

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Транспортни уређаји и машине

Број индекса: 365/2017

Марко Г. Манчић

Грабуљасти транспортер са високим стругачима

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Ненад Милорадовић, - ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене грабуљастих транспортера са високим стругачима.
- Прикаже кратак осврт на историјски развој грабуљастих транспортера.
- Наведе и опише одговарајуће конструктивне елементе транспортера, истакне њихове главне карактеристике и метод прорачуна.
- Изврши прорачун свих потребних параметара транспортера, прорачун отпора кретања, вучне силе и снаге погонског мотора.
- Полазни подаци:
 - транспорт руде угља,
 - капацитет транспорта: $Q = 80 \text{ t/h}$,
 - дужина деонице: $L = 70 \text{ m}$,
 - под нагибом: $\beta = 10^\circ$
- За предложено решење прикаже транспортер применом одговарајућег CAD софтвера.

Препоручена литература:

- [1] Гашић, М., Транспортни уређаји – непрекидни транспорт, Машински факултет, Краљево, 1997.
- [2] Гашић, М., Транспортне машине – изводи из теорије са примерима, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Краљево, 2017.
- [3] Тошић, С., Транспортни уређаји - Механизација транспорта, Машински факултет, Београд, 1999.
- [4] J. Fruchtbaum, Bulk materials handling handbook, Springer Science, New York, 1998.
- [5] Јевтић, В., Транспортне машине - за насипне и комадне терете са непрекидним начином рада, Ниш, 2001.
- [6] Дедијер, С., Основи транспортних уређаја, Београд, 1989.

Крагујевац, 10. 03. 2019.

Ментор:

Др Ненад Милорадовић, ванр. проф.

Садржај

1. Увод	1
2. Грабуљаста транспоретри	3
2.1. Историјат грабуљастих транспоретра	4
2.2. Грабуљаста транспоретри са ниским стругачима	6
2.3. Грабуљаста транспоретри са контурним стругачима	9
2.4. Цевни грабуљаста транспоретр	11
3. Грабуљаста транспоретри са високим стругачима	14
3.1. Улога и област примене грабуљастих транспоретра са високим стругачима...	15
3.2. Карактеристике грабуљастих транспоретра са високим стругачима	16
3.3. Елементи грабуљастих транспоретра са високим стругачима	19
3.3.1. Ланци	19
3.3.2. Ланчаници и погонски механизам	21
3.3.3. Затезни уређаји	21
3.3.4. Стругачи	22
3.3.5. Олук	22
4. Прорачун грабуљастог транспоретра	23
4.1. Прорачуна основних параметара транспортера са високим стругачима	23
4.2. Прорачун вучне силе у ланцу	26
4.3. Прорачун електромотора	29
4.4. Прорачун редуктора	29
4.5. Избор и провера ланца	31
4.6. Прорачун ланчаника	36
4.7. Одређивање масе ланчаника	39
4.8. Избор елемената за везу	40
4.9. Прорачун вратила	41
4.9.1. Одређивање сила које делију на вратило	41
4.9.2. Одређивање отпора ослонца у хоризонталној равни	42
4.9.3. Одређивање отпора ослонца у вертикалној равни	43
4.9.4. Одређивање момента савијања у хоризонталној равни	45
4.9.5. Одређивање момента савијања у вертикалној равни	47
4.9.6. Резултујући момент савијања и момент увијања	49
4.9.7. Прорачун пречника вратила	51
4.9.8. Прорачун пречника вратила у CAD програмском пакету	54
4.10. Прорачун олакшања на погонском ланчанику	55
4.11. Одређивање масе ланчаника са олакшањима	56
4.12. Прорачун лежаја	57

5. 3D моделирање грабуљастог транспортера са вискоим стругачима.....	59
5.1. Саставни елементи пројектованог транспортера	57
6. Закључак	65
7. Литература.....	66
8. Прилог	67

Резиме

Због своје једноставне конструкције и низ предности у односу на друге транспортне овај тип грабуљастог транспортера претежно се користе у хемиској, прехранбеној, рударској, дрвној и другим индустријским гранама. Највећа примена ових транспортера је на откопима у рудницима угља. Сваки грабуљастаи транспортер, па тако и овај састоји се из радне гране по којој се гура материјал, стругача, ланца, ланчаника и погинске јединице. Извршен је прорачун свих ових елемената за конкретни грабуљастаи транспортер са високим стругачима. На основу прорачуна извршено је и креирање 3D модела, односно визуализација, свих елемената овог транспортера у софтверском пакету „Autodesk Inventor 2017“.

Кључне речи: Грабуљастаи транспортер, транспорт руде, ланац, стругач.

Abstract

Due to their simple construction and a number of advantages over other transporters, this type of rake conveyor is predominantly used in the chemical, food, mining, timber and other industries. The largest application of these conveyors is in the excavations at the coal mines. Each rake conveyor, including this one, consists of a workpiece that pushes the material, the scraper, the chain, the sprocket and the death unit. All these elements have been calculated for a particular rake conveyor with high scrapers. On the basis of the calculation, a 3D model was created, that is, visualizations, of all elements of this transporter in the software package "Autodesk Inventor 2017".

Key words: Grapple conveyor, ore transport, chain, scraper.

1. Увод

Различити уређаји транспортне технике чине саставни део производног циклуса неког технолошког процеса или су главне машине неког претоварног места великог капацитета.

Савремени производни погони, комбинати црне металургије, складишта материјала, ливнице, ковачнице, руднице, снабдевени су транспортним уређајима прекидног (цикличног) или непрекидног дејства.

За прекидни транспорт се примењују дизаличне машине које се одликују кружним радом. Оне, дакле, премештају терет одвојеним кретањима, односно, радни циклус се састоји из више етапа. Једна од њих је и повратна (празан ход) и време трајања те етапе директно утиче на капацитет транспорта. Другим речима, капацитет дизаличног постројења обрнуто је сразмеран висини дизања терета и дужини његовог хоризонталног премештања. Ово је једна од основних разлика између дизаличних машина и уређаја непрекидног транспорта.

Уређаји непрекидног транспорта при преносу материјала немају празних ходова, тј. капацитет им не зависи од дужине транспорта. Налазе примену на свим местима где је потребно премештати велике количине командних, ситнозрнастих, зрнастих и прашкастих материјала [1].

Уређаји непрекидног транспорта се сврставају у три основне групе [1]:

1. уређаји са вучним елементом,
2. уређаји без вучног елемента и
3. помоћни уређаји.

У групу уређаја непрекидног транспорта са вучним елементом спадају:

- транспортери (тракасти, плочасти, грабуљасти, ...),
- конвејери (висећи, подни, ...),
- елеватори (кофичасти, са конзолним носачима, ...)

У групу уређаја непрекидног транспорта без вучног елемента спадају:

- пужни транспортери,
- ваљкасти транспортери,
- осцилаторни транспортери.

У групу помоћних уређаја спадају:

- бункери,
- затварачи,
- додавачи (дозатори),
- уређаји за одмеравање и др.

Основне предности уређаја непрекидног транспорта су [2]:

- велики и постојан капацитет који не зависи од дужине транспортног пута,
- равномеран ток транспортованог материјала,
- претежно стационаран рад уређаја (ретко заустављање и покретање),
- релативно мали габарити и једноставна уградња,
- велика поузданост у раду и лако одржавање,
- у току транспортовања се могу вршити одређене технолошке операције (монтажа, бојење, прање).

Недостаци ових уређаја су:

- ограничена флексибилност,
- углавном нису погодни за остваривање просторне трасе,
- при непотпуном коришћењу техничких параметара мала рентабилност,
- непогодни су за транспорт терета већих димензија и тежине.

Да би се извршио избор и прорачун уређаја непрекидног транспорта, који се састоји у одређивању његових основних параметара, прорачуну и избору вучног елемента, одређивању погонске снаге мотора, избору и прорачуну елемената преноса снаге за погон уређаја, потребно је познавање следећих параметара [1]:

- капацитет транспорта,
- погонска маса,
- шема трасе,
- карактеристике материјала и
- режим рада.

Материјали који се транспортују уређајима непрекидног транспорта деле се на насипне и комадне. Код насипних материјала честице су ограничене покретљивости. Степен покретљивости зависи од унутрашњих сила трења као и од међусобне повезаности честица.

Карактеристична својства материјала су [1]:

- гранулометријски састав,
- густина,
- влажност,
- угао природног пада,
- абразивност,
- лепљивост,
- особина слегања,
- коефицијент трења и др.

2. Грабуљасти транспортери

По принципу рада и конструктивном извођењу грабуљасти транспортери су слични плочастим. Служе првенствено за транспорт насипних ситнозрнастих материјала по каналу или олуку. Основна карактеристика ових транспортера је што имају гураче (стругаче, кофице), који су везани за покретни вучни елемент. Налазе примену у рудницама угља, хемијској индустрији, ливницама и ковачницама за премештање врућих одливака и откивака, на растојања од 50 m до 100 m, а само у изузетним случајевима може бити и до 200 m. Капацитет им се креће до 1000 m³/h, а брзина кретања до 1 m/s [2].

Траса им је хоризонтална, коса (под углом и до 60°) или комбинована. Затвореног је типа у хоризонталној или вертикалној равни. Транспорт се може остварити и по траси просторног типа са специјалним извођењем.

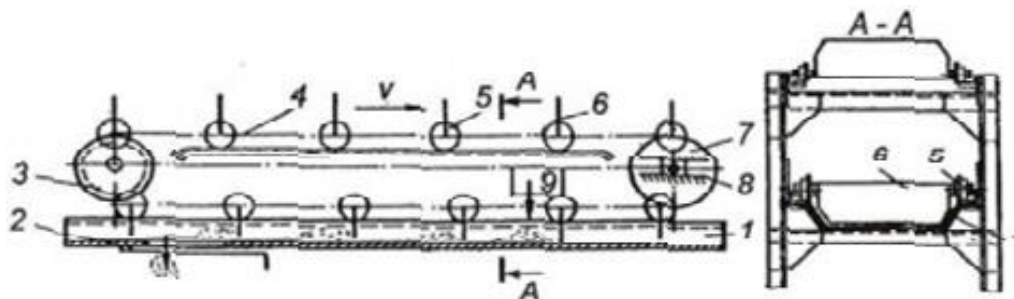
Предности ових транспортера су у једноставној конструкцији, лако утовару и истовару материјала као и једноставном опслуживању и руковању. Недостатак им је и израженом хабању олука због стругања стругача и материјала о њихове стране и повећаној потрошњи енергије. Неке врсте материјала се лако ситне и оштећују због заглављивања између стругача и олука [1].

Ови транспортери нису погодни за транспорт влажних и лепљивих материјала јер због тих особина долази до тешкоћа при утовару и истовару, што знатно утиче на смањење капацитета транспорта. Такође треба избегавати и транспорт јако абразивних материјала, јер утичу на хабање олука и канала.

У зависности од конструктивног извођења деле се на [2]:

- грабуљасте транспортере са стругачима (са високим и ниским стругачима) и
- грабуљасте транспортере са кофицама.

Грабуљасти транспортер приказан на слици 2.1 се састоји из олука 1, обично постављеног на доњој радној грани. На ланцу 4 са точићима 5 су причвршћени стругачи 6 у облику плоча. Ланац добија погон преко погонског ланчаника 3, а затеже се затезним ланчаником 7 преко механизма за затезање 8. Материјал се сипа у олак преко левка 9. Стругачи при кретању потискују материјал по олуку до места за пражњење 2 [1].



Слика 2.1 Грабуљасти транспортер са стругачима [1]

2.1. Историјат грабуљастих транспортера

Радови у рудницима су се некада обављали ручно све док нису почели да се појављују први једноланчани грабуљастих транспортери. Увођењем овог транспортера на местима утовара, знатно је олакшан транспорт угља, поједностављује и олакшава уклањање угља са места утовара. Први једноланчани грабуљастих транспортери увезени из Мађарске нису се показали добро јер су захтевали чврсту стабилност погона. Након њих следећи једноредни грабуљастих транспортери за потребе рудника појавили су се у НР Словенији у рударском погону "СТТ" - Трбовље.

Утовар се обављао ручно у јамске вагоне (слика 2.2) до 1954. године, када се на ископу уводе једноланчани грабуљастих транспортери и одмах уклања транспортовани материјал, што олакшава утовар и поједностављује непосредан транспорт са места утовара, односно замјењују вагоне.

Грабуљастих транспортер је најкарактеристичније рударско транспортно средство настао из потребе да се ископани угљ транспортује на веће удаљености и тиме олакша читав процес транспорта угља. Такав транспортер мора бити изузетно робустан и неосетљив на услове у којима ради (минирање, механизација, подлога за уземљење), погодан за једноставно и лако померање и на крају довољно флексибилан да се прилагоди терену на коме се врши ископ.



Слика 2.2 Транспорт угља вагонима, пре грабуљастог транспортера [3]

Данас постоје пуно произвођача грабуљастих транспортера који раде на највишем нивоу и са високим квалитетом израде. Неки од водећих светских произвођача су Techrevo ENGINEERS (Индија), Conveyor LINES LTD (Енглеска), C.M.S Conveyor Manufacturing & Service (САД), LINTER Group (Пољска), итд.

LINTER Group је једна од водећих компанија у Европи, са представништвом у Пољској, али поседује своје производне погоне широм Европе.

Успешно сарађује са компанијама као што су JSWSA, Lubelski Wegiel, Kompania Weglowa S.A, KGHM Polska Miedz, итд. Поред производње грабуљастих транспортера баве се и производњом тракастих, ваљкастих, плочастих и свих осталих врсти транспортера. На слици 2.3 приказани су транспортни системи овог произвођача [3].



Слика 2.3 Транспортни системи произвођача LINTER Group [3]

У Србији постоје произвођачи грабуљастих транспортера и то су: MGP Brus (Бешка), Aledjo d.o.o (Београд), Factotum d.o.o (Алексинац), итд.

Један од најуспешнијих произвођача грабуљастих транспортера у Србији је MGP Brus, који поседује сертификате квалитета ISO 9001. На слици 2.4 приказани су грабуљасте транспортери овог произвођача [4].



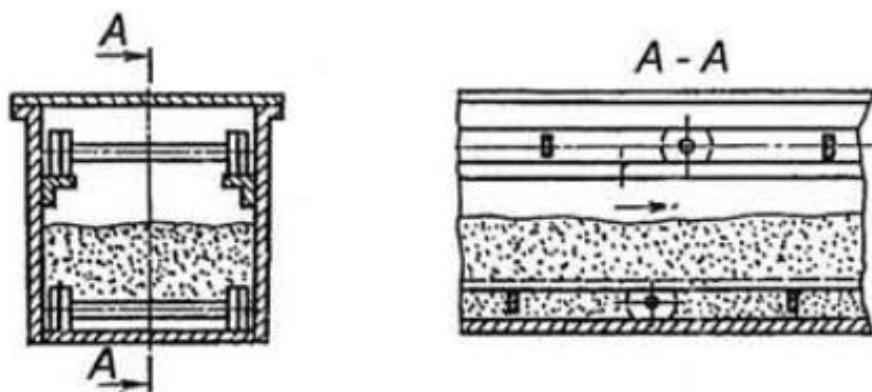
Слика 2.4 Грабуљасте транспортери произвођача MGP Brus [4]

2.2. Грабуљастаи транспортер са ниским стругачима

Код грабуљастих транспортера са равним и ниским стругачима (слика 2.5), висина стругача је мања од висине жлеба олука или је једнака висини вучног ланца. Као вучни елемент примењује се растављиви или ламеластаи ланац са и без точкова. Стругачи су најчешће зарођени у ситнозрнасти материјал који се премешта дуж затвореног олука. Премештање материјала се остварује по трасама различитих облика. Транспортери са ниским стругачима се примењују за транспорт сипкастих, зрнастих и ситнокомадних материјала, укључујући и вреле терете (температуре до 700°C).

У комбинацији са елеваторима налазе широку примену при хоризонталном или косом транспорту (до 15°) у млинарској и прехранбеној индустрији. Са ширинама олука од 200 до 650 mm остварују капацитете од 25 до 175 t/h. Код олука ширине од 125 до 1000 mm и брзине транспортовања материјала од 0,1 до 0,4 m/s остварују капацитете до 400 t/h на дужинама транспорта до 60 m.

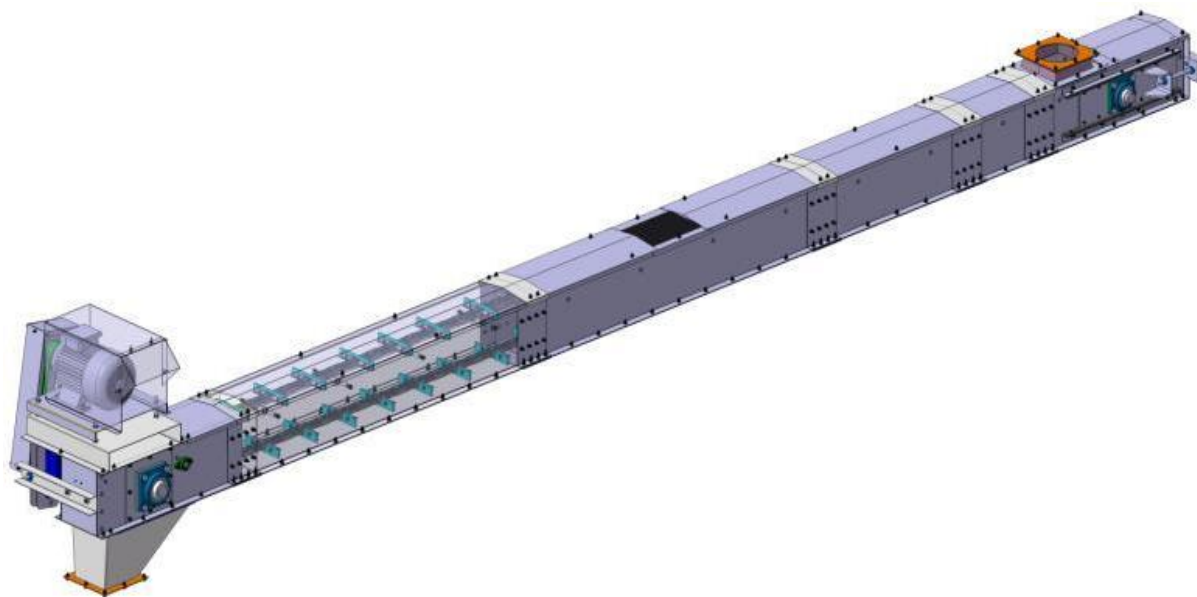
Предност транспортера са ниским стругачима се огледа у херметичности, а као недостаци се могу навести: хабање ланца, стругача и дна олука, могућност изласка ланца у току рада изнад транспортованог материјала, ограниченост дужине трасе премештање материјала, могућност закошења стругача као и недовољна крутост других равних стругача [2].



Слика 2.5 Шема транспортера са равним и ниским стругачима [2]

Општи изглед грабуљастог транспортера са ниским стругачима приказан је на слици 2.6. Састоји се из механизма за погон 1, погонске станица 2, секција 3 и затезног механизма 4.

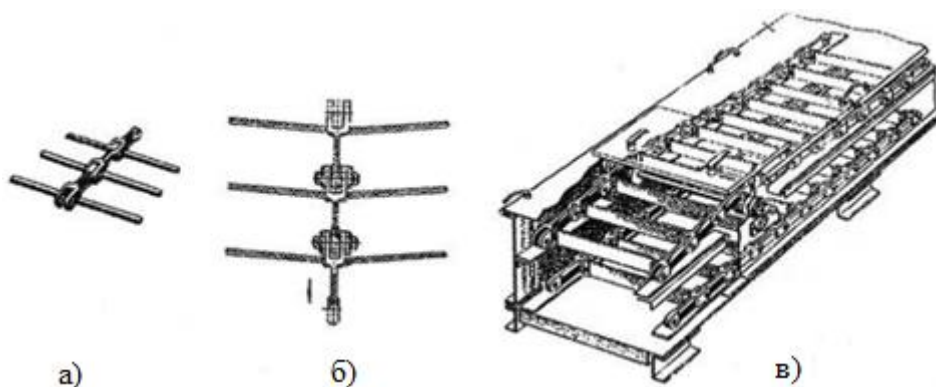
За стругаче ширине до 500 mm транспортери имају један ланац, а за веће ширине два ланца. Корак ланца је од 160 до 200 mm, а корак стругача је једнак једном или два корака ланца. Олуци се израђују од челичних лимова дебљине од 2 до 4 mm. Ако је са две радне стране (доњом и горњом), подељен је плочама постављених дуж олука по средини [2].



Слика 2.6 Грабуљасти транспортер са ниским стругачима [5]

Вучни ланац или ланци (ако их има два) са стругачима (слика 2.7) су смештени у олуку затвореног типа (слика 2.5). Покретни делови транспортера са ниским стругачима могу бити:

- са једним ланцем и правим стругачима (слика 2.7. а),
- са једним ланцем и косим стругачима (слика 2.7. б),
- са два ланца (слика 2.7. в).



Слика 2.7 Покретни делови транспортера са ниским стругачима [2]

Стругачи могу бити делимично изнад материјала у жлебу или могу бити потпуно покривени материјалом. У првом случају испред сваког стругача накупи се извесна количина материјала чији делови не остају у миру за време кретања, услед трења између материјала и бокова, односно дна жлеба.

У случају да су стругачи покривени материјалом, то они при кретању теже да смакну слој материјала који се налази између стругача, по слоју изнад њих. Међутим како је отпор трења материјала о жлеб мањи од отпора који би се јавио при смицању слојева, то се цео материјал и између и изнад стругача креће континуалним током. Ови транспортери се могу применити за преношење материјала и у хоризонталном и у вертикалном правцу.

Неки од основних параметара транспортера са ниским стругачима дати су у табели 2.1

Табела 2.1 Основи параметри транспортера са ниским стругачима [2]

Капацитет транспорта (m^3/h) при брзини транспорта (m/s)				Димензије (mm)			
				жлеб олука		стругача	
0,16	0,20	0,25	0,32	B_z	h_z	B_s	h_s
4	5	6,3	8	100	80	75	70
6,2	8	10	12,5	125	100	110	90
10	12,5	16	20	160	125	140	110
12,5	16	20	25	200	150	180	130
20	25	32	40	250	160	230	145
31,5	40	50	63	320	200	295	180
50	63	80	100	400	250	375	225

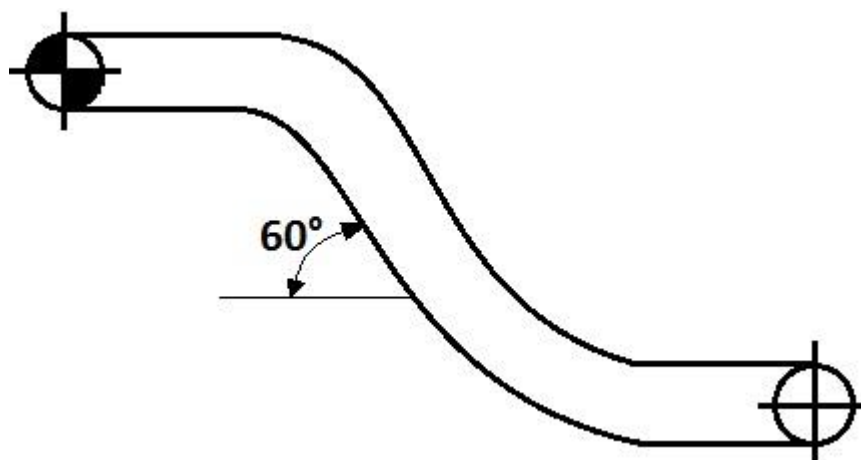
где су: B_z (mm) – ширина жлеба олука,

h (mm) – висина жлеба олука,

B_s (mm) – ширина стругача

h_s (mm) – висина стругача,

Максимални угао нагиба, код транспортера са ниским стругачима, износи и до 60° као што је приказано на слици 2.7. Најчешће се транспортују расути материјали у збијеном непрекидном слоју чија је висина једнака висини стругача. Код прелазних и косих деоница трасе висина олука се смањује до висине стругача, при чему је висину олука потребно повећати за величину зрна који износи од 5 до 10 mm. Транспортери овог типа нису предвиђени за високе транспортне капацитете, да је стога и висина олука мала у односу на друге типове грабуљастих транспортера [6].

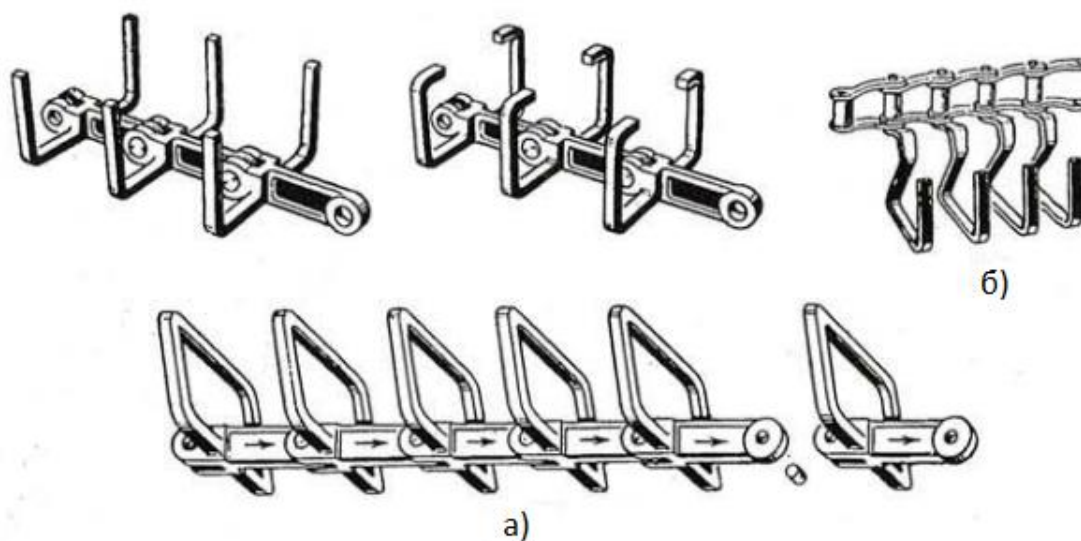


Слика 2.7 Шематски приказ комбиноване трасе транспортера са ниским стругачима са максималним углом нагиба трасе [6]

2.3. Грабуљастаи транспортер са контурним стругачима

Транспортери са контурним стругачима врше премештање материјала по олуку затвореног типа. Транспортна траса за ову врсту транспортера може бити хоризонтална, вертикална или комбинована. Контурни стругачи се изводе у различитим облицима (слика 2.8).

За трасе у вертикалној равни (слика 2.9) примењују се контурни стругачи који су са специјалним ланцима везани на начин као што је приказано на слици 2.8.а, код се за трасе у хоризонталној равни примењују контурни стругачи (слика 2.8.б) [2].

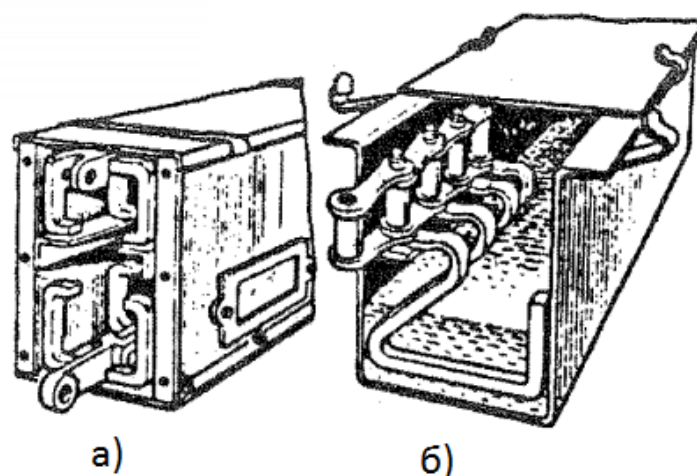


Слика 2.8 Облици контурних стругача; а – за вертикално затворене трасе, б – за хоризонтално затворене трасе [2]

Остали склопови ових транспортера по конструктивном извођењу су слични склоповима код грабуљастих транспортера са равним стругачима. Ови транспортери налазе примену када се врши транспорт лако покретљивих материјала, зрнастих, ситнокомадних материјала као и материјала који су лако ломљиви. Остварују капацитете транспорта до 60 t/h на даљине до 50 m и висине од 15 до 20 m брзинама од 0,1 до 0,25 m/s. Процес транспорта знатно отежавају материјали са израженим абразивним својствима, влажни и лепљиви материјали као и материјали са израженом тврдоћом због могуће појаве заглављивања између стругача и олука.

Процес континуалног транспортовања материјала заснован је на чињеници да је отпор проласка контурних стругача преко насутог материјала, који се налази у олуку са глатким зидовима, већи од отпора трења материјала о дно и зидове олука. Контурни стругачи могу ефикасније да пренесу погонску силу на читав пресек насутог материјала, од ниских стругача пуног попречног пресека, те се због тога у одређеним условима допушта транспортовање материјала не само у хоризонталној равни, него и у косој и вертикалној равни [6].

Транспортери са контурним стругачима израђују се тако да се покретни елементи постављају у вертикалној или хоризонталној затвореној контури као што је приказано на слици 2.9.



Слика 2.9 Облици грабуљастих транспортера са контурним стругачима; а – за трасе у вертикалној равни, б – за трасе у хоризонталној равни [6]

Процес транспортовања материјала дуж хоризонталне осе, а посебно на вертикалном сектору, у знатном степену условљен је својствима материјала који се премешта: његовом покретљивошћу, везивним својствима честица, као и отпором клизања честица. Приликом транспортовања сувих, прашинастих, веома растреситих материјала (нпр.: цемента, угљене прашине итд), који се одликују већом покретљивошћу честица и slabим везивањем честица, уочава се заостајање материјала у односу на стругаче, тј. материјал се креће мањом брзином од ланца са стругачима. Нарочито је ово заостајање изражено код стрмо нагнутих и вертикалних деоница, када се повећава потребна сила за транспортовање материјала, уколико се отпору услед трења додаје компонента силе тежине терета. Ова разлика брзине стругача и материјала се приликом премештања веома сипкавих материјала, када се изузев смањења капацитета (због смањења брзине транспортованог материјала), стављају и допунски губици услед клизања стругача по слоју материјала. Овај недостатак покушава да се искључи повећањем радног обима транспортера, испуном слободног попречног пресека транспортера допунским везама, тако да се оствари приближно пуни попречни пресек стругача [6].

Предности им се огледају у једноставности, могућности формирања трасе различитих облика и херметични су. Капацитет транспортера се одређује преко израза [2]:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot \rho \cdot v \cdot \Psi \cdot K_p \cdot K_v = 3600 \cdot B_z \cdot h \cdot \rho \cdot v \cdot \Psi \cdot K_p \cdot K_v \quad (2.1)$$

где су: B_z (m) – ширина жлеба олука,

h (m) – висина материјала у жлебу олука,

$\Psi = 0,85 \div 0,9$ – коефицијент испуне жлеба материјала (због ланца и стругача)

$K_p = 1,05 \div 1,1$ – коефицијент повећање густине материјала због појаве збијања материјала,

K_v – коефицијент брзине који зависи од односа брзине материјала и брзине ланца ($0,8 \div 0,9$ за хоризонталне и косе транспортере са углом нагиба до 20°).

За транспортере са вертикалном трасом, косим трасама са великим углом нагиба и са комбинованим трасама вредност коефицијента K_v се одређује експерименталним путем.

Неке од тих вредности за различите брзине кретања ланаца дате су у табели 2.2.

Табела 2.2 Различите брзине кретања ланаца [2]

Врста материјала	Просечна вредност коефицијента K_v при брзини ланца у (m/s)	
	0,16	0,32
Ситнокомadni (угаљ, камена дробина)	0,80	0,75
Зрнасти (песак, калцинирана сода)	0,60	0,50
Прашкasti (апатит, цемент, концентрат)	0,45	0,10

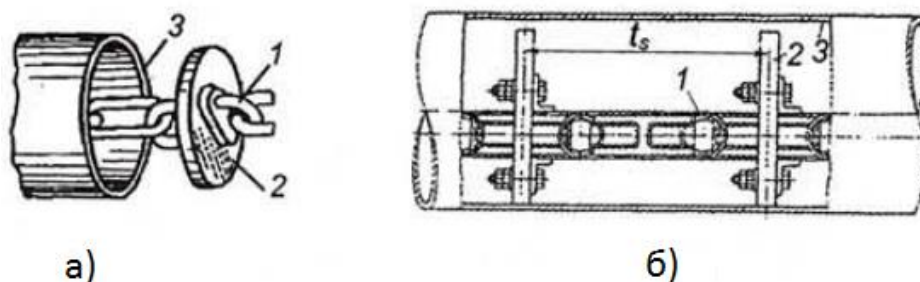
Ширина жлеба олука се проверава и у односу на величину комада материјала који се транспортује, при чему треба да буде испуњен услов [2]:

$$B_z \geq (8 \div 10)a' \quad (2.2)$$

Одређивање максималне силе у ланцу као и вучне силе врши се по истом поступку као и за грабуљасте транспортере са равним стругачима.

2.4. Цевни грабуљасти транспортер

Састоје се из ланца 1 са стругачем кружног или правоугаоног облика 2 којима се, крећући се кроз олука облика цеви 3, врши транспорт зрнастог и ситнокомодног материјала као што је приказано на слици 2.10.

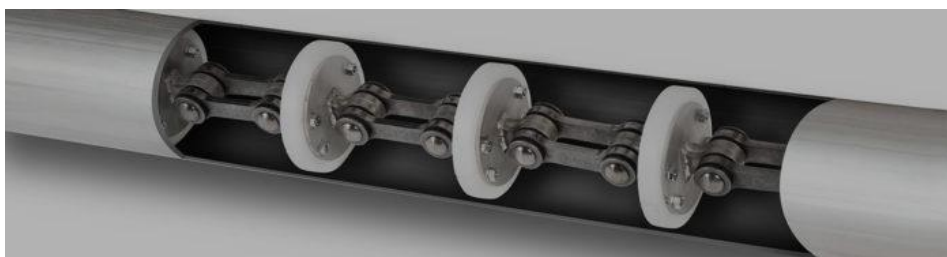


Слика 2.10 Начин фиксирања стругача; а – симетрично, б – асиметрично [2]

Као вучни елемент се употребљава заварени ланац са карикама, ламелни ланац са чаурама и специјални ланац са кораком од 80 до 100 mm.

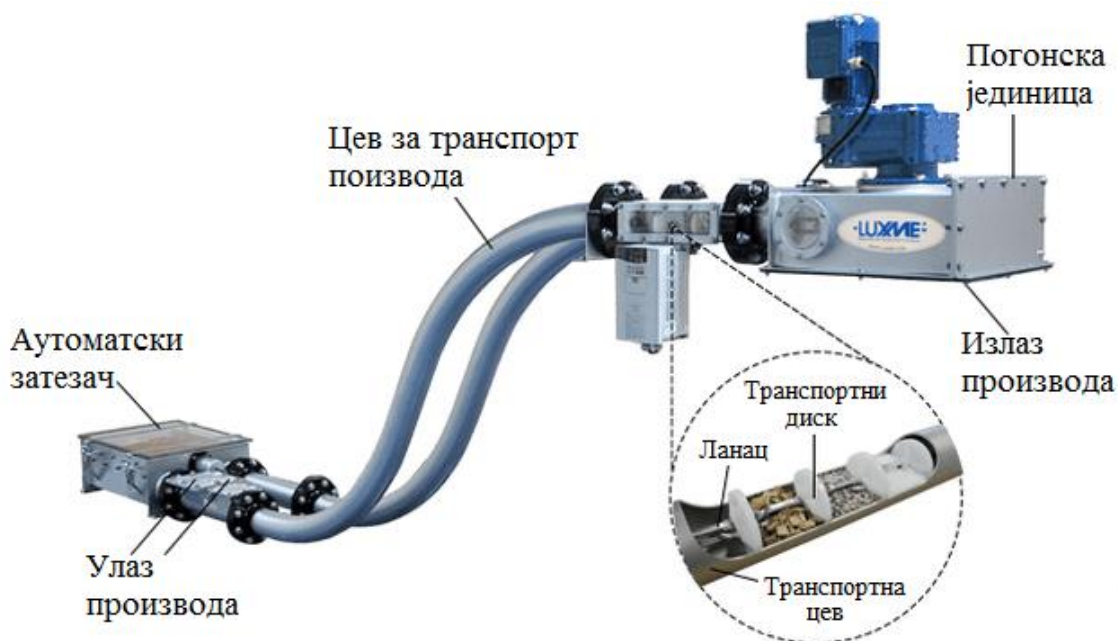
Материјали од којих се израђују стругачи цевних транспортера су челик, пластика (текстолит) или гума (дебљине од 10 до 20 mm). За ланце се причвршћују заваривањем или вијцима кроз средину (симетрични начин) или бочно (асиметрични начин). Често се, ради смањења трења, стругачи облажу по обиму материјалима са мањим коефицијентом трења [2].

На слици 11 је визуални приказ спајања стругача, израђених од пластике, и ламелни ланац са чаурама код цевних грабуљастих транспортера.



Слика 2.11 Визуални приказ спајања стругача и ланца [7]

Секције ових транспортера су типизирани и њиховим комбиновањем се могу остварити трасе различитих облика (слика 2.12).



Слика 2.12 Траса цевног грабуљастог транспортера [8]

Цевни грабуљастии транспортери намењени су за транспортовање различитих прашинастих, зрнастих и ситнокомадних (комада мале чврстоће, димензија приближно 5÷10 пута мањих од унутрашњег пречника цеви), расутих материјала, када је потребно остварити мале и средње капацитете при транспортовању полуфабриката и готових производа у хемијској индустрији, индустрији грађевинских материјала (сува глина, креда, песак, креч и цемент).

Такође се примењују и за транспорт лако ломљивих материјала или у прехранбеној индустрији (брашно, скроб, чај, шећер, зрно) у комбинатима сточне хране, при производњи ватросталних материјала, у дрвној индустрији – при транспорту опиљака, струготине од дрвета, прашине угља и друго. Херметичност цевних транспортера омогућава њихову примену при транспортовању отровних, мирисних и топлих расутих материјала [6].

Размак између стругача цевних транспортера (корак стругача t_s) са одређује из услова [2]:

$$t_s \approx k_1 t_L \approx k_2 D \quad (2.3)$$

где су:

k_1 и k_2 – конструктивни коефицијенти чије вредности зависе од типа трасе цевног транспортера,

$k_1 = 2 \div 6$, $k_2 = 2 \div 3$ – за транспортере са праволинијском трасом (хоризонтална и коса),

$k_1 = 2 \div 4$, $k_2 = 1$ – за транспортере са комбинованом трасом (постоје и вертикалне деонице).

D – пречник цеви.

Пречник стругача је за 10 – 15 mm мањи од унутрашњег пречника цеви.

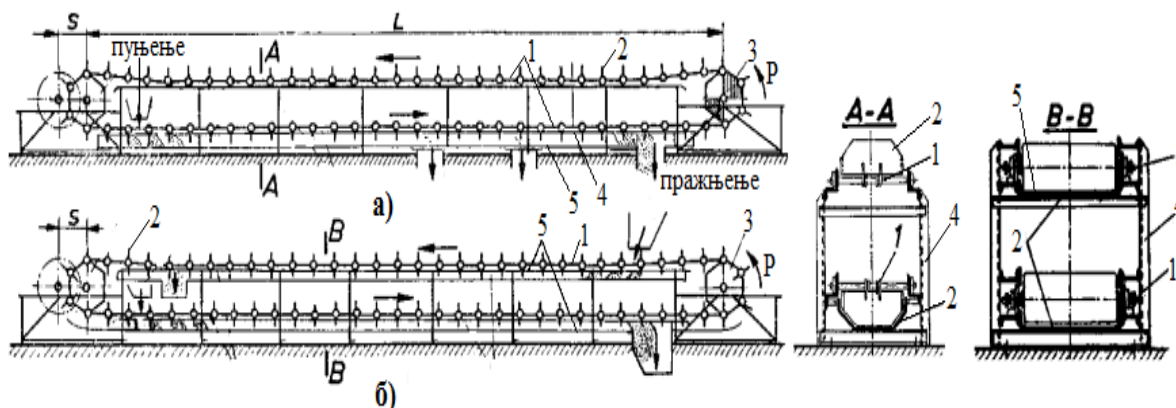
Основни параметри цевних грабуљастих транспортера наведени су у табели 2.3

Табела 2.3 Параметри цевних грабуљастих транспортера [2]

Димензије цеви		Параметри покретних делова			Погонска маса покретних делова (kg/m)	Капац. трансп. (m³/h) (при v=0,16 m/s)
Спољашњи пречник (mm)	Дебљина зида (mm)	Пречник стругача (mm)	Корак стругача			
			Хоризонтална траса	Комбинована траса		
108	4	94	320-400	160-200	8,7	4
159	4,5	142	320-400	160-200	11,6	9
219	6	198	380-600	320-400	17,6	16

3. Грабуљасти транспортери са високим стругачима

Шема овог транспортера је приказана на слици 3.1. Грабуљасти транспортер са високим стругачима састоји се из отвореног олука 5 који је причвршћен за постоље 4, уздуж кога се креће дуж вертикално затворене контуре вучни ланац (или два ланца) 1, са причвршћеним на њему стругачима 2, који су пребачени преко крајњих (погонски и затезни) ланчаника. Кретање вучног ланца остварује се дуж непокретних вођица, преко погона 3, а претходно затезање остварује се посредством затезног уређаја, означен бројем 6. Транспортирани материјал убацује се у олуку транспортера (пошто је олука отворен) на сваком утоварном месту дуж линије транспортера и потискује се стругачима дуж олука. Пажњење се остварује на било ком месту дуж транспортера, кроз отворе на дну олука, који се прекрива шиберним засуном или затварачем. Затварач се отвара помоћу електромеханичког (завојног), пнеуматског или хидрауличног погона, ручним или даљинским управљањем. Код транспортера мањих димензија понекад се примењује ручни погон [6].

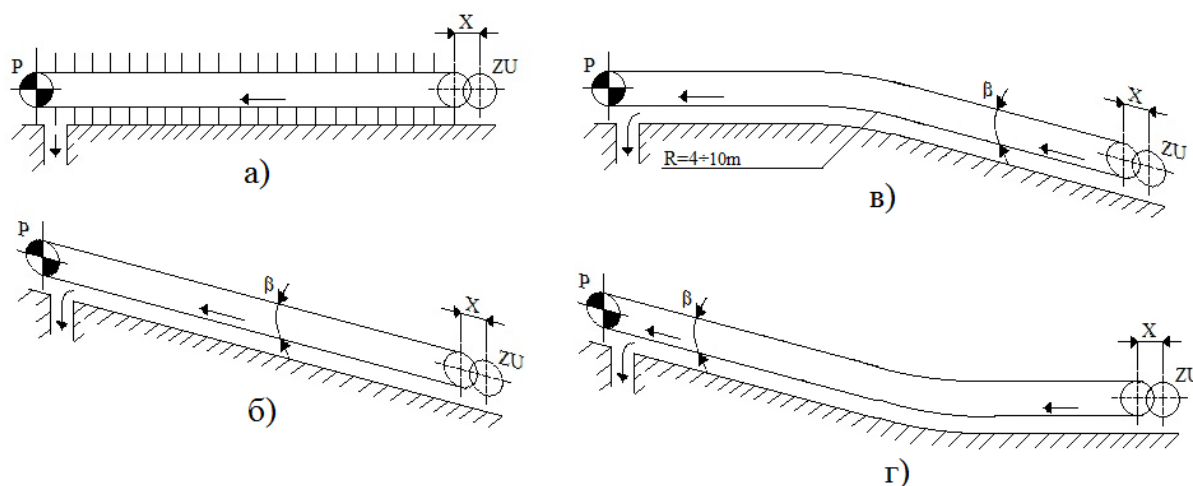


Слика 3.1 Грабуљасти транспортери са високим стругачима [6]

а – са једном граном, б – са две гране, Р – погон, S – затезни уређај

Терет се може, транспортовати по доњој грани слика 3.1.а, горњој грани (код конзолних стругача) или истовремено по доњој и горњој грани у различитим смеровима, при симетричном расподелу стругача слика 3.1.б.

Грабуљасти транспортери са високим стругачима, основне конструктивне верзије, израђују се затворене вертикалне контуре, а њима се остварује транспортање материјала у хоризонталном (слика 3.2.а), нагнутом (слика 3.2.б) нагнуто – хоризонталном (слика 3.2.в) и хоризонтално – нагнутом (слика 3.2.г) смеру [6].



Слика 3.2 Шема трасе грабуљастог транспортера са високим стругачима [6]

P – погонски уређај, ZU – затезни уређај

Угао нагиба транспортера не прелази границу од 30° до 40° , јер се повећањем угла смањује капацитет транспортовања. Ради повећања капацитета користе се специјални кутијасти стругачи са покретним бочним зидовима, при чему се њиховом применом може постићи угао транспортовања и до 50° . Применом овог специјалног транспортног система захтева да се чланци вучног ланца са унутрашње стране израђују од лимова чија је висина једнака висини стругача [6].

3.1. Улога и област примене грабуљастих транспортера са високим стругачима

Улога и област примене грабуљастих транспортера са високим стругачима је веома слична као и код грабуљастих транспортера са ниским стругачима. Транспортери са високим стругачима облика пуних плоча налазе широку примену у хемијској, прехранбеној, рударској, дрвној и другим индустријским гранама. Највећа примена ових транспортера је на откопима у рудницима угља (на механизованим и полумеханизованим откопима). Као што и њихово име сугерише, конструкције овог типа транспортера карактерише стругач који је неколико пута већи од висине ламела погонског ланца и једнак висини олука.

Због своје једноставне конструкције и низ предности у односе на друге транспортере овај тип грабуљастог транспортера налази најширу практичну примену. Као што је претходно наведено терет се може транспортовати по доњој грани, горњој грани или истовремено по доњој и горњој грани у различитим смеровима, при симетричном распореду стругача.

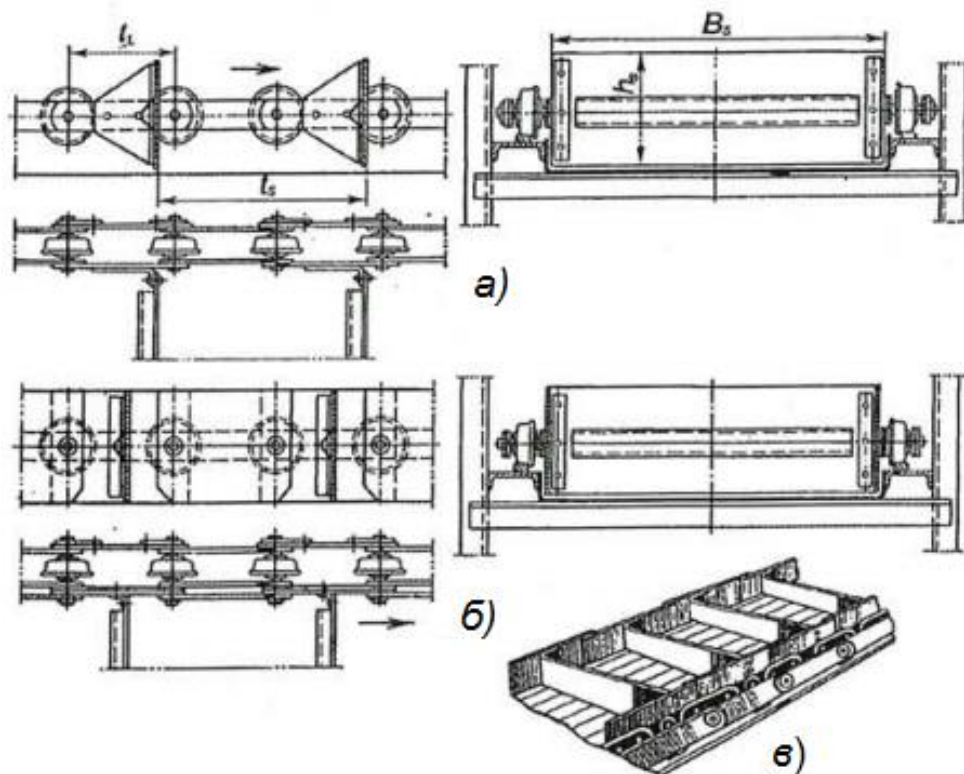
Користе се искључиво за транспорт насипног материјала, због већих димензија стругача погодни су за транспортовање великих комадних материјала (руде угља, камена, метала, сл.).

3.2. Карактеристике грабуљастих транспортера са високим стругачима

За ове транспортере стругачи се израђују од челичног лима дебљине од 3 до 8 mm, а ређе од пластике или дрвета. Могу бити једноструки, ако су конзолно постављени у односу на вучни ланац и двоструки, ако се за вучни ланац везују кроз средину. Двоструки могу да врше премештање материјала горњом и доњом граном транспортера. Облик стругача зависи од попречног пресека олука. Могу бити правоугаони, трапезни, кружни или полукружни.

Веза стругача за вучне ланце, ако је транспортер са два ланца, остварује се посредним ланцем (слика 3.3.а) при чему простор између стругача може да буде без бочних страница или са бочним страницама (слика 3.3.б), образујући при томе стругач у облику кутије (слика 3.3.в) [2].

Ослањање вучног ланца на стазу олука се остварује директно (без точкића) или преко точкића.



Слика 3.3 Начин везе стругача са вучним ланцем; а – веза са посредним лимом, б и в – облик кутије [2]

Неки од параметара грабуљастих транспортера са високим стругачима приказани су у табели 3.1.

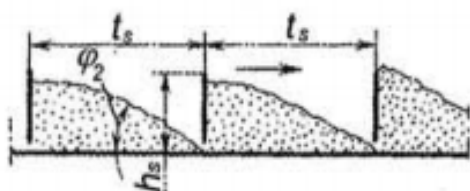
Табела 3.1 Параметри грабуљастих транспортера са високим стругачима [2]

Димензије стругача		Корак стругача t_s (mm)	Тип стругача	Корак ланца t_L (mm)	Број вучних ланаца	Капацит. трансп. (m^3/h)	Највећа дим. ком. a' (mm)	
Ширина B_s (mm)	Висина h_s (mm)						несортиран	сортиран
200	100	320	конзолни	160	1	30	50	30
250	125	320	конзолни	160	1	50	60	40
320	160	500	конзолни	250	1	60	80	50
400	200	500	конзолни и симетр.	250	2	100	180	100
500	200	640	кутијасти	320	2	125	220	155
650	250	640	кутијасти	320	2	200	300	200
800	250	640	кутијасти	320	2	250	330	220
1000	320	800	кутијасти	400	2	400	350	300
1200	400	800	кутијасти	400	2	630	400	350

Грабуљасте транспортери са стругачима ширине од 200 до 300 mm остварују брзине транспорта од 0,1 до 1,0 m/s, а стругачи ширине од 400 до 1200 mm брзине се крећу од 0,5 до 0,63 m/s.

Корак стругача t_s (слика 3.4) зависи од крупноће комада a' , угла природног пада материјала при кретању φ_2 , висине стругача h_s и корак ланца t_L .

Обично се усваја:



$$t_s = 2t_L \quad (3.1.a)$$

или

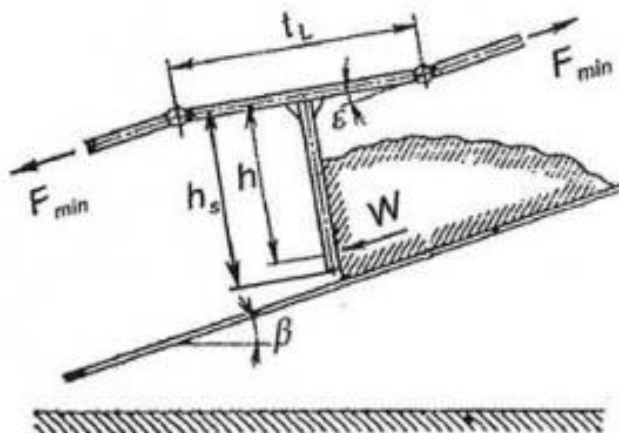
$$t_s = (2 \div 4)h_s \quad (3.1.6)$$

Слика 3.4 Шема распореда стругача [2]

Олуке грабуљастих транспортера по којем се потискује материјал се састоје од секција одређених дужина. Спајањем секција добија се пројектована траса транспортера. Израђује се од челичних лимова дебљине од 4 до 6 mm, а ређе од дрвених дасака или у облику бетонског канала. Зазор између стругача и олука се креће у границама од 5 до 15 mm [2].

Механизам погона грабуљастих транспортера по конструктивном извођењу се не разликују од погонског механизма тракастих и плочастих транспортера. Механизми за затезање ланца се изводе са завојним вретеном или опругама.

Ход затезања износи нешто више од једног корака ланца ($x \leq 1,6t_L$). Са њима се мора остварити минимална сила затезања у ланцу при којој се обезбеђује стабилност стругача у контакту са материјалом (слика 3.5).



Слика 3.5 Шема оптерећења високог стругача [2]

Са занемаривањем разлике сила у крајевима ланца као и масе стругача, може се написати моментна једначина [2]:

$$Wh \cos \varepsilon = F_{\min} t_L \sin \varepsilon \quad (3.2)$$

где су:

h (m) – растојање на којем делује сила отпора премештању материјала,

$h = 0,8h_s$ – за зрнасте материјале и

$h = h_s$ – за комадне материјале,

t_L – корак ланца,

$\varepsilon \leq 2^\circ 3'$ – угао који дефинише стабилност стругача у контакту са материјалом.

Отпор при премештању количине материјала између два суседна стругача [2]:

$$W = q_M t_s g (\omega_M \cos \beta + \sin \beta) [N] \quad (3.3)$$

где је ω_M – коефицијент отпора при кретању материјала (табела 3.2)

Табела 3.2 Вредности коефицијента отпора при кретању ланца ω_L [2]

Тип транспортера	Коефицијент отпора	
	материјала ω_M	ланца ω_L
Са равним, високим и ниским стругачима	1,1 μ_2 (μ_2 – коефицијент трења материјала по олуку при кретању)	0,1÷0,13 – за ланце са точкићима 0,25÷0,4 – за ланце без точкића
Цевни	0,6 ÷ 0,7 – за хоризонталне 2,5 ÷ 3 – за вертикалне	0,3÷0,5 – за челичне цеви и челичне или пластичне стругаче

Из једначине 3.2 одређује се минимална сила затезања:

$$F_{min} = W \frac{h}{t_L \tan \varepsilon} = 19W \frac{h}{t_L} \quad (3.4)$$

Ако се усвоји да је висина h приближно једнака висини жлеба h_z олука и ако је погон стругача са два ланца, онда је минимална сила затезања у једном ланцу:

$$F_{min} \geq 8,5W \frac{h}{t_L} \quad (3.5)$$

Обично се усваја вредност за минималну затезну силу [2]:

$$F_{min} = 3 \div 10 [kN] \quad (3.6)$$

3.3. Елементи грабуљастих транспортера са високим стругачима

У неким литературама грабуљасте транспортери се могу наћи и као транспортери са вучним елементом у облику ланца.

Посебну врсту механичких транспортера чине транспортери код којих се као вучни елемент користе ланци, а носећи елемент је прилагођен намени транспортера при чему се разликују плочасти, кофичасти, грабуљасте и весећи транспортери.

3.3.1. Ланци

Вучни елемент транспортера са високим стругачима чине обично један или два ламеласти ланца корака 160, 200, 250, 315 и 400 mm. Основни недостатак ламеластих ланаца огледа се у чињеници да се прљају главчине и ваљци, тако да долази до прекида рада када дође до велике запрљаности. Тиме се проузрокује повећано затезање ланца, као и његово убрзано хабање. Због тога је потребно примену специјалних ланаца без ваљака проверити.

Ипак квалитетно израђени ламеласти ланац, са термички обрађеним елементима, код кога су лежаји ваљчића поуздано заштићени, уз добро усмерене непокретне вођице стазе транспортера биће дуговечнији од ланаца без ваљака.

Код транспортера са једним ланцем вертикално затворени вучни ланац простира се по средини ширине стругача, налази се изнад стругача или је, ретко, ланац испод стругача. Покретни део транспортера креће се клизањем ланаца заједно са стругачима по олуку или котрљањем ваљака ланца дуж усмеравајућих вођица стазе транспортера. Код транспортера са два ланца, вучни ланци имају бочно постављене стругаче и крећу се, као по правилу, по ваљцима дуж бочно усмерених вођица. Кретање покретних делова које се остварује преко покретних ваљака има највећу предност [6].

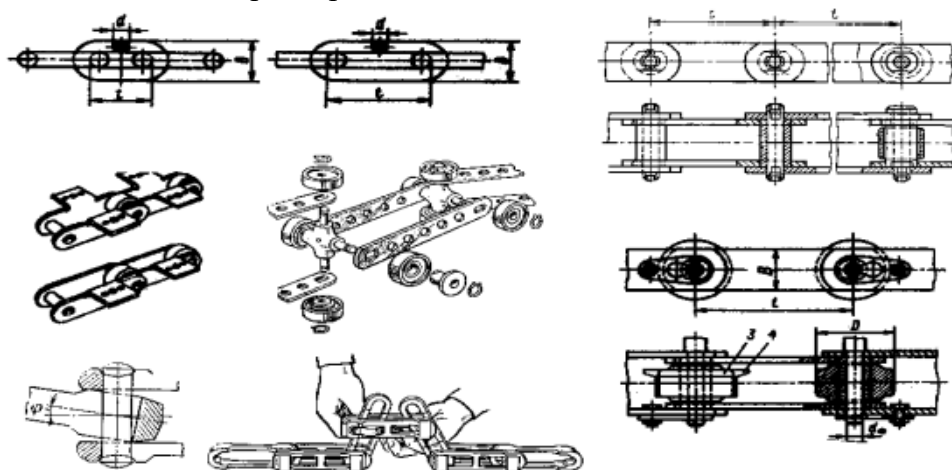
Предности ланаца као вучних елемената транспортера су [6]:

- велика носивост (јачина на кидање) уз мало издужење,
- велика савитљивост тако да захтевају мале пречнике ланчаника,
- лако савладавање кривина у хоризонталној и вертикалној равни,
- сигурнији пренос вучне силе на ланац преко зуба ланчаника,
- могућност рада при високим температурама,
- лако и брзо повезивање крајева,

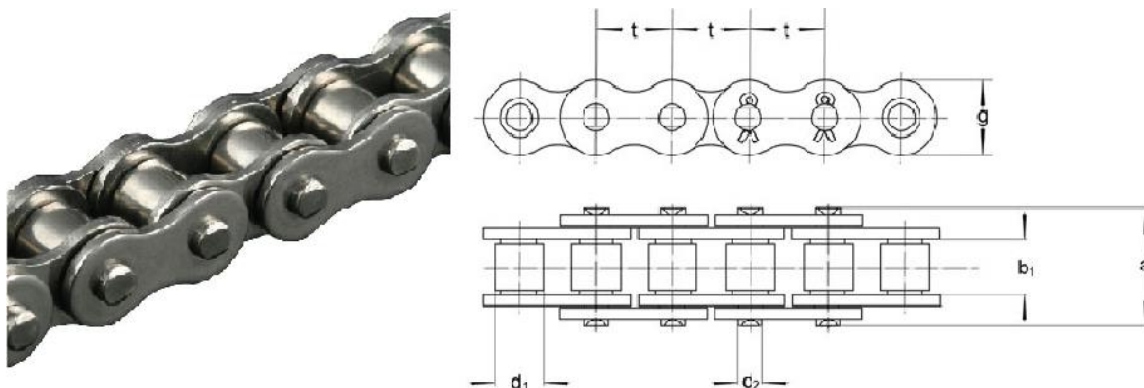
Недостаци ланаца су [6]:

- велика сопствена тежина и потрошња енергије,
- ограничена брзина кретања (до 1,2 m/s),
- трошење у зглобовима ланаца и потреба њиховог повећаног подмазивања,
- појава динамичких оптерећења при устаљеном кретању погонских механизма.

Врсте ланаца, које се најчешће примењују као вучни елемент су заварени, ковани и ламеластни ланци. На слици 3.6 су приказане неке врсте ланаца које се често налазе у употреби [6]. Код се са слике 3.7 може видети визуални изглед једноредног ваљкастог ланца и његови основни параметри.



Слика 3.6 Врсте ланаца [6]

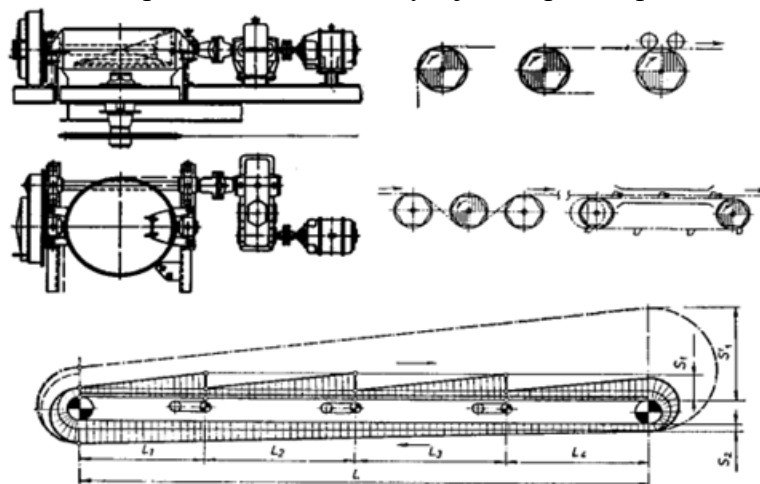


Слика 3.7 Визуални изглед једноредног ваљкастог ланца са основним параметрима
 t – корак, g – ширина ламеле, d_1 – пречник ваљка, d_2 – ширина унутрашњег чланка,
 b_1 – унутрашња ширина, a_1 – ширина ланца [9]

3.3.2. Ланчаници и погонски механизми

У зависности од врсте ланца користе се различити типови ланчаника. Погонски механизми код ових транспортера се могу поделити, у зависности од начина преношења вучне силе, на угаоне (преко погонског ланчаника) и линијске (путем ткз. средишњег погона), слика 3.8. Најчешће се користе угаони погонски механизми са ланчаником, при чему се спрезање ланца и ланчаника изводи на обухватном углу одређене величине.

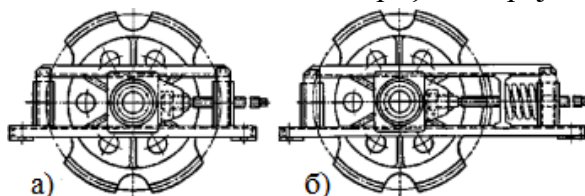
Погон транспортера остварује се електромотором и редуктором, који су уграђени на задњој звезди. Начин погона електромотора је претварање електричне енергије у механички рад, који се преко редуктора преноси до радне машине. Редуктор има улогу да смањи број обрта електромотора и прилагоди их радној машини. Постоје више врста електромотора и редуктора, а претежно се код оваквих транспортера користи трофазни електромотор великих снага. На страни погона и преносних механизма, нарочито код транспортера средњег и тежег типа, оправдано је да се угради заштитни уређај (зарезна сигурносна чивија са једне стране или спојница максималног момента) ради заштите транспортера од ломова при изненадним и случајним преоптерећењима [6].



Слика 3.8 Погон грабуљастих транспортера [6]

3.3.3. Затезни уређаји

Да би се омогућило правилно спрезање ланца и ланчаника неопходно је извршити затезање ланца. Ово затезање се остварује помоћу затезног уређаја. За разлику од тракастих транспортера овде сила претходног затезања нема толики значај s' обзиром да се пренос вучне силе врши спрезањем зуба ланчаника са ланцем, а не путем трења. Најчешће се затезање код ових транспортера изводи помоћу навојног вретена са или без опруге, слика 3.9 а, б. У случају већих издужења ланца могуће је дужину регулисати убацивањем односно избацивањем одређеног броја карика [6].



Слика 3.9 Затезање грабуљастих транспортера [6]

3.3.4. Стругачи

Стругачи се израђују различитог облика [6]:

- трапезног,
- полукружног,
- правоугаоног (једноструког или двоструког) облика.

Стругачи правоугаоног облика се примењују код транспортера са две радне гране (горња и доња). Стругачи се израђују од челичних лимова дебљине од 3 до 8 mm, а учвршћују се ребрима. Неки полукружни стругачи мале ширине (до 320 mm) израђују се од пластичне масе. Једноструки стругачи причвршћују се конзолно, а двоструки – симетрично за вучни ланац. Ширина равних стругача износи закључно до 650 mm, кутијастих 500 ÷ 1200 mm. Висина стругача обично се усваја тако што је за 2 до 3 пута мања од њихове ширине (веће цифре односе се на веће ширине). На слици 10 приказан је визуални изглед стругача полукружног и правоугаоног облика.



Слика 3.10 Визуални изглед стругача полукружног и правоугаоног облика [10]

Корак стругача се одређује у зависности од величине комада терета и угла природног пада транспортованог материјала, висине стругача и корака ланца. За коадне терете корак стругача мора бити већих димензија од највећег комада терета. Код осталих терета изабрани корак стругача треба да обезбеди најбоље испуњење простора између стругача [6].

3.3.5. Олук

Олук се израђује заваривањем или пресовањем од челичног лима дебљине од 4 до 6 mm, правоугаоног, трапезног или полукружног (према облику стругача) пресека. При транспортовању абразивних терета, повећање експлоатационог века транспортера остварује се тако што се дно облаже отпорним слојем, прекривањем, нпр. каменим плочама (од базалта и сл.). Приликом транспортовања лакких материјала (опиљака, зрнастих материјала итд), а такође и материјала који изазивају корозију металног олука (нпр. кухињске соли), олак се понекад израђује од дрвета. Иначе олак се саставља из секција дужине од 3 до 6 m, зазор између стругача и олука усваја се једнаким и износи од 5 до 15 mm.

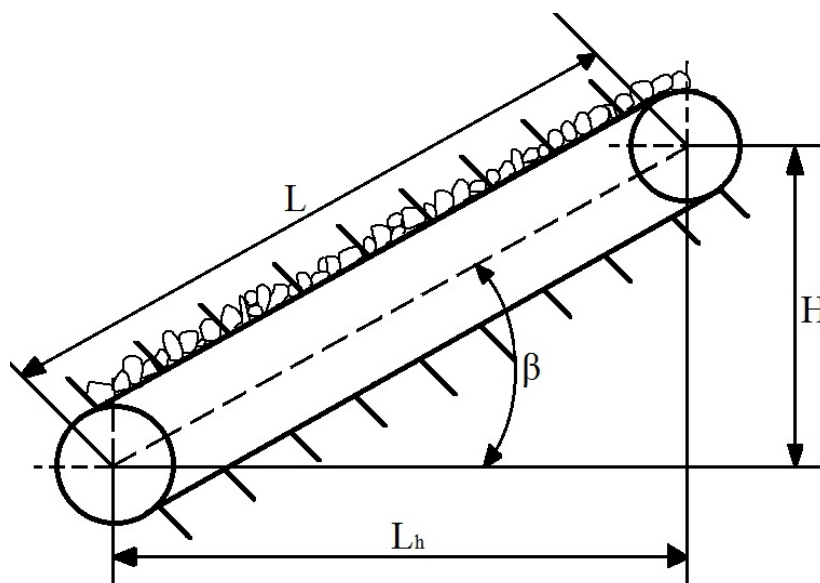
4. Прорачун грабуљастог транспортера

4.1. Прорачуна основних параметара транспортера са високим стругачима

Познати су следећи полазни подаци:

- капацитет $Q = 80 \text{ t/h}$,
- дужина транспортера $L = 70 \text{ m}$,
- угао нагиба премештања терета $\beta = 10^\circ$,
- транспортовани материјал је руда угља.

Шематски приказ трасе транспортера са високим стругачима приказан је на слици 4.1.



Слика 4.1 Шематски приказ трасе транспортера са високим стругачима

Усвојен је транспортер са високим стругачима облика пуних плоча и сматра се да не може доћи до дробљења и ситњења руде угља приликом транспорта.

На основу полазних података и претпоставки, усвојена је специфичне густине материјала [1]:

$$\rho = 0,8 \quad [\text{t/m}^3] \quad (4.1)$$

Усвојено је да је угао природног пада материјала [1]:

- у миру $\varphi_1 = 50^\circ$
- при кретању $\varphi_2 = 35^\circ$
- при раду $\varphi_3 = 25^\circ$

Да би се одредила максимална димензија комада, потребно је одредити крупноћу комада и то из услова [1]:

$$160 < a' \leq 320 \quad (4.2)$$

Угао природног пада се може добити из израза 4.3.

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{35}{20} = 0,7 \quad (4.3)$$

Према препоруци из литературе коефицијент 0,7 задовољава прописане вредности [1].

Висина на коју се премешта терет се може израчунати из израза 4.4, а дужина транспортера у хоризонталној равни из израза 4.5.

$$H = L \cdot \sin \beta = 70 \cdot \sin 10^\circ = 12,155 \quad [m] \quad (4.4)$$

$$L_h = L \cdot \cos \beta = 70 \cdot \cos 10^\circ = 68,936 \quad [m] \quad (4.5)$$

Капацитет грабуљастих транспортера облика пуних плоча добија се из израза 4.6 [1]:

$$Q = 3600 \cdot k \cdot h_z^2 \cdot \Psi \cdot k_\beta \cdot \rho \cdot v \quad [t/h] \quad (4.6)$$

где су: h_z – радна висина жлеба олука,

k – однос радне ширине и висине жлеба олука,

Ψ – коефицијент пуњења олука,

k_β – коефицијент који узима у обзир утицај нагиб транспортера на смањење капацитета,

ρ (t/m^3) – густина материјала,

v (m/s) – брзина транспорта материјала.

Коефицијент пуњења олука је експериментално одређен коефицијент, који представља однос запремине материјала на секторима између два узастопна стругача, према запремини. Овај коефицијент код грабуљастих транспортера са високим стругачима облика пуних плоча износи $0,7 \div 0,8$, у овом случају усваја се $\Psi = 0,8$ [1].

Коефицијент који узима у обзир нагиб транспортера усваја се према препоруци из литературе и износи да је код благо нагнутих транспортера и транспортовање коадних материјала $k_\beta = 1$ [1].

Код грабуљастих транспортера однос радне ширине и висине жлеба олука се такође добија према препоруци из литературе и износи $k = B\check{z}/h\check{z} = 2 \div 4$. Усваја се $k = 2$ [1].

Код грабуљастих транспортера са стругачима ширине од 200 до 300 mm остварује се брзина од 0,1 до 1 m/s , а са стругачима ширине од 400 до 1200 mm брзина од 0,5 до 0,63 m/s . У овом случају усваја се $v = 0,6$ m/s [1].

Радна висина жлеба олука (висина слоја материјала) се може наћи из претходног израза 4.6 за израчунавање капацитета и добија се израз 4.7.

$$h_z = \sqrt{\frac{Q}{3600 \cdot k \cdot \Psi \cdot k_\beta \cdot \rho \cdot v}} = \sqrt{\frac{80}{3600 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,6}} = 0,170 \quad [m] \quad (4.7)$$

Из односа радне ширине и висине жлеба олука можемо се добити израз за радну ширину стругача (израз 3.8).

$$k = \frac{B_s}{h_z} = 2 \rightarrow B_s = k \cdot h_z \quad [m] \quad (4.8)$$

Ширина стругача тада износи:

$$B_s = 2 \cdot 0,170 = 0,340 \quad [m]$$

Висина стругача се може добити из израза 4.9 [1]:

$$h_s = h_z + (25 \div 501) = 170 + 25 = 195 \quad [mm] \quad (4.9)$$

На основу ширине и висине стругача усваја се стругач стандардних димензија $B_s \times h_s = 400 \times 200 \text{ mm}$, а за дат случај усвајају се два погонска ланца.

Најчешће применљиви кораци ланца код транспортера са високим стругачима облика пуних плоча износе 160 mm или 250 mm, корак стругача t_{str} једнак је једном или два корака ланца. За прорачунати транспортер усваја се да је корак стругача два пута корака ланца и износи $t_{str} = 500 \text{ mm}$.

Неки од параметара грабуљастих транспортера са високим стругачима приказани су у табели 4.1

Табела 4.1 Параметри грабуљастих транспортера [1]

Димензије стругача		Корак струг. $t_s(\text{mm})$	Тип стругача	Корак ланца $t_L(\text{mm})$	Број вуч. ланца	Капац. трансп. (m^3/h)	Највећа димензија ком. а' (mm)	
Ширина $B_s (\text{mm})$	Висина $h_s (\text{mm})$						Несортиран	Сортиран
400	200	500	конзолни	250	2	100	180	100

Провера капацитета се може добити из израза 4.10 [1]:

$$Q = Q_v \cdot \rho = 100 \cdot 0,8 = 80 \quad [t/h] \quad (4.10)$$

На основу добијене вредности провере капацитета, може се закључити да одговара вредностима из поставке, као и да услов задовољава.

Ширина жлеба се може добити из израза 4.11 [1]:

$$B_z = B_s + 2 \cdot (5 \div 15) = 400 + 2 \cdot 10 = 420 \quad [mm] \quad (4.11)$$

Након димензије жлеба, даље се ради провера ширине жлеба (израз 4.12) и корака стругача (израз 4.13) [1]:

$$\begin{aligned} B_z &\geq k_c \cdot a' = 2 \cdot 180 = 360 \quad [mm] \\ B_z &= 420 \text{ mm} \geq 360 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.12)$$

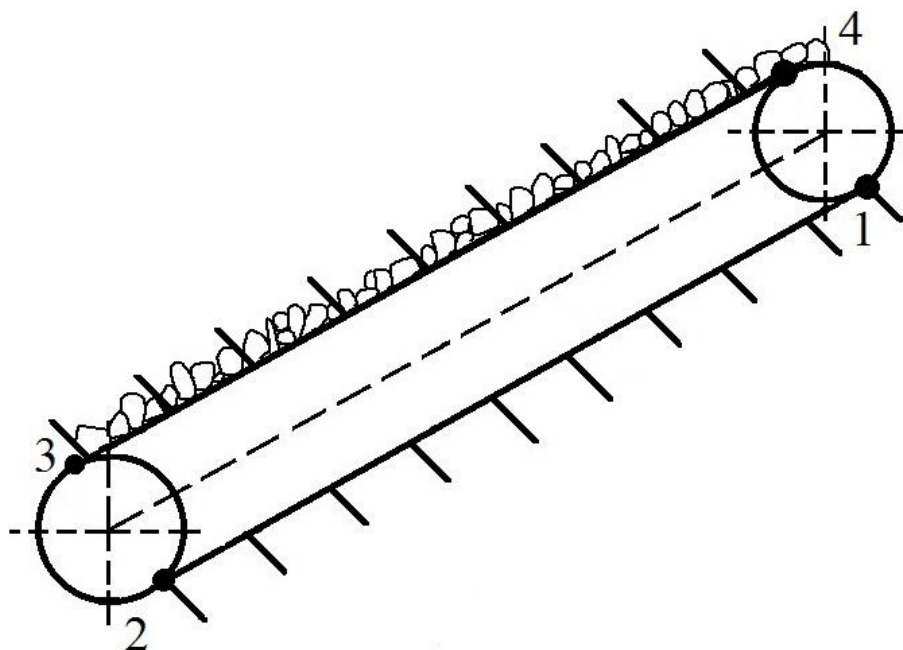
При чему су димензије комада a' и коефицијент k_c усвојени у ранијем прорачуну и износе: $a' = a_{\max} = 180 \text{ mm}$ и $k_c = 2$ (k_c – за транспортере са два ланца и несоритиране материјале износи $2 \div 2,5$).

$$\begin{aligned} t_s &\geq 1,5 \cdot a' = 1,5 \cdot 180 = 270 \quad [mm] \\ t_s &= 500 \text{ mm} \geq 270 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.13)$$

Из једначине 4.12 и 4.13 се може видети да су усвојене вредности за ширину жлеба и корака стругача мањи од прорачунатих, што значи да је услов задовољен.

4.2. Прорачун вучне силе у ланцу

Шематски приказ транспортера дат је на слици 4.2.



Слика 4.2 Шематски приказ транспортера

Бројем 1 означена је (слика 4.2) позиција где се налази минимална сила затезања вучног уређаја и усваја се према препоруци из литературе да је $F_{\min} = 3 \div 10 \text{ kN}$ [1]:

$$F_1 = F_{\min} = 3000 \quad [N] \quad (4.14)$$

Бројем 2 означена је позиција где се сила затезања ланца израчунава применом израза 4.15 за израчунавање силе на праволинијској неоптерећеној деоници транспортера [1].

$$F_2 = F_1 + W_{1-2} = F_1 + [q_L \cdot \omega_L \cdot L_h \cdot g - q_L \cdot H \cdot g] \quad [N] \quad (4.15)$$

где су: q_m (kg/m) – погонска маса материјала,

q_L (kg/m) – погонска маса ланца,

ω_L – коефицијент отпора при кретању ланца,

L_h (m) – дужина хоризонталне пројекције транспортера,

H (m) – висина дизања (+) или спуштања (-) материјала.

Погонска маса материјала q_m за транспорт грабуљастим транспортером се израчунава из израза 4.16.

$$q_m = \frac{Q}{3,6 \cdot 0,6} = \frac{80}{3,6 \cdot 0,6} = 37,037 \quad [kg/m] \quad (4.16)$$

Погонска маса покретних делова транспортера (ланац и стругач) q_L усваја се из каталога произвођача или на основу препорука [1]:

$$q_L = k_L \cdot q_m \quad [kg/m] \quad (4.17)$$

при чему је:

$k_L = 0,5 \div 0,6$ – коефицијент за транспорт са једним ланцем,

$k_L = 0,6 \div 0,8$ – коефицијент за транспорт са два ланца,

Погонска маса ланца ће у овом случају бити:

$$q_L = 0,7 \cdot 37,037 = 25,295 \quad [kg/m]$$

Коефицијент отпора при кретању ланца ω_L се усваја из литературе и зависи од типа транспортера [1].

$$\omega_L = 0,1 \div 0,13 \xrightarrow{\text{усваја се}} \omega_L = 0,13$$

Сила на праволинијској не оптерећеној деоници транспортера (тачка 2) ће бити:

$$F_2 = 3000 + [25,295 \cdot 0,13 \cdot 69,936 \cdot 9,81 - 25,295 \cdot 12,155 \cdot 9,81]$$

$$F_2 = 2239,855 \quad [N]$$

Сила у тачки означена бројем 3 на слици 4.2 израчунава се употребом израза 4.18, отпор превијању вучног елемента [1]:

$$F_3 = F_2 + W_{2-3} = F_2 + F_2 \cdot (k_p - 1) \quad [N] \quad (4.18)$$

где је: k_p – коефицијент отпора на превојним местима, зависи од обухватног угла вучног елемента. За угао обухвата уређаја преко добоша ланчаника $\alpha = 90^\circ$ коефицијент износи $k_p = 1,03 \div 1,05$ и за $\alpha = 180^\circ$ коефицијент износи $k_p = 1,05 \div 1,07$. За дат случај износи $k_p = 1,06$.

$$F_3 = 2239,855 + 2239,855 \cdot (1,06 - 1)$$

$$F_3 = 2374,243 \quad [N]$$

Сила затезања у тачки 4 израчунава се коришћењем израза за израчунавање силе у ланцу на праволинијској оптерећеној деоници транспортера [1].

$$F_4 = F_3 + W_{3-7} = F_3 + (q_m \cdot \omega_m + q_L \cdot \omega_L) \cdot L_h \cdot g + (q_m + q_L) \cdot H \cdot g \quad [N] \quad (4.19)$$

где је: ω_m – коефицијент отпора при кретању материјала. Овај коефицијент се усваја на основу коефицијента трења (μ) при премештању насипних материјала. Коефицијент трења се дефинише за случај када је материјал у стању мировања (μ_1) и стању кретања (μ_2). Између њих постоји веза:

$$\mu_1 \approx (0,4 \div 1,2) \xrightarrow{\text{усваја се}} \mu_1 = 0,6$$

$$\mu_2 \approx (0,7 \div 0,9) \cdot \mu_1 = 0,9 \cdot 0,6 = 0,54$$

Коефицијент отпора при кретању материјала ће бити:

$$\omega_m = 1,1 \cdot \mu_2 = 1,1 \cdot 0,54 = 0,594 \approx 0,6 \quad (4.20)$$

Вредност силе у тачки 4 износи:

$$F_4 = 2374,243 + (37,037 \cdot 0,6 + 25,295 \cdot 0,13) \cdot 69,936 \cdot 9,81 \\ + (37,037 + 25,295) \cdot 12,155 \cdot 9,81$$

$$F_4 = 27308,823 \quad [N]$$

Максимална сила затезања се налази на превоју вучног елемента и може се одредити из израза 4.21, отпор превијању вучног елемента [1]:

$$F_{max} = F_4 + F_4 \cdot (k_p - 1) \quad [N] \quad (4.21)$$

$$F_{max} = 27308,823 + 27308,823 \cdot (1,06 - 1) = 28947,352 \quad [N]$$

Обимна сила помоћу које се димензионише електромотор добија се из израза 4.22.

$$F_0 = F_{max} - F_{min} \quad [N] \quad (4.22)$$

$$F_0 = 28947,352 - 3000 = 25947,352 \quad [N]$$

4.3. Прорачун електромотора

Рачунска снага електромотора се може одредити из израза 4.23.

$$P_0 = \frac{0,6 \cdot F_0 \cdot v}{\eta} \quad [W] \quad (4.23)$$

где је: η – степен искоришћења који се усваја на основу препоруке из литературе $\eta=0,94 \div 0,96$; у овом случају усваја се да је $\eta = 0,95$. Обимна сила помоћу које се димензионише електромотор се множи са 0,6 јер су усвојена два погонска ланца, самим тим усвајају се и две погонске јединице.

$$P_0 = \frac{0,6 \cdot 25947,352 \cdot 0,6}{0,95} = 9832,681 \quad [W]$$

Потребна снага електромотора се може одредити из израза 4.24.

$$P_{EM} = \frac{P_0}{\eta_{EM}} \quad [W] \quad (4.24)$$

где је: η_{EM} – степен искоришћења електромотора који се усваја на основу препоруке из литературе $\eta_{EM} = 0,75 \div 0,85$; у овом случају усваја се да је $\eta_{EM} = 0,80$.

$$P_{EM} = \frac{9832,681}{0,8} = 12290,86 \quad [W] \approx 12,3[kW]$$

Према каталогу произвођача „АТВ Sever – Суботица“ усвајају се два електромотора приближне снаге типа „1. ZK 200 L – 8“, ED – 87%; чије су карактеристике: $P_{EM} = 15 \text{ kW}$; $n_{EM} = 725 \text{ min}^{-1}$; $\frac{M_1}{M_n} = 1,8$; $\frac{M_2}{M_n} = 2,2$ [11].

4.4. Прорачун редуктора

За правилан избор редуктора, а на основу параметара грабуљастог транспортера и корака ланца t_L , потребно је претходно усвојити ланчаник, чији је подеони пречник [1]:

$$D_0 = \frac{t_L}{\sin \frac{180}{z}} \quad [mm] \quad (4.25)$$

где су:

t_L – корак ланца,

z – број зуба погонског ланчаника.

Број зуба ланчаника за ламеласте ланце зависи од брзине ланца и може се усвојити из табеле 4.2.

Табела 4.2 Број зуба ланчаника [1]

Број зуба ланчаника	Брзина ланца $v(m/s)$
$z \geq 6$	до 0,5
$z \geq 7$	0,5 ÷ 0,75
$z \geq 9$	0,75 ÷ 1,0
$z \geq 11$	> 1

У овом случају број зуба ланчаника, јер је брзина ланца $v = 0,6 \text{ m/s}$, износи $z = 8$.

$$D_0 = \frac{250}{\sin \frac{180}{8}} = 653,281 \quad [mm]$$

Број обртаја погонског ланчаника се може одредити изразом 4.26.

$$n_1 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_0} \quad [min^{-1}] \quad (4.26)$$

Број обртаја погонског ланчаника износи:

$$n_1 = \frac{60 \cdot 0,6}{\pi \cdot 0,653281} = 17,541 \quad [min^{-1}]$$

Како су познати бројеви обртаја електромотора и ланчаника може се израчунати потребан преносни однос редуктора:

$$i_{red} = \frac{n_{EM}}{n_1} \quad [min^{-1}] \quad (4.27)$$

Вредност потребног преносног односа износи:

$$i_{red} = \frac{725}{17,541} = 41,33 \quad [min^{-1}]$$

Потребна снага редуктора се може одредити из израза 4.28.

$$P_{red} = P_{EM} \cdot k_{red} \quad [kW] \quad (4.28)$$

где је: k_{red} – коефицијент услова, за дати случај узима се у обзир да транспортер ради без прекида 24 часа дневно, при оптерећењу без већих удара, коефицијент износи $k_{red}=1,5$.

$$P_{red} = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \quad [kW] \quad (4.29)$$

Из каталога произвођача редуктора „Motovario“ усвајају се два редуктора, јер су претходно усвојене две погонске јединице, ознаке „B143“ са преносним односом $i_{red}=40,29$ и снаге на брзоходном вратилу $P_N = 22 \text{ kW}$ [12].

Стварни број обртаја погонског ланчаника ће у овом случају бити:

$$n_{st} = \frac{n_{EM}}{i_{red}} \quad [min^{-1}] \quad (4.30)$$

Вредност стварног преносног односа износи:

$$n_{st} = \frac{725}{40,29} = 17,99 \quad [min^{-1}]$$

Стварна брзина погонског ланчаника ће бити:

$$v_{st} = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_{st}}{60} \quad [m/s] \quad (4.31)$$

Вредност стварне брзине погонског ланчаника износи:

$$v_{st} = \frac{\pi \cdot 0,653281 \cdot 17,99}{60} = 0,613 \quad [m/s]$$

$$v = 0,6 \quad [m/s] \approx v_{st} = 0,613 \quad [m/s]$$

Брзина се незнатно разликује од стварне ($v \approx v_{st}$) па није потребно поново извршити прерачунавање параметара транспортера.

4.5. Избор и провера ланца

Избор ланца се врши према рачунској сили затезања F_r . Ако један ланац служи као погонски елемент (за ширине плоча мањих од 400 mm) онда се он бира према сили $F_L = F_r$. У случају да су уграђена два ланца, избор ланца врши се према сили $F_L = 0,6F_r$ [1].

На основу препоруке из литературе, где се води рачуна о кораку ланца, усваја се ланац са пречником чауре 24 mm и слике кидања $F_k = 300$ kN. Одмах након усвајања ланца врши се провера да ли он задовољава прописане услове.

Провера се врши на основу израза 4.32 [1].

$$F_L = 0,6 \cdot F_r \quad [N] \quad (4.32)$$

Рачунска сила затезања F_r се може одредити из израза 4.33 [1].

$$F_r = F_{max} + F_{din} \quad [N] \quad (4.33)$$

где су: F_{max} – максимална сила затезања вучног ланца,

F_{din} – динамичка сила.

У току рада грабуљастог транспортера ланац је оптерећен и динамичком силом због утицаја ефекта многоугла у ланчаном погону. Дефинисан је изразом [1]:

$$F_{din} \approx \frac{60 \cdot v^2}{z^2 \cdot t_L} \cdot (q_m + k_1 \cdot q_L) \cdot L \quad [N] \quad (4.34)$$

где су: v (m/s) – брзина ланца,

t_L – корак ланца,

k_1 – коефицијент утицаја осталих параметара транспортера,

L (m) – дужина транспортера.

Коефицијент утицаја осталих параметара транспортера се може добити из табеле 4.3.

Табела 4.3 Коефицијент утицаја осталих параметара транспортера [1]

Дужина транспортера (m)	k_1
до 25	2.0
25 ÷ 60	1.5
преко 60	1.0

У овом случају коефицијент утицаја осталих параметара транспортера износи $k_1 = 1$

Вредност динамичке силе у погонском ланчанику износи:

$$F_{din} \approx \frac{60 \cdot 0,6^2}{8^2 \cdot 0,250} \cdot (37,037 + 1 \cdot 25,295) \cdot 70 \approx 5890,374 \quad [N]$$

Вредност рачунске силе затезања у погонском ланчанику износи:

$$F_r = 28947,352 + 5890,374 = 34837,726 \quad [N]$$

Браћањем рачунске силе затезања и динамичке силе у израз 4.32 добићемо:

$$F_L = 0,6 \cdot 34837,726 = 20902,636 \quad [N]$$

Ланац је правилно изабран ако је испуњен услов [1]:

$$F_k \geq v \cdot F_L \quad [N] \quad (4.35)$$

где су:

F_k – сила кидања ланца,

v – степен сигурности против кидања ланца:

$v = 6 \div 10$ – за ламеласте ланце хоризонталних и косих транспортера,

$v = 10 \div 15$ – за растављене ланце,

$v = 10 \div 20$ – за заварене ланце.

У овом случају степен сигурности против кидања ланца (јер је за ламеласте ланце хоризонталних и косих транспортера) износи $v = 6$.

Вредност силе кидања ланца износи:

$$F_k \geq 8 \cdot 20902,636$$

$$300000 [N] \geq 167221,088 [N]$$

Услов задовољен.

Усваја се демонтажни ламеластни вучни ланац са кораком од $t = 250 \text{ mm}$, специјално дизајниран за овакав тип транспортера са пречником чауре 24 mm и слике кидања $F_k = 300 \text{ kN}$.

Максимална сила затезања при пуштању у рад $F_{p,max}$ се може одредити из израза 4.36 [13].

$$F_{p,max} = F_L + F_{din.p} \quad [N] \quad (4.36)$$

где је: $F_{din.p}$ – динамичка сила при пуштању у погон и може се одредити [13]:

$$F_{din.p} = m_{p.ter} \cdot \frac{D_0}{2} \cdot \frac{\varepsilon_{EM} \cdot \eta}{i_{s.red}} \quad [N] \quad (4.37)$$

где су:

$m_{p.ter}$ – маса делова транспортера и делова који се крећу транслаторно,
 ε_{EM} – угао убрзања вратила електромотора.

Маса делова транспортера и делова који се крећу транслаторно се може одредити из израза 4.38 [13].

$$m_{p.ter} = K_e \cdot [(2 \cdot q_p + q_{ter}) \cdot L + K_v \cdot G_{rot}] \cdot \frac{1}{g} \quad [kg] \quad (4.38)$$

где су: q_p – тежина јединичне дужине ланца и стругача,

q_{ter} – јединично оптерећење услед премештање терета,

K_e – коефицијент којим се узима у обзир еластично издужење ланца,

K_v – коефицијент којим се узима у обзир смањење средње брзине обртних маса у односу на задату брзину v ,

G_{rot} – тежина обртних елемената транспортера (без погона).

Из литературе се може усвојити да је тежина обртних елемената транспортера $G_{rot} \approx 2000N$.

Коефицијент којим се узима у обзир смањење средње брзине обртних маса креће се у границама од 0,5 до 0,7, за дат случај усваја се $K_v = 0,6$.

Коефицијент којим се узима у обзир еластично издужење ланца креће се у границама од 0,85 до 0,95, за дат случај усваја се $K_e = 0,9$.

Јединично оптерећење услед премештање терета се може одредити изразом 4.39.

$$q_{ter} = \frac{Q_m \cdot g}{3,6 \cdot v} \quad [N/m] \quad (4.39)$$

$$q_{ter} = \frac{80 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,6} = 363,33 \quad [N/m]$$

Тежина јединичне дужине ланца и стругача се може одредити изразом 4.40.

$$q_p = k_L \cdot q_{ter} \quad [N/m] \quad (4.40)$$

где је: k_L – емпиријски коефицијент усвојен у претходном прорачуну.

Вредност тежине јединичне дужине ланца и стругача износи:

$$q_p = 0,7 \cdot 363,33 = 254,331 \quad [N/m]$$

Вредност масе делова транспортера и делова који се крећу транслаторно износи:

$$m_{p,ter} = 0,9 \cdot [(2 \cdot 254,331 + 363,33) \cdot 70 + 0,6 \cdot 2000] \cdot \frac{1}{9,81}$$

$$m_{p,ter} = 5710 \quad [kg]$$

Угао убрзања вратила електромотора се може одредити помоћу израза 4.41 [13].

$$\varepsilon_{EM} = \frac{M_{sr.p} - M_{st.p}}{J_{sr}} \quad [rad/s^2] \quad (4.41)$$

где су: $M_{sr.p}$ – средња вредност обртног момента електромотора при пуштању у рад,

$M_{st.p}$ – стварни обртни момент на погонском елементу,

J_{sr} – средња вредност момента инерције.

Средња вредност обртног момента електромотора при пуштању у рад се може одредити изразом 4.42 [13].

$$M_{sr.p} = \Psi_{sr} \cdot M_n \quad [Nm] \quad (4.42)$$

где су: Ψ_{sr} – фактор средње вредности преоптерећења,

M_n – обртни момент електромотора.

Фактор средње вредности преоптерећења се може одредити помоћу израза 4.43.

$$\Psi_{sr} = \frac{\Psi_{min} + \Psi_{max}}{2} \quad (4.43)$$

Вредности фактора Ψ_{min} и Ψ_{max} се могу наћи у каталогу произвођача електромотора. За дат случај износи: $\Psi_{min} = 1,8$ и $\Psi_{max} = 2,2$

Вредност фактор средње вредности преоптерећења износи:

$$\Psi_{sr} = \frac{1,8 + 2,2}{2} = 2$$

Средња вредност обртног момента електромотора при пуштању у рад у овом случају износи:

$$M_{sr.p} = \Psi_{sr} \cdot 9550 \cdot \frac{P_{EM}}{n_{EM}} = 2 \cdot 9550 \cdot \frac{15}{725} = 395,17 \quad [Nm]$$

Стварни обртни момент на погонском елементу се може одредити помоћу израза 4.44 [13].

$$M_{st.p} = \frac{W \cdot D_0}{2 \cdot i_{red} \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (4.44)$$

где је: W – отпор премештања ланца и може се одредити:

$$W = F_4 - F_1 + (k_p - 1) \cdot (F_4 + F_1) \quad [N] \quad (4.45)$$

Отпор премештања ланца износи:

$$W = 27308,823 - 3000 + (1,06 - 1) \cdot (27308,823 + 3000)$$

$$W = 26127,352 \quad [N]$$

Вредност стварног обртног момента на погонском елементу износи:

$$M_{st.p} = \frac{26127,352 \cdot 0,653281}{2 \cdot 40,29 \cdot 0,9} = 235,36 \quad [Nm]$$

Средња вредност момента инерције се може одредити помоћу израза 4.46 [13].

$$J_{sr} = \delta_{rot} \cdot J_{r.m} + \frac{m_{p.ter} \cdot r_1^2}{i_{red}} \quad [Nms^2] \quad (4.46)$$

где су: δ_{rot} – фактор повећање масе ротирајућих елемената,

$J_{r.m}$ – момент инерције обртних елемената,

r_1 – полупречник ланчаника.

Момент инерције обртних елемената се може одредити помоћу израза 4.47.

$$J_{r.m} = J_r + J_{sp} \quad [Nms^2] \quad (4.47)$$

где су: J_r – момент инерције радне машине ,

J_{sp} – момент инерције спојнице.

Вредност момента инерције обртних елемената радне машине износи:

$$J_{r.m} = 0,225 + 2,87 = 3,1 \quad [Nms^2]$$

Средња вредност момента инерције износи:

$$J_{sr} = 1,15 \cdot 3,1 + \frac{5710 \cdot \left(\frac{0,653281}{2}\right)^2}{40,29}$$

$$J_{sr} = 18,685 \quad [Nms^2]$$

Угао убрзања вратила електромотора износи:

$$\varepsilon_{EM} = \frac{395,17 - 235,63}{18,685}$$

$$\varepsilon_{EM} = 8,538 \quad [rad/s^2]$$

Динамичка сила при пуштању у погон износи:

$$F_{din.p} = 5710 \cdot \frac{0,653281}{2} \cdot \frac{8,538 \cdot 0,9}{40,29}$$

$$F_{din.p} = 711,72 \quad [N]$$

Максимална сила затезања при пуштању у рад износи:

$$F_{p.max} = 20902,636 + 711,72$$

$$F_{p.max} = 21623,446 \quad [N]$$

Максимална сила у ланцу при пуштању у рад не прелази максималну прекидну силу ланца, дат у каталогу произвођача, те се може закључити да је ланац задовољио прописане услове.

4.6. Прорачун ланчаника

Претходно је усвојен погонски ланчаник са подеоним пречником $D_0 = 653,281 \text{ mm}$, пречником чауре $d_1 = 24 \text{ mm}$ и бројем зуба $z = 8$.

Пречник подножног круга погонског ланчаника се може одредити из израза 4.48 [14].

$$D_f = D_0 - d_1 \quad [mm] \quad (4.48)$$

Пречник подножног круга погонског ланчаника износи:

$$D_f = 653,281 - 24 = 629,281 \quad [mm]$$

Пречник теменог круга погонског ланчаника се може одредити из израза 4.49 [14].

$$D_a = D_0 + \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) \cdot t_l - d_1 \quad [mm] \quad (4.49)$$

Пречник теменог круга погонског ланчаника износи:

$$D_a = 653,281 + \left(1 - \frac{1,6}{8}\right) \cdot 250 - 24 = 829,291 \quad [mm]$$

Полупречник међузибља погонског ланчаника се може одредити из израза 4.50 [14].

$$r_1 = \frac{r_{1min} + r_{1max}}{2} \quad [mm] \quad (4.50)$$

где су:

r_{1min} – минимална вредност полупречник међузибља,

r_{1max} – максимална вредност полупречник међузибља.

Минимална вредност полупречник међузибља се може одредити помоћу израза 4.51.

$$r_{1min} = 0,505 \cdot d_1 \quad [mm] \quad (4.51)$$

Минимална вредност полупречник међузибља износи:

$$r_{1min} = 0,505 \cdot 24 = 12,12 \quad [mm]$$

Максимална вредност полупречник међузибља се може одредити помоћу израза 4.52.

$$r_{1max} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1} \quad [mm] \quad (4.52)$$

Максимална вредност полупречник међузибља износи:

$$r_{1max} = 0,505 \cdot 24 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{24} = 12,32 \quad [mm]$$

Вредност полупречника међузибља погонског ланчаника износи:

$$r_1 = \frac{12,12 + 12,32}{2} = 12,22 \quad [mm]$$

Полупречник главчине погонског ланчаника се може одредити помоћу израза 4.53 [14].

$$r_2 = \frac{r_{2min} + r_{2max}}{2} \quad [mm] \quad (4.53)$$

где су:

r_{2min} – минимална вредност полупречника главчине погонског ланчаника,

r_{2max} – максимална вредност полупречника главчине погонског ланчаника.

Минимална вредност полупречника главчине погонског ланчаника се може одредити помоћу израза 4.54.

$$r_{2min} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z + 2) \quad [mm] \quad (4.54)$$

Минимална вредност полупречника главчине погонског ланчаника износи:

$$r_{2min} = 0,12 \cdot 24 \cdot (8 + 2) = 28,8 \quad [mm]$$

Максимална вредност полупречника главчине погонског ланчаника се може одредити из израза 4.55.

$$r_{2max} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (z^2 + 180) \quad [mm] \quad (4.55)$$

Максимална вредност полупречника главчине погонског ланчаника износи:

$$r_{2max} = 0,008 \cdot 24 \cdot (8^2 + 180) = 46,84 \quad [mm]$$

Вредност полупречника главчине погонског ланчаника износи:

$$r_2 = \frac{28,8 + 46,84}{2} = 37,82 \quad [mm]$$

Заобљење зупчастог венца се може одредити из израза 4.56 [14].

$$r_3 = (1,3 \div 1,7) \cdot d_1 \quad [mm] \quad (4.56)$$

Заобљење зупчастог венца у овом случају износи:

$$r_3 = 1,5 \cdot 24 = 36 \quad [mm]$$

Ширина погонског ланчаника се може одредити из израза 4.57 [14].

$$B_N = B_1 + (N - 1) \cdot e \quad [mm] \quad (4.57)$$

где су:

N – број редова ланца (у овом случају је једноредни ланац),
 e – корак по ширини ланца.

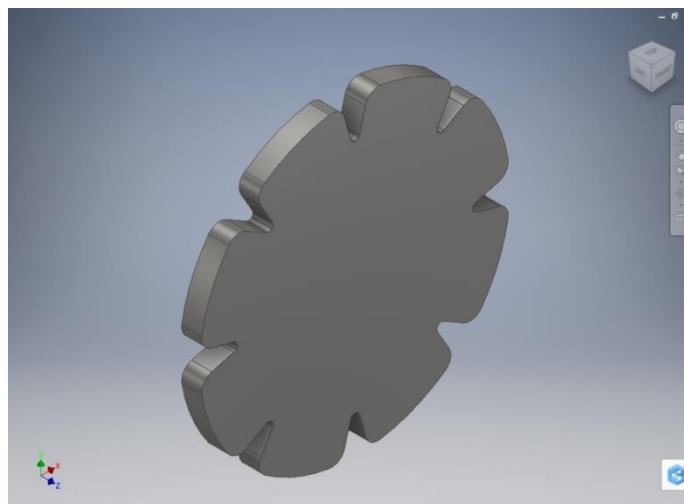
Вредности за B_1 и e се могу наћи у одговарајућој литератури и у овом случају износи да је: $B_1 = 53,34 \text{ mm}$ и $e = 106,6 \text{ mm}$.

Ширина погонског ланчаника износи:

$$B_N = 53,34 + (1 - 1) \cdot 106,6 = 53,34 \quad [mm]$$

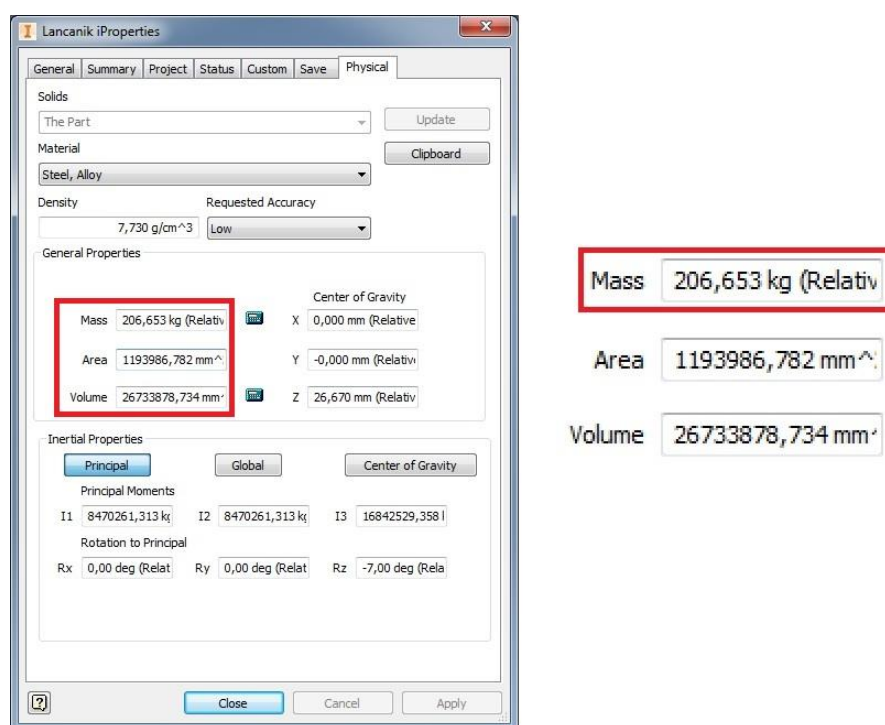
4.7. Одређивање масе ланчаника

Да би се одредила што тачнија маса погонског ланчаника извршена је визуализација модела у програмском пакету „Autodesk Inventor 2017“, што је и приказано на слици 4.3.



Слика 4.3 Визуални 3D модел погонског ланчаника

Тежина пројектованог ланчаника износи 206,653 kg, приказано на слици 4.4, али због лакшег даљег прорачуна ова масе се заокружује на 207 kg. С обзиром да овеј ланчаник има велику масу, потребно је извршити одређена олакшања и тако смањити масу ланчаника. То је могуће извршити након усвајања пречника вратила.

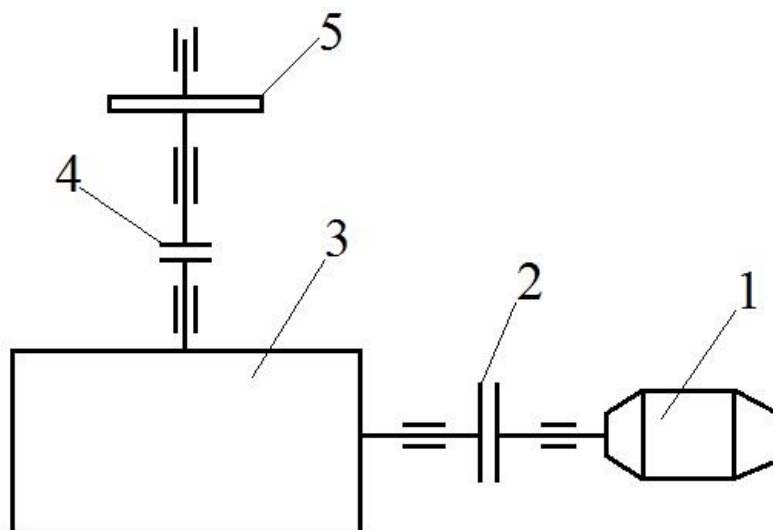


Слика 4.4 Приказ добијених резултата масе ланчаника

4.8. Избор елемената за везу

На слици 4.5 дат је шематски приказ свих погонских елемената склопа грабуљастог транспортера са високим стругачима. Бројем 1 означен је електромотор „1. ZK 200 L – 8“ који представља погонску машину овог склопа. Са електромотора снага и обртни момент се даље преноси на хидродинамичку спојницу означена бројем 2, а затим на усвојени редуктор означен бројем 3 ознаке „B143, 160L4“. Снага и обртни момент се даље са редуктора преносе на еластичну спојницу означена бројем 4. Спојница је на другом крају повезана са вратилом на коме се налази погонски ланчаник 5.

Пошто је усвојен грабуљастаи транспортер са два ланца, имаћемо овакав погонски механизам и са друге стране транспортера.



Слика 4.5 Шематски приказ распореда погонских елемената транспортера

Да би грабуљастаи транспортер са високим стругачима имао правилан и безбедан рад од велике је важности и правилан избор елемената споја погонских елемената. У овом случају потребно је усвојити спојнице на местима између електромотора и редуктора, као и редуктора и ланчаника. Претпоставља се да је онемогућено кретање оптерећеног транспортера у супротном смеру тако да се искључује избор спојнице са кочницом.

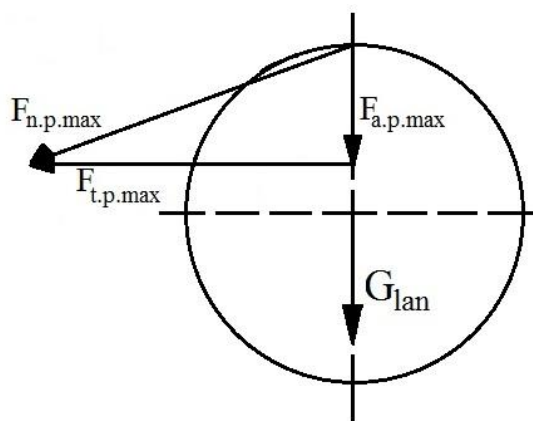
Спојница између електромотора и редуктора се усваја на основу препоруке из литературе, усваја се хидродинамичка спојница произвођача „14 Oktobar – Kruševac“ ознаке „14HS – EG“ чија маса износи 118 kg [15].

Спојница између редуктора и вратила ланчаника се такође усваја на основу препоруке из литературе, усваја се еластична спојница произвођача „14 Oktobar – Kruševac“ ознаке „ESA“ чија маса износи 40 kg [16].

4.9. Прорачун вратила

4.9.1. Одређивање сила које делују на вратило

На слици 4.6 приказан је распоред сила које делују на вратило на коме се налази погонски ланчаник.



Слика 4.6 Шематски приказ распореда сила које делују на вратило

За прорачун вратила узима се највећа вредност прорачунатих затезних сила које делују на ланчаник при раду транспортера, у овом случају то је рачунска сила при пуштању у рад. Сила затезања ланца при пуштању у рад се разчлањује на хоризонталну и вертикалну силу.

Рачунска сила затезања у ланцу при пуштању транспортера у рад у хоризонталној равни се може одредити из израза 4.58.

$$F_{h.p.max} = F_{p.max} \cdot \sin \beta \quad [N] \quad (4.58)$$

Вредност рачунске силе затезања у ланцу при пуштању транспортера у рад у хоризонталној равни износи:

$$F_{h.p.max} = 21623,446 \cdot \sin 10^\circ = 3738,68 \quad [N]$$

Рачунска сила затезања у ланцу при пуштању транспортера у рад у вертикалној равни се може одредити из израза 4.59.

$$F_{v.p.max} = F_{p.max} \cdot \cos \beta \quad [N] \quad (4.59)$$

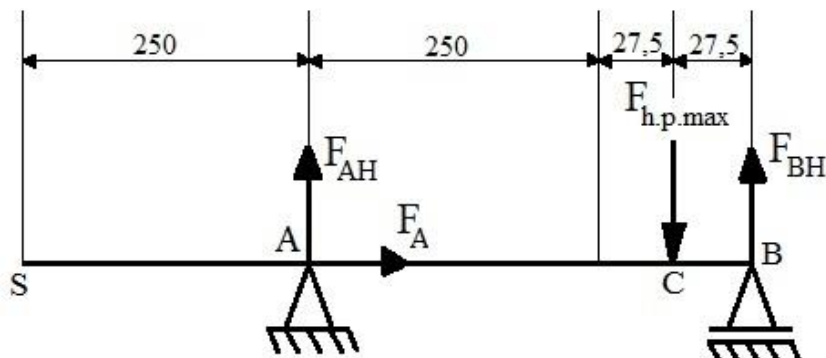
Вредност рачунске силе затезања у ланцу при пуштању транспортера у рад у вертикалној равни износи:

$$F_{v.p.max} = 21623,446 \cdot \cos 10^\circ = 21203,11 \quad [N]$$

Сила која делује од стране ротирајућих елемената, у овом случају, је ланчаник који износи $G_{lan} = 207 \text{ kg} = 2031 \text{ N}$ и спојница $G_{spo} = 40 \text{ kg} = 392,4 \text{ N}$.

4.9.2. Одређивање отпора ослонца у хоризонталној равни

На слици 4.7 приказано је деловање сила и отпори ослонца у хоризонталној равни погонског вратила.



Слика 4.7 Шематски приказ деловања силе на вратилу у хоризонталној равни

Одређивање силе отпора ослонца у тачки А могуће је преко израза 4.60, за момент у тачки В.

$$\sum M_B^L = 0; -F_{AH} \cdot 305 + F_{h.p.max} \cdot 27,5 = 0 \quad (4.60)$$

Сређивањем израза 4.60 добија се израз за силу отпора ослонца у тачки А.

$$F_{AH} = \frac{F_{h.p.max} \cdot 27,5}{305} \quad [N] \quad (4.61)$$

Вредност силе отпора ослонца у тачки А износи:

$$F_{AH} = \frac{3738,68 \cdot 27,5}{305} = 311,562 \quad [N]$$

Одређивање силе отпора ослонца у тачки В могуће је преко израза 4.62, за момент у тачки А.

$$\sum M_A^L = 0; F_{BH} \cdot 305 - F_{h.p.max} \cdot 277,5 = 0 \quad (4.62)$$

Сређивањем израза 4.62 добија се израз за силу отпора ослонца у тачки В.

$$F_{BH} = \frac{F_{h.p.max} \cdot 277,5}{305} \quad [N] \quad (4.63)$$

Вредност силе отпора ослонца у тачки В износи:

$$F_{BH} = \frac{3738,68 \cdot 277,5}{305} = 3427,129 \quad [N]$$

Провера се врши из услова да је збир свих трансверзалних сила једнак нули.

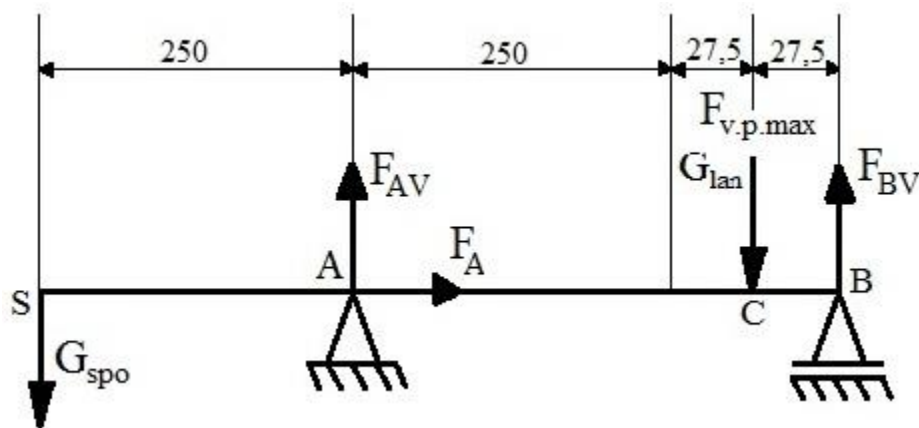
$$\sum F_t = 0; F_{AH} - F_{h.p.max} + F_{BH} = 0 \quad (4.64)$$

$$311,562 - 3738,68 + 3427,129 = 0$$

$$0,011 \approx 0$$

4.9.3. Одређивање отпора ослонца у вертикалној равни

На слици 4.8 приказано је деловање сила и отпори ослонца у вертикалној равни погонског вратила.



Слика 4.8 Шематски приказ деловања силе на вратилу у вертикалној равни

Одређивање силе отпора ослонца у тачки А могуће је преко израза 4.65, за момент у тачки В.

$$\sum M_B^L = 0; G_{spo} \cdot 555 - F_{AV} \cdot 305 + G_{lan} \cdot 27,5 + F_{v.p.max} \cdot 27,5 = 0 \quad (4.65)$$

Сређивањем израза 4.65 добија се израз за силу отпора ослонца у тачки А.

$$F_{AV} = \frac{G_{spo} \cdot 555 + G_{lan} \cdot 27,5 + F_{v.p.max} \cdot 27,5}{305} \quad [N] \quad (4.66)$$

Вредност силе отпора ослонца у тачки А износи:

$$F_{AV} = \frac{392,4 \cdot 555 + 2031 \cdot 27,5 + 21203,11 \cdot 27,5}{305} = 2328,591 \quad [N]$$

Одређивање силе отпора ослонца у тачки В могуће је преко израза 4.67, за момент у тачки А.

$$\sum M_A^L = 0; F_{BV} \cdot 305 - F_{h.p.max} \cdot 277,5 - G_{lan} \cdot 277,5 - G_{spo} \cdot 250 = 0 \quad (4.67)$$

Сређивањем израза 4.67 добија се израз за силу отпора ослонца у тачки В.

$$F_{BV} = \frac{F_{h.p.max} \cdot 277,5 - G_{lan} \cdot 277,5 - G_{spo} \cdot 250}{305} \quad [N] \quad (4.68)$$

Вредност силе отпора ослонца у тачки В износи:

$$F_{BV} = \frac{21203,11 \cdot 277,5 - 2031 \cdot 277,5 - 392,4 \cdot 250}{305} = 21297,949 \quad [N]$$

Провера се врши из услова да је збир свих трансверзалних сила једнак нули.

$$\begin{aligned} \sum F_t &= 0; -G_{spo} + F_{AV} - F_{v.p.max} - G_{lan} + F_{BV} = 0 \\ -392,4 + 2328,591 - 21203,11 - 2031 + 21297,949 &= 0 \\ 0,03 &\approx 0 \end{aligned} \quad (4.69)$$

Укупна сила отпора у ослонцу А се може одредити из израза 4.70.

$$F_A = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} \quad [N] \quad (4.70)$$

Вредност укупне силе отпора у ослонцу А износи:

$$F_A = \sqrt{311,562^2 + 2328,591^2} = 2349,341 \quad [N]$$

Укупна сила отпора у ослонцу В се може одредити из израза 4.71.

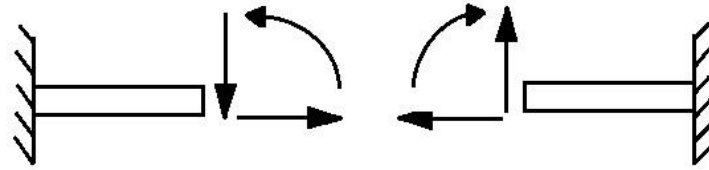
$$F_B = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} \quad [N] \quad (4.71)$$

Вредност укупне силе отпора у ослонцу В износи:

$$F_B = \sqrt{3427,129^2 + 21297,949^2} = 21571,922 \quad [N]$$

4.9.4. Одређивање момента савијања у хоризонталној равни

На слици 4.9 приказани су позитивни смерови деловања сила на вратилу.



Слика 4.9 Позитивни смерови деловања сила на вратилу

Момент савијања на погонском вратилу у хоризонталној равни у тачкама S и A износи:

$$M_{SH} = M_{AH} = 0 \quad [Nm]$$

На основу позитивног усвојеног смера деловања сила, момент савијања у тачки C се може одредити из израза 4.72 и израза 4.73.

$$M_{CH}^L = 0,2775 \cdot F_{AH} \quad [Nm] \quad (4.72)$$

$$M_{CH}^D = 0,0275 \cdot F_{BH} \quad [Nm] \quad (4.73)$$

Вредности момента савијања на месту C износи:

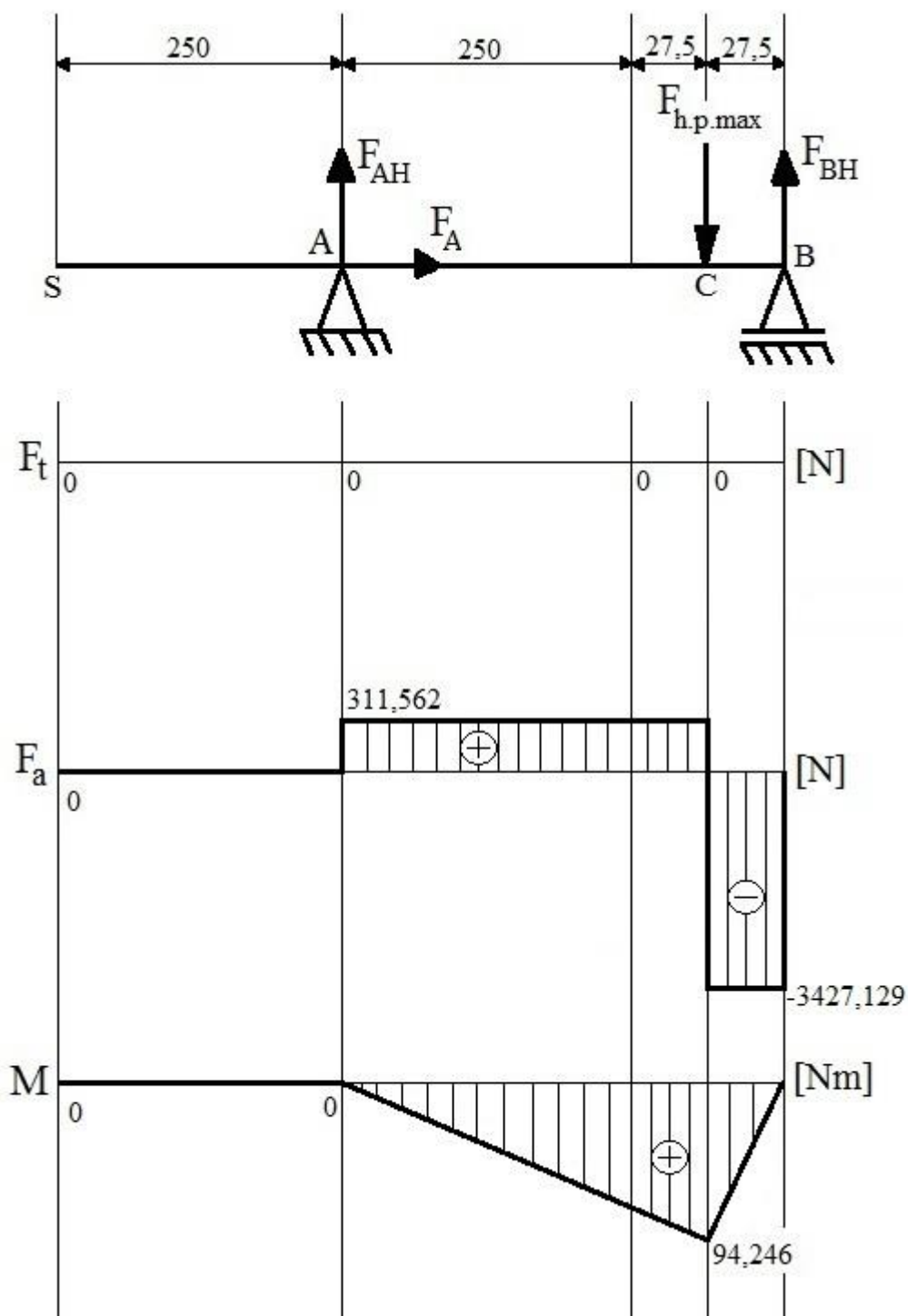
$$M_{CH}^L = 0,2775 \cdot 311,562 = 86,458 \quad [Nm]$$

$$M_{CH}^D = 0,0275 \cdot 3427,129 = 94,246 \quad [Nm]$$

Момент савијања на погонском вратилу у хоризонталној равни у тачки B износи:

$$M_{BH} = 0 \quad [Nm]$$

На основу добијених вредности трансверзалних, аксијалних сила и момента савијања добија се дијаграмски приказ дејства на вратило у хоризонталној равни, слика 4.10.



Слика 4.10 Дијаграмски приказ дејства трансверзалних, аксијалних сила и момента савијања на вратилу у хоризонталној равни

4.9.5. Одређивање момента савијања у вертикалној равни

Момент савијања на погонском вратилу у вертикалној равни рачуна се према претходно усвојеним позитивним смеровима, као и у хоризонталној равни, слика 4.10.

Момент савијања на погонском вратилу у вертикалној равни у тачки S износи:

$$M_{SV} = 0 \quad [Nm]$$

Момент савијања у тачки А на погонском вратилу у вертикалној равни се може одредити из израза 4.74.

$$M_{AV} = 0,25 \cdot (-G_{spo}) \quad [Nm] \quad (4.74)$$

Вредности момента савијања на месту А износи:

$$M_{AV} = 0,25 \cdot (-392,4) = -98,1 \quad [Nm]$$

На основу позитивног усвојеног смера деловања сила, момент савијања у тачки С се може одредити из израза 4.75 и израза 4.76.

$$M_{CV}^L = 0,2775 \cdot F_{AV} \quad [Nm] \quad (4.75)$$

$$M_{CV}^D = 0,0275 \cdot F_{BV} \quad [Nm] \quad (4.76)$$

Вредности момента савијања на месту С износи:

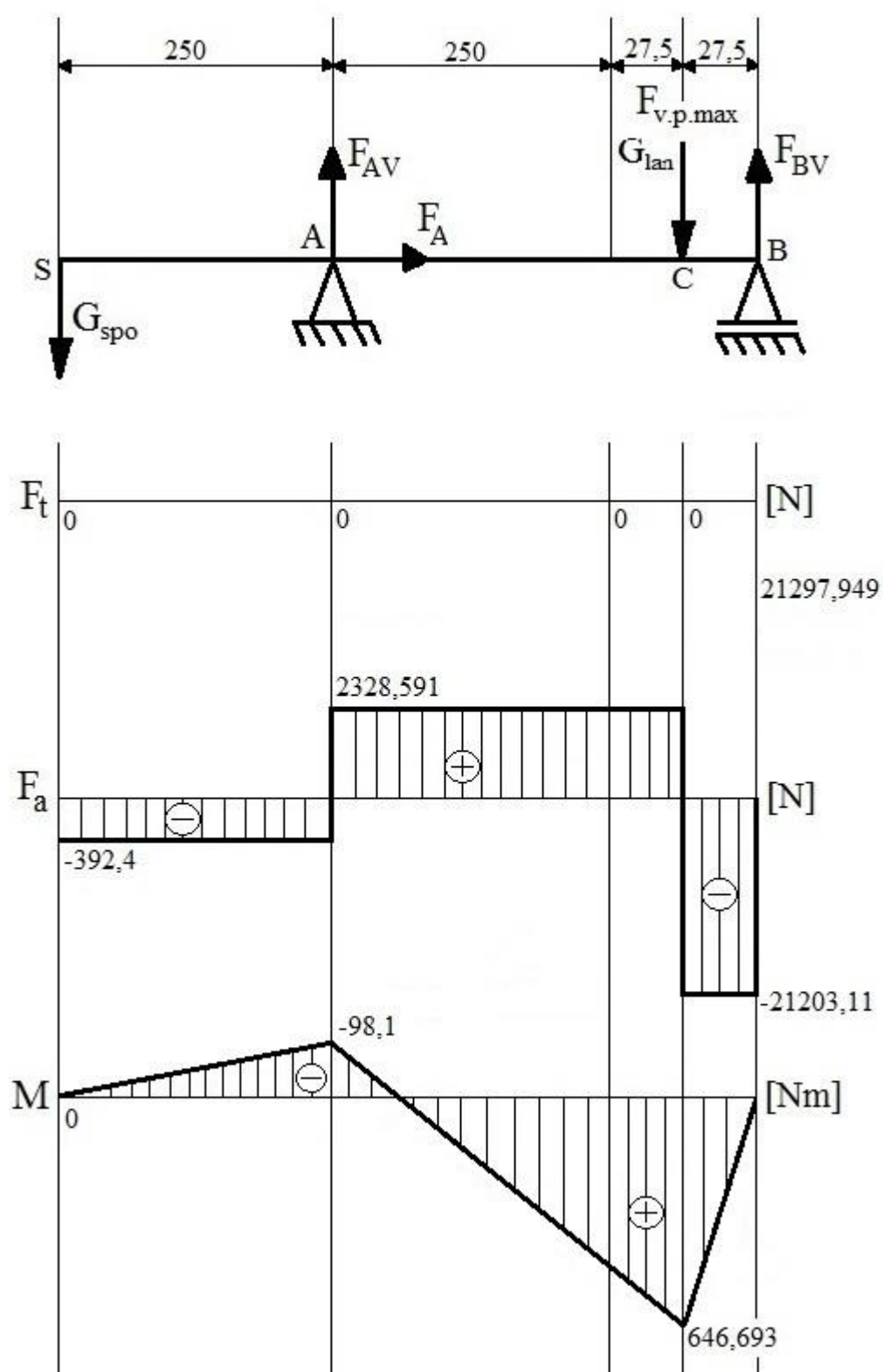
$$M_{CV}^L = 0,2775 \cdot 2328,591 = 646,184 \quad [Nm]$$

$$M_{CV}^D = 0,0275 \cdot 21297,949 = 585,693 \quad [Nm]$$

Момент савијања на погонском вратилу у вертикалној равни у тачки В износи:

$$M_{BV} = 0 \quad [Nm]$$

На основу добијених вредности трансверзалних, аксијалних сила и момента савијања добија се дијаграмски приказ дејства на вратило у вертикалној равни, слика 4.11.



Слика 4.11 Дијаграмски приказ дејства трансверзалних, аксијалних сила и момента савијања на вратилу у вертикалној равни

4.9.6. Резултујући момент савијања и момент увијања

Резултујући момент савијања у тачки S износи:

$$M_S = 0 \quad [Nm]$$

Резултујући момент савијања у тачки A износи:

$$M_A = M_{AV} = 98,1 \quad [Nm]$$

Резултујући момент савијања у тачки C може се одредити из израза 4.77 и израза 4.78 [14].

$$M_C^L = \sqrt{(M_{CH}^L)^2 + (M_{CV}^L)^2} \quad [Nm] \quad (4.77)$$

$$M_C^D = \sqrt{(M_{CH}^D)^2 + (M_{CV}^D)^2} \quad [Nm] \quad (4.78)$$

Вредност резултујућег момента савијања у тачки C износи:

$$M_C^L = \sqrt{86,458^2 + 646,184^2} = 651,942 \quad [Nm]$$

$$M_C^D = \sqrt{94,246^2 + 585,693^2} = 593,227 \quad [Nm]$$

За даљи прорачун се користи већа вредност, односно $M_C^L = 651,942 \quad [Nm]$.

Резултујући момент савијања у тачки B износи:

$$M_B = 0 \quad [Nm]$$

Момент увијања на погонском вратилу датог транспортера израчунава се изразом 4.79 [14].

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} \quad [Nm] \quad (4.79)$$

где су:

P_{EM} – снага електромотора,

ω_{EM} – угаона брзина електромотора.

Угаона брзина електромотора се може одредити из израза 4.80 [14].

$$\omega_{EM} = \frac{n_{EM} \cdot \pi}{30} \quad [Nm] \quad (4.80)$$

Вредност угаоне брзине електромотора износи:

$$\omega_{EM} = \frac{725 \cdot \pi}{30} = 75,92 \quad [s^{-1}]$$

Момент увијања на погонском вратилу износи:

$$T_{EM} = \frac{15 \cdot 10^3}{75,92} = 197,57 \quad [Nm]$$

При пуштању транспортера у рад на местима еластичне и хидродинамичке спојнице, као и код редуктора, долази до губитака енергије, па ће момент увијања у том случају бити:

$$T_C = T_{EM} \cdot \eta_{s1} \cdot \eta_{s2} \cdot \eta_r \quad [Nm] \quad (4.81)$$

где су:

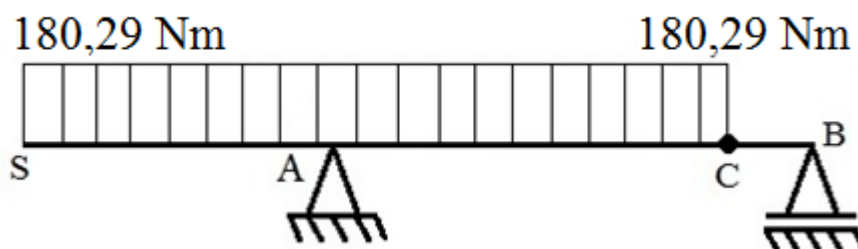
η_{s1} , η_{s2} – степен искоришћења спојница,

η_r – степен искоришћења редуктора.

Вредност момент увијања на погонском вратилу износи:

$$T_C = 197,57 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 180,29 \quad [Nm]$$

На слици 4.12 дат је дијаграмски приказ дејства момента увијања на погонском вратилу.



Слика 4.12 Дијаграмски приказ дејства момента увијања

4.9.7. Прорачун пречника вратила

За израду вратила користи се конструкциони челик Č0645, а карактеристике материјала од ког се израђује дате су у литератури [14]:

- Увојна динамичка издржљивост $\tau_{D(0)} = 200 \div 230$ МПа, усваја се: $\tau_{D(0)} = 215$ МПа.
- Савојна динамичка издржљивост $\sigma_{D(-1)} = 280 \div 330$ МПа, усваја се: $\sigma_{D(-1)} = 305$ МПа.
- Затезна чврстоћа $R_m = 600 \div 720$ МПа, усваја се: $R_m = 660$ МПа.

Дозвољени напон на савијање за вратило се може одредити из израза 4.82 [14].

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} \quad [MPa] \quad (4.82)$$

где су:

$\sigma_{D(-1)}$ – динамичка издржљивост,

K – фактор који узима у обзир концентрацију напона и друге утицаје,

S – степен сигурности.

Према препорукама из литературе степен сигурности S се креће у границама од 1,5 до 2,5. За дати пример прорачуна вратила усваја се да је степен сигурности $S = 2$ [14].

Вредност фактора K у већини случајева зависи од облика и врсте примене вратила. Па се на местима ослоња, односно у тачкама А, С и В, усваја вредност фактора намењена за обртне делове са чврстим налегањем и износи $K = 2,4 \div 3$, усваја се вредност $K = 2,6$. На месту где се налази спојница, односно у тачки S, усваја се вредност фактора за вратила са жлебом по ободу и износи $K = 2 \div 2,4$, усваја се вредност $K = 2,2$ [14].

Вредности дозвољеног напона добијене прорачуном коришћењем израза 4.82, дате су у табели 4.4.

Табела 4.4 Вредности дозвољеног напона на вратилу

Место	K	σ_{doz} , МПа
S	2,2	69,318
A	2,6	58,653
C	2,6	58,653
B	2,6	58,653

Еквивалентни момент се може одредити из израза 4.83 [14].

$$M_i = \sqrt{M_C^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)}}{\tau_{D(0)}} \cdot \frac{K_A \cdot T_t}{2} \right)} \quad [Nm] \quad (4.83)$$

где су:

M – резултујући момент,

K_A – коефицијент услова рада,

T_t – момент увијања.

Већ је у претходном прорачуну поменуто да је коефицијент услова рада $K_A = 1,5$.

Вредности еквивалентног момента добијене прорачуном коришћењем израза 4.83, дате су у табели 4.5.

Табела 4.5 Вредности еквивалентног момента

Место	M , Nm	T_t , Nm	M_i , Nm
S	0	180,29	277,511
A	98,1	180,29	294,339
C	651,942	180,29	708,548
B	0	0	0

Идеални пречник погонског вратила се може одредити из израза 4.84 [14].

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}} \quad [mm] \quad (4.84)$$

Вредности идеалног пречника погонског вратила добијене прорачуном коришћењем израза 4.84, дате су у табели 4.6.

Табела 4.6 Вредности идеалног пречника погонског вратила

Место	d_i , mm
S	34,421
A	37,112
C	49,738
B	0

Након одређивања идеалног пречника вратила потребно је усвојити стандардне пречнике вратила и клина, где се захтева, коришћењем израза 4.85 [14].

$$d_{vr} = d_i + t \quad [mm] \quad (4.85)$$

Усвојене стандардне вредности пречника погонског вратила и клина дате су у табели 4.7

Табела 4.7 Усвојене стандардне вредности пречника погонског вратила

Место	d_i , mm	t , mm	d_{vr} , mm	d_{st} , mm
S	34,421	4,7	39,121	42
A	37,112	/	37,112	42
C	49,738	6,2	55,953	60
B	0	/	0	0

Потребно је извршити проверу попречног пресека вратила. При провери пречника вратила узимају се стандардне вредности пречника вратила, ако постоји на вратилу клин умањује се за величину клина, израз 4.85, добијене вредности су дате у табели 7.8 [14].

$$d_{vrs} = d_{st} - t \quad [mm] \quad (4.85)$$

Вредности аксијалног момента инерције погонског вратила се могу одредити из израза 4.86, добијене вредности су дате у табели 7.8 [14].

$$W = \frac{\pi \cdot d_{vrs}^3}{32} \quad [mm^3] \quad (4.86)$$

Вредности идеалног напона погонског вратила се могу одредити из израза 4.87, добијене вредности су дате у табели 7.8 [14].

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} \quad [MPa] \quad (4.87)$$

Максималне вредности идеалног напона вратила се могу одредити из израза 4.88, добијене вредности су дате у табели 7.8 [14].

$$\sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K \quad [MPa] \quad (4.88)$$

Степен сигурности усвојених пречника погонског вратила се могу одредити из израза 4.89, добијене вредности су дате у табели 7.8 [14].

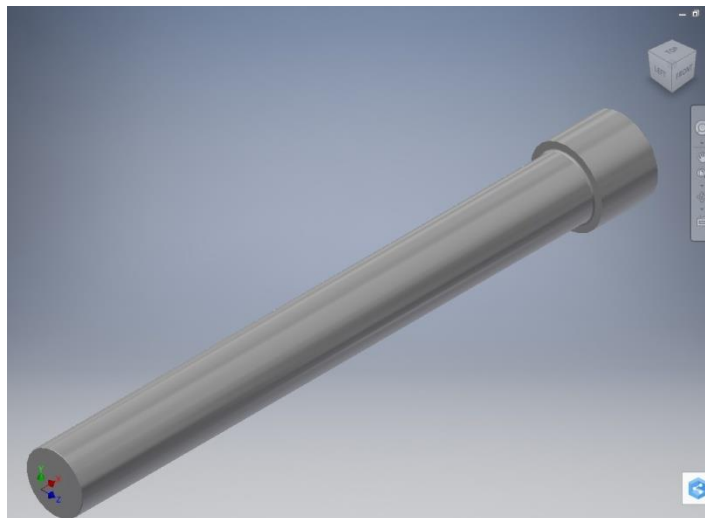
$$S = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{imax}} \quad (4.89)$$

Табела 4.8 Вредности добијене провером

Место	d_{st} , mm	t , mm	d_{vrs} , mm	W , mm ³	σ_i , MPa	K	σ_{imax} , MPa	S_{us}	S
S	42	4,7	37,3	5094,791	54,469	2,2	119,831	2	2,54
A	42	/	42	7273,572	40,466	2,6	105,213	2	2,8
C	60	6,2	53,8	15287,861	46,371	2,6	120,564	2	2,52
B	60	/	60	21205,75	0	2,6	0	2	/

4.9.8. Прорачун пречника вратила у САD програмском пакету

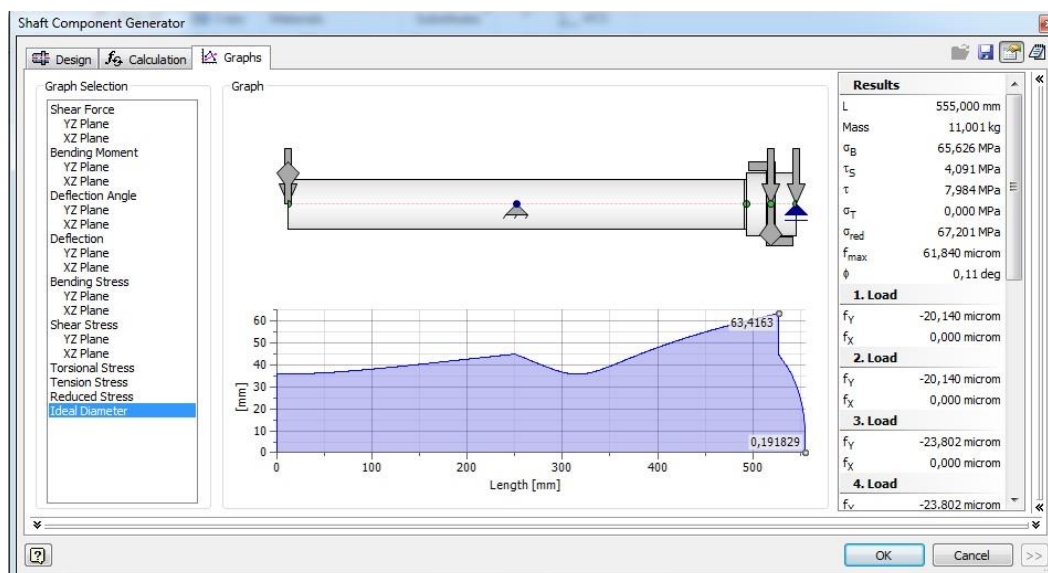
Да би се одредили што тачни пречници погонског вратила извршена је визуализација модела у програмском пакету „Autodesk Inventor 2017“, што је и приказано на слици 4.13.



Слика 4.13 Визуални 3D модел погонског вратила

Прорачун пречника вратила у програмском пакету је извршена како би се проверили резултати добијени рачунским путем. На слици 4.14 приказано је вратило са идеалним пречником добијено у програмском пакету „Autodesk Inventor 2017“.

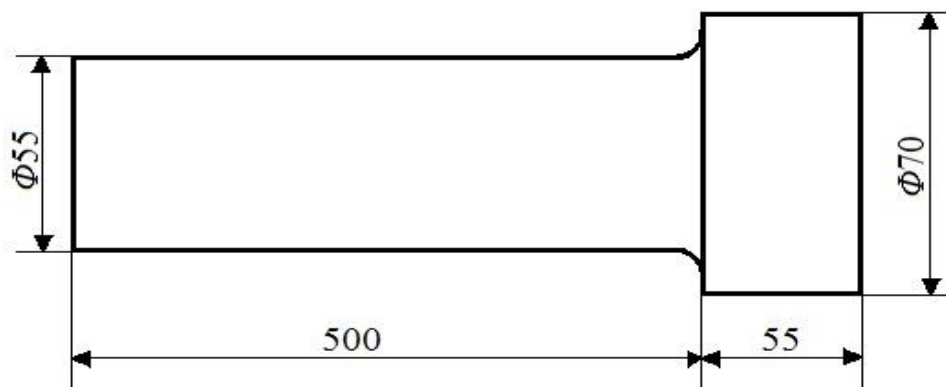
Ту се може видети да пречници не знатно одступају од пречника погонског вратила добијени рачунским путем, па се зато усвајају пречници добијени у „Autodesk Inventor 2017“.



Слика 4.14 Приказ добијених резултата пречника вратила

Између осталог, овде се могу очитати и дужина вратила, тежина, дозвољени напони, савијање, увијање, издужење, смањење, итд.

На основу ових добијених резултата рачунским и програмским путем, према литератури, усваја се вратило следећих пречника (слика 4.15):



Слика 4.15 Усвојени пречници вратила

4.10. Прорачун олакшања на погонском ланчанику

Након усвајања пречника погонског вратила могуће је извршити олакшања на ланчанику. Ова олакшања се изводе зато што је укупна маса ланчаника превише велика (207 kg).

Пречник главчине погонског ланчаника се може одредити из израза 4.90 [14].

$$d_g = 1,5 \cdot d_{vr} \quad [mm] \quad (4.90)$$

Вредност пречника главчине погонског ланчаника износи:

$$d_g = 1,5 \cdot 70 = 105 \quad [mm]$$

Пречник по коме се распоређују олакшања се може одредити из израза 4.91 [14].

$$D_1 = 0,5 \cdot (d_g + d_p) \quad [mm] \quad (4.91)$$

Пречник d_p се може одредити из израза 4.92.

$$d_p = D_f - (5 \div 12) \cdot m \quad [mm] \quad (4.92)$$

Вредност пречника d_p износи:

$$d_p = 629,281 - 9 \cdot 2,25 = 608,75 \quad [mm]$$

Вредност пречника по коме се распоређују олакшања износи:

$$D_1 = 0,5 \cdot (105 + 608,75) = 356,875 \quad [mm]$$

Пречник отвора за олакшања се може одредити из израза 4.93 [14].

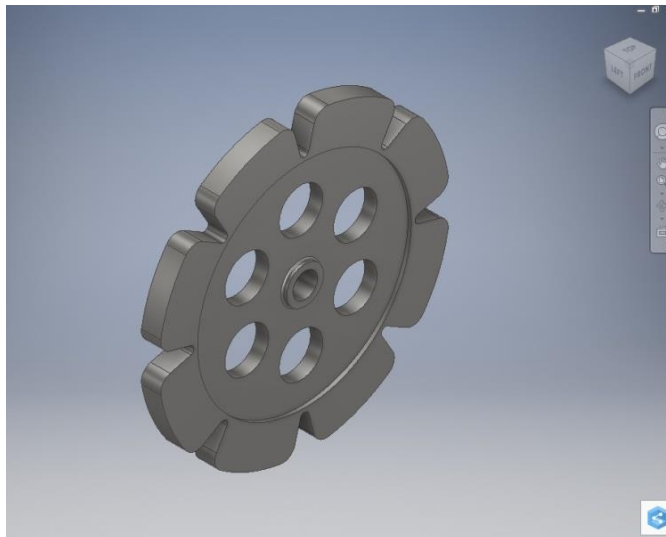
$$d_0 = 0,15 \cdot D_a \quad [mm] \quad (4.93)$$

Вредност пречника отвора за олакшања износи:

$$d_0 = 0,15 \cdot 829,281 = 124,392 \quad [mm] \xrightarrow{\text{усваја се}} d_0 = 124 \quad [mm]$$

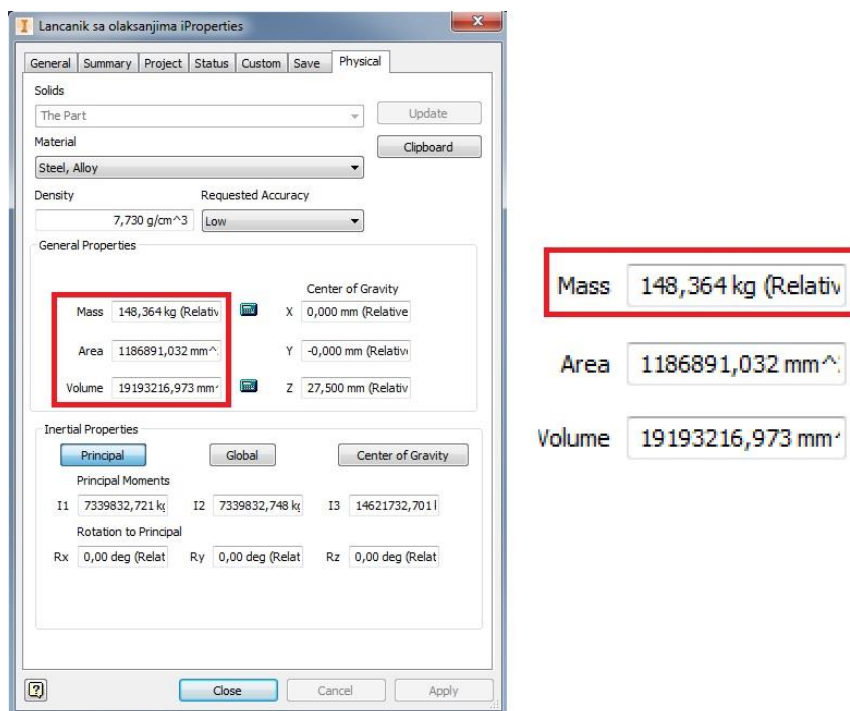
4.11. Одређивање масе ланчаника са олакшањима

Да би се одредила што тачнија маса погонског ланчаника са олакшањима извршена је визуализација модела у програмском пакету „Autodesk Inventor 2017“, што је и приказано на слици 4.16.



Слика 4.16 Визуални 3D модел погонског ланчаника

Тежина пројектованог ланчаника са олакшањима износи 148,364 kg, приказано на слици 4.17, али се ова маса може заокружити на 149 kg. С обзиром да овеј ланчаник има мању масу од претходно прорачунатог ланчаника, он се усваја као погонски ланчаник и самим тим смањују укупну масу целог транспортера. Овим је показано да се одређеним олакшањима може смањити маса погонског ланчаника.



Слика 4.17 Приказ добијених резултата масе ланчаника

4.12. Прорачун лежаја

Динамичка моћ ношења се може одредити из израза 4.94 [14].

$$C = \frac{F}{k_t} \cdot \alpha \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \quad [N] \quad (4.94)$$

где су:

F – еквивалентно оптерећење,

k_t – фактор температуре,

α – експонент облика,

L_h – предвиђени радни век.

Еквивалентно оптерећење на месту ослоња у тачки А се може одредити помоћу израза 4.95 [14].

$$F_{rA} = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} \quad [N] \quad (4.95)$$

Вредност еквивалентног оптерећења на месту ослоња у тачки А износи:

$$F_{rA} = \sqrt{311,562^2 + 2328,591^2} = 2349,341 \quad [N]$$

Еквивалентно оптерећење на месту ослоња у тачки В се може одредити помоћу израза 4.96 [14].

$$F_{rB} = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} \quad [N] \quad (4.96)$$

Вредност еквивалентног оптерећења на месту ослоња у тачки В износи:

$$F_{rA} = \sqrt{3427,129^2 + 21297,949^2} = 21571,922 \quad [N]$$

Аксијалне силе немају велики утицај на погонско вратило тако да није потребно извршити прорачун еквивалентног оптерећења.

Фактор температуре k_t који узима у обзир носивост лежаја, вискозност мазива и зазор на површинској температури, може се усвојити за дати случај да је при температури до 100°C фактор температуре $k_t = 1$ [14].

Експонент α зависи од облика котрљајних тела. На основу „ISO“ стандарда препорука је да је $\alpha = 3$ за лежајеве са куглицама и $\alpha = 10/3$ за лежајеве са ваљцима. За дат случај усвајају се лежаји са куглицама $\alpha = 3$ [14].

Захтевани радни век лежаја усваја се да је $L_h = 9000 \text{ h}$ [13].

Динамичка моћ ношења на месту ослоња у тачки А износи:

$$C = \frac{2349,341}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 17,99 \cdot 9000}{10^6}} = 5012,88 [N] \approx 5,1 [kN]$$

Усваја се стандардом прстенасти куглични једноредни лежај са косим додиром серије 72, ознаке **7211 В** [14].

Основне мере лежаја су [14]:

$$d = 55 \text{ mm},$$

$$D = 100 \text{ mm},$$

$$B = 21 \text{ mm},$$

$$C_{us} = 40,5 \text{ kN} > C = 5,1 \text{ kN}.$$

Динамичка моћ ношења на месту ослоња у тачки В износи:

$$C = \frac{21571,922}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 17,99 \cdot 9000}{10^6}} = 46028,88 [N] \approx 46,1 [kN]$$

Усваја се стандардом прстенасти куглични једноредни лежај са косим додиром серије 72, ознаке **7214 В** [14].

Основне мере лежаја су [14]:

$$d = 70 \text{ mm},$$

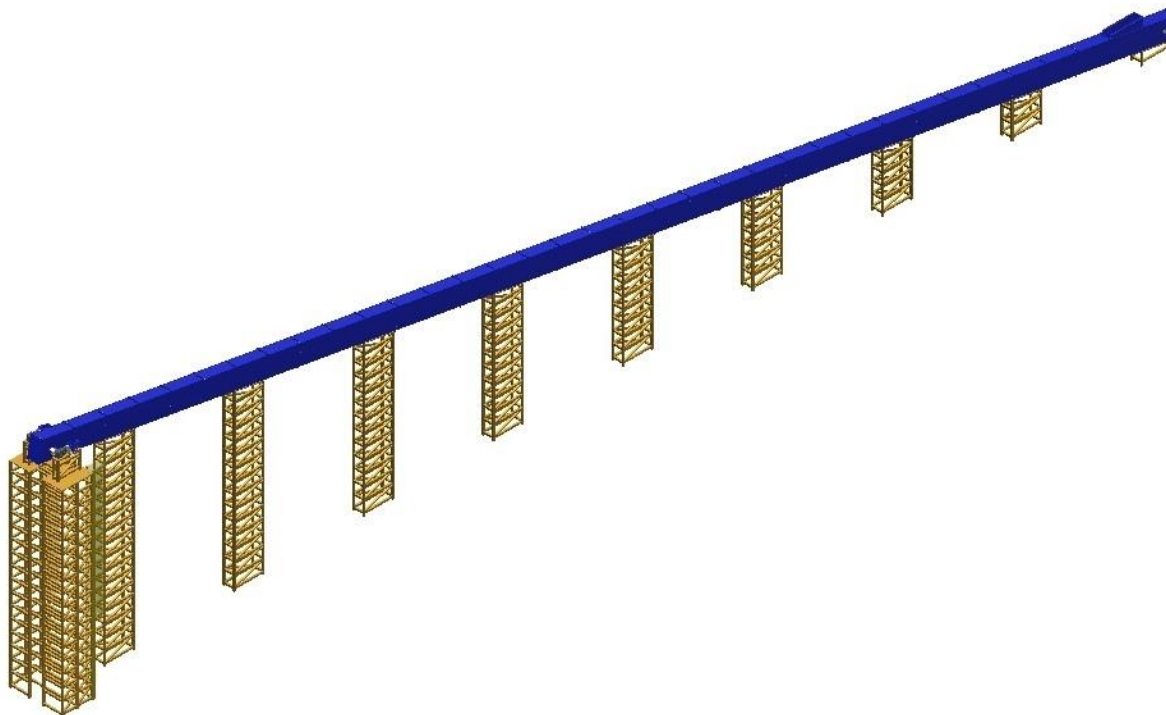
$$D = 125 \text{ mm},$$

$$B = 24 \text{ mm},$$

$$C_{us} = 60,5 \text{ kN} > C = 46,1 \text{ kN}.$$

5. 3D моделирање грабуљастог транспортера са високим стругачима

У оквиру овог рада извршено је и моделирање (визуализација) грабуљастог транспортера са високим стругачима, при чему је извршено креирање 3D модела и пратеће техничке документације у софтверском пакету „Autodesk Inventor 2017“. За фотореалистични приказ израђеног грабуљастог транспортера коришћен је софтверски пакет „Autodesk Inventor 2017 – Export – Image“, а модел добијен коришћењем овог пакета приказан је на слици 5.1.



Слика 5.1. Визуелни приказ грабуљастог транспортера са високим стругачима

Треба напоменути да су сви погонски елементи дуплирани јер се ради о транспортеру са 2 ланца, који је претходно усвојен прорачуном. Саставни делови овог транспортера су:

а) Погонска јединица:

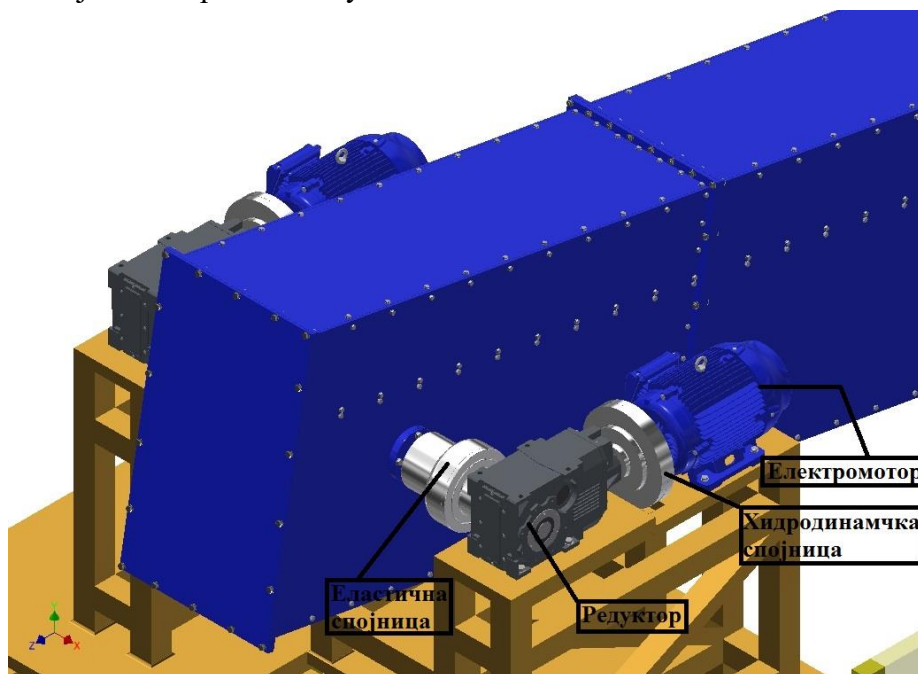
- електромотор,
- хидродинамичка спојница,
- редуктор и
- еластична спојница.

б) Остали елементи:

- радна грана по којој се гура материјал (сегмент 1, сегмент 2 и сегмент 3),
- левак за усмеравање материјала,
- ланчаници (погонски и затезни) и
- ланац.

5.1. Саставни елементи пројектованог транспортера

Приликом пројектовања грабуљастог транспортера погонски елементи нису пројектовани, већ су усвојени из каталога одговарајућег произвођача. Целокупни погонски систем са електромотором, хидродинамичком спојницом, редуктором и еластичном спојницом приказани су на слици 5.2.



Слика 5.2. Елементи погона пројектованог транспортера

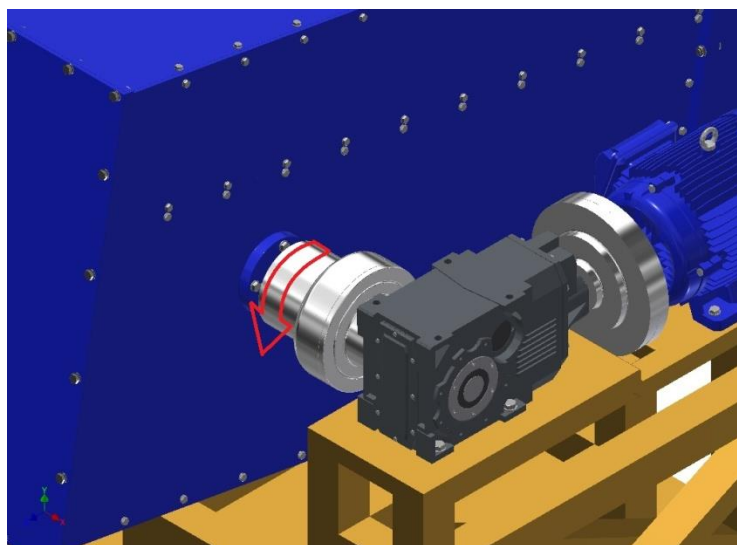
Као погонска јединица пројектованог грабуљастог транспортера са високим стругачима користи се електромотор произвођача „АТВ Sever – Суботица“ ознаке „1.ZK200L– 8“.

Како у раду транспортера не би дошло до преоптерећења електромотора усвојено је, у претходном прорачуну, да се за пренос снаге са излазног вратила електромотора на улазно вратило редуктора користи хидродинамичка спојница. Усвојена је хидродинамичка спојница произвођача „14 Oktobar – Kruševac“, ознаке „14HS – EG“ чија маса износи 118 kg. Ова спојница се састоји од пумпног кола које је везано за излазно вратило електромотора и турбинског кола које је везано за улазно вратило редуктора. Оба радна кола се налазе у заједничком кућишту напуњеном радним уљем. Ротацијом пумпног кола, радна течност се убрзава и са повећаном кинетичком енергијом доспева у радни простор турбинског кола, па се та енергија даље преноси на радну машину. Наиме, уље као радни флуид струји великом брзином при ниским притисцима у затвореном кругу циркулације, кога формирају лопатице радних кола. При убрзаном кретању радног уља у каналима пумпног кола механичка енергија мотора се претвара у кинетичку енергију уља. Супротно се догађа у међулопатичним каналима турбинског кола. Ту се уље успорава, односно његова кинетичка енергија се поново претвара у механичку енергију турбинског кола. На тај начин се остварује преношење енергије хидрауличким путем.

Следећи елемент погонског система пројектованог транспортера је претходно усвојени редуктор произвођача „Motovario“, ознаке „B143“ са преносним односом $i_{\text{red}} = 40,29$ и снаге на брзоходном вратилу $P_N = 22 \text{ kW}$.

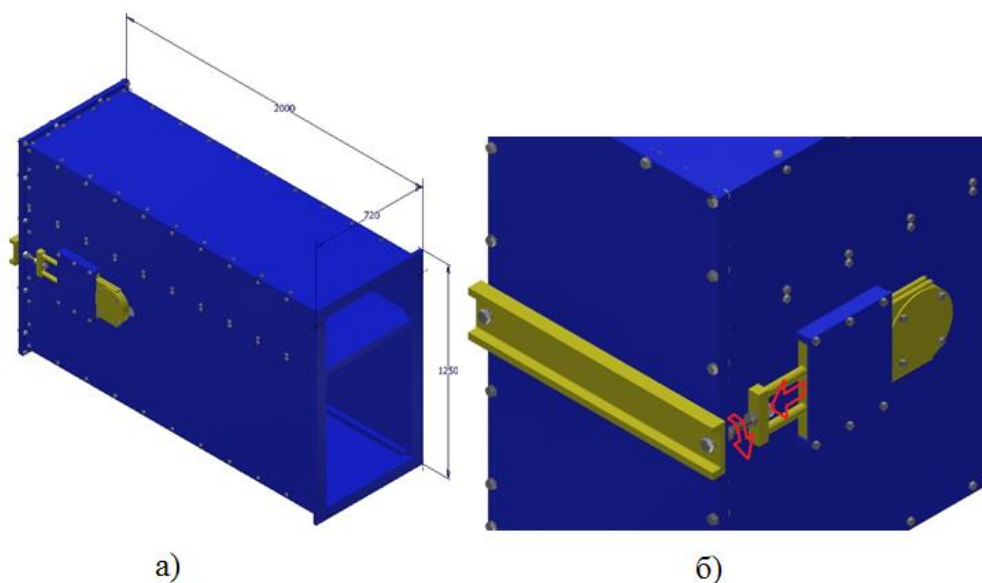
Излазно вратило редуктора је помоћу еластичне спојнице повезано са погонском вратилом транспортера. Ова спојница је усвојена према препорукама из литературе и усвојена је спојница произвођача „14 Oktobar – Kruševac“ ознаке „ESA“.

При пуштању транспортера у рад треба водити рачуна о смеру окретања излазног вратила редуктора, правилан смер окретања приказан је на слици 5.3.



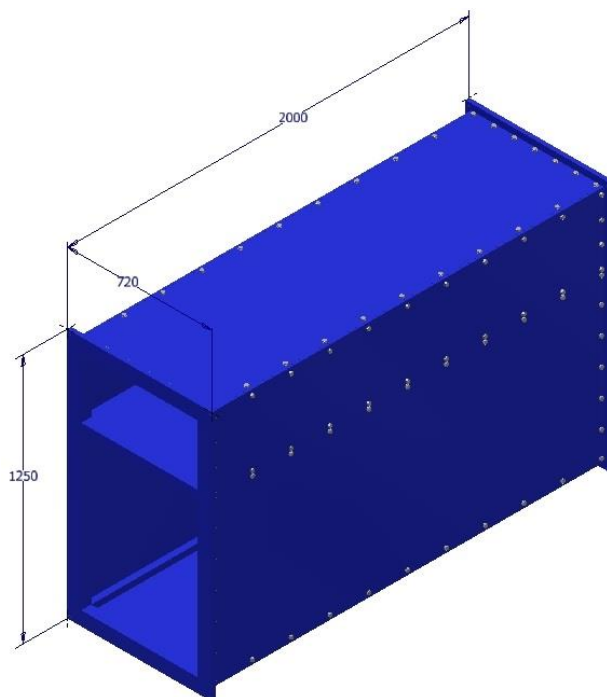
Слика 5.3. Правилан смер окретања излазног вратила редуктора

Радна грана, олак, по коме се креће транспортовани материјал састоји се из три сегмента који су међусобно повезани завртањским везама. У склопу овог грабуљастог транспортера, сегмент 1 се састоји из осовине, гоњеног ланчаника и механизма за затезање погонског ланца. Сегмент 1 са својим елементима је приказан на слици 5.4. а), док је дотезање ланца који се врши путем завртањске везе приказано на слици 5.4.б).



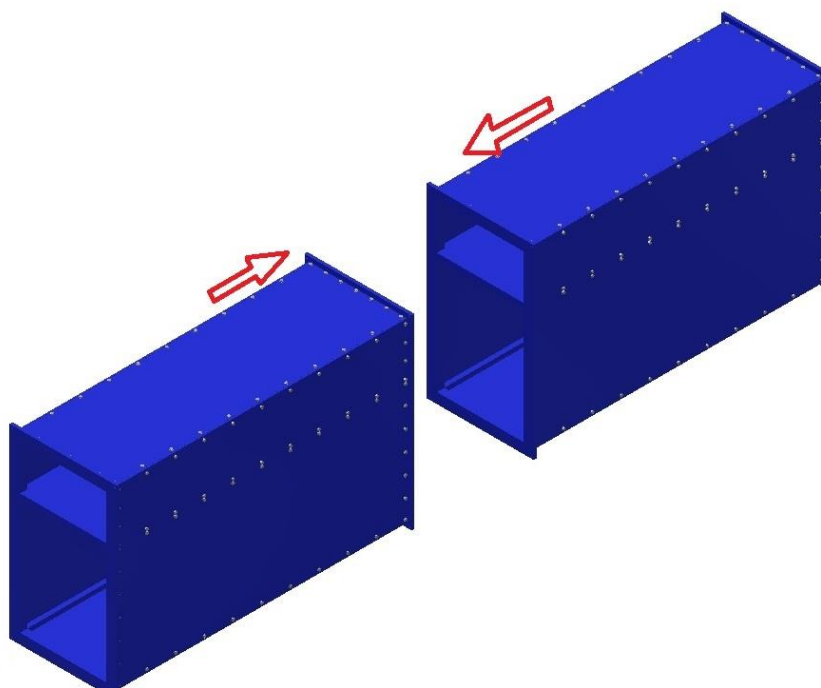
Слика 5.4. а) – визуелни изглед сегмента 1 радне гране, б) – дотезање ланчаника

Други сегмент радне гране транспортера представља централни део по коме се транспортује материјал. Овај сегмент се највише понавља у конструкцији и састоји се из 33 оваквих сегмената. Сегмент 2 радне гране приказан је на слици 5.5.



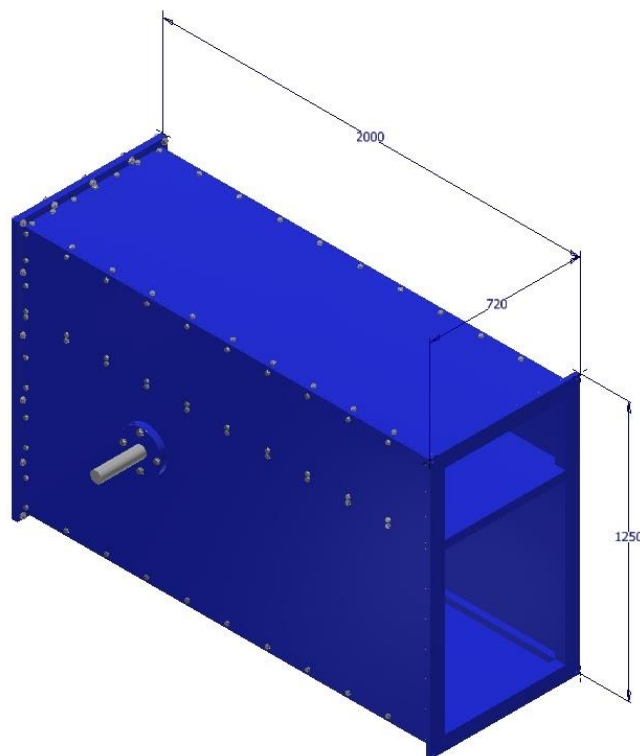
Слика 5.5. Визуелни изглед сегмента 2 радне гране

Сегменти су тако конструисани да су прилагођени за лак транспорт, лаку манипулацију при монтажи и лаку демонтажу. Ови сегменти се спајају завртањским везама, што омогућава пројектовање и дуге и краће деонице, без већих проблема. Спајање сегмената помоћу завртањских веза приказано је на слици 5.6.



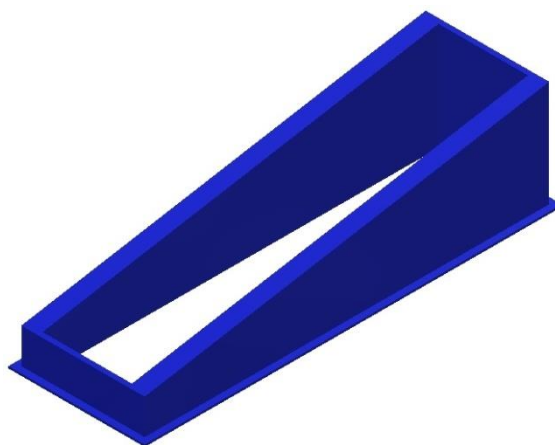
Слика 5.6. Визуелни приказ спајања сегмената

Сегмент 3 радне гране у овом склопу садржи погонску групу елемената, односно вратило на које је постављен погонски ланчаник, који покреће ланац са стругачима. Овај сегмент представља крајњи елемент радне гране, на коме долази до истовара материјала и налази се на носећој конструкцији на којој је постављена и погонска јединица. На слици 5.7 приказан је визуални изглед сегмента 3 радне гране.



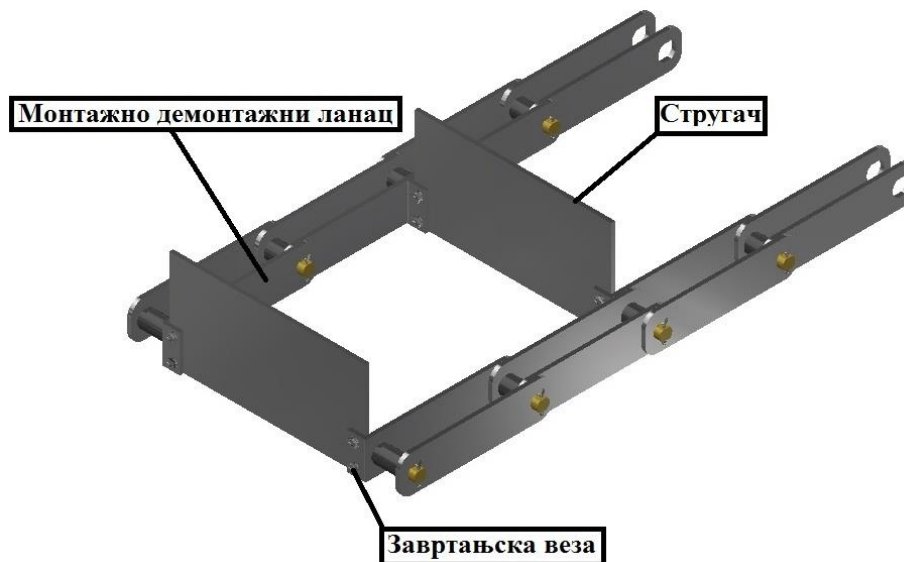
Слика 5.7. Визуелни изглед сегмента 3 радне гране

На првом елементу сегмента 2 мора се поставити левак за усмеравање материјала, који је причвршћен завртњевима за конструкцију сегмента 2. Левак за усмеравање материјала има веома битну улогу јер омогућава равномерно распоређивање транспортованог материјала. Пројектован је тако да је универзалне конструкције па се без већих проблема може померити од сегмента до сегмента и на тај начин омогућава релативно лаку промену места пуњења материјала дуж олука. На слици 5.8 приказан је визуални изглед левка за усмеравање материјала.



Слика 5.8. Визуелни изглед левка за усмеравање материјала

Један од битнијих елемената овог транспортера је ланац са стругачима који је приказан на слици 5.9. Стругачи транспортера израђени су од високог легираног челика Š3160. Ланац се састоји из више сегмента који су међусобно повезани одговарајућом чауром. Веза између ланца и стругача остварена је тако да постоји могућност замене стругача или ланчаника услед претераног хабања.



Слика 5.9. Визуелни изглед ланца са стругачима

Основни елементи овог ланца су:

- монтажно – демонтажни ланац
- стругач
- завртањска веза и
- чауре са осовиницама.

Замена стругача услед претераног хабања је могућа јер су стругачи повезани са ланцем завртањском везом, а замена ланчаника јер су сегменти ланца повезани чаурама са осовиницом који се лако скидају.

6. Закључак

Циљ овог рада је упознавање са грабуљастим транспортерима које заузимају посебно место у свету транспортера. Грабуљастим транспортери се користе за претовар разних врста терета. Служе првенствено за транспорт насипних ситнозрнастих материјала по каналу или олуку.

У оквиру овог рада представљен је процес пројектовања једног типичног грабуљастог транспортера са високим стругачима. Прво је у уводним поглављима (један и два) теоријски представљен грабуљасти транспортер, а у поглављу три и грабуљасти транспортер са високим стругачима. Затим се у поглављу четири приступило детаљном аналитичком поступку, где је извршен основни прорачун који се односи на целокупну радну машину. На основу задатих полазних података, у оквиру овог поглавља извршен је прорачун основних параметара транспортера, вучне силе у ланцу, избор електромотора, редуктора, ланца, стругача, ланчаника, вратила итд. Након добијања аналитичких резултата, извршен је и прорачун вратила у софтверском пакету. Тако добијене вредности су сагласне са већ добијеним резултатима, па је тако извршена и провера резултата добијених аналитичким путем.

Извршено је и креирање 3D модела који се може видети у петом поглављу и пратеће техничке документације пројектованог транспортера у софтверском пакету „Autodesk Inventor 2017“. Све слике које се могу видети у том поглављу, представљају визуализацију пројектованог транспортера и његових елемената. Такође треба нагласити да је за успешно пројектовање грабуљастих транспортера потребно имати неке основе које су укратко приказане на самом почетку рада.

На основу података из доступне литературе, према искуствима наших и светских произвођача грабуљастих транспортери имају велики значај у рударским индустријама. Они су у великој мери олакшали претовар врло тешких терета, било комадних или растреситих терета.

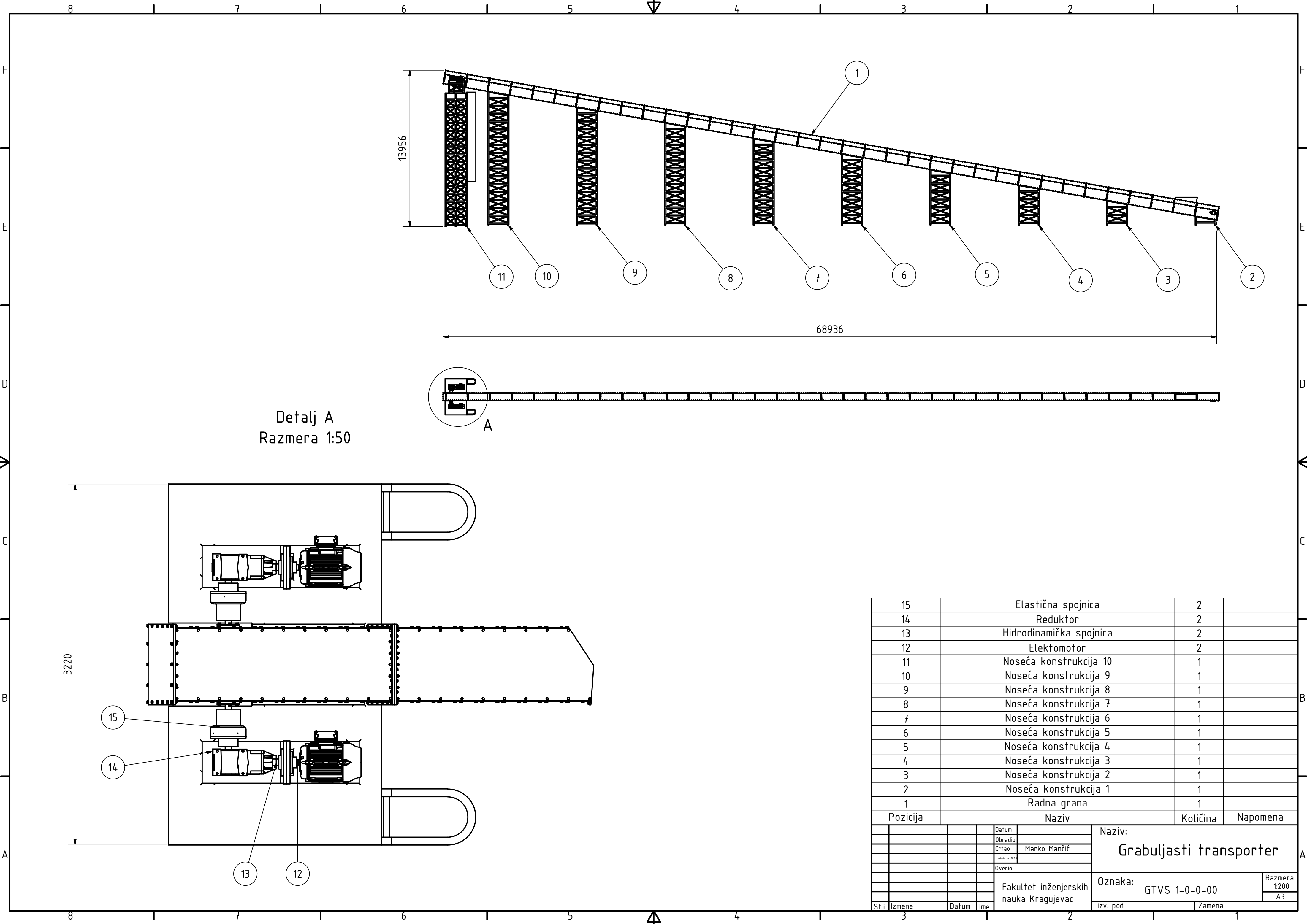
7. Литература

- [1] Гашић, М., Транспортни уређаји – непрекидни транспорт, Машински факултет, Краљево, 1997.
- [2] Гашић, М., Транспортне машине – изводи из теорије са примерима, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Краљево, 2017.
- [3] LINTER Group, <https://lintergroup.eu/bs>, Приступио: 14.03.2019
- [4] MGP Brus, <http://www.transporteri.com/o-nama>, Приступио: 14.03.2019
- [5] Seting kisač d.o.o., <http://setingsilosi.com/proizvodi/lancasti-transporter-redler/> Приступио: 17.07.2019
- [6] Тошић, С., Транспортни уређаји - Механизација транспорта, Машински факултет, Београд, 1999.
- [7] Bulk inside, <https://bulkininside.com/pet-resin-manufacturer-saves-energy-and-improves-production-with-tubular-drag-technology/> Приступио: 17.07.2019
- [8] Tubular chain conveyors, <https://www.tubularchainconveyors.com/products/tubular-chain-conveyors/> Приступио: 17.07.2019
- [9] Demetra lanci, http://demetralanci.com/prodajni-program/lanci/jednoredni-valjkasti/jednoredni_valjkasti/ Приступио: 17.07.2019
- [10] Maxi lift inc, <https://maxilift.com/accessories/uhmw-drag-flights/> Приступио: 17.07.2019
- [11] ATB Sever doo, <http://vozila.etf.rs/literatura/sever.pdf> Приступио: 21.05.2019
- [12] Motovario, http://www.beotehnika.rs/Pdf/Zupcasti_reduktori_B_serija/135-165%20strana-tehnicki%20podaci.pdf Приступио: 21.05.2019
- [13] Тошић, С., Прорачун машина непрекидног транспорта и дизаличних урађаја, Машински факултет, Београд, 2001.
- [14] Николић. В., Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац 2004.
- [15] 14 Oktobar, <https://www.14oktobar.rs/product/hydrodynamic-couplings-for-electric-motors-type-14hs-eg/?lang=sr> Приступио: 27.05.2019
- [16] 14 Oktobar, <https://www.14oktobar.rs/product/elasticna-spojnicna-tip-esa/?lang=sr> Приступио: 27.05.2019

8. Пролог

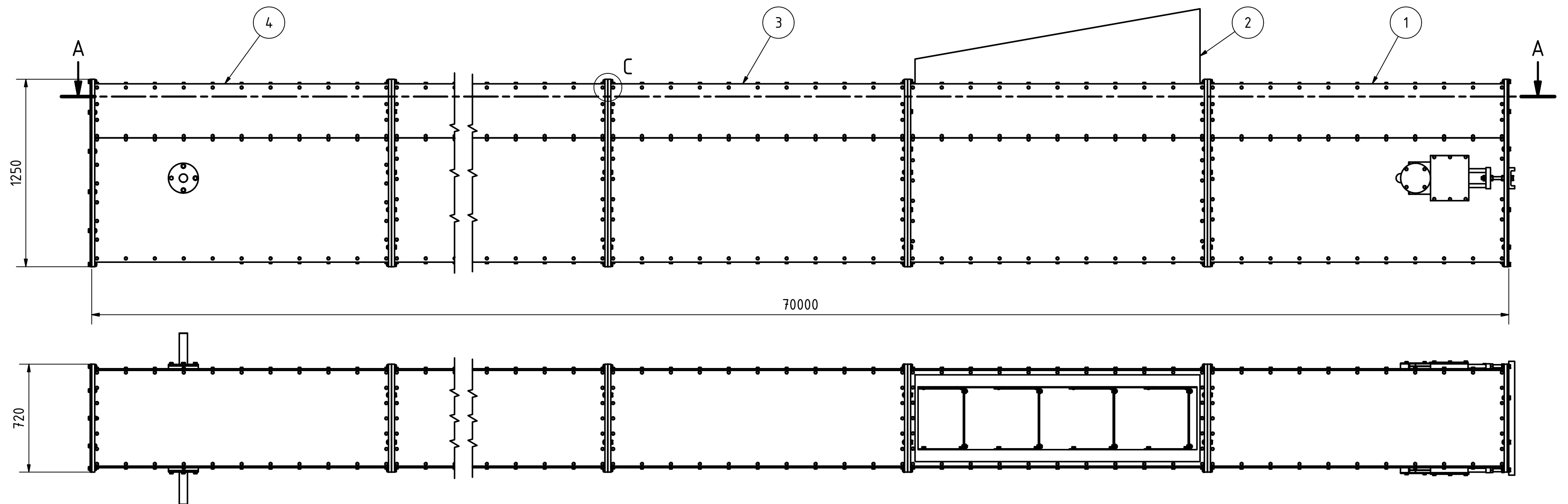
У овом прилогу достављена је техничка документација грабуљастог транспортера са високим стругачима која је израђена у оквиру овог рада. Техничка документација садржи следеће цртеже:

- Склопни цртеж грабуљастог транспортера
- Склопни цртеж радне гране
- Склопни цртеж сегмента 1 радне гране
- Склопни цртеж сегмента 2 радне гране
- Склопни цртеж сегмента 3 радне гране

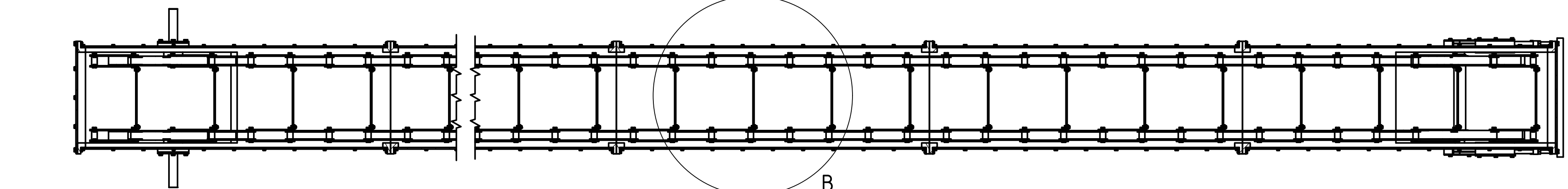


Detalj A
Razmera 1:50

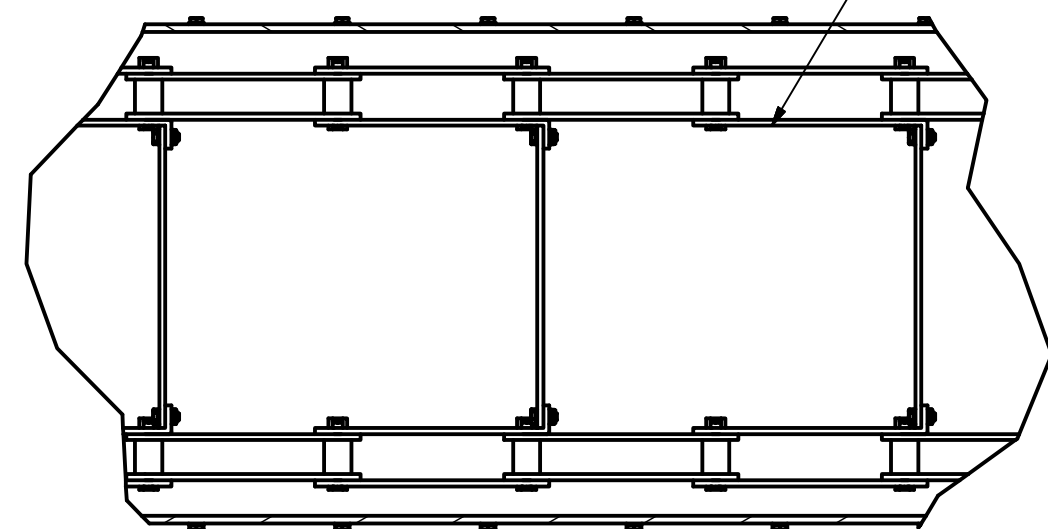
15	Elastična spojnica	2			
14	Reduktor	2			
13	Hidrodinamička spojnica	2			
12	Elektomotor	2			
11	Noseća konstrukcija 10	1			
10	Noseća konstrukcija 9	1			
9	Noseća konstrukcija 8	1			
8	Noseća konstrukcija 7	1			
7	Noseća konstrukcija 6	1			
6	Noseća konstrukcija 5	1			
5	Noseća konstrukcija 4	1			
4	Noseća konstrukcija 3	1			
3	Noseća konstrukcija 2	1			
2	Noseća konstrukcija 1	1			
1	Radna grana	1			
Pozicija		Naziv	Količina	Napomena	
			Naziv: Grabuljasti transporter Oznaka: GTVS 1-0-0-00 Razmera 1:200 A3		
		Datum			
		Obradio			
		Crtao Marko Mančić			
		Proverio			
		Overio			
		Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			
St.i.	Izmene	Datum	Ime	izv. pod	Zamena



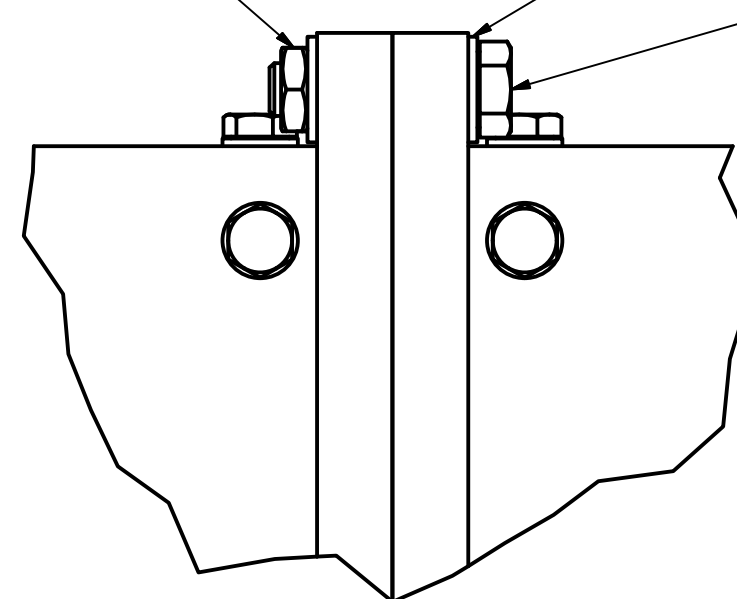
Presek A-A
Razmera 1:20



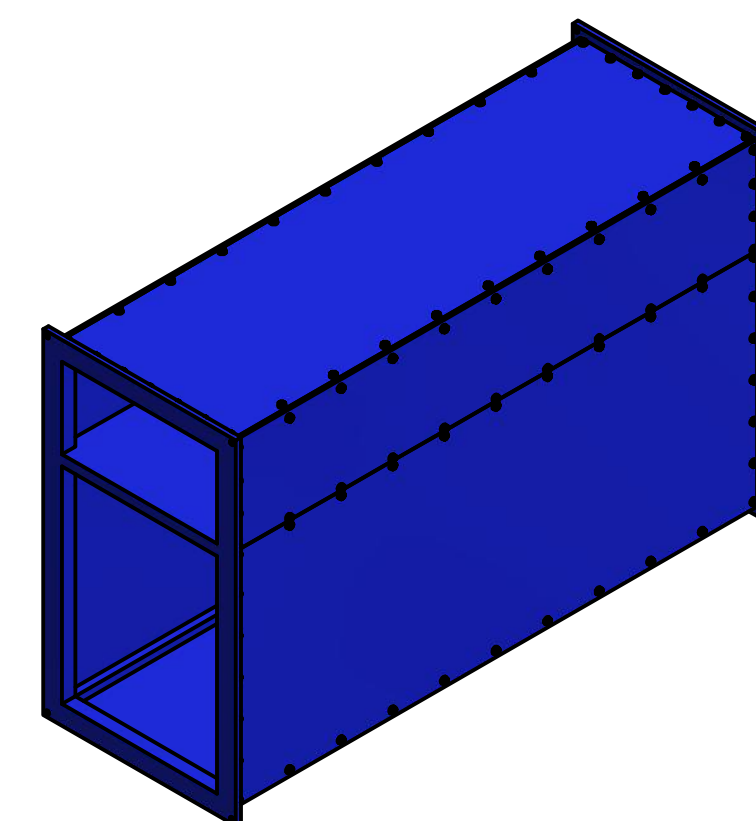
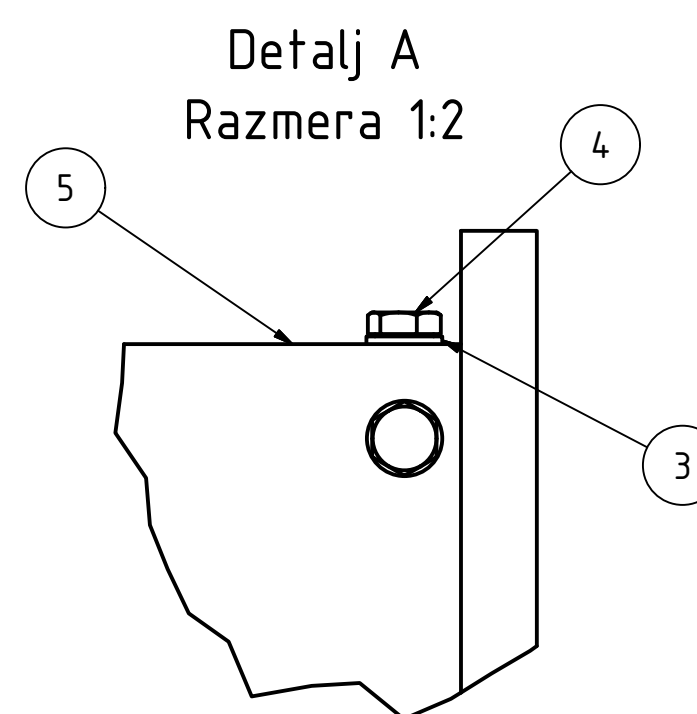
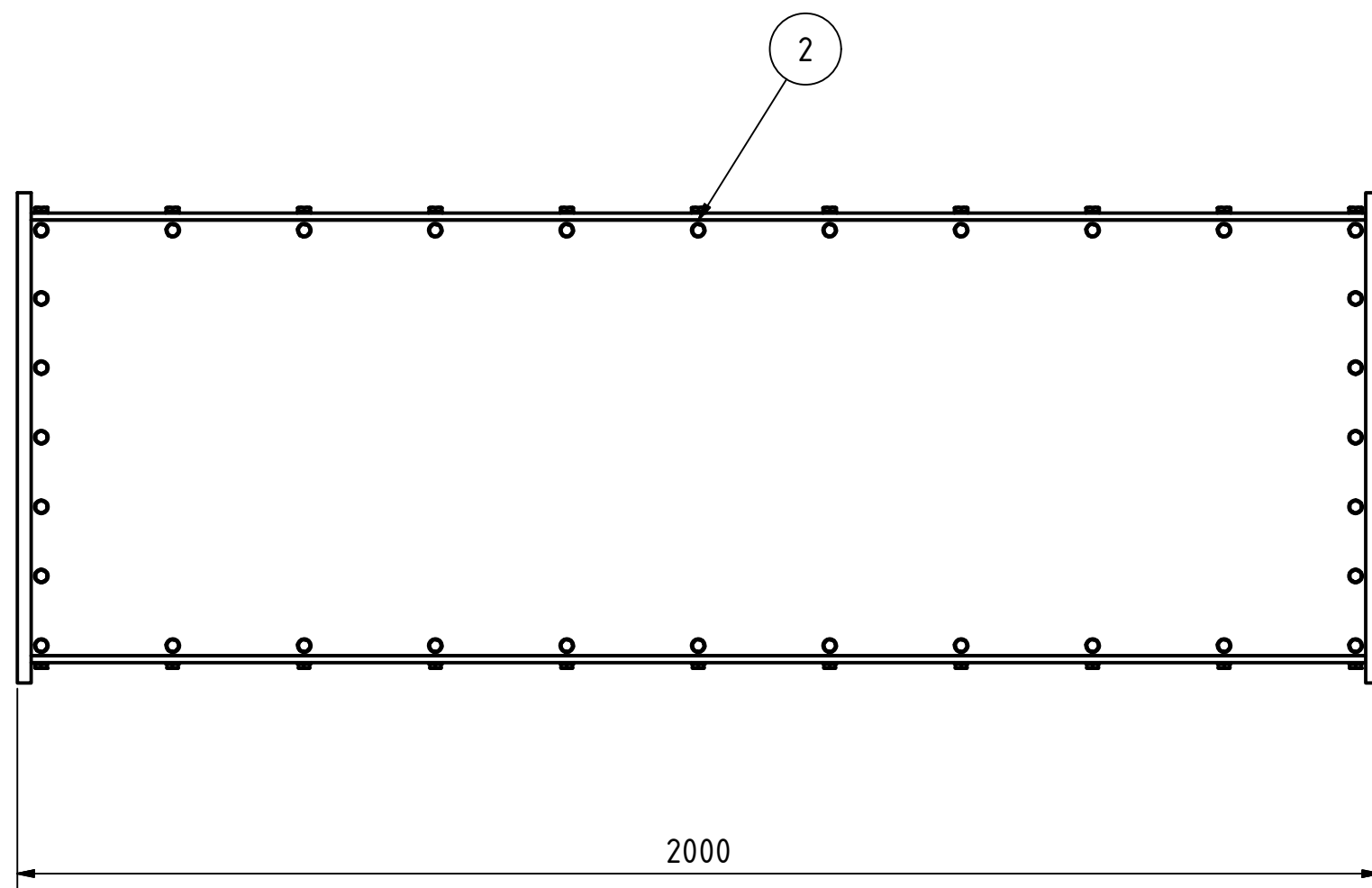
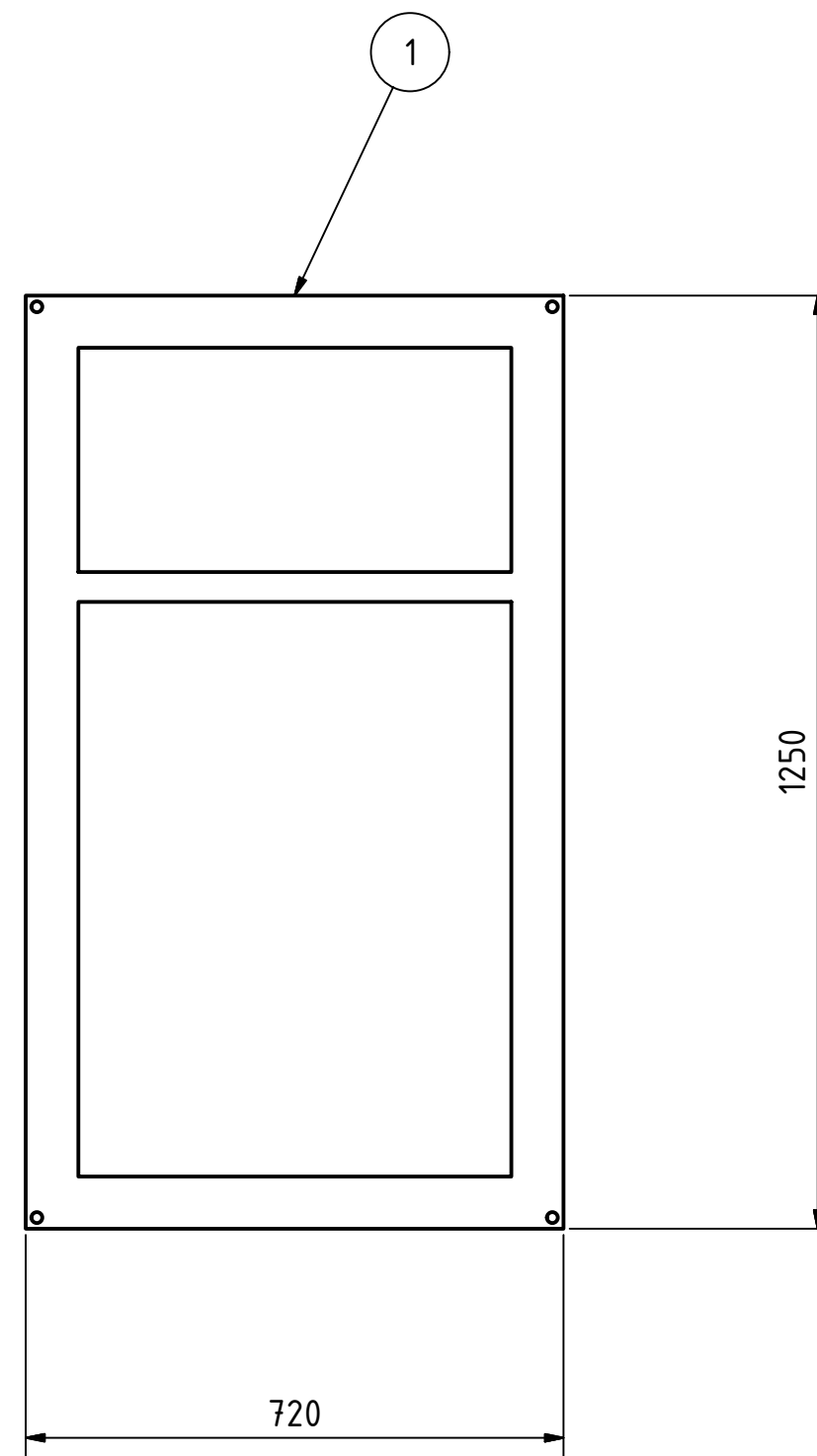
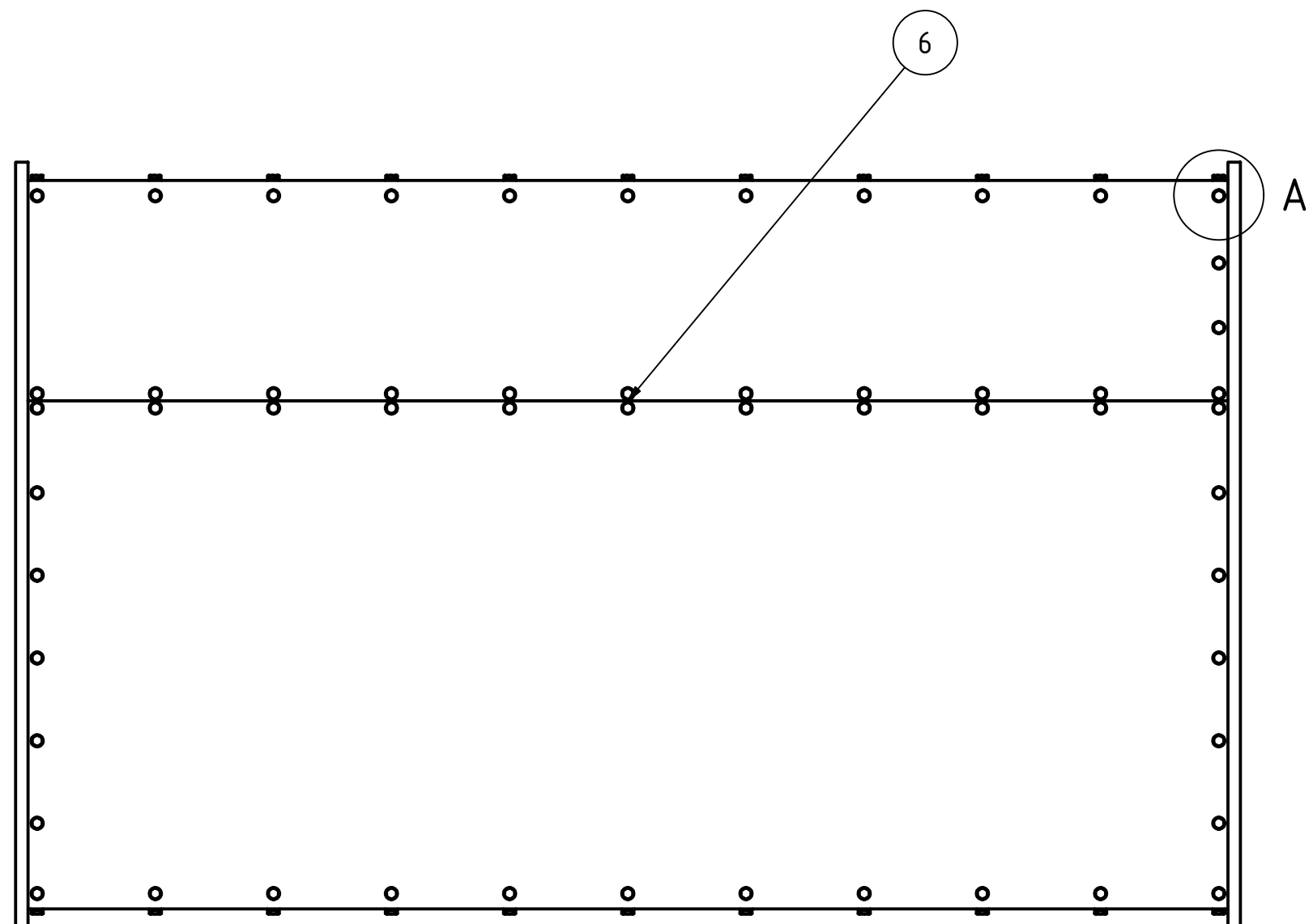
Detalj B
Razmera 1:10

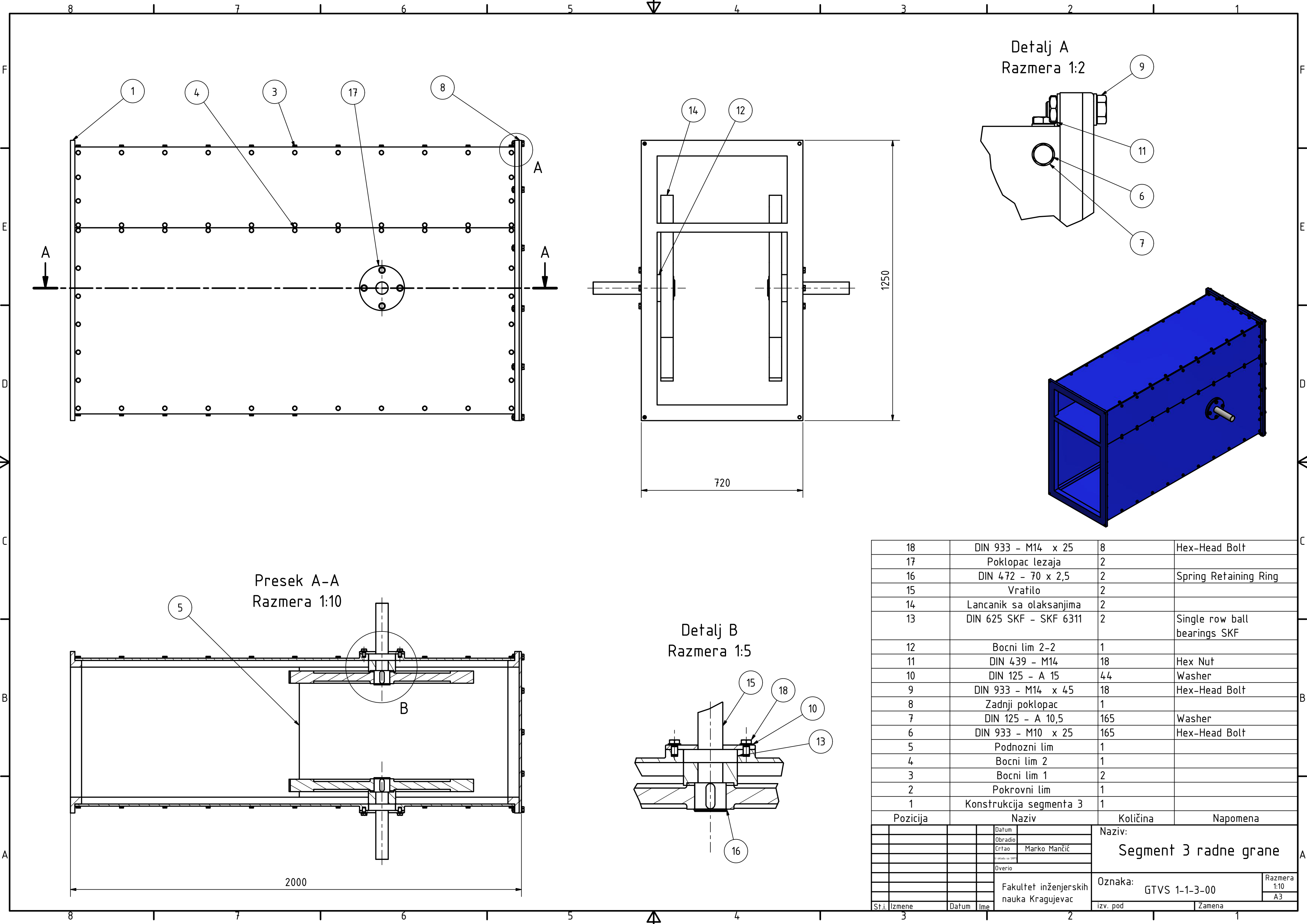


Detalj C
Razmera 1:2

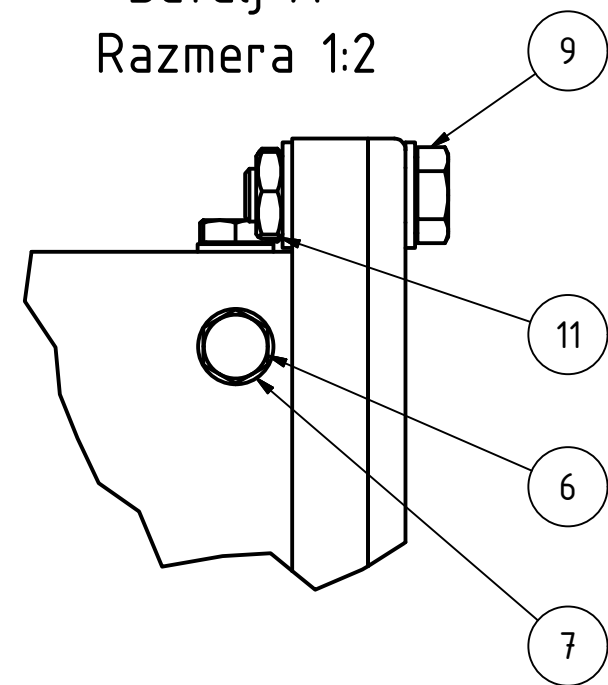


8	Pogonski lanac sa strugačima		1		
7	DIN 439 - M14		612	Hex Nut	
6	DIN 125 - A 15		1224	Washer	
5	DIN 933 - M14 x 55		612	Hex - Head Bolt	
4	Segment 3 radne grane		1		
3	Segment 2 radne grane		33		
2	Levak za utovar materijala		1		
1	Segment 1 radne grane		1		
Pozicija		Naziv		Količina	Napomena
			Datum	Naziv: Radna grana	
			Obradio		
			Crtao Marko Mančić		
			V. izradio na 1:200		
			Overio		
			Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac		
				Oznaka: GTVS 1-1-0-00	Razmera 1:20
					A3
St.i.	Izmene	Datum	Ime	izv. pod	Zamena

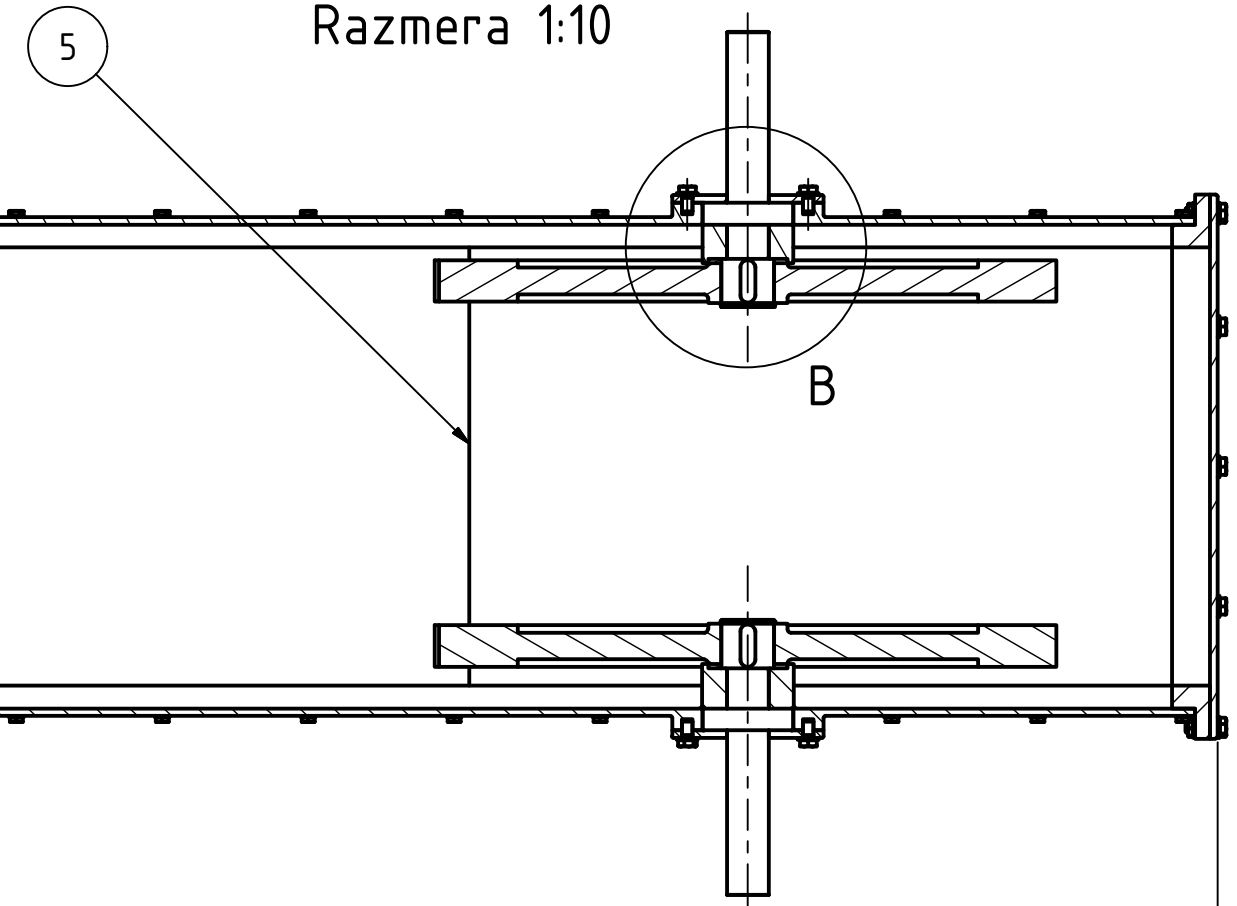
[illegible]



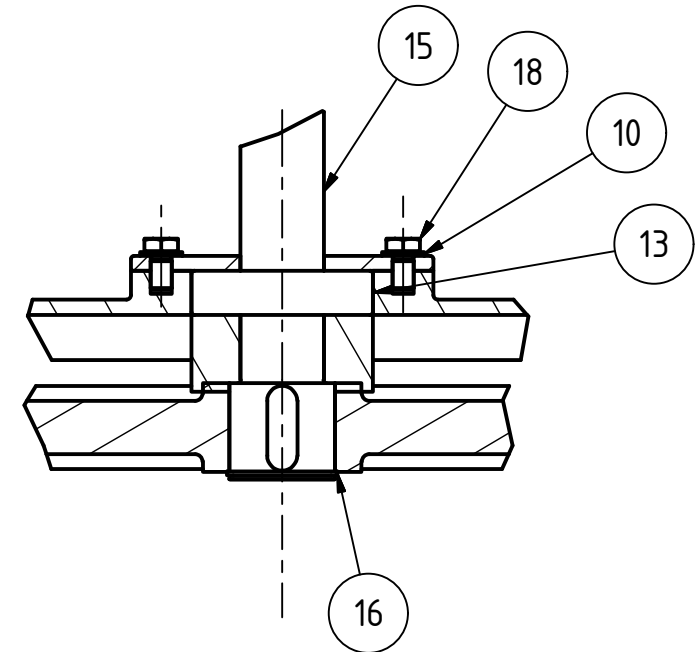
Detalj A
Razmera 1:2



Presek A-A
Razmera 1:10



Detalj B
Razmera 1:5



18	DIN 933 – M14 x 25	8	Hex-Head Bolt		
17	Poklopac lezaja	2			
16	DIN 472 – 70 x 2,5	2	Spring Retaining Ring		
15	Vratilo	2			
14	Lancanik sa olaksanjima	2			
13	DIN 625 SKF – SKF 6311	2	Single row ball bearings SKF		
12	Bocni lim 2-2	1			
11	DIN 439 – M14	18	Hex Nut		
10	DIN 125 – A 15	44	Washer		
9	DIN 933 – M14 x 45	18	Hex-Head Bolt		
8	Zadnji poklopac	1			
7	DIN 125 – A 10,5	165	Washer		
6	DIN 933 – M10 x 25	165	Hex-Head Bolt		
5	Podnozni lim	1			
4	Bocni lim 2	1			
3	Bocni lim 1	2			
2	Pokrovni lim	1			
1	Konstrukcija segmenta 3	1			
Pozicija		Naziv	Količina	Napomena	
		Datum	Naziv: Segment 3 radne grane		
		Obradio			
		Crtao Marko Mančić			
		Overio			
			Oznaka: GTVS 1-1-3-00		
St.i.	Izmene	Datum	Ime	izv. pod	Zamena
3			2		1
				Razmera 1:10 A3	