

Nagibni konvejer za drvnu sječku

Cetl, Nikica

Master's thesis / Diplomski rad

2023

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:682318>

Rights / Prava: [Attribution 3.0 Unported](#)/[Imenovanje 3.0](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-24**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Nikica Ceti

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Student:

Nikica Ceti

Zagreb, 2023.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svom mentoru, prof. dr. sc. Matiji Hoiću na pruženoj pomoći i korisnim savjetima prilikom izrade ovog rada.

Također se želim zahvaliti tvrtci Strojrem d. o. o. i svim zaposlenicima koji su mi izašli u susret i omogućili da diplomski rad odradim u tvrtci i koristim njihova znanja i resurse za pisanje ovog diplomskog rada.

Za kraj, najviše se zahvaljujem svojoj obitelji i djevojci na strpljenju, povjerenju i potpori tijekom pisanja ovog rada, kao i tijekom ostatka studija.

Nikica Cetl



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 23 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 23 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Nikica Cetl** JMBAG: 0035216626

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Nagibni konvejer za drvenu sječku**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Inclined conveyor for wood chips**

Opis zadatka:

Industrijski pogon za obradu drva proizvodi velike količine drvene sječke koju je potrebno obraditi kroz niz strojeva. Pogon je potrebno opremiti nagibnim konvejerima koji će prihvatiti sječku na dnu prethodnog stroja i podići do ulaza na vrhu sljedećeg stroja. Potrebno je konstruirati konvejer sa sljedećim karakteristikama:

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1) vrsta transportiranog materijala: | drvena sječka |
| 2) granulacija: | 350 mm najveća dimenzija |
| 3) vlažnost: | 45% maksimalno |
| 4) kapacitet: | $Q = 20$ t/h |
| 5) širina transportne trake: | $B = 650$ mm |
| 6) izvedba valjaka trake: | 3 valjka u redu |
| 7) nagib uređaja: | $\varphi = 20$ do 25° |
| 8) razmak krajnjih bubnjeva: | $L_b = 23500$ mm |
| 9) oslanjanje konvejera: | betonska podloga, nepomičan |
| 10) pogon konvejera: | električni |
| 11) ulaz materijala na konvejer: | izlaz s međuseparatora, bočno nasipavanje |
| 12) izlaz materijala s konvejera: | pravokutni lijevak na visini 9210 mm, prednje izbacivanje. |

Rad treba sadržavati:

- 1) uvodni pregled transportnih traka
- 2) kratki opis razmatranih koncepcija rješenja te odabir rješenja uz obrazloženje
- 3) proračun odabira trake i mehanizma za pokretanje trake
- 4) proračun nosive konstrukcije
- 5) sklopni crtež transportne trake s potrebnim presjecima i detaljima
- 6) radioničku dokumentaciju prema dogovoru s mentorom.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datumi obrane:
4. svibnja 2023.	6. srpnja 2023.	17. – 21. srpnja 2023.

Zadatak zadao:	Predsjednik Povjerenstva:
izv. prof. dr. sc. Matija Hoić	prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Hoić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	XIII
SUMMARY	XIV
1. UVOD - OPĆI PREGLED SREDSTAVA NEPREKIDNE DOBAVE	1
1.1. Specifičnosti sipkih materijala	2
1.1.1. Gustoća sipkog materijala	2
1.1.2. Granulacija sipkog materijala	3
1.1.3. Oblik zrna.....	4
1.1.4. Nasipni kut i kohezivnost sipkog materijala	4
1.1.5. Podjela sipkih materijala prema fizikalnim i kemijskim svojstvima	6
1.2. Uređaji za transport sipkih materijala	6
1.2.1. Trakasti konvejeri	7
1.2.2. Člankasti konvejeri	9
1.2.3. Elevatori	10
1.2.4. Pužni konvejeri	11
1.3. Tipovi i označavanje gumenih transportnih traka.....	12
1.3.1. Traka s rebrastim otiskom - Chevron.....	13
1.3.2. Traka s bočnim i poprečnim graničnicima - Flexowell	14
2. POSTOJEĆA RJEŠENJA U POGONIMA ZA PRERADU DRVNE SJEČKE	16
2.1. Konvejeri za transport drvne sječke <i>Jansen&Heuning</i>	17
2.2. Konvejeri za transport drvne sječke u termoenergetskim postrojenjima.....	18
3. KONCEPTUALNA RJEŠENJA	20
3.1. Koncept 1	20
3.2. Koncept 2	21
3.3. Koncept 3	22
3.4. Odabir koncepta za konstrukcijsku razradu	22
3.5. Gabaritne dimenzije odabranog koncepta.....	23
4. PRORAČUN POGONSKIH ELEMENATA SUSTAVA	24
4.1. Orijentacijske dimenzije i mase rotirajućih dijelova sustava.....	24
4.1.1. Odabir transportne trake.....	24
4.1.2. Odabir dimenzija bubnjeva	25
4.1.3. Odabir dimenzija nosivih valjaka i ukupna masa nosivih valjaka	26
4.1.4. Odabir dimenzija povratnih valjaka i ukupna masa povratnih valjaka.....	26
4.2. Proračun potrebne snage elektromotora.....	27
4.2.1. Određivanje površine poprečnog presjeka materijala na traci	27
4.2.2. Određivanje brzine trake i kapaciteta konvejera.....	28

4.2.3.	Određivanje obodne sile	29
4.2.4.	Ukupna snaga potrebna za pogon uređaja	30
4.3.	Kontrolni proračun odabrane trake i bubnjeva	31
4.3.1.	Sile na pogonskom bubnju	31
4.3.2.	Potreban broj umetaka trake	33
4.3.3.	Dimenzioniranje bubnjeva	33
4.4.	Odabir pogonskog elektromotora i reduktora	36
4.5.	Kontrolni proračun vratila pogonskog bubnja	38
4.5.1.	Sile na vratilu	38
4.5.2.	Horizontalna ravnina.....	39
4.5.3.	Vertikalna ravnina.....	40
4.5.4.	Rezultantno opterećenje i dimenzioniranje.....	41
4.6.	Odabir ležajeva pogonskog bubnja	43
4.7.	Kontrola pera na spoju vratila i reduktora	46
5.	ODABIR OSTALIH KOMPONENTI UREĐAJA	47
5.1.	Zaštitne i sigurnosne komponente.....	47
5.1.1.	Prekidač s užetom	47
5.1.2.	Zaštitni pokrov trase konvejera.....	48
5.2.	Čistači trake.....	49
5.2.1.	Čistač nosivog dijela trake	49
5.2.2.	Čistač unutarnjeg dijela trake.....	50
5.3.	Nosači valjaka	51
6.	PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE	53
6.1.	Opterećenja nosive konstrukcije	53
6.2.	Statički proračun nosive konstrukcije	54
6.3.	Određivanje progiba nosivih profila	61
6.3.1.	Progib grede između oslonaca A i B.....	61
6.3.2.	Progib grede između oslonaca B i C.....	62
6.3.3.	Progib grede na mjestu spoja elektromotora.....	62
6.4.	Kontrola zavara profila nosive konstrukcije	62
6.5.	Kontrola vertikalnih nosača	65
7.	ZAKLJUČAK.....	72
	LITERATURA.....	73
	PRILOZI.....	75

POPIS SLIKA

Slika 1.	Sredstva neprekidne dobave [1]	1
Slika 2.	Mjere zrna (grude) materijala [1]	3
Slika 3.	Nasipni kut na horizontalnoj podlozi [1].....	5
Slika 4.	Nasipni kut za koritasti oblik trake [5].....	5
Slika 5.	Osnovni dijelovi trakastog konvejera [3]	7
Slika 6.	Izvedbe trasa trakastih konvejera [7].....	8
Slika 7.	Mobilni trakasti konvejer s gumenom trakom [8].....	8
Slika 8.	Preklopni konvejer s gumenom trakom [8].....	9
Slika 9.	Člankasti konvejer [3]	9
Slika 10.	Osnovni dijelovi elevatora [9]	10
Slika 11.	Izvedbe punjenja i pražnjenja elevatorskih posuda [9]	11
Slika 12.	Osnovni dijelovi pužnog konvejera [10].....	12
Slika 13.	Zatvoreni V – profil (lijevo) i otvoreni V – profil (desno) [11].....	13
Slika 14.	Otvoreni Y – profil (lijevo) i dvostruki Y – profil (desno) [11].....	14
Slika 15.	Bočni graničnik [13].....	14
Slika 16.	Izvedbe poprečnih graničnika – rebara [12].....	15
Slika 17.	Usporedba utrošene energije za transport materijala jednakih karakteristika ovisno o vrsti transportnog sredstva [13].....	15
Slika 18.	Presjek CAD modela konvejera <i>JHK25</i> [15]	17
Slika 19.	Konvejeri tipa <i>JHK25</i> u radu [15]	17
Slika 20.	Termoelektrana na biomasu Županja [16].....	18
Slika 21.	Konvejer za drvenu sječku u termoelektrani Brinje [16]	19
Slika 22.	Konvejer za drvenu sječku u termoelektrani Slatina [16].....	19
Slika 23.	Koncept 1	20
Slika 24.	Koncept 2	21
Slika 25.	Koncept 3	22
Slika 26.	Gabaritne dimenzije odabranog koncepta	23
Slika 27.	Okvirna duljina transportne trake.....	25
Slika 28.	Nosivi valjci [18].....	26
Slika 29.	Povratni valjak [18]	26
Slika 30.	Površina poprečnog presjeka materijala za slog s tri valjka u nizu [2]	27
Slika 31.	Raspored sila kod remenskog prijenosa [21]	32
Slika 32.	Skica pogonskog bubnja.....	35
Slika 33.	Skica povratno – nateznog bubnja.....	36
Slika 34.	Elektromotor s reduktorom proizvođača <i>NORD</i> [23].....	38
Slika 35.	Raspored sila na vratilu pogonskog bubnja.....	39
Slika 36.	Opterećenje vratila pogonskog bubnja u horizontalnoj ravnini	39
Slika 37.	Opterećenje vratila pogonskog bubnja u vertikalnoj ravnini	40
Slika 38.	Skica vratila pogonskog bubnja nakon dimenzioniranja.....	43
Slika 39.	Podaci o odabranom ležaju [24].....	44
Slika 40.	Podaci o odabranom ležajnom kućištu [25]	45
Slika 41.	Prekidač <i>Schenider Preventa XY2CJ - S15</i> [27]	47
Slika 42.	Odabrani zaštitni pokrov [28].....	48
Slika 43.	Odabrani čistač nosivog dijela trake [29].....	49
Slika 44.	Položaj ugradnje čistača [29]	50
Slika 45.	Odabrani čistač unutarnjeg dijela trake [29]	51
Slika 46.	Skica nosača valjčanog sloga	52

Slika 47.	Proračunski model uređaja s opterećenjima	54
Slika 48.	Računanje progiba na mjestu oslonca B.....	56
Slika 49.	Sile u lokalnom koordinatnom sustavu nosača	57
Slika 50.	Dijagram uzdužne sile N_x	58
Slika 51.	Dijagram poprečne sile Q_z	58
Slika 52.	Dijagram momenta savijanja M_s	59
Slika 53.	Odabrani profil	60
Slika 54.	Proračunski presjek zavara	63
Slika 55.	Konstrukcija vertikalnih nosača	65
Slika 56.	Poprečni presjek profila.....	66
Slika 57.	Forme izvijanja.....	67
Slika 58.	Odabrani sidreni vijak [32].....	69
Slika 59.	Spoj oslonca	70

POPIS TABLICA

Tablica 1. Podjela sipkih materijala prema gustoći.....	3
Tablica 2. Podjela sipkog materijala prema pokretljivosti [1]	5
Tablica 3. Oznake fizikalnih i kemijskih svojstava materijala.....	6
Tablica 4. Primjer označavanja gumene transportne trake [11].....	12
Tablica 5. Specifična svojstva drvene sječke i piljevine [1]	16
Tablica 6. Tehnički podaci odabrane transportne trake	24
Tablica 7. Karakteristike odabranog pogonskog sustava [22]	37
Tablica 8. Specifikacije odabranog prekidača [27]	48
Tablica 9. Specifikacije odabranog zaštitnog pokrova [28]	49
Tablica 10. Specifikacije odabranog čistača – 1 [29].....	50
Tablica 11. Specifikacije odabranog čistača – 2 [29].....	50
Tablica 12. Dimenzije i karakteristike poprečnog presjeka odabranog profila.....	60
Tablica 13. Karakteristike poprečnog presjeka zavara.....	63
Tablica 14. Karakteristične vrijednosti potrebne za proračun izvijanja.....	66
Tablica 15. Specifikacije odabranog sidrenog vijka [32].....	69

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
NC-2023-00-00	Nagibni konvejer za drvnu sječku
NC-2023-01-00	Segment nosive konstrukcije A-B
NC-2023-02-00	Segment nosive konstrukcije B-C
NC-2023-03-00	Sklop pogonskog bubnja

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	debljina zavara
a_{\max}	mm	dimenzija najvećeg zrna u šarži materijala
a_{\min}	mm	dimenzija najmanjeg zrna u šarži materijala
a'	mm	granulacija sipkog materijala
A	m^2	površina transportne trake, poprečni presjek materijala na traci, poprečni presjek zavara
A_{II}	mm^2	poprečni presjek zavara koji preuzima smično opterećenje
b	mm	širina transportne trake, širina pera
B	mm	širina transportne trake
c	-	omjer duljine transportnog valjka i širine transportne trake, faktor povećanja vučne sile
C	kN	dinamička nosivost odabranog ležaja
C_1	kN	potrebna dinamička nosivost ležaja
d	mm	promjer vratila
D	mm	promjer bubnjeva
D_{\min}	mm	minimalni promjer bubnja
D_{pog}	mm	promjer pogonskog bubnja
D_{pov}	mm	promjer povratnog bubnja
e	mm	najveća udaljenost od neutralne osi pri savijanju
E	N/mm^2	modul elastičnosti
f	kg/m^2	relativna masa transportne trake
F	N	sila trenja
F_1	N	sila u vučnom ogranku
F_2	N	sila u slobodnom ogranku
F_o	N	najveća obodna sila na bubnju
F_{ob}	N	obodna sila na bubnju
F_A	N	rezultantna sila u ležajnom osloncu A, reakcijska sila u osloncu A
F_{Ax}	N	horizontalna komponenta sile u osloncu A
F_{Az}	N	vertikalna komponenta sile u osloncu A

F_{AH}	N	horizontalna komponenta sile u ležajnom osloncu A
F_{AV}	N	vertikalna komponenta sile u ležajnom osloncu A
F_B	N	rezultantna sila u ležajnom osloncu B, reakcijska sila u osloncu B
F_{Bx}	N	horizontalna komponenta sile u osloncu B
F_{Bz}	N	vertikalna komponenta sile u osloncu B
F_{BH}	N	horizontalna komponenta sile u ležajnom osloncu B
F_{BV}	N	vertikalna komponenta sile u ležajnom osloncu B
F_C	N	reakcijska sila u osloncu C
F_{Cx}	N	horizontalna komponenta sile u osloncu C
F_{Cz}	N	vertikalna komponenta sile u osloncu C
F_{kr}	N	kritična sila
F_{MAX}	N	maksimalna sila
F_N	N	normalna komponenta sile
F_R	N	rezultantna sila na vratilu
F_{RH}	N	horizontalna komponenta rezultantne sile
F_{RV}	N	vertikalna komponenta rezultantne sile
F_t	N	vučna sila u traci, tangencijalna sila na vratilu
g	m/s^2	ubrzanje zemljine sile teže
g	N/m	ukupno kontinuirano opterećenje po metru duljine trake
g_M	N/m	težina transportiranog materijala po metru duljine trake
g_N	N/m	težina nosača valjaka i pokrova po metru duljine trake
g_O	N/m	težina ostalih elemenata po metru duljine trake
g_V	N/m	težina valjaka po metru duljine trake
G	kN/h	teorijska težina transportiranog materijala po satu
G_1	N	ukupno koncentrirano opterećenje na mjestu pogona
G_2	N	ukupno koncentrirano opterećenje na mjestu nateza
G_{BU}	N	težina bubnja
G_{EM}	N	težina elektromotora
G_N	N/m	težina nosača valjaka po metru duljine
G_{NB}	N	težina nateznog bubnja
G_P	N/m	masa pokrova po metru duljine konvejera
G_{PB}	N	težina pogonskog bubnja

G_t	N/m	težina rotirajućih dijelova konvejera
h	mm	visina pera
H	m	visina dizanja/spuštanja tereta na traci
i	-	prijenosni omjer, broj pera na obodu vratila
I_m	kg/h	teoretski maseni protok materijala po satu
I_m'	kg/h	stvarni maseni protok materijala po satu
I_x	mm ⁴	aksijalni moment tromosti s obzirom na os x
I_y	mm ⁴	aksijalni moment tromosti s obzirom na os y
I_{y_uk}	mm ⁴	ukupni aksijalni moment tromosti s obzirom na os y
I_v	m ³ /h	teoretski volumni protok materijala po satu
I_v'	m ³ /h	stvarni volumni protok materijala po satu
k_a	-	faktor sortiranosti sipkog materijala
K_1	-	koeficijent smanjenja teoretskog kapaciteta konvejera zbog neravnomjernog i nepotpunog nasipavanja materijala na traku
K_2	-	koeficijent smanjenja teoretskog kapaciteta konvejera zbog nagiba trase
l_0	mm	duljina izvijanja
l_{kon}	m	duljina nosive konstrukcije konvejera
l_T	mm	potrebna duljina pera
L	m	duljina transportne trake, nosiva duljina trake
L_{10h}	h	nazivni vijek trajanja odabranog ležaja u satima
L_{10h_min}	h	uobičajeni vijek trajanja ležaja
L_v	mm	duljina jednog valjka u nizu
m_{nv}	kg	masa nosivih valjaka
m_{pog}	kg	masa pogonskog bubnja
m_{pov}	kg	masa povratnog bubnja
m_{pv}	kg	masa povratnih valjaka
m_t	kg	masa transportne trake
M_K	Nm	moment kočnice
M_{KO}	Nm	potrebni moment kočenja
M_{RED}	Nm	reducirani moment
M_S	Nm	rezultantni moment savijanja u kritičnom presjeku vratila

M_{SH}	Nm	moment savijanja u kritičnom presjeku vratila u horizontalnoj ravnini
M_{SMAX}	Nm	maksimalni moment savijanja
M_{SV}	Nm	moment savijanja u kritičnom presjeku vratila u vertikalnoj ravnini
M_{SVA}	Nm	moment savijanja u vertikalnoj ravnini na mjestu ležajnog oslonca A
M_t	Nm	moment torzije na vratilu bubnja
n	-	broj uređaja koji stvaraju dodatan otpor
n_{bu}	s^{-1}	broj okretaja pogonskog bubnja
n_{em}	s^{-1}	broj okretaja elektromotora
n_m	min^{-1}	broj okretaja vratila u minuti
N_X	N	uzdužna unutarnja sila
p	N/m^2	moć nošenja trake, dopušteni pritisak
P	kN	ekvivalentno opterećenje ležaja
P_d	kW	snaga potrebna za savladavanje otpora uzrokovanih uređajima poput čistača trake itd.
P_{em}	kW	potrebna snaga elektromotora
P_{ob}	kW	snaga potrebna za pogon konvejera pod opterećenjem, bez dodatnih otpora
P_{uk}	kW	ukupna snaga potrebna za savladavanje opterećenja i otpora
P_v	kW	snaga potrebna za savladavanje trenja u vodilicama
R_e	N/mm^2	granica tečenja
Q_Z	N	poprečna unutarnja sila
r	mm	polumjer vratila na mjestu spoja s perom, odnos graničnih naprezanja zavara
S	-	faktor sigurnosti
t	-	faktor trenja u ležajevima valjaka i bubnjeva
t	mm	debljina lima
t_1	mm	dubina utora na vratilu
T	Nm	moment torzije
v	m/s	brzina transportne trake
v_{max}	m/s	maksimalna dopuštena brzina transportne trake

w	mm	progib
w_{dop}	mm	dopušteni progib
W	mm^3	aksijalni moment otpora presjeka
W_P	mm^3	polarni moment otpora presjeka
x	m	razmak osi krajnjih bubnjeva
z	-	broj umetaka trake
α	$^\circ$	dopušteni kut uspona trake, kut nagiba konvejera
α_0	-	Bachov faktor
β	$^\circ$	nasipni kut materijala na traci u mirovanju, kut obuhvata trake oko bubnja
γ	t/m^3	nasipna težina materijala
ε	-	eksponent vijeka trajanja ležaja
η	-	korisnost, stupanj iskorištenja
λ	$^\circ$	kut korita, kut nagiba valjčanog sloga
λ	-	vitkost štapa
λ_P	-	vitkost štapa koja odgovara kritičnom naprezanju jednakom granici proporcionalnosti
λ_T	-	granična vitkost
μ	-	faktor trenja
ρ	t/m^3	gustoća materijala
ω	s^{-1}	kutna brzina bubnja (vratila)
σ_0	N/mm^2	eksperimentalno dobivena veličina naprezanja za proračun izvijanja
σ_{dop}	N/mm^2	dopušteno naprezanje
σ_d	N/mm^2	donje naprezanje zavara
σ_f	N/mm^2	naprezanje uslijed savijanja
σ_g	N/mm^2	gornje naprezanje zavara
σ_{fDN}	N/mm^2	trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično opterećenje savijanjem
σ_{kr}	N/mm^2	kritično naprezanje
σ_m	N/mm^2	čvrstoća materijala trake, srednje naprezanje zavara
$\sigma_{D(-1)dop}$	N/mm^2	dopušteno naprezanje zavara za za odnos graničnih naprezanja -1

σ_{EKV}	N/mm^2	ekvivalentno naprezanje
σ_{MAX}	N/mm^2	maksimalno naprezanje
σ_P	N/mm^2	granica proporcionalnosti
σ_{RED}	N/mm^2	reducirano naprezanje
σ_T	N/mm^2	granica tečenja
τ_t	N/mm^2	naprezanje na uvijanje
τ_{DI}	N/mm^2	trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno opterećenje uvijanjem
φ	°	nasipni kut materijala u mirovanju
φ_d	°	dinamički nasipni kut

SAŽETAK

Prerada bioloških materijala, između ostalih i drvne sječke, u velikom je porastu u posljednje vrijeme. Samim time raste i potreba za uređajima koji će iste sortirati i prevoziti između različitih radnih jedinica unutar proizvodnog pogona.

U uvodnim točkama ovoga rada dan je opći pregled sredstava neprekidne dobave koja se koriste za transport sipkih materijala. Također su ukratko opisane karakteristike transporta sipkih materijala, a posebice specifičnosti drvne sječke. Za kraj uvodnog dijela prikazana su neka od postojećih rješenja u pogonima za preradu drvne sječke.

U nastavku su prikazana tri različita koncepta moguće izvedbe trakastog konvejera s gumenom trakom te je za daljnju razradu odabran jedan koncept, uz obrazloženje. Zatim je prikazan tok proračuna pogonskih elemenata sustava. Izračunate su potrebna vučna sila i snaga za pogon uređaja, odabrane su standardne komponente poput elektromotora, reduktora i ležajeva te je prikazan kontrolni proračun vratila pogonskog bubnja. Prije statičke analize odabrani su još neki elementi koji opterećuju nosivi okvir i čiji utjecaj treba uzeti u obzir prilikom statičkog proračuna. Također je prikazan odabir čistača trake kao i sigurnosnih elemenata sustava. Nakon odabira svih komponenata koje opterećuju konstrukciju, provedena je statička analiza i odabir okvira nosive konstrukcije uređaja te je provedena kontrola kritičnih zavora u konstrukciji.

Na kraju je izrađen CAD model uređaja u programskom paketu *SolidWorks* te je dan sklopni crtež cijelog uređaja zajedno s još nekoliko radioničkih i montažnih crteža nosive konstrukcije.

Pri projektiranju ovog uređaja koristili su se svi važeći tehnički propisi za sigurnost transportnih uređaja, kao i propisi za sigurnost električnih instalacija.

Ključne riječi: trakasti konvejer, gumena transportna traka, drvna sječka

SUMMARY

The processing of biological materials, including wood chips, has been on the rise recently. As a result, the need for devices that will sort and transport them between different work units within the production plant is growing.

In the introductory points of this paper, a general overview of the means of continuous supply used for the transport of bulk materials is given. The characteristics of the bulk material transport, especially the specifics of wood chips, are also briefly described. At the end of introduction, some of the existing solutions in woodchips processing plants are presented.

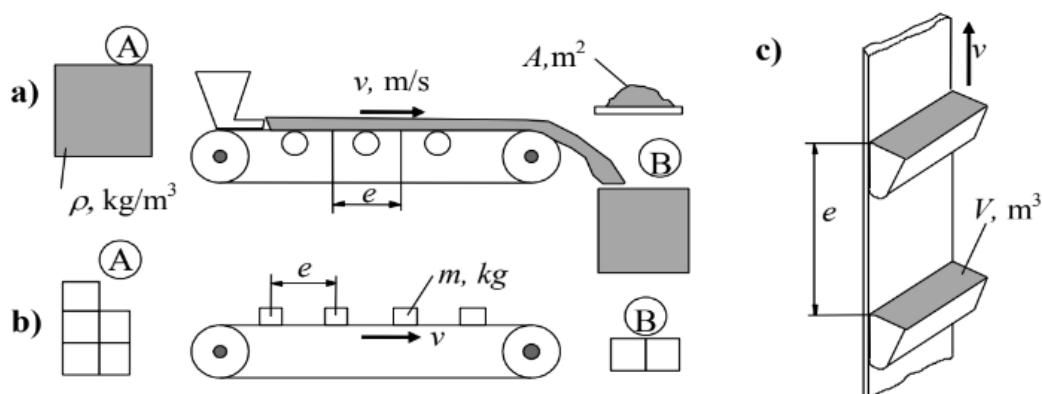
In the following, three different concepts of the possible performance of the belt conveyor with a rubber belt are presented, and one concept was selected for further elaboration, with an explanation why. Then, the calculation of the system's drive elements is presented. The required traction force and power to drive the device were calculated, standard components such as electric motor, gear box and bearings were selected, and the control calculation of the drive drum shaft was presented. Before the static analysis, some other elements that load the main conveyor frame and whose influence should be considered during the static calculation were selected. Selection of belt cleaners as well as system safety elements was also shown. After the selection of all the components that load the main frame, a static analysis and selection of the frame of the main load – bearing structure of the device was carried out, and the control of critical welds in the structure was carried out also. Finally, a CAD model of the device was created in the *SolidWorks* software package, and an assembly drawing of the entire device was given along with several other workshop and assembly drawings of the load-bearing structure. When designing this device, all valid technical regulations for the safety of transport devices were used, as well as the regulations for the safety of electric installations.

Key words: belt conveyor, rubber conveyor belt, wood chips

1. UVOD - OPĆI PREGLED SREDSTAVA NEPREKIDNE DOBAVE

Sredstva neprekidne dobave su uređaji koji služe za transport sipkih ili komadnih materijala, neprekinutim tokom, od mjesta punjenja do mjesta pražnjenja. Većinom se radi o uređajima koji su u pogonu dulje vremena bez prekida, a također ih karakterizira i gotovo konstantno opterećenje i brzina transporta. Trasa uređaja, odnosno putanja transporta unaprijed je određena i ne mijenja se u odnosu na nosivu konstrukciju uređaja. Ovakvi se uređaji također nazivaju i *prenosila* odnosno *konvejeri*. [1]

Na slici 1. prikazana su tipična sredstva neprekidne dobave: a) neprekidna dobava sipkog materijala pomoću trake; b) neprekidna dobava komadnog materijala pomoću trake; c) neprekidna dobava sipkog materijala pomoću posuda (vertikalno).



Slika 1. Sredstva neprekidne dobave [1]

Kod projektiranja prenosila, osnovni potrebni podaci su:

- protok materijala; kod dobave komadnog tereta izražava se u broju prevezenih komada u jedinici vremena (najčešće komada na sat, kom/h), dok se kod dobave sipkog tereta protok materijala izražava u volumnom ili masenom protoku materijala u jedinici vremena (najčešće m^3/h odnosno t/h);

- shema trase, odnosno geometrijske karakteristike uređaja kao što su primjerice maksimalna duljina (razmak krajnjih bubnjeva), kut nagiba trase (visina podizanja tereta) itd.;

- brzina transporta (m/s);

- pogonski parametri poput broja radnih sati na dan/mjesec/godinu, klimatski uvjeti prilikom eksploatacije i slično;

- vrsta i fizikalne karakteristike transportiranog materijala; primjerice, za rasute terete su bitni parametri poput nasipne gustoće, nasipnog kuta, granulacije, vlažnosti, abrazivnosti, faktora trenja. [1, 2]

Osim prema vrsti transportiranog materijala, sredstva neprekidne dobave mogu se podijeliti i prema načinu djelovanja i to u sljedeće tri kategorije;

1. *Mehanička prenosila s vlačnim elementom*; ove uređaje karakterizira dobava materijala uz pomoć vlačnog i nosivog elementa. Vlačni element je najčešće traka, lanac ili uža, dok nosivi element može biti također traka, ali i posude, članci itd. Kod ovih je uređaja također karakteristično to da imaju radni (nosivi) i povratni dio trase. Najčešći primjeri ovakvih uređaja su trakasti konvejeri s gumenom trakom, lančani i člankasti konvejeri;

2. *Mehanička prenosila bez vlačnog elementa*; u ovu kategoriju uređaja spadaju pužna, vibracijska i gravitacijska prenosila, a osnovna je razlika u odnosu na prvu kategoriju uređaja ta da nemaju povratni dio trase.

3. *Pneumatska i hidraulička prenosila*; uređaji kod kojih se dobava materijala odvija u stranom mediju kao što su npr. voda, zrak ili neki drugi fluid. [1, 3]

S obzirom da je tema ovog rada trakasti konvejer za transport drvene sječke, sirovine koja spada u kategoriju sipkog materijala, u nastavku ovog poglavlja će ukratko biti opisane specifičnosti sipkih materijala kao i prikladne vrste uređaja za transport sipkih materijala, odnosno rasutog tereta. Također će biti prikazani i najčešće korišteni tipovi gumenih transportnih traka.

1.1. Specifičnosti sipkih materijala

Sipki materijal je po definiciji takav materijal čije su čestice slobodno pokretljive i kojim se manipulira u rasutom stanju. Značajnija svojstva sipkih materijala koja se uzimaju u obzir prilikom projektiranja prenosila su gustoća, nasipni kut, granulacija, oblik zrna, vlažnost, kohezivnost itd. Ovo područje pokriveno je normom ISO 3435 iz 1977. godine koja je trenutno aktivna u Republici Hrvatskoj. [1]

1.1.1. Gustoća sipkog materijala

Gustoća sipkog materijala, ρ , u određenoj se literaturi označava i kao nasipna težina materijala i označava simbolom γ , mjeri se u kilogramima odnosno tonama po kubnom metru materijala (kg/m^3 ; t/m^3). S obzirom na gustoću, materijali se klasificiraju kao lagani, srednje teški, teški i vrlo teški. Orijentacijske vrijednosti gustoće za navedene kategorije materijala zajedno s primjerima dani su u tablici 1. [1, 2]

Tablica 1. Podjela sipkih materijala prema gustoći

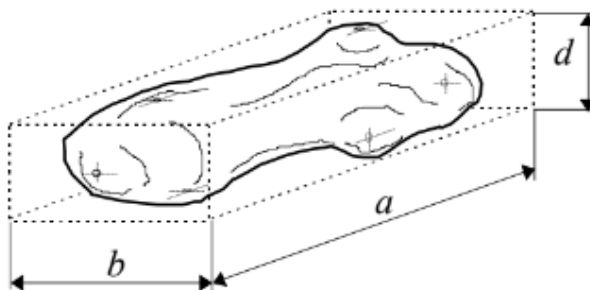
Kategorija	Gustoća, ρ , t/m ³	Primjer materijala
Lagani	< 0,6	drvena piljevina, ugljen
Srednje teški	0,6 ... 1,1	žitarice, ugljen
Teški	1,1 ... 2	pijesak, cement
Vrlo teški	> 2	željezna ruda, kamen

1.1.2. Granulacija sipkog materijala

Prema granulaciji, materijal se može podijeliti na sortirani i nesortirani ovisno o faktoru k_a koji se definira kao omjer najvećeg i najmanjeg zrna u određenoj šarži materijala, odnosno kao:

$$k_a = a_{max}/a_{min}. \quad (1.1)$$

Veličina zrna određuje se kao mjera najmanjeg kvadra u kojeg se može opisati zrno, kao što je prikazano na slici 2.



Slika 2. Mjere zrna (grude) materijala [1]

Ako je koeficijent k_a manji ili jednak 2,5 materijal se smatra sortiranim, dok se u slučaju da je koeficijent veći od 2,5 materijal smatra nesortiran. Granulacija materijala se označava s a' te se za sortirane materijale izražava se kao:

$$a' = \frac{a_{max} + a_{min}}{2}; \quad (1.2)$$

dok je za nesortirane materijale:

$$a' = a_{max} - \text{ako je u uzorku udio zrna veličine } (0,8...1) a_{max} \text{ veći od } 10\%; \quad (1.3)$$

$a' = 0,8 a_{max}$ – ako je u uzorku udio zrna veličine $(0,8...1) a_{max}$ manji od 10%.

1.1.3. Oblik zrna

Osim veličine zrna (grude) prilikom projektiranja odgovarajućeg prenosila bitan je i oblik pa se prema ISO 3435:1977 razlikuje 6 kategorija oblika zrna:

- I. – zrno oštih bridova sa sve tri dimenzije približno jednake (oblik kocke);
- II. – zrno oštih bridova s jednom dimenzijom značajno većom u odnosu na druge dvije dimenzije (oblik prizme);
- III. – zrno oštih bridova s jednom dimenzijom značajno manjom u odnosu na druge dvije dimenzije (oblik ljuske);
- IV. – okruglo zrno sa sve tri dimenzije približno jednake (oblik sfere);
- V. – okruglo zrno s jednom dimenzijom značajno većom u odnosu na druge dvije dimenzije (oblik cilindra);
- VI. – zrno oblika vlakana odnosno strune. [4]

1.1.4. Nasipni kut i kohezivnost sipkog materijala

Nasipni kut ili kut osipanja materijala je kut pod kojim sipki materijal formira hrpu kad se postavi na horizontalnu podlogu. Nasipni kut se označava simbolom φ i najčešće označava nasipni kut prilikom mirovanja materijala na horizontalnoj podlozi. Treba razlikovati nasipni kut u mirovanju i gibanju. Nasipni kut u gibanju naziva se još i dinamički nasipni kut, označava se oznakom φ_d i iznosi približno 50...70% vrijednosti nasipnog kuta u mirovanju.

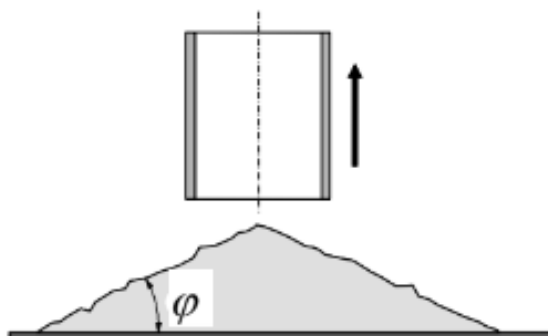
Kohezivnost sipkog materijala definira se kao otpor smicanju između čestica bez tlačnog opterećenja, pri čemu je naprezanje materijala jednako nuli. Kohezivnost materijala se određuje eksperimentalno.

O nasipnom kutu i kohezivnosti materijala ovisi i njegova pokretljivost prilikom transporta te se prema tome materijali mogu podijeliti na lako, normalno i teško pokretljive, gotovo nepokretne, nepokretne te na materijale koji su tekući ili lebde po zraku. Prema [4], ove se kategorije označavaju brojevima od 1...6. U tablici 2. dane su okvirne vrijednosti nasipnog kuta

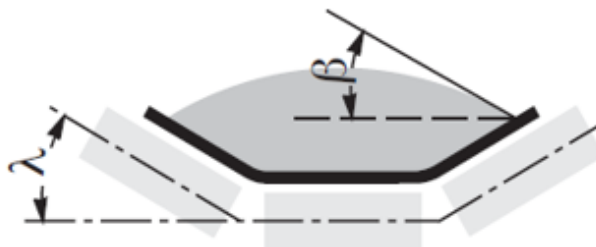
ovisno o navedenim kategorijama. Nadalje, na slici 3. prikazan je nasipni kut na horizontalnoj podlozi, odnosno na ravnoj, glatkoj traci konvejera, dok je na slici 4. prikazan nasipni kut kod koritastog oblika trake. Na slici 4. nasipni kut označen je s β , dok je s λ označen kut korita, odnosno valjčanog sloga. [1, 2, 5]

Tablica 2. Podjela sipkog materijala prema pokretljivosti [1]

Kategorija materijala	Nasipni kut φ , °
1 - Tekući materijal, materijal koji lebdi u zraku	-
2 - Lako pokretljiv	< 30
3 - Normalno pokretljiv	30 ... 45
4 - Teško pokretljiv	45 ... 60
5 - Gotovo nepokretan	> 60
6 - Nepokretan	-



Slika 3. Nasipni kut na horizontalnoj podlozi [1]



Slika 4. Nasipni kut za koritasti oblik trake [5]

1.1.5. Podjela sipkih materijala prema fizikalnim i kemijskim svojstvima

Određena fizikalna i kemijska svojstva sipkih materijala označavaju se malim slovima od $n...x$ kao što je prikazano u tablici 3. Ako neki materijal ima više svojstava navedenih u tablici 3. njemu se pridružuju sva pripadajuća slova. U slučaju da materijal ne posjeduje niti jedno od 11 navedenih svojstava taj materijal nema oznaku, ali je u tom slučaju njegova svojstva potrebno detaljno opisati.

Tablica 3. Oznake fizikalnih i kemijskih svojstava materijala

Simbol	Svojstvo	Primjer
n	Materijal pod pritiskom, samostalno gradljivi materijal pod utjecajem vlage i sl.	šećerni puder, svježi ljevački pijesak
o	Abrazivnost	koks, kvarc
p	Korozivnost	kuhinjska sol
q	Lomljivost	kruti sapun
r	Eksplozivnost	ugljena prašina
s	Zapaljivost	piljevina
t	Prašinast materijal	cement
u	Vlažan materijal (uz oznaku se navodi i postotak vlažnosti)	sluz
v	Ljepljiv materijal	vlažna glina
w	Higroskopnost	amonijev nitrat, kuhinjska sol
x	Smrad	smeće, kućni otpad

Temperatura je također bitno svojstvo sipkog materijala. U slučaju da materijal ima temperaturu okoliša to svojstvo nije potrebno posebno navoditi, a u slučaju da se temperatura materijala razlikuje od okolišne ili se mijenja tijekom transporta potrebno je naznačiti maksimalnu i minimalnu temperaturu. [1, 4]

1.2. Uređaji za transport sipkih materijala

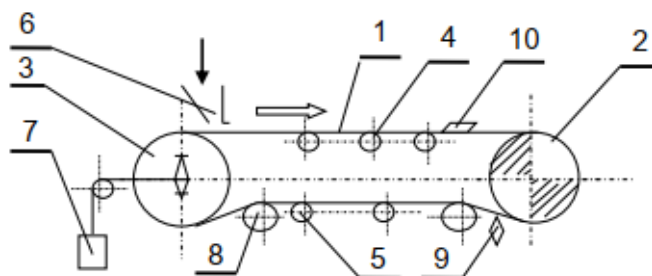
S obzirom na opisana svojstva sipkih tereta za njihov se transport u tehničkoj praksi najčešće koriste trakasti, člankasti i pužni konvejeri te elevatori. U nastavku će ukratko biti opisane ove četiri skupine uređaja.

1.2.1. Trakasti konvejeri

Trakasti su konvejeri jedno od najrasprostranjenijih sredstava neprekidne dobave. Kod trakastih konvejera traka je ujedno i vučni i nosivi element. Prvi trakasti konvejeri datiraju s kraja 19. stoljeća, međutim prve izvedbe koje su slične današnjima proizvedene su u 20. stoljeću i koristile su se prvenstveno u rudnicima. Trakasti konvejeri postaju široko rasprostranjeni u proizvodnji nakon što je Henry Ford 1913. godine uveo liniju za sklapanje u proizvodni pogon i tako znatno povećao produktivnost svoje tvornice. [6]

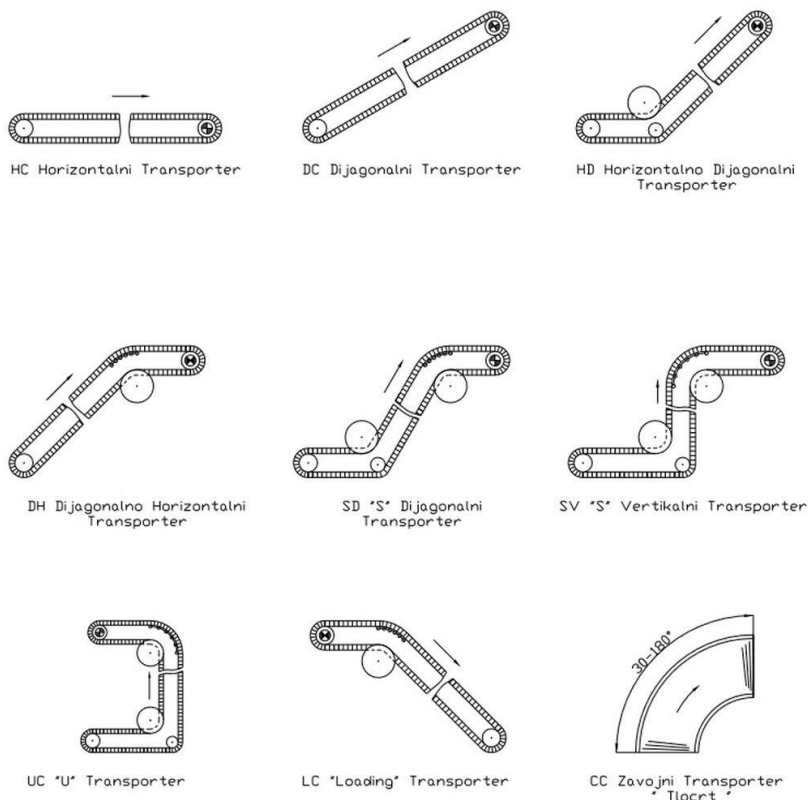
Današnji trakasti konvejeri koriste se za široke primjene i pogodni su za transport velikih količina materijala na velike udaljenosti. Najveća širina trake je u pravilu do 3200 milimetara, dok duljina trase može iznositi i do 100 kilometara. Najčešće su u upotrebi gumene trake, međutim također se izrađuju polimerne (PVC), čelične i druge. Osnovni su dijelovi trakastog konvejera prikazani na slici 5.:

- 1 – traka;
- 2 – pogonski bubanj;
- 3 – povratni (natezni) bubanj;
- 4 – nosivi valjci;
- 5 – povratni valjci;
- 6 – uređaj za punjenje (usipni dio, usipno korito);
- 7 – natezni sklop;
- 8 – otklonski bubanj (izvedbe mogu biti s ili bez otklonskog bubnja);
- 9 – čistač (brisač) trake;
- 10 – uređaj (sklop) za pražnjenje.



Slika 5. Osnovni dijelovi trakastog konvejera [3]

Što se tiče izvedbe trake, ona može biti ravna, koritasta i cijevna. Trase trakastih konvejera mogu se projektirati za različite potrebe, a neke od tipičnih izvedbi prikazane su na slici 6.



Slika 6. Izvedbe trasa trakastih konvejera [7]

Ovi se uređaji također izrađuju u nepomičnim i mobilnim izvedbama, a neke od specijalnih izvedbi su također teleskopski trakasti konvejer i sklopivi (preklopni) trakasti konvejer. Na slici 7. prikazan je mobilni trakasti konvejer s gumenom trakom, a na slici 8. preklopna izvedba trakastog konvejera.



Slika 7. Mobilni trakasti konvejer s gumenom trakom [8]



Slika 8. Preklopni konvejer s gumenom trakom [8]

1.2.2. Člankasti konvejeri

Kod člankastih konvejera vučni element je lanac, a nosivi elementi su članci. Namjena im je slična kao i trakastim konvejerima, a prednost pred trakastim konvejerima im je što se mogu koristiti u težim radnim uvjetima, za prijevoz materijala visoke temperature te također za jače abrazivne materijale. Članci mogu biti različitih profila, s prečkama ili glatki. Osnovni su dijelovi člankastog konvejera: nosiva konstrukcija, lanac, pogonski i zatezni lančanik i članci koji su spojeni u traku. Sam raspored komponenata sličan je kao i kod trakastih konvejera (slika 5.) Članci su najčešće izrađeni iz metala, a trasa konvejera može biti horizontalna ili pod nagibom, slično kao kod trakastih konvejera (slika 6.). Na slici 9. prikazan je člankasti konvejer. [3]



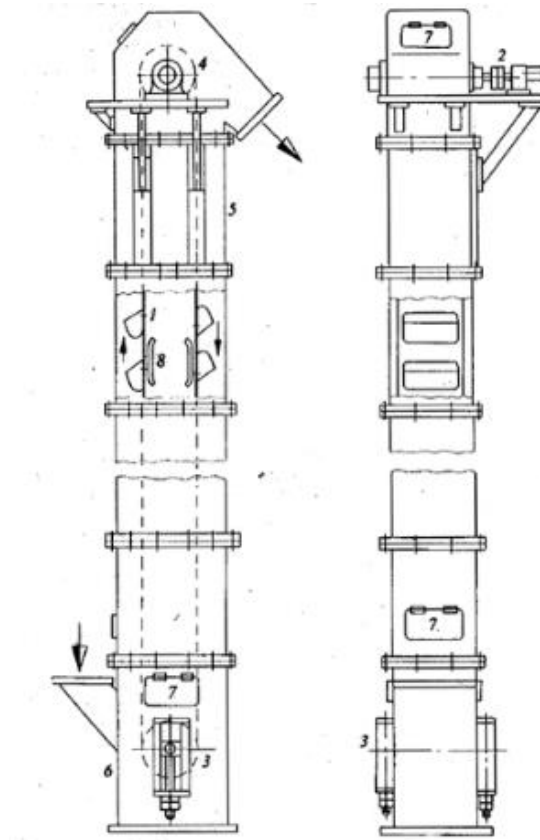
Slika 9. Člankasti konvejer [3]

1.2.3. Elevatori

Elevatori su sredstva neprekidne dobave koja se najčešće koriste za okomiti transport sipkih materijala. Vučni element kod elevatora je traka ili lanac, a nosivi element su posude koje su spojene na vučni element. [3]

Osnovni dijelovi elevatora prikazani su na slici 10.:

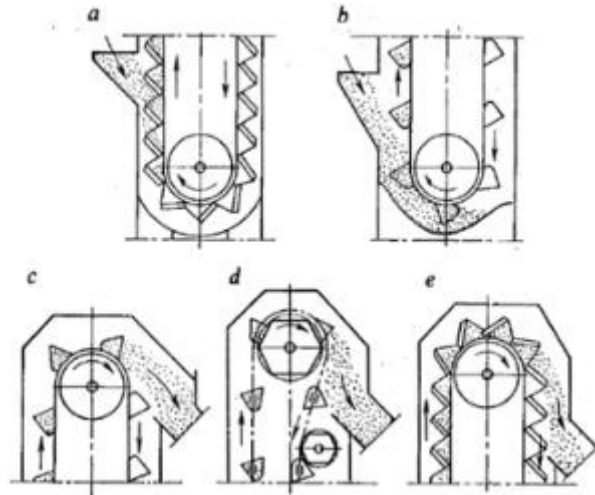
- 1 – vučni element s posudama;
- 2 – pogonski sklop;
- 3 – natezni sklop;
- 4 – isipni dio;
- 5 – kućište (nosiva konstrukcija);
- 6 – usipni dio;
- 7 – otvor za održavanje (reviziju) sustava;
- 8 – vodilica vučnog elementa.



Slika 10. Osnovni dijelovi elevatora [9]

Izvedbe elevatora razlikuju se po načinu punjenja i pražnjenja posuda. Najčešće izvedbe prikazane su na slici 11.:

- a) izravno punjenje pomoću usipnog elementa;
- b) samostalno punjenje grabljenjem materijala;
- c) pražnjenje centrifugalnom silom;
- d) pražnjenje silom teže – s otklonom;
- e) pražnjenje silom teže – bez otklona.



Slika 11. Izvedbe punjenja i pražnjenja elevatorskih posuda [9]

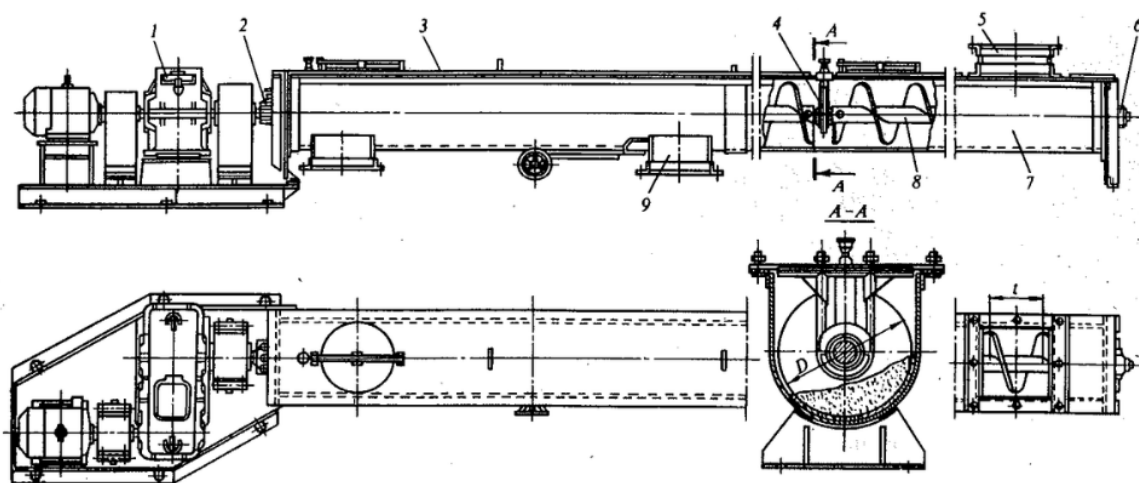
1.2.4. Pužni konvejeri

Pužni konvejer je sredstvo neprekidne dobave koje se koristi za transport sipkih materijala u horizontalnom smjeru ili pod nagibom. Ideja pužnog prenosila proizašla je iz antičkog izuma poznatog pod nazivom *Arhimedov vijak* koji je na sličnom principu služio kao crpka za vodu. Pužni konvejeri imaju široku primjenu, često se koriste u poljoprivredne svrhe te u prehrambenoj industriji. Osnovna prednost u odnosu na prethodno nabrojane uređaje im je jednostavnost, međutim, pužni konvejeri ograničeni su na manje duljine trasa. Također, u praksi često dolazi do zaštopavanja sustava ili pak do oštećivanja transportiranog materijala. [3]

Na slici 12. prikazani su dijelovi pužnog konvejera:

- 1 – pogonski sklop;
- 2, 6 – krajnji ležajevi;
- 3, 7 – korita;
- 4 – međuležaj (izvedbe mogu biti s ili bez međuležaja);
- 5 – dio za usip materijala;
- 8 – pužnica s vratilom;

9 – otvor za isip materijala.



Slika 12. Osnovni dijelovi pužnog konvejera [10]

1.3. Tipovi i označavanje gumenih transportnih traka

Projektom zadatkom predviđeno je rješenje u obliku trakastog konvejera s gumenom trakom pa će u ovom dijelu rada ukratko biti opisane specifičnosti gumenih traka.

Većina današnjih transportnih traka su zapravo kompozitne tvorevine kod kojih guma ima svojstvo matrice, dok umetci imaju svojstvo ojačala. Umetci se izrađuju od različitih materijala, u prošlosti su bili uglavnom pamučni, dok su u novije vrijeme u upotrebi razni sintetički materijali. Primjer oznake glatke gumene trake dan je u tablici 4.

Tablica 4. Primjer označavanja gumene transportne trake [11]

<i>1000 - EP 400 / 3 - 4 + 2 - Y</i>	
Oznaka	Značenje
1000	Širina transportne trake [mm]
EP	Materijal umetaka
400	Prekidna čvrstoća [N/mm]
3	Broj umetaka
4 + 2	Debljina zaštitnog sloja (gornji + donji) [mm]
Y	Tip zaštitnog sloja prema DIN 22.102 – 1/04-91, odnosno prema ISO 15.236:2006

Standardne širine gumenih traka su najčešće od 300 do 3200 milimetara, a prekidna čvrstoća od 200 do 1000 N/mm, dok za trake s čeličnim umetkom prekidna čvrstoća iznosi i preko 1000

N/mm. Materijali umetaka se mogu kombinirati pa tako oznaka *EP* koja je dana u primjeru u tablici 4. označava kombinaciju poliesterskih vlakana (*E*) u uzdužnom smjeru i poliamidnih vlakana (*P*) u poprečnom smjeru. Oznake materijala vlakana koji se najčešće koriste za izradu umetaka dane su u nastavku:

B – pamuk;

P – poliamid (*nylon*);

E – poliester;

D – aramid;

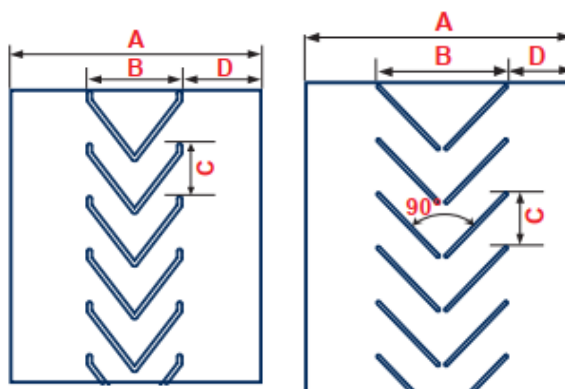
G – staklena vlakna.

Tipovi zaštitnog sloja određeni su normama danim u tablici 4. te su njima određena sljedeća svojstva zaštitnog sloja: prekidna čvrstoća, deformacija prije puknuća, stupanj abrazivnosti. [11]

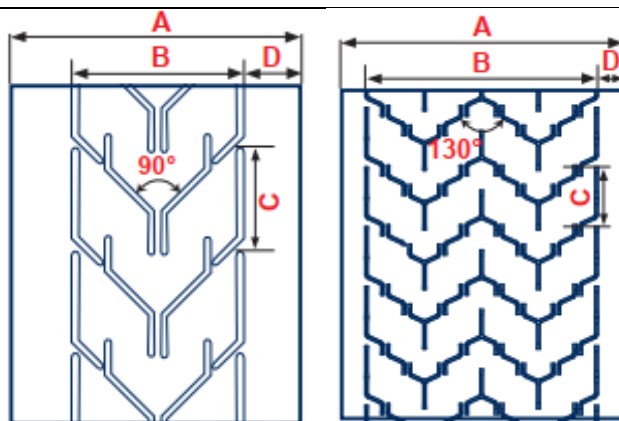
Osim glatkih gumenih transportnih traka često se u tehničkoj praksi koriste i razne profilirane trake, s bočnim vodilicama ili poprečnim rebrima. Takve su trake posebno u upotrebi kada se sipki materijal transportira na određenu visinu, za nagibe koji prelaze 20 ... 30 °. U nastavku će biti ukratko opisane neke vrste profiliranih gumenih traka.

1.3.1. Traka s rebrastim otiskom - Chevron

Transportne trake koje na nosivom dijelu imaju otisnuta rebra visine od 6 pa sve do 30 – ak milimetara koriste se za transport praškastih i sitno grudastih materijala pod kutem uspona do 40 °. Oblik otisnutog rebrastog uzorka može biti u obliku slova V, U, Y ili dvostruki Y (riblja kost), a svaki uzorak je također dostupan u otvorenoj i zatvorenoj izvedbi. Na slici 13. prikazana je usporedba otvorenog i zatvorenog V – profila, a na slici 14



Slika 13. Zatvoreni V – profil (lijevo) i otvoreni V – profil (desno) [11]

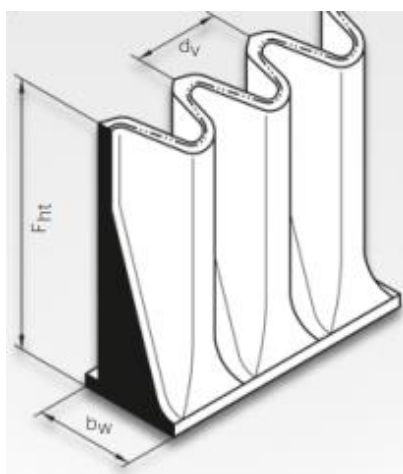


Slika 14. Otvoreni Y – profil (lijevo) i dvostruki Y – profil (desno) [11]

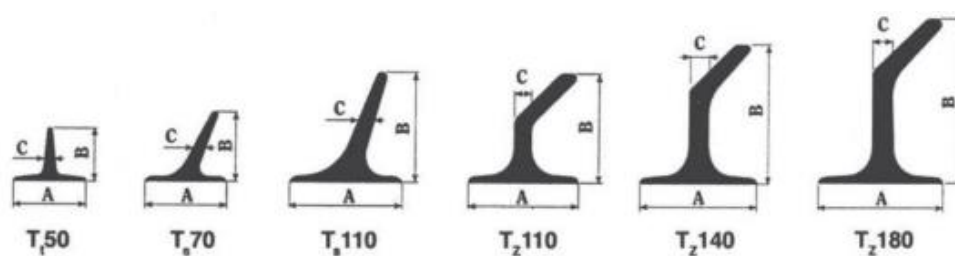
Trake s otisnutim rebrima proizvode se u standardnim širinama od 400 ... 1600 milimetara, s istim tipovima umetaka i u istim razredima čvrstoće kao i glatke trake prethodno spomenute u poglavlju 1.3. Označavanje ovakvog tipa traka najčešće ovisi o proizvođaču same trake. [11, 12]

1.3.2. Traka s bočnim i poprečnim graničnicima - Flexowell

U slučaju da maksimalni kut uspona trase prelazi 40° , gumene transportne trake izrađuju se s bočnim (*harmonika*) i poprečnim (*rebra*) graničnicima kako bi se spriječilo prirodno osipavanje sipkih materijala. Ovakve trake se u pravilu izrađuju u širinama od 400 ... 2000 milimetara. Bočni graničnici najčešće su izrađeni u valovitom obliku zbog čega se često nazivaju i *harmonikom*, s unutarnjim ojačanjem, dok su poprečni graničnici smješteni između harmonika, s korakom od 200 ... 500 milimetara, ovisno o potrebnom kapacitetu konvejera i nagibu trase. Na slici 15. prikazan je izgled bočnih graničnika, a na slici 16. neki od mogućih izvedbi profila poprečnih graničnika.



Slika 15. Bočni graničnik [13]

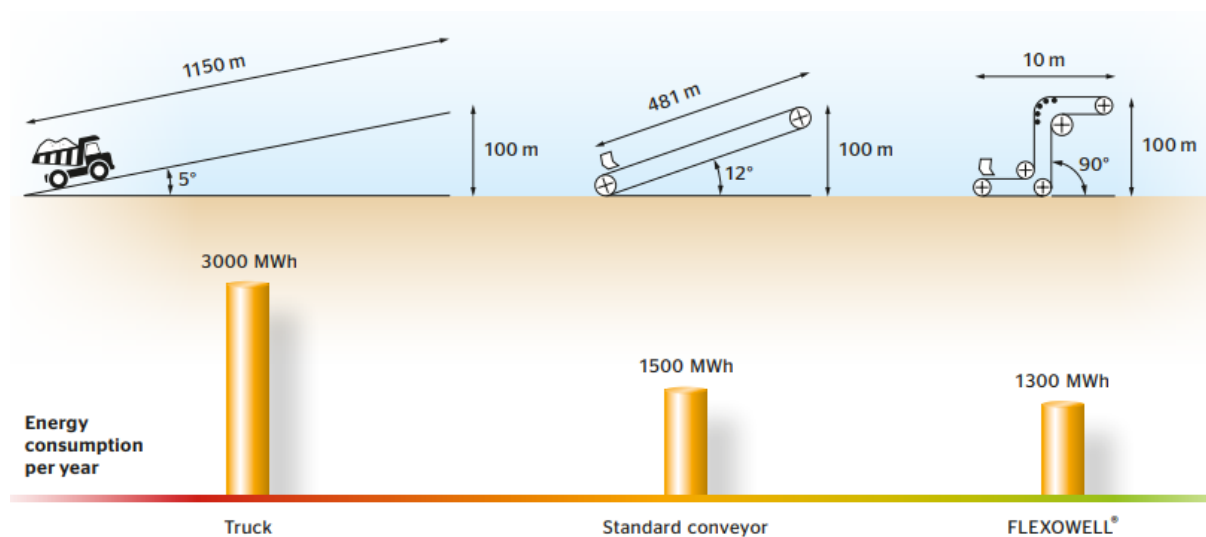


Slika 16. Izvedbe poprečnih graničnika – rebara [12]

Ovakve se trake također izrađuju s istim tipovima umetaka i u jednakim razredima čvrstoće kao i prethodno opisani tipovi traka, međutim uz standardnu oznaku trake, potrebno je u dogovoru s proizvođačem odrediti dodatne karakteristike trake poput visine, broja i rasporeda poprečnih i bočnih graničnika. [12, 13]

U slučaju da je kut nagiba trase izrazito strm, a projektnim zadatkom se traži konvejer s gumenom trakom, odabir ovakvog tipa trake je zapravo i jedino rješenje. Na slici 17. shematski je prikazana usporedba potrošene energije za podizanje jednake količine tereta na visinu od 100 metara, a također i duljine trasa u slučaju da se materijal transportira kamionom, nagibnim konvejerom s glatkom trakom ili konvejerom s *Flexowell* trakom. [13]

Potrebno je naglasiti da je nedostatak ovakvog profila trake u odnosu na prethodne otežano čišćenje, a posebno u slučaju transporta praškastih materijala, što u konačnici može dovesti do prekida rada zbog blokade sustava.



Slika 17. Usporedba utrošene energije za transport materijala jednakih karakteristika ovisno o vrsti transportnog sredstva [13]

2. POSTOJEĆA RJEŠENJA U POGONIMA ZA PRERADU DRVNE SJEČKE

Pogoni u raznim granama industrije susreću se s transportom i preradom drvne sječke. Neki od njih su pogon za proizvodnju papira, energetska postrojenja na biomasu ili jednostavno pogon za pakiranje drvne sječke kao takve, koja se dalje koristi u poljoprivredne ili estetske svrhe. Prije prikaza uobičajenih rješenja za transport drvne sječke u današnjim pogonima za preradu, da bi se dobio osjećaj o kakvom se materijalu radi, u tablici 5. prikazane su neke specifičnosti drvne sječke, odnosno piljevine.

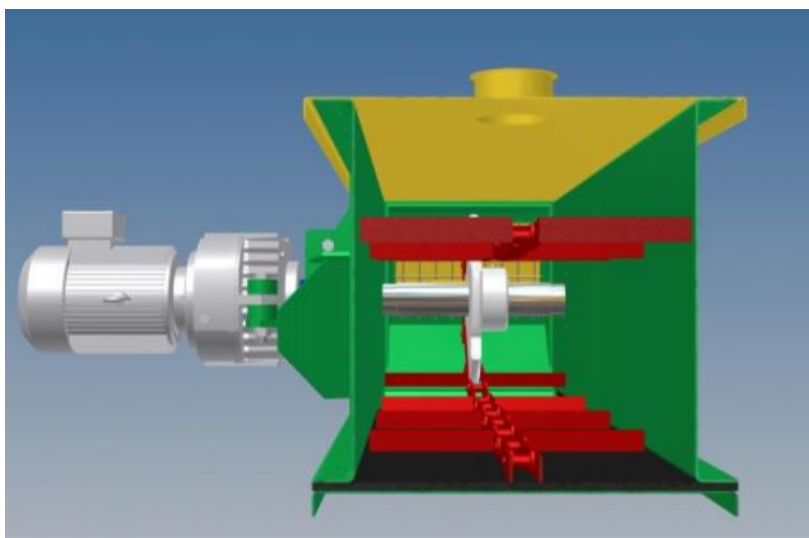
Tablica 5. Specifična svojstva drvne sječke i piljevine [1]

Materijal	Nasipna gustoća $\rho, \text{t/m}^3$	Nasipni kut $\varphi, ^\circ$	Maksimalni kut uspona trake $\alpha, ^\circ$
Drvena piljevina	0,16 ... 0,32	30 ... 40	22
Komadičasto drvo	0,25 ... 0,6	35 ... 45	20 ... 25

Drvena sječka ima relativno malu nasipnu gustoću i spada u kategoriju laganih materijala. Nasipna gustoća uvelike ovisi o vlažnosti pa će tako drvena sječka s većim udjelom vlage u pravilu imati i veću gustoću. Vlažnost sječke također je izrazito bitna kod odabira materijala trake s obzirom na to da može doći do kemijske reakcije između materijala trake i smole koje nastaje prilikom sušenja drveta. U slučaju da je relativna vlažnost sječke visoka, preporuča se koristiti gumena traka s uljno zaštitnim vanjskim slojem, odnosno posude s najlonskim premazom u slučaju da se transport vrši elevatorom. Kod transporta sipkih drvenih materijala također često nastaje problem zaštopavanja sustava. Zbog toga se prilikom projektiranja mora voditi računa da se minimiziraju mjesta na kojima može doći do zaglavljenja materijala te da se čistači trake postave na prava mjesta kako materijal nebi ostajao zaljepljen na traci. Također se za glatke trake preporuča izvedba nosivog dijela trake s tri valjka u nizu (prikazano na slici 4.) te se maksimalni uspon trake ne preporuča veći od 25° . U slučaju većeg nagiba preporuča se korištenje konvejera s gumenom *Flexowell* trakom (prikazano u točki 1.3.2.) ili zamjena trakastog konvejera nekim drugim tipom, poput člankastog konvejera ili elevatora. Materijali na bazi drva također mogu biti izrazito abrazivni pa se preporuča antiabrazivna gumena traka, odnosno posude s najlonskim premazom u slučaju da se transport vrši elevatorom. [14]

2.1. Konvejeri za transport drvene sječke *Jansen&Heuning*

Nizozemska tvrtka *Jansen&Heuning* proizvodi konvejere za transport rasutih tereta od 1901. godine. Između ostalog, tvrtka je specijalizirana za transport prerađenog drveta, a njihovi glavni proizvodi su člankasti, lančani i pužni konvejeri. Za transport drvene sječke preporučaju standardni proizvod tvrtke, konvejer s vučnim lancem i nosivim poprečnim rebrima tipa *JHK25* koji se izrađuju u 3 različite dimenzije i koji pri brzini lanca od 0,5 m/s ostvaruju kapacitete od 119 ... 229 m³/h. Na slici 18. prikazan je presjek u CAD modelu u kojem se mogu vidjeti lanac zajedno s rebrima, a na slici 19. prikazani su konvejeri *JHK25* u jednom proizvodnom pogonu za preradu drvene sječke. [15]



Slika 18. Presjek CAD modela konvejera *JHK25* [15]



Slika 19. Konvejeri tipa *JHK25* u radu [15]

2.2. Konvejeri za transport drvene sječke u termoenergetskim postrojenjima

Termoenergetska postrojenja na biomasu u posljednje su vrijeme sve zastupljenije kako u Europi tako i u Republici Hrvatskoj. Riječ je o posebnoj vrsti termoelektrana u kojima se kao gorivo koriste različiti biološki materijali i otpad, između ostalih i drvena sječka. Postoji nekoliko različitih načina na koje se vrši pretvorba energije iz biomase, no glavni dijelovi svih postrojenja su jednaki. Osnovni dijelovi ovakvih postrojenja su skladište materijala, sustav transportnih uređaja i separatora, komora za izgaranje, izmjenjivači topline te stanica za pohranu energije, električne ili toplinske (najčešće generatori). Na mjestu ulaza materijala najčešće se vrši separacija. Prvi korak je obično izdvojiti moguće metalne krhotine koje se nalaze u materijalu. Nakon odvajanja metala, gorivo se dalje transportira do komore za izgaranje. Kod određenih materijala se prije dolaska u komoru za izgaranje vrši separacija s obzirom na veličinu čestica materijala kako ne bi došlo do kvara sustava u slučaju da prevelike ili premale čestice materijala dospiju u komoru za izgaranje. U komori se nakon toga vrši spaljivanje materijala te se u konačnici dobiva toplinska, odnosno električna energija. U Republici Hrvatskoj trenutno je aktivno 15 – ak ovakvih postrojenja, a jedno od njih prikazano je na slici 20. Na slici je vidljiv velik broj različitih tipova konvejera. [16]



Slika 20. Termoelektrana na biomasu Županja [16]

Na slici 21. prikazan je horizontalni konvejer s gumenom trakom u obliku korita koji se koristi za transport drvene sječke u termoelektrani u Brinju. Uređaj na slici pogonjen je elektromotorom koji je vezan za vratilo pogonskog bubnja. Nosivi valjci posloženi su tako da formiraju oblik korita. Na slici 22. prikazan je nagibni konvejer za drvenu sječku u termoelektrani u Slatini. Uređaj je također pogonjen elektromotorom i ima gumenu traku. Ovaj uređaj ima dodatno ugrađen isipni lijevnik za usmjeravanje materijala na izlazu te pokrov po

cijeloj duljini nosivog dijela trake kako bi se osiguralo da se materijal (gorivo) ne mješa s prašinom i ostalim nečistoćama. [16]



Slika 21. Konvejer za drvenu sječku u termoelektrani Brinje [16]



Slika 22. Konvejer za drvenu sječku u termoelektrani Slatina [16]

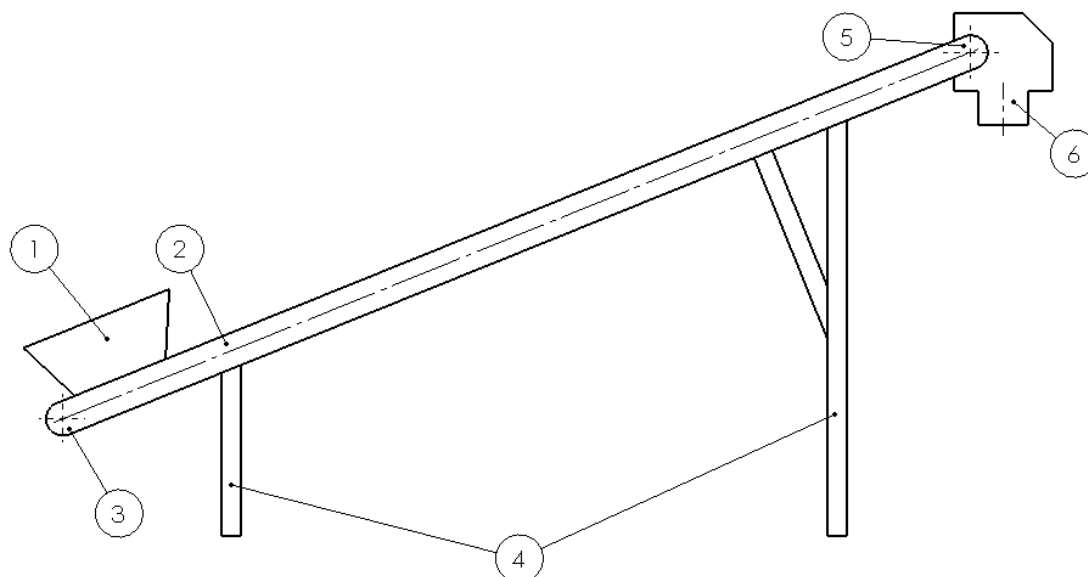
3. KONCEPTUALNA RJEŠENJA

Projektom su određeni sljedeći tehnički zahtjevi: širine i tip transportne trake, vrste pogona, potrebna visina isipa materijala, maksimalni razmak krajnjih bubnjeva te oslanjanje konvejera. Nadalje, vrstom transportiranog materijala, ograničen je maksimalni uspon trake te prema tablici 5. iznosi 25° . S obzirom na sve tražene zahtjeve i parametre, u nastavku će biti predložena tri konceptualna rješenja.

3.1. Koncept 1

Koncept 1 zamišljen je kao ravni trakasti konvejer postavljen pod nagibom, kako je prikazano na slici 23. Dijelovi konvejera označeni na slici su sljedeći:

- 1 – usipno korito;
- 2 – nosiva konstrukcija;
- 3 – povratni bubanj s nateznim mehanizmom;
- 4 – oslonci;
- 5 – pogonski sklop s bubnjem;
- 6 – isipni lijevak.



Slika 23. Koncept 1

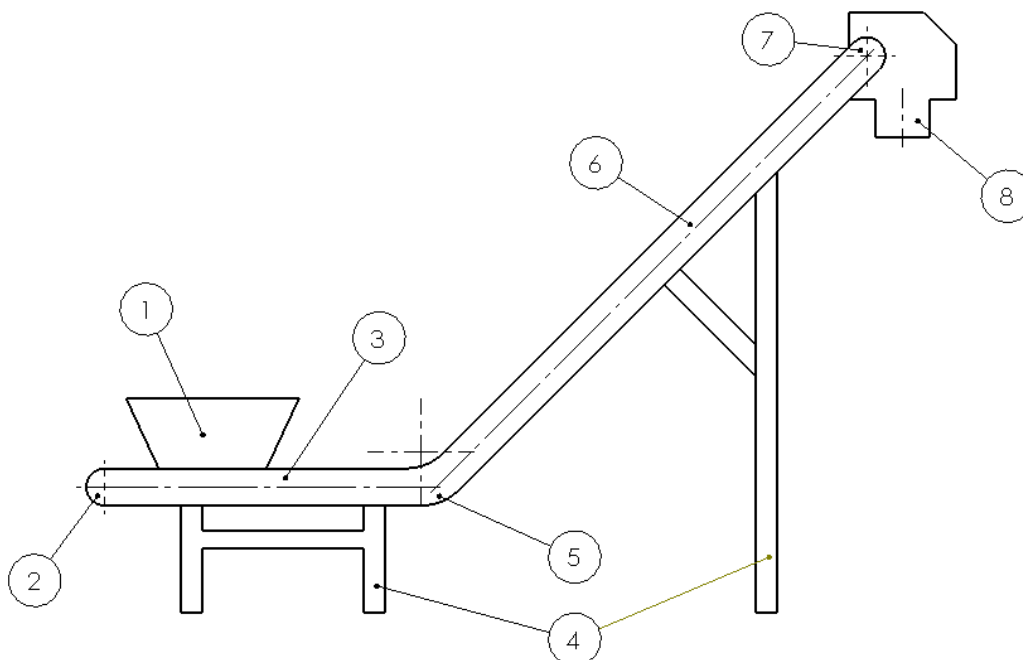
Materijal se s međuseparatora presipava u usipni lijevak uređaja i transportira se do isipnog dijela na kojem se nalazi lijevak s prirubnicom i direktno usipava materijal na sljedeću stanicu

u liniji za obradu. Ovakva konfiguracija trase omogućava blagi kut uspona, naravno uz uvjet da u horizontalnom smjeru ima dovoljno prostora za takvu izvedbu.

3.2. Koncept 2

Koncept 2 zamišljen je također kao trakasti konvejer, međutim oblik trase je horizontalno – dijagonalan. Na usipnom dijelu konvejer je horizontalan, nakon čega se nastavlja segment pod nagibom do željene visine. Koncept 2 prikazan je na slici 24. Dijelovi konvejera redom kao na slici su:

- 1 – usipno korito;
- 2 – povratni bubanj s natezним mehanizmom;
- 3 – horizontalni segment nosive konstrukcije;
- 4 – oslonci;
- 5 – prevojni bubanj;
- 6 – kosi segment nosive konstrukcije;
- 7 – pogonski sklop s bubnjem;
- 8 – isipni lijevak.

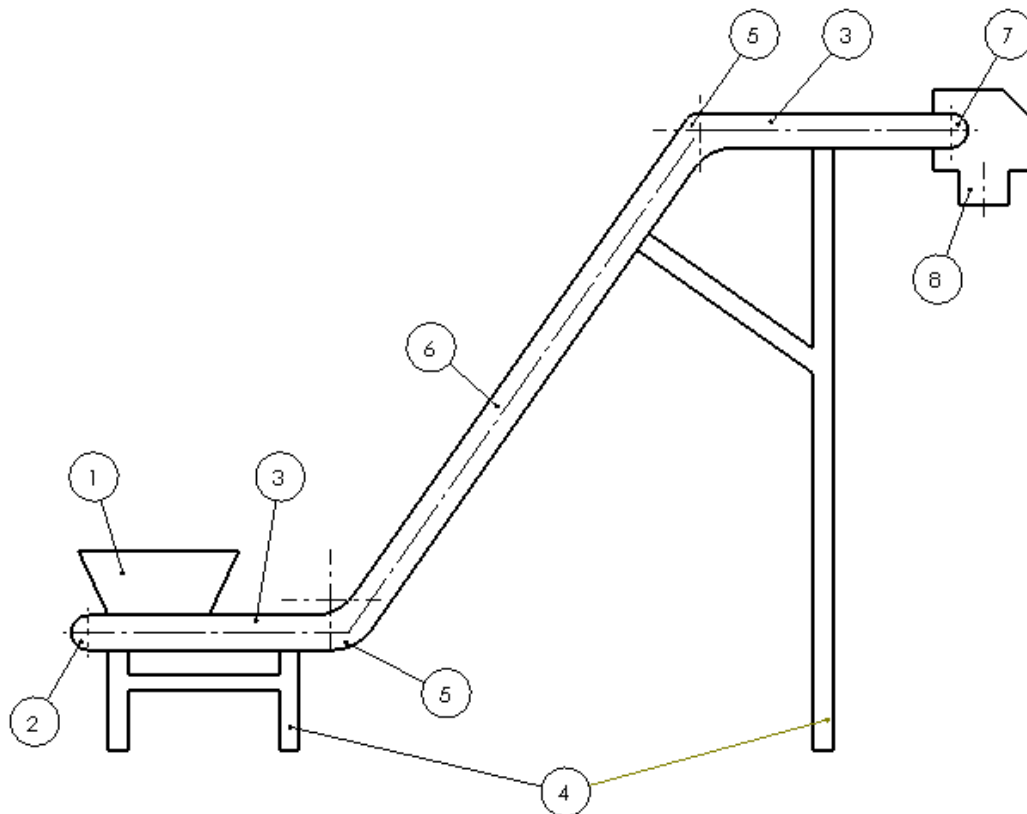


Slika 24. Koncept 2

Koncept 2 je bolje rješenje od koncepta 1 što se tiče potrebnog prostora u horizontalnom smjeru. Međutim, s druge strane, znatno je povećan kut uspona trake u odnosu na koncept 1.

3.3. Koncept 3

Koncept 3 sličan je konceptu 2, međutim kod ovog koncepta trasa na isipnom dijelu je također horizontalna kako bi se pojednostavila izvedba isipnog lijevka u odnosu na koncept 2. U ovom slučaju kut uspona je dodatno uvećan u odnosu na koncept 2, dok se u horizontalnom smjeru zadržava otprilike ista gabaritna dimenzija kao i kod koncepta 2. Na slici 25. prikazan je koncept 3, a dijelovi su redom označeni kao i kod koncepta 2.



Slika 25. Koncept 3

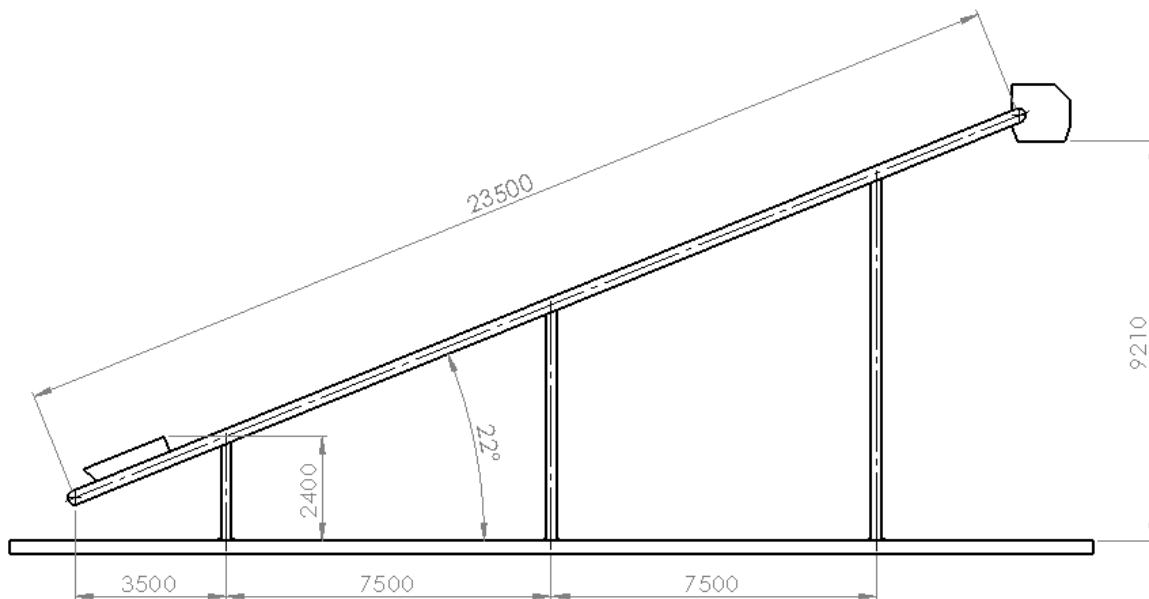
3.4. Odabir koncepta za konstrukcijsku razradu

Prilikom odabira koncepta za konstrukcijsku razradu potrebno je pronaći kompromis između nekoliko različitih aspekata. Najbitnije je da je konceptualno rješenje tehnički izvedivo, a s druge strane da je što isplativije za proizvođača. Rješenje također mora biti pouzdano i isplativo za investitora te ne smije prouzročiti eventualnu štetu za ostalu opremu u pogonu ili dovesti do ozljeđivanja operatera. S aspekta vremena i troškova razvoja, kao i vremena i troškova proizvodnje, koncept 1 je definitivno najbolje rješenje. S obzirom da tvrtka već duži niz godina u najvećoj mjeri proizvodi konvejjere s ravnom glatkom trakom to je područje dobro poznato inženjerskom timu i samim time su vrijeme i troškovi razvoja svedeni na minimum. Gledano s

aspekta proizvodnje, koncept 1 je također najprihvatljivije rješenje jer je moguće maksimalno standardizirati komponente, a također je potrebno i manje uskih tolerancija koje su potrebne kod koncepata 2 i 3. Konept 1 je bolji u odnosu na koncepte 2 i 3 i u pogledu čišćenja trake. Glatku je traku naime puno lakše čistiti i održavati nego profilirane i orebrene trake koje su potrebne kod koncepata 2 i 3. Najveći problem prvog koncepta ostaje pitanje je li moguće izvesti konvejer unutar gabarita zadanih projektnim zadatkom a da kut uspona trake ne bude veći od maksimalno dopuštenih 25° . Detaljiranjem koncepta 1 zaključeno je da je moguće izvesti trasu konvejera s razmakom krajnjih bubnjeva 23500 milimetara da zadovolji traženu visinu isipa od 9210 milimetra pod kutem od 22° što će biti i shematski prikazano u sljedećoj točki ovog rada. Uz sve spomenuto, za sljedeću fazu konstrukcijske razrade odabran je koncept 1.

3.5. Gabaritne dimenzije odabranog koncepta

Gabaritne dimenzije odabranog koncepta prikazane su na slici 26.



Slika 26. Gabaritne dimenzije odabranog koncepta

4. PRORAČUN POGONSKIH ELEMENATA SUSTAVA

U nastavku će biti određene dimenzije i mase rotirajućih dijelova sustava koje su potrebne za izračun vrijednosti potrebne vučne sile i u konačnici snage za pogon uređaja. Također, bit će proveden kontrolni proračun odabrane transportne trake te odabir dimenzija bubnjeva, vratila i standardnih komponenti uređaja.

4.1. Orijehtacijske dimenzije i mase rotirajućih dijelova sustava

U ovom dijelu bit će odabrane okvirne dimenzije i mase elemenata koje su potrebne za proračun potrebne vučne sile i snage za pogon uređaja. Ti elementi su transportna traka, nosivi i povratni valjci te pogonski i povratni bubanj.

4.1.1. Odabir transportne trake

Odabrana je glatka gumena transportna traka oznake *EP - 400/3*, sukladno normi DIN 22102. Opći podaci o traci dani su u tablici 6. Osim podataka koji se nalaze u tablici 6., proizvođač također garantira svojstva trake poput otpornosti na abraziju, habanje i trošenje te radnu temperaturu u rasponu od -35 do +80 °C. [11, 12]

Tablica 6. Tehnički podaci odabrane transportne trake

Prekidno opterećenje [N/mm]	400
Broj umetaka	3
Zaštitni sloj (gornji+donji)	4 + 2
Ukupna debljina trake [mm]	8,3
Masa trake [kg/m ²]	10
Dozvoljeno istezanje trake [% ukupne duljine]	1,3
Minimalni promjer bubnja [mm]	315
Hod natezanja trake [% ukupne duljine]	2

Širina trake određena je projektnim zadatkom i iznosi 650 mm, a okvirna duljina trake određuje se kao zbroj ravnog dijela trase i kružnih isječaka bubnjeva kako je prikazano na slici 27., odnosno prema izrazu (4.1):

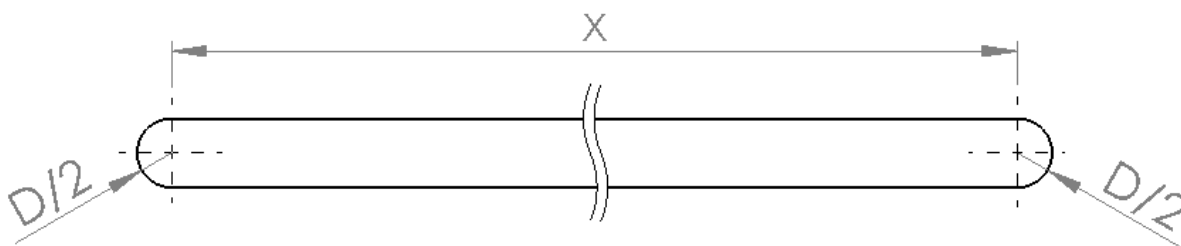
$$L = 2x + D\pi = 2 \times 23500 + 323,9\pi = 48017,6 \text{ mm}; \quad (4.1)$$

pri čemu je:

L – ukupna duljina transportne trake;

x – udaljenost osi krajnjih bubnjeva;

D – promjer krajnjih bubnjeva (*promjer pogonskog i povratnog bubnja određen je materijalom i kvalitetom trake te je odabir opisan u točki 4.1.2.).



Slika 27. Okvirna duljina transportne trake

Vrijednost dobivena izrazom (4.1) zaokružuje se na prvi višekratnik broja 10 pa se za duljinu trake uzima vrijednost $L = 48020 \text{ mm}$.

Ukupna masa trake dobiva se prema izrazu (4.2):

$$m_t = f * A = 10 * L * B = 10 * 48,02 * 0,65 = 312,13 \text{ kg}; \quad (4.2)$$

pri čemu je:

m_t – ukupna masa transportne trake;

f – relativna masa odabrane trake izražena po kvadratnom metru trake (tablica 6.);

A – ukupna površina trake koja se računa kao umnožak duljine (L) i širine (B) trake.

4.1.2. Odabir dimenzija bubnjeva

S obzirom da je minimalni promjer bubnjeva određen tipom trake, prema tablici 6. iznosi

$D_{min} = 315 \text{ mm}$, odabire se prva veća standardna dimenzija cijevi koja prema [17] iznosi

$D = 323,9 \text{ mm}$.

Prema [2], orijentacijske vrijednosti mase pogonskih bubnjeva za traku širine 650 mm i vanjski promjer cijevi 320 mm, ovisno o izvedbi ležajnih mjesta i duljini vratila iznose:

$$m_{pog} = 90 \dots 120 \text{ kg}. \quad (4.3)$$

Dok su mase povratnih bubnjeva:

$$m_{pov} = 70 \dots 100 \text{ kg.} \quad (4.4)$$

Za daljnje potrebe okvirnog proračuna, za masu pogonskog bubnja uzeta je vrijednost $m_{pog} = 105 \text{ kg}$, a za masu povratnog bubnja $m_{pov} = 85 \text{ kg}$.

4.1.3. Odabir dimenzija nosivih valjaka i ukupna masa nosivih valjaka

Prema [5], za traku širine 650 mm i brzinu trake 0 ... 2 m/s preporučuju se valjci promjera 89 milimetara. Za izvedbu valjčanog sloga s tri valjka u nizu za širinu trake 650 mm preporučaju se valjci duljine 250 mm čija masa iznosi 2,8 kg. Za potrebe orijentacijskog proračuna uzet je razmak između nosivih valjaka od 1000 mm što znači da su na duljini trase od 23500 milimetara potrebna 24 valjčana sloga, odnosno ukupna masa rotirajućih dijelova nosivih valjčanih slogova iznosi:

$$m_{nv} = 24 * 3 * 2,8 = 201,6 \text{ kg.} \quad (4.6)$$

Na slici 28. prikazan je slog nosivih valjaka.



Slika 28. Nosivi valjci [18]

4.1.4. Odabir dimenzija povratnih valjaka i ukupna masa povratnih valjaka

U povratnom dijelu trake koristit će se valjci promjera 89 mm širine 750 mm čija masa iznosi 6 kg. [5]

Za potrebe orijentacijskog proračuna uzima se razmak između povratnih valjaka od 1500 mm što znači da je ukupno potrebno 16 povratnih valjaka, odnosno da je ukupna masa povratnih valjaka:

$$m_{pv} = 16 * 6 = 96 \text{ kg.} \quad (4.7)$$

Na slici 29. prikazan je odabrani povratni valjak.



Slika 29. Povratni valjak [18]

4.2. Proračun potrebne snage elektromotora

Proračun u nastavku rađen je prema [1, 2, 19]. Za početak je potrebno odrediti slijedeće parametre transporta:

- poprečni presjek transportiranog materijala;
- brzinu pomicanja trake;
- volumni i maseni protok materijala (kapacitet konvejera).

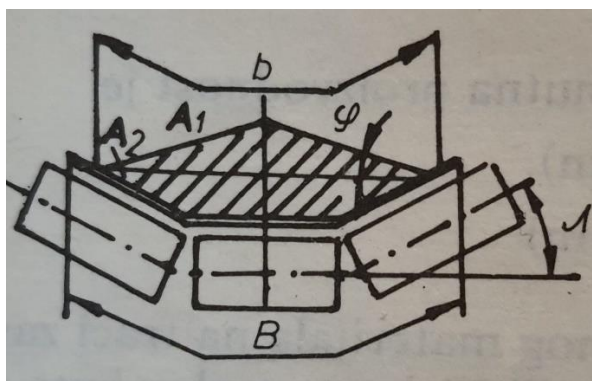
4.2.1. Određivanje površine poprečnog presjeka materijala na traci

Poprečni presjek transportiranog materijala prikazan je na slici 30. Za valjčani slog s tri valjka u nizu računa se prema izrazu (4.8):

$$A = \frac{b^2}{4} \{ [\cos \lambda + c * (1 - \cos \lambda)]^2 * (\tan \varphi + \tan \lambda) - c^2 * \tan \lambda \}; \quad (4.8)$$

pri čemu je:

- A – poprečni presjek transportiranog materijala;
- b – širina transportne trake;
- λ – kut nagiba valjčanog sloga;
- c – omjer duljine valjka i širine transportne trake;
- φ – nasipni kut materijala u mirovanju.



Slika 30. Površina poprečnog presjeka materijala za slog s tri valjka u nizu [2]

Prema [2], za trake širine do 800 milimetara preporuča se nagib valjaka u slogu $\lambda = 20^\circ$. Faktor c računa se prema izrazu (4.9) i iznosi:

$$c = \frac{L_v}{b} = \frac{250}{650} = 0,3846; \quad (4.9)$$

pri čemu je:

- L_v – duljina jednog valjka u slogu.

Prema [1], nasipni kut u mirovanju φ za komadičasto drvo iznosi 35 ... 45 °. Za potrebe proračuna uzima se srednja vrijednost iz ovog raspona pa je teoretski presjek materijala na traci u mirovanju jednak:

$$A = \frac{0,65^2}{4} \{ [\cos 20^\circ + 0,3846 * (1 - \cos 20^\circ)]^2 * (\tan 40^\circ + \tan 20^\circ) - 0,3846^2 * \tan 20^\circ \} = 0,09375 \text{ m}^2. \quad (4.10)$$

4.2.2. Određivanje brzine trake i kapaciteta konvejera

Sada je potrebno odrediti brzinu transportne trake. Prema [2], za materijal čije su čestice dimenzija do 350 milimetara i traku širine 650 milimetara, najveća dopuštena brzina trake iznosi:

$$v_{max} = 1,6 \frac{m}{s}. \quad (4.11)$$

Usvojena vrijednost za orijentacijski proračun je:

$$v = 0,8 \frac{m}{s}. \quad (4.12)$$

Teoretski volumni protok materijala po satu je:

$$I_v = A * v = 0,09375 * 0,8 * 3600 = 270 \frac{m^3}{h}. \quad (4.13)$$

Teoretski maseni protok materijala po satu je:

$$I_m = I_v * \rho = 337,5 * 260 = 70200 \frac{kg}{h} = 70,2 \frac{t}{h}; \quad (4.14)$$

pri čemu je:

$\rho = 180 \dots 340 \text{ kg/m}^3$ – nasipna gustoća drvene sječke maksimalne vlažnosti 50 % (uzeta je srednja vrijednost $\rho = 260 \text{ kg/m}^3$) prema [20].

Obzirom na to da prilikom transporta dolazi do nejednolike raspodjele materijala, poprečni presjek nije ni približno jednak teoretski izračunatom izrazom (4.10). Prema [19], stvarni maseni protok materijala izražen u tonama po satu određuje se prema:

$$I'_m = 3600 * \rho * v * A * K_1 * K_2 = K_1 * K_2 * I_m; \quad (4.15)$$

pri čemu je:

$K_1 = 0,8$ – koeficijent smanjenja teoretskog kapaciteta konvejera zbog neravnomjernog i nepotpunog nasipavanja materijala na traku;

$K_2 = 0,76$ – koeficijent smanjenja teoretskog kapaciteta konvejera za nagib trase od 22°;

I_m – teoretski maseni protok materijala izračunat izrazom (4.14).

Uvrštavanjem vrijednosti koeficijenata u izraz (4.15) dobiva se stvarni maseni protok materijala, odnosno kapacitet konvejera koji iznosi:

$$I'_m = 0,8 * 0,76 * 70,2 = 42,7 \text{ t/h}; \quad (4.16)$$

što zadovoljava traženi maseni protok materijala od 20 t/h zadan projektnim zadatkom.

Stvarni volumenski protok materijala tada iznosi:

$$I'_v = \frac{I'_m}{\rho} = \frac{42,7}{0,26} = 164,2 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}. \quad (4.17)$$

4.2.3. Određivanje obodne sile

Obodna sila na pogonskom bubnju određuje se prema izrazu (4.18):

$$F_{ob} = c * t * L * \left(G_t + \frac{G}{3600 * v} \right) \pm \frac{G * H}{3600 * v}; \quad (4.18)$$

pri čemu je:

c – faktor povećanja vučne sile koji uzima u obzir sporedne otpore u pogonu konvejera;

t – koeficijent trenja u ležajevima valjaka, pogonskog i povratnog bubnja;

L – nosiva duljina trake, razmak osi krajnjih bubnjeva;

G_t – težina rotirajućih dijelova konvejera (trake, bubnjeva i valjaka) izražena po metru duljine konvejera;

G – teorijska težina transportiranog materijala po satu;

H – visina dizanja ili spuštanja tereta na traci; u slučaju podizanja uzima se predznak +, a u slučaju spuštanja materijala po traci uzima se predznak -;

v – brzina kretanja trake.

Faktor c za nosivu duljinu trake od 23,5 metara prema [19] približno iznosi:

$$c = 3. \quad (4.19)$$

S obzirom da će uređaj koji se projektira tijekom rada biti izložen vanjskim utjecajima poput kiše, promjena temperature i moguće je prodiranje prašine u ležajna mjesta, koeficijent trenja t prema [19] iznosi:

$$t = 0,02. \quad (4.20)$$

Nosiva duljina trake određena je projektnim zadatkom i iznosi 23,5 metara. Težina rotirajućih dijelova dobiva se zbrajanjem težina valjaka, bubnjeva i trake izračunatih u točki 4.2. ovog rada te po metru duljine iznosi:

$$G_t = \frac{g}{L} * (m_t + m_{pog} + m_{pov} + m_{nv} + m_{pv}); \quad (4.21)$$

pri čemu je:

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – ubrzanje zemljine sile teže;

m_t – ukupna masa trake izračunata pod (4.2);

m_{pog} – masa pogonskog bubnja uzeta kao srednja vrijednost izraza (4.3);

m_{pov} – masa povratnog bubnja uzeta kao srednja vrijednost izraza (4.4);

m_{nv} – ukupna masa nosivih valjaka izračunata pod (4.5);

m_{pv} – ukupna masa povratnih valjaka izračunata pod (4.6).

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (4.21) dobiva se ukupna težina rotirajućih dijelova po metru duljine koja iznosi:

$$\begin{aligned} G_t &= \frac{9,81}{23,5} * (312,13 + 105 + 85 + 201,6 + 96) = 333,8 \frac{N}{m} \\ &= 0,3338 \frac{kN}{m}. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Teoretska težina transportiranog materijala po satu iznosi:

$$G = g * I_m = 9,81 * 70,2 = 688,7 \frac{kN}{h}; \quad (4.23)$$

pri čemu je:

I_m – teoretski maseni protok materijala po satu izračunat pod (4.14).

Visina dizanja tereta određuje se prema izrazu:

$$H = L * \sin \alpha = 23,5 * \sin 22^\circ = 8,8 \text{ m}; \quad (4.24)$$

pri čemu je:

α – kut nagiba konvejera.

Uvrštavanjem svih vrijednosti u izraz (4.18) dobiva se vrijednost obodne sile na pogonskom bubnju:

$$\begin{aligned} F_{ob} &= 3 * 0,02 * 23,5 * \left(0,3338 + \frac{688,7}{3600 * 0,8} \right) + \frac{688,7 * 8,8}{3600 * 0,8} \\ &= 0,808 + 2,104 = 2,912 \text{ kN}. \end{aligned} \quad (4.25)$$

4.2.4. Ukupna snaga potrebna za pogon uređaja

Snaga koja je potrebna za pogon konvejera pod opterećenjem, bez dodatnih otpora računa se prema:

$$P_{ob} = F_{ob} * v = 2,912 * 0,8 = 2,33 \text{ kW}. \quad (4.26)$$

Vrijednosti dobivenoj u izrazu (4.26) potrebno je još pribrojiti i snagu koja se troši na savladavanje raznih otpora. U ovom slučaju dodatne otpore stvaraju čistači trake te trenje na bočnim vodilicama. Snaga koja je potrebna za savladavanje trenja na vodilicama prema [19] iznosi:

$$P_v = 0,08 * L = 0,08 * 23,5 = 1,88 \text{ kW}. \quad (4.27)$$

Snaga koja je potrebna za savladavanje otpora uzrokovanog čistačima trake prema [19] iznosi:

$$P_d = 1,6 * b * v * n = 1,6 * 0,65 * 0,8 * 2 = 1,66 \text{ kW}; \quad (4.28)$$

pri čemu je:

n – broj uređaja koji stvaraju dodatan otpor; u ovom slučaju radi se o čistaču nosivog dijela trake koji se nalazi na isipnom dijelu konvejera i o čistaču unutarnjeg dijela trake koji se nalazi na usipnom dijelu konvejera.

Ukupna potrebna snaga za savladavanje opterećenja i otpora iznosi:

$$P_{uk} = P_{ob} + P_v + P_d = 2,33 + 1,88 + 1,66 = 5,87 \text{ kW}. \quad (4.29)$$

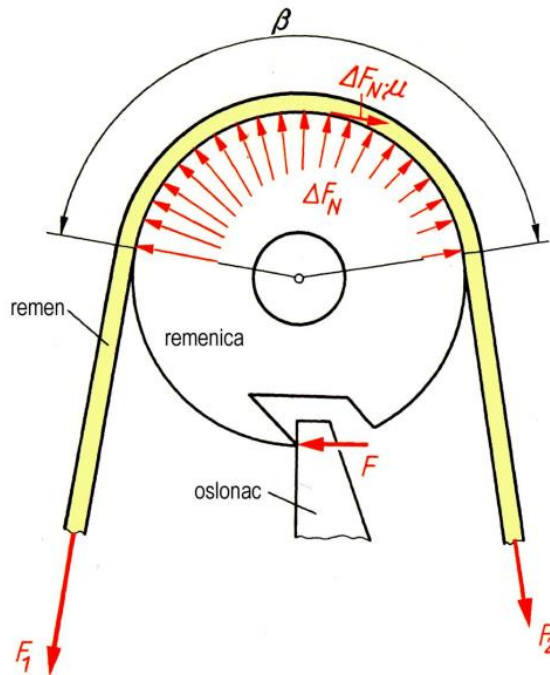
Kada se u obzir uzme stupanj iskorištenja prijenosa pogona koji iznosi otprilike 0,85...0,95, dobiva se da je potrebna snaga elektromotora:

$$P_{em} = \frac{P_{uk}}{\eta} = \frac{5,87}{0,9} = 6,52 \text{ kW}. \quad (4.30)$$

4.3. Kontrolni proračun odabrane trake i bubnjeva

4.3.1. Sile na pogonskom bubnju

Raspored i iznosi sila na bubnju mogu se odrediti analogno silama koje se javljaju u remenskom prijenosu, prema [21]:



Slika 31. Raspored sila kod remenskog prijenosa [21]

pri čemu je:

F_1 – sila u vučnom ogranku;

F_2 – sila u slobodnom ogranku;

β – kut obuhvata trake oko bubnja, odnosno remena oko remenice.

Iz statike je poznato da je odnos sila F_1 i F_2 jednak:

$$F_1 = F_2 * e^{\mu\beta}; \quad (4.31)$$

pri čemu je:

μ – faktor trenja između trake i pogonskog bubnja.

Sumiranjem sila i momenata oko središta bubnja, nakon sređivanja izraza dobiva se:

$$F_o = F_1 - F_2; \quad (4.32)$$

pri čemu je:

F_o – najveća obodna (vučna) sila koja se javlja na bubnju.

Najveća obodna sila na bubnju veća je od obodne sile izračunate izrazom (4.25) jer je potrebno uzeti u obzir i sile trenja koje stvaraju prethodno spomenute gubitke. Stoga se najveća obodna sila koja se javlja na bubnju dobiva kao omjer snage izračunate pod (4.29) i odabrane brzine gibanja transportne trake koja iznosi 0,8 m/s i iznosi:

$$F_o = \frac{P_{uk}}{v} = \frac{5,87}{0,8} = 7,34 \text{ kN}. \quad (4.33)$$

Rješavanjem sustava jednadžbi (4.31) i (4.32), uz faktor trenja koji prema [19] za izvedbu bubnja s oblogom iznosi 0,4 i obuhvatni kut od 180° (π) dobivaju se iznosi sila u vučnom i slobodnom ogranku:

$$F_1 = 10,26 \text{ kN}; \quad (4.34)$$

$$F_2 = 2,92 \text{ kN}. \quad (4.35)$$

4.3.2. Potreban broj umetaka trake

Proračun potrebnog broja umetaka trake ovisi o materijalu izrade samih umetaka. U ovom slučaju odabrana traka ojačana je umetcima od poliestera i najlona pa prema [19], za trake ojačane sintetskim vlaknima potreban broj umetaka iznosi:

$$z = \frac{F_t * 9,8}{B * \sigma_m} + 1 = \frac{F_1 * 9,8}{B * \sigma_m} + 1 = \frac{10260 * 9,8}{650 * 400} + 1 = 1,39; \quad (4.36)$$

pri čemu je:

z – potreban broj umetaka;

F_t – najveća vučna sila u traci koja je jednaka sili u vučnom ogranku;

σ_m – čvrstoća materijala trake prema tablici 6.

Minimalno potreban broj umetaka zaokružuje se na prvi cijeli broj i iznosi 2, a s obzirom da odabrana traka sadrži 3 umetka ovaj uvjet je zadovoljen.

4.3.3. Dimenzioniranje bubnjeva

Prilikom dimenzioniranja pogonskog bubnja prema [19] nužno je zadovoljiti 2 uvjeta:

1. Uvjet:

$$D \geq \frac{360 * F_o}{p * \pi * \beta * B} = \frac{360 * 7340}{25000 * \pi * 180 * 0,65} = 0,288 \text{ m}; \quad (4.37)$$

2. Uvjet:

$$D \geq (0,125 \dots 0,18) * z = 0,125 * 3 = 0,375 \text{ m}; \quad (4.38)$$

pri čemu je:

p – moć nošenja trake (dopušteni tlak) koja za traku sa sintetskim umetcima iznosi 25000...30000 N/m².

Postoji još jedan uvjet koji je određen materijalom i kvalitetom trake i već je ranije spomenut u tablici 6.:

3. Uvjet:

$$D \geq 0,315 m. \quad (4.39)$$

Kao mjerodavan uvjet uzima se uvjet 2 pa se prema [17] odabire prva standardna dimenzija cijevi koja je veća od 375 mm. Pogonski bubanj bit će izrađen od okrugle cijevi dimenzija Ø406,4/10 [17].

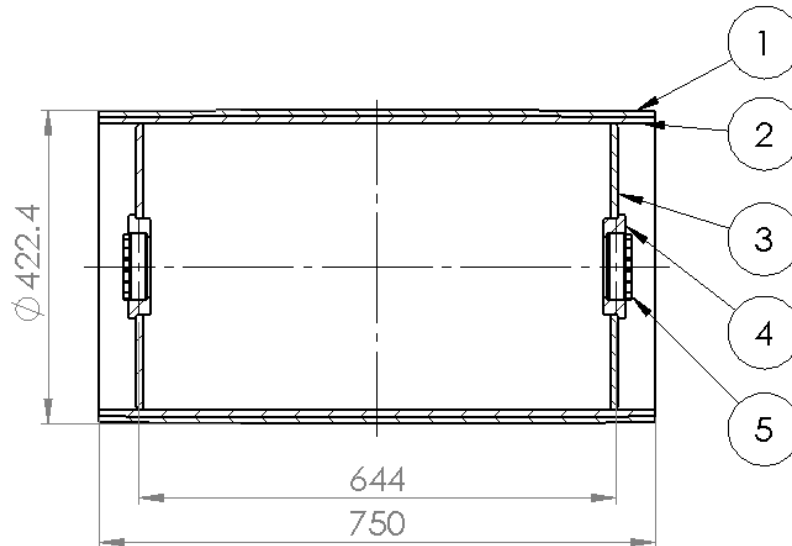
Zbog boljeg centriranja trake cijevi bubnjeva se sa svake strane bombiraju, odnosno tokare se u konus nagiba 1:100 na duljini koja otprilike odgovara 30 % ukupne duljine cijevi. Cijev pogonskog bubnja se zbog boljeg prijanjanja između bubnja i trake s vanjske strane oblaže gumenom oblogom proizvođača *T-Rex Rubber* debljine 8 mm pa je konačan promjer pogonskog bubnja:

$$D_{pog} = 406,4 + 2 * 8 = 422,4 mm. \quad (4.40)$$

Na slici 32. prikazan je pogonski bubanj bez vratila. Moment se s vratila na bubanje prenosi steznim ljuskama tipa *TLK 200* proizvođača *Rexnord Tollock*. [22]

Pozicije označene na slici 32. su redom:

- 1 – gumena obloga bubnja;
- 2 – cijev pogonskog bubnja Ø 406,4/10;
- 3 – disk pogonskog bubnja;
- 4 – glavina pogonskog bubnja;
- 5 – stezna ljuska.



Slika 32. Skica pogonskog bubnja

Za dimenzije povratno – nateznog bubnja potrebno je zadovoljiti sljedeći uvjet:

$$D \geq (0,08 \dots 0,1) * z = 0,1 * 3 = 0,3 \text{ m.} \quad (4.41)$$

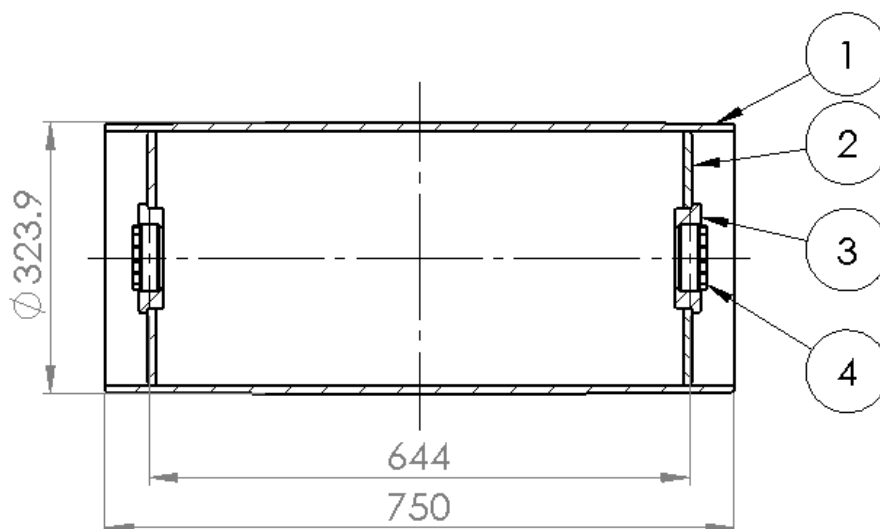
Usvojena vrijednost za promjer povratnog bubnja iznosi:

$$D_{pov} = 323,9 \text{ mm.} \quad (4.42)$$

Povratno - natezni bubanj bit će izrađen od okrugle cijevi dimenzija $\text{Ø } 323,9/10$ [17].

Na slici 33. prikazan je povratno – natezni bubanj bez vratila. Pozicije označene na slici 33. su redom:

- 1 – cijev pogonskog bubnja $\text{Ø } 323,9/10$;
- 2 – disk pogonskog bubnja;
- 3 – glavina pogonskog bubnja;
- 4 – stezna ljuska.



Slika 33. Skica povratno – nateznog bubnja

*Komentar:

Obzirom na to da je konačni usvojeni promjer pogonskog bubnja veći od onog pretpostavljenog u (4.3), masa trake je također nešto veća od one izračunate pod (4.2) što znači da je i ukupna masa rotirajućih dijelova sustava veća od one izračunate pod (4.21). Međutim, povećanje mase uzrokovano povećanjem promjera bubnja je zanemarivo malo u usporedbi s težinom materijala na traci izračunatom pod (4.23) koja ostaje nepromijenjena, korekciju proračuna potrebne snage nije potrebno provoditi.

4.4. Odabir pogonskog elektromotora i reduktora

Kako bi se odabrao pogonski elektromotor i reduktor potrebno je poznavati potrebnu snagu za pogon sustava koja je izračunata u izrazu (4.30), potreban moment na vratilu pogonskog bubnja te prijenosni omjer reduktora da se zadovolji tražena brzina kretanja trake od 0,8 m/s.

Potrebni prijenosni omjer računa se prema:

$$i = \frac{n_{em}}{n_{bu}}; \quad (4.43)$$

pri čemu je:

n_{em} – broj okretaja elektromotora;

n_{bu} – broj okretaja pogonskog bubnja potreban da se zadovolji brzina gibanja trake.

Prema [22], broj okretaja sinkronog elektromotora s uračunatim klizanjem iznosi 1460 o/min, a potreban broj okretaja pogonskog bubnja može se odrediti pomoću:

$$n_{bu} = \frac{v}{D * \pi} = \frac{0,8}{0,4224 * \pi} = 0,6 \text{ o/s} = 36 \text{ o/min}; \quad (4.44)$$

tada potrebni prijenosni omjer reduktora iznosi:

$$i = \frac{1460}{36} = 40,36. \quad (4.45)$$

Potreban moment na vratilu pogonskog bubnja iznosi:

$$M_T = \frac{P_{uk}}{\omega} = \frac{5870}{2 * \pi * 0,6} = 1557 \text{ Nm}. \quad (4.46)$$

Prema [23] odabire se elektromotor – reduktor proizvođača *NORD*, serije SK 9032.1 – 132MP/4 s ugrađenom elektroničkom kočnicom oznake BR250. Karakteristike odabranog pogonskog sustava prikazane su u tablici 7. Moment na vratilu pogonskog bubnja je veći od potrebnog momenta što zadovoljava uvjet, a potrebno je još provjeriti zadovoljava li moment kočnice potreban moment kočenja za zaustavljanje sustava. Potrební moment kočenja iznosi:

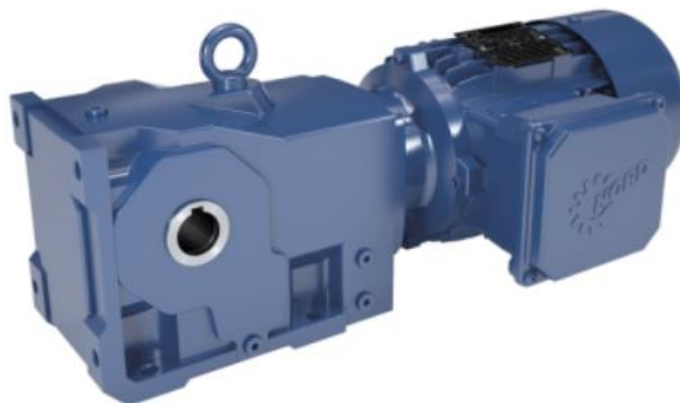
$$M_{KO} = \frac{F_o * \eta}{i} = \frac{7340 * 0,904}{40,36} = 164,4 \text{ Nm} < 250 \text{ Nm}; \quad (4.47)$$

kočnica zadovoljava.

Odabrani elektromotor – reduktor prikazan je na slici 34.

Tablica 7. Karakteristike odabranog pogonskog sustava [22]

<i>NORD SK 9032.1 – 132MP/4</i>	
Snaga elektromotora [kW] - P_{EM}	7,5
Broj okretaja elektromotora [o/min] – n_1	1460
Izlazni broj okretaja na vratilu [o/min] – n_2	36
Prijenosni omjer - i	40,36
Moment na izlaznom vratilu reduktora [Nm] – M_T	1980
Način prijenosa snage (izlazno vratilo)	Šuplje vratilo Ø50 H7; spoj perom
Ukupna masa sklopa [kg]	120
Stupanj iskoristivosti [%] – η	0,904
Količina ulja u reduktoru [l]	2,1
Maksimalna radna temperatura okoliša [°C]	40
Moment kočnice [Nm] – M_K	250



Slika 34. Elektromotor s reduktorom proizvođača NORD [23]

4.5. Kontrolni proračun vratila pogonskog bubnja

Na mjestu spoja vratila i reduktora promjer vratila određen je izabranim motor – reduktorom i iznosi 50 mm. Orijetacijski proračun vratila proveden je prema [21] s ciljem dimenzioniranja ostalih stupnjeva vratila, a prvenstveno najopterećenijeg dijela.

4.5.1. Sile na vratilu

Sile i momenti koji opterećuju vratilo su sljedeće:

G_{BU} – težina bubnja;

G_{EM} – težina sklopa elektromotora s reduktorom;

F_R – rezultatna sila na vratilo kao posljedica vučnih sila na bubnju;

T – moment torzije.

Težine bubnjeva i elektromotora su poznate kao i moment torzije na izlaznu iz reduktora, dok se rezultatna sila F_R određuje prema:

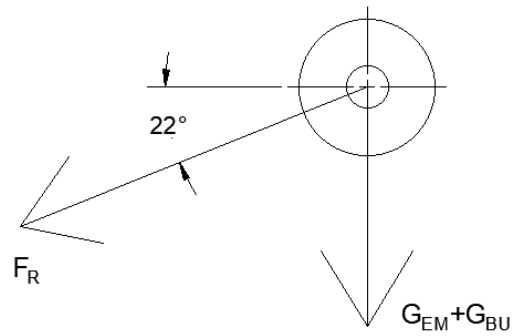
$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 * F_1 * F_2 * \cos \beta}. \quad (4.48)$$

Iznosi svih pribrojnika u izrazu (4.48) su otprije poznati pa rezultanta sila na vratilo iznosi:

$$F_R = \sqrt{10260^2 + 2920^2 - 2 * 10260 * 2920 * \cos 180^\circ} = 13180 \text{ N}. \quad (4.49)$$

Osim u kritičnom presjeku, provjerit će se i potrebne dimenzije na ležajnim mjestima.

Raspored sila na pogonskom vratilu prikazan je na slici 35. S obzirom da je cijeli konvejer nagnut za 22° , rezultatnu silu je potrebno rastaviti na komponente u horizontalnoj i vertikalnoj ravnini.



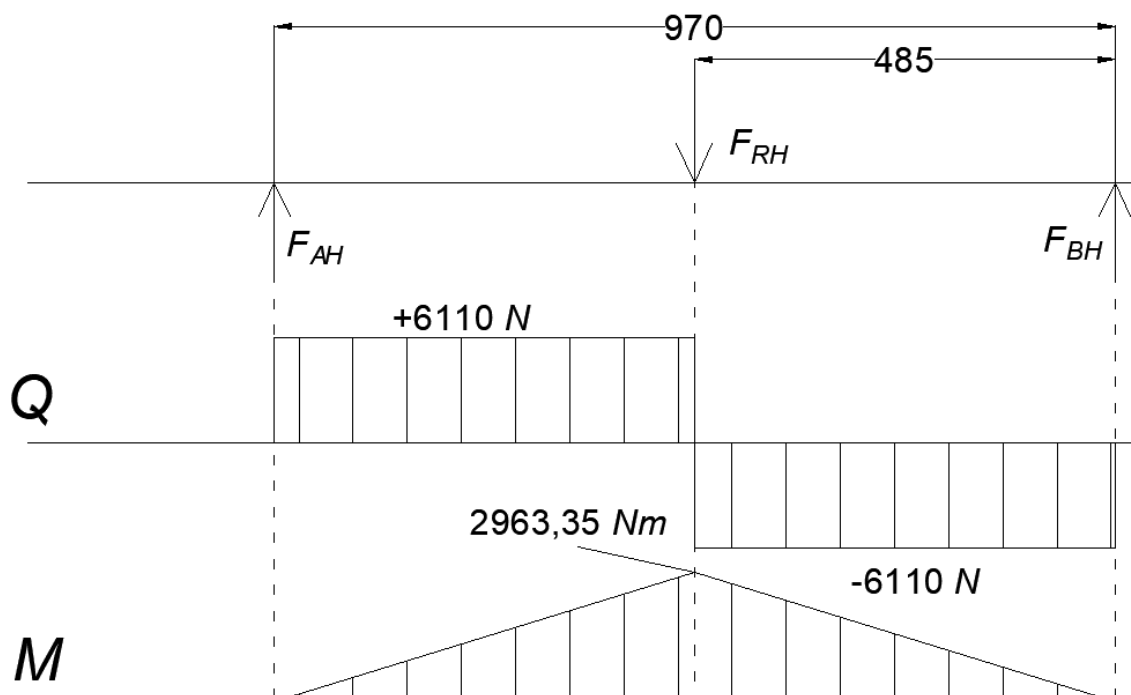
Slika 35. Raspored sile na vratilu pogonskog bubnja

4.5.2. Horizontalna ravnina

U horizontalnoj ravnini vratilo je opterećeno samo jednom komponentom rezultantne sile koja iznosi:

$$F_{RH} = F_R \cos 22^\circ = 12220 \text{ N.} \quad (4.50)$$

Opterećenje u horizontalnoj ravnini prikazano je na slici 36.



Slika 36. Opterećenje vratila pogonskog bubnja u horizontalnoj ravnini

Reakcije u ležajnim mjestima iznose:

$$F_{AH} = F_{BH} = 6110 \text{ N;} \quad (4.51)$$

dok je moment savijanja u kritičnom presjeku:

$$M_{SH} = 2963350 \text{ Nmm}. \quad (4.52)$$

Momenti na ležajnim mjestima A i B u horizontalnoj ravnini jednaki su nuli.

4.5.3. Vertikalna ravnina

U vertikalnoj ravnini vratilo je opterećeno težinom elektromotora s reduktorom:

$$G_{EM} = 1200 \text{ N}; \quad (4.53)$$

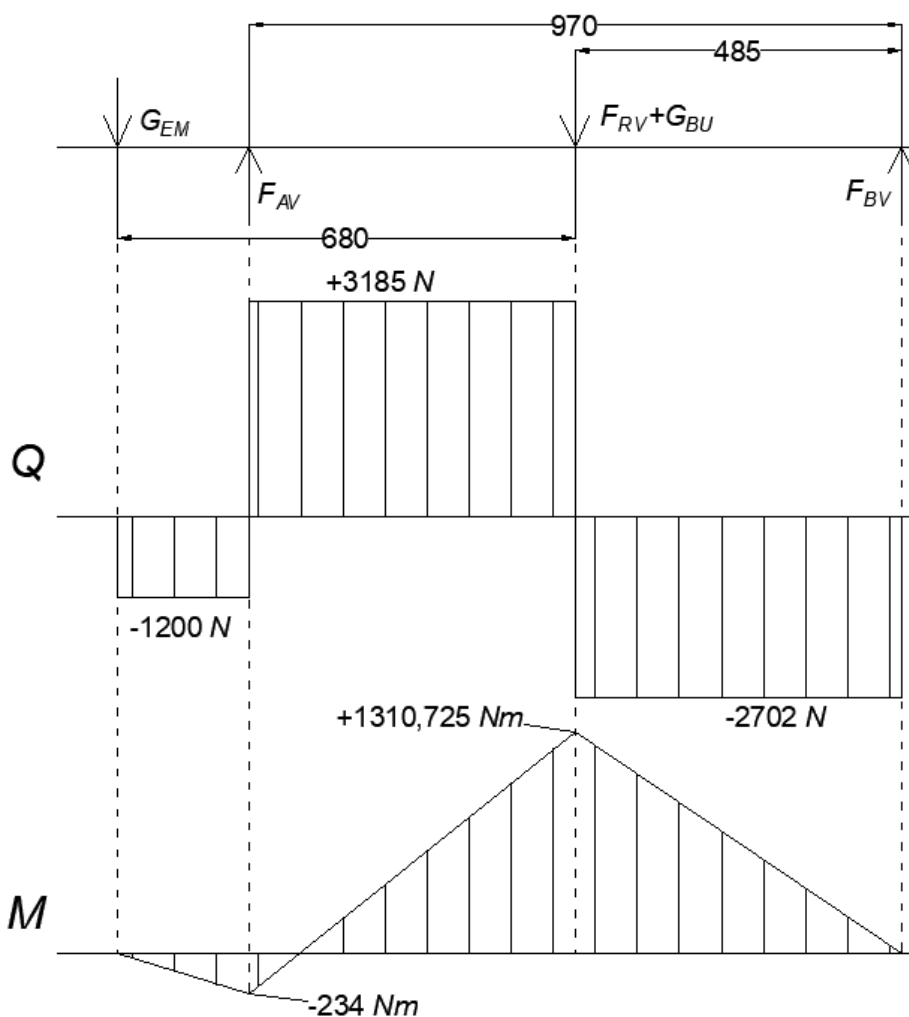
težinom samog bubnja:

$$G_{BU} = 950 \text{ N}; \quad (4.54)$$

te komponentom rezultantne sile u iznosu:

$$F_{RV} = F_R \sin 22^\circ = 4937 \text{ N}. \quad (4.55)$$

Opterećenje u vertikalnoj ravnini prikazano je na slici 37.



Slika 37. Opterećenje vratila pogonskog bubnja u vertikalnoj ravnini

Reakcija u ležajnom mjestu A iznosi:

$$F_{AV} = 4385 \text{ N}; \quad (4.56)$$

Reakcija u ležajnom mjestu B iznosi:

$$F_{BV} = 2702 \text{ N}; \quad (4.57)$$

Moment savijanja u kritičnom presjeku iznosi:

$$M_{SV} = 1310725 \text{ Nmm}. \quad (4.58)$$

Moment savijanja u ležajnom mjestu B u vertikalnoj ravnini jednak je nuli, dok u ležajnom mjestu A iznosi:

$$M_{SVA} = 234000 \text{ Nmm}. \quad (4.59)$$

4.5.4. Rezultantno opterećenje i dimenzioniranje

Rezultantna sila u osloncu A iznosi:

$$F_A = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} = \sqrt{6110^2 + 4385^2} = 7520 \text{ N}. \quad (4.60)$$

Rezultantna sila u osloncu B iznosi:

$$F_B = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} = \sqrt{6110^2 + 2702^2} = 6681 \text{ N}. \quad (4.61)$$

Rezultantni moment savijanja na kritičnom mjestu iznosi:

$$M_S = \sqrt{M_{SH}^2 + M_{SV}^2} = \sqrt{2963350^2 + 1310725^2} = 3240284 \text{ Nmm}. \quad (4.62)$$

Rezultantni moment u ležajnom mjestu B jednak je nuli, dok je u ležajnom mjestu A jednak izrazu (4.59).

Vratilo je također opterećeno na torziju i to od mjesta spoja elektromotora do mjesta kritičnog presjeka. Iznos momenta torzije je:

$$M_T = 1557000 \text{ Nmm}. \quad (4.63)$$

Reducirano naprezanje računa se prema:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau_t)^2} = \sqrt{\left(\frac{M_S}{W}\right)^2 + 3 * \left(\alpha_0 * \frac{M_T}{W_P}\right)^2} \quad (4.64)$$

pri čemu je:

σ_f – naprezanje na savijanje, N/mm²;

τ_t – naprezanje na uvijanje, N/mm²;

α_0 – Bachov faktor;

W – aksijalni moment otpora presjeka;

W_P – polarni moment otpora presjeka – *u nastavku proračuna uzeta je pretpostavka da je polarni moment otpora približno jednak dvostrukom aksijalnom momentu ($W_P = 2W$).

Za čelik E335 poznati su sljedeći podaci:

$$\sigma_{fDN} = 300 \text{ N/mm}^2 \text{ – trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično opterećenje na savijanje;} \quad (4.65)$$

$$\tau_{tDI} = 230 \text{ N/mm}^2 \text{ – trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno opterećenje na uvijanje.} \quad (4.66)$$

Bachov faktor iznosi:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} * \tau_{tDI}} = \frac{300}{\sqrt{3} * 230} = 0,753 \quad (4.67)$$

Reducirano naprezanje se uz pretpostavku o momentima otpora može zapisati u obliku:

$$\sigma_{RED} = \frac{M_{RED}}{W}; \quad (4.68)$$

pri čemu je reducirani moment jednak:

$$M_{RED} = \sqrt{M_S^2 + 0,75 * (\alpha_0 * M_T)^2} \quad (4.69)$$

a moment otpora približno iznosi:

$$W \cong 0,1d^3. \quad (4.70)$$

Uz uvjet da reducirano naprezanje mora biti manje od dopuštenog naprezanja koje za čelik E335 iznosi $\sigma_{dop} = 75 \text{ N/mm}^2$ izraz za promjer vratila je:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{RED}}{0,1 * \sigma_{dop}}}. \quad (4.71)$$

Reducirani moment u kritičnom presjeku iznosi:

$$M_{RED} = \sqrt{3240284^2 + 0,75 * (0,753 * 1557000)^2} = 3395640 \text{ Nmm}; \quad (4.72)$$

pa je minimalni promjer vratila u kritičnom presjeku:

$$d \geq 76,78 \text{ mm.} \quad (4.73)$$

Usvojena vrijednost za promjer u kritičnom presjeku iznosi $d = 80$ mm.

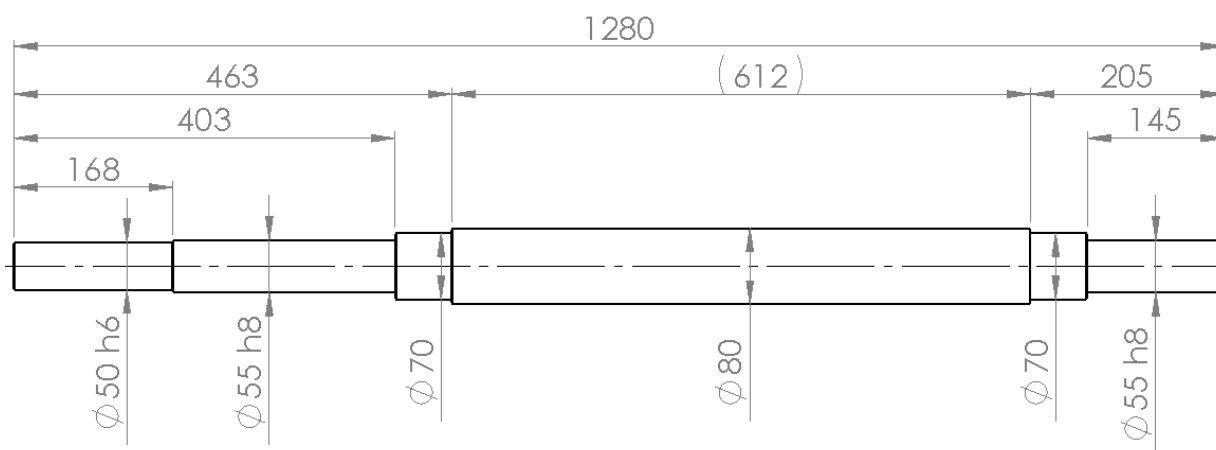
Reducirani moment na ležajnom mjestu A iznosi:

$$M_{RED} = \sqrt{234000^2 + 0,75 * (0,753 * 1557000)^2} = 1041962 \text{ Nmm}; \quad (4.74)$$

pa je minimalni promjer vratila na ležajnom mjestu A:

$$d \geq 51,79 \text{ mm}. \quad (4.75)$$

Usvojena vrijednost za promjer na ležajnom mjestu A iznosi $d = 55$ mm.



Slika 38. Skica vratila pogonskog bubnja nakon dimenzioniranja

4.6. Odabir ležajeva pogonskog bubnja

Proračun ležajeva pogonskog bubnja vrši se prema opterećenju na ležajnom mjestu A. Prema [21], ležajevi se proračunavaju prema dinamičkoj nosivosti i vijeku trajanja. Potrebna dinamička nosivost ležaja računa se prema:

$$C_1 = P * \left(\frac{60 * n_m * L_{10h_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}; \quad (4.76)$$

pri čemu je:

C_1 – potrebna dinamička nosivost ležaja;

P – ekvivalentno opterećenje ležaja koje je jednako rezultatnoj sili u ležajnom mjestu a i jednaka je izrazu (4.60) ;

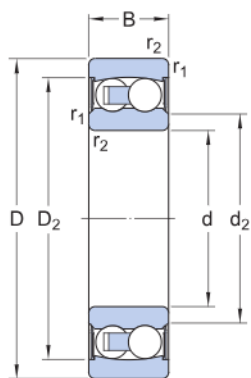
n_m – broj okretaja u minuti prema tablici 7.;

L_{10h_min} – uobičajeni vijek trajanja ležajeva koji prema [21] za elektromotore srednjih snaga (> 4 kW) iznosi 10000 ... 15000 sati;

ε – eksponent vijeka trajanja ležaja koji za ležajeve s dodirrom u točki iznosi 3.

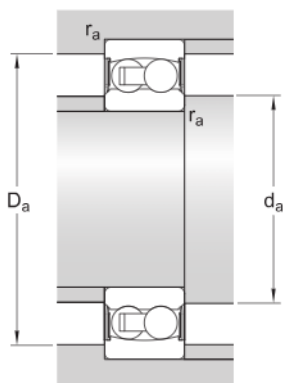
$$C_1 = 7520 * \left(\frac{60 * 36 * 12500}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 22560 \text{ N.} \quad (4.77)$$

Uvjet za odabir ležaja je da dinamička nosivost C bude veća od potrebne nosivosti izračunate pod (4.77). Odabire se dvoredni samoudesivi kuglični ležaj oznake 2211 E-2RS1TN9 proizvođača *SKF* s dinamičkom nosivošću $C = 27600 \text{ N}$ i odgovarajuće kućište oznake SES 211-L proizvođača *SCHAEFFLER (FAG)*. Podaci o ležaju dani su na slici 39., a podaci o ležajnom kućištu na slici 40.



Dimensions

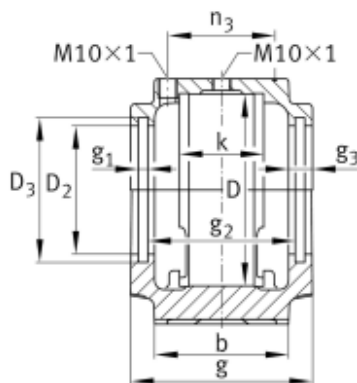
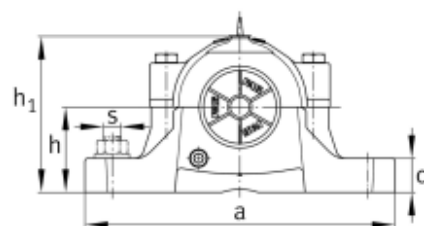
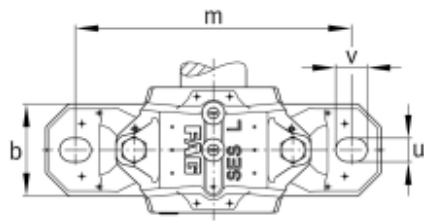
d	55 mm	Bore diameter
D	100 mm	Outside diameter
B	25 mm	Width
d ₂	≈ 65.9 mm	Recess diameter inner ring
D ₂	≈ 88.5 mm	Recess diameter outer ring
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Chamfer dimension



Abutment dimensions

d _a	min. 64 mm	Abutment diameter shaft
d _a	max. 65.5 mm	Abutment diameter shaft
D _a	max. 91 mm	Abutment diameter housing
r _a	max. 1.5 mm	Fillet radius

Slika 39. Podaci o odabranom ležaju [24]



Main Dimensions & Performance Data

D	100 mm	Outside diameter bearing
a	255 mm	Length base
h ₁	128 mm	Height
g	95 mm	Width housing body
K	44 mm	Width bearing seat
	4,21 kg	Weight

Dimensions

b	70 mm	Width base
c	28 mm	Height base
h	70 mm	Base to shaft centerline height
m	210 mm	Distance fixing bore
s	15,875 mm	Screw size
s	M16	Size of fixing screws
u	18 mm	Width slot
v	24 mm	Length slot
D ₂	77 mm	Diameter sealing
D ₃	85,5 mm	Diameter sealing groove
D ₅	83,2 mm	Outside diameter sealing labyrinth
g ₁	5 mm	Width sealing groove
g ₂	77 mm	Distance sealing
g ₃	12 mm	Wall thickness
g ₄	34 mm	Distance oil lubrication
m ₁	174 mm	Distance holes aligned pins m1
n ₃	56 mm	Distance lubrication
n ₄	81 mm	Distance lubrication sealing
u ₁	6 mm	Bore diameter u1
u ₂	14 mm	Bore diameter u2

Slika 40. Podaci o odabranom ležajnom kućištu [25]

Provjera nazivnog vijeka trajanja odabranog ležaja:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n_m} * \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 * 36} * \left(\frac{27600}{7520}\right)^3 = 22889 h. \quad (4.78)$$

$L_{10h} > L_{10h_min}$ – odabrani ležaj zadovoljava!

4.7. Kontrola pera na spoju vratila i reduktora

Kontrolni proračun pera prema [26].

Za vratilo promjera 50 mm, odabire se standardno pero sljedećih dimenzija:

$$b = 14 \text{ mm} - \text{širina pera};$$

$$h = 9 \text{ mm} - \text{visina pera};$$

$$t = 5,5 \text{ mm} - \text{dubina utora na vratilu.}$$

Potrebna duljina pera računa se prema:

$$l_t \geq \frac{F_t}{0,5 * h * p * i}; \quad (4.79)$$

pri čemu je:

F_t – tangencijalna sila na vratilu;

p – dopušteni tlak koji prema [26] za elemente izrađene od čelika i lako udarno opterećenje iznosi 100 N/mm²;

i – broj pera na obodu.

Tangencijalna sila iznosi:

$$F_t = \frac{M_t}{r} = \frac{1557000}{25} = 62280 \text{ N}; \quad (4.80)$$

pa je potrebna duljina pera:

$$l_t \geq \frac{62280}{0,5 * 9 * 100 * 1} = 138,4 \text{ mm}. \quad (4.81)$$

S obzirom da će se koristiti standardno pero oblik A prema DIN 6885, uzima se pero standardne duljine:

$$l_t = 160 \text{ mm}. \quad (4.82)$$

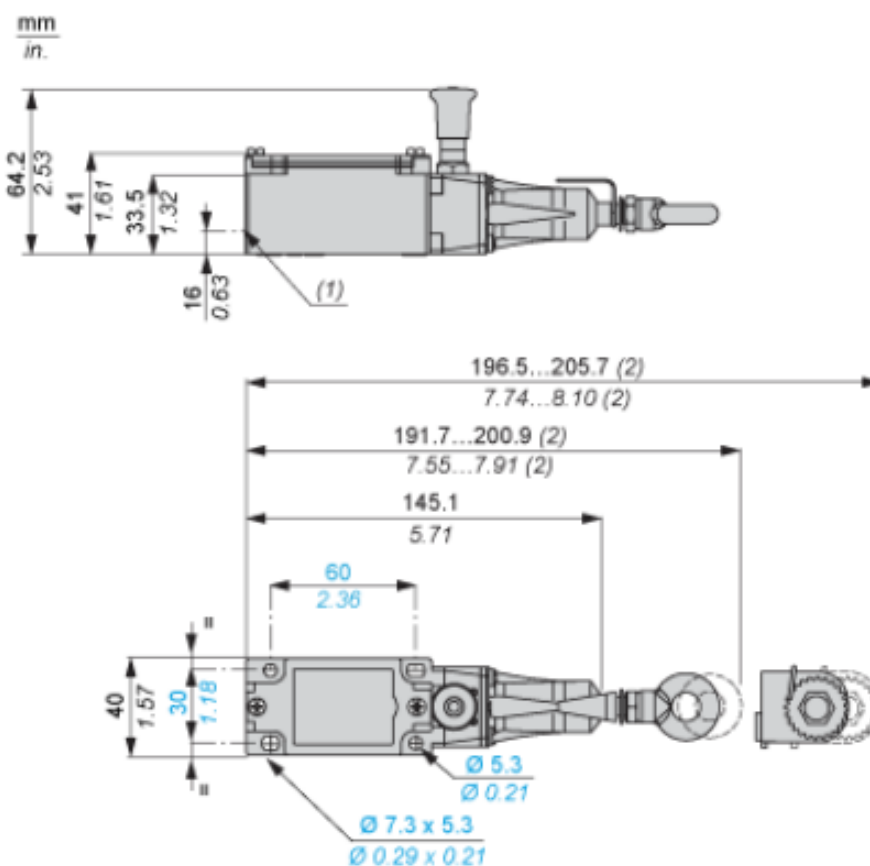
5. ODABIR OSTALIH KOMPONENTI UREĐAJA

Prije statičkog proračuna nosive konstrukcije potrebno je odrediti komponente koje dodatno opterećuju konstrukciju i čija masa nije zanemariva za proračun. Takve su komponente primjerice nosači valjaka i valjčanih slogova. U ovom će dijelu također biti prikazane i sigurnosne komponente koje se ugrađuju na uređaj.

5.1. Zaštitne i sigurnosne komponente

5.1.1. Prekidač s užetom

Katkad u slučaju nužde može doći do potrebe za prisilnim gašenjem sustava kako bi se spriječilo nastajanje materijalne štete ili ozljeđivanja operatera koji se nalaze u blizini uređaja. U tu svrhu uređaj se oprema prekidačima s užetom koji u slučaju da operater potegne sigurnosno uže odmah prekidaju napon i uređaj prestaje s radom. Odabrani su prekidači tvrtke *Schneider Electric* tipa *Preventa XY2CJ* prikazani na slici 41. Specifikacije uređaja dane su u tablici 8.



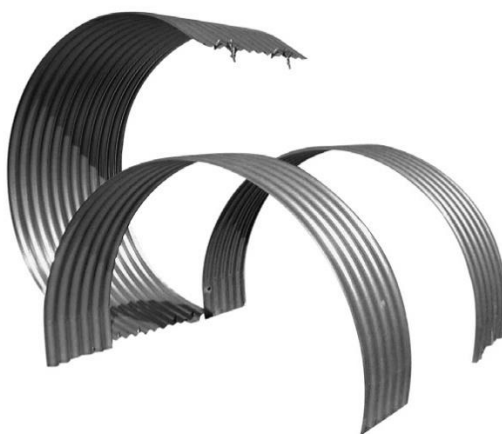
Slika 41. Prekidač *Schneider Preventa XY2CJ - S15* [27]

Tablica 8. Specifikacije odabranog prekidača [27]

Dinamička izdržljivost	100000 ciklusa
Maksimalna duljina kabela	20 m
Udaljenost između potpora kabela	5 m
Nazivna struja pri naponu 240 V	3 A
Masa uređaja	0,455 kg
Okolišna temperatura rada	-25 ... +70 °C
Nazivni impulsni podnosivi napon	6 kV
Materijal izrade	PA + pocinčani čelik

5.1.2. Zaštitni pokrov trase konvejera

Kako bi se transportirani materijal zaštitio od ulaska neželjenih čestica i padalina, a da se istovremeno spriječi izlazak prašine u okoliš trasa konvejera je s gornje strane pokrivena metalnim pokrovom. Metalni pokrovi izrađeni su iz profiliranog, savinutog i pocinčanog lima. Odabrani zaštitni pokrov prikazan je na slici 42., a njegove specifikacije prikazane su u tablici 9.



Slika 42. Odabrani zaštitni pokrov [28]

S obzirom da se pokrov postavlja na duljini trase koja otprilike iznosi 20 metara, duljina jednog pokrova je 1064 milimetra, a masa 14,7 kg, ukupna sila raspodjeljena po metru duljine konvejera kojom pokrov dodatno opterećuje nosivu konstrukciju iznosi:

$$G_P = \frac{14,7 * 20 * 9,81}{23,5} = 122,7 \text{ N/m.} \quad (5.1)$$

Tablica 9. Specifikacije odabranog zaštitnog pokrova [28]

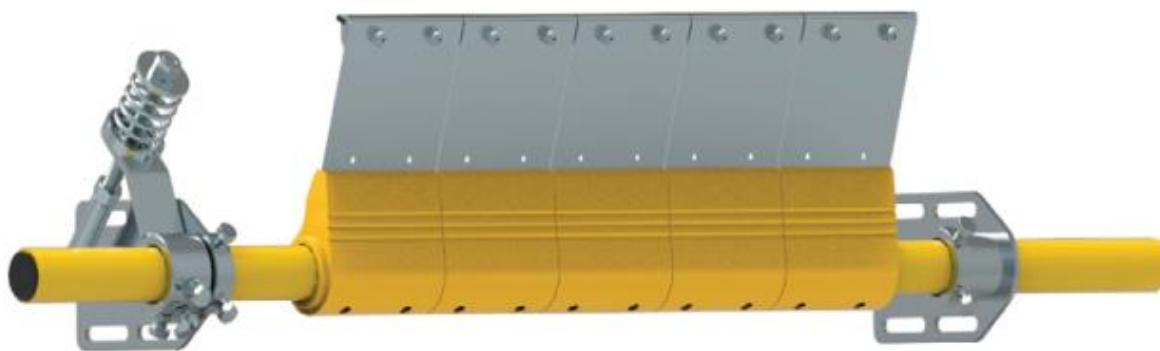
Širina transportne trake [mm]	650
Radijus pokrova [mm]	475
Duljina pokrova [mm]	1064
Debljina pokrova [mm]	0,75
Masa pokrova [kg]	14,7

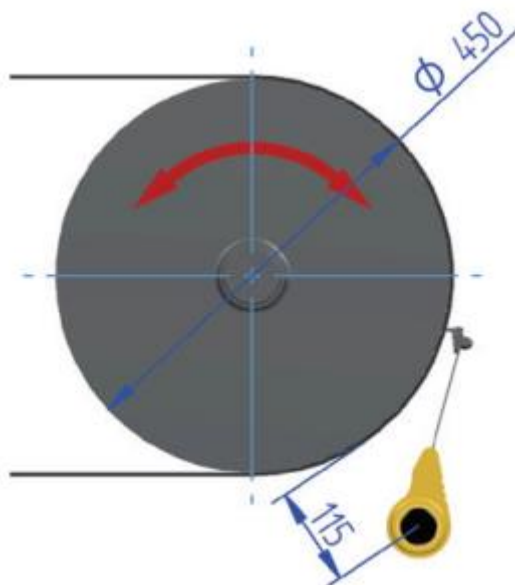
5.2. Čistači trake

Kako bi se spriječilo zaštopavanje sustava, a istovremeno povećao životni vijek transportne trake, ugrađuju se čistači trake. U ovom slučaju postaviti će se dva čistača trake, čistač nosivog dijela trake i čistač unutarnjeg dijela trake.

5.2.1. Čistač nosivog dijela trake

Odabire se čistač tvrtke *UTR* tipa *UTR – X Clean* s pripadajućim nosačem. Ovaj čistač ugrađuje se ispred pogonskog bubnja, na mjestu isipa materijala. Na slici 43. prikazan je odabrani čistač, a na slici 44. položaj ugradnje. U tablici 10. dane su specifikacije uređaja.

**Slika 43. Odabrani čistač nosivog dijela trake [29]**



Slika 44. Položaj ugradnje čistača [29]

Tablica 10. Specifikacije odabranog čistača – 1 [29]

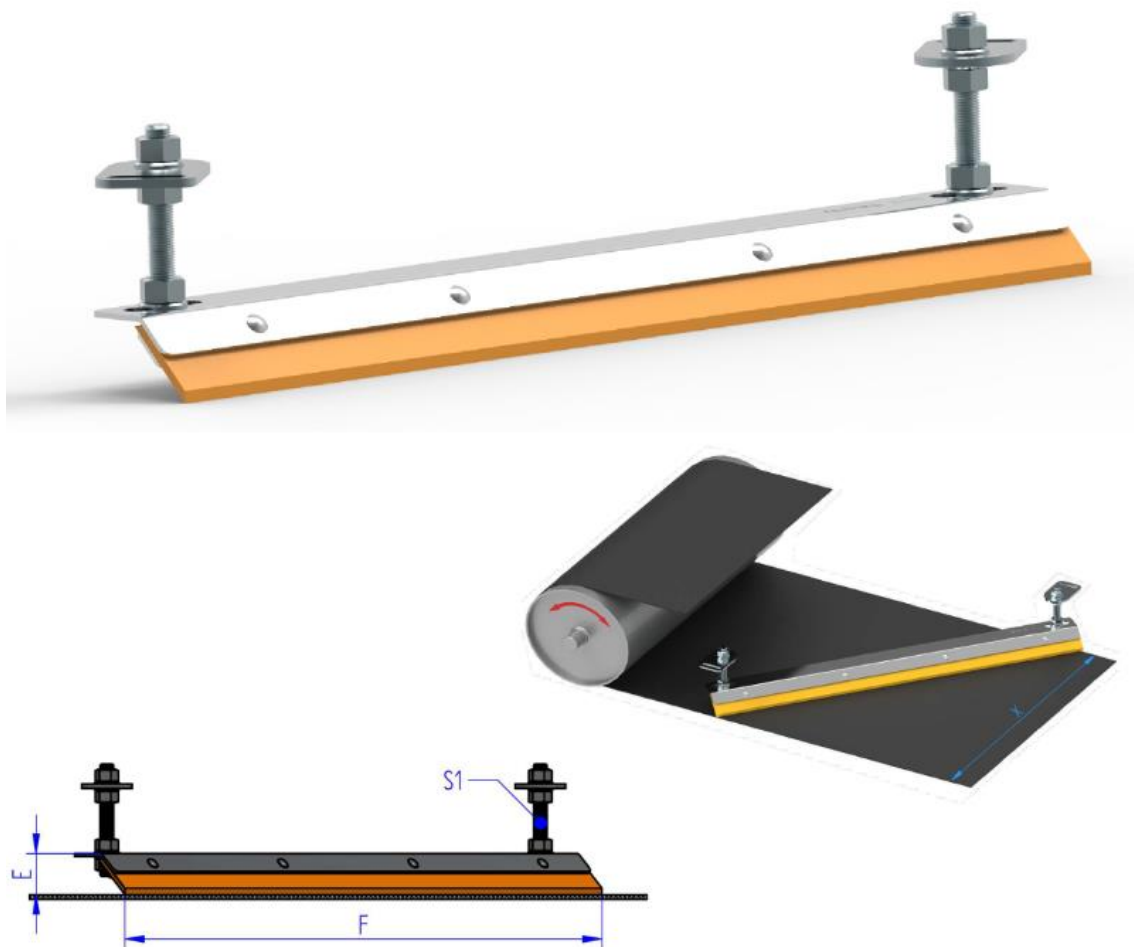
Maksimalna brzina trake [m/s]	3
Oklišna temperatura pri radu [°C]	-30 ... +80 °C

5.2.2. Čistač unutarnjeg dijela trake

Za čišćenje unutarnjeg dijela trake odabire se čistač *UTR – Wing* koji je prikazan na slici 45. Specifikacije čistača prikazane su u tablici 11.

Tablica 11. Specifikacije odabranog čistača – 2 [29]

Maksimalna brzina trake [m/s]	3
Oklišna temperatura pri radu [°C]	-0 ... +80 °C
Ugradbene mjere (slika 45.)	
S1 [mm]	M24 x 200
E [mm]	75
F [mm]	895

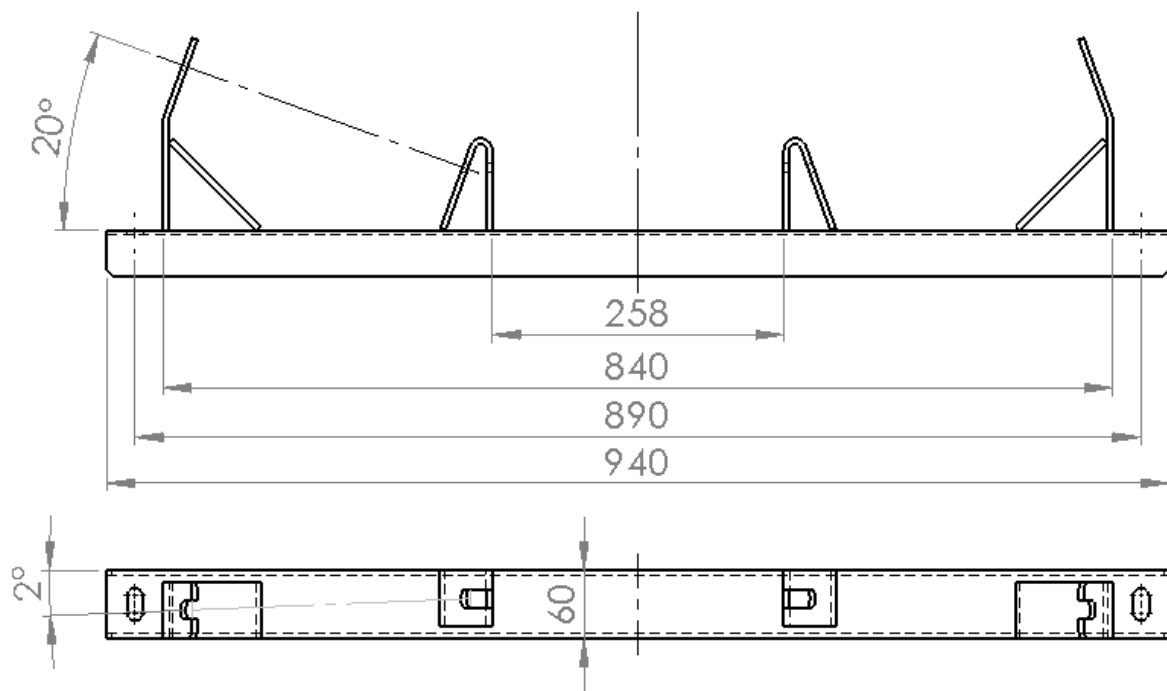


Slika 45. Odabrani čistač unutarnjeg dijela trake [29]

5.3. Nosači valjaka

Nosači valjčanih slogova proizvode se prema standardu tvrtke, rezanjem, savijanjem i zavarivanjem limova (čelik S275) prema skici koja je prikazana na slici 46. Masa jednog nosača sloga bez valjaka približno iznosi 6 kilograma, a s obzirom da se na duljini trase montiraju 24 nosiva valjčana sloga, sila kojom sami nosači opterećuju nosivu konstrukciju po metru duljine iznosi:

$$G_N = \frac{6 * 24 * 9,81}{23,5} = 60,1 \text{ N/m.} \quad (5.2)$$



Slika 46. Skica nosača valjčanog sloga

6. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE

6.1. Opterećenja nosive konstrukcije

Opterećenja koja se javljaju uzrokovana su masom transportiranog materijala, ali također i dijelovima same konstrukcije. Koncentrirane sile koje djeluju na nosivu konstrukciju su:

- težina elektromotora s reduktorom:

$$G_{EM} = 1200 \text{ N}; \quad (6.1)$$

- težina pogonskog bubnja (*zbog potrebe za većim promjerom pogonskog bubnja konačna masa bubnja je nešto veća od mase uzete u točki 4.1.2. te otprilike iznosi 120 kg):

$$G_{PB} = 1200 \text{ N}; \quad (6.2)$$

- težina povratno – nateznog bubnja:

$$G_{NB} = 850 \text{ N}; \quad (6.3)$$

Kontinuirana opterećenja izražena po metru duljine konstrukcije su sljedeća:

- težina transportiranog materijala:

$$g_M = \frac{\rho * A * L * g}{L} = 260 * 0,09375 * 9,81 = 240 \text{ N/m} \quad (6.4)$$

- težina trake:

$$g_T = \frac{m_t * g}{L} = \frac{312,13 * 9,81}{23,5} = 131 \text{ N/m} \quad (6.5)$$

- težina valjaka:

$$g_V = \frac{(m_{nv} + m_{pv}) * g}{L} = \frac{(201,6 + 96) * 9,81}{23,5} = 125 \text{ N/m} \quad (6.6)$$

- težina nosača valjaka i pokrova trake:

$$g_N = G_P + G_N = 122,7 + 60,1 \cong 183 \text{ N/m} \quad (6.7)$$

- težine ostalih elemenata konstrukcije poput veznika, ukruta i sl. izraženih po metru duljine:

$$g_O \cong 50 \text{ N/m} \quad (6.8)$$

Ukupno kontinuirano opterećenje po metru iznosi:

$$g = 240 + 131 + 125 + 183 + 50 = 730 \text{ N/m}. \quad (6.9)$$

Ukupno koncentrirano opterećenje na mjestu pogona jednako je:

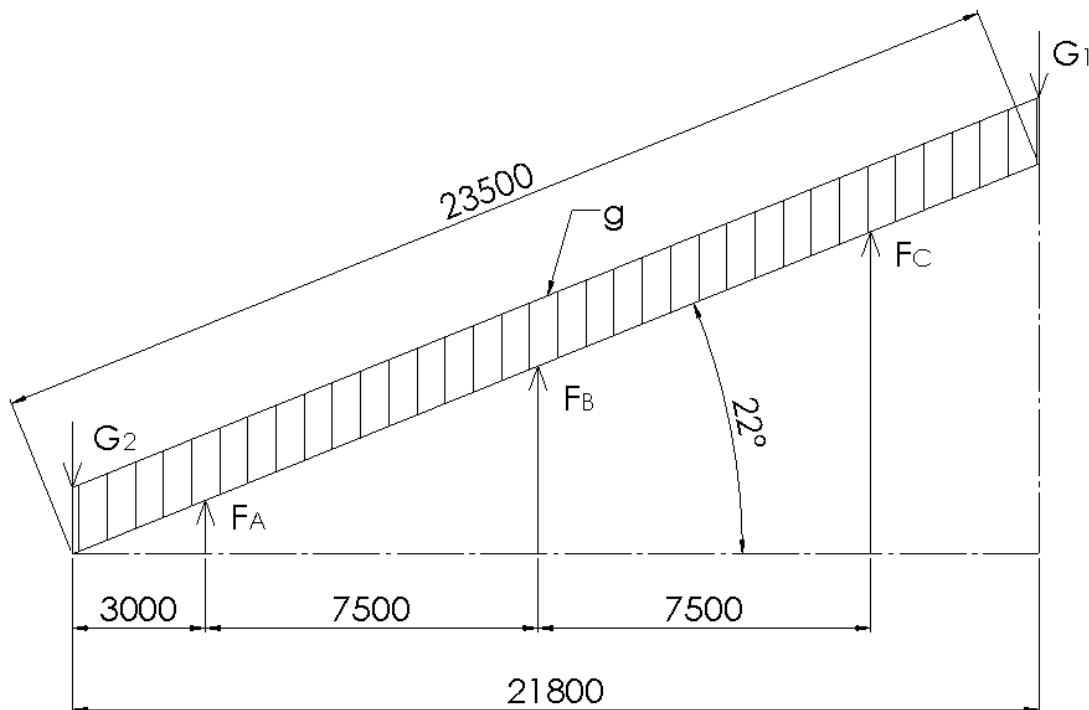
$$G_1 = G_{EM} + G_{PB} = 1200 + 1200 = 2400 \text{ N.} \quad (6.10)$$

Ukupno koncentrirano opterećenje na mjestu nateza:

$$G_2 = G_{NB} = 850 \text{ N.} \quad (6.11)$$

6.2. Statički proračun nosive konstrukcije

Nosiva konstrukcija uređaja izrađena je iz 2 dijela koji će biti međusobno spojeni vijcima na mjestu oslonca B tako da će se proračunski model nosive konstrukcije razmatrati kao kruta greda na tri oslonca – A, B i C. Skica proračunskog modela s opterećenjima prikazana je na slici 47.



Slika 47. Proračunski model uređaja s opterećenjima

Reakcije u osloncima dobivaju se iz jednadžbi ravnoteže te se odmah mogu napisati dvije neovisne jednadžbe (6.12) i (6.13).

$$\sum F_y = 0 \rightarrow G_1 + G_2 + g * 23,5 = F_A + F_B + F_C \quad (6.12)$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow 18,8G_1 - 3G_2 + \frac{g}{2 \cos 22^\circ} (18,8^2 - 3^2) = 7,5F_B + 15F_C \quad (6.13)$$

S obzirom na to da je konstrukcija oslonjena na tri oslonca, a mogu se postaviti samo dvije relevantne jednadžbe ravnoteže zaključuje se da je problem jedanput statički neodređen i da za

računanje reakcija u osloncima treba postaviti jednu dodatnu jednadžbu. Dodatna jednadžba dobiva se tako da oslonac se B zamjeni fiktivnom silom F_B te se na mjestu oslonca B postavi izraz za računanje progiba. S obzirom da se na tom mjestu nalazi oslonac jasno je da će progib biti jednak nuli. Zbog jednostavnijeg proračuna zanemaruju se horizontalne komponente sile te se pretpostavlja da progib grede uzrokuju samo vertikalne komponente opterećenja. Također, tako izračunata sila F_B će zapravo predstavljati vertikalnu komponentu sile a ne ukupnu. Također, koristit će se gotovi izrazi za izračun progiba jednostavne grede na dva oslonca. Model po kojem će se računati progibi prikazan je na slici 48. i on zapravo predstavlja uređaj u svom lokalnom koordinatnom sustavu opterećen vertikalnim silama. Progib na mjestu oslonca B bit će jednak zbroju progiba uslijed fiktivne sile $F_B - w_{FB}$, kontinuiranog opterećenja između oslonaca – w_g , kontinuiranih opterećenja na prepustima lijevo od oslonca A – w_{gA} i desno od oslonca C – w_{gC} i koncentriranih sila na prepustima grede – w_{G1} i w_{G2} . Navedeni progibi računaju se prema sljedećim izrazima:

$$w_{FB} = -\frac{F_{BZ} * l^3}{48 EI_y} = -\frac{F_{BZ} * 16,2^3}{48 EI_y} \quad (6.14)$$

$$w_g = \frac{5 * g_z * l^4}{384 EI_y} = \frac{5 * 676,8 * 16,2^4}{384 EI_y} = \frac{606958,8}{EI_y} \quad (6.15)$$

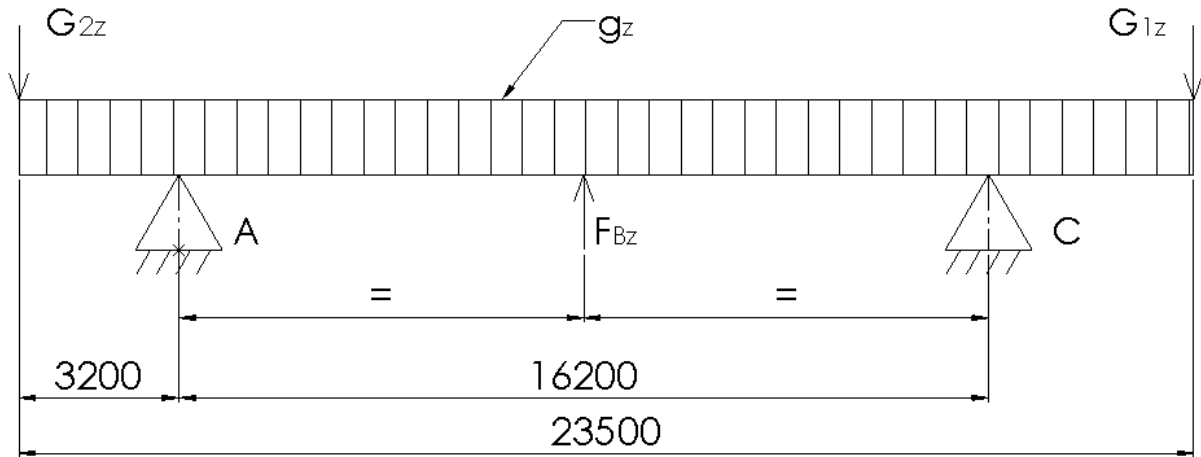
$$\begin{aligned} w_{gA} &= -\frac{g_z * a^2 * l^2}{12 EI_y} * \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] = -\frac{676,8 * 3,2^2 * 16,2^2}{12 EI_y} * \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{8} \right] \\ &= \frac{-56838,2}{EI_y} \end{aligned} \quad (6.16)$$

$$\begin{aligned} w_{gC} &= -\frac{g * a^2 * l^2}{12 EI_y} * \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] = -\frac{676,8 * 4,1^2 * 16,2^2}{12 EI_y} * \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{8} \right] \\ &= \frac{-93305,7}{EI_y} \end{aligned} \quad (6.17)$$

$$\begin{aligned} w_{G1} &= -\frac{G_{1Z} * a * l^2}{6 EI_y} * \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] = -\frac{2225,2 * 4,1 * 16,2^2}{6 EI_y} * \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{8} \right] \\ &= \frac{-149645,3}{EI_y} \end{aligned} \quad (6.18)$$

$$w_{G2} = -\frac{G_{2z} * a * l^2}{6 EI_y} * \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] = -\frac{788,1 * 3,2 * 16,2^2}{6 EI_y} * \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{8} \right]$$

$$= \frac{-41365,8}{EI_y} \quad (6.19)$$



Slika 48. Računanje progiba na mjestu oslonca B

Dodatan uvjet za progib na mjestu oslonca B glasi:

$$w_B = w_{BF} + w_g + w_{gA} + w_{gC} + w_{G1} + w_{G2} = 0. \quad (6.20)$$

Uvrštavanjem izraza (6.14) ... (6.19) u izraz (6.20) i djeljenjem s EI_y dobiva se vrijednost vertikalne komponente reakcijske sile u osloncu B:

$$F_{Bz} = 3000,3 \text{ N}. \quad (6.21)$$

Reakcija u osloncu B iznosi:

$$F_B = \frac{F_{Bz}}{\cos 22^\circ} = \frac{3000,3}{\cos 22^\circ} = 3235,9 \text{ N}. \quad (6.22)$$

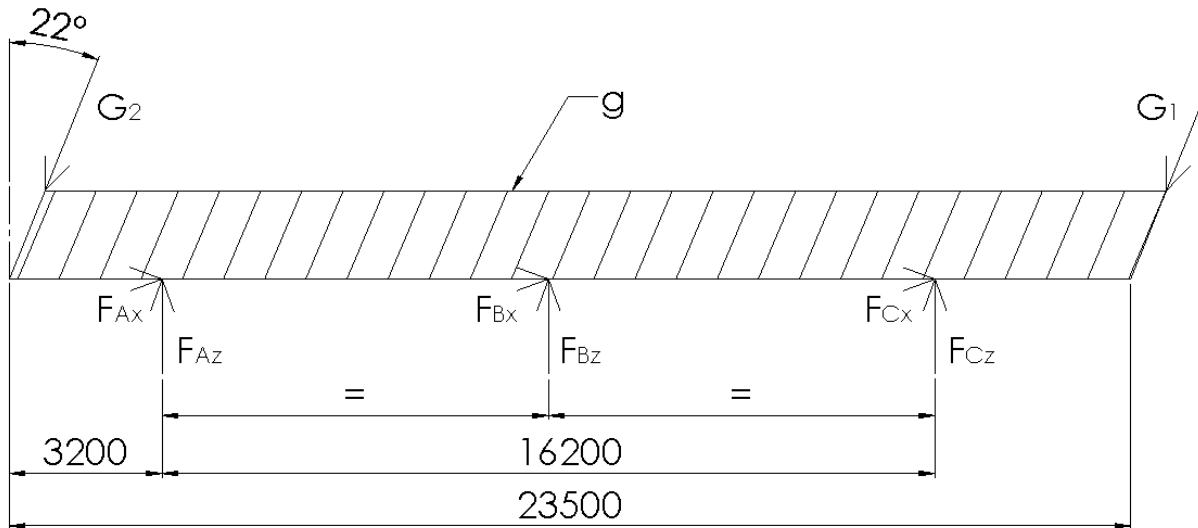
Rješavanjem sustava jednažbi (6.12) i (6.13) slijede i reakcije u osloncima A i C:

$$F_A = 6909,4 \text{ N}; \quad (6.23)$$

$$F_C = 10259,7 \text{ N}. \quad (6.24)$$

Za određivanje kritičnog mjesta u konstrukciji potrebno je skicirati raspodjele uzdužnih i poprečnih sila i momenata savijanja po duljini nosača. Kako bi se skicirali dijagrami nosač se postavlja u horizontalni položaj, a opterećenja se rastavljaju na komponente u lokalnom

koordinatnom sustavu nosača kako je prikazano na slici 49. Iznosi komponentata opterećenja i reakcijskih sila u osloncima prikazani su u izrazima ispod slike 49.



Slika 49. Sile u lokalnom koordinatnom sustavu nosača

$$F_{Ax} = F_A \sin 22^\circ = 2588,3 \text{ N} \quad (6.25)$$

$$F_{Az} = F_A \cos 22^\circ = 6406,3 \text{ N} \quad (6.26)$$

$$F_{Bx} = F_B \sin 22^\circ = 1212,2 \text{ N} \quad (6.27)$$

$$F_{Bz} = F_B \cos 22^\circ = 3000,3 \text{ N} \quad (6.28)$$

$$F_{Cx} = F_C \sin 22^\circ = 3843,4 \text{ N} \quad (6.29)$$

$$F_{Cz} = F_C \cos 22^\circ = 9512,63 \text{ N} \quad (6.30)$$

$$G_{1x} = G_1 \sin 22^\circ = 899 \text{ N} \quad (6.31)$$

$$G_{1z} = G_1 \cos 22^\circ = 2225,2 \text{ N} \quad (6.32)$$

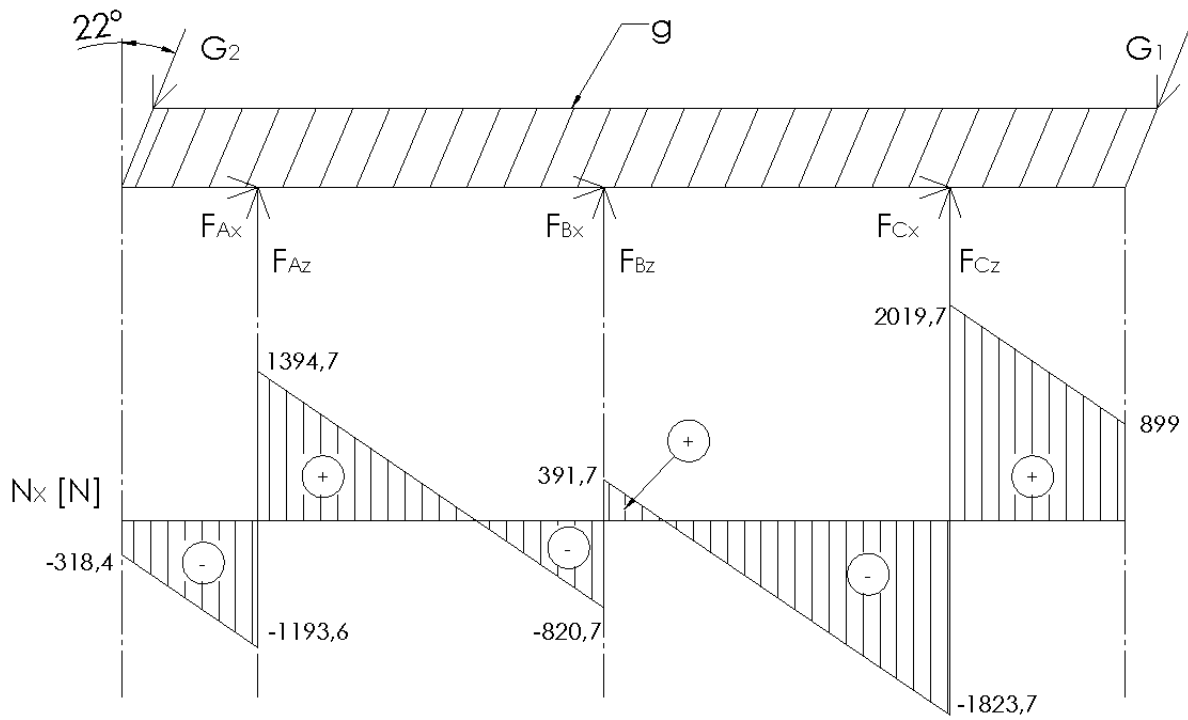
$$G_{2x} = G_2 \sin 22^\circ = 318,4 \text{ N} \quad (6.33)$$

$$G_{2z} = G_2 \cos 22^\circ = 788,1 \text{ N} \quad (6.34)$$

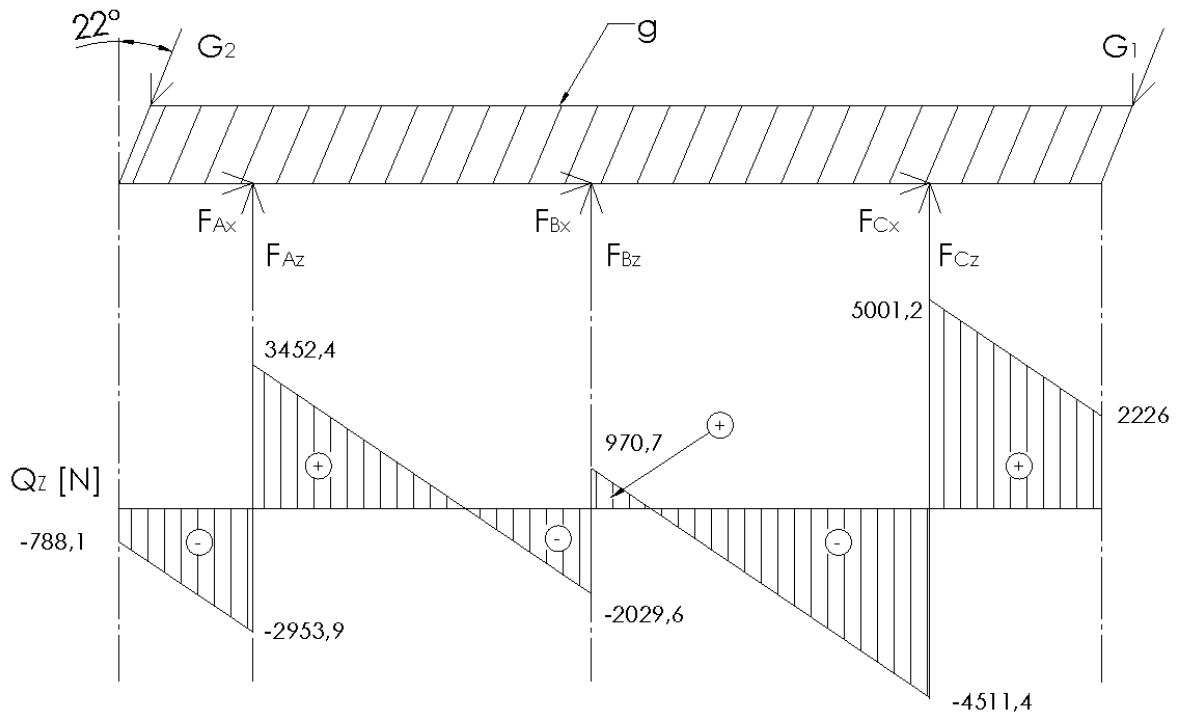
$$g_x = g \sin 22^\circ = 273,5 \text{ N/m} \quad (6.35)$$

$$g_z = g \cos 22^\circ = 676,8 \text{ N/m} \quad (6.36)$$

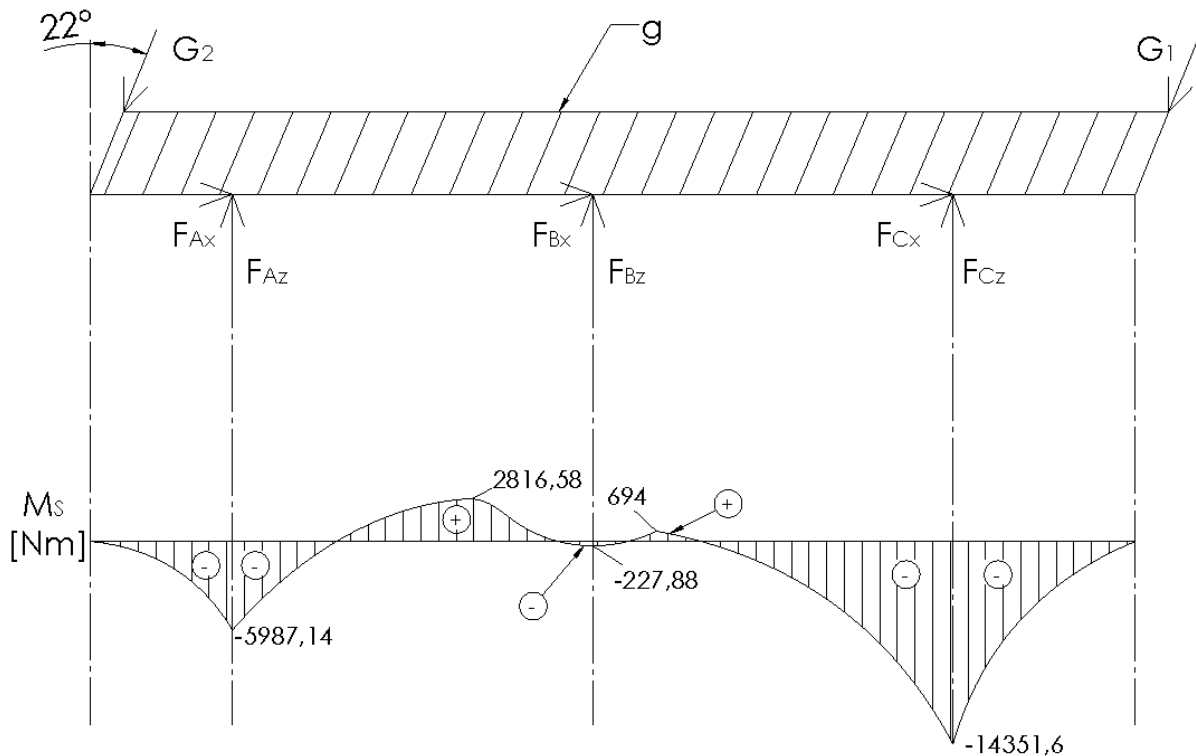
Dijagrami uzdužnih i poprečnih sila i momenata savijanja prikazani su na slikama 50., 51. i 52.



Slika 50. Dijagram uzdužne sile N_x



Slika 51. Dijagram poprečne sile Q_z



Slika 52. Dijagram momenta savijanja M_s

Od navedenih opterećenja dominantno je ono uzrokovano momentom savijanja pa će se kontrola nosača provesti s obzirom na naprezanje na savijanje prema izrazu:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Smax}}{I_{y_uk}} * e \leq \sigma_{dop}. \quad (6.37)$$

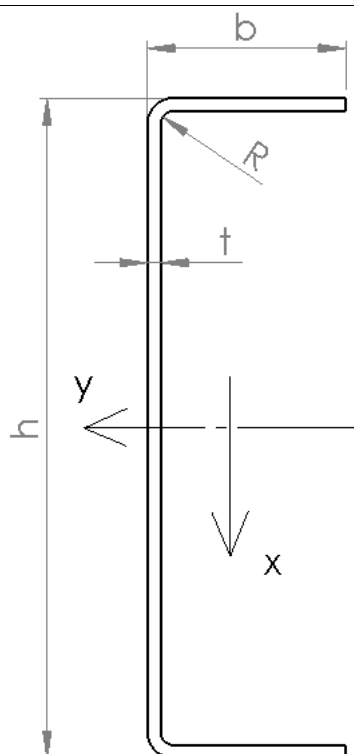
Najveći moment savijanja očitano s dijagrama na slici 52. iznosi:

$$M_{Smax} = 14351,6 \text{ Nm}. \quad (6.38)$$

Nosivi profili konstrukcije izrađivat će se savijanjem, odnosno hladnim oblikovanjem iz čeličnih limova S275JR čija granica tečenja iznosi 275 N/mm^2 . Iznos dopuštenog naprezanja se uzima otprilike 70 % iznosa granice tečenja pa za odabrani materijal iznosi:

$$\sigma_{dop} = 0,7 * R_e = 0,7 * 275 = 192,5 \text{ N/mm}^2 \quad (6.39)$$

Dimenzije i karakteristike poprečnog presjeka odabranog hladno oblikovanog profila prikazane su u tablici 12., a sami profil prikazan je na slici 53.



Slika 53. Odabrani profil

Tablica 12. Dimenzije i karakteristike poprečnog presjeka odabranog profila

h [mm]	240
b [mm]	60
t [mm]	4
R [mm]	4
I_x [mm ⁴]	390860,87
I_y [mm ⁴]	10553617,97
I_{yuk} [mm ⁴]	21107235,94
A [mm ²]	1387,4

*Vrijednosti prikazane u tablici 12. očitane su iz modela izrađenog u CAD alatu.

Odabrani profil je simetričan pa najveća udaljenost od mjesta savijanja do neutralne osi iznosi:

$$e = 0,5 * h = 0,5 * 240 = 120 \text{ mm.} \quad (6.40)$$

S obzirom da se nosiva konstrukcija sastoji od dva simetrična profila, lijevog i desnog ukupni moment tromosti bit će jednak dvostrukom momentu tromosti prikazanom u tablici 12. Maksimalno naprezanje prema tome iznosi:

$$\sigma_{max} = \frac{14351600}{21107235,94} * 120 = 81,6 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{dop} = 192,5. \quad (6.41)$$

Odabrani profil zadovoljava uvjet čvrstoće uz postojeći faktor sigurnosti:

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{max}} = \frac{192,5}{81,6} = 2,36. \quad (6.42)$$

6.3. Određivanje progiba nosivih profila

Progib nosivih profila računat će se na tri kritična mjesta – na sredini konstrukcije između oslonaca A i B, na sredini konstrukcije između oslonaca B i C te na mjestu prepusta desno od oslonca C gdje se nalazi pogonski sklop. Pri tome će se nosiva konstrukcija promatrati kao kontinuirana greda na tri oslonca. Iznos dopuštenog progiba za čelične konstrukcije uzet će se kao:

$$w_{dop} = \frac{l_{kon}}{250} = \frac{23500}{250} = 94 \text{ mm}. \quad (6.43)$$

6.3.1. Progib grede između oslonaca A i B

Progib na sredini grede između oslonaca A i B jednak je zbroju progiba uslijed koncentrirane sile G_2 i dijela kontinuiranog opterećenja g na lijevom prepustu grede te kontinuiranog opterećenja g između oslonaca A i B i desno od oslonca B. Progib uslijed sile G_1 na desnom prepustu grede se u ovom slučaju neće uzeti u obzir zbog toga što se nalazi daleko od promatranog mjesta, a također se između nalazi i oslonac C. Progib na sredini između oslonaca A i B iznosi:

$$w_{A-B} = \frac{1}{EI_{yUK}} \left(\frac{5 * 0,73 * 8100^4}{384} - \frac{850 * 3200 * 8100^2}{6} * (0,5 - 0,125) \right. \\ \left. - \frac{0,73 * 3200^2 * 8100^2}{12} * (0,5 - 0,125) \right. \\ \left. - \frac{0,73 * 4050^2 * 8100^2}{12} * (0,5 - 0,125) \right) = 2,28 \text{ mm}. \quad (6.44)$$

Progib između oslonaca A i B je manji od dopuštenog.

6.3.2. Progib grede između oslonaca B i C

Progib na sredini grede između oslonaca B i C jednak je zbroju progiba uslijed koncentrirane sile G_1 i dijela kontinuiranog opterećenja g na desnom prepustu grede te kontinuiranog opterećenja g između oslonaca B i C i lijevo od oslonca B. Progib uslijed sile G_2 na lijevom prepustu grede se u ovom slučaju neće uzeti u obzir zbog toga što se nalazi daleko od promatranog mjesta, a također se između nalazi i oslonac A. Progib na sredini između oslonaca B i C iznosi:

$$w_{B-C} = \frac{1}{EI_{yUK}} \left(\frac{5 * 0,73 * 8100^4}{384} - \frac{2400 * 4100 * 8100^2}{6} * (0,5 - 0,125) - \frac{0,73 * 4100^2 * 8100^2}{12} * (0,5 - 0,125) - \frac{0,73 * 4050^2 * 8100^2}{12} * (0,5 - 0,125) \right) = 11,08 \text{ mm.} \quad (6.45)$$

Progib između oslonaca B i C je manji od dopuštenog.

6.3.3. Progib grede na mjestu spoja elektromotora

Progib grede na mjestu spoja elektromotora jednak je zbroju progiba uslijed koncentrirane sile G_1 i dijela kontinuiranog opterećenja g na desnom prepustu grede te kontinuiranog opterećenja g između oslonaca B i C. Progib uslijed sila lijevo od oslonca B se u ovom slučaju neće uzeti u obzir. Progib na desnom prepustu grede iznosi:

$$w_{B-C} = \frac{1}{EI_{yUK}} \left(\frac{2400 * 4100^2 * (8100 + 4100)}{3} + \frac{0,73 * 4100^3 * (4 * 8100 + 3 * 4100)}{24} - \frac{0,73 * 8100^4}{24} * \left(3 - 8 * \frac{4100}{8100} + 6 * \frac{4100^2}{8100^2} - \frac{4100^3}{8100^3} \right) \right) = 47,56 \text{ mm.} \quad (6.46)$$

Progib na desnom prepustu grede, na mjestu spoja elektromotora je znatno veći od progiba na ostalim dijelovima konstrukcije, ali je svejedno manji od dopuštenog te se stoga zaključuje da konstrukcija zadovoljava uvjet krutosti.

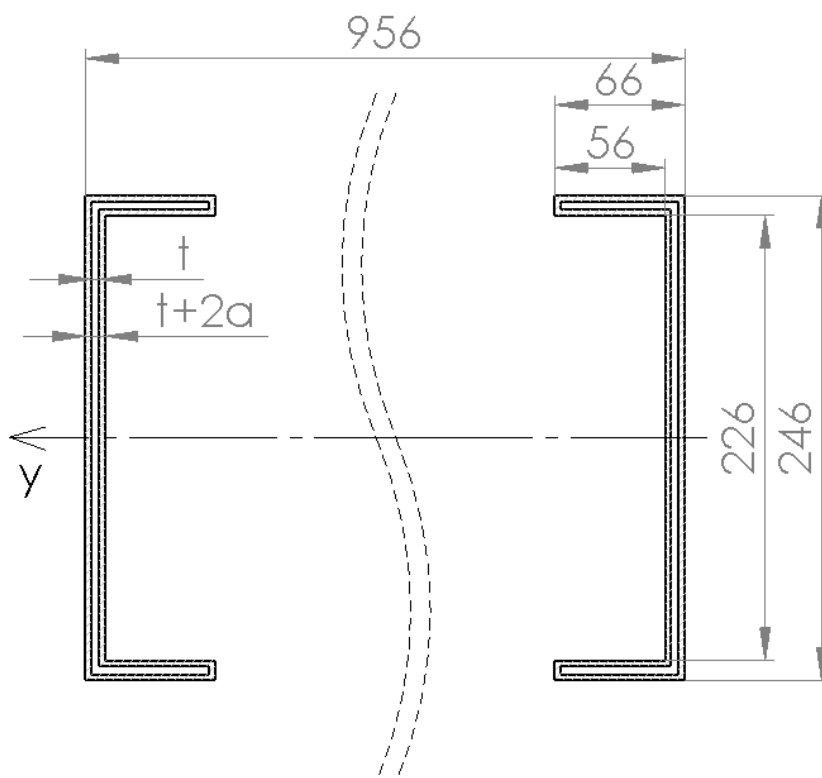
6.4. Kontrola zavara profila nosive konstrukcije

Ranije je spomenuto da će se nosiva konstrukcija sastojati iz dva segmenta koji se spajaju vijcima na mjestu oslonca B. S obzirom na ograničenja proizvodnog pogona, hladno oblikovati (savijati) se mogu limovi najveće dimenzije 3000 milimetara. Zbog toga će se svaki od

segmenata nosive konstrukcije sastojati od četiri podsegmenta koji će zavarom biti spojeni u kruti okvir. Debljina zavara uzima se približno:

$$a = 0,7 * t \approx 3 \text{ mm.} \quad (6.47)$$

Proračunski presjek zavara prikazan je na slici 54.



Slika 54. Proračunski presjek zavara

Karakteristike poprečnog presjeka zavara izračunate iz CAD modela prikazane su u tablici 13.

Tablica 13. Karakteristike poprečnog presjeka zavara

I_Y [mm ⁴]	34326888
I_Z [mm ⁴]	929401568
A [mm ²]	4344
A_{II} [mm ²]	2832

Naprezanje se računa na mjestu oslonca C zbog toga što su na tom mjestu ekstremne vrijednosti sila i momenata savijanja (očitano iz dijagrama na slikama 50., 51., 52.).

Normalno naprezanje sastoji se od naprezanja uslijed momenta savijanja i uzdužne sile i iznosi:

$$\sigma = \frac{M_S}{I_Y} * e + \frac{N_X}{A} = \frac{14351600}{34326888} * 113 + \frac{2019,7}{4344} = 47,7 \text{ N/mm}^2. \quad (6.48)$$

Posmično naprezanje uzrokovano je poprečnim silama i iznosi:

$$|\tau| = \frac{Q_Z}{A_{II}} = \frac{5001,2}{2832} = 1,8 \text{ N/mm}^2. \quad (6.49)$$

Ekvivalentno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{EKV} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{47,7^2 + 3 * 1,8^2} = 47,8 \text{ N/mm}^2 \quad (6.50)$$

Dopušteno naprezanje zavara određuje se prema [30] i ovisi o materijalu zavara, pogonskoj grupi – B, grupi zareznog djelovanja – K, odnosu graničnih naprezanja – r i srednjem naprezanju σ_m . Za lagan spektar naprezanja i trajni pogon, odabire se pogonska grupa B4. Pretpostavit će se srednja vrijednost zareznog djelovanja K2. Za zavare iz S235JR, za odabrane grupe B4, K2 dopušteno naprezanje za čisto naizmjenično opterećenje iznosi:

$$\sigma_{D(-1)dop} = 126 \text{ N/mm}^2. \quad (6.51)$$

Srednje naprezanje određuje se kao:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_g + \sigma_d}{2} = \frac{47,8 - 46,7}{2} = 0,55 \text{ N/mm}^2 > 0. \quad (6.52)$$

pri čemu je gornja vrijednost naprezanja ona određena izrazom (6.48), a donja vrijednost dobiva se kao:

$$\sigma_d = -\frac{M_S}{I_Y} * e + \frac{N_X}{A} = -\frac{14351600}{34326888} * 103 + \frac{2019,7}{4344} = -46,7 \text{ N/mm}^2. \quad (6.53)$$

*Napomena:

Pri računanju donje vrijednosti naprezanja uzeta su u obzir samo normalna naprezanja jer je iz izraza (6.48) i (6.50) vidljivo da je utjecaj posmičnog naprezanja uslijed poprečne sile zanemariv.

Odnos graničnih naprezanja iznosi:

$$r = \frac{\sigma_d}{\sigma_g} = \frac{-46,7}{47,8} = -0,977. \quad (6.54)$$

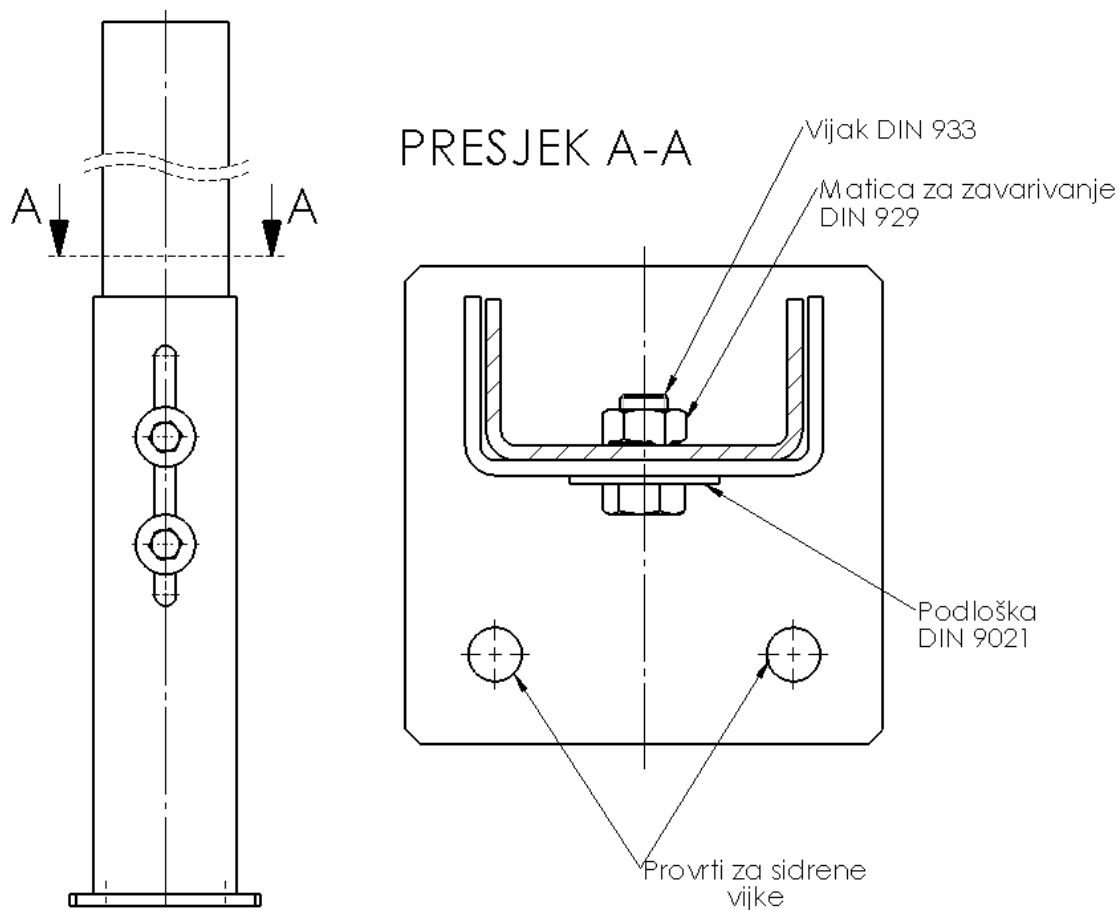
Za pozitivno srednje naprezanje te odnos graničnih naprezanja u rasponu ($-1 < r < 0$) dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{D(r)dop} = \frac{5}{3 - 2r} * \sigma_{D(-1)dop} = \frac{5}{3 + 2 * 0,977} * 126 = 127,2 \text{ N/mm}^2. \quad (6.55)$$

Najveće naprezanje u zavaru je manje od dopuštenog pa se zaključuje da zavar zadovoljava!

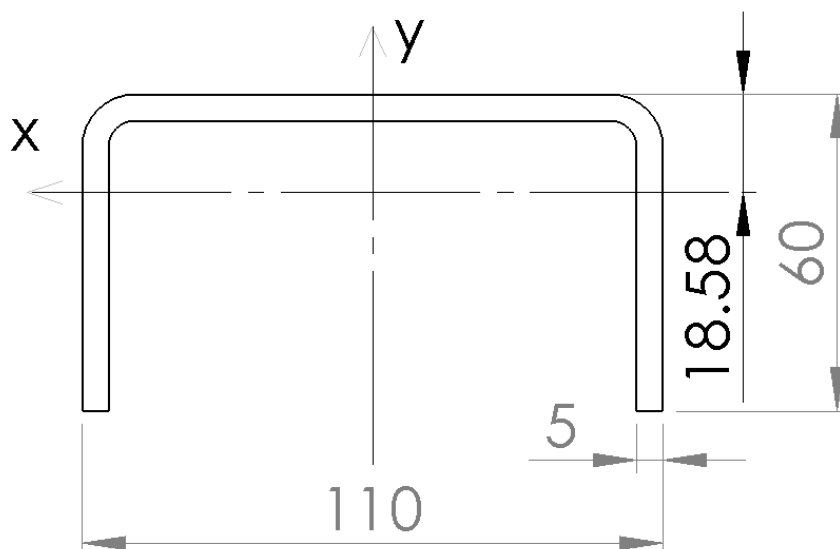
6.5. Kontrola vertikalnih nosača

Konstrukcija vertikalnih nosača prikazana je na slici 55. Vertikalni nosači oblikovani su u U – profile iz čeličnih limova debljine 5 milimetara. Princip nosača je takav da omogućiti prilagođavanje visine prilikom montaže uređaja uslijed neravnog terena i drugih faktora na koje se prilikom projektiranja konvejera ne može direktno utjecati.



Slika 55. Konstrukcija vertikalnih nosača

Odabiru se nosivi profili U – 124 x 66 x 5 i U – 110 x 60 x 5. Obzirom na to da je drugi profil manjih dimenzija poprečnog presjeka, a dužina mu je veća, on se nameće kao kritična komponenta koja će se kontrolirati na izvijanje. Najveća reakcijska sila pojavljuje se u osloncu C, a vertikalni nosač u osloncu C je također najduži pa će se on kontrolirati na izvijanje, a ukoliko on zadovolji uvjet pretpostavlja se da će i vertikalni nosači u osloncima A i B također zadovoljiti. Poprečni presjek odabranog profila prikazan je na slici 56., a karakteristike poprečnog presjeka kao i specifične vrijednosti koje su potrebne za kontrolni proračun izvijanja nosača za čelik S235 dane su u tablici 14.



Slika 56. Poprečni presjek profila

Tablica 14. Karakteristične vrijednosti potrebne za proračun izvijanja

I_X [mm ⁴]	378271,38
I_Y [mm ⁴]	1977662,91
A [mm ²]	1067,81
σ_T [MPa]	250
σ_P [MPa]	195
σ_0 [MPa]	310
E [MPa]	210000
λ_P	105
L [mm]	8200

Kod dimenzioniranja profila nosive konstrukcije nije uzeta u obzir masa samih profila, međutim vertikalni nosači su također opterećeni i masom same konstrukcije koja za odabrani profil U – 240 x 60 x 4 iznosi:

$$m = V * \rho = (0,341 * 0,004 * 23,5 * 2) * 7850 = 503,3 \text{ kg}; \quad (6.56)$$

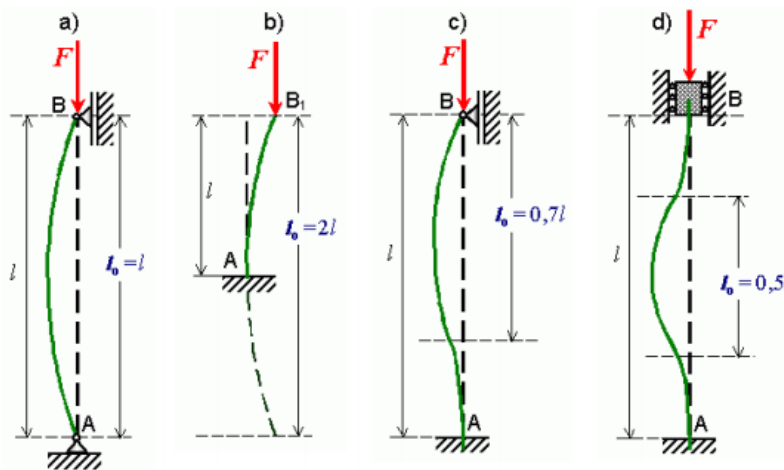
pri čemu je visina razvijenog lima prije savijanja $h = 341$ mm.

S obzirom da je masa konstrukcije ravnomjerno raspoređena po duljini konvejera, a položaj oslonaca je također simetričan, za potrebe proračuna vertikalnih nosača smatrat će se da svaki

od tri oslonca preuzima trećinu ukupne mase pa će ukupna sila u pojedinom stupu na mjestu oslonca C iznositi:

$$F = \frac{1}{2} * \left(F_C + \frac{m * g}{3} \right) = \frac{1}{2} * \left(10259,7 + \frac{503,3 * 9,81}{3} \right) = 5952,75 \text{ N} . \quad (6.57)$$

Moguće forme izvijanja prikazane su na slici 57.



Slika 57. Forme izvijanja

Minimalni polumjer tromosti iznosi:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{378271,38}{1067,81}} = 18,8 \text{ mm} . \quad (6.58)$$

Granična vitkost štapa iznosi:

$$\lambda_T = \lambda_P * \frac{\sigma_0 - \sigma_T}{\sigma_0 - \sigma_P} = 105 * \frac{310 - 250}{310 - 195} = 54,8 . \quad (6.59)$$

Vrijednost slobodne duljine izvijanja uzima se prema slici 57. c) i iznosi:

$$l_0 = 0,7 * l = 0,7 * 8200 = 5740 \text{ mm} . \quad (6.60)$$

Vitkost štapa iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{min}} = \frac{5740}{18,8} = 305,3 . \quad (6.61)$$

S obzirom da je $\lambda > \lambda_P$ štapić je vitak, a proračun u nastavku provodi se prema Euler – u.

Kritično naprezanje iznosi:

$$\sigma_{kr} = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2} = \pi^2 \frac{210000}{305,3^2} = 22,2 \text{ MPa} . \quad (6.62)$$

Kritična sila iznosi:

$$F_{kr} = \sigma_{kr} * A = 22,2 * 1067,81 = 23705 \text{ N} . \quad (6.63)$$

Postojeći faktor sigurnosti na izvijanje iznosi:

$$S = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{23705}{5952,75} = 3,98 . \quad (6.64)$$

Prema [31], potrebni faktor sigurnosti na izvijanje za duge štapove koji se proračunavaju prema Euler – u iznosi:

$$S = 3 \dots 6 ; \quad (6.65)$$

pa se zaključuje da vertikalni nosači zadovoljavaju uvjet krutosti s obzirom na izvijanje!

Pričvrstne vijke na osloncima koji su prikazani na slici 55. potrebno je provjeriti na čvrstoću.

Vijci moraju osigurati minimalnu potrebnu silu trenja po osloncu izračunatu pod (6.57):

$$F = \mu * F_N = 5952,75. \quad (6.66)$$

Prema [26] naprezanje u vijku koji je opterećen osnom silom iznosi:

$$\sigma = \frac{F_{max}}{A} \leq \sigma_{dop} = 0,8 * R_e. \quad (6.67)$$

Pri tome je F_{max} maksimalna sila koja se javlja u vijku prilikom pritezanja i koja se za potrebe proračuna uzima u iznosu:

$$F_{max} = (2 \dots 3) * F = 2,5 * F = 2,5 * 5952,75 = 14882 \text{ N}. \quad (6.68)$$

Za vijke razreda kvalitete 4.8 granica tečenja iznosi:

$$R_e = 0,8 * 400 = 320 \text{ N/mm}^2 \quad (6.69)$$

Svaki od oslonaca ima po dva vijka za osiguravanje pritiska pa je najmanja površina vijka koja je potrebna za osiguravanje sile iznosi:

$$A \geq \frac{F_{max}}{2 * \sigma_{dop}} = \frac{14882}{2 * 0,7 * 320} = 33,2 \text{ mm}^2. \quad (6.70)$$

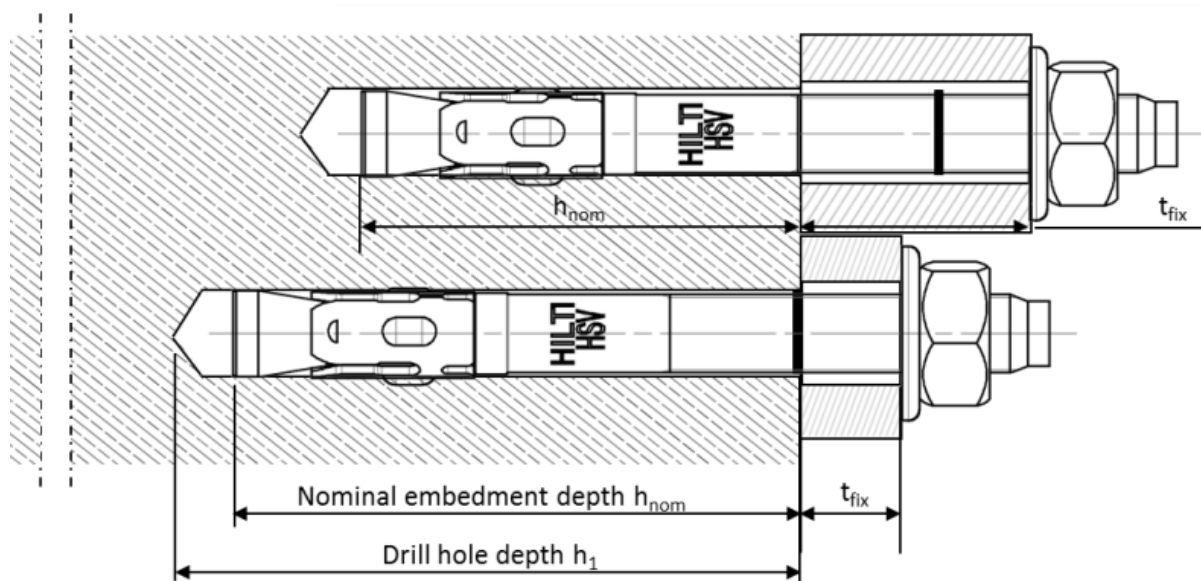
Odabiru se vijci DIN 933 – M12 x 30 – 4.8 površine jezgre:

$$A = 76,2 \text{ mm}^2. \quad (6.71)$$

Stvarno naprezanje u vijku tada iznosi:

$$\sigma = \frac{14882}{2 * 76,2} = 97,7 \text{ N/mm}^2. \quad (6.72)$$

Oslanjanje stope na podlogu izvedeno je pomoću sidrenih vijaka tipa *HSV – R2* proizvođača *Hilti*. Odabrani sidreni vijak prikazan je na slici 58., a specifikacije vijka prikazane su u tablici 15.



Slika 58. Odabrani sidreni vijak [32]

Tablica 15. Specifikacije odabranog sidrenog vijka [32]

<i>Hilti HSV – R2 M12 x 150 (65)</i>	
Nominalna duljina (dubina) nošenja – h_{nom} [mm]	77
Efektivna duljina (dubina) nošenja [mm]	65
Debljina spojne ploče oslonca – t_{fix} [mm]	0 ... 55
Dubina provrta – h_1 [mm]	85
Ukupna duljina vijka [mm]	150
Materijal izrade	AISI 304
Maksimalna opteretivost garantirana od strane proizvođača (uz faktor sigurnosti 1,4)	
Uzdužno [kN]	9,5
Poprečno [kN]	12,4

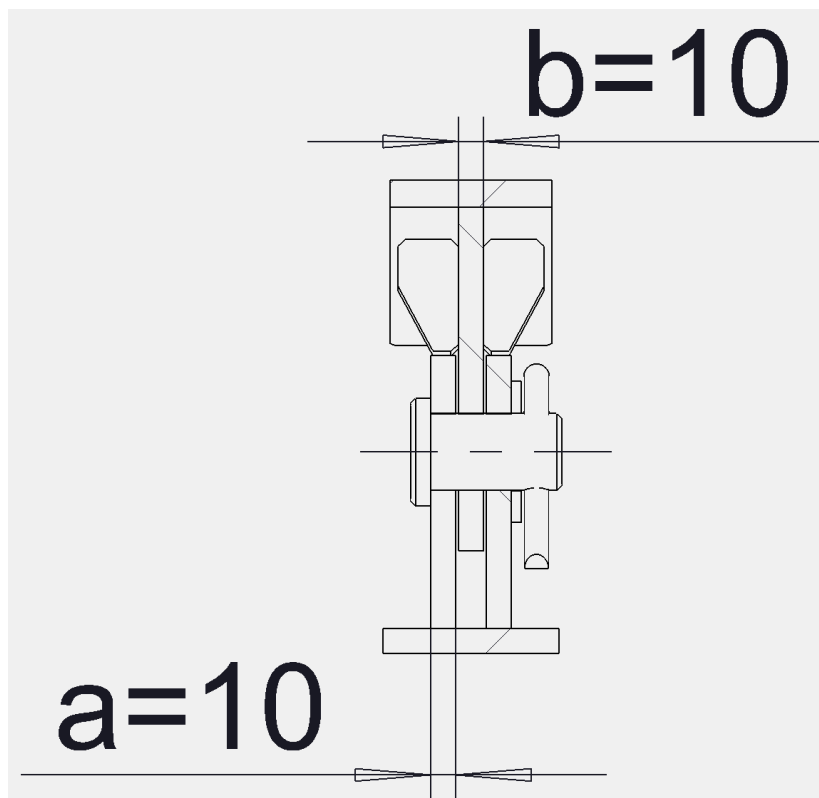
Stupovi oslonaca su zglobno vezani za nosivu konstrukciju kako prikazuje slika 59. Svornjak se prema [26] provjerava s obzirom na bočni tlak, savijanje i odrez. Dimenzioniranje svornjaka

provodi se s obzirom na dopuštene vrijednosti naprezanja koje za svornjak napravljen iz čelika Č.0361, za labavi dosjed i mirno opterećenje iznose:

$$\sigma_{dop} = 100 \text{ N/mm}^2; \quad (6.73)$$

$$\tau_{dop} = 54 \text{ N/mm}^2; \quad (6.74)$$

$$p_{dop} = 30 \text{ N/mm}^2. \quad (6.75)$$



Slika 59. Spoj oslonca

Potreban promjer svornjaka prema (6.73) iznosi:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,5F * 0,5a}{0,1 * \sigma_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{0,5 * 5952,75 * 0,5 * 10}{0,1 * 100}} = 11,4 \text{ mm} \quad (6.76)$$

Potreban promjer svornjaka prema (6.74) iznosi:

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi * \tau_{dop}}} = \sqrt{\frac{2 * 5952,75}{\pi * 54}} = 8,4 \text{ mm} \quad (6.77)$$

S obzirom da su debljine svih limova u spoju jednake i iznose $a = b = 10$ mm, vrijednosti bočnog tlaka se provjeravaju na mjestu spoja gornje vilice i svornjaka pa prema tome potreban promjer svornjaka iznosi:

$$d \geq \frac{F}{b * p_{dop}} = \frac{5952,75}{10 * 30} = 19,8 \text{ mm.} \quad (6.78)$$

Vidljivo je da je mjerodavan uvjet pri dimenzioniranju svornjaka onaj pod (6.78) pa se odabire standardan svornjak prema DIN 1444 A, promjera $d = 30$ mm.

7. ZAKLJUČAK

Ovim je radom dan cjeloviti prikaz procesa konstruiranja uređaja za transport rasutog tereta, od faza koncipiranja i početnog oblikovanja, do detaljiranja i konačnog oblikovanja i rasporeda komponenata unutar sklopa.

U uvodnim točkama rada prikazane su specifičnosti rasutog tereta općenito, kao i konkretno drvene sječke, na kojima se temeljila razrada. Također su ukatko prikazana postojeća rješenja iz kojih su bile jasno vidljive potrebe i zahtjevi koje je potrebno ispuniti prilikom transporta ove vrste materijala.

Odabir pojedinih pogonskih elemenata opravdan je potrebnim proračunima. Isto tako, dimenzioniranje nosivih komponenata potkrijepljeno je odgovarajućim statičkim proračunom. Osim glavnih pogonskih i nosivih elemenata uređaja također su prikazane komponente poput čistača trake i sigurnosnih prekidača koji ovom uređaju daju dodatnu vrijednost, gledano iz perspektiva vijeka trajanja uređaja i sigurnosti za korištenje.

Za kraj su napravljeni CAD model uređaja i tehnička dokumentacija kako bi se što bolje prikazao uređaj sa svim svojim komponentama. CAD model i crteži dani su u prilogu.

Prilikom izrade proračuna i tehničke dokumentacije korištena je važeća literatura te su također poštivani tehnički propisi i norme vezane za sigurnost strojeva i uređaja, transport rasutih tereta, kao i propisi za sigurnost električnih instalacija.

LITERATURA

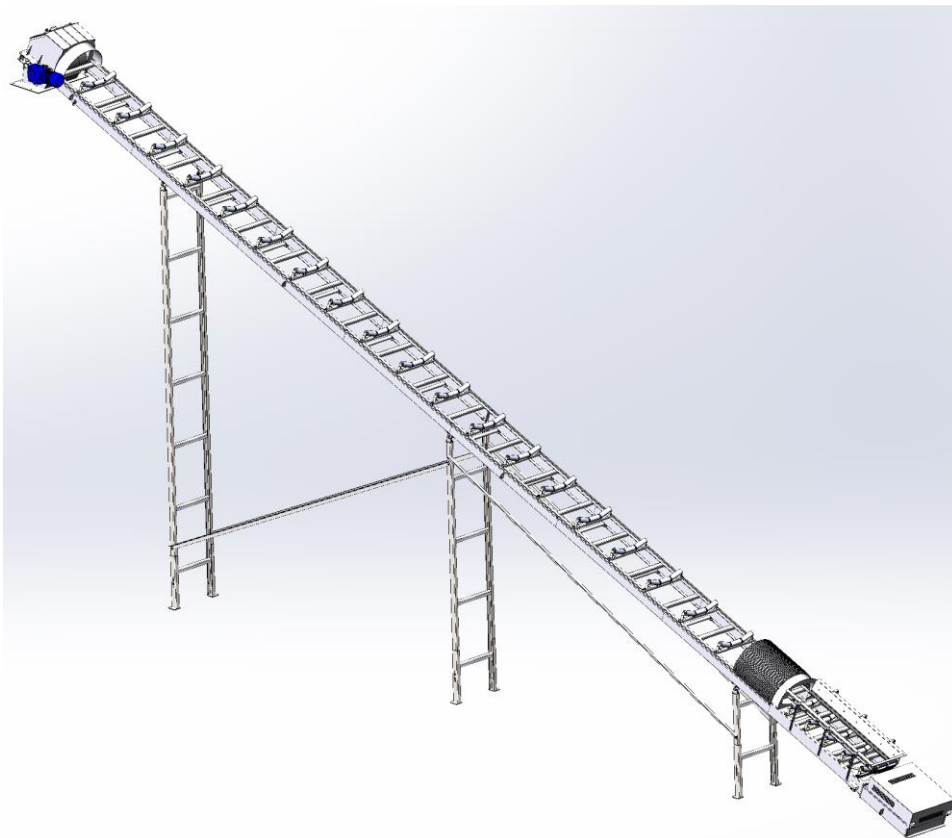
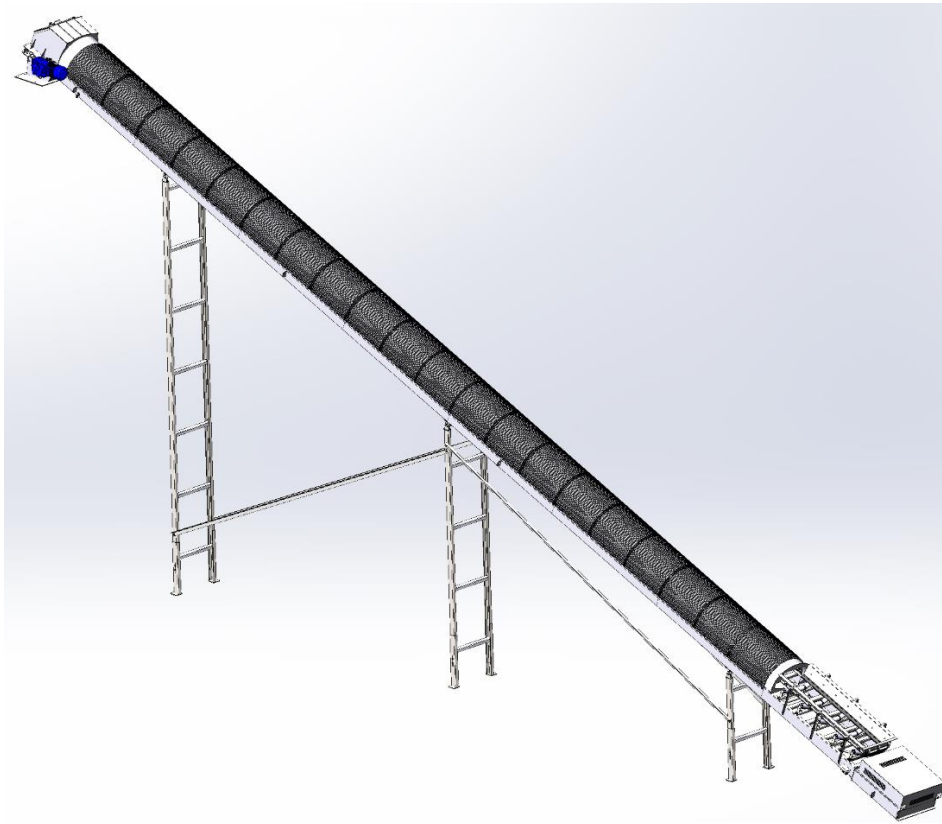
- [1] Herold, Z., Šćap, D., Hoić, M.: Prenosila i dizala, Fakultet Strojарstva i Brodogradnje Zagreb, 2020.
- [2] Trešćec, I.: Teorija, proračun i primjena transporterа s gumenom trakom, Zavod za produktivnost Zagreb, 1983.
- [3] Đukić, G.: Tehnička logistika, Podloge s predavanja, Fakultet Strojарstva i Brodogradnje Zagreb, 2013.
- [4] Norma ISO 3435:1977
- [5] Bulk Handling Catalogue, Rulmeca, 2019. (preuzeto s www.rulmeca.com ; datum pristupa 4.4.2023.)
- [6] https://en.wikipedia.org/wiki/Conveyor_belt (Datum pristupa: 4.6.2023.)
- [7] <https://herbas.hr/transportna-oprema/transporter-trakasti/> (Datum pristupa: 4.6.2023.)
- [8] <https://stojrem.hr/> (Datum pristupa: 4.6.2023.)
- [9] <https://hr.wikipedia.org/wiki/Elevator> (Datum pristupa: 4.6.2023.)
- [10] https://hr.wikipedia.org/wiki/Pu%C5%BEno_prenosilo (Datum pristupa: 4.6.2023.)
- [11] Conveyor Belts Catalogue, T – REX Rubber International
- [12] <https://tehnoguma-zg.hr/> (Datum pristupa 31.5.2023.)
- [13] Flexowell Conveyor Belts Catalogue, Continental Rubber
- [14] <https://feeco.com/achieving-optimal-wood-chip-handling-with-custom-equipment/> (Datum pristupa 31.5.2023.)
- [15] <https://www.jh.nl/en/product/jhk25-chain-conveyor/> (Datum pristupa 31.5.2023.)
- [16] <http://www.ddtep.hr/kogeneracijska-postrojenja-epc/> (Datum pristupa: 8.6.2023.)
- [17] <https://www.bidd-samobor.hr/proizvodi/cijevi-okrugle/savne/> (Datum pristupa: 8.6.2023.)
- [18] Katalog transportnih valjaka Polimen (preuzeto s <https://www.polimen.hr/> ; datum pristupa: 8.6.2023.)
- [19] Tošić, S. B.: Transportni uređaji – Mehanizacija transporta, Institut za mehanizaciju – Mašinski fakultet u Beogradu, 1999.
- [20] <https://depot.ceon.pl/bitstream/handle/123456789/11535/afe2016no67p101-111.pdf?isAllowed=y&sequence=1> (Datum pristupa: 8.6.2023.)
- [21] Vučković, K: Elementi konstrukcija II, podloge za predavanja, Fakultet strojарstva i brodogradnje Zagreb, 2020.

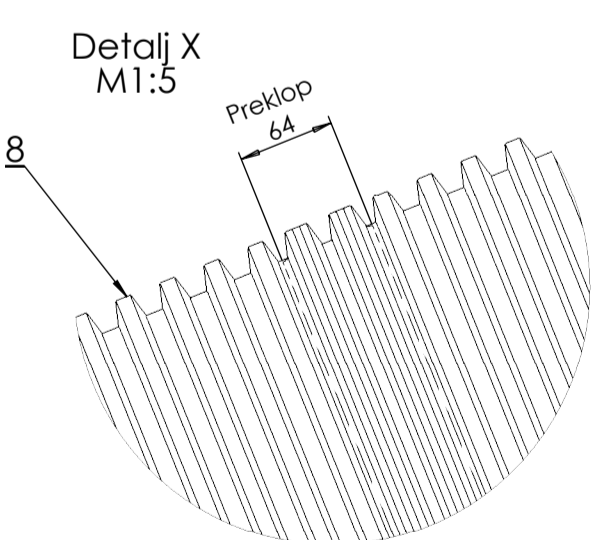
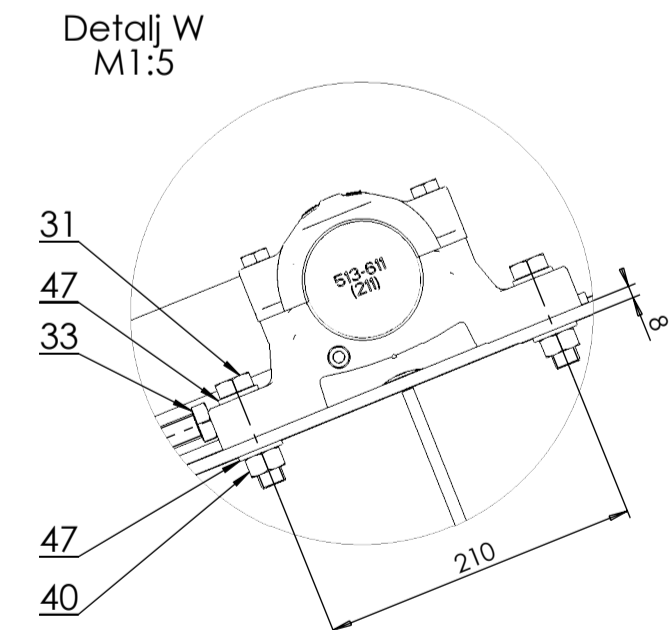
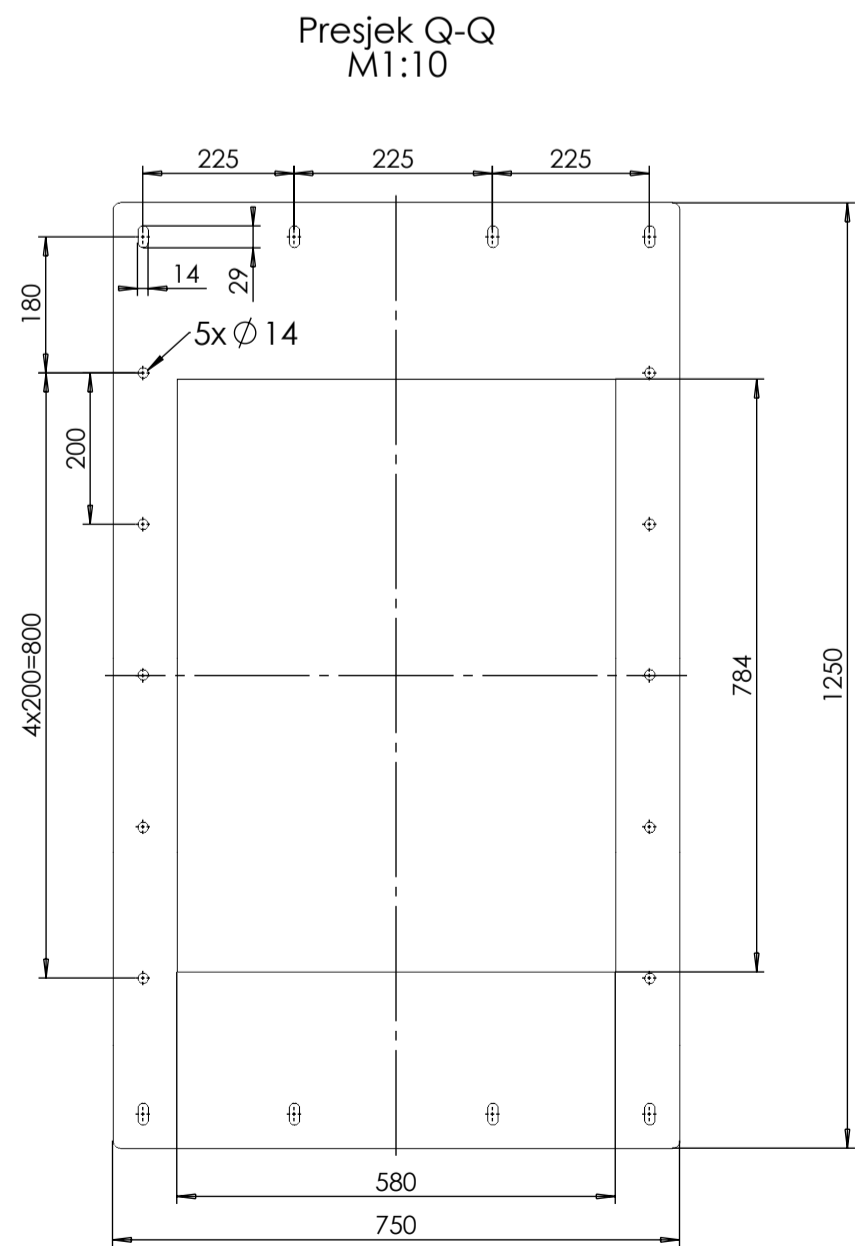
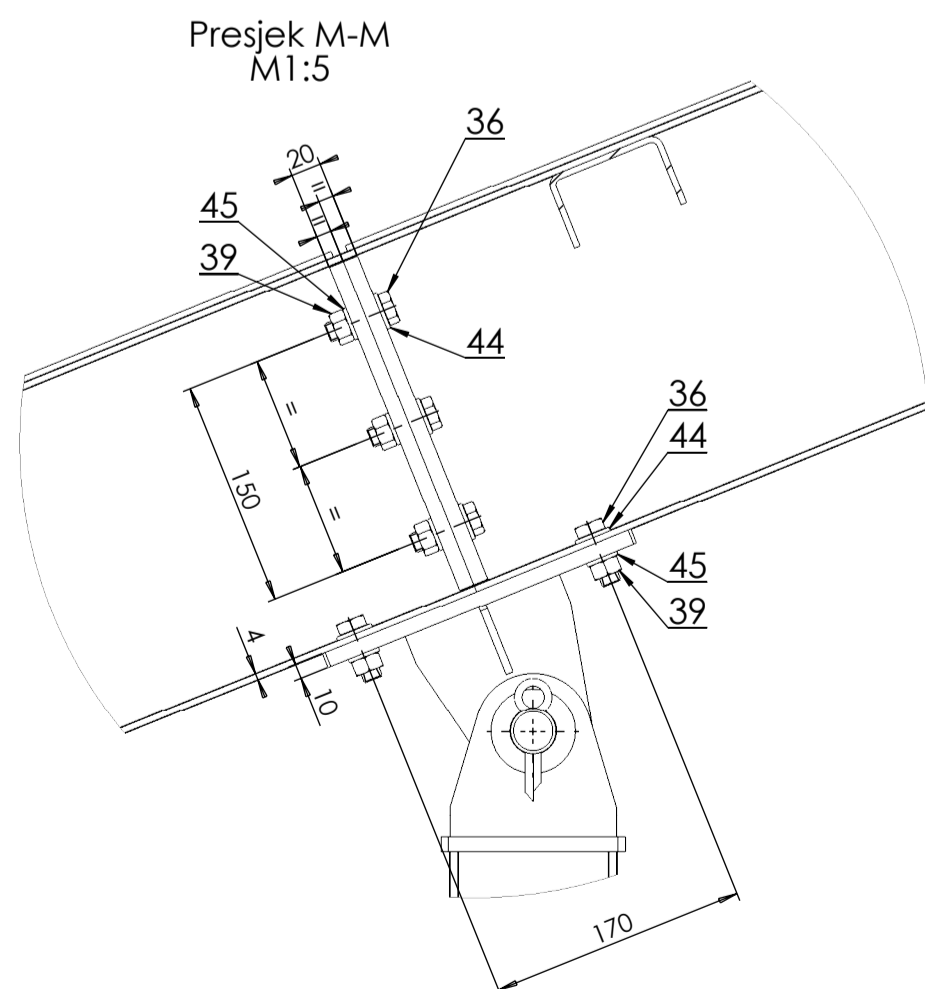
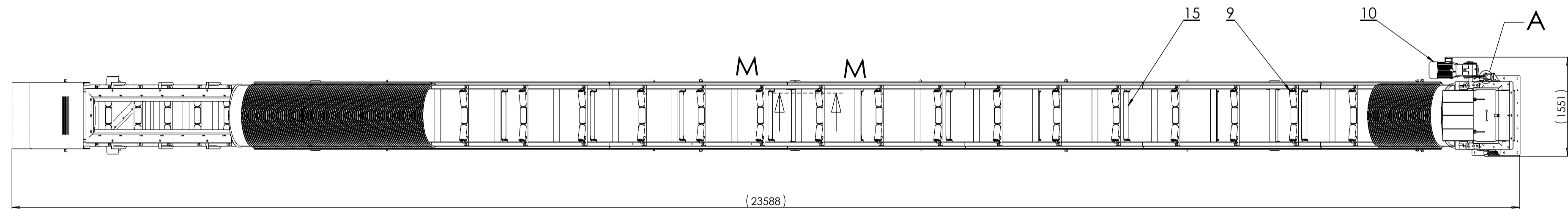
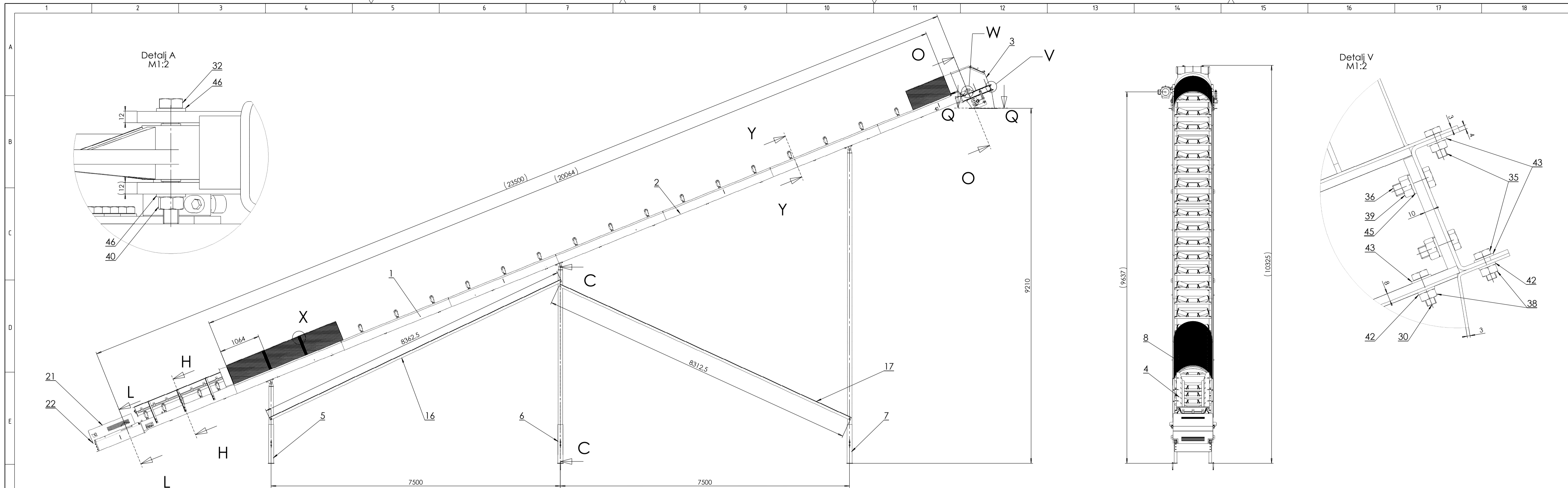
-
- [22] <https://www.traceparts.com/en/product/rexnord-tollok-srl-locking-assembly-not-self-centering-d-50-mm-d-80-mm?Product=10-27072016-073933&PartNumber=TLK%20200%2050x80> (Datum pristupa: 5.6.2023.)
- [23] <https://www.nord.com/en/home.jsp> (Datum pristupa: 5.6.2023.)
- [24] <https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/productid-2211%20E-2RS1TN9> (Datum pristupa: 26.6.2023.)
- [25] <https://medias-at.schaeffler.com/en/product/housings/split-plummer-block-housings/split-plummer-block-housings-snv,-ses/ses211-l/p/1403955#Product%20Information> (Datum pristupa: 5.6.2023.)
- [26] Decker, K., H.: Elementi strojeva, Golden marketing – Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [27] Specifikacije proizvoda XY2CJ – S15, preuzeto s <https://www.se.com/hr/hr/product-range/620-preventa-xy2c/> (Datum pristupa 7.6.2023.)
- [28] <http://www.eurotim.hr/transporteri-oprema.php> (Datum pristupa 7.6.2023.)
- [29] <https://www.utr-scrapers.eu/> (Datum pristupa 7.6.2023.)
- [30] Kranjčević, N.: Elementi strojeva, Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, 2012.
- [31] Kranjčević, N.: Vijci i navojna vretena, Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, 2014.
- [32] <https://www.hilti.in/content/dam/documents/pdf/india/ftm-anchors/ftm-chemical-anchor/HSV-R2.pdf> (Datum pristupa 19.6.2023.)

PRILOZI

- I. Izometrijski prikaz CAD modela uređaja
- II. Tehnička dokumentacija

I. IZOMETRIJSKI PRIKAZ CAD MODELA UREĐAJA





NAPOMENE:

- Specifikacije transportne trake prikazane su u točki 4.1.1. *diplomskog rada*.
- Kompletan trasa konvejera natkrivena je pokrovima, zbog preglednosti su prikazani samo prvi i zadnji segmenti pokrova.
- Svi oslonci oslanjaju se na podlogu sidrenih vijcima kako je prikazano na detalju U.

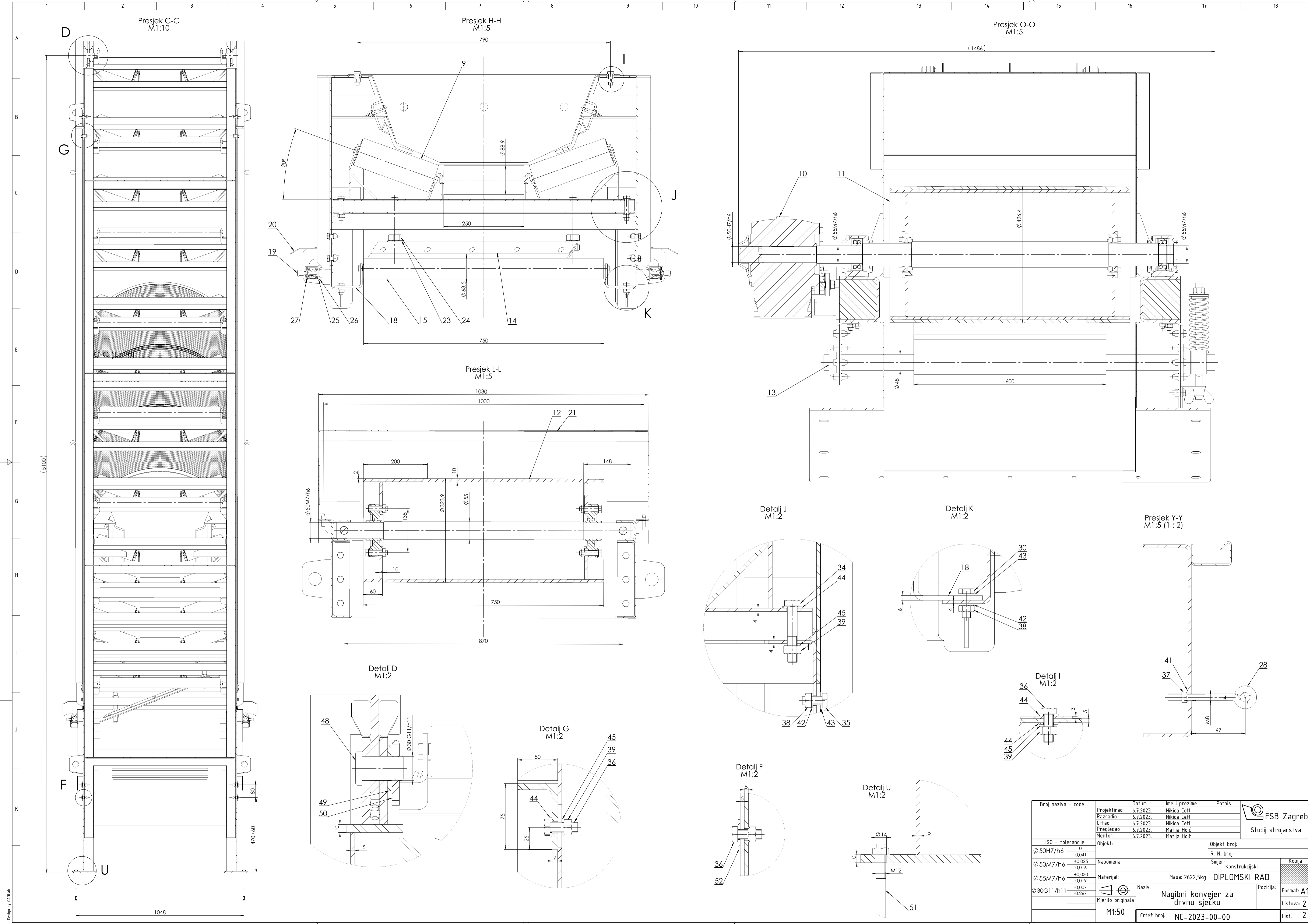
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa,kg
47	Podloška 16	5	DIN 125	-	Schachermayer	0,011
46	Podloška 16	5	DIN 127	-	Schachermayer	0,009
45	Podloška 12	46	DIN 127	-	Schachermayer	0,004
44	Podloška 12	72	DIN 125	-	Schachermayer	0,006
43	Podloška 10	60	DIN 125	-	Schachermayer	0,003
42	Podloška 10	92	DIN 127	-	Schachermayer	0,003
41	Podloška 8	12	DIN 127	-	Schachermayer	0,002
40	Matica M16	5	DIN 934	8	Schachermayer	0,033
39	Matica M12	72	DIN 934	8	Schachermayer	0,017
38	Matica M10	92	DIN 934	8	Schachermayer	0,012
37	Matica M8	12	DIN 934	8	Schachermayer	0,005
36	Vijak M12x40	26	DIN 933	6,8	Schachermayer	0,045
35	Vijak M10x25	32	DIN 933	6,8	Schachermayer	0,027
34	Vijak M12x70	46	DIN 931	6,8	Schachermayer	0,071
33	Vijak M16x120	2	DIN 933	6,8	Schachermayer	0,2
32	Vijak M16x120	1	DIN 931	6,8	Schachermayer	0,2
31	Vijak M16x65	4	DIN 933	6,8	Schachermayer	0,12
30	Vijak M10x30	60	DIN 933	6,8	Schachermayer	0,03
29	Vijak M8x25	4	DIN 933	4,8	Schachermayer	0,013
28	Vijak M8x80	8	DIN 580	4,8	Schachermayer	0,06
27	Vijak M5x45	4	DIN 931	4,8	Schachermayer	0,008
26	Matica M5	4	DIN 934	6	Schachermayer	0,001
25	Podloška 5	4	DIN 125	-	Schachermayer	0,001
24	Matica M24	6	DIN 934	6	Schachermayer	0,08
23	Podloška 24	6	DIN 125	-	Schachermayer	0,03
22	Natezni sklop	2	-	-	1330x42x50	5
21	Zaštitna bubnja	1	-	S275JR	1202x1030x350	35,3
20	Nosač prekidača	2	-	AlSi10Mg	220x276x2	0,8
19	Prekidač	2	-	-	Schneider electric	0,5
18	Nosač povratnog valjka	30	-	S275JR	150x90x6	0,6
17	Ukruta oslonca B-C	2	DIN EN 10056	S275JR	NPL 75x50x7x8312,5	54,5
16	Ukruta oslonca A-B	2	DIN EN 10056	S275JR	NPL 75x50x7x8362,5	55
15	Povratni valjak	15	-	-	Polimen	6
14	Čistač unutarnjeg dijela trake	1	-	-	UTR	6,9
13	Čistač nosivog dijela trake	1	-	-	UTR	21,9
12	Sklop nateznog bubnja	1	-	-	Ø 323,9x930	83,6
11	Sklop pogonskog bubnja	1	NC-2023-03-00	-	Ø 426,4x1298	130,7
10	Elektromotor reduktor	1	-	-	NORD	120
9	Slog nosivih valjaka	23	-	-	Polimen	15
8	Pokrov trake	20	-	S275JR+Z	Eurotim	14,7
7	Oslonac C	1	-	-	8030x160x1098	194,1
6	Oslonac B	1	-	-	5100x160x1098	127,7
5	Oslonac A	1	-	-	2070x160x1098	69,8
4	Usipno korito	1	-	-	2652x1040x608	83,5
3	Isipni lijevak	1	-	-	1080x986x1250	110,1
2	Segment nosive konstrukcije B-C	1	NC-2023-02-00	-	1208x1130x310	399
1	Segment nosive konstrukcije A-B	1	NC-2023-01-00	-	12870x1130x338	410,1

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	7.6.2023	Nikica Ceft	
Razradio	7.6.2023	Nikica Ceft	
Crtao	7.6.2023	Nikica Ceft	
Pregledao	7.6.2023	Matija Hoic	
Mentor	7.6.2023	Matija Hoic	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
0	Ø 50H7/h6	R. N. broj:
-0,041		Smjer:
+0,025	Napomena:	Konstrukcijski
-0,016		Kopija
+0,030	Materijal:	Masa: 2622,5kg
-0,019		DIPLOMSKI RAD
-0,027		
-0,267		

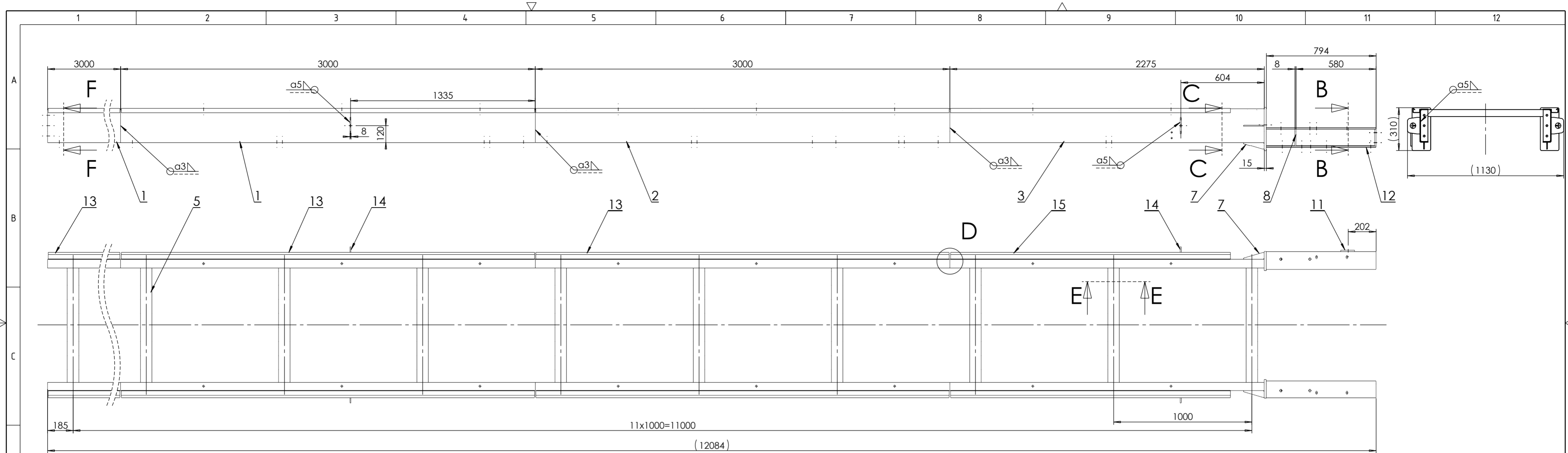
ISO	Naziv:	Forma:
Ø 30G11/h11	Nagibni konvejer za drvenu sjecku	A1
Mjerilo originala	Crtež broj: NC-2023-00-00	Lista: 2
M1:50		Lista: 1

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa,kg
52	Podloška 12	12	DIN 9021	-	Schachermayer	0,022
51	Sidreni vijak M12	6	-	C45ZE	Hilfi	0,12
50	Rascjepka Ø 8x50	6	DIN 94	C45	Trgoagencija	0,023
49	Podloška 30	6	DIN 125	-	Schachermayer	0,05
48	Svornjak Ø 30	6	DIN 1444A	E335	Trgoagencija	0,35

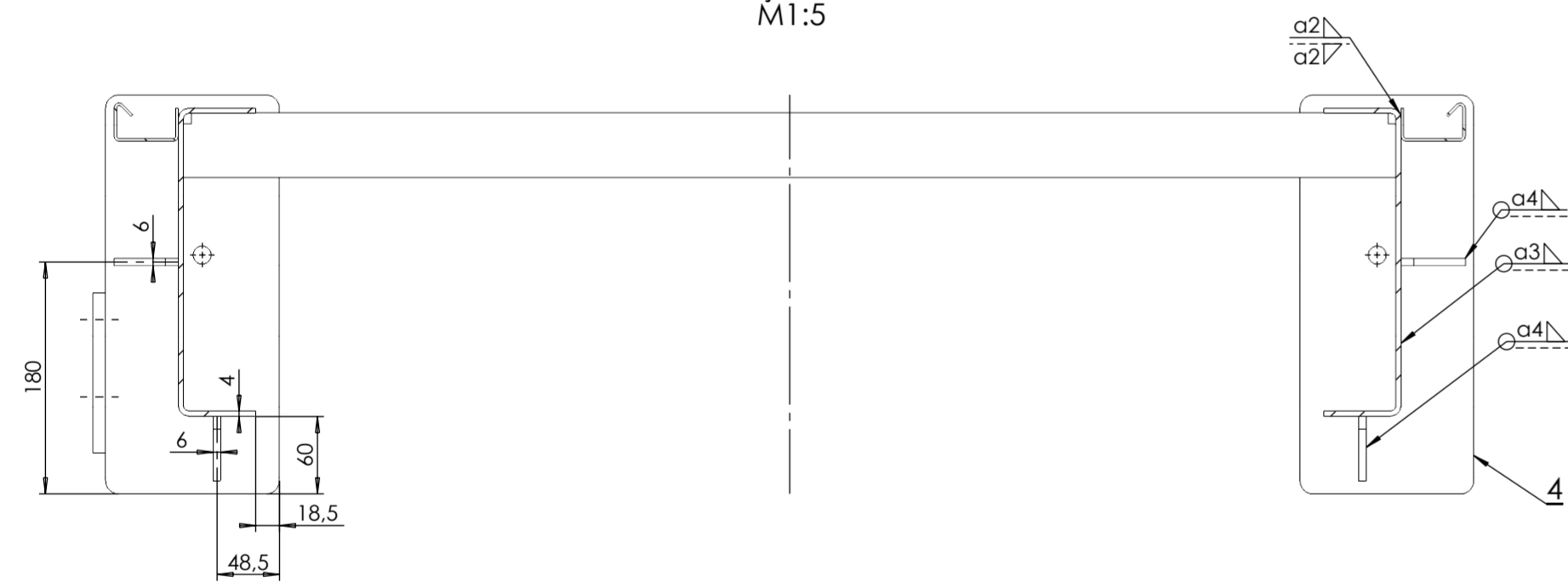


Design by CADLab

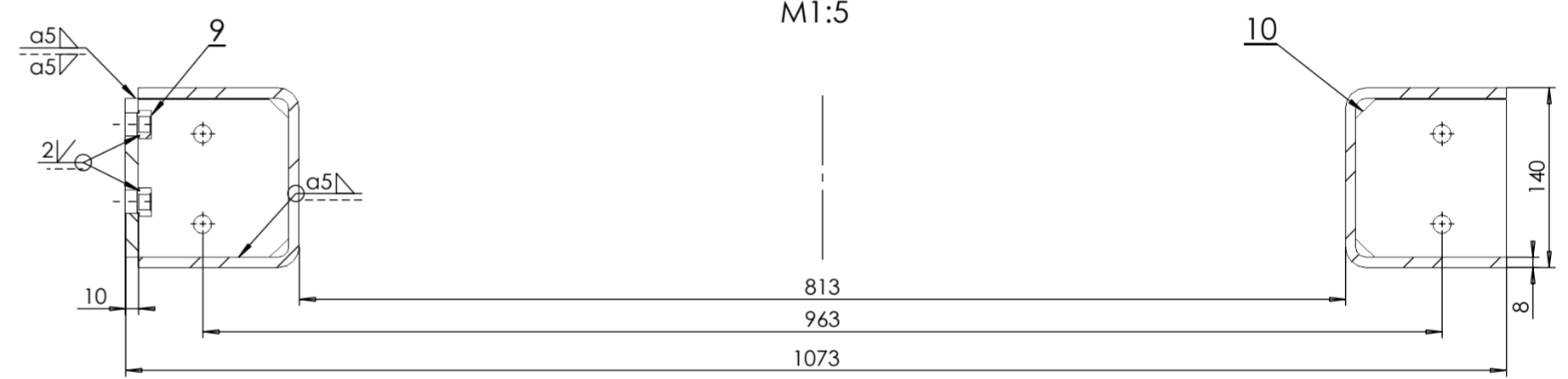
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb Studij strojarstva
ISO - tolerancije	Objekt:	R. N. broj:	Objekt broj:	
Ø 50H7/h6	Projektirao	6.7.2023	Nikica Ceft	Kopija
0	Razradio	6.7.2023	Nikica Ceft	
-0.041	Crtao	6.7.2023	Nikica Ceft	DIPLOMSKI RAD
+0.025	Pregledao	6.7.2023	Matija Hoic	
-0.016	Mentor	6.7.2023	Matija Hoic	Naziv: Nagibni konvejer za drvenu sjecku
+0.030	Materijal:	Masa: 2622,5kg	Posicija:	
-0.019	Mjerilo originala	M1:50	Format: A1	
-0.007	Mjerilo originala	M1:50	Listova: 2	
-0.267	Mjerilo originala	M1:50	List: 2	
Crtež broj: NC-2023-00-00				



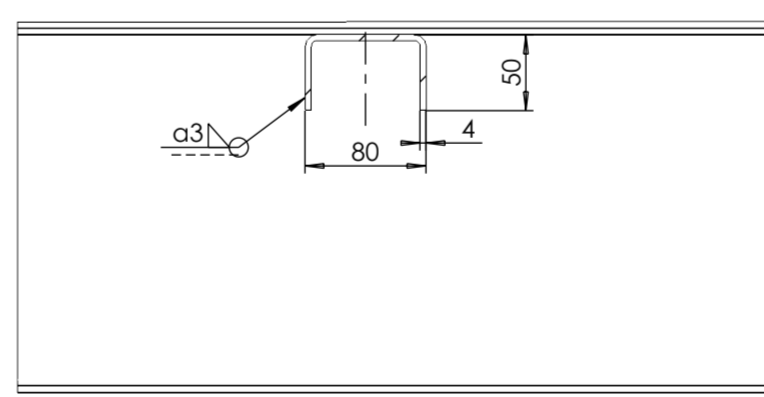
Presjek C-C
M1:5



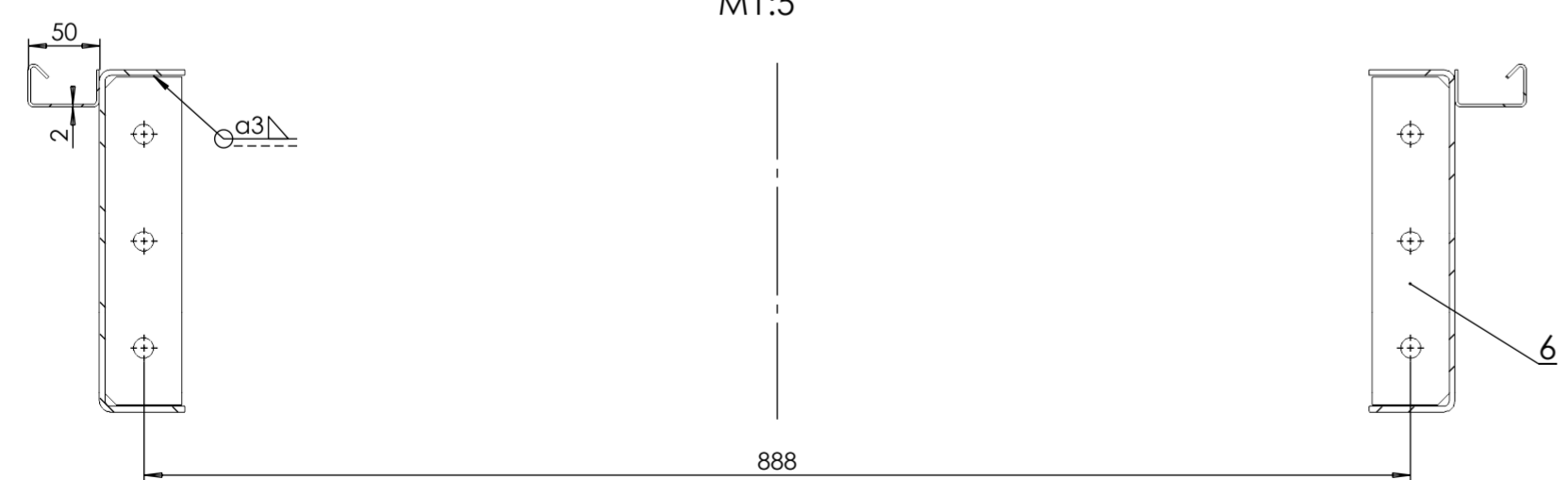
Presjek B-B
M1:5



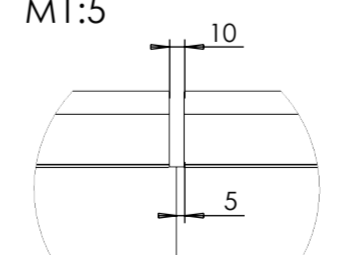
Presjek E-E
M1:5



Presjek F-F
M1:5



Detalj D
M1:5

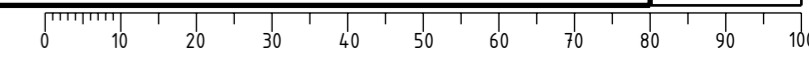


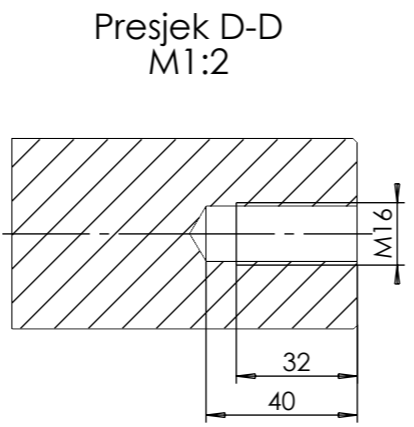
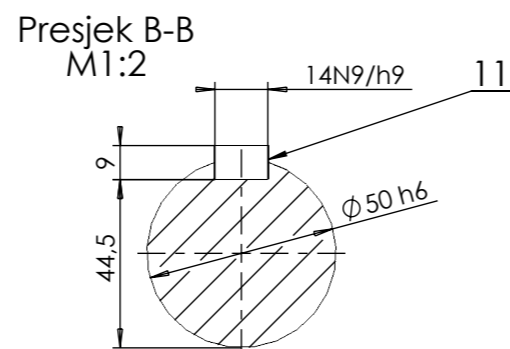
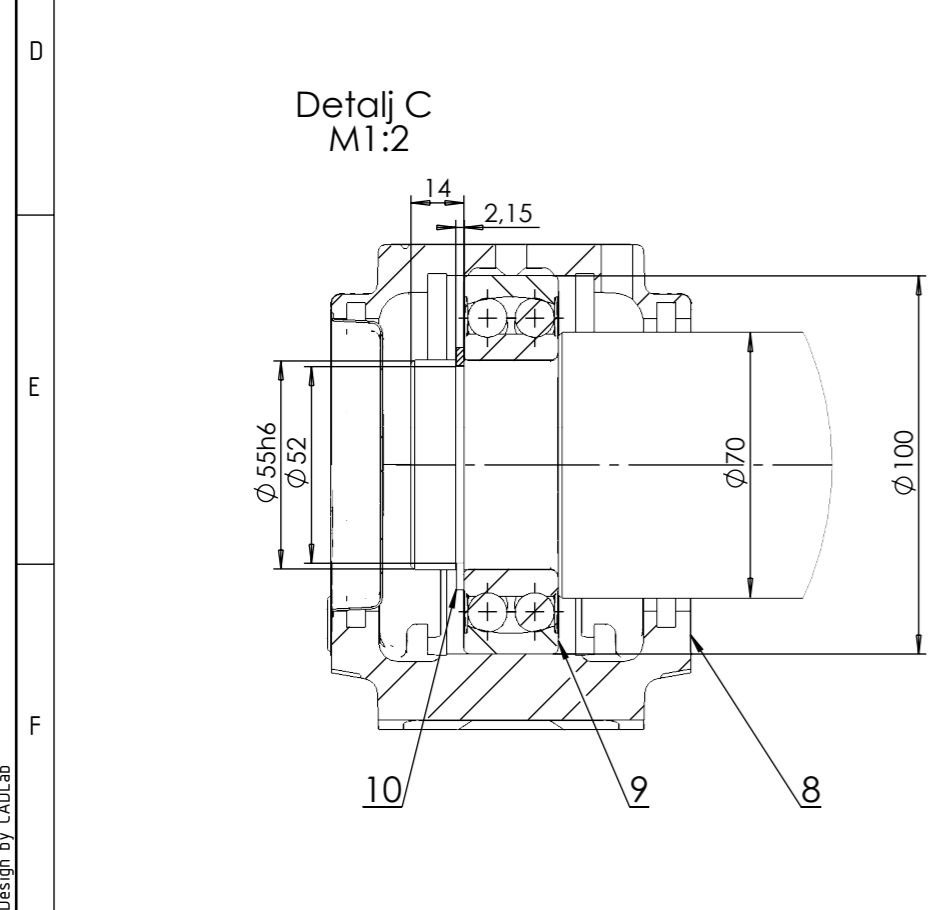
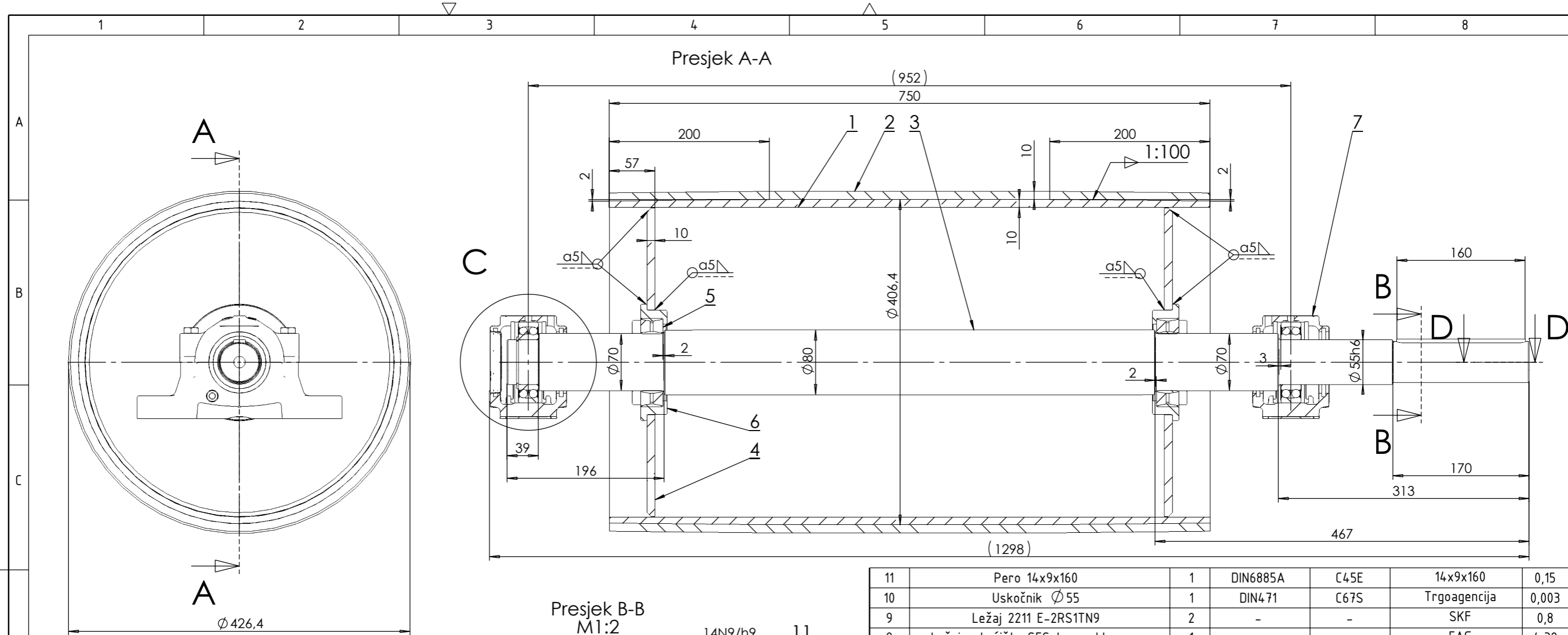
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa,kg
15	Nosač pokrova-kračići	2	-	S275JR	112x2025x2	3,6
14	Ušica za montažu/transport	4	-	S275JR	120x90x8	0,5
13	Nosač pokrova	4	-	S275JR	112x2990x2	5,2
12	Bočna stranica nosive konstrukcije B4	2	-	S275JR	360x794x8	17,9
11	Oslonac motor-reduktora	1	-	S275JR	124x100x10	0,9
10	Spojna ploča isipni dio	2	-	S275JR	123x117x10	1,1
9	Matica za zavarivanje	2	DIN929	8	M12	0,02
8	Rebro 2	2	-	S275JR	123x117x8	0,9
7	Rebro 1	4	-	S275JR	150x50x6	0,2
6	Spojna ploča	2	-	S275JR	230x54x10	0,9
5	Veznik	12	-	S275JR	94x2x165x4	4,9
4	Ploča	2	-	S275JR	310x135x15	4,9
3	Bočna stranica nosive konstrukcije B3	2	-	S275JR	345x2275x4	24,8
2	Bočna stranica nosive konstrukcije B2	2	-	S275JR	345x3000x4	32,6
1	Bočna stranica nosive konstrukcije B1	4	-	S275JR	345x3000x4	32,6

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		6.7.2023	Nikica Ceftl	
Razradio		6.7.2023	Nikica Ceftl	
Crtao		6.7.2023	Nikica Ceftl	
Pregledao		6.7.2023	Matija Hoić	
Mentor		6.7.2023	Matija Hoić	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
	Napomena:	R. N. broj:
	Materijal:	Masa: 399 kg
	Mjerilo originala	M1:20
	Naziv:	Segment nosive konstrukcije B-C
	Crtež broj:	NC-2023-02-00

Objekt broj:	Kopija
R. N. broj:	Smjer: Konstrukcijski
Materijal:	Konstrukcijski
Masa: 399 kg	DIPLOMSKI RAD
Mjerilo originala	Format: A2
Naziv:	Segment nosive konstrukcije B-C
Crtež broj:	NC-2023-02-00
M1:20	Posicija: 2
	Listova: 1
	List: 1





Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa,kg
11	Pero 14x9x160	1	DIN6885A	C45E	14x9x160	0,15
10	Uskočnik $\varnothing 55$	1	DIN471	C67S	Trgoagencija	0,003
9	Ležaj 2211 E-2RS1TN9	2	-	-	SKF	0,8
8	Ležajno kućište SES-L s poklopcem	1	-	-	FAG	4,32
7	Ležajno kućište SES-L	1	-	-	FAG	4,18
6	Stezna ljuska TLK200 $\varnothing 70$	2	-	-	Tollock	1,3
5	Glavina pogonskog bubnja	2	-	C45	$\varnothing 145 \times 33$	1,3
4	Disk pogonskog bubnja	2	-	S275JR	$\varnothing 386 \times 10$	7,9
3	Vratilo pogonskog bubnja	1	-	E335	$\varnothing 80 \times 1280$	39,2
2	Guma pogonskog bubnja	1	-	Butil	T-Rex Rubber	11,3
1	Cijev pogonskog bubnja	1	-	C45	$\varnothing 406,4 / 10 \times 750$	69,3

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao	6.7.2023.	Nikica Cetl		
Razradio	6.7.2023.	Nikica Cetl		
Crtao	6.7.2023.	Nikica Cetl		
Pregledao	6.7.2023.	Matija Hoić		
Mentor	6.7.2023.	Matija Hoić		
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:	Kopija
$\varnothing 50h6$	0 -0,016	Napomena:	R. N. broj:	
$\varnothing 55h6$	0 -0,019	Materijal:	Masa: 130,7	DIPLOMSKI RAD
14N9/h9	-0,043 +0,043	Mjerilo originala	1:5	
Naziv:			Sklop pogonskog bubnja	Pozicija: 11 Format: A3 Listova: 1 List: 1
Crtež broj:			NC-2023-03-00	

