

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: 313/2015

Станко М. Маринковић

Ветрогенератори малих снага

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Мирко Благојевић, ван. проф. - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да опише опште принципе функционисања ветрогенератора малих снага. Затим, треба да изврши пројектовање једног конкретног ветрогенератора мале снаге, као и да уради анализу напонско-деформационог стања његових виталних елемената.

Препоручена литература:

[1] M. Sathyajith: Wind Energy, Springer, 2010.

[2] I. Al-Bahadly: WIND TURBINES, Intech, 2011.

Крагујевац, 2017.

ментор:

Др Мирко Благојевић, ван. проф.

Ветрогенератори малих снага

Wind generators of low power

Станко М. Маринковић

Факултет инжењерских наука Крагујевац, Сестре Јањић 6 Крагујевац

Резиме: У овом раду укратко је описана примена, начин рада и врсте ветрогенератора. Ветрогенератори служе да претварају кинетичку енергију ветра у електричну енергију. У ветрогенераторе мале снаге спадају ветрогенератори снаге од 300 W до 20 kW . Посебан осврт посвећен је конструисању и прорачуну ветрогенератора мале снаге. Софтверски пакет у коме је урађен прорачун, моделирање и израда техничке документације је „Autodesk Inventor 2016“.

Кључне речи: ветрогенератор, мултипликатор, носећи стуб, Autodesk Inventor 2016

Summary: In this master work is briefly described use of wind generators, their type and work methods. The wind generator serves to convert kinetic energy of the wind in electricity. The wind generators of low power include wind generators from 300 W to 20 kW . A special reflection is dedicated to the construction and the calculation of low-power wind generator. The software package in which the calculation, the model and the production of the technical documentation are built, is an Autodesk Inventor.

Key words: wind generator, multiplier, the wearing a pillar, Autodesk Inventor 2016

САДРЖАЈ:

УВОД	11
1.0 ЕНЕРГИЈА	12
1.1 Необновљиви извори енергије	12
1.2 Обновљиви извори енергије	12
1.3 Енергија ветра.....	14
1.3.1 Обална циркулација.....	15
1.3.2 Планински ветрови	15
1.3.3 Енергија ветра у Србији	16
2.0 ВЕТРОГЕНЕРАТОРИ.....	17
2.1 Принцип рада ветрогенератора	18
2.2 Конструкциони облици ветрогенератора	18
2.3 Ветрогенератори малих снага	20
3.0 КОНСТРУИСАЊЕ ВЕТРОГЕНЕРАТОРА МАЛЕ СНАГЕ	22
3.1 Носећи стуб	24
3.1.1 Напонска анализа носећег стуба.....	25
3.2 Кућиште.....	28
3.3 Ротор са елисама	31
4.0 МУЛТИПЛИКАТОР	34
4.1 Избор конструкционог решења мултипликатора	35
4.1.1 Сопствени број обртаја.....	36
4.1.2 Избор броја зубаца.....	37
4.1.3 Услов саосности	38
4.1.4 Избор броја сателита првог пара зупчаника.....	39
4.1.5 Избор броја сателита другог пара зупчаника	41
4.1.6 Услов монтаже	42
4.2 Прорачун зупчастог пара za и zg	43
4.3 Прорачун зупчастог пара zf и zb	48
4.4 Прорачун улазног вратила I.....	52
4.5 Прорачун лежаја на вратилу I	54
4.5.1 Ослонци А и В.....	54
4.6 Прорачун осовинице	56

4.7 Прорачун лежаја на осовиници	59
4.7.1 Ослонци С и D.....	59
4.8. Прорачун излазног вратила II	61
4.9 Прорачун лежаја на вратилу II.....	64
4.9.1 Ослонац Е	64
4.9.2 Ослонац F.....	66
5.0 ГЕНЕРАТОР	68
6.0 РЕАЛИСТИЧАН ПРИКАЗ ВЕТРОГЕНЕРАТОРА.....	70
ЗАКЉУЧАК	72
ЛИТЕРАТУРА	73

ЛИСТА ТАБЕЛА

Табела 4.1 Основне карактеристике цилиндричног зупчастог пара z_a и z_g

Табела 4.2 Димензије цилиндричних зупчаника z_a и z_a

Табела 4.3 Оптерећење

Табела 4.4 Основне карактеристике материјала Č5420

Табела 4.5 Фактори оптерећења

Табела 4.6 Вредности чврстоће бокова зубаца

Табела 4.7 Фактори носивости зупчаника

Табела 4.8 Степени сигурности

Табела 4.9 Основне карактеристике цилиндричног зупчастог пара z_f и z_b

Табела 4.10 Димензије цилиндричних зупчаника z_f и z_b

Табела 4.11 Оптерећења

Табела 4.12 Основне карактеристике материјала Č5420

Табела 4.13 Фактори оптерећења

Табела 4.14 Вредности чврстоће бокова зубаца

Табела 4.15 Фактори носивости зупчаника

Табела 4.16 Степени сигурности

Табела 4.17 Основне карактеристике материјала за израду вратила

Табела 4.18 Оптерећење вратила и његове вредности

Табела 4.19 Оптерећења у ослонцима

Табела 4.20 Крајње вредности вратила

Табела 4.21 Задате вредности оптерећења

Табела 4.22 Основне карактеристике изабраног лежаја

Табела 4.23 Радни век лежаја

Табела 4.24 Крајњи резултат прорачуна лежаја

Табела 4.25 Основне карактеристике материјала за израду осовинице

Табела 4.26 *Оптерећење осовинице и њене вредности*

Табела 4.27 *Оптерећења у ослонцима*

Табела 4.28 *Крајње вредности осовинице*

Табела 4.29 *Задате вредности оптерећења*

Табела 4.30 *Основне карактеристике изабраног лежаја*

Табела 4.31 *Радни век лежаја*

Табела 4.32 *Крајњи резултат прорачуна лежаја*

Табела 4.33 *Основне карактеристике материјала за израду вратила*

Табела 4.34 *Оптерећење вратила и његове вредности*

Табела 4.35 *Оптерећења у ослонцима*

Табела 4.36 *Крајње вредности вратила*

Табела 4.37 *Задате вредности оптерећења*

Табела 4.38 *Основне карактеристике изабраног лежаја*

Табела 4.39 *Радни век лежаја*

Табела 4.40 *Крајњи резултат прорачуна лежаја*

Табела 4.41 *Задате вредности оптерећења*

Табела 4.42 *Основне карактеристике изабраног лежаја*

Табела 4.43 *Радни век лежаја*

Табела 4.44 *Крајњи резултат прорачуна лежаја*

ЛИСТА СЛИКА

Слика 1.1. *Ефекат стаклене баште*

Слика 1.2. *Обновљиви извори енергије*

Слика 1.3. *Кретање ваздушних маса у атмосфери*

Слика 1.4. *Обална циркулација, а)преко дана, б)преко ноћи*

Слика 1.5. *Планински ветрови, а)преко дана, б)преко ноћи*

Слика 1.6. *Просечна годишња снага ветра на висини од 100 m*

Слика 2.1. *Први Ветрогенератор (Charls Brush, 1888)*

Слика 2.2. *Шема претварања енергије ветра у електричну енергију а) ветротурбина, б)редуктор и в) генератор*

Слика 2.3. *Ветрогенератор са хоризонталном основом*

Слика 2.4. *Ветрогенератор са вертикалном основом*

Слика 2.5. *Ветрогенератори мале снаге за снабдевање више домаћинства*

Слика 2.6. *Постављање ветрогенератора између објеката у сумским пределима*

Слика 3.1. *Скица конструкције ветрогенератора*

Слика 3.2. *Основни делови ветрогенератора*

Слика 3.3. *Носећи стуб*

Слика 3.4. *Спој горњег и доњег дела носећег стуба*

Слика 3.5. *Заварени профили*

Слика 3.6. *Силе које делују на стуб*

Слика 3.7. *Von Mses напон*

Слика 3.8. *Померање*

Слика 3.9. *Кућиште ветрогенератора*

Слика 3.10. *Доњи део кућишта*

Слика 3.11. *Лежај у доњем делу кућишта*

Слика 3.12. *Реп ветрогенератора*

Слика 3.13. *Отворено кућиште*

Слика 3.14. Затворено кућиште

Слика 3.15. Ротор

Слика 3.16. Елиса

Слика 3.17. Ротор и елиса као подсклоп

Слика 3.18. Ожлебљено вратило са ротором

Слика 3.16. Кућиште лежаја са лежајом „SKF“

Слика 3.20. Ослонци ожлебљеног вратила

Слика 4.1. Планетарни преносник снаге (мултипликатор)

Слика 4.2. Еластична спојница

Слика 4.3. Спој ротора са мултипликатором

Слика 4.4. Планетарни преносник B_{na}^b

Слика 4.5. Први зупчасти пар

Слика 4.6. Други зупчасти пар

Слика 4.7. Основне мере зупчаника

Слика 4.8. Зупчасти пар z_a и z_g

Слика 4.9. Основне мере зупчаника

Слика 4.10. Зупчасти пар z_f и z_b

Слика 4.11. Шема оптерећења улазног вратила

Слика 4.12. Идеални пречник улазног вратила и изглед улазног вратила

Слика 4.13. ISO 6979 (I) (HS 40 x 60 x 29)

Слика 4.14. Шема оптерећења осовинице

Слика 4.15. Идеални пречник осовинице и изглед осовинице

Слика 4.16. ISO 6979 (I) (HS 30 x 50 x 29)

Слика 4.17. Шема оптерећења излазног вратила

Слика 4.18. Идеални пречник излазног вратила и изглед вратила

Слика 4.19. ISO 6979 (I) (HS 40 x 60 x 29)

Слика 4.20. *ISO 6979 (I) (HS 35 x 55 x 29)*

Слика 5.1. *Генератор електричне енергије „Johannes Hübner Giessen”*

Слика 5.2. *Еластична спојница „NOZAG”*

Слика 5.3. *Склоп ветрогенератора*

УВОД

Тема овог рада је конструисање ветрогенератора мале снаге коришћењем програмског пакета „Autodesk Inventor“. Помоћу овог програмског пакета извршен је прорачун конструкције, моделирање као и израда техничке документације.

Људска популација изазива бројне промене које утичу на природу и окружење. Долази до појаве ефекта стаклене баште, глобалног загревања као и бројних климатских промена које се свакодневно јављају. Из тог разлога све се више буди свест људи да је неопходно сачувати природу, окружење и смањити загађивање животне средине.

У данашње време потреба за електричном енергијом расте из дана у дан. Начин на који се већи део електричне енергије добија у свету је помоћу фосилних горива. Такав начин производње електричне енергије доводи до свакодневног загађивања животне средине, као и до потрошње фосилних горива који представљају необновљиве изворе енергије. Нешто се мора променити како би се сачувала животна средина, а имајући на уму да је потреба за електричном енергијом све већа.

Неопходно је производити електричну енергију на начин који би смањио загађивање животне средине, а такође омогућио стабилну производњу. Обновљиви извори енергије ће у будућности имати велику предност у односу на необновљиве изворе. Због тога неке земаље подстичу производњу електричне енергије из обновљивих извора. Такође улажу у развој и унапређивање тих система. Овај начин производње електричне енергије је у сталном порасту. За сад је то мали део производње у свету, али у блиској будућности се очекује да то буде главни начин добијања електричне енергије.

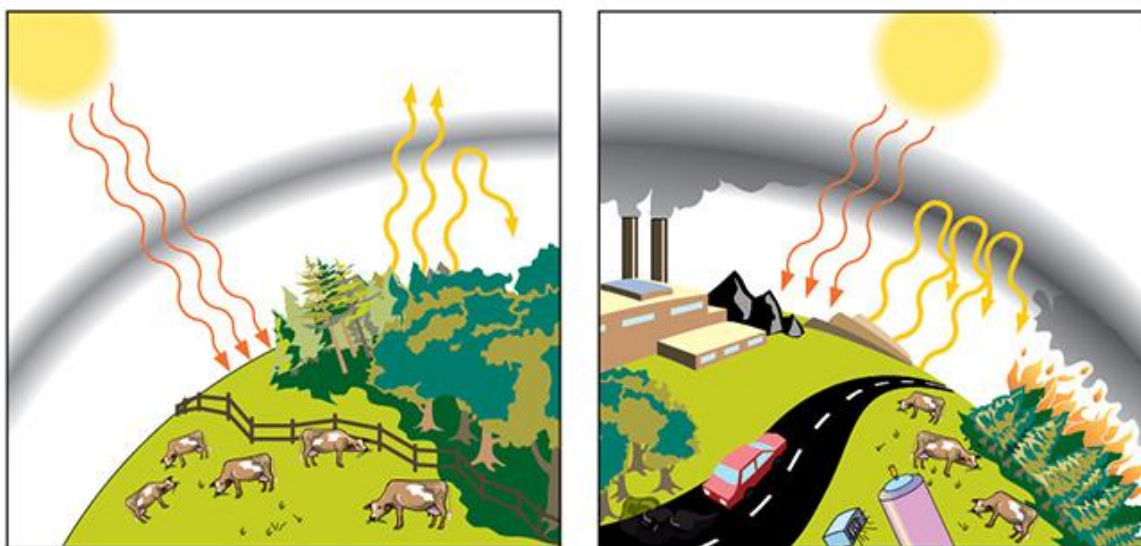
Један од алтернативних извора енергије је и ветар. Системи који се користе за претварање енергије ветра у електричну енергију називају се ветрогенератори. За постављање ветрогенератора неопходно је пронаћи погодну средину са сталним утицајем ветра. У нашој земљи могуће је пронаћи одговарајуће локације за постављање ветрогенератора, а такође држава Србија помаже и даје субвенције за производњу електричне енергије из обновљивих извора. Јако је важна помоћ државе у свему овом како би се што више развијала ова област производње електричне енергије и како би имала економску оправданост.

1.0 ЕНЕРГИЈА

1.1 Необновљиви извори енергије

Због пораста броја становника и велике потрошње електричне енергије велики број земаља у својој блиској будућности суочиће се са недостатком енергије. Највећи део електричне енергије добија се из фосилних горива који спадају у обновљиве изворе. Велики број земаља енергетски су зависне од нафте и њених деривата што захтева одређене економске издатке, [1].

Залихе фосилних горива на Земљи све се више и више смањују. То ће приморати већину земаља да се окрену и користе обновљиве изворе енергије како би подмирили своје енергетске потребе. Такође, коришћење фосилних сировина за производњу електричне енергије негативно утиче на здравље људи и доводи до климатских промена на Земљи. Сагоревање фосилних горива, најчешће базираних на угљу и нафти, највероватније представља узрок глобалног загревања и појаве тзв. ефекта стаклене баште (слика 1.1.). Промена климатских услова представља једну од најозбиљнијих опасности за Земљин еколошки систем, [2].



Слика 1.1. Ефекат стаклене баште, [2]

Већим коришћењем и применом обновљивих извора енергије смањила би се потрошња фосилних горива и продужио век трајања фосилних извора енергије. Такође би се знатно утицало на смањење загађености животне средине.

1.2 Обновљиви извори енергије

Обновљиви извори енергије (слика 1.2.) су извори енергије који се добијају из природе што значи да се они могу обновити. Због своје нешкодљивости према околини обновљиви извори енергије се све више користе. Обновљиви извори који се најчешће

користе су: енергија ветра, сунца и воде. Такође, обновљиви извори се могу поделити у две главне категорије:

- традиционални обновљиви извори енергије (биомаса и велике хидроелектране) и
- нови обновљиви извори енергије (енергија ветра, сунца, геотермална енергија итд.), [3].



Слика 1.2. Обновљиви извори енергије, [4]

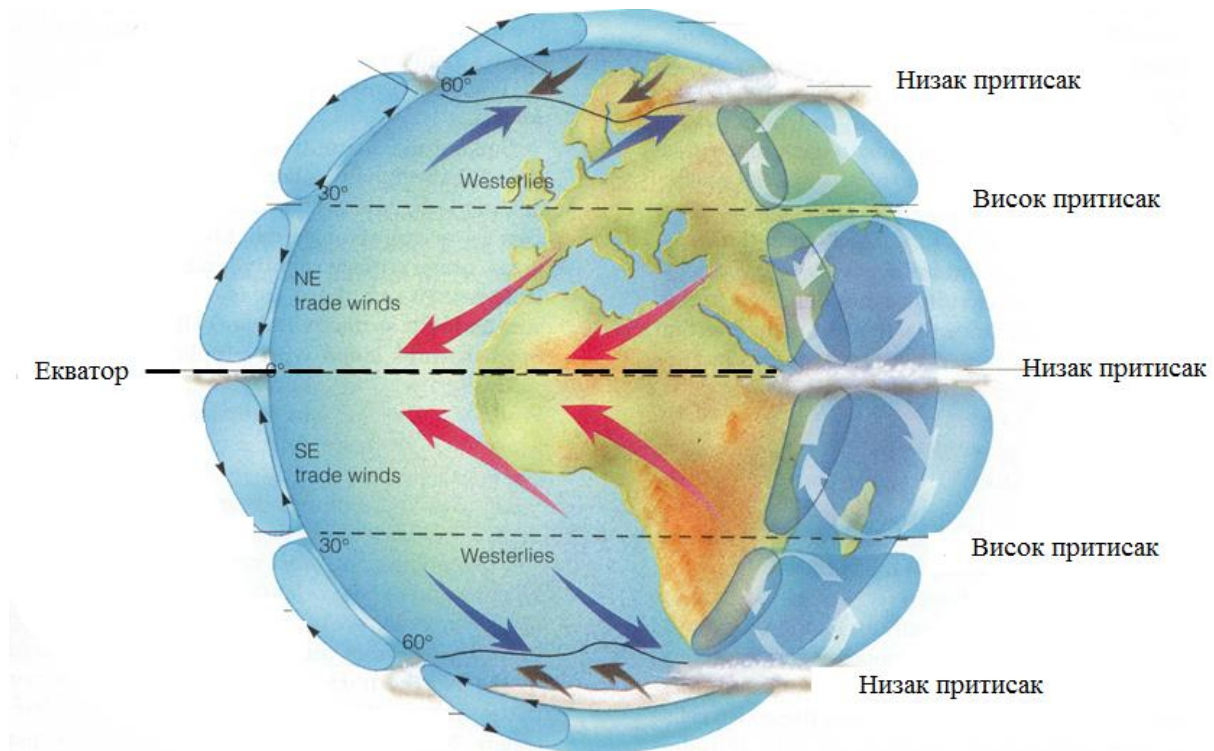
Енергија коју Сунце испоручује Земљи је 15 хиљада пута већа него што човечанство у садашњој фази може да искористи. Упркос томе многи људи на Земљи се смрзавају. Из тога се види да се енергија обновљивих извора мора и може више користити. Развој обновљивих извора енергије важан је из више разлога. Обновљиви извори енергије смањују емисију угљен диоксида (CO_2) у атмосфери. Коришћење што више уређаја за производњу електричне енергије из обновљивих извора доводи до повећања енергетске одрживости система. То обезбеђује сигурност доставе енергије на тај начин да смањује увоз енергетских сировина и електричне енергије. Очекује се да ће обновљиви извори енергије постати економски конкурентни конвенционалним изворима енергије у блиској будућности.

Економски су конкурентне неке технологије, нарочито енергија ветра, мале хидроелектране, енергија из биомасе и сунчева енергија. Процес којим се усвајају нове технологије је поприлично спор. Најчешћи проблем за инсталирање нових постројења је почетна цена. Тај проблем утиче на цену енергије добијене тим путем у првих неколико година. Велики удео у производњи енергије из обновљивих извора резултат је еколошке освашћености становништва, које упркос почетној неисплативости инсистира на производњи енергије без загађења. Овај разлог даје веома важан допринос развоју производње енергије из обновљивих извора, а такође даје допринос заштити животне средине на Земљи.

Прелазак са конвенцијалних извора енергије на енергију будућности (енергију из обновљивих извора) неће се десити преко ноћи. Због тога треба радити на стварању чистог, сигурног и неисцрпног начина производње енергије. Ветар је природни извор енергије који ће увек бити расположив, као и соларна енергија, снага воде и биомасе.

1.3 Енергија ветра

Сваког сата снага коју Земља добија зрачењем Сунца износи 10^{14} kWh , од чега се 1 до 2% претвара у снагу ветра. Кретање ваздушних маса у атмосфери (слика 1.3.) се јавља због неравномерног загревања површине Земље на различитим географским ширинама, јер се ваздух загрева индиректно преко тла. Полови земље примају мање енергије од екватора, а земљиште се загрева брже од мора. Због температурне разлике између слојева ваздуха формирају се разлике притиска које се претварају у кинетичку енергију ветра. Глобални ветрови дувају од екватора према хладним половима Земље. Како је топао ваздух лакши од хладног он се на екватору подиже до висине око 10 km и путује према северном и јужном полу, [5].

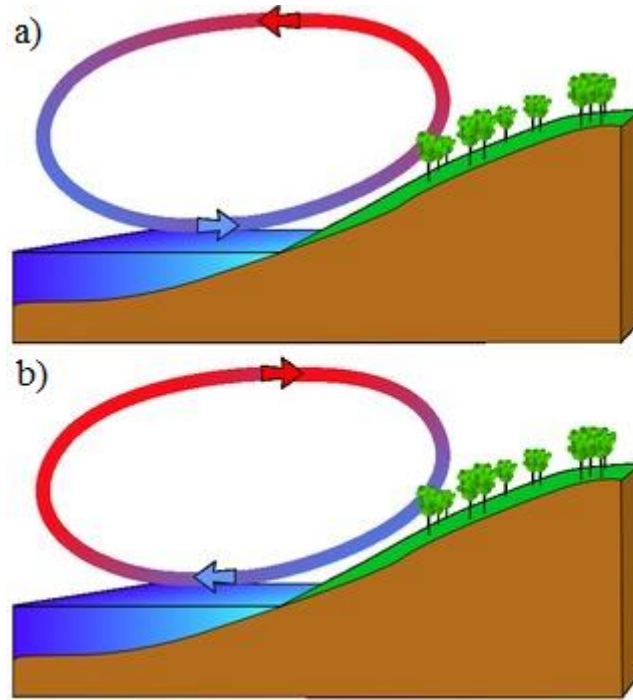


Слика 1.3. Кретање ваздушних маса у атмосфери, [6]

У односу на остале климатске елементе, ветар није скалар, већ је векторска величина. Дефинисан је са три елемента: правац, смер и интензитет. У пракси, ветар је одређен са два елемента: правац (који је исти као и смер) и брзина то јест јачина. Правац ветра представља страну света на коју ветар дува (север N, југ S, исток E и запад W). Брзина ветра представља пут који ваздушне честице пређу у јединици времена (m/s), [7].

1.3.1 Обална циркулација

Обална циркулација (слика 1.4.) настаје тако што се током дана копно брже загрева и брже хлади него море. Ваздух се подиже и одлази према мору где се ствара подручје ниског притиска које привлачи хладан ваздух са површине воде. У сутон се често дешава да су температуре воде и ваздуха једнаке тако да тада нема ветра, [5].

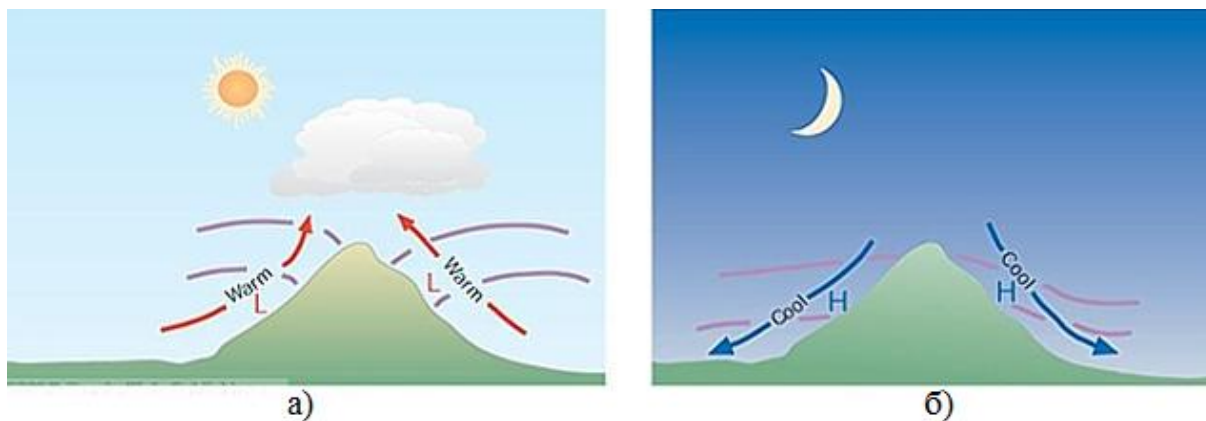


Слика 1.4. Обална циркулација, а)преко дана, б)преко ноћи, [8]

Током ноћи ветар дува у супротном смеру и углавном има мање брзине због тога што је разлика између температура копна и воде преко ноћи знатно мања. Обална циркулација се јавља у 50% дела дана, а највише јој одговара стабилна антициклонска ситуација, [8].

1.3.2 Планински ветрови

Планински ветрови (слика 1.5.) настају због геометрије и неравномерног загревања тла. Дно планине се брже загрева него врх. Када се ваздух при врху загреје преузимајући топлоту са тла његова густина се смањује те се он уздиже према врху пратећи конфигурацију планине. Ствара се подручје ниског притиска и настаје ветар. Ефекат се повећава што је разлика у температурама врха и дна већа, [5].

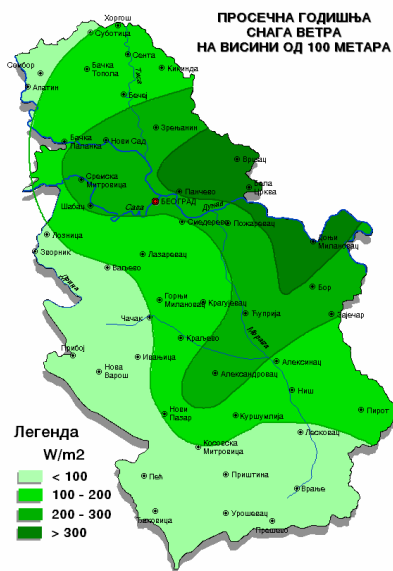


Слика 1.5. Планински ветрови, а)преко дана, б)преко ноћи, [8]

Преко ноћи смер струјања ваздуха се мења, тако да се преко ноћи ваздух креће од врха ка дну планине.

1.3.3 Енергија ветра у Србији

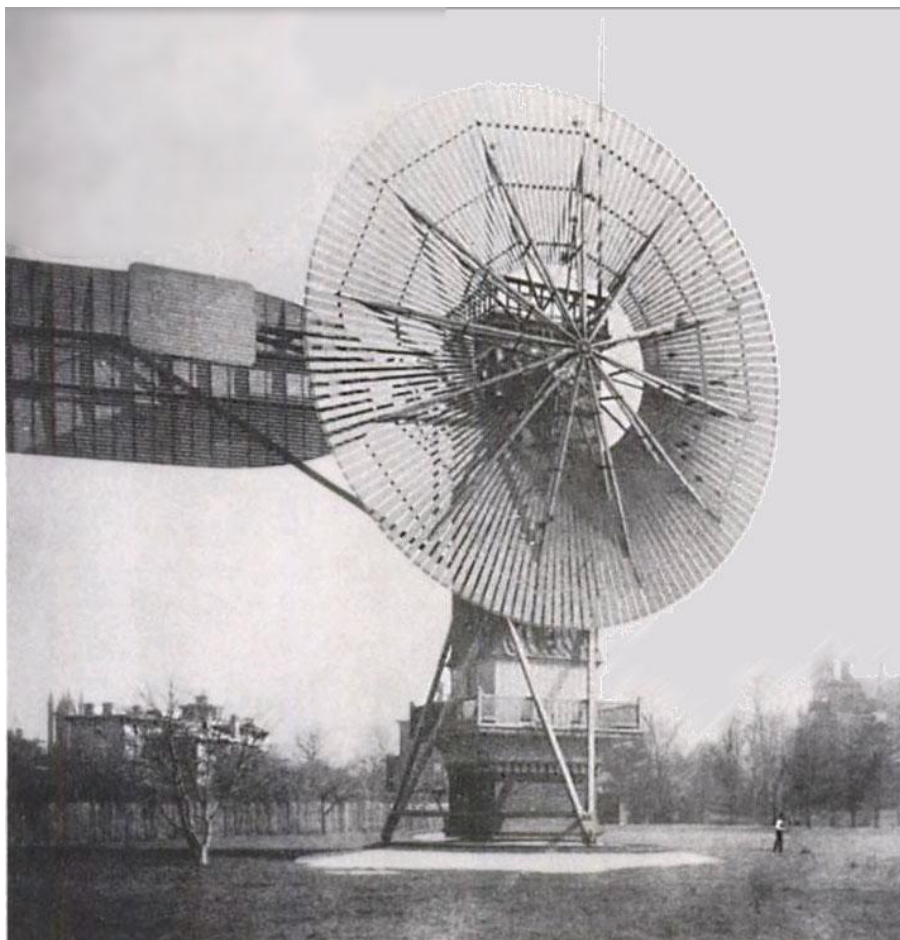
У Србији је могуће наћи погодне локације за изградњу ветрогенератора малих снага. Најпогодније области за изградњу ветрогенератора су планине: Стара Планина, Ртањ, Црни Врх, Златибор, Жабљак (Црна Гора), Копаоник, Дивчибаре итд... , [9]. Такође, изградња ветрогенератора у нашој земљи могућа је и на малим надморским висинама. Нарочито је погодна област Панонске низије, [9]. На слици 1.6. приказана је просечна годишња снага ветра на висини од 100 m у Србији.



Слика 1.6. Просечна годишња снага ветра на висини од 100 m, [10]

2.0 ВЕТРОГЕНЕРАТОРИ

Ветрогенератори спадају у врсту електрана где се електрична енергија добија помоћу енергије ветра. Као што је познато ветар је неисцрпан извор енергије што је његова предност у односу на енергију фосилних горива. Снага ветра се користила од давнина за покретање бродова, пумпи за воду, ветрењача итд. Када је у деветнестом веку откривен електромотор и електрични генератор, тада почињу и разни експерименти са производњом електричне енергије. Први ветрогенератор изгледао је као ветрењача са додатним електричним генератором, који је служио да механичку енергију претвори у електричну. Први ветрогенератор (слика 2.1.) настао је 1888. године у Кливленду у Сједињеним Америчким Државама и направио га је Чарлс Бруш (*Charls Brush, 1849.-1929.*), [11].

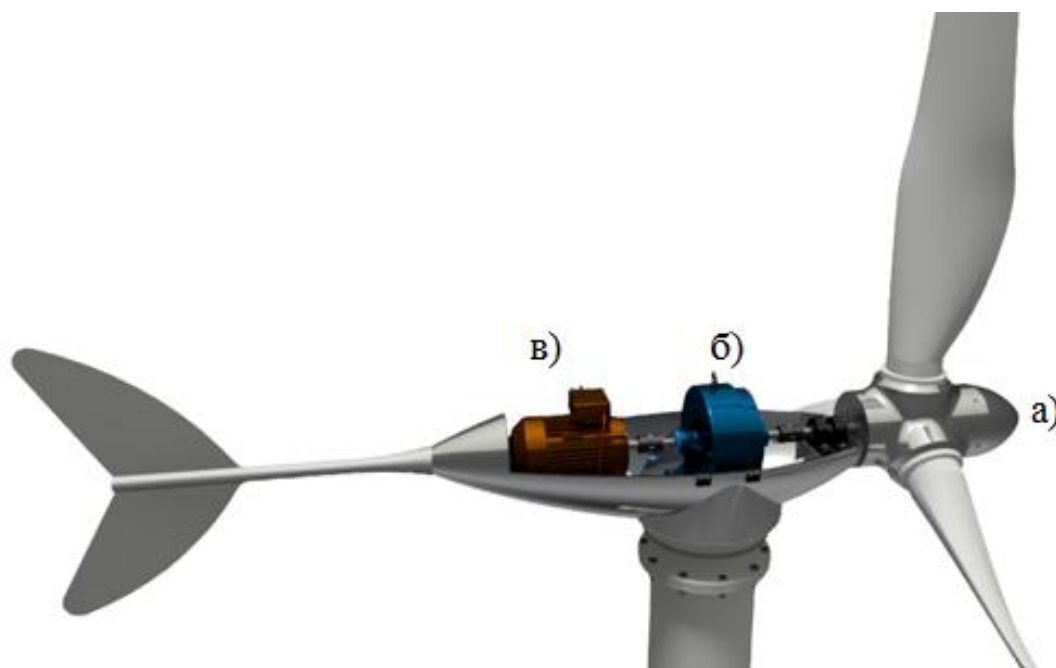


Слика 2.1. Први ветрогенератор (*Charls Brush, 1888*), [11]

На тај начин почела је изградња ветрогенератора за претварање енергије ветра у електричну енергију. Са развојем нуклеарних, термо и хидро електрана ветрогенератори су постали економски неисплативи, а самим тим и неконкурентни овим видовима добијања електричне енергије. Како се залихе фосилних горива на Земљи смањују, а такође и тежња да се смањи загађеност животне средине, тако је и примена ветрогенератора од деведесетих година прошлога века нагло почела да расте, [12].

2.1 Принцип рада ветрогенератора

Принцип рада ветрогенератора заснива се на томе да ветрогенератор претвара кинетичку енергију ветра помоћу ветротурбине (слика 2.2. а) у механичку енергију, након чега се у генератору механичка енергија претвара у електричну. Веома је битно брзину окретања ветротурбине прилагодити захтеваној брзини генератора. Брзина окретања ветротурбине износи неколико десетина обртаја у минути. То се постиже помоћу мултипликатора (слика 2.2. б). Што се тиче генератора (слика 2.3. в) он може бити синхрони или индукциони, при чему може радити са фиксном или променљивом брзином обртања, [12].



Слика 2.2. Шема претварања енергије ветра у електричну енергију а) ветротурбина, б) мултипликатор и в) генератор

2.2 Конструкциони облици ветрогенератора

Конструкциони облици ветрогенератора могу бити различити. Циљ различитих конструкционих решења ветрогенератора је да се постигне што већи степен искоришћења и стабилан рад у што већем опсегу брзина ветра. Такође, врши се стални развој и унапређивање ветрогенератора, како би се добило што боље конструкционо решење, [12].

Ветрогенератори могу бити:

- ветрогенератори са хоризонталном основом (слика 2.3.) и
- ветрогенератори са вертикалном основом (слика 2.4.).

Ветрогенератори са хоризонталном основом (слика 2.3.) могу се постављати уз и низ правац струјања ветра. Ветрогенератори који се постављају низ ветар имају могућност да се сами прилагођавају смеру струјања ветра. Главни недостатак ових ветрогенератора је што лопатице при ротацији пролазе кроз заветрину стуба, због чега долази до појаве буке и вибрација. Ово конструкционо решење се не користи за ветрогенераторе већих снага зато што стуб ствара и вибрације које смањују ефективност самог ветрогенератора.



Слика 2.3. Ветрогенератор са хоризонталном основом, [13]

Модерни ветрогенератори граде се са хоризонталном основом (слика 2.3.) која има могућност заокретања осовине у хоризонталној равни како би се омогућило праћење правца струјања ветра. Ови ветрогенератори могу имати различити број лопатица, али најчешће се праве са три лопатице.

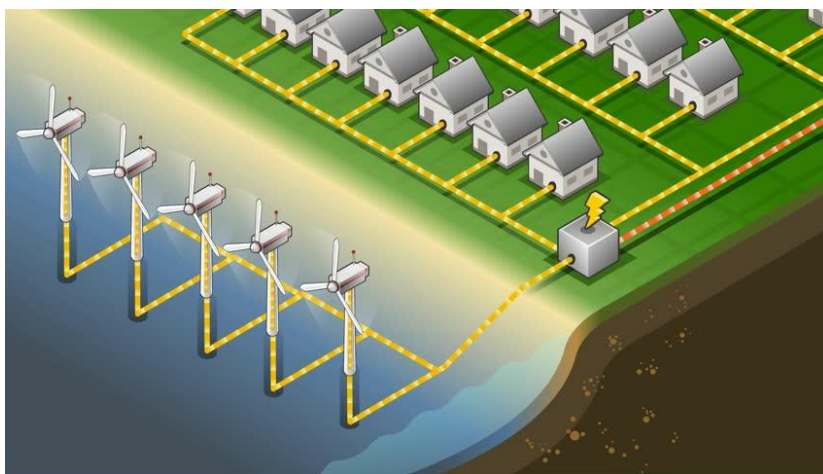


Слика 2.4. Ветрогенератор са вертикалном основом, [14]

Ветрогенератори са вертикалном основом (слика 2.4.) се не морају усмеравати у правцу струјања ветра, због тога што ветар струји нормално на осу ротације ветрогенератора. Код оваквих конструкционих решења генератор се поставља у подножју турбине и сама конструкција не захтева јак торањ. Вертикално вратило има Дариусову турбину. Име је добила по инжењеру Џорџу Дариусу (*George Darrius, 1888.-1979.*) и он ју је патентирао 1931. године. Главна мана ових ветрогенератора је низак степен искоришћења због чега се скоро и не примењују.

2.3 Ветрогенератори малих снага

На основу разних испитивања и сазнања, долази се до закључка да на територији Србије економску оправданост има једино изградња ветрогенератора малих снага. Ветрогенератори малих снага служе за снабдевање електричном енергијом једног или више домаћинстава. Уову групу спадају ветрогенератори снаге од 300 W до 20 kW . Ветрогенератори снаге до 5 kW најчешће се користе за пуњење акумулатора, док се већи генератори од 5 kW па до 20 kW прикључују директно у електричну мрежу, [15].



Слика 2.5. Ветрогенератори мале снаге за снабдевање више домаћинстава, [16]

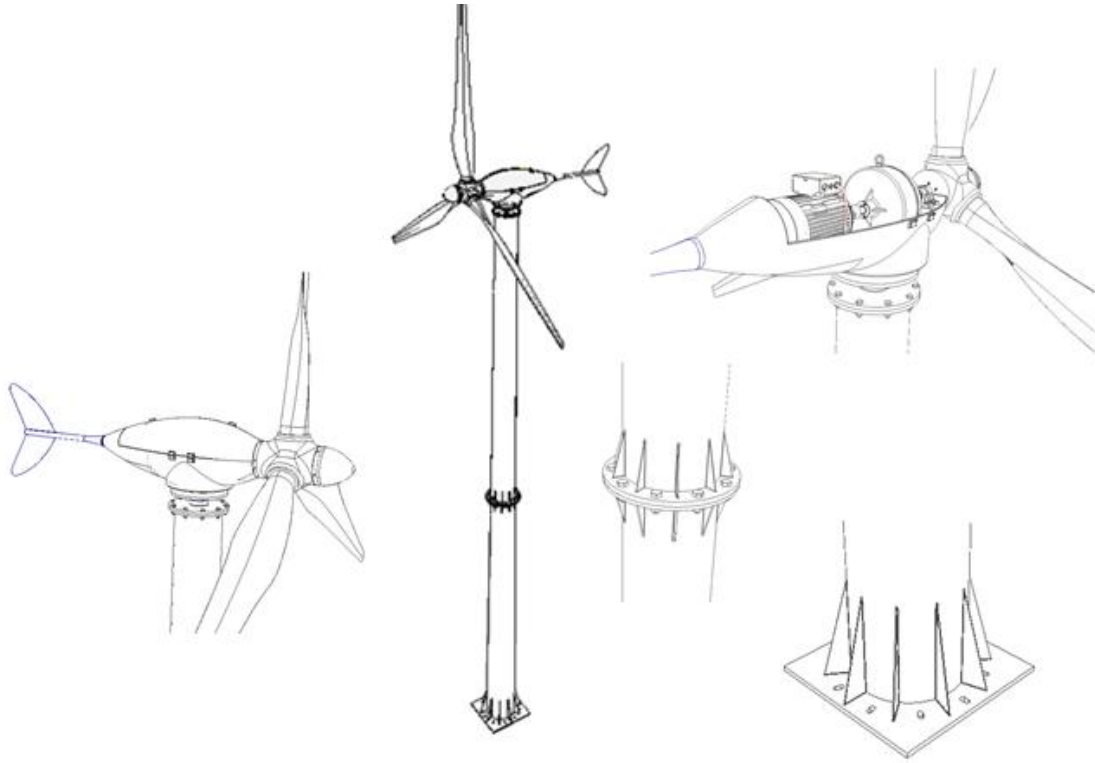
Ветрогенератори малих снага су доста мањих димензија за разлику од ветрогенератора великих снага. При постављању ових ветрогенератора пожељно их је поставити на отвореном ветровитом простору како би се максимално искористила снага ветра. Погодна места за постављање су поред воде, планински предели и равни терени. Места која треба избегавати су места близу шуме или између високих објеката јер они доводе до стварања турбуленција и лошег рада турбине. Уколико се ветрогенератор ипак мора поставити на шумовитом терену, неопходно је да стуб ветрогенератора буде довољно висок и изнад врхова дрвећа како би ветрогенератор несметано радио, [17].



Слика 2.6. *Постављање ветрогенератора између објеката у шумским пределима, [18]*

3.0 КОНСТРУИСАЊЕ ВЕТРОГЕНЕРАТОРА МАЛЕ СНАГЕ

На самом почетку процеса конструисања неопходно је направити скицу конструкције (слика 3.1.), која представља почетну идеју конструкције. Такође, при конструисању потребно је узети у обзир све захтеве и услове које сама конструкција треба да задовољи.



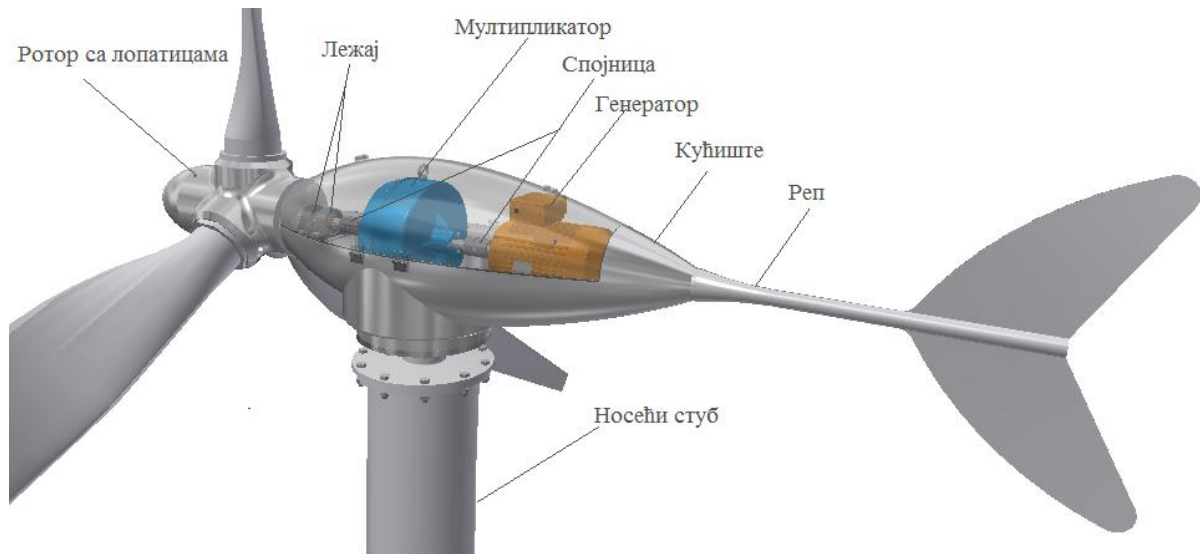
Слика 3.1. Скица конструкције ветрогенератора

Потребна снага ветрогенератора износи 5 kW , што овај ветрогенератор сврстава у групу ветрогенератора малих снага. Основне захтеване радне карактеристике овог ветрогенератора су:

- пречник ротора: $6,4\text{ m}$,
- висина стуба: 12 m ,
- максимална брзина ветра: 10 m/s ,
- број обртаја ротора: 200 o/min ,
- број елиса ротора: 3 и
- напон: 240 V , [17].

Врло је битно водити рачуна о избору материјала. Правилан избор материјала представља један од најбитнијих корака при конструисању ветрогенератора. Од избора материјал зависи маса целокупне конструкције, а један од главних задатака је смањење масе конструкције. Такође, при изради делова конструкције неопходно је изабрати материјале одговарајућих механичких карактеристика, како не би дошло до лома конструкције. Као што се види, правилан избор материјала је од велике важности.

Како би се цена израде конструкције што више смањила неопходно је да што већи број делова конструкције буде стандардан. Сви стандардни делови налазе се у каталозима одговарајућих произвођача. Исто тако треба водити рачуна и о цени материјала који се користе.



Слика 3.2. Основни делови ветрогенератора

Основни делови који чине ветрогенератор (слика 3.2.) су:

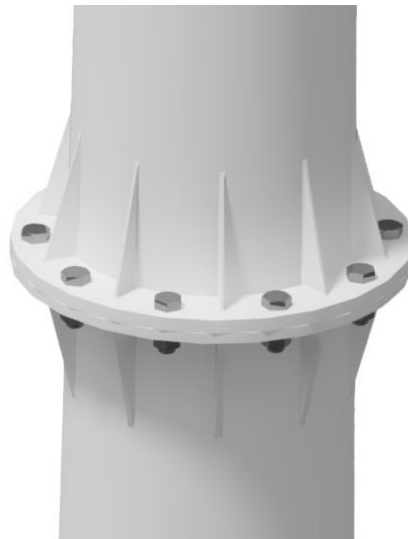
- носећи стуб (састоји се из два дела),
- кућиште,
- реп,
- ротор са елисама (3 елисе),
- стандардни лежаји,
- спојнице,
- мултипликатор и
- генератор.

3.1 Носећи стуб

Носећи стуб (слика 3.3.) састављен је из два дела, горњег и доњег дела стуба. Сваки део стуба висок је по 6 *m*, тако да је укупна висина носећег стуба износи 12 *m*. Горњи и доњи део стуба спојени су у један целовит стуб помоћу вијака и навртки *M* 30 (слика 3.4.). Материјал од кога је стуб израђен је сиви лив. Основни задатак стуба је да обезбеди сигурност целе конструкције услед утицаја непогодних временских услова као што су: олује, јаки ветрови итд...



Слика 3.3. Носећи стуб



Слика 3.4. Спој горњег и доњег дела носећег стуба

Стуб се поставља на основу од армираног бетона која се налази укопана у земљи. Стуб и основа повезани су помоћу вијака *M* 30. Тиме се обезбеђује да стуб стоји вертикално. На горњем делу стуба налазе се три заварена профила (слика 3.5.) која служе да обезбеде додатну сигурност стуба помоћу подупирача на земљи. Такође заварена плочица на горњем делу стуба омогућава и лакше подизање стуба у вертикални положај, приликом монтаже.



Слика 3.5. Заварене плочица

3.1.1 Напонска анализа носећег стуба

У табели 3.1 дате су карактеристике материјала од кога је израђен носећи стуб (*Design Accelerator*). Носећи стуб израђен је од сивог лива.

Табела 3.1 Карактеристике материјала

Name	Iron, Cast	
General	Mass Density	7,15 g/cm ³
	Yield Strength	758 MPa
	Ultimate Tensile Strength	884 MPa
Stress	Young's Modulus	120,5 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	46,3462 GPa

На носећи стуб делују две силе (слика 3.6.). Прва сила делује по оси у и износи 2000 N. Ова сила представља тежину кућишта и свих делова у њему. Маса кућишта са свим деловима износи 200 kg. Друга сила представља силу ветра која делује на носећи стуб и она износи 500 N.



Слика 3.6. Силе које делују на стуб

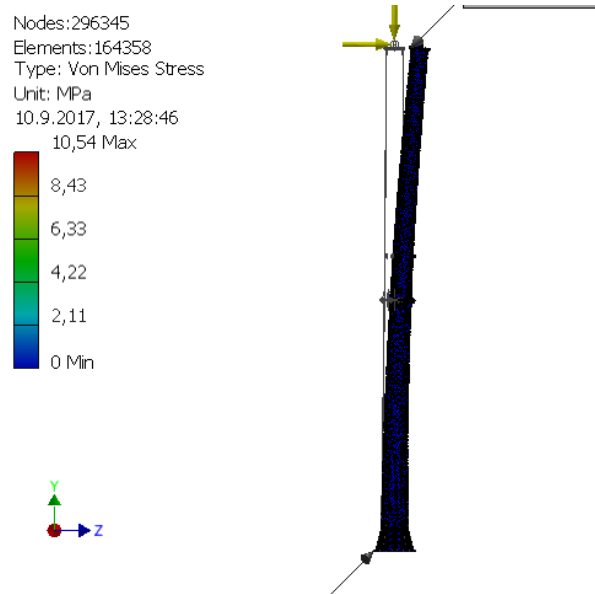
У табели 3.2 дате су коначне вредности резултата напонске анализе носећег стуба.

Табела 3.2 Карактеристике материјала

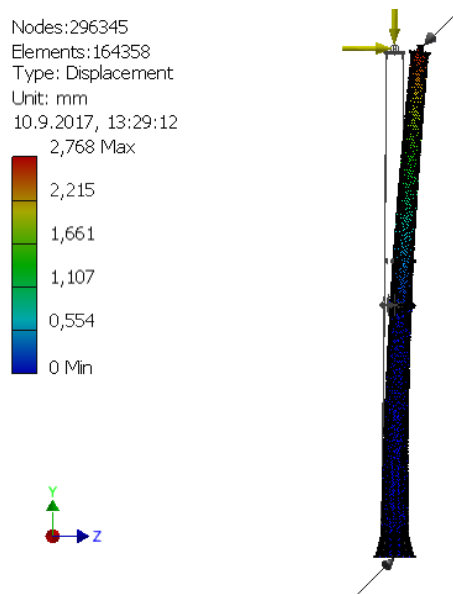
Name	Minimum	Maximum
Von Mises Stress	0,0000158319 MPa	11,0333 MPa
1st Principal Stress	−1,94812 MPa	9,39434 MPa
3rd Principal Stress	−9,95545 MPa	1,16495 MPa
Displacement	0 mm	2,76927 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	−5,57553 MPa	4,51602 MPa
Stress XY	−2,39488 MPa	3,0169 MPa
Stress XZ	−3,53608 MPa	4,04948 MPa
Stress YY	−6,60193 MPa	6,59144 MPa
Stress YZ	−3,54278 MPa	3,6805 MPa
Stress ZZ	−7,04317 MPa	6,72561 MPa
X Displacement	−0,00296517 mm	0,000671947 mm
Y Displacement	−0,121755 mm	0,0846946 mm
Z Displacement	−0,000103357 mm	2,7687 mm
Equivalent Strain	0,000000000115722 ul	0,0000522213 ul
1st Principal Strain	−0,000000649765 ul	0,0000455122 ul
3rd Principal Strain	−0,0000605015 ul	0,000000245031 ul
Strain XX	−0,0000297528 ul	0,0000197781 ul
Strain XY	−0,0000253696 ul	0,0000325475 ul
Strain XZ	−0,0000204932 ul	0,0000234686 ul

Табела 3.2. (наставак)

Strain YY	−0,0000389891 <i>ul</i>	0,0000438771 <i>ul</i>
Strain YZ	−0,0000323302 <i>ul</i>	0,0000373619 <i>ul</i>
Strain ZZ	−0,000036339 <i>ul</i>	0,0000266445 <i>ul</i>
Contact Pressure	0 <i>MPa</i>	15,8023 <i>MPa</i>
Contact Pressure X	−8,20031 <i>MPa</i>	7,64984 <i>MPa</i>
Contact Pressure Y	−14,4957 <i>MPa</i>	15,3657 <i>MPa</i>
Contact Pressure Z	−12,3054 <i>MPa</i>	9,02777 <i>MPa</i>



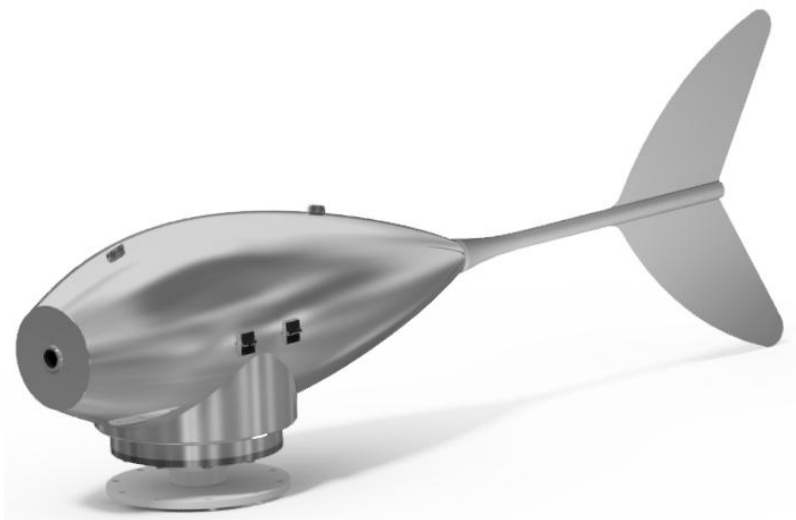
Слика 3.7. Von Mises-ови напон



Слика 3.8. Померања

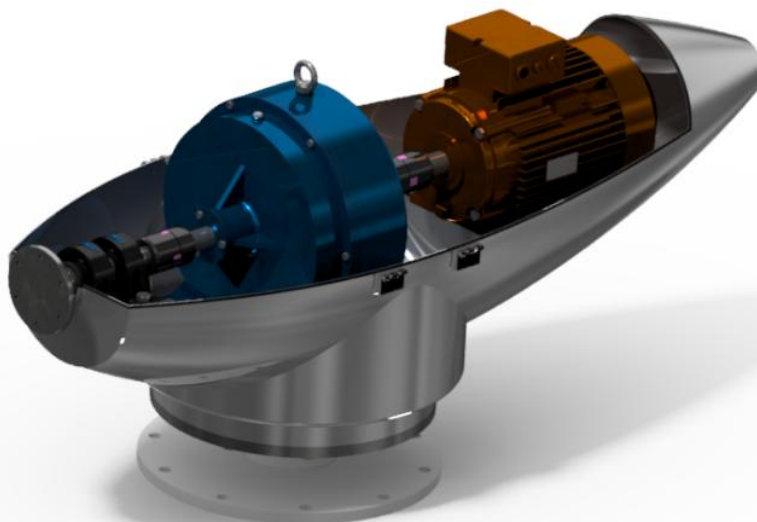
3.2 Кућиште

Кућиште ветрогенератора (слика 3.9.) се састоји од доњег дела кућишта, репа и два поклопца кућишта. Основна улога кућишта је да заштити све најважније делове ветрогенератора од спољашњих утицаја.



Слика 3.9. Кућиште ветрогенератора

Доњи део кућишта (слика 3.7.) израђује се од алуминијума „AL 6061 – АНС“ како би маса кућишта била што мања. Доњи део кућишта обједињује све елементе у једну целину. Конструкција доњег дела кућишта израђена је тако да се сви елементи који се налазе у кућишту могу лако монтирати у њега.



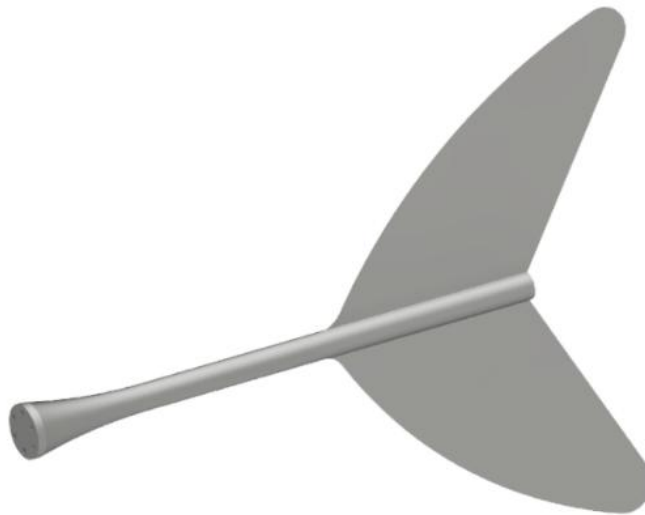
Слика 3.10. Доњи део кућишта

У доњем делу кућишта налази се лежај (слика 3.8.) којим се остварује окретање кућишта ветрогенератора по вертикалној оси.



Слика 3.11. Лежај у доњем делу кућишта

На дењи део кућишта монтира се реп ветрогенератора (слика 3.9.). Он је са кућиштем спојен помоћу завртањске везе и основна улога му је, да заједно са лежајем који се налази у доњем делу кућишта, обезбеди окретање кућишта по вертикалној оси. Окретање кућишта по вертикалној оси је јако битно како би се обезбедило да ветар увек дува директно у ротор са лопатицама.

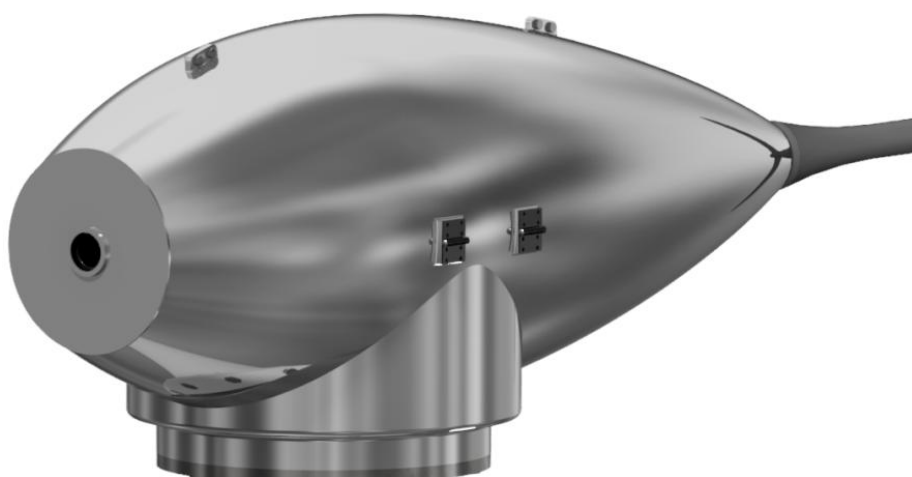


Слика 3.12. Реп ветрогенератора

Поклопци кућишта ветрогенератора (слика 3.10. и слика 3.11.) служе да се обезбеди лако и једноставно отварање и затварање кућишта у колико је то потребно. Такође, врло је битно поставити заптивке на местима где се спајају поклопци са кућиштем како не би дошло до стварања влаге унутар кућишта. Затварање кућишта врши се помоћу вијака и навртке (слика 3.11.).



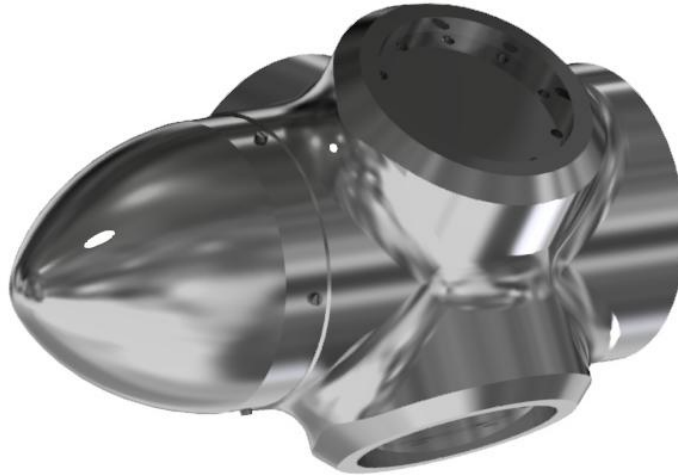
Слика 3.13. Отворено кућиште



Слика 3.14. Затворено кућиште

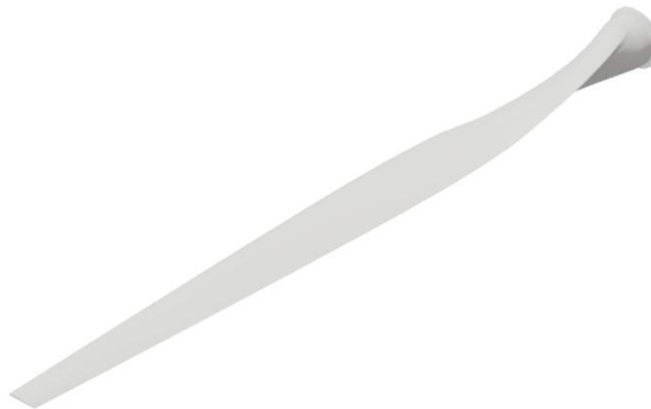
3.3 Ротор са елисама

Ротор (слика 3.12.) се састоји из носећег дела и поклопца ротора. Израђен је од алуминијума „AL 6061 – АНС“ како би се маса склопа што више смањила. Ротор служи да повеже елисе у један подсклоп, веза између ротора и елисе остварена је завртњевима.



Слика 3.15. Ротор

Елисе (слика 3.13.) представљају најважнији део ветрогенератора, због тога што енергију ветра претварају у ротационо кретање. То се остварује због карактеристичног дизајна и облика елисе. Дизајном, елисе подсећају на авионско крило. Израђене су од фибергласа, како би се маса што више смањила.



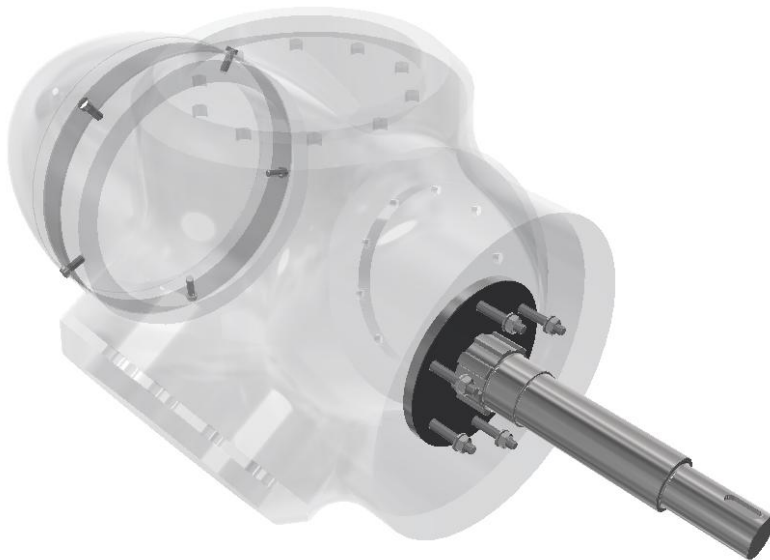
Слика 3.16. Елиса

Окретање целокупног подскопа ротора (слика 3.14.) се обезбеђује тако што ветар ствара притисак на облик елисе која због свог специфичног облика и дизајна тежи да прави ротационо кретање. У овом случају узето је конструкционо решење са три елисе, мада постоје и друга решења која садрже већи број елиса.



Слика 3.17. *Ротор и елиса као подсклоп*

Обртно кретање се са ротора преноси преко ожлебљеног вратила до мултипликатора. Ожлебљено вратило (слика 3.15.) је спојено са ротором и причвршћено помоћу вијака и навртки.

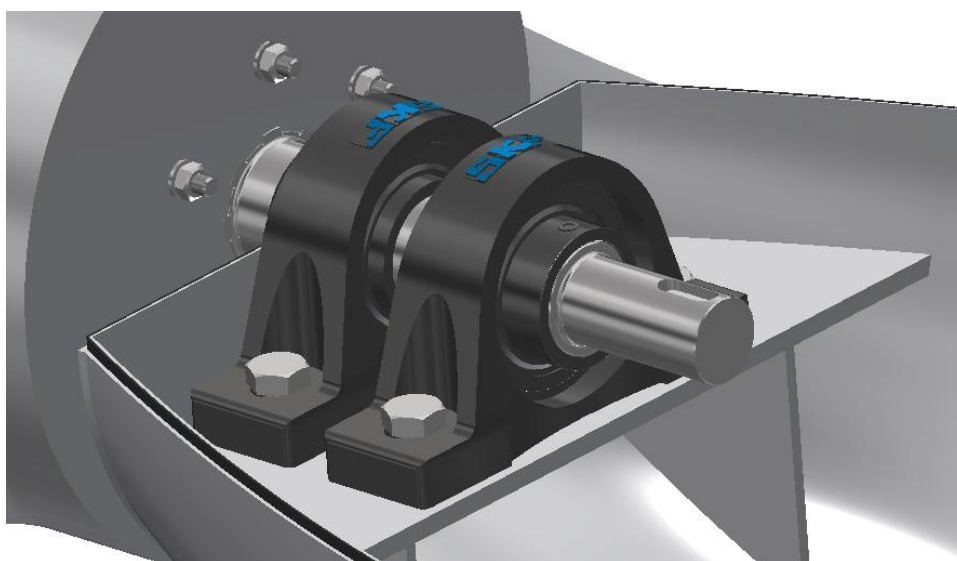


Слика 3.18. *Ожлебљено вратило са ротором*

Ослањање ожлебљеног вратила на кућиште ветрогенератора остварено је помоћу стандардних лежаја (слика 3.16.) произвођача „SKF“. Лежај се налази у кућишту лежаја. Кућиште лежаја је помоћу завртњева спојено са кућиштем ветрогенератора (слика 3.17.).



Слика 3.19. Кућиште лежаја са лежајем „SKF“, [19]



Слика 3.20. Ослонци ожлебљеног вратила

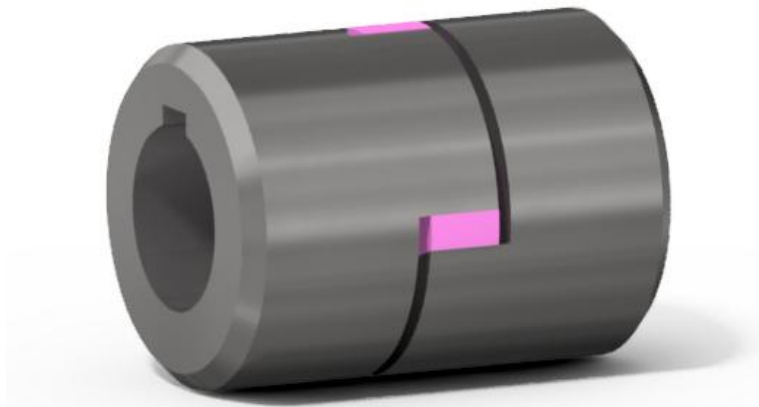
4.0 МУЛТИПЛИКАТОР

Основни задатак мултипликатора (слика 4.1.) је да повећа број обртаја који се добија окретањем ротора. Повећање броја обртаја је неопходно како би се обезбедио потребан број обртаја за производњу електричне енергије у генератору. За мултипликатор изабран је планетарни преносник.

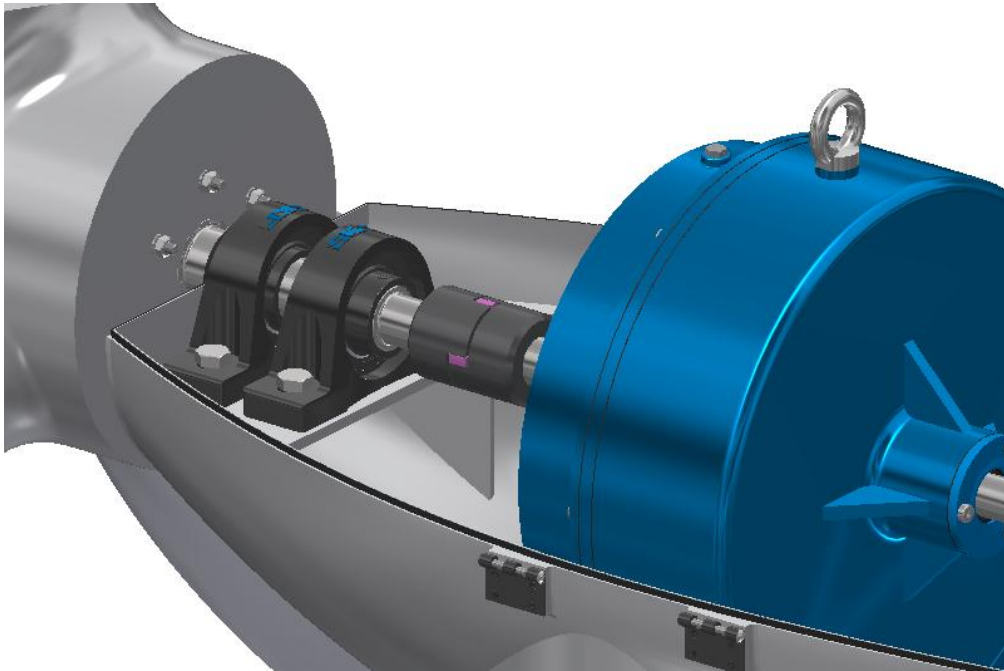


Слика 4.1. Планетарни преносник снаге (мултипликатор)

Улазно вратило мултипликатора спојено је са ожљебњеним вратилом помоћу еластичне спојнице (слика 4.2.). Веза између вратила и спојнице остварена је клином. Еластична спојница служи за спајање два вратила, како би се остварио пренос снаге и обртног кретања са једног вратила на друго. Спојница се састоји од две канџе и еластичног елемента који се налази између њих. Еластични елемент служи за пригушење удара и вибрација, који се јављају у току рада. Спојница је стандардна и производи је фирма „T.E.A. Transmissions“.



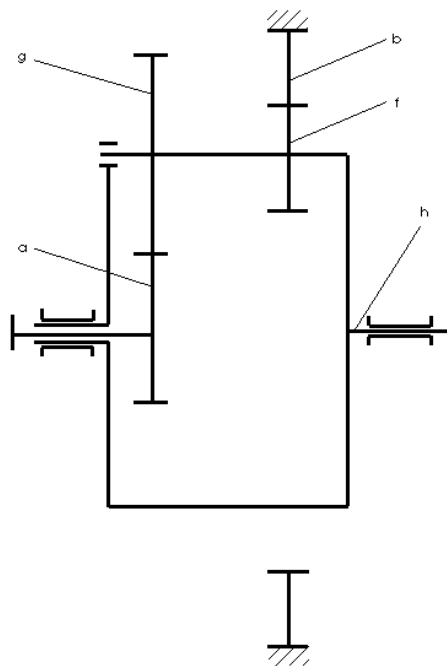
Слика 4.2. Еластична спојница, [20]



Слика 4.3. Спој ротора са мултипликатором

4.1 Избор конструкцијоног решења мултипликатора

Конструкционо решење планетарног преносника погодног за ветрогенератор је B_{ha}^b (слика 4.4.). Преносни однос овог планетарног преносника је $i = 8 - 16$.



Слика 4.4. Планетарни преносник B_{ha}^b , [21]

Пошто овај планетарни преносник ради као мултипликатор улаз снаге ће бити преко носача сателита (h), а излаз на централном зупчанику (a). Зупчаник (b) је непокретан зупчаник, док су зупчаници (g) и (f) сателити.

$$(n_a - n_h) = (-1)^m \cdot i_0 \cdot (n_b - n_h) \quad (4.01)$$

$$m = 1, n_b = 0 \quad (4.02)$$

n_a – број обртаја зупчаника a ,

n_h – број обртаја носача сателита,

n_b – број обртаја зупчаника b и

m – број спољашње спрегнутих зупчаника.

$$i_0 = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_f} \quad (4.03)$$

z_g – број зубаца сателита g ,

z_a – број зубаца централног зупчаника a ,

z_b – број зубаца централног зупчаника b ,

z_f – број зубаца сателита f и

i_0 – преносни однос.

$$n_a - n_h = (-1)^1 \cdot i_0 \cdot (0 - n_h) \quad (4.04)$$

$$n_a - n_h = i_0 \cdot n_h \quad (4.05)$$

$$n_a = i_0 \cdot n_h + n_h \quad (4.06)$$

$$n_a = n_h(i_0 + 1) \Rightarrow \frac{n_a}{n_h} = i_0 + 1 \quad (4.07)$$

$$i_{pp} = \frac{n_a}{n_h} = i_0 + 1 = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_f} + 1 = i_1 \cdot i_2 + 1 = 14 \quad (4.08)$$

i_{pp} – укупни преносни однос.

4.1.1 Сопствени број обртаја

$$n_{gs} = (-1)^m \cdot i_1 \cdot (n_a - n_h) \quad (4.09)$$

n_{gs} – сопствени број обртаја сателита g .

$$m = 1 \quad (4.10)$$

$$i_1 = \frac{z_a}{z_g} \quad (4.11)$$

i_1 – Парцијални преносни однос централног зупчаника a и сателита g .

$$n_{gs} = (-1)^1 \cdot i_1 \cdot (n_a - n_h) \quad (4.12)$$

$$n_{gs} = -\frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h) \quad (4.13)$$

$$n_{gs} = (-1)^m \cdot i_2 \cdot (n_b - n_h) \quad (4.14)$$

$$m = 0, n_b = 0 \quad (4.15)$$

$$i_2 = \frac{z_b}{z_f} \quad (4.16)$$

i_2 – парцијални преносни однос централног зупчаника b и сателита f .

$$n_{gs} = (-1)^0 \cdot i_2 \cdot (0 - n_h) \quad (4.17)$$

$$n_{gs} = -\frac{z_b}{z_f} \cdot n_h \quad (4.18)$$

$$-\frac{z_a}{z_g} \cdot (n_a - n_h) = -\frac{z_b}{z_f} \cdot n_h \quad (4.19)$$

$$-\frac{z_a}{z_g} \cdot n_h \cdot \left(\frac{n_a}{n_h} - 1\right) = -\frac{z_b}{z_f} \cdot n_h \quad (4.20)$$

$$-\frac{z_a}{z_g} \cdot (i_o + 1 - 1) = -\frac{z_b}{z_f} \quad (4.21)$$

$$-\frac{z_a}{z_g} \cdot i_o = -\frac{z_b}{z_f} \quad (4.22)$$

$$-\frac{z_a}{z_g} \cdot \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_f} = -\frac{z_b}{z_f} \quad (4.23)$$

$$-\frac{z_b}{z_f} = -\frac{z_b}{z_f} \quad (4.24)$$

4.1.2 Избор броја зубаца

$$i_{pp} = i_1 \cdot i_2 + 1 \quad (4.25)$$

$$B = \frac{i_1}{i_2} \quad (4.26)$$

B – веза парцијалних преносних односа.

$$B = 0,8 \div 1,2 = 0,8$$

$$i_1 = B \cdot i_2 \quad (4.27)$$

$$i_{pp} = B \cdot i_2 \cdot i_2 + 1 \quad (4.28)$$

$$i_{pp} = 1 + B + i_2^2 \quad (4.29)$$

$$B \cdot i_2^2 = i_{pp} - 1 \quad (4.31)$$

$$i_2^2 = \frac{i_{pp} - 1}{B} \quad (4.32)$$

$$i_2 = \sqrt{\frac{i_{pp} - 1}{B}} \quad (4.33)$$

$$i_2 = \sqrt{\frac{14 - 1}{0,8}} = 4,031$$

$$i_1 = B \cdot \sqrt{\frac{i_{pp} - 1}{B}} \quad (4.34)$$

$$i_1 = \sqrt{B^2 \cdot \frac{i_{pp} - 1}{B}} \quad (4.35)$$

$$i_1 = \sqrt{B \cdot i_{pp} - 1} \quad (4.36)$$

$$i_1 = \sqrt{0,8 \cdot 14 - 1} = 3,194$$

4.1.3 Услов саосности

Усваја се $z_a = 21$.

$$d_a + d_g = d_b - d_f \quad (4.37)$$

d_a – пречник централног зупчаника a ,

d_g – пречник сателита a ,

d_b – пречник централног зупчаника a и

d_f – пречник сателита a .

$$m_a = m_b = m_f = m_g = m \quad (4.38)$$

m – модул.

$$mz_a + mz_g = mz_b - mz_f \quad (4.39)$$

$$z_a + z_g = z_b - z_f \quad (4.40)$$

$$z_a + z_a \cdot i_1 = z_f \cdot i_2 - z_f \quad (4.41)$$

$$z_a \cdot (1 + i_1) = z_f \cdot (i_2 - 1) \quad (4.42)$$

$$z_f = \frac{z_a \cdot (1 + i_1)}{i_2 - 1} \quad (4.43)$$

$$z_f = \frac{21 \cdot (1 + 3,194)}{4,031 - 1} = 29,06$$

Усваја се $z_f = 30$.

$$z_b = z_f \cdot i_2 \quad (4.44)$$

$$z_b = 30 \cdot 4,031 = 120,94$$

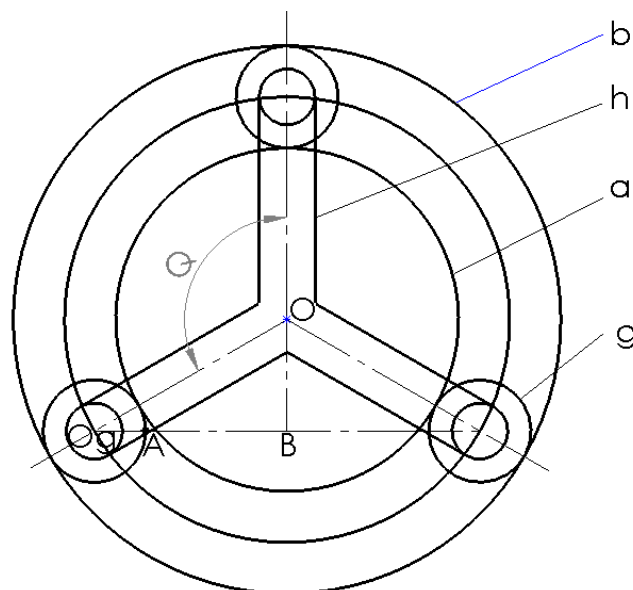
Усваја се $z_b = 120$.

$$z_g = z_a \cdot i_1 \quad (4.45)$$

$$z_g = 21 \cdot 3,194 = 67,074$$

Усваја се $z_g = 69$.

4.1.4 Избор броја сателита првог пара зупчаника



Слика 4.5. Први зупчасти пар

$$\overline{AO}_g > \overline{BO}_g \quad (4.46)$$

$\overline{AO}_g$ – растојање између тачке A (слика 4.5.) и центра сателита g и

$\overline{BO}_g$ – растојање између тачке B (слика 4.5.) и центра сателита g .

$$\overline{AO}_g = \overline{OO}_g \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) = (r_a + r_g) \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (4.47)$$

$\overline{OO}_g$ – растојање између центра O (слика 4.5.) и центра сателита g ,

r_a – полупречник централног зупчаника a ,

r_g – полупречник сателита g и

θ – угао носача сателита (слика 4.5.).

$$\theta = \frac{2\pi}{N} \quad (4.48)$$

N – број сателита

$$\pi = 180^\circ$$

$$r_a = \frac{m \cdot z_a}{2} \quad (4.49)$$

$$r_g = \frac{m \cdot z_g}{2} \quad (4.50)$$

$$\overline{AO}_g = (r_a + r_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) = \frac{m}{2} (z_a + z_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) \quad (4.51)$$

$$\overline{BO}_g = r_g = \frac{d_{tg}}{2} = \frac{d_{og}}{2} + h_g = \frac{m \cdot z_g}{2} + m \quad (4.52)$$

$$\overline{BO}_g = \frac{m}{2} \cdot (z_g + 2) \quad (4.53)$$

$$\frac{m}{2} \cdot (z_a + z_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) > \frac{m}{2} \cdot (z_g + 2) \quad (4.54)$$

$$(z_a + z_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) > z_g + 2 \quad (4.55)$$

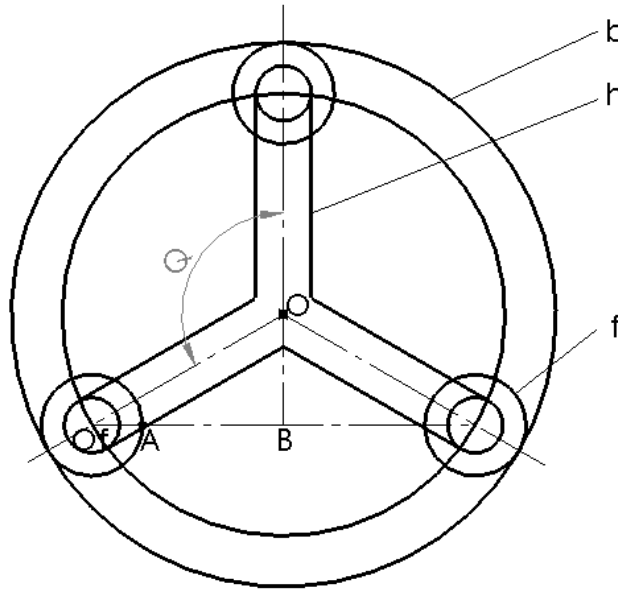
$$\sin \frac{\pi}{N} > \frac{z_g + 2}{z_a + z_g} \quad (4.56)$$

$$N < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{z_g + 2}{z_a + z_g}\right)} \quad (4.57)$$

$$N < \frac{180}{\arcsin\left(\frac{69+2}{21+69}\right)}$$

$$N < 3,456$$

4.1.5 Избор броја сателита другог пара зупчаника



Слика 4.6. Други зупчasti пар

$$\overline{AO_f} > \overline{BO_f} \quad (4.58)$$

$\overline{AO_f}$ – растојање између тачке A (слика 4.6.) и центра сателита f и

$\overline{BO_f}$ – растојање између тачке B (слика 4.6.) и центра сателита f .

$$\overline{AO_f} = \overline{OO_f} \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) = (r_b - r_f) \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (4.59)$$

$\overline{OO_f}$ – Растојање између центра O (слика 4.6.) и центра сателита f ,

r_b – полупречник централног зупчаника b ,

r_f –полупречник сателита f и

θ – угао носача сателита (слика 4.6.).

$$\theta = \frac{2\pi}{N} \quad (4.60)$$

$$\pi = 180^\circ$$

$$r_b = \frac{m \cdot z_b}{2} \quad (4.61)$$

$$r_f = \frac{m \cdot z_f}{2} \quad (4.62)$$

$$\overline{AO}_f = (r_b - r_f) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) = \frac{m}{2} (z_b - z_f) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) \quad (4.63)$$

$$\overline{BO}_f = r_f = \frac{d_{tf}}{2} = \frac{d_{0f}}{2} + h_f = \frac{m \cdot z_f}{2} + m \quad (4.64)$$

$$\overline{BO}_f = \frac{m}{2} \cdot (z_f + 2) \quad (4.65)$$

$$\frac{m}{2} \cdot (z_b - z_f) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) > \frac{m}{2} \cdot (z_f + 2) \quad (4.66)$$

$$(z_b - z_f) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) > z_f + 2 \quad (4.67)$$

$$\sin \frac{\pi}{N} > \frac{z_f + 2}{z_b - z_f} \quad (4.68)$$

$$N < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{z_f + 2}{z_b - z_f}\right)} \quad (4.69)$$

$$N < \frac{180}{\arcsin\left(\frac{30 + 2}{120 - 30}\right)}$$

$$N < 8,642$$

За број сателита усваја се вредност која задовољава у оба случаја, тако да $N = 3$.

4.1.6 Услов монтаже

$$\frac{z_a \cdot z_f + z_g \cdot z_b}{C_{fg} \cdot N} = C \quad (4.70)$$

C_{fg} — најмањи заједнички садржалац броја зубаца свих зупчаника и

C — цео број, да би овај услов био задовољен мора се добити цео број.

$$\frac{21 \cdot 30 + 69 \cdot 120}{3 \cdot 3} = 990$$

Услов монтаже задовољава.

Стварни преносни однос

$$i_{st} = \frac{69}{21} \cdot \frac{120}{30} = 3,285 \cdot 4 = 13,4$$

4.2 Прорачун зупчастог пара z_a и z_g

У табели 4.1 дате су основне карактеристике цилиндричног зупчастог пара z_a и z_g , као што су преносни однос, модул, угао нагиба зубаца, осно растојање, кинематски преносни однос, угао нагиба алата итд...

Табела 4.1 Основне карактеристике цилиндричног зупчастог пара z_a и z_g

Gear Ratio	i	3,2857 <i>ul</i>
Desired Gear Ratio	i_{in}	3,2857 <i>ul</i>
Module	m	2,250 <i>mm</i>
Helix Angle	β	0,0000 <i>deg</i>
Pressure Angle	α	20,0000 <i>deg</i>
Center Distance	a_w	101,250 <i>mm</i>
Product Center Distance	a	101,250 <i>mm</i>
Total Unit Correction	Σx	0,0000 <i>ul</i>
Circular Pitch	p	7,069 <i>mm</i>
Base Circular Pitch	p_{tb}	6,642 <i>mm</i>
Operating Pressure Angle	α_w	20,0000 <i>deg</i>
Contact Ratio	ε	1,6874 <i>ul</i>
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0110 <i>mm</i>
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0055 <i>mm</i>

У табели 4.2 дате су основне димензије цилиндричног зупчаника z_a и z_g , као што су: број зубаца зупчаника, пречник подеоног, теменог, подножног, основног и кинематског круга, ширина зупчаника итд...

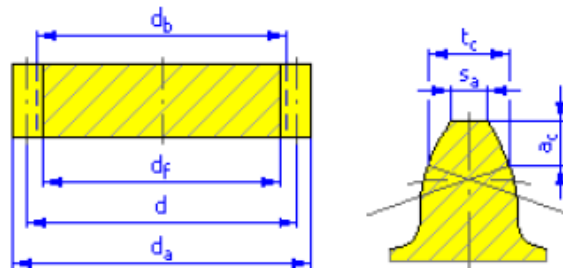
Табела 4.2 Димензије цилиндричних зупчаника z_a и z_g

		Gear z_a	Gear z_g
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	21 <i>ul</i>	69 <i>ul</i>
Unit Correction	x	0,0000 <i>ul</i>	0,0000 <i>ul</i>
Pitch Diameter	d	47,250 <i>mm</i>	155,250 <i>mm</i>
Outside Diameter	d_a	51,750 <i>mm</i>	159,750 <i>mm</i>
Root Diameter	d_f	41,625 <i>mm</i>	149,625 <i>mm</i>
Base Circle Diameter	d_b	44,400 <i>mm</i>	145,887 <i>mm</i>
Work Pitch Diameter	d_w	47,250 <i>mm</i>	155,250 <i>mm</i>
Facewidth	b	35,000 <i>mm</i>	35,000 <i>mm</i>
Facewidth Ratio	b_r	0,7407 <i>ul</i>	0,2254 <i>ul</i>

Табела 4.2 (наставак)

Addendum	a^*	1,0000 <i>ul</i>	1,0000 <i>ul</i>
Clearance	c^*	0,2500 <i>ul</i>	0,2500 <i>ul</i>
Root Fillet	r_f^*	0,3500 <i>ul</i>	0,3500 <i>ul</i>
Tooth Thickness	s	3,534 <i>mm</i>	3,534 <i>mm</i>
Tangential Tooth Thickness	s_t	3,534 <i>mm</i>	3,534 <i>mm</i>
Chordal Thickness	w_c	3,121 <i>mm</i>	3,121 <i>mm</i>
Chordal Addendum	a_c	1,682 <i>mm</i>	1,682 <i>mm</i>
Chordal Dimension	W	17,268 <i>mm</i>	51,992 <i>mm</i>
Chordal Dimension Teeth	z_w	3,000 <i>ul</i>	8,000 <i>ul</i>
Dimension Over (Between) Wires	M	52,876 <i>mm</i>	161,110 <i>mm</i>
Wire Diameter	d_M	4,000 <i>mm</i>	4,000 <i>mm</i>
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0,0110 <i>mm</i>	0,0130 <i>mm</i>
Limit Circumferential Run-out	F_r	0,0170 <i>mm</i>	0,0280 <i>mm</i>
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0075 <i>mm</i>	0,0090 <i>mm</i>
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0070 <i>mm</i>	0,0080 <i>mm</i>
Virtual Number of Teeth	z_v	21,000 <i>ul</i>	69,000 <i>ul</i>
Virtual Pitch Diameter	d_n	47,250 <i>mm</i>	155,250 <i>mm</i>
Virtual Outside Diameter	d_{an}	51,750 <i>mm</i>	159,750 <i>mm</i>
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	44,400 <i>mm</i>	145,887 <i>mm</i>
Unit Correction without Tapering	x_z	0,4263 <i>ul</i>	-1,0379 <i>ul</i>
Unit Correction without Undercut	x_p	-0,2086 <i>ul</i>	-3,0160 <i>ul</i>
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0,3785 <i>ul</i>	-3,1860 <i>ul</i>
Addendum Truncation	k	0,0000 <i>ul</i>	0,0000 <i>ul</i>
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0,7007 <i>ul</i>	0,7925 <i>ul</i>
Tip Pressure Angle	α_a	30,9094 <i>deg</i>	24,0455 <i>deg</i>

На слици 4.7. приказане су одређене мере зупачина z_a и z_g .



Слика 4.7. Основне мере зупачаника

У табели 4.3 дата су вредности оптерећења које делују на зупчасти пар као што су: снага, број обртаја, обртни момент, степен искоришћења као и врсте оптерећења којим су зупчаници оптерећени.

Табела 4.3 Оптерећење

		Gear z_a	Gear z_g
Power	P	4,900 kW	4,820 kW
Speed	n	660,00 rpm	200,87 rpm
Torque	T	70,896 Nm	228,286 Nm
Efficiency	η	0,980 ul	
Radial Force	F_v	1092,239 N	
Tangential Force	F_t	3000,901 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	3193,492 N	
Circumferential Speed	v	1,633 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	24770,218 rpm	

Материјал који се користи за израду зупчаника је челик за цементацију Č5420. Његова ознака по стандарду DIN-EN је 14NiCr18. У табели 4.4 дате су карактеристике материјала.

Табела 4.4 Основне карактеристике материјала Č5420

		Gear z_a	Gear z_g
		14NiCr18	14NiCr18
Ultimate Tensile Strength	S_U	1130 MPa	1130 MPa
Yield Strength	S_y	885 MPa	885 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	740,0 MPa	740,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1330,0 MPa	1330,0 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
Wohler Curve Exponent for Bending	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Wohler Curve Exponent for Contact	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

У табели 4.5 дате су вредности фактора оптерећења, као што су фактор радних услова, фактор расподеле оптерећења итд...

Табела 4.5 Фактори оптерећења

Application Factor	K_A	1,250 <i>ul</i>	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,052 <i>ul</i>	1052 <i>ul</i>
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,537 <i>ul</i>	1,537 <i>ul</i>
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,069 <i>ul</i>	1,069 <i>ul</i>
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 <i>ul</i>	

У табели 4.6 дате су вредности чврстоће бокова зубаца.

Табела 4.6 Вредности чврстоће бокова зубаца

Elasticity Factor	Z_E	189,812 <i>ul</i>	
Zone Factor	Z_H	2,456 <i>ul</i>	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0,878 <i>ul</i>	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,074 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Life Factor	Z_N	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Lubricant Factor	Z_L	0,967 <i>ul</i>	
Roughness Factor	Z_R	1,000 <i>ul</i>	
Speed Factor	Z_v	0,961 <i>ul</i>	
Helix Angle Factor	Z_β	1,000 <i>u</i>	
Size Factor	Z_x	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 <i>ul</i>	

У табели 4.7 дате су вредности фактора носивости зупчаника по критеријуму чврстоће подножија зубаца.

Табела 4.7 Фактори носивости зупчаника

Form Factor	Y_{Fa}	2,782 <i>ul</i>	2,262 <i>ul</i>
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,573 <i>ul</i>	1,773 <i>ul</i>
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Helix Angle Factor	Y_β	1,000 <i>ul</i>	
Contact Ratio Factor	Y_ϵ	0,694 <i>ul</i>	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Production Technology Factor	Y_T	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Life Factor	Y_N	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>

Табела 4.7 (наставак)

Notch Sensitivity Factor	Y_δ	1,267 <i>ul</i>	1,293 <i>ul</i>
Size Factor	Y_X	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 <i>ul</i>	

У табели 4.8 дате су вредности степена сигурности.

Табела 4.8 Степени сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,224 <i>ul</i>	1,314 <i>ul</i>
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	4,162 <i>ul</i>	4,632 <i>ul</i>
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2,575 <i>ul</i>	2,765 <i>ul</i>
Static Safety in Bending	S_{Fst}	8,209 <i>ul</i>	8,958 <i>ul</i>
Check Calculation	Positive		

Степен сигурности подножја централног зупчаника a износи 1,224 док степен сигурности подножја зупчаника g износи 1,314. Добијене вредности степена сигурности подножја зупчаника a и g задовољавају и веће су од граничне вредности која износи 1,2.



Слика 4.8. Зупчасти пар z_a и z_g

4.3 Прорачун зупчастог пара z_f и z_b

У табели 4.9 дате су основне карактеристике цилиндричног зупчастог пара z_f и z_b , као што су преносни однос, модул, угао нагиба зубаца, осно растојање, кинематски преносни однос, угао нагиба алата итд...

Табела 4.9 Основне карактеристике цилиндричног зупчастог пара z_f и z_b

Gear Ratio	i	4,0000 <i>ul</i>
Desired Gear Ratio	i_{in}	4,0000 <i>ul</i>
Module	m	2,250 <i>mm</i>
Helix Angle	β	0,0000 <i>deg</i>
Pressure Angle	α	20,0000 <i>deg</i>
Center Distance	a_w	101,250 <i>mm</i>
Product Center Distance	a	101,250 <i>mm</i>
Total Unit Correction	Σ_x	-0,0000 <i>ul</i>
Circular Pitch	p	7,069 <i>mm</i>
Base Circular Pitch	p_{tb}	6,642 <i>mm</i>
Operating Pressure Angle	α_w	20,0000 <i>deg</i>
Contact Ratio	ε	1,8903 <i>ul</i>
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0110 <i>mm</i>
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0055 <i>mm</i>

У табели 4.10 дате су основне димензије цилиндричног зупчаника z_f и z_b , као што су: број зубаца зупчаника, пречник подеоног, теменог, подножног, основног и кинематског круга, ширина зупчаника итд...

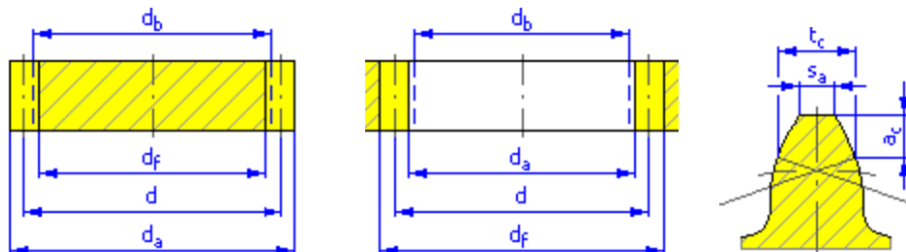
Табела 4.10 Димензије цилиндричних зупчаника z_f и z_b

		Gear z_f	Gear z_b
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	30 <i>ul</i>	120 <i>ul</i>
Unit Correction	x	-0,0000 <i>ul</i>	-0,0000 <i>ul</i>
Pitch Diameter	d	67,500 <i>mm</i>	270,000 <i>mm</i>
Outside Diameter	d_a	72,000 <i>mm</i>	265,500 <i>mm</i>
Root Diameter	d_f	61,875 <i>mm</i>	275,625 <i>mm</i>
Base Circle Diameter	d_b	63,429 <i>mm</i>	253,717 <i>mm</i>
Work Pitch Diameter	d_w	67,500 <i>mm</i>	270,000 <i>mm</i>
Facewidth	b	20,000 <i>mm</i>	20,000 <i>mm</i>

Табела 4.10 (наставкак)

Facewidth Ratio	b_r	0,2963 <i>ul</i>	0,0741 <i>ul</i>
Addendum	a^*	1,0000 <i>ul</i>	1,0000 <i>ul</i>
Clearance	c^*	0,2500 <i>ul</i>	0,2500 <i>ul</i>
Root Fillet	r_f^*	0,3500 <i>ul</i>	0,3500 <i>ul</i>
Tooth Thickness	s	3,534 <i>mm</i>	3,534 <i>mm</i>
Tangential Tooth Thickness	s_t	3,534 <i>mm</i>	3,534 <i>mm</i>
Chordal Thickness	w_c	3,121 <i>mm</i>	3,121 <i>mm</i>
Chordal Addendum	a_c	1,682 <i>mm</i>	1,682 <i>mm</i>
Chordal Dimension	W	24,193 <i>mm</i>	93,452 <i>mm</i>
Chordal Dimension Teeth	z_w	4,000 <i>ul</i>	14,000 <i>ul</i>
Dimension Over (Between) Wires	M	73,316 <i>mm</i>	263,955 <i>mm</i>
Wire Diameter	d_M	4,000 <i>mm</i>	4,000 <i>mm</i>
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0,0110 <i>mm</i>	0,0110 <i>mm</i>
Limit Circumferential Run-out	F_r	0,0210 <i>mm</i>	0,0280 <i>mm</i>
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0085 <i>mm</i>	0,0090 <i>mm</i>
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0080 <i>mm</i>	0,0085 <i>mm</i>
Virtual Number of Teeth	z_v	30,000 <i>ul</i>	120,000 <i>ul</i>
Virtual Pitch Diameter	d_n	67,500 <i>mm</i>	270,000 <i>mm</i>
Virtual Outside Diameter	d_{an}	72,000 <i>mm</i>	265,500 <i>mm</i>
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	63,429 <i>mm</i>	253,717 <i>mm</i>
Unit Correction without Tapering	x_z	0,1470 <i>ul</i>	
Unit Correction without Undercut	x_p	-0,7350 <i>ul</i>	
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0,9049 <i>ul</i>	
Addendum Truncation	k	-0,0000 <i>ul</i>	-0,0000 <i>ul</i>
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0,7374 <i>ul</i>	0,6064 <i>ul</i>
Tip Pressure Angle	α_a	28,2414 <i>deg</i>	17,1338 <i>deg</i>

На слици 4.9. приказане су одређене мере зупачина z_f и z_b .



Слика 4.9. Основне мере зупачаника

У табели 4.11 дата су вредности оптерећења које делују на зупчasti пар као што су: снага, број обртаја, обртни момент, степен искоришћења као и врсте оптерећења којим су зупчаници оптерећени.

Табела 4.11 Оптерећења

		Gear z_f	Gear z_b
Power	P	5,000 kW	4,900 kW
Speed	n	200,000 rpm	0,000 rpm
Torque	T	237,698 Nm	931,778 Nm
Efficiency	η	0,980 ul	
Radial Force	F_v	2563,412 N	
Tangential Force	F_t	7042,916 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	7494,915 N	
Circumferential Speed	v	0,710 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	12555,424 rpm	

Материјал који се користи за израду зупчаника је челик за цементацију Č5420. Његова ознака по стандарду DIN-EN је 14NiCr18. У табели 4.12 дате су карактеристике материјала.

Табела 4.12 Основне карактеристике материјала Č5420

		Gear z_f	Gear z_b
		14NiCr18	14NiCr18
Ultimate Tensile Strength	S_U	1130 MPa	1130 MPa
Yield Strength	S_y	885 MPa	885 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	740,0 MPa	740,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1330,0 MPa	1330,0 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
Wohler Curve Exponent for Bending	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Wohler Curve Exponent for Contact	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	<i>type</i>	4 ul	4 ul

У табели 4.13 дате су вредности фактора оптерећења, као што су фактор радних услова, фактор расподеле оптерећења итд...

Табела 4.13 Фактори оптерећења

Application Factor	K_A	1,250 <i>ul</i>	
Dynamic Factor	K_{Hv}	1,011 <i>ul</i>	1011 <i>ul</i>
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,135 <i>ul</i>	1,092 <i>ul</i>
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 <i>ul</i>	

У табели 4.14 дате су вредности појединих фактора неопходних за проверу носивости бокова зубаца.

Табела 4.14 Вредности појединих фактора-носивост бокова

Elasticity Factor	Z_E	189,812 <i>ul</i>	
Zone Factor	Z_H	2,456 <i>ul</i>	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0,839 <i>ul</i>	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Life Factor	Z_N	1,000 <i>ul</i>	1,010 <i>ul</i>
Lubricant Factor	Z_L	0,967 <i>ul</i>	
Roughness Factor	Z_R	1,000 <i>ul</i>	
Speed Factor	Z_v	0,951 <i>ul</i>	
Helix Angle Factor	Z_β	1,000 <i>u</i>	
Size Factor	Z_x	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 <i>ul</i>	

У табели 4.15 дате су вредности фактора везано за носивост зупчаника по критеријуму чврстоће подножија зубаца.

Табела 4.15 Вредности појединих фактора-носивост подножја

Form Factor	Y_{Fa}	2,544 <i>ul</i>	2,062 <i>ul</i>
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,638 <i>ul</i>	1,529 <i>ul</i>
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Helix Angle Factor	Y_β	1,000 <i>ul</i>	
Contact Ratio Factor	Y_ϵ	0,647 <i>ul</i>	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Production Technology Factor	Y_T	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Life Factor	Y_N	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>

Табела 4.15 (наставак)

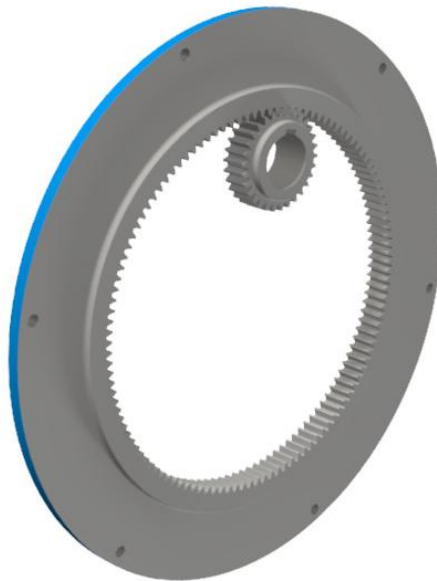
Notch Sensitivity Factor	Y_δ	1,274 <i>ul</i>	1,503 <i>ul</i>
Size Factor	Y_X	1,000 <i>ul</i>	1,000 <i>ul</i>
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 <i>ul</i>	

У табели 4.16 дате су вредности степена сигурности.

Табела 4.16 Степени сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,300 <i>ul</i>	1,313 <i>ul</i>
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	1,612 <i>ul</i>	1,527 <i>ul</i>
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2,764 <i>ul</i>	2,764 <i>ul</i>
Static Safety in Bending	S_{Fst}	3,179 <i>ul</i>	2,540 <i>ul</i>
Check Calculation	Positive		

Степен сигурности подножја зупчаника f износи 1,300 док степен сигурности подножја централног зупчаника b износи 1,313. Добијене вредности степена сигурности подножја зупчаника a и g задовољавају и веће су од граничне вредности која износи 1,2.



Слика 4.10. Зупчасти пар z_f и z_b

4.4 Прорачун улазног вратила I

Вратило I представља улазно вратило мултипликатора. Материјал од кога се израђује вратило је челик и његове основне карактеристике су дате у табели 4.17.

Табела 4.17 Карактеристике материјала

Material		Steel, nickel
Modulus of Elasticity	E	205000 MPa
Modulus of Rigidity	G	80000 MPa
Density	ρ	8280 kg/m ³

Ово вратило је оптерећено моментом увијања. Вредности оптерећења вратила дате су у табели 4.18.

Табела 4.18 Оптерећења вратила I

Index	Location	Torque	Deflection			Deflection Angle
			Y	Size	Direction	
1	16 mm	237,698 Nm	-0,016 microm	0,016 microm	180,0 deg	0,0 deg
2	189 mm	-237,698 Nm	-0,112 microm	0,112 microm	180,0 deg	0,0 deg

У табели 4.19 дате су вредности везане за ослонце и оптерећења у њима.

Табела 4.19 Оптерећења вратила I у ослонцима

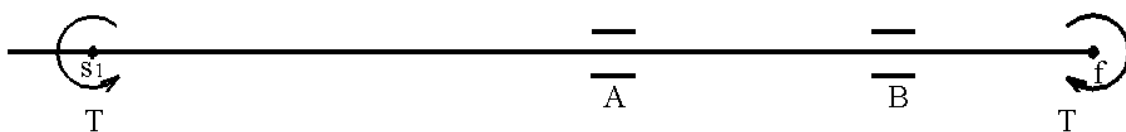
Index	Type	Location	Reaction Force		Deflection			Deflection Angle
			Y	Size	Y	Size	Direction	
1	Free	54,5 mm	8,198 N	8,198 N	-0,0 microm	0,0 microm	180,0 deg	0,0 deg
2	Fixed	93,5 mm	15,619 N	15,619 N	-0,0 microm	0,0 microm	180,0 deg	0,0 deg

У 4.20 табели приказане су дужина вратила, маса вратила, аксијални и трансверзални напони итд...

Табела 4.20 Крајње вредности напона и деформација

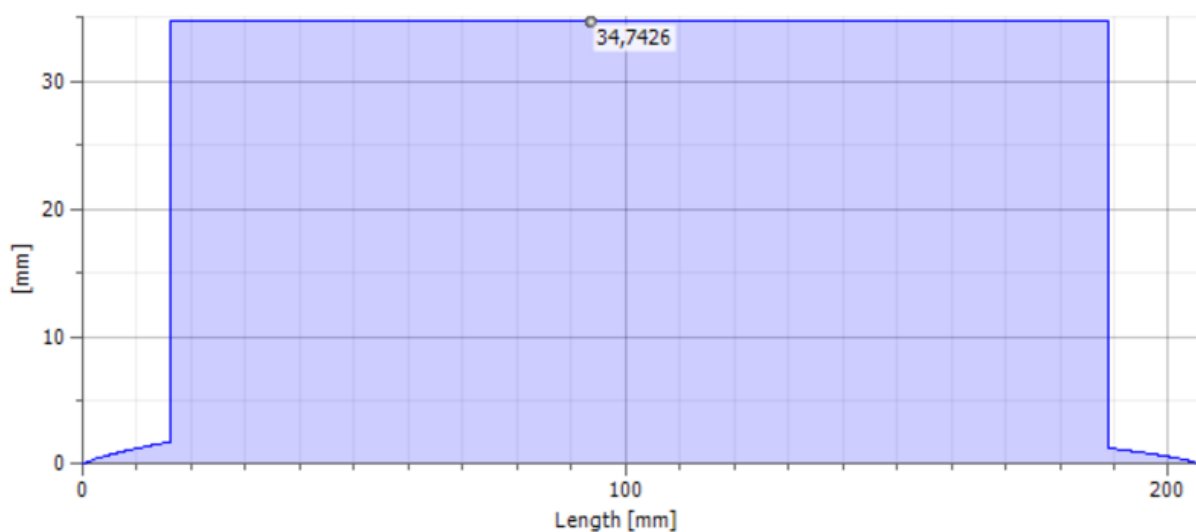
Length	L	206,500 mm
Mass	Mass	2,429 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	0,090 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	0,008 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	28,235 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	48,905 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	0,137 microm
Angle of Twist	φ	0,14 deg

Шема оптерећења вратила дата је на слици 4.11.



Слика 4.11. Шема оптерећења улазног вратила

На слици 4.10. је дата промена вредности идеалног пречника вратила по његовој дужини.



Слика 4.12. Идеални пречник улазног вратила и изглед улазног вратила

4.5 Прорачун лежаја на вратилу I

4.5.1 Ослонци A и B

У табели 4.21 дате су вредности оптерећења на основу којих се врши прорачун лежаја.

Табела 4.21 Задате вредности оптерећења

Bearing radial load	F_r	9255 N
Bearing axial load	F_a	0 N
Speed	n	200 rpm
Required static safety factor	s_0	2,0 ul

У табели 4.22 дате су основне карактеристике усвојеног лежаја.

Табела 4.22 Основне карактеристике изабраног лежаја

Designation		ISO 6979 (I) withdrawn standard (HS 40 x 60 x 29)
Bearing inside diameter	d	40,000 mm
Bearing outside diameter	D	60,000 mm
Bearing width	B	29,000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	0 deg
Basic dynamic load rating	C	83000 N
Basic static load rating	C_0	170000 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_{Lim1}	0 rpm
Limiting speed lubrication oil	n_{Lim2}	0 rpm

У табели 4.23 дате су вредности прорачуна радног века лежаја.

Табела 4.23 Радни век лежаја

Calculation Method		SKF AG
Required rating life	L_{req}	12000 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

У табели 4.24 дате су крајње вредности прорачуна лежаја.

Табела 4.24 Крајњи резултат прорачуна лежаја

Basic rating life	L_{10}	124320 hr
Adjusted rating life	L_{na}	124320 hr
Calculated static safety factor	s_{0c}	18,36762 ul
Power lost by friction	P_z	17,52194W
Necessary minimum load	F_{min}	3400 N
Static equivalent load	P_0	9255 N
Dynamic equivalent load	P	9255 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	200 rpm
Minimum speed	n_{min}	200 rpm
Maximum speed	n_{max}	200 rpm
Strength Check	Positive	



Слика 4.13. ISO 6979 (I) (HS 40 x 60 x 29)

4.6 Прорачун осовинице

Материјал од кога се израђује осовиница је челик и његове основне карактеристике су дате у табели 4.25.

Табела 4.25 Карактеристике материјала

Material		Steel, nickel
Modulus of Elasticity E		205000 MPa
Modulus of Rigidity G		80000 MPa
Density	ρ	8280 kg/m ³

Осовиница је оптерећена радијалним и трансферзалним силама. Вредности оптерећења осовинице дате су у табели 4.26. У табели 4.27 дате су вредности везане за ослонце и оптерећења у њима.

Табела 4.26 Омиређења осовинице

Index	Location	Radial Force				Deflection				Deflection Angle
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	
1	56,5 mm	-1092,239 N		-1092,239 N		-1,828 microm	-17,717 microm	17,811 microm	264,11 deg	0,02 deg
2	56,5 mm	0,000 N	3000,901 N	3000,901 N	90,00 deg	-1,828 microm	-17,717 microm	17,811 microm	264,11 deg	0,02 deg
3	104 mm	2563,412 N		2563,412 N		-3,402 microm	-18,976 microm	19,279 microm	259,84 deg	0,01 deg
4	104 mm	0,000 N	7042,916 N	7042,916 N	90,00 deg	-3,402 microm	-18,976 microm	19,279 microm	259,84 deg	0,01 deg

Табела 4.27 Омиређења у ослонцима

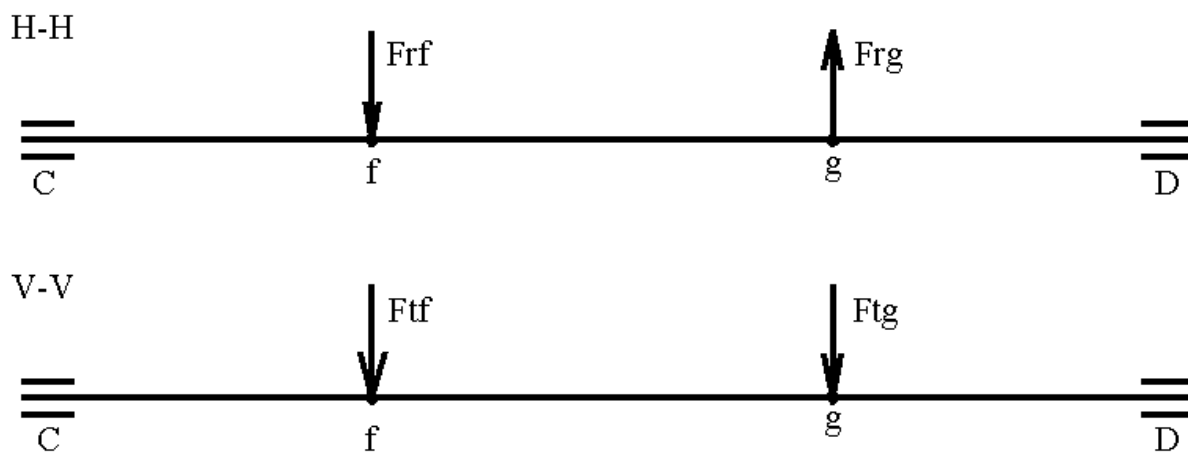
Index	Type	Location	Reaction Force				Deflection				Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	
1	Free	14,5 mm	54,563 N	4180,415 N	4180,771 N	89,25 deg	-0,00 microm	0,00 microm	0,00 microm	180,00 deg	0,03 deg
2	Fixed	143,5 mm	1429,148 N	5863,402 N	6035,059 N	76,30 deg	-0,00 microm	-0,00 microm	0,00 microm	250,00 deg	0,04 deg

У 4.24 табели приказане су дужина вратила, маса вратила, аксијални и трансверзални напони итд...

Табела 4.24 Резултати прорачуна осовинице

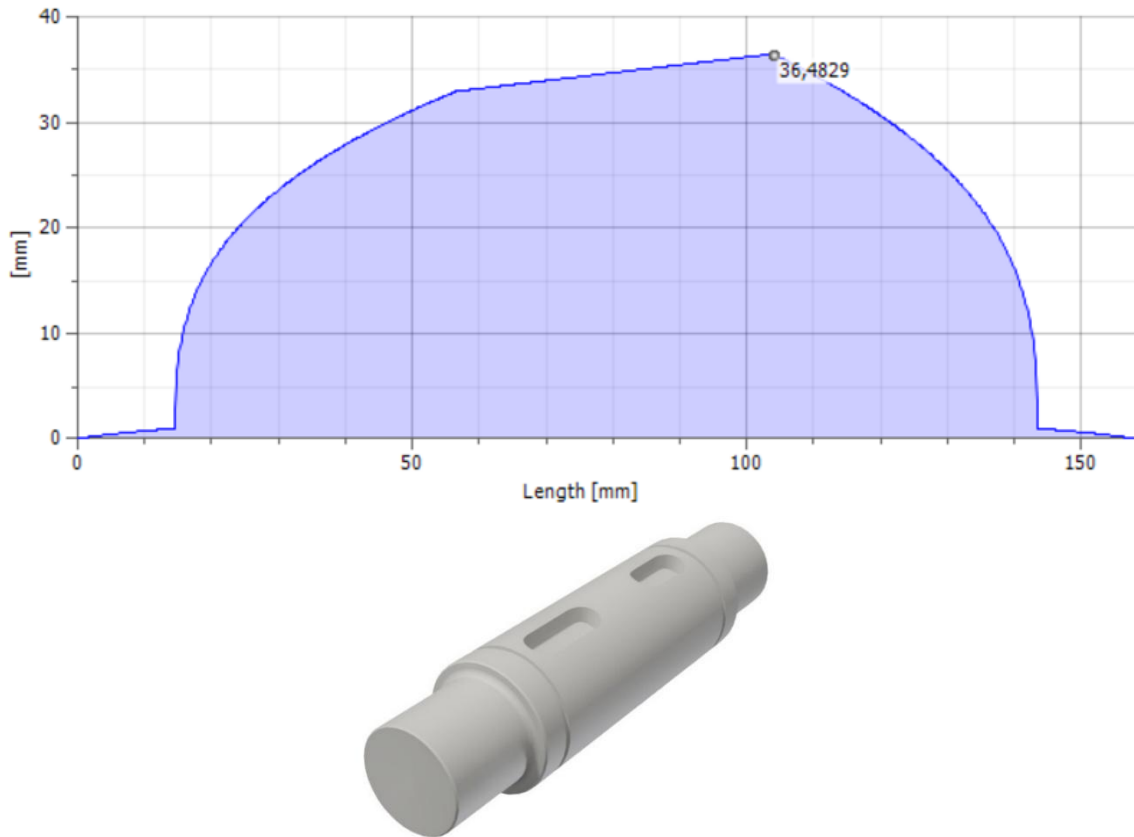
Length	L	158,00 mm
Mass	$Mass$	1,279 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	44,247 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	8,538 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	0,000 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	45,195 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	21,366 microm
Angle of Twist	φ	0,00 deg

Шема оптерећења осовинице дата је на слици 4.14.



Слика 4.14. Шема оптерећења осовинице

На слици 4.15. је дата промена вредности идеалног пречника вратила по његовој дужини.



Слика 4.15. Идеални пречник осовинице и изглед осовинице

4.7 Прорачун лежаја на осовиници

4.7.1 Ослонци С и D

У табели 4.29 дате су вредности оптерећења на основу којих се врши прорачун лежаја.

Табела 4.29 Задате вредности оптерећења

Bearing radial load	F_r	6035,059 N
Bearing axial load	F_a	0 N
Speed	n	660 rpm
Required static safety factor	s_0	2,0 ul

У табели 4.30 дате су основне карактеристике усвојеног лежаја.

Табела 4.30 Основне карактеристике изабраног лежаја

Designation		ISO 6979 (I) withdrawn standard (HS 30 x 50 x 29)
Bearing inside diameter	d	30,000 mm
Bearing outside diameter	D	50,000 mm
Bearing width	B	29,000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	0 deg

Табела 4.30 (наставак)

Basic dynamic load rating	C	78000 N
Basic static load rating	C_0	150000 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_{Lim1}	0 rpm
Limiting speed lubrication oil	n_{Lim2}	0 rpm

У табели 4.31 дате су вредности прорачуна радног века лежаја.

Табела 4.31 Радни век лежаја

Calculation Method		SKF AG
Required rating life	L_{req}	12000 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

У табели 4.32 дате су крајње вредности прорачуна лежаја.

Табела 4.32. Крајњи резултат прорачуна лежаја

Basic rating life	L_{10}	127942 hr
Adjusted rating life	L_{na}	127942 hr
Calculated static safety factor	s_{0c}	24,85477 ul
Power lost by friction	P_z	28,15515 W
Necessary minimum load	F_{min}	3000 N
Static equivalent load	P_0	6035,059 N
Dynamic equivalent load	P	6035,059 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	660 rpm
Minimum speed	n_{min}	660 rpm
Maximum speed	n_{max}	660 rpm
Strength Check	Positive	



Слика 4.16. ISO 6979 (I) (HS 30 x 50 x 29)

4.8. Прорачун излазног вратила II

Вратило II представља излазно вратило мултипликатора. Материјал од кога се израђује вратило је челик и његове основне карактеристике су дате у табели 4.33.

Табела 4.33 Карактеристике материјала

Material		Steel, nickel
Modulus of Elasticity E		205000 MPa
Modulus of Rigidity G		80000 MPa
Density	ρ	8280 kg/m ³

Излазно вратило оптерећено је моментом увијања, радијалним и трансферзалним силама. Вредности оптерећења вратила дате су у табели 4.34. У табели 4.35 дате су вредности везане за ослонце и оптерећења у њима.

Табела 4.34 Отмерење вратила

Index	Location	Radial Force				Torque	Deflection				Deflection Angle
		Y	X	Size	Direction		Y	X	Size	Direction	
1	22,5 mm					-70,896 Nm	-14,584 microm	-39,929 microm	42,509 microm	249,97 deg	0,04 deg
2	22,5 mm	1092,239 N		1092,239 N			-14,584 microm	-39,929 microm	42,509 microm	249,97 deg	0,04 deg
3	22,5 mm	0,000 N	3000,901 N	3000,901 N	90,00 deg		-14,584 microm	-39,929 microm	42,509 microm	249,97 deg	0,04 deg
4	230,65 mm					70,896 Nm	-0,234 microm	-0,291 microm	0,373 microm	231,23 deg	0,00 deg

Табела 4.35 Отмерења у ослонцима

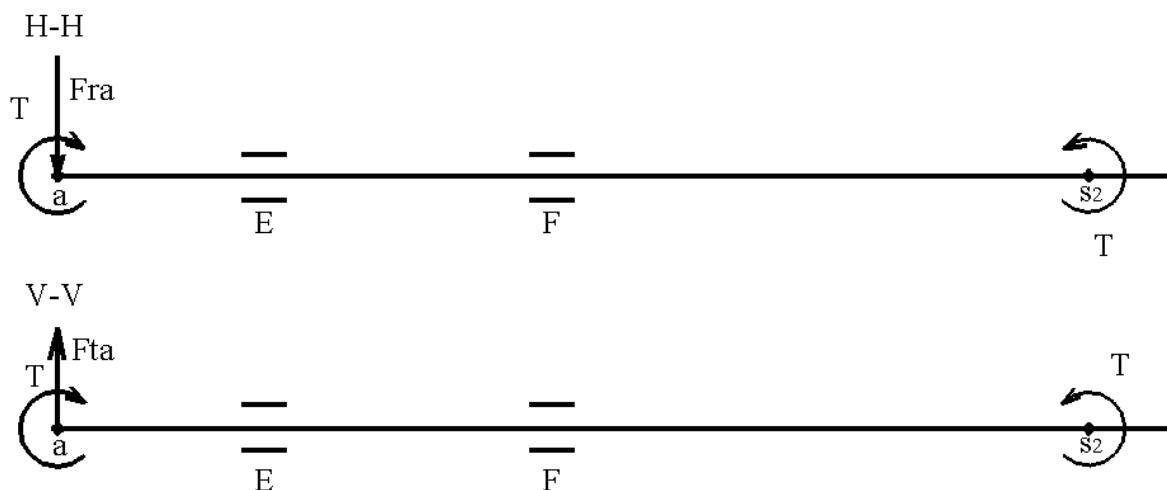
Index	Type	Location	Reaction Force				Deflection				Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	
1	Free	101,5 mm	3314,602 N	9079,649 N	9665,744 N	69,94 deg	0,00 microm	0,00 microm	0,00 microm	87,97 deg	0,02 deg
2	Fixed	140,5 mm	-2203,749 N	-6078,748 N	6465,885 N	250,07 deg	0,00 microm	0,00 microm	0,00 microm	85,48 deg	0,01 deg

У 4.36 табели приказане су дужина вратила, маса вратила, аксијални и трансверзални напони итд...

Табела 4.36 Резултати прорачуна осовинице

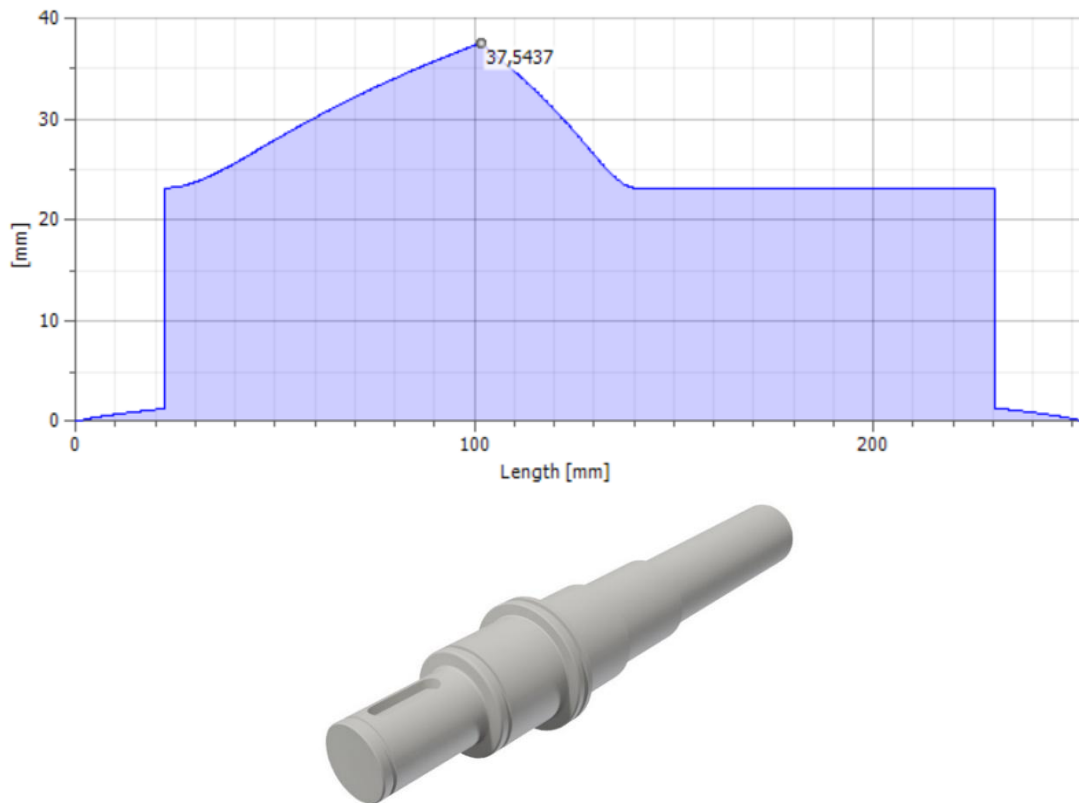
Length	L	252,900 mm
Mass	$Mass$	1,899 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	40,172 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	6,724 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	16,448 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	44,769 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	58,073 microm
Angle of Twist	φ	-0,09 deg

Шема оптерећења излазног вратила дата је на слици 4.17.



Слика 4.17. Шема оптерећења излазног вратила

На слици 4.18. је дата промена вредности идеалног пречника вратила по његовој дужини.



Слика 4.18. Идеални пречник излазног вратила и изглед вратила

4.9 Прорачун лежаја на вратилу II

4.9.1 Ослонац E

У табели 4.37 дате су вредности оптерећења на основу којих се врши прорачун лежаја.

Табела 4.37 Задате вредности оптерећења

Bearing radial load	F_r	9665,744N
Bearing axial load	F_a	0 N
Speed	n	200 rpm
Required static safety factor	s_0	2,0 ul

У табели 4.38 дате су основне карактеристике усвојеног лежаја.

Табела 4.38 Основне карактеристике изабраног лежаја

Designation		ISO 6979 (I) withdrawn standard (HS 40 x 60 x 29)
Bearing inside diameter	d	40,000 mm
Bearing outside diameter	D	60,000 mm
Bearing width	B	29,000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	0 deg

Табела 4.38 (наставак)

Basic dynamic load rating	C	83000 N
Basic static load rating	C_0	170000 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_{Lim1}	0 rpm
Limiting speed lubrication oil	n_{Lim2}	0 rpm

У табели 4.39 дате су вредности прорачуна радног века лежаја.

Табела 4.39 Радни век лежаја

Calculation Method		SKF AG
Required rating life	L_{req}	12000 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

У табели 4.40 дате су крајње вредности прорачуна лежаја.

Табела 4.40 Крајњи резултат прорачуна лежаја

Basic rating life	L_{10}	108051 hr
Adjusted rating life	L_{na}	108051 hr
Calculated static safety factor	s_{0c}	17,58789 ul
Power lost by friction	P_z	18,21950 W
Necessary minimum load	F_{min}	3400 N
Static equivalent load	P_0	9665,744 N
Dynamic equivalent load	P	9665,744 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	200 rpm
Minimum speed	n_{min}	200 rpm
Maximum speed	n_{max}	200 rpm
Strength Check	Positive	



Слика 4.19. ISO 6979 (I) (HS 40 x 60 x 29)

4.9.2 Ослонац F

У табели 4.41 дате су вредности оптерећења на основу којих се врши прорачун лежаја.

Табела 4.41 Задате вредности оптерећења

Bearing radial load	F_r	6465,885N
Bearing axial load	F_a	0 N
Speed	n	200 rpm
Required static safety factor	s_0	2,0 ul

У табели 4.42 дате су основне карактеристике усвојеног лежаја.

Табела 4.42 Основне карактеристике изабраног лежаја

Designation		ISO 6979 (I) withdrawn standard (HS 35 x 55 x 29)
Bearing inside diameter	d	35,000 mm
Bearing outside diameter	D	55,000 mm
Bearing width	B	29,000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	0 deg
Basic dynamic load rating	C	80000 N
Basic static load rating	C_0	156000 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_{Lim1}	0 rpm
Limiting speed lubrication oil	n_{Lim2}	0 rpm

У табели 4.43 дате су вредности прорачуна радног века лежаја.

Табела 4.43 Радни век лежаја

Calculation Method		SKF AG
Required rating life	L_{req}	12000 <i>hr</i>
Required reliability	R_{req}	90 <i>ul</i>
Life adjustment factor for special bearing properties	a_2	1,00 <i>ul</i>
Life adjustment factor for operating conditions	a_3	1,00 <i>ul</i>
Working temperature	T	100 <i>c</i>
Factor of Additional Forces	f_d	1,00 <i>ul</i>

У табели 4.44 дате су крајње вредности прорачуна лежаја.

Табела 4.44 Крајњи резултат прорачуна лежаја

Basic rating life	L_{10}	365055 <i>hr</i>
Adjusted rating life	L_{na}	365055 <i>hr</i>
Calculated static safety factor	s_{0c}	24,12663 <i>ul</i>
Power lost by friction	P_z	10,66442 <i>W</i>
Necessary minimum load	F_{min}	3120 <i>N</i>
Static equivalent load	P_0	6465,885 <i>N</i>
Dynamic equivalent load	P	6465,885 <i>N</i>
Over-revolving factor	k_n	0,000 <i>ul</i>
Life adjustment factor for reliability	a_1	1,00 <i>ul</i>
Temperature factor	f_t	1,00 <i>ul</i>
Equivalent speed	n_e	200 rpm
Minimum speed	n_{min}	200 rpm
Maximum speed	n_{max}	200 rpm
Strength Check	Positive	



Слика 4.20. ISO 6979 (I) (HS 35 x 55 x 29)

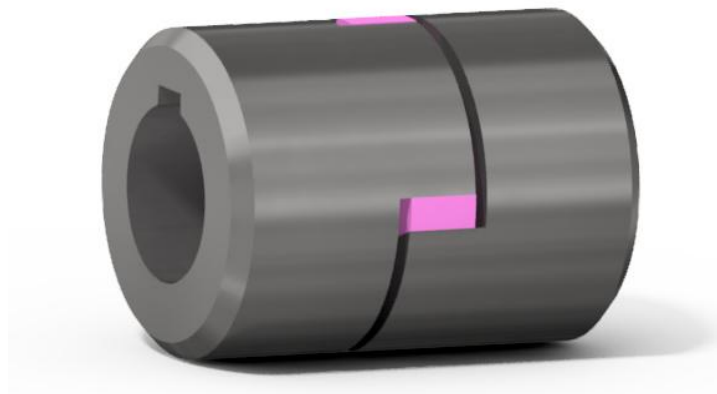
5.0 ГЕНЕРАТОР

Електрични генератор (слика 5.1.) служи да механичку енергију претвори у електричну. Овај генератор изабран је из каталога произвођача „*Johannes Hübner Giessen* 132.20-10“. Генератор на 660 *o/min* производи електричну енергију од 5 *kW*.

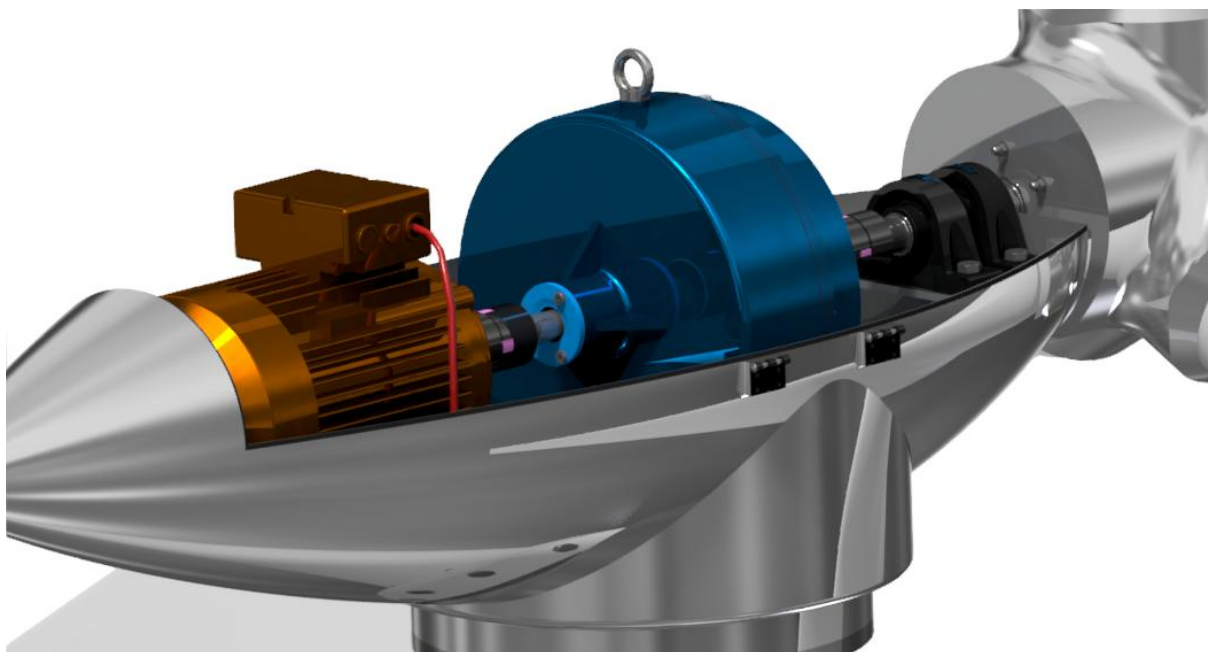


Слика 5.1. Генератор електричне енергије „*Johannes Hübner Giessen*“

Генератор је са мултипликатором такође спојен помоћу еластичне спојнице. Веза између вратила и спојнице оставерна је клином. Спојница је стандардна и производи је фирма „*NOZAG*“. Помоћу завртњева генератор је спојен са кућиштом ветрогенератора.



Слика 5.2. Еластична спојница „*NOZAG*“, [22]



Слика 5.3. *Склоп ветрогенератора*

6.0 РЕАЛИСТИЧАН ПРИКАЗ ВЕТРОГЕНЕРАТОРА

Реалистичан приказ ветрогенератора мале снаге извршен је у софтверском пакету „Autodesk Inventor“. Овај софтверски пакет даје реалну слику ветрогенератора у природном окружењу.



Слика 6.1. Ветрогенератор са предње стране



Слика 6.1. Унутрашњи делови ветрогенератора



Слика 6.1. *Ветрогенератор са задње стране*

ЗАКЉУЧАК

Како се резерве фосилних горива на Земљи сваким даном смањују, а потрошња електричне енергије расте неопходно је искористити природне потенцијале обновљивих извора енергије за производњу електричне енергије. Прелазак са необновљивих на обновљиве изворе енергије се неће десити преко ноћи, неопходан је дужи временски период да би до тога дошло. Добијање електричне енергије из обновљивих извора енергије доводи до решавања проблема глобалног загревања, а такође смањује се загађивање животне средине.

Енергију ветра представља један од важних извора за производњу електричне енергије и због тога се не сме занемарити. Ветрогенератори претварају енергију ветра у електричну енергију. Како би ветрогенератори били што ефикаснији у производњи електричне енергије потребно их је непрестано развијати и усавршавати.

Конструисање ветрогенератора је врло сложен процес и неопходно је поседовати знања везана за обновљиве изворе енергије и енергију ветра, машинство, а такође је врло битно поседовати и знања везана за економију како би цела конструкција имала економску оправданост.

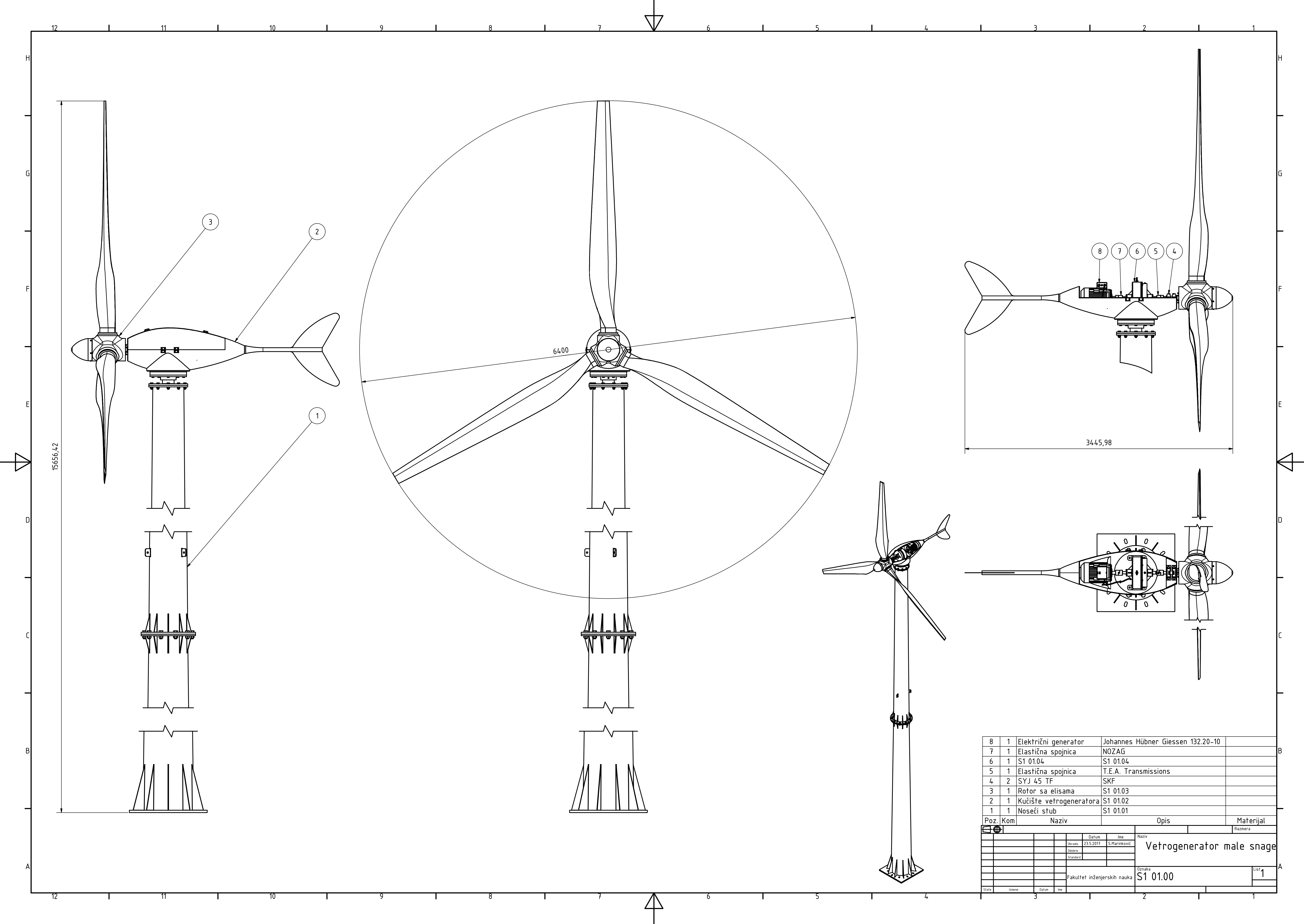
Процес конструисања ветрогенератора рађен је по фазама. На самом почетку неопходно је било развити идеју која у потпуности одговара задатој функцији. Помоћу каталога одређених произвођача усвојени су стандардни делови који су потреби за израду конструкције. Стандардни делови значајно смањују трошкове производње, због тога их је неопходно усвојити где год је то могуће. Поред моделирања конструкције неопходно је извршити и прорачун конструкције, и то помоћу савремених софтверских пакета. Уз помоћ софтверског пакета „Autodesk Inventor 2016“ извршено је моделирање, прорачун и израда техничке документације за ову конструкцију. Конструкција је направљена тако да задовољи све захтеве који су пред њу постављени, а такође врло се водило рачуна и о естетском изгледу конструкције.

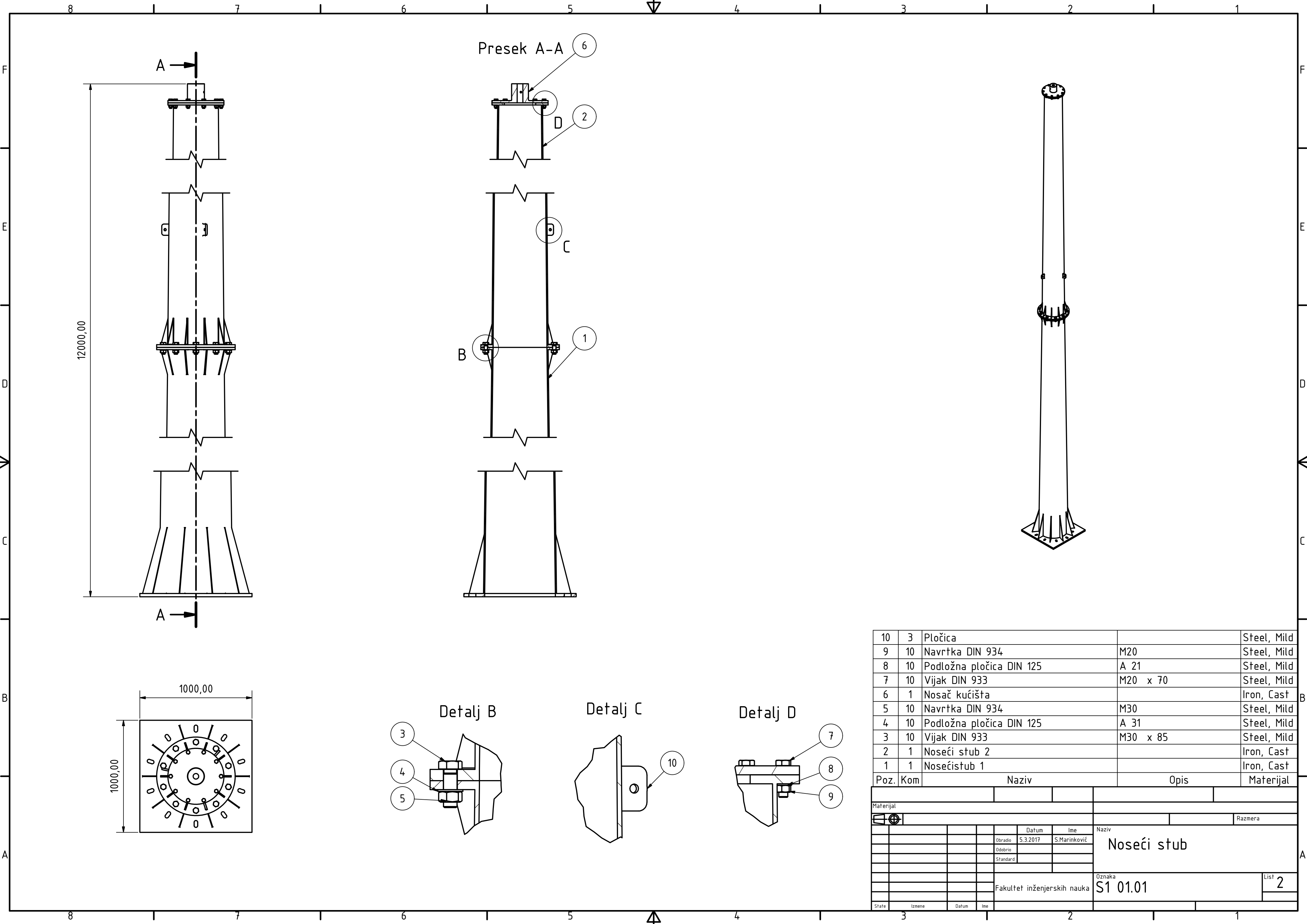
У будућности се очекује да ће енергија ветра заузети важно место у производњи електричне енергије. Због тога је неопходно наставити са развојем и усавршавањем ветрогенератора, како би ветрогенератори у потпуности били исплатљива инвестиција, а такође помогли смањивању загађености животне средине.

ЛИТЕРАТУРА

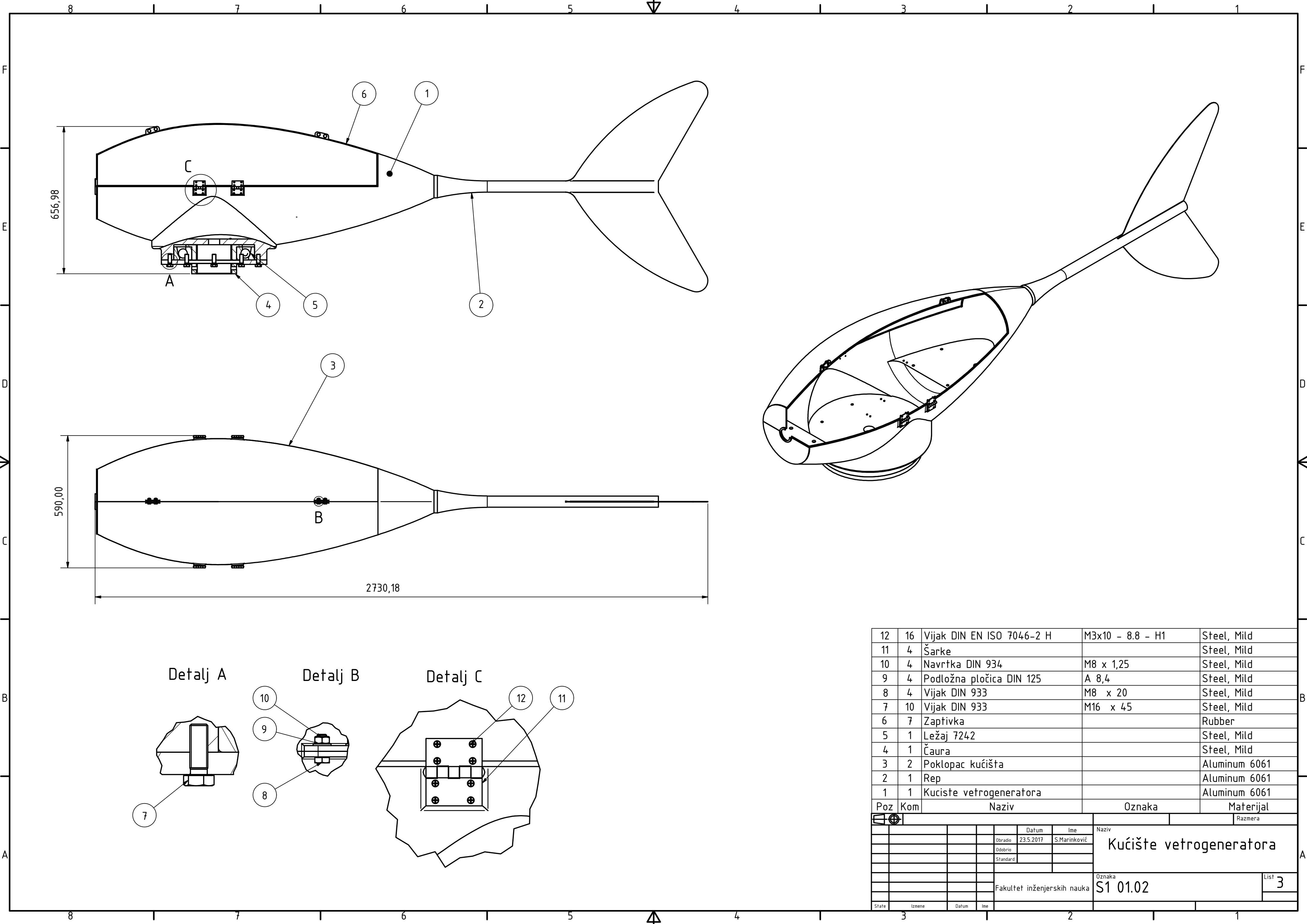
- [1] M. Sathyajith: Wind Energy, Springer, 2010.
- [2] I. Al-Bahadly: WIND TURBINES, Intech, 2011.
- [3] M. Patel: WIND AND SOLAR POWER SYSTEMS, Boca Raton London New York Washington, D.C., 2000.
- [4] <http://www.mingo.hr/page/kategorija/obnovljivi-izvori-energije-i-energetska-ucinkovitost>, приступљено 18.03.2017.
- [5] И. Винковић: Дипломски рад, Факултет стројарства и бродоградње, Загреб, 2009.
- [6] <http://www.iucbeniki.si/nit5/1337/index2.html>, приступљено 25.03.2017.
- [7] <https://meteoplaneta.rs/meteoroloski-elementi-i-pojave/vetar-i-ruza-vetrova/>, приступљено 25.03.2017.
- [8] <http://blog.meteo-info.hr/meteorologija/obalna-cirkulacija/>, приступљено 25.03.2017.
- [9] <http://www.zemlja.rs/energija-vetra-u-srbiji/>, приступљено 27.03.2017.
- [10] <http://efikasnost.rs/obnovljivi-izvori-energije/energija-vetra/>, приступљено 27.03.2017.
- [11] https://en.wikipedia.org/wiki/Wind_turbine, приступљено 29.03.2017.
- [12] www.tfb.edu.mk/materials/download/8f2315324546739a8a87f3decc520435, приступљено 29.03.2017.
- [13] <http://www.renewableenergylongisland.org/wind>, приступљено 30.03.2017.
- [14] <http://www.khourigroupltd.com/urban-green-energy/>, приступљено 30.03.2017.
- [15] <http://www.centrospedbole.co.rs/vetro.html>, приступљено 20.04.2017.
- [16] <https://www.shutterstock.com/video/clip-2955064-stock-footage-detailed-animation-of-a-isometric-houses-with-offshore-wind-turbines-in-production-of-energy.html?src=rel/2785048:1/gg>, приступљено 20.04.2017.
- [17] Ипа програм прекограничне сарадње Бугарска-Србија
- [18] <http://empoweringmichigan.com/wind-turbines-work/>, приступљено 20.04.2017.
- [19] https://b2b.partcommunity.com/3d-cad-models/sso/syj-50-kf-45-skf/?info=skf%2Fbearing_units%2Fball_bearing_units%2Fy_bearing_plummer_block_units%2Fyunit_sy3_asmtab.prj, приступљено 15.05.2017.
- [20] [https://www.tracepartsonline.net/\(S\(ojd4au00vgxdn2ql1z12r41z\)\)/PartDetails.aspx?CFSUB=1&CF=9&ExportCADModel=1&VwAutoRefresh=1&Vw3DManualRefreshDone=0&VwMode=3DWebGL&3DVwMode=3DWebGL&WebSite=GLOBALV3&Lang=en&Class=TEA_AUS&ClsID=%2FTEA_AUS.1%2FTEA.30%2FTEA.30.600%2FTEA](https://www.tracepartsonline.net/(S(ojd4au00vgxdn2ql1z12r41z))/PartDetails.aspx?CFSUB=1&CF=9&ExportCADModel=1&VwAutoRefresh=1&Vw3DManualRefreshDone=0&VwMode=3DWebGL&3DVwMode=3DWebGL&WebSite=GLOBALV3&Lang=en&Class=TEA_AUS&ClsID=%2FTEA_AUS.1%2FTEA.30%2FTEA.30.600%2FTEA).

[illegible]

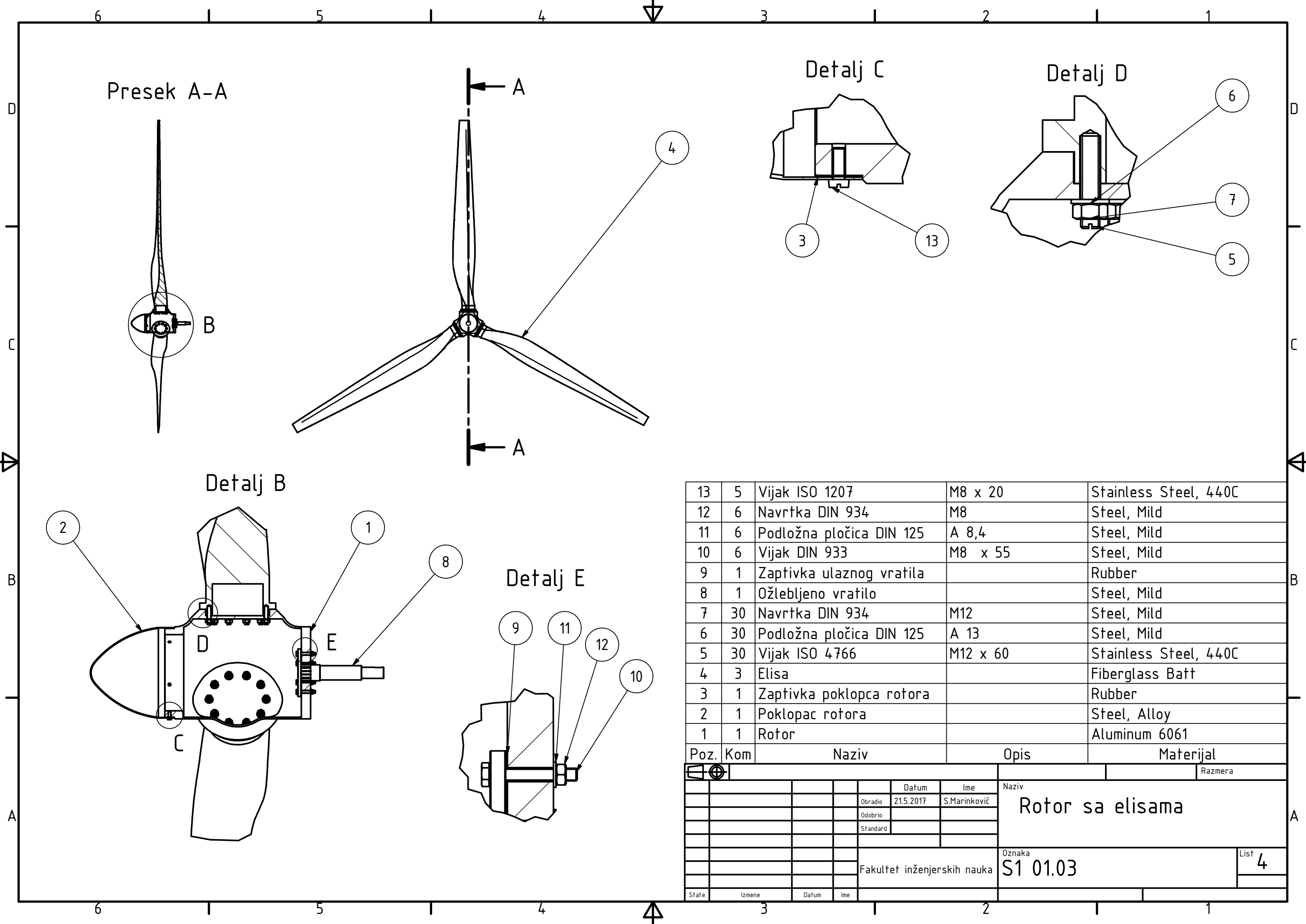




10	3	Pločica			Steel, Mild
9	10	Navrtka DIN 934	M20		Steel, Mild
8	10	Podložna pločica DIN 125	A 21		Steel, Mild
7	10	Vijak DIN 933	M20 x 70		Steel, Mild
6	1	Nosač kućišta			Iron, Cast
5	10	Navrtka DIN 934	M30		Steel, Mild
4	10	Podložna pločica DIN 125	A 31		Steel, Mild
3	10	Vijak DIN 933	M30 x 85		Steel, Mild
2	1	Noseći stub 2			Iron, Cast
1	1	Nosećistub 1			Iron, Cast
Poz.	Kom	Naziv		Opis	Materijal
Materijal					
					Razmera
				Naziv	
			Obradio	5.3.2017	S.Marinković
			Odobrio		
			Standard		



12	16	Vijak DIN EN ISO 7046-2 H	M3x10 - 8.8 - H1	Steel, Mild
11	4	Šarke		Steel, Mild
10	4	Navrtka DIN 934	M8 x 1,25	Steel, Mild
9	4	Podložna pločica DIN 125	A 8,4	Steel, Mild
8	4	Vijak DIN 933	M8 x 20	Steel, Mild
7	10	Vijak DIN 933	M16 x 45	Steel, Mild
6	7	Zaptivka		Rubber
5	1	Ležaj 7242		Steel, Mild
4	1	Čaura		Steel, Mild
3	2	Poklopac kućišta		Aluminum 6061
2	1	Rep		Aluminum 6061
1	1	Kuciste vetrogeneratora		Aluminum 6061
Poz	Kom	Naziv	Oznaka	Materijal
		Naziv		Razmera
		Obradio	Datum	Ime
		Odobrio		
		Standard		
		Fakultet inženjerskih nauka		Oznaka
		S1 01.02		List
				3
State	Izmene	Datum	Ime	



13	5	Vijak ISO 1207	M8 x 20	Stainless Steel, 440C
12	6	Navrtka DIN 934	M8	Steel, Mild
11	6	Podložna pločica DIN 125	A 8,4	Steel, Mild
10	6	Vijak DIN 933	M8 x 55	Steel, Mild
9	1	Zaptivka ulaznog vratila		Rubber
8	1	Ožlebljeno vratilo		Steel, Mild
7	30	Navrtka DIN 934	M12	Steel, Mild
6	30	Podložna pločica DIN 125	A 13	Steel, Mild
5	30	Vijak ISO 4766	M12 x 60	Stainless Steel, 440C
4	3	Elisa		Fiberglass Batt
3	1	Zaptivka poklopca rotora		Rubber
2	1	Poklopac rotora		Steel, Alloy
1	1	Rotor		Aluminum 6061
Poz.	Kom	Naziv	Opis	Materijal
				
				Razmera
				Rotor sa elisama
				Oznaka
				List
		</		

