

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Методе прорачуна у развоју производа

Број индекса: 314/2015

Никола З. Новаковић

Пројектовање и конструкција мултипликатора ветрогенератора

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Зорица Ђорђевић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да изанализира препоручену литературу, као и да самостално изврши истраживање и пронађе додатну литературу. Неопходно је објаснити начин функционисања ветрогенератора, набројати његове делове и системе, али их и појединачно појаснити. Потребно је извршити комплетан прорачун мултипликатора ветрогенератора, али и његово пројектовање и конструисање у неком од програмских пакета.

Препоручена литература:

- [1] Jong M. Ha, Byeng D. Youn, Hyunseok Oh, Bongtae Han, Yoongho Jung, Jungho Park: Autocorrelation-based time synchronous averaging for condition monitoring of planetary gearboxes in wind turbines, Mechanical Systems and Signal Processing 2016.
- [2] Бешевић М., Тешановић А., Кукарас Д., Ландовић А.: Прорачун и димензионисање носеће челичне конструкције стуба ветрогенератора, JOURNAL OF FACULTY OF CIVIL ENGINEERING 26, 2014.
- [3] Косановић В.: Снабдевање града Новог Сада електричном и топлотном енергијом из расположивих обновљивих извора енергије, Факултет техничких наука, 2015.

Крагујевац

Јун 2017.

ментор:

Др Зорица Ђорђевић



Садржај

Резиме.....	4
1. Увод.....	5
2. Типови ветрогенератора и конструкционе карактеристике	7
3. Прорачун и конструисање мултипликатора ветрогенератора	12
3.1. Конструкционе врсте мултипликатора.....	12
3.2. Одређивање улазне снаге и бројева обртаја вратила	14
3.3. Прорачун планетарног преносника	17
3.3.1. Решавање кретања планетарног преносника	17
3.3.2. Одређивање броја зубаца зупчаника и преносног односа	19
3.3.3. Прорачун сила и момената за први планетарни преносник	21
3.3.4. Прорачун сила и момената за други планетарни преносник.....	23
3.4. Прорачун зупчаника.....	25
3.5. Прорачун осовиница планетарних преносника.....	47
3.5.1. Прорачун осовинице првог планетарног преносника.....	47
3.5.2. Прорачун осовинице другог планетарног преносника	49
3.6. Прорачун вратила планетарних преносника.....	51
3.6.1. Прорачун улазног вратила првог планетарног преносника	51
3.6.2. Прорачун излазног вратила првог планетарног преносника и улазног вратила другог планетарног преносника	53
3.6.3. Прорачун излазног вратила другог планетарног преносника	54
3.6.4. Прорачун излазног вратила редуктора	57
3.6.5. Избор лежаја	61
4. Моделирање мултипликатора ветрогенератора	63
Закључак.....	69
Литература	70



Резиме

У оквиру овог рада објашњен је принцип рада ветрогенератора, односно начин претварања кинетичке енергије ветра у механичку енергију користећи машинске елементе и системе, па на крају у електричну енергију преко електрогенератора. Према усвојеним полазним подацима извршен је прорачун и конструисање целокупног мултипликатора ветрогенератора у програмском пакету Autodesk Inventor Professional 2016. Прорачун је извршен за све зупчасте парове, осовине, вратила и лежајеве.

Кључне речи: ветрогенератор, редуктор, прорачун...

Summary

In this paper explains the principle of operation of wind turbines, or the method of converting the kinetic energy of the wind into mechanical energy using mechanical elements and systems, and finally into electrical energy through the electric generator. According to the adopted initial data is executed budget and the construction of the entire wind turbine gear units in the software package Autodesk Inventor Professional 2016. The budget is executed for all the gear pairs, shafts, shaft and bearings.

Key words: wind turbine, gear units, budget...

1. Увод

Ветар представља врсту соларне енергије, односно кинетичку енергију ваздуха који струји. Енергија ветра зависи од надморске висине, брзине ветра, густине, температуре и притиска ваздуха. Ова врста енергије се кроз историју користила за добијање механичке и електричне енергије [1].

Енергију ветра човек је користио и пре нове ере. Најстарији познати облик коришћења енергије ветра јесте макета једрењака који се кретао Нилом, који датира још од 3500. године пре нове ере. Најстарија ветрењача је коришћена у Систану, данашњем Авганистану, у седмом веку. Ова ветрењача, звана Панемоне, користила се за млевење житарица и вађење воде.



Слика 1.1. Ветрењача из Авганистана из седмог века [1]

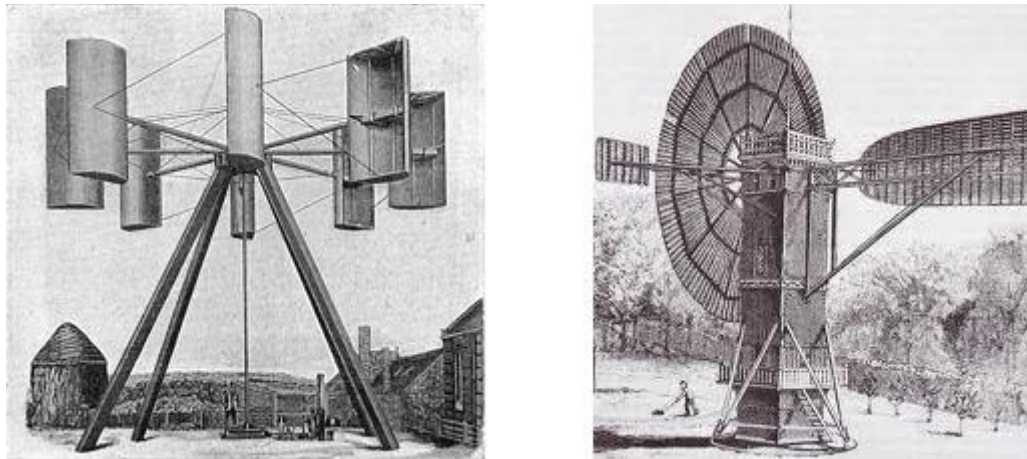
Велики помак у развоју ветрењача учинили су Холанђани који су, у 15. веку, конструисали ветрењачу такву да се купола окреће у правцу кретања ветра. Конструкција ветрењаче је била од дрвета, а преко елиса је био затегнут најлон који је омогућавао боље окретање елиса. Ове ветрењаче у Холандији су се користиле за млевење житарица и извлачење воде. Холандија је и данас лидер у развоју и усавршавању технологије ветрогенератора.



Слика 1.2. Холандска ветрењача из 15. века [1]

Први ветрогенератор који је производио електричну енергију конструисао је Џејмс Блајт (James Blyth) 1887. године. Овај ветрогенератор је био другачије конструкције у односу на дотадашње ветрењаче. То је био ветрогенератор са вертикалном осовином, који је био висок 18 метара, док је ротор био пречника 17 метара. Овај ветрогенератор је производио 12 kW електричне енергије.

Исте године је у Сједињеним Америчким Државама Чарлс Браш (Charles F. Brush) конструисао ветрогенератор са хоризонталном осовином који је био специфичан јер је, уместо четири или пет елиса, садржао огроман број лопатица које је окретао ветар.



Слика 1.3. Ветрогенератор Џејмса Блајта (лево) и Чарлса Браша (десно) [2, 3]

Први ветрогенератор који је производио велику количину електричне енергије је конструисан у Русији 1931. године на Криму на обали Црног мора. Овај ветрогенератор је производио 100 kW електричне енергије. Модеран дизајн ветрогенератора који садржи три лопатице које окреће ветар назива се Холандски концепт. Овај прототип је израђен 1956. године од стране Џоанес Јула (Johannes Juul). Овакав дизајн се одржао и до данас.



Слика 1.4. Ветрогенератор на Криму (лево) и Холандски концепт (десно) [1, 4]

2. Типови ветрогенератора и конструкционе карактеристике

Ветрогенератори представљају машински систем који механичку енергију претвара у електричну. Принцип рада ветрогенератора је заснован на окретању елисе помоћу ветра. Пошто је брзина окретања елисе веома мала (око 60 обртаја у минути), она се мора повећати помоћу редуктора, односно мултипликатора, (око 1800 обртаја у минути) да би се ротор довољно брзо окретао како би произвео електричну енергију. Произведена електрична енергија се даље кроз каблове преноси до трансформатора па даље ка крајњим корисницима. Постоје два типа ветрогенератора: са хоризонталном и вертикалном осовином.

Ветрогенератори са вертикалном осовином су карактеристични по томе што је оса ротације елисе или пропелера вертикална. Ова врста ветрогенератора има веома слабу примену јер је потребна огромна енергија за покретање елиса и имају мању ефикасност у односу на ветрогенераторе са хоризонталном осовином. Ову врсту ветрогенератора је патентирао Дариус (Darrius) 1931. године [5].



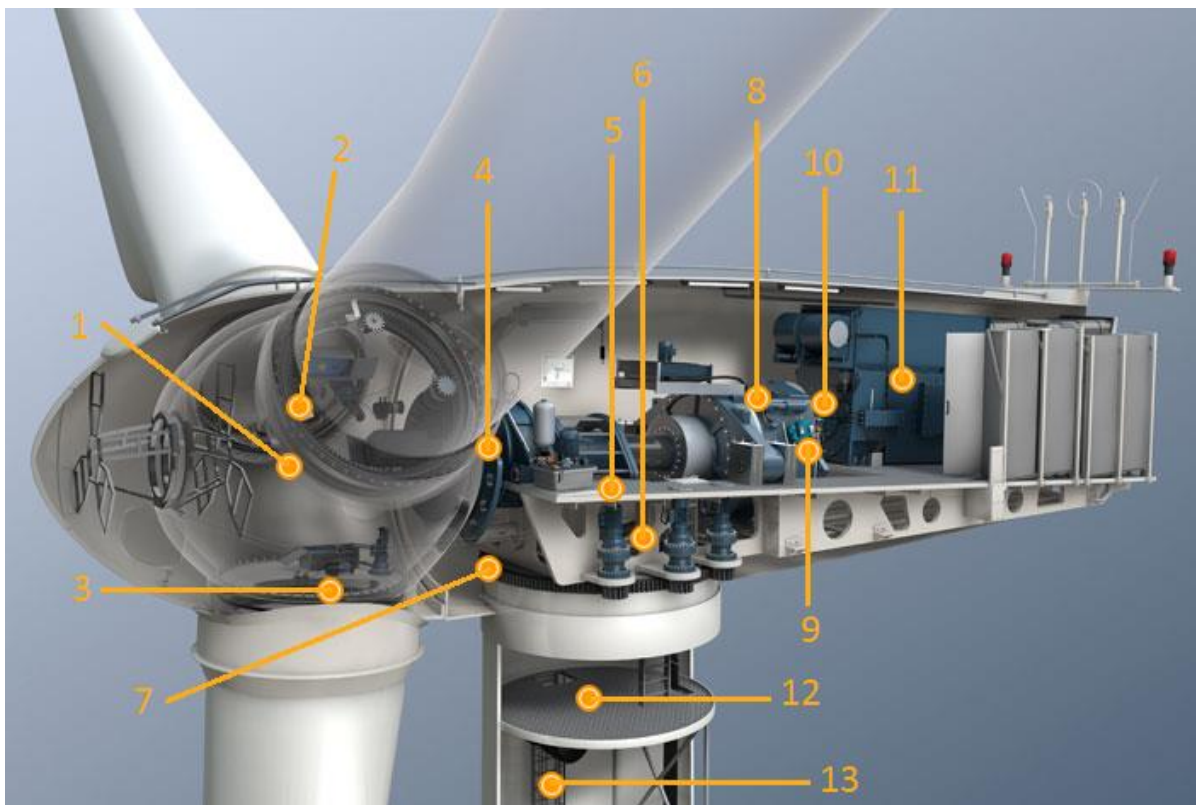
Слика 2.1. Дариусов ветрогенератор [5]

Ветрогенератори са хоризонталном осовином представљају најпримењиваније ветрогенераторе. Ови ветрогенератори се могу постављати уз и низ ветар. Код савремених ветрогенератора ове врсте осовина се закреће у хоризонталној равни да би се прилагодила смеру кретања ветра. У већини случајева се израђују са три елисе, јер оне дају највећи степен искоришћења [6].

Неки од водећих светских произвођача ових ветрогенератора са хоризонталном и вертикалном осовином су:

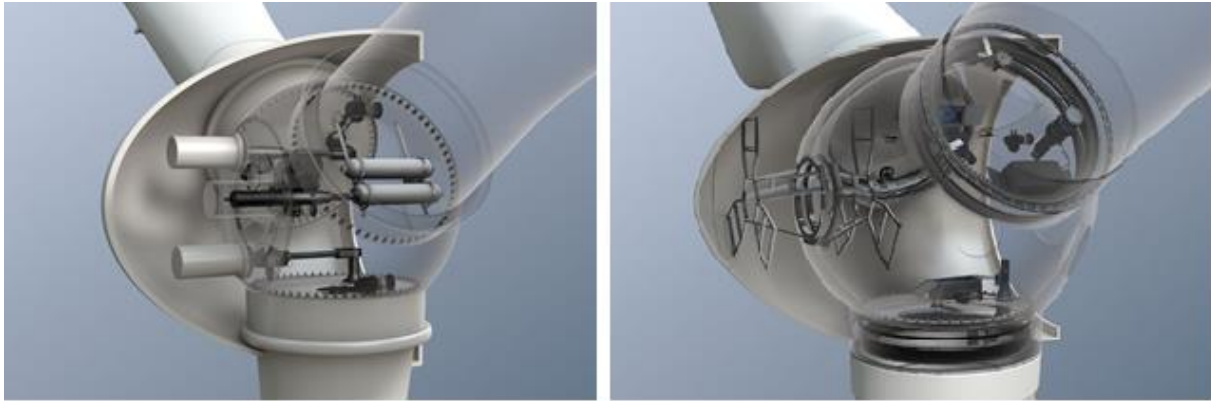
- GOLDWIND,
- ENERCON,
- SIEMENS,
- GE ENERGY,
- ALSTOM,
- EWT.

Принцип рада модерног ветрогенератора са хоризонталном осовином је детаљно објашњен помоћу слике 2.2., односно елемената који су означени бројевима од 1 до 13. Бројевима 1, 2 и 3 је означено кућиште елисе. Бројем 4 је означен улаз такозваног спорог вратила у кућиште ветрогенератора на коме се налазе сензори који мере брзину окретања тог вратила, али и у случају неког дефекта заустављају рад система. Хидраулични систем је означен бројем 5. Бројевима 6 и 7 је означен систем за заокретање куполе. Главни мултипликатор ветрогенератора са помоћним системима је означен бројевима 8, 9 и 10. Бројем 11 је означен електрогенератор, док је бројем 12 означена конструкција овог ветрогенератора. Бројем 13 означен је лифт који има функцију лаког и безбедног транспорта радника у случају поправке или одржавања система. Постављање лифта је пожељно, јер су висине торња изузетно велике, најчешће износе око 100 m па и више. Цео процес добијања електричне енергије преко механичке се одвија између елемената означених бројевима 1 и 11.



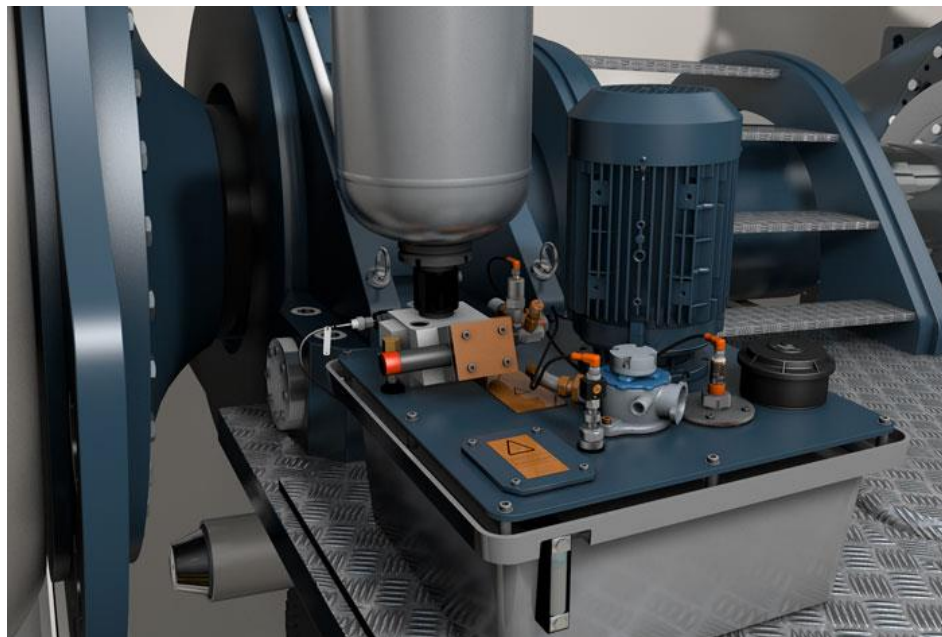
Слика 2.2. Ветрогенератор са хоризонталном осовином [7]

На слици 2.3. је приказано кућиште елисе у коме се налазе хидраулични систем за заокретање елиса (Pitch Control) и сигурносна кочница за њихово заустављање. Овај систем регулише нападни угао лопатица елисе, које се могу окретати око своје осе. Овим се постиже константна брзина окретања елиса при којој се постиже максимална искоришћеност енергије ветра. Осим ових система, постоји и електромотор који служи као помоћна снага за заокретање елиса, али и систем за подмазивање. Ове елисе покреће ветар и оне представљају почетак овог циклуса [7].



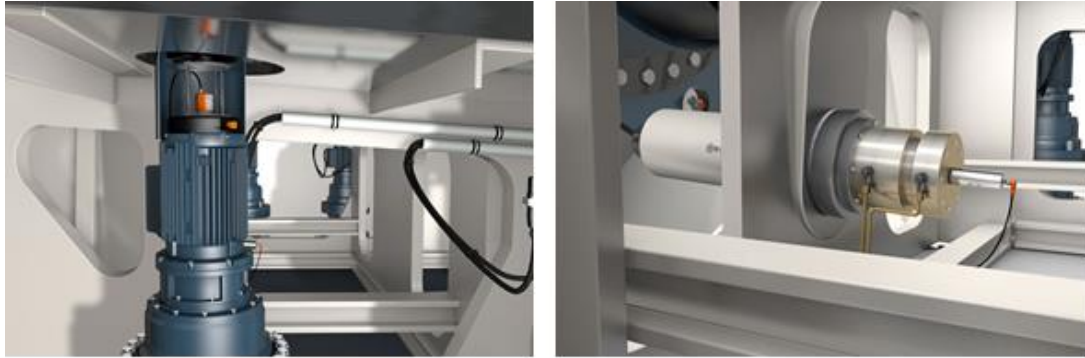
Слика 2.3. Кућиште елисе [7]

Хидраулични систем који обезбеђује снагу за покретање појединих компоненти овог система као што су сигурносне кочнице, дизалице... приказан је на слици 2.4.



Слика 2.4. Хидраулични систем ветрогенератора [7]

На слици 2.5. су приказани планетарни редуктори који имају функцију да окрећу куполу са елисама у правцу кретања ветра (Yaw Control). Пошто се измери брзина ветра анометром и утврди смер дувања ветра, овај систем заокреће читаву куполу у правцу кретања ветра, тако да он струји право кроз елисе ветрогенератора. У оквиру овог система постоји сигурносна брава која служи да, у случају вршења неке поправке или одржавања, осигура и не дозволи окретање елисе и погонског вратила.

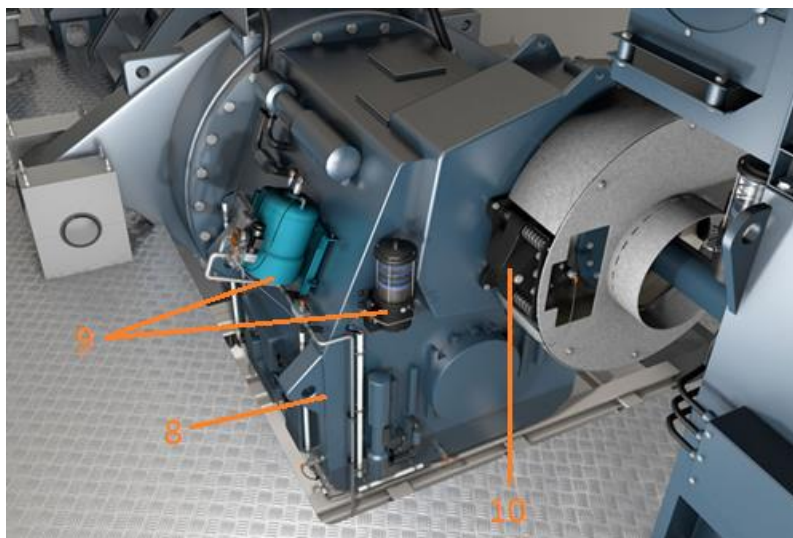


Слика 2.5. Планетарни редуктор (лево) и сигурносна брава (десно) [7]

Главни редуктор, односно мултипликатор ветрогенератора је приказан на слици 2.6. Основна функција овог мултипликатора јесте да у великој мери повећа број обртаја улазног вратила како би се на излазу из мултипликатора број обртаја прилагодио генератору који производи електричну енергију. Ова врста мултипликатора се најчешће састоји из три мања планетарна редуктора. Оптимизован је у погледу радног века, габарита, тежине, као и трошкова одржавања.

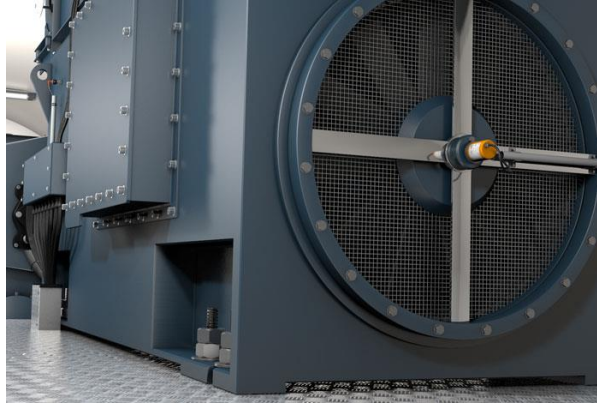
На мултипликатору се налазе и уређаји за подмазивање, али и сензори који контролишу рад овог система који су обележени бројем 9. Систем за подмазивање садржи и филтере за уље који имају функцију да задрже најситније честице ван система како би спречили оштећење редуктора.

На излазу мултипликатора се налази сигурносна кочница која је означена бројем 10. Она има функцију да заустави рад система у случају неког дефекта, заједно са другим безбедоносним системима који се налазе у оквиру целокупног система.



Слика 2.6. Мултипликатор ветрогенератора са системом за подмазивање и сигурносном кочницом [7]

На крају овог процеса, добијања електричне енергије преко механичке енергије, се налази генератор електричне енергије који је приказан на слици 2.7. За овакав систем се користе трофазни асинхрони или синхрони генератори. Пошто производе велику количину електричне енергије важан део њиховог система представља његово хлађење и подмазивање.



Слика 2.7. Генератор електричне енергије [7]

Конструкција ветрогенератора је приказана на слици 2.8. и она мора бити изузетно чврста и отпорна на атмосферске утицаје. Под овом конструкцијом се убрајају и елисе које представљају један од најзначајнијих делова ветрогенератора.



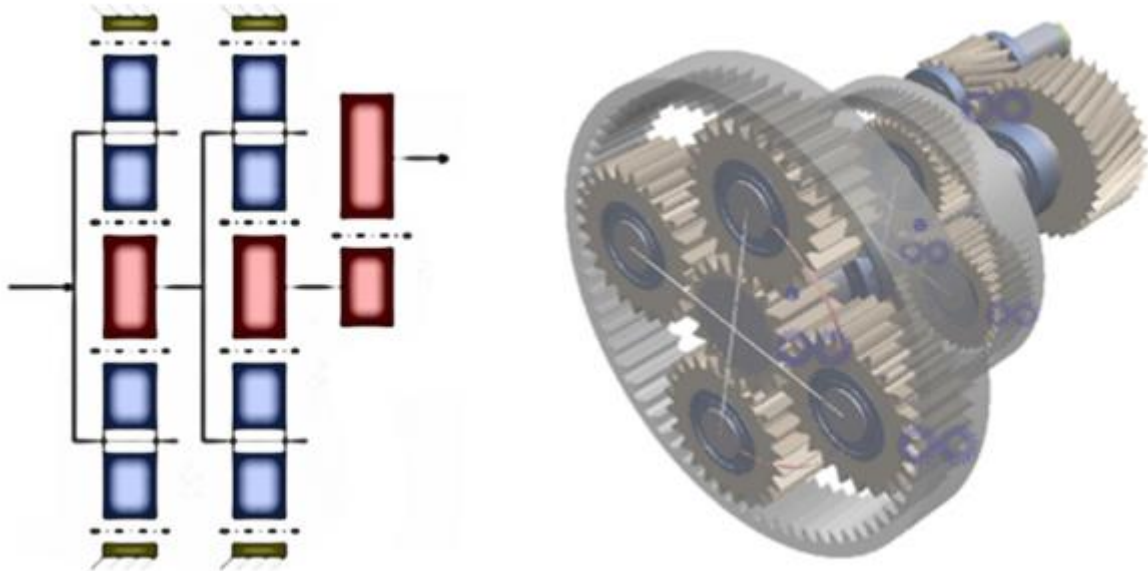
Слика 2.8. Спољашњи изглед торња (лево) и елисе (десно) [7]

3. Прорачун и конструисање мултипликатора ветрогенератора

3.1. Конструкционе врсте мултипликатора

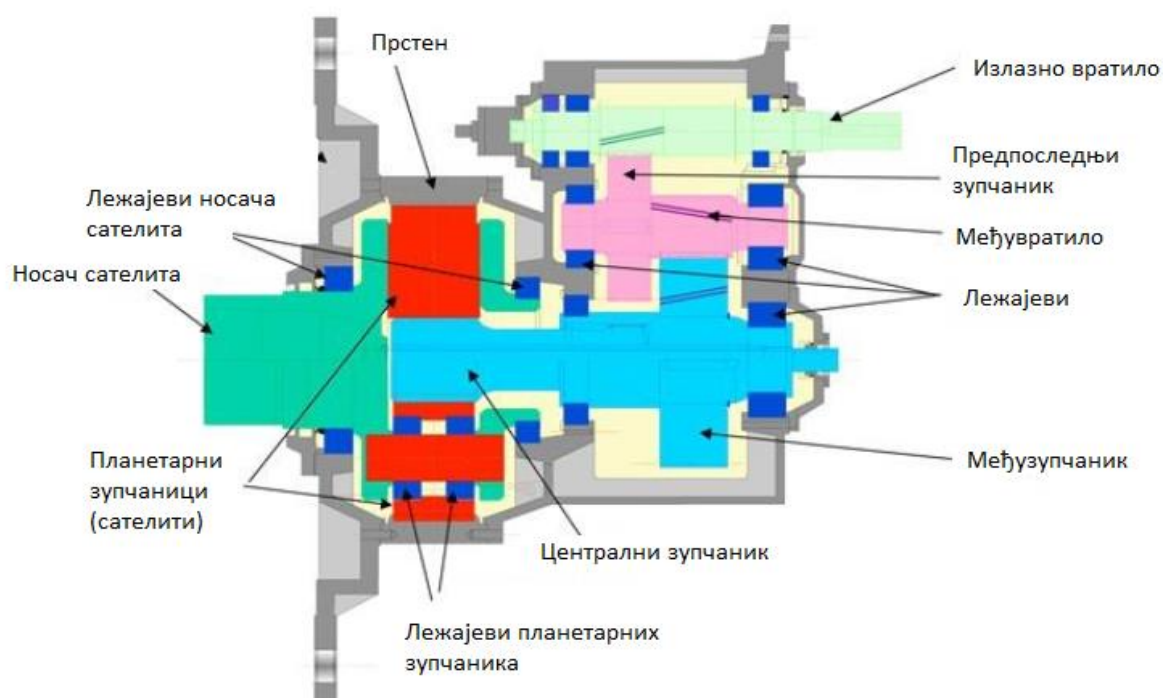
Код ветрогенератора се за промену бројева обртаја користи посебна врста редуктора, позната као мултипликатори. Најчешће се користе планетарни преносници, који могу бити засебни, односно само једна концепција, или као спој две или више концепција. Ови преносници су своју примену нашли код ветрогенератора због тога што омогућавају остваривање великих преносних односа, поделе снаге са погонског вратила на више гоњених вратила, великог степена искоришћења, мањих габаритних димензија, добро искоришћеног унутрашњег простора конструкције, као и могућности савладавања великог обртног момента, али су и лакши од класичних редуктора исте снаге и преносног односа.

Једна од најчешће примењиваних концепција мултипликатора је приказана на слици 3.1. Ова концепција ће у даљем раду бити прорачуната и конструисана. Мултипликатор се састоји од две концепције планетарног преносника (A_{ha}^b) и једног пара цилиндричних зупчаника. Код овог мултипликатора улазно вратило представља уједно и носач сателита, и то вратило трпи највеће оптерећење јер је брзина окретања мала а обртни момент изузетно велики. Сателити своје кретање преносе на централни зупчаник са којег се кретање преноси на следећи планетарни преносник. По истом принципу се кретање преноси до пара цилиндричних зупчаника редно постављених. Са последњег зупчаника кретање се преноси на излазно вратило које је даље везано за електрогенератор. Током читавог овог преноса кретања и снаге, број обртаја се повећава са 30 min^{-1} на 3000 min^{-1} . Велика предност овакве конструкције је у томе што се улазно и излазно вратило налазе на веома малом основном растојању.



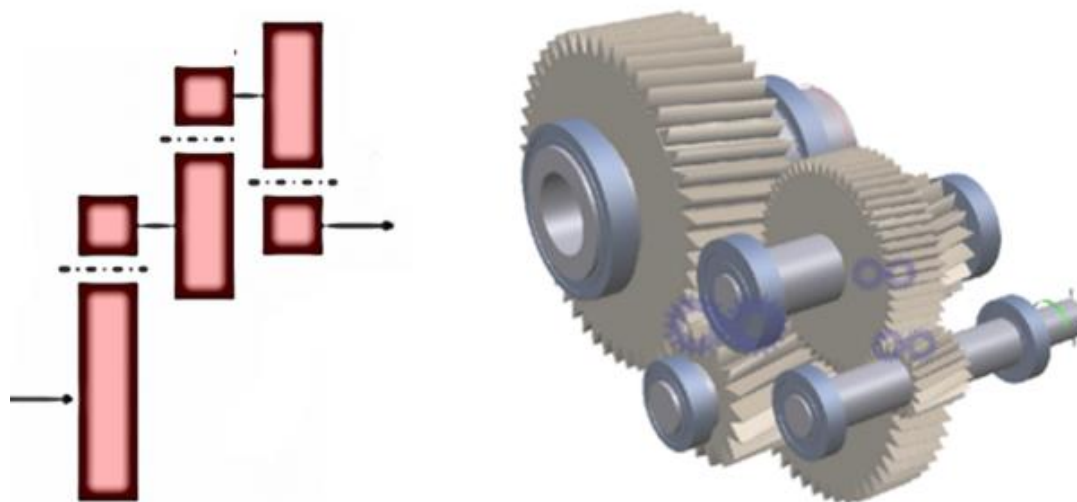
Слика 3.1. Концепција мултипликатора [9]

Овакав тип мултипликатора који се користи за ветрогенераторе није једини, концепције могу бити различите и зависе од саме конструкције ветрогенератора, његове снаге, али и од произвођача. Другачија концепција мултипликатора приказана је на слици 3.2. Ова концепција се састоји од једног планетарног преносника и једног класичног редног тростепеног редуктора. Снага се доводи на носач сателита која се даље преноси са сателита на централни зупчаник. Са централног зупчаника снага се преноси другим вратилом на међузупчаник, који ту снагу шаље даље на треће па на четврто (излазно) вратило.



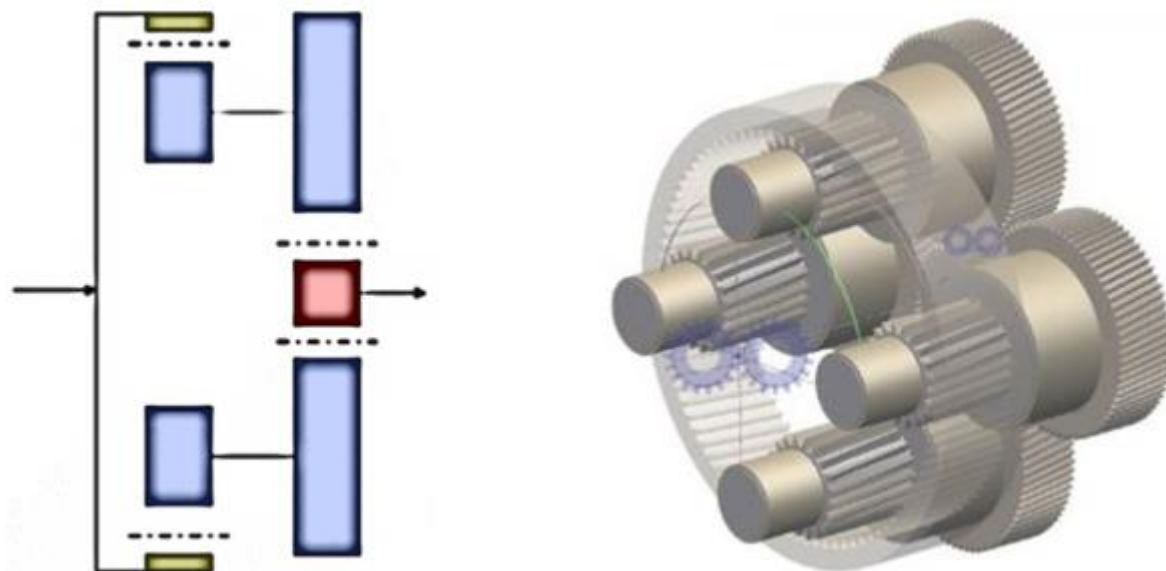
Слика 3.2. Шематски приказ концепције мултипликатора

Такође се за овакве конструкције могу користити и класични вишестепени мултипликатори, а једна таква концепција је приказана на слици 3.3.



Слика 3.3. Концепција класичног вишестепеног мултипликатора

Осим класичних концепција, постоје и специфичније концепције, а једна таква је приказана на слици 3.4. Ова концепција се у суштини састоји од два планетарна преносника код којих су сви елементи покретни. Снага се доводи на централни зупчаник са унутрашњим озубљењем и преноси се на сателите првог планетарног преносника. Ова снага се даље преноси на сателите другог планетарног преносника, а са њих на централни зупчаник са спољашњим озубљењем који се налази на излазном вратилу.



Слика 3.4. Концепција планетарног мултипликатора

3.2. Одређивање улазне снаге и бројева обртаја вратила

Ветар представља слободан извор енергије на нашој планети. Он је дефинисан правцем, смером и интензитетом, што значи да представља векторску величину. Под јачином, односно интензитетом, ветра се подразумева ефекат његовог дејства на одређене предмете, што је дефинисано Бофоровом скалом. Осим јачине ветра на овој скали је дефинисана и брзина ветра пропорционална његовој јачини. Бофорову скалу је написао енглески контраадмирал и хидрограф 1805. године и она је приказана у табели 3.1 [7].

Табела 3.1. Класификација ветра [7]

Степен (Bf)	Јачина	Брзина (m/s)	Обележје
0	Тишина	0	Потпуно тихо, дим се диже усправно.
1	Лахор	0,9	Дим се диже готово усправно.
2	Поветарац	2,4	Повремено се креће лишће на дрвећу.
3	Слаб ветар	4,4	Покреће заставе на јарболима у непрекидно кретање.
4	Умерен ветар	6,7	Лепрша заставом, повија границе.

Наставак табеле 3.1.

5	Јак ветар	9,3	Повија веће гране, постаје нелагодан за чула, баца таласе на стајаћим водама.
6	Жесток ветар	12,3	Чује се како хуји изнад кућа и других чврстих предмета, покреће тање дрвеће.
7	Олујни ветар	15,5	Повија тања стабла.
8	Олуја	18,9	Повија цела јача стабла, ломи гране.
9	Јака олуја	22,6	Ломи веће и јаче гране, наноси штету на крововима.
10	Жестока олуја	26,4	Обара и ломи дрвеће, обара слабе димњаке.
11	Вихор	30,5	Тешка разарајућа дејства, рушење кровова на зградама.
12	Оркан	>34,8	Уништавајуће дејство.

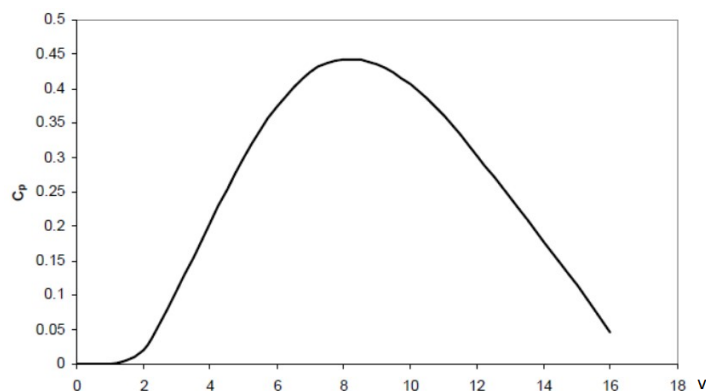
На почетку прорачуна мултипликатора ветрогенератора потребно је одредити улазни број обртаја мултипликатора, који уствари представља број обртаја елисе који зависи од брзине ветра. За овај прорачун се усваја брзина обртаја улазног вратила која износи 30 min^{-1} .

Осим брзине улазног вратила потребно је одредити улазну снагу. Она зависи од више фактора, а одређује се помоћу формуле (3.1):

$$P_{meh} = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot v^3, \quad (3.1)$$

где је: C_p – коефицијент искоришћења снаге ветротурбине, ρ – густина ваздуха, R – радијус ветротурбине, v – брзина ветра на улазу у ветротурбину.

Коефицијент искоришћења снаге ветротурбине (C_p) представља процентуалну вредност искоришћења енергије ветра. Немачки научник Алберт Беџ (Albert Betz) установио је да ветрењача може највише да искористи 59% енергије ветра, мада је у пракси доказано да се тај број креће од 35% до 45%, а за овај прорачун се усваја вредност од 35%. Одлука да се усвоји ова вредност је донета на основу дијаграма 3.5 који приказује зависност коефицијента искоришћења снаге ветротурбине од брзине ветра (m/s). За брзину ветра се усваја вредност од 5 m/s .



Слика 3.5. Дијаграм зависност коефицијента искоришћења од брзине ветра

Густина ваздуха зависи од надморске висине, притиска и температуре, а за овај прорачун се усваја средња вредност која износи $1,225 \text{ kg}/\text{m}^3$. За радијус ветротурбине се усваја вредност од 20 m .

На основу ових података може се израчунати улазна снага:

$$P_{meh} = \frac{1}{2} \cdot 0,35 \cdot 1,225 \cdot \pi \cdot 400 \cdot 125 = 33,67394626 \text{ kW}$$

Према снази електрогенератора, ветрогенератори се могу поделити у три групе:

- Мали – са снагом до 100 kW ,
- Средњи – са снагом од 100 kW до $1,5 \text{ MW}$,
- Велики – са снагом већом од $1,5 \text{ MW}$.

На основу ове поделе се закључује да ветрогенератор који се анализира припада групи малих ветрогенератора.

Затим је потребно одредити излазни број обртаја вратила, који зависи од електрогенератора који ће бити постављен. За ветрогенераторе се најчешће користе асинхрони електрогенератори који производе наизменичну струју. Брзина окретања ротора, уједно и излазног вратила редуктора, зависи од фреквенције наизменичне струје и броја пари полова. Стандардна фреквенција за европско подручје је 50 Hz . Електрогенератори се углавном израђују са највише четири пара полова, мада тај број није ограничен и могу се правити и са више пари полова. У табели 3.2 су приказане вредности броја обртаја ротора (синхрона брзина) у односу на број пари полова при фреквенцији наизменичне струје од 50 Hz [8].

Табела 3.2. Однос броја пари полова и синхроне брзине [8]

р (број пари полова)	n_s (синхрона брзина) у min^{-1}
1	3000
2	1500
3	1000
4	750

Формула по којој се одређује синхрона брзина је:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p}, \quad (3.2)$$

где је: n_s – синхрона брзина, f – фреквенција наизменичне струје, p – број пари полова.

За овај рад се усваја да је број пари полова 1, а фреквенција наизменичне струје је 50 Hz . На основу тих података добија се синхрона брзина, уједно и број обртаја излазног вратила мултипликатора која износи:

$$n_s = \frac{60 \cdot 50}{1} = 3000 \text{ min}^{-1}.$$



На крају претходног прорачуна је потребно одредити преносни однос, а он се може одредити на основу познатих улазних и излазних бројева обртаја:

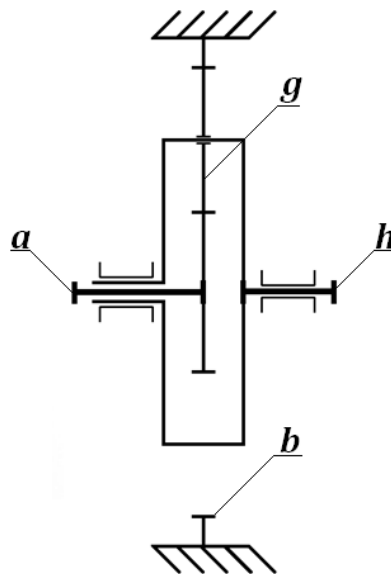
$$i_{ukupno} = \frac{n_{izlaz}}{n_{ulaz}} = \frac{3000}{30} = 100. \quad (3.3)$$

Овај преносни однос треба расподелити на три преносника која се налазе у склопу целокупног мултипликатора. Укупан преносни однос ће бити распоређен на следећи начин:

- Преносни однос првог планетарног преносника износи $i_{R1} = 5$
- Преносни однос другог планетарног преносника износи $i_{R2} = 5$
- Преносни однос последњег зупчастог пара износи $i_{R3} = 5$

3.3. Прорачун планетарног преносника

На почетку је потребно дефинисати концепцију планетарног преносника. За овај прорачун се усваја концепција A_{ha}^b за први и други планетарни преносник. Шема ове концепције је приказана на слици 3.6.



Слика 3.6. Шема планетарног преносника

3.3.1. Решавање кретања планетарног преносника

Општа једначина кретања планетарног преносника гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_0 \cdot (n_b - n_h); n_b = 0 \quad (3.3.1)$$

Број контакта зупчаника са спољашњим озубљењем је: $m = 1$.

Број обртаја централног зупчаника са унутрашњим озубљењем је: $n_b = 0$.

Кинематски преносни однос преносника је:

$$i_0 = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_g} = \frac{z_b}{z_a} \quad (3.3.2)$$

Заменом познатих вредности у општу једначину, добија се:

$$n_a - n_h = (-1)^1 \cdot i_0 \cdot (0 - n_h) \quad (3.3.3)$$

$$-n_h = i_0 \cdot n_b - i_0 \cdot n_h; /n_b$$

$$n_h(i_0 + 1) = n_a$$

Преносни однос планетарног преносника је:

$$i_{pp} = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} = \frac{n_a}{n_h} = i_0 + 1 = \frac{z_a + z_b}{z_a} \quad (3.3.4)$$

Сада треба поставити сопствене једначине за сателит са две стране, прва је од улаза до сателита, а друга је од сателита до излаза. За прву једначину гласи:

$$n_{gs1} = (-1)^{m_1} \cdot i_{s1} \cdot (n_a - n_h); \quad (3.3.5)$$

$$m_1 = 1; i_{s1} = \frac{z_a}{z_g};$$

$$n_{gs1} = (-1)^1 \cdot \frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h);$$

$$n_{gs1} = -\frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h)$$

За другу једначину гласи:

$$n_{gs2} = (-1)^{m_2} \cdot i_{s2} \cdot (n_b - n_h) \quad (3.3.6)$$

$$m_2 = 0; i_{s2} = \frac{z_b}{z_g}; n_b = 0$$

$$n_{gs2} = (-1)^0 \cdot \frac{z_b}{z_g} \cdot (0 - n_h)$$

$$n_{gs2} = -\frac{z_b}{z_g} \cdot n_h$$

Сада треба извршити проверу, односно треба изједначити ове две једначине:

$$n_{gs1} = n_{gs2} \quad (3.3.7)$$

$$-\frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h) = -\frac{z_b}{z_g} \cdot n_h$$

$$-\frac{z_a}{z_g} \cdot \left(1 + \frac{z_b}{z_g} - 1\right) = -\frac{z_b}{z_g}$$

$$-\frac{z_b}{z_g} = -\frac{z_b}{z_g}$$



3.3.2. Одређивање броја зубаца зупчаника и преносног односа

За централни зупчаник са спољашњим озубљењем се усваја $z_a = 20$.

$$i_{pp} = 1 + \frac{z_b}{z_a} \quad (3.3.8)$$

$$z_b = z_a \cdot (i_{pp} - 1)$$

$$z_b = 20 \cdot (5 - 1)$$

$$z_b = 80$$

Број зубаца сателита се може одредити из услова саосности: $a_{ag} = a_{bg}$

$$r_a - r_g = r_b - r_g \quad (3.3.9)$$

$$(z_a - z_g) \frac{m}{2} = (z_b - z_g) \frac{m}{2}$$

$$z_a + z_g = z_b - z_g$$

$$z_g = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{80 - 20}{2} = 30$$

$$z_g = 30$$

Стварни преносни однос се може одредити:

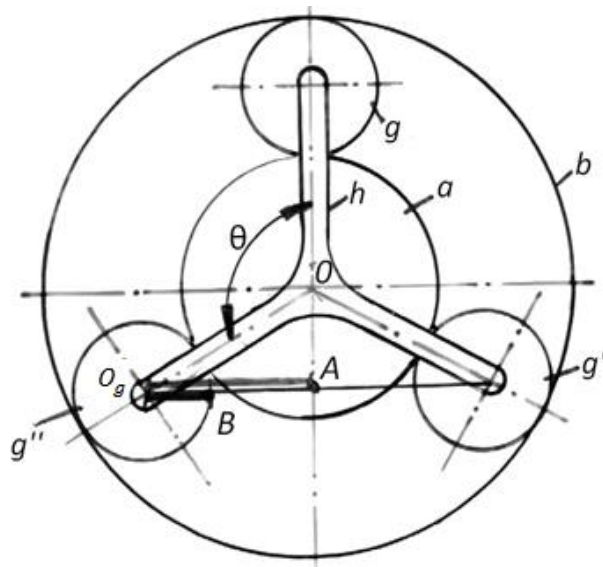
$$i_{pp(st)} = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{80}{20} = 5 \quad (3.3.10)$$

Грешка преносног односа се може одредити:

$$\Delta i_{pp} = \left| \frac{i_{pp(st)} - i_{pp}}{i_{pp(st)}} \right| \cdot 100\% < 4\% \quad (3.3.11)$$

$$\Delta i_{pp} = \left| \frac{5 - 5}{5} \right| \cdot 100\% < 4\% \rightarrow 0\% < 4\%$$

Број сателита се може одредити помоћу слике 3.7.



Слика 3.7. Услов суседности

$$AO_g > BO_g \quad (3.3.11)$$

$$AO_g = O_a O_g \cdot \sin \frac{\theta}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_a + z_g) \cdot \sin \frac{\pi}{N}$$

$$BO_g = \frac{d_g}{2} + m = \frac{m}{2} \cdot (z_g + 2)$$

$$N < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{z_g + 2}{z_a + z_g}\right)} \quad (3.3.12)$$

$$N < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{30 + 2}{20 + 30}\right)} < 4,5$$

$$AO_g > BO_g \quad (3.3.13)$$

$$AO_g = O_b O_g \cdot \sin \frac{\theta}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_b - z_g) \cdot \sin \frac{\pi}{N}$$

$$BO_g = \frac{d_g}{2} + m = \frac{m}{2} \cdot (z_g + 2)$$

$$N < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{z_g + 2}{z_b - z_g}\right)} < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{30 + 2}{80 - 30}\right)} < 4,5$$

Усваја се вредност броја сателита: $N = 4$.

Услов монтаже се може проверити преко израза:

$$\frac{z_a + z_b}{N} = C, \quad (3.3.14)$$

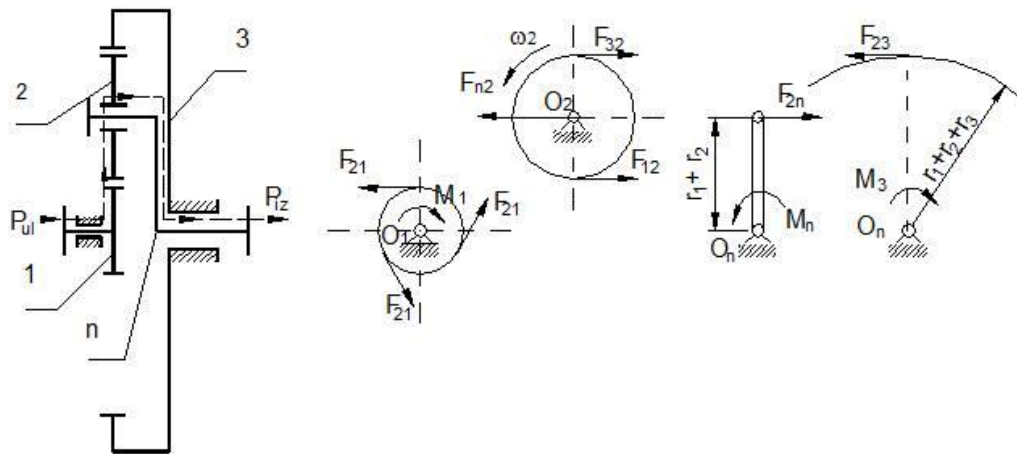
где C – представља цео број.

Заменом познатих вредности се добија:

$$\frac{20+80}{4} = 25, \text{ што значи да је услов монтаже испуњен.}$$

3.3.3. Прорачун сила и момената за први планетарни преносник

Силе и моменти који се јављају на првом планетарном преноснику су приказане на слици 3.8.



Слика 3.8. Силе и моменти за први планетарни преносник

Обртни момент централног зупчаника са спољашњим озубљењем се одређује:

$$M_a = \frac{P_a}{\omega_a} = \frac{P_a}{\frac{n_a \cdot \pi}{30}} = \frac{30 \cdot P_a}{\pi \cdot n_a} \rightarrow M_a = \frac{P_a}{\omega_a} = \frac{7000}{125,6637} = 55,7042 \text{ Nm}$$

Угаона брзина централног зупчаника са спољашњим озубљењем се одређује:

$$\omega_a = \frac{n_a \cdot \pi}{30} = \frac{1200 \cdot \pi}{30} = 125,6637 \text{ s}^{-1}$$

Сила на боку централног зупчаника са спољашњим озубљењем се одређује:

$$M_a = F_{ga} \cdot N \cdot r_a \rightarrow F_{ga} = \frac{M_a}{N \cdot r_a} = \frac{2 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a}$$

Моментна једначина за сателит у тачки А:

$$\sum M_a = 0 \quad (3.3.15)$$

$$-F_{hg} \cdot r_g + F_{ag} \cdot 2r_g = 0$$

$$F_{hg} = \frac{F_{ag} \cdot 2r_g}{r_g} = 2 \cdot F_{ag} = \frac{4 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a}$$

$$\sum M_b = 0 \quad (3.3.16)$$



$$-F_{gb} \cdot 2r_g + F_{hg} \cdot r_g = 0$$

$$F_{gb} = \frac{F_{hg} \cdot r_g}{2r_g} = \frac{F_{hg}}{2} = \frac{2 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a}$$

Одређивање обртног момента носача сателита:

$$M_h = F_{gh} \cdot N \cdot r_h = F_{gh} \cdot N \cdot (r_a + r_g) = \frac{4 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a} \cdot N \cdot \frac{m}{2} \cdot (z_a + z_g) \quad (3.3.17)$$

$$M_h = \frac{2 \cdot M_a \cdot (z_a + z_g)}{z_a} = \frac{2 \cdot 55,7042 \cdot (20 + 30)}{20} = 278,521 \text{ Nm}$$

Одређивање обртног момента централног зупчаника са унутрашњим озубљењем:

$$M_b = F_{bg} \cdot N \cdot r_b = F_{bg} \cdot N \cdot (r_a + 2r_g) = \frac{2 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a} \cdot N \cdot \frac{m}{2} \cdot (z_a + 2z_g) \quad (3.3.18)$$

$$M_b = \frac{M_a \cdot (z_a + 2z_g)}{z_a} = \frac{55,7042 \cdot (20 + 30)}{20} = 139,2605 \text{ Nm}$$

Провера:

$$M_a + M_b - M_h = 0 \quad (3.3.19)$$

$$55,7042 + 222,8168 - 278,521 = 0$$

$$0 = 0$$

Број обртаја улазног вратила, односно носача сателита је:

$$n_h = 30 \text{ min}^{-1}$$

Број обртаја централног зупчаника са спољашњим озубљењем, односно излазног вратила је:

$$n_a = i_{pp} \cdot n_h = 5 \cdot 30 = 150 \text{ min}^{-1}$$

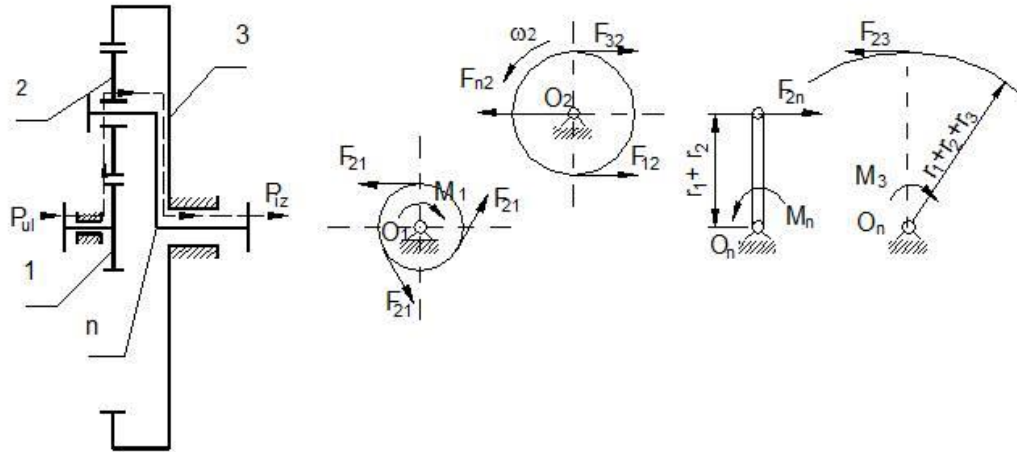
Број обртаја сателита се одређује:

$$n_{gs} = -\frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h) = -\frac{20}{30} \cdot 120 = 80 \text{ min}^{-1}$$



3.3.4. Прорачун сила и момената за други планетарни преносник

Силе и моменти који се јављају на другом планетарном преноснику су приказане на слици 3.9.



Слика 3.9. Силе и моменти за други планетарни преносник

Обртни момент централног зупчаника са спољашњим озубљењем се одређује:

$$M_a = \frac{P_a}{\omega_a} = \frac{P_a}{\frac{n_a \cdot \pi}{30}} = \frac{30 \cdot P_a}{\pi \cdot n_a} \rightarrow M_a = \frac{P_a}{\omega_a} = \frac{7000}{125,6637} = 55,7042 \text{ Nm}$$

Угаона брзина централног зупчаника са спољашњим озубљењем се одређује:

$$\omega_a = \frac{n_a \cdot \pi}{30} = \frac{1200 \cdot \pi}{30} = 125,6637 \text{ s}^{-1}$$

Сила на боку централног зупчаника са спољашњим озубљењем се одређује:

$$M_a = F_{ga} \cdot N \cdot r_a \rightarrow F_{ga} = \frac{M_a}{N \cdot r_a} = \frac{2 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a}$$

Моментна једначина за сателит у тачки А:

$$\sum M_q = 0 \quad (3.3.20)$$

$$-F_{hg} \cdot r_g + F_{ag} \cdot 2r_g = 0$$

$$F_{hg} = \frac{F_{ag} \cdot 2r_g}{r_a} = 2 \cdot F_{ag} = \frac{4 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a}$$

$$\sum M_h = 0 \quad (3.3.21)$$

$$-F_{gb} \cdot 2r_g + F_{hg} \cdot r_g = 0$$

$$F_{gb} = \frac{F_{hg} \cdot r_g}{2r_q} = \frac{F_{hg}}{2} = \frac{2 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a}$$



Одређивање обртног момента носача сателита:

$$M_h = F_{gh} \cdot N \cdot r_h = F_{gh} \cdot N \cdot (r_a + r_g) = \frac{4 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a} \cdot N \cdot \frac{m}{2} \cdot (z_a + z_g) \quad (3.3.22)$$

$$M_h = \frac{2 \cdot M_a \cdot (z_a + z_g)}{z_a} = \frac{2 \cdot 55,7042 \cdot (20 + 30)}{20} = 278,521 \text{ Nm}$$

Одређивање обртног момента централног зупчаника са унутрашњим озубљењем:

$$M_b = F_{bg} \cdot N \cdot r_b = F_{bg} \cdot N \cdot (r_a + 2r_g) = \frac{2 \cdot M_a}{N \cdot m \cdot z_a} \cdot N \cdot \frac{m}{2} \cdot (z_a + 2z_g) \quad (3.3.23)$$

$$M_b = \frac{M_a \cdot (z_a + 2z_g)}{z_a} = \frac{55,7042 \cdot (20 + 30)}{20} = 139,2605 \text{ Nm}$$

Провера:

$$M_a + M_b - M_h = 0 \quad (3.3.24)$$

$$55,7042 + 222,8168 - 278,521 = 0$$

$$0 = 0$$

Број обртаја улазног вратила, односно носача сателита је:

$$n_h = 150 \text{ min}^{-1}$$

Број обртаја централног зупчаника са спољашњим озубљењем, односно излазног вратила је:

$$n_a = i_{pp} \cdot n_h = 5 \cdot 150 = 750 \text{ min}^{-1}$$

Број обртаја сателита се одређује:

$$n_{gs} = -\frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h) = -\frac{20}{30} \cdot 600 = 400 \text{ min}^{-1}$$



3.4. Прорачун зупчаника

Прорачун зупчастих парова је извршен у програмском пакету Autodesk Inventor Professional 2016 у модулу Design Accelerator у склопу Assemble.

Први зупчасти пар чине централни зупчаник са спољашњим озубљењем и сателит (планетарни зупчаник) првог планетарног преносника. Након уношења познатих података добијен је целокупан прорачун. У табели 3.4.1. су приказане основне карактеристике зупчастог пара, као што су преносни однос, модул, угао нагиба алата, ...

Табела 3.4.1. Основне карактеристике зупчастог пара

Gear Ratio	i	1,5000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	1,5000 ul
Module	m	8,000 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	200,000 mm
Product Center Distance	a	200,000 mm
Total Unit Correction	Σx	0,0000 ul
Circular Pitch	p	25,133 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	23,617 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20,0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1,6052 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0170 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0085 mm

У табели 3.4.2. приказани су основни параметри зупчаника 1 и 2, као што су: број зубаца зупчаника, ширина зупчаника, пречници темених и подножних кругова, ...

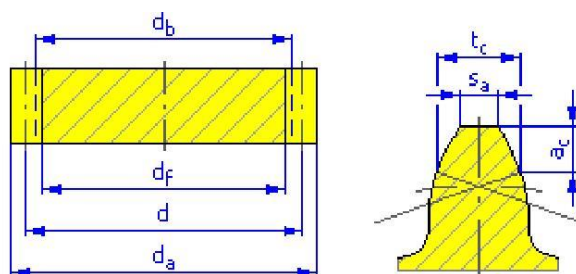
Табела 3.4.2. Основни параметри зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	20 ul	30 ul
Unit Correction	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Pitch Diameter	d	160,000 mm	240,000 mm
Outside Diameter	d_a	176,000 mm	256,000 mm
Root Diameter	d_f	140,000 mm	220,000 mm
Base Circle Diameter	d_b	150,351 mm	225,526 mm
Work Pitch Diameter	d_w	160,000 mm	240,000 mm
Facewidth	b	85,000 mm	85,000 mm
Facewidth Ratio	b_f	0,5313 ul	0,3542 ul
Addendum	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Clearance	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul

Наставак табеле 3.4.2.

Root Fillet	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tooth Thickness	s	12,566 mm	12,566 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	12,566 mm	12,566 mm
Chordal Thickness	t_c	11,096 mm	11,096 mm
Chordal Addendum	a_c	5,981 mm	5,981 mm
Chordal Dimension	W	61,284 mm	86,021 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	3,000 ul	4,000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	179,717 mm	259,901 mm
Wire Diameter	d_M	14,000 mm	14,000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0,0170 mm	0,0170 mm
Limit Circumferential Run-out	F_R	0,0300 mm	0,0300 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0110 mm	0,0110 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0100 mm	0,0100 mm
Virtual Number of Teeth	z_V	20,000 ul	30,000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	160,000 mm	240,000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	176,000 mm	256,000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	150,351 mm	225,526 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	0,4578 ul	0,1470 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-0,1501 ul	-0,7350 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0,3200 ul	-0,9049 ul
Addendum Truncation	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0,6949 ul	0,7374 ul
Tip Pressure Angle	α_a	31,3213 deg	28,2414 deg

На слици 3.10. су приказане одређене мере зупчаника 1 и 2.



Слика 3.10. Димензије зупчаника

У табели 3.4.3. су приказане врсте и вредности оптерећења којима су оптерећени ови зупчаници, као и снага, обртни момент, број обртаја.

Табела 3.4.3. Вредности оптерећења зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	33,674 kW	31,990 kW
Speed	n	150,00 rpm	100,00 rpm
Torque	T	2143,747 N m	3054,840 N m
Efficiency	η	0,950 ul	
Radial Force	F_r	9753,251 N	
Tangential Force	F_t	26796,838 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	28516,600 N	
Circumferential Speed	v	1,257 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	8649,647 rpm	

За материјал зупчаника одабран је челик за цементацију Č4320, а његова ознака по стандарду DIN-EN је 16MnCr5. У табели 3.4.4. су приказане његове карактеристике.

Табела 3.4.4. Карактеристике материјала

		Gear 1	Gear 2
		16MnCr5	16MnCr5
Ultimate Tensile Strength	S_u	785 MPa	785 MPa
Yield Strength	S_y	588 MPa	588 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	650 ul	650 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	qF	9,0 ul	9,0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q _H	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

У табели 3.4.5. су приказане вредности фактора оптерећења, као што су фактор радних услова, фактор расподеле оптерећења и тд.

Табела 3.4.5. Вредности фактора оптерећења

Application Factor	K_A	1,200 ul	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,012 ul	1,012 ul
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,184 ul	1,124 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,000 ul	1,000 ul
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 ul	

У табели 3.4.6. су приказане вредности параметара чврстоће бокова зубаца.

Табела 3.4.6. Вредности параметара чврстоће бокова зубаца

Elasticity Factor	Z_E	189,812 ul	
Zone Factor	Z_H	2,495 ul	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0,893 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,047 ul	1,000 ul
Life Factor	Z_N	1,011 ul	1,052 ul
Lubricant Factor	Z_L	0,967 ul	
Roughness Factor	Z_R	1,000 ul	
Speed Factor	Z_v	0,957 ul	
Helix Angle Factor	Z_β	1,000 ul	
Size Factor	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 ul	

У табели 3.4.7. су приказане вредности фактора носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца.

Табела 3.4.7. Вредности фактора носивости зупчаника

Form Factor	Y_{Fa}	2,824 ul	2,544 ul
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,564 ul	1,638 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Helix Angle Factor	Y_{β}	1,000 ul	
Contact Ratio Factor	Y_{ϵ}	0,717 ul	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Production Technology Factor	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Notch Sensitivity Factor	Y_{δ}	1,133 ul	1,136 ul
Size Factor	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 ul	

У табели 3.4.8. приказане су вредности финалног резултата прорачуна, односно степена сигурности.

Табела 3.4.8. Вредности степена сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,234 ul	1,345 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	4,651 ul	4,943 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2,700 ul	2,827 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	10,265 ul	10,876 ul
Check Calculation		Positive	

Други зупчasti пар чине сателит (планетарни зупчаник) и централни зупчаник са унутрашњим озубљењем првог планетарног преносника. Након уношења познатих података добијен је целокупан прорачун. У табели 3.4.9. су приказане основне карактеристике зупчастог пара, као што су преносни однос, модул, угао нагиба алата, ...

Табела 3.4.9. Основне карактеристике зупчастог пара

Gear Ratio	i	2,6667 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	2,6600 ul
Module	m	8,000 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	200,000 mm
Product Center Distance	a	200,000 mm
Total Unit Correction	Σx	-0,0000 ul
Circular Pitch	p	25,133 mm
Base Circular Pitch	P_{tb}	23,617 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20,0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1,9380 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0170 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0085 mm

У табели 3.4.10. приказани су основни параметри зупчаника 2 и 3, као што су: број зубаца зупчаника, ширина зупчаника, пречници темених и подножних кругова, ...

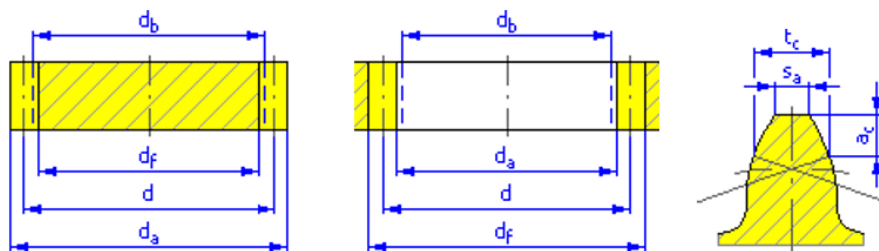
Табела 3.4.10. Основни параметри зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	30 ul	80 ul
Unit Correction	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Pitch Diameter	d	240,000 mm	640,000 mm
Outside Diameter	d_a	256,000 mm	624,000 mm
Root Diameter	d_f	220,000 mm	660,000 mm
Base Circle Diameter	d_b	225,526 mm	601,403 mm
Work Pitch Diameter	d_w	240,000 mm	640,000 mm
Facewidth	b	85,000 mm	85,000 mm
Facewidth Ratio	b_f	0,3542 ul	0,1328 ul
Addendum	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Clearance	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Root Fillet	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tooth Thickness	s	12,566 mm	12,566 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	12,566 mm	12,566 mm

Наставак табеле 3.4.10.

Chordal Thickness	t_c	11,096 mm	11,096 mm
Chordal Addendum	a_c	5,981 mm	5,981 mm
Chordal Dimension	W	86,021 mm	233,326 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	4,000 ul	10,000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	259,901 mm	619,319 mm
Wire Diameter	d_M	14,000 mm	14,000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0,0170 mm	0,0190 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0,0300 mm	0,0490 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0110 mm	0,0140 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0100 mm	0,0130 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	30,000 ul	80,000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	240,000 mm	640,000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	256,000 mm	624,000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	225,526 mm	601,403 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	0,1470 ul	
Unit Correction without Undercut	x_p	-0,7350 ul	
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0,9049 ul	
Addendum Truncation	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0,7374 ul	0,5812 ul
Tip Pressure Angle	α_a	28,2414 deg	15,4663 deg

На слици 3.11. су приказане одређене мере зупчаника 2 и 3.



Слика 3.11. Димензије зупчаника

У табели 3.4.11. су приказане врсте и вредности оптерећења којима су напрегнути ови зупчаници, као и снага, обртни момент, број обртаја.

Табела 3.4.11. Вредности оптерећења зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	31,990 kW	30,391 kW
Speed	n	100,00 rpm	37,50 rpm
Torque	T	3054,820 N m	7738,877 N m
Efficiency	η	0,950 ul	
Radial Force	F_r	9265,530 N	
Tangential Force	F_t	25456,833 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	27090,596 N	
Circumferential Speed	v	1,257 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	3697,815 rpm	

За материјал зупчаника одабран је челик за цементацију Č4320, а његова ознака по стандарду DIN-EN је 16MnCr5. У табели 3.4.12. су приказане његове карактеристике.

Табела 3.4.12. Карактеристике материјала зупчаника

		Gear 1	Gear 2
		16MnCr5	16MnCr5
Ultimate Tensile Strength	S_u	785 MPa	785 MPa
Yield Strength	S_y	588 MPa	588 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	650 ul	650 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	qF	9,0 ul	9,0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

У табели 3.4.13. су приказане вредности фактора оптерећења, као што су фактор радних услова, фактор расподеле оптерећења.

Табела 3.4.13. Вредности фактора оптерећења

Application Factor	K_A	1,200 ul	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,021 ul	1,021 ul
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,206 ul	1,138 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,139 ul	1,139 ul
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 ul	

У табели 3.4.14. су приказане вредности параметара чврстоће бокова зубаца.

Табела 3.4.14. Вредности параметара чврстоће бокова зубаца

Elasticity Factor	Z_E	189,812 ul	
Zone Factor	Z_H	2,495 ul	
Contact Ratio Factor	Z_{ϵ}	0,829 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Z_N	1,052 ul	1,161 ul
Lubricant Factor	Z_L	0,967 ul	
Roughness Factor	Z_R	1,000 ul	
Speed Factor	Z_v	0,957 ul	
Helix Angle Factor	Z_{β}	1,000 ul	
Size Factor	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 ul	

У табели 3.4.15. су приказане вредности фактора носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца.

Табела 3.4.15. Вредности фактора носивости зупчаника

Form Factor	Y_{Fa}	2,544 ul	2,062 ul
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,638 ul	2,529 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Helix Angle Factor	Y_{β}	1,000 ul	
Contact Ratio Factor	Y_{ϵ}	0,637 ul	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Production Technology Factor	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Notch Sensitivity Factor	Y_{δ}	1,136 ul	1,250 ul
Size Factor	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 ul	

У табели 3.4.16. приказане су вредности крајњег резултата прорачуна, односно степена сигурности.

Табела 3.4.16. Вредности степена сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	2,750 ul	3,034 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	5,034 ul	4,428 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	5,780 ul	5,780 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	11,078 ul	8,854 ul
Check Calculation		Positive	

Први зупчasti пар другог планетарног преносника чине централни зупчаник са спољашњим озубљењем и сателит (планетарни зупчаник). Након уношења познатих података добијен је целокупан прорачун. У табели 3.4.17. су приказане основне карактеристике зупчастог пара, као што су преносни однос, модул, угао нагиба алата, ...

Табела 3.4.17. Основне карактеристике зупчастог пара

Gear Ratio	i	1,5000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	1,5000 ul
Module	m	8,000 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	200,000 mm
Product Center Distance	a	200,000 mm
Total Unit Correction	Σx	0,0000 ul
Circular Pitch	p	25,133 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	23,617 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20,0000 deg
Contact Ratio	ε	1,6052 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0170 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0085 mm

У табели 3.4.18. приказани су основни параметри зупчаника 1 и 2, као што су: број зубаца зупчаника, ширина зупчаника, пречници темених и подножних кругова, ...

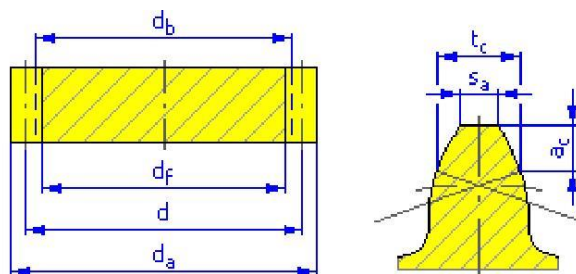
Табела 3.4.18. Основни параметри зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	20 ul	30 ul
Unit Correction	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Pitch Diameter	d	160,000 mm	240,000 mm
Outside Diameter	d_a	176,000 mm	256,000 mm
Root Diameter	d_f	140,000 mm	220,000 mm
Base Circle Diameter	d_b	150,351 mm	225,526 mm
Work Pitch Diameter	d_w	160,000 mm	240,000 mm
Facewidth	b	85,000 mm	85,000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0,5313 ul	0,3542 ul
Addendum	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Clearance	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Root Fillet	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tooth Thickness	s	12,566 mm	12,566 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	12,566 mm	12,566 mm
Chordal Thickness	t_c	11,096 mm	11,096 mm
Chordal Addendum	a_c	5,981 mm	5,981 mm

Наставак табеле 3.4.18.

Chordal Dimension	W	61,284 mm	86,021 mm
Chordal Dimension Teeth	zw	3,000 ul	4,000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	179,717 mm	259,901 mm
Wire Diameter	dM	14,000 mm	14,000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F β	0,0170 mm	0,0170 mm
Limit Circumferential Run-out	Fr	0,0300 mm	0,0300 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	fpt	0,0110 mm	0,0110 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	fpb	0,0100 mm	0,0100 mm
Virtual Number of Teeth	zv	20,000 ul	30,000 ul
Virtual Pitch Diameter	dn	160,000 mm	240,000 mm
Virtual Outside Diameter	dan	176,000 mm	256,000 mm
Virtual Base Circle Diameter	dbn	150,351 mm	225,526 mm
Unit Correction without Tapering	xz	0,4578 ul	0,1470 ul
Unit Correction without Undercut	xp	-0,1501 ul	-0,7350 ul
Unit Correction Allowed Undercut	xd	-0,3200 ul	-0,9049 ul
Addendum Truncation	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	sa	0,6949 ul	0,7374 ul
Tip Pressure Angle	α_a	31,3213 deg	28,2414 deg

На слици 3.12. су приказане одређене мере зупчаника 1 и 2.



Слика 3.12. Димензије зупчаника

У табели 3.4.19. су приказане врсте и вредности оптерећења којима су напрегнути ови зупчаници, као и снага, обртни момент, број обртаја.

Табела 3.4.19. Вредности оптерећења зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	31,990 kW	30,391 kW
Speed	n	750,00 rpm	500,00 rpm
Torque	T	407,312 N m	580,419 N m
Efficiency	η	0,950 ul	
Radial Force	F_r	1853,117 N	
Tangential Force	F_t	5091,398 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	5418,153 N	
Circumferential Speed	v	6,283 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	8649,647 rpm	

За материјал зупчаника одабран је челик за цементацију Č4320, а његова ознака по стандарду DIN-EN је 16MnCr5. У табели 3.4.20. су приказане његове карактеристике.

Табела 3.4.20. Карактеристике материјала

		Gear 1	Gear 2
		16MnCr5	16MnCr5
Ultimate Tensile Strength	S_u	785 MPa	785 MPa
Yield Strength	S_y	588 MPa	588 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	650 ul	650 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	NFli	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	NHli	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	qF	9,0 ul	9,0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	qH	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

У табели 3.4.21. су приказане вредности фактора оптерећења, као што су фактор радних услова, фактор расподеле оптерећења.

Табела 3.4.21. Вредности фактора оптерећења

Application Factor	K_A	1,200 ul	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,176 ul	1,176 ul
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,547 ul	1,353 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,095 ul	1,095 ul
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 ul	

У табели 3.4.22. су приказане вредности параметара чврстоће бокова зубаца.

Табела 3.4.22. Вредности параметара чврстоће бокова зубаца

Elasticity Factor	Z_E	189,812 ul	
Zone Factor	Z_H	2,495 ul	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0,893 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,047 ul	1,000 ul
Life Factor	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Lubricant Factor	Z_L	0,967 ul	
Roughness Factor	Z_R	1,000 ul	
Speed Factor	Z_v	0,988 ul	
Helix Angle Factor	Z_β	1,000 ul	
Size Factor	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 ul	

У табели 3.4.23. су приказане вредности фактора носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца.

Табела 3.4.23. Вредности фактора носивости зупчаника

Form Factor	Y_{Fa}	2,824 ul	2,544 ul
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,564 ul	1,638 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Helix Angle Factor	Y_β	1,000 ul	
Contact Ratio Factor	Y_ϵ	0,717 ul	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Production Technology Factor	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Notch Sensitivity Factor	Y_δ	1,133 ul	1,136 ul
Size Factor	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 ul	

У табели 3.4.24. приказане су вредности крајњег резултата прорачуна, односно степена сигурности.

Табела 3.4.24. Вредности степена сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	2,241 ul	2,347 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	SF	15,991 ul	16,995 ul
Static Safety in Contact	SHst	4,805 ul	5,031 ul
Static Safety in Bending	SFst	35,294 ul	37,396 ul
Check Calculation		Positive	

Други зупчasti пар другог планетарног преносника чине централни зупчаник са спољашњим озубљењем и сателит (планетарни зупчаник). Након уношења познатих података добијен је целокупан прорачун. У табели 3.4.25. су приказане основне карактеристике зупчастог пара, као што су преносни однос, модул, угао нагиба алата, ...

Табела 3.4.25. Основне карактеристике зупчастог пара

Gear Ratio	i	2,6667 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	2,6600 ul
Module	m	8,000 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	200,000 mm
Product Center Distance	a	200,000 mm
Total Unit Correction	Σx	-0,0000 ul
Circular Pitch	p	25,133 mm
Base Circular Pitch	P_{tb}	23,617 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20,0000 deg
Contact Ratio	ε	1,9380 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0170 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0085 mm

У табели 3.4.26. приказани су основни параметри зупчаника 2 и 3, као што су: број зубаца зупчаника, ширина зупчаника, пречници темених и подножних кругова, ...

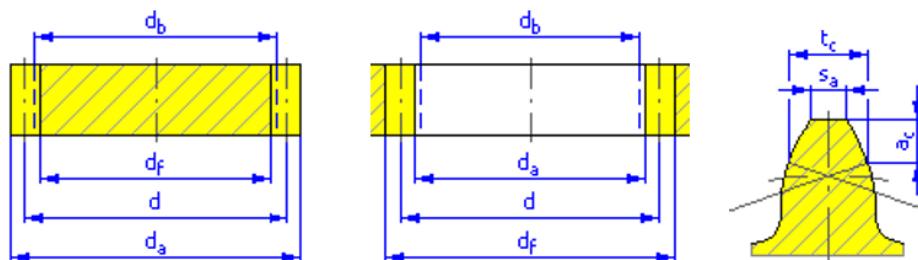
Табела 3.4.26. Основни параметри зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	30 ul	80 ul
Unit Correction	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Pitch Diameter	d	240,000 mm	640,000 mm
Outside Diameter	d_a	256,000 mm	624,000 mm
Root Diameter	d_f	220,000 mm	660,000 mm
Base Circle Diameter	d_b	225,526 mm	601,403 mm

Наставак табеле 3.4.26.

Work Pitch Diameter	d_w	240,000 mm	640,000 mm
Facewidth	b	85,000 mm	85,000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0,3542 ul	0,1328 ul
Addendum	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Clearance	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Root Fillet	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tooth Thickness	s	12,566 mm	12,566 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	12,566 mm	12,566 mm
Chordal Thickness	t_c	11,096 mm	11,096 mm
Chordal Addendum	a_c	5,981 mm	5,981 mm
Chordal Dimension	W	86,021 mm	233,326 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	4,000 ul	10,000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	259,901 mm	619,319 mm
Wire Diameter	d_M	14,000 mm	14,000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	$F\beta$	0,0170 mm	0,0190 mm
Limit Circumferential Run-out	Fr	0,0300 mm	0,0490 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0110 mm	0,0140 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0100 mm	0,0130 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	30,000 ul	80,000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	240,000 mm	640,000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	256,000 mm	624,000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	225,526 mm	601,403 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	0,1470 ul	
Unit Correction without Undercut	x_p	-0,7350 ul	
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0,9049 ul	
Addendum Truncation	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0,7374 ul	0,5812 ul
Tip Pressure Angle	α_a	28,2414 deg	15,4663 deg

На слици 3.13. су приказане одређене мере зупчаника 2 и 3.



Слика 3.13. Димензије зупчаника

У табели 3.4.27. су приказане врсте и вредности оптерећења којима су напрегнути ови зупчаници, као и снага, обртни момент, број обртаја.

Табела 3.4.27. Вредности оптерећења зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	30,391 kW	28,871 kW
Speed	n	500,00 rpm	187,50 rpm
Torque	T	580,425 N m	1470,411 N m
Efficiency	η	0,950 ul	
Radial Force	F_r	1760,480 N	
Tangential Force	F_t	4836,878 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	5147,298 N	
Circumferential Speed	v	6,283 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	3697,815 rpm	

За материјал зупчаника одабран је челик за цементацију Č4320, а његова ознака по стандарду DIN-EN је 16MnCr5. У табели 3.4.28. су приказане његове карактеристике.

Табела 3.4.28. Карактеристике материјала

		Gear 1	Gear 2
		16MnCr5	16MnCr5
Ultimate Tensile Strength	S_u	785 MPa	785 MPa
Yield Strength	S_y	588 MPa	588 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	650 ul	650 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	NFli	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	NHli	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	qF	9,0 ul	9,0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	qH	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

У табели 3.4.29. су приказане вредности фактора оптерећења, као што су фактор радних услова, фактор расподеле оптерећења.

Табела 3.4.29. Вредности фактора оптерећења

Application Factor	K_A	1,200 ul	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,297 ul	1,297 ul
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,680 ul	1,432 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,455 ul	1,570 ul
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 ul	

У табели 3.4.30. су приказане вредности параметара чврстоће бокова зубаца.

Табела 3.4.30. Вредности параметара чврстоће бокова зубаца

Elasticity Factor	Z_E	189,812 ul	
Zone Factor	Z_H	2,495 ul	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0,829 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Lubricant Factor	Z_L	0,967 ul	
Roughness Factor	Z_R	1,000 ul	
Speed Factor	Z_v	0,988 ul	
Helix Angle Factor	Z_β	1,000 ul	
Size Factor	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 ul	

У табели 3.4.31. су приказане вредности фактора носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца.

Табела 3.4.31. Вредности фактора носивости зупчаника

Form Factor	Y_{Fa}	2,544 ul	2,062 ul
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,638 ul	2,529 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Helix Angle Factor	Y_β	1,000 ul	
Contact Ratio Factor	Y_ϵ	0,637 ul	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Production Technology Factor	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Notch Sensitivity Factor	Y_δ	1,136 ul	1,250 ul
Size Factor	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 ul	

У табели 3.4.32. приказане су вредности крајњег резултата прорачуна, односно степена сигурности.

Табела 3.4.32. Вредности степена сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	4,115 ul	4,115 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	SF	12,036 ul	10,586 ul
Static Safety in Contact	SHst	8,822 ul	8,822 ul
Static Safety in Bending	SFst	26,484 ul	21,167 ul
Check Calculation		Positive	

Последњи зупчasti пар чине цилиндрични зупчаници са косим зупцима који су редно постављени. Након уношења познатих података добијен је целокупан прорачун. У табели 3.4.33. су приказане основне карактеристике зупчастог пара, као што су преносни однос, модул, угао нагиба алата, ...

Табела 3.4.33. Основне карактеристике зупчастог пара

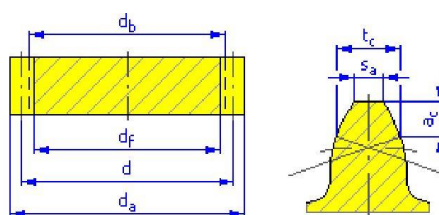
Gear Ratio	i	4,0000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	4,0000 ul
Module	m	2,750 mm
Helix Angle	β	15,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	140,000 mm
Product Center Distance	a	142,350 mm
Total Unit Correction	Σx	-0,8020 ul
Circular Pitch	p	8,639 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	8,370 mm
Operating Pressure Angle	α_w	17,0255 deg
Tangential Pressure Angle	α_t	20,6469 deg
Tangential Operating Pressure Angle	α_{tw}	17,9209 deg
Base Helix Angle	β_b	14,0761 deg
Tangential Module	m_t	2,847 mm
Tangential Circular Pitch	p_t	8,944 mm
Contact Ratio	ε	3,1936 ul
Transverse Contact Ratio	ε_a	1,6957 ul
Overlap Ratio	ε_β	1,4979 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0140 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0070 mm

У табели 3.4.34. приказани су основни параметри зупчаника 1 и 2, као што су: број зубаца зупчаника, ширина зупчаника, пречници темених и подножних кругова, ...

Табела 3.4.34. Основни параметри зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	20 ul	80 ul
Unit Correction	x	0,0000 ul	-0,8020 ul
Pitch Diameter	d	56,940 mm	227,761 mm
Outside Diameter	d _a	62,150 mm	228,560 mm
Root Diameter	d _f	50,065 mm	216,475 mm
Base Circle Diameter	d _b	53,283 mm	213,132 mm
Work Pitch Diameter	d _w	56,000 mm	224,000 mm
Facewidth	b	50,000 mm	50,000 mm
Facewidth Ratio	br	0,8781 ul	0,2195 ul
Addendum	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Clearance	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Root Fillet	r _f *	0,3500 ul	0,3500 ul
Tooth Thickness	s	4,320 mm	2,714 mm
Tangential Tooth Thickness	st	4,472 mm	2,810 mm
Chordal Thickness	tc	3,814 mm	2,397 mm
Chordal Addendum	ac	1,911 mm	-0,037 mm
Chordal Dimension	W	21,146 mm	87,136 mm
Chordal Dimension Teeth	zw	3,000 ul	11,000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	64,369 mm	231,054 mm
Wire Diameter	d _M	5,000 mm	5,000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	Fβ	0,0140 mm	0,0150 mm
Limit Circumferential Run-out	Fr	0,0210 mm	0,0280 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f _{pt}	0,0085 mm	0,0090 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f _{pb}	0,0080 mm	0,0085 mm
Virtual Number of Teeth	z _v	22,007 ul	88,029 ul
Virtual Pitch Diameter	d _n	60,520 mm	242,080 mm
Virtual Outside Diameter	d _{an}	65,730 mm	242,879 mm
Virtual Base Circle Diameter	d _{bn}	56,870 mm	227,481 mm
Unit Correction without Tapering	x _z	0,4380 ul	-1,4545 ul
Unit Correction without Undercut	x _p	-0,2675 ul	-4,1290 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x _d	-0,4374 ul	-4,2990 ul
Addendum Truncation	k	0,0527 ul	0,0527 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s _a	0,7585 ul	0,8829 ul
Tip Pressure Angle	α _a	30,5800 deg	20,5433 deg

На слици 3.14. су приказане одређене мере зупчаника 1 и 2.



Слика 3.14. Димензије зупчаника

У табели 3.4.35. су приказане врсте и вредности оптерећења којима су напрегнути ови зупчаници, као и снага, обртни момент, број обртаја.

Табела 3.4.35. Вредности оптерећења зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	30,391 kW	28,871 kW
Speed	n	3000,00 rpm	750,00 rpm
Torque	T	96,737 N m	367,599 N m
Efficiency	η	0,950 ul	
Radial Force	F_r	1117,290 N	
Tangential Force	F_t	3454,878 N	
Axial Force	F_a	925,732 N	
Normal Force	F_n	3740,691 N	
Circumferential Speed	v	8,944 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	21326,757 rpm	

За материјал зупчаника одабран је челик за цементацију Š4320, а његова ознака по стандарду DIN-EN је 16MnCr5. У табели 3.4.36. су приказане његове карактеристике.

Табела 3.4.36. Карактеристике материјала

		Gear 1	Gear 2
		16MnCr5	16MnCr5
Ultimate Tensile Strength	S_u	785 MPa	785 MPa
Yield Strength	S_y	588 MPa	588 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	650 ul	650 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

У табели 3.4.37. су приказане вредности фактора оптерећења, као што су фактор радних услова, фактор расподеле оптерећења.

Табела 3.4.37. Вредности фактора оптерећења

Application Factor	K_A	1,200 ul	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,245 ul	1,245 ul
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,579 ul	1,437 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,298 ul	1,298 ul
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 ul	

У табели 3.4.38. су приказане вредности параметара чврстоће бокова зубаца.

Табела 3.4.38. Вредности параметара чврстоће бокова зубаца

Elasticity Factor	Z_E	189,812 ul	
Zone Factor	Z_H	2,617 ul	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0,768 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Lubricant Factor	Z_L	0,967 ul	
Roughness Factor	Z_R	1,000 ul	
Speed Factor	Z_v	0,997 ul	
Helix Angle Factor	Z_β	0,983 ul	
Size Factor	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 ul	

У табели 3.4.39. су приказане вредности фактора носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножја зубаца.

Табела 3.4.39. Вредности фактора носивости зупчаника

Form Factor	Y_{Fa}	2,666 ul	2,534 ul
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,594 ul	1,551 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Helix Angle Factor	Y_β	0,875 ul	
Contact Ratio Factor	Y_ϵ	0,666 ul	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Production Technology Factor	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Notch Sensitivity Factor	Y_δ	1,240 ul	1,217 ul
Size Factor	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 ul	

У табели 3.4.40. приказане су вредности крајњег резултата прорачуна, односно степена сигурности.

Табела 3.4.40. Вредности степена сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,515 ul	1,515 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	5,005 ul	5,310 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	3,162 ul	3,162 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	10,090 ul	10,908 ul
Check Calculation	Positive		

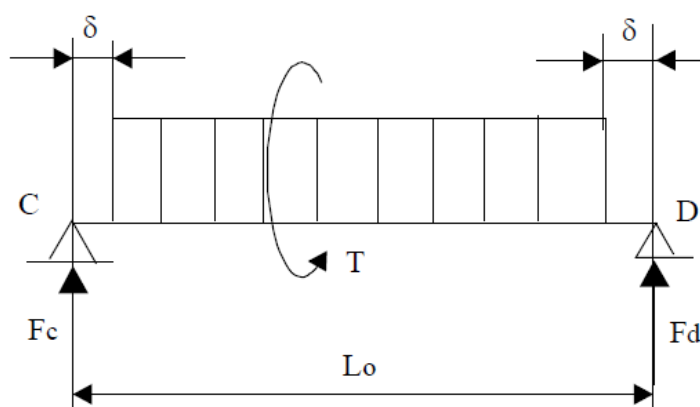
3.5. Прорачун осовиница планетарних преносника

3.5.1. Прорачун осовинице првог планетарног преносника

Полазни подаци за прорачун осовиница:

- Обимна сила сателита, $F_{t2} = 26796,838 \text{ N}$
- Радијална сила сателита, $F_{r2} = 9753,251 \text{ N}$
- Тежина сателита, за коју се усваја вредност $G_2 = 170,5 \text{ N}$

Шема оптерећења осовинице је приказана на слици 3.15.



Слика 3.15. Шема оптерећења осовинице

Дужина осовинице између лежаја се одређује:

$$L_0 = b + 2 \cdot \delta = 85 + 2 \cdot 72,5 = 230 \text{ mm}$$

Сила континуалног оптерећења се одређује:

$$F_0 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{26796,838^2 + 9753,251^2} = 28516,5992 \text{ N}$$

Континуално оптерећење се одређује:

$$q_0 = \frac{F_0}{L_0} = \frac{28516,5992}{230} = 123,9852 \text{ N/mm}$$

Момент савијања се одређује:

$$M_s = M_{fmax} = \frac{q_0 \cdot L_0^2}{8} = \frac{123,9852 \cdot 230^2}{8} = 819852,135 \text{ Nm}$$

Момент увијања је већ одређен при прорачуну сателита (зупчаника) и износи:

$$T_2 = 3054,84 \text{ Nm}$$

За материјал осовинице се усваја Č0745, а по европском стандарду E360, са следећим карактеристикама [11]:

- Увојна издржљивост: $\tau_{D(0)} = 250 \text{ MPa}$
- Савојна издржљивост: $\sigma_{D(-1)} = 340 \text{ MPa}$

Препоручена вредност за степен сигурности износи [11]:

$$S = 1.5 \div 2.5 = 2$$

К фактор који узима у обзир концентрацију напона и остале утицаје на динамичку издржљивост се усваја [11]:

$$K = 2$$

Дозвољени напон на савијање се одређује:

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} = \frac{340}{2 \cdot 2} = 85 \text{ MPa}$$

Еквивалентни момент износи:

$$M_i = \sqrt{M_s^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)} \cdot T_2}{\tau_{D(0)} \cdot 2} \right)^2} = \sqrt{819852,135^2 + \left(\frac{340 \cdot 3054,84}{250 \cdot 2} \right)^2}$$

$$M_i = 819854,7667 \text{ Nm}$$

Идеални пречник осовинице се може одредити:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 819854,7667}{\pi \cdot 85}} = 46,14302 \text{ mm}$$

Усваја се: $d_i = 50 \text{ mm}$

Провера пречника осовинице се може извршити на следећи начин:

$$d_{vr} = d_{st} - t = 50 - 0 = 50 \text{ mm}$$



$$W = \frac{\pi \cdot d_{vr}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12271,8463 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{819854,7667}{12271,8463} = 66,80777 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K = 66,80777 \cdot 2 = 133,615553 \text{ MPa}$$

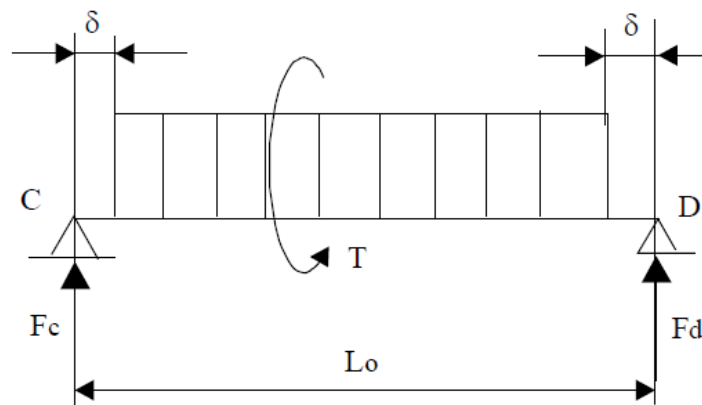
$$S = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{imax}} = \frac{340}{133,615553} = 2,54461 > S_{us} = 2$$

3.5.2. Прорачун осовинице другог планетарног преносника

Полазни подаци за прорачун осовинице:

- Обимна сила сателита, $F_{t2} = 5091,398 \text{ N}$
- Радијална сила сателита, $F_{r2} = 1853,117 \text{ N}$
- Тежина сателита, за коју се усваја вредност $G_2 = 170,5 \text{ N}$

Шема оптерећења осовинице је приказана на слици 3.16.



Слика 3.16. Шема оптерећења осовинице

Дужина осовинице између лежаја се одређује:

$$L_0 = b + 2 \cdot \delta = 85 + 2 \cdot 72,5 = 230 \text{ mm}$$

Сила континуалног оптерећења се одређује:

$$F_0 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{5091,398^2 + 1853,117^2} = 5418,1524 \text{ N}$$

Континуално оптерећење се одређује:

$$q_0 = \frac{F_0}{L_0} = \frac{5418,1524}{230} = 23,55718 \text{ N/mm}$$

Момент савијања се одређује:

$$M_s = M_{fmax} = \frac{q_0 \cdot L_0^2}{8} = \frac{23,55718 \cdot 230^2}{8} = 155771,8528 \text{ Nm}$$

Момент увијања је већ одређен при прорачуну сателита (зупчаника) и износи:

$$T_2 = 407,5 \text{ Nm}$$

За материјал осовинице се усваја Č0745, а по европском стандарду E360, са следећим карактеристикама [11]:

- Увојна издржљивост: $\tau_{D(0)} = 250 \text{ MPa}$
- Савојна издржљивост: $\sigma_{D(-1)} = 340 \text{ MPa}$

Препоручена вредност за степен сигурности износи [11]:

$$S = 1.5 \div 2.5 = 2$$

К фактор који узима у обзир концентрацију напона и остале утицаје на динамичку издржљивост се усваја [11]:

$$K = 2$$

Дозвољени напон на савијање се одређује:

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} = \frac{340}{2 \cdot 2} = 85 \text{ MPa}$$

Еквивалентни момент износи:

$$M_i = \sqrt{M_s^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)} \cdot T_2}{\tau_{D(0)} \cdot 2} \right)^2} = \sqrt{155771,8528^2 + \left(\frac{340 \cdot 407,312}{250 \cdot 2} \right)^2}$$

$$M_i = 155772,099 \text{ Nm}$$

Идеални пречник осовинице се може одредити:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 155772,099}{\pi \cdot 85}} = 26,5271 \text{ mm}$$

Усваја се из конструктивних разлога: $d_i = 50 \text{ mm}$

Провера пречника осовинице се може извршити на следећи начин:

$$d_{vr} = d_{st} - t = 50 - 0 = 50 \text{ mm}$$



$$W = \frac{\pi \cdot d_{vr}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12271,8463 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{155772,099}{12271,8463} = 12,69345 \text{ MPa}$$

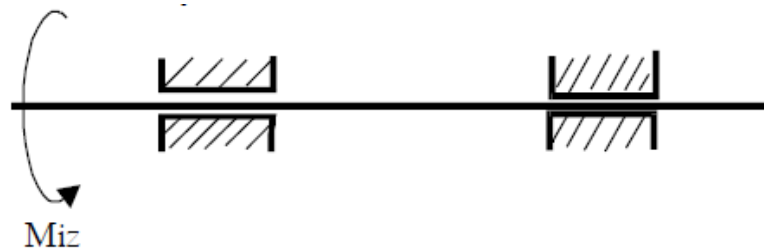
$$\sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K = 12,69345 \cdot 2 = 25,386905 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{imax}} = \frac{340}{25,386905} = 13,39273 > S_{us} = 2$$

3.6. Прорачун вратила планетарних преносника

3.6.1. Прорачун улазног вратила првог планетарног преносника

Шема оптерећења улазног вратила је приказана на слици 3.17.



Слика 3.17. Шема оптерећења улазног вратила

За материјал улазног вратила се усваја $\check{C}0745$, а по европском стабдарду E360, са следећим карактеристикама:

- Увојна издржљивост: $\tau_{D(0)} = 250 \text{ MPa}$
- Савојна издржљивост: $\sigma_{D(-1)} = 340 \text{ MPa}$

Препоручена вредност за степен сигурности износи [11]:

$$S = 1.5 \div 2.5 = 2$$

К фактор који узима у обзир концентрацију напона и остале утицаје на динамичку издржљивост се усваја [11]:

$$K = 2$$

Дозвољени напон на савијање се одређује:

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} = \frac{340}{2 \cdot 2} = 85 \text{ MPa}$$

Момент савијања износи:

$$M_s'' = 0$$

Момент увијања износи:

$$T_h = M_h = 53592,8645 \text{ Nm}$$

За фактор радних услова се усваја [11]:

$$K_A = 2$$

Еквивалентни момент се одређује:

$$M_i = \sqrt{(M_s'')^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)} \cdot T_h \cdot K_A}{\tau_{D(0)} \cdot 2} \right)^2} = \sqrt{0^2 + \left(\frac{340 \cdot 2 \cdot 53592,8645}{250 \cdot 2} \right)^2}$$

$$M_i = 72886,2957 \text{ Nmm}$$

Идеални пречник вратила се може одредити:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{\text{doz}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 72886,2957}{\pi \cdot 85}} = 20,59407 \text{ mm}$$

Усваја се из конструктивних разлога: $d_i = 80 \text{ mm}$

Провера пречника осовине се може извршити на следећи начин:

$$d_{vr} = d_{st} - t = 80 - 0 = 80 \text{ mm}$$

$$W = \frac{\pi \cdot d_{vr}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50265,48246 \text{ mm}^3$$

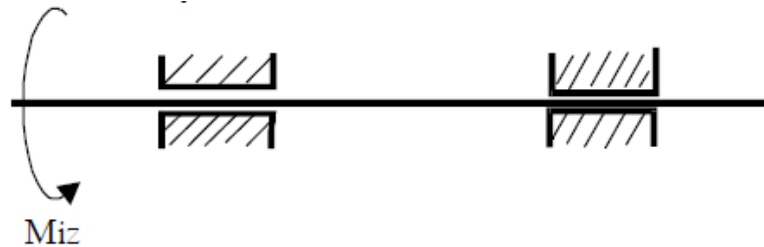
$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{72886,29579}{50265,48246} = 1,4500267 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K = 1,4500267 \cdot 2 = 2,900053 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{imax}} = \frac{340}{2,900053} = 117,23923 > S_{us} = 2$$

3.6.2. Прорачун излазног вратила првог планетарног преносника и улазног вратила другог планетарног преносника

Шема оптерећења улазног вратила је приказана на слици 3.18.



Слика 3.18. Шема оптерећења улазног вратила

За материјал улазног вратила се усваја $\check{C}0745$, а по европском стандарду E360, са следећим карактеристикама:

- Увојна издржљивост: $\tau_{D(0)} = 250 \text{ MPa}$
- Савојна издржљивост: $\sigma_{D(-1)} = 340 \text{ MPa}$

Препоручена вредност за степен сигурности износи [11]:

$$S = 1.5 \div 2.5 = 2$$

К фактор који узима у обзир концентрацију напона и остале утицаје на динамичку издржљивост се усваја [11]:

$$K = 2$$

Дозвољени напон на савијање се одређује:

$$\sigma_{\text{doz}} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} = \frac{340}{2 \cdot 2} = 85 \text{ MPa}$$

Момент савијања износи:

$$M'_s = 0$$

Момент увијања износи:

$$T_h = M_h = 10182,8375 \text{ Nm}$$

За фактор радних услова се усваја [11]:

$$K_A = 2$$

Еквивалентни момент се одређује:

$$M_i = \sqrt{(M_s'')^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)} \cdot T_h \cdot K}{\tau_{D(0)} \cdot 2} \right)^2} = \sqrt{0^2 + \left(\frac{340 \cdot 2 \cdot 10182,8375}{250 \cdot 2} \right)^2}$$

$$M_i = 13848,659 \text{ Nmm}$$

Идеални пречник вратила се може одредити:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{\text{doz}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 13848,659}{\pi \cdot 85}} = 11,83939 \text{ mm}$$

Усваја се из конструктивних разлога: $d_i = 80 \text{ mm}$

Провера пречника осовинице се може извршити на следећи начин:

$$d_{vr} = d_{st} - t = 80 - 0 = 80 \text{ mm}$$

$$W = \frac{\pi \cdot d_{vr}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50265,48246 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{13848,659}{50265,48246} = 0,2755103 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K = 0,2755103 \cdot 2 = 0,551020633 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{imax}} = \frac{340}{0,551020633} = 617,03678 > S_{us} = 2$$

3.6.3. Прорачун излазног вратила другог планетарног преносника

Ово вратило представља излазно вратило другог планетарног преносника, које снагу преноси до последњег зупчастог пара. Материјал за израду вратила је челик и његове основне карактеристике су дате у табели 3.6.1.

Табела 3.6.1. Материјал вратила

Material		Steel
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa
Modulus of Rigidity	G	80000 MPa
Density	ρ	7860 kg/m ³



Оптерећења вратила и њихове вредности приказане су у табели 3.6.2. Ово вратило је оптерећено моментом увијања, моментом савијања, радијалном, аксијалном и тангенцијалном силом.

Табела 3.6.2. Оптерећења вратила

Index	Location	Radial Force				Bending Moment				Axial Force	Torque
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction		
1	20 mm										580,419 N m
2	67,5 mm	0,000 N	1117,2 90 N	1117,2 90 N	90,00 deg						
3	67,5 mm									925,73 2 N	
4	67,5 mm					105422,8 23 N m		105422,8 23 N m			
5	67,5 mm	-3454,878 N		-3454,878 N							
6	237,5 mm	-5091,398 N		-5091,398 N							
7	237,5 mm	0,000 N	1853,117 N	1853,117 N	90,00 deg						
8	287,5 mm										-580,419 N m

Реакције ослонаца су приказани у табели 3.6.3.

Табела 3.6.3. Реакције ослонаца

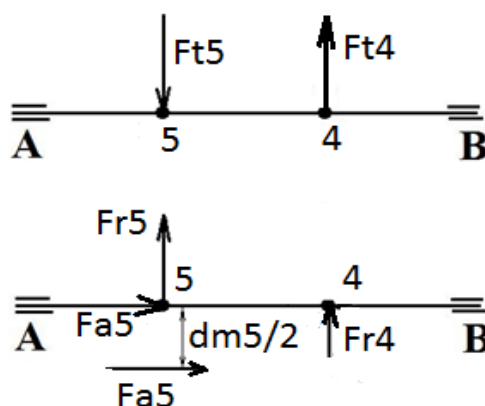
Index	Type	Location	Reaction Force				Axial Force
			Y	X	Size	Direction	
1	Fixed	20 mm	390329,295 N	1265,270 N	390331,345 N	0,19 deg	925,732 N
2	Free	287,5 mm	-398839,338 N	1705,137 N	398842,983 N	179,76 deg	

Крајњи резултат прорачуна овог вратила приказан је у табели 3.6.4. Поред осталих величина приказане су дужина вратила, маса вратила, нормални и тангенцијални напони.

Табела 3.6.4. Најважније вредности параметара прорачуна

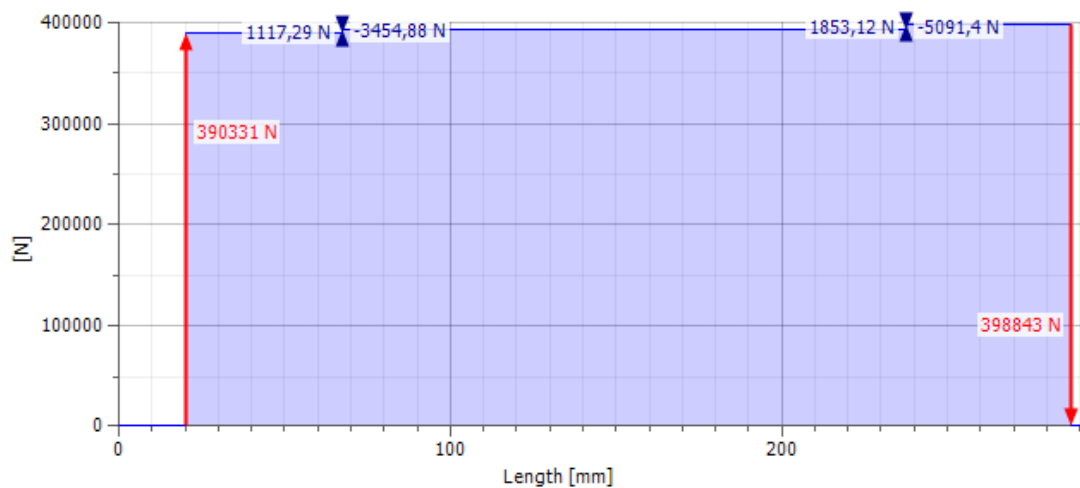
Length	L	292,500 mm
Mass	Mass	3,695 kg
Maximal Bending	σ_B	12104,316 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	317,390 MPa
Maximal Torsional	τ	46,188 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,737 MPa
Maximal Reduced	σ_{red}	12116,743 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	13441,131 microm
Angle of Twist	φ	0,30 deg

Шема оптерећења вратила је приказана на слици 3.19.



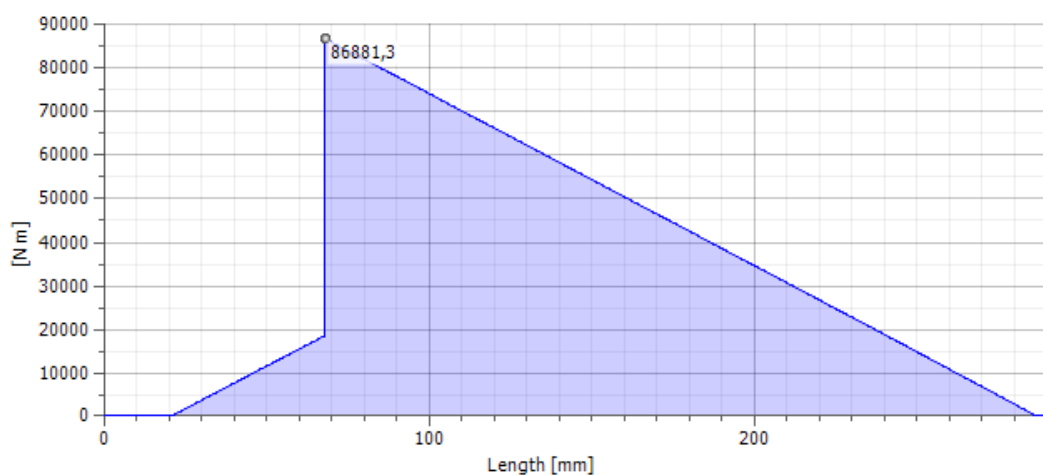
Слика 3.19. Шема оптерећења

На слици 3.20. је приказан дијаграм трансверзалних сила.



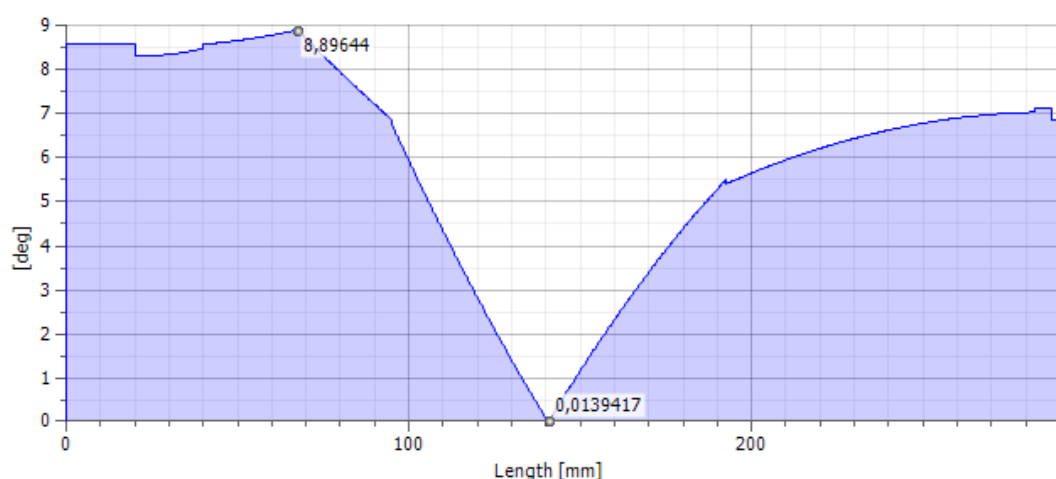
Слика 3.20. Дијаграм трансверзалних сила

На слици 3.21. је приказана вредност момента савијања у равни XY и на ком делу вратила се јавља овај момент.



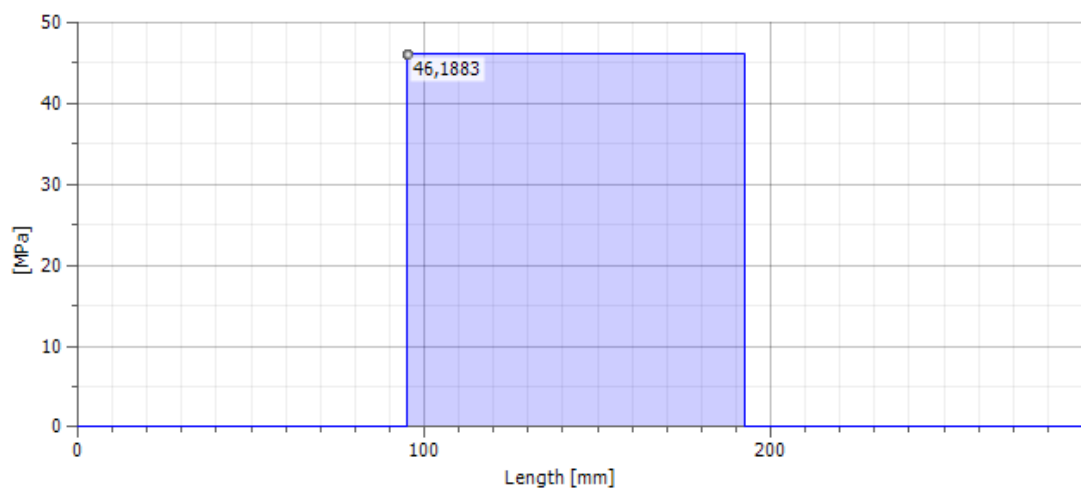
Слика 3.21. Дијаграм момента савијања

На слици 3.22. је приказана промена деформације по дужини вратила.



Слика 3.22. Дијаграм деформација вратила

На слици 3.23. је приказана промена момента увијања, односно торзије, по дужини вратила



Слика 3.23. Дијаграм момента торзије

3.6.4. Прорачун излазног вратила редуктора

Ово вратило представља излазно вратило редуктора, које снагу преноси до електрогенератора. Материјал за израду вратила је челик и његове основне карактеристике су дате у табели 3.6.5.

Табела 3.6.5. Материјал вратила

Material		Steel
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa
Modulus of Rigidity	G	80000 MPa
Density	ρ	7860 m ³

Оптерећења вратила и њихове вредности приказане су у табели 3.6.6. Ово вратило је оптерећено моментом увијања, моментом савијања, радијалном, аксијалном и тангенцијалном силом.

Табела 3.6.6. Оптерећења вратила

Index	Location	Radial Force				Bending Moment			Axial	Torque
		Y	X	Size	Directio	Y	Size	Directi		
1	215 mm									-96,737 N m
2	275 mm								-925,732 N	
3	275 mm	0,000 N	-1117,290	1117,290	-90,00 deg					
4	275 mm					-26355,590 N m	26355,590 N m	180 deg		
5	275 mm									96,737 N m
6	275 mm	3454,878		3454,878						

Приказ ослонаца и оптерећења у њима је приказан у табели 3.6.7.

Табела 3.6.7. Реакције ослонаца

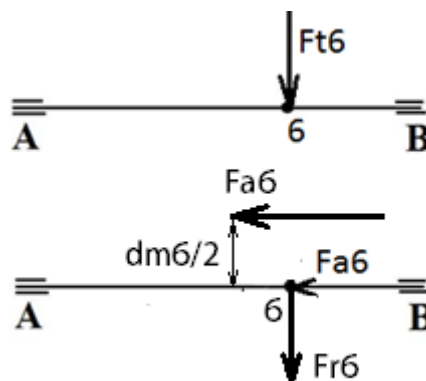
Index	Type	Location	Reaction Force				
			Y	X	Size	Direction	Axial Force
1	Fixed	215 mm	-439199,470 N		439199,470 N	180,00 deg	-925,732 N
2	Free	275 mm	442683,794 N	-1117,290 N	442685,204 N	359,86 deg	

Крајни резултат прорачуна овог вратила приказан је у табели 3.6.8. Поред осталих величина приказане су дужина вратила, маса вратила, нормални и тангенцијални напони.

Табела 3.6.8. Најважније вредности параметара прорачуна

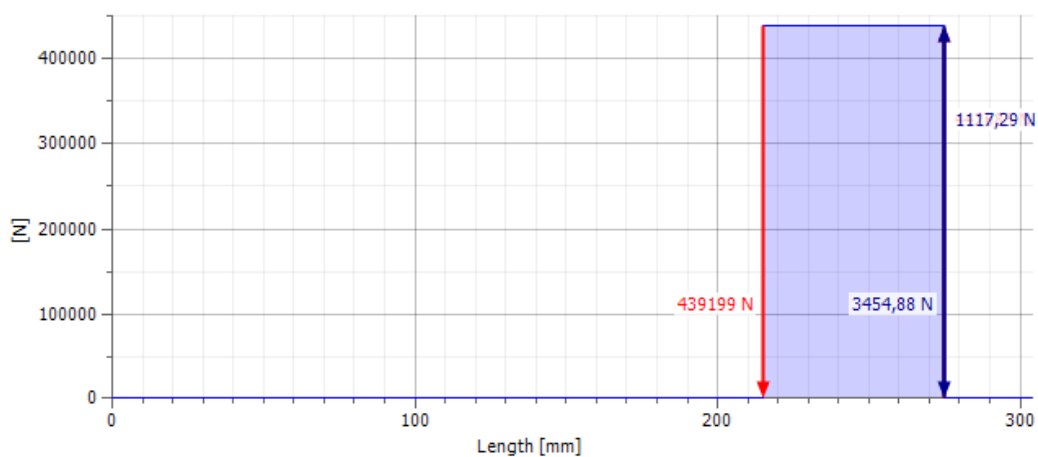
Length	L	304,000 mm
Mass	Mass	3,003 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	4194,629 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	349,525 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	7,698 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,737 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	4238,631 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	1074,425 microm
Angle of Twist	φ	-0,02 deg

Шема оптерећења вратила је приказана на слици 3.24.



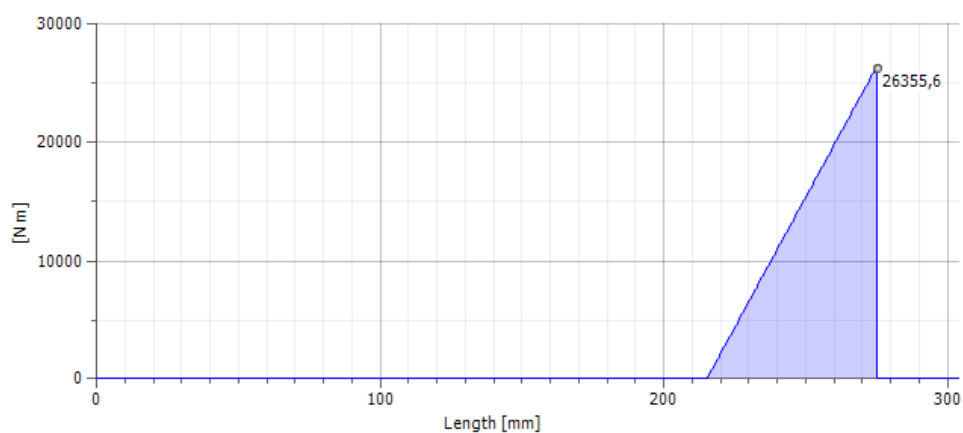
Слика 3.24. Шема оптерећења

На слици 3.25. је приказан дијаграм трансверзалних сила.



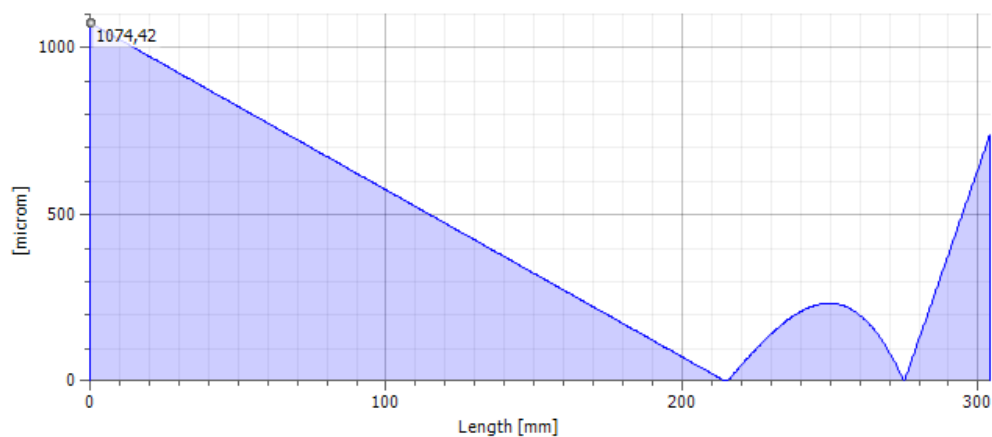
Слика 3.25. Дијаграм трансверзалних сила

На слици 3.26. приказана је вредност момента савијања у равни XY и на ком делу вратила се јавља овај момент.



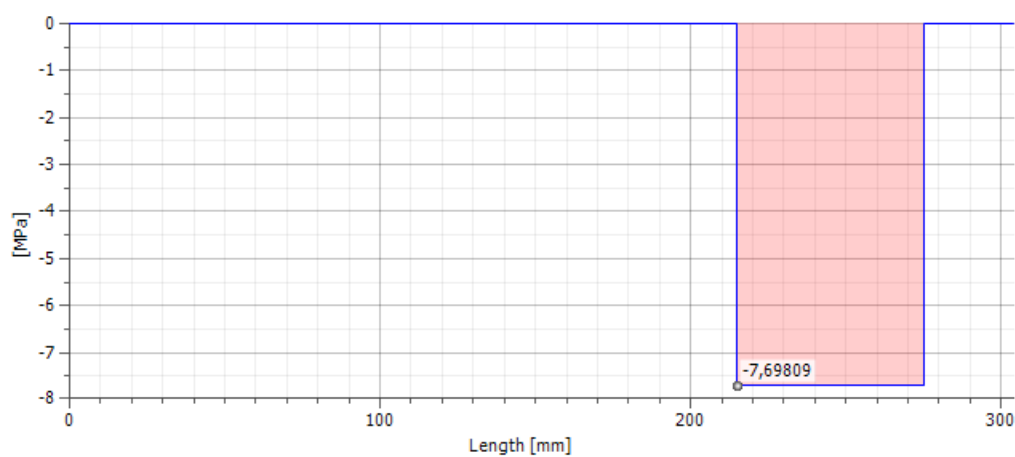
Слика 3.26. Дијаграм момента савијања

На слици 3.27. је приказана промена деформације по дужини вратила.



Слика 3.28. Дијаграм деформација вратила

На слици 3.29 је приказана промена момента увијања, односно торзије, по дужини вратила.



Слика 3.29. Дијаграм момента торзије

3.6.5. Избор лежаја

За целокупан мултипликатор ветрогенератора се усвајају лежајеви ознаке DIN 720. Прорачун ових лежајева је вршен у програмском пакету Autodesk Inventor Professional 2016 у модулу Design Accelerator у склопу Assemble.

Наведени прорачун је вршен за најоптерећеније вратило, односно за улазно вратило редуктора. У табели 3.6.9. су приказане силе које оптерећују лежај.

Табела 3.6.9. Вредности оптерећења лежаја

Bearing radial load	F_r	9753 N
Bearing axial load	F_a	0 N
Speed	n	30 rpm
Required static safety factor	s_0	2,0 ul

У табели 3.6.10. је приказано који се лежај усваја, као и његове димензије.

Табела 3.6.10. Димензије лежаја

Designation		DIN 720 (32916 - 80 x 110 x 20)
Bearing inside diameter	d	80,000 mm
Bearing outside diameter	D	110,000 mm
Bearing width	B	20,000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	13 deg
Basic dynamic load rating	C	116000 N
Basic static load rating	C_0	116000 N
Dynamic radial load Factor	X	0,60 ul / 0,60 ul
Dynamic axial load Factor	Y	0,50 ul / 0,50 ul
Limit value of F_a/F_r	e	0,40 ul
Static radial load Factor	X_0	0,60 ul
Static axial load Factor	Y_0	0,50 ul
Limiting speed lubrication grease	n_{Lim}	0 rpm
Limiting speed lubrication oil	n_{Lim}	0 rpm

Резултат прорачуна радног века лежаја је приказан у табели 3.6.11.

Табела 3.6.11. Радни век лежаја

Calculation Method		ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Required rating life	L_{req}	10000 hr
Required reliability	R_{req}	90 ul
Life adjustment factor for special bearing properties	a_2	1,00 ul
Life adjustment factor for operating conditions	a_3	1,00 ul
Working temperature	T	100 c
Factor of Additional Forces	f_d	1,00 ul

Фактор подмазивања који је усвојен је приказан у табели 3.6.12.

Табела 3.6.12. Фактор подмазивања

Friction factor	μ	0,0018 ul
Lubrication		Oil

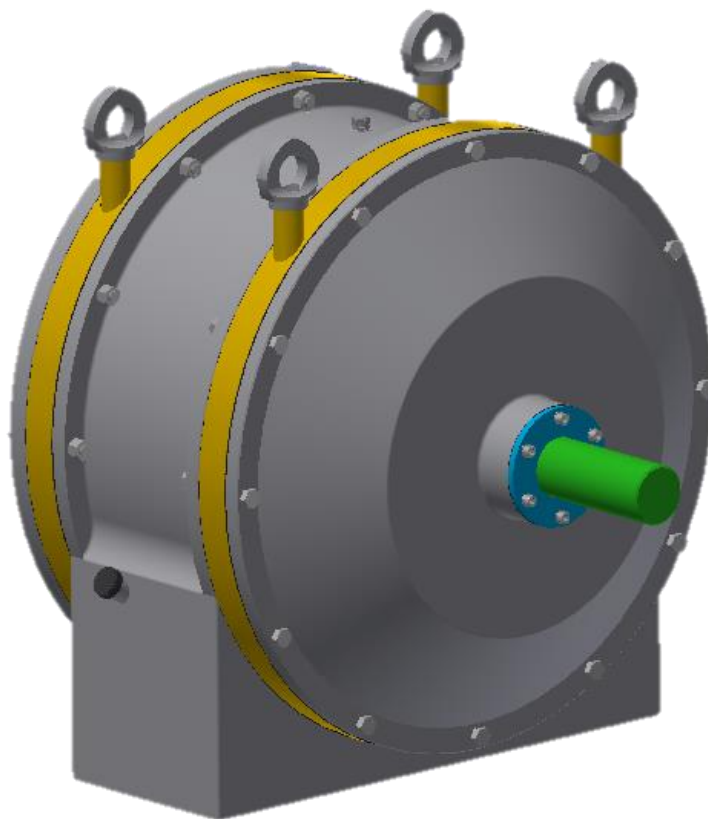
Коначан резултат прорачуна лежаја је приказан у табели 3.6.13.

Табела 3.6.13. Вредности параметара добијених прорачуном

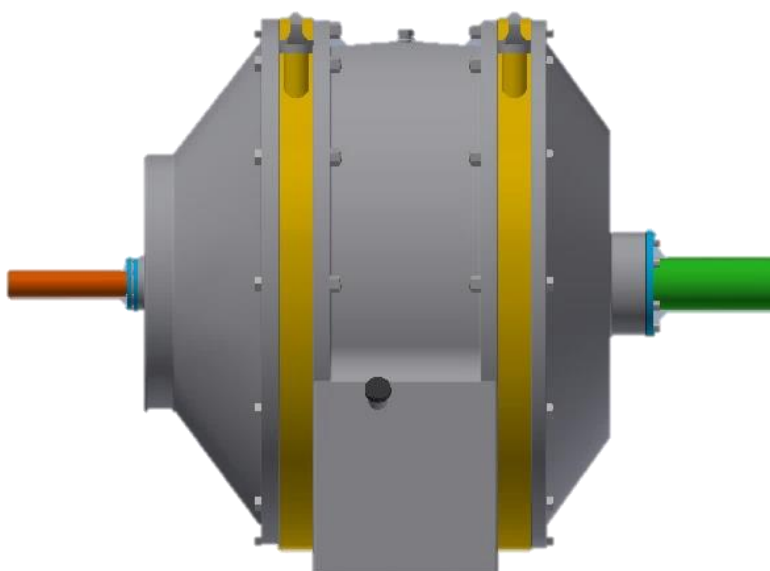
Basic rating life	L_{10}	11710754 hr
Adjusted rating life	L_{na}	11710754 hr
Calculated static safety factor	s_{0c}	11,89347 ul
Power lost by friction	P_z	1,32368 W
Necessary minimum load	F_{min}	2320 N
Static equivalent load	P_0	9753 N
Dynamic equivalent load	P	5852 N
Over-revolving factor	k_n	0,000 ul
Life adjustment factor for reliability	a_1	1,00 ul
Temperature factor	f_t	1,00 ul
Equivalent speed	n_e	30 rpm
Minimum speed	n_{min}	30 rpm
Maximum speed	n_{max}	30 rpm
Strength Check	Positive	

4. Моделирање мултипликатора ветрогенератора

Модел мултипликатора ветрогенератора израђен је у програмском пакету Autodesk Inventor Professional 2016. Овај модел, приказан на слици 4.1, се састоји од три подсклопа, а то су два планетарна преносника и један пар цилиндричних зупчаника.

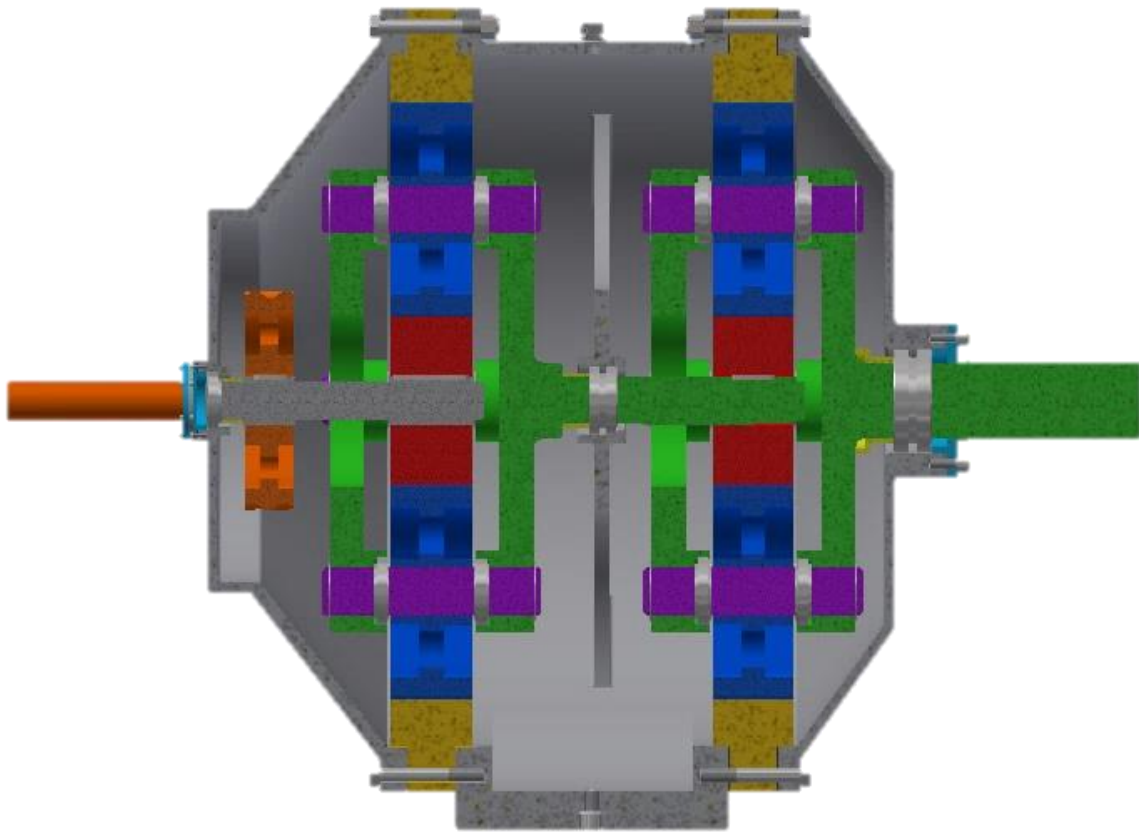


Слика 4.1. Приказ мултипликатора ветрогенератора

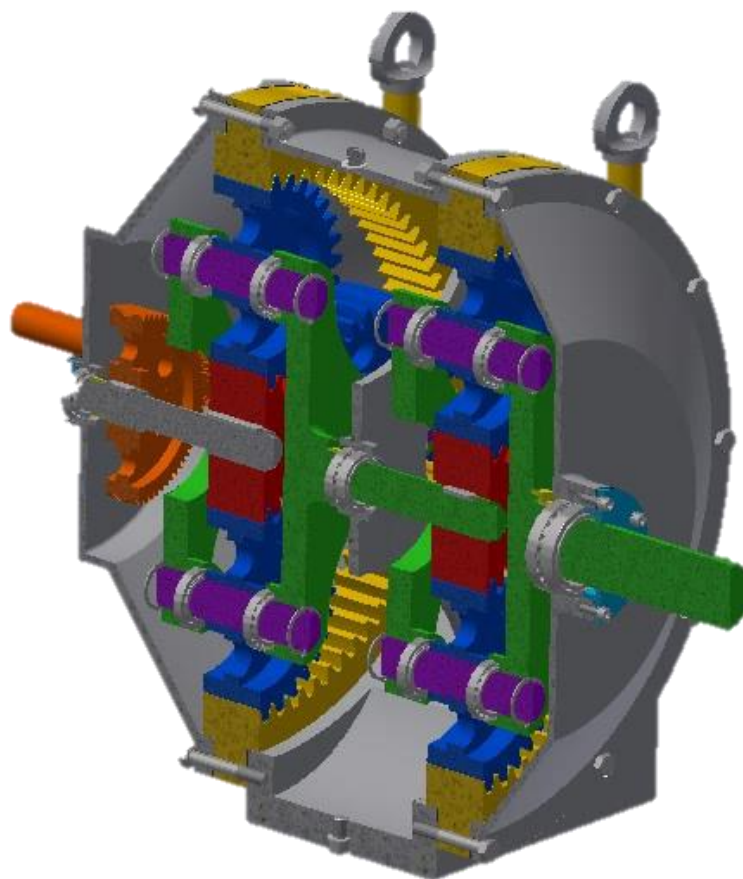


Слика 4.2. Поглед на мултипликатор са леве стране

На слици 4.3 је приказан мултипликатор у пресеку. Зеленом бојом су означени носачи сателита и вратила која су израђена изједна са носачем. Тамно плавом бојом су означени сателити (зупчаници), док су осовине на којима се они налазе означене љубичастом бојом. Жутом бојом су означени централни зупчаници са унутрашњим озубљењем, док су централни зупчаници са спољашњим озубљењем (сунце) означени црвеном бојом. Последњи зупчасти пар цилиндричних зупчаника означен је наранџастом бојом. Поклопци кућишта означени су светло плавом бојом.

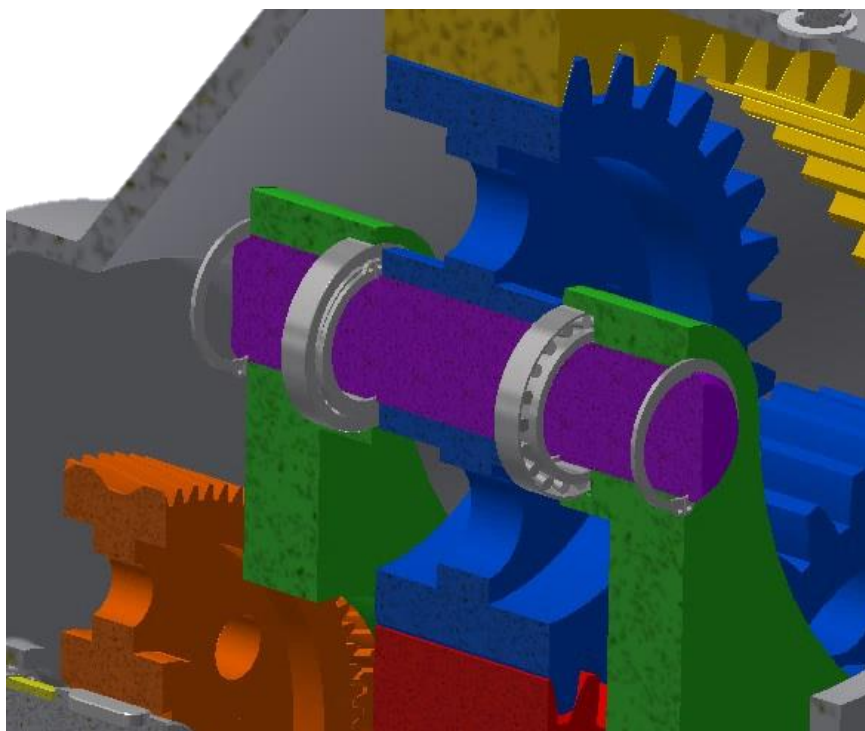


Слика 4.3. Поглед на мултипликатор из пресека са леве стране



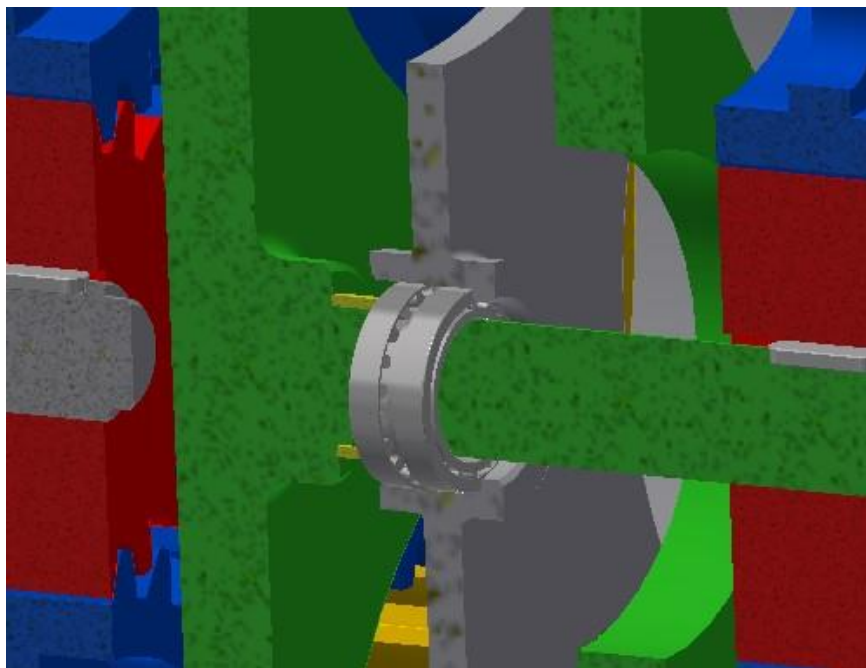
Слика 4.4. Приказ мултипликатора у пресеку у изометрији

Конструкционо решење спајања осовине, која носи зупчаник (сателит), и носача сателита је приказано на слици 4.5.



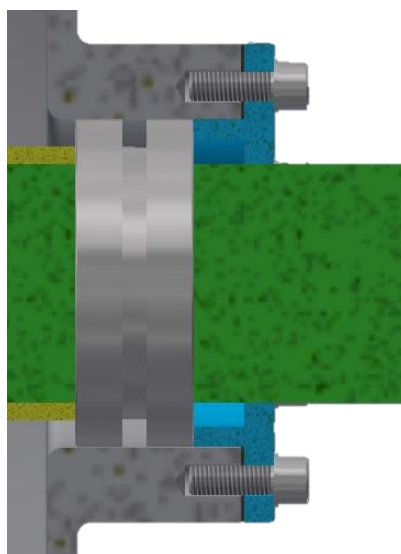
Слика 4.5. Спајање осовине и носача сателита у пресеку

Начин постављања лежајева на вратило које повезује два планетарна преносника је приказано на слици 4.6.



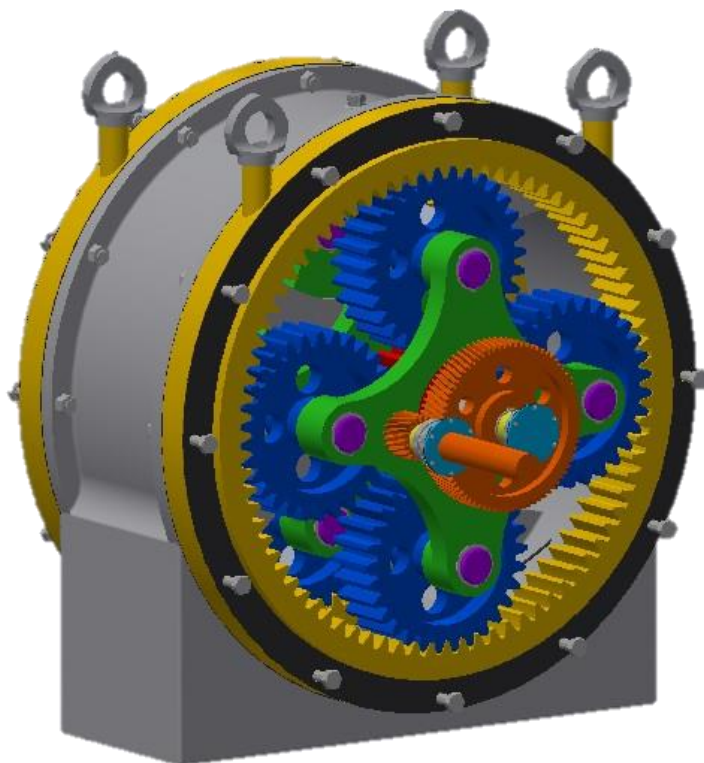
Слика 4.6. Улежиштење на вратилу које спаја два планетарна преносника

Начин улежиштења лежајева серије 7 на улазном вратилу је приказан на слици 4.7.



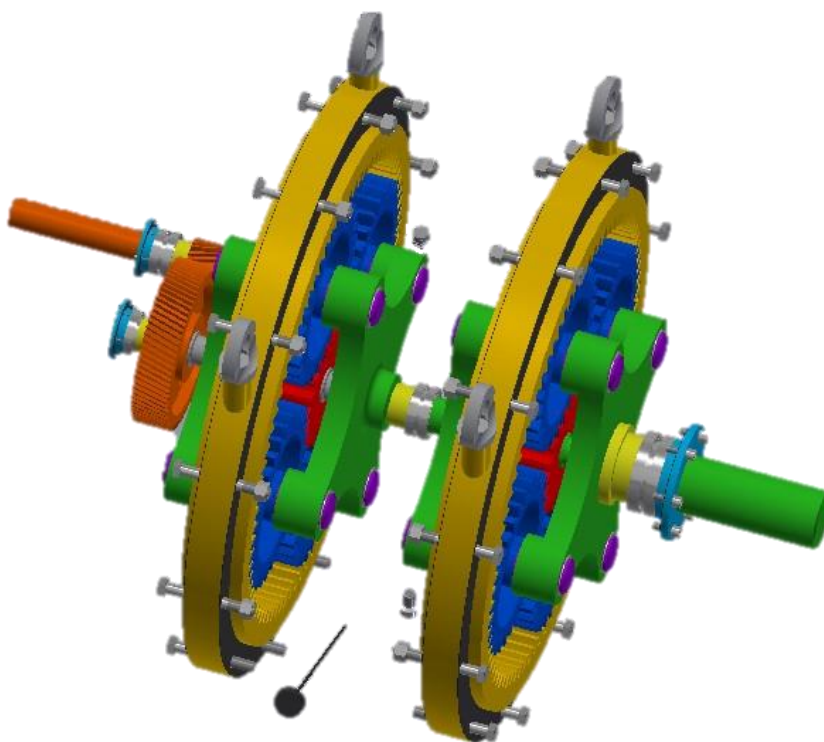
Слика 4.7. Улежиштење на улазном вратилу

На слици 4.8 приказана је задња страна мултипликатора без поклопца (кућишта), на којој се може видети да су оба планетарна преносника причвршћена завртњевима за кућиште мултипликатора.



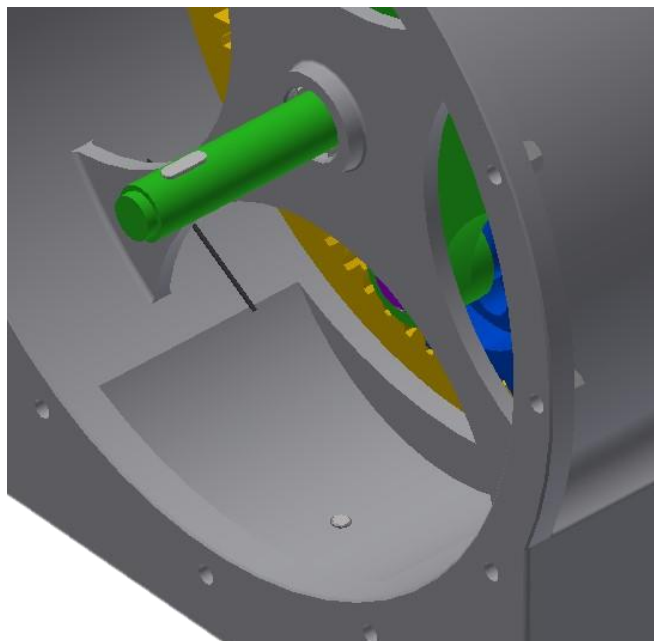
Слика 4.8. Мултипликатор са задње стране

Изглед целокупног мултипликатора без кућишта је приказан на слици 4.9.



Слика 4.9. Мултипликатор без кућишта

Конструкционо решење одвођења уља из мултипликатора је приказано на слици 4.10.



Слика 4.10. Одвођење уља из мултипликатора

Закључак

Ветар представља врсту кинетичке енергије и она се као таква може трансформисати у механичку и електричну енергију, а ветрогенератори имају управо ту функцију. Кинетичка енергија ветра се преко лопатица елисе, вратила и редуктора претвара у механичку енергију, док се на крају помоћу електрогенератора та механичка енергија претвара у електричну.

Еволуција ветрогенератора почиње од првог коршћења у Авганистану. Највеће промене овај систем је доживео у Холандији током 15. века. Тада су ветрогенератори добили изглед приближан данашњем. Ова нација је и данас лидер у развоју и усавршавању технологије ветрогенератора. Данас се ветрогенератори могу састојати од само неколико делова, па све до неколико стотина делова и система.

Најчешће примењивани тип ветрогенератора јесте са хоризонталном осовином. Код овог типа ветрогенератора на почетку се углавном налазе три елисе, јер је установљено да овај број елиса постиже највећи степен искоришћења. Унутар кућишта елисе се налазе хидраулични и механички системи за заокретање елиса, систем за подмазивање, али и сигурносна кочница. За ово кућиште је везано улазно вратило, на коме се налазе сензори брзине и сигурносна кочница. Ово вратило је са друге стране повезано за главни редуктор, мултипликатор, који има функцију да веома мали број обртаја повећа на одговарајућу вредност. У склопу овог редуктора се налазе и разни системи за подмазивање, сензори брзине, као и сигурносна кочница. Када се број обртаја повећа до одговарајуће вредности, тада се механичка енергија, преко електрогенератора, претвара у електричну енергију. Битно је поменути да се испод куполе налазе механички и хидраулички системи који имају задатак да закрећу читаву куполу у правцу ветра. Смер кретања ветра се одређује помоћу посебних сензора који се налазе на куполи.

На основу веома малог броја података о мултипликаторима који се користе за ветрогенераторе и према препорукама усвојених полазних података, извршен је комплетан прорачун и конструисање редуктора ветрогенератора. Концепција мултипликатора је усвојена на основу детаљног истраживања и закључка да је то најпогоднија концепција за мултипликатор ове снаге. Усвојена концепција мултипликатора се састоји од два планетарна преносника и једног пара цилиндричних зупчаника који су редно постављени. Због поједностаљености израде, али и мањих трошкова, оба планетарна преносника су идентична. Због наведених разлога је и за лежајеве у целом преноснику усвојена иста серија (DIN 720), само са разликом у димензијама. За подмазивање мултипликатора је усвојено да се користи уље. Цео процес прорачуна и конструисања мултипликатора је извршен у програмском пакету Autodesk Inventor Professional 2016.

Прорачун је показао да усвојена концепција мултипликатора задовољава све критеријуме прорачуна и да се може успешно применити код ветрогенератора.

Литература

- [1] http://www.gradjevinarstvo.rs/tekstovi/1917/820/kori%C5%A1%C4%87enje_snage_vetra, приступљено: 05.03.2017.
- [2] [http://www.wikiwand.com/de/Vertikalrotor_\(Windturbine\)](http://www.wikiwand.com/de/Vertikalrotor_(Windturbine)), приступљено: 05.03.2017.
- [3] <https://www.renewableenergyhub.co.uk/wind-turbines/the-history-of-wind-turbines.html>, приступљено: 10.03.2017.
- [4] <http://www.bldgblog.com/2008/12/page/2/>, приступљено 10.03.2017.
- [5] <https://markolucic.wordpress.com/category/vetroturbine-i-generatori/>, приступљено 12.03.2017.
- [7] http://www.ifm.com/ifmus/web/apps-by-industry/cat_060_020.html, приступљено: 20.03.2017.
- [6] <https://www.google.rs/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&ved=0ahUKEwjrwu6z9vPSAhVHuBoKHdUmCZ0QFgglMAI&url=http%3A%2F%2Fwww.tfb.edu.mk%2Fmaterials%2Fdownload%2F8f2315324546739a8a87f3decc520435&usg=AFQjCNFFGIIQz8gJcQaCZJ0EHkYWWy2R2A&bvm=bv.150729734,d.bGg>, приступљено: 02.04.2017.
- [7] <https://meteoplaneta.rs/meteoroloski-instrumenti-i-osmatranja/boforova-skala-jacina-vetra/>, приступљено 02.04.2017.
- [8] <http://rgf.bg.ac.rs/predmet/RO/III%20semestar/Elektrotehnika%20u%20rudarstvu/Predavanja/08%20Trofazni%20sistemi,%20masine%20naizmenicne%20struje.pdf>, приступљено: 05.04.2017.
- [9] <http://www.powertransmissionworld.com/powerful-analysis-of-wind-turbine-gearboxes/>, приступљено: 05.04. 2017.
- [10] Николић В.: Машински елементи, Машински факултет Крагујевац, 2004.
- [11] Благојевић М., Ђорђевић З.: Методе прорачуна у развоју производа, предавање, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, 2016.
- [12] Jong M. Ha, Byeng D. Youn, Hyunseok Oh, Bongtae Han, Yoongho Jung, Jungho Park: Autocorrelation-based time synchronous averaging for condition monitoring of planetary gearboxes in wind turbines, Mechanical Systems and Signal Processing, 2016.
- [13] Бешевић М., Тешановић А., Кукарас Д., Ландовић А.: Прорачун и димензионисање носеће челичне конструкције стуба ветрогенератора, JOURNAL OF FACULTY OF CIVIL ENGINEERING 26, 2014.
- [14] Косановић В.: Снабдевање града Новог Сада електричном и топлотном енергијом из расположивих обновљивих извора енергије, Факултет техничких наука, 2015.
- [15] Трбојевић М., Јанковић М.: Редуктори, Научна књига – Београд, 1977.
- [16] Трбојевић М., Јанковић М.: Редуктори, Научна књига – Београд, 1988.

[17] Танасијевић С., Вулић А.: Механички преносници, Машински факултет Крагујевац, 2006.

[18] Јовичић С., Марјановић Н.: Основи конструисања, Факултет инжењерских наука Крагујевац, 2011.

