

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Конструисање помоћу рачунара

Број индекса: 301/2010

Матејић С. Милош

**Конструисање и прорачун бродског витла у CAD
софтверу
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. **проф. др Марјановић Ненад - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да

на почетку направи темељно истраживање око бродских витала користећи све врсте литературе у писаном и у електронском облику. Кандидат треба да дефинише технички задатак. На основу техничког задатка кандидат треба да обави размарања која се тичу: функције, података битних за извршење функције, радних својстава конструкције, технолошких својстава конструкције и економских услова. Након тога треба да обави прорачун, ручни или помоћу рачунара, и да на основу прорачуна обави разраду конструкције. На крају, кандидат треба да обави детаљно конструисање бордског витла у CAD софтверу, и да као резултат тога добије склопне цртеже комплетне конструкције.

Препоручена литература:

- [1] Марјановић, Н. : *Методe конструисања*, Машински факултет, Крагујевац , 1998.
- [2] Танасијевић С. : *Механички преносници*, Машински факултет, Крагујевац, 1994.
- [3] Трбојевић М. и група аутора: *Редуктори*, Научна књига, Београд, 1977.

Крагујевац, мај 2012

ментор:

проф. др Марјановић Ненад

ПРЕДГОВОР

Велика мотивација је дошла од тога што су при изради овог мастер рада решавани практични проблеми и што је као резултат рада изведена реална конструкција. Овај мастер рад је за резултат дао две верзије бродског витла, конструисане у САД софтверу. Такође велика мотивација је дошла од тога, што сам претходних месеци био учесник стипендијског програма који нам је омогућила компанија *Rapp Marine Group*.

Писање овог мастер рада је трајало цео семестар, док је сакупљање информација и знања потребних за његово комплетирање трајало много дуже. Постоји много људи којима морам бити захвалан на подршци, сарадњи и пруженим информацијама. Да није било тих људи вероватно не бих успео да напишем рад оваквог обима и овакве садржине. Најпре од свих желим да се захвалим госпођи *Tove Pettersen*, генералној директорки компаније *Rapp Marine Group*, на пружаним информацијама током целог стипендијског програма, на изузетном разумевању за наш рад и на неизмерној гостопримљивости при нашој посети матичној фирми у Норвешкој. Одмах после ње желим да се захвалим господину Слободану Миловановићу, генералном директору фирме *Rapp Zastava*, на указаном поверењу и пријему на боравак у фирми. Боравак у фирми ми је омогућио да стекнем увид у процес производње, што ми је много олакшало комплетирање овог мастер рада и развијање нових погледа на конструисање и производњу кроз практично искуство. *Ben Bolsoy*, човек који води развој поризвода у матичној фирми у Норвешкој, и његов тим инжењера, су ми пружили битне информације и сугестије при боравку у матичној фирми у Норвешкој, и зато сам им веома захвалан. Захвалан сам и ментору, проф. др Ненаду Марјановићу, на пруженим сугестијама, коментарима на рад. Веома сам захвалан Мирку Благојевићу, продекану за наставу, и Миладину Стефановићу, координатору стипендијског програма, на разумевању и помоћи око неких техничких питања. Неизоставни су и колеге: Симић Бобан, Димитријевић Милан, Аксић Младен, Стјепић Марко, Вацић Александар, Милић Бранимир, и многи други са којима сам остварио јако добру сарадњу и висок ниво тимског рада. Не могу а да не поменем и колеге Јевтић Марка и Миљковић Милоша који су први обавили прелиминарно читање мастер рада и указали ми на неке грешке словне природе. Још једном желим да се захвалим свима који су ми на било који начин помогли или ме усмерили да стигнем до краја како и овог стипендијског програма тако и студијског.

САДРЖАЈ

ПРЕДГОВОР.....	<i>i</i>
САДРЖАЈ.....	<i>ii</i>
РЕЗИМЕ	<i>v</i>
ЛИСТА ТАБЕЛА	<i>vi</i>
ЛИСТА СЛИКА.....	<i>ix</i>
ЛИСТА СИМБОЛА.....	<i>xii</i>
1. УВОД.....	1
1.1 ЗАДАТАК.....	1
1.2 ИСТОРИЈСКИ РАЗВОЈ.....	1
1.3 ПРЕГЛЕД ИСТРАЖИВАЊА.....	2
1.4 КОНСТРУКЦИОНА ШЕМА ВИТЛА.....	3
1.5 ПРИМЕНА ВИТАЛА У ПРАКСИ.....	4
1.6 МОТИВАЦИЈА.....	5
2. КОНЦИПИРАЊЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ВИТЛА.....	7
2.1 ТЕХНИЧКИ ЗАДАТАК.....	7
2.2 ФУНКЦИЈА ВИТЛА.....	8
2.3 ПОДАЦИ БИТНИ ЗА ИЗВРШАВАЊЕ ФУНКЦИЈЕ ВИТЛА.....	10
2.4 РАДНА СВОЈСТВА ВИТЛА.....	11
2.5 ТЕХНОЛОШКА СВОЈСТВА ВИТЛА.....	12
2.6 ЕКОНОМСКИ УСЛОВИ ПРОИЗВОДЊЕ ВИТЛА.....	12
3. ПРОРАЧУН ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНАТА ВИТЛА.....	14
3.1 ПРОРАЧУН СНАГЕ НА ВИТЛУ.....	14

3.2 ПРОРАЧУН ПРИТИСКА НА ДОБОШ И ДОБОШ КОЧНИЦЕ ВИТЛА.....	15
3.3 ИЗБОР УЖЕТА ВИТЛА.....	16
3.4 ПРОРАЧУН СИЛА КОД ПОЈАСНЕ КОЧНИЦЕ.....	17
3.5 ПРОРАЧУН СИЛА И МОМЕНАТА САВИЈАЊА НА ДОБОШ ВИТЛА.....	18
3.5.1 Прорачун отпора улежиштења у хоризонталној равни када је уже у положају (1).....	19
3.5.2 Прорачун отпора улежиштења у хоризонталној равни када је уже у положају (2).....	20
3.5.3 Прорачун отпора улежиштења у хоризонталној равни када је уже у положају (3).....	21
3.5.4 Прорачун отпора улежиштења у вертикалној равни.....	22
3.5.5 Одређивање резултујућих сила и момената.....	23
3.6 ОДРЕЂИВАЊЕ КОРАКА ЗАВОЈНИЦЕ КОД ЗАВОЈНОГ ВРЕТЕНА.....	24
4. ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА ВИТЛА ПОМОЋУ РАЧУНАРА.....	25
4.1 ПРОРАЧУН ДОБОША ЛЕЖАЈА СА СТРАНЕ ПОГОНА.....	25
4.2 ПРОРАЧУН ЛЕЖАЈА СА СТРАНЕ ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСНИКА.....	27
4.3 ПРОРАЧУН РУКАВЦА ДОБОША СА СТРАНЕ ПОГОНА.....	28
4.4 ПРОРАЧУН РУКАВЦА СА СТРАНЕ ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСНИКА.....	31
4.5 ПРОРАЧУН ПОЈАСНЕ КОЧНИЦЕ.....	33
4.6 ПРОРАЧУН КЛИНОВА ЗА ВЕЗИВАЊЕ ЛАНЧАНИКА И РУКАВЦА.....	35
4.7 ПРОРАЧУН ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСНИКА.....	36
4.8 ПРОРАЧУН ЗУПЧАНИКА МЕХАНИЧКОГ ПРЕНОСНИКА КОД ДРУГЕ ВЕРЗИЈЕ ИЗВОЂЕЊА КОНСТРУКЦИЈЕ	41
5. РАЗРАДА КОНСТРУКЦИЈЕ.....	46
5.1 ДОБОШ ВИТЛА.....	47
5.2 РАМ ВИТЛА.....	48

5.3 ПОЈАСНА КОЧНИЦА.....	49
5.4 ЛАНЧАНИ ПРЕНОСНИК.....	50
5.5 СИСТЕМ ЗА ВОЂЕЊЕ УЖЕТА.....	50
5.6 МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИК СНАГЕ.....	53
6. АНАЛИЗА ЕЛЕМЕНАТА КОНСТРУКЦИЈЕ ВИТЛА МЕТОДОМ КОНАЧНИХ ЕЛЕМЕНАТА.....	55
6.1 ПРЕГЛЕД ИЗВРШЕНИХ АНАЛИЗА.....	56
6.2 АНАЛИЗА ДОБОША КОЧНИЦЕ НА ДОБОШУ ВИТЛА.....	57
6.3 АНАЛИЗА МОДЕЛА ДОБОША ВИТЛА.....	60
6.4 АНАЛИЗА МОДЕЛА РАМА ВИТЛА.....	63
6.5 АНАЛИЗА УПРОШЋЕНОГ МОДЕЛА РАМА ВИТЛА.....	66
6.6 АНАЛИЗА УПРОШЋЕНОГ РАМА ВИТЛА СА ДЕЈСТВОМ СИЛА ОД ЗАВОЈНОГ ВРЕТЕНА.....	69
7. ЗАКЉУЧАК.....	72
ЛИТЕРАТУРА.....	74
ПРИЛОГ 1	
ПРИЛОГ 2	

DESIGN AND CALCULATION OF SHIP WINCH IN CAD SOFTWARE**КОНСТРУИСАЊЕ И ПРОРАЧУН БРОДСКОГ ВИТЛА У САД
СОФТВЕРУ**

Матејић Милош

Факултет инжењерских наука Крагујевац, сестре Јањић 6 Крагујевац

Резиме: У овом мастер раду је приказано конструисање и прорачун витла за рибарске бродове. Ово витло припада систему витала која бацају, вуку и извлаче рибарску мрежу. Витло које је конструисано овде изведено је као модификација постојеће конструкције. Конструкција је изведена у верзији са једном, и у верзији са три погонске јединице. Велики део рада је заснован на прорачуну и на анализирању делова конструкције методом коначних елемената. Рад је такође заснован и на практичном искуству аутора. На крају рада, у прилозима, су дати главни делови техничке документације обе верзије витла.

Кључне речи: витло, конструисање, прорачун

Abstract: In this master thesis are presented design and calculation of winch for fishing vessels. This winch is part of system of winches, which is using for trawl fishing. Winch is designed here is modified version of existing winch. Winch has been done in version with one driving unit and in version with three driving units. Big part of this master thesis is devoted to calculation and checking construction in finite element analyses. This thesis is also based on practical experience of author. At the end, in two appendixes, there are given main parts of technical documentation of both versions.

Key words: winch, design, calculation

ЛИСТА ТАБЕЛА

Таб.		Стр.
2.1	Потребни бројеви обртаја и вучне тежине за први, средњи и последњи слој	8
3.1	Резултати прорачуна на притисак добоша витла и добоша кочнице	15
3.2	Резултујуће силе и углови њихових дејстава	24
4.1	Улазни подаци о лежају добоша са стране погона	25
4.2	Подаци о лежају добоша са стране погона	25
4.3	Подаци о подмазивању лежаја добоша са стране погона	26
4.4	Подаци о веку трајања лежаја добоша са стране погона	26
4.5	Резултати прорачуна лежаја добоша са стране погона	26
4.6	Улазни подаци о лежају са стране ланчаног преносника	27
4.7	Подаци о лежају са стране ланчаног преносника	27
4.8	Подаци о веку трајања лежаја са стране ланчаног преносника	27
4.9	Резултати прорачуна лежаја са стране ланчаног преносника	28
4.10	Дејства и места њихових деловања на рукавац добоша са стране погона	28
4.11	Реакције отпора улежиштења рукавца добоша са стране погона	29
4.12	Резултати прорачуна рукавца добоша са стране погона	29
4.13	Дејства и места њихових деловања на рукавац добоша са стране ланчаног преносника	31
4.14	Реакције отпора улежиштења рукавца добоша са стране ланчаног преносника	31
4.15	Резултати прорачуна рукавца добоша са стране ланчаног преносника	32
4.16	Улазни подаци кочнице	34
4.16	Геометријски подаци и подаци о притиску кочнице на добош кочнице	34
4.17	Подаци везани за енергију и време кочења	34
4.18	Резултати прорачуна појасне кочнице	34

4.19	Улазни подаци за прорачун клинова	35
4.20	Димензије вратила	35
4.21	Димензије клинова	35
4.22	Радни услови и број клинова	35
4.23	Резултати прорачуна клинова а) функционална дужина клина; б) степен сигурности клина; в) степен сигурности вратила и г) степен сигурности главчине	36
4.24	Геометријске и карактеристике носивости ланца	37
4.25	Радни услови ланчаног преносника	38
4.26	Геометрија и оптерећење ланчаника 1	38
4.27	Геометрија и оптерећење ланчаника 2	40
4.28	Резултати прорачуна ланчаника	41
4.29	Улазни подаци за прорачун зупчаника	42
4.30	Геометрија зупчаника	43
4.31	Оптерећење зупчаника	44
4.32	Материјал зупчаника	44
4.33	Степени сигурности	44
4.34	Фактори контакта	45
6.1	Преглед извршених анализа методом коначних елемената	53
6.2	Физичке карактеристике модела добоша оптерећеног на добошукочнице	57
6.3	Карактеристике коначних елемената модела добоша оптерећеног надобошу кочнице	57
6.4	Оптерећење модела добоша оптерећеног на добошу кочнице	57
6.5	Реакције отпора ослонаца модела добоша оптерећеног на добошу кочнице	57
6.6	Излазни резултати модела добоша оптерећеног на добошу кочнице	58
6.7	Физичке карактеристике оптерећеног модела добоша	60
6.8	Карактеристике коначних елемената оптерећеног модела добоша	60
6.9	Оптерећење модела добоша	60
6.10	Реакције отпора ослонаца оптерећеног модела добоша	60

6.11	Излазни резултати оптерећеног модела добоша	61
6.12	Физичке карактеристике комплетног модела рама	63
6.13	Карактеристике елемената комплетног модела рама	63
6.14	Оптерећења комплетног модела рама на лежишним местима	63
6.15	Реакције брода на модел комплетног модела рама	63
6.16	Излазни резултати анализе комплетног рама витла	64
6.17	Физичке карактеристике упрошћеног модела рама	66
6.18	Карактеристике елемената упрошћеног модела рама	66
6.19	Оптерећења на лежишним местима упрошћеног модела рама	67
6.20	Реакције брода на упрошћен модел рама	67
6.21	Резултати анализе упрошћеног модела рама	67
6.22	Физичке карактеристике модела рама витла	69
6.23	Карактеристике елемената коришћених у анализи модела рама витла	69
6.24	Реакције рама на брод	70
6.25	Резултати анализе оптерећења конструкције рама	70

ЛИСТА СЛИКА

Сл.		Стр.
1.1	Првобитно витло	1
1.2	Бродско витло (1880.)	2
1.3	Шема витла	3
2.1	Тролинг фишинг (<i>trawling fishing</i>)	9
2.2	Позиција витла за регулисање отварања мреже	9
2.3	Шема извођења конструкције витла	10
3.1	Попречни пресек изабраног ужета	16
3.2	Деловање сила	17
3.3	Разлагање силе F_2	17
3.4	Дејства сила и отпора ослонаца на добош у хоризонталној и вертикалној равни	18
3.5	Шема оптерећења на добошу у хоризонталној равни када је уже у положају (1)	19
3.6	Дијаграм момента савијања у хоризонталној равни када је уже у положају (1)	19
3.7	Шема оптерећења на добошу у хоризонталној равни када је уже у положају (2)	20
3.8	Дијаграм момента савијања у хоризонталној равни када је уже у положају (2)	20
3.9	Шема оптерећења на добошу у хоризонталној равни када је уже у положају (3)	21
3.10	Дијаграм момента савијања у хоризонталној равни када је уже у положају (3)	21
3.11	Шема оптерећења на добошу у вертикалној равни	22
3.12	Дијаграм момента савијања у вертикалној равни	22
4.1	Шема оптерећења рукавца добоша са стране погона	28
4.2	Дијаграм сила рукавца добоша са стране погона	29

4.3	Дијаграм момента савијања рукавца добоша са стране погона	29
4.4	Дијаграм угла увијања рукавца добоша са стране погона	30
4.5	Дијаграм деформације рукавца добоша са стране погона	30
4.6	Дијаграм укупног напона рукавца добоша са стране погона	30
4.7	Дијаграм идеалног пречника рукавца добоша са стране погона	30
4.8	Шема оптерећења рукавца са стране ланчаног преносника	31
4.9	Дијаграм сила рукавца добоша са стране ланчаног преносника	32
4.10	Дијаграм момента савијања рукавца добоша са стране ланчаног преносника	32
4.11	Дијаграм угла увијања рукавца добоша са стране ланчаног преносника	32
4.12	Дијаграм деформација рукавца добоша са стране ланчаног преносника	33
4.13	Дијаграм укупног напона рукавца добоша са стране ланчаног преносника	33
4.14	Дијаграм идеалног пречника рукавца добоша са стране ланчаног преносника	34
4.15	Шема ланчаног преносника	36
4.16	Основне мере ланца код ланчаног преносника	37
4.17	Основне мере ланчаника 3	38
4.18	Основне мере ланчаника 4	39
4.19	Дијаграм преноса снаге ланчаника	41
4.20	а) основне мере зупчаника; б) основне мере зупца	42
5.1	Изглед концепције витла	46
5.2	Добош витла	47
5.3	Цев добоша	47
5.4	а) друга бочна страна и б) бочна страна са добошем кочнице	48
5.5	Вођица првог слоја ужета	48
5.6	Рам витла	49
5.7	Појасна кочница	49
5.8	Ланчани преносник	50

5.9	Систем за вођење ужета	51
5.10	Завојно вретено	51
5.11	Кутија за вођење ужета	52
5.12	Вођица	52
5.13	Механички преносник	53
5.14	Кућиште преносника	53
5.15	Поклопац преносника	54
6.1	Ограничавање и оптерећивање модела	58
6.2	Вон Мизесов напон на моделу добоша оптерећеног на добошу кочнице	59
6.3	Померање бочне стране модела добоша оптерећеног на добошу кочнице	59
6.4	Ограничавање и оптерећивање модела добоша	61
6.5	Вон Мизесов напон оптерећеног модела добоша	62
6.6	Померање на оптерећеном моделу добоша	62
6.7	Ограничавање и оптерећивање конструкције комплетног рама витла	64
6.8	Вон Мизесов напон комплетног модела рама	65
6.9	Померање при дејству сила на лежишна места комплетног модела рама	65
6.10	Ограничења и дејство сила на упрошћен модел рама	66
6.11	Вон Мизесов напон оптерећеног упрошћеног модела рама	68
6.12	Померање при дејству сила на лежишна места упрошћеног модела рама	68
6.13	Ограничавање и оптерећивање модела рама витла	69
6.14	Вон Мизесов напон оптерећеног рама витла	71
6.15	Померање при дејству сила на рам витла	71

ЛИСТА СИМБОЛА

Симбол		Стр.
D	Пречник цеви добоша витла	7
d	Пречник плоче бочне стране добоша	7
L	Дужина ужета	7
d_w	Пречник ужета	7
m	Маса	14
g	Гравитационо убрзање	14
F_W	Вучна сила витла	14
v	Брзина ужета	14
P_{HM}	Снага хидромотора	14
S	Степен сигурности	14
P	Укупна снага витла	14
C	Константа слоја намотавања	15
Re_h	Граница течења материјала	15
σ_d	Дозвољени напон	15
t_p	Дебљина зида цеви добоша	15
p_s	Притисак на бочне стране добоша	16
p_p	Притисак на цев добоша	16
F_B	Кочиона сила	16
S_B	Степен сигурности за кочиону силу	16
M_2	Маса ужета по метру дужном	16
M_B	Момент кочења	17
R_a	Реакција ослонца на улежиштење А	18
R_b	Реакција ослонца на улежиштење Б	18

M_R	Резултујући момент	23
n	Број навојака	24
F_{r2}	Најмања прекидна сила у ужету	16
$F_w(1)$	Вучна сила у положају (1)	17
$F_w(2)$	Вучна сила у положају (2)	17
$F_w(3)$	Вучна сила у положају (3)	17
η	Степен искоришћења зупчастог пара	14
ϕ	Динамички коефицијент	15
μ	Коефицијент трења	17

1. УВОД

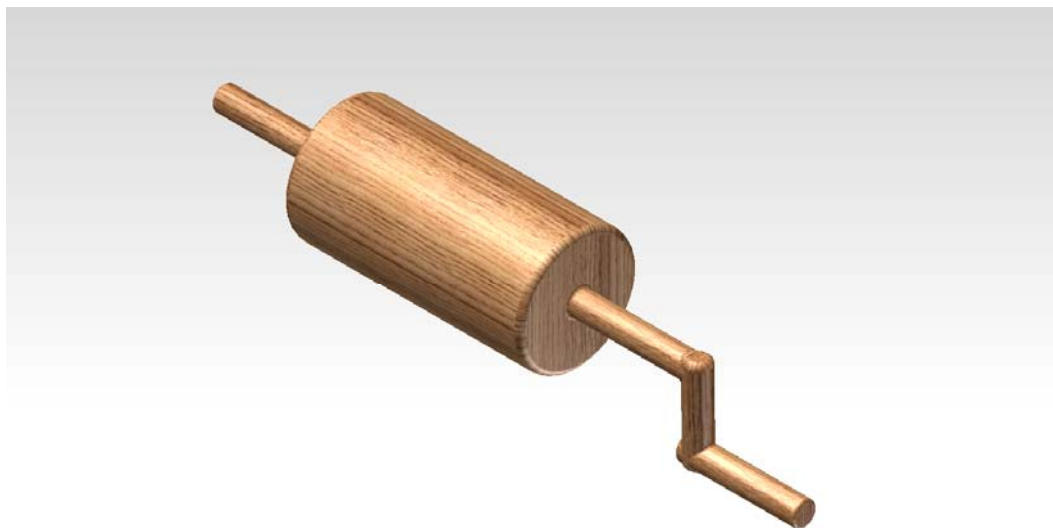
1.1 ЗАДАТАК

Тема овог мастер рада подразумева постављање техничког задатка за конструисање бродског витла, преко извођења концепције, прорачуна са решавањем проблема око концепције до коначне израде и анализе модела у 3D CAD софтверу са израдом техничке документације.

Технички задатак је преузет из индустрије бродске опреме, тачније из компаније Рап Марине Груп (*Rapp Marine Group*). Конструкција овог витла би требала да буде лакша, јефтинија за производњу и у истој мери поуздана и једноставна за монтажу као њихове претходне конструкције.

1.2 ИСТОРИЈСКИ РАЗВОЈ

Витло је дефинисано као систем који служи за вучење или дизање терета намотавањем ужета на добош. Прва и најједноставнија примена витла која се среће и данас је витло за вађење воде из бунара. То витло се састоји од добоша и ручице која је директно учвршћена за осу добоша (Слика 1.1). Овакав систем се први пут јавља око 1000 година п.н.е. на подручју данашњег Средњег истока.

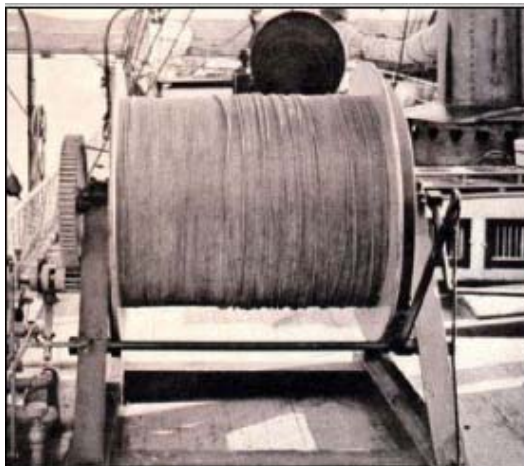


Слика 1.1 Првобитно витло

Следећа примена витла се јавља 480 година п.н.е. такође на подручју Средњег истока. Ова витла су била већа и напреднија и користила су се за развлачење ужади ради постављања понтонских мостова.

После ове примене јављају се примене витала на разним местима, почевши од грађевинских дизалица, преко механизма за подизање и спуштање капија на замковима до бродске опреме. Првобитна витла су била погођена или снагом мишића руку, или системом као што су педале код бицикле. Током векова конструкција им се није много мењала, све до изума ланчаника, зупчаника и осталих механичких преносника. Ти изуми су омогућили да се улагањем мање снаге постигне већи обртни момент. Тада се и примена витала раширила. Витла су још више унапређена крајем деветнаестог и почетком двадесетог века изумом мотора са унутрашњим сагоревањем.

Бродска витла из деветнаестог века (Слика 1.2) доста подсећају на данашња витла, уз неке разлике: на данашњим бродским витлима углавном се за погон користе електромотор или хидромотор, и данашња витла углавном имају уређај за померање ужета ради правилног намотавања на добош. Међутим та побољшања су много утицала и на масу конструкције данашњих витала.



Слика 1.2 Бродско витло (1880.)[10]

Поред повећања масе витла као негативне појаве у највећем броју случајева, доста се добило на вучној сили, укрућењу конструкције, поузданости и издржљивости витала.

1.3 ПРЕГЛЕД ИСТРАЖИВАЊА

Истраживања на тему витала и њихових примена су почела у великој мери да се развијају почетком двадесетог века. У периоду до краја двадесетог века уведене су многе новине у конструкције витала као што су: различите врсте погона, разни механизми за пренос снаге од погонске јединице код добоша, као и разни механизми за правилно намотавање ужета на добош. Истраживања на тему унапређења конструкције витала се данас сужавају на истраживања око:

- олакшања конструкције;
- бољег укрућења конструкције;
- повећања степена искоришћења;
- повећања поузданости и
- боље заштите витала која раде у агресивним срединама.

Олакшање конструкције витла је од великог значаја, како за уштеду у материјалу, тако и због смањења масе, повећања компактности конструкције, олакшаног руковања конструкцијом и сл. Од свих примена витала, највећи утицај маса витла има при монтажи на конструкцију брода, због стабилности брода. У неким случајевима није пожељно олакшање конструкције витла, јер се његова маса користи за обезбеђивање стабилности витла, али то су ретке ситуације.

Свако олакшање конструкције захтева и додатна укрућења, која се изводе у облику ребара, или у облику прстенова, ако се изводи укрућење цеви. Укрућење у комбинацији са олакшањем се у пракси показала као добра комбинација, не само за витла него и за друге конструкције, као што су: кровне конструкције, конструкције носача и др.

Код већине витала која нису директно погоњена, мада се могу повећавати степени искоришћења и код директно погоњених витала, постоји неки механички преносник снаге. Повећање степена искоришћења код витала се заснива на проучавању трења и хабања елемената витла. Мора се водити рачуна о трењу у лежишним местима добоша, као и о преноснику који погони добош, и о преносу снаге код механизма за правилно намотавање ужета, ако витло садржи такав механизам. Највећи добитак се остварује правилним избором преносника од погонске јединице до добоша витла. Повећање степена искоришћења је битно из тог разлога што поједина витла у неким конструкцијама имају ограничен извор снаге (нпр. витло на броду). Повећањем степена искоришћења добија се на вучној сили витла, а то је код неких конструкција веома битно.

Повећање поузданости код витла је од великог значаја, како из разлога стабилности и функционалности конструкције тако и због повећања безбедности људства које манипулише витлом. На повећању поузданости витла се може радити у свим фазама, од конципирања конструкције до краја експлоатације витла. Најчешће коришћена метода за повећање поузданости је ФМЕА метода (*Failure Modes and Effect Analysis*). ФМЕА метода се може користити у фазама:

- конципирања конструкције;
- пројектовања конструкције и
- у фази процеса производње. [9]

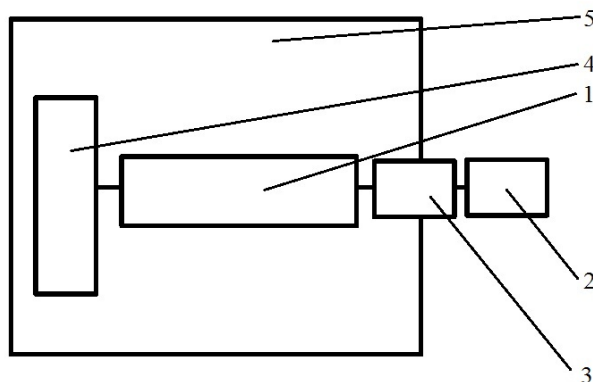
Увођењем неке од метода поузданости гарантује се поуздан рад витла.

Многа витла раде у агресивним срединама, па се мора мислити на њихову заштиту, првенствено против корозије. Најагресивнијим срединама су изложена витла која раде; у близини морске воде, у води (било морској, било слаткој), у рудницима и др. Повећање отпорности површинског слоја материјала врши се метализацијом и коришћењем специјалних фарби отпорних на корозију. Побољшање ових процеса значило би и побољшање отпора на агресивну средину.

1.4 КОНСТРУКЦИОНА ШЕМА ВИТЛА

Витло је механизам за намотавање ужета, ради вучења или подизања терета. Најчешћа извођења конструкције витла се састоје од следећих делова или система (Слика 1.3):

- добош;
- погонска јединица;
- преносник снаге;
- кочница и
- рам витла.



Слика 1.3 Шема витла: 1 – добош; 2 – погонска јединица; 3 – преносник снаге; 4 – кочница; 5 – рам витла.

Добош је главни део витла, ма колико оно било сложено, или једноставно. Добоши витала се углавном израђују од челичних цеви са завареним плочама од челичних лимова на крајевима. За мала витла могуће је изградити и ливени добош, али то значајно отежава и поскупљује конструкцију. Често се на добоше везује завртњевима омотач која служи да води намотавање првог слоја ужета. Овај омотач се израђује најчешће из два дела.

Погонска јединица је такође незаобилазни део сваког витла. Погон витла може се остварити:

- снагом мишића руку (витло за вађење воде из бунара);
- електромотором
- хидромотором
- пнеуматским мотором
- мотором са унутрашњим сагоревањем и др.

У пракси се најчешће среће витло погоњено електромотором: дизалице, кранови, витла на возилима и сл. Код бродских витала веома често се користи погон хидромотором, док се код витала која се користе као прикључне машине за тракторе, користи кардански прикључак на трактору погоњен мотором са унутрашњим сагоревањем.

Код сваког витла је веома важан преносник снаге од погонске јединице, до добоша. Као преносници снаге за ове намене користе се разни типови редуктора: редуктор са цилиндричним или коничним зупчаницима (са једним или више степени преноса), планетарни редуктор, пужни редуктор и др. Од врсте механичког преносника снаге у највећој мери зависи вучна сила која се добија од снаге погонске јединице. Код неких витала са спороходним електромоторима или хидромоторима је могуће директно везивање за добош витла.

Кочница је значајна због функције држања терета у једном положају (код дизалица), или спречавања одмотавања ужета ако терет наиђе на препреку (код бродских витала). За витла су најтипичнији следећи типови кочница:

- добош кочница;
- појасна кочница;
- магнетна кочница и др.

Ова три извођења кочница се користе код витала због њихових једноставних конструкција, и задовољавајуће поузданости. Овакви типови кочница значајно смањују и цену конструкције. Много ређе се могу наћи и други типови кочница на витлима (диск кочница, унутрашња добош кочница и др.) због компликовања конструкције и повећања цене.

Рам витла служи да обједини све делове у систем. Најчешће се изводи као заварена конструкција од челичних профила, или комбинацијом челичних плоча и профила. Рам мора да задовољи носивост витла и да обезбеди потребну крутост конструкције да при раду не би дошло до нежељених деформација.

Код витала се такође могу наћи и механизми за вођење ужета ради правилног намотавања, као и механизми који служе за компензацију вучне силе уколико терет има неке импулсе.

1.5 ПРИМЕНА ВИТАЛА У ПРАКСИ

Примена витала у пракси је веома широка. Витла се користе:

- код дизалица и кранова;
- код бродске опреме;
- код опреме за сечу дрва;

- код теренских возила;
- код рударске опреме;
- за вађење воде из бунара и др;

Витло за вађење воде из бунара је најстарије витло. Овакво витло се користи и данас. Конструкција му је веома једноставна. За осу добоша је учвршћена ручица која служи за ручно окретање витла. На добошу се намотава уже и тако се подиже посуда са водом из бунара.

Примена витала код свих врста дизаличних машина је неизбежна. Витла код дизаличних машина углавном користе електромотор као погонску јединицу, мада постоје случајеви где се користи и мотор са унутрашњим сагоревањем. Код ових витала користи се у највећем броју случајева или добош кочница или магнетна кочница.

Витла која спадају у бродску опрему имају доста различитих извођења конструкција. Врсте ових витала су:

- витла за подизање и спуштање сидра;
- витла за риболов;
- витла за вучу;
- витла за подизање и спуштање једара;
- витла за океанографска истраживања;
- витла за специјалне намене и др. [15]

Бродска витла су по својој конструкцији најсложенија. Она често имају поред свих наведених механизма и система и механизам за правилно вођење ужета при намотавању, компензатор силе у ужету и сл.

Витла која спадају у опрему за сечу дрва су веома једноставна. У највећем броју случајева имају погон преко прикључка за Карданову спојницу. Користе се за вучу оборених дрвета, или за усмеравање дрвета бри обарању. Примена им је веома широка. Код нас оваква витла називају чекрима.

Витла за теренска возила су мале, компактне конструкције. С обзиром на своју величину имају велику вучну силу. То је постигнуто уграђивањем планетарног редуктора унутар добоша. Погон им је углавном преко електромотора, а кочница, ако је имају је магнетна. Највећи задатак им је да могу да извуку заглављено теренско возило користећи неки од непокретних објеката (нпр. дрво).

1.6 МОТИВАЦИЈА

Веома сужен простор за побољшање витала, даје конструктору тежак задатак да направи нешто ново, а да то буде ефикасније и јефтиније у односу на претходна решења. Највећи акценат се баца на уштеду материјала због тренда раста цене челика у протеклих неколико година. Међутим веома тешко је да се постигну нека значајна олакшања на већ развијеним концепцијама, те се стога и концепција мора променити. Такође се мора дати и велики удео утицају на смањење трења и хабања између елемената конструкције због повећања ефикасности система. Поред водећих светских стандарда за прорачун витала, поготово код бродске опреме, мора се укључити и нека од метода поузданости по могућности у свим фазама развоја производа, да би се постигла поузданост на највећем могућем нивоу због одговорности конструкције. На основу досадашњих истраживања и искустава из индустрије, види се да постоје простори за побољшање. Међутим ти простори су веома узани, што задатку овакве природе даје још већу тежину. Додатни проблем ствара то што се овакве конструкције у скоро свим случајевима могу испитати први пут тек на терену при пуштању у рад.

Да би сви захтеви били у потпуности испуњени мора да се приступи ситемском конструисању, што захтева поседовање разних вештина конструктора. Системско конструисање подразумева:

- директан приступ проблему, што значи да мора да буде примењиво на све конструкторске активности;
- стимулише суштинско разумевање проблема и тиме олакшава пут до оптималног решења;
- да не зависи од случаја, односно да буде применљиво на различите задатке;
- да олакшава примену познатих решења на разматрани технички задатак;
- да буде прилагодљиво примени рачунара;
- да одржава модерни научни приступ руковођењу, тј. да смањује количину утрошеног рада, штеди време и спречава људске грешке. [1]

Највећа мотивација за писање овог рада дошла је од практичног искуства прво у фирми *Rapp Zastava*, па затим у посети матичној фирми *Rapp Marine Group*. Искуства стечена у фирми *Rapp Zastava* изазвала су велике жеље за усавршавањем како производа, тако и вештине конструисања. Од велике помоћи унапређењу и извођењу ове конструкције у две верзије биле су различите врсте посла обављаних у фирми *Rapp Zastava*. Од бављења документацијом за производњу, преко различитих послова у самој производњи, примећени су уски, али довољни простори за даљи развој, унапређење и побољшање постојећих производа. на исти начин подстакнуте су идеје за нове производе, који би били још конкурентнији на тржишту.

2. КОНЦИПИРАЊЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ВИТЛА

Конципирање конструкције, је веома важан корак ка остваривању извођења коначне конструкције. Најважније је да се пре конципирања конструкције јасно дефинише технички задатак који та конструкција треба да испуњава. После постављања техничког задатка формира се листа захтева која у овом конкретном случају садржи:

- функцију витла;
- податке битне за извршавање функције витла;
- радна својства витла;
- технолошка својства витла и
- економске услове.

У овом случају је направљена скраћена листа захтева због природе овог рада. Уобичејна листа захтева садржи још и ергономска својства, услове испоруке и по потреби неке специјалне захтеве.

2.1 ТЕХНИЧКИ ЗАДАТАК

Формирање техничког задатка представља први корак ка извођењу било које конструкције. Технички задатак се формира на основу захтева, жеља и могућности наручиоца конструкције. Иако је ограничен захтевима и средствима, конструктор мора да уложеним радом и знањем постигне потпуно испуњење техничког задатка у свим погледима.[1], [6]

Верзија: Лево витло

Димензије добоша: $D\ 406\ [mm]/\ d\ 990\ [mm] \times 905\ [mm]$

Капацитет намотавања: $L\ 3670\ [m]/\ d_w\ 11\ [mm]$

Пречник ужета: $d_w\ 11\ [mm]$

Улаз ужета: Испод бубња

Тип кочнице: Појасна кочница, хидраулчки погоњена, опругом контролисана

Апроксимациона тежина: $1670\ [kg]$, без ужета

Хидромотор: $3\ [l/o]$

Подаци за агрегат хидромотора:

Проток уља у моду за вучење: $190\ [l/min]$

Притисак уља у моду за вучење: $70\ [bar]$

Проток уља у моду за тегљење: $60\ [l/min]$

Притисак уља у моду за тегљење: $190\ [bar]$

Долазна снага: $37\ [kW]$

Табеларно (Табела 2.1) су дати подаци о раду витла на почетку, средини и на крају намотавања.

Табела 2.1 Потребни бројеви обртаја и вучне тежине за први, средњи и последњи слој

Слој ужета	Пречник добоша	Вуча I (извлачење рибе)	Вуча II (риболов)	Брзина одмотавања
Први	417 mm.	1,5 t /0- 80 m/min.	4,0 t /0- 20 m/min.	0-200 m/min.
Пола дужине ужета	681 mm.	0,9 t /0-131 m/min.	2,5 t /0- 33 m/min.	0-315 m/min.
Последњи	879 mm.	0,7 t /0-169 m/min.	1,9t /0- 42 m/min.	0-396 m/min.

2.2 ФУНКЦИЈА ВИТЛА

Један од најчешћих система за риболов је троллинг фишинг (*trawling fishing*). Он је заснован на избацивању мреже коју се креће хоризонтално вучена кретањем брода. Мрежа има облик вреће са раширеним улазом. Такав облик омогућава веома ефикасан и богат улов.

Систем витала за троллинг фишинг (*trawling fishing*) је веома компликован. Систем се састоји од следећих елемената:

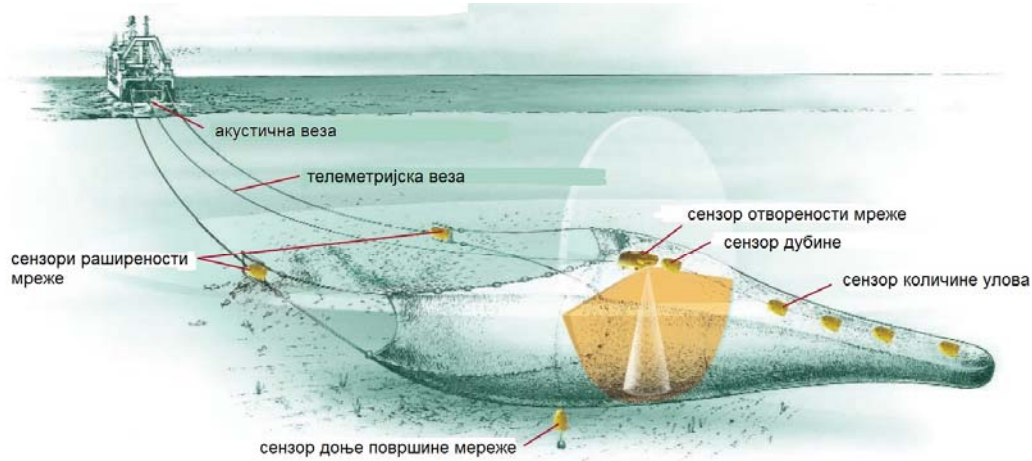
- два велика витла која служе за избацивање, тегљење и на крају извлачење пуне мреже;
- једног витла које прати та два велика и регулише помоћу ужета, на којем је на крају који се одмотава причвршћен сонар, отварање мреже;
- витла са три добоша које служи за извлачење празне мреже из мора;
- витла које служи за спуштање црева са рибљом пумпом у мрежу за испумпавање рибе на брод;
- витла које спушта рибљу пумпу и
- рибље пумпе.

Витло које је тема овог рада има најкомпликованију функцију и од њега највише зависи успешност улова. Оно мора да прати брзине два велика витла, која вуку мрежу, и такође мора помоћу сонара да даје слику величине отварања мреже. У зависности од јата риба које се лови, мрежа се отвара од делимично хоризонтално спљоштене елипсе до правилног круга, или евентуално вертикално спљоштене елипсе. Задатак сонара је да сними положај мреже и пошаље сигнал на брод одакле се коригује отварање (Слика 2.1).

Треће уже, кроз које иде телеметријска веза са сонаром, (Слика 2.1) је уже које се намотава и одмотава витлом за регулисање отварања мреже. Затезањем тог ужета преко витла добија се кружни попречни пресек, одмотавањем добија се елипса. Количина улова који се добија овим начином хватања рибе, у зависности од услова на мору и од величине мреже може да се креће и до 800 тона за једно бацање мреже.

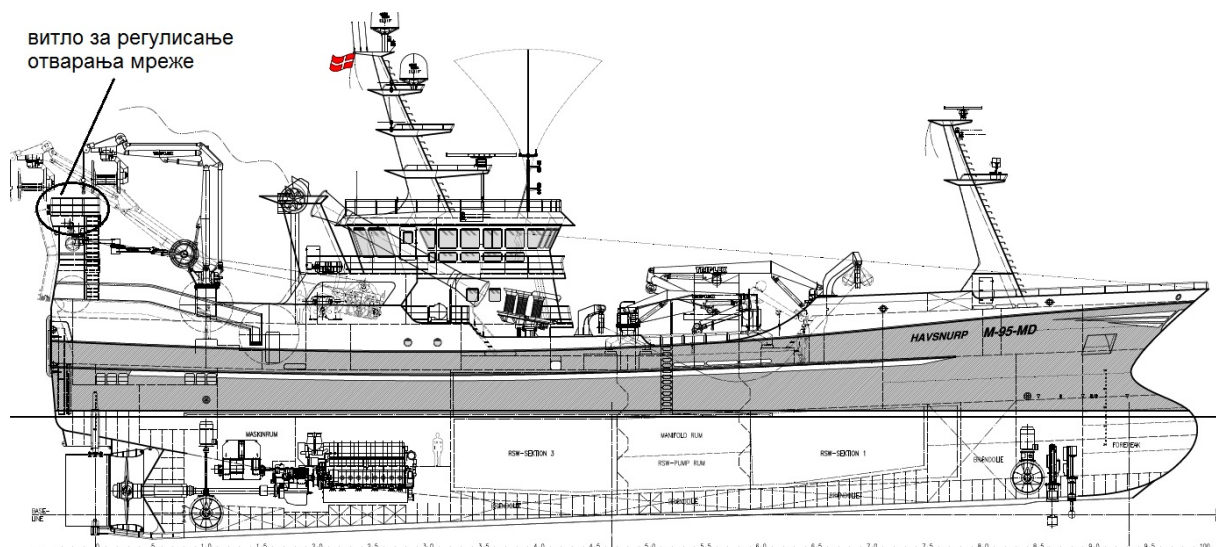
Функција витла за регулисање отварања мреже се своди на праћење кретања два велика витла и регулисања отварања мреже у зависности од формације јата риба.

Интересантно је да су сви системи за овакав начин риболова углавном сличне концепције, и не само системи за хватање рибе, него и сами бродови на који су монтирани. Највеће разлике су у величини. Сви овакви бродови и системи за риболов изгледају као фамилија призова. Сви садрже све елементе претходно наведене само умањене или увећане у зависности од величине рибарског брода.



Слика 2.1 Тролинг фишинг (*trawling fishing*) [14]

Витло се налази на задњем крају брода и доста је издигнуто у односу на палубу (Слика 2.2). Тај положај витла омогућава безбедно спуштање мерних инструмената у воду.



Слика 2.2 Позиција витла за регулисање отварања мреже[14]

Управљање овим витлом се обавља са палубе. Погонске јединице витла су хидрауличке, тако да одвођење цеви за хидраулику на ту висину може да представља проблем. Уколико би дошло од оштећења хидрауличног система мрежа би моментално морала да буде извучена на површину мора посредством два велика витла.

Дакле да би витло обављало своју функцију коректно и без грешака потребно је да буду обезбеђени следећи услови:

- хидраулички систем који погони витло мора да буде непрекоран (заштићен конструкцијом брода, од било каквих могућих оштећења);
- хидраулички систем такође мора да буде заштићен од било какве контаминације;
- контрола кретања витла мора да буде непрестано доступна и мануелно и из кабине;
- мануална контрола витла мора да се налази на безбедном месту;
- веза између сонара и кабине где се приказују резултати мора да буде без грешака и прекида;
- намотавање и одмотавање ужета на добош витла мора да буде правилно и без икаквих запињања (да би витло за отварање могло да прати велика витла) и др.

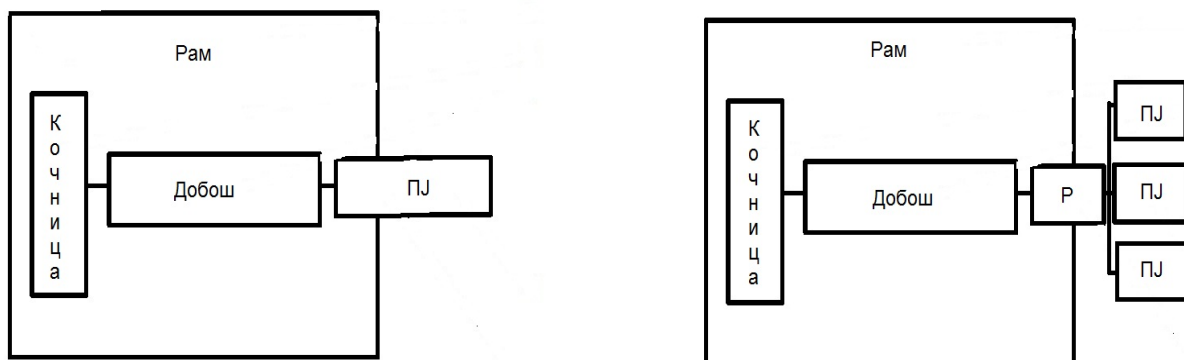
Испуњавањем ових услова добија се загарантован исправан рад система. Уз добре услове кретања јата риба и испуњених горе наведених техничких услова витла за регулисање отварања мреже, богат улов је загарантован.

2.3 ПОДАЦИ БИТНИ ЗА ИЗВРШАВАЊЕ ФУНКЦИЈЕ ВИТЛА

Да би се функција витла извршавала правилно најбитније је да витло за регулисање отварања мреже прати два велика витла која вуку мрежу. Такође, да би функција овог витла била у потпуности испуњена, оно мора да се креће у неким моментима брже или спорије у зависности од формације јата риба. Та убрзавања или успорења се контролишу из кабине преко електронског система који контролише извршне хидрауличке компоненте.

Ту се јавља проблем. Наиме нагле промене брзине и смера окретања витла доводе до мањих или већих ударних сила на компоненте витла. Због тога се ово витло и разматра у две варијанте (Слика 2.3) :

- варијанта са једном погонском јединицом и
- варијанта са три погонске јединице.



Слика 2.3 а) шема извођења конструкције витла са једном погонском јединицом;
б) шема извођења са три погонске јединице

Варијанта извођења конструкције витла са једном погонском јединицом је, на први поглед, једноставнија. Међутим, код оваквог извођења добија се већа маса конструкције и мања компактност због велике масе и габарита хидромотора који се

користи као погонска јединица. Такође, код оваквог извођења јављају се веће ударне силе због концентрисаности снаге хидромотора директно на рукавац добоша. Једина предност ове конструкције је једноставније извођење хидрауличног система за погон хидромотора.

Варијанта извођења конструкције са три погонске јединице је у погледу производње мало компликованија од варијанте са једном погонском јединицом. Ова варијанта је компактнија од претходне због мање масе целокупне конструкције и мањег заузимања простора. Код ове варијанте на добош се монтира прво механички преносник, па се тек на преноснику монтира хидраулички систем са погонским јединицама. Механички преносник је изведен компактно као једностепени редуктор са три погона. Кућиште преносника је изведено по угледу на планетарне преноснике, са веома малим габаритима и веома великим потенцијалима за пренос снаге. Пошто постоје три погонске јединице, њихови габарити и маса су знатно мањи него код верзије са једном погонском јединицом. Остали делови конструкције, мање-више, остају исти. Захтеви који морају бити испуњени (Табела 2.1) се мало теже добијају код друге верзије извођења конструкције.

2.4 РАДНА СВОЈСТВА ВИТЛА

Као што је претходно наведено, ово витло има функцију праћења два велика витла и контролисања отварања мреже за хватање рибе. У зависности од мода у ком ради витло мора да има могућност промене броја обртаја добоша.

Ако би се на витлу уграђивале електричне погонске јединице (електромотори) промена броја обртаја би била регулисана фреквентним регулатором напона електричне струје за асинхроне моторе.

Ако би се на витлу уграђивале хидрауличке погонске јединице, промена броја обртаја добоша преко хидрауличке инсталације. Промена се врши променом протока и притиска у цевима инсталације. Та промена се врши преко хидроблока у коме се налазе електронски вентили који се контролишу из кабине брода.

Витло за регулацију отварања мреже треба да има три брзине (Табела 2.1) :

1. Брзину при избацивању мреже
2. Брзину при риболову и
3. Брзину при извлачењу мреже.

Те брзине морају да буду усклађене са два велика витла која служе да вуку целу мрежу.

У случају прве верзије овог витла са једним хидромотором, све промене брзине и обртног момента би ишле преко хидромотора директно на рукавац добоша. Овде се цео обртни момент концентрише на излаз из хидромотора, што би могла да буде веома критична тачка. Међутим, код оваквог решења промене броја обртаја преко хидромотора се изводе врло једноставно, због тога што се контролише проток и притисак само на једној улазној цеви у хидромотор.

Извођење конструкције са три хидромотора мало компликује извршавање функције. Код овог извођења се морају контролисати и бити усклађени и притисци и протоци код сва три хидромотора, што није проблем. За овакво извођење потребан је компликованији хидроблок. Али код оваквог извођења као посредник између погонских јединица и добоша витла постоји механички преносник. Он омогућава компензацију оптерећења на рукавац вратила, такође омогућава већи обртни момент због преносног односа у самом преноснику.

Такође, ово витло мора да има и кочницу, која ће бити хидраулички управљана. Кочница обавља своју функцију преко хидроцилиндра који у себи има опругу за

аутоматско враћање у неутрални положај. Кочница има улогу да заустави добош витла у неким моментима кад је отварање мреже идеално и да тада буде постигнут што већи улов.

Систем вођења ужета преко ланчаног преносника је повезан са добошем. Овде се такође мора водити рачуна о усклађености брзина добоша и брзине кретања кутије кроз коју пролази уже, да би се добило што правилније намотавање.

Рам повезује све ове делове витла у компактну конструкцију. Рам се састоји од два лима који су повезани стандардним правоугаоним шупљим профилима. Витло се за стопе, које се заварују за брод, везује завртњевима.

Извршавање функције и еквивалентна радна својства код обе верзије витла су веома лако изводљива. Наиме, због врсте погонске јединице, за коју се користи један хидромотор у првој верзији, или три хидромотора у другој верзији, веома лако се могу ускладити све брзине витла које прописује технички задатак.

2.5 ТЕХНОЛОШКА СВОЈСТВА ВИТЛА

Технологија израде овог витла, за обе верзије, се у највећој мери своди на сечење лимова, и њихово заваривање. После сечења и заваривања долази механичка обрада. Остали делови се набављају као готова роба. На крају производње сваког дела, који је изложен спољним утицајима, веома је битна површинска заштита. Наиме, овакви системи, којем ово витло припада, раде у веома агресивним срединама. Највеће разарање материјала изаива корозија услед великог садинитета ваздуха, како на отвореном мору, тако и у луци. Ту су још и временски услови, као што су: киша, високе и ниске температуре и сл. Дакле све делове који су изложени спољним утицајима је неопходно заштити.

Листа потребних машина, алата и прибора за производњу овог витла се своди на:

- машина за гасно сечење (ЦНЦ) ;
- машина за савијање лимова;
- апарат за МИГ/МАГ заваривање;
- универзални струг;
- универзална глодалица;
- хоризонтална бушилица;
- комплет баварских алата и прибора
- машина за савијање цеви
- машина за пертловање цеви
- опрема за заштиту и фабрање.

Стога се изводи закључак да се ово витло може израдити у добро опремљеној машинској радионици, без потребе за скупим машинама као што су ЦНЦ стругови и глодалице.

2.6 ЕКОНОМСКИ УСЛОВИ ПРОИЗВОДЊЕ ВИТЛА

О економским условима производње потребно је извршити детаљну процену. Конструкција витла за регулисање отварања мреже конципирана је тако да се сви делови и материјали могу брзо и релативно лако набавити.

Конструкцију овог витла краси једноставност делова од којих је изведено. При конципирању водило се рачуна да сваки део буде изведен да се до коначне монтаже дође у што мање операција. Сви склопови су изведени тако да се може лако приступити механичкој обради а касније и монтажи. Сви ти ситни детаљи имају знатан утицај на

цену коначног производа. Такође се водило рачуна и о стандардним деловима, који се народски зову готова роба, да буду лаки и релативно јефтини за набавку.

Коначну цену производње не само овог витла могу да сниже још и следећи фактори:

- набавка материјала мора да буде спроведена у договореном року;
- набавка стандардних делова мора да буде спроведена у договореном року;
- гасно сечење и чишћење делова мора да буде са што мање грешака и шкартова;
- савијање лимених трака за добош кочнице и за механики преносник мора да буде са што мање одступања;
- термичка и хемијска обрада за ланчанике и преноснике би требала да постоји у оквиру радионице где се витло производи;
- механичка обрада после евентуалних деформација од заваривања би требала да буде сведена на минимум;
- механичка обрада стандардних профила (цеви и сл.) би требала да буде сведена на минимум (набавка не сме да дозволи да се у производњу пусте шкарт профили);
- грешке приликом механичке обраде, услед грешака при изradi документације за производњу, би требале да се сведу на минимум;
- тимски рад између свих који су задужени за производњу, од конструктора, преко набавке и технологије до последњег дела при монтажи и
- организација рада у целом предузећу би кроз тимски рад и учествовање свих запослених требала да се подигне на највиши могући ниво.

Веома је тешко утицати на све ове факторе. Међутим, довољним утицањем на њих добили би се следећи резултати:

- квалитетнији производ;
- испорука у договореном року;
- уштеда материјала, времена а самим тим и новца;
- опште задовољство свих запослених и
- повећавање репутације предузећа са тенденцијом ка новим пословима и задовољним муштеријама.

Покушајем да се побољшају претходно наведени фактори, сигурно би се добило много више него што би се изгубило.

3. ПРОРАЧУН ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНАТА ВИТЛА

3.1 ПРОРАЧУН СНАГЕ НА ВИТЛУ

Прорачун снаге за обе верзије витла може се извести из прорачуна снаге преносника из машинских елемената и из прорачуна снаге за транспортне машине. Прорачун снаге за прву верзију витла своди се на множење тежине и брзине ужета. Хидромотор за ову верзију је директно везан озубљењем за рукавац добоша, те не постоје никакви губици снаге. У масу која треба да се повуче на првом слоју већ су урачунати:

- маса ужета;
- маса мерног инструмента и
- маса која мора да се повуче.

$$m = 4[t]$$

$$g = 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_w = m \cdot 10^3 \cdot g = 4 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 39240[N]$$

Одавде се добија вучна сила од $F_w = 39,24 [kN]$.

Брзина на првом слоју за тежину израчунату горе износи $20 [m/min]$.

$$v = 20[m/min] = 20/60[m/s] = 0,333[m/s]$$

$$P_{HM} = F_w \cdot v \cdot S = 0,333 \cdot 39240 \cdot 1,5 = 19,6[kW]$$

Урачунавањем и степена сигурности $S=1,5$ добија се да потребна снага хидромотора за прву верзију витла износи $19,6[kW]$. Степен сигурности S се уводи као степен сигурности због могућих неповољних услова при риблову на отвореном мору.

У прорачун снаге друге верзије са три хидромотора морају да се узму у обзир и губици снаге на зупчаницима.

$$v = 20[m/min] = 20/60[m/s] = 0,333[m/s]$$

$$P_{HM} = \frac{F_w \cdot v}{\eta \cdot 3} \cdot S = \frac{0,333 \cdot 39240}{0,98 \cdot 3} \cdot 1,5 = 6,667[kW]$$

$$P = 3 \cdot P_{HM} = 3 \cdot 6,667 = 20[kW]$$

Пошто су губици снаге у цилиндричним зупчаницима са правим зубима веома мали, а степен искоришћења је доста велики добија се слична потребна снага као код верзије са једним хидромотором. Ток снаге од погона кроз добош и на крају добоша одлази кроз ланчани преносник на механизам за намотавање ужета. Степен сигурности

је довољан да се потрошња снаге механизма за намотавање ужета не рачуна посебно. Потребна снага за механизам за намотавање ужета износи приближно 5 процената од укупне прорачунате снаге са степеном сигурности што би у оба случаја било око $1[kW]$.

3.2 ПРОРАЧУН ПРИТИСКА НА ДОБОШ И ДОБОШ КОЧНИЦЕ ВИТЛА

Прорачун добоша витла и добоша кочнице на притисак је извршен по DNV[11] (*Det Norske Veritas*) стандарду. Прорачун је аутоматизован у програму *MS Excel*. Ознаке су прилагођене SRPS[13] стандарду. Резултати прорачуна су дати директно из Ексела (Табела 3.1).

Табела 3.1 Резултати прорачуна на притисак добоша витла и добоша кочнице

Calculation of drum pipe for winches				
Color bar	Input			
	Result			
Material	Standard			
C0561	SRPS			
S355J2G3	EUROCODE			
Input>				Formulas
Wire or rope diameter	$d_w =$	11	[mm]	
Drum (pipe) diameter	$D =$	406	[mm]	
Dynamic coefficient	$\psi =$	1		
Layer constant	$C =$	1.75		
(one layer $C=1$, more than one layer $C=1.75$)				
Mass	$m =$	4	[t]	
Hoop stress				
Winch pull	$F_w =$	39240	[N]	$F_w = m \cdot 10^3 \cdot g$
Safety factor	$S =$	0.85		
Material yield stress	$R_{eH} =$	355	[N/mm ²]	$\sigma_d = R_{eH} \cdot S$
Allowed stress	$\sigma_d =$	301.75	[N/mm ²]	$t_p = \frac{F_w}{\sigma_d \cdot d_w} \cdot C$
Drum pipe thickness	$t_p =$	20.68841		

Табела 3.1 Наставак

				$p_s = \frac{2 \cdot t_p}{3 \cdot D} \cdot \sigma_d \cdot s$
Pressure at shields	$p_s =$	8.713166	[N/mm ²]	
				$p_p = 3 \cdot p_s$
Pressure at pipe	$p_p =$	26.1395	[N/mm ²]	
Pressure at shields				
				$p_{sq} = \frac{p_s}{3}$
Square pressure at shields	$p_{sq} =$	2.904389	[N/mm ²]	
Shear pressure at shields	$\tau_s = p_s =$	8.713166	[N/mm ²]	
Torque on drum pipe	$T_p =$	7965720	[Nmm]	
Geometrical check calculation	$D/d_w =$	36.90909	>	18
			POSITIVE	

3.3 ИЗБОР УЖЕТА ВИТЛА

На основу пречника ужета из спецификације и прорачунске силе кочнице F_B бира се уже следећих карактеристика (Слика 3.1) :

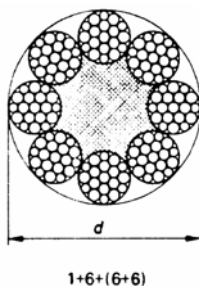
Тип ужета: $d_w = 11$ [mm] челично армирано уже

Вучна сила:

$$F_W = m \cdot 10^3 \cdot g = 4 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 39240 [N]$$

$$F_B = F_W \cdot S_B = 39240 \cdot 1,5 = 58860 [N]$$

Изабрано уже: SRPS C.H1.096[13]
 8 x 19 = 152 Warrington
 $d_w = 11$ [mm] челично армирано уже
 $M = 0,514$ [kg/m], $F_{r2} = 64,3$ [kN]



Слика 3.1 Попречни пресек изабраног ужета

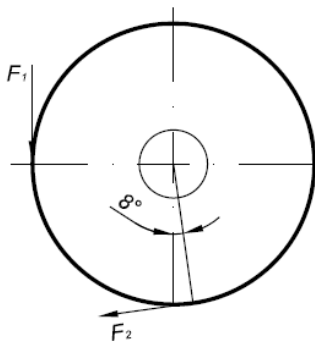
3.4 ПРОРАЧУН СИЛА КОД ПОЈАСНЕ КОЧНИЦЕ

Максимална кочиона сила F_B је израчуната у претходном поглављу, код избора ужета. На основу максималне кочионе силе рачуна се момент кочења M_B .

Угао радног захвата кочнице је преузет из старе конструкције витла. Силе које делују код појасне кочнице се прорачунавају по следећим параметрима:

- коефицијент трења $\mu = 0,3$
- угао захвата кочнице $\alpha = 262^\circ = 262^\circ \cdot \frac{2\pi}{360} = 4,5753[\text{rad}]$
- момент кочења $M_B = F_B \cdot \frac{D}{2} = 58860 \cdot 0,2085 = 12272[\text{Nm}]$

Израчунавање сила (Слика 3.2) на облоги кочнице се добија решавањем следећег система једначина:



Слика 3.2 Деловање сила

$$\begin{aligned} \frac{F_1}{F_2} &= e^{\mu\alpha} \\ M_B &= (F_1 - F_2) \cdot \frac{D}{2} \end{aligned} \quad (1) \wedge (2)$$

$$(1) \Rightarrow F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$

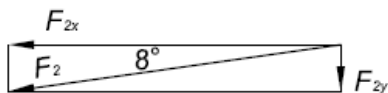
$$F_1 = F_2 \cdot 3,942$$

$$(2) \Rightarrow M_B = (F_2 \cdot 3,942 - F_2) \cdot \frac{D}{2}$$

$$F_2 = \frac{M_B \cdot 2}{D \cdot 2,942} = \frac{12272 \cdot 2}{0,3 \cdot 2,942} = 13905[\text{N}]$$

$$F_1 = F_2 \cdot 3,942 = 13905 \cdot 3,942 = 54812[\text{N}]$$

Због природе деловања силе F_2 потребно је да се она разложи на хоризонталну и вертикалну компоненту (Слика 3.3) ради урачунавања у оптерећење добоша:



Слика 3.3 Разлагање силе F_2

$$F_2 = 13905[\text{N}]$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos 8^\circ = 13905 \cdot \cos 8^\circ = 13770[\text{N}]$$

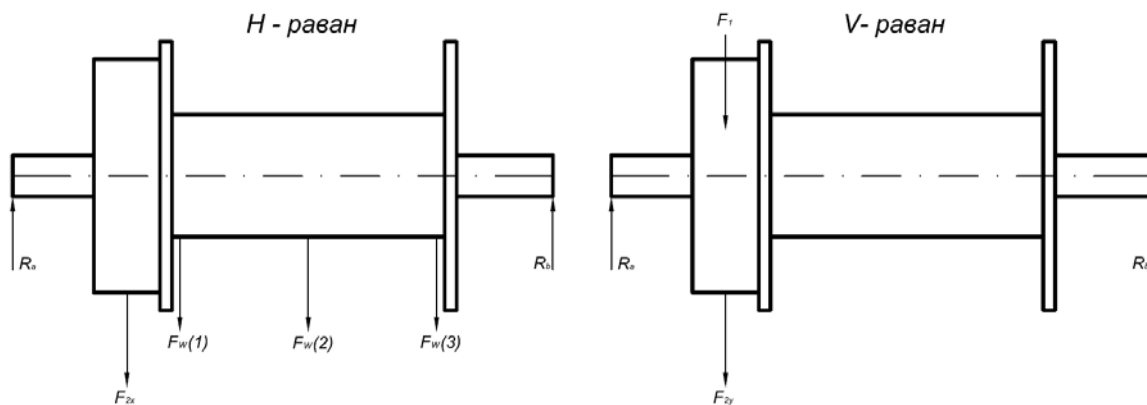
$$F_{2y} = F_2 \cdot \tan 8^\circ = 13905 \cdot \tan 8^\circ = 1954[\text{N}]$$

3.5 ПРОРАЧУН СИЛА И МОМЕНАТА САВИЈАЊА НА ДОБОШУ ВИТЛА

Прорачун отпора улежиштења на рукавце добоша изводи се у три критичне тачке (Слика 3.4), а силе се разлажу на оне које делују у вертикалној равни и оне које делују у хоризонталној равни. За дејство сила у хоризонталној равни постоје три случаја:

- када је уже на првом слоју поред бочне стране добоша кочнице;
- када је уже на првом слоју на средини;
- када је уже на првом слоју на другом крају добоша витла.

За прорачун отпора улежиштења, у вертикалној равни, код добоша овог витла, на рукавце добоша постоји само један случај за прорачун, због природе намотавања ужета. Наиме, у вертикалној равни делују само силе од кочионе облоге.

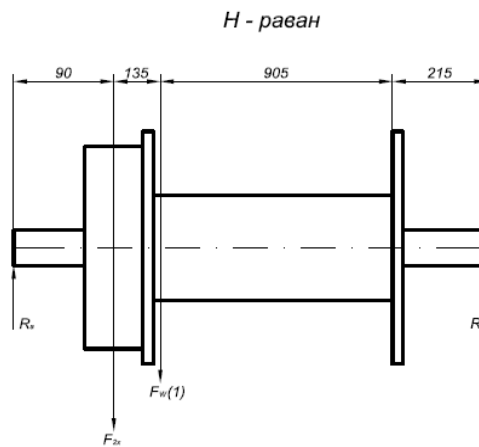


Слика 3.4 Дејства сила и отпора ослонаца на добош у хоризонталној и вертикалној равни

Након израчунавања отпора улежиштења и момената савијања по равнима врши се њихово слагање. Добијени резултати се користе за даљи прорачун и анализе елемената витла помоћу рачунара. Отпори улежиштења и дијаграми савијања су рађени ручно, мада у циљу убрзања процеса конструисања витла било би добро да се овај процес аутоматизује применом неког софтвера (нпр. *MS Excel*).

3.5.1 Прорачун отпора улежиштења у хоризонталној равни када је уже у положају (1)

Шема оптерећења за положај (1) дата је на слици (Слика 3.5):



Слика 3.5 Шема оптерећења на добошу у хоризонталној равни када је уже у положају (1)

Решавање отпора улежиштења се врши на следећи начин:

$$F_w = F_w \cdot s = 39240 \cdot 1,1 = 43164 [N]$$

$$\sum x_i = 0$$

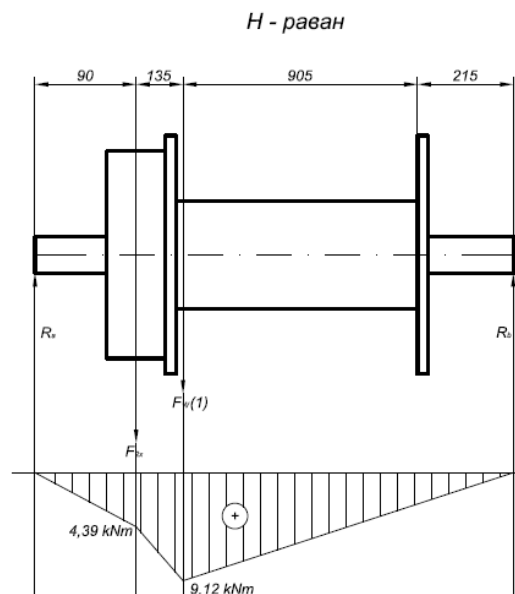
$$\sum x_i = R_a - F_{2x} - F_w + R_b = 0(1)$$

$$\sum M_a = F_{2x} \cdot 90 + F_w \cdot 225 - R_b \cdot 1345 = 0(2)$$

$$(2) \Rightarrow R_b = \frac{F_{2x} \cdot 90 + F_w \cdot 225}{1345} = \frac{13770 \cdot 90 + 43164 \cdot 225}{1345} = 8142 [N]$$

$$(1) \Rightarrow R_a = F_{2x} + F_w - R_b = 13770 + 43164 - 8142 = 48792 [N]$$

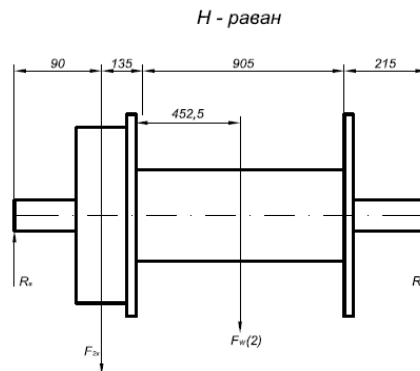
Дијаграм момента савијања је дат на слици (Слика 3.6):



Слика 3.6 Дијаграм момента савијања у хоризонталној равни када је уже у положају (1)

3.5.2 Прорачун отпора улежиштења у хоризонталној равни када је уже у положају (2)

Шема оптерећења за положај (2) дата је на слици (Слика 3.7):



Слика 3.7 Шема оптерећења на добошу у хоризонталној равни када је уже у положају (2)

Решавање отпора улежиштења се врши на следећи начин:

$$F_w = F_w \cdot s = 39240 \cdot 1,1 = 43164 [N]$$

$$\sum x_i = 0$$

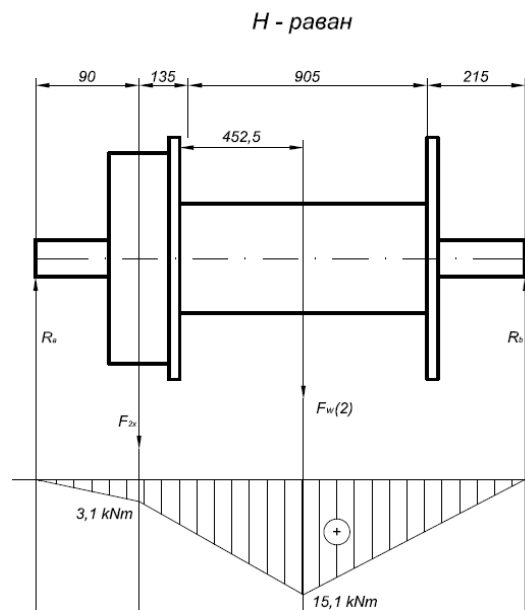
$$\sum x_i = R_a - F_{2x} - F_w + R_b = 0(1)$$

$$\sum M_a = F_{2x} \cdot 90 + F_w \cdot 677,5 - R_b \cdot 1345 = 0(2)$$

$$(2) \Rightarrow R_b = \frac{F_{2x} \cdot 90 + F_w \cdot 677,5}{1345} = \frac{13770 \cdot 90 + 43164 \cdot 667,5}{1345} = 22664 [N]$$

$$(1) \Rightarrow R_a = F_{2x} + F_w - R_b = 13770 + 43164 - 22664 = 34270 [N]$$

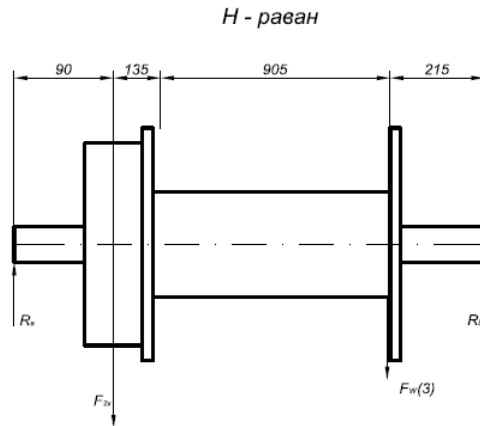
Дијаграм момента савијања је дат на слици (Слика 3.8):



Слика 3.8 Дијаграм момента савијања у хоризонталној равни када је уже у положају (2)

3.5.3 Прорачун отпора улежиштења у хоризонталној равни када је уже у положају (3)

Шема оптерећења за положај (3) дата је на слици (Слика 3.9):



Слика 3.9 Шема оптерећења на добошу у хоризонталној равни када је уже у положају (3)

Решавање отпора улежиштења се врши на следећи начин:

$$F_w = F_w \cdot s = 39240 \cdot 1,1 = 43164[N]$$

$$\sum x_i = 0$$

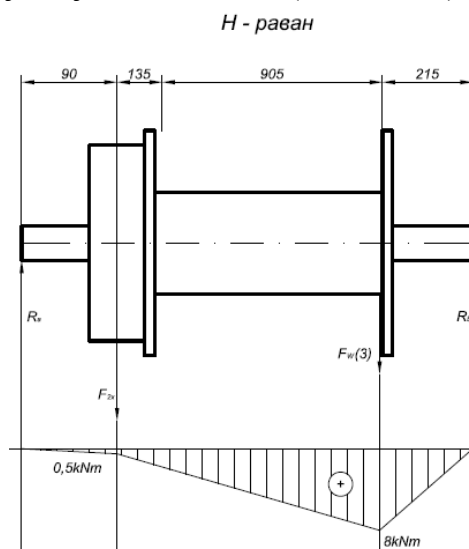
$$\sum x_i = R_a - F_{2x} - F_w + R_b = 0(1)$$

$$\sum M_a = F_{2x} \cdot 90 + F_w \cdot 1130 - R_b \cdot 1345 = 0(2)$$

$$(2) \Rightarrow R_b = \frac{F_{2x} \cdot 90 + F_w \cdot 1130}{1345} = \frac{13770 \cdot 90 + 43164 \cdot 1130}{1345} = 37186[N]$$

$$(1) \Rightarrow R_a = F_{2x} + F_w - R_b = 13770 + 43164 - 37186 = 19748[N]$$

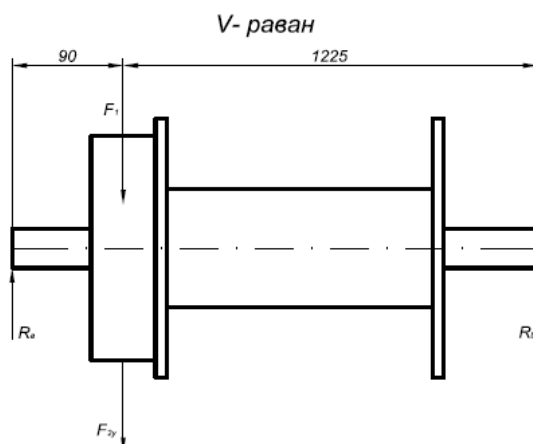
Дијаграм момента савијања је дат на слици (Слика 3.10):



Слика 3.10 Дијаграм момента савијања у хоризонталној равни када је уже у положају (3)

3.5.4 Прорачун отпора улежиштења у вертикалној равни

Шема оптерећења за вертикалну равн дата је на слици (Слика 3.11):



Слика 3.11 Шема оптерећења на добошу у вертикалној равни

Решавање отпора улежиштења се врши на следећи начин:

$$F_1 = 54812[N] \wedge F_{2y} = 1954[N]$$

$$\sum x_i = 0$$

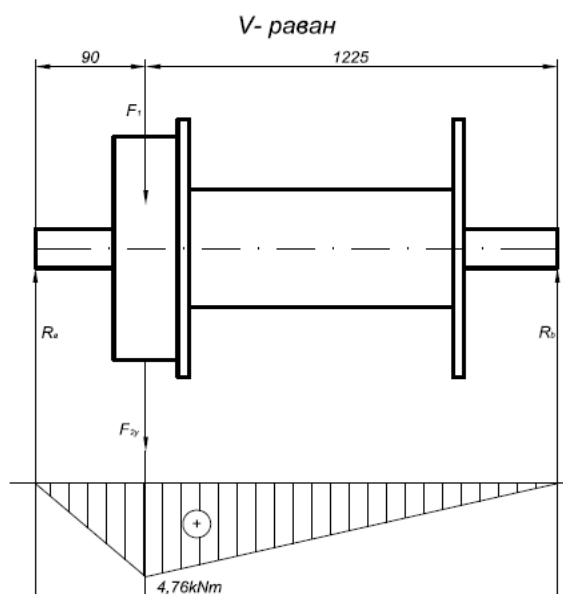
$$\sum x_i = R_a - F_1 - F_{2y} + R_b = 0(1)$$

$$\sum M_a = F_1 \cdot 90 + F_{2y} \cdot 90 - R_b \cdot 1345 = 0(2)$$

$$(2) \Rightarrow R_b = \frac{F_1 \cdot 90 + F_{2y} \cdot 90}{1345} = \frac{54812 \cdot 90 + 1954 \cdot 90}{1345} = 3798[N]$$

$$(1) \Rightarrow R_a = F_1 + F_{2y} - R_b = 54812 + 1954 - 3798 = 52967[N]$$

Дијаграм момента савијања је дат на слици (Слика 3.12):



Слика 3.12 Дијаграм момента савијања у вертикалној равни

3.5.5 Одређивање резултујућих сила и момената

Када су отпори улежиштења израчунати, приступа се одређивању њихових резултујућих вредности. Овај поступак је неопходан ради добијања резултата за даље прорачуне и анализе.

– Резултујући моменти савијања у карактеристичним положајима

$$(1) \Rightarrow M_{R1} = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{9,12^2 + 4,25^2} = 10,06[kNm]$$

$$(2) \Rightarrow M_{R2} = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{15,13^2 + 2,54^2} = 15,34[kNm]$$

$$(3) \Rightarrow M_{R3} = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{7,99^2 + 0,82^2} = 8,03[kNm]$$

– Резултујуће силе у карактеристичним положајима и углови њихових дејстава у односу на позитиван смер x - осе

$$(1) \Rightarrow R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{48792^2 + 52967^2} = 72015[N]$$

$$\beta = \arctan \frac{R_{ay}}{R_{ax}} = \arctan \frac{52967}{48792} = 47,35^\circ$$

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{8142^2 + 3798^2} = 8984[N]$$

$$\beta = \arctan \frac{R_{by}}{R_{bx}} = \arctan \frac{3798}{8142} = 25,01^\circ$$

$$(2) \Rightarrow R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{34270^2 + 52967^2} = 63087[N]$$

$$\beta = \arctan \frac{R_{ay}}{R_{ax}} = \arctan \frac{52967}{34270} = 57,01^\circ$$

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{22664^2 + 3798^2} = 22980[N]$$

$$\beta = \arctan \frac{R_{by}}{R_{bx}} = \arctan \frac{3798}{22664} = 9,51^\circ$$

$$(3) \Rightarrow R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{19748^2 + 52967^2} = 56434[N]$$

$$\beta = \arctan \frac{R_{ay}}{R_{ax}} = \arctan \frac{52967}{19748} = 69,55^\circ$$

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{37186^2 + 3798^2} = 37379[N]$$

$$\beta = \arctan \frac{R_{by}}{R_{bx}} = \arctan \frac{3798}{37186} = 5,83^\circ$$

Када је слагање сила урађено, ради бољег прегледа требао би да се направи табеларни приказ резултата (Табела 3.2). Табеларним приказивањем резултата постиже

се веома олакшано приступање резултатима који су потребни за даље прорачуне и анализе конструкције.

Табела 3.2 Резултујуће силе и углови њихових дејстава

Случај	Хоризонталне силе		Вертикалне силе		Резултујуће силе			
	$R_{ax}[N]$	$R_{bx}[N]$	$R_{ay}[N]$	$R_{by}[N]$	$R_a[N]$	β	$R_b[N]$	β
1	48792	8142	52967	3798	72015	$47,35^0$	8984	$25,01^0$
2	34270	22664			63081	$57,01^0$	22980	$9,51^0$
3	19748	37186			56434	$69,55^0$	37379	$5,83^0$

3.6 ОДРЕЂИВАЊЕ КОРАКА ЗАВОЈНИЦЕ КОД ЗАВОЈНОГ ВРЕТЕНА

Одређивање корака завојнице код завојног вретена је тесно повезано са ланчаним преносником који покреће завојницу. Завојно вретено мора да се окрене толико пута да кутија за вођење ужета пређе пут од дужине добоша витла за време док добош изврши намотавање првог слоја ужета.

Користећи следеће претпоставке лако се долази до корака завојнице и преносног односа ланчаног преносника:

- први слој ужета на добошу витла се помоћу вођице намотава у осамдесет навојака;
- први слој ужета се мота на добош витла без грешке;
- ланчани преносник ради без грешака, са константним преносним односом.

Ради лакше промене смера кретања мора да се изабере крупнији корак завојнице на завојном вретену. Код ове конструкције изабран је корак завојнице од 56 [mm].

$$L = 905[mm]$$

$$p = 56[mm]$$

$$n = \frac{L}{p} = \frac{905}{56} \approx 16$$

$$u = \frac{80}{16} = 5$$

Из претходног прорачуна је изабрано да завојно вретено има 16 навојака са кораком од 56 [mm]. Одатле се лако рачуна преносни однос ланчаног преносника који износи 5. За профил завојнице изабран је квадрат димензија 10 x 10[mm], због најлакше промене смера кретања навртке.

4. ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА ВИТЛА ПОМОЋУ РАЧУНАРА

Прорачун елемената витла помоћу рачунара је извршен у програмском пакету Аутодеск Инвентор (*Autodesk Inventor*) [8] у дизајн окружењу (*Design*). Дејства сила су преузета из претходног прорачуна који је великим делом базиран на DNV стандард (*Det Norske Veritas*). [11] Резултати прорачуна помоћу рачунара су приказани помоћу табела, слика и графика. Сви резултати су преузети изворно из програма, а неке методе које програм користи за прорачун се поклапају са методама прорачуна по SRPS стандарду.

4.1 ПРОРАЧУН ЛЕЖАЈА ДОБОША СА СТРАНЕ ПОГОНА

Прорачун овог лежаја је извршен по ISO 281:1990 [12] стандарду. Прорачун свих лежајева је изведен као провера изабраног лежаја за одређени пречник рукавца или вратила, који је добијен прорачуном. Уколико изабрани лежај не би задовољио прорачун провере, што је редак случај, прибегава се повећању пречника, или неким другим методама ради уграђивања већег лежаја. Прорачун провере се врши подешавањем фактора који би опонашали реалне услове рада лежаја.[4] Прорачун лежаја добоша који се налази са стране погона је идентичан за обе верзије витла и његов резултат је дат по следећим табелама:

Табела 4.1 Улазни подаци о лежају добоша са стране погона

Bearing radial load	F_r	37379 N
Bearing axial load	F_a	0 N
Speed	n	20 rpm
Required static safety factor	S_0	2.0 ul

Код улазних података о лежају добоша са стране погона уноси се радијална сила која је израчуната као отпор ослоња и дата у табели (Табела 3.2), и уноси се број обртаја вратила који је у опсегу броја обртаја добоша витла најнеповољнији по лежај.

Табела 4.2 Подаци о лежају добоша са стране погона

Designation		BS 292: (VII) (Metric) (22218 - 90 x 160 x 40)
Bearing inside diameter	d	90.000 mm
Bearing outside diameter	D	160.000 mm
Bearing width	B	40.000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	15 deg
Basic dynamic load rating	C	285000 N
Basic static load rating	C_0	360000 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 (Табела 4.2) су дати каталошки подаци о лежају, у горњем делу табеле, док су у доњем дати подаци о деловању радијалне силе на лежај. С обзиром на место уграђивања у програму се бира начин подмазивања лежаја (Табела 4.3). Лежај добоша са стране погона се као и сви остали лежајеви подмазује у уљу.

Табела 4.3 Подаци о подмазивању лежаја добоша са стране погона

Friction factor	μ	0.0011 ul
Lubrication		Oil

У табели (Табела 4.4) су дати подаци о прорачунској методи која је коришћена за проверу овог лежаја, жељени број радних сати и коефицијент поузданости лежаја који је у овом случају провераван на 0,95.

Табела 4.4 Подаци о веку трајања лежаја добоша са стране погона

Calculation Method		ISO 281-1990
Required rating life	L_{req}	10000 hr
Required reliability	R_{req}	95 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

Табела 4.5 Резултати прорачуна лежаја добоша са стране погона

Basic rating life	L_{10}	3990600 hr
Adjusted rating life	L_{na}	2470785 hr
Calculated static safety factor	s_{0c}	9.63108 ul
Power lost by friction	P_z	2.32511 W
Necessary minimum load	F_{min}	7200 N
Static equivalent load	P_0	37379 N
Dynamic equivalent load	P	22427 N
Over-revolving factor	k_n	0.000 ul
Life adjustment factor for reliability	a_1	0.62 ul
Temperature factor	f_t	1.00 ul
Equivalent speed	n_e	20 rpm
Minimum speed	n_{min}	20 rpm
Maximum speed	n_{max}	20 rpm
Strength Check		Positive

Из табеле (Табела 4.5) која је добијена као табела за излазне резултате, може се закључити да лежај изабран за ово лежишно место не само да задовољава проверу него да може да има вишеструко дужи век трајања од захтеваног, због релативно малих оптерећења на лежишно место, а велике носивости лежаја.

4.2 ПРОРАЧУН ЛЕЖАЈА СА СТРАНЕ ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСНИКА

Прорачун овог лежаја је извршен идентично као прорачун претходног. Једина разлика је скоро двоструко веће дејство силе на лежишном месту. Прорачун лежаја који се налази са стране ланчаног преносника је идентичан за обе верзије витла и његов резултат је дат по следећим табелама:

Табела 4.6 Улазни подаци о лежају са стране ланчаног преносника

Bearing radial load	F_r	72015 N
Bearing axial load	F_a	0 N
Speed	n	20 rpm
Required static safety factor	S_0	2.0 ul

Табела 4.7 Подаци о лежају са стране ланчаног преносника

Designation		BS 292: (VII) (Metric) (22218 - 90 x 160 x 40)
Bearing inside diameter	d	90.000 mm
Bearing outside diameter	D	160.000 mm
Bearing width	B	40.000 mm
Nominal contact angle of the bearing	α	15 deg
Basic dynamic load rating	C	285000 N
Basic static load rating	C_0	360000 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	0.30 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

Табела 4.8 Подаци о веку трајања лежаја са стране ланчаног преносника

Calculation Method		ISO 281-1990
Required rating life	L_{req}	10000 hr
Required reliability	R_{req}	95 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

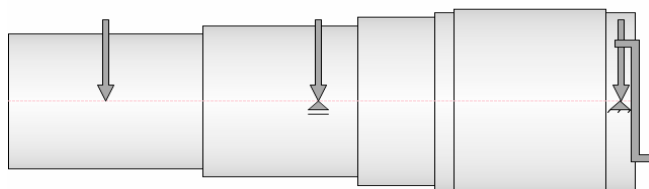
Подаци о подмазивању су идентични као за претходни лежај. И за овај лежај, као и за претходни за коефицијент поузданости се узима вредност од 0,95 и жељени век трајања од десет хиљада радних часова.

Табела 4.9 Резултати прорачуна лежаја са стране ланчаног прносника

Basic rating life	L_{10}	448457 hr
Adjusted rating life	L_{na}	277663 hr
Calculated static safety factor	S_{0c}	4.99896 ul
Power lost by friction	P_z	4.47959 W
Necessary minimum load	F_{min}	7200 N
Static equivalent load	P_0	72015 N
Dynamic equivalent load	P	43209 N
Over-revolving factor	k_n	0.000 ul
Life adjustment factor for reliability	a_1	0.62 ul
Temperature factor	f_t	1.00 ul
Equivalent speed	n_e	20 rpm
Minimum speed	n_{min}	20 rpm
Maximum speed	n_{max}	20 rpm
Strength Check	Positive	

4.3 ПРОРАЧУН РУКАВЦА ДОБОША СА СТРАНЕ ПОГОНА

Рукавац добоша се прорачунава према деловањима сила које су израчунате у основном прорачуну. Метода прорачуна коју користи софтвер је идентична методи која користи еквивалентни момент за одређивање пречника вратила. Резултати прорачуна рукавца дати су преко табела и графика:

**Слика 4.1** Шема оптерећења рукавца добоша са стране погона

У табели (Табела 4.10) су дате силе и места њиховог деловања на рукавац добоша. Силе које су унете као оптерећење рукавца су преузете из прорачуна основних елемената витла из табеле (Табела 3.2). Следеће две табеле (Табела 4.11 и Табела 4.12) приказују резултате отпора ослонаца и резултате укупног прорачуна.

Табела 4.10 Дејства и места њихових деловања на рукавац добоша са стране погона

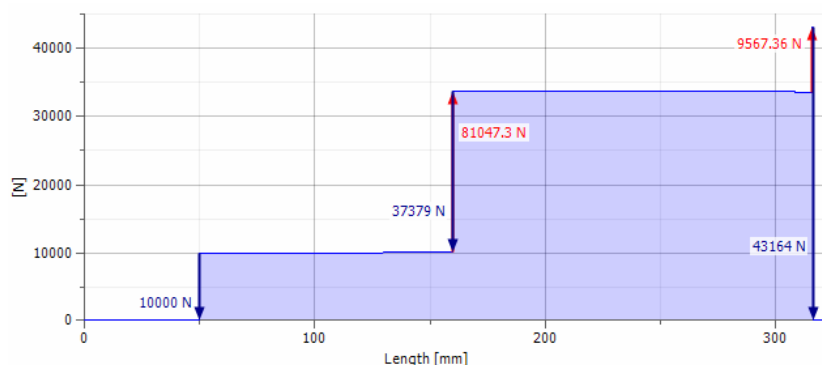
Index	Location	Radial Force				Bending Moment			
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction
1	50 mm	10000 N		10000 N					
2	160 mm	37185 N	3796 N	37379 N	5.83 deg				
3	316 mm	43164 N		43164 N					
4	323 mm					4150Nm		4150Nm	

Табела 4.11 Реакције отпора улежиштења рукавца добоша са стране погона

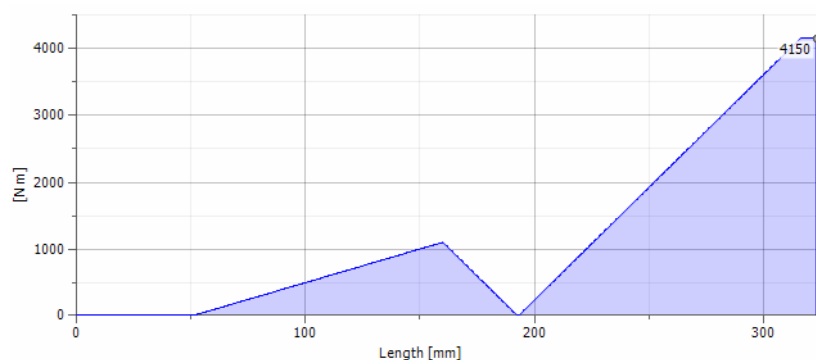
Index	Type	Location	Reaction Force					Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction	Axial Force	
1	Free	160 mm	80958.314 N	3796.854 N	81047.299 N	2.69 deg		0.00 deg
2	Fixed	315.5 mm	9567.361 N		9567.361 N			0.01 deg

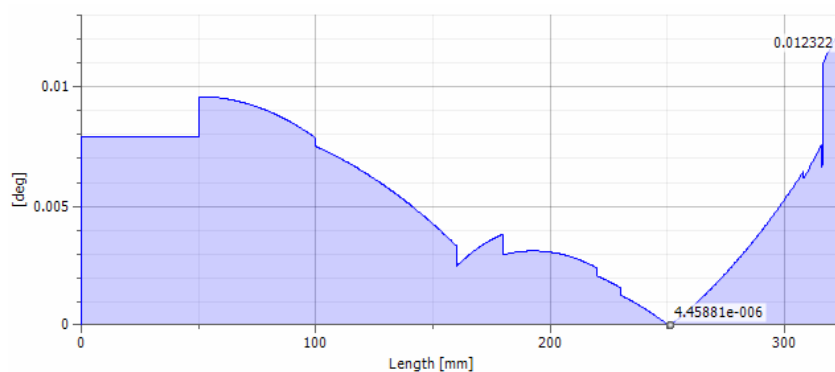
Табела 4.12 Резултати прорачуна рукавца добоша са стране погона

Length	L	323.000 mm
Mass	Mass	17.948 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	36.516 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	5.298 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	37.523 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	20.723 microm
Angle of Twist	φ	0.00 deg

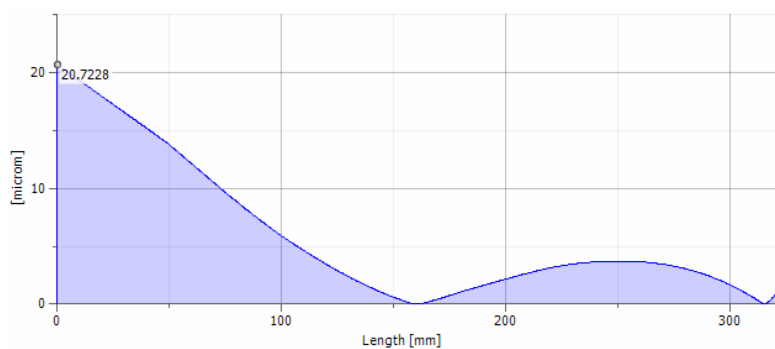
**Слика 4.2** Дијаграм сила рукавца добоша са стране погона

На слици (Слика 4.2) је дат дијаграм сила рукавца добоша са стране погона, док је на слици (Слика 4.3) дат момент савијања рукавца.

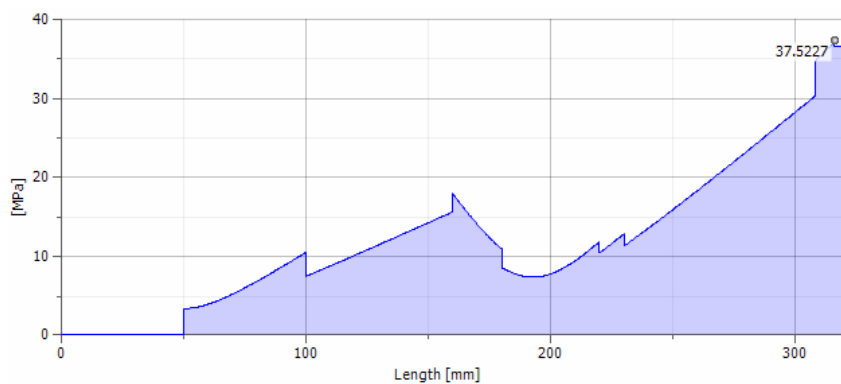
**Слика 4.3** Дијаграм момента савијања рукавца добоша са стране погона



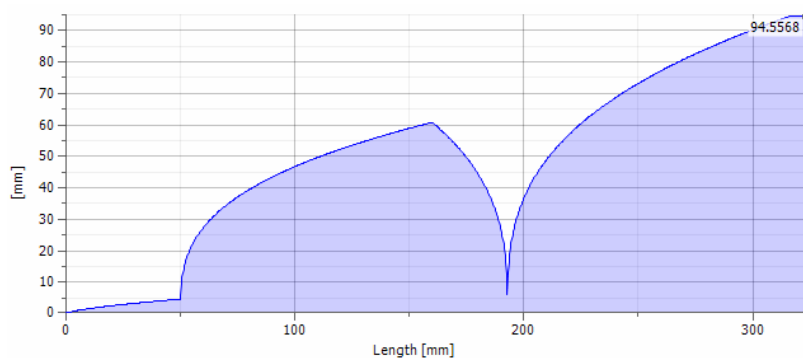
Слика 4.4 Дијаграм угла увијања рукавца добоша са стране погона



Слика 4.5 Дијаграм деформације рукавца добоша са стране погона



Слика 4.6 Дијаграм укупног напона рукавца добоша са стране погона

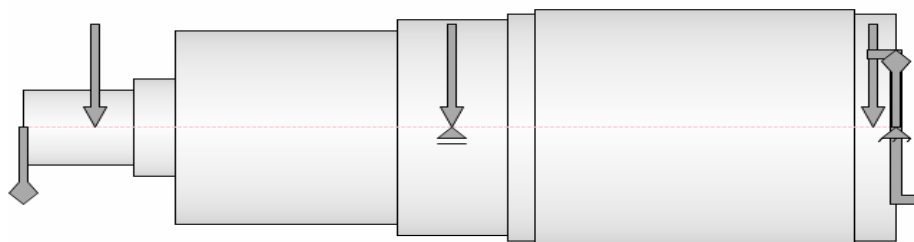


Слика 4.7 Дијаграм идеалног пречника рукавца добоша са стране погона

Са слике (Слика 4.7) се види идеални пречник вратила добијен прорачуном из дизајн окружења. Тај пречник је на конструкцији, при моделирању, увећан од 10 до 20 процената због избора стандардних пречника, а и сигурности конструкције.

4.4 ПРОРАЧУН РУКАВЦА СА СТРАНЕ ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСНИКА

Рукавац добоша са стране ланчаног преносника се прорачунава према деловањима сила које су израчунате у основном прорачуну. Прорачун је изведен идентично као прорачун рукавца са стране погона. Резултати прорачуна рукавца дати су, изворно из програма за прорачун, преко табела и графика:



Слика 4.8 Шема оптерећења рукавца са стране ланчаног преносника

Шема оптерећења рукавца добоша са стране ланчаног преносника се у односу на шему оптерећења рукавца добоша са стране погона разликује у томе што се на рукавац са стране погона урачунава и момент увијања од ланчаника.

Табела 4.13 Дејства и места њихових деловања на рукавац добоша са стране ланчаног преносника

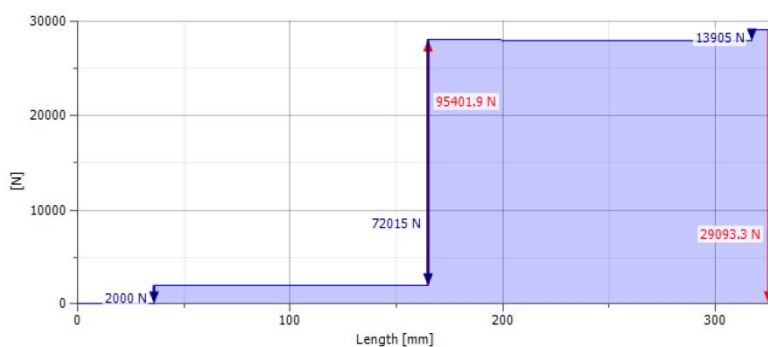
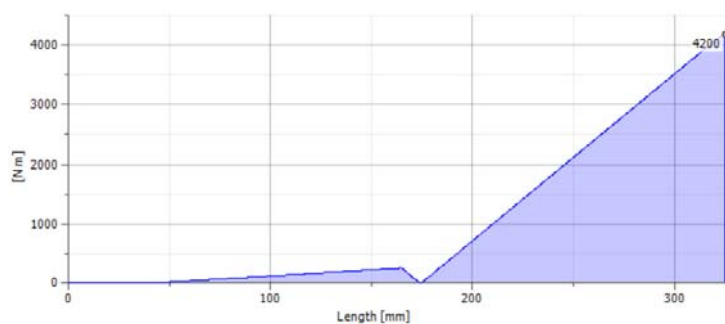
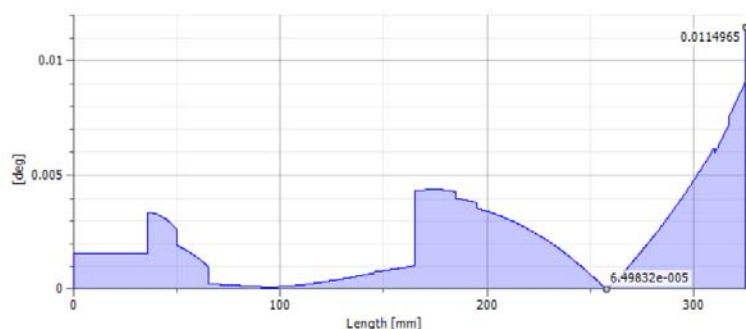
Index	Location	Radial Force				Bending Moment			Torque
		Y	X	Size	Direction	Y	Size	Direction	
1	0 mm								500N m
2	26 mm	2000N		2000N					
3	155 mm	48791	52967N	72015N	47.3deg				
4	307 mm	1935N	13769N	1390N	82.0 deg				
5	315 mm					4200N m	4200Nm		
6	315 mm								

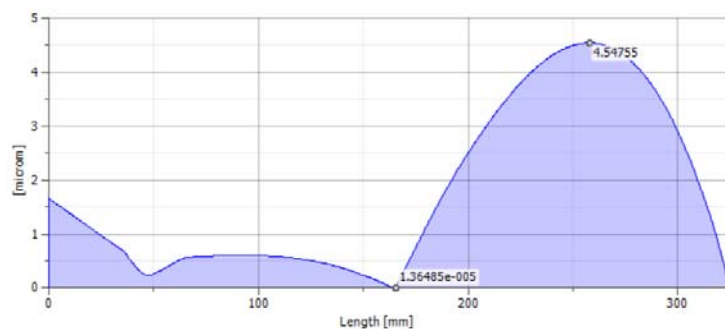
Табела 4.14 Реакције отпора улежиштења рукавца добоша са стране ланчаног преносника

Index	Type	Location	Reaction Force				
			Y	X	Size	Direction	Axial Force
1	Free	155 mm	78881.695 N	53655.957 N	95400.648 N	34.22 deg	
2	Fixed	315 mm	-25985.854 N	13081.194 N	29092.649 N	153.28 deg	

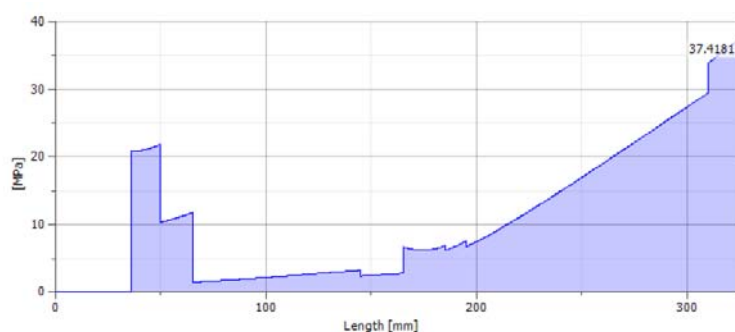
Табела 4.15 Резултати прорачуна рукавца добоша са стране ланчаног преносника

Length	L	315.000 mm
Mass	Mass	17.251 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	36.956 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	3.570 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	59.393 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0.000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	103.151 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	4.548 microm
Angle of Twist	φ	-0.12 deg

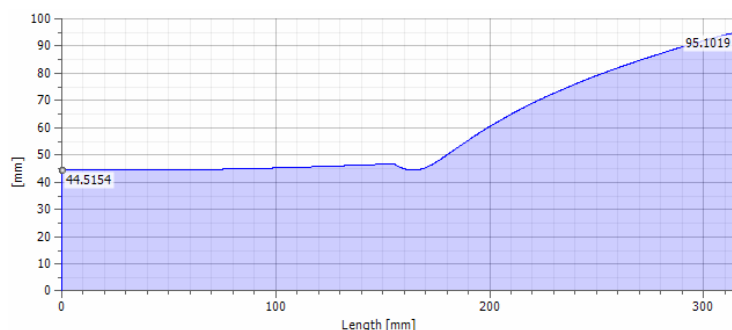
**Слика 4.9** Дијаграм сила рукавца добоша са стране ланчаног преносника**Слика 4.10** Дијаграм момента савијања рукавца добоша са стране ланчаног преносника**Слика 4.11** Дијаграм угла увијања рукавца добоша са стране ланчаног преносника



Слика 4.12 Дијаграм деформација рукавца добоша са стране ланчаног преносника



Слика 4.13 Дијаграм укупног напона рукавца добоша са стране ланчаног преносника



Слика 4.14 Дијаграм идеалног пречника рукавца добоша са стране ланчаног преносника

Са слике (Слика 4.14) се види дијаграм идеалног пречника. На основу тог дијаграма извршен је избор стандардних пречника, при моделирању, који су потребни да би се извршило инплементирање рукавца у конструкцију и повезивање са ланчаним преносником.

4.5 ПРОРАЧУН ПОЈАСНЕ КОЧНИЦЕ

Прорачун појасне кочнице је заснован на претходно израчунатим силама које су унете у дијалог за прорачун. Димензије појасне кочнице су преузете из претходних конструкција витала, тако да је овај прорачун у основи провера старе кочнице на

израчунате силе које делују на новој конструкцији витла. Резултати прорачуна су приказани табеларно:

Табела 4.15 Улазни подаци кочнице

Friction Factor	f	0.300 ul
Brake Torque	T	12272.000 N m
Input Force	F	13905.000 N
Outside Diameter	D	600.000 mm

Као улазни подаци кочнице (Табела 4.15) узимају се: коефицијент трења, момент кочења, сила F_2 (поглавље 3.4) и пречник кочнице. Као улазни податак за проверу користи се још и дебљина кочнице, угао захвата и дозвољени притисак кочнице на добош кочнице.

Табела 4.16 Геометријски подаци и подаци о притиску кочнице на добош кочнице

Number of Brakes	N	1.000 ul
Width	b	100.000 mm
Length by angle	α	262.00 deg
Brake Pressure	p	1.827 MPa
Brake Pressure(Max.)	p(Max.)	2.000 MPa
Brake Pressure.Speed	p.v	1.148 MPa m/s
Brake Pressure.Speed(max.)	p.v(Max.)	4.000 MPa m/s

Табела 4.17 Подаци везани за енергију и време кочења

Start Speed	n_0	20.000 rpm
End Speed	n_1	0.000 rpm
Start Energy	E	3.000 kJ
Brake Time	t	0.233 s

Из табеле (Табела 4.17) се види да је за операцију кочења, смањење почетног броја обртаја на нулу, потребно 0,233 s.

Табела 4.18 Резултати прорачуна појасне кочнице

Brake Revolutions Number	n_p	0.039 ul
Initial Speed	v	0.628 mps
Friction Area	A	137182.879 mm ²
Friction Force	F_t	40906.667 N
Length by arc	l	1371.829 mm
Output Force	F_o	54811.667 N
Moment of Inertia	I_{red}	1367.83598 kg m ²
Check of the Brake		Positive

Из табеле (Табела 4.18) се види да је провера појасне кочнице задовољена.

4.6 ПРОРАЧУН КЛИНОВА ЗА ВЕЗИВАЊЕ ЛАНЧАНИКА ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСНИКА И РУКАВЦА ДОБОША

Код везивања рукавца са ланчаницима коришћени су двоструки клинови, постављени под углом од 180^0 један у односу на други, због повећања степена сигурности и могућих динамичких ударних оптерећења. Резултати прорачуна су дати табеларно:

Табела 4.19 Улазни подаци за прорачун клинова

Power	P	1.000 kW
Speed	n	20.000 rpm
Torque	T	477.465 N m

Као основни улазни податак (Табела 4.19) при прорачуну клинова, искоришћена је снага која одлази на покретање система за правилно намотавање ужета и најмања брзина обртања рукавца, јер се тад јавља највећи обртни момент.

Табела 4.20 Димензије вратила

Shaft Diameter	d	35.00000 mm
Hollow Shaft Inner Diameter	d _h	0.000

Табела 4.21 Димензије клинова

Key Width	b	10.000 mm
Key Height	h	6.000 mm
Key Length	l	50.000 mm
Functional Length	l _f	35.946 mm
Key Chamfer	s	0.400 mm
Key Radius	R	0.160 mm

У табелама (Табела 4.21 и табела 4.22) су дате димензије вратила и димензије клинова које је програм преузео са модела. У табели (Табела 4.22) су задају број клинова и фактори који треба да симулирају реалне радне услове клинова.

Табела 4.22 Радни услови и број клинова

Number of Keys	N	2.000 ul
Application Factor	K _a	1.000 ul
Fatigue-Life Factor	K _f	1.000 ul
Wear-Life Factor	K _w	1.000 ul
Load Distribution Factor	K _m	0.600 ul
Desired Safety	S _v	1.000 ul

Табела 4.23 Резултати прорачуна клинова а) функционална дужина клина; б) степен сигурности клина; в) степен сигурности вратила и г) степен сигурности главчине

Min. Functional Key Length	$l_{\min}$	35.548 mm
Min. Shaft Diameter	$d_{\min}$	19.192 mm
Strength Check	Positive	

а)

Calculated Pressure	p_c	243.274 MPa
Safety	S	1.011 ul

б)

Calculated Pressure	p_c	243.274 MPa
Safety	S	1.011 ul

в)

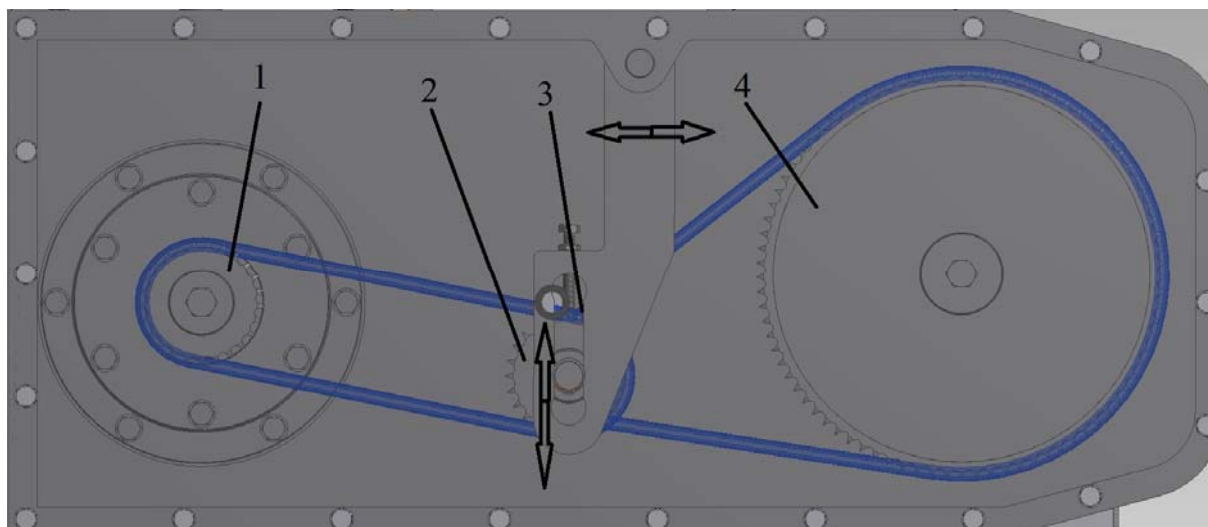
Calculated Pressure	p_c	243.274 MPa
Safety	S	1.011 ul

г)

У табели (Табела 4.23) се види да је функционална дужина клина задовољена при моделирању, а такође се види да су сви степени сигурности такође задовољени.

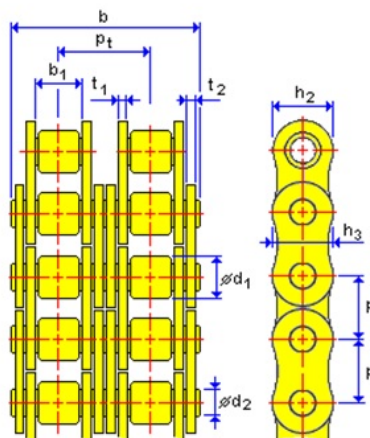
4.7 ПРОРАЧУН ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСНИКА

Прорачун ланчаника је изведен на основу преносног односа за ланчани преносник који је претходно израчунат. Ланчани преносник се састоји од два степена преноса (Слика 4.15). Због лакшег извођења конструкције преносни однос пара ланчаника 1-2 је једнак 1:1, док је преносни однос пара ланчаника 3-4 једнак 5:1, као што је у прорачуну основних елемената витла израчунато. Ланчаници 2 и 3 су спојени и причвршћени на зазезач који им омогућава и затење по линији и по углу.



Слика 4.15 Шема ланчаног преносника

Оба пара ланчаника имају индентичну врсту ланца, и број редова ланаца, па је стога довољно да се прорачуна само ланчани пар 3-4. За улазну снагу при прорачуну ланчаника 3-4 користи се иста улазна снага као код прорачуна клинова, прорачуната у основном прорачуну елемената витла. Као број обртаја узима се такође исти број обртаја као код прорачуна клинова, јер је он најнеповљнији по ланчаник, тј. са тим бројем обртаја (20 o/min) се јавља највећи обртни момент. Резултати прорачуна ланчаника 3-4 су дати табеларно:



Слика 4.16 Основне мере ланца код ланчаног преносника

За ланчани преносник изабран је ланац који се ради по DIN 8187:1984 стандарду, ознаке 08B-2-100. Први број 08B је ознака ланца, док број 2 значи да је у питању двореди ланац. Број 110 значи да има 110 чланака у ланцу.[2]

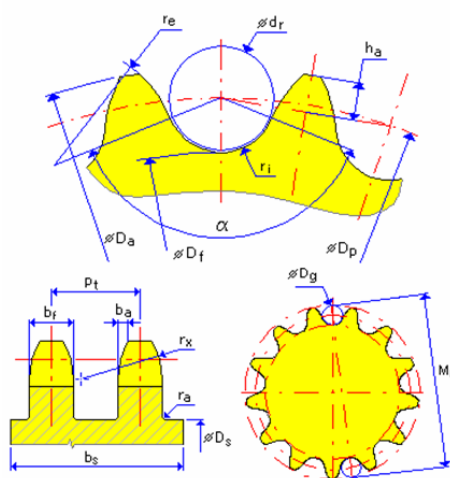
Табела 4.24 Геометријске мере и карактеристике носивости ланца

Chain : DIN 8187:1984 - Short-pitch transmission precision roller chains (EU)		
Chain size designation	08B-2-110	
Pitch	p	12.700 mm
Number of Chain Links	X	110.000 ul
Number of Chain Strands	k	2.000 ul
Minimum width between inner plates	b ₁	7.750 mm
Maximum Roller Diameter	d ₁	8.510 mm
Maximum pin body diameter	d ₂	4.450 mm
Maximum inner plate depth	h ₂	11.810 mm
Maximum outer or intermediate plate depth	h ₃	10.920 mm
Maximum width over bearing pins	b	31.000 mm
Maximum inner plate width	t ₁	1.500 mm
Maximum outer or intermediate plate width	t ₂	1.500 mm
Transverse pitch	p _t	13.920 mm
Chain bearing area	A	101.000 mm ²
Tensile Strength	F _u	31100.000 N
Specific Chain Mass	m	1.300 kg/m
Chain construction factor	φ	1.000 ul

Скоро све мере ланца из табеле (Табела 4.25) се виде на слици (Слика 4.16) означене ознакама из табеле. У табели (Табела 4.26) су дати радни услови у којима ланчани преносник ради: снага коју преноси, најнеповољнији број обртаја, степен искоришћења, жељени број радних сати, средина у којој ради и др.

Табела 4.25 Радни услови ланчаног преносника

Power	P	1.000 kW
Torque	T	477.465 N m
Speed	n	20.000 rpm
Efficiency	η	0.960 ul
Required service life	L_h	15000.000 hr
Maximum chain elongation	ΔL_{max}	0.030 ul
Application	Smooth running	
Environment	Soiled	
Lubrication	Recommended (see notes below)	

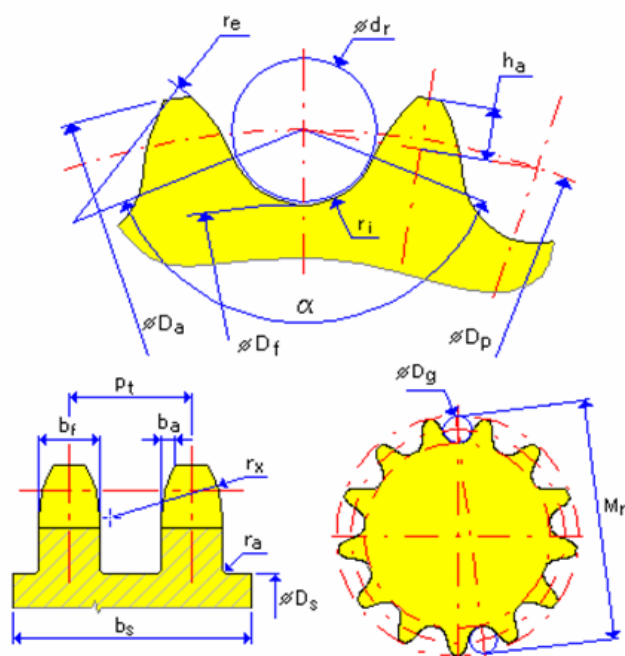
**Слика 4.17** Основне мере ланчаника 3

Са слике (Слика 4.17) се виде основне мере ланчаника 3 код ланчаног преносника назначене у општим бројевима, док су мере добијене прорачуном дате у табели (Табела 4.26).

Табела 4.26 Геометрија и оптерећење ланчаника 1

Type	Driver sprocket	
Number of Teeth	z	17.000 ul
Number of Teeth in Contact	z_c	7.000 ul
Pitch Diameter	D_p	69.116 mm
Number of strands	k	2.000 ul
Transverse pitch	p_t	13.920 mm
Seating clearance	SC	0.043 mm
Tooth width	b_f	7.053 mm
Tooth side relief	b_a	1.588 mm
Tooth side radius	r_x	12.700 mm
Shroud diameter	D_s	47.041 mm
Sprocket shroud width	b_s	21.000 mm
Height of tooth above pitch polygon	h_a	3.810 mm

Roller-seating radius	r_i	4.298 mm
Tooth-flank radius	r_e	19.403 mm
Roller-seating angle	α	134.71 deg
Shroud fillet radius	r_a	0.508 mm
Sprocket tip diameter	D_a	75.559 mm
Sprocket root diameter	D_f	60.521 mm
Measuring pin diameter	D_g	8.510 mm
Measurement over pins	M_R	77.331 mm
X coordinate	x	-35.120 mm
Y coordinate	y	-113.529 mm
Center Distance	C	347.052 mm
Span Length	L_f	318.743 mm
Power Ratio	P_x	1.000 ul
Power	P	1.000 kW
Torque	T	477.465 N m
Speed	n	20.000 rpm
Moment of inertia	I	0.000 kg m ²
Transmission Ratio	i	0.200 ul
Arc of contact	β	133.39 deg
Force on input	F_1	0.168 N
Force on output	F_2	2778.600 N
Axle load	F_r	2778.716 N



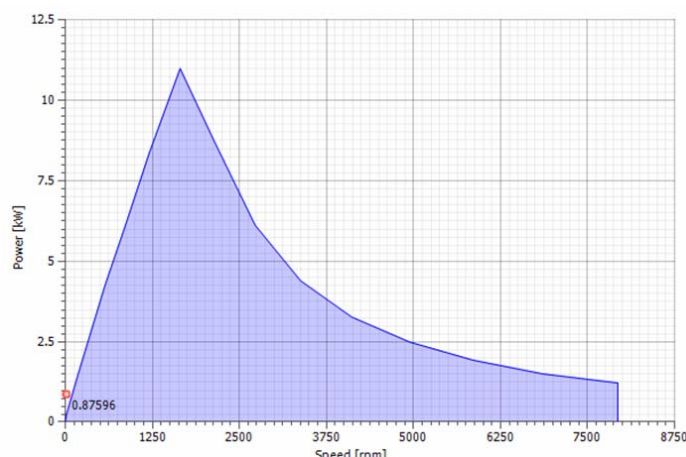
Слика 4.18 Основне мере ланчаника 2

На слици (Слика 4.18) су у општим бројевима дате мере ланчаника 2 код ланчаног преносника, док су мере добијене прорачуном дате у табели (Табела 4.27).

Табела 4.27 Геометрија и оптерећење ланчаника 2

Type	Driven sprocket	
Number of Teeth	z	85.000 ul
Number of Teeth in Contact	z_c	54.000 ul
Pitch Diameter	D_p	343.694 mm
Number of strands	k	2.000 ul
Transverse pitch	p_t	13.920 mm
Seating clearance	SC	0.043 mm
Tooth width	b_f	7.053 mm
Tooth side relief	b_a	1.588 mm
Tooth side radius	r_x	12.700 mm
Shroud diameter	D_s	322.561 mm
Sprocket shroud width	b_s	21.000 mm
Height of tooth above pitch polygon	h_a	3.600 mm
Roller-seating radius	r_i	4.298 mm
Tooth-flank radius	r_e	88.844 mm
Roller-seating angle	α	138.94 deg
Shroud fillet radius	r_a	0.508 mm
Sprocket tip diameter	D_a	350.659 mm
Sprocket root diameter	D_f	335.099 mm
Measuring pin diameter	D_g	8.510 mm
Measurement over pins	M_R	352.145 mm
X coordinate	x	300.693 mm
Y coordinate	y	-25.922 mm
Span Length	L_f	318.743 mm
Power Ratio	P_x	1.000 ul
Power	P	0.96 kW
Torque	T	91.673 N m
Speed	n	100.000 rpm
Moment of inertia	I	0.000 kg m ²
Arc of contact	β	226.61 deg
Force on input	F_1	2778.600 N
Force on output	F_2	0.168 N
Axle load	F_r	2778.716 N

У горњем делу табеле се налазе геометријске карактеристике ланчаника 2 као што су: број зуба, број зуба у контакту, пречник, број редова ланца, дебљина ланчаника и др. У доњем делу табеле се налазе подаци везани за снагу и број обртаја које ланчаник преноси.



Слика 4.19 Дијаграм преноса снаге ланчаника

На слици (Слика 4.19) је дата зависност снаге коју ланчаник може да пренесе у односу на број обртаја.

Табела 4.28 Резултати прорачуна ланчаника

Chain Speed	v	0.360 mps
Effective pull	F_p	2778.432 N
Centrifugal force	F_C	0.168 N
Maximum tension in chain span	F_{Tmax}	2778.600 N
Static safety factor	$S_S > S_{Smin}$	11.193 ul > 7.000 ul
Dynamic safety factor	$S_D > S_{Dmin}$	11.193 ul > 5.000 ul
Bearing pressure	$p_B < p_0 * \lambda$	27.511 MPa
Permissible bearing pressure	p_0	29.235 MPa
Specific friction factor	λ	1.142 ul
Design power	$P_D < P_R$	0.876 kW
Chain power rating	P_R	0.886 kW
Chain service life for specified elongation	$t_h > L_h$	673136 hr
Chain link plates service life	$t_{hL} > L_h$	68279 hr
Roller and bushing service life	$t_{hr} > L_h$	1687995 hr

Из табеле (Табела 4.29) се види да резултати прорачуна потврђују захтевани радни век ланца и мало га премашују због могућих динамичких удара у раду, који нису у потпуности предвиђени прорачуном.

4.8 ПРОРАЧУН ЗУПЧАНИКА МЕХАНИЧКОГ ПРЕНОСНИКА КОД ДРУГЕ ВЕРЗИЈЕ ИЗВОЂЕЊА КОНСТРУКЦИЈЕ

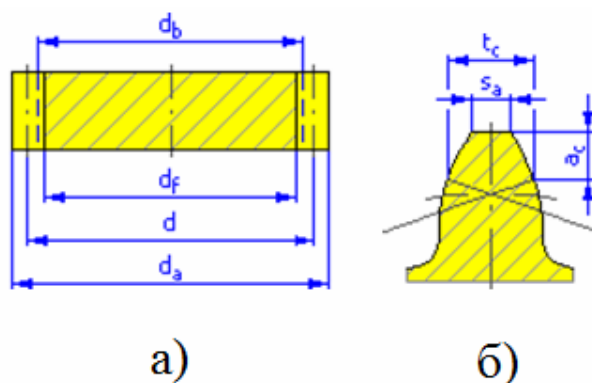
Прорачун зупчаника за механички преносник карактеристичан је само за другу верзију извођења конструкције. Избор броја зуба и модула, као и преносног односа за овакав механички преносник је веома тежак задатак, због ограничености простором. Сва улежиштења на преноснику су изведена тако да спољашњи облик преносника буде у облику цилиндра. Овакво извођење преносника у великој мери повећава компактност конструкције. Избор броја зуба, међуосног растојања и модула зупчаника вршен је у

неколико итерација, прво ручно, па у окружењу за прорачун зупчаника. Величине обртног момента које овај преносник треба да пренесе добијене су повећавањем дебљине зупчаника. Пречници зупчаника су добијени избором броја зуба и модула. бројеви зуба у исто време диктирају и преносни однос који је дат у првом реду табеле (Табела 4.29). Прорачун зупчаника је извршен по DIN 3990:1988 стандарду. Резултати су табеларно приказани:

Табела 4.29 Улазни подаци за прорачун зупчаника

Gear Ratio	i	2.5000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	2.5000 ul
Module	m	4.000 mm
Helix Angle	β	0.0000 deg
Pressure Angle	α	20.0000 deg
Center Distance	a_w	210.000 mm
Product Center Distance	a	210.000 mm
Total Unit Correction	Σx	0.0000 ul
Circular Pitch	p	12.566 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	11.809 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20.0000 deg
Contact Ratio	ε	1.7354 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0.0120 mm

У табели (Табела 4.29) су црвеним ознакама приказани улазни параметри који су у неколико итерација ручно одређени. За параметре снаге (Табела 4.31) коришћене су вредности израчунате у прорачуну основних елемената витла. Прорачун зупчаника је понављан неколико пута са променама дебљине зупчаника и материјала како би се задовољили степени сигурности и омогућио загарантован пренос снаге.



Слика 4.20 а) основне мере зупчаника; б) основне мере зупца

На слици (Слика 4.20) су дате основни пречници зупчаника и мере профила зуба зупчаника у општим бројевима док су мере добијене прорачуном дате у табели (Табела 4.31).

Табела 4.30 Геометрија зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	30 ul	75 ul
Unit Correction	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	120.000 mm	300.000 mm
Outside Diameter	d_a	128.000 mm	308.000 mm
Root Diameter	d_f	110.000 mm	290.000 mm
Base Circle Diameter	d_b	112.763 mm	281.908 mm
Work Pitch Diameter	d_w	120.000 mm	300.000 mm
Facewidth	b	100.000 mm	100.000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0.8333 ul	0.3333 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	6.283 mm	6.283 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	6.283 mm	6.283 mm
Chordal Thickness	t_c	5.548 mm -0.040 mm -0.100 mm	5.548 mm -0.075 mm -0.175 mm
Chordal Addendum	a_c	2.990 mm	2.990 mm
Chordal Dimension	W	43.011 mm -0.038 mm -0.094 mm	104.574 mm -0.070 mm -0.165 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	4.000 ul	9.000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	129.951 mm -0.110 mm -0.225 mm	310.088 mm -0.210 mm -0.430 mm
Wire Diameter	d_M	7.000 mm	7.000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0.0120 mm	0.0120 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0220 mm	0.0280 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0090 mm	0.0100 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0085 mm	0.0095 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	30.000 ul	75.000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	120.000 mm	300.000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	128.000 mm	308.000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	112.763 mm	281.908 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	0.1470 ul	-1.2192 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-0.7350 ul	-3.3670 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0.9049 ul	-3.5369 ul
Addendum Truncation	k	0.0000 ul	0.0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0.7374 ul	0.7962 ul
Tip Pressure Angle	α_a	28.2414 deg	23.7538 deg

У табели (Табела 4.30) је дата геометрија оба зупчаника. Параметри обојени црвено су унете вредности, док су све остале вредности прорачунате у програму.

Табела 4.31 Оптерећење зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	6.667 kW	6.400 kW
Speed	n	50.00 rpm	20.00 rpm
Torque	T	1273.303 N m	3055.928 N m
Efficiency	η	0.960 ul	
Radial Force	F_r	7724.074 N	
Tangential Force	F_t	21221.720 N	
Axial Force	F_a	0.000 N	
Normal Force	F_n	22583.683 N	
Circumferential Speed	v	0.314 mps	
Resonance Speed	n_{El}	7117.676 rpm	

За материјал зупчаника изабран је челик DIN 37Cr4, који је у великом проценту легиран хромом, термички обрађен и нитриран. Ако би се изабрао слабији материјал зупчаник, са садашњом геометријом, не би могао да поднесе прорачуната оптерећења.

Табела 4.32 Материјал зупчаника

		Gear 1	Gear 2
		DIN 37Cr4	DIN 37Cr4
Ultimate Tensile Strength	S_u	1570 MPa	1570 MPa
Yield Strength	S_y	1350 MPa	1350 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}	1288.0 MPa	1288.0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	615 ul	615 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

Табела 4.33 Степени сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1.517 ul	1.718 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	3.641 ul	3.835 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2.815 ul	2.910 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	7.589 ul	7.891 ul

Табела 4.34 Фактори контакта

Elasticity Factor	Z_E	189.812 ul	
Zone Factor	Z_H	2.495 ul	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0.869 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1.034 ul	1.000 ul
Life Factor	Z_N	1.128 ul	1.236 ul
Lubricant Factor	Z_L	0.967 ul	
Roughness Factor	Z_R	1.000 ul	
Speed Factor	Z_v	0.944 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	

Из табеле (Табела 4.33) се види да зупчаници имају најмањи степен сигурности на разарање бокова зупца. Ово се јавља због мале брзине зупчаника у моду рада витла за вучење, где се јавља велики обртни момент а мала брзина обртања.

5. РАЗРАДА КОНСТРУКЦИЈЕ

Витло за регулисање отварања мреже је замишљено као конструкција која би се израђивала од стандардних лимова, цеви, профила и стандардних делова (лежајеви, завртњеве, навртке и др). Оваква конструкција је подложна веома брзом и лаком ремонту, и отклањању било каквог квара, у случају отказа неког од делова конструкције.

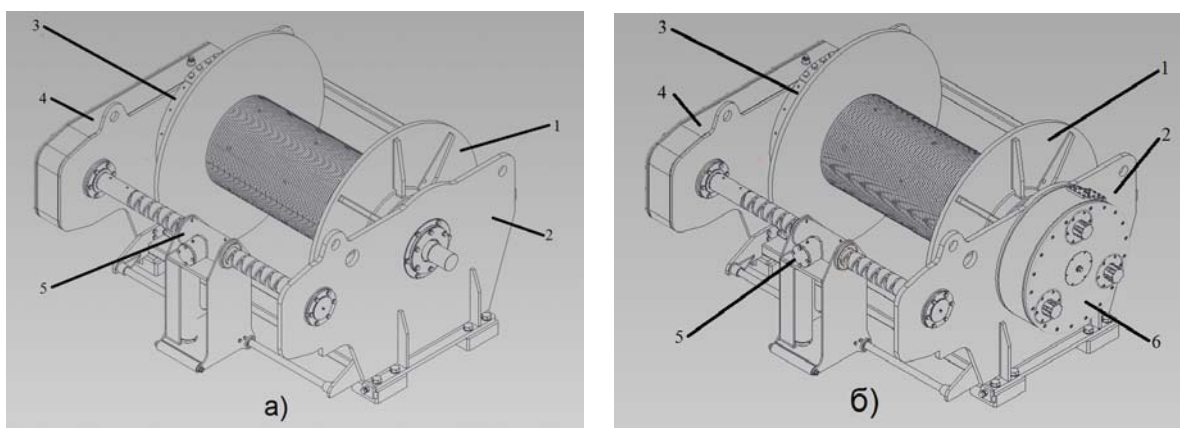
Прва верзија витла са једном погонском јединицом се састоји од следећих делова:

1. Добош
2. Рам
3. Кочница
4. Ланчани преносник
5. Систем за вођење ужета
6. Погонска јединица (хидромотор x1)

Друга верзија витла са три погонске јединице се састоји од следећих делова:

1. Добош
2. Рам
3. Кочница
4. Ланчани преносник
5. Систем за вођење ужета
6. Механички преносник (једностепени редуктор са три погона)
7. Погонска јединица (хидромотор x3)

Обе верзије (Слика 5.1) су конципиране као компактне и једноставне како за израду, тако и за монтажу и одржавање.



Слика 5.1 Изглед концепције витла а) концепција са једном погонском јединицом: 1 – добош витла, 2 – рам витла, 3 – кочница, 4 – ланчани преносник, систем за вођење ужета, б) концепција са три погонске јединице: 1 – добош витла, 2 – рам витла, 3 – кочница, 4 – ланчани преносник, систем за вођење ужета и механички преносник

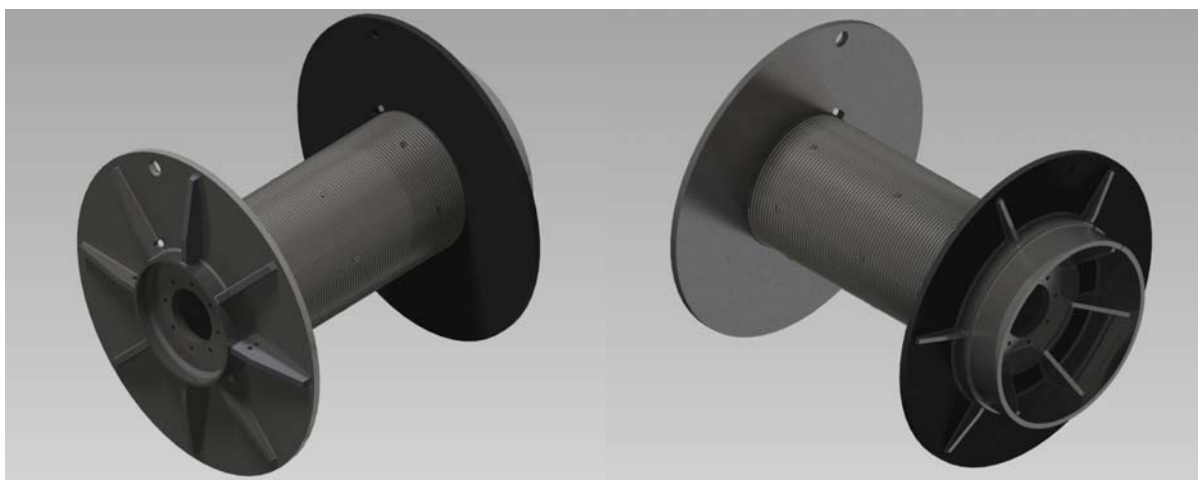
Ако се упореде слике (Слика 5.1 а) и слика 5.1 б)) види се да се концепције разликују једино по томе што је на концепцију са три погона додат механички

преносник. Такво извођење конструкције омогућава типизацију делова и веома лаку производњу витла у обе верзије.

5.1 ДОБОШ ВИТЛА

Добош је главни елемент сваког витла. Служи за намотавање ужета на витлу. Добош витла (Слика 5.2) се састоји од следећих подсклопова:

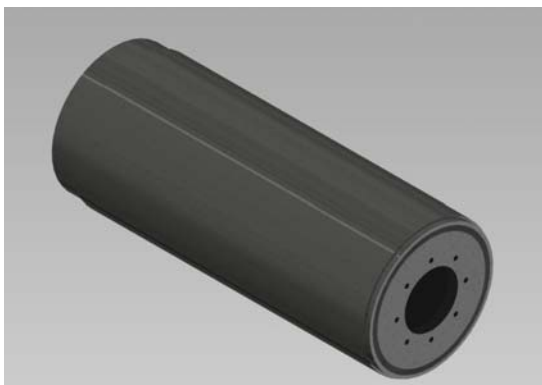
- цев добоша;
- бочна страна са добошом кочнице;
- друга бочна страна и
- вођица првог слоја ужета.



Слика 5.2 Добош витла

Веома битна је паралелност бочних страна добоша, и центричност добоша кочнице.

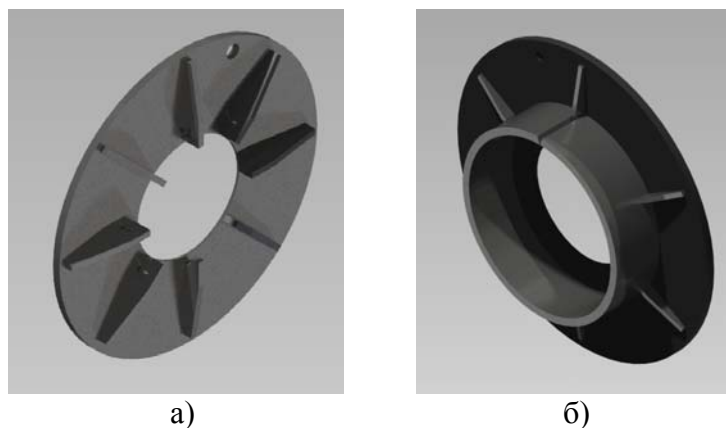
Цев добоша (Слика 5.3) се састоји од дебелозидне цеви у коју се уварују кружне плоче за које се везују рукавци добоша.



Слика 5.3 Цев добоша

Цев добоша се такође обрађује по спољашњој страни да би се на њу позиционирале бочне стране добоша. Код бочних страна паралелност мора да буде задовољена у одређеној мери, тачније не сме да одступа више од 1 [mm].

Бочне стране (Слика 5.4 а) и слика 5.4 б)) садрже ребра за укрућења. Та ребра за укрућења се усвајају искуствено, а њихова функција се проверава методом коначних елемената.



Слика 5.4 а) друга бочна страна и б) бочна страна са добошем кочнице

При монтажи бочне стране са добошем конице у добоч кочнице се уграђују и унутрашња ребра. Тај поступак се врши ради укрућења добоша кочнице.

Последњи део добоша је вођица првог слоја ужета (Слика 5.5). Вођица првог слоја ужета се састоји из два дела и везује се за добош витла завртњевима са упуштеном главом.



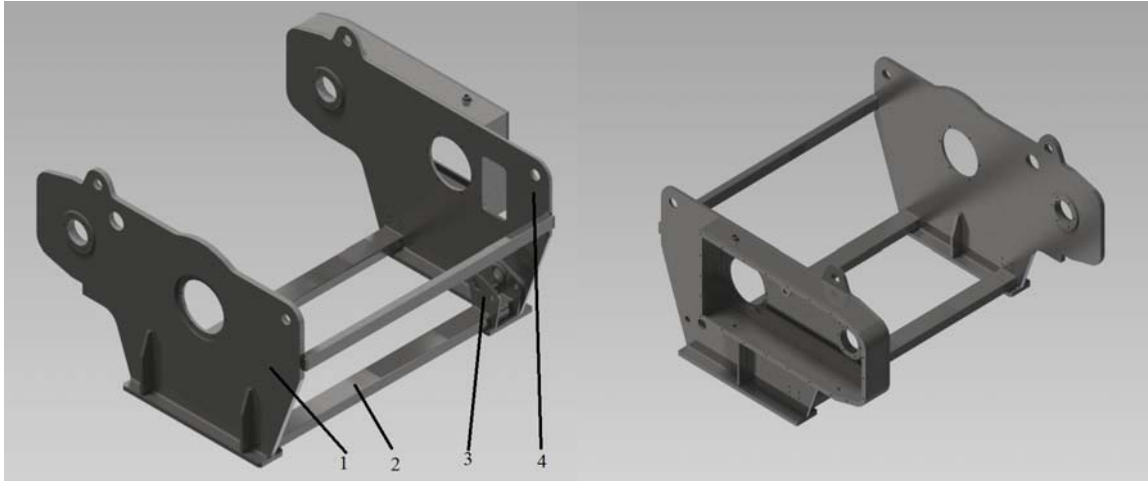
Слика 5.5 Вођица првог слоја ужета

5.2 РАМ ВИТЛА

Рам витла (Слика 5.6) је најважнији део конструкције. Рам држи све делове витла у једној целини. Рам се састоји од:

- бочне стране погона;
- друге бочне стране са кутијом за ланчани преносник;
- четвртастих шупљих профила који повезују бочне стране и
- држача појасне кочнице.

Сви делови рама витла су повезани у целину заваривањем. На бочним странама рама су уметнуте чауре исечене из лима, које служе као база за лежишна места система за правилно намотавање ужета.



Слика 5.6 Рам витла: 1 – бочна стрна погона; 2 – профили за везивање; 3 – држач појасне кочнице и 4 – бочна страна са кутијом за ланчаник

На рам се заварује држач кочнице и са исте стране кутија ланчаног преносника. Испод кутије ланчаног преносника се заварује једно ребро за укрућење. На другу плочу се заварују три ребра за укрућење, два са спољашње стране и једно са унутрашње стране. Са доње стране бочних лимова се заварују лимови за везивање рама са стопама. Након заваривања приступа се механичкој обради и изради потребних рупа и отвора.

5.3 ПОЈАСНА КОЧНИЦА

Кочница се састоји од савијене лимене траке која је са унутрашње стране обложена феродом (Слика 5.7).



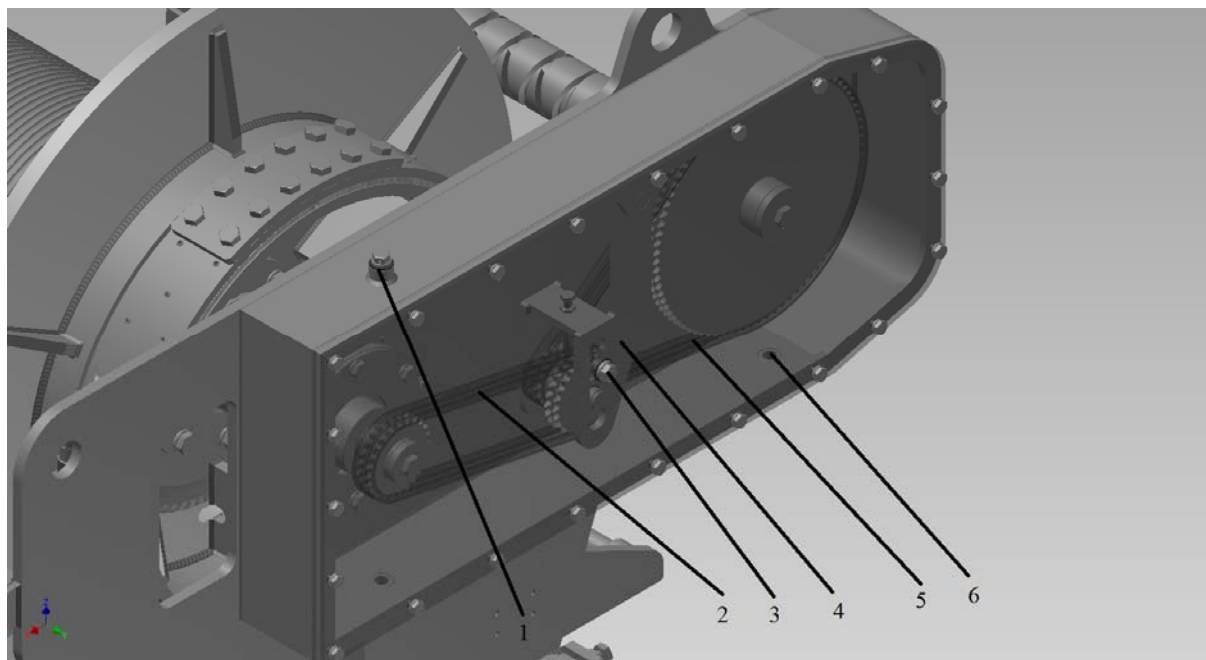
Слика 5.7 Појасна кочница: 1 – кочиона трака; 2 – ферода; 3- ушке; 4 – осовинице и 5 – хидраулучни цилиндар

Ферода се везује закивцима за траку кочнице, док се ушке за везивање кочнице заварују за лимену траку. Један крај кочнице се везује осовиницом за рам витла. Други

крај кочнице се везује за хидраулични цилиндар који је такође осовиницом везан за рам витла. Хидраулични цилиндар у себи садржи опругу ради аутоматског отпуштања кочнице.

5.4 ЛАНЧАНИ ПРЕНОСНИК

Ланчани преносник се састоји од два степена преноса са дворедним ланцима (Слика 5.8). Затегнутост ланца се постиже затезачем који је зглобно везан за кутију ланчаног преносника.



Слика 5.8 Ланчани преносник: 1 – отвор за уливање уља; 2 – први степен преноса; 3 – мерач нивоа уља; 4 – затезач; 5 – други степен преноса; 6 – отвор за испуштање уља

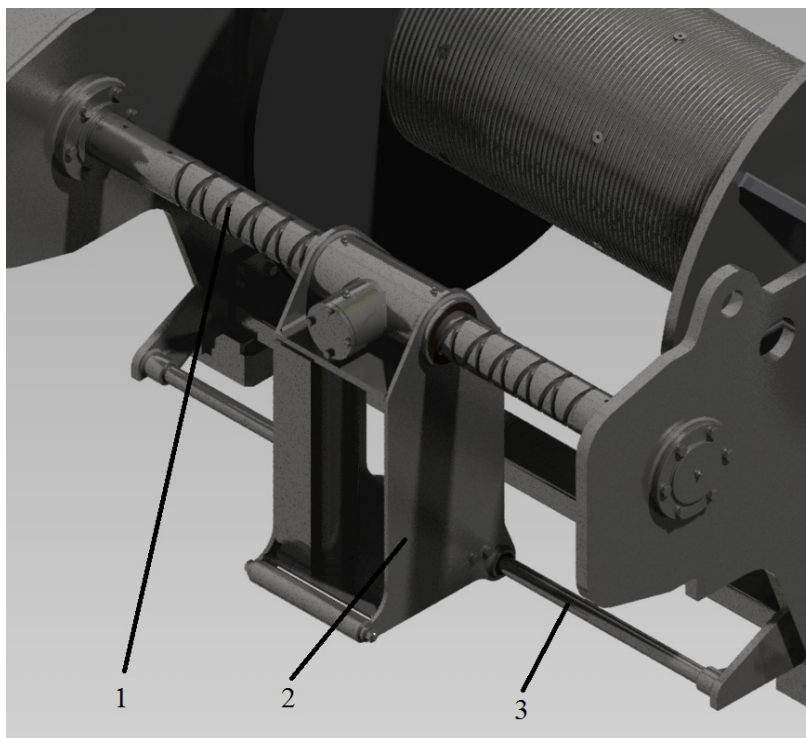
На кутији ланчаног преносника су изведена два отвора за испуштање уља. На поклопцу преносника је изведен показивач нивоа уља, док је на врху кутије направљен отвор за уливање уља за подмазивање преносника. Затезач има могућност затезања, изведен завртњем и навртком, тако да се веома лако може затегнути ланац. Ланчаници су на осовиницу затезача монтирани са клизним лежајем, док су за рукавац добоша и рукавац вратила кутије за вођење ужета везани двоструким клиновима, који су постављени под 180^0 један у односу на други, због повећања степена сигурности.

5.5 СИСТЕМ ЗА ВОЂЕЊЕ УЖЕТА

Најтежи део за израду код ове конструкције је сигурно систем за вођење ужета (Слика 5.9). Систем за вођење ужета се састоји од:

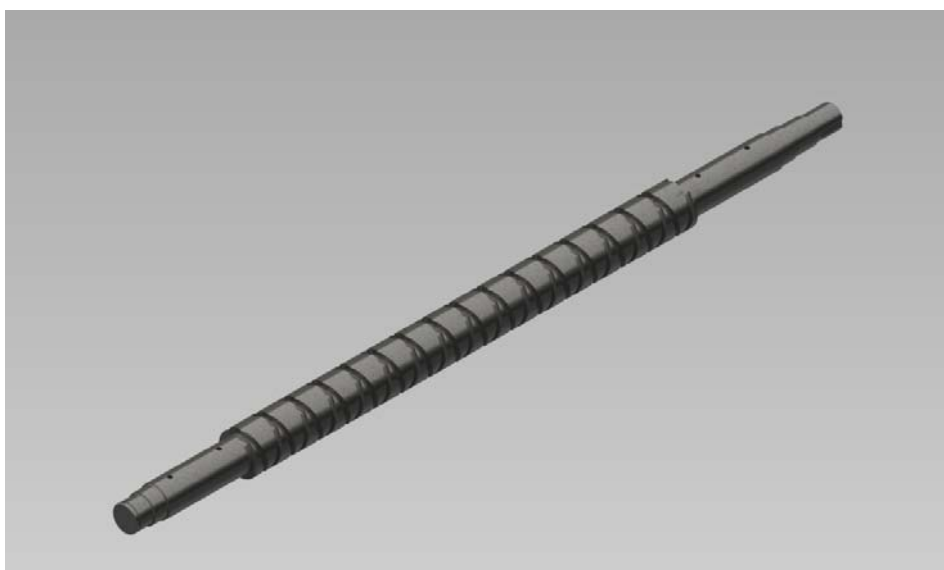
- Завојног вретена (са левом и десном завојницом)
- Кутије за вођење ужета и
- Вођице (која служи за спречавање окретања кутије око завојног вретена).

Лежишно место са стране погона се подмазује помоћу масти, док се лежишно место са стране ланчаног преносника подмазује уљем из преносника.



Слика 5.9 Систем за вођење ужета: 1– завојно вретено; 2– кутија та вођење ужета; 3 – вођица

Завојно вретено (Слика 5.10) се израђује од пуног округлог профила на стругу. Пошто је изложено агресивној средини пожељно је да се онда изради од квалитетног материјала (нерђајући челик) и да се површински заштити. Израђује се лева и десна завојница са почецима у под 180^0 један у односу на други. На крајевима завојног вретена се рукавци обрађују за лежишна места. Да навртка кутије не би испала са завојнице граничници се изводе као две чауре, по једна са обе стране. Чауре су осигуране увојним завртњевима.



Слика 5.10 Завојно вретено

Кутија за вођење ужета се израђује од лимова заварених у кутију (Слика 5.11). Унутар кутије се налазе два ваљка (Слика 5.11) која обезбеђују несметан пролазак ужета кроз кутију. Ваљци су термички обрађени и површински заштићени.



Слика 5.11 Кутија за вођење ужета

Ваљци су улежиштени унутар њихових шупљина, а причвршћени за кутију по бочним странама са по два завртња за свако лежишно место. Све вођице и навртка су израђени од бронзе. Вођице су причвршћене за кутију увојним завртњевима. Све навртке за мазање су постављене на лако доступна места и заштићена од евентуалних оштећења.

Вођица (Слика 5.12) која спречава обртање кутије око завојног вретена је израђена од округлог, пуног профила. Израђује се од нерђајућег челика и површинска заштита је обавезна због агресивности средине у којој ради.



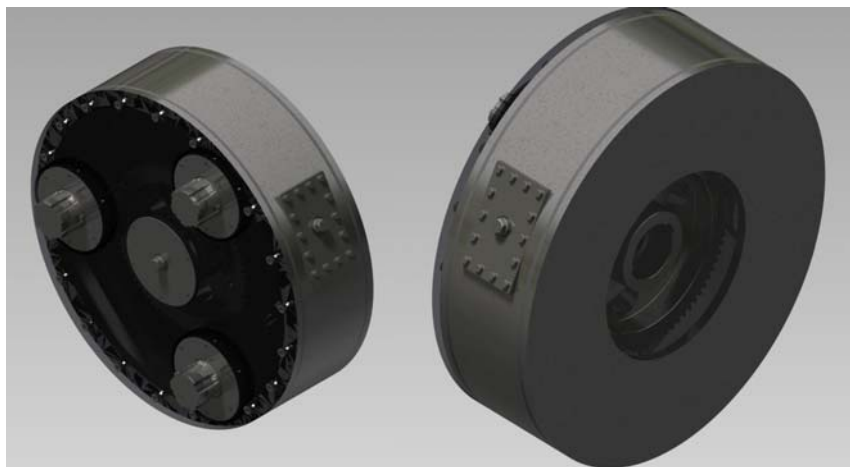
Слика 5.12 Вођица

Крајеви вођице се причвршћују завртњевима за рам витла (Слика 5.12). На плоче за причвршћивање се заварује округли, шупљи профил чији је унутрашњи пречник једнак пречнику вођице. Такође се изводи и једно ребро за ојачање.

5.6 МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИК СНАГЕ

Један велики хидромотор који се користи као погонска јединица за прву верзију витла се наручује као готов део. За другу верзију се користе три далеко мања хидромотора који се такође наручују као готови делови. Избор хидромотора за обе верзије биће извршен након даљих прорачуна оптерећења у најтежим условима рада.

За другу верзију витла, поред мала три хидромотора постоји и разлика у томе што се код ове верзије уграђује и механички преносник. Механички преносник (Слика 5.13) је изведен као оригинална конструкција једностепеног редуктора са три погона.



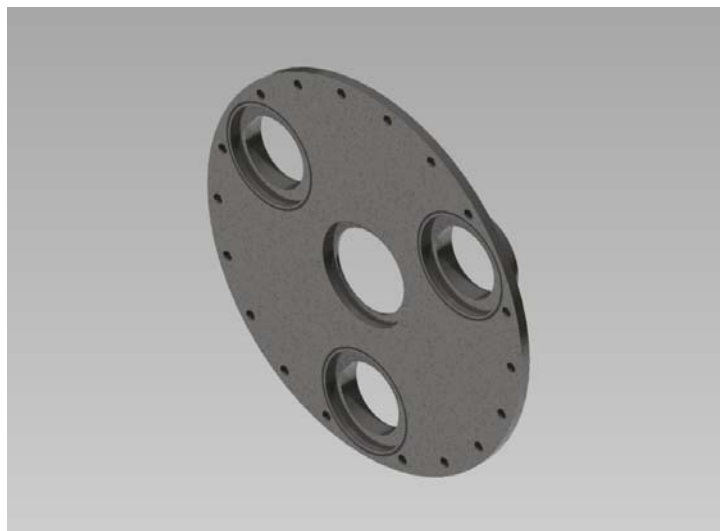
Слика 5.13 Механички преносник

Кућиште преносника може да се изради или од дебелозидне цеви или савијањем лимене траке (Слика 5.14). С једне стране кућишта је заварен лимени прстен за који се завртњевима везује поклопац, док је с друге стране заварен лим са отвором на средини кроз који се везује рукавац добоша.



Слика 5.14 Кућиште преносника

На унутрашњу страну кућишта су заварене чауре које су предвиђене за лежишна места на страни витла. Лежишна места на страни поклопца су заварена за поклопац (Слика 5.15).



Слика 5.15 Поклопац преносника

Лежишна места су тако изведена да се налазе унутар преносника. Механичка обрада лежишних места врши се у склопу поклопца са кућиштем, ради добијања центричности. Такође су изведени дистантни прстенови на лежишним местима на кућишту због добијања могућности за поравнање сва три погона са централним зупчаником. Поклопац за посматрање са одушком се изводи 30^0 степени измештено у односу на хоризонталу, ради бољег увида у рад преносника. Испуст уља је изведен у најнижој тачки преносника при монтирању, док се отвор за посматрање нивоа уља изводи у средишњој тачки преносника.

6. АНАЛИЗА ЕЛЕМЕНАТА КОНСТРУКЦИЈЕ ВИТЛА МЕТОДОМ КОНАЧНИХ ЕЛЕМЕНАТА

Теоретске основе метода коначних елемената су постављене педестих година, али у практичну примену улази са интензивнијом применом рачунара. Настао је из потребе за израчунавањем напона и деформација, а са развојем самог метода повећавао се и број величина које се могу израчунати у оквиру статичке, динамичке, термичке, електромагнетне анализе.

Метод коначних елемената (МКЕ) спада у методе дискретне анализе. Заснива се на физичкој дискретизацији посматраног домена. Посматрани континуум са бесконачним бројем степени слободе се апроксимира дискретним моделом међусобно повезаних коначних елемената са коначним бројем степени слободе. Суштина апроксимације континуума по МКЕ се састоји у следећем:

- Посматрани домен континуума се дели на поддомене коначних димензија који се називају коначним елементима и заједно чине мрежу коначних елемената
- Коначни елементи су међусобно повезани у коначном броју тачака које се налазе на контури елемената и називају се чворови
- Стање променљиве поља у сваком коначном елементу се описује помоћу интерполационих функција (или функција облика)
- Интерполационе функције су унапред задате функције за један тип коначног елемента и представљају везу између вредности променљиве поља у било којој тачки коначног елемента и вредности променљиве поља у чворовима.

Управо начин превођења континуалних физичких система у дискретне, односно начин формирања система алгебарских једначина помоћу којих се апроксимира одређени контурни задатак, одређује варијанту МКЕ, која се разликује од осталих само у погледу формалног приступа. Постоје четири основна вида МКЕ: директна метода, варијациона метода, метода резидуума и метода баланса енергије.

За основну формулацију у МКЕ, због своје општости и једноставности примене, сматра се варијациона формулација, која се заснива на варијационим принципима механике континуума (принцип о минимуму потенцијалне енергије, принцип о минимуму комплементарне енергије и Реисснер-ов варијациони принцип). Када се полази од принципа о минимуму потенцијалне енергије за основне непознате се усвајају кинематичке (деформацијске) величине, а по другом принципу о минимуму комплементарне енергије основне непознате су статичке величине. Реисснер-ов принцип као основне непознате усваја и статичке и кинематске величине. На тај начин су добијена три облика варијационе формулације МКЕ, под називом: метода деформација, метода сила и мешовита метода.

Функције помоћу којих се представља поље променљивих у елементу, називају се интерполационе функције, функције облика или апроксимативне функције. Помоћу интерполационих функција се успоставља непосредна веза између вредности функције у било којој тачки елемента и основних непознатих параметара у чворовима. Вредност функције у некој тачки се интерполира између њених вредности у чворовима. Помоћу ових функција одређена је само квалитативно промена функције у елементу, што значи да је дефинисан само њен облик док је интензитет те промене одређен вредностима параметара у чворовима. Од избора интерполационих функција зависи испуњење континуитета између појединих елемената. Према томе да ли су, или нису, задовољени услови континуитета односно компатибилности на границама између појединих елемената, елементи могу бити компатибилни и некомпатибилни односно конформни

или неконформни. Елементи са вишим степеном континуитета дају тачније решења од оних са нижим, али је њихово дефинисање знатно сложеније.

Да би се разумеле основне поставке анализе МКЕ, није потребно детаљно познавати различите дисциплине теоријске и примењене механике, али је неопходно разумети неке основне појмове механике непрекидних средина. То су пре свега појмови напона и деформације, као и односи између ових величина, који се називају конститутивним релацијама. Процедура решавања проблема методом коначних елемената састоји се из пет специфичних корака:

1. Идентификација проблема
2. Дефинисање елемената
3. Формирање једначина за елеменат
4. Повезивање једначина елемената
5. Нумеричко решавање глобалних једначина[17]

6.1 ПРЕГЛЕД ИЗВРШЕНИХ АНАЛИЗА ЕЛЕМЕНАТА ВИТЛА

Анализа елемената конструкције витла, методом коначних елемената је извршена у софтверском пакету Аутодеск Инвентор (*Autodesk Inventor*) При анализи елемената конструкције витла за регулисање отварања мреже, коришћени су коначни елементи различитих степена континуитета ради упоређивања тачности резултата. Као што је претходно наведено елементи са вишим степеном континуитета су дали тачније резултате. За оптерећења конструкције коришћене су најнеповољније комбинације оптерећења из основног прорачуна витла. Табеларно (Табела 6.1) су приказане извршене анализе:

Табела 6.1 Преглед извршених анализа методом коначних елемената

Назив извршене анализе	Величина елемента	Број анализе
Добош кочнице на добошу	0,2	1.
	0,1	2.
	0,05	3.
Добош	0,1	4.
	0,1	5.
	0,1	6.
	0,1	7.
	0,2	8.
	0,05	9.
Рам	0,2	10.
	0,1	11.
Рам – упрошћени модел	0,3	12.
	0,2	13.
	0,1	14.
Рам – упрошћени модел + силе на завојном вретену	0,3	15.

За све анализе коришћени су упрошћени модели без заварених спојева. За анализу су коришћени тетраедарски, линеарни елементи.

6.2 АНАЛИЗА ДОБОША КОЧНИЦЕ НА ДОБОШУ ВИТЛА

Анализа добоша кочнице са добошем је спроведена са три различите величине елемената:

- прва анализа је са величином елемената од 0,2;
- друга анализа је са величином елемената од 0,1;
- трећа анализа је са величином елемената од 0,05.

Спровођењем анализа са различитим величинама елемената добијају се и разлике у резултатима. Код ове прве анализе коришћен је упрошћен модел целог добоша. Од све три анализе, трећа анализа се сматра најтачнијом због најмањих елемената. Њени резултати су табеларно приказани:

Табела 6.2 Физичке карактеристике модела добоша оптерећеног на добошу кочнице

Mass	487.909 kg
Area	7182970 mm ²
Volume	76406200 mm ³
Center of Gravity	x=0.315163 mm y=446.612 mm z=-0.483691 mm

Табела 6.3 Карактеристике коначних елемената модела добоша оптерећеног на добошу кочнице

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.05
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

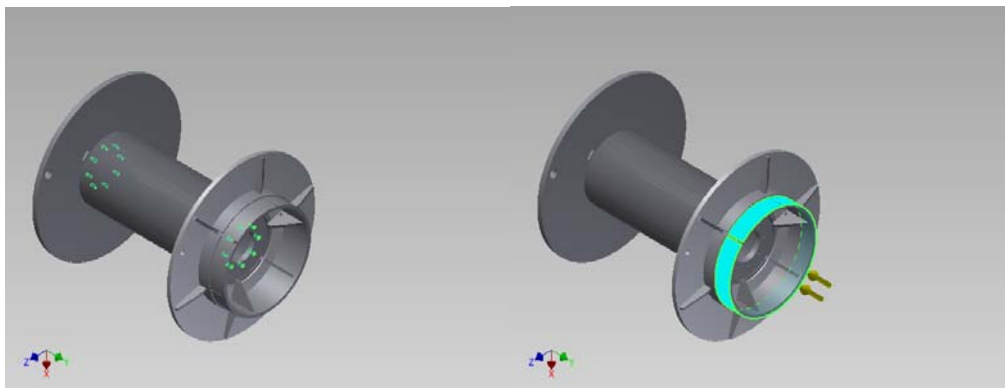
Табела 6.4 Оптерећење модела добоша оптерећеног на добошу кочнице

Load Type	Pressure
Magnitude	2.000 MPa

Табела 6.5 Реакције отпора ослонаца модела добоша оптерећеног на добошу кочнице

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	2658.86 N	1880.1 N	1628.57 N m	-1151.36 N m
		0 N		5.45631 N m
		-1880.1 N		-1151.77 N m

Након задатих карактеристика приступа се постављању оптерећења и отпора ослонаца (Слика 6.1). Модел је ограничен по рупама за завртње, а оптерећен на површински притисак на месту где га притиска кочница.



Слика 6.1 Ограничавање и оптерећивање модела

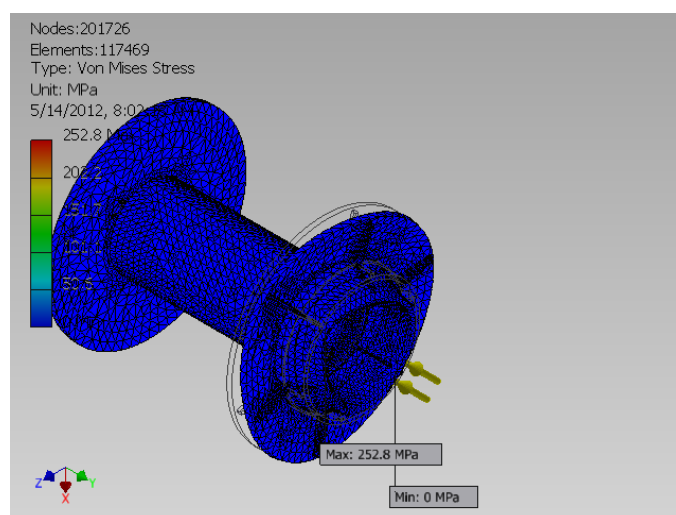
Излазни резултати су добијени у облику табеле (Табела 6.6) и облику слика, од којих је најважија слика на којој се види померање (Слика 6.3) и слика где је приказан Вон Мизесов напон (Слика 6.2). У табели са излазним резултатима дати су напони и померања по компонентама.

Табела 6.6 Излазни резултати модела добоша оптерећеног на добошу кочнице

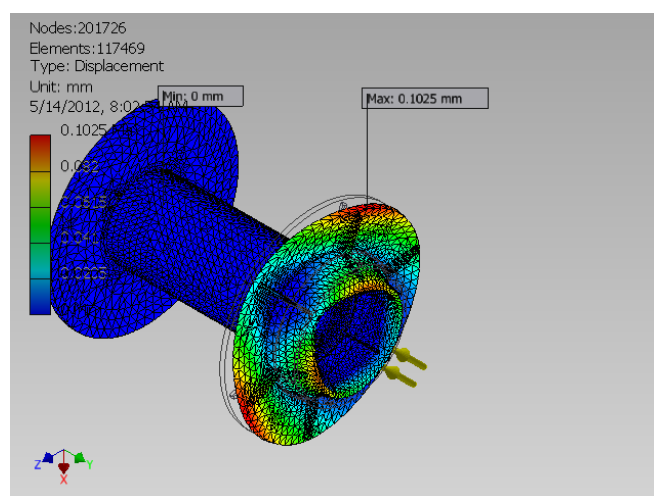
Name	Minimum	Maximum
Volume	76406300 mm ³	
Mass	599.54 kg	
Von Mises Stress	0.0000423807 MPa	252.77 MPa
1st Principal Stress	-35.6758 MPa	46.137 MPa
3rd Principal Stress	-248.988 MPa	17.0138 MPa
Displacement	0 mm	0.102484 mm
Safety Factor	0.818925 ul	15 ul
Stress XX	-109.264 MPa	43.9224 MPa
Stress XY	-27.858 MPa	20.7253 MPa
Stress XZ	-113.842 MPa	20.4338 MPa
Stress YY	-49.5236 MPa	27.8601 MPa
Stress YZ	-19.8946 MPa	28.4892 MPa
Stress ZZ	-185.046 MPa	39.3134 MPa
X Displacement	-0.0511078 mm	0.0815689 mm
Y Displacement	-0.0058673 mm	0.102404 mm
Z Displacement	-0.0813432 mm	0.0508511 mm
Equivalent Strain	0.000000000185983 ul	0.00106547 ul
1st Principal Strain	-0.0000000657905 ul	0.000423188 ul
3rd Principal Strain	-0.00119641 ul	0.00000462378 ul

Strain XX	-0.000438911 ul	0.000374303 ul
Strain XY	-0.000172454 ul	0.000128299 ul
Strain XZ	-0.000704734 ul	0.000126495 ul
Strain YY	-0.00016926 ul	0.00035811 ul
Strain YZ	-0.000123157 ul	0.000176362 ul
Strain ZZ	-0.000850406 ul	0.000244294 ul
Contact Pressure	0 MPa	468.799 MPa
Contact Pressure X	-294.355 MPa	276.991 MPa
Contact Pressure Y	-42.3493 MPa	123.539 MPa
Contact Pressure Z	-343.316 MPa	239.236 MPa

Са слика (Слика 6.2 и слика 6.3) се види да напон нигде не достиже неприхватљиву вредност, тако да се одатле изводи закључак да притисак кочнице на добош кочнице није критичан.



Слика 6.2 Вон Мизесов напон на моделу добоша оптерећеног на добошу кочнице



Слика 6.3 Померање бочне стране модела добоша оптерећеног на добошу кочнице

6.3 АНАЛИЗА МОДЕЛА ДОБОША ВИТЛА

Анализа добоша витла је спроведена у шест различитих варијанти са различитим величинама елемената:

- прве четири анализе су са величином елемената од 0,1;
- пета анализа је са величином елемената од 0,2;
- шеста анализа је са величином елемената од 0,05.

Код ових анализа коришћене су различите комбинације оптерећења, као и различите величине елемената. Најрелевантнија за усвајање је последња анализа код које су искоришћени сви подаци из основног прорачуна, а такође има и најситније елементе. Резултати шесте анализе су табеларно приказани:

Табела 6.7 Физичке карактеристике оптерећеног модела добоша

Mass	500.004 kg
Area	7181930 mm ²
Volume	77810900 mm ³
Center of Gravity	x=0.426432 mm y=460.731 mm z=-0.584164 mm
Mass	500.004 kg
Area	7181930 mm ²

Табела 6.8 Карактеристике коначних елемената оптерећеног модела добоша

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.05
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Табела 6.9 Оптерећење модела добоша

Load Type	Moment
Magnitude	7965720.000 N mm
Vector X	0.000 N mm
Vector Y	7965720.000 N mm
Vector Z	0.000 N mm

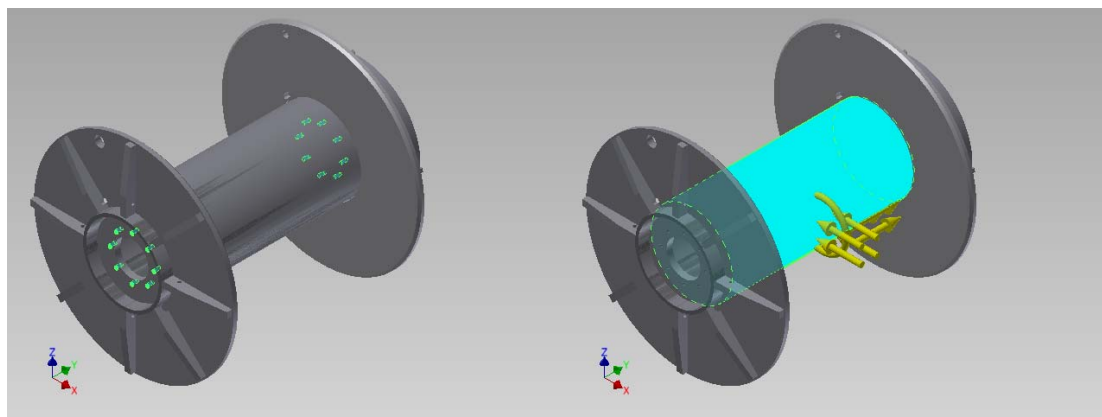
Load Type	Pressure
Magnitude	2.910 MPa

Load Type	Pressure
Magnitude	26.130 MPa

Табела 6.10 Реакције отпора ослонаца оптерећеног модела добоша

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	32172.4 N	0 N	7817.47 N m	0 N m
		32172.4 N		-7817.47 N m

Након задатих карактеристика модел је ограничен (Слика 6.4) по рупама за завртње, као претходној анализи. На моделу су задата три оптерећења (Слика 6.4): притисак на цев добоша, притисак на бочне стране добоша и момент од масе коју вуче витло.



Слика 6.4 Ограничавање и оптерећивање модела добоша

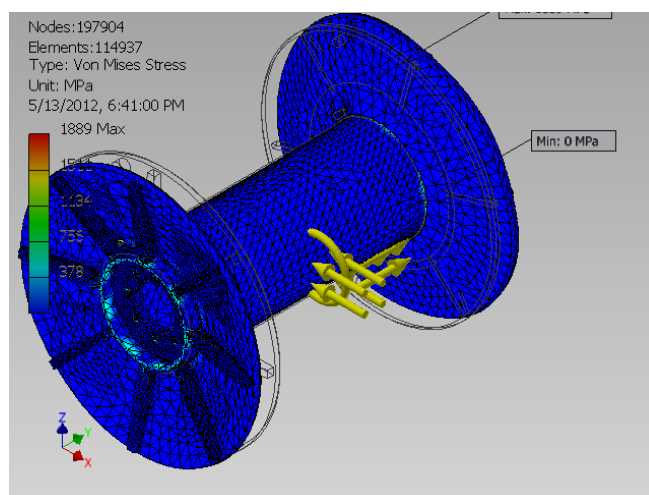
Излазни резултати су добијени у облику табеле (Табела 6.11) и облику слика, од којих је најважија слика на којој се види померање (Слика 6.6) и слика где је приказан Вон Мизесов напон (Слика 6.5).

Табела 6.11 Излазни резултати оптерећеног модела добоша

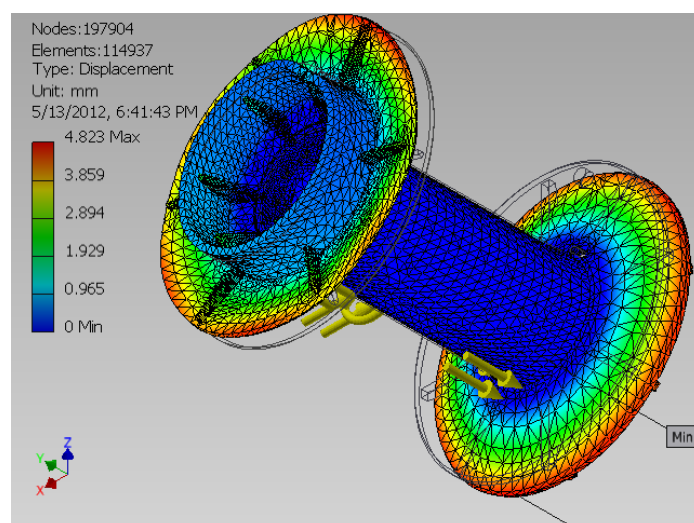
Name	Minimum	Maximum
Volume	77810700 mm ³	
Mass	610.564 kg	
Von Mises Stress	0.00358029 MPa	1889.36 MPa
1st Principal Stress	-516.724 MPa	2696.19 MPa
3rd Principal Stress	-2011.1 MPa	1196.91 MPa
Displacement	0 mm	4.82347 mm
Safety Factor	0.109561 ul	15 ul
Stress XX	-1900.95 MPa	2179.2 MPa
Stress XY	-936.653 MPa	818.184 MPa
Stress XZ	-833.327 MPa	758.834 MPa
Stress YY	-1455.96 MPa	1541.74 MPa
Stress YZ	-846.17 MPa	953.197 MPa
Stress ZZ	-1913.1 MPa	2353.71 MPa
X Displacement	-2.14858 mm	1.88205 mm
Y Displacement	-4.81911 mm	4.76901 mm
Z Displacement	-1.86392 mm	2.16643 mm
Equivalent Strain	0.0000000163108 ul	0.00803441 ul
1st Principal Strain	-0.00011055 ul	0.0094103 ul
3rd Principal Strain	-0.00912997 ul	0.000565179 ul

Strain XX	-0.00736471 ul	0.0070276 ul
Strain XY	-0.00579833 ul	0.00506495 ul
Strain XZ	-0.00515869 ul	0.00469754 ul
Strain YY	-0.00586047 ul	0.00508776 ul
Strain YZ	-0.00523819 ul	0.00590075 ul
Strain ZZ	-0.00876084 ul	0.0078334 ul
Contact Pressure	0 MPa	5955.68 MPa
Contact Pressure X	-4576.03 MPa	3858.79 MPa
Contact Pressure Y	-2913.3 MPa	4095.26 MPa
Contact Pressure Z	-3794.61 MPa	4638.02 MPa

На моделу добоша делује комбиновано оптерећење. Оптерећење на притисак бочних страна није задато релевантно, због тога што се оно смањује од подножја ка врху, те се стога повећана померања (Слика 6.6) по ободима бочних страна могу занемарити.



Слика 6.5 Вон Мизесов напон оптерећеног модела добоша



Слика 6.6 Померање на оптерећеном моделу добоша

6.4 АНАЛИЗА КОМПЛЕТНОГ МОДЕЛА РАМА ВИТЛА

Анализа детаљног модела рама спроведена је само са две величине елемената због сложености модела. Спроведена је анализа са величинама елемената од 0,2 и 0,1. Силе за оптерећивање рама су преузете из основног прорачуна сила које делују на конструкцију. Много критичнија за анализу је прва верзија конструкције са једним хидромотором, због тога што са те стране не постоји преносник који би служио као укрућење рама. Резултати анализа су дати табеларно и илустровани сликама:

Табела 6.12 Физичке карактеристике комплетног модела рама

Mass	430.761 kg
Area	7914520 mm ²
Volume	54868500 mm ³
Center of Gravity	x=-465.855 mm y=630.572 mm z=310.492 mm

Табела 6.13 Карактеристике елемената комплетног модела рама

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

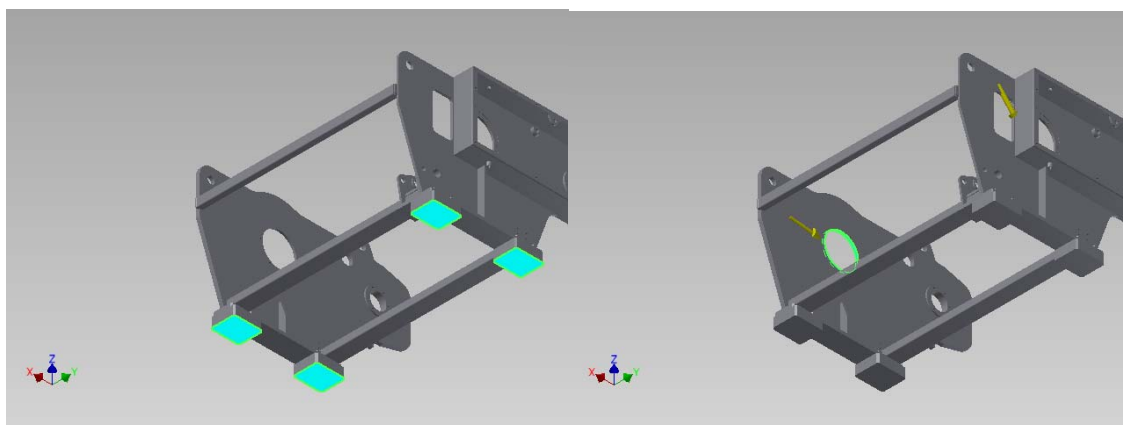
Модел рама који је испитан је ограничен према површинама које би требало да буду заварене за брод (Слика 6.7). Оптерећење је задато као најнеповољнија комбинација сила израчунатих као отпори улежиштења у основном прорачуну витла.

Табела 6.14 Оптерећења комплетног модела рама на лежишним местима

Load Type	Force	Load Type	Force
Magnitude	72014.337 N	Magnitude	37378.355 N
Vector X	-48791.000 N	Vector X	-37185.000 N
Vector Y	-0.000 N	Vector Y	0.000 N
Vector Z	-52967.000 N	Vector Z	-3797.000 N

Табела 6.15 Реакције брода на модел комплетног модела рама

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	103024 N	85976 N	60939.7 N m	32607.2 N m
		0 N		50875.6 N m
		56764 N		-7880.24 N m



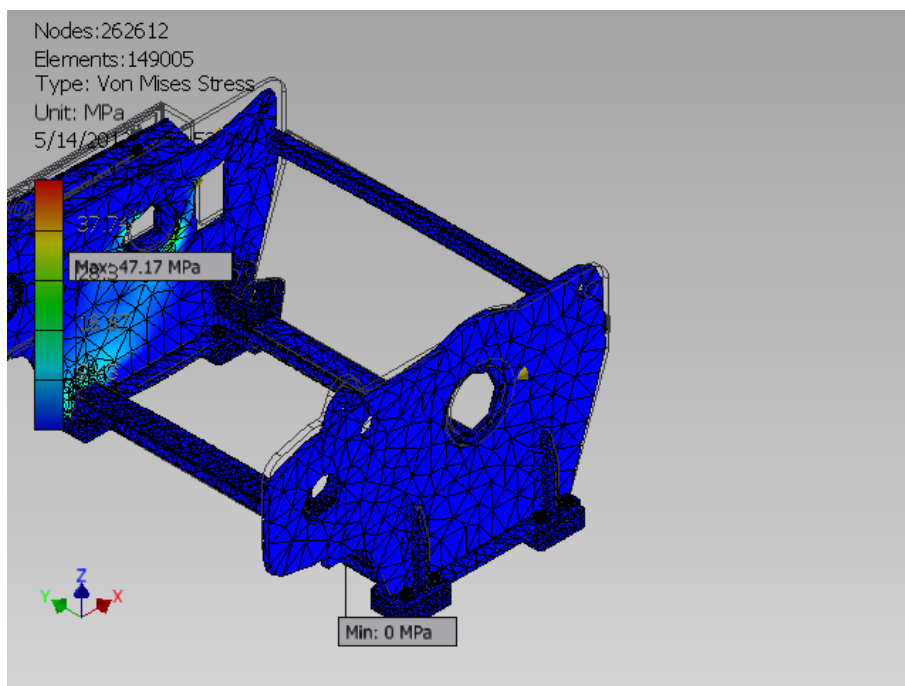
Слика 6.7 Ограничавање и оптерећивање конструкције комплетног рама витла

Излазни резултати су добијени у облику табеле (Табела 6.16) и облику слика, од којих је најважија слика на којој се види померање (Слика 6.9) и слика где је приказан Вон Мизесов напон (Слика 6.8). Са слике Вон Мизесовог напона се тачно види где је конструкција рама витла најслабија. На таквим местима у анализама пре извођења коначне конструкције је додаван материјал и повећавана је величина укућења.

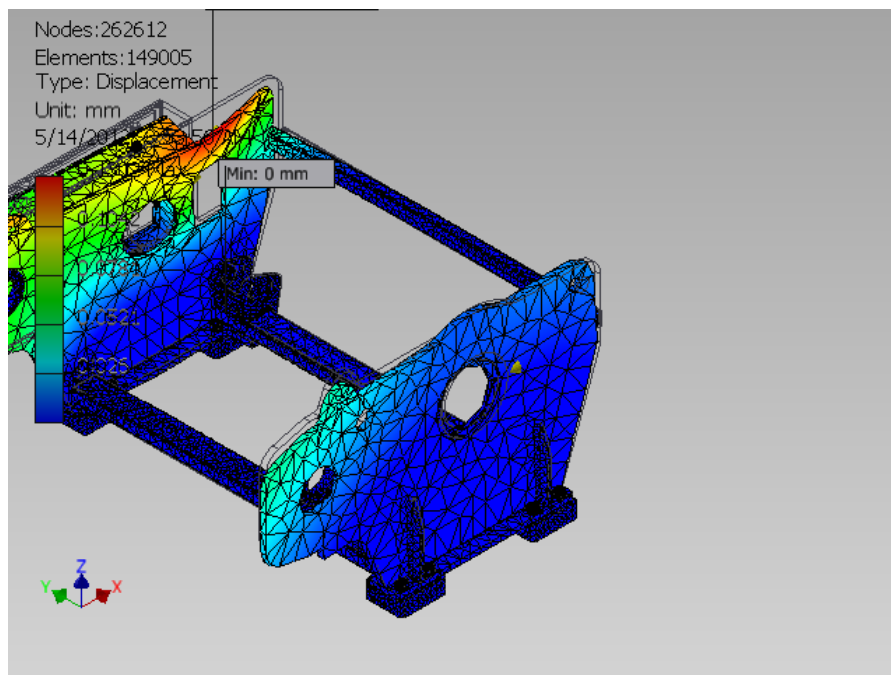
Табела 6.16 Излазни резултати анализе комплетног рама витла

Name	Minimum	Maximum
Volume	54868500 mm ³	
Mass	430.761 kg	
Von Mises Stress	0 MPa	47.1703 MPa
1st Principal Stress	-9.27935 MPa	30.9876 MPa
3rd Principal Stress	-50.0455 MPa	5.37225 MPa
Displacement	0 mm	0.130228 mm
Safety Factor	4.38836 ul	15 ul
Stress XX	-24.6706 MPa	23.2753 MPa
Stress XY	-9.62441 MPa	7.56578 MPa
Stress XZ	-18.3696 MPa	15.719 MPa
Stress YY	-24.6411 MPa	11.0378 MPa
Stress YZ	-17.2574 MPa	5.74589 MPa
Stress ZZ	-48.6702 MPa	20.977 MPa
X Displacement	-0.0921551 mm	0.0000294399 mm
Y Displacement	-0.0972495 mm	0.0744082 mm
Z Displacement	-0.080752 mm	0.0330125 mm
Equivalent Strain	0 ul	0.000185743 ul
1st Principal Strain	-0.000000655919 ul	0.000146843 ul
3rd Principal Strain	-0.000217232 ul	0.00000104939 ul
Strain XX	-0.000113111 ul	0.000117852 ul
Strain XY	-0.0000557778 ul	0.0000438472 ul
Strain XZ	-0.000113717 ul	0.0000910988 ul
Strain YY	-0.0000574943 ul	0.000060007 ul
Strain YZ	-0.000100015 ul	0.0000355698 ul

Strain ZZ	-0.000208719 ul	0.0000811286 ul
Contact Pressure	0 MPa	106.58 MPa
Contact Pressure X	-34.1189 MPa	38.168 MPa
Contact Pressure Y	-31.6929 MPa	51.5721 MPa
Contact Pressure Z	-103.1 MPa	94.3455 MPa



Слика 6.8 Вон Мизесов напон комплетног модела рама



Слика 6.9 Померање при дејству сила на лежишна места комплетног модела рама

6.5 АНАЛИЗА УПРОШЋЕНОГ МОДЕЛА РАМА ВИТЛА

Анализа упрошћеног модела рама витла спроведена је са три величине коначних елемената:

- са величином од 0,3;
- са величином од 0,2 и
- са величином од 0,1.

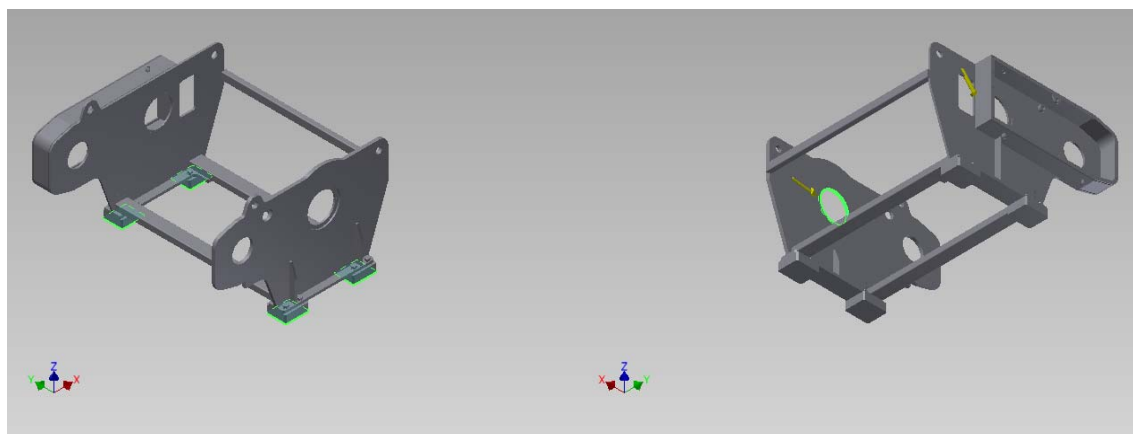
Анализа упрошћеног модела рама витла је спроведена брже него остале анализе. Међутим због коришћења већих елемената јављају се и веће разлике у резултатима. Резултати анализе су дати табеларно:

Табела 6.17 Физичке карактеристике упрошћеног модела рама

Mass	417.085 kg
Area	7627940 mm ²
Volume	53126400 mm ³
Center of Gravity	x=-460.536 mm y=621.159 mm z=308.969 mm

Табела 6.18 Карактеристике елемената упрошћеног модела рама

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes



Слика 6.10 Ограничења и дејство сила на упрошћен модел рама

Ограничавање и оптерећивање је изведено на исти начин као у претходној анализи.

Табела 6.19 Оптерећења на лежишним местима упрошћеног модела рама

Load Type	Force	Load Type	Force
Magnitude	72014.337 N	Magnitude	37378.355 N
Vector X	-48791.000 N	Vector X	-37185.000 N
Vector Y	-0.000 N	Vector Y	0.000 N
Vector Z	-52967.000 N	Vector Z	-3797.000 N

Табела 6.20 Реакције брода на упрошћени модел рама

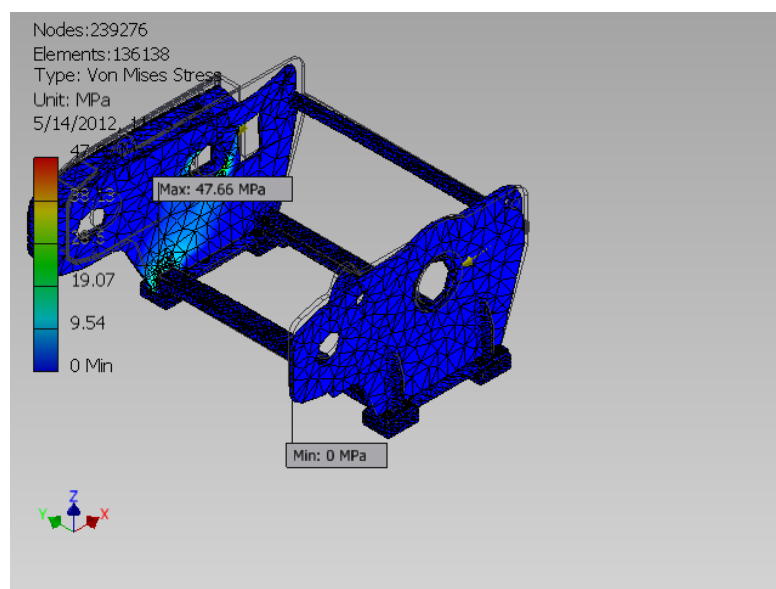
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	103024 N	85976 N	60941 N m	32606.4 N m
		0 N		50877.8 N m
		56764 N		-7879.33 N m

Овде је дата анализа са величином елемената 0,1 удносу на претходну где је дата анализа са величином елемента од 0,2, ради бољег упоређивања резултата са величином мреже. Примећују се већа померања (Слика 6.12 и Слика 6.15). Резултати анализе су дати табеларно (Табела 6.26):

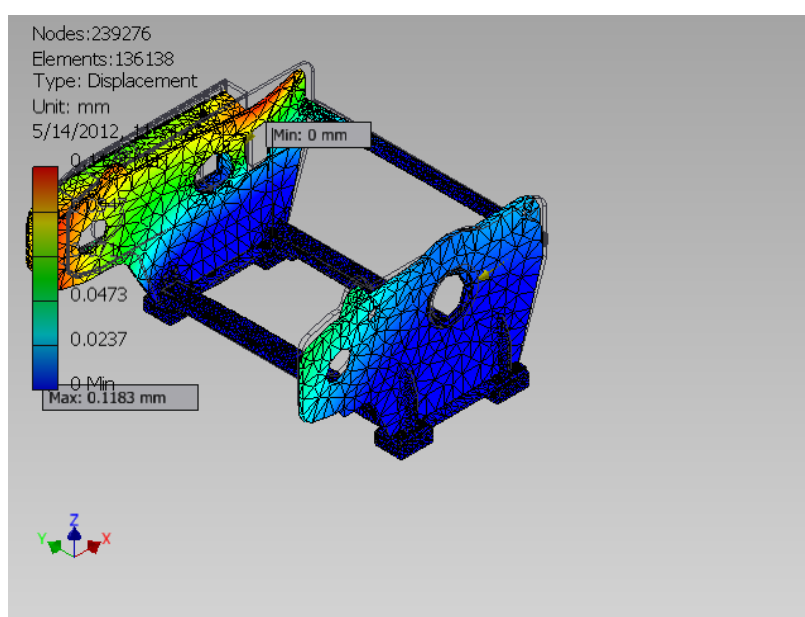
Табела 6.21 Резултати анализе упрошћеног модела рама

Name	Minimum	Maximum
Volume	53126400 mm ³	
Mass	417.085 kg	
Von Mises Stress	0.00316778 MPa	47.6645 MPa
1st Principal Stress	-9.40606 MPa	31.3085 MPa
3rd Principal Stress	-50.5274 MPa	4.64629 MPa
Displacement	0 mm	0.118332 mm
Safety Factor	4.34285 ul	15 ul
Stress XX	-24.7416 MPa	23.5053 MPa
Stress XY	-9.6843 MPa	7.67746 MPa
Stress XZ	-18.2937 MPa	15.8667 MPa
Stress YY	-25.0098 MPa	11.2052 MPa
Stress YZ	-17.477 MPa	8.9914 MPa
Stress ZZ	-49.1711 MPa	19.2345 MPa
X Displacement	-0.0935378 mm	0 mm
Y Displacement	-0.073719 mm	0.0726771 mm
Z Displacement	-0.0815564 mm	0.0341952 mm
Equivalent Strain	0.0000000131024 ul	0.000187849 ul
1st Principal Strain	-0.00000265783 ul	0.000148378 ul
3rd Principal Strain	-0.000219602 ul	0.00000103327 ul

Strain XX	-0.000113438 ul	0.00011892 ul
Strain XY	-0.0000561249 ul	0.0000444944 ul
Strain XZ	-0.000113247 ul	0.0000919546 ul
Strain YY	-0.0000584992 ul	0.000060156 ul
Strain YZ	-0.000101287 ul	0.0000521093 ul
Strain ZZ	-0.000211206 ul	0.0000795728 ul
Contact Pressure	0 MPa	107.287 MPa
Contact Pressure X	-34.0101 MPa	38.7213 MPa
Contact Pressure Y	-31.8152 MPa	52.3407 MPa
Contact Pressure Z	-103.799 MPa	94.3989 MPa



Слика 6.11 Вон Мизесов напон оптерећеног упрошћеног модела рама



Слика 6.12 Померање при дејству сила на лежишна места упрошћеног модела рама

6.6 АНАЛИЗА УПРОШЋЕНОГ РАМА ВИТЛА СА ДЕЈСТВОМ СИЛА ОД ЗАВОЈНОГ ВРЕТЕНА

За последњу анализу конструкције рама витла коришћена величина елемената је 0,3. У дејства сила су урачуната и дејства од отпора рама према завојном вретену. Те силе су малог интензитета и не утичу много на конструкцију, али је због упоређивања резултата спроведена и ова анализа. Разлике у резултатима су веома мале. Резултати ове анализе као и свих анализа до сад су дати табеларно:

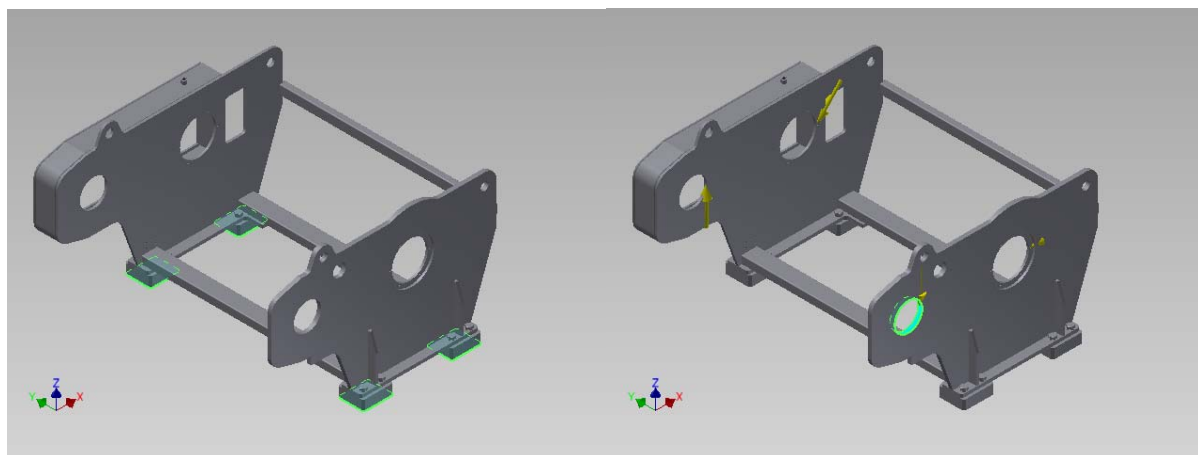
Табела 6.22 Физичке карактеристике модела рама витла

Mass	417.085 kg
Area	7627940 mm ²
Volume	53126400 mm ³
Center of Gravity	x=-460.536 mm y=621.159 mm z=308.969 mm

Табела 6.23 Карактеристике елемената коришћених у анализи модела рама витла

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.3
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Ограничења код ове анализе су иста као и код претходне две анализе, уз разлику што је зарад бржег добијања резултата величина елемената повећана на 0,3 и такође су додате силе отпора од завојног вретена.



Слика 6.13 Ограничавање и оптерећивање модела рама витла

Код ове анализе су мало другачији отпори брода на рам витла (Табела 6.24). Те разлике нису велике. Јављају се због додавања две силе које се јављају као реакција рама на завојно вретено.

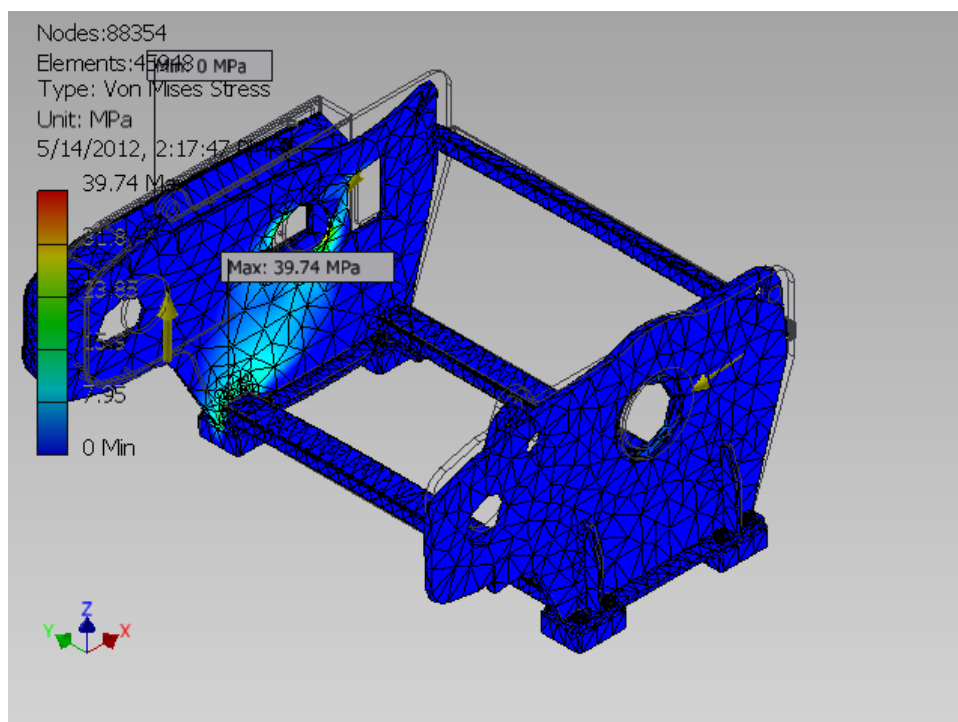
Табела 6.24 Реакције рама на брод

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	103024 N	85976 N	58275.9 N m	27304.6 N m
		0 N		50876.1 N m
		56764 N		-7884.22 N m

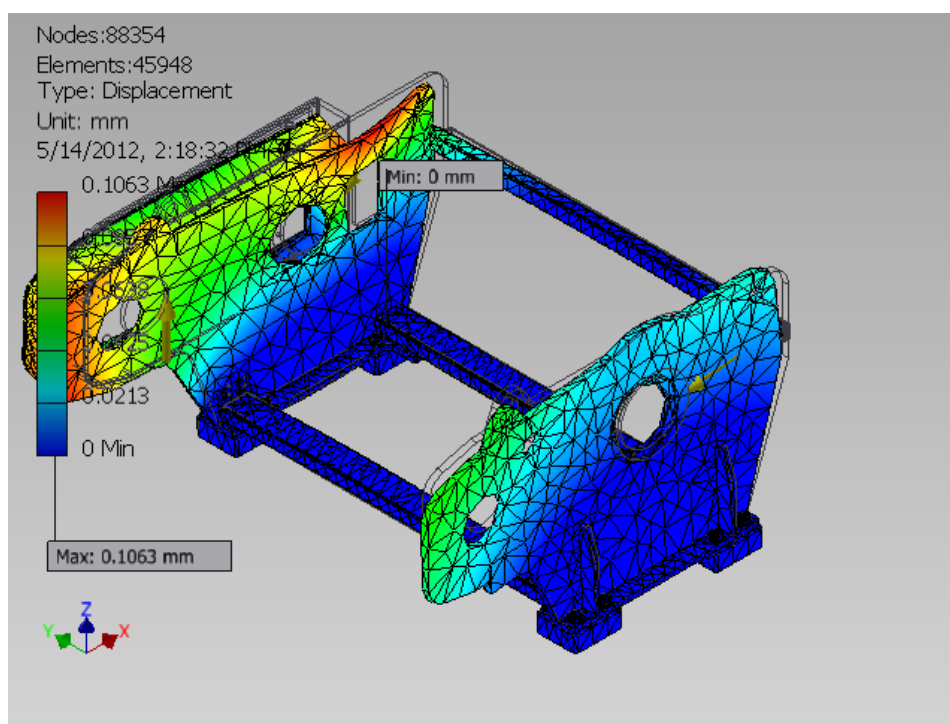
Табела 6.25 Резултати анализе оптерећења конструкције рама

Name	Minimum	Maximum
Volume	53126400 mm ³	
Mass	417.085 kg	
Von Mises Stress	0.00201266 MPa	39.7441 MPa
1st Principal Stress	-7.10446 MPa	26.9593 MPa
3rd Principal Stress	-49.0481 MPa	3.67997 MPa
Displacement	0 mm	0.106287 mm
Safety Factor	5.20832 ul	15 ul
Stress XX	-27.0637 MPa	17.5093 MPa
Stress XY	-7.83603 MPa	5.89071 MPa
Stress XZ	-18.2958 MPa	11.8493 MPa
Stress YY	-27.2491 MPa	13.0313 MPa
Stress YZ	-19.2623 MPa	9.56346 MPa
Stress ZZ	-43.3148 MPa	16.782 MPa
X Displacement	-0.0823805 mm	0 mm
Y Displacement	-0.0679422 mm	0.0741576 mm
Z Displacement	-0.0632773 mm	0.0299367 mm
Equivalent Strain	0.0000000845279 ul	0.000167008 ul
1st Principal Strain	-0.000000668579 ul	0.000116785 ul
3rd Principal Strain	-0.000199131 ul	0.00000107891 ul
Strain XX	-0.000113634 ul	0.0000828028 ul
Strain XY	-0.0000454134 ul	0.0000341394 ul
Strain XZ	-0.00011326 ul	0.0000686723 ul
Strain YY	-0.0000727963 ul	0.000059473 ul
Strain YZ	-0.000111634 ul	0.0000554246 ul
Strain ZZ	-0.000185012 ul	0.000055897 ul
Contact Pressure	0 MPa	95.7231 MPa
Contact Pressure X	-48.8166 MPa	44.2054 MPa
Contact Pressure Y	-33.4219 MPa	46.4072 MPa
Contact Pressure Z	-84.0282 MPa	83.5596 MPa

Са слика (Слика 6.14 и Слика 6.15) се виде мале разлике у односу на слике из претходне анализе. За овакве случајеве анализе конструкције силе тог реда величине, уколико их нема много, се могу занемарити.



Слика 6.14 Вон Мизесов напон оптерећеног рама витла



Слика 6.15 Померање при дејству сила рам витла

7. ЗАКЉУЧАК

Почетак истраживања за писање овог рада је почео много пре него што су добијени конкретни подаци од којих је састављен технички задатак. Пре састављања техничког задатка морало је да се добро продре у материју, и да се обави темељни преглед података о постојећим конструкцијама и њиховим прорачунима. Подаци о постојећим конструкцијама били су дотупни релативно лако, како у практичном раду, тако и на интернету. Много већи проблем представљао је прорачун. Након темељног претраживања по интернету, пронађени су прорачуни релевантни за извођење овакве конструкције витла. Прорачуни који су коришћени при извођењу ове конструкције немају суштинску разлику у односу на прорачуне који се користе за димензионисање елемената витла за кранове. Највећа разлика је у томе што се на бродским витлима намотава најчешће више од једног слоја ужета на добош, па се тада јављају притисци на бочне стране добоша. Упоредивањем прорачуна и конструкцијских решења за различите врсте витала добијене су фундаменталне информације које представљају јаку основу за почетак рада.

Након обављених почетних истраживања и класификације набављеног материјала, могао је на ред да дође и технички задатак. Технички задатак послат је на разраду из матичне фирме компаније *Rapp Marine Group*. Технички задатак је пористекао из техничке спецификације пројекта који садржао више од десет витала. Као једно од најкритичнијих витала за разматрање, спецификација витла, чијом се конструкцијом и прорачуном овде бавило, стигла у виду техничког задатка. Након извршене поставке техничког задатка из спецификације приступило се почетном разматрању нове конструкције овог витла.

Најтеже је било почетно разматрање и усвајање метода за прорачун. Прорачун сила које делују као отпори улежиштења преузет је из DNV [11] стандарда. Из DNV стандарда су такође преузети и прорачун кочионе силе, као и прорачун притисних сила које делују на добош витла.

Прорачун стандардних елемената је извршен помоћу софтверског пакета *Autodesk Inventor* по DIN или ISO[12] стандарду. Прорачун елемената помоћу рачунара је знатно скратио време разраде конструкције. За неке елементе прорачун је морао да буде извршен у неколико итерација да би се добили добри резултати који би гарантовали поуздан рад конструкције.

Нова конструкција се највише разликује, од старе, по томе што је изведена у две верзије. Велике разлике у односу на стару конструкцију су изведене код система за вођење ужета и код улежиштења. Друга верзија конструкције са три погона има нови, јединствени механички преносник. Такође је за обе верзије изведена вођица за први слој ужета на добошу.

Највећи утицај на извођење конструкције у две верзије је имало практично искуство. Друга верзија конструкције са три погона је компактнија, поузданија и лакша. Маса друге верзије конструкције бродског витла је смањена за 35[kg] у односу на оригиналну конструкцију, док је маса прве верзије конструкције смањена чак за 210[kg]. Код друге верзије конструкције уведен је механички преносник, какав до сада по својој концепцији, није био део ни једне претходне конструкције. Код механичког преносника су сва улежиштења изведена са унутрашње стране кућишта. Тако је добијено на компактности. Облик кућишта омогућава постављање овог преносника у разне положаје, тј. може се вршити ротација око централне осе преносника. Око промена у потребни положај, једина промена би била у кућишту, при мењању места поклопца за посматрање и отвору за испуштање уља. Мерач нивоа уља се налази на средини кућишта тако да промена његовог положаја ни у ком случају није потребна.

Такође се водило рачуна о распореду погонских једница. Погонске јединице су подељене на једнаке делове пуног круга тако да се радијалне силе у зупчаницима потиру међусобно. Такође су изабрани цилиндрични зупчаници са правим зубима тако да би аксијалне силе биле занемарљиве.

Доста се радило на унапређењу система за вођење ужета. Најбитније промене су изведене на кутији за вођење ужета ради лакше монтаже. Такође су направљене промене у вођици кутије. Водило се рачуна и о систему за подмазивање, како вођице и завојног вретена, тако и ваљака унутар кутије. Радило се и на унапређењу лежишних места у циљу лакше израде делова за исте и лакше монтаже.

После разраде конструкције, и завршених прорачуна моделирање и израда техничке документације је била лакши део посла. Техничка документација за обе верзије је дата у прилозима.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Марјановић, Н. : *Методe конструисања*, Машински факултет, Крагујевац , 1998.
- [2] Танасијевић С. : *Механички преносници*, Машински факултет Крагујевац, 1994.
- [3] Трбојевић М, и група аутора: *Редуктори*, Научна књига, Београд, 1977.
- [4] Танасијевић С., Вулић А.:*Механички преносници*, Машински факултет Крагујевац, 2006.
- [5] Николић В. : *Машински елементи*, Машински факултет, Крагујевац, 2004.
- [6] Јовичић С. : *Основи конструисања*, Машински факултет, Крагујевац, 2002.
- [7] Николић Р., Марјановић В. : *Металне конструкције*, Машински факултет, Крагујевац 1998.
- [8] Shih R. : *Autodesk Inventor*, Oregon Institute of Technology, Oregon, 2006.
- [9] Ћатић, Д.: *Методe поузданости машинских система*, Машински факултет, Крагујевац, 2009.
- [10] Baun L.: *Improvement in the design of winches*, National University of Singapore, 2005
- [11] Det Norske Veritas (DNV), Oct 2005, “Offshore Standard DNV-OS-D101,”
- [12] International Standard {ISO), “Shipbuilding and Marine Structures – Deck Machinery- Towing winches for deep sea use,” ISO 7365-1983 (E).
- [13] SRPS, M.D1, *Стандард за дизаличне машине*, 2010.
- [14] Simrad FS Trawl sonarsystem, каталог Kongsberg company ,2009.
- [15] www.rappmarine.com, приступљено у марту 2012
- [16] www.scopus.com, приступљено у марту 2012
- [17] Јовичић, Г.: *Педавања из предмета Инжињерски алати 2*, школске 2010/2011, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2010.

САДРЖАЈ ПРИЛОГА

ПРИЛОГ 1: ВИТЛО – ВЕРЗИЈА СА ЈЕДНИМ ПОГОНОМ



- **СКОЛПНИ ЦРТЕЖ ВИТЛА**
- **СКЛОПНИ ЦРТЕЖ ДОБОША**
- **СКЛОПНИ ЦРТЕЖ РАМА**
- **СКЛОПНИ ЦРТЕЖ КОЧНИЦЕ**
- **СКЛОПНИ ЦРТЕЖ КУТИЈЕ ЗА ВОЂЕЊЕ УЖЕТА**

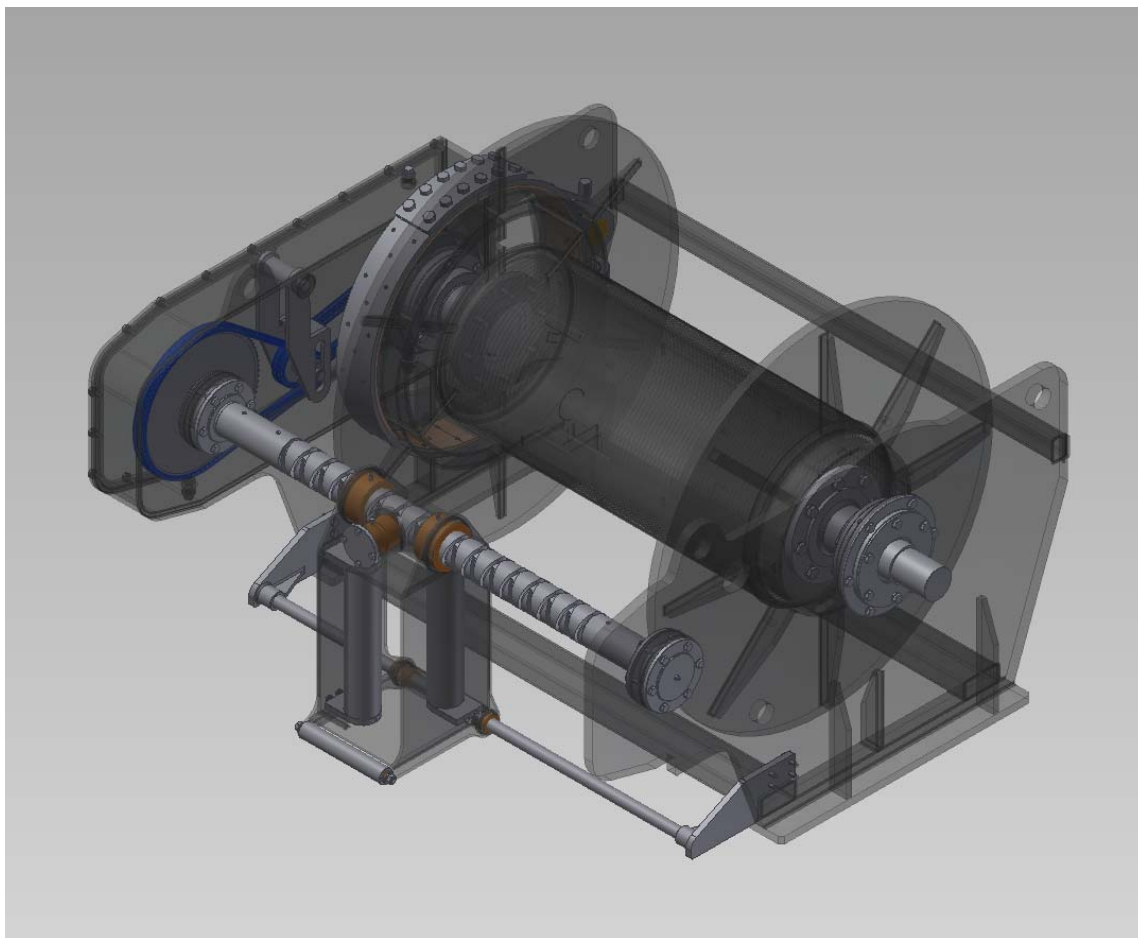
ПРИЛОГ 2: ВИТЛО – ВЕРЗИЈА СА ТРИ ПОГОНА

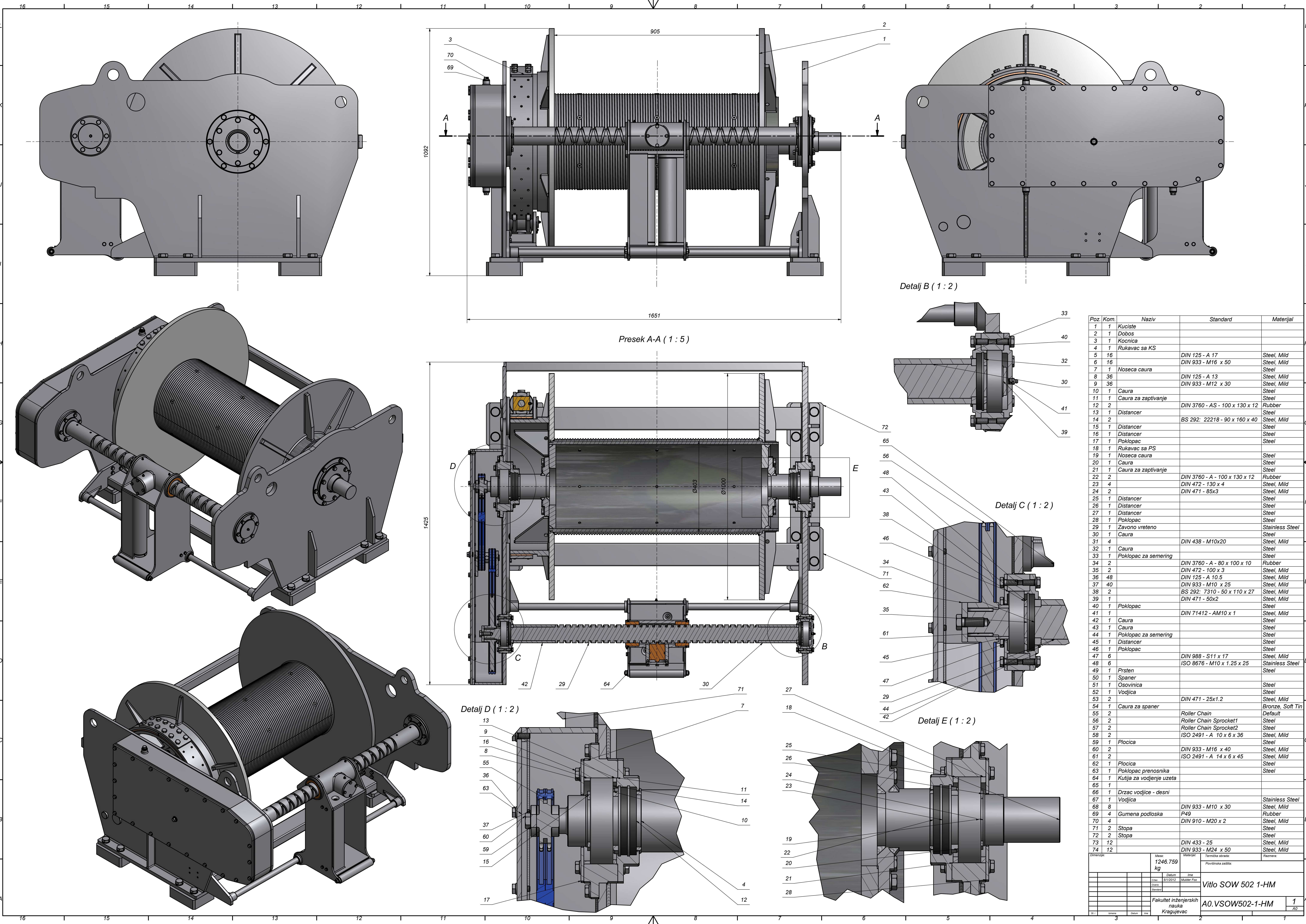


- **СКЛОПНИ ЦРТЕЖ ВИТЛА**
- **СКЛОПНИ ЦРТЕЖ МЕХАНИЧКОГ ПРЕНОСНИКА**

ПРИЛОГ 1

ВИТЛО – ВЕРЗИЈА СА ЈЕДНИМ ПОГОНОМ

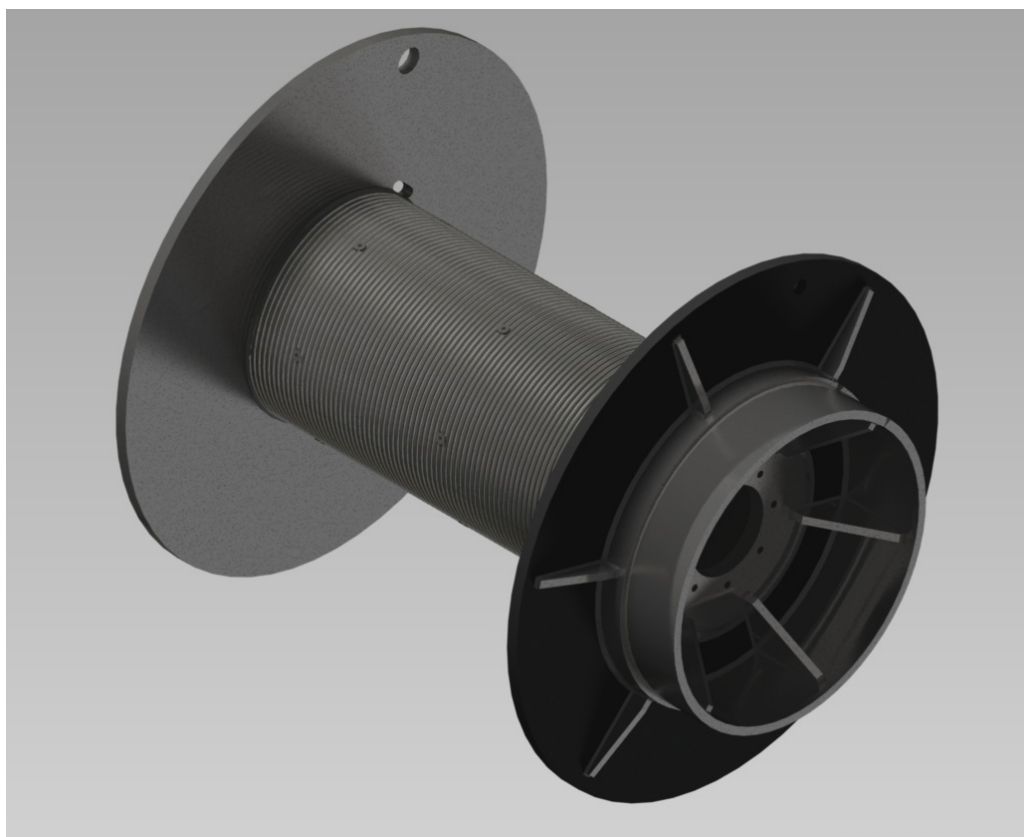
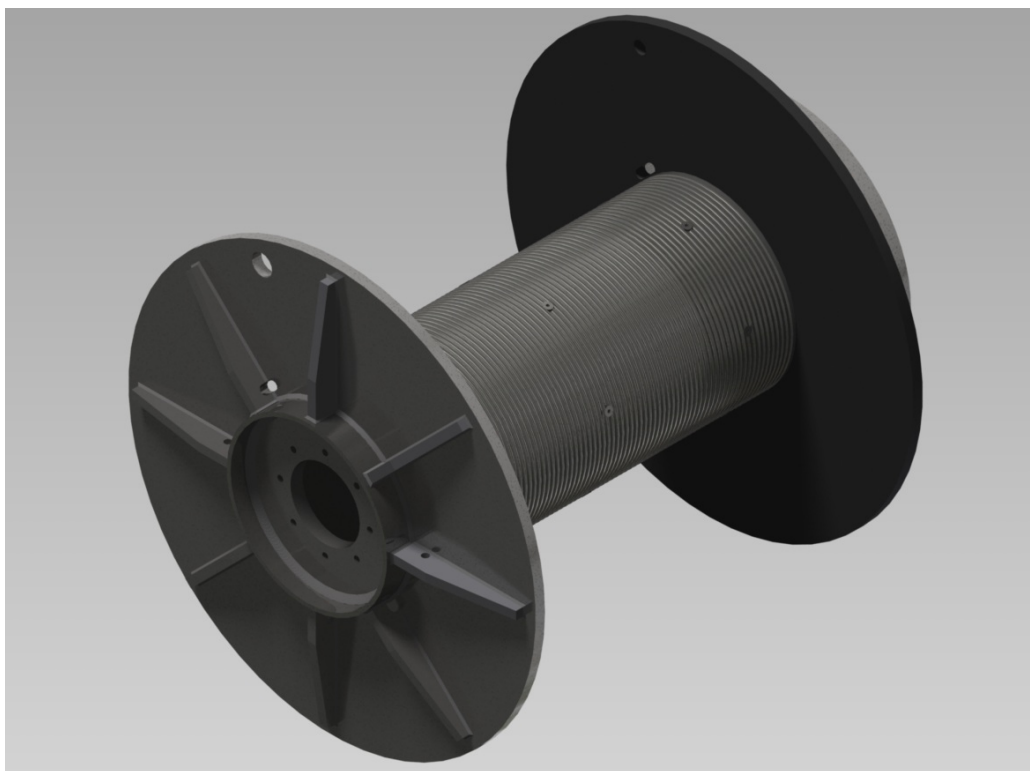


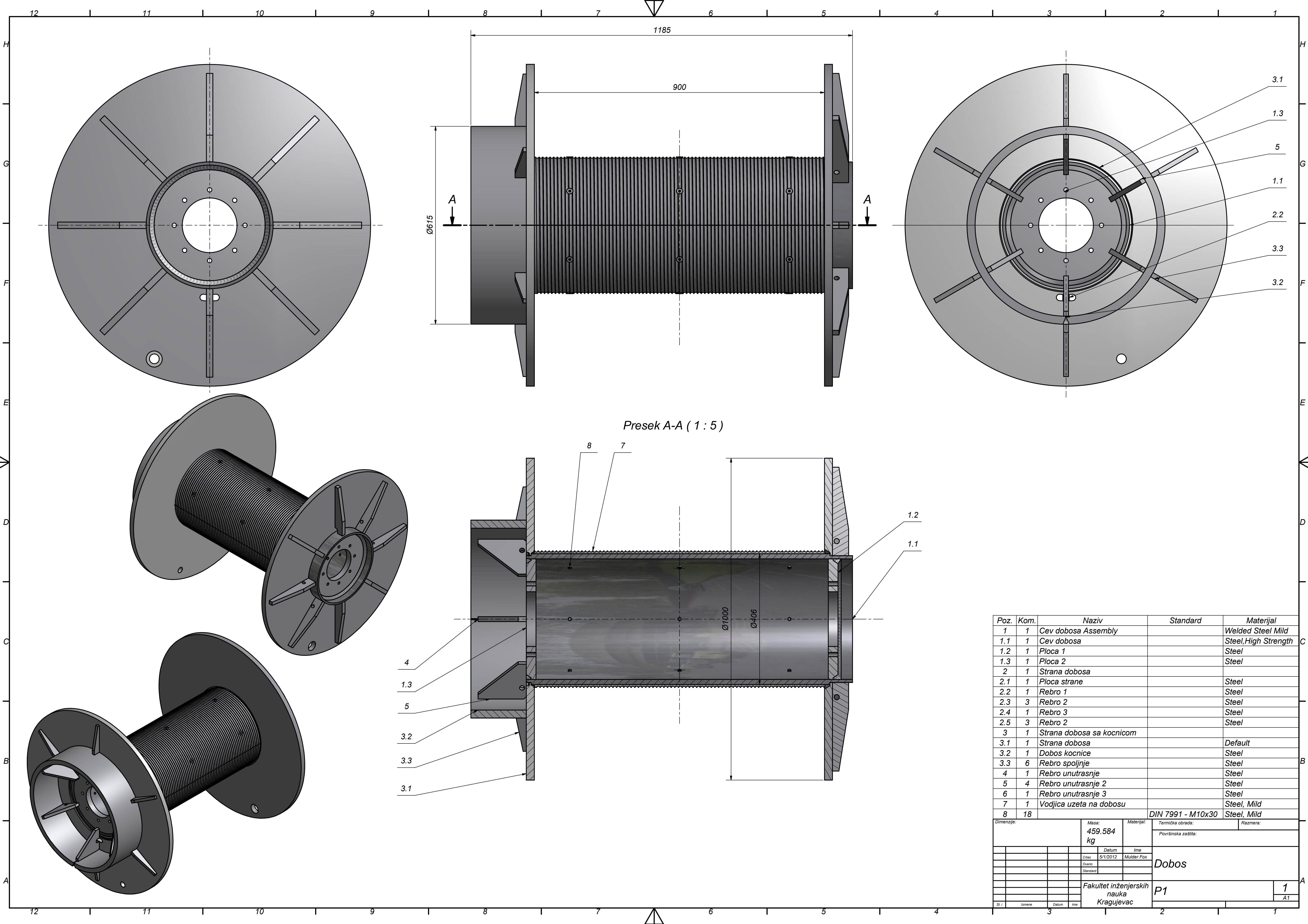


Poz.	Kom.	Naziv	Standard	Materijal
1	1	Kuciste		
2	1	Dobos		
3	1	Kocnica		
4	1	Rukavac sa KS		
5	16		DIN 125 - A 17	Steel, Mild
6	16		DIN 933 - M16 x 50	Steel, Mild
7	1	Noseca caura		Steel
8	36		DIN 125 - A 13	Steel, Mild
9	36		DIN 933 - M12 x 30	Steel, Mild
10	1	Caura		Steel
11	1	Caura za zaptivanje		Steel
12	2		DIN 3760 - AS - 100 x 130 x 12	Rubber
13	1	Distancer		Steel
14	2		BS 292: 22218 - 90 x 160 x 40	Steel, Mild
15	1	Distancer		Steel
16	1	Distancer		Steel
17	1	Poklopac		Steel
18	1	Rukavac sa PS		Steel
19	1	Noseca caura		Steel
20	1	Caura		Steel
21	1	Caura za zaptivanje		Steel
22	2		DIN 3760 - A - 100 x 130 x 12	Rubber
23	4		DIN 472 - 130 x 4	Steel, Mild
24	2		DIN 471 - 85x3	Steel, Mild
25	1	Distancer		Steel
26	1	Distancer		Steel
27	1	Distancer		Steel
28	1	Poklopac		Steel
29	1	Zavono vreteno		Stainless Steel
30	1	Caura		Steel
31	4		DIN 438 - M10x20	Steel, Mild
32	1	Caura		Steel
33	1	Poklopac za semering		Steel
34	2		DIN 3760 - A - 80 x 100 x 10	Rubber
35	2		DIN 472 - 100 x 3	Steel, Mild
36	48		DIN 125 - A 10.5	Steel, Mild
37	40		DIN 933 - M10 x 25	Steel, Mild
38	2		BS 292: 7310 - 50 x 110 x 27	Steel, Mild
39	1		DIN 471 - 50x2	Steel, Mild
40	1	Poklopac		Steel
41	1		DIN 71412 - AM10 x 1	Steel, Mild
42	1	Caura		Steel
43	1	Caura		Steel
44	1	Poklopac za semering		Steel
45	1	Distancer		Steel
46	1	Poklopac		Steel
47	6		DIN 988 - S11 x 17	Steel, Mild
48	6		ISO 8676 - M10 x 1.25 x 25	Stainless Steel
49	1	Prsten		Steel
50	1	Spaner		Steel
51	1	Osovinica		Steel
52	1	Vodjica		Steel
53	2		DIN 471 - 25x1.2	Steel, Mild
54	1	Caura za spaner		Bronze, Soft Tin
55	2		Roller Chain	Default
56	2		Roller Chain Sprocket1	Steel
57	2		Roller Chain Sprocket2	Steel
58	2		ISO 2491 - A 10 x 6 x 36	Steel, Mild
59	1	Plocica		Steel
60	2		DIN 933 - M16 x 40	Steel, Mild
61	2		ISO 2491 - A 14 x 6 x 45	Steel, Mild
62	1	Plocica		Steel
63	1	Poklopac prenosnika		Steel
64	1	Kutija za vodjenje uzeta		
65	1			
66	1	Drzac vodjice - desni		Stainless Steel
67	1	Vodjica		Steel, Mild
68	8		DIN 933 - M10 x 30	Steel, Mild
69	4	Gumena podloska	P49	Rubber
70	4		DIN 910 - M20 x 2	Steel, Mild
71	2	Stopa		Steel
72	2	Stopa		Steel
73	12		DIN 433 - 25	Steel, Mild
74	12		DIN 933 - M24 x 50	Steel, Mild

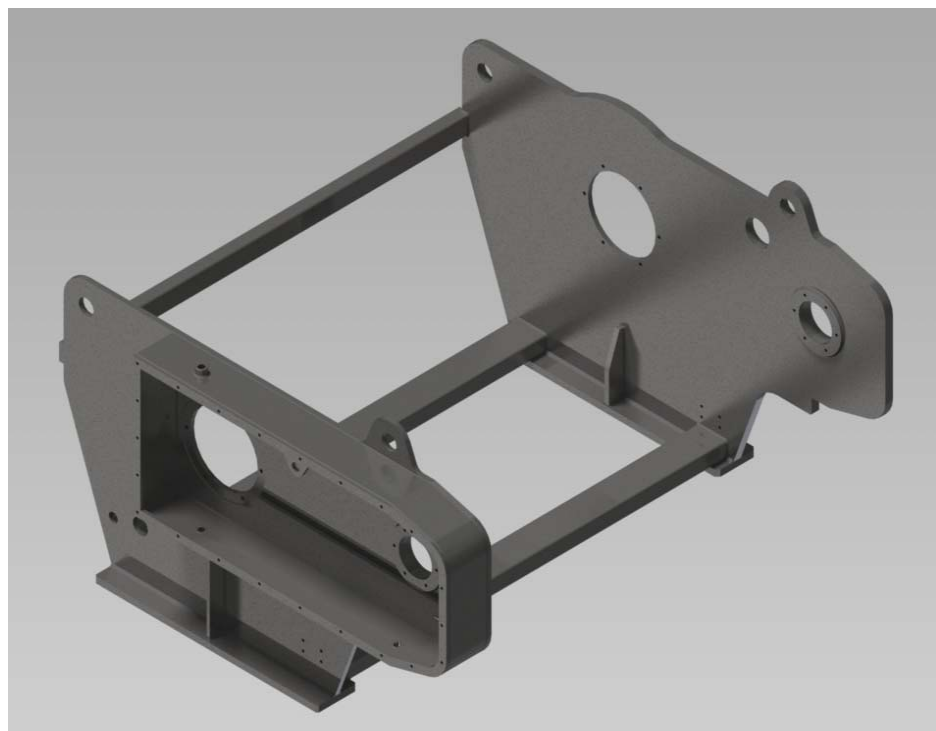
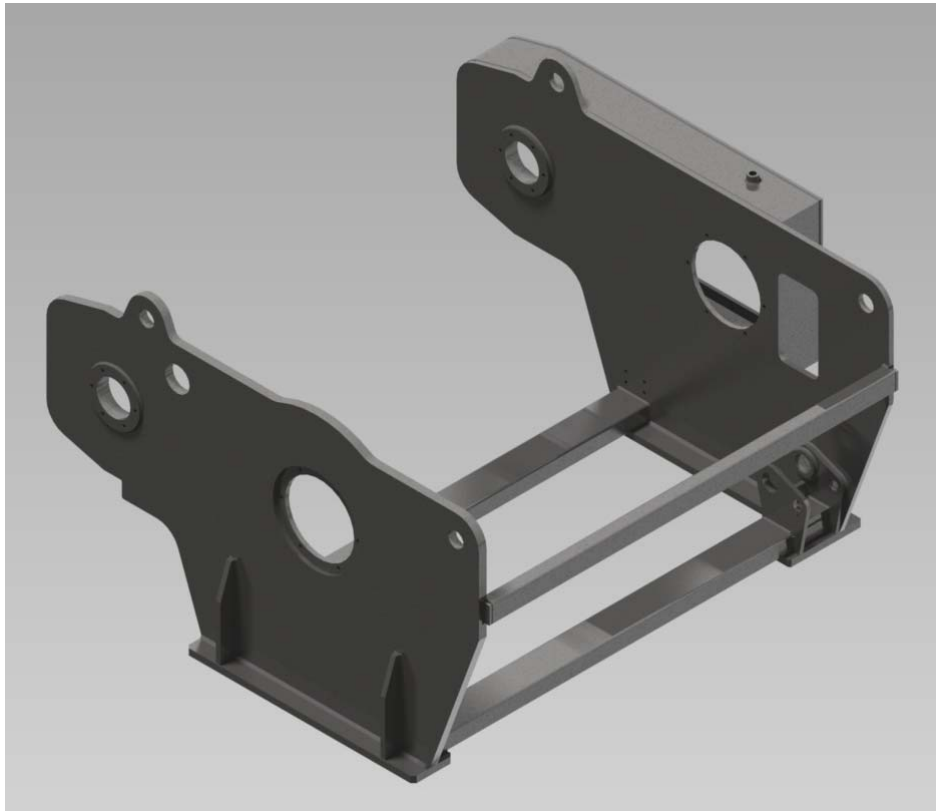
Dimenzije:		Masa: 1246.759 kg	Materijal:	Terminsko obrada:	Proizvođa:
Dinamika:		Datum:	Mudlov Fok:	Vitlo SOW 502 1-HM	
Dinamika:		Dinamika:	Dinamika:	Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac	
Dinamika:		Dinamika:	Dinamika:	A0.VSOW502-1-HM	
Dinamika:		Dinamika:	Dinamika:	1 A0	

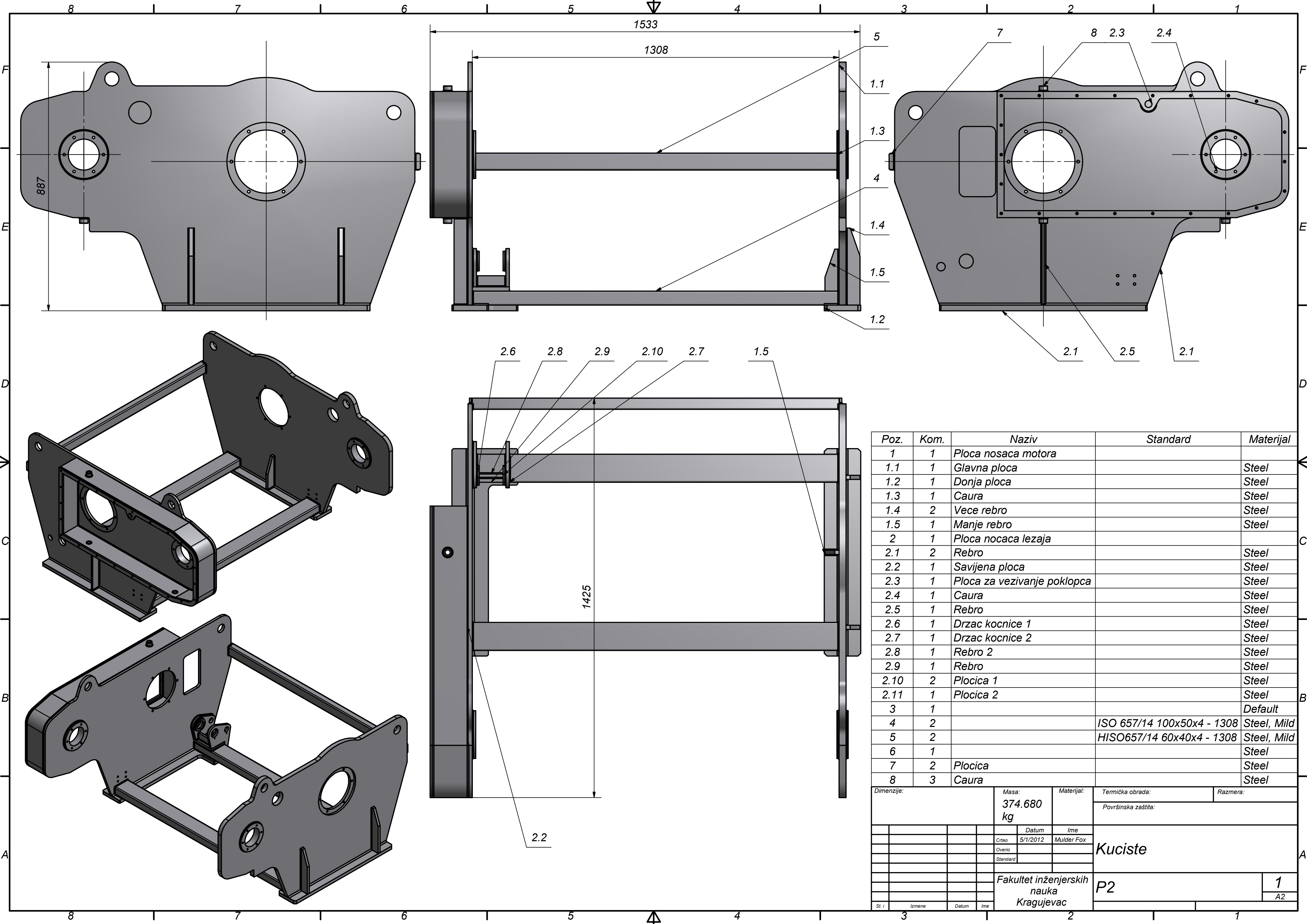
ДОБОШ





PAM



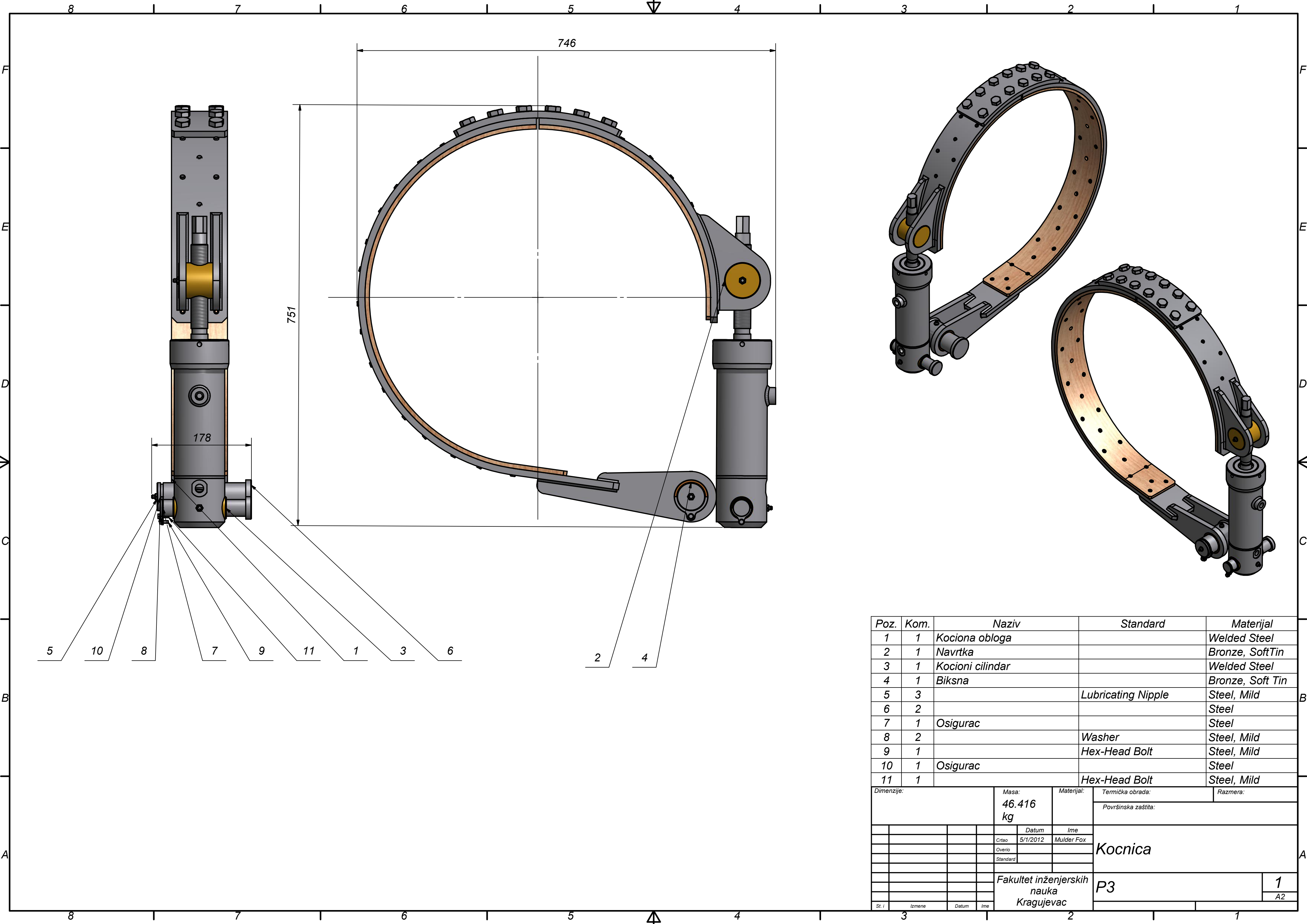


Poz.	Kom.	Naziv	Standard	Materijal
1	1	Ploca nosaca motora		
1.1	1	Glavna ploca		Steel
1.2	1	Donja ploca		Steel
1.3	1	Caura		Steel
1.4	2	Vece rebro		Steel
1.5	1	Manje rebro		Steel
2	1	Ploca nocaca lezaja		
2.1	2	Rebro		Steel
2.2	1	Savijena ploca		Steel
2.3	1	Ploca za vezivanje poklopca		Steel
2.4	1	Caura		Steel
2.5	1	Rebro		Steel
2.6	1	Drzac kocnice 1		Steel
2.7	1	Drzac kocnice 2		Steel
2.8	1	Rebro 2		Steel
2.9	1	Rebro		Steel
2.10	2	Plocica 1		Steel
2.11	1	Plocica 2		Steel
3	1			Default
4	2		ISO 657/14 100x50x4 - 1308	Steel, Mild
5	2		HISO657/14 60x40x4 - 1308	Steel, Mild
6	1			Steel
7	2	Plocica		Steel
8	3	Caura		Steel

Dimenzije:		Masa: 374.680 kg	Materijal:	Termicka obrada:	Razmera:
				Površinska zaštita:	
		Datum	Ime	Kuciste	
		Crtao	5/1/2012		
		Overio			
		Standard			
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac	
St. 1	Izmene	Datum	Ime	P2	
				1 A2	

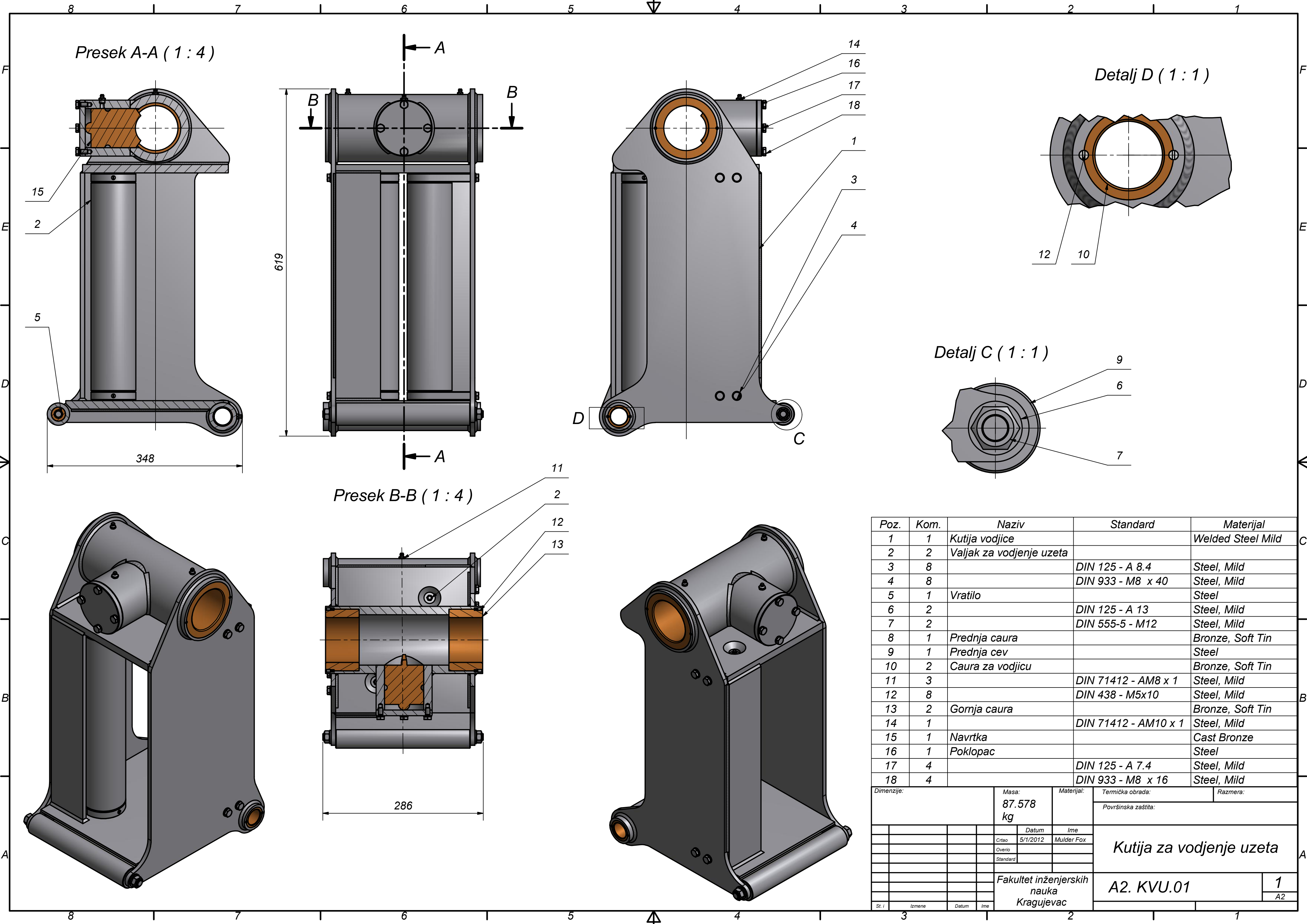
КОЧНИЦА





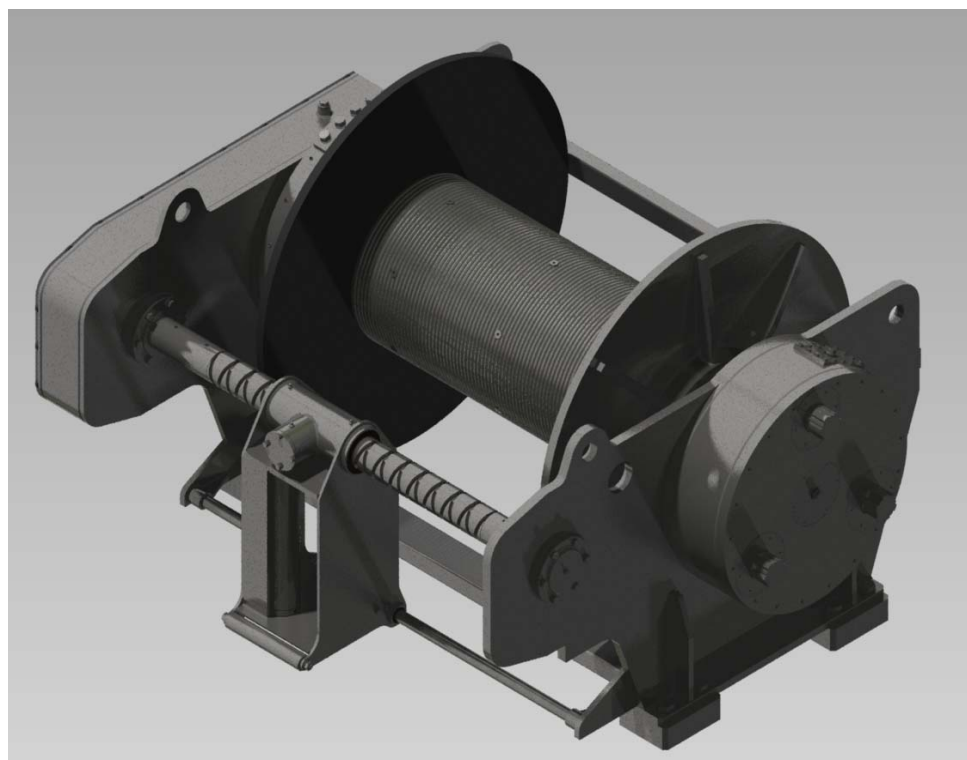
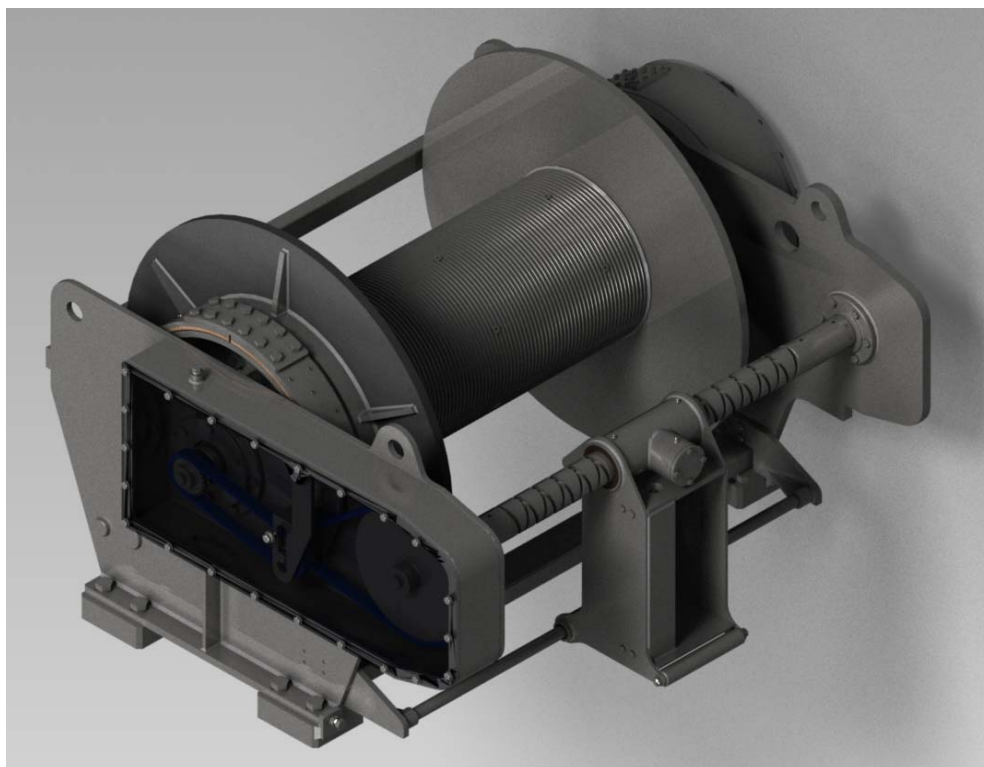
КУТИЈА ЗА ВОЂЕЊЕ УЖЕТА





ПРИЛОГ 2

ВИТЛО – ВЕРЗИЈА СА ТРИ ПОГОНА



МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИК

