

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: 339/2014

Миленко Љ. Богдановић

Грабуљасти транспортер са ниским стругачима

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

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

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Истакне улогу и област примене грабуљастих транспортера са ниским стругачима при транспорту терета.
- Изврши прорачун отпора кретања, вучне силе и снаге погонског мотора.
- На изабраном типу транспортера прикаже принцип прорачуна његових основних елемената за следеће полазне податке:
 - транспорт кукуруза,
 - капацитет транспорта: $Q_m = 50 \text{ t/h}$
 - дужина транспортера $L = 60 \text{ m}$
- Применом одговарајућег CAD софтвера изврши моделирање елемената транспортера са ниским стругачима.

Препоручена литература:

- [1] Миломир Гашић, Транспортни уређаји – непрекидни транспорт, Машински факултет, Краљево, 1997.
- [2] Слободан Тошић: Прорачун машина непрекидног транспорта и дизаличних уређаја, Машински факултет, Београд, 2001.
- [3] Слободан Тошић: Транспортни уређаји - Механизација транспорта, Машински факултет, Београд, 1999.
- [4] Винко Јевтић, Транспортне машине - за насипне и комадне терете са непрекидним начином рада, Ниш, 2001.

Крагујевац, 10. 02. 2016.

Ментор:

Др Ненад Милорадовић, доцент

РЕЗИМЕ

У оквиру овог рада извршено је пројектовање грабуљастог транспортера са ниским стругачима. Аналитичким прорачуном одређени су основни параметри радних елемената транспортера, а затим је извршено и креирање 3Д модела транспортера и пратеће техничке документације у софтверском пакету *SolidWorks*. Како би се постигао што апликативнији приказ креираног 3Д модела, извршена је његова накнадна обрада и визуелизација софтверу *SolidWorksComposer*.

Кључне речи: *грабуљаста транспортер, стругач, ланац, 3Д модел.*

ABSTRACT

Within the scope of this thesis design of scraper conveyor was done. Using analytical calculation methods, main parameters of conveyor operational elements were determined, and then conveyor 3D model and additional technical documentation was created using software package *SolidWorks*. In order to achieve even more applicable display of the created 3D model, subsequent processing and visualization was done in software *SolidWorks Composer*.

Keywords: *scraper conveyor, scraper, chain, 3D model.*

Садржај

1. Увод	1
2. Карактеристике транспортера са стругачима	3
2.1 Транспортер са високим стругачима облика пуних плоча	3
2.2 Цевни грабуљасти транспортер	6
2.3 Грабуљасти транспортери са профилисаним стругачима.....	8
3. Транспортери са ниским стругачима облика пуних плоча	11
3.1 Карактеристике транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча уобичајне конструкције	11
3.2 Карактеристике транспортера са ниским стругачима за пренос врелог терета	15
3.3 Грабуљасти транспортери са ниским стругачима за подземни транспорт	16
4. Прорачун грабуљастог транспортер	19
4.1 Прорачун основних параметара транспортера са ниским стругачима	19
4.2 Прорачун вуче	21
4.3 Прорачун електромотора и редуктора	24
4.4 Избор елемената везе између погонских елемената	26
4.5 Прорачун и избор ланца	27
4.6 Одређивање масе ланчаника	31
4.7 Одређивање вредности сила које делују на вратило	32
4.8 Одређивање отпора ослонаца у хоризонталној равни	33
4.9 Одређивање отпора ослонаца у вертикалној равни	34
4.10 Одређивање момената савијања у хоризонталној равни и дијаграмски приказ	35
4.11 Одређивање момената савијања у вертикалној равни и дијаграмски приказ	37
4.12 Резултујући момент савијања и момент увијања погонско вратила транспортера	39
4.13 Прорачун пречника вратила	41
4.14 Прорачун лежаја	44
5. 3Д визуелизација транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча.....	46
5.1 Саставни елементи пројектованог транспортера.....	47
6. Закључак	52
7. Литература.....	53
8. Прилог.....	54

1. Увод

Транспортни системи кроз своју историју, а и данас представљају витални елемент индустријских система, при чему повећани захтеви у погледу ефикасности и аутоматизације данас чине ову грану технике изузетно интересантном. Последњих неколико деценија на глобалном нивоу се поклања све већа пажња проблемима индустријског транспорта, и то првенствено због знатно већих трошкова транспорта у целокупним трошковима израде производа. Такође је потребно напоменути значај и све веће захтеве у погледу аутоматизације транспорта, јер се у већини савремених индустријских система једино на овај начин остварује непрекидан, рационалан и ефикасан процеса производње. Због свог индустријског значаја, али и изузетно распрострањене примене у бројним привредним гранама, транспортни уређаји и системи су данас стандардизоване и унифициране конструкције, са стандардизованим и унифицираним прорачунима, елементима транспортера, итд.. Транспортни системи су често и тема бројних истраживања, па зато велике корпорације и индустријски центри данас поседују читаве тимове људи који се баве истраживањем и развојем транспортних система, при чему су неки од најзвучнијих примера сви познати произвођачи аутомобила, „Fiat Chrysler Automobiles”, „Ford”, „Volkswagen”, „Toyota” и други произвођачи.

У складу са савременим трендовима у индустрији, у оквиру овог рада анализирају се грабуљасти транспортери. Ови транспортни системи спадају у групу индустријских транспортних машина чији је превасходни циљ задовољење различитих транспортних захтева у типичним индустријским окружењима. Творац грабуљастог транспортера је „Arnold Redler” (1875-1958. године). Грабуљасти транспортер као и већина транспортера настао је за потребе рударске индустрије, при чему због својих добрих особина овакав вид транспорта налази примену у рудним окнима од 1937. године. Поред рударске индустрије нашао је примену и у прехрамбеној индустрији, ливницама и хемијској индустрији, [1].

Грабуљасти транспортер спада у групу транспортера непрекидног транспорта. Конструктивна извођења транспортера могу бити различита, међутим најчешће се среће извођење код којег се материјал премешта помоћу стругача, потискивањем дуж олука (жљеба), или цеви, правоугаоног или округлог попречног пресека. Главне карактеристике стругача су облик и висина, при чему се на основу овог параметра разликују грабуљасти транспортери код којих су стругачи облика пуних плоча или профилисаног облика, [2].

Стругачи пуних плоча могу се поделити на високе и ниске. Код високих стругача висина је приближно једнака висини олука и неколико пута је већа од висине вучног елемента тојест. ланца, док је висина ниских стругача приближна висини ланца, при чему она мора бити 3 до 6 пута мања од висине олука. Посебну групу чине цевни грабуљасти транспортери кружних или правоугаоних попречних пресека са стругачима пуних плоча. Одликује их широка универзалност примене, [2].

Транспорт се може обављати по доњој грани, горњој грани (конзолни стругачи) или истовремено по доњој и горњој грани у различитим смеровима.

Грабуљастии транспортери налазе примену при преношењу различитих прашкастих, зрнастих и комадних терета. Транспортовани материјали могу бити у течном стању, високих температура (до 700 °C). Транспортери са ниским стругачима углавном се користе за премештање и хлађење врелих терета, као што је шљака, [2].

Отпор премештања терета и хабање елемената грабуљастог транспортера у великој мери ограничавају брзину, дужину и капацитет транспортера. Опсег брзине транспортера износи од 0,1 до 0,4 m/s, а у посебном случају крећу се од 0,5 до 1 m/s. Максимална дужина транспортера је до 100 m, а капацитети се крећу од 0,5 до 350 t/h, док код транспортера са високим стругачима капацитети се постиже и до 700 t/h, [2].

Једноставност конструкције и као могућност инсталирања уређаја за аутоматско пуњење материјала представљају неке од бројних добрих особина овог транспортера. Предност такође представља могућност транспорта херметички затвореног материјала, као и врелих терета. Један од бенефита представља и чињеница да и горња и доња страна транспортера могу бити радне. У случајевима када је радна грана горња сипање транспортног материјала је лакше јер олук може бити отворен по целој дужини, док је пражњење транспортера далеко лакше када је радна грана доња јер у том случају транспортовани материјал се може празнити кроз отворе који могу бити распоређени дуж читаве деонице транспортера. Основна мана грабуљастог транспортера је интензивно хабање покретних елемената и олука.

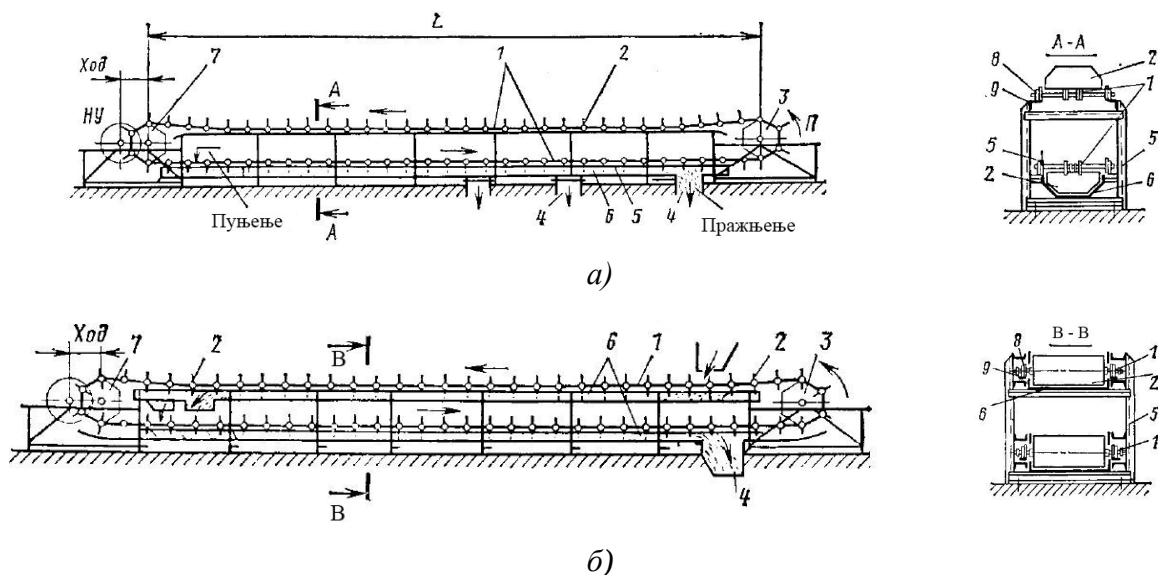
2. Карактеристике транспортера са стругачима

2.1 Транспортер са високим стругачима облика пуних плоча

Транспортери са високим стругачима облика пуних плоча налазе широку примену у рударској, прехранбеној, хемијској и другим индустријским гранама. Као што и њихово име сугерише, конструкције овог типа карактерише стругач који је неколико пута већи од висине ламела погонског ланца и једнак висини олука. Због своје једноставне конструкције овај тип грабуљастих транспортера налази најширу практичну примену.

Као што је претходно наведено терет се може транспортовати по доњој грани као што је приказано на *слици 2.1.1. а)*, горњој грани или истоврмено по доњој и горњој грани у различитим смеровима, при симетричном распореду стругача, *слика 2.1.1. б)*.

Основни елементи грабуљастих транспортера са високим стругачима (*слике 2.1.1. а) и 2.1.1. б)*) облика пуних плоча су: отворен олак (5) који је причвршћен за постоље (6) дуж кога се по вертикалној затвореној контури креће вучни ланац (1) са причвршћеним стругачима (2) који прелазе преко погонског, гоњеног и погонског ланчаника. Кретање вучног ланца се остварује дуж вођица, преко погона (3), а претходно затезње се остварује преко затезног уређаја (7), [5].

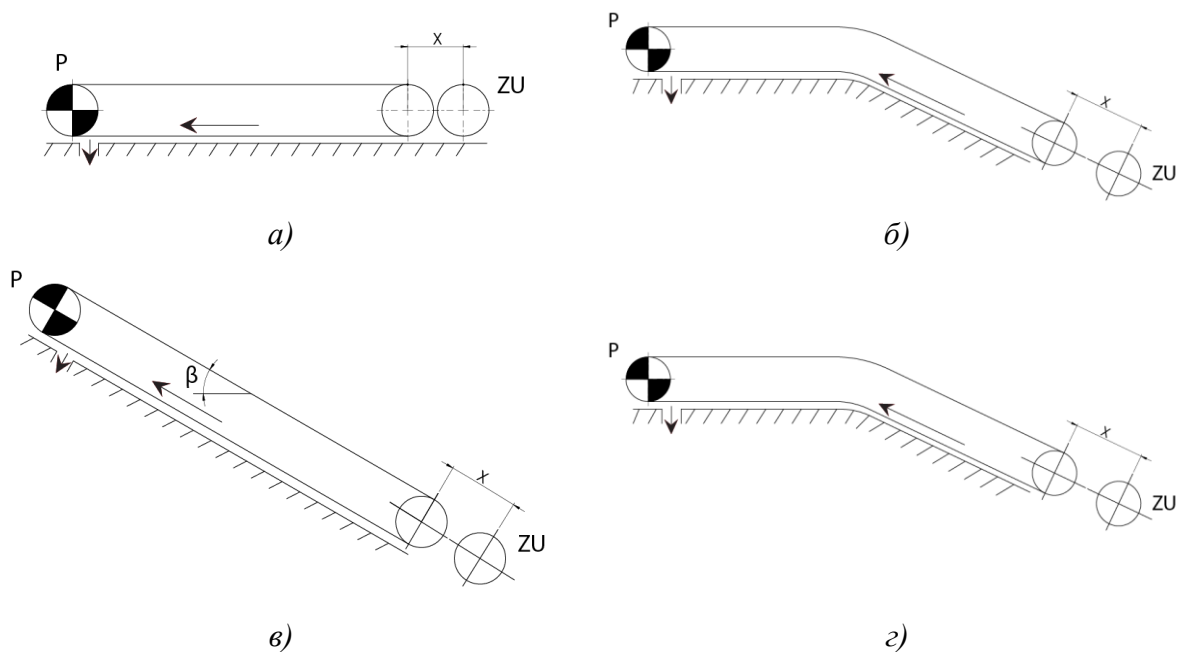


Слика 2.1.1. Грабуљастаи транспортер са високим стругачима облика пуних плоча са једном радног граном (а), са две радне гране (б), [5]

Утовар транспортованог материјала може се извршити на било ком делу транспортера захваљујући олуку отвореног типа. Празњење се може извршити на било ком делу транспортера, при чему се у ову сврху најчешће примењују отвори на дну олука, са опционалном могућношћу имплементације затварача и шибера у циљу контроле пражњења материјала. Потреба за аутоматизацијом, бројни безбедносни и други захтеви код

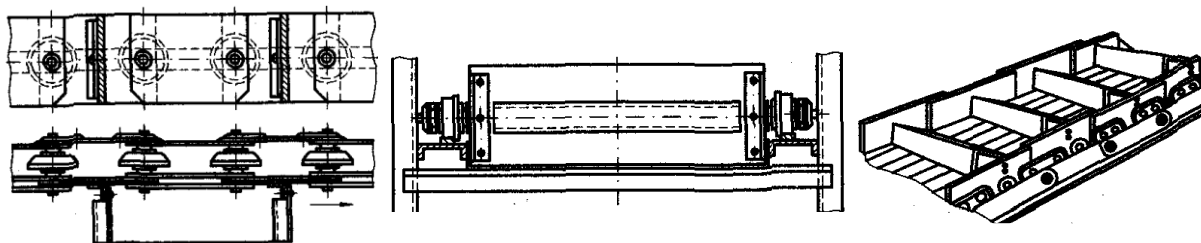
транспортера већих димензија захтевају отварање затварача коришћењем електромеханичког, пнеуматског или хидрауличног погона, док се код транспортера мањих димензија понекад примењује и ручни погон, [5].

Грабуљастим транспортерима са високим стругачима облика пуних плоча остварује се транспорт материјала у хоризонталном *слика 2.1.2. а)*, нагнутом *слика 2.1.2. б)*, хоризонтално нагнутом *слика 2.1.2. в)* и нагнуто хоризонталном смеру *слика 2.1.2. г)*. Комбиноване трасе могуће је извести само код грабуљастих транспортера са два вучна ланца или са једним вучним ланцем који је опремљен ослоним ваљцима у циљу усмеравања покретних елемената у зони прелаза преко обртних ланчаника.



Слика 2.1.2. Шематски приказ различитих конструкцијских извођења грабуљастог транспортера са високим стругачима облика пуних плоча, где су: P – погон, ZU – затезни уређај, X – ход затезног уређаја.

Угао нагиба транспортера обично не прелази границу од $30^{\circ} - 40^{\circ}$, јер се повећањем угла смањује капацитет транспортера. Ради повећања капацитета користе се специјални кутијасте стругачи са покретним бочним зидовима, приказани на *слици 2.1.3.*, при чему се њиховом применом може постићи угао нагиба транспортера и до 50° . Примена овог специјалног транспортног система захтева да се чланци вучног ланца са унуташње стране израђују од лимова чија је висина једнака висини стругача. Таква конструкција образује комплетан слаг покретних отворних кутија без дна, које је у овом случају је олука. Терет код кутијастих стругача не хаба површине зидова непокретног олука и не заглављује се између олука и стругача, што доводи до значајног смањења отпора при премештњу терета. Из овог разлога дозвољава се употрба кутијастих стругача при транспортовњу комадних терета, [5].



Слика 2.1.3. *Покретни елементи грабуљастог транспортера са високим стругачима облика пуних плоча са покретним бочним зидовима кутијасти стругчи*

Опсежи брзина зависе од ширине стругача, па се тако за ширине од 200 до 320 mm остварују брзине кретања од 0,5 до 1 m/s, док се код стругача чије се ширине крећу између 400 и 1200 mm остварују брзине кретања од 0,5 до 0,63 m/s, [2].

Транспортери са високим стругачима облика пуних плоча најчешће се срећу у отвореној или затвореној конфигурацији, при чему се за затварање користе челичне лимене табле. Параметри грабуљастих транспортера са високим стругачима дати су у *табели 2.1.1.*

Табела 2.1.1. *Параметри транспортера са високим стругачима облика пуних плоча, [2]*

Димензије стругача (mm)		Корак стругача a (mm)	Тип стругача	Корак чланка ланца t (mm)	Број вучних ланаца	Капацитет (m^3/h) при хоризонталном транспортвању брзином од 0,5 m/s	Највеће допуштене димензије комада	
Ширина B_s (mm)	Висина h_s (mm)						Насутог у слоју	Сортираног
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 симетрични	250	2	100	180	120
500	200	630	кутијасти	315	2	125	220	150
650	250	630	кутијасти	315	2	200	300	200
800	250	630	кутијасти	315	2	250	300	220
1000	320	800	кутијасти	400	2	400	350	300
1200	400	800	кутијасти	400	2	630	400	350

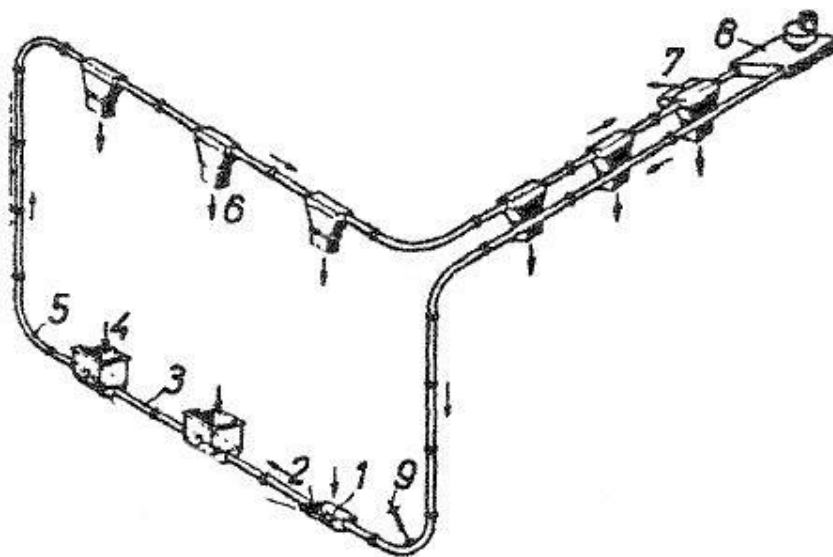
2.2 Цевни грабуљасти транспортер

Цевни грабуљасти транспортери налазе примену при транспорту различитих прашкастих, зрнастих и ситнокомадних терета, а могу се примењивати и за транспорт расутих материјала и то у случајевима када су захтевани мали и средњи капацитети транспортера. У случају ситнокомадних терета, најчешће се транспортују комади мале чврстоће, димензија приближно 5 до 10 пута мањих од унутрашњег пречника цеви. Овај тип грабуљастог транспортера налази примену у различитим гранама индустрије као што су грађевинска индустрија (транспорт песка, гипса, креча, цемента, суве глине), у прехранбеној индустрији (транспорт брашна, скроба, чаја, слад, зрна), дрвној индустрији (транспорт опиљака, струготине), рударској индустрији (транспорт угљене прашине) као и у другим бројним индустријским секторима. Херметичност транспортера омогућава њихову примену при транспортвоњу отровних, мирисних и топлих материјала, [1].

Трасе цевних грабуљастих транспортера могу бити најразличитијих конфигурација, међутим оно што их најчешће карактерише је чињеница да су трасе најчешће постављене или у хоризонталној или у вертикалној равни. У вертикалној равни најчешће се користе хоризонталне, косе и комбиноване трасе, док се у хоризонталној равни најчешће примењују циркулационе трасе (хоризонтално затворена траса). Потребно је напоменути и да се услед различитих техничких захтева понекад примењује и просторна траса.

Цевни транспортери имају ограничену примену јер се не могу користити за транспорт лепљивих материјала, брзослежућих материјала и комадних терета велике чврстоће (туцаник, дробљени материјали, итд.). Ови типови материјала су проблематични јер доводе до заглављивања, а самим тим и прекида транспорта. Уколико се у транспортованом материјалу налазе комади димензија већих од предвиђених, на уређај за пуњење се најчешће поставља решетка која задржава веће комаде.

На *слици 2.2.1.* приказан је цевни грабуљасти транспортер са просторном трасом код кога је вучни елемент ланац (1) затворене контуре, при чему за овај погонски елемент могу бити причвршћени округли или правоугаони стругачи (2). Ланац са стругачем се креће унутар херметички затворене цеви округлог или правоугаоног попречног пресека. Ланац добија погон од погонског ланчаника (8) приказаног на *слици 2.2.1.* Пуњење транспортера врши се на местима означеним на *слици 2.2.1.*, док је пражњење материјала могуће извршити на више локација такође приказаних на *слици 2.2.1.* На крају радне гране, поставља се вибрациони уређај (7) који уклања честице транспортованог материјала које су прилепљене на стругач и ланац. Сила претходног затезања погонског ланца остварује се затезачем (9) који се налази на једном или два сегмента цеви. Усмеравање ланца на криволинијским деоницама (5) врши се коришћењем већег броја гоњених ланчаника, [2].



Слика 2.2.1. *Шема цевног транспортера, просторне трасе кретања материјала. [2]*

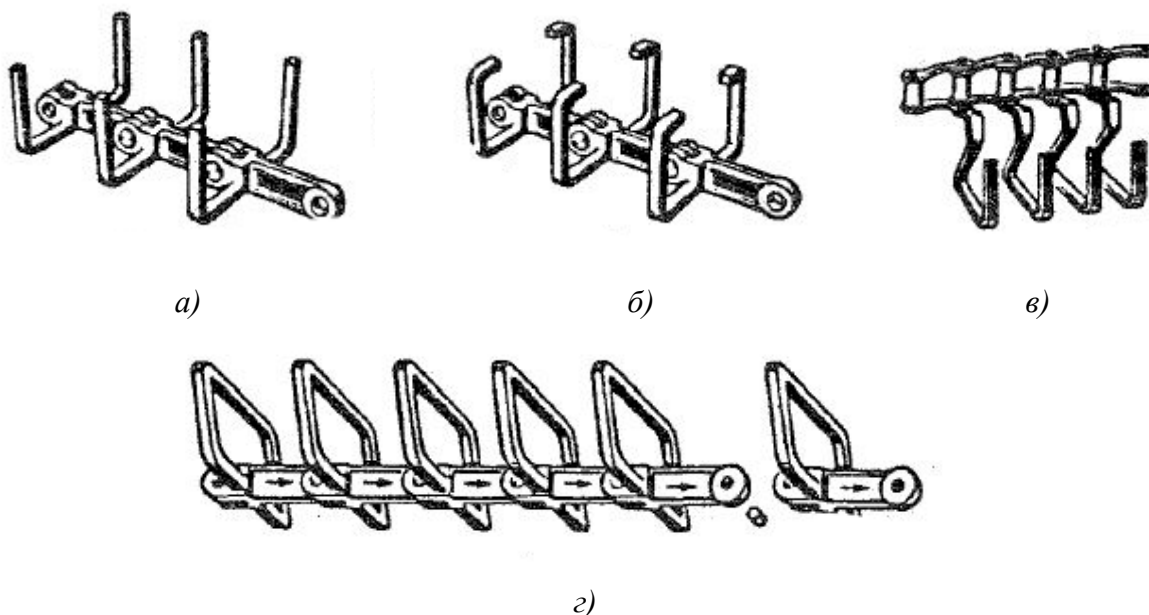
Цевни транспортери се примењују за транспорт терета високих температура и то у границама од 700 до 1100 °C. Хлађење терета остварује се водом, и то тако што се на транспортер постави систем цевних омотача кроз које непрекидно струји вода, при чему се на овај начин омогућава континуална и интензивна размена топлоте. На деоници где се секције транспортера фиксирају за непокретни стуб, као и на крајевима секције, поставља се компезатор (размењивач) топлоте. Применом система за хлађење терета паралелно се са процесом транспорта терета врши се и његово хлађење при чему се на овај начин у целокупном технолошком процесу остварује значајнија уштеда времена и новца, [5].

Предности цевних транспортера у доносу на друге конструкције огледају се у једноставности конструкције, поузданој херметичности, могућности имплементације унифицираних елемената (цеви, ланци, итд.). Знатно мање хабање погонског ланца код транспортера код којих је ланац симетрично постављен у односу на стругач. Предности ових транспортера у односу на транспортере са профилисаним носачима је и кретање транспортованог терета без заостајања.

Основна мана цевних транспортета је као и код других типова грабуљастих транспортера интензивно хабање стругача и цеви, и то првенствено на криволинијским деоницама при транспорту абразивних честица. Потребно је напоменути да се утицај хабања може умањити периодичним заокретњем цеви око подужне осе, при чему се на овај начин може продужити радни век транспортера.

2.3 Грабуљасти транспортери са профилисаним стругачима

Принцип рада грабуљастог транспортера са профилисаним стругачима заснива се на истом принципу који је описан и код претходних типова грабуљастих транспортера, међутим основна разлика овог извођења у односу на остале конструкције је специфичан облик стругача. Конструкциона извођења стругача могу бити најразличитија и првенствено зависе од техничких захтева. Нека од најчешћих извођења профилисаних стругача приказана су на сликама 2.3.1. а), б) в) и г), [2].



Слика 2.3.1. *Покретни елементи транспортера са профилисаним стругачима, а), б) и в) – елементи намењени за вертикално затворене контуре, г) – елементи намењени за хоризонтално затворене контуре, [2]*

Транспортери са профилисаним стругачима називају се још и транспортери у оклопу система Редлер (по имену конструктора). Овај транспортер намењен је за транспорт веома сипљивих, прашкастих, прашинастих, ситнокомадних, зрнастих као и лако дробљивих материјала. За транспорт дробљивих материјала примењују се профилисани транспортери малих капацитета, релативно мале дужине (до 50) m и висине (до 20 m).

Основни елемент од којих се састоји грабуљасти транспортер са профилисаним стругачима је затворени олука који се може поделити на два дела унутар којих се може кретати радна и повратна грана. Изузетно важан елемент је и профилисани (контурни) стругач олучастог попречног пресека који се креће дуж олука, при чему профилисана геометрија омогућава да се испред сваког покретног стругача формира специјалан облик транспортованог материјала, док транспортовани материјал између стругача добија облик посуде која се континуално премешта дуж хоризонталног сектора транспорта, [2].

Процес транспортовања терета код транспортера са профилисаним стругачима заснива се на чињеници да је отпор кретању профилисаних стругача преко транспортованог материјала, већи од отпора трења материјала о дно олука са глатким зидовима. Из овог разлога профилисани стругачи знатно ефикасније преносе погонску силу на читав транспортовани материјал у односу на ниске стругача облика пуних плоча, јер се у одређеним условима допушта транспортовање материјала не само у хоризонталној, већ и у косој и вертикалној равни.

Процес транспорта материјала дуж хоризонталних а посебно вертикалних секција у великој мери је условљен својствима материјала који се премешта и то првенствено сипкошћу (покретљивошћу), везивним својствима честица и отпорности честица на клизање. На примеру транспорта сувих прашкастих, веома сипљивих и покретљивих материјала као што су цемент и угљена прашина, уочава се заостајање материјала у односу на стругач, односно материјал се креће мањом брзином од ланца са стругачима. Приметно заостајање материјала уочава се и код стрмо нагнутих и вертикалних деоница, када се сила за транспорт материјала повећава јер се тада отпору услед трења додаје и сила тежине терета. Овај недостатак може се уочити и приликом транспорта сипљивих материјала, када се поред умањења капацитета стварају и допунски губици услед који настају услед клизања стругача по слојевима транспортованог материјала. Овај недостатак елиминише се повећањем капацитета транспортера или повећањем површине самог стругача.

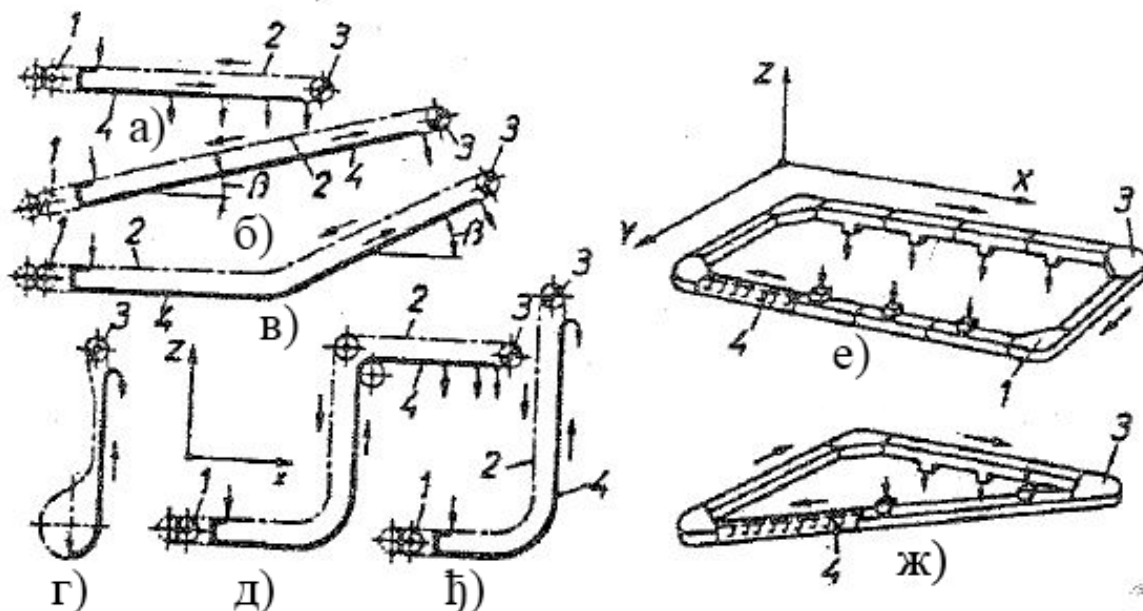
Стругачи код ових типова транспортера намењени су за примену код транспортера вертикално затворених контура и најчешће су димензија (ширина и висина): 125 x 90 mm, 200 x 125 mm и 320 x 200 mm. Брзине кретања стругача крећу се између 0,1 и 0,25 m/s, капацитети за транспорт зрнастих материјала се крећу између 4 и 22 m³/h, а за прашинасте материјале између 2,6 и 14 m³/h, [2].

Транспортери са профилисаним стругачима израђују се тако да се покретни елементи постављају у вертикалној или хоризонталној затвореној контури као што је приказано на *слици 2.3.2.*



Слика 2.3.2. Попречни пресек транспортера са профилисаним стругачима,
а – код вертикално затворених контура, б – код хоризонтално
затворене контуре

Вертикално затворене контуре могу имати хоризонталну, косу, вертикалну и комбиновану трасу премештања материјала са стрмо нагнутим вертикалним деоницама као што је приказано на *слици 2.3.3*. Код транспортера који леже у хоризонталној равни, материјал се обично транспортује дуж правоугаоне трасе као што је приказано на *слици 2.3.3*.



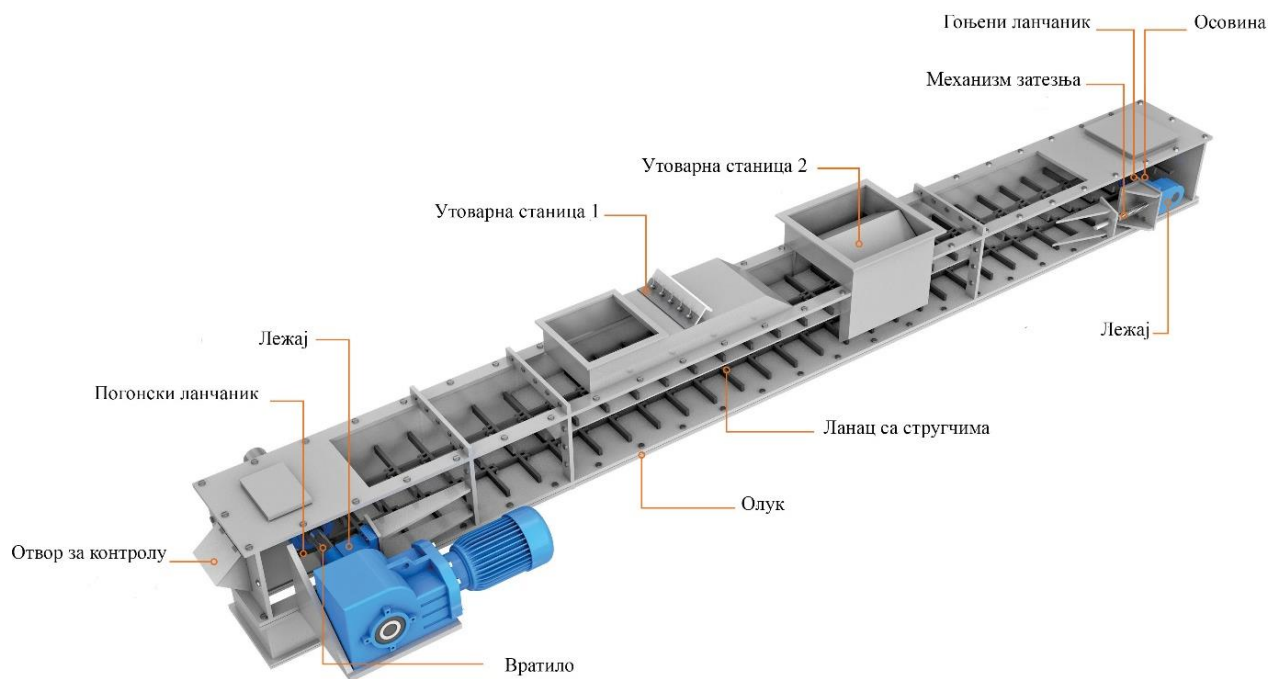
Слика 2.3.3. Шематски приказ трасе транспортера са профилисаним стругачима, од а до ж – вертикално затворене контуре, е и ж хоризонтално затворене контуре, [2]

Основне предности транспортера са профилисаним стругачима огледају се могућности пуњења материјала на средини хоризонталних и косих деоница, херметичности олука при транспорту, великом броју конфигурација траса за транспорт материјала, саморегулацији оптерећења, итд. Као основни недостаци могу се навести интензивно хабање погонских ланаца, стругача и олука, затим заостајање прашинастих материјала у односу на стругаче, повећана потрошња електричне енергије, немогућност преношења лепљивих материјала као и тврдих материјала.

3. Транспортери са ниским стругачима облика пуних плоча

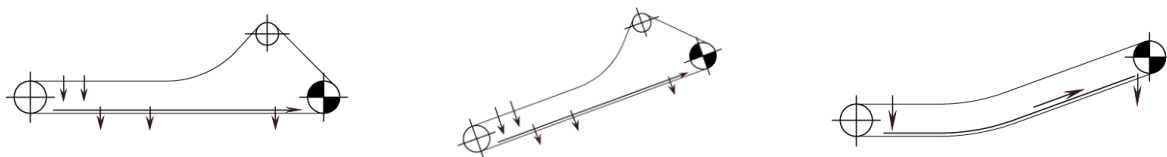
3.1 Карактеристике транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча уобичајне конструкције

На слици 3.1.1. приказан је херметички затворен транспортер са ниским стругачима, при чему приказани транспортер представља уобичајно извођење уређаја који се користи за овај вид транспорта. За дат пример за погон транспортера користи се електромотор. Даљим ток снаге, снага се преноси на погонски ланчаник, помоћу редуктора. За правилан рад транспортера потребно је обезбедити и затезање ланца које се може извршити на неколико различитих начина, при чему се на приказаном транспортеру користи механизам са навојним вretenом. Транспорт материјала врши се по доњој страни олука док се утовар материјала на приказаном транспортеру врши коришћењем утоварних станица 1 и 2, при чему се на овим местима налазе металне плоче чија је улога равномерно распоређивање транспортованог материјала. Поред приказане конструкције, често се могу срести и транспортери са два одвојена, херметички затворена олука, при чему се транспортовање материјала истовремено врши и по горњем и по доњем олуку, само у супротним смеровима.



Слика 3.1.1. *Транспортер са ниским стругачима облика пуних плоча*

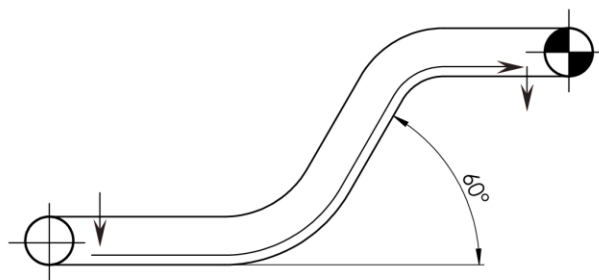
Трасе премештања материјала код транспортера са ниским стругачима могу бити изведене праволинијски (хоризонталне или косе) и комбиноване као што је приказано на слици 3.1.2.



Слика 3.1.2. Шематски приказ трасе транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча

Материјал који се утовара на било којој локацији хоризонталног олука премешта се у непрекидно густом слоју коришћењем погонских ланаца са стругачима, при чему је висина транспортованог материјала на хоризонталном делу транспортера 2 до 6 пута већа од висине стругача. Овај параметар првенствено зависи од типа транспортованог материјала и одређује се на основу његових физичко-механичких особина, али и начина пуњења у транспортер. Код косих олука, на честице материјала делује и тежина транспортованог материјала, па је стога висина слоја терета знатно мања и приближава се висини стругача. Због тога се код косих транспортера у низу случајева усваја конструкција чије су висине стругача увећане.

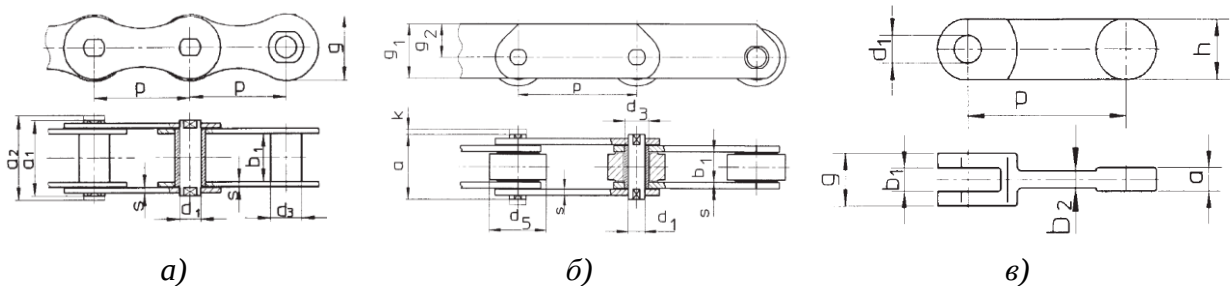
Максимални угао нагиба, код транспортера са ниским стругачима, иде и до 60° као што је приказано на *слици 3.1.3*. Најчешће се транспортују расути материјали у збијеном непрекидном слоју чија је висина једнака висини стругача. Код прелазних и косих деоница трасе висина олука се смањује до висине стругача, при чему је висину олука потребно повећати за величину зазора који износи између 5 и 10 mm. Транспортери овог типа нису пројектовани за високе транспортне капацитете, па је стога и висина олука мала у односу на друге типове грабуљастих транспортера, [2].



Слика 3.1.3. Шематски приказ комбиноване трасе транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча са максималним углом нагиба трасе

Код транспортера са ниским стругачима као вучни елементи употребљавају се погонски ланци који су уроњени у транспортовани материјал, при чему се у овом конструкционом извођењу не може вршити подмазивање погонског ланца. Абразивне честице продире у зглобове ланчаника, хабају их и скраћују им век трајања, па је стога веома важно при пројектовању ових система извршити правилан избор ланца. Најчешће се користе ламеласти ланци са чауром *слика 3.1.4. а)*, ланци са ролницама, *слика 3.1.4. б)*, али и специјално пројектовани ланци за овај тип транспортера у облику виљушке *слика 3.1.4.*

в). За транспортовање зрнастих материјала примењују се ламеласти ланци са отвореним зглобом корака 160 и 200 mm, [5].



Слика 3.1.4. Погонски ланци за транспортере са ниским стругачима, а) ламеласти ланац, б) ланац са ролницама, в) специјално пројектован ланац за транспортере

Главна карактеристика на коју треба обратити посебну пажњу при избору вучног ланца је стабилност стругача, при чему се за ширине стругача до 500 mm користи један погонски ланац, док се за ширине стругача веће од 500 mm примењују два погонска ланца, [3]. Недостатак транспортера са једним ланцем посебно је изражен код транспортера са ужим стругачима и огледа се у отежаном пуњењу и пражњењу олука транспортера, пошто је ланац положен по средини олука транспортера. Потребно је напоменути и да се код грабуљастих транспортера са ниским стругачима који се примењују код јамских ископина у рударској индустрији примењују калибрисани ланци приказани на слици 3.1.5. Овај тип погонског решења знатно је економичнији и омогућава лакшу монтажу и демонтажу у односу на друге типове ланаца.

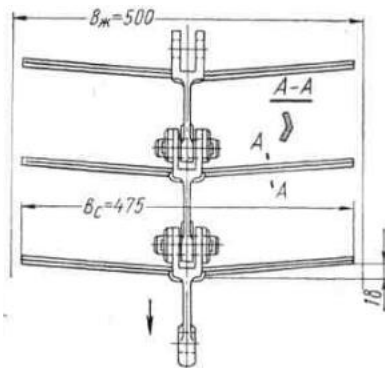


Слика 3.1.5. Транспортер са ниским стругачима облика пуних плоча намењен за транспорт материјала у јамским рудницама

Стругачи који се уграђују у транспортере са ниским стругачима се најчешће израђују од равних, профилисаних или челичних трака. Код транспортера са једним ланцем, стругачи се везују за ланац управно или под углом од приближно 85° према уздужној оси ланца слика 3.1.6. Ради смањења трења и специфичних услова рада, у прехранбеној индустрији све чешћу примену налазе стругачи израђени од пластичних маса (полиамид, полиетилен, итд.), [5].



а)



б)

Слика 3.1.6. *Покретни елементи транспортера са ниским стругачима, [5]*

На рад стругача у великој мери утиче и начин њиховог везивања за вучни ланац, као и квалитет монтаже. Сила која је настаје услед померања терета у случају доброг пројектованог система не би требало да доведе до деформисања стругача, међутим у пракси је доказно да ови системи трпе много веће оптерећење. Фактори који најчешће доводе до повећања отпора су немогућност израде идеалних траса (олука), али и неправилно постављање ланчаника што за последицу може имати бочно померање ланца и стругача које доводи до повећане потребе за енергијом.

Олук транспортера се најчешће конструкционо изводи у облику једног завареног плашта, и то од челичних лимова дебљине од 2 до 4 mm или у облику два посебна жљеба који се израђују од „U” профила и челичних лимова. Олуци прве конфигурације користе се у случајевима када се супротне гране ланца креће преко ослањајућих ваљака. Овај тип олука карактерише значајно компликованија израда и ремонт, али и значајно мања маса у односу на друго извођење. Транспортери са олуком другог типа најчешће поседују отворе који се могу херметички затворити, и првенствено се користе за осматрање и ремонт покретних елемената и жљеба грабуљастог транспортера.

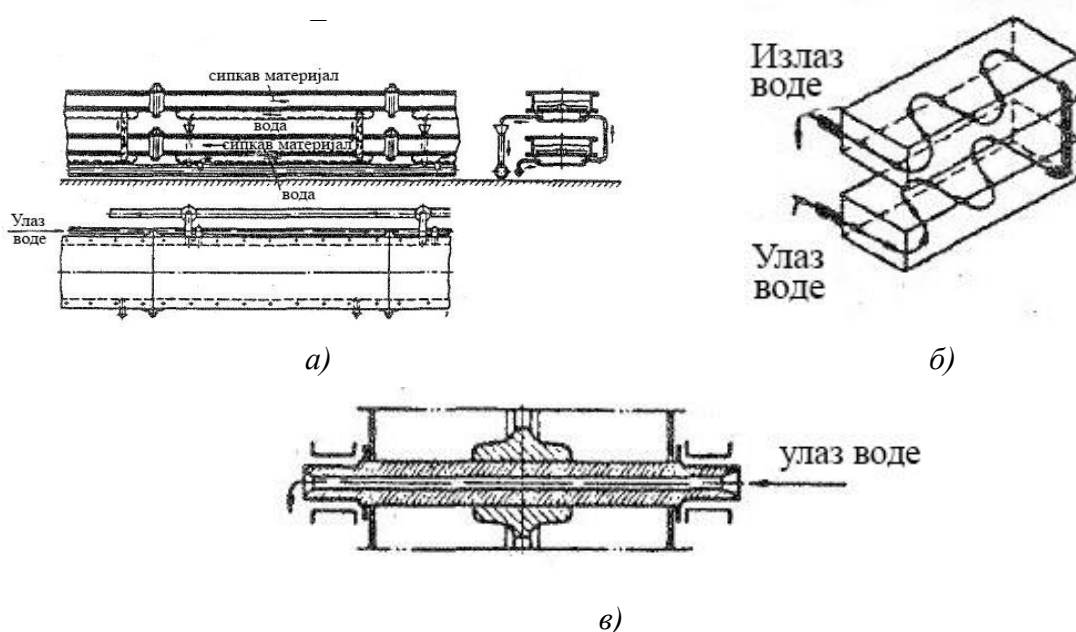
Елементи олука који трпе највеће оптерећење и уједно се највише хабају су дно олука и вођице. Повећан интензитет хабања олука уочава се на криволинијским деоницама, и то при преласку трасе са праволнијског на полукружни правац и код деоница под нагибом. Повећање експлоатационог века се на овим деоницама оставрује монтажом челичних термички обрађених лимова лимова који у себи садрже одређен проценат мангана, или се пак предвиђа нешто већа дебљина челичног лима која се креће између 8 и 12 mm, али тада се у одређеној мери смањује могућност брзе измене сегмената олука.

Основни елементи погонског система за анализирани транспортер су електромотор, редуктор и погонски ланчаник. Поред правилног одабира претходно наведених компоненти, потребно је одабрати и заштитни уређај (хидродинамчку спојницу, чивију зарезану са једне стране, и др.). Заштитни уређај је од изузетне важности код транспортера који раде у отежаним условима, јер овај уређај има изузетно важну улогу у заштити погонског система случајевима настанка хаварија. Потребно је такође напоменути и затезне

уређаје који се најчешће изводе као завојни или завојно-опружни, при чему се препоручује да ход затезног уређаја није мањи од 1,6 корака ланца.

3.2 Карактеристике транспортера са ниским стругачима за пренос врелог терета

Транспорт терета високих температура најчешће се због технолошких карактеристика процеса врши без хлађења или са хлађењем терета. Основна разлика у конструкционом извођењу транспортера у зависности од претходно наведених захтева огледа се у конструкцији олука. При транспорту терета високе температуре грабуљастим транспортером, олука транспортера се изводи са два челична лима између којих је постављен изолациони материјал. Код грабуљастих транспортера који морају вршити хлађење терета у току транспорта, на дно олука постављена је рахладна комора кроз коју непрекидно циркулише вода која одводи топлоту као што је приказано на *слици 3.2.1. б)*. Поред транспортованог материјала такође се хладе и вратила погонског и затезног ланчаника *слика 3.2.1 в)*.



Слика 3.2.1. Транспортер са ниским стругачима за транспорт врилог материјала, а) – средишњи део, б) – шематски приказ кретања расхладног средства дуж доње и горње гране транспортера, в) - хлађење склопа вратила погонског ланчаника, [2]

Процес хлађења транспортованог материјала мора се у потпуности обавити у олуку, при чему је често потребно продужити временски период који материјал проведе у олуку. То се постиже смањеном брзином транспортера при чему се опсези брзина се крећу између

0,01 и 0,16 m/s, при чему се материјал транспортује у танком слоју, не дебљем од висине стругача. Код ових извођења, транспортовани материјал се налази и на доњој и горњој грани транспортера, при чему се материјал усипа у олуку на крају горње гране, при чему се транспорт материјала обавља у супротном смеру, односно ка почетку транспортера. Овде се транспортовани материјал претоварује у доњу секцију олука и транспортује дуж доње секције у директно према крају транспортера, [2].

При конструисању транспортера који преносе терете високих температура изузетно је важно обратити пажњу на носећу конструкцију, и то првенствено због потенцијалног утицаја топлоте. Носећа конструкција причвршћује се за постоље на једном месту, обично код погона, док су сви сегменти олука слободно ослоњени преко клизних ослонаца како би се остварило обезбеђење од могућих температурних промена. Усипни левак повезан је са олуком транспортера специјалним покретним херметичким уређајем са пешчаним затварачем. Контролни отвори за ремонт обложени су азбестом. Стругачи, ланчаници и отклони котурови исте су конструкције као код транспортера који се примењују у нормалним експлоатационим условима, међутим израђују се од специјалних челика.

3.3 Грабуљаста транспортери са ниским стругачима за подземни транспорт

Грабуљаста транспортери налазе широку употребу у рударским окнима за подземни транспорт угља, при чему се у ове сврхе користе транспортери са ниским стругачима који се знатно разликују у односу конструкције описане у претходним поглављима. Најразличитији технички захтеви у угљеним коповима утицали су на развој великог броја конструкционих решења грабуљастих транспортера.

Грабуљаста транспортери овог типа израђују се са једним, два или три погонска ланца на које су постављени стругачи који се заједно са вучним елементом крећу дуж отвореног олука. Кретање се остварује захвљујући погонском уређају (најчешће електромотору) који снагу преноси са погонског ланчаника на погонски ланац који долази у контакт са погонским и гоњеним ланчаницима. Пошто се транспортер директно монтира на под окна, један од главних техничких захтева односи се на минилну висину транспортера, а посебно његове радне гране јер је потребно остварити што мању висину приликом утовара материјала који се транспортује, [2].

Стругачи се израђују од челичних трака или ливених плоча, висина им је приближна висини ланца. Кораци стругача износе 480, 640 и 1024 mm, при чему погонска маса ланца и стругача заједно износи у просеку између 10 и 18 kg/m, [2].

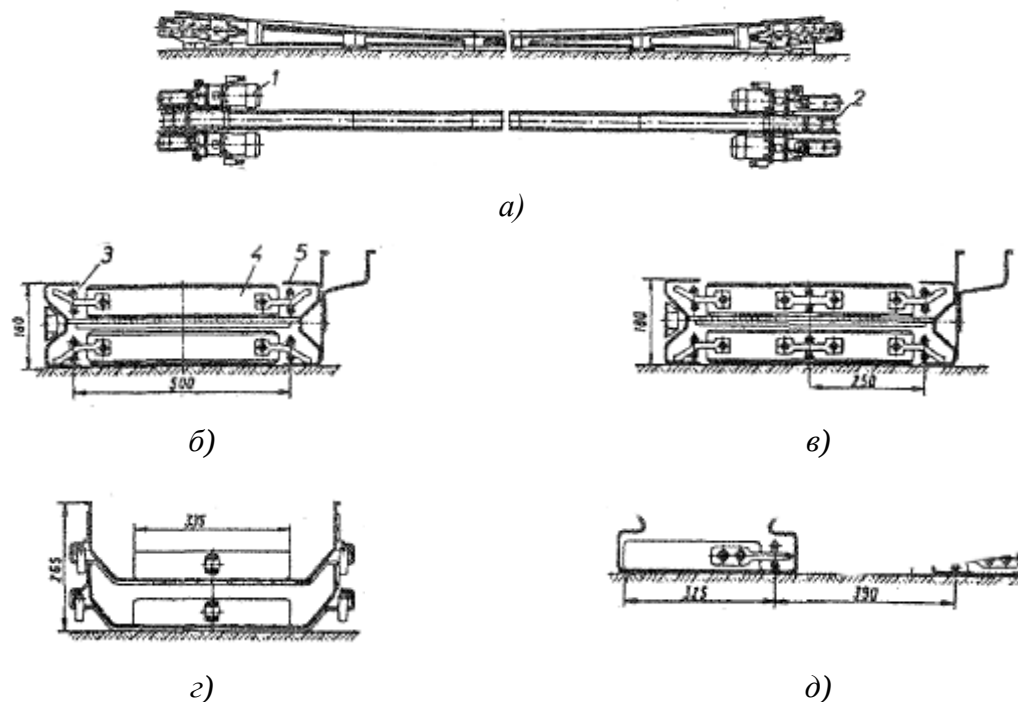
Вучни елементи ланца израђени су од посебних врста челика који термичком обрадом достижу изузетно високу површинску тврдоћу. На овај начин постиже се минимално површинско хабање, а при томе и задржава унутрашња затезна чврстоћа. Корак

чланка ланца најчешће износи 80 mm, док код ланаца са округлим карикама износи 50 или 64 mm, при чему пречник језгра износи 14 или 18 mm, [2].

Олуци грабуљастих транспортера за подземни транспорт израђују се од челика са термички обрађеном радном површином. Олуци овог типа најчешће се израђују у секцијама и то коришћењем технологија пресовања или извлачења. Сегменти секција олука израђују се у дужинама од 2 до 2,5 m, [2].

Погон овог типа транспортера може бити електрични, пнеуматски или електрохидраулични. Најчешће се примењује електро погон, при чему се најчешће примењују два електромотора. На предњем, односно задњем делу транспортера поставља се по један електромотор, редукција броја обртаја врши се применом редуктора, док се веза пренос снаге између електромотора и редуктора остварује се коришћењем хидродинамичке спојнице.

Подела оваквих типова транспортера може се извршити на основу положаја вучног елемента, односно да ли се ови уређаји налазе на радној или повратној грани. У погледу трасе, код подземних грабуљастих транспортера разликују се вертикално затворене контуре (слика 3.3.1 а) до д)), затим хоризонтално затворене и комбиноване контуре.



Слика 3.3.1. Подземни грабуљастаи транспортер за транспортвње угља у окнима,
а) – општи изглед транспортера, б) и в) – поречни пресек средњег дела вертикално
затворене контуре транспортера са два ланца, са три ланца,
г) и д) – са једним ланцем и хоризонтално затворен контуре транспортера

Код транспортера који имају комбиновану контуру трасе крајњи ланчаник монтиран је у равни која се налази под углом од 45^0 у односу на хоризонталну раван. Ради повећања

учинка транспортера стругачи се монтирају под углом од 45^0 , при чему се на радној грани постављају под овим углом у односу на хоризонталну раван, док се на неоптерећеној грани стругачи постављају под овим углом у односу на вертикалну раван, [2].

Транспортери вертикално затворене контуре израђују се са једним, два или три паралелно постављена погонска ланца. Транспортери са три ланца употребљавају се за транспортере већих дужина и са аспекта поузданости представљају боље решење, јер при пуцању ланца не долази до губитка стабилности. Међутим ово извођење значајно повећава масу, а самим тим и цену транспортера. Потребно је напоменути и да се код транспортера са једним погонским ланцем стругачи могу монтирати за вучни ланца симетрично, конзолно, круто или зглобно, [2].

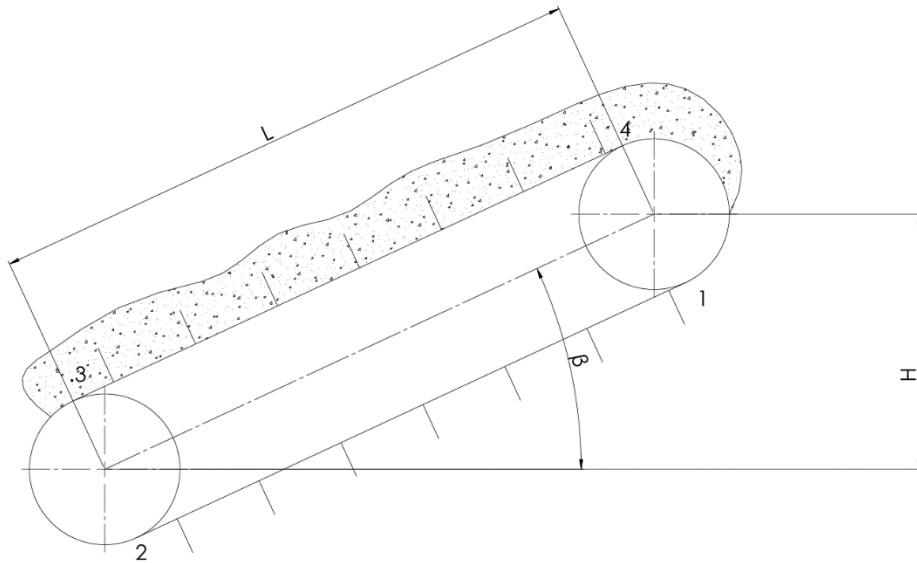
Траса транспортера вертикално затворене контуре за беспретоварно транспортовање материјала криволинијске израде може бити: праволинијска (хоризонтална, нагнута и хоризонтално-нагнута) и савијена у хоризонталној равни (просторна), [2].

Пројектовање транспортера и других уређаја који се примењују у рударској индустрији, а посебно код јамских ископина, захтева изузетно добро познавање закона и прописа који се односе на процес производње и безбедност на раду. Код ових система неизоставно је познавање норми које дефинишу начине пројектовања машина и процес производње у експлозивним срединама.

4. Прорачун грабуљастог транспортер

4.1 Прорачун основних параметара транспортера са ниским стругачима

Познати су следећи параметри радне гране грабуљастог транспортера $Q_m=50$ t/h, дужина транспортера $L = 60$ m, висина на коју се премешта терет $H = 10$ m, транспортовани материјал је кукуруз окруњен, сув, специфичне густине $\rho_{ku}= 0,8$ t/m³, максимална крупноћа комада $\alpha_{max} = 20$ mm. Шематски приказ транспортера дат је на слици 4.1.1.



Слика 4.1.1. Шематски приказ транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча за транспорт кукуруза

Усвојен је транспортер са ниским, непрекидно постављеним стругачима. При томе се сматра да није могуће да дође до дробљења и ситњења кукуруза у процесу транспорта.

Капацитет грабуљастог облика пуних плоча транспортера одређује се према изразу 4.1.1.

$$Q_m = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \rho_{ku} = 3600 \cdot B_o \cdot h_o \cdot \psi \cdot v \cdot \rho_{ku} \cdot C_e \quad (4.1.1.)$$

где су:

B_o - ширина олука,

h_o - висина олука,

v – брзина којом се креће стругач,

ψ - коефицијент испуњености олука,

ρ_{ku} – специфична густина транспортованог материјала,

C_e - коефицијент којим се узима у обзир нагиб транспортера, [2].

Коефицијент испуњености је експериментално одређен коефицијент, који представља однос између запремине материјала на секторима између два узастопна стругача, према геометријској запремини. Код транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча износи $\psi = 0,8 \dots 0,85$, у овом случају усваја се $\psi = 0,8$, [2].

Коефицијент који узима у обзир нагиб транспортера усваја се по препоруци из литературе, износи код благо нагнутих транспортера $C_e = 0,8 \dots 0,9$, када је висина слоја транспортованог материјала једнака висини стругача усваја се да коефицијент износи $C_e = 1$. За дат случај усваја се $C_e = 0,85$, [2].

Ширина стругача може се изразити из претходног израза 4.1.1. за израчунавање капацитета транспортера и добијен је израз 4.1.2.

$$B_o = \sqrt{\frac{Q_m \cdot K_o}{3600 \cdot \psi \cdot v \cdot \rho_{ku} \cdot C_e}} \quad (4.1.2.)$$

где су:

K_o – коефицијент односа ширине и висине стругача, [3].

Код грабуљастих транспортера са ниским стругачима коефицијент односа ширине висине олука транспортера креће се у границама $K_o = \frac{B_o}{h_o} = 2,4 \dots 4$. Усваја се $K_o = 2,8$, [2].

Брзине премештања ланца грабуљастог транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча препоручене вредности литературом крећу се у границама $v = 0,1 \dots 0,4 \frac{m}{s}$. За пројектовани транспортни систем усваја се да брзина премештања ланца износи $v = 0,3 \frac{m}{s}$, [2].

Пошто су познати сви параметри за израчунавање ширине стругача ширина износи:

$$B_o = \sqrt{\frac{50 \cdot 2,8}{3600 \cdot 0,3 \cdot 0,8 \cdot 0,85}} = 0,488 \text{ mm}$$

Аналогно из израза 4.1.1. се може изрази висина стругача, израз 4.1.3.

$$h_o = \frac{B_o}{K_o} \quad (4.1.3.)$$

Висина стругача износи:

$$h_o = \frac{0,488}{2,8} = 0,174 \text{ mm}$$

Усваја се стругач стандардних димензија $B_o \times h_o = 500 \times 200 \text{ mm}$, за дат случај усваја се један погонски ланац, [2].

Најчешћи примењивани кораци ланца код транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча износе 160 или 200 mm, корак стругача t_{str} једнак је једном или два корака ланца. За прорачунату конструкцију усвоја се да је корак ланца и корак стругача једнаки и износи $t_{str} = 200 \text{ mm}$.

Усвојени корак ланца потребно је проверити према гранулометријском саставу транспортованог материјала полазећи од највеће димензије комада датог типа материјала. Препорука да се провера изврши коришћењем *израза 4.1.4.* [2]

$$t_{str} \geq 1,5 \cdot \alpha_{max} \quad (4.1.4.)$$

Провером је добијено:

$$t_{str} = 200 \geq 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ m}$$

добијени резултат прорачуном задовољава проверу.

Такође је потребно проверити добијену ширину према гранулометријском саставу транспортованог материјала, препорука да се провера изврши према *изразу 4.1.5.* [2]:

$$B_o \geq X_s \cdot \alpha_{max} \quad (4.1.5.)$$

Литературом препоручене вредности коефицијента X_s су: код транспортера са два ланца, за сортиране материјале који се транспортује $X_s=3\dots4$, за обичан, редом захватан материјал $X_s=2\dots2,5$, за транспорт са једним ланцем одговарајуће вредности су: $X_s=5\dots7$ и $X_s=3\dots3,5$, вредности су знатно веће у односу на транспортер са два ланца пошто се ланца креће по средини жлеба и погоршава услове оптерећења, односно пуњења и пражњења, [2].

Провером је добијена вредност:

$$B_o = 500 \geq 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ mm}$$

и ова провера је задовољена.

4.2 Прорачун вуче

Угао транспортера у односу на хоризонталу раван може се израчунати *изразом 4.2.1.*

$$\beta = \arcsin \frac{H}{L} \quad (4.2.1.)$$

Угао транспортера у односу на хоризонталну раван износи:

$$\beta = \arcsin \frac{10}{60} = 9,594^\circ$$

Јединично оптерећење услед премештања терета се израчунава из *израза 4.2.2.* [2]

$$g_{ter} = \frac{Q_m \cdot g}{3,6 \cdot v} \quad (4.2.2.)$$

Вредност јединичног оптерећења услед премештања терета за дат случај износи:

$$g_{ter} = \frac{50 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,3} = 454,16 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Тежина јединичне дужине ланца и стругача (покретни елементи транспортера) одређује се *изразом 4.2.3.* [2]

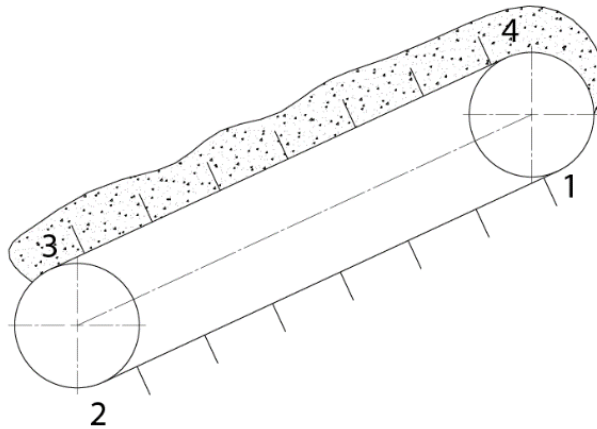
$$g_p = K_1 \cdot g_{ter} \quad (4.2.3.)$$

где је K_I - емпиријски коефицијент, код транспортера са једним ланцем износи $K_I=0,5 \dots 0,6$, а код транспортера са два ланца $K_I=0,6 \dots 0,8$, за дат случај усваја се $K_I=0,55$, [2].

Прорачуном је добијено да тежина јединичне дужине износи:

$$g_p = 0,55 \cdot 454,16 = 249,788 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Методом обиласка око контуре одређује се сила затезања ланаца и отпори премештања вучног уређаја. На *слици 4.2.1.* је дат шематски приказ датог транспортера са назначеним карактеристичним тачкама.



Слика 4.2.1. Шематски приказ транспортера

Бројем 1 означена је, на *слици 4.2.1.*, приказан је тачка са минималном силом затезања вучног уређаја, усваја се из услова правилног узајамног дејства ове силе на погонски ланчаник осе кретања, вредност силе крећу се у опсегу, [2]:

$$F_{min} = F_1 = 1000 \dots 3000 \text{ N}$$

За прорачуном дат случај грабуљастог транспортера усваја се да затезна сила износи:

$$F_1 = 3000 \text{ N}$$

Бројем 2 је означена, на *слици 4.2.1.*, тачка у којој се сила затезања ланца израчунава коришћењем *израза 4.2.4.*, за израчунавање силе на праволинијској не оптерећеној деоници транспортера. [2]

$$F_2 = F_1 + g_p \cdot L \cdot \cos \beta \cdot w_1 \pm g_p L \cdot \sin \beta \quad (4.2.4.)$$

где је w_l - коефицијент отпора премештања ланца, код покретног-окретног са ролнама и клизним лежиштима ланцима вредност коефицијента износи $w_1=0,1...0,13$, код ланца без обртних ролни, при кретању у олуку је $w_1=0,25...0,4$. За дат случај усваја се да је $w_1=0,35$, [2].

Прорачуном добијена је вредност силе за тачку 2 износи:

$$F_2 = 3000 + 249,788 \cdot 60 \cdot \cos 9,594^0 \cdot 0,35 - 249,788 \cdot 60 \cdot \sin 9,594^0 = 5674,319 \text{ N}$$

Сила у тачки означеној бројем 3 на *слици 4.2.1.* израчунава се употребом *израза 4.2.5.*

$$F_3 = F_2 \cdot K_p \quad (4.2.5.)$$

где је K_p - коефицијент повећања силе затезања ланца при обавијању око ланчаника, за угао обухвата уређаја преко добоша ланчаника $\alpha=90^0$ коефицијенат износи $K_p=1,03...1,05$ и за $\alpha=180^0$ износи $K_p=1,05...1,07$. За дат случај усваја се $K_p=1,06$, [2].

Сила у тачки 3, приказано на *слици 4.2.1.*, износи:

$$F_3 = 5674,319 \cdot 1,06 = 6014,778 \text{ N}$$

Сила затезања ланца у тачки 4, приказано на *слици 4.2.1.*, израчунава се коришћењем *израза 4.2.6.* за израчунавање силе у ланцу на праволинијском, оптерећеном делу деонице. [2]

$$F_4 = F_3 + g_p \cdot L \cdot \cos \beta \cdot w_{ter} + g_{ter} \cdot L \cdot \cos \beta \cdot w_{ter} \pm (g_p + g_{ter}) \cdot L \cdot \sin \beta \quad (4.2.6.)$$

где је w_{ter} - коефицијент премештања терета по олуку. У општем случају вредност коефицијента износи $w_{ter}=1,1 \cdot \mu_{k,\check{c}}^{kr}$. Коефицијент кретања терета по челику $\mu_{k,\check{c}}^{kr}$, код транспортера са кутијастим стругачима, са покретним бочним странама износи $w_{ter}=\mu_{k,\check{c}}^{kr}$ и под углом $w_{ter}=0,45...0,66$. У овом случају усваја се да износи $w_{ter}=0,55$, [2].

Вредност силе у ланцу за тачку 4 износи:

$$F_4 = 6014,778 + 249,788 \cdot 60 \cdot \cos 9,594^0 \cdot 0,35 + 454,16 \cdot 60 \cdot \cos 9,594^0 \cdot 1,1 \\ + (249,788 + 454,16) \cdot 60 \cdot \sin 9,594^0 = 47781,71 \text{ N}$$

Отпор премештања ланца изражава се преко *израза 4.2.7.* [2]

$$W = F_4 - F_1 + (K_p - 1) \cdot (F_4 + F_1) \quad (4.2.7.)$$

Отпор премештања ланца износи:

$$W = 47781,71 - 3000 + (1,06 - 1) \cdot (47781,71 + 3000) = 47828,613 \text{ N}$$

4.3 Прорачун електромотора и редуктора

Рачунска снага електромотора може се израчунати из израза 4.3.1.

$$P_{r.m.} = \frac{W \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (4.3.1.)$$

где је η степен искоришћења усваја на основу препорука из литературе, у овом случају усваја се да износи $\eta=0,9$, [3].

Рачунска снага мотора износи:

$$P_{r.m.} = \frac{47828,613 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,9} = 15943 \text{ W}$$

Потребна снага електромотора израчунава се из израза 4.3.2.

$$P_r = P_{r.m.} \cdot k_s \quad (4.3.2.)$$

где је k_s - коефицијент сигурности, за дат случај усваја се да износи $k_s=1,1$, [3].

$$P_r = 15,363 \cdot 1,1 = 17.537 \text{ kW}$$

Према каталогу произвођача „АТВ Sever-Суботица” усваја се електромотор типа „ZPD 225 М-8”, S-3, ED-60%”, чије су карактеристике: $P_{EM}=18,5 \text{ kW}$, $n_{EM}=728 \text{ min}^{-1}$, $\frac{M_{p.min}}{M_n}=1,2$, $\frac{M_{p.max}}{M_n}=1,8$, [6].

За правилан избор редуктора потребно претходно усвојити ланчаник на основу карактеристика демонтажног ланца, усваја се ланчаник пречника подеоног круга $D_1 = 522,625 \text{ mm}$, са бројем зубаца $z_1=8$ и $t_1=200 \text{ mm}$ кораком. Број обртаја ланчаника израчунава се помоћу израза 4.3.3.

$$n_1 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_1} \quad (4.3.3.)$$

Број обртаја на погонском ланчанику износи:

$$n_1 = \frac{60 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,522625} = 10,963 \text{ min}^{-1}$$

Пошто су познати бројеви обртаја електромотора и ланчаника може се изразити потребан преносни однос редуктора, помоћу израза 4.3.4.

$$i_{r.red} = \frac{n_{EM}}{n_1} \quad (4.3.4.)$$

Вредност потребног преносног односа износи:

$$i_{r.red} = \frac{728}{10,963} = 66,4 \text{ min}^{-1}$$

Потребна снага редуктора израчунава се помоћу израза 4.3.5.

$$P_{r.red} = P_r \cdot k_{r.red} \quad (4.3.5.)$$

где је $k_{r.red}$ - коефицијенат услова, за задат случај узима се у обзир да ради без прекида 24 часа даноноћно, при оптерећењу без већих удара са умереним потресима, коефицијент износи $k_{red}=1,5$, [3].

Потребна снага редуктора на износи:

$$P_{r.red} = 17,537 \cdot 1,5 = 26,305 \text{ kW}$$

Из каталога произвођача редуктора „14 Октобар-Крушевац” усваја се тростепени редуктор „КНА-3” величине 315, са преносним однос $i_{r.red}=63$, снаге на брзоходном вратилу $P_N=27 \text{ kW}$, [7].

Стваран број обртаја ланчаника израчунава се помоћу израза 4.3.6.

$$n_{st} = \frac{n_{EM}}{i_{s.red}} \quad (4.3.6.)$$

Вредност стварног преносног односа износи:

$$n_{st} = \frac{728}{63} = 11,5 \text{ min}^{-1}$$

Стварана брзина погонског ланчаника може се израчунати из израза 4.3.7.

$$v_{stv} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{1.st}}{60} \quad (4.3.7.)$$

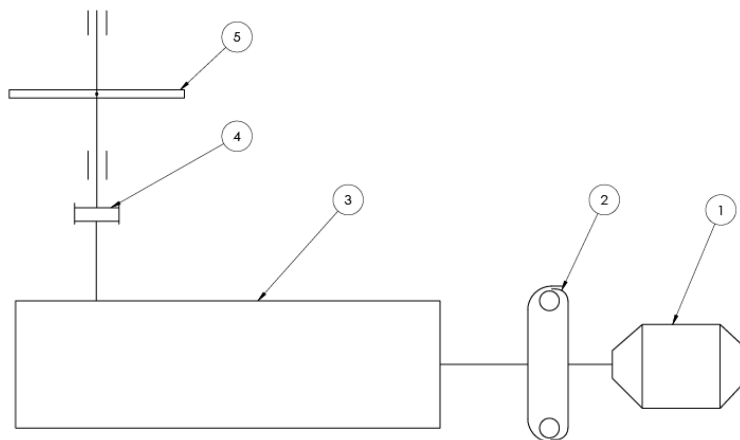
Стварна брзина погонског ланчаника износи:

$$v_{stv} = \frac{\pi \cdot 0,522625 \cdot 11,5}{60} = 0,314 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Брзина незнатно разликује од стварне па није потребно поново извршити прерачунавати параметре транспортера.

4.4 Избор елемената везе између погонских елемената

На *слици 4.4.1* шематски је приказан распоред свих погонских елемената склопа датог транспортера. Бројем 1 означена је погонска машина, у овом случају то је претходно усвојен електромотор. Са погонске машине снага се даље преноси на хидродинамичку спојницу која је означена бројем 2, а затим на тростепени редуктор (број 3) ознаке произвођача „КНА-3” величине 315, означен бројем 3. Снага се са редуктора даље преноси на спојницу која је на *слици 4.4.1*. означена под бројем 4. Спојница 4 је на другом крају повезана са вратилом на коме се налази ланчаник 5.



Слика 4.4.1. Шематски приказ распореда погонских елемената транспортера

За правила и безбедан рад датог транспортера од суштинске важности је правилан избор елемената споја. У овом случају потребно усвојити спојнице на местима преноса обртног момента између погонске машине и редуктора и редуктора и ланчаника, претпоставља се да је онемогућено кретање оптерећеног транспортера у супротном смеру тако да се искључује избор спојница са кочницом.

Спојница између погонске машине и редуктора усваја се према препорукама из литературе, усвојена је хидродинамичка спојница из каталога произвођача „14 Oktobar-Крушевац” ознаке „14HS-Eg”. Називног пречник спојнице $D_1=490$ mm, момент инерције $J_{sp}=2,87$ Nms², маса спојнице износи $G_{spoj}=118$ kg, [8].

На месту споја излазног вратила редуктора и вратила ланчаника усваја се еластична спојница из каталога произвођача „14 Oktobar-Крушевац”, ознаке „EKS-6”, масе 190 kg, [7].

4.5 Прорачун и избор ланца

Рачунска вучна сила у ланцу израчунава се коришћењем израза 4.5.1., [3].

$$F_l^1 = 1,15 \cdot F_4 + F_{din}^l \quad (4.5.1.)$$

где је F_{din}^l -динамичка сила у ланцима транспортера, при раду транспортера са устаљеним режимом рада одређује се из услова да је сила претходног затезања ланца већа од вредности критичне силе, [3].

Динамичка сила која оптерећује ланац одређује се из израза 4.5.2. [3]

$$F_{din}^l = \frac{6 \cdot \pi^2 \cdot (g_{ter} + C_p \cdot g_p) \cdot L \cdot v_{stv}^2}{g \cdot z_1^2 \cdot t_1^2} \quad (4.5.2.)$$

C_p - коефицијент којим се узима у обзир смњење сведене масе покретних делова транспортера износи за дужине:

$$\begin{aligned} C_p &= 2 \text{ за } L < 25 \text{ m,} \\ C_p &= 1,5 \text{ за } L = 25 \dots 60 \text{ m,} \\ C_p &= 1 \text{ за } L > 60 \text{ m,} \end{aligned}$$

у овом случају усваја се да коефицијент износи $C_p=1,5$, [3].

Вредност динамичке силе у погонском ланцу износи:

$$F_{din}^l = \frac{6 \cdot \pi^2 \cdot (454,16 + 1,5 \cdot 249,788) \cdot 60 \cdot 0,314^2}{9,81 \cdot 8^2 \cdot 0,2} = 2312,354 \text{ N}$$

Рачунска сила у вучном ланцу износи:

$$F_l^1 = 1,15 \cdot 47781,71 + 2312,354 = 57261,32 \text{ N}$$

Прекидна сила ланца се одређује из израза 4.5.3. [3]

$$F_{kid.l} = F_l^1 \cdot K_{s.l} \quad (4.5.3.)$$

$K_{s.l}$ - степен сигурности ланца, при томе је: $K_{s.l}=6\dots7$, код хоризонталних транспортера (неодговорних конструкција), а $K_{s.l}=8\dots10$ код транспортера одговорних конструкција, са нагибом дуж деонице трасе усваја се $K_{s.l}=8$, [3].

Прекидна сила у погонском ланцу износи:

$$F_{kid.l} = 57261,32 \cdot 8 = 458090,56 \text{ N}$$

Усваја се демонтажни вучни ланац ознаке TF 630 произвођача „Jungbluth”, корак $t = 200 \text{ mm}$, специјално дизајниран за овакав вид транспорта, чија је прекидна сила износи $F_{kid.l}=630000 \text{ N}$, [3].

Максимална сила у ланцу при пуштању у рад израчунава се *изразом 4.5.4.*, [3].

$$F_{p.max}^1 = 1,15 \cdot F_4 + F_{din}^l + F_{din.p} \quad (4.5.4.)$$

где је $F_{din.p}$ - динамичка сила при пуштању у погон, одређује се из *израза 4.5.5.* [3]

$$F_{din.p} = m_{p.ter} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{\varepsilon_{EM} \cdot \eta}{i_{s.red}} \quad (4.5.5.)$$

где су:

$m_{p.tr}$ - маса делова транспортера и делова који се крећу транслаторно,
 ε_{EM} - угаоно убрзање вратила електро мотора, [3].

Маса елемената транспортера и терета који се крећу транслаторно израчунава се помоћу *израза 4.5.6.* [3]

$$m_{p.ter} = K_e \cdot [(2 \cdot g_p + g_{ter}) \cdot L + K_V \cdot G_{rot}] \cdot \frac{1}{g} \quad (4.5.6.)$$

где су:

G_{rot} - тежина обртних елемената транспортера (без погона),
 K_V - коефицијент којим се узима у обзир смањење средње брзине обртних маса у односу на задату брзину v ,

K_e - коефицијент којим се узима у обзир еластично издужење ланца, [3].

Тежина ротирајућих елемената усваја се да износи $G_{rot} \cong 2000$ N.

Коефицијент који узима у обзир смањење средње обртне брзине маса креће се у границама $K_V=0,5 \dots 0,7$, за дат случај усваја се да износи $K_V=0,6$, [3]

Коефицијент којим се узима у обзир еластично издужење ланца креће се у опсезима $K_e=0,85 \dots 0,95$, усваја се да износи $K_e=0,9$, [3].

Маса елемената транспортера и терета који се крећу транслаторно износи:

$$m_{p.ter} = 0,9 \cdot [(2 \cdot 249,788 + 454,16) \cdot 60 + 0,6 \cdot 2000] \cdot \frac{1}{9,81} = 5360,015 \text{ N}$$

Угаоно убрзање вратила електромотора рачуна се према *изразу 4.5.7.*

$$\varepsilon_{EM} = \frac{M_{sr.p} - M_{st.p}}{J_{sr}} \quad (4.5.7.)$$

где су:

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

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

J_{sr} – средња вредност момента инерције. [3]

Средња вредност обртног момента при пуштању у рад израчунава се из *израза 4.5.8.*, [3].

$$M_{sr.p} = \psi_{sr} \cdot M_n \quad (4.5.8.)$$

где су:

ψ_{sr} – фактор средње вредности преоптерећења,

M_n – обртни момент електромотора. [3]

Фактор средње вредности преоптерећења израчунава се помоћу израза 4.5.9. [3]

$$\psi_{sr} = \frac{\psi_{min} + \psi_{max}}{2} \quad (4.5.9.)$$

Вредност фактора средње вредности преоптерећења износи:

$$\psi_{sr} = \frac{1,8 + 1,2}{2} = 1,5$$

Средња вредност момента при пуштању у рад износи:

$$M_{sr.p} = 1,5 \cdot M_n = 1,5 \cdot 9550 \cdot \frac{P_{EM}}{n_{EM}} = 1,5 \cdot 9550 \cdot \frac{18,5}{728} = 364,028 \text{ Nm}$$

Потребни обртни момент на погонском елементу, ланчанику израчунава се према изразу 4.5.10., [3].

$$M_{st.p} = \frac{W \cdot D_1}{2 \cdot i_{s.red} \cdot \eta} \quad (4.5.10.)$$

Потребни обртни момент износи:

$$M_{st.p} = \frac{46089,872 \cdot 0,522625}{2 \cdot 63 \cdot 0,9} = 212,414 \text{ Nm}$$

Моменти инерције покретних маса транспортера, сведен на вратило електромотора израчунава се из израза 4.5.11., [3].

$$J_{sr} = \delta_{rot} \cdot J_{r.m} + \frac{m_{p.ter} \cdot r_1^2}{i_{s.red}} \quad (4.5.11.)$$

где су:

δ_{rot} – фактор повећања масе ротирајући елемената,

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

r_1 – полупречник ланчаника, [3].

Моменти инерције радних елемената изражавају се из израза 4.5.12., [3].

$$J_{r.m} = J_r + J_{sp} \quad (4.5.12.)$$

где су:

J_r – момент инерције радне машине,

J_{sp} – момент инерције спојнице, [3].

Моменти инерције радних елемената износи:

$$J_{r.m} = 0,82 + 2,87 = 3,69 \text{ Nms}^2$$

Моменти инерције покретних маса транспортера, сведен на вратило електромотора износи:

$$J_{sr} = 1,15 \cdot 3,69 + \frac{5360,015 \cdot \left(\frac{0,522625}{2}\right)^2}{63} = 10,053 \text{ Nms}^2$$

Угаоно убрзање вратила електромотора рачуна износи:

$$\varepsilon_{EM} = \frac{364,028 - 212,414}{10,053} = 15,081 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Динамичка сила при пуштању у погон износи:

$$F_{din.p} = 5360,015 \cdot \frac{0,522625}{2} \cdot \frac{15,081 \cdot 0,9}{63} = 301,757 \text{ N}$$

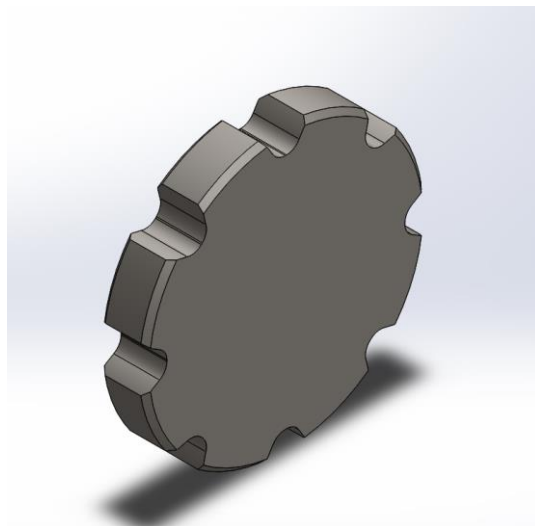
Максимална сила у ланцу при пуштању у рад износи

$$F_{p.max}^1 = 1,15 \cdot 47781,71 + 2312,354 + 301,757 = 57527,701 \text{ N}$$

Максимална сила у ланцу при пуштању у рад не прелази максималну прекидну силу ланца, дату у каталогу произвођача, те са тог аспекта овај ланац је прошао проверу.

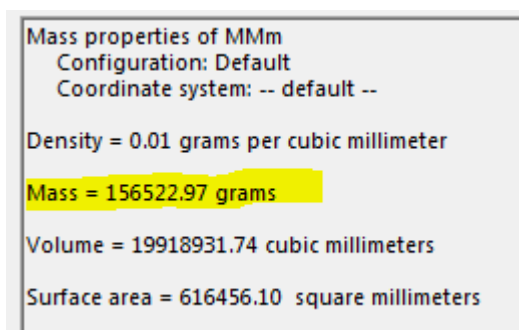
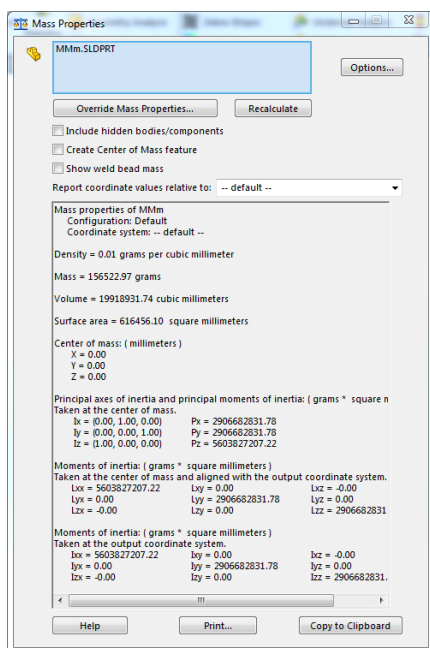
4.6 Одређивање масе ланчаника

Ради одређивања што приближније масе погонског ланчаника извршена је визуелизација модела у програмском пакет „Solid Works 2014”, што је приказано на слици 4.6.1.



Слика 4.6.1. Визуелни „3D” модел ланчаника

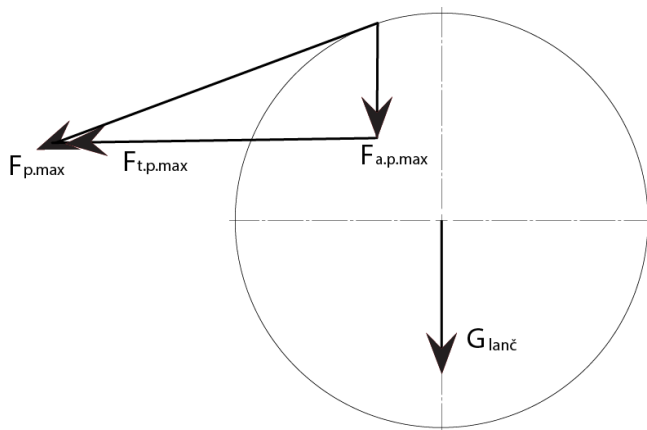
Добијена тежина ланчаника је 15652,97 грама, приказано на слици 4.6.2., за даљи прорачун ову масу заокружује се да износи 160 kg.



Слика 4.6.2. Прикз добијени резултата масе ланчаника

4.7 Одређивање вредности сила које делују на вратило

На слици 4.7.1. приказан је шематски приказ деловања сила, у току рада транспортера, на месту погонског ланчаника.



Слика 4.7.1. Распоред дејства сила на погонско вратило на месту ланчаника

За прорачун узима се највећа вредност прорачунатих затезних сила која делује на ланчаник при раду транспортера, у овом случају то је рачунска сила при пуштању у рад транспортера, дејство ове силе заклапа исти угао под којим се транспортује материјал. Сила затезања ланца при пуштању у рад се рашчлањује на вертикалну и хоризонталну компоненту.

Дејство рачунске силе затезања у ланцу при пуштању у рад транспортера у хоризонталној равни одређује се изразом 4.7.1.

$$F_{h.p.max} = F_{p.max} \cdot \sin \beta \quad (4.7.1.)$$

Дејство затезне силе у ланцу при пуштању у рад транспортера у хоризонталној равни износи:

$$F_{h.p.max} = 57527,701 \cdot \sin 9,594^\circ = 9587,883 \text{ N}$$

Рачунска затезна сила у ланцу при пуштању у рад транспортера у вертикалној равни израчунава се коришћењем израза 4.7.2.

$$F_{v.p.max} = F_{p.max} \cdot \cos \beta \quad (4.7.2.)$$

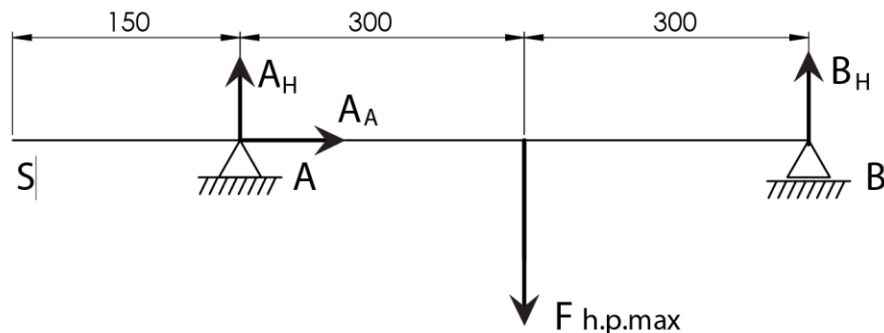
Рачунска затезна сила у ланцу при пуштању у рад транспортера у вертикалној равни износи:

$$F_{v.p.max} = 57527,701 \cdot \cos 9,594^\circ = 56723,089 \text{ N}$$

Сила која дејствује од тежине ротирајућих елемената, у овом случају је ланчаника износи $G_{lanč}=16000 \text{ N}$ и тежине спојнице $G_{spoj}=190 \text{ N}$.

4.8 Одређивање отпора ослонаца у хоризонталној равни

На слици 4.8.1. је дат шематски приказ деловања сила и отпора ослонаца на хоризонталној равни погонског вратила.



Слика 4.8.1. Шематски приказ деловање силе на погонском вратилу у хоризонталној равни

Одређивање силе отпора ослонаца у тачки A_H изражава се из израза 4.8.1. за момент у тачки В, сређивањем добија се израз 4.8.2.

$$\sum M_B^L = 0; -A_H \cdot 600 + F_{h.p.max} \cdot 300 = 0 \quad (4.8.1.)$$

$$A_H = \frac{F_{h.p.max} \cdot 300}{600} \quad (4.8.2.)$$

Вредност силе отпора ослонаца у тачки А износи:

$$A_H = \frac{9587,883 \cdot 300}{600} = 4793,941 \text{ N}$$

Вредност отпора ослонаца за тачку В се изражава из услова да услова да је збир свих трансверзалних сила једнак нули, израз 4.8.3., Сређивањем израза 4.8.3. добија се израз 4.8.4. за израчунавање вредности отпора ослонаца у тачки В.

$$\sum F_t = 0; A_H - F_{h.p.max} + B_H = 0 \quad (4.8.3.)$$

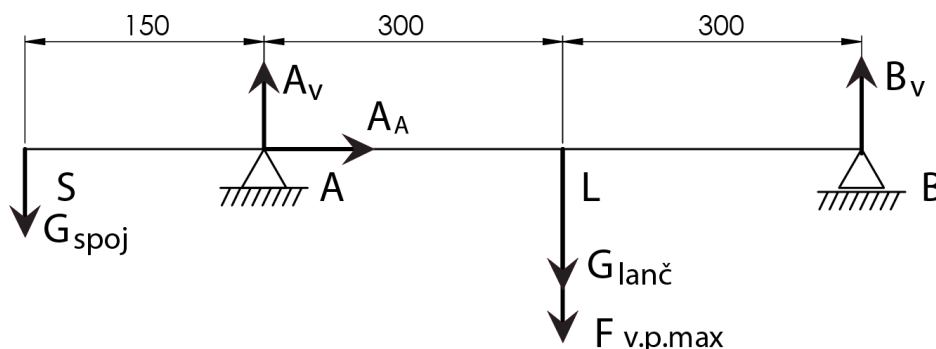
$$B_H = F_{h.p.max} - A_H \quad (4.8.4.)$$

Вредност силе отпора ослонаца у тачки А износи:

$$B_H = 9587,883 - 4793,941 = 4793,942 \text{ N}$$

4.9 Одређивање отпора ослонаца у вертикалној равни

На слици 4.9.1. је дат шематски приказ деловања сила и отпори ослонаца на погонском вратилу у вертикалној равни.



Слика 4.9.1. Шематски приказ деловање сила на погонском вратилу у вертикалној равни

Одређивање силе која дејствује на месту отпор ослонца у тачки А одређује се из израза 4.9.1. за израчунавање момента тачке тачке В, из њега се изражава израз 4.9.2 за израчунавање вредности отпора ослонца.

$$\sum M_B^L = 0; G_{spoj} \cdot 750 - A_v \cdot 600 + G_{lanč} \cdot 300 + F_{v.p.max} \cdot 300 = 0 \quad (4.9.1.)$$

$$A_v = \frac{G_{spoj} \cdot 750 + F_{v.p.max} \cdot 300 + G_{lanč} \cdot 300}{600} \quad (4.9.2.)$$

Вредност силе отпора ослонца у тачки А износи:

$$A_v = \frac{1900 \cdot 750 + 56723,089 \cdot 300 + 1600 \cdot 300}{600} = 31536,544 \text{ N}$$

Вредност отпора ослонца за тачку В се изражава из услова да услова да је збир свих трансверзалних сила једнак нули, израз 4.9.3., сређвањем израза 4.9.3. добија се израз 4.9.4. за израчунавање вредности отпора ослонца у тачки В.

$$\sum F_t = 0; -G_{spoj} + A_v - G_{lanč} - F_{v.p.max} + B_v = 0 \quad (4.9.3.)$$

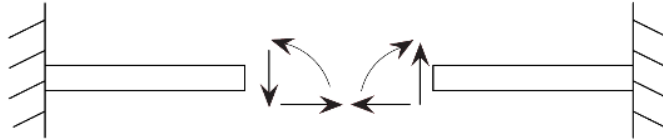
$$B_v = G_{spoj} - A_v + G_{lanč} + F_{v.p.max} \quad (4.9.4.)$$

Вредност силе отпора ослонца за тачку В износи:

$$B_v = 1900 - 31536,544 + 1600 + 56723,089 = 29586,545 \text{ N}$$

4.10 Одређивање момената савијања у хоризонталној равни и дијаграмски приказ

Позитивни смерови деловања сила на погонског вратилу дати су на *слици 4.10.1*.



Слика 4.10.1. Позитивни смерови деловања сила

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

$$M_S = M_{AH} = 0 \text{ Nm}$$

Момент савијања на месту означеном L се израчунава, на основу претходно усвојеним позитивним смером деловања сила, према *изразу 4.10.1*.

$$M_L = 0,3 \cdot A_H = 0,3 \cdot A_H \quad (4.10.1.)$$

Вредност момента савијања на месту означеном L износи:

$$M_L = 0,3 \cdot 4793,941 = 1438,183 \text{ Nm}$$

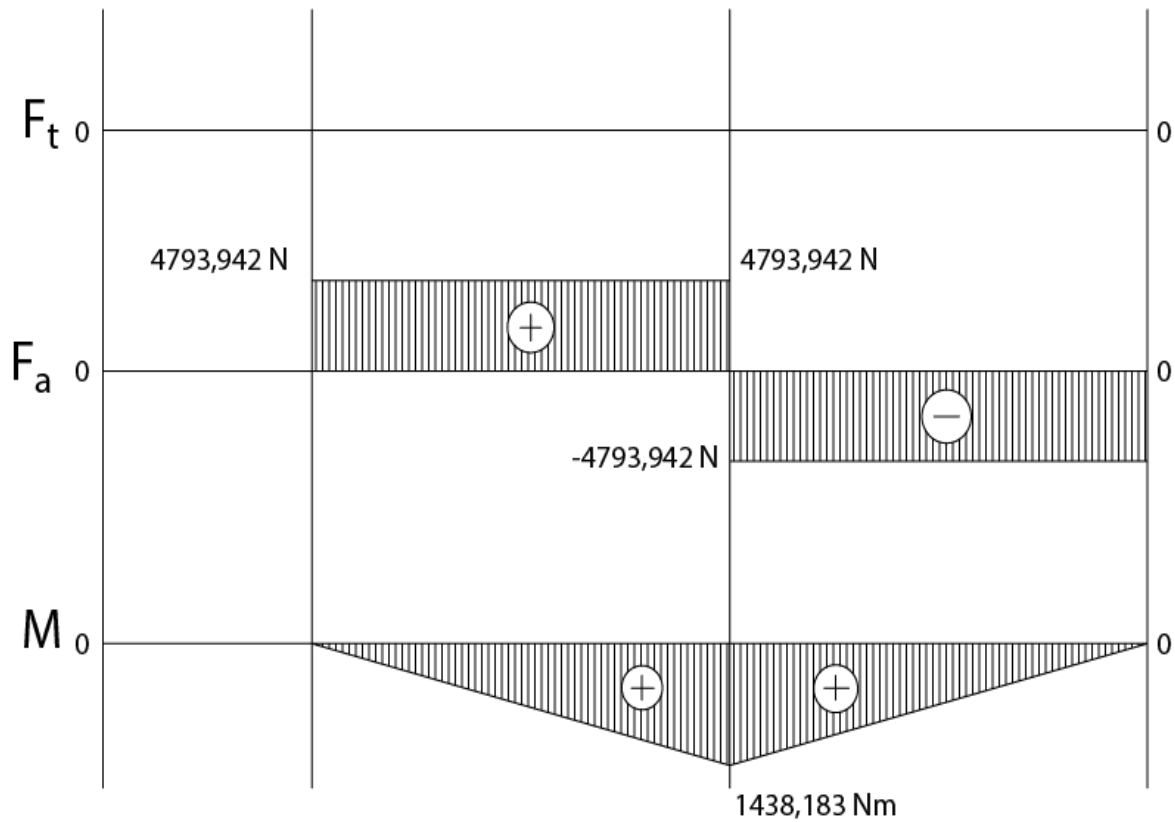
На погонском вратилу на месту ослоња означеним словом В момент савијања у хоризонталној равни израчунава се из *израза 4.10.2*.

$$M_{BH} = 0,6 \cdot A_H - 0,3 \cdot F_{h.p.max} \quad (4.10.2.)$$

Вредност момента савијања на месту означеном В износи:

$$M_{BH} = 0,6 \cdot 4793,941 - 0,3 \cdot 9587,883 = 0 \text{ Nm}$$

На основу добијених вредности аксијалних, трансверзалних сила и момената савијања, у карактеристичним тачкама погонског вратила, креиран је дијаграмски приказ расподеле сила у хоризонталној равни, *слика 4.10.2.*



Слика 4.10.2. Дијаграмски приказ вредности аксијални, трансверзалних сила и момената савијања на погонском вратилу на хоризонталној равни

4.11 Одређивање момената савијања у вертикалној равни и дијаграмски приказ

Момент савијања на погонском вратилу у вертикалној равни рачуна се према претходно усвојеним позитивним смеровима са *слике 4.10.1*. На месту означеном S износи:

$$M_S = 0 \text{ Nm}$$

Момент савијања у тачки означеној словом A на погонском вратилу у вертикалној равни израчунава се према *изразу 4.11.1*.

$$M_{AV} = 0,15 \cdot (-G_{spoj}) \quad (4.11.1.)$$

Вредност момента савијања за тачку A износи:

$$M_{AV} = 0,15 \cdot (-1900) = -285 \text{ Nm}$$

На месту означеном словом L на погонском вратилу у вертикалној равни момент савијања се рачуна према *изразу 4.11.2*.

$$M_L = 0,45 \cdot (-G_{spoj}) + 0,3 \cdot A_V \quad (4.11.2.)$$

Вредност момента савијања за тачку L износи:

$$M_L = 0,45 \cdot (-1900) + 0,3 \cdot 31536,544 = 8605,963 \text{ Nm}$$

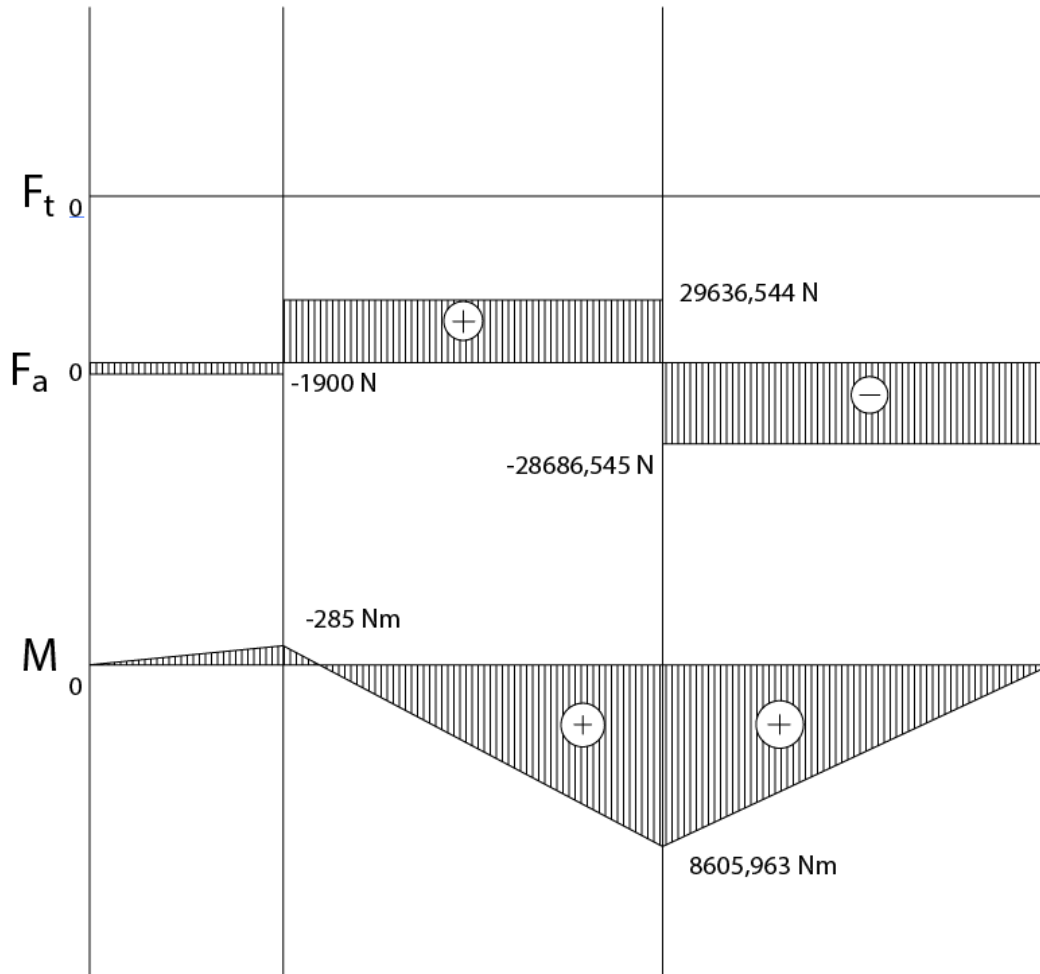
Момент савијања за тачку B у вертикалној равни погонско вратила израчунава се помоћу *израза 4.11.3*.

$$M_{BV} = 0,75 \cdot (-G_{spoj}) + 0,6 \cdot A_V + 0,3 \cdot (-G_{lanč}) + 0,3 \cdot (-F_{v.p.max}) \quad (4.11.3.)$$

Вредност момента савијања за тачку B износи:

$$M_{BV} = 0,75 \cdot (-1900) + 0,6 \cdot 31536,544 + 0,3 \cdot (-1600) + 0,3 \cdot (-56723,089) = 0 \text{ Nm}$$

Као и у хоризонталној равни на основу добијених вредности трансверзалних, аксијалних сила и момената савијања формира се дијаграмски приказ дејства на погонском вратилу у вертикалној равни, приказано на *слици 4.11.1*.



Слика 4.11.1. Дијаграмски приказ вредности аксијалних, трансверзалних сила и момента савијања на погонском вратилу у вертикалној равни.

4.12 Резултујући момент савијања и момент увијања погонско вратила транспортера

Резултујући момент за тачку S на погонском вратилу једнак је:

$$M_S = 0 \text{ Nm}$$

За тачку A означеном на погонском вратилу резултујући момент једнак је:

$$M_A = M_{AV} = 285 \text{ Nm}$$

На месту означеном L на погонском вратилу резултујући момент израчунава се према изразу 4.12.1.

$$M_L = \sqrt{M_{LH}^2 + M_{LV}^2} \quad (4.12.1.)$$

Резултујући момент за тачку L износи:

$$M_L = \sqrt{1438.183^2 + 8605.963^2} = 8725,306 \text{ Nm}$$

Резултујући момент за тачку S на погонском вратилу једнак је:

$$M_B = 0 \text{ Nm}$$

Момент увијања на вратилу електромотора датог транспортера израчунава се помоћу израза 4.12.2.

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} \quad (4.12.2.)$$

где су:

P_{EM} – снага електромотора,

ω_{EM} – угаона брзина, [10].

Угаона брзина на вратила погонске машине израчунава се помоћу израза 4.12.3., [10].

$$\omega_{EM} = \frac{n_{EM} \cdot \pi}{30} \quad (4.12.3.)$$

Вредност угаоне брзине на електромотору износи:

$$\omega_{EM} = \frac{728 \cdot \pi}{30} = 76,236 \text{ s}^{-1}$$

Момент увијања на вратилу електромотора износи:

$$T_{EM} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{76,236} = 242.667 \text{ Nm}$$

Услед губитака енергије на елементима трансмисије транспортера долази и до губитака на интезитету деловања момента увијања на погонско вратило, па се момент израчунава из израза 4.12.3.

$$T_L = T_{EM} \cdot \eta_{s1} \cdot \eta_{s2} \cdot \eta_r \quad (4.12.3.)$$

где су:

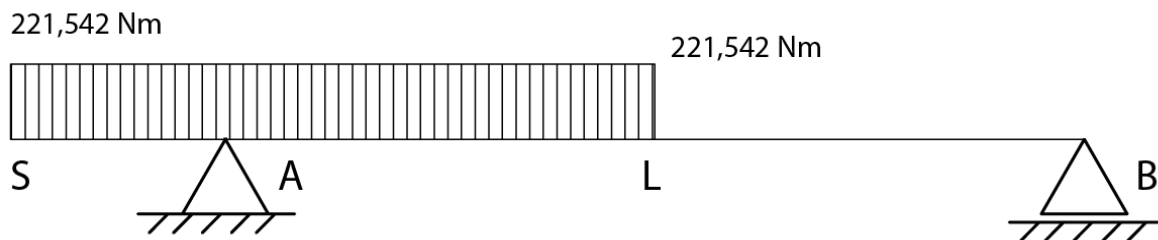
η_{s1}, η_{s2} – степен искоришћења спојница,

η_r – степен искоришћења редуктора.

Вредност момента увијања на погонском вратилу износи:

$$T_L = 242.667 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 221,542 \text{ Nm}$$

На слици 4.12.1 је дат дијаграмски приказ дејства момента увијања на погонском вратилу, са кога се може видети његов утицаја на вратило.



Слика 4.12.1. Шематски приказ деловања момента увијања на погонском вратилу

4.13 Прорачун пречника вратила

За израду погонског вратила усваја се конструкциони челик Č0545 карактеристике материјала од кога се израђује вратило су литературом дате и износе:

увојна динамичка издржљивост $\tau_{D(0)}=170\div 240$ МПа, усваја се да износи је $\tau_{D(0)} = 205$ МПа,

савојан динамичка издржљивост $\sigma_{D(-1)}=220\div 270$ МПа, усваја се да износи $\sigma_{D(-1)}=245$ МПа,

затезна чврстоћа $R_m = 500 \div 600$ МПа, усваја се да износи $R_m = 550$ МПа, [10].

Дозвољени напон на савијање за вратило и покретне осовине одређује се према изразу 4.13.1.

$$\sigma_{\text{doz}} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} \quad (4.13.1.)$$

где су:

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

S – степен сигурности,

$\sigma_{D(-1)}$ – динамичка издржљивост, [10].

Препоручена литературом вредност степена сигурности износи $S=1,5\ldots 2,5$, за дати пример прорачуна вратила усваја се да степен сигурности износи $S=1,8$, [10].

Вредност фактора K у већини зависи од облика и врсте примене вратила. Тако на местима ослонаца А, В и L усвајају се вредност фактора намењена за обртним деловима са чврстим налегањем, која износи $K=2,4\ldots 3$, усваја се да износи $K=2,7$. На месту где се налази спојница S усваја се вредност фактора K за вратила са жљебом по обиму, износи $K=2\ldots 2,4$, усваја се да износи $K=2,2$, [10].

Добијене прорачуном вредности дозвољеног напона дате су у *табели 4.13.1.*

Табела 4.13.1. Вредности дозвољених напона на погонском вратилу.

Место	σ_{doz} МПа
S	61.869
A	50,411
L	50,411
B	50,411

Вредност еквивалентни момент се рачуна према *изразу 4.13.2.*

$$M_i = \sqrt{M^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)} \cdot T_t K_A}{\tau_{D(0)} \cdot 2} \right)^2} \quad (4.13.2.)$$

где су:

M – резултујући момент,

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

T_t - момент увијања,

$\tau_{D(0)}$ – увојна динамичка издржљивост материјала,

K_A – коефицијент услова рада. , [10].

Као што је претходном делу прорачуну поменуто фактор износи $K_A=1,5$.

Добијене вредности еквивалентног момента прорачуном дате су у *табели 4.13.2.*

Табела 4.13.2. *Вредности еквивалентног момента на погонском вратилу.*

Место	M , Nm	T_t , Nm	M_i , Nm
S	0	221,542	198,577
A	285	221,542	348,358
L	8725,306	221,542	8727,565
B	0	0	0

Идеални пречник погонског вратила се рачуна помоћу *израза 4.13.3.*, [10].

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32M_i}{\pi \sigma_{\text{doz}}}} \quad (4.13.3.)$$

Добијене прорачуном вредности идеални пречници погонског вратила дате су у *табели 4.13.3.*

Табела 4.13.3. *Вредности идеалних пречника погонског вратила.*

Место	d_i , mm
S	31,97
A	41,289
L	120,815
B	0

Усвојене стандардне вредности пречника погонског вратила и клинова, на местима где је то захтевано, дате су у *табели 4.13.4.*

Табела 4.13.4. Усвојене вредности стандардних пречника погонског вратила.

Место	d_i , mm	t , mm	$d_{vr} = d_i + t$; mm	d_{st} , mm
S	31,97	4,7	36.67	38
A	41,289	0	41,289	42
L	112,833	0	120,815	125
B	0	0	0	0

Након усвајања стандардног пречника потребно је извршити провера попречног пресека вратила.

За проверу пречника вратила узимају се стандардне димензије вратила претходно усвојене, ако постоји на елементу клин умањена за величину клина израз 4.13.4, добијене вредности су дате у *табели 4.13.5.*, [10].

$$d_{vr} = d_{st} - t \quad (4.13.4.)$$

Вредност аксијалног момента инерције за вратило добија се преко *израза 4.13.5.*, добијене прорачуном вредности дате су у *табели 4.13.5.*, [10].

$$W = \frac{\pi d_{vr}^3}{32} \quad (4.13.5.)$$

Вредност идеалног напона се добија прорачуном помоћу *израза 4.13.6.*, добијене прорачуном вредности за погонско вратило су дате у *табели 4.13.5.*, [10].

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} \quad (4.13.6.)$$

Максимална вредност идеалног напона добија се коришћењем *израза 4.13.7.*, добијене вредности прорачуном дате су у *табели 4.13.5.*, [10].

$$\sigma_{imax} = \sigma_i \cdot K \quad (4.13.7.)$$

Степен сигурности усвојених пречника погонског вратила добија се из *израза 4.13.8.*, добијене вредности прорачуном дате су у *табели 4.13.5.*, [10].

$$S = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{imax}} \quad (4.13.8.)$$

Табела 4.13.5. Вредности добијене провером усвојених пречника погонског вратила.

Место	$d_{vr}, \text{ mm}$	$W, \text{ mm}^3$	$\sigma_i, \text{ MPa}$	σ_{imax}	S
S	33,3	3625,205	54,777	120,509	2,03
A	42	7273,572	47,894	129,314	1,9
L	120	169646,003	51,446	113,181	2,2
B	0	0	0	0	0

4.14 Прорачун лежаја

Динамичка моћ ношења може се израчунати помоћу израза 4.14.1., [10].

$$C \geq \frac{F}{k_t} \alpha \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \quad (4.14.1.)$$

где су:

L_h - номинални радни век,

F – еквивалентно оптерећење,

α – експонент облика,

k_t - фактор температуре, [10].

Еквивалентни оптерећење на месту ослонца А погонског вратила рачуна из израза 4.14.2.

$$F_{rA} = \sqrt{A_H^2 + A_V^2} \quad (4.14.2.)$$

Еквивалентни оптерећење на месту ослонца А погонског вратила износи:

$$F_{rA} = \sqrt{4793,941^2 + 31536,544^2} = 31898,831 \text{ N}$$

Еквивалентно оптерећење на месту ослонца В погонског вратила рачуна из израза 4.14.3., [10].

$$F_{rB} = \sqrt{B_H^2 + B_V^2} \quad (4.14.3.)$$

Еквивалентно оптерећење на месту ослонца В погонског вратила износи:

$$F_{rB} = \sqrt{4793,942^2 + 29586,545^2} = 29972,413 \text{ N}$$

Аксијална силе немају велики утицај на елементе погона тако да није потребно извршити прорачун еквивалентног оптерећења.

Фактор температуре k_t који узима у обзир носивост лежаја, вискозност мазива и зазор на површној температури. Усваја се за дат случај, за температуру до 100 °C износи $k_t=1$, [10].

Експонент α зависи од облика котрљајних тела. На основу „ISO” стандарда, препорука је $\alpha=3$ за лежајеве са куглицама и $\alpha=\frac{10}{3}$, за лежајеви са ваљцима $\alpha = 3$. За дат случај прорачуном усваја се да је лежај са ваљцима, [10].

Захтевани радни век лежаја усваја се да износи $L_h=9000$ h.

Динамичка моћ ношења у ослонцу А на погонском вратилу износи:

$$C \geq \frac{31898,831}{1} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 724 \cdot 9000}{10^6}} = 233248,509 \text{ N}$$

Динамичка моћ ношења у ослонцу В износи:

$$C \geq \frac{29972,413}{1} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 724 \cdot 9000}{10^6}} = 219162,283 \text{ N}$$

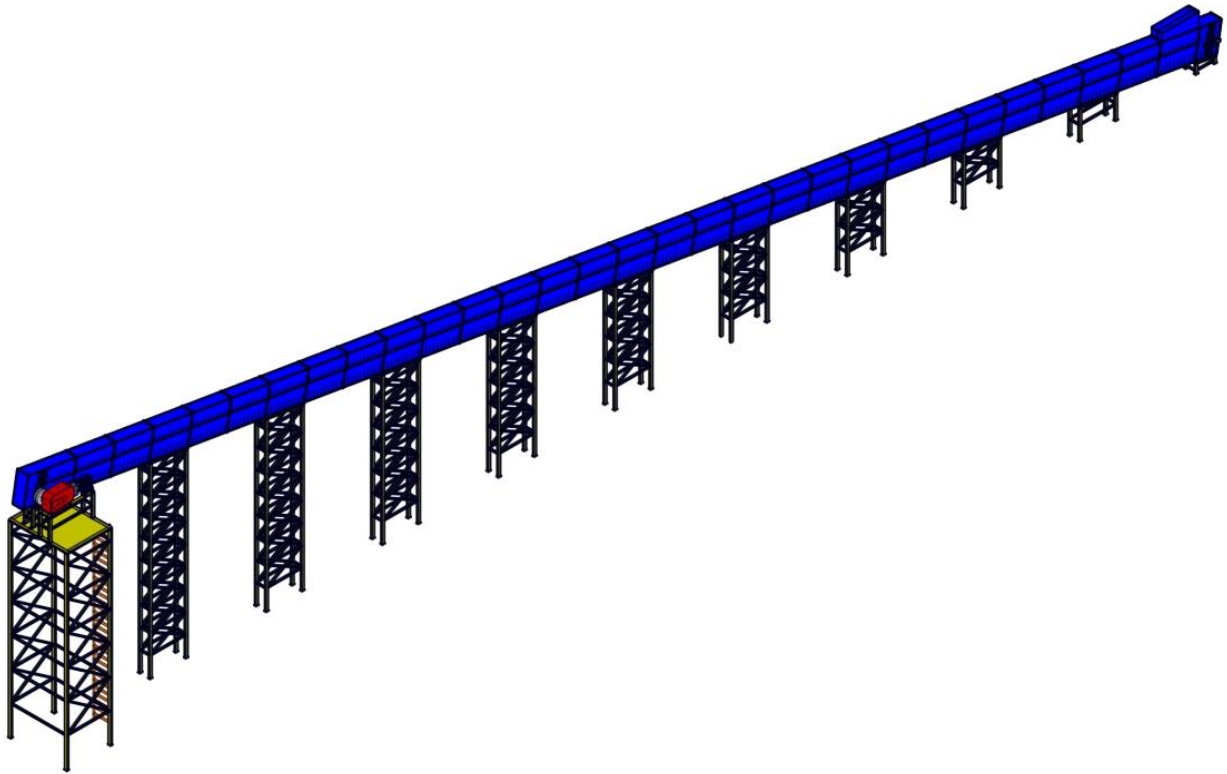
Усваја се стандардом дат тип лежаја прстенасто конично-ваљкасти лежај, серије 303 ознаке **32218**.

Због димензије лежаја на местима ослонаца А и В усваја се пречник погонског вратила да износи 90 mm.

Осовина на гоњеном ланчанику усваја се истих димензија као и вратило погонског. Осовина трпи мање оптерећење те није потребно вршити додатне прорачуне.

5. 3Д визуелизација транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча

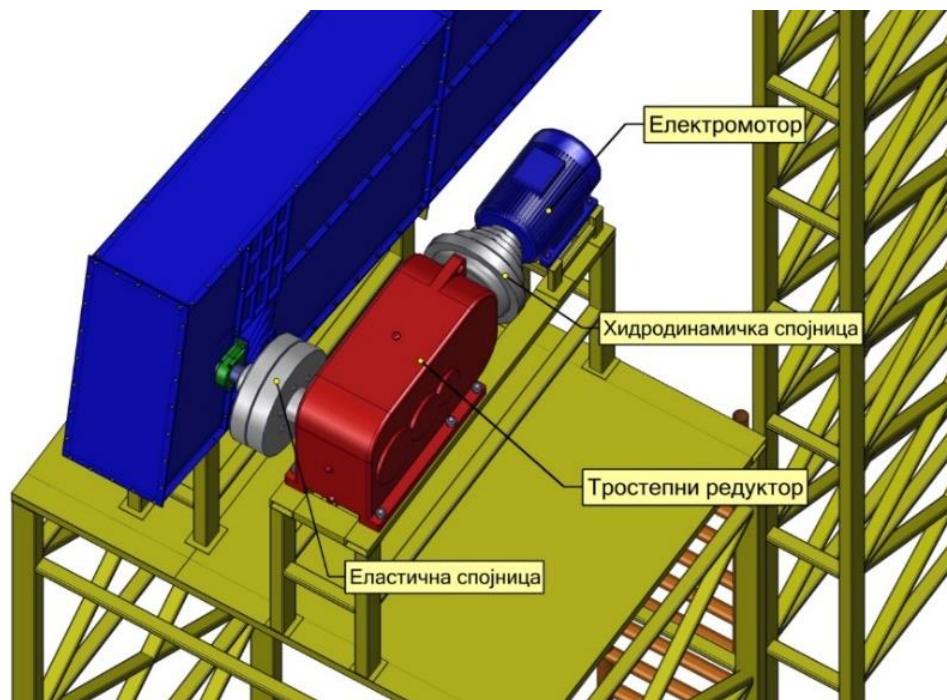
У оквиру овог рада извршена је визуелизација транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча, при чему је извршено креирање 3Д модела и пратеће техничке документације у софтверском пакету *SolidWorks 2014*. За фотореалистични приказ израђеног модела коришћен је софтверски пакет *SolidWorks Composer 2016*, при чему је модел добијен коришћењем овог програма приказан на *слици 5.0.1*.



Слика 5.0.1. 3Д модел транспортера са ниским стругачима облика пуних плоча

5.1 Саставни елементи пројектовано транспортера

Приликом пројектовања транспортера погонски елементи нису пројектовани, већ су усвојени из каталога произвођача. Целокупан погонски систем са електромотором, хидродинамичком спојницом, тростепеним редуктором и еластичном спојницом приказан је на *слици 5.1.1.*



Слика 5.1.1. Елементи погона пројектованог транспортера

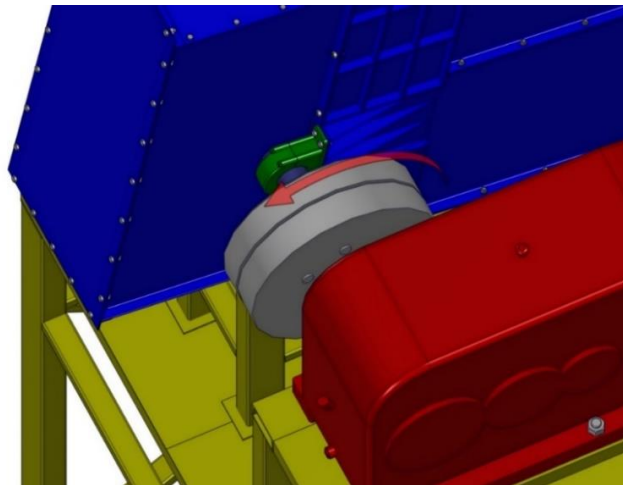
За погон пројектованог транспортног система користи се електромотор произвођача „АТВ Sever - Суботица” ознаке „ZPD 225 М-8”, приказан на *слици 5.1.1.*

Како у раду транспортера не би дошло до преоптерећења електромотора усвојено је, претходно у прорачуну, да се за пренос снаге са излазног вратила електромотора на улазно вратило редуктора користи хидродинамичка спојница. Усвојена је хидродинамичка спојница произвођача „14 Oktobar-Крушевац”, ознаке „14HS-Eg”, приказана на *слици 5.1.1.* Хидродинамичка спојница се састоји од пумпног кола које је везано за вратило електромотора и турбинског кола које је везано за радну машину, у датом случају за улазно вратило редуктора. Оба кола се налазе у једном кућишту и потопљена су у радном уљу. Ротирањем пумпног кола радна течност се убрзава и повећава се његова кинетичка енергија, таква течност доспева у радни простор турбинског кола, па се та енергија преноси даље на радну машину.

Следећи елемент у погонском систему пројектованог транспортера је претходно усвојени тростепени редуктор произвођача „14 Oktobar-Крушевац”, ознаке „КНА-3”, приказаног на *слици 5.1.1.*

Веза између излазног вратила редуктора и погонског вратила транспортера остварује помоћу еластичне спојнице произвођача „14 Oktobar-Крушевац”, ознаке „EKS-6”, приказане на *слици 5.1.1.*

Приликом пуштања у рад транспортера потребно је водити рачуна о смеру окретања излазног вратила редуктора, правилан смер окретања приказан је на *слици 5.1.2.*

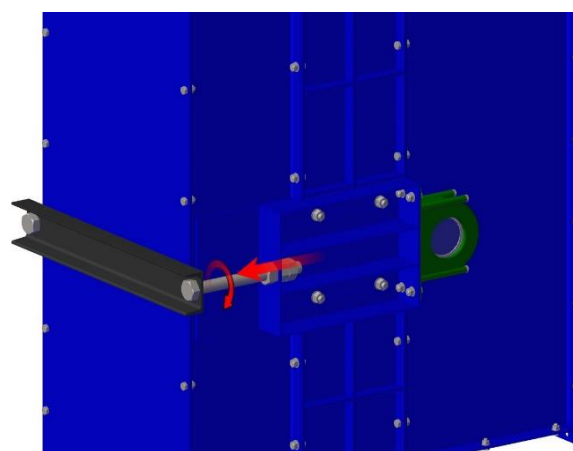


Слика 5.1.2. *Правилан смер окретања излазног вратила редуктора*

Радна грана (олук) по којем се преноси транспортовани материјал састоји се од три сегмента који су међусобно повезани раздвојивим везама. У склопу транспортера, сегмент 1 се састоји од осовине, гоњеног ланчаника и механизма за затезање погонског ланца, при чему је 3Д приказ овог сегмента дат на *слици 5.1.3. а).* Дотезање ланчаника врши се путем завртањске везе као што је приказано на *слици 5.1.3. б).*



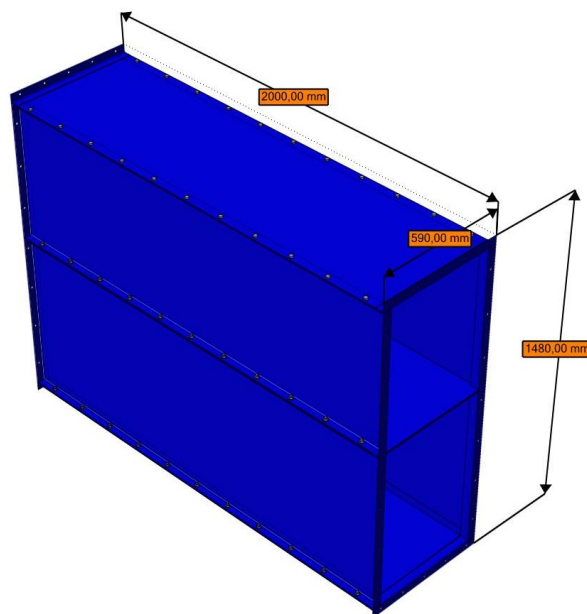
а)



б)

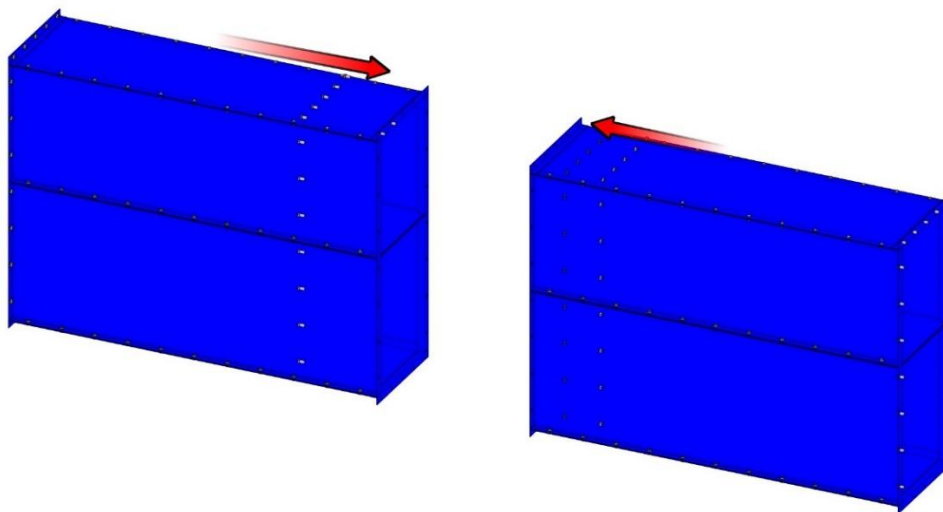
Слика 5.1.3. *3Д модел сегмента 1 радне гране*

Сегмент 2 радне гране транспортера представља централни део по коме се транспортује материјал. Овај сегмент се најчешће понавља у конструкцији, за пројектовани транспортер потребно је монтирати 29 оваквих сегмената.



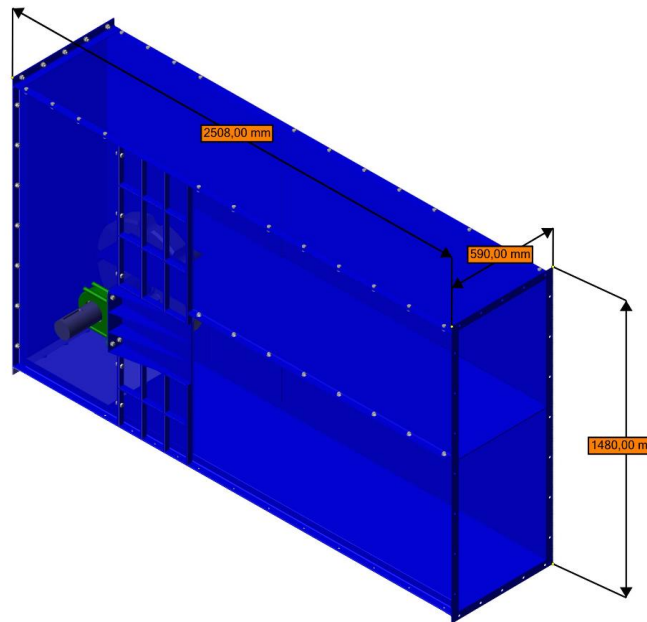
Слика 5.1.4. 3Д модел сегмента 2 радне гране

Сегменти су тако конструисани да су прилагођени за лак транспорт и лаку манипулацију при монтажи. Сегменти се спајају завртањским везама, као што је приказано на слици 5.1.5. Раздвојиви систем повезивања сегмената радне гране омогућава универзалност транспортера, при чему је могуће без већих проблема пројектовати и дуже и краће деонице.



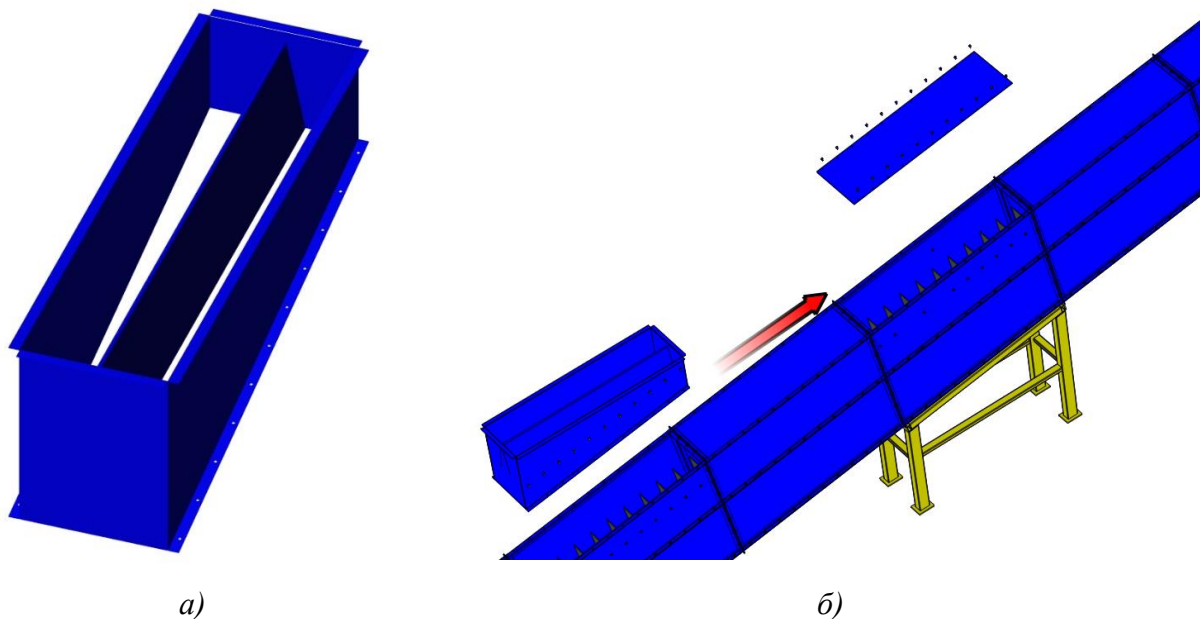
Слика 5.1.5. Визуелни приказ споја сегмената

Сегменту 3 радне гране у свом склопу садржи погонску групу елемената, односно вратило на које је постављен погонски ланчаник, као што је приказано на *слици 5.1.5*. Овај сегмент представља крајњи елемент радне гране, налази се на носећој конструкцији на којој су постављени и погонски елементи транспортера.



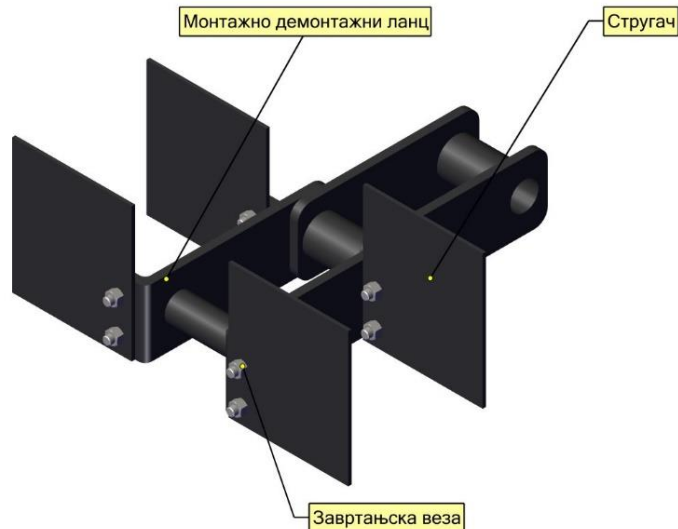
Слика 5.1.5. 3Д модел елемента 3 радне гране

Левак за пуњење материјала врши веома битну улогу код транспортера са стругачима јер омогућава равномерно распоређивање транспортованог материјала, овај елемент је пројектован и приказан је на *слици 5.1.6 а)*. Овај елемент је универзалне конструкције па се без већих проблема може померати од сегмента до сегмента транспортера као што је приказано на *слици 5.1.6. б)*. На овај начин омогућена је релативно лака промена места пуњења материјала дуж транспортне деонице.



а) б)
Слика 5.1.6. 3Д модел левка за успање материјала а) левак за успање,
 б) начин измене левка за пуњење материјала на радној
 грани транспортера

На слици 5.1.7. приказан је 3Д модел склопа једног сегмента транспортног монтаж-
 номонтажног ланца са стругачима. Стругачи транспортера су израђени од високо легираног
 манганског челика Š3160 (12,5% Mn). Веза између ланца и стругача остварује се тако да
 постоји могућност замене стругача или сегмента ланчаника услед претераног хабања ових
 елемената. Продуžавање животног века погонског ланчаника остварује се заокретањем
 ланчаника за 180 степени око своје осе.



Слика 5.1.6. 3Д модел вучног елемента транспортера

6. Закључак

Глобализација, све већа аутоматизованост производње, као и глобално повећање животног стандарда и потреба за најразличитијим производима, доводи до захтева за што поузданијим и економичнијим транспортним системима. Овај тренд се данас све више може уочити у самој индустријској производњи јер је услед високог степена аутоматизације потребно обезбедити аутоматизован транспорт између производних процеса. Овај проблем је у одређеној мери разматран и у оквиру овог рада, и то кроз процес пројектовања једног транспортног система, грабуљастог транспортера са ниским стругачима.

У оквиру овог рада представљен је процес пројектовања једног типичног грабуљастог транспортера са ниским стругачима. Првенствено су аналитичким поступком извршени основни прорачуни који се односе на одређивање параметара радних елемената транспортера, и то првенствено елемената погонског система. Извршено је и креирање 3Д модела и пратеће техничке документације пројектованог транспортера у софтверском пакету *SolidWorks*. Нешто боља визуелизација пројектованог конвејера извршена је коришћењем софтверских пакета *SolidWorkComposer*. Такође, потребно је напоменути и да је за успешно пројектовање грабуљастих транспортера потребно познавати теоретске основе које су укратко приказане на самом почетку овог рада.

У току израде овог рада, став аутора је да је успешно извршио пројектовање грабуљастих транспортера са ниским стругачима, као и да је стекао неко основно теоретско али и практично знање у овој области технике. Кроз сам процес моделирања, аутор овог рада се упознао са процесом развоја једне конструкција овог типа, и то првенствено са чињеницом да се претходним прорачуном дефинишу само најкритичнији параметри, док се само идејно решење целокупне конструкције најчешће развија искуствено, или у фази конципирања конструкције или пак директно у оквиру самог 3Д софтвера. Пројектовањем грабуљастих транспортера са ниским стругачима у оквиру мастер рада на Факултету Инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, аутор сматра да је стекао основна знања и искуства у овој области транспортне технике. Његова очекивања су да ће му стечена знања помоћи у даљој професионалној каријери.

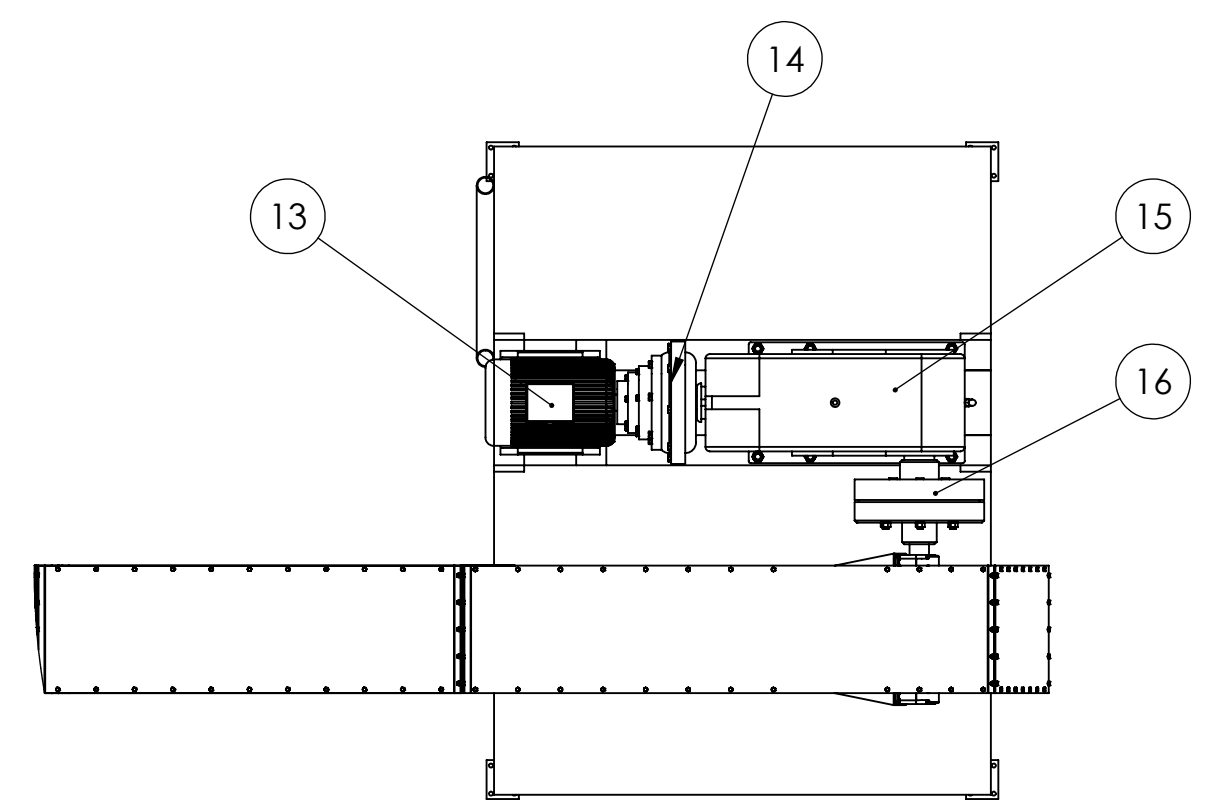
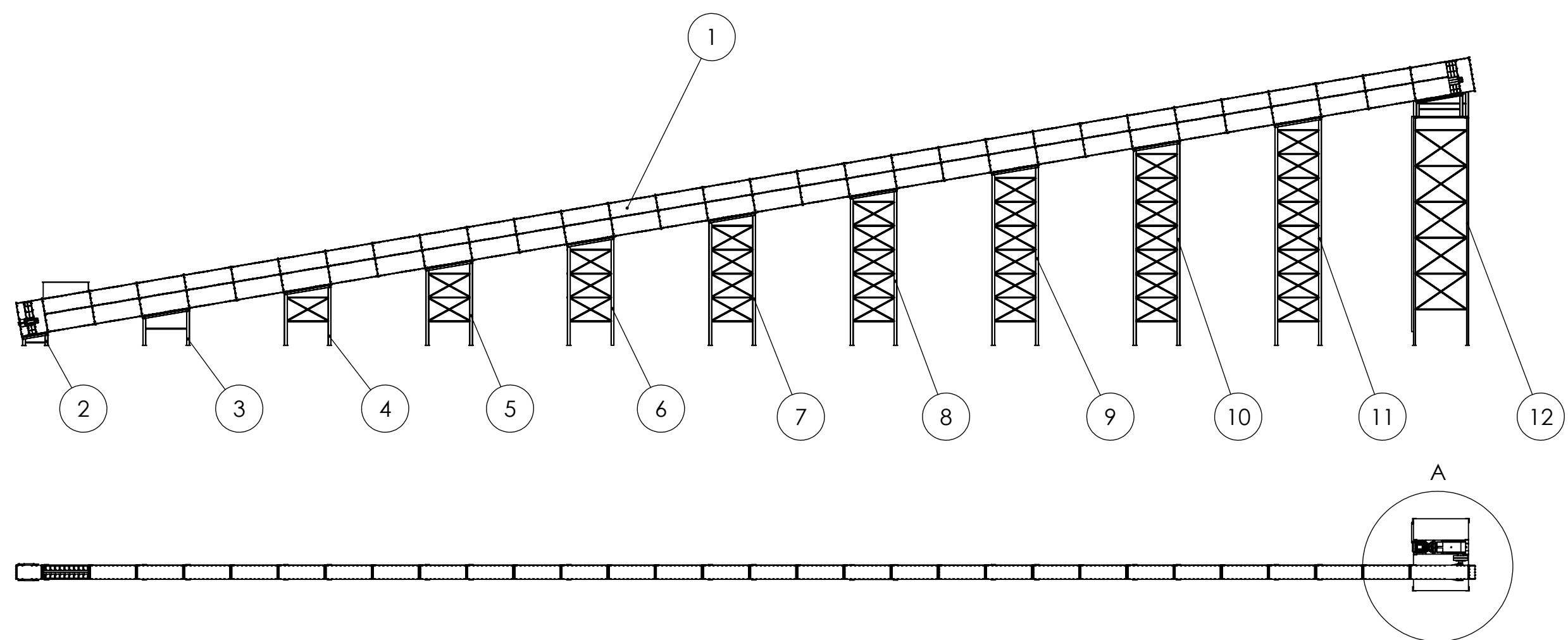
7. Литература

- [1] Миломир Гашић, Транспортни уређаји – непрекидни транспорт, Машински факултет, Краљево, 1997.
- [2] Слободан Тошић: Транспортни уређаји - Механизација транспорта, Машински факултет, Београд, 1999.
- [3] Слободан Тошић: Прорачун машина непрекидног транспорта и дизаличних уређаја, Машински факултет, Београд, 2001.
- [4] Винко Јевтић, Транспортне машине - за насипне и комадне терете са непрекидним начином рада, Ниш, 2001
- [5] Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА Москва, Машиностроение, 1987.
- [6] Веб сајт компаније АТВ Sever-Суботица, <http://sever.rs/dow/files/zpd08en.pdf>, приступљено 25.11.2016.
- [7] Веб сајт компаније „14 oktobar”, <http://www.14-oktobar.co.rs/images/Procesna.pdf>, приступљено 5.12.2016.
- [8] Веб сајт компаније „14 oktobar”, <http://www.14-oktobar.co.rs/pdf/hidrodynamicke-spojnice.pdf>, приступљено 12.12.2016.
- [9] Вебсајт компаније, Jungbluth, http://jungbluth-ketten.de/downloads/Kataloge/Hauptkataloge/jungbluth_main_catalogue.pdf, приступљено 18.12.2016.
- [10] Вера Николић, Машински елементи, теорија, прорачун, примери, Крагујевац, 2004.

8. Прилог

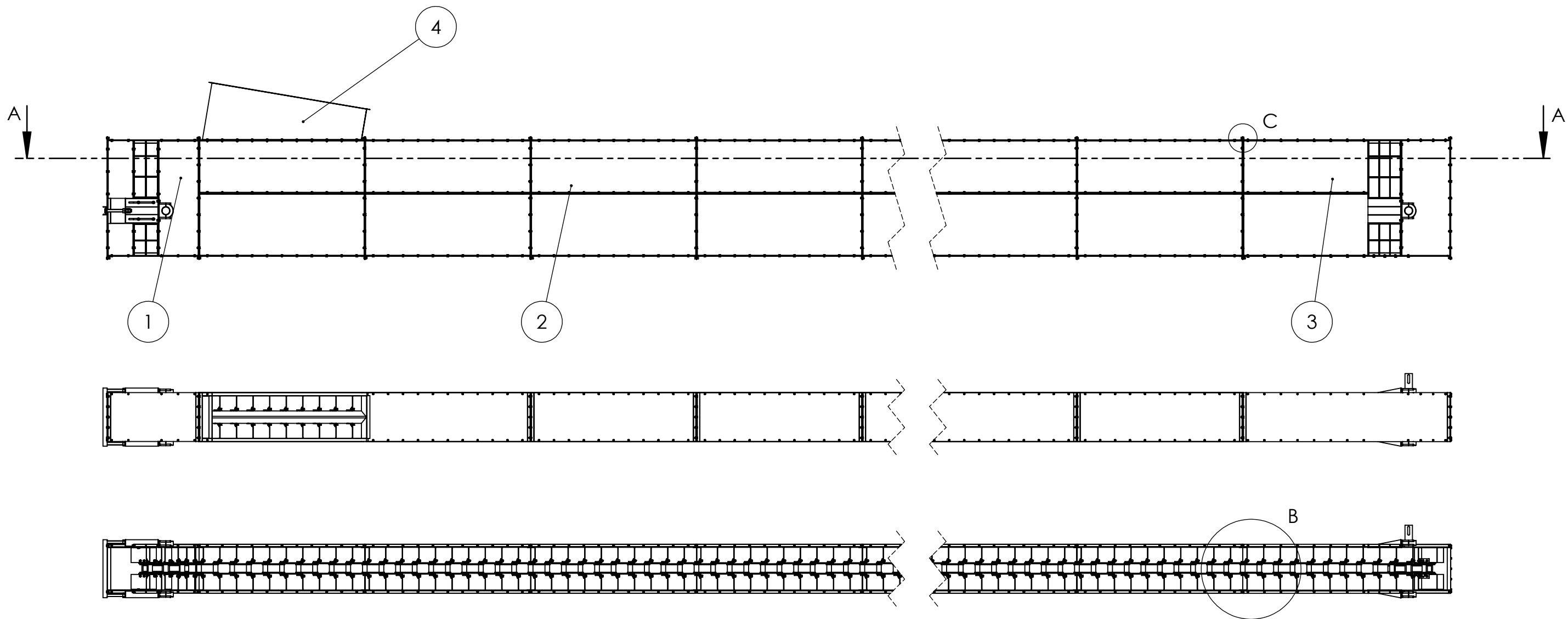
У овом прилогу достављена је техничка документација грабуљастог транспортера са ниским стругчима која је израђена у оквиру овог рада. Документација садржи следеће цртеже:

- ◆ 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

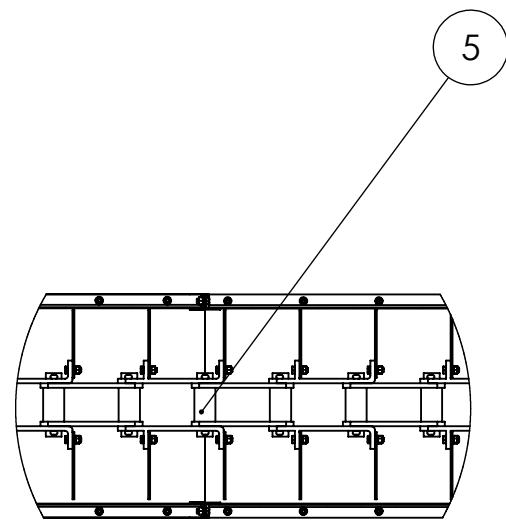


Redni broj	Naziv elementa	Napomene	Količina
1	Radna grana		1
2	Noseća konstrukcija 1		1
3	Noseća konstrukcija 2		1
4	Noseća konstrukcija 3		1
5	Noseća konstrukcija 4		1
6	Noseća konstrukcija 4		1
7	Noseća konstrukcija 5		1
8	Noseća konstrukcija 6		1
9	Noseća konstrukcija 7		1
10	Noseća konstrukcija 8		1
11	Noseća konstrukcija 9		1
12	Noseća konstrukcija 10		1
13	Elektromotor		1
14	Hidrodinamička spojnica		1
15	Reduktor		1
16	Elastična spojnica		1

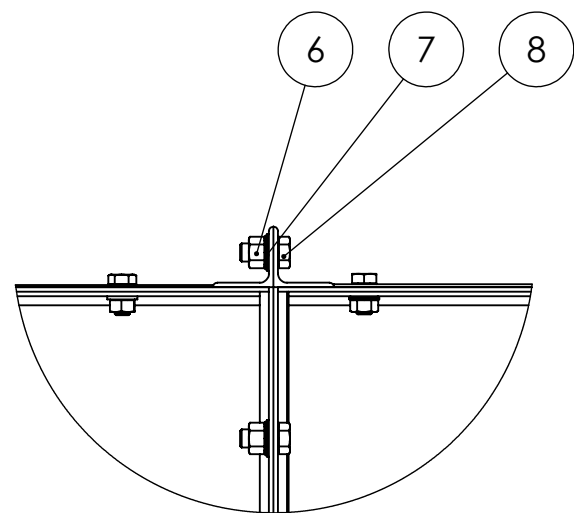
		Masa		Razmera 1:100	
Datum		Naziv:		Grabuljasti transporter	
Obradio		Oznaka:			
Crtao M. Bogdanović		TSNS 1-0-0-00			
U skl.sa SRPS		List:			
Overio		Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac		L	
St. i.	Izmene	Datum	Ime	Izv. pod.	Zamena za:



PRESEK A-A



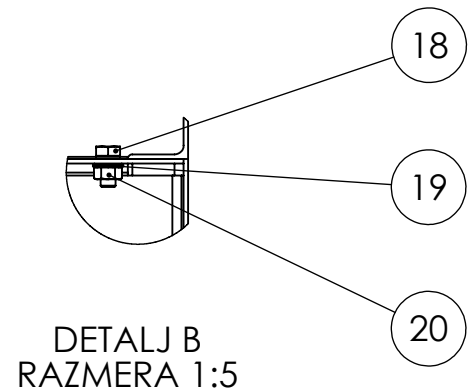
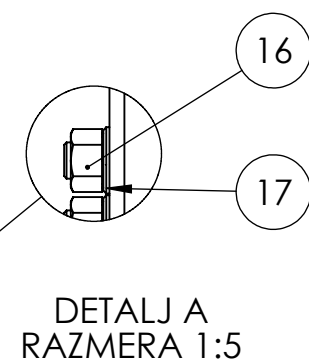
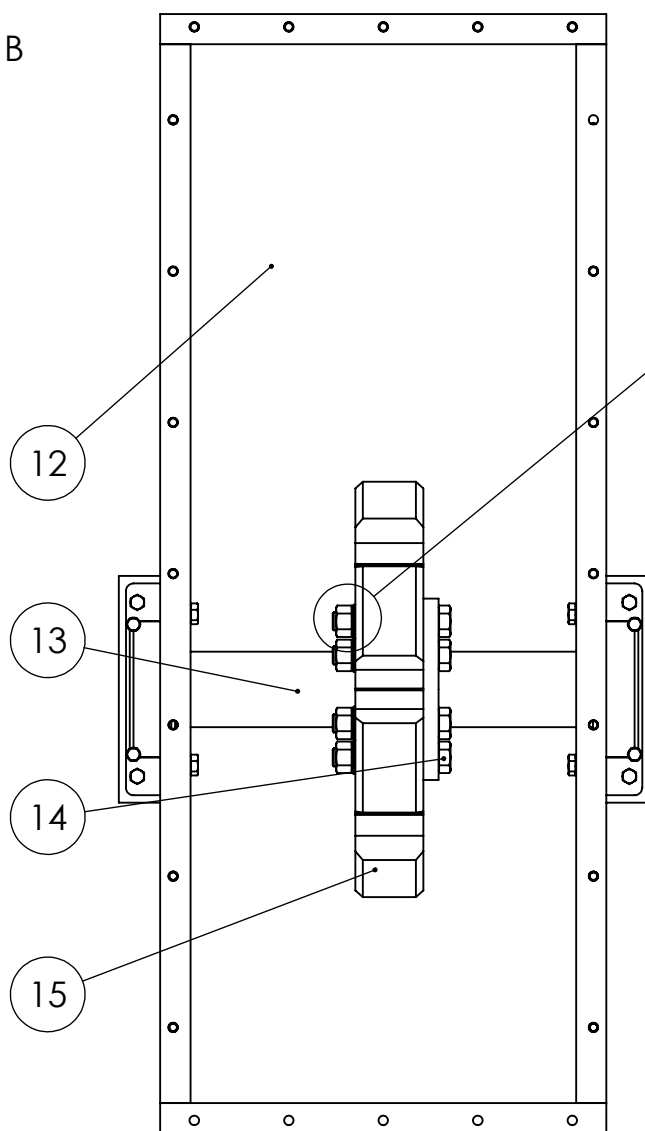
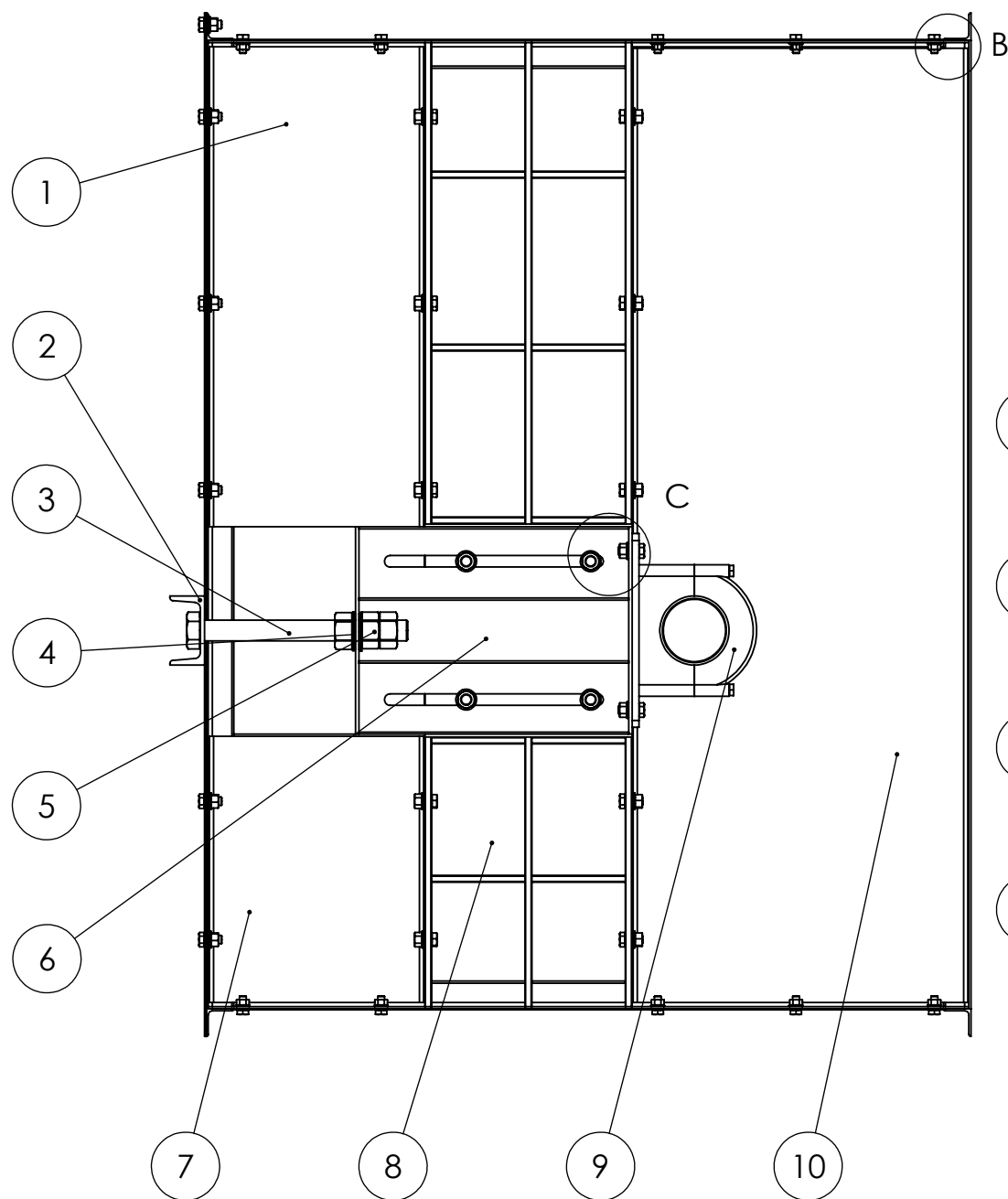
DETALJ B
RAZMERA 1:20



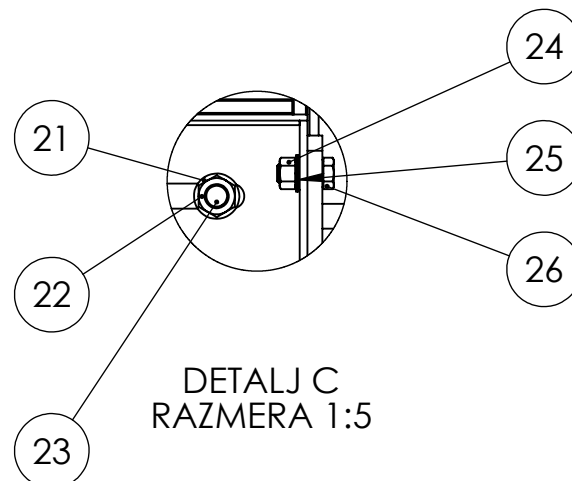
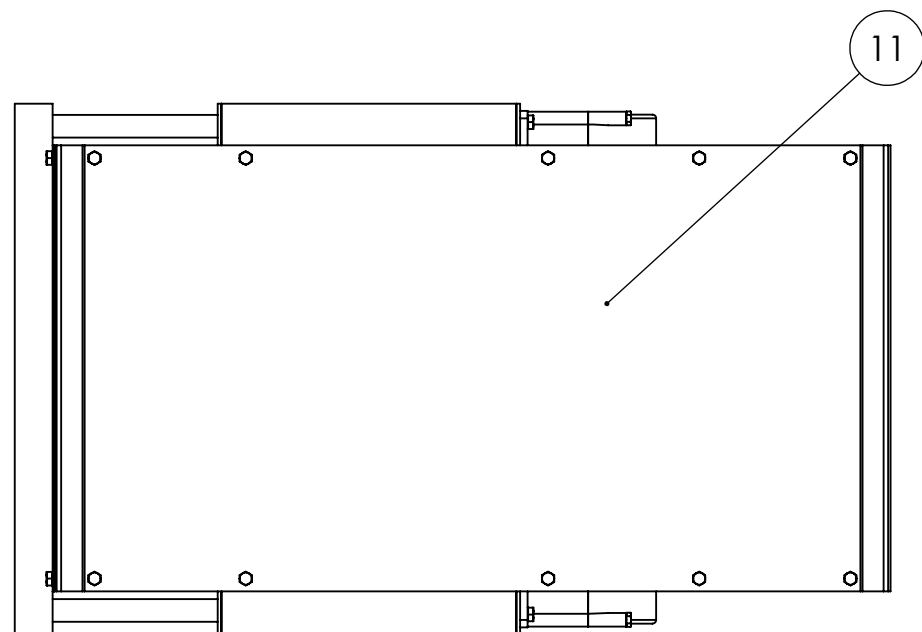
DETALJ C
RAZMERA 1:5

Redni broj		Naziv elementa		Napomena		Količina	
1		Segment 1 radne grane				1	
2		Segment 2 radne grane				29	
3		Segment 3 radne grane				1	
4		Levak za usipanje materijala				1	
5		Pogonski lanac sa strugčima				1	
6		Šestougaona navrtaka M12		ISO 4032		696	
7		Ravna podloška 12		ISO 7090		696	
8		Šestougaona navrtka M12 x 25		ISO 4018		696	

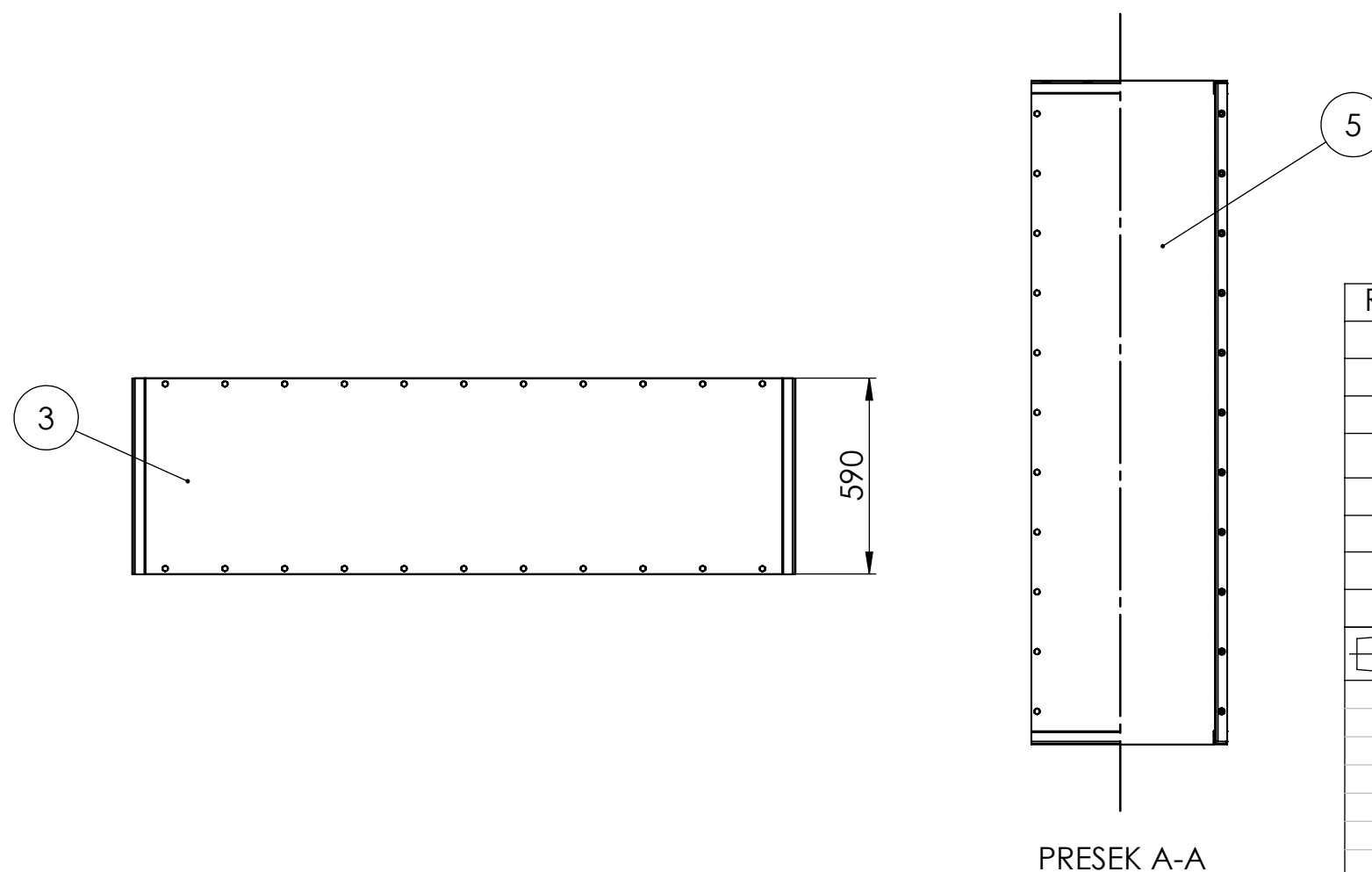
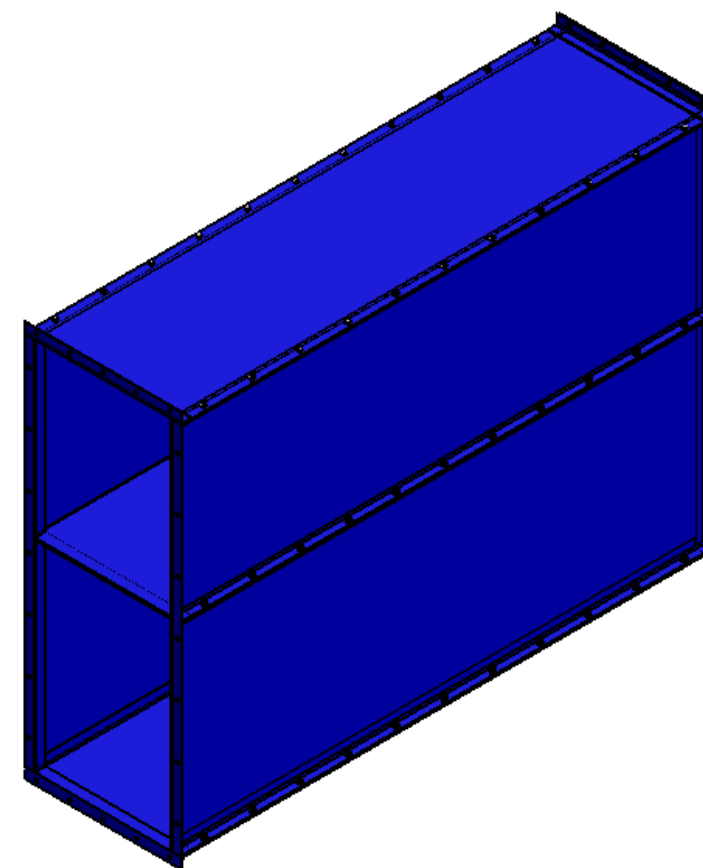
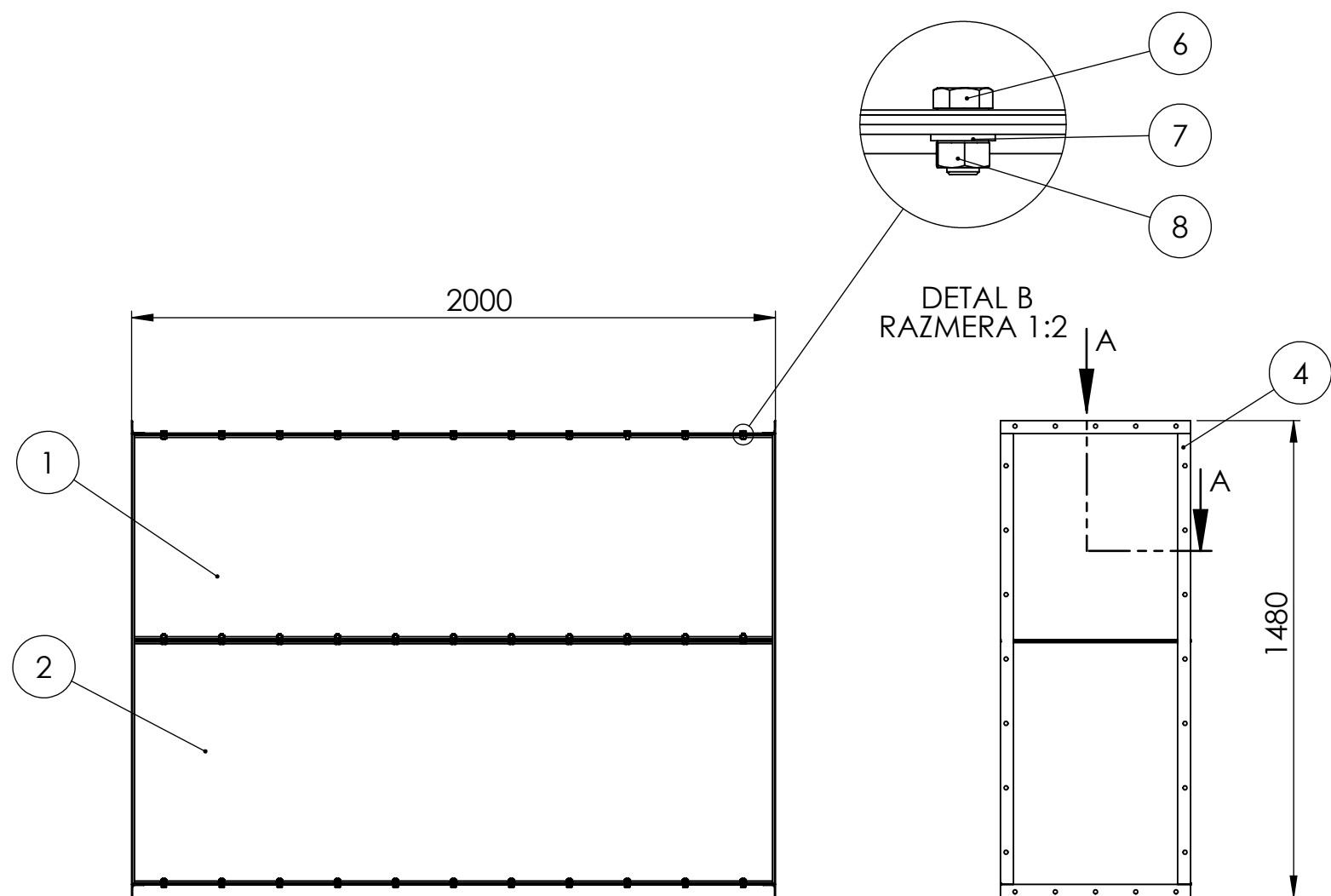
						Masa		Razmera		
								1:50		
				Datum	Naziv: Radna grana					
				Obradio						
				Crtao						M. Bogdanović
				Uskl.sa SRPS						
				Overio		Oznaka: TSNS 1-1-0-00				
				Fakultet inženjerski nauka Kragujevac						
						List:				
						L				
St. i.	Izmene		Datum	Ime	Izv. pod.				Zamena za:	



Redni broj	Naziv elementa	Napomena	Količina
1	Bočni pokrivni lim 1		2
2	UNP profil 100 x 700		1
3	Šestougaoni zavrtnanj M30 x 300	ISO 4016	6
4	Ravna podloška 30	ISO 7090	6
5	Šestougaoni navrtka M30	ISO 4032	6
6	Nosač osovine		2
7	Bočni pokrivni lim 2		2
8	Ram segmenta 1		1
9	Ležaj 32218 sa kućištem	Serija 303	2
10	Bočni pokrivni lim 3		2
11	Pokrivni lim 1		2
12	Pokrivni lim 2		1
13	Osovina		1
14	Šestougaoni zavrtnanj M24 x 140	ISO 4018	6
15	Lančanic		1
16	Ravna podloška 24	ISO 7090	6
17	Šestougaona navrtka M24	ISO 4032	6
18	Šestougaoni zavrtnanj M10 x 25	ISO 4018	18
19	Ravna podloška 10	ISO 7090	18
20	Šestougaona navrtka M10	ISO 4032	18
21	Šestougaoni zavrtnanj M16 x 40	ISO 4017	8
22	Ravna podloška 16	ISO 7090	8
23	Šestougaona navrtka M16	ISO 4032	8
24	Šestougaona navrtka M12	ISO 4032	62
25	Ravna podloška 12	ISO 7090	62
26	Šestougaoni zavrtnanj M 12 x 40	ISO 4018	62



		Masa	Razmera 1:10
Datum		Naziv:	
Obradio		Segment 1 Radne grane	
Crtao	M. Bogdanović		
Uskl.sa. SRPS			
Overio		Oznaka:	List:
Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac		TSNS 1-1-1-00	L
St. i. Izmene	Datum	Izv. pod.	Zamena za:



Redni broj		Naziv elementa		Napomena		Količina	
1		Bočni lim 1				2	
2		Bočni lim 2				2	
3		Pokrivni lim				2	
4		Noseći ram				1	
5		Radni lim				1	
6		Šestougaona zavrtnanj M10 x 20		ISO 4018		66	
7		Ravna podloška 10		ISO 7090		66	
8		Šestougaona navrtka M10		ISO 4032		66	

				Masa		Razmera 1:20				
				Datum	Naziv: Segment 2 radne grane					
				Obradio						
				Crtao				M. Bogdanović		
				Uskl.sa SRPS						
				Overio						
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			Oznaka:	TSNS 1-1-2-00		List:
										L
St. i.	Izmene	Datum	Ime				Izv. pod.	Zamena za:		

