

Okomiti konvejer za drvnu industriju

Zeljko, Milijan

Undergraduate thesis / Završni rad

2017

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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:390029>

Rights / Prava: [In copyright/Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-05-13**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Milijan Zeljko

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold, dipl. ing.

Student:

Milijan Zeljko

Zagreb, 2017.

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

Zahvaljujem se mentoru, prof. dr. sc. Zvonku Heroldu te Matiji Hoiću, mag. ing. mech. na savjetima i pomoći tijekom izrade rada.

Miljan Zeljko



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Miljan ZELJKO** Mat. br.: 0035192735

Naslov rada na hrvatskom jeziku:

OKOMITI KONVEJER ZA DRVNU INDUSTRIJU

Naslov rada na engleskom jeziku:

VERTICAL CONVEYOR FOR WOOD PROCESSING

Opis zadatka:

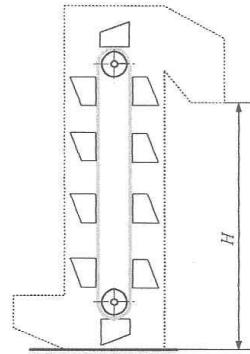
U sklopu pogona za obradu drva planirano je postrojenje za proizvodnju peleta za sustave centralnog grijanja čija je prva sastavna jedinica vertikalni silos za spremanje sitnih ostataka drvne građe. Cilj ovog zadatka je projektirati vertikalni konvejer koji će sitnudrvnu građu s razine zemlje podizati i ubacivati u silos.

Projektni parametri dohvatavnika:

- Maseni protok $I_m = 20 \text{ t/h}$
- Visina podizanja tereta $H = 7 \text{ m}$

Rad treba sadržavati:

1. Uvodno razmatranje o vertikalnim konvejerima.
2. Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja.
3. Nekoliko koncepcijskih rješenja.
4. Izbor optimalne varijante, uz objašnjenje, za zadane projektne zahtjeve.
5. Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti.
6. Konstrukcijsko rješenje za zadane ulazne podatke.
7. Sklopni crtež konvejera s potrebnim presjecima i detaljima.
8. Radioničku dokumentaciju prema dogовору s mentorom.



Proračun pisati pregledno s pripadajućim skicama, a projekt izvesti u skladu s važećim europskim normama za transportne uređaje. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.

3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.

2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.

3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	X
SUMMARY	XI
1. UVOD.....	1
1.1. Okomiti konvejeri	2
1.1.1. Elevatori	2
1.1.2. Okomiti pužni konvejeri	2
1.1.3. Okomiti tresivi konvejeri	3
1.1.4. Okomiti pneumatski i hidraulički konvejeri	3
2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH KONSTRUKCIJSKIH RJEŠENJA.....	4
2.1. Radni principi elevatora	4
2.2. Radni principi okomitih pužnih konvejera.....	6
2.3. Radni principi okomitih tresivih konvejera	7
2.4. Radni principi okomitih pneumatskih konvejera	7
3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA	8
3.1. Koncept 1	8
3.2. Koncept 2	9
3.3. Koncept 3	10
4. IZBOR OPTIMALNOG KONCEPCIJSKOG RJEŠENJA.....	11
4.1. Kriteriji izbora transportnog sredstva	11
4.2. Ocjena i odabir koncepta.....	12
5. PRORAČUN ODABRANOG KONCEPTA.....	13
5.1. Proračun kablića.....	13
5.1.1. Spajanje kablića za traku.....	14
5.2. Proračun trake	15
5.2.1. Proračun linearnih gravitacijskih sila.....	15
5.2.2. Određivanje opterećenja trake	16
5.2.3. Provjera broja uložaka	17
5.2.4. Provjera trake na lom	18
5.3. Proračun bubenja	18
5.3.1. Proračun stijenke bubenja	19
5.3.2. Provjera promjera bubenja s obzirom na centrifugalno pražnjenje	22
5.4. Proračun pogonskog vratila	23
5.4.1. Odabir promjera vratila.....	23
5.4.1.1. Presjek I-I.....	24

5.4.1.2. Presjek II-II	25
5.4.1.3. Presjek III-III	26
5.4.1.4. Presjek IV-IV	27
5.4.2. Kontrolni proračun vratila.....	28
5.4.2.1. Presjek I-I.....	28
5.4.2.2. Presjek II-II	29
5.4.2.3. Presjek III-III	31
5.4.2.4. Presjek IV-IV	33
5.4.3. Proračun pera koje spaja vratilo sa spojkom.....	35
5.5. Proračun osovine naponskog bubenja.....	37
5.6. Proračun ležajeva	37
5.7. Proračun pogonske snage.....	38
5.8. Proračun nosive konstrukcije	39
5.8.1. Proračun sila i momenata koje opterećuju stupove nosive konstrukcije	39
5.8.2. Proračun stupa nosive konstrukcije na izvijanje	41
5.8.3. Proračun nosive konstrukcije na prevrtanje	44
5.9. Proračun kritičnih zavara	45
5.9.1. Proračun zavara pločice vijka za pritezanje	45
5.9.1.1. Presjek zavara 1	45
5.9.1.2. Presjek zavara 2 i 3	47
5.9.2. Proračun zavara UPE 200 profila.....	48
6. ZAKLJUČAK.....	50
LITERATURA.....	51
PRILOZI.....	52

POPIS SLIKA

Slika 1.	Punjene kabliće, lijevo zahvaćanjem materijala, desno direktnim punjenjem (preuzeto iz [1])	4
Slika 2.	Praženjenja kabliće: centrifugalno (a), usmjereno gravitacijsko (b), slobodno gravitacijsko (c) i središnje pražnjenje (d) (preuzeto iz [1])	5
Slika 3.	Osnovne vrste kabliće: duboki (a), plitki (b), trokutni (c) (preuzeto iz [1]).....	5
Slika 4.	Okomiti pužni konvejer (preuzeto iz [3]).....	6
Slika 5.	Koncept 1	8
Slika 6.	Koncept 2	9
Slika 7.	Koncept 3	10
Slika 8.	Dimenzije dubokog kabliće (preuzeto iz [5]).....	13
Slika 9.	Provrti na stražnjem zidu kablića (preuzeto iz [6])	14
Slika 10.	Dijagram opterećenja trake (preuzeto iz [3])	16
Slika 11.	Duljina bubenja	19
Slika 12.	Naprezanje elementa stijenke bubenja (preuzeto iz [4])	19
Slika 13.	Rezultantna sila na bubenju	20
Slika 14.	Udaljenost pola (preuzeto iz [3]).....	22
Slika 15.	Sile i momenti uvijanja na vratilu	23
Slika 16.	Sile na osovini naponskog bubenja.....	37
Slika 17.	Dvoređni samopodesivi bačvasti ležaj	38
Slika 18.	Raspored sila na nosaču	39
Slika 19.	Proračun nosive konstrukcije na prevrtanje	44
Slika 20.	Pločica - poprečni presjek zavara 1	45
Slika 21.	Pločica - poprečni presjek zavara 2 i zavara 3	47
Slika 22.	Površina zavara kod profila	48
Slika 23.	Okomiti konvejer	50

POPIS TABLICA

Tablica 1. Ocjena koncepata 12

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

MZ-1000	Okomiti konvejer
MZ-1000-100	Nosiva konstrukcija
MZ-1000-100-10	Temeljna ploča sa profilom
MZ-1000-100-20	Profil sa pločom za vijke
MZ-1000-100-30	Ukrućenje nosive konstrukcije

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
b	mm	širina kablića
a	mm	duljina kablića
h_1	mm	visina stražnjeg zida kablića
h_2	mm	visina prednjeg zida kablića
r	mm	polumjer dna kablića
t	mm	debljina lima
V	dm ³	volumen kablića
m_k	kg	masa kablića
I_m	t/h	maseni protok
ψ		faktor punjenja
ρ	t/m ³	gustoća materijala
v	m/s	brzina dizanja tereta
e	mm	razmak između kablića
c	mm	ispupčenost provrta
dk	mm	promjer provrta kablića
n	mm	razmak između provrta
i_k	mm	udaljenost provrta od vrha kablića
M_{10}		navoj vijka
q	N/m	težina korisnog tereta
g	m/s ²	gravitacijska konstanta
q_0	N/m	jalova težina
k		faktor uvećanja za trake
F_{max}	N	najveće opterećenje trake
H	m	visina podizanja tereta
F_0	N	naponska sila
F	N	pogonska sila
f		koeficijent otpora
F_P	N	otpor punjenja
W_p	Nm/kg	rad punjenja
i_t		broj uložaka u traci
S_t		stupanj sigurnosti za trake
B	mm	širina trake
k_L	N/mm	najmanja sila loma trake po ulošku
k_{max}	N/mm	sila loma uslijed najveće sile u traci
D_b	mm	promjer bubnja (vanjski)

δ	mm	debljina stjenke bubenja
l_b	mm	duljina bubenja
σ_I	N/mm ²	dozvoljeno naprezanje na savijanje
σ_x	N/mm ²	dozvoljeno naprezanje na savijanje
F_R	N	rezultantna sila koja djeluje na bubenj
F_3	N	najveće opterećenje trake
α	°	obuhvatni kut
F_4	N	opterećenje trake na silaznoj strani bubenja
μ		koeficijent trenja za gumenu traku
M_{max}	Nmm	najveći moment savijanja
W_b	mm ³	moment otpora poprečnog presjeka
d_b	mm	promjer bubenja (unutarnji)
h_p	m	udaljenost pola
n	min ⁻¹	brzina vrtnje vratila
r_b	m	polumjer bubenja
d	mm	promjer vratila
σ_{dop}	N/mm ²	dopušteno naprezanje za odabrani materijal
M_{red}	Nm	reducirani moment
M	Nm	moment savijanja
T	Nm	okretni moment
S_v		stupanj sigurnosti vratila
σ_{fDN}	N/mm ²	trajna dinamička čvrstoća vratila materijala na savijanje
b_1		faktor veličine strojnog dijela za promjer vratila
b_2		faktor kvalitete obrade površine
φ		faktor udara
σ_{red}	N/mm ²	reducirano naprezanje
α_0		faktor čvrstoće materijala
β_{kf}		efektivni faktor zareznog djelovanja za savijanje
β_{kt}		okretanjem vratila s utorom za pero
β_{kt}		efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s utorom za pero
W	mm ³	moment otpora
S_{potr}		potrebni stupanj sigurnosti
b_p	mm	širina pera
t_1	mm	dubina utora u vratilu
t_2	mm	dubina utora u glavini
F_t	N	obodna sila koja djeluje na pero
T_p	Nm	okretni moment koji djeluje na pero
d_p	mm	promjer vratila na koje je postavljeno pero

l_p	mm	duljina pera
p_u	N/mm ²	bočni tlak koji djeluje na spojku
l_t	mm	nosiva duljina pera
p_{dop}	N/mm ²	Dopušteni bočni tlak za čelični materijal
p_v	N/mm ²	Bočni tlak koji djeluje na dodiru pera s vratilom
C_1	N	dinamička nosivost ležaja
P_r	N	ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje
$L_{10h,min}$	H	minimalni vijek trajanja
ε		eksponent vijeka trajanja za ležajeve s teorijskim dodirom u točki
C	kN	dinamička nosivost ležaja
C_0	kN	statička nosivost ležaja
P	W	snaga motora
η		stupanj djelovanja
F_H	N	sila u horizontalnom smjeru
G_B	N	težina bubnja
ρ_c	kg/m ³	gustoća čelika
V_B		volumen bubnja
G_{EM}	N	težina elektromotora
m_{EM}	kg	masa elektromotora
F_V	N	sila u vertikalnom smjeru
M_S	Nm	moment savijanja na stupu
I_y	mm ⁴	moment tromosti oko osi y
W_y	mm ³	otpor presjeka oko osi y
A	mm ²	površina poprečnog presjeka odabranog nosača
I_z	mm ⁴	moment tromosti oko osi z
λ		vitkost nosača
l_0	m	duljina izvijanja
l	m	visina na kojoj je nosač opterećen
i_p	mm	minimalan polumjer inercije
I_{min}	mm ⁴	minimalan moment tromosti za odabrani nosač
σ	N/mm ²	naprezanje u nosaču
σ_k	N/mm ²	kritično naprezanje
E	N/mm ²	Youngov modul elastičnosti
M_{pr}	Nm	moment na nosivoj konstrukciji
n_v		broj vijaka
L_v	mm	razmak redova vijaka
A_v	mm ²	površina poprečnog presjeka vijka
$\sigma_{dop,v}$		dopušteno naprezanje materijala vijka

S_v		stupanj sigurnosti vijka
R_e	N/mm ²	granica tečenja
L_z	mm	udaljenost sile od zavara
a_z	mm	visina kutnog zavara
b_z	mm	širina zavara
c_z	mm	širina pločice vijka za natezanje
σ_f	N/mm ²	savojno naprezanje zavara oko osi x
W_x	mm ³	osni moment presjeka zavara oko osi x
I_x	mm ⁴	osni moment inercije presjeka zavara oko osi x
M_z	Nm	moment savijanja na zavaru
e_{max}	mm	najveća udaljenost zavara od osi savijanja
$I_{y,uk}$	mm ⁴	ukupni osni moment tromosti oko osi y
$I_{y,200}$	mm ⁴	osni moment tromosti jednog UPE 200 profila
I_y	mm ⁴	osni moment tromosti oko osi y

SAŽETAK

Ovaj završni rad prikazuje izradu konstrukcijskog rješenja, njegov proračun i tehničku dokumentaciju potrebnu za izradu okomitog konvejera za drvnu industriju.

Rad sadrži uvodno razmatranje o okomitim konvejerima i analizu postojećih konstrukcijskih rješenja. Na temelju toga je ponuđeno nekoliko koncepata okomitih konvejera koji zadovoljavaju tražene uvjete. Nakon vrednovanja koncepata odabran je najbolji koncept. Za odabrani koncept proveden je proračun te izrađena tehnička dokumentacija.

Ključne riječi: *okomiti konvejer, drvna industrija, elevator za sipki materijal, centrifugalno pražnjenje*

SUMMARY

This undergraduate thesis presents the drafting of a design solution, its calculation and technical documentation necessary for the construction of a vertical conveyor for wood processing.

Thesis consists of an introduction about vertical conveyors, and the analysis of current design solutions. Based on that, a few concepts of vertical conveyors which fulfill the requested conditions are provided. After that, the concepts are evaluated, and the best one is selected. For the selected concept a calculation is performed, and its technical documentation is created.

Key words: *vertical conveyors, wood processing, bulk material elevator, centrifugal discharge*

1. UVOD

Transportna tehnika predstavlja tehniku za prijenos ljudi i tereta. Dijeli se na tehniku unutrašnjeg transporta (dobavnu tehniku) koja se koristi u tvornicama, na gradilištima, u bolnicama, željezničkim kolodvorima i lukama, te na prometnu tehniku (vanjski transport) koja uključuje cestovni, željeznički i zračni promet. Iako ne dodaje vrijednost proizvodu, dobavna tehnika utječe na produktivnost, a samim time i na profitabilnost poduzeća te je iz tog razloga bitan njezin optimalni odabir.

Dobavnu tehniku možemo grubo podijeliti prema transportnom postupku na prekidnu i neprekidnu. Kod prekidnog transporta (dobave) radni ciklus se sastoji od skupa uzastopnih operacija u prenošenju tereta. U sredstva prekidnog transporta spadaju:

- granici
- dizalice
- dizala i liftovi
- industrijski roboti, manipulatori
- industrijska vozila

Budući da je kod neprekidnog transporta (dobave) prijenos materijala u neprekinutom toku, bilo kontinuirano, bilo u određenom taktu, sredstva neprekidne dobave dijele se na:

- mehanička prenosila s vlačnim elementima
- mehanička prenosila bez vlačnih elemenata
- pneumatska i hidraulička prenosila

Sve zajedno ih jednim imenom nazivamo konvejerima.

Kod mehaničkih prenosila s vlačnim elementima sila se prenosi pomoću vučnog (vlačnog) elementa i karakterizira ih gibanje tereta zajedno s vučnim elementom duž njegovog puta. Među njih spadaju trakasti konvejeri, člankasti konvejeri, ovjesni konvjeri, lančani konvejeri itd.

Kod mehaničkih prenosa bez vlačnih elemenata teret se prenosi uslijed rotacijskog ili oscilacijskog gibanja radnih dijelova. Među njih spadaju tresivi konvejeri i pužni konvejeri.

Pneumatska i hidraulička prenosa dobavljaju materijal strujanjem zraka odnosno tekućine (najčešće vode).

1.1. Okomiti konvejeri

Konvejeri se mogu podijeliti prema smjeru i putu gibanja tereta na konvejere koji rade u vertikalnoj ravnini, konvejere koji rade u horizontalnoj ravnini te prostorne konvejere. Kod konvejera koji rade u okomitoj ravnini put tereta se sastoji od jednog linearног dijela (horizontalni, nagnuti ili okomiti) ili određene kombinacije više linearnih dijelova.

Okomiti konvejeri prenose u okomitoj ravnini teret okomito u odnosu na tlo.

1.1.1. Elevatori

Elevatori su konvejeri za transport tereta duž okomitog puta ili puta s velikim nagibom.

Prema materijalu koji prenose, dijele se na elevatore za sipki materijal i elevatore za komadni materijal.

Elevatori za sipki materijal se koriste u kemijskoj, metalurškoj i prehrambenoj industriji, kod proizvodnje građevinskih materijala, za punjenje silosa itd. Oni podižu materijal od dna do vrha bez prijelaznih koraka punjenja i pražnjenja. Prednosti elevatora za sipki materijal su što zauzimaju malo prostora, a konstrukcija im je jednostavna pa su manji troškovi održavanja. Nedostaci su im velik utrošak snage, osjetljivost na preopterećenje i potreba za jednolikom dobavom materijala.

Elevatori za komadni materijal prema vrsti nosača mogu se podijeliti na elevatore s konzolnim nosačima i elevatore s ovješenim nosačima. Koriste se za podizanje raznih vrsta komadnog teret poput kutija, bačvi, bala, različitih strojnih dijelova itd.

1.1.2. Okomiti pužni konvejeri

Okomiti pužni konvejeri se koriste za transport sipkog materijala pomoću rotirajućeg puža koji se nalazi u koritu. Prednosti okomitog pužnog konvejera su zauzimanje malo prostora,

niski troškovi održavanja i nabave, dok su nedostaci moguće jako trošenje puža i visok utrošak energije.

1.1.3. Okomiti tresivi konvejeri

Tresivi konvejeri se sastoje od otvorenog žlijeba ili zatvorene cijevi omotane oko središnjeg cilindra oslonjenog na neku bazu ili ovješenu s gornje strane, koji oscilira uslijed vibracijske pobude i tako u uzastopnim kretnjama pomiče materijal.

1.1.4. Okomiti pneumatski i hidraulički konvejeri

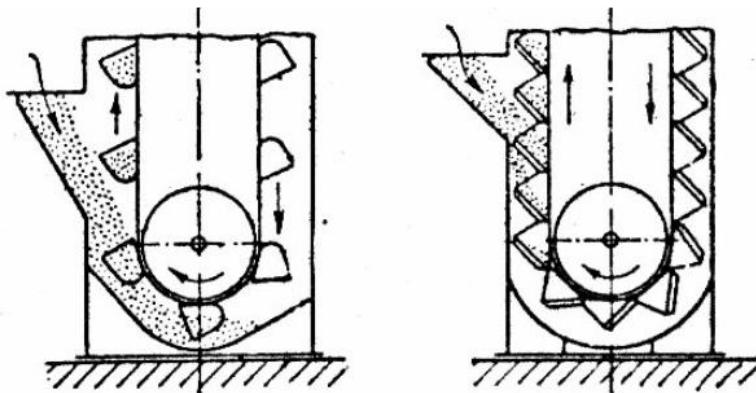
Okomiti pneumatski konvejeri prenose sipki materijal pomoću struje zraka ili tekućine (najčešće vode) koja gura materijal kroz cijev. Prednosti ovakvih konvejera su veliki protok i lako održavanje, a nedostaci su velika potrošnja energije i veliko trošenje cijevi.

2. ANALIZA RADNIH PRINCIPIA POSTOJEĆIH KONSTRUKCIJSKIH RJEŠENJA

2.1. Radni principi elevatora

Elevatori za sipki materijal prenose materijal kablićima koji su jednoliko raspoređeni i čvrsto pričvršćeni na vlačnom elementu koji je savijen oko bubenja (ili lančanika ako koristimo lanac) na vrhu i dnu. Gornji bubenj je pogonski, a donji naponski, pri čemu se napregnutost vlačnog elementa postiže pomoću utega, pera ili vijka. Promjeri pogonskog i naponskog bubenja (ili lančanika) su najčešće jednakim.

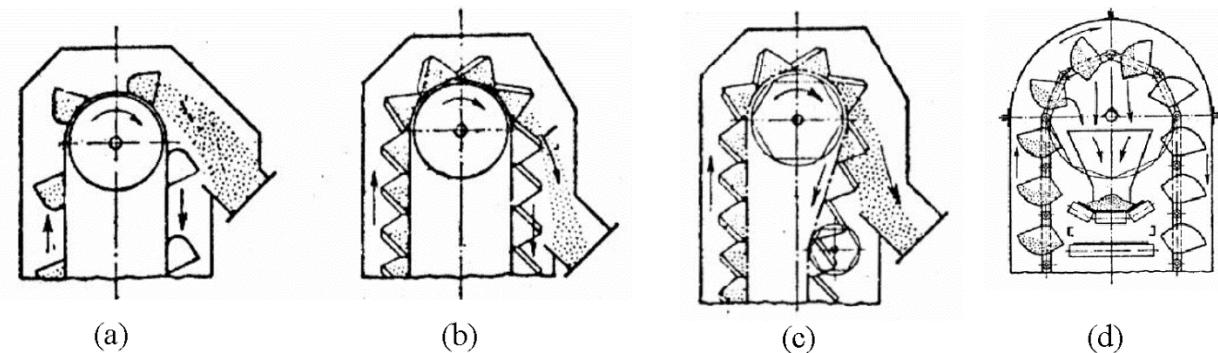
Punjenje kablića se vrši na dva načina: zahvaćanjem materijala s dna elevatora ili direktnim punjenjem. Zahvaćanje materijala s dna je moguće kada su kablići međusobno razmaknuti, te kada je riječ o materijalu koji ne stvara veliki otpor prilikom zahvata.



Slika 1. Punjenje kablića, lijevo zahvaćanjem materijala, desno direktnim punjenjem (preuzeto iz [1])

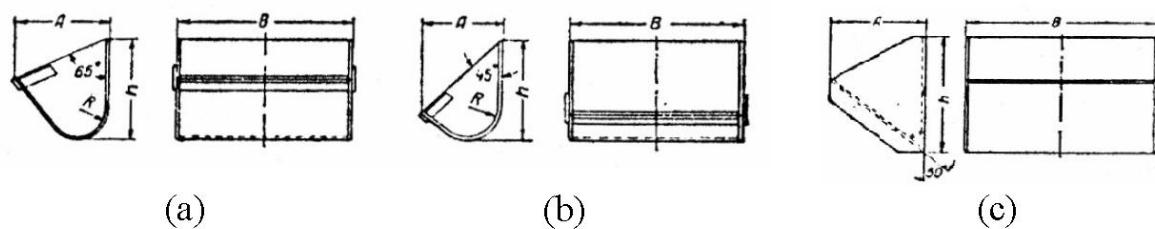
Pražnjenje kablića se postiže centrifugalnom silom ili silom teže. Prilikom pražnjenja centrifugalnom silom materijal pada direktno u otvor, što zahtjeva precizno određivanje rotacije bubenja (ili lančanika) i pozicije otvora u odnosu na njih. Kod te metode kablići moraju biti međusobno dovoljno razmaknuti da mlaz izbačenog materijala ne zahvati drugi kablić. Pražnjenje silom teže se dijeli na usmjereni i slobodno pražnjenje. Slobodno pražnjenje zahtjeva otklon trake ili čitavog konvejera da bi materijal upadao u ispušni otvor. Kod usmjerenog pražnjenja kablići su blisko raspoređeni (kontinuirano) i materijal iz jednog kablića pada na stražnju površinu sljedećeg kablića što ga usmjeri u ispušni otvor. Oba načina se primjenjuju kod elevatora niskih brzina, za razliku od pražnjenja centrifugalnom silom koji se

primjenjuje kod elevatora visokih brzina. Iznimno rijetko se primjenjuje središnje pražnjenje elevatora.



Slika 2. Pražnjenja kablića: centrifugalno (a), usmjereni gravitacijsko (b), slobodno gravitacijsko (c) i središnje pražnjenje (d) (preuzeto iz [1])

Vlačni element je lanac (kolutni ili s tuljkom) ili traka (tekstilna ili od čelične žice), a njihov odabir ovisi o masenom protoku, visini podizanja tereta i karakteristikama materijala koji se diže. Kablići su standardizirani (DIN 15230) i određeni su svojim geometrijskim dimenzijama i obujmom, a odabiru se prema karakteristikama materijala koji prenose. Razlikujemo tri glavne vrste: duboki, plitki i trokutni. Duboki kablići se koriste za suhe i lako rasipne materijale. Plitki kablići se upotrebljavaju za prijenos materijala koji su vlažni i koji imaju visok koeficijent trenja. Trokutni kablići se koriste kod elevatora s direktnim punjenjem za grudaste materijale. Kablići se pričvršćuju za traku vijcima s ravnom glavom i podloškama kako bi površina koja naliježe na koloturu ostala ravna, što uzrokuje slabljenje trake. Ako je vlačni element lanac, kablići se pričvršćuju vijcima ili člancima.



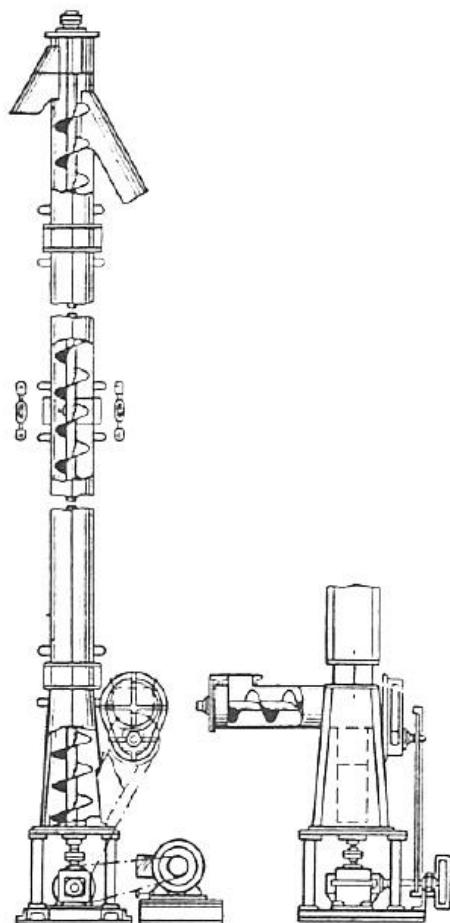
Slika 3. Osnovne vrste kablića: duboki (a), plitki (b), trokutni (c) (preuzeto iz [1])

Pogon se nalazi u glavi elevatora i najčešće je riječ o motoru s ugrađenim reduktorom. Promjer pogonskog bubenja (za elevatore s trakom) ovisi o načinu pražnjenja kablića i broju uložaka u traci. Broj zubi lančanika je od 6 do 20.

2.2. Radni principi okomitih pužnih konvejera

Okomiti pužni konvejeri prenose materijal pomoću puža sa spiralnom neprekidnom trakom koji rotira u cilindričnom kućištu. Usljed centrifugalne sile materijal je pritisnut uza zid kućišta te se kreće zajedno s pužem, iako nešto sporijom brzinom od njega uslijed trenja. Materijal će se penjati uz puž i prazniti samo ako se puž okreće iznad kritičnog broja okretaja. Pogon puža se može nalaziti i s gornje i s donje strane. Da bi okomiti pužni konvejер funkcionirao potrebno je imati horizontalni pužni dodavač koji dovodi materijal u okomiti dio.

Okomiti pužni konvejери su pogodni za prijenos praškastog, zrnatog ili finog grudastog materijala na visinu do 15 m, iznimno i do 30 m.



Slika 4. Okomiti pužni konvejer (preuzeto iz [3])

2.3. Radni principi okomitih tresivih konvejera

Kod okomitih tresivih konvejera materijal se podiže uzastopnim ponavljamajućim kretnjama uslijed oscilacija uređaja. Konvejer se sastoji od krute cijevi oko koje je spiralno omotan otvoreni žlijeb ili zatvorena cijev kroz koju se giba materijal. Pogon vibracijskog pobuđivača koji izaziva uzdužne i kružne oscilacije se nalazi s donje ili gornje strane, a najčešće je riječ o elektromagnetskim pobuđivačima. Uređaj također ima i opruge za prigušivanje kako bi se spriječio prijenos vibracija na okolinu, bilo na podlogu, bilo na strukturu s koje visi.

Ovakvi uređaji mogu podizati materijal na visinu od 6 do 12 metara.

2.4. Radni principi okomitih pneumatskih konvejera

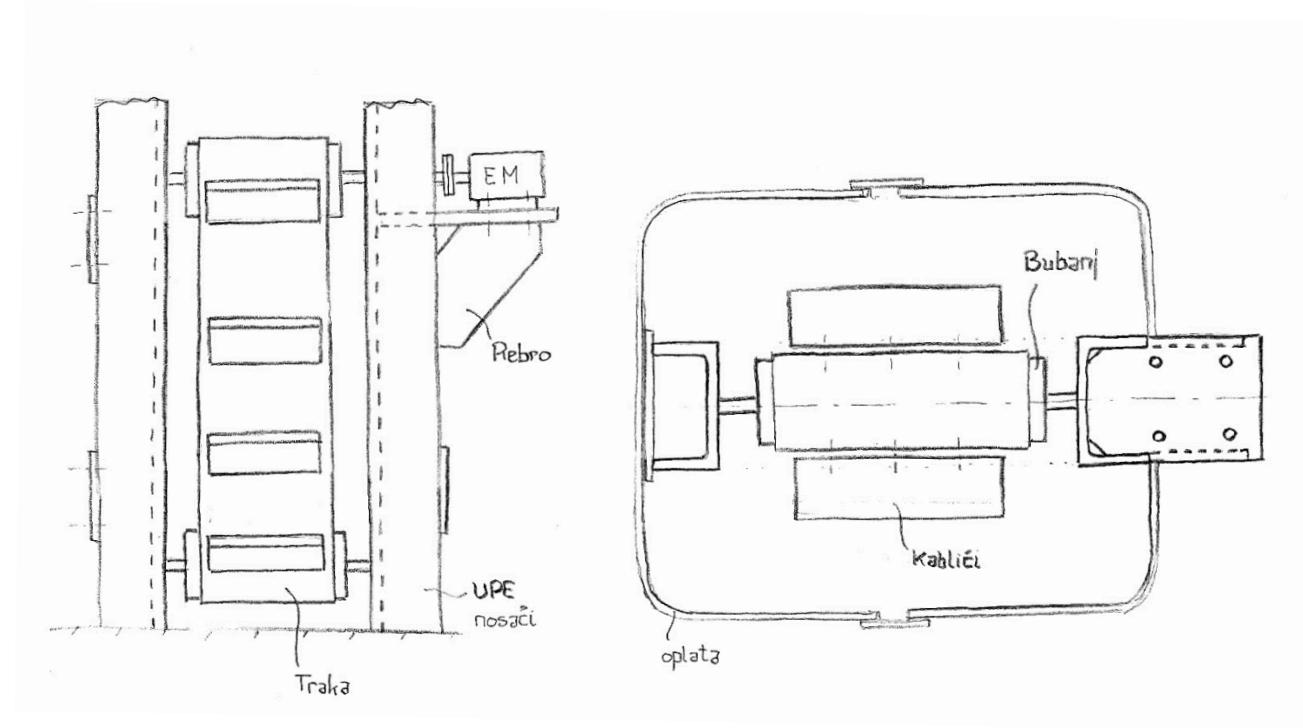
Princip rada okomitih pneumatskih konvejera se zasniva na strujanju zraka, uslijed razlike tlakova, koji stvara određeni pritisak na tijela koja se nalaze u struji.

Pneumatski konvejer se sastoji od cjevovoda kroz koji struji zrak i materijal, vakuum – pumpe ili kompresora koji stvaraju razliku tlakova na ulazu i izlazu iz cjevovoda, od dodavača ili sapnice koja dodaje materijal, od separatora koji odvaja materijal iz struje zraka te čistila koji čisti zrak prije puštanja u atmosferu.

Po načinu postizanja razlike tlakova u zraku, pneumatski konvejeri se mogu podijeliti na tlačne, usisne i kombinirane.

3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA

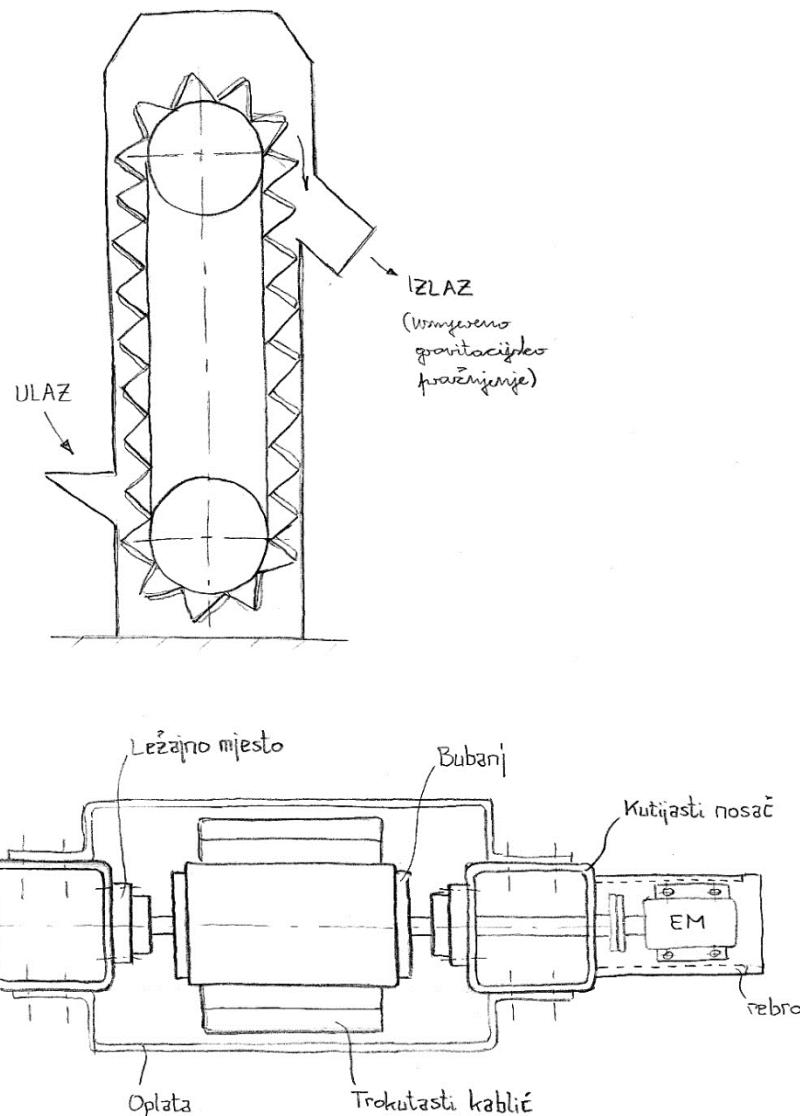
3.1. Koncept 1



Slika 5. Koncept 1

Koncept 1 se sastoji od kablića koji su dovoljno razmaknuti da mogu zahvatiti materijal. Oni su vezani vijcima za traku koja se giba dovoljno velikom brzinom da osigura centrifugalno pražnjenje. Gornji bubanj je pogonski te je vratilom, preko spojke, povezan sa elektromotorom koji daje pogon konvejeru. Elektromotor se nalazi na konzoli koja je vezana za UPE profil te je ojačana rebrima. Donji bubanj, koji je jednak gornjem, je naponski s vijcima koji osiguravaju napregnutost trake. Vratilo i osovina bubenjeva se rotiraju u ležajevima koji se nalaze u nosaču od UPE profila. Kako bi se spriječilo rasipanje materijala u okolinu na nosaču se nalaze oplate koje to sprječavaju.

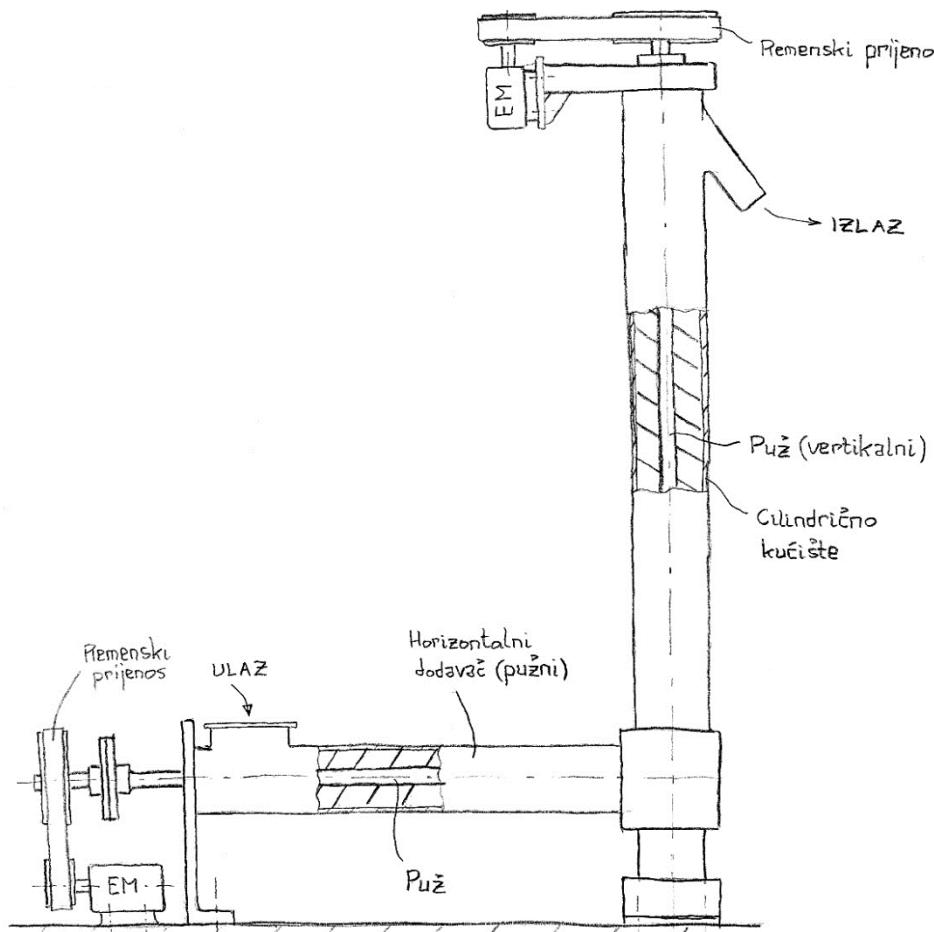
3.2. Koncept 2



Slika 6. Koncept 2

Koncept 2 se sastoji od kablića koji su zbijeni, što podrazumijeva direktno punjenje. Kablići su trokutni i vezani su na traku koja se okreće oko gornjeg (pogonskog) i donjeg (naponskog) bubnja. Pražnjenje kablića je usmjereni gravitacijsko, što znači da traka nema veliku brzinu gibanja. Bubanj je preko vratila, koji su uležišteni u ležajnim mjestima, povezan preko spojke na elektromotor koji pogoni čitav konvejer. Nosiva konstrukcija se sastoji od dva kutijasta profila na koje je vezana oplata koja sprječava rasipanje materijala u okolinu.

3.3. Koncept 3



Slika 7. Koncept 3

Koncept 3 se sastoji od okomitog pužnog konvejera te horizontalnog pužnog dodavača. Materijal se ubacuje u horizontalni dodavač čiji puž pogoni elektromotor s lijeve strane pomoću remenskog prijenosa. Materijal ulazi u vertikalni pužni konvejer i uslijed rotacije puža se podiže na željenu visinu i izbacuje. Pogon vertikalnog puža se vrši pomoću elektromotora koji je preko remenskog prijenosa povezan s vratilom puža. Puž se nalazi unutar cilindričnog kućišta na čijim krajevima je uležišten.

4. IZBOR OPTIMALNOG KONCEPCIJSKOG RJEŠENJA

4.1. Kriteriji izbora transportnog sredstva

Prije izbora optimalnog koncepcijskog rješenja od ranije navedenih koncepata, potrebno je definirati kriterije prema kojima će ih se vrednovati tj. potrebno je odgovoriti na određena pitanja.

1) Što se transportira?

Transportni uređaj treba transportirati sitnu drvnu građu, koja je nusprodukt obrade, za proizvodnju peleta. Sitna drvna građa predstavlja sipki materijal, koji se sastoji od piljevine, ali i nešto većih ostataka usitnjene drva koji je nastao obradom.

Materijal (prema [4]) ima gustoću $0,16\text{-}0,32 \text{ t/m}^3$ (piljevina), odnosno $0,25\text{-}0,6 \text{ t/m}^3$ (drvo, komadičasto). Za odabrani materijal se uzima gustoća $0,4 \text{ t/m}^3$. Nasipni kut iznosi $30^\circ\text{-}40^\circ$ za piljevinu, odnosno $35^\circ\text{-}45^\circ$ za komadičasto drvo. Peleti se proizvode iz suhe drvne građe vlažnosti do 20%. Iako je jedan od koraka proizvodnje njen sušenje, ipak se prepostavlja da je sitnadrvna građa koja se prenosi suha. Prepostavlja se da je temperatura materijala jednaka temperaturi okoline. Iako piljevina spada u neabrazivne materijale (prema [2]), kada se uzmu u obzir komadići usitnjene drva transportirani materijal bi se mogao okarakterizirati kao blago abrazivan.

2) Kako se transportira?

Materijal se mora neprekidno transportirati s razine zemlje okomito u vertikalni silos. Sva koncepcijska rješenja automatski zadovoljavaju ovaj kriterij jer su prema njemu i osmišljeni. Ono prema čemu će se ocjenjivati je visina podizanja tereta, koja prema projektnim parametrima iznosi 7 metara.

3) Gdje se transportira?

Kako se postrojenje za proizvodnju peleta nalazi u sklopu pogona za obradu drva, prepostavka je da se transport odvija u zatvorenom prostoru.

4) Koliko se transportira?

Prema projektnim parametrima maseni protok iznosi 20 t/h , što ne predstavlja veliki iznos, posebno za elevatore koji mogu imati i mnogo veće masene protoke.

5) Cijena?

Kao i kod svih drugih uređaja, cilj je postići što nižu cijenu kako bi investicijski troškovi za poduzeće, koje je vlasnik pogona, bili što niži, a samim time bi i cijena za krajnjeg potrošača bila niža. Također, što ekonomičnije iskorištavanje energije za pogon uređaja je iznimno bitan kriterij koji uzimamo u obzir.

4.2. Ocjena i odabir koncepta

Ponuđeni koncepti su ocjenjeni prema sljedećem kriteriju: oni koji dobro zadovoljavaju određeni kriterij (+), oni koji zadovoljavaju kriterij (+/-) i oni koji loše zadovoljavaju određeni kriterij (-).

Tablica 1. Ocjena koncepata

Kriteriji	Koncepti		
	1	2	3
Materijal	+	+/-	+
Način transporta	+	+	+
Mjesto transporta	+	+	+
Količina	+	+	+/-
Cijena	+/-	+/-	-
Σ	4,5	4	3,5

Na temelju ocjenjivanja kao najpogodniji je odabran prvi koncept, jer je najpogodniji za odabrani materijal, iako i treći koncept dobro zadovoljava taj kriterij. S obzirom na način transporta i mjesto transporta sva tri koncepta su pogodna jer visina dobave nije previsoka, što bi bilo loše za okomiti pužni konvejer. Prednost svih koncepata su relativno male dimenzije. S obzirom na količinu oba elevatora su pogodna (koncept 1 i 2), iako i okomiti pužni konvejer zadovoljava taj kriterij s obzirom da se radi o relativno malom masenom protoku. S obzirom na cijenu, iako elevatori imaju relativno veliku potrošnju energije, pužni konvejeri u odnosu na njih imaju još i veću potrošnju energije, što utječe na cijenu proizvodnje.

5. PRORAČUN ODABRANOG KONCEPTA

5.1. Proračun kablića

Prema [3], tablica 11.3, str. 120., za prijenos piljevine i sitne drvne građe se preporuča korištenje dubokih kablića. Oni su određeni prema normi DIN 15234 te iz nje odabiremo kablić sljedećih dimenzija:

$$b = 400 \text{ mm}$$

$$a = 224 \text{ mm}$$

$$h_1 = 280 \text{ mm}$$

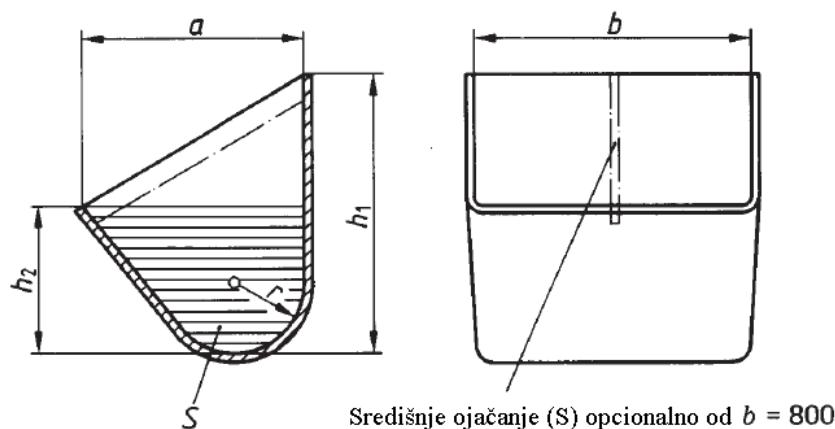
$$h_2 = 150 \text{ mm}$$

$$r = 7 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm} \rightarrow \text{debljina lima}$$

$$V = 9,4 \text{ dm}^3$$

$$m_k = 7,03 \text{ kg} \rightarrow \text{masa kablića}$$



Slika 8. Dimenziije dubokog kablića (preuzeto iz [5])

Odabrani kablić, uzimajući u obzir ostale parametre, mora zadovoljiti traženi maseni protok pa se kablić provjerava prema:

$$I_m \leq \psi \cdot \rho \cdot I_V = \psi \cdot \rho \cdot \frac{V}{e} \cdot v, \quad (1)$$

gdje je vrijednost:

$$I_m = 20 \text{ t/h} - \text{maseni protok, zadano}$$

$$\psi = 0,8 - \text{faktor punjenja, prema [3], tablica 11.3, str 120.}$$

$$\rho = 0,4 \text{ t/m}^3 - \text{gustoća materijala}$$

$$V = 0,0094 \text{ m}^3 - \text{volumen kablića, prema [5], str. 2.}$$

$v = 1,25 \dots 2 \text{ m/s}$ – brzina dizanja, odabrano prema [3], tablica 11.3, str 120.

Razmak između kablića se određuje prema [1], str. 21., iz izraza:

$$e = (2,5 \dots 3) \cdot h_1 \quad (2)$$

Uvrštavanjem h_1 u izraz (2) dobiva se:

$$e = 2,5 \cdot 280 = 700 \text{ mm} = 0,7 \text{ m} \quad (3)$$

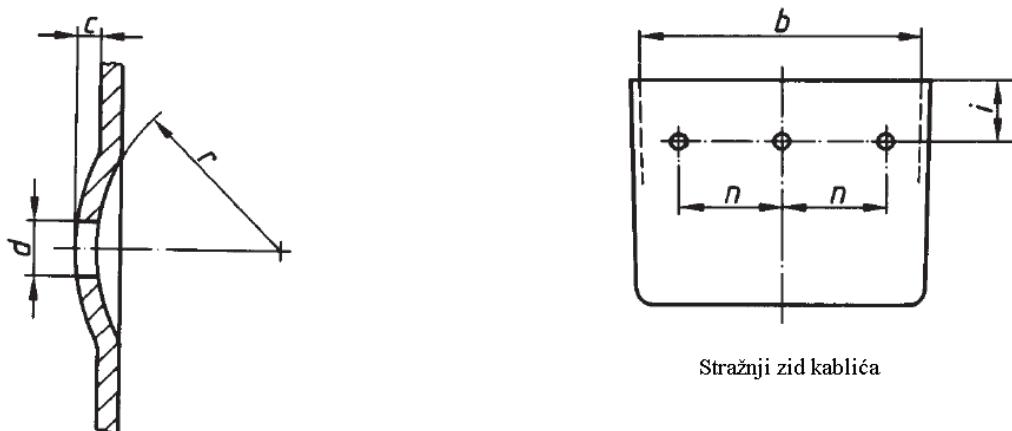
Uvrštavanjem izraza (3) i vrijednosti I_m , ψ , ρ i V u izraz (1) dobiva se:

$$I_m = 20 \text{ t/h} \leq 0,8 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,0094}{0,7} \cdot 2 \cdot 3600 = 30,94 \text{ t/h} \quad (4)$$

Odabrani kablić zadovoljava traženi maseni protok!

5.1.1. Spajanje kablića za traku

Kablići se pričvršćuju za traku pomoću vijaka norme DIN 15237, koji ulaze kroz provrte na stražnjem zidu kablića koji su određeni prema normi DIN 15236-1.



Slika 9. Provrti na stražnjem zidu kablića (preuzeto iz [6])

Za odabrani kablić, prema [6], određene su sljedeće dimenzije:

$$b = 400 \text{ mm}$$

$$a = 224 \text{ mm}$$

$$c = 5 \text{ mm}$$

$$d_k = 11,5 \text{ mm}$$

$$m = 100 \text{ mm}$$

$$r = 40 \text{ mm}$$

$$i_k = 106 \text{ mm}$$

$$M_{10} \rightarrow navoj vijka$$

5.2. Proračun trake

S obzirom da širina trake treba biti 25-150 mm veća od širine kablića (prema [3]), uzima se traka širine 500 mm. Odabrana je traka sa tekstilnim ulošcima prema normi DIN 22102-1, oznake: DIN 22102 500 EP 400/3 3/1 W.

5.2.1. Proračun linearnih gravitacijskih sila

Težina korisnog tereta se prema [1], str 22., računa iz izraza:

$$q = \frac{I_m \cdot g}{3,6 \cdot v}, \quad (5)$$

gdje je vrijednost

$$I_m = 20 \text{ t/h} - \text{maseni protok, zadano}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 - \text{gravitacijska konstanta}$$

$$v = 2 \text{ m/s} - \text{brzina dizanja tereta}$$

Uvrštavanjem u izraz (5) dobiva se:

$$q = \frac{20 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2} = 27,25 \text{ N/m}, \quad (6)$$

Jalova težina, koja uključuje težinu kablića i težinu trake, prema [1], str. 22., računa se iz izraza:

$$q_0 \approx k \cdot I_m \quad (7)$$

gdje je vrijednost

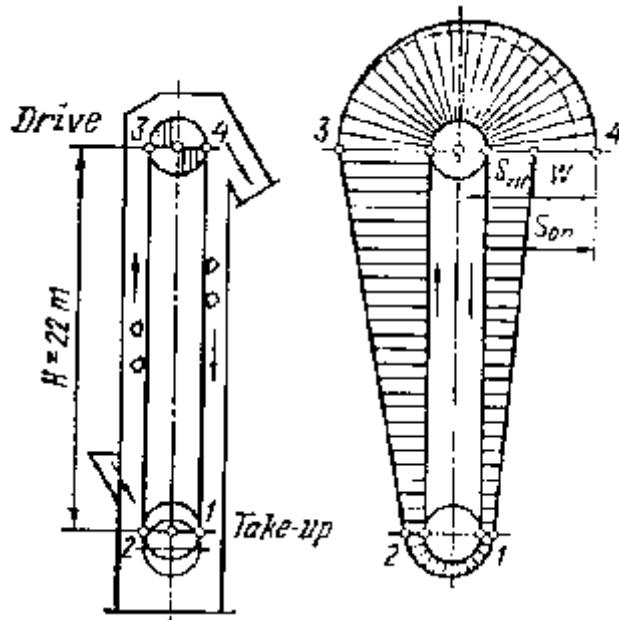
$$I_m = 20 \text{ t/h} - \text{maseni protok, zadano}$$

$$k = 3,5 \dots 6 - \text{faktor uvećanja za trake, prema [1], str. 22.}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (7) dobiva se:

$$q_0 \approx 6 \cdot 20 = 120 \text{ N/m} \quad (8)$$

5.2.2. Određivanje opterećenja trake



Slika 10. Dijagram opterećenja trake (preuzeto iz [3])

Prema dijagramu na Slika 10., traka je najviše opterećena u točki 3 gdje je maksimalno opterećenje F_{max} . Maksimalno opterećenje, prema [1], str. 22. računa se iz izraza:

$$F_{max} = F + q_0 \cdot H + F_0 \quad (9)$$

gdje je vrijednost

$$q_0 = 120 \text{ N/m} - \text{jalova težina}$$

$$H = 7 \text{ m} - \text{visina podizanja tereta, zadano}$$

$$F_0 = 250 \dots 1000 \text{ N} - \text{naponska sila, prema [1], str. 22.}$$

Pogonska sila, prema [1], str. 22, se računa pomoću izraza:

$$F = f \cdot H \cdot (q + 2 \cdot q_0) + q \cdot H + F_p \quad (10)$$

gdje je vrijednost

$$f = 0,04 \dots 0,07 - \text{koeficijent otpora, prema [1], str. 22.}$$

$$H = 7 \text{ m} - \text{visina podizanja tereta, zadano}$$

$$q = 27,25 \text{ N/m} - \text{težina korisnog tereta}$$

$$q_0 = 120 \text{ N/m} - \text{jalova težina}$$

Otpor punjenja, prema [1], str. 22., računa se iz izraza:

$$F_p = W_p \frac{I_m}{v^{3,6}} \quad (11)$$

gdje je vrijednost

$I_m = 20 \text{ t/h}$ – maseni protok, zadano

$v = 2 \text{ m/s}$ – brzina dizanja tereta

$W_p = 125 \text{ Nm/kg}$ – rad punjenja, prema dijagramu iz [1], str. 22.

Uvrštavanjem podataka u izraz (11) dobiva se:

$$F_p = 125 \frac{20}{2 \cdot 3,6} = 347,2 \text{ N}, \quad (12)$$

Uvrštavanjem izraza (12) i potrebnih podataka u izraz (10) dobiva se:

$$F = 0,07 \cdot 7 \cdot (27,25 + 2 \cdot 120) + 27,25 \cdot 7 + 347,2 = 668,9 \text{ N}, \quad (13)$$

Uvrštavanjem izraza (13) i potrebnih podataka u izraza (9) dobiva se:

$$F_{max} = 668,9 + 120 \cdot 7 + 250 = 1758,9 \text{ N}, \quad (14)$$

5.2.3. Provjera broja uložaka

Broj uložaka na traci, prema [1], str. 3., se računa iz izraza:

$$i_t \geq \frac{S \cdot F_{max}}{B \cdot k_l} = \frac{11 \cdot 1758,9}{500 \cdot 133} = 0,29, \quad (15)$$

gdje je vrijednost

$S_t = 11$ – stupanj sigurnosti za treka sa 3-5 uložaka, prema [1], str. 3.

$F_{max} = 1758,9 \text{ N}$ – najveće opterećenje trake

$B = 500 \text{ mm}$ – širina trake, odabранo

$k_L = \frac{400}{3} \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 133 \text{ N/mm}$ – najmanja sila loma trake po ulošku, odabранo

Ako se uzme u obzir da je traka oslabljena primjenom vijaka za pričvršćivanje kablića, može se koristiti traka sa 3 uloška kao što je odabранo ranije.

5.2.4. Provjera trake na lom

Provjera trake s obzirom na minimalnu silu loma vrši se prema izrazu:

$$k_{max} = \frac{F_{max}}{B} \leq k_L, \quad (16)$$

gdje su vrijednosti

$$F_{max} = 1758,9 \text{ N} - \text{najveće opterećenje trake}$$

$$B = 500 \text{ mm} - \text{širina trake, odabрано}$$

$$k_L = \frac{400}{3} \frac{N}{mm} = 133 \text{ N/mm} - \text{najmanja sila loma trake po ulošku, odabran}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (16) dobiva se:

$$k_{max} = \frac{1589,75}{500} = 3,18 \frac{N}{mm} \leq k_L = 133 \text{ N/mm}. \quad (17)$$

Odarvana traka zadovoljava s obzirom na silu loma!

5.3. Proračun bubenja

Promjer bubenja, pri upotrebi gumene trake, ovisi o broju uložaka, pa se prema [1], str. 21. računa iz izraza:

$$D_b \leq (125 \dots 150) \cdot i_t \quad (18)$$

gdje je vrijednost

$$i_t = 3 - \text{broj uložaka u traci, odabran}$$

Uvrštavanjem broja uložaka u izraz (18) dobiva se:

$$D_b \leq 133,34 \cdot 3 = 400 \text{ mm} \quad (19)$$

Prema [7], str. 431., uzima se čelična bešavna cijev sljedećih dimenzija:

$$D_b = 406,4 \text{ mm} - \text{promjer bubenja (vanjski)}$$

$$\delta = 8 \text{ mm} - \text{debljina stijenke bubenja}$$

Duljinu bubenja računa se prema izrazu:

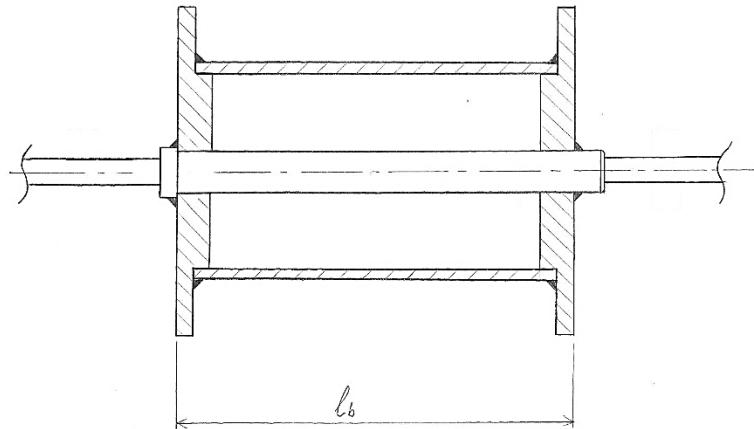
$$l_b = 1,2 \cdot B \quad (20)$$

gdje je vrijednost

$$B = 500 \text{ mm} - \text{širina trake, odabrano}$$

Uvrštavanjem širine trake u izraz (20) dobiva se:

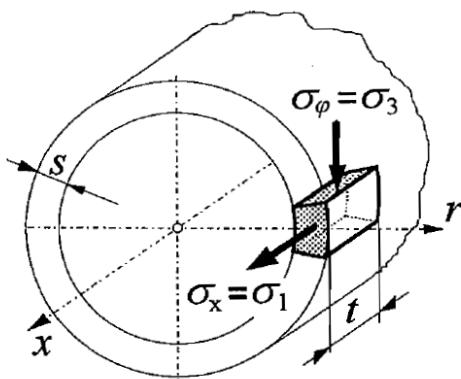
$$l_b = 1,2 \cdot 500 = 600 \text{ mm} \quad (21)$$



Slika 11. Duljina bubenja

5.3.1. Proračun stijenke bubenja

Stijenka bubenja opterećena je na savijanje i uvijanje. Utjecaj savijanja je veći kod dužih bubenjeva, dok se uvijanje može zanemariti jer je naprezanje najčešće malo.



Slika 12. Naprezanje elementa stijenke bubenja (preuzeto iz [4])

Dozvoljeno naprezanje za čelični bubanj Č0345, prema [4], str. 127., iznosi

$$\sigma_1 = \sigma_x \leq 50 \text{ N/mm}^2$$

$$|\sigma_3| = |\sigma_\phi| \leq 100 \text{ N/mm}^2$$

Rezultantna sila koja djeluje na bubanj računa se prema [8], str. 25. preko izraza:

$$F_R = \sqrt{F_3^2 + F_4^2 - 2 \cdot F_3 \cdot F_4 \cdot \cos\alpha} \quad (22)$$

gdje je vrijednost

$$F_3 = F_{\max} = 1758,9 \text{ N} - \text{najveće opterećenje trake, prema (14)}$$

$$\alpha = 180^\circ - \text{obuhvatni kut, prema [3], str. 122.}$$

Sila na slobodnom ogranku računa se prema Eytelweinovoj formuli:

$$F_4 = F_3 / e^{\mu\alpha} \quad (23)$$

gdje je vrijednost

$$F_3 = F_{\max} = 1758,9 \text{ N} - \text{najveće opterećenje trake, prema (14)}$$

$$\mu = 0,3 - \text{koeficijent trenja za gumenu traku, prema [1], tablica 2., str. 3.}$$

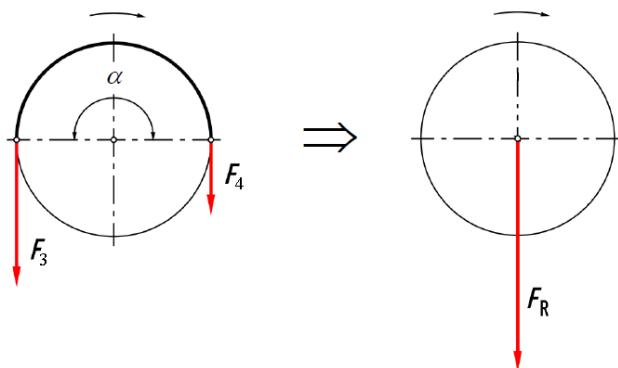
$$\alpha = 180^\circ - \text{obuhvatni kut, prema [3], str. 122.}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (23) dobiva se:

$$F_4 = 1758,9 / e^{0,3 \cdot \pi} = 1758,9 / 2,57 = 684,4 \text{ N}, \quad (24)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (24) u izraz (22) dobiva se:

$$F_R = \sqrt{1758,9^2 + 684,4^2 - 2 \cdot 1758,9 \cdot 684,4 \cdot \cos(180^\circ)} = 2443,3 \text{ N}. \quad (25)$$



Slika 13. Rezultantna sila na bubenju

Najveći moment savijanja određuje se prema izrazu:

$$M_{\max} = \frac{F_R \cdot l_b}{4}, \quad (26)$$

gdje su vrijednosti

$$F_R = 2443,3 \text{ N} - \text{rezultanta sila trake koja djeluje na bubenj}$$

$$l_b = 600 \text{ mm} = 0,6 \text{ m} - \text{duljina bubenja, prema (21)}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (26) dobiva se:

$$M_{max} = \frac{2443,3 \cdot 600}{4} = 366495 \text{ Nmm}, \quad (27)$$

Moment otpora poprečnog presjeka određuje se prema izrazu:

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_b^4 - d_u^4}{D_b}, \quad (28)$$

gdje su vrijednosti

$$D_b = 406,4 \text{ mm} - \text{promjer bubenja (vanjski)}$$

unutarnji promjer bubenja računa se prema izrazu:

$$d_b = D_b - 2\delta, \quad (29)$$

gdje je vrijednost

$$\delta = 8 \text{ mm} - \text{debljina stijenke bubenja}$$

Uvrštavanjem debljine stijenke u izraz (29) dobiva se:

$$d_b = 406,4 - 2 \cdot 8 = 390,4 \text{ mm}, \quad (30)$$

Uvrštavanjem izraza (30) i potrebnih podataka u (28) dobiva se:

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{406,4^4 - 390,4^4}{406,4} = 978045,9 \text{ mm}^3, \quad (31)$$

Kod računanja naprezanja na savijanje, pretpostavlja se da rezultantna sila trake djeluje na sredini bubenja. Naprezanje na savijanje računa se prema izrazu:

$$\sigma_x = \frac{M_{max}}{W_b}, \quad (32)$$

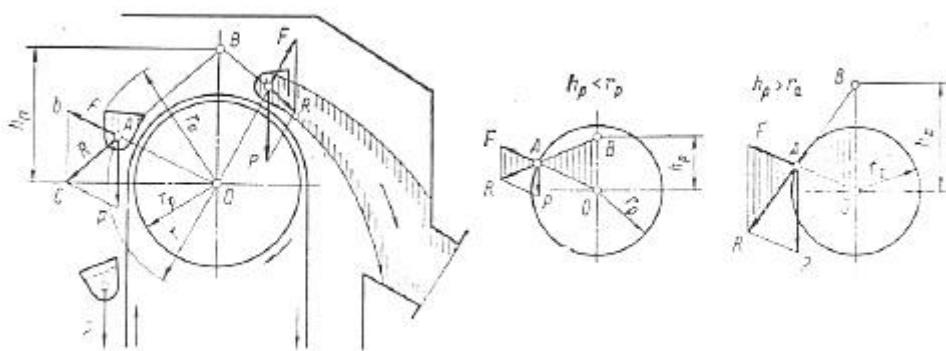
Uvrštavanjem izraza (27) i (31) u izraz (32) dobiva se:

$$\sigma_x = \frac{366495}{978045,9} = 0,37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{dop} = 50 \text{ N/mm}^2, \quad (33)$$

Bubanj zadovoljava s obzirom na savijanje!

5.3.2. Provjera promjera bubenja s obzirom na centrifugalno praznjenje

Provjera promjera bubenja s obzirom na odabranu brzinu vrtnje vrši se pomoću udaljenosti pola h_p kao što je naznačeno u [3]. Kao što je prikazano na Slika 14., tijekom praznjenja kablića kao opterećenje se uzima težina tereta koju kablić podiže (P) i centrifugalna sila (F) koja nastaje rotiranjem kablića oko bubenja. Zbroj te dvije sile daje rezultantu (R). Gibanjem kablića s teretom po bubenju, smjer i veličina triju sila se mijenja, ali ako se produži pravac na kojem djeluje rezultantna sila u bilo kojem položaju ona će uvijek sjeći istu točku na simetrali konvejera. Udaljenost te točke od osi rotacije predstavlja udaljenost pola.



Slika 14. Udaljenost pola (preuzeto iz [3])

Prema [3], str. 117., udaljenost pola računa se prema sljedećem izrazu:

$$h_p = 895/n^2, \quad (34)$$

gdje se brzinu vrtnje računa prema izrazu:

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_b}, \quad (35)$$

gdje je vrijednost

$v = 2 \text{ m/s}$ – brzina dizanja tereta, odabранo

$D_b = 406,4 \text{ mm} = 0,4064 \text{ m}$ – promjer bubenja (vanjski)

Uvrštavanjem podataka u izraz (35) dobiva se:

$$n = \frac{60 \cdot 2}{\pi \cdot 0,4064} = 94 \text{ min}^{-1}, \quad (36)$$

Uvrštavanjem izraza (36) u izraz (34) dobije se:

$$h_p = \frac{895}{94^2} = 0,101 \text{ m..} \quad (37)$$

Da bi se pražnjenje kablića vršilo centrifugalnom silom, prema [3], str. 121., mora vrijediti:

$$h_p < r_b, \quad (38)$$

gdje je vrijednost:

$$r_b = D_b / 2 = 0,4064 / 2 = 0,2032 \text{ m} - \text{polumjer bubenja}$$

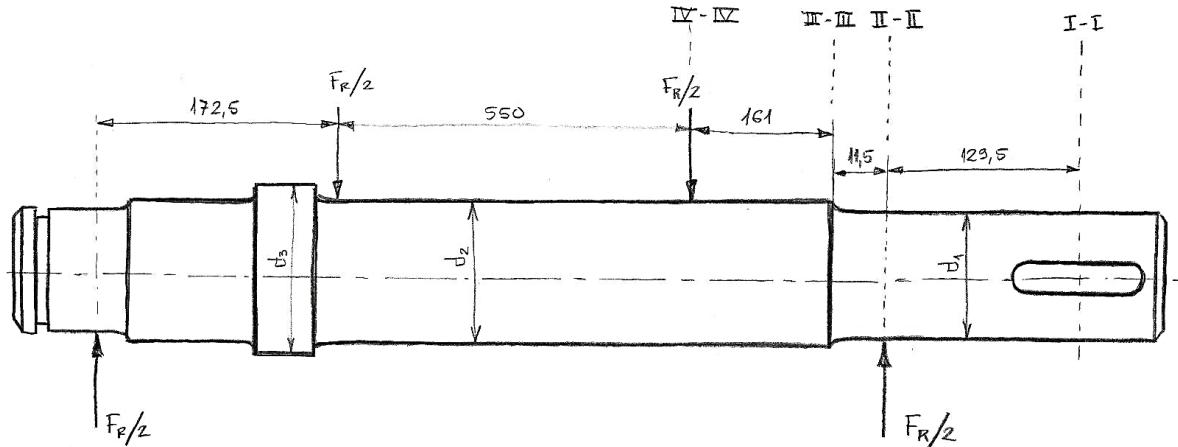
Uvrštavanjem polumjera bubenja i izraza (37) u izraz (38) dobiva se:

$$h_p = 0,101 \text{ m} < r_b = 0,2032 \text{ m.} \quad (39)$$

Bubanj zadovoljava s obzirom na odabrani način pražnjenja!

5.4. Proračun pogonskog vratila

5.4.1. Odabir promjera vratila



Slika 15. Sile i momenti uvijanja na vratilu

Ako se zanemari težina spojke, na vratilo djeluju sile i momenti kako je naznačeno na slici 15.

Dimenzioniranje vratila se vrši u presjecima I-I, II-II, III-III i IV-IV. S obzirom da se na toj strani vratila prenosi okretni moment, proračunate dimenzije će biti veće.

5.4.1.1. Presjek I-I

Promjer vratila na presjeku I-I računa se prema izrazu:

$$d_I = 2,17^3 \sqrt{\frac{M_{redI}}{\sigma_{dop}}}, \quad (40)$$

gdje dopušteno naprezanje za odabrani materijal vratila (S235JR), prema Haberhaueru, računamo preko izraza:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{fDN}}{4...6}, \quad (41)$$

gdje je vrijednosti

$\sigma_{fDN} = 190 \text{ N/mm}^2$ - trajna dinamička čvrstoća materijala vratila na savijanje, prema [11], str. 87.

Uvrštavanjem potrebnih podataka u izraz (41) dobije se:

$$\sigma_{dop} = \frac{190}{4} = 47,5 \text{ N/mm}^2, \quad (42)$$

Reducirani moment računa se prema izrazu:

$$M_{redI} = \sqrt{M_I^2 + 0,75 \cdot T_I^2}, \quad (43)$$

gdje je vrijednost:

$M_I = 0$ – moment savijanja u presjeku I, jednak je nuli je presjek opterećen samo na uvijanje

Okretni moment računa se prema izrazu:

$$T_I = \frac{(F_3 - F_4) \cdot r_b}{\eta}, \quad (44)$$

gdje je vrijednost:

$F_3 = F_{max} = 1758,9 \text{ N}$ – najveće opterećenje trake, prema (14)

$F_4 = 684,4 \text{ N}$ – opterećenje trake na silaznoj strani bubnja, prema (24)

$r_b = D_b / 2 = 0,4064 / 2 = 0,2032 \text{ m}$ – polumjer bubnja

$\eta = 0,85$ – stupanj djelovanja, prema [3], str. 123.

Uvrštavanjem podataka u izraz (44) dobiva se:

$$T_I = \frac{(1758,9 - 684,4) \cdot 0,2032}{0,85} = 256,87 \text{ Nm}, \quad (45)$$

Uvrštavanjem izraza (45) u izraz (43) dobiva se:

$$M_{redI} = \sqrt{0^2 + 0,75 \cdot 256,87^2} = 222,46 \text{ Nm}, \quad (46)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (46) u izraz (40) dobiva se:

$$d_I = 2,17 \sqrt[3]{\frac{222,46 \cdot 1000}{47,5}} = 36,3 \text{ mm}, \quad (47)$$

Odabran je promjer:

$$d_I = 50 \text{ mm}$$

5.4.1.2. Presjek II-II

Promjer vratila na presjeku II-II računa se prema izrazu:

$$d_{II} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{redII}}{\sigma_{dop}}}, \quad (48)$$

gdje je vrijednost:

$$\sigma_{dop} = 47,5 \text{ N/mm}^2 - dopušteno naprezanje za materijal vratila, prema (42)$$

Reducirani moment računa se prema izrazu:

$$M_{redII} = \sqrt{M_{II}^2 + 0,75 \cdot T_{II}^2}, \quad (49)$$

gdje je vrijednost:

$M_{II} = 0$ – moment savijanja u presjeku II, jednak je nuli je presjek opterećen samo na uvijanje

$$T_{II} = T_I = 256,87 \text{ Nm} - okretni moment na presjeku II, prema (45)$$

Uvrštavanjem u izraz (49) dobiva se:

$$M_{redII} = \sqrt{0^2 + 0,75 \cdot 256,87^2} = 222,46 \text{ Nm}, \quad (50)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (50) u izraz (48) dobiva se:

$$d_{II} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{222,46 \cdot 1000}{47,5}} = 36,3 \text{ mm}, \quad (51)$$

Odabire se promjer:

$$d_{II} = 50 \text{ mm}$$

5.4.1.3. Presjek III-III

Promjer vratila na presjeku II-II računa se prema izrazu:

$$d_{III} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{redIII}}{\sigma_{dop}}}, \quad (52)$$

gdje je vrijednost:

$\sigma_{dop} = 47,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno naprezanje za materijal vratila, prema (42)

Reducirani moment računa se prema izrazu:

$$M_{redIII} = \sqrt{M_{III}^2 + 0,75T_{III}^2}, \quad (53)$$

gdje je vrijednosti

$T_{III} = T_I = 256,87 \text{ Nm}$ – okretni moment na presjeku II, prema (45)

Moment savijanja računa se prema izrazu:

$$M_{III} = 0,0115 \cdot F_R / 2 \quad (54)$$

gdje je vrijednost

$F_R = 2443,3 \text{ N}$ – rezultanta sila trake koja djeluje na bubanj, prema (25)

Uvrštavanjem u izraz (54) dobiva se:

$$M_{III} = 0,0115 \cdot 1221,65 = 14,05 \text{ Nm}, \quad (55)$$

Uvrštavanjem izraza (45) i (55) u izraz (53) dobiva se:

$$M_{redIII} = \sqrt{14,05^2 + 0,75 \cdot 256,87^2} = 222,9 \text{ Nm}, \quad (56)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (56) u izraz (52) dobiva se:

$$d_{III} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{222,9 \cdot 1000}{47,5}} = 36,3 \text{ mm}, \quad (57)$$

Odabire se promjer:

$$d_{III} = 50 \text{ mm}$$

5.4.1.4. Presjek IV-IV

Promjer vratila na presjeku IV-IV računa se prema izrazu:

$$d_{IV} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{redIV}}{\sigma_{dop}}}, \quad (58)$$

gdje je vrijednost:

$\sigma_{dop} = 47,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno naprezanje za materijal vratila, prema (42)

Reducirani moment računa se prema izrazu:

$$M_{redIV} = \sqrt{M_{IV}^2 + 0,75T_{IV}^2}, \quad (59)$$

gdje je vrijednosti

$T_{IV} = T_I = 256,87 \text{ Nm}$ – okretni moment na presjeku II, prema (45)

Moment savijanja računa se prema izrazu:

$$M_{IV} = 0,1725 \cdot F_R / 2, \quad (60)$$

gdje je vrijednost

$F_R = 2443,3 \text{ N}$ – rezultanta sila trake koja djeluje na bubanj, prema (25)

Uvrštavanjem u izraz (60) dobije se:

$$M_{IV} = 0,1725 \cdot 1221,65 = 210,7 \text{ Nm}, \quad (61)$$

Uvrštavanjem izraza (61) i (45) u izraz (59) dobiva se:

$$M_{redIV} = \sqrt{210,7^2 + 0,75 \cdot 256,87^2} = 306,4 \text{ Nm}, \quad (62)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (62) u izraz (58) dobiva se:

$$d_{IV} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{306,4 \cdot 1000}{47,5}} = 40,4 \text{ mm}, \quad (63)$$

Odabire se promjer:

$$d_{IV} = 60 \text{ mm}$$

5.4.2. Kontrolni proračun vratila

Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti vrši se za opasne presjeke vratila pri čemu se utvrđuje čvrstoća oblika ovih presjeka koja uzima u obzir, uz dinamičku izdržljivost materijala vratila, i utjecaje zareznog djelovanja, hrapavosti površine, veličine presjeka i udarno djelovanje opterećenja. Odabrani presjeci su prikazani na slici, dok druge ne proračunavamo jer ne prenose okretni moment.

5.4.2.1. Presjek I-I

Sigurnost u presjeku I-I vršimo prema izrazu:

$$S_I = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1,I} \cdot b_2}{\varphi \cdot \sigma_{red,I}}, \quad (64)$$

gdje je vrijednost

$\sigma_{fDN} = 190 \text{ N/mm}^2$ – trajna dinamička čvrstoća vratila materijala na savijanje, prema [11], str. 87.

$b_{1,I} = 0,825$ – faktor veličine strojnog dijela za promjer vratila $d_I = 50 \text{ mm}$, prema [11], str. 85.

$b_2 = 0,95$ – faktor kvalitete obrade površine, za $R_{max} = 6,3 \mu\text{m}$ i $R_m = 370 \text{ N/mm}^2$, prema [11], str. 86.

$\varphi = 1,2$ – faktor udara, prema [11], str. 88.

reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

$$\sigma_{red,I} = \sqrt{\frac{(M_I \cdot \beta_{kfl})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_I \cdot \beta_{ktl})^2}{W_I}}, \quad (65)$$

gdje je vrijednost

$M_I = 0$ – moment savijanja u presjeku I-I

$\alpha_0 = 1$ – faktor čvrstoće materijala

$T_I = 256,87 \text{ Nm}$ – okretni moment na presjeku I-I, prema (45)

$\beta_{kfl} = 1,67$ – efektivni faktor zareznog djelovanja za savijanje okretanjem vratila s utorom za pero, za oblik B i $R_m = 370 \text{ N/mm}^2$, prema [11], str. 90.

$\beta_{ktl} = 1,8$ – efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s utorom za pero, prema [11], str. 92.

Moment otpora presjeka I-I, približno računamo prema izrazu:

$$W_I = 0,1 \cdot d_I^3, \quad (66)$$

gdje je vrijednost

$$d_I = 50 \text{ mm} - \text{promjer vratila na presjeku I-I}$$

Uvrštavanjem promjera u izraz (66) dobije se:

$$W_I = 0,1 \cdot 50^3 = 12500 \text{ mm}^3, \quad (67)$$

Uvrštavanjem izraza (67) i potrebnih podataka u izraz (65) dobije se:

$$\sigma_{red,I} = \frac{\sqrt{(0 \cdot 1,67)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 256,87 \cdot 1,8)^2}}{12500} = 32,03 \text{ N/mm}^2, \quad (68)$$

Uvrštavanjem izraza (68) i potrebnih podataka u izraz (64) dobiva se:

$$S_I = \frac{190 \cdot 0,825 \cdot 0,95}{1,2 \cdot 32,03} = 3,87, \quad (69)$$

Da bi presjek I-I zadovoljavao mora postojeća sigurnost biti veća od potrebne:

$$S_I \geq S_{potr}, \quad (70)$$

gdje je vrijednost

$$S_{potr} = 1,5 - \text{potrebna sigurnost, prema [11], str.94.}$$

Uvrštavanjem potrebne sigurnosti u izraz (70) dobije se:

$$S_I = 6,6 \geq S_{potr} = 1,5, \quad (71)$$

Presjek I-I zadovoljava!

5.4.2.2. Presjek II-II

Sigurnost u presjeku II-II vršimo prema izrazu:

$$S_{II} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1,II} \cdot b_2}{\varphi \cdot \sigma_{red,II}}, \quad (72)$$

gdje je vrijednost

$\sigma_{fDN} = 190 \text{ N/mm}^2$ – trajna dinamička čvrstoća vratila materijala na savijanje, prema [11], str. 87.

$b_{1,II} = 0,825$ – faktor veličine strojnog dijela za promjer vratila $d_{II} = 50 \text{ mm}$, prema [11], str. 85.

$b_2 = 0,95$ – faktor kvalitete obrade površine, za $R_{max} = 6,3 \mu m$ i $R_m = 370 N/mm^2$, prema [11], str. 86.

$\varphi = 1,2$ – faktor udara, prema [11], str. 88.

Reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

$$\sigma_{red,II} = \frac{\sqrt{(M_{II}\beta_{kfII})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{II} \cdot \beta_{ktII})^2}}{W_{II}}, \quad (73)$$

gdje je vrijednost

$M_{II} = 0$ – moment savijanja u presjeku II-II

$\alpha_0 = 1$ – faktor čvrstoće materijala

$T_{II} = 256,87 Nm$ – okretni moment na presjeku II-II, prema (45)

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanje, prema [11], računamo iz izraza

$$\beta_{kfII} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1), \quad (74)$$

gdje je vrijednost

$c_1 = 0$ – prema [11], str. 89., za $\frac{D}{d} = 1$

$\beta_{kf2,II} = 1$ – prema [11], str. 89., za $R_m = 370 N/mm^2$, $\rho_{II} = 0$ i $d_{II} = 50 mm$

Uvrštavanjem podataka u izraz (74), dobije se:

$$\beta_{kfII} = 1 + 0 \cdot (1 - 1) = 1 \quad (75)$$

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja štapova, prema [11], računamo iz izraza

$$\beta_{ktII} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1), \quad (76)$$

gdje je vrijednost

$c_2 = 0$ – faktor za $\frac{D}{d} = 1$, prema [11], str. 89.

$\beta_{kt1,4,II} = 1$ – prema [11], str. 89., za $R_m = 370 N/mm^2$, $\rho_{II} = 0$ i $d_{II} = 50 mm$

Uvrštavanjem podataka u izraz (76), dobije se:

$$\beta_{ktII} = 1 + 0 \cdot (1 - 1) = 1, \quad (77)$$

Moment otpora presjeka II-II približno računamo prema izrazu:

$$W_{II} = 0,1 \cdot d_{II}^3, \quad (78)$$

gdje je vrijednost

$$d_{II} = 50 \text{ mm} - \text{promjer vratila na presjeku II-II}$$

Uvrštavanjem promjera u izraz (78) dobije se:

$$W_{II} = 0,1 \cdot 50^3 = 12500 \text{ mm}^3, \quad (79)$$

Uvrštavanjem izraza (79) i potrebnih podataka u izraz (73) dobije se:

$$\sigma_{red,II} = \frac{\sqrt{(0,1)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 256,87 \cdot 1)^2}}{12500} = 17,8 \text{ N/mm}^2, \quad (80)$$

Uvrštavanjem izraza (80) i potrebnih podataka u izraz (72) dobiva se:

$$S_{II} = \frac{190 \cdot 0,825 \cdot 0,95}{1,2 \cdot 17,8} = 6,97, \quad (81)$$

Da bi presjek II-II zadovoljavao mora postojeca sigurnost biti veca od potrebne:

$$S_{II} \geq S_{potr}, \quad (82)$$

gdje je vrijednost

$$S_{potr} = 1,5 - \text{potrebna sigurnost, prema [11], str.94.}$$

Uvrštavanjem potrebne sigurnosti u izraz (82) dobije se:

$$S_{II} = 6,97 \geq S_{potr} = 1,5, \quad (83)$$

Presjek II-II zadovoljava!

5.4.2.3. Presjek III-III

Sigurnost u presjeku III-III vršimo prema izrazu:

$$S_{III} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1,III} \cdot b_2}{\varphi \cdot \sigma_{red,II}}, \quad (84)$$

gdje je vrijednost

$\sigma_{fDN} = 190 \text{ N/mm}^2$ – trajna dinamička čvrstoća vratila materijala na savijanje, prema [11], str. 87.

$b_{1,III} = 0,8$ – faktor veličine strojnog dijela za promjer vratila $d_{III} = 60 \text{ mm}$, prema [11], str. 85.

$b_2 = 0,95$ – faktor kvalitete obrade površine, za $R_{max} = 6,3 \mu m$ i $R_m = 370 N/mm^2$, prema [11], str. 86.

$\varphi = 1,2$ – faktor udara, prema [11], str. 88.

Reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

$$\sigma_{red,III} = \frac{\sqrt{(M_{III}\beta_{kfIII})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{III}\beta_{ktIII})^2}}{w_{III}}, \quad (85)$$

gdje je vrijednost

$M_{III} = 14,05$ – moment savijanja u presjeku III-III

$\alpha_0 = 1$ – faktor čvrstoće materijala

$T_{III} = 256,87 Nm$ – okretni moment na presjeku III-III, prema (45)

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanje, prema [11], računamo iz izraza

$$\beta_{kfIII} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1), \quad (86)$$

gdje je vrijednost

$c_1 = 0,45$ – prema [11], str. 89., za $\frac{D}{d} = 1$

$\beta_{kf2,III} = 1,5$ – prema [11], str. 89., za $R_m = 370 N/mm^2$, $\rho_{III} = 2,5$ i $d_{III} = 60 mm$

Uvrštavanjem podataka u izraz (86), dobije se:

$$\beta_{kfIII} = 1 + 0,45 \cdot (1,5 - 1) = 1,225 \quad (87)$$

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja štapova, prema [11], računamo iz izraza

$$\beta_{ktIII} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1), \quad (88)$$

gdje je vrijednost

$c_2 = 0,8$ – faktor za $\frac{D}{d} = 1$, prema [11], str. 89.

$\beta_{kt1,4,III} = 1,2$ - prema [11], str. 89., za $R_m = 370 N/mm^2$, $\rho_{III} = 2,5$ i $d_{III} = 60 mm$

Uvrštavanjem podataka u izraza (88), dobije se:

$$\beta_{ktIII} = 1 + 0,8 \cdot (1,2 - 1) = 1,16, \quad (89)$$

Moment otpora presjeka III-III, približno računamo prema izrazu:

$$W_{III} = 0,1 \cdot d_{III}^3, \quad (90)$$

gdje je vrijednost

$$d_{III} = 60 \text{ mm} - \text{promjer vratila na presjeku III-III}$$

Uvrštavanjem promjera u izraz (90) dobije se:

$$W_{III} = 0,1 \cdot 60^3 = 21600 \text{ mm}^3, \quad (91)$$

Uvrštavanjem izraza (91) i potrebnih podataka u izraz (85) dobije se:

$$\sigma_{red,III} = \frac{\sqrt{(14,05 \cdot 1,225)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 256,87 \cdot 1,16)^2}}{21600} = 11,97 \text{ N/mm}^2, \quad (92)$$

Uvrštavanjem izraza (92) i potrebnih podataka u izraz (84) dobije se:

$$S_{III} = \frac{190 \cdot 0,8 \cdot 0,95}{1,2 \cdot 11,97} = 10,05, \quad (93)$$

Da bi presjek III-III zadovoljavao mora postojeća sigurnost biti veća od potrebne:

$$S_{III} \geq S_{potr}, \quad (94)$$

gdje je vrijednost

$$S_{potr} = 1,5 - \text{potrebna sigurnost, prema [11], str.94.}$$

Uvrštavanjem potrebne sigurnosti u izraz (94) dobije se:

$$S_{III} = 10,05 \geq S_{potr} = 1,5, \quad (95)$$

Presjek III-III zadovoljava!

5.4.2.4. Presjek IV-IV

Sigurnost u presjeku IV-IV vršimo prema izrazu:

$$S_{IV} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1,IV} \cdot b_2}{\varphi \cdot \sigma_{red,IV}}, \quad (96)$$

gdje je vrijednost

$\sigma_{fDN} = 190 \text{ N/mm}^2$ – trajna dinamička čvrstoća vratila materijala na savijanje, prema [11], str. 87.

$b_{1,IV} = 0,8$ – faktor veličine strojnog dijela za promjer vratila $d_{IV} = 60 \text{ mm}$, prema [11], str. 85.

$b_2 = 0,95$ – faktor kvalitete obrade površine, za $R_{max} = 6,3 \mu m$ i $R_m = 370 N/mm^2$, prema [11], str. 86.

$\varphi = 1,2$ – faktor udara, prema [11], str. 88.

Reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

$$\sigma_{red,IV} = \frac{\sqrt{(M_{IV} \cdot \beta_{kfIV})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{IV} \cdot \beta_{ktIV})^2}}{w_{IV}}, \quad (97)$$

gdje je vrijednost

$M_{IV} = 210,7$ – moment savijanja u presjeku IV-IV

$\alpha_0 = 1$ – faktor čvrstoće materijala

$T_{IV} = 256,87 Nm$ – okretni moment na presjeku IV-IV, prema (45)

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanje, prema [11], računamo iz izraza

$$\beta_{kfIV} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1), \quad (98)$$

gdje je vrijednost

$$c_1 = 0 \text{ -- prema [11], str. 89., za } \frac{D}{d} = 1$$

$$\beta_{kf2,IV} = 1 \text{ -- prema [11], str. 89., za } R_m = 370 N/mm^2, \rho_{IV} = 0 \text{ i } d_{IV} = 60 mm$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (98), dobije se:

$$\beta_{kfIV} = 1 + 0 \cdot (1 - 1) = 1, \quad (99)$$

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja štapova, prema [11], računamo iz izraza

$$\beta_{ktIV} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1), \quad (100)$$

gdje je vrijednost

$$c_2 = 0 \text{ -- faktor za } \frac{D}{d} = 1, \text{ prema [11], str. 89.}$$

$$\beta_{kt1,4,IV} = 1 \text{ - prema [11], str. 89., za } R_m = 370 N/mm^2, \rho_{IV} = 0 \text{ i } d_{IV} = 60 mm$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (100), dobije se:

$$\beta_{ktIV} = 1 + 0 \cdot (1 - 1) = 1, \quad (101)$$

Moment otpora presjeka IV-IV, približno računamo prema izrazu:

$$W_{IV} = 0,1 \cdot d_{IV}^3, \quad (102)$$

gdje je vrijednost

$$d_{IV} = 60 \text{ mm} - \text{promjer vratila na presjeku IV-IV}$$

Uvrštavanjem promjera u izraz (102) dobije se:

$$W_{IV} = 0,1 \cdot 60^3 = 21600 \text{ mm}^3, \quad (103)$$

Uvrštavanjem izraza (103) i potrebnih podataka u izraz (97) dobije se:

$$\sigma_{red,IV} = \frac{\sqrt{(210,7 \cdot 1)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 256,87 \cdot 1)^2}}{21600} = 14,19 \text{ N/mm}^2, \quad (104)$$

Uvrštavanjem izraza (104) i potrebnih podataka u izraz (96) dobije se:

$$S_{IV} = \frac{190 \cdot 0,825 \cdot 0,95}{1,2 \cdot 14,19} = 8,48, \quad (105)$$

Da bi presjek IV-IV zadovoljavao mora postojeti sigurnost biti veća od potrebne:

$$S_{IV} \geq S_{potr}, \quad (106)$$

gdje je vrijednost

$$S_{potr} = 1,5 - \text{potrebna sigurnost, prema [11], str.94.}$$

Uvrštavanjem potrebne sigurnosti u izraz (106) dobije se:

$$S_{IV} = 8,48 \geq S_{potr} = 1,5, \quad (107)$$

Presjek IV-IV zadovoljava!

5.4.3. Proračun pera koje spaja vratilo sa spojkom

Prema [12], tablica 39., str. 114., za promjer vratila od 50 mm uzimamo pero 14×9 – oblik A, koje ima sljedeće dimenzije:

$$b_p = 14 \text{ mm} - \text{širina pera}$$

$$t_1 = 5,5 \text{ mm} - \text{dubina utora u vratilu}$$

$$t_2 = 3,8 \text{ mm} - \text{dubina utora u glavini}$$

Obodna sila koja djeluje na pero se računa prema izrazu:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_I}{d_p}, \quad (108)$$

gdje je vrijednost

$$T_I = 256,87 \text{ Nm} - \text{okretni moment koji djeluje na pero, prema (45)}$$

$$d_p = 50 \text{ mm} - \text{promjer vratila na koje je postavljeno pero}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (108) dobije se:

$$F_t = \frac{2 \cdot 256,87}{0,05} = 10274,8 \text{ N}, \quad (109)$$

Odabrana je sljedeća duljina pera:

$$l_p = 80 \text{ mm}$$

Bočni tlak koji djeluje na spojku računamo prema izrazu:

$$p_u = \frac{F_t}{t_2 \cdot l_t}, \quad (110)$$

Nosiva duljina pera se računa prema izrazu:

$$l_t = l_p - b, \quad (111)$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (111) dobije se:

$$l_t = 80 - 14 = 66 \text{ mm}, \quad (112)$$

Uvrštavanjem izraza (112) i potrebnih podataka u izraz (110) dobije se:

$$p_u = \frac{10274,8}{3,8 \cdot 66} = 40,96 \text{ N/mm}^2, \quad (113)$$

Dopušteni bočni tlak za čelični materijal, prema [12], tablica 38., str. 112., iznosi:

$$p_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2, \quad (114)$$

Da bi pero zadovoljilo mora vrijediti izraz:

$$p_u = 40,96 \leq p_{dop} = 80, \quad (115)$$

Bočni tlak koji djeluje na dodiru pera s vratilom se računa prema izrazu:

$$p_v = \frac{F_t}{t_1 \cdot l_t}, \quad (116)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka u izraz (116) dobije se:

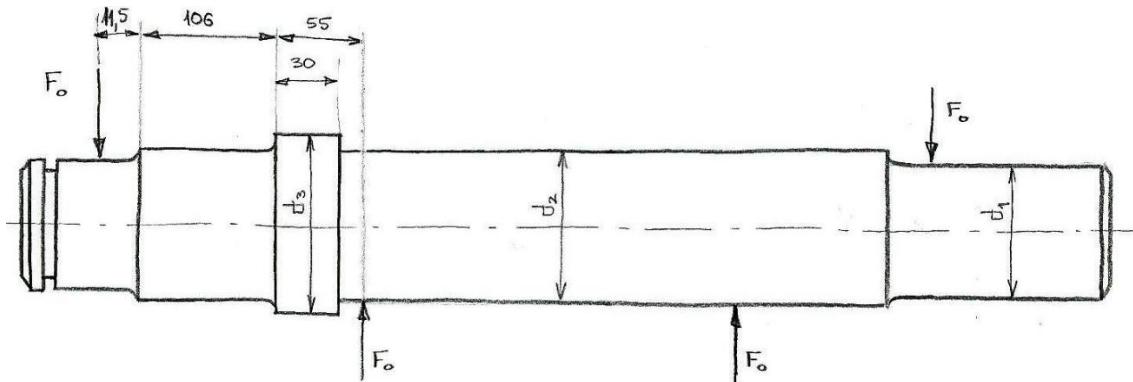
$$p_v = \frac{10274,8}{5,5 \cdot 66} = 28,3 \text{ N/mm}^2, \quad (117)$$

Da bi pero zadovoljilo mora vrijediti izraz:

$$p_v = 28,3 \leq p_{dop} = 80, \quad (118)$$

Odabran Pero zadovoljava!

5.5. Proračun osovine naponskog bubenja



Slika 16. Sile na osovinu naponskog bubenja

Za gonjenu osovinu su odabrani jednaki promjeri rukavaca kao i kod pogonskog vratila. S obzirom da osovina naponskog bubenja ne prenosi okretni moment, a radikalne sile koje djeluju na nju su manje nego na pogonsko vratilo, ne vrši se kontrola osovine naponskog bubenja, već se uzima da ona zadovoljava.

5.6. Proračun ležajeva

Odabir ležajeva vrši se prema izrazu:

$$C_1 = P_r \cdot \left(\frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10h,\min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (119)$$

gdje je vrijednost

$$P_r = F_R / 2 = 1221,65 \text{ N} - \text{ekvivalentno dinamičko radikalno opterećenje}$$

$$n = 94 \text{ min}^{-1} - \text{brzina vrtnje vratila, prema (36)}$$

$$L_{10h,\min} = 20000 \text{ h} - \text{minimalni vijek trajanja, odabрано prema [9], str. 99.}$$

$\varepsilon = 10/3$ – eksponent vijeka trajanja za ležajeve s teorijskim dodirom u točki uvrštavanjem podataka u izraz (119) dobije se:

$$C_1 = 1221,65 \cdot \left(\frac{60 \cdot 94 \cdot 20000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 5042,4 \text{ N}, \quad (120)$$

Prema [10], str. 719. odabire se dvoredni samopodesivi bačvasti ležaj označe 22210 E, sa sljedećim karakteristikama:

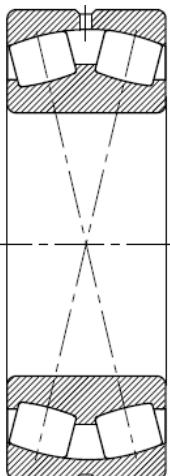
$d = 50 \text{ mm}$ – unutarnji promjer ležaja

$D = 90 \text{ mm}$ – vanjski promjer ležaja

$C = 104 \text{ kN}$ – dinamička nosivost ležaja

$C_0 = 108 \text{ kN}$ – statička nosivost ležaja

Odabrani ležaj zadovoljava uvjet $C \geq C_1$.



Slika 17. Dvoređni samopodesivi bačvasti ležaj

5.7. Proračun pogonske snage

Snagu motora, prema [1], str. 22., određuje se iz izraza:

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta}, \quad (121)$$

gdje je vrijednost:

$F = 668,9 \text{ N}$ – pogonska sila, prema (13)

$v = 2 \text{ m/s}$ – brzina dizanja tereta

$\eta = 0,85$ – stupanj djelovanja, prema [3], str. 123.

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (121) dobije se:

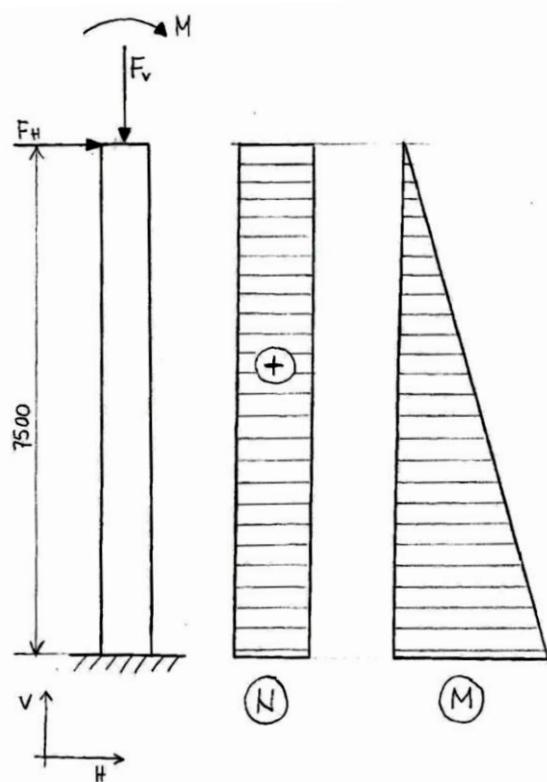
$$P = \frac{668,9 \cdot 2}{0,85} = 1573,88 \text{ W}, \quad (122)$$

Od strane proizvođača odabran je elektromotor **HG 110E 3C 132S-06E-TH-TF-BRS100**, snage 3 kW i brzine vrtnje 92 min^{-1} .

5.8. Proračun nosive konstrukcije

Nosiva konstrukcija se sastoji od dva UPE profila. Analizira se onaj profil na kojem se nalazi pogonski elektromotor s nosačem jer na njega djeluje veće opterećenje.

5.8.1. Proračun sila i momenata koje opterećuju stupove nosive konstrukcije



Slika 18. Raspored sila na nosaču

S obzirom na vrstu opterećenja, pretpostavlja se da na nosač djeluje samo sila u vertikalnom opterećenju.

$$F_H = 0 - \text{sila u horizontalnom smjeru}$$

Silu u vertikalnom smjeru čini polovica resultantne sile, težina bubnja, te težina elektromotra i računa se prema izrazu:

$$F_V = \frac{F_R}{2} + G_B + G_{EM}, \quad (123)$$

gdje je vrijednost

$F_R = 2443,3 \text{ N}$ – rezultantna sila trake koja djeluje na bubanj

Težina bubenja računa se prema izrazu:

$$G_B = V_B \cdot \rho_c \cdot g, \quad (124)$$

gdje je vrijednost:

$\rho_c = 7850 \text{ kg/m}^3$ – gustoća čelika

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta

Volumen bubenja se računa prema izrazu:

$$V_B = \frac{(D_b^2 - d_b^2) \cdot \pi}{4} \cdot l_b, \quad (125)$$

gdje je vrijednost:

$D_b = 406,4 \text{ mm}$ – promjer bubenja (vanjski)

$d_b = 390,4 \text{ mm}$ – unutarnji promjer bubenja, prema izrazu (30)

$l_b = 600 \text{ mm}$ – duljina bubenja, prema (21)

Uvrštavanjem podataka u izraz (125) dobije se:

$$V_B = \frac{(406,4^2 - 390,4^2) \cdot \pi}{4} \cdot 600 = 5507086 \text{ mm}^2 \approx 0,0055 \text{ m}^2, \quad (126)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (126) u izraz (124) dobije se:

$$G_B = 0,0055 \cdot 7850 \cdot 9,81 = 423,5 \text{ N}, \quad (127)$$

Težina bubenja računa se prema izrazu:

$$G_{EM} = m_{EM} \cdot g, \quad (128)$$

gdje je vrijednost

$m_{EM} = 152 \text{ kg}$ – prema podacima proizvođača na str. 27.

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta

Uvrštavanjem podataka u izraz (128) dobije se:

$$G_{EM} = 152 \cdot 9,81 = 1491,1 \text{ N}, \quad (129)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (127) i (129) u izraz (123) dobiva se:

$$F_V = \frac{2443,3}{2} + 423,5 + 1491,1 = 3136,25 \text{ N}, \quad (130)$$

Moment savijanja na stupu nastaje uslijed neravnoteže sila na traci, a računamo ga prema izrazu:

$$M_S = (F_3 - F_4) \cdot (H + \frac{D_b}{2}), \quad (131)$$

gdje je vrijednost

$$F_3 = F_{\max} = 1758,9 \text{ N} - \text{najveće opterećenje trake, prema (14)}$$

$$F_4 = 684,4 \text{ N} - \text{sila na slobodnom ogranku trake, prema (24)}$$

$$H = 7,5 \text{ m} - \text{visina podizanja tereta, zadano}$$

$$D_b = 0,4064 \text{ m} - \text{promjer bubenja (vanjski)}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (131) dobije se:

$$M_S = (1758,9 - 684,4) \cdot (7,5 + \frac{0,4064}{2}) = 8273,65 \text{ Nm}, \quad (132)$$

5.8.2. Proračun stupa nosive konstrukcije na izvijanje

Odabran je profil UPE 200, koji prema [13] ima sljedeće karakteristike:

$$I_y = 1,91 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$W_y = 1,91 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

$$A = 2900 \text{ mm}^2$$

$$I_z = 1,87 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Kod proračuna na uvijanje prvo se određuje da li će se proračun raditi prema Euleru ili Tetmajeru, što se vrši prema izrazu za vitkost nosača:

$$\lambda = \frac{l_0}{i}, \quad (133)$$

gdje se duljina izvijanja računa prema izrazu koji je prikladan za ovaj model izvijanja:

$$l_0 = 2 \cdot l, \quad (134)$$

gdje je vrijednost

$$l = 7,5 \text{ m} - \text{visina na kojoj je nosač opterećen}$$

Uvrštavanjem visine u izraz (134) dobije se:

$$l_0 = 2 \cdot 7,5 = 15 \text{ m}, \quad (135)$$

Minimalni polumjer inercije računa se prema izrazu:

$$i_p = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}, \quad (136)$$

gdje je vrijednost:

$$I_{min} = I_z = 1,87 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 - \text{minimalni moment tromosti za odabrani nosač}$$

$$A = 2900 \text{ mm}^2 - \text{površina poprečnog presjeka odabranog nosača}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (136) dobije se:

$$i_p = \sqrt{\frac{1,87 \cdot 10^6}{2900}} = 25,4 \text{ mm}, \quad (137)$$

Uvrštavanjem izraza (135) i (137) u izraz (133) dobije se:

$$\lambda = \frac{15000}{25,4} = 590,6 > 105, \quad (138)$$

Prema rezultatu iz izraza (138), proračun nosača se nastavlja prema Euleru, pri čemu treba vrijediti sljedeći izraz:

$$\sigma < \sigma_k, \quad (139)$$

gdje se naprezanje u nosaču računa prema izrazu:

$$\sigma = \frac{F_V}{A}, \quad (140)$$

gdje je vrijednost

$$F_V = 3136,25 \text{ N} - \text{vertikalno opterećenje nosača}$$

$$A = 2900 \text{ mm}^2 - \text{površina poprečnog presjeka odabranog nosača}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (140) dobije se:

$$\sigma = \frac{3136,25}{2900} = 1,08 \text{ N/mm}^2, \quad (141)$$

Kritično naprezanje se računa prema izrazu:

$$\sigma_k = \pi^2 \cdot \frac{E}{\lambda^2}, \quad (142)$$

gdje je vrijednost

$$E = 210\,000 \text{ N/mm}^2 - \text{Youngov modul elastičnosti}$$

$$\lambda = 590,6 - \text{vitkost nosača, prema (138)}$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (142) dobije se:

$$\sigma_k = \pi^2 \cdot \frac{210\,000}{590,6^2} = 5,94 \text{ N/mm}^2, \quad (143)$$

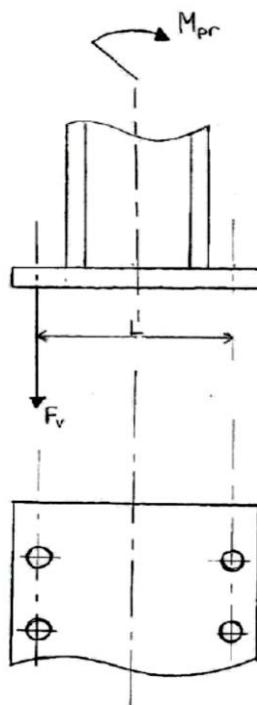
Uvrštavanjem izraza (141) i (143) u izraz (139) dobiva se:

$$\sigma = 1,08 \text{ N/mm}^2 < \sigma_k = 5,94 \text{ N/mm}^2, \quad (144)$$

Odabrani profil nosača UPE 200 zadovoljava s obzirom na izvijanje!

5.8.3. Proračun nosive konstrukcije na prevrtanje

Na nosivu konstrukciju djeluje moment uslijed neravnoteže sila na traci. On nastoji prevrnuti nosivu konstrukciju s temeljnom pločom koja je vezana za podlogu vijcima M20.



Slika 19. Proračun nosive konstrukcije na prevrtanje

Broj vijaka potreban za spriječavanje prevrtanja računamo prema izrazu:

$$M_{pr} \leq n_v \cdot F_V \cdot L_v, \quad (145)$$

gdje je vrijednost

n_v – broj vijaka

$L_v = 260 \text{ mm}$ – razmak redova vijaka, odabранo

$M_{pr} = 8273,65 \text{ Nm}$ – moment na nosivoj konstrukciji, prema (132)

Sila u vijke se računa prema izrazu:

$$F_V = \sigma_{dop,v} \cdot A, \quad (146)$$

gdje je vrijednost

$A_v = 225 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka vijke, prema [7], str 489.

Dopušteno naprezanje materijala vijka računamo prema izrazu:

$$\sigma_{dop,v} = \frac{R_e}{S_v}, \quad (147)$$

gdje je vrijednost

$S_v = 2,5$ – stupanj sigurnosti vijka, odabрано

$R_e = 640 N/mm^2$ - granica tečenja za odabrani materijal vijka, razreda 8.8.

Uvrštavanjem podataka u izraz (147) dobije se:

$$\sigma_{dop,v} = \frac{640}{2,5} = 256 N/mm^2, \quad (148)$$

Uvrštavanjem izraza (148) u izraz (146) dobije se:

$$F_V = 256 \cdot 225 = 57600 N, \quad (149)$$

Uvrštavanjem izraza (149) i potrebnih podataka u izraz (145) dobije se:

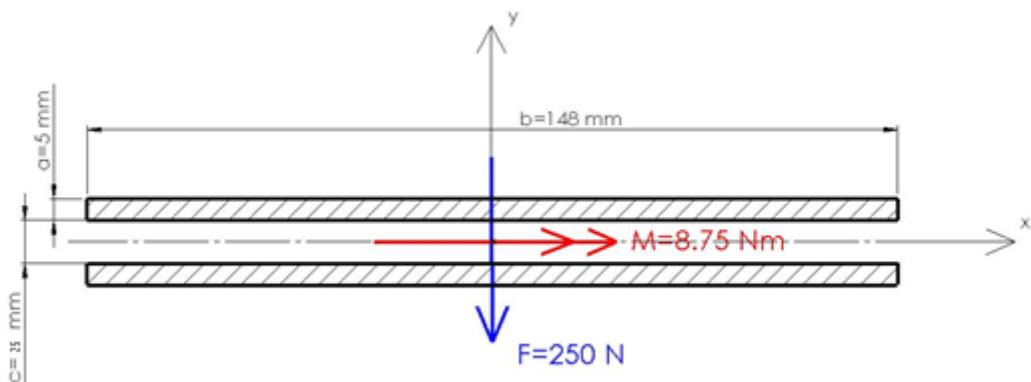
$$n_v \geq \frac{M_{pr}}{F_V \cdot L_v} = \frac{8273,65}{57600 \cdot 0,26} = 0,55, \quad (150)$$

Uzimamo $n_v = 22$!

5.9. Proračun kritičnih zavara

5.9.1. Proračun zavara pločice vijka za pritezanje

5.9.1.1. Presjek zavara 1



Slika 20. Pločica - poprečni presjek zavara 1

Savojno naprezanje zavara oko osi x računa se prema izrazu:

$$\sigma_{f1} = \frac{F_0 \cdot L_z}{W_{x1}}, \quad (151)$$

gdje je vrijednost

$F_0 = 250 \text{ N}$ – sila koja djeluje na pločicu

$L_z = 35 \text{ mm}$ – udaljenost sile od zavara

Moment otpora presjeka zavara oko osi x se računa prema:

$$W_{x1} = \frac{l_{x1}}{\frac{c}{2} + a}, \quad (152)$$

gdje je vrijednost

$c_z = 25 \text{ mm}$ – širina pločice vijka za natezanje

$a_z = 5 \text{ mm}$ – visina kutnog zavara

Osni moment inercije presjeka zavara oko osi x računamo prema:

$$I_{x1} = \frac{b_z \cdot (c_z + 2 \cdot a_z)^3}{12} - \frac{b_z \cdot c_z^3}{12}, \quad (153)$$

gdje je vrijednost:

$b_z = 148 \text{ mm}$ – širina zavara

$c_z = 25 \text{ mm}$ – širina pločice vijka za natezanje

$a_z = 5 \text{ mm}$ – visina kutnog zavara

Uvrštavanjem podataka u izraz (153) dobije se:

$$I_{x1} = \frac{148 \cdot (25+2 \cdot 5)^3}{12} - \frac{148 \cdot 25^3}{12} = 33,6 \cdot 10^4 \text{ mm}^4, \quad (154)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (154) u izraz (152) dobije se:

$$W_{x1} = \frac{33,6 \cdot 10^4}{\frac{25}{2} + 5} = 19,2 \cdot 10^3 \text{ mm}^3, \quad (155)$$

Uvrštavanjem izraza (155) i potrebnih podataka u izraz (151) dobije se:

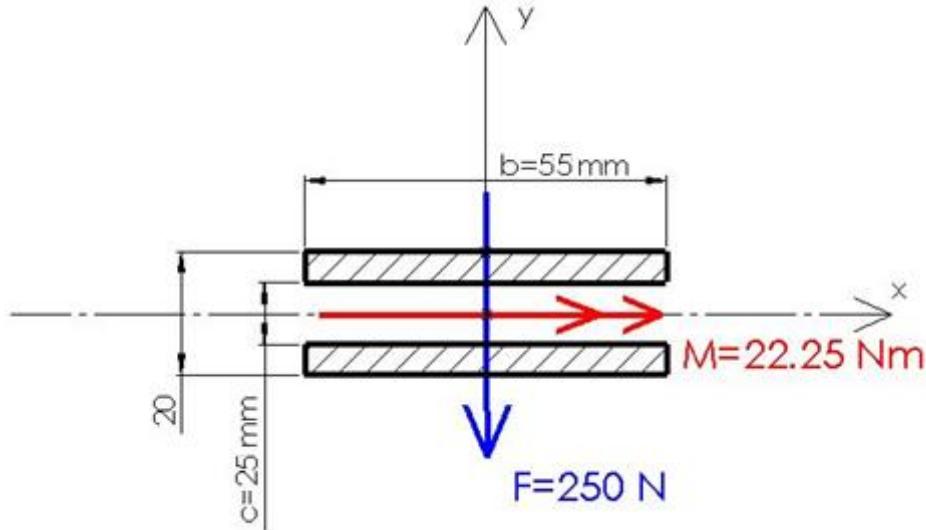
$$\sigma_{f1} = \frac{250 \cdot 35}{19,2 \cdot 10^3} = 0,46 \text{ N/mm}^2, \quad (156)$$

Da bi zavar zadovoljavao mora vrijediti sljedeći izraz:

$$\sigma_{dop} = 140 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{f1} = 0,46 \text{ N/mm}^2, \quad (157)$$

Vidimo da je dopušteno naprezanje veće od savojnog naprezanja što znači da zavar zadovoljava!

5.9.1.2. Presjek zavara 2 i 3



Slika 21. Pločica - poprečni presjek zavara 2 i zavara 3

Savojno naprezanje zavara oko osi x računa se prema izrazu:

$$\sigma_{f2} = \frac{F_0 \cdot L_z}{W_{x2}}, \quad (158)$$

gdje je vrijednost:

$F_0 = 250 \text{ N}$ – sila koja djeluje na pločicu

$L_z = 89 \text{ mm}$ – udaljenost sile od zavara 2 i 3

Osni moment presjeka zavara oko osi x se računa prema izrazu:

$$W_{x2} = \frac{I_{x2}}{\frac{c_z + a_z}{2}}, \quad (159)$$

Osni moment inercije presjeka zavara oko osi x računamo iz izraza:

$$I_{x2} = \frac{b_z \cdot (c_z + 2 \cdot a_z)^3}{12} - \frac{b_z \cdot c_z^3}{12}, \quad (160)$$

gdje je vrijednost:

$b_z = 55 \text{ mm}$ – širina zavara 2 i 3

$c_z = 25 \text{ mm}$ – širina pločice vijka za natezanje

$a_z = 5 \text{ mm}$ – visina kutnog zavara

Uvrštavanjem podataka u izraz (160) dobije se:

$$I_{x2} = \frac{55 \cdot (25+2 \cdot 5)^3}{12} - \frac{55 \cdot 25^3}{12} = 12,49 \cdot 10^4 \text{ mm}^4, \quad (161)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (161) u izraz (159) dobije se:

$$W_{x2} = \frac{12,49 \cdot 10^4}{\frac{25}{2} + 5} = 7,137 \cdot 10^3 \text{ mm}^3, \quad (162)$$

Uvrštavanjem izraza (162) i potrebnih podataka u izraz (158) dobije se:

$$\sigma_{f2} = \frac{250 \cdot 89}{7,137 \cdot 10^3} = 3,12 \text{ N/mm}^2, \quad (163)$$

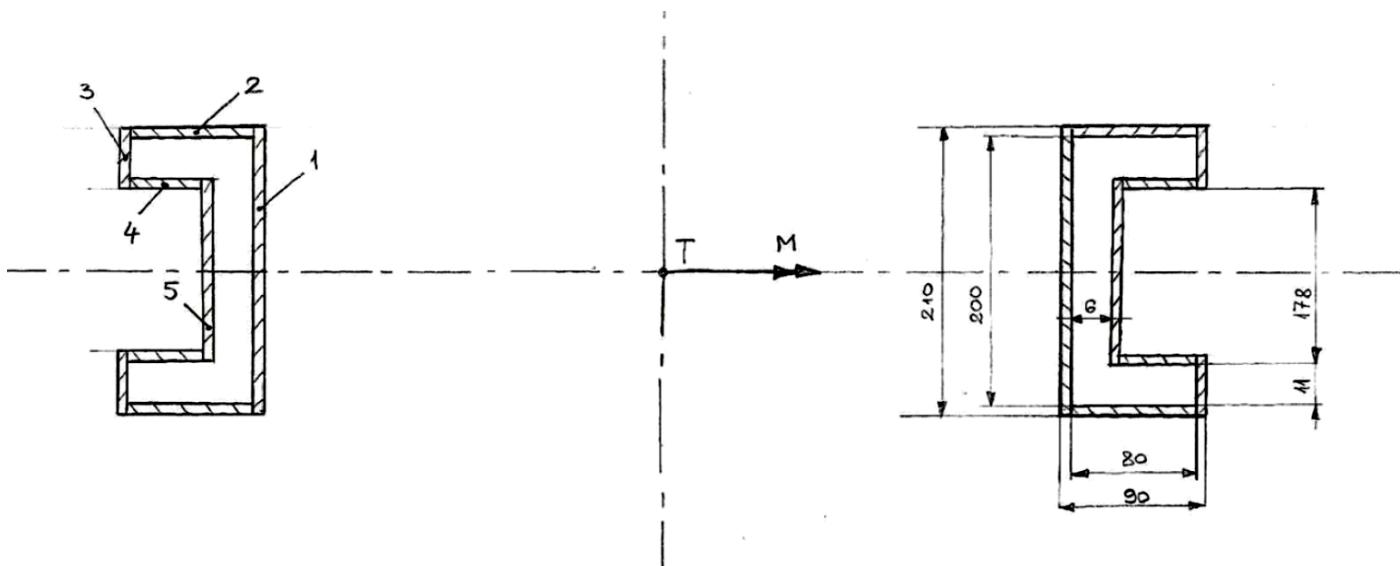
Da bi zavar zadovoljavao mora vrijediti sljedeći izraz:

$$\sigma_{dop} = 140 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{f2} = 1,014 \text{ N/mm}^2, \quad (164)$$

Vidimo da je dopušteno naprezanje veće od savojnog naprezanja što znači da zavar zadovoljava!

5.9.2. Proračun zavara UPE 200 profila

Moment na zavaru UPE 200 profila nastaje uslijed neravnoteže sila na traci.



Slika 22. Površina zavara kod profila

Najveće naprezanje se računa prema sljedećem izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M_z}{I_{y,uk}} \cdot e_{max}, \quad (165)$$

gdje je vrijednost

$$M_z = 8273,65 \text{ Nm} - \text{moment savijanja, prema (132)}$$

$$e_{max} = 105 \text{ mm} - \text{najveća udaljenost zavara od osi savijanja}$$

Ukupni moment tromosti oko osi y se računa prema izrazu:

$$I_{y,uk} = 2 \cdot I_{y,200}, \quad (166)$$

Moment tromosti jednog UPE 200 profila računamo iz izraza:

$$I_{y,200} = I_1 + 2 \cdot I_2 + 2 \cdot I_3 + 2 \cdot I_4 + I_5, \quad (167)$$

gdje se I_1 i I_5 računaju prema izrazu

$$I = \frac{a \cdot h^3}{12}, \quad (168)$$

a I_2 , I_3 i I_4 se računaju prema izrazu

$$I = \frac{a \cdot h^3}{12} + a \cdot h \cdot z^2, \quad (169)$$

gdje je z udaljenost do težišta presjeka odabranog zavara.

$$I_1 = \frac{5 \cdot 210^3}{12} = 3858750 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = \frac{80 \cdot 5^3}{12} + 80 \cdot 5 \cdot 102,5^2 = 4203333,33 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = \frac{5 \cdot 21^3}{12} + 5 \cdot 21 \cdot 94,5^2 = 941535 \text{ mm}^4$$

$$I_4 = \frac{69 \cdot 5^3}{12} + 69 \cdot 5 \cdot 86,5^2 = 2582095 \text{ mm}^4$$

$$I_5 = \frac{5 \cdot 178^3}{12} = 2349896,67 \text{ mm}^4$$

Uvrštavanjem podataka u izraz (167) dobiva se:

$$\begin{aligned} I_{y,200} &= 3858750 + 2 \cdot 4203333,33 + 2 \cdot 941535 + 2 \cdot 2582095 + 2349896,67 = \\ &I_{y,200} = 21662573,33 \text{ mm}^4. \end{aligned} \quad (170)$$

Uvrštavanjem izraza (170) u izraz (166) dobiva se ukupni moment tromosti

$$I_{y,uk} = 2 \cdot 21662573,33 = 43325146,67 \text{ mm}^4. \quad (171)$$

Uvrštavanjem potrebnih podataka i izraza (171) u izraz (165) dobije se:

$$\sigma_f = \frac{8273,65 \cdot 1000}{43325146,67} \cdot 105 = 20 \text{ N/mm}^2, \quad (172)$$

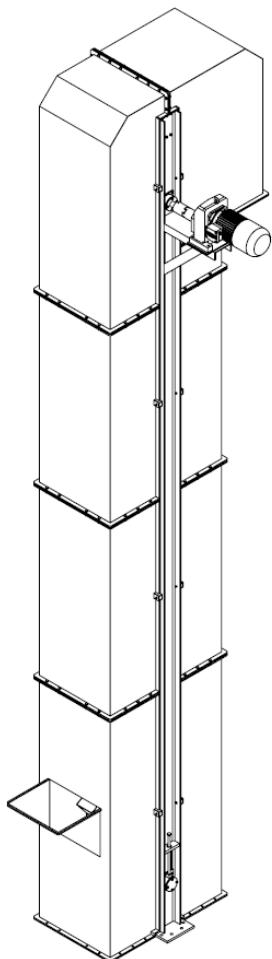
Da bi zavar zadovoljavao mora vrijediti sljedeći izraz:

$$\sigma_{dop} = 140 \text{ N/mm}^2 > \sigma_f = 20 \text{ N/mm}^2, \quad (173)$$

Odarbani zavar zadovoljava!

6. ZAKLJUČAK

Prema prethodnom proračunu projektiran je i razrađen okomiti konvejer. Traka s kablićima je oslonjena na dva profilna nosača, dok je oplošje odvojeno od samog nosača čime ga ne opterećuje dodatnom težinom. Zračnost između oplošja i nosive konstrukcije iznosi 5 mm kako bi se izbjeglo bježanje materijala iz konvejera. Pražnjenje elevatora je centrifugalno. Radi olakšavanja montaže i demontaže oplošje i nosiva konstrukcija se sklapaju vijčanim spojem.



Slika 23. Okomiti konvejer

LITERATURA

- [1] Madjarević, B.: Konvejeri – izvadak iz „Praktičara“, 3. dio (nadopune i izmjene: Šćap D.).
- [2] Spivakovskiy, A.O., Dyachkov, V.K.: Conveying Machines – Volume I, Mir Publishers, Moscow, 1985.
- [3] Spivakovskiy, A.O., Dyachkov, V.K.: Conveying Machines – Volume II, Mir Publishers, Moscow, 1985.
- [4] Šćap, D.: Transportni uređaji, podloge uz predavanja, Zagreb, 2004.
- [5] DIN 15234 – Stetigförderer, Becherwerke, Tiefe Becher mit ebener Rückwand, 1980.
- [6] DIN 15236-1 - Stetigförderer, Becherwerke, Becherbefestigung an Gurten, 1980.
- [7] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1982.
- [8] Vučković, K.: Remenski prijenos, podloge uz predavanja – za internu uporabu, Zagreb, 2016.
- [9] Vučković, K.: Valjni i klizni ležajevi, podloge uz predavanja – za internu uporabu, Zagreb, 2016.
- [10] SKF, General Catalogue, 2008.
- [11] Vučković, K.: Osovine i vratila, podloge uz predavanja – za internu uporabu, Zagreb, 2016.
- [12] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1980.
- [13] http://www.staticstools.eu/profil_UPE.php?profil=UPE+200&act=zobraz&lang=EN&je_=0
zadnji posjet: veljača 2017.
- [14] Opalić, M., Kljajin, M., Sebastijanović, S.: Tehničko crtanje, Zagreb/Slavonski Brod, 2002.
- [15] Ray, S.: Introduction to Materials Handling, New Age Publishers.

PRILOZI

- I. Podaci o elektromotoru i spojci
- II. CD-R disc
- III. Tehnička dokumentacija

Gear series :	Helical geared motor	
Type :	HG 110E 3C 132S-06E-TH-TF-BRS100	
Operation data :		
Ambient temperature :	+20	°C
Type of operation :	S1	
Motor data :		
Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Aluminium	
Efficiency class η :	IE3-88.0%	
Type :	3CWA	
Motor power :	3	[kW]
Rated speed :	970	[rpm]
Rated torque :	30	[Nm]
Voltage :	400/690	[V]
Frequency :	50	[Hz]
Connection :	D/Y	
Rated current :	6.7 / 3.9	[A]
Starting to rated current :	6.0	
'cos φ' :	0.73	
Protection class :	IP 55	
Mounting position of the terminal box :	side A cable entry I	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	57x10 ⁻³	[kgm ²]
Further motor executions :		
Fan :	self ventilated	
Temperature controller :	Bimetal switch NCC (TH) and PTC thermistor (TF) for switch off	
Ball bearing :	Standard	
Brake data :		
Type :	BR100	[Nm]
Supply voltage for rectifier :	190-280V (connected in the motor terminal box)	
Rectifier / brake type :	Bridge rectifier FBGR-B400/345-GS for connection 190-240VAC and coil voltage 195VDC (162-236VDC)	
Enclosure rust proof :	Dust protection class IP65	
Gear data :		
Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation :	46	[kW]
Output speed :	92	[rpm]
Output torque :	310	[Nm]
Service factor :	1.90	
Gear stages :	1	
Ratio :	10.50	
Circumferential backlash (min-max) :	4' - 6'	
Reduced circumferential backlash (min-max)(OPTION) :	4' - 6'	
Perm. input torque at fB1 :	56.4	[Nm]
Max. perm. input speed :	3200	[rpm]
Mounting position :	B3	
Output shaft :	Ø 50 k6 x 100	[mm]
Keyway :	DIN6885.1	
Painting :	LC1 - Indoor installationneutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5) RAL 9007 (Grey aluminium)	
Color :		
Total weight :	152	[kg]
Input side :		
Type :	IEC direct mounting	
Input shaft :	Ø 38 k6 x 35 mm	
Input flange :	square according to IEC Ø250 mm	
Further executions gear unit :		
Lubricant :	Mineral oil - CLP ISO VG 220	

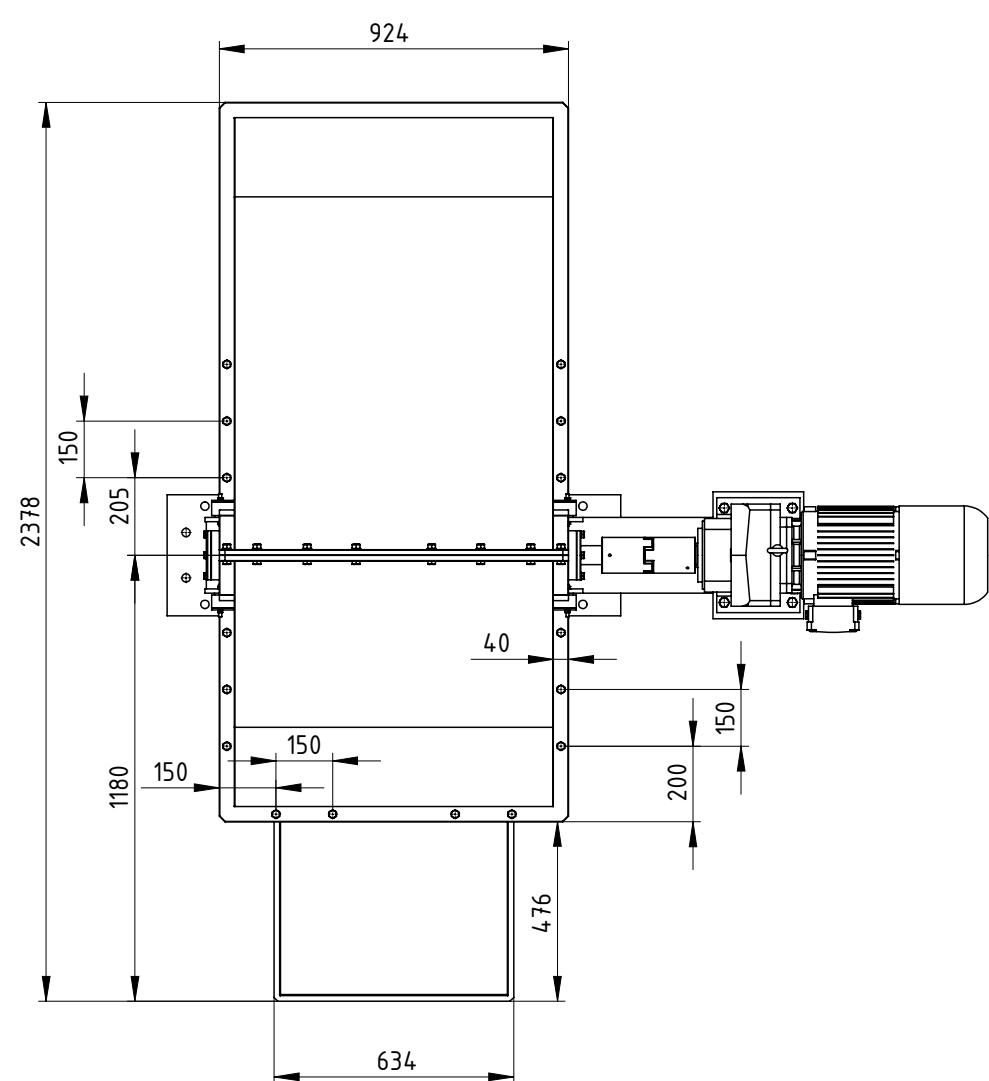
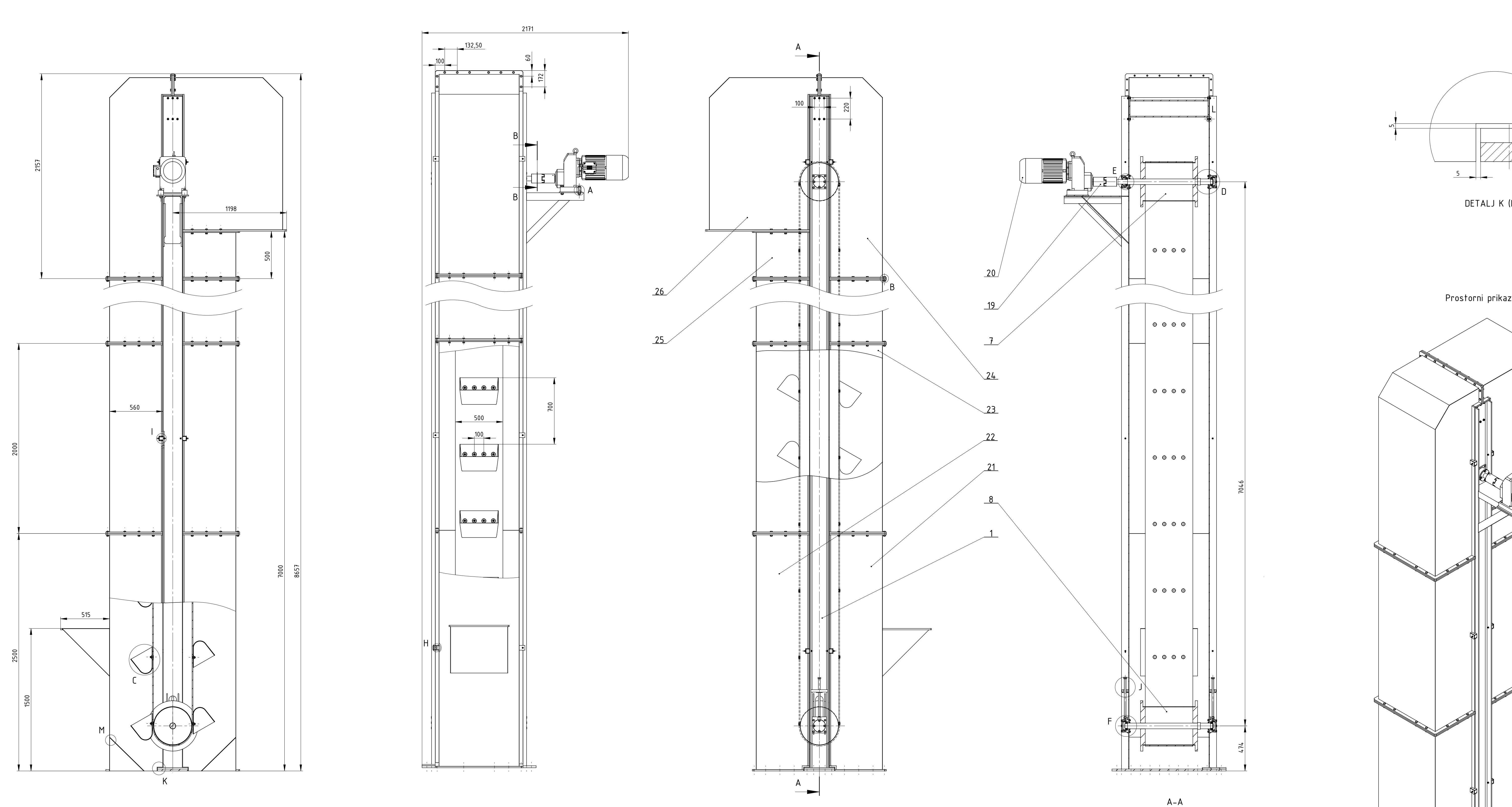
Coupling selection TRASCO®

APPLICATION DATA

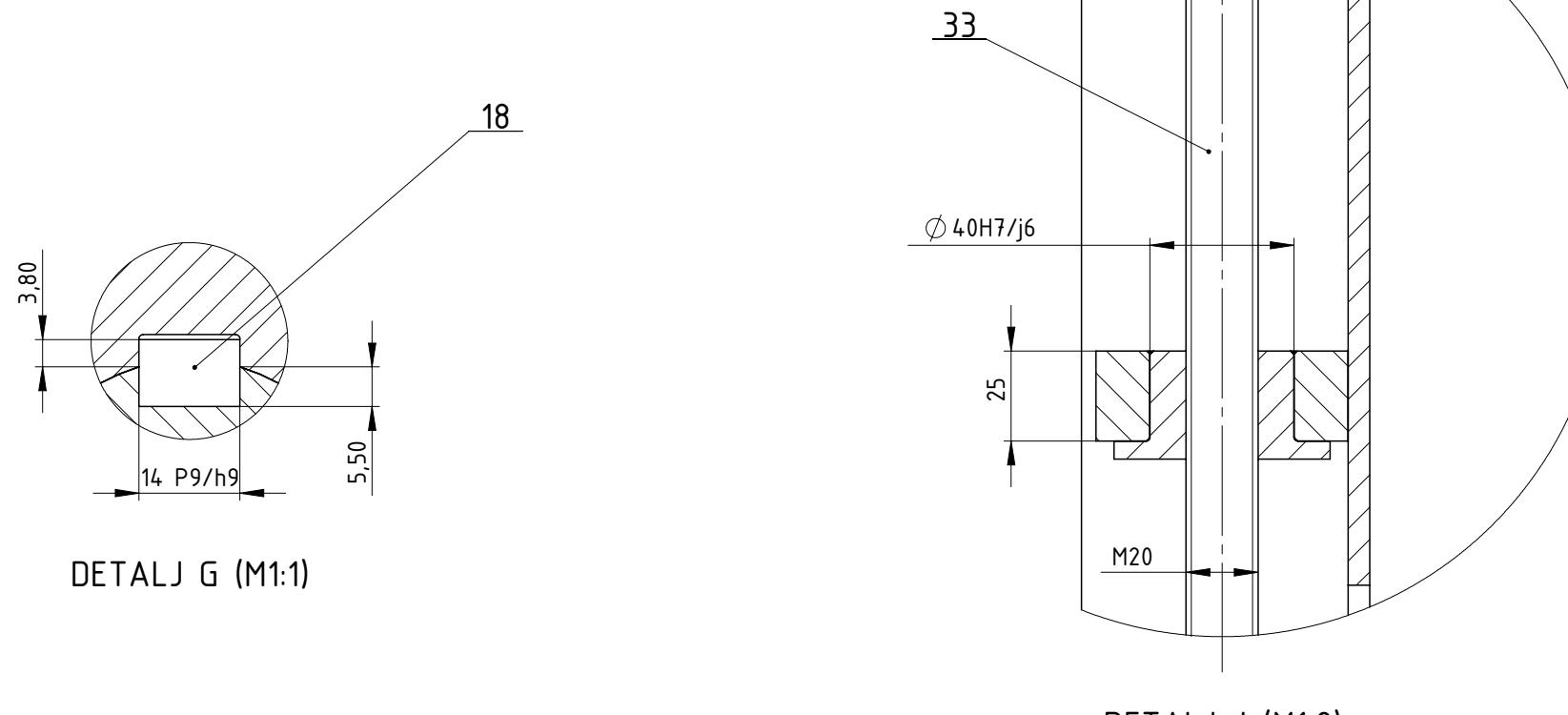
Speed [min-1]	94
Input power [kW]	2.46
Torque (driver side) [Nm]	250
Start-up torque [Nm]	160
Shaft diameter driver side [mm]	50
Shaft diameter driven side [mm]	50
Start-up/h	0 / 100
Working temperature [°C]	-30 / +30
Safety factor	1.7000

COUPLING SELECTED: TRASCO®

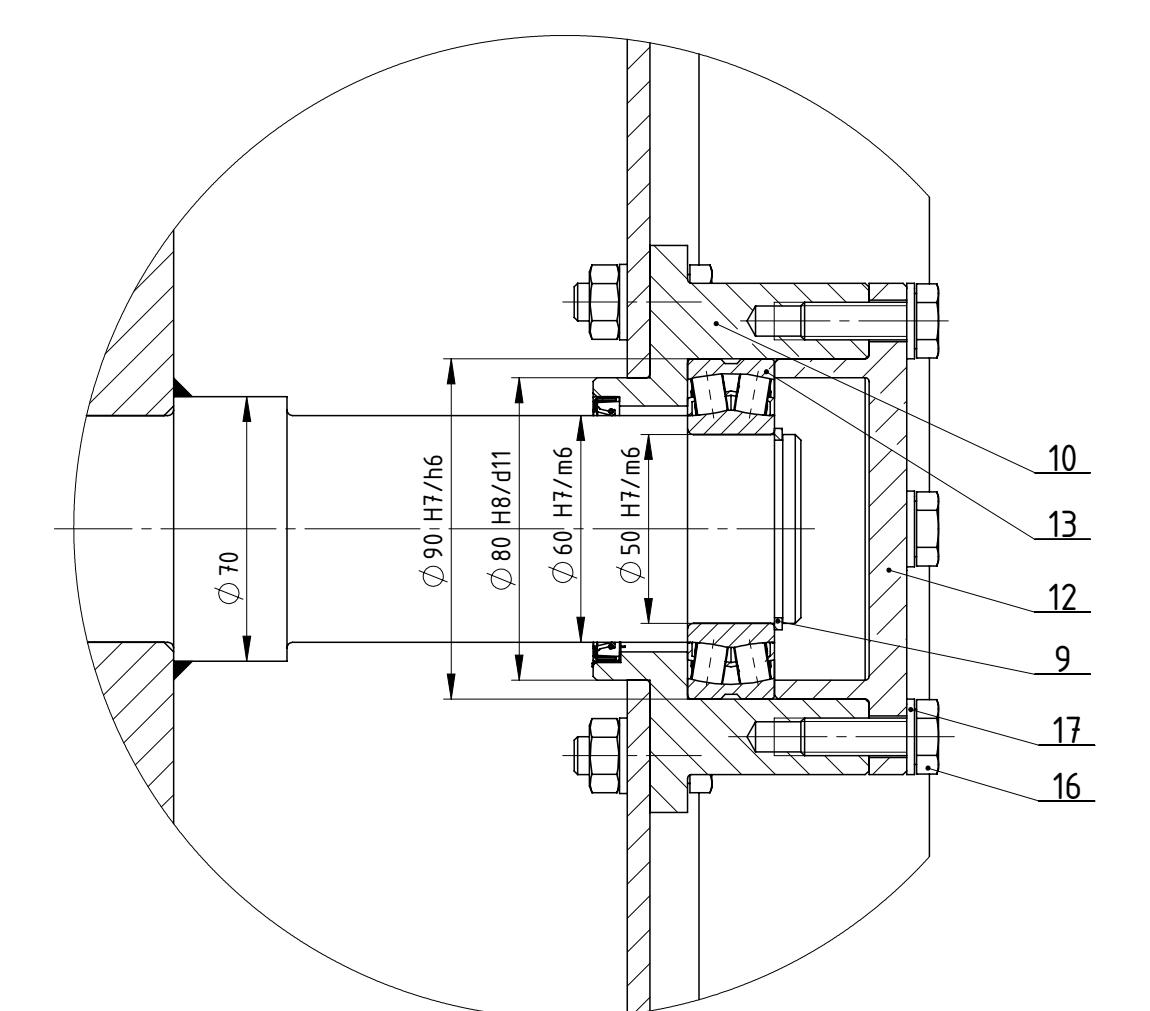
Hub side A	GRMP42/55BF50
Hub side B	GRMP42/55BF50
Spider	AR42/55R
Δka [mm]	2.00
Δkr [mm]	0.32
Δkw [°]	1.30
Rpm max. [min-1]	6000
Nominal torque [Nm]	450
Max. transmissible torque [Nm]	900



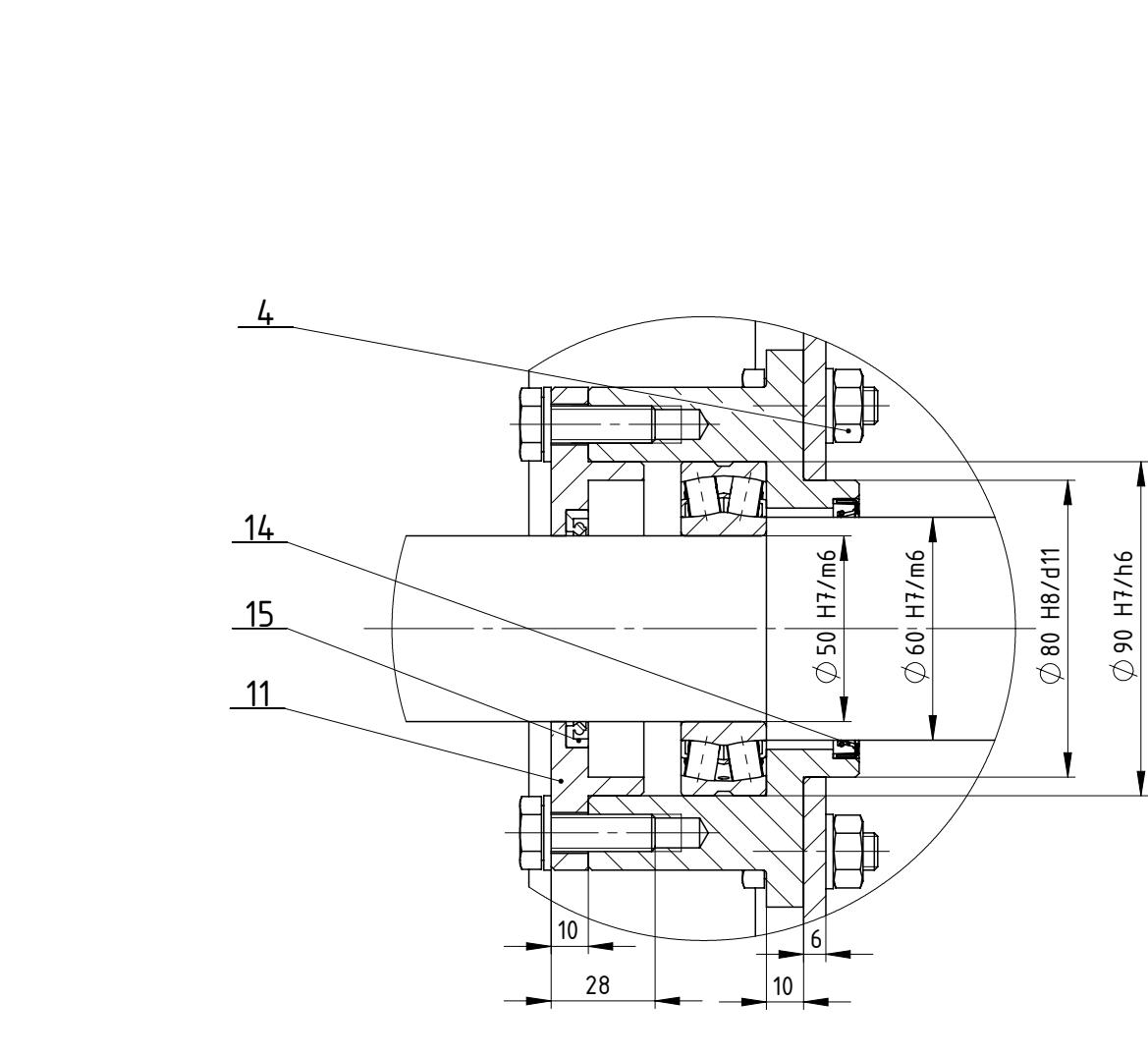
A technical line drawing of a flange assembly. The assembly consists of a central circular cavity with a hatched pattern, surrounded by two concentric rings. Four mounting holes, each marked with a plus sign (+), are located at the intersections of the outer ring's segments. A horizontal base plate is shown below the flange. Above the flange, there is a vertical support structure with a U-shaped top and a downward-pointing arrow indicating a downward force or direction.



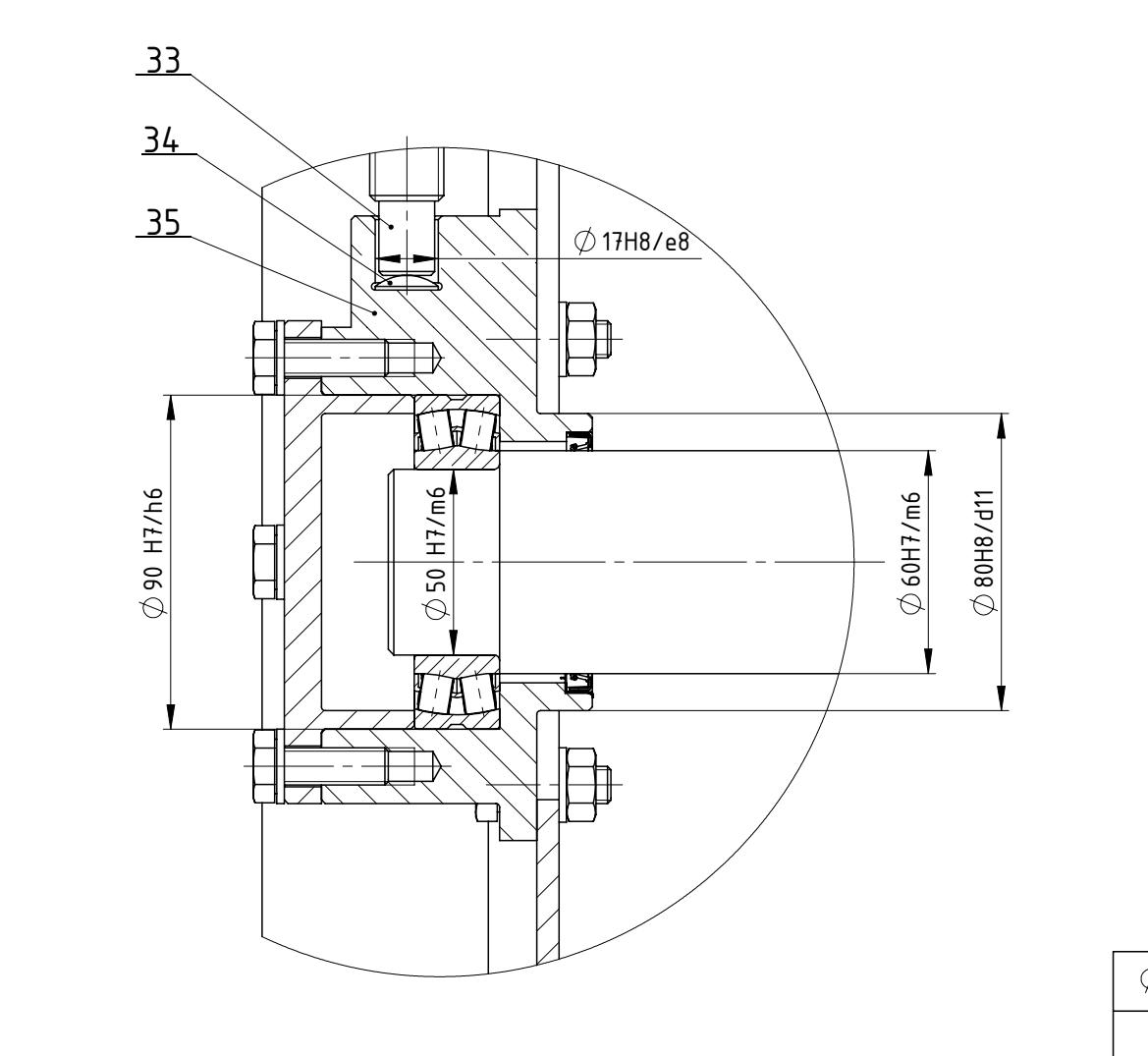
DETALLI



DETALJ D (M1:2)

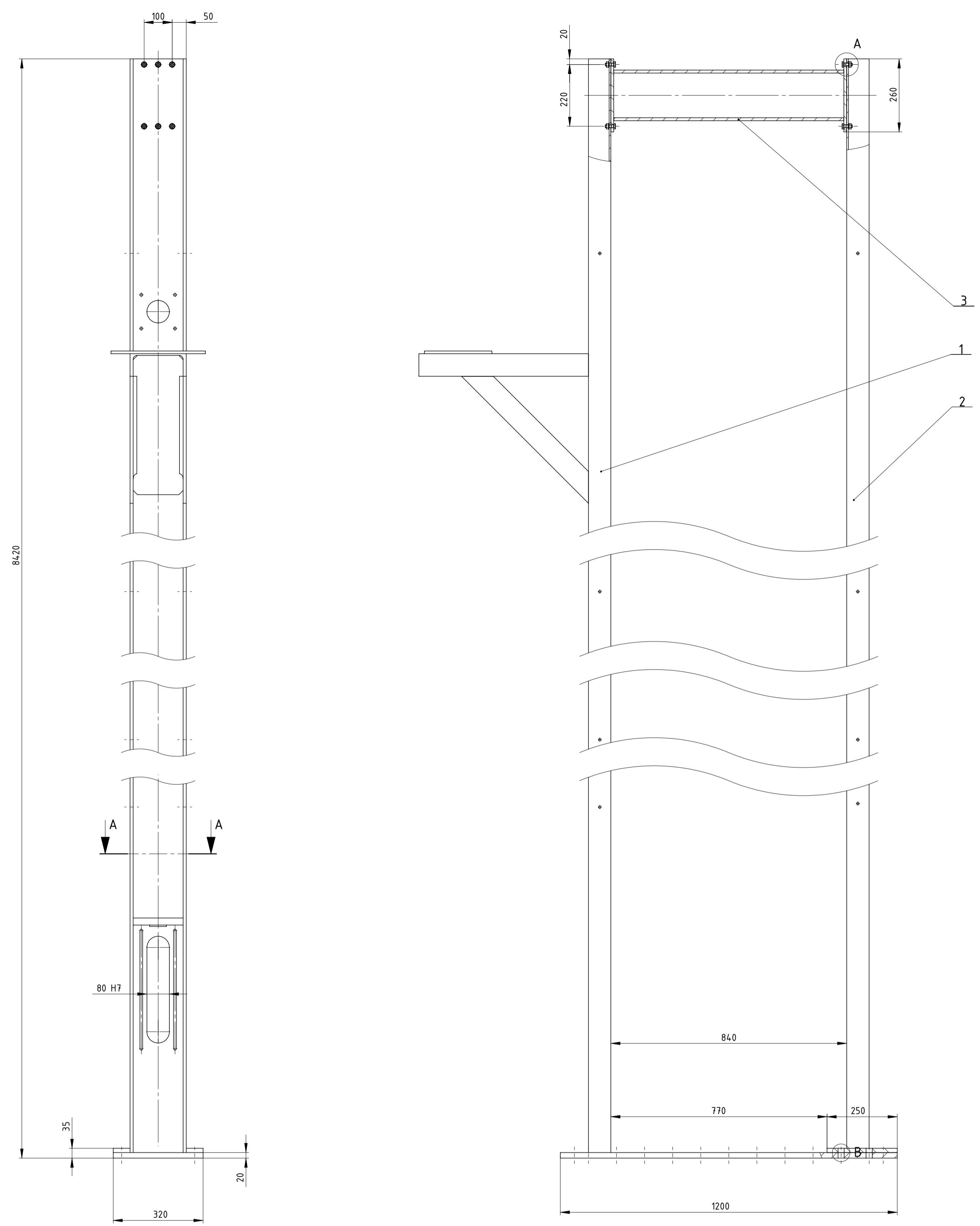


DETALJ E (M1:2)

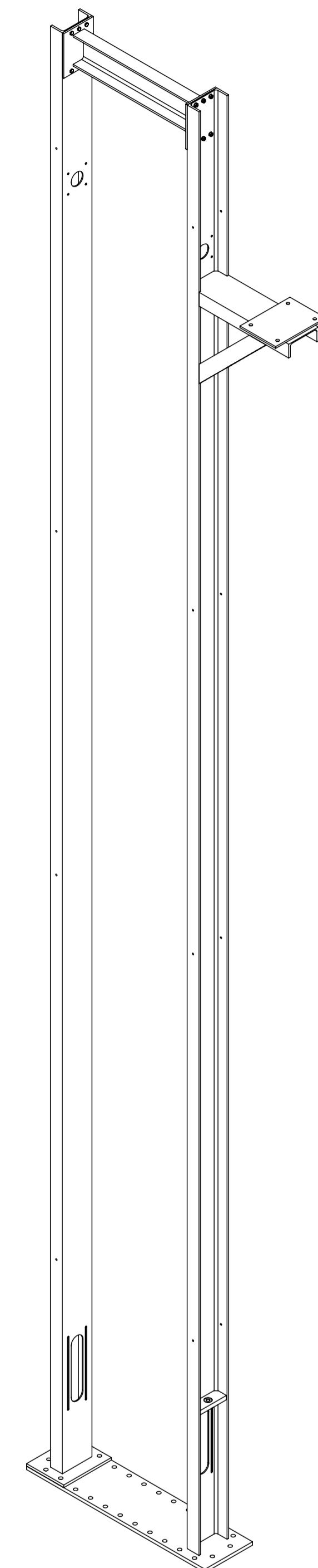


DETALJ F (M)

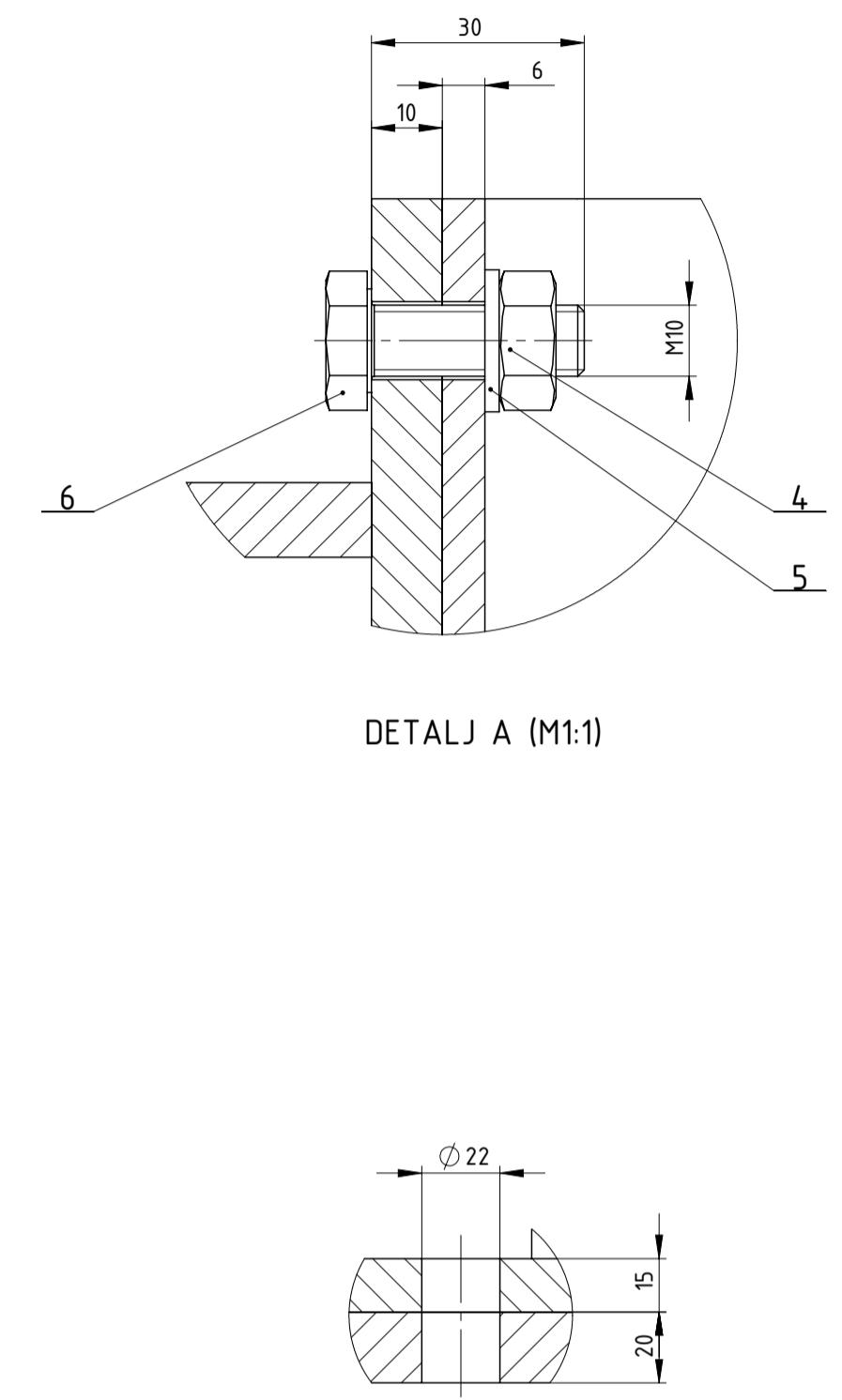
37	Matica M8	32	DIN 934	10					
36	Gumeno metalni držači	16			Norelem				
35	Nosač ležaja - donji	2	MZ-1000-35	S235JRG2	170×150×73	4,67 kg			
34	Kuglasti oslonac	2	MZ-1000-34	S235JRG2	Ø 17×4				
33	Vijak za napinjanje trake M20	2	DIN 561	8,8	Ø M20×400				
32	Matica M14	66	DIN 934	10	Ø M14×11				
31	Podloška M14	66	DIN 125	HV 140	Ø 25×2,5				
30	Vijak M14×45	66	DIN 933	8,8	M14×45				
29	Matica M16	4	DIN 934	10	M16×13				
28	Pološka M16	4	DIN 125	HV 140	Ø 30×3				
27	Vijak M16×80	4	DIN 933	10,9	M16×80				
26	Glava kućišta - izlazni dio	1	MZ-1000-900	S235JRG2	600×924×1657	122,3 kg			
25	Glava kućišta - dio za regulaciju visine	1	MZ-1000-800	S235JRG2	600×924×500	38,6 kg			
24	Glava kućišta - prednji dio	1	MZ-1000-700	S235JRG2	600×924×2157	106,1 kg			
23	Tijelo kućišta	4	MZ-1000-600	S235JRG2	600×924×2000	98,5 kg			
22	Stopalo kućišta - stražnji dio	1	MZ-1000-500	S235JRG2	600×924×2500	131,9 kg			
21	Stopalo kućišta - ulazni dio	1	MZ-1000-400	S235JRG2	1080×924×2500	140,5 kg			
20	Elektromotor	1			Wattdrive	152 kg			
19	Kandžasta spojka	1			SIT				
18	Pero	1	DIN 6885-1						
17	Podloška M10	44	DIN 125	HV 140	Ø 20×2				
16	Vijak M10×30	44	DIN 933	10,9	M10×30				
15	Brtveni prsten Ø 50 HMS5	1	DIN 3760		SKF				
14	Brtveni prsten Ø 60 TRE	4	DIN 3760		Trelleborg				
13	Dvoređni samopodesivi bačvasti ležaj	4	22210 K		SKF	0,63 kg			
12	Poklopac nosača ležaja - zatvoreni	3	MZ-1000-12		Ø 130×35	1,27 kg			
11	Poklopac nosača ležaja - otvoreni	1	MZ-1000-11		Ø 130×25	0,95 kg			
10	Nosač ležaja - gornji	2	MZ-1000-10		150×150×73	4,2 kg			
9	Uskočnik	2	DIN 471		Ø 50×2				
8	Sklop naponskog bubenja	1	MZ-1000-300		Ø 70×932	175,6 kg			
7	Sklop pogonskog bubenja	1	MZ-1000-200		Ø 70×1112	178,3 kg			
6	Traka	1	DIN 22102		15370×500×10	85 kg			
5	Peharni vijak M10	88	DIN 15237	8,8	M10×35				
4	Matica M10	116	DIN 934	10	M10×8				
3	Tanjurasta podloška	88	DIN 15237	8,8	Ø 40×7				
2	Duboki kablić	22	DIN 15234	S235JRG2	400×224×280	7,03 kg			
1	Nosiva konstrukcija	1	MZ-1000-100		1200×320×8200	600 kg			
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa			
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Zavod za konstruiranje				
		Projektirao	2.2017.	Milijan Zeljko					
		Razradio	2.2017.	Milijan Zeljko					
		Crtao	2.2017.	Milijan Zeljko					
		Pregledao		Zvonko Herold					
		Mentor		Zvonko Herold					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:					
Ø 90H7/h6		+0,057							
		0		R. N. broj:					
Ø 80H8/d11		+0,296	Napomena:						
		+0,1							
Ø 60H7/m6		+0,019	Materijal:		Konstrukcijski smjer				
		-0,011							
Ø 50H7/m6		+0,014			Kopija				
		-0,025							
12P9/h9		+0,025	Mjerilo originala		Pozicija:				
		-0,061							
Ø 17H8/e8		+0,056			Format: A0				
		+0,020							
			Okomiti konvejer		Listova: 1				
			Crtež broj: MZ-1000		List: 1				



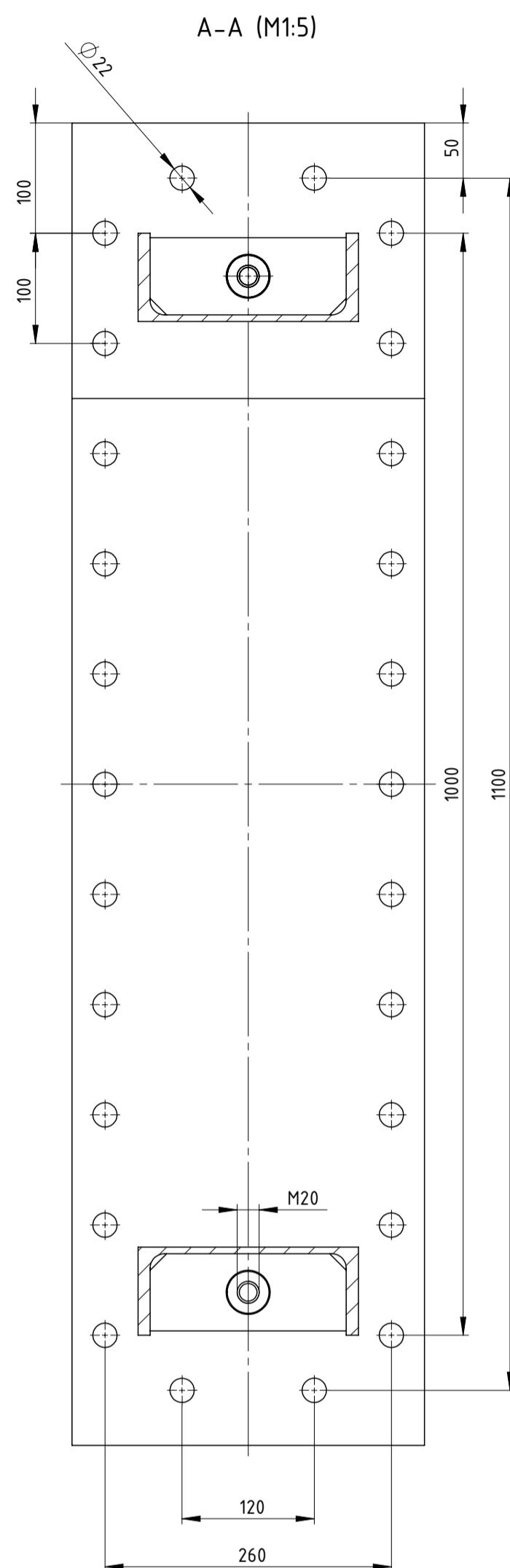
Prostorni prikaz (M1:20)



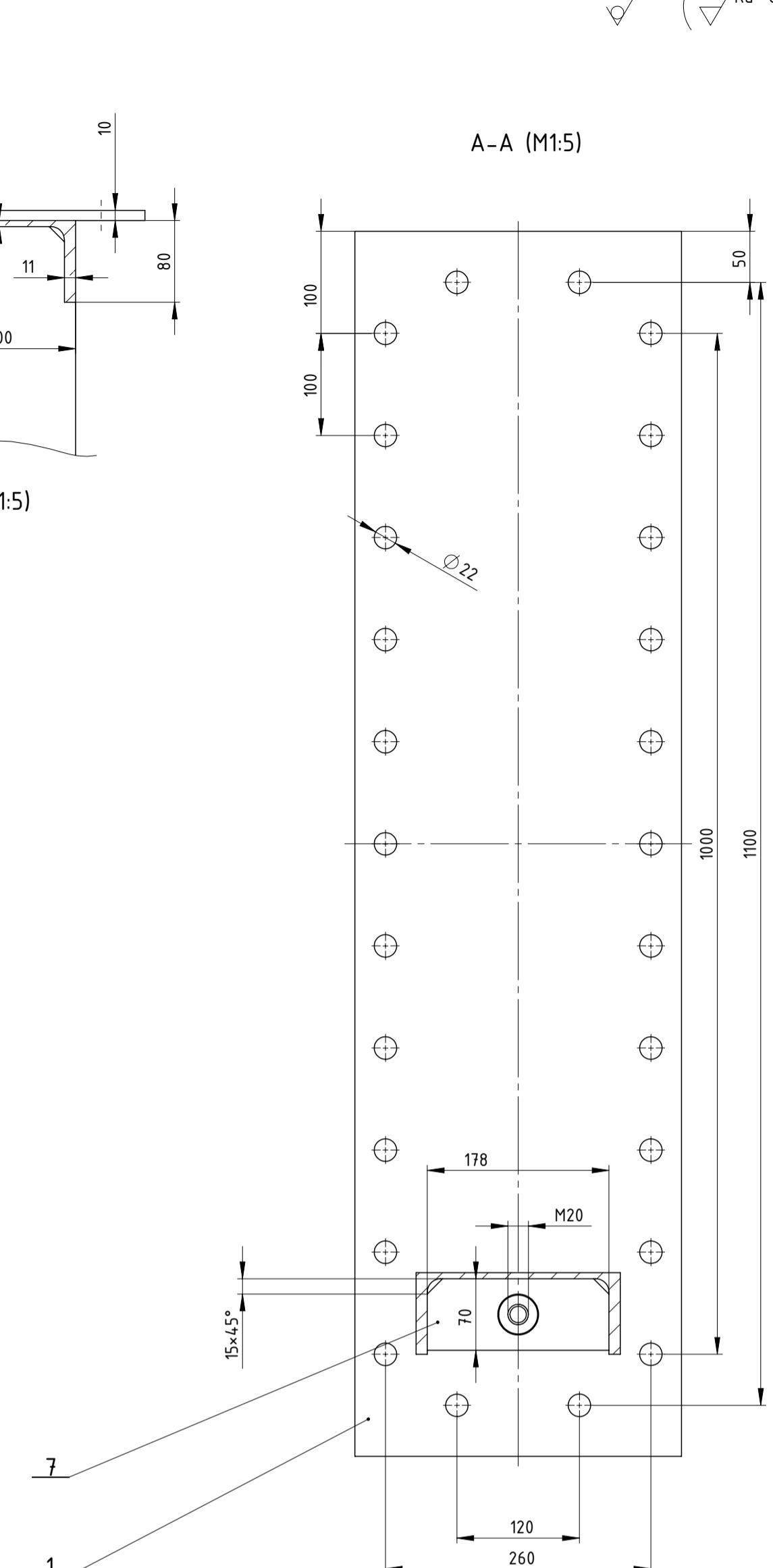
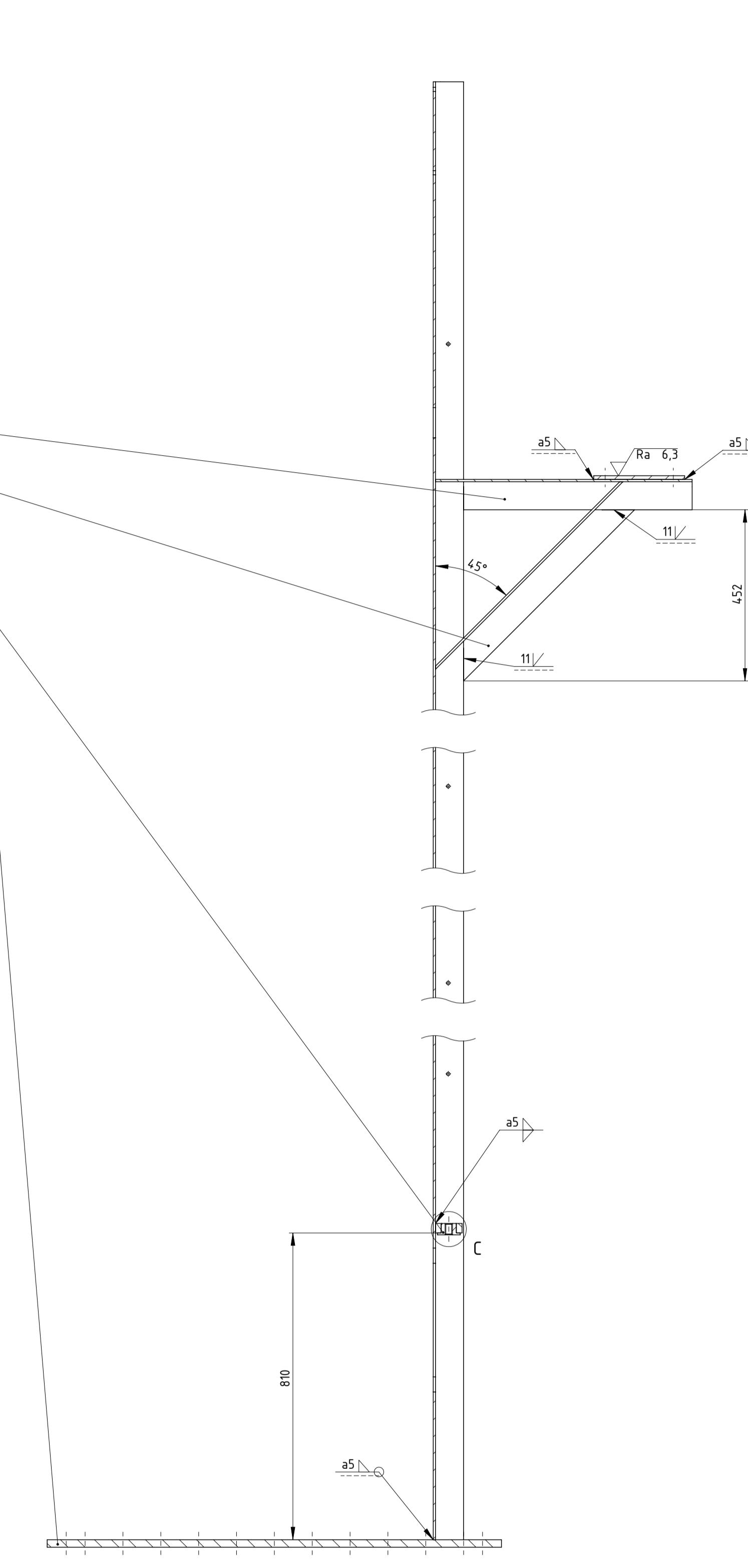
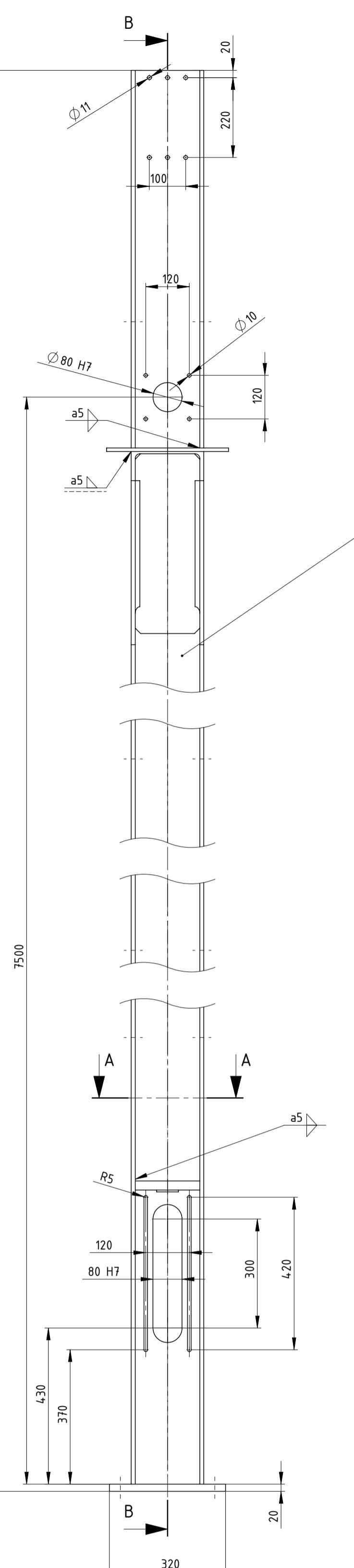
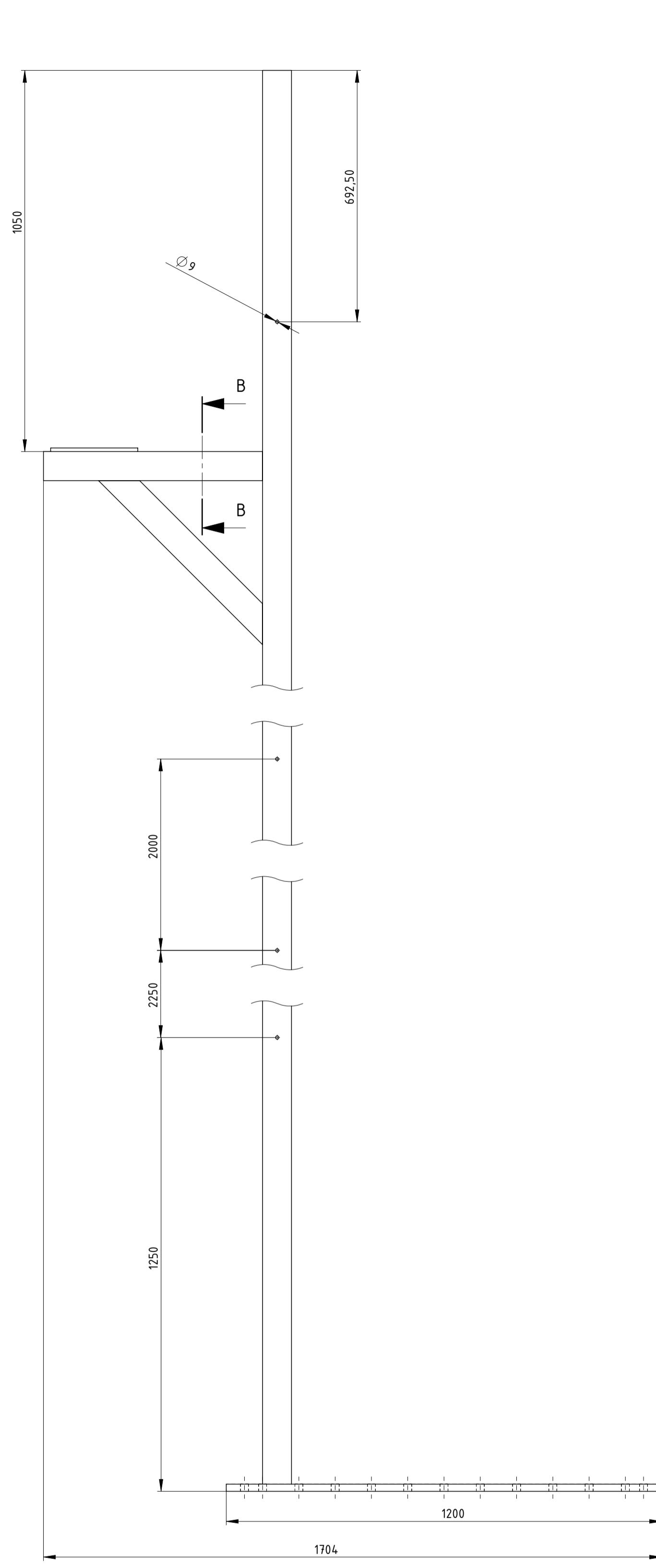
DETALJ A (M1:1)



DETALJ B (M1:2)



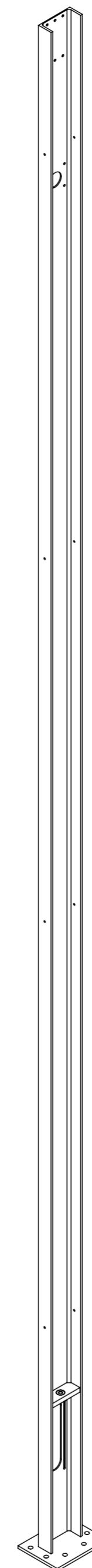
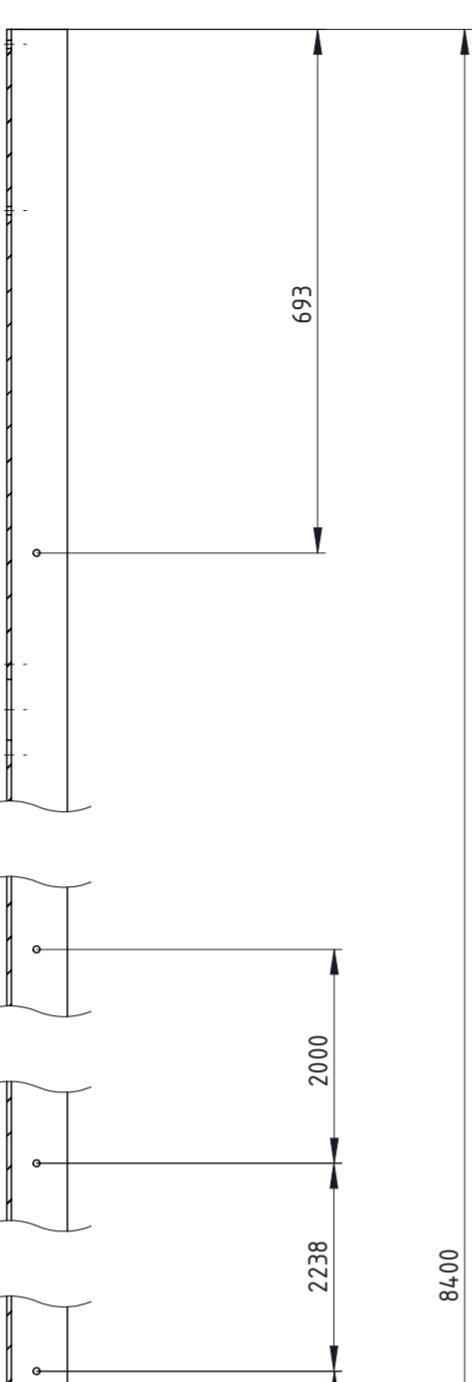
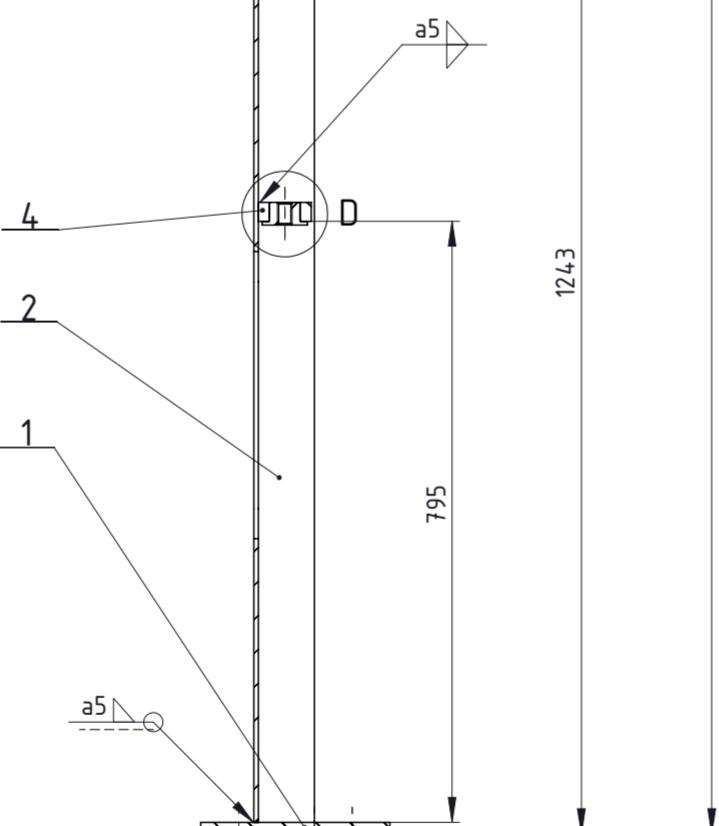
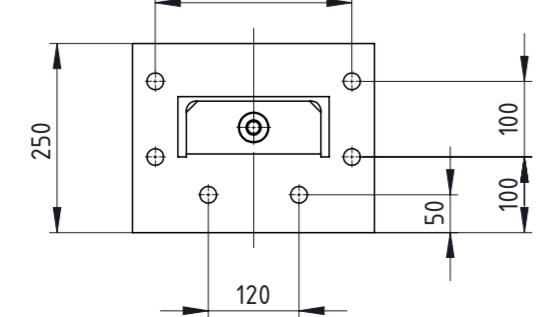
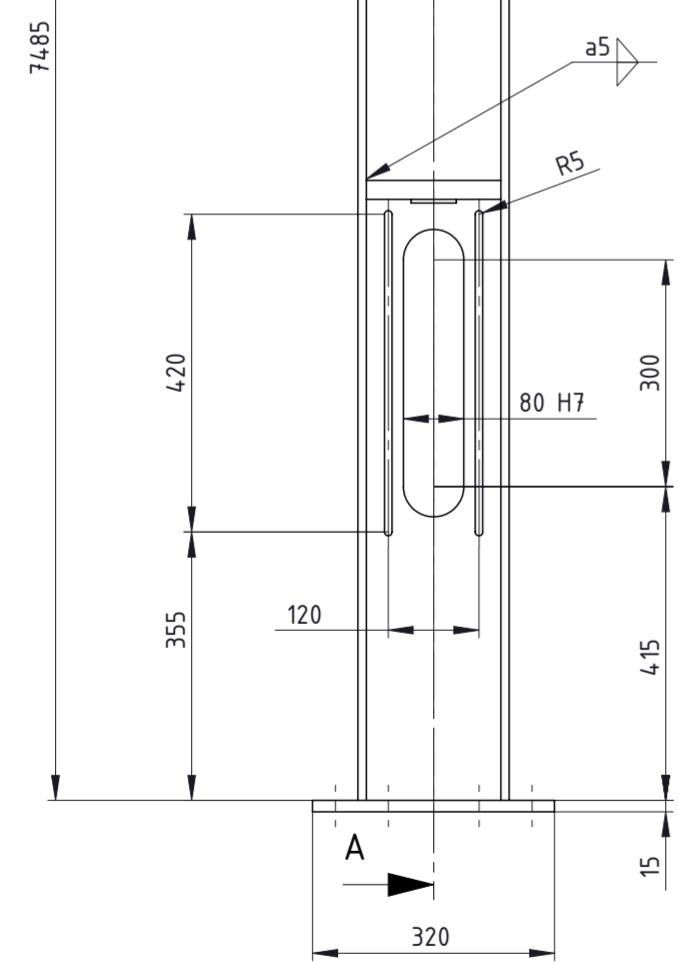
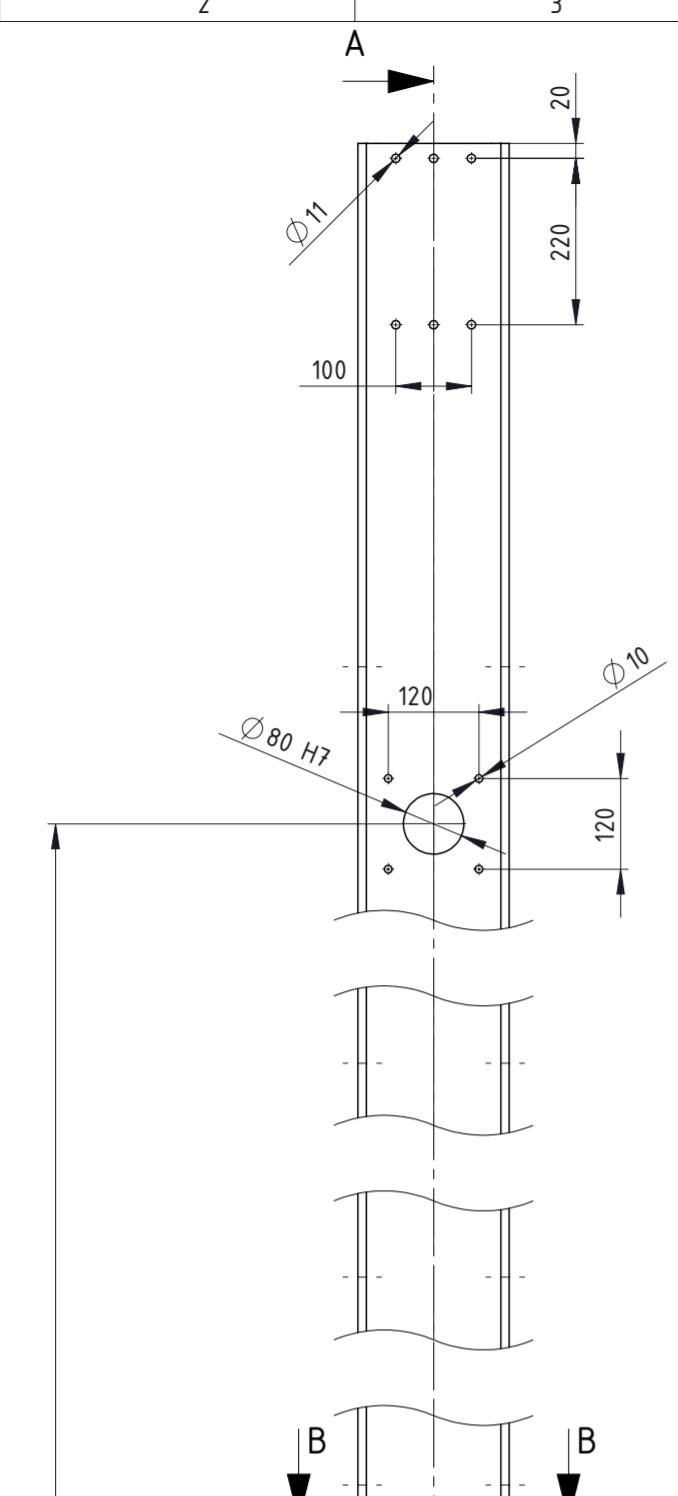
Vijak M10x30	12	DIN 933	10,9	M10x30	
Podloška M10	12	DIN 125	HV 140	Ø 20x2	
Matica M10	12	DIN 934	10	M10x8	
Ukrućenje nosive konstrukcije	1	MZ-1000-100-30	S235JRG2	200x260x840	24,2 kg
Profil sa pločom za vijke	1	MZ-1000-100-20	S235JRG2	250x320x8400	200,4 kg
Temeljna ploča sa profilom	1	MZ-1000-100-10	S235JRG2	1200x336x8420	288,2 kg
Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
		Projektirao	2.2017.	Miljan Zeljko	
		Razradio	2.2017.	Miljan Zeljko	
		Crtao	2.2017.	Miljan Zeljko	
		Pregledao		Zvonko Herold	
		Voditelj rada		Zvonko Herold	
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
80 H7	+0,030				
	0			R. N. broj:	
		Napomena:			Kopija
					
		Materijal:		Masa: 512,8 kg	
				ZAVRŠNI RAD	
			Naziv:		Pozicija:
			Nosiva konstrukcija		1
		Mjerilo originala 1:10			Format: A1
			Crtež broj: MZ-1000-100		Listova: 5
					List: 2



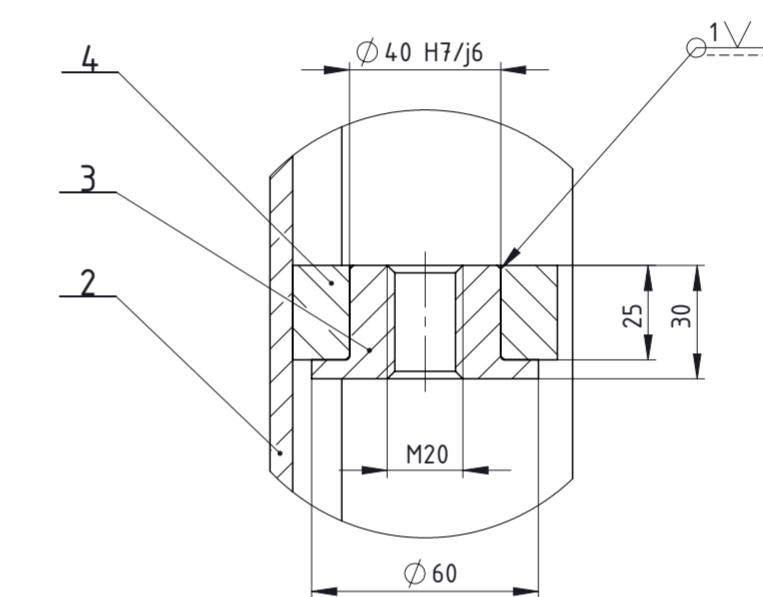
запомене:

– Limove i profile rezati, rubove brusiti

) - Provri bušiti u kvaliteti Ra 6,3



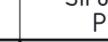
Prostorni prikaz (M 1:20)



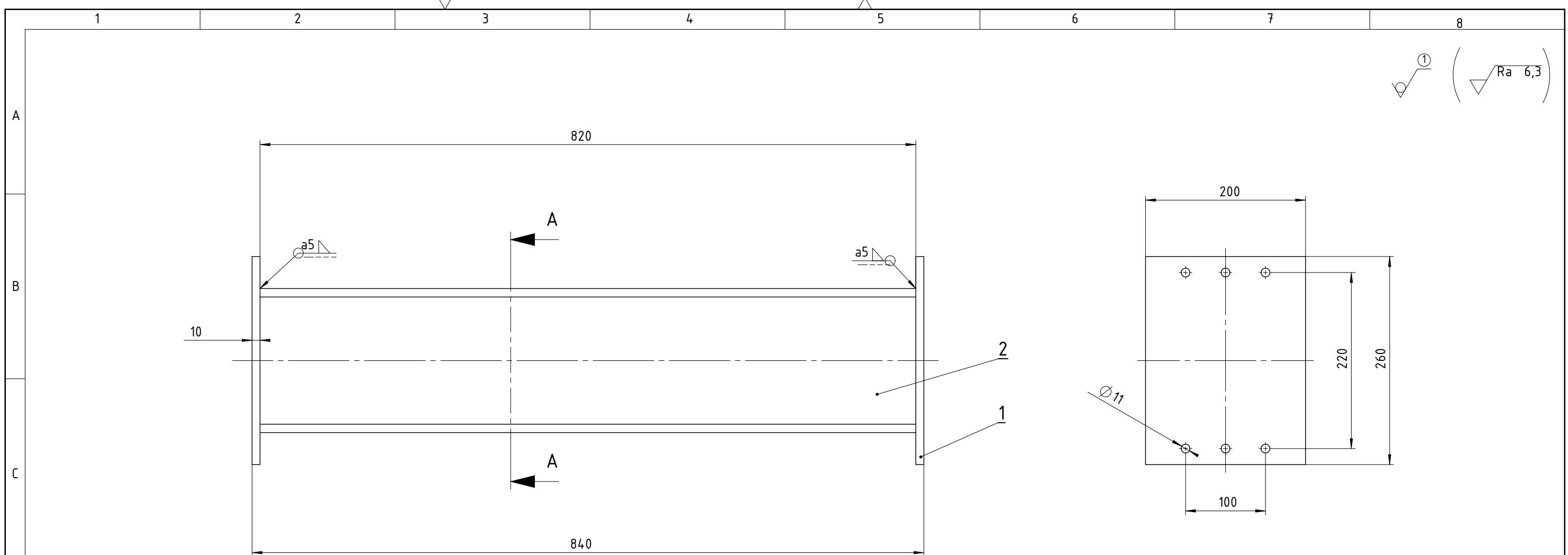
DETALJ D (M1:2)

Napomene:

- ① - Limove i profile rezati, rubove brusiti
 - ② - Provrti bušiti u kvaliteti Ra 6.3

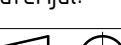
4	Nosač vijka za napinjanje trake	1	MZ-1000-100-10-7	S235JRG2	178x70x25	2,15 kg		
3	Matica vijka za napinjanje	1	MZ-1000-100-10-3	S235JRG2	Ø 60x30	0,3 kg		
2	Nosač UPE 200 - kraći	1	MZ-1000-100-20-2	S235JRG2	UPE 200, l=8385	188,8 kg		
1	Ploča za spajanje profila	1	MZ-1000-100-20-1	S235JRG2	320x250x15	9,15 kg		
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa	
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime		Potpis		 FSB Zagreb	
	Razradio	2.2017.	Miljan Zeljko					
	Crtao	2.2017.	Miljan Zeljko					
	Pregledao		Zvonko Herold					
			Zvonko Herold					

ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
$\varnothing 80 H7$	+0,030			R. N. broj:	
	0				
$\varnothing 40 H7/j6$	+0,030	Napomena:			
	-0,011				
		Materijal:	Masa: 200,4 kg	ZAVRŠNI RAD	Kopija
			Naziv: Profil sa pločom za vijke		Format: A2
		Listova: 5			
		Mjerilo originala 1:10	2		List: 4
			Crtež broj: MZ-1000-100-20		



Napomene:

- ① - Limove i profile rezati, rubove brusiti
 - ② - Provri bušiti u kvaliteti Ra 6,3

2	Profil za ukrućenje UPE 180	1	MZ-1000-100-30-2	S235JRG2	UPE 180, l=820	16,2 kg	
1	Ploča za spajanje ukrućenja	2	MZ-1000-100-30-1	S235JRG2	260x200x10	4 kg	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa	
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis		
		Projektirao	2.2017.	Milijan Zeljko			
		Razradio	2.2017.	Milijan Zeljko			
		Crtao	2.2017.	Milijan Zeljko			
		Pregledao		Zvonko Herold			
		Voditelj rada		Zvonko Herold			
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:				
			R. N. broj:				
		Napomena:				Kopija	
		Materijal:		Masa: 24,2 kg	ZAVRŠNI RAD		
			Naziv: Ukrućenje nosive konstrukcije	Pozicija: 3	Format: A3		
		1:5			Listova: 5		
		Crtež broj: MZ-1000-100-30			List: 5		