

Podizna teleskopska platforma s navojnim vretenom i škarastim mehanizmom

Lovrić, Šime

Master's thesis / Diplomski rad

2024

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:235:647406>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-29**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Šime Lovrić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Dr. sc. Matija Hoić, mag. ing.

Student:

Šime Lovrić

Zagreb, 2024.

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

Zahvaljujem se svom mentoru, doc. sc. Matiji Hoiću, mag. ing. na svim razgovorima, savjetima, pomoći te strpljenju prilikom izrade ovog rada.

Zahvaljujem se svojoj obitelji, a najviše svojim roditeljima na bezuvjetnoj podršci i ljubavi koju sam imao kroz cijeli studij i bez kojih ovo ne bi bilo moguće.

Također se želim zahvaliti svojoj djevojci Josipi na razumijevanju i potpori te svojim prijateljima i kolegama koji su mi pomogli na studiju i van njega.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

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



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

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 24 - 06 / 1	
Ur.broj: 15 - 24 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Šime Lovrić** JMBAG: 0035223456

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Podizna teleskopska platforma s navojnim vretenom i škarastim mehanizmom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Lifting telescopic platform with spindle and scissor mechanism**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati teleskopsku podiznu platformu za komadni teret čiji se pogonski sklop bazira na kombinaciji navojnog vretena i škarastog mehanizma.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Najveći teret: $Q = 1 \text{ t}$,
- 2) Najveći ekscentar tereta: $\Delta L = 0,5 \text{ m}$,
- 3) Visina podizanja: $\Delta H = 5 \text{ m}$,
- 4) Brzina podizanja: $v_{\text{diz}} = 10 \text{ m/min}$,
- 5) Dimenzije podizne platforme: $L \times K = 2 \text{ m} \times 2 \text{ m}$,
- 6) Pogon: elektromehanički.

Rad treba sadržavati:

- 1) Pregled literature i postojećih rješenja za zadane operativne parametre,
- 2) Pregled postojećih rješenja za slične operativne parametre,
- 3) Prijedlog nekoliko koncepata rješenja,
- 4) Odabir jednog koncepta rješenja za detaljnu razradu,
- 5) Proračun i odabir navojnog vretena i škarastog mehanizma,
- 6) Proračun teleskopa s vodilicama,
- 7) Sklopni crtež podizača.

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

Zadatak zadan:

26. rujna 2024.

Datum predaje rada:

28. studeni 2024.

Predviđeni datumi obrane:

5., 6. i 9.12.2024.

Zadatak zadao:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	IV
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VII
POPIS OZNAKA	VIII
SUMMARY	XIII
1. UVOD	1
1.1. Podizne platforme sa škarastim mehanizmom	1
1.2. Teleskopski mehanizam	3
2. PRIMJENJIVA RJEŠENJA U SKLOPU ZADATKA	4
2.1. Navojna vretena	4
2.1.1. Obično navojno vreteno	4
2.1.2. Kuglično navojno vreteno	5
2.1.3. Planetarno navojno vreteno	6
2.2. Reduktori	8
2.2.1. Pužni reduktor	9
2.2.2. Reduktor sa stožnicima	10
2.2.3. Reduktor s čelnicima.....	10
2.3. Elektromotori.....	11
3. KONCEPTUALNA RJEŠENJA.....	12
3.1. Koncept 1.....	12
3.2. Koncept 2.....	13
3.3. Koncept 3.....	14
3.4. Odabir koncepta za daljnju razradu	15
4. ANALIZA MEHANIZMA ODABRANOG KONCEPTA	16
4.1. Kinematska analiza.....	16

4.2. Određivanje opterećenja	19
4.2.1. Sila u vretenu	19
4.2.2. Sila u polugama.....	20
4.2.3. Moment uslijed ekscentra tereta	21
4.3. Početno dimenzioniranje	22
4.3.1. Dimenzioniranje poluga.....	22
4.3.2. Dimenzioniranje nosive konstrukcije.....	23
4.4. Analiza rezultata	24
5. POGONSKI MEHANIZAM.....	27
5.1. Vretno	27
5.1.1. Odabir vretena.....	27
5.1.2. Kritična brzina vretena.....	30
5.1.3. DN vrijednost.....	31
5.1.4. Provjera izvijanja	32
5.1.5. Vlačno – tlačno opterećenje.....	33
5.1.6. Statički faktor sigurnosti	33
5.1.7. Vijek trajanja vretena i matice	34
5.2. Elektromotor vretena	35
5.3 Kočnica elektromotora	37
5.4. Uležištenje vretena	38
5.5. Poluge škarastog mehanizma.....	42
5.11. Provjera svornjaka škarastog mehanizma.....	44
5.12. Provjera kliznog ležaja	47
6. NOSIVA KONSTRUKCIJA.....	49
6.1. Vodicice teleskopskog mehanizma	49
6.2. Čvrstoća nosivih ploča.....	52
7. PROVJERA NAPREZANANJA PRIMJENOM FEM ANALIZE	53

7.1. FEM analiza zavarenog sklopa platforme	53
7.2. FEM analiza pogonskog mehanizma.....	56
7.3. FEM analiza svornjaka matice	59
8. ANTIKOROZIVNA ZAŠTITA	61
9. 3D MODEL.....	63
LITERATURA.....	67
PRILOZI.....	69

POPIS SLIKA

Slika 1. 1 Shema škarastog mehanizma s cilindrom [2].....	1
Slika 1. 2 Podizna platforma sa škarastim mehanizmom: [4] a) rad u skladištu, b)građevina...	2
Slika 1. 3 Podizna platforma sa škarastim mehanizmom u sklopu kamiona [5].....	2
Slika 1. 4 Shema teleskopskog mehanizma [7].....	3
Slika 1. 5 Samohodna teleskopska podizna platforma [8]	3
Slika 2. 1 Trapezno navojno vreteno i dvodijelna matica [10]	4
Slika 2. 2 Kuglično vreteno [13]	5
Slika 2. 3 Standardna izvedba planetarnog navojnog vretena [16]	7
Slika 2. 4 Obrnuta izvedba planetarnog navojnog vretena [16].....	7
Slika 2. 5 Izvedba planetarnog navojnog vretena s recirkulirajućim valjcima [16].....	8
Slika 2. 6 Sklop navojnog vretena i pužnog prijenosnika [18]	9
Slika 2. 7 Vreteno s reduktorom sa stožnicima [20]	10
Slika 2. 8 Linearni aktuator s električnim pogonom [22]	11
Slika 2. 9 Servo motor [25]	11
Slika 2. 10 Asinkroni motor [24]	11
Slika 3. 1 Koncept 1	12
Slika 3. 2 Koncept 2	13
Slika 3. 3 Koncept 3	14
Slika 4. 1 Uobičajeno rješenje platforme sa škarastim mehanizmom [27]	16
Slika 4. 2 Brzine čvorova mehanizma.....	17
Slika 4. 3 Odabrani koncept	18
Slika 4. 4 Shema sila u vretenu i polugama	20
Slika 4. 5 Shema ekscentra tereta.....	21
Slika 4. 6 Skica otvorenog segmenta	22
Slika 4. 7 Skica zatvorenog segmenta.....	23
Slika 4. 8 Odnos prijenosnog omjera i duljine poluga	25
Slika 4. 9 Odnos prijenosnog omjera i promjera cijevi.....	25
Slika 4. 10 Odnos prijenosnog omjera i sile u vretenu.....	26
Slika 5. 1 Promjeri vretena [28]	27
Slika 5. 2 Slika 5. 2 Dijagram tijekom proračuna vretena [28]	29

Slika 5. 3 Shema uležištenja vretena [28]	30
Slika 5. 4 Podaci o odabranom sklopu elektromotora i reduktora [29].....	36
Slika 5. 5 Uležištenje vretena	38
Slika 5. 6 Životni vijek radijalnih ležajeva [31].....	40
Slika 5. 7 Samopodesujući aksijalni ležaj [31]	40
Slika 5. 8 Slobodna duljina izvijanja [33]	42
Slika 5. 9 Shema opterećenja svornjaka	44
Slika 6. 1 Prikaz nosive konstrukcije	49
Slika 6. 2 Shema sprega sila u vodilicama	50
Slika 7. 1 Ograničenja platforme.....	53
Slika 7. 2 Mreža konačnih elemenata platforme	54
Slika 7. 3 Naprezanja platforme	54
Slika 7. 4 Pomaci platforme	55
Slika 7. 5 Opterećenje i ograničenja pogonskog sklopa.....	56
Slika 7. 6 Naprezanja pogonskog sklopa	57
Slika 7. 7 Pomaci pogonskog sklopa.....	57
Slika 7. 8 Postojeći faktori sigurnosti pogonskog mehanizma.....	58
Slika 7. 9 Kritično mjesto pogonskog mehanizma.....	59
Slika 7. 10 Naprezanja svornjaka matice	60
Slika 7. 11 Najveća naprezanja svornjaka matice	60
Slika 8. 1 Izgled površine prije i nakon pripreme [36].....	61
Slika 9. 1 Pogonski mehanizam	63
Slika 9. 2 Prikaz vretena i spoja sa škarama.....	64
Slika 9. 3 Prikaz podizne platforme u otvorenom položaju	65

POPIS TABLICA

Tablica 4. 1 Usporedba dobivenih rezultata	24
Tablica 5. 1 Dimenzije vretena [28]	27
Tablica 5. 2 Podaci o odabranoj matici [28]	28
Tablica 5. 3 Podaci radijalnog ležaja [31]	39
Tablica 5. 4 Podaci o samopodesujućem aksijalnom ležaju [31]	41
Tablica 5. 5 Podaci odabranog kliznog ležaja [34]	47
Tablica 8. 1 Odabrani sustav premaza [36]	62

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- ŠL – 24 – 00 – 00 Podizna platforma
- ŠL – 24 – 01 – 00 Nosiva konstrukcija
- ŠL – 24 – 02 – 00 Pogonski mehanizam

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_S	mm ²	Površina poprečnog presjeka svornjaka
A_{pol}	mm ²	Površina poprečnog presjeka poluge
A_{vr}	mm ²	Površina poprečnog presjeka vretena
$B_{lež}$	mm ²	Nosiva širina ležaja
C_0	N	Statička nosivost vodilica
C_{0a}	N	Statička nosivost matice
C_{100}	N	Dinamička nosivost vodilica
C_a	N	Dinamička nosivost vretena i matice
$D_{lež}$	mm	Promjer ležaja
DN	mm/min	DN vrijednost
d_0	mm	Nominalni promjer vretena
d_1	mm	Vanjski promjer vretena
d_2	mm	Promjer jezgre vretena
d_{pw}	mm	Promjer kuglica – kuglica
d_u	mm	Potrebni unutarnji promjer cijevi
E	N/mm ²	Youngov modul elastičnosti
ED	%	Vrijeme sustava u radu
F_{S_y}	N	Sila u svornjaku u smjeru osi y
F_{S_z}	N	Sila u svornjaku u smjeru osi z
F_a	N	Opterećenje vratila
F_h	N	Sila sprega u vodilicama
F_k	N	Maksimalna sila kod koje ne dolazi do izvijanja
F_{kzul}	N	Dopuštena sila u vretenu
F_m	N	Prosječno opterećenje vratila
F_{max}	kN	Dopušteno statičko opterećenje vratila
F_{pol}	N	Sila u poluzi
$F_{v,t}$	N	Dopušteno vlačno – tlačno opterećenje
F_{vr}	N	Sila u vretenu

F_y	N	Sila u smjeru osi y
F_z	N	Sila u smjeru osi z
f_s	-	Statički faktor sigurnosti vretena
G	kg	Masa konstrukcije koja opterećuje vreteno
g	m/s ²	Ubrzanje sile teže
H	mm	Visina podizanja
h	mm	Visina otvorenog segmenta škara
h_{\min}	mm	Visina sklopljenog mehanizma
I	mm ⁴	Polarni moment tromosti
I_{\min}	mm ⁴	Minimalni moment tromosti
i	-	Prijenosni omjer
i_{pol}	-	Polumjer tromosti poluge
L	-	Vijek trajanja izražen u okretajima
L_h	h	Vijek trajanja izražen u satima
l_0	mm	Slobodna duljina izvijanja
l_k	mm	Duljina neuležištenog dijela vretena iznad matice
l_{pol}	mm	Duljina poluge
$M_{S_{\text{red}}}$	N/mm ²	Rezultantni moment svornjaka
M_{S_y}	Nmm	Moment svornjaka oko osi y
M_{S_z}	Nmm	Moment svornjaka oko osi z
M_e	Nmm	Moment uslijed ekscentra
$M_{\text{koč}}$	Nmm	Potrebni moment kočnice elektromotora
m	-	Broj pari poluga
N	-	Faktor uležištenja vretena
N_p	-	Broj poluga
n	-	Broj segmenata škara
n_k	min ⁻¹	Kritična brzina vretena
n_{kzul}	min ⁻¹	Dopuštena brzina vrtnje vretena
n_m	min ⁻¹	Brzina vrtnje vretena

P	mm	Korak vretena
P_0	N	Statičko opterećenje vodilica
P_v	N	Opterećenje vodilica
p_{dop}	MPa	Dopušteni pritisak u ležaju
p_m	MPa	Srednji površinski pritisak u ležaju
Q	kg	Masa najvećeg tereta
R_p	N/mm^2	Granica tečenja
S	-	Faktor sigurnosti
S_{0_v}	-	Statički faktor sigurnosti vodilica
$S_{P_{post}}$	-	Postojeći faktor sigurnosti nosive ploče
s	mm	Razmak vodilica
T_{EM}	Nmm	Potrebni okretni moment elektromotora
v	m/min	Brzina čvora
v_{diz}	m/min	Brzina podizanja platforme
v_{iz}	m/min	Izlazna brzina
v_m	m/min	Brzina podizanja matice
v_{ul}	m/min	Ulazna brzina
W_P	mm^3	Aksijalni moment otpora nosive ploče
W_S	mm^3	Aksijalni moment otpora svornjaka
ΔL	mm	Najveći mogući ekscentar tereta
α	°	Maksimalni kut odklona poluga
β	°	Minimalni kut odklona poluga
δ	N/mm^2	Dopušteno vlačno – tlačno naprezanje
η_1	-	Faktor iskoristivosti pretvorbe rotacijskog gibanja u linearno
η_{red}	-	Faktor iskoristivosti reduktora
λ_p	-	Granična vitkost poluge
λ_v	-	Faktor uležištenja vretena
ρ	kg/m^2	Gustoća materijala
σ_{P_f}	N/mm^2	Naprezanje nosive ploče uslijed savijanja
σ_{S_f}	N/mm^2	Naprezanje svornjaka uslijed savijanja

σ_{S_red}	N/mm^2	Ekvivalentno naprezanje svornjaka
σ_{dop}	N/mm^2	Dopušteno naprezanje
σ_k	N/mm^2	Kritično naprezanje na izvijanje
τ_S	N/mm^2	Smično naprezanje svornjaka
ω_{EM}	rad/s	Kutna brzina elektromotora

SAŽETAK

U ovom radu prikazan je princip teleskopske podizne platforme sa škarastim mehanizmom pogonjenim vretenom. Predstavlja ne tako čestu konfiguraciju simetričnog škarastog mehanizma kod kojeg su oba kraka prvog segmenta zglobno vezana za podlogu čime se ostvaruje stalni prijenosni omjer. Osnovu pogonskog sustava čini vreteno pogonjeno elektromotorom koje podizanjem matice otvara sklop te podiže platformu. Čitav mehanizam nalazi se u sklopu teleskopa koji se otvara podizanjem matice.

Kroz rad su predstavljena uobičajena rješenja uporabe sličnih podiznih platformi kao i postojeća rješenja primjenjiva u sklopu ovog zadatka. Nakon odabranog koncepta za razradu napravljena je kinematska analiza te usporedba rezultata s obzirom na broj segmenata škarastog mehanizma.

U proračunu je odabrano i provjereno vreteno te sve popratne komponente. Izvršena je provjera nosive konstrukcije, odnosno teleskopa, a sve zajedno potkrepljeno je FEM analizom kritičnih komponenti.

U razradi su korišteni gotovi čelični profili za oblikovanje poluga te kupovne komponente kao što su vreteno i matica, ležajevi i motor. Dan je prijedlog sustava antikorozivne zaštite u skladu sa standardom ISO 12944.

Ključne riječi: podizna platforma, škarasti mehanizam, stalni prijenosni omjer, vreteno

SUMMARY

In this thesis it's presented the principle of a telescopic lifting platform with a scissor mechanism driven by a lead screw. It represents an uncommon configuration of a symmetric scissor mechanism in which both arms of the first segment are pivotally attached to the base, ensuring a constant transmission ratio. The drive system is based on a lead screw powered by an electric motor which lifts the nut to open the assembly and raise the platform. The entire mechanism is enclosed within a telescope that extends as the nut is lifted.

The paper presents typical solutions of similar lifting platforms as well as existing solutions suitable for this task. After selecting a concept for development, a kinematic analysis was conducted and the results were compared based on the number of segments in the scissor mechanism.

The lead screw and all associated components are selected and verified in the calculations. The load-bearing structure – the telescope, is analyzed, and the entire calculation is supported by FEM analysis of critical components.

During the design process, ready-made steel profiles were used for shaping the levers, along with commercially available components such as the lead screw and nut, bearings, and motor. A proposal for an anti – corrosion protection system is provided in accordance with the ISO 12944 standard.

Keywords: lifting platform, scissor mechanism, constant transmission ratio, lead screw

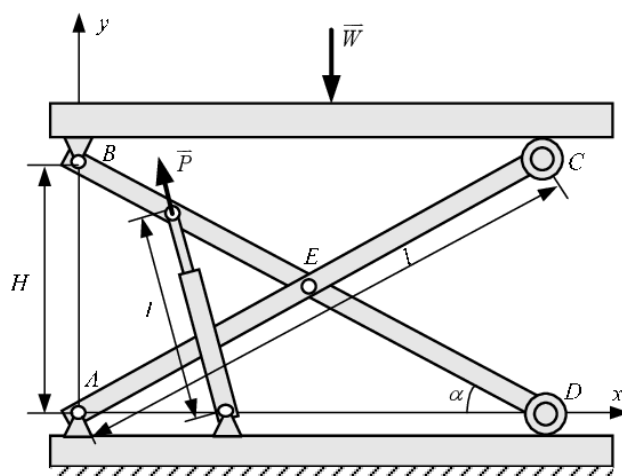
1. UVOD

Podizne platforme su transportni uređaji koji se upotrebljavaju u različitim primjenama u komercijalne i industrijske svrhe gdje se traži rad na visini ili podizanje određenog tereta. Najčešće se kao osnovni dio podiznih platformi upotrebljava nekakvi polužni mehanizam čija veličina i oblik ovise o primjeni platforme. Uglavnom se radi o škarastom mehanizmu, no upotrebljavaju se i polužni mehanizmi s paralelogramima, stupne platforme, teleskopske platforme i druge.

Ono što predstavlja jedan od najvećih izazova kad su u pitanju polužni mehanizmi jest odnos pogonske i radne sile. Budući da je taj odnos često nelinearan, pogonske sustave je potrebno predimenzionirati.

1.1. Podizne platforme sa škarastim mehanizmom

Platforme sa škarastim mehanizmom uobičajeno se sastoje od same platforme, škarastog mehanizma, hidrauličnih cilindara, postolja i izvora energije. Mehanizam podizanja temelji se na setu prekrštenih poluga međusobno povezanih zglobovima. Jedan par poluga je zglobovno vezan za postolje, dok drugi par klizi po njemu. Mehanizam se podiže i spušta radom cilindara. Osim cilindara koriste se i izvedbe s navojnim vretenom. Kao izvori energije koriste se električni, hidraulični te pneumatski sustavi te motori s unutarnjim izgaranjem [1].



Slika 1. 1 Shema škarastog mehanizma s cilindrom [2]

Ovisno o primjeni, škarasti mehanizam može se sastojati od jednog ili više povezanih setova poluga. Što se tiče mobilnosti, osim stacioniranih izvedbi, platforme sa škarastim mehanizmom dolaze s vlastitim pogonom, u sklopu drugih vozila ili na kolicima [3]. Upotrebljavaju se u izvedbama od podižućih stolova, u skladištima, građevinskim radovima pa do automobilske i zrakoplovne industrije.



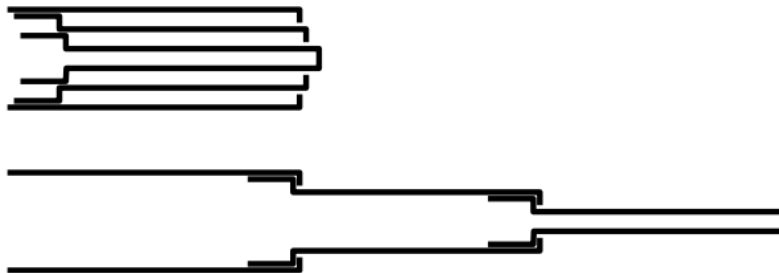
Slika 1. 2 Podizna platforma sa škarastim mehanizmom: [4] a) rad u skladištu, b)građevina



Slika 1. 3 Podizna platforma sa škarastim mehanizmom u sklopu kamiona [5]

1.2. Teleskopski mehanizam

Teleskop u ovom smislu predstavlja mehanizam koji se sastoji od više cijevnih elemenata različite veličine. Cijevni elementi mogu kliziti jedan unutar drugoga te je tako omogućeno produživanje ili skraćivanje teleskopa kao cjeline. Raspon i moguća duljina ovise o broju i duljini pojedinačnih elemenata [6]. Elementi su međusobno limitirani do koje mjere se mogu izvlačiti kako ne bi došlo do njihova ispadanja. Osim ovakvih izvedbi postoje i otvoreni teleskopski mehanizmi.



Slika 1. 4 Shema teleskopskog mehanizma [7]

Kada se radi o transportnim uređajima, teleskopski mehanizam se upotrebljava kod dohvatnika i podiznih platformi. Pogoni su uglavnom hidraulični i električni.



Slika 1. 5 Samohodna teleskopska podizna platforma [8]

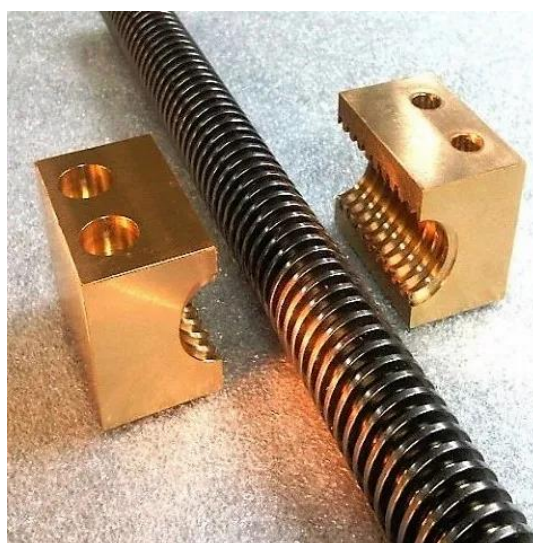
2. PRIMJENJIVA RJEŠENJA U SKLOPU ZADATKA

2.1. Navojna vretena

Navojna vretena su strojni elementi kod kojih se okretno gibanje pretvara u uzdužno. Vreteno ima oblik izduženog vijka te dolazi u sklopu s maticom. Ovisno o izvedbi, vreteno se može rotirati dok se matica translata po njemu ili pak vratilo može izvoditi rotaciju i translaciju dok matica miruje.

2.1.1. Obično navojno vreteno

Obična navojna vretena u sklopu s maticom predstavljaju klasični vijčani spoj. Budući da oštri navoji imaju premale uspone, navojna vretena najčešće imaju trapezni navoj DIN 103. Za primanje jednostranih tlačnih sila prikladna su vretena s pilastim navojem DIN 513. Postoje izvedbe i s plosnatim navojem, ali za njih nema standarda te se teže izrađuju pa se slabo upotrebljavaju [9].



Slika 2. 1 Trapezno navojno vreteno i dvodijelna matica [10]

Postoje izvedbe s viševojnim vretenima s kojima se mogu postići više brzine gibanja matice. Kod njih se oko jezgre ovija više navoja jedan do drugoga. Što se tiče materijala matice, zbog ostvarivanja dobrih uvjeta klizanja prikladne su matice od bronce i kositrene bronce te matice od crvenog ili sivog lijeva kod kaljenih čeličnih vretena [9].

Prednosti običnih navojnih vretena su [11]:

- Mogućnost velikog opterećenja,
- Jednostavna konstrukcija,
- Jednostavna izrada,
- Precizno translacijsko gibanje,
- Tišina prilikom rada,
- Nije potrebno veliko održavanje,
- Samokočnost,

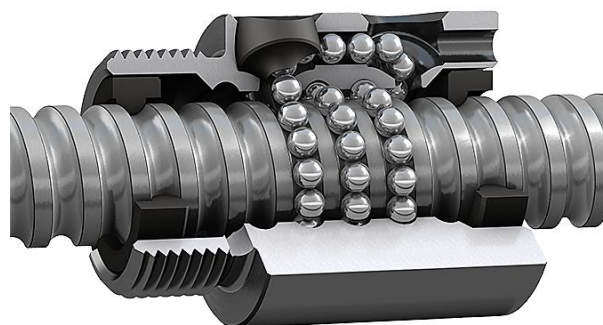
dok su mane:

- Slaba efikasnost,
- Veće trošenje uslijed većeg trenja između navoja.

Obična navojna vretena primjenjuju su na tokarilicama, kao tlačna vretena na prešama, ventilska vretena na zapornicama i dr. [9]

2.1.2. Kuglično navojno vreteno

Sklop kugličnog navojnog vretena sastoji se navojnog vretena i matice s kuglicama. Oni imaju odgovarajuće spiralne utore kroz koje te kuglice prolaze i cirkuliraju [12]. Budući da je kontakt između vretena i matice ostvaren preko kuglica slično principu kugličnih ležajeva, trenje je znatno smanjeno. Postoje različite izvedbe utora i matice koje ovise o proizvođačima.



Slika 2. 2 Kuglično vreteno [13]

Prednosti kugličnih vretena [11] su:

- Vrlo visoka efikasnost (preko 90 %),
- Duži životni vijek,
- Zanemarivo trošenje,
- Potreban manji okretni moment pri pokretanju,
- Prikladno za velike brzine,
- Mogu se jednostavno prenapregnuti da se eliminira mrtvi hod,
- Nema buke,
- Veća pouzdanost i izdržljivost,
- Veća nosivost nego kod običnog navojnog vretena istih dimenzija,

a mane:

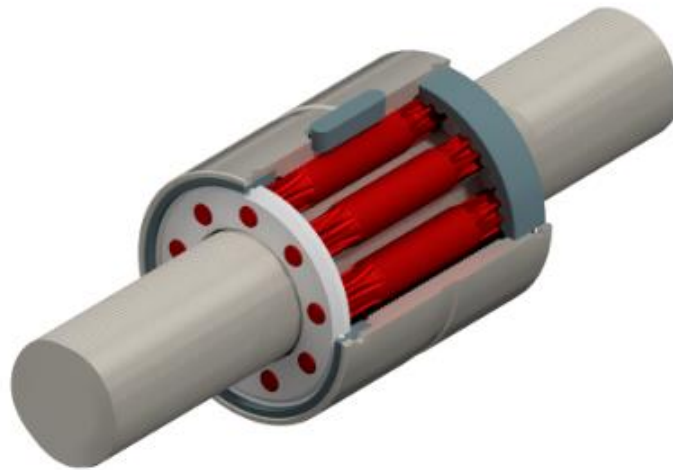
- Cijena,
- Izvijanje vretena na kritičnim brzinama,
- Potrebno podmazivanje,
- Potrebno češće održavanje,
- Nema samokočnosti.

Kuglična navojna vretena uglavnom se upotrebljavaju u primjenama gdje se traže finije tolerancije kao što su npr. CNC strojevi.

2.1.3. Planetarno navojno vreteno

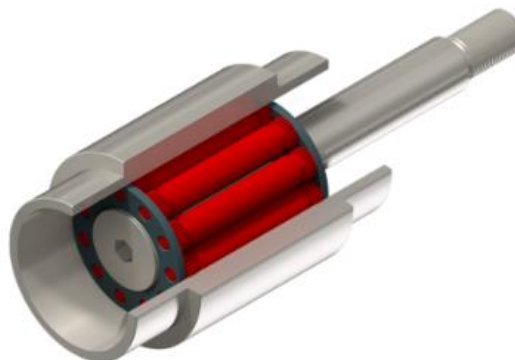
Planetarno navojno vreteno sastoji se od navojnog vretena, matice i valjaka nalik navojnim šipkama. Valjci se rotiraju oko svojih vlastitih osi i oko matice u planetarnoj konfiguraciji te se preko njih ostvaruje kontakt vretena i matice. Takvom konfiguracijom je ostvarena veća dodirna površina između elemenata nego kod kugličnog vretena [14].

Standardna izvedba poznata je kao i izvedba s necirkulirajućim valjcima budući da nema aksijalnog pomaka valjaka u odnosu na maticu [15].



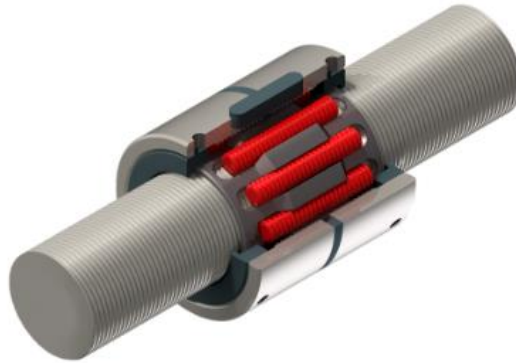
Slika 2. 3 Standardna izvedba planetarnog navojnog vretena [16]

Obrnuto planetarno navojno vreteno ima sličan princip rada kao i standardna izvedba, osim što je funkcija matice i vretena suprotna u odnosu na valjke. Valjci rotiraju oko vretena, a ne oko matice i vreteno ima navoj samo u dijelu gdje valjci kruže. Kod ovakve izvedbe sklop ovisi o duljini matice stoga je ona znatno duža nego u običnoj izvedbi. Vreteno i matica se mogu koristiti kao pogonski element, ali u većini slučajeva je to vreteno [14].



Slika 2. 4 Obrnuta izvedba planetarnog navojnog vretena [16]

Treća izvedba je izvedba s recirkulirajućim valjcima. U ovoj izvedbi valjci imaju aksijalni pomak u odnosu na maticu dok naprave jedan puni okret oko vretena.



Slika 2. 5 Izvedba planetarnog navojnog vretena s recirkulirajućim valjcima [16]

Planetarna navojna vretena su slična kugličnim, a u odnosu na njih imaju [17]:

- Veću dodirnu površinu elemenata.
- Manju efikasnost.
- Moguć dulji životni vijek.
- Bolje performanse u slučaju velikih opterećenja.
- Veće oslobađanje topline.

2.2. Reduktori

Vežu između motora i vretena čini reduktor, a njegov tip će uvelike utjecati na raspored i oblik završnog sklopa. U nastavku su stoga prikazana neka uobičajena rješenja koja se koriste kada su u pitanju navojna vretena.

2.2.1. Pužni reduktor

Pužni prijenosnici su najčešća izvedba kada se radi o mehanizmima za podizanje s vretenom [18]. Radi se o prijenosnicima s mimosmjernim osima ulaznog i izlaznog vratila.



Slika 2. 6 Sklop navojnog vretena i pužnog prijenosnika [18]

Prednosti ovakvih prijenosnika su [19]:

- Mogućnost vrlo velikih prijenosnih omjera,
- Tihi rad kod visokih i niskih broja okretaja,
- Visoka opteretivost,
- Dugi životni vijek,
- Mogućnost samokočnosti,

dok su im mane [19]:

- Manja iskoristivost u odnosu na prijenosnike s čelnicima i stožnicima,
- Oslobađanje topline.

2.2.2. Reduktor sa stožnicima

Prijenosnici sa stožnicima također omogućavaju mimosmjernost vratila, najčešće pod pravim kutom što to im je ujedno i glavna prednost.



Slika 2. 7 Vreteno s reduktorom sa stožnicima [20]

2.2.3. Reduktor s čelnicima

Reduktori s čelnicima upotrebljavaju se prema zahtjevima s različitim brojem stupnjeva prijenosa. Ulazno i izlazno vratilo kod ovakvih prijenosnika nalazi se u istoj ravni.

Često se koriste kod linearnih aktuatora. To su strojni sklopovi koji na temelju vretena kružno gibanje pretvaraju u translacijsko. Prednosti su im sigurna kontrola gibanja, efikasnost i mala potreba za održavanjem. Dolaze u različitim izvedbama, a upotrebljavaju se automobilima, medicini, robotici i dr.[21]

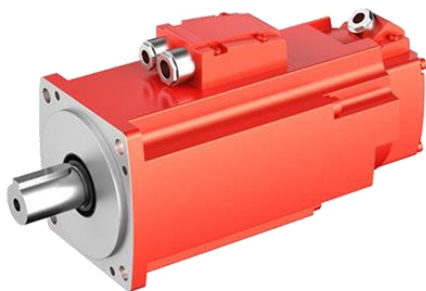


Slika 2. 8 Linearni aktuator s električnim pogonom [22]

2.3. Elektromotori

Jedan od zahtjeva zadataka je elektromehanički pogon, stoga su najprikladnija rješenja asinkroni motori i servo motori koji se upotrebljavaju u slične svrhe.

Servo motori mogu ponuditi bolje performanse, veće brzine te manje dimenzije. Za razliku od asinkronih motora, servo motori imaju vrlo malu inerciju te tako nude brže pokretanje. Tako nude i trenutno zaustavljanje i bolju kontrolu. Nude bolje upravljanje i kontrolirani okretni moment. Međutim, kada se radi o cijeni, servo motori su dva puta skuplji od asinkronih motora [23]. Također, kod servomotora je potreban digitalni pretvarač.



Slika 2. 9 Servo motor [25]



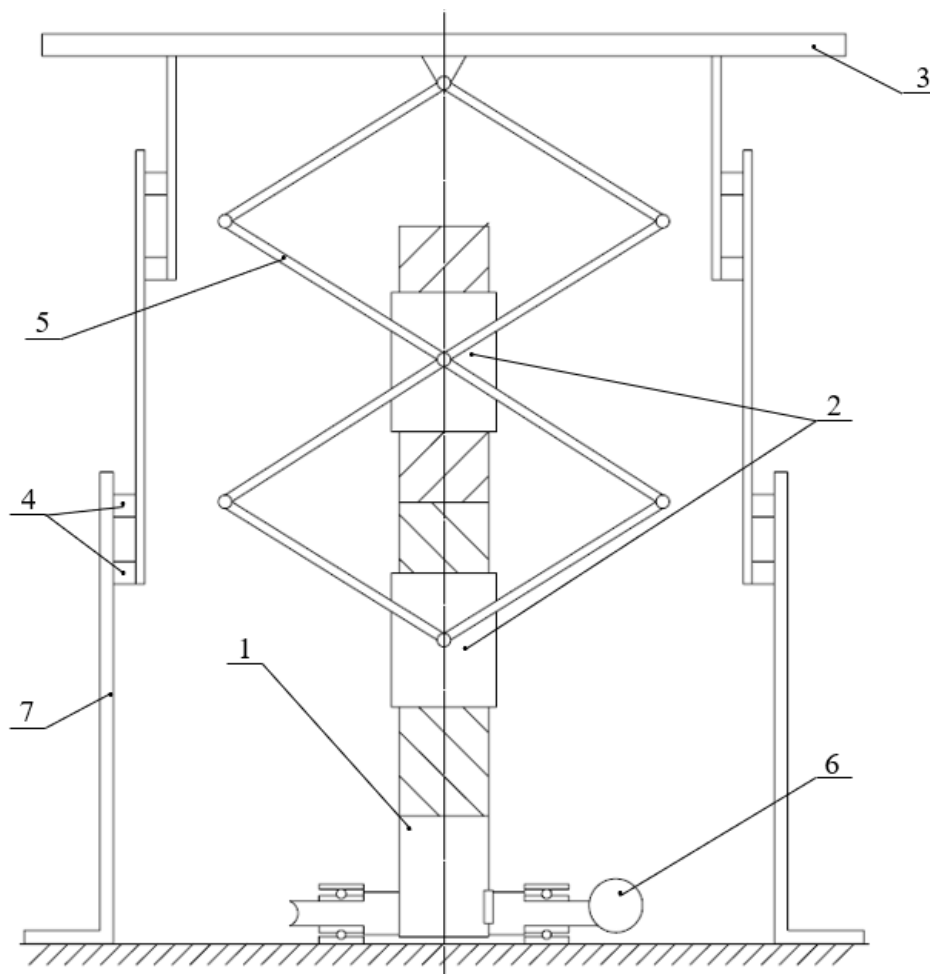
Slika 2. 10 Asinkroni motor [24]

3. KONCEPTUALNA RJEŠENJA

Na temelju primjenjivih rješenja osmišljena su tri koncepta koji su prikazani i objašnjeni u nastavku.

3.1. Koncept 1

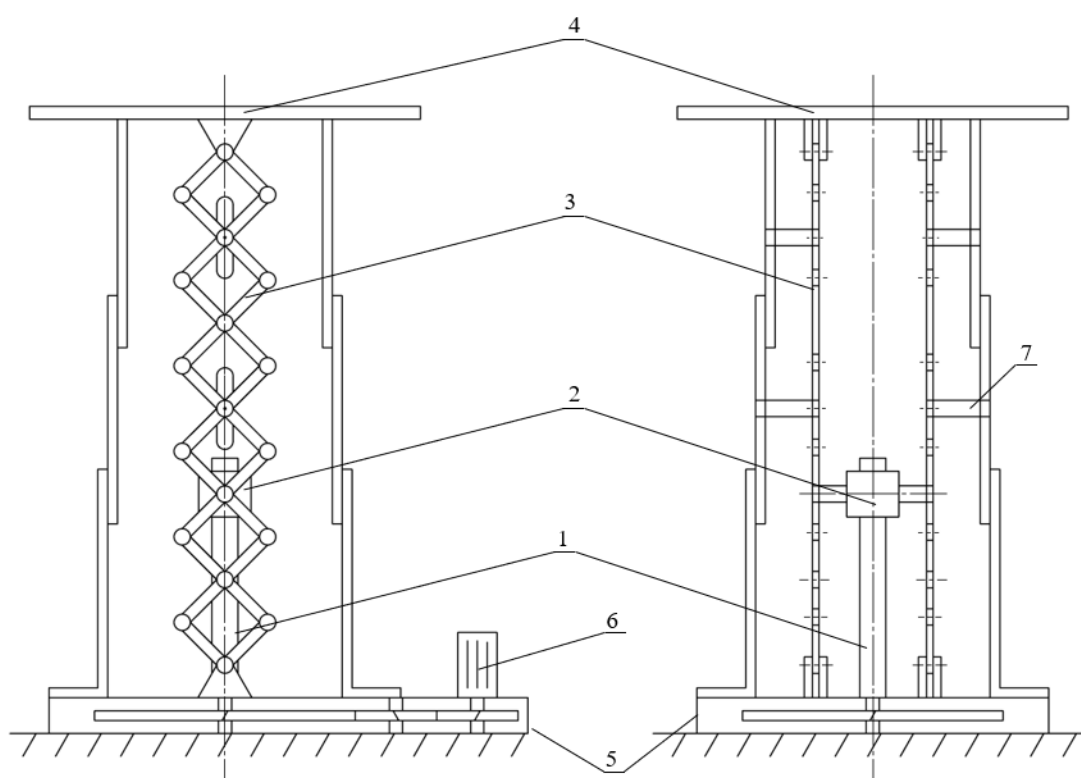
Koncept 1 sa stoji se od sklopa vretena vretena s dvostrukim navojem (1) i dvije matice (2). Tako se okretanjem vretena matice udaljavaju i škarasati se mehanizam (5) otvara. Visina podizanja platforme (3) ograničena je položajem graničnika (4), a visina spuštanja naslanjanjem škarastog mehanizma na cijevi teleskopa (7). Vreteno se pogoni preko elektromotora i reduktora s pužem i pužnim kolom (6) koji je smješten unutar teleskopa (7).



Slika 3. 1 Koncept 1

3.2. Koncept 2

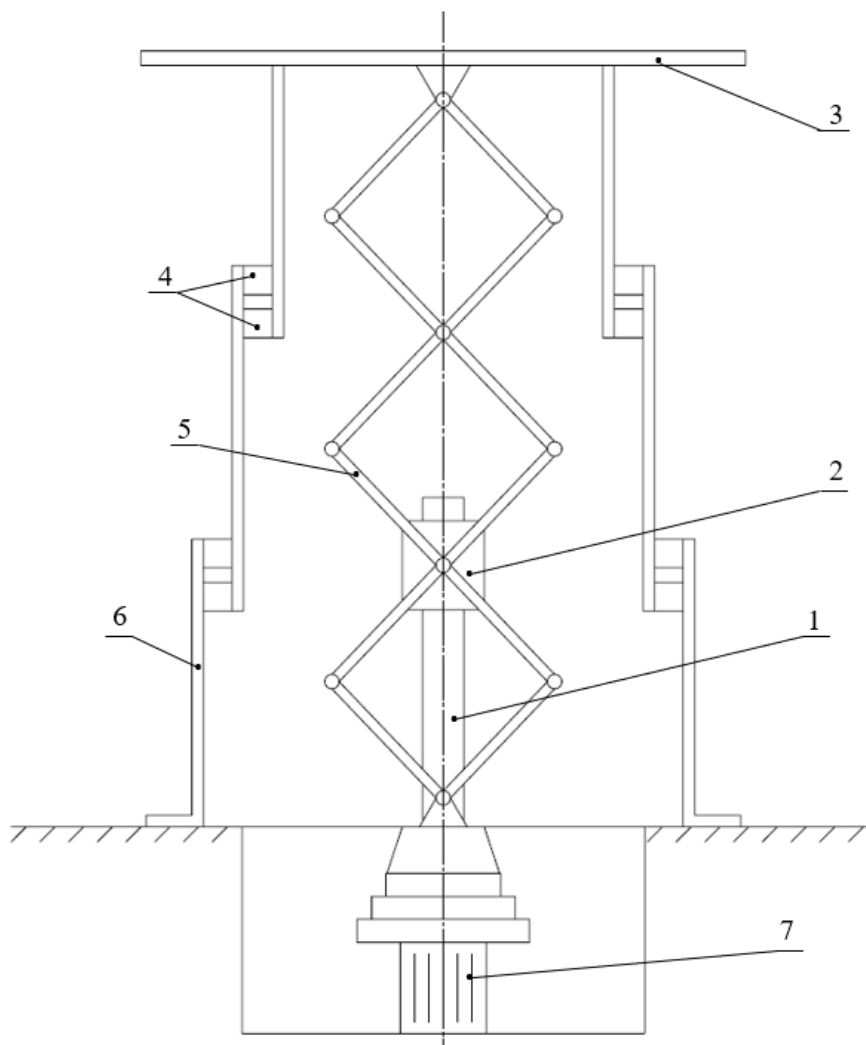
Koncept 2 sastoji se od navojnog vretena (1) i matice (2). Visina podizanja platforme (4) ograničena je duljinom vretena (1). Vreteno se pokreće elektromotorom (5) preko reduktora s čelnicima (6) koji se nalazi ispod sklopa. Teleskop se otvara preko osovin (7) škarastog mehanizma (3).



Slika 3. 2 Koncept 2

3.3. Koncept 3

Koncept 3 sastoji se navojnog vretna (1) i matice (2) preko koje se otvara škarasti mehanizam (5). Visina podizanja platforme (3) ograničena je graničnicima (4), a visina spuštanja naslanjanjem škarastog mehanizma (5) na cijevi teleskopa. Vreteno je pogonjeno elektromotorom (7) preko planetarnog reduktora koji se nalaze ispod sklopa.



Slika 3. 3 Koncept 3

3.4. Odabir koncepta za daljnju razradu

Predloženi koncepti su načelno slični te se uglavnom razlikuju konfiguracijom pogonskog mehanizma i načinom otvaranja škarastog mehanizma.

Kod koncepta 1 je zamišljeno vreteno s navojima suprotnog smjera i dvije matice. Takvo rješenje nije jednostavno izvedivo budući da je takvo vreteno teško naći na tržištu te bi montaža sklopa tražila velike preciznosti. Osim toga, ovaj koncept ima sklop reduktora i elektromotora smješten unutar teleskopa čime je pristup onemogućen.

Koncept 2 je kompleksnije rješenje zbog velikog broja segmenata te načina izvlačenja i sklapanja teleskopa. Za ovakvo rješenje je potrebno izraditi proreze na cijevima kako bi osovine škarastog mehanizma povezane s teleskopom mogle gibati gore, dolje. Izradom takvih proreza narušava se krutost cijevi te se znatno komplicira konstrukcija. Mana ovog koncepta jest i što je otvaranje škarastog mehanizma ograničeno duljinom vretena. Zbog toga je potrebno postaviti graničnike koji su u kontaktu s maticom što može rezultirati zaglavljivanjem.

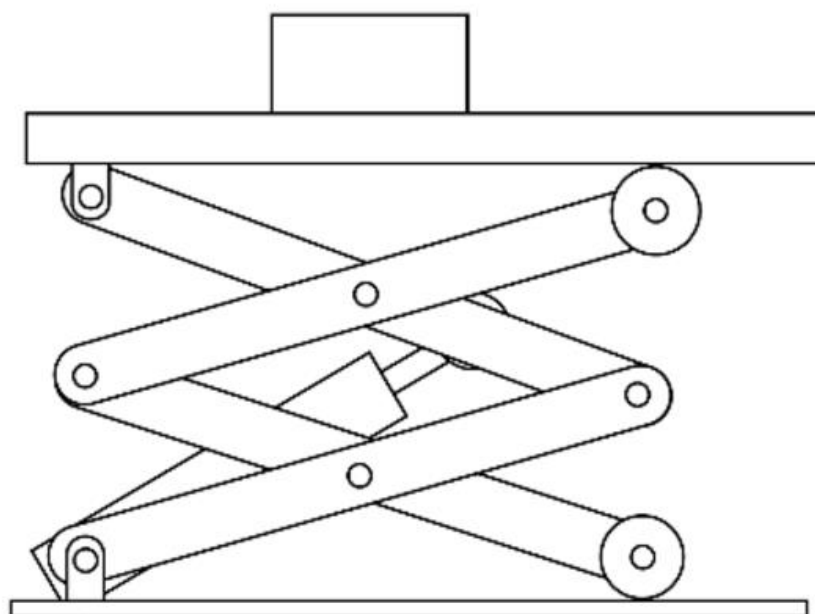
Koncept 3 nudi jednostavnije rješenje s klasičnim navojnim vretenom i jednom maticom čiji škarasti mehanizam nije u kontaktu s teleskopom osim u sklopljenom položaju. Motor se nalazi ispod sklopa čime se doprinosi smanjenjem sklopa u zatvorenoj fazi.

Kao najbolje rješenje pokazao se koncept 3 pa se na temelju njega krenulo u daljnji razvoj. Za nosivu konstrukciju, odnosno teleskop su odabrane kvadratne cijevi koje se dobivaju spajanjem vijcima i zakovicama.

4. ANALIZA MEHANIZMA ODABRANOG KONCEPTA

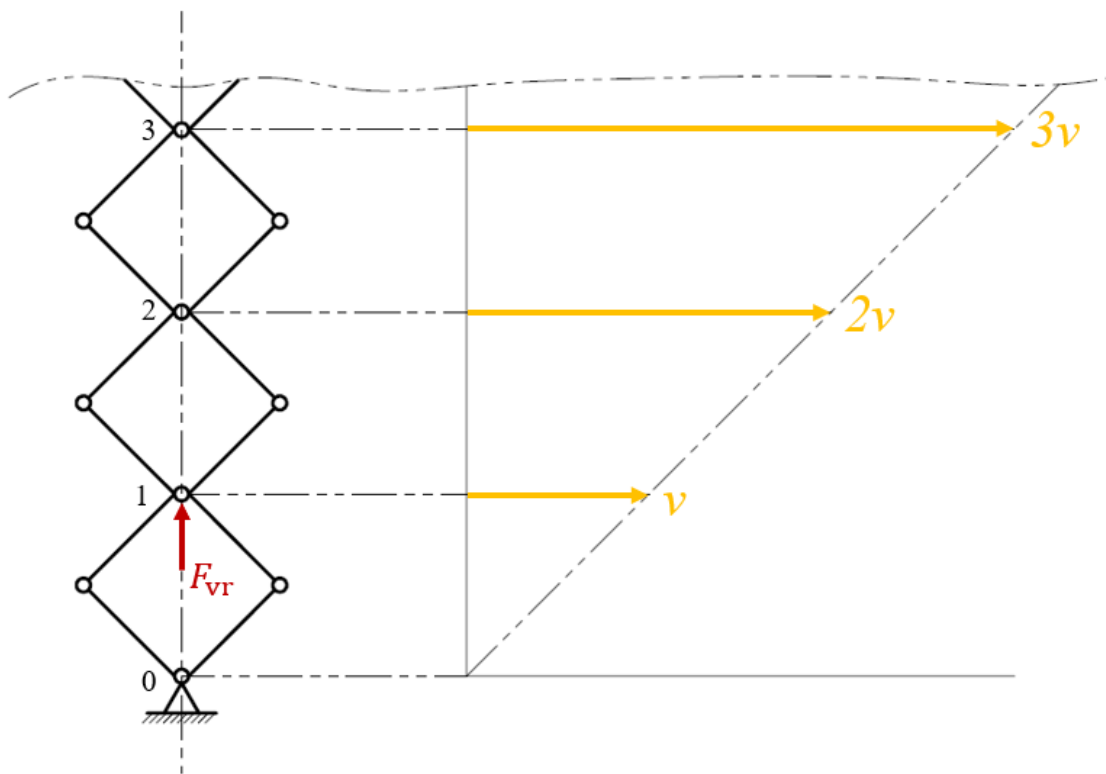
4.1. Kinematska analiza

Tipično rješenje koje se najčešće koristi kod podiznih platformi sa škarastim mehanizmom jest konfiguracija kod koje je jedan krak prvog segmenta škara vezan za nepomičnu osovinu dok je osovinu drugog kraka pomična u horizontalnom smjeru. Mehanizam se uobičajeno pogoni hidrauličkim ili elektromehaničkim cilindrom postavljenim između nepomične osovine jednog kraka te hvatišta na drugom kraku škara [26]. Mana ovakvog sustava je promjenjivi prijenosni omjer koji ovisi o nagibu kraka.



Slika 4. 1 Uobičajeno rješenje platforme sa škarastim mehanizmom [27]

Kako je vidljivo iz konceptata, u ovom radu je odabran škarasti mehanizam kod kojeg su oba kraka čvrsto vezana za podlogu te se na drugom čvoru nalazi spoj matice i škara. Ovako se dobiva mehanizam sa stalnim prijenosnim omjerom.



Slika 4. 2 Brzine čvorova mehanizma

Prijenosni omjer predstavlja omjer ulazne i izlazne brzine. Ako se uzme da je nulti čvor veza škara i podloge, prijenosni omjer je omjer brzine podizanja matice i platforme, odnosno omjer prvog. i n -tog čvora. Izraz za prijenosni omjer tada glasi:

$$i = \frac{v_{ul}}{v_{iz}} = \frac{v_m}{v_{diz}} = \frac{v}{n \cdot v} \quad (4.1)$$

gdje je:

v_{ul} – ulazna brzina,

v_{iz} – izlazna brzina,

v_m – brzina podizanja matice,

v_{diz} – brzina podizanja platforme,

v – brzina čvora,

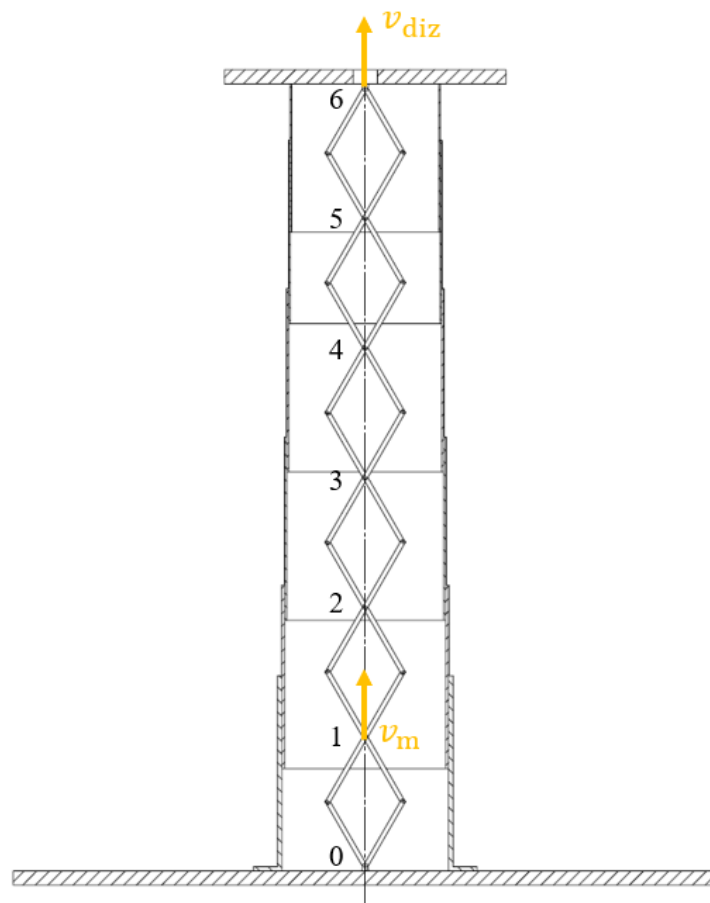
n – broj čvorova, odnosno segmenata škara.

Kako prijenosni omjer i broj segmenata škara definira dimenzije i opterećenja koja će se javiti na mehanizam, iterativnim postupkom je odabran princip sa 6 segmenata. U nastavku je dana detaljnija analiza odabranog rješenja, no na kraju poglavlja se nalazi usporedba rezultata s drugim prijenosnim omjerima.

Prema izrazu 4.1, prijenosni omjer iznosi:

$$i = \frac{v}{6 \cdot v} = 0,167. \quad (4.2)$$

Iz dobivenog rješenja se može zaključiti da se radi o multiplikaciji.



Slika 4. 3 Odabrani koncept

Kako je zadatkom zadana brzina podizanja platforme, sada se može odrediti i brzina podizanja matice. Ona prema 4.1 i 4.2 iznosi:

$$v_{ul} = v_{iz} \cdot i, \quad (4.3)$$

$$v_{ul} = 10 \cdot 0,167, \quad (4.4)$$

$$v_{ul} = v_m = 1,67 \text{ m/min}, \quad (4.5)$$

gdje je:

$v_{iz} = v_{diz} = 10 \text{ m/min}$ – brzina podizanja zadana zadatkom.

4.2. Određivanje opterećenja

4.2.1. Sila u vretenu

Pomoću prijenosnog omjera te opterećenja sustava, određuje se potrebna sila u vretenu:

$$F_{vr} = (G + Q \cdot S) \cdot i \cdot g, \quad (4.6)$$

$$F_{vr} = (2500 + 1000 \cdot 1,2) \cdot 6 \cdot 9,81, \quad (4.7)$$

$$F_{vr} = 217\,728 \text{ N} \quad (4.8)$$

gdje je:

F_{vr} [N] – sila u vretenu,

$G = 2200 \text{ kg}$ – okvirna masa sustava koje opterećuje vreteno,

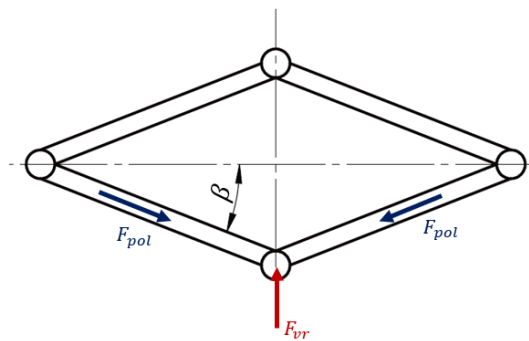
$Q = 1000 \text{ kg}$ – najveći teret,

$i = 6$ – prijenosni omjer škarastog mehanizma,

$S = 1,2$ – odabrani faktor sigurnosti.

4.2.2. Sila u polugama

Budući da se kroz škarasti mehanizam ostvaruje multiplikacija, opterećenje na platformi povećava se na svakom donjem segmentu škara. Tako su najopterećenije poluge drugog segmenta na spoju s maticom vretena. Ono što također utječe na opterećenje poluga jest kut nagiba pod kojim se one nalaze. Smanjenjem kuta opterećenje raste zbog čega je važno odrediti do koje vrijednosti se mehanizam može sklopiti. U ovom slučaju odabran je kut $\beta = 12^\circ$.



Slika 4. 4 Shema sila u vretenu i polugama

Najveća sila u poluzi tada iznosi:

$$F_{pol} = \frac{F_{vr}}{N_p \cdot \sin\beta} = \frac{217\,782}{4 \cdot \sin(12^\circ)} \cong 261\,868,39 \text{ N} \quad (4.9)$$

gdje je:

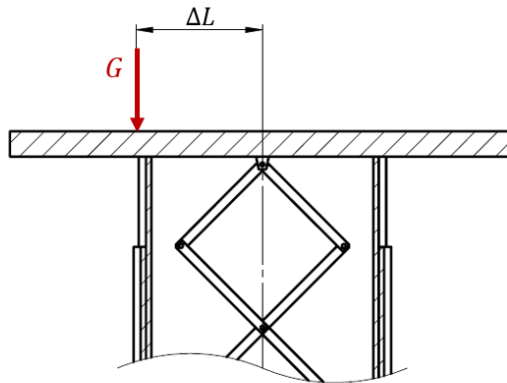
$F_{vr} = 217\,782 \text{ N}$ – sila u vretenu određena u (4.8),

$N_p = 4$ – broj poluga (2 para poluga)

$\beta = 12^\circ$ - kut poluge prilikom maksimalnog zatvaranja segmenta.

4.2.3. Moment uslijed ekscentra tereta

Usljed mogućeg ekscentra tereta javlja se moment kojeg preuzima nosiva konstrukcija.



Slika 4. 5 Shema ekscentra tereta

U najgorem slučaju taj moment iznosi:

$$M_e = Q \cdot g \cdot \Delta L \cdot S, \quad (4.10)$$

$$M_e = 1000 \cdot 9,81 \cdot 500 \cdot 1,5, \quad (4.11)$$

$$M_e = 7\,357\,500 \text{ N} \quad (4.12)$$

gdje je:

$Q = 1000 \text{ kg}$ – masa najvećeg tereta,

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

$\Delta L = 500 \text{ mm}$ – najveći mogući ekscentar tereta,

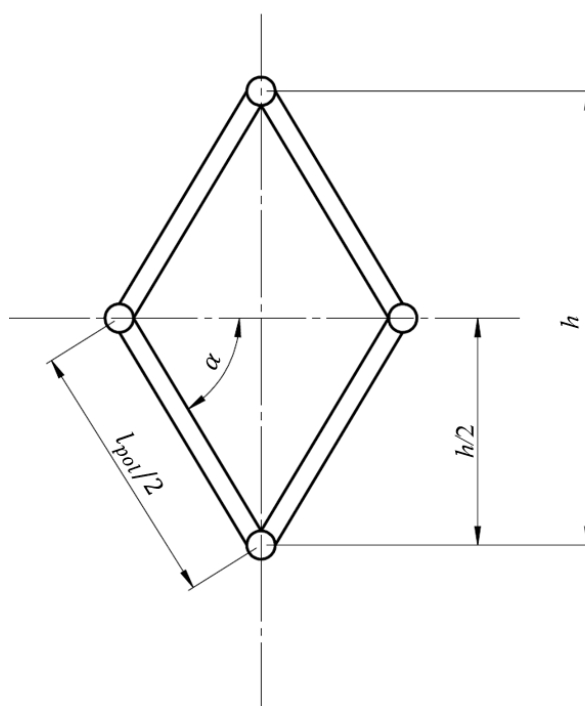
$S = 1,5$ - odabrani faktor sigurnosti.

U izrazu 4.11 je zanemarena masa nosive konstrukcije budući da se centar gravitacije nalazi na zanemarivom kraku.

4.3. Početno dimenzioniranje

4.3.1. Dimenzioniranje poluga

Duljina poluga izračunava se iz potrebne visine otvorenog segmenta koja proizlazi iz tražene visine podizanja. To je također iterativni postupak jer će razlika podizanja ΔH ovisiti koliko iznosi visina zatvorenog sklopa. Zadatkom se traži razlika podizanja od 5 metara. Kao kut do kojeg se segmenti smiju otvoriti odabran je kut $\alpha = 76^\circ$.



Slika 4. 6 Skica otvorenog segmenta

Iteracijom je dobivena visina podizanja $H = 6363$ mm. Za odabrani prijenosni omjer visina otvorenog segmenta iznosi:

$$h = \frac{H}{n} = \frac{6363}{6} = 1060,50 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Gdje je:

$H = 6363$ mm – odabrana visina podizanja,

$n = 6$ – ukupni broj segmenata.

Trigonometrijom sa Slike 4.5 dobiva se:

$$l_{\text{pol}} = 2 \cdot \frac{\frac{h}{2}}{\sin \alpha} = \frac{1060,50}{\sin(76^\circ)} = 1092,97 \text{ mm} \quad (4.14)$$

gdje je:

l_{pol} [mm] – duljina jedne poluge,

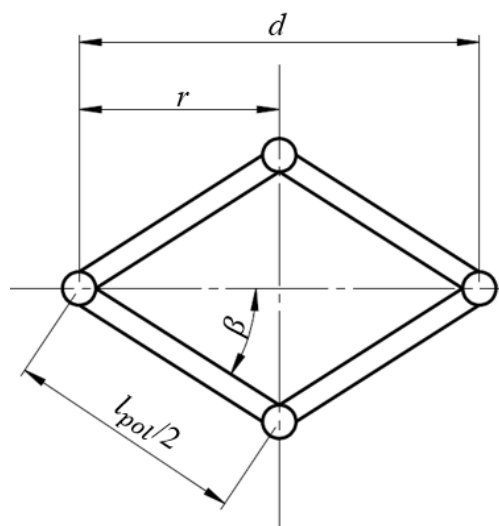
$h = 1060,50$ mm – visina otvorenog segmenta,

$\alpha = 76^\circ$ - odabrani kut otvaranja.

4.3.2. Dimenzioniranje nosive konstrukcije

Nosiva konstrukcija sastoji se od platforme i teleskopskog mehanizma. Njegove dimenzije najviše ovise o potrebnoj širini kada se škarasti mehanizam nalazi u najnižem položaju. Najviši segment teleskopa je najuži, a njegova širina treba biti takva da omogućava nesmetano skupljanje škara. Za orijentacijsku mjeru teleskopa je odabran unutarnji promjer cijevi.

Promjer ovisi o duljini poluga te kutu nagiba. Kao kut do kojeg se zatvara škarasti mehanizam je odbran kut $\beta = 12^\circ$.



Slika 4. 7 Skica zatvorenog segmenta

Prema Slici 4.6, potrebni unutarnji promjer cijevi iznosi:

$$d_u = \frac{l_{pol}}{2} \cdot \cos\beta \cdot 2, \quad (4.15)$$

$$d_u = 1092,97 \cdot \cos(12), \quad (4.16)$$

$$d_u = 1069,16 \text{ mm} \quad (4.17)$$

gdje je:

$l_{pol} = 1092,97 \text{ mm}$ – duljina poluga,

$\beta = 12^\circ$ - kut poluga u najnižem položaju škarastog mehanizma.

Uz dobiveni iznos d_u potrebno je dodati određenu zračnost.

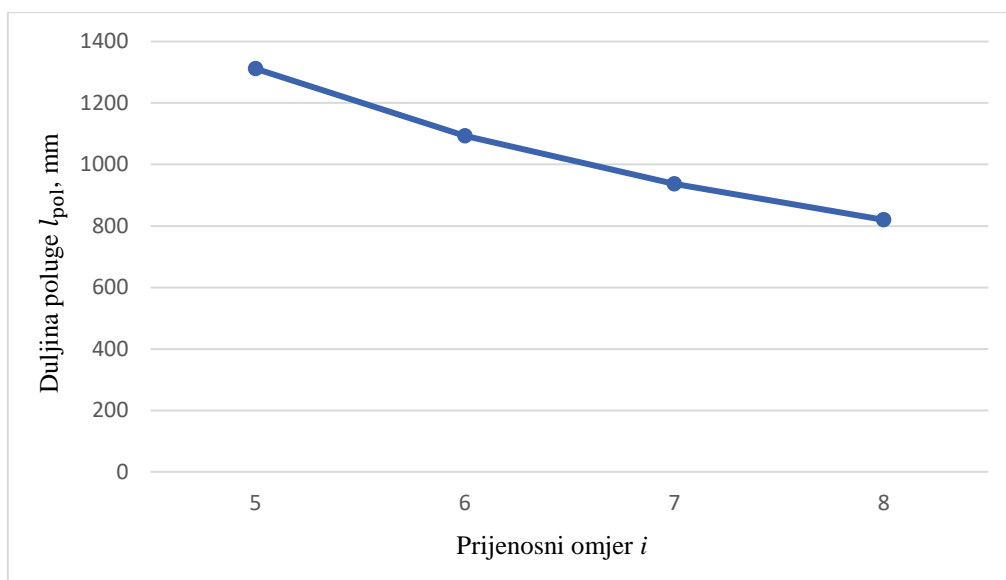
4.4. Analiza rezultata

Predstavljeni proračun je proveden za prijenosne omjere $i = 5, 6, 7$ i 8 te je u nastavku dana usporedba rezultata. U tablici 4.1 dan je prikaz najbitnijih karakteristika mehanizma pojedinog prijenosnog omjera.

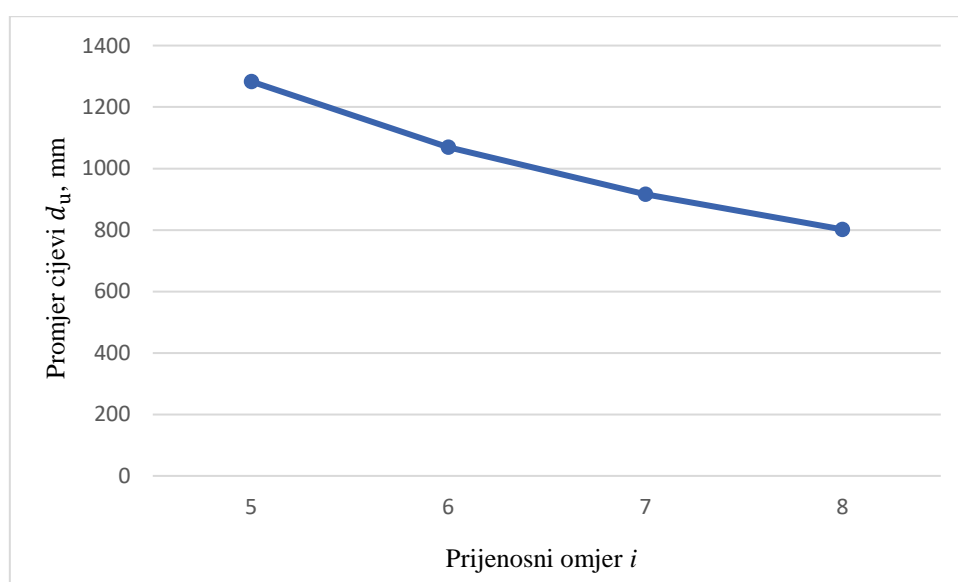
Tablica 4. 1 Usporedba dobivenih rezultata

Broj segmenata n	5	6	7	8
Prijenosni omjer i	0,200	0,167	0,143	0,125
Duljina poluga l_{pol} [mm]	1311,78	1093,15	936,99	819,86
Potrebni promjer najuže cijevi teleskopa d_u [mm]	1283,14	1069,29	916,53	801,96
Sila u vretenu F_{vr} [N]	181 485	217 782	254 079	290 376
Visina sklopljenog mehanizma h_{min} [mm]	1362,99	1362,99	1362,99	1362,99

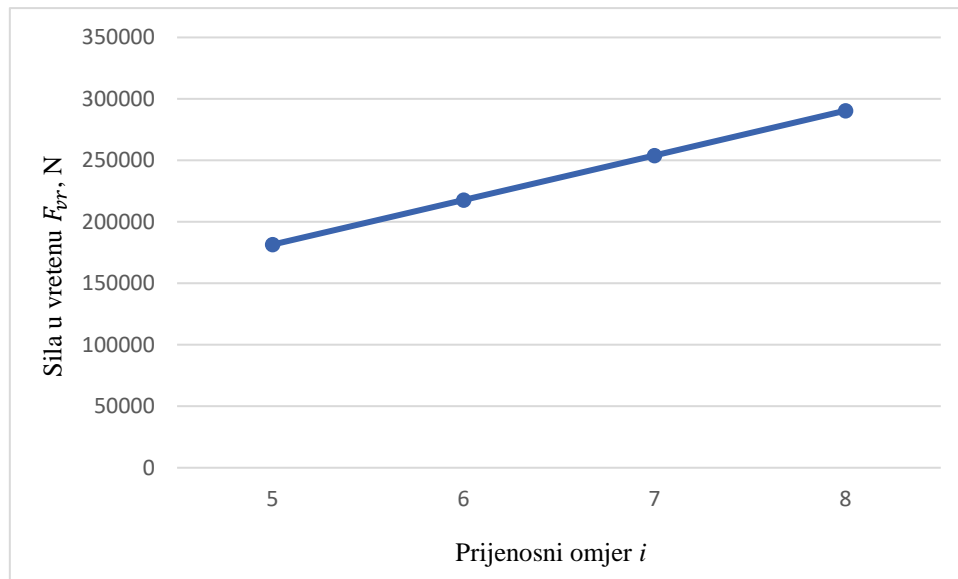
Rezultati iz Tablice 4.1 predloženi su na sljedećim dijagramima.



Slika 4. 8 Odnos prijenosnog omjera i duljine poluga



Slika 4. 9 Odnos prijenosnog omjera i promjera cijevi



Slika 4. 10 Odnos prijenosnog omjera i sile u vretenu

Iz priloženih rezultata se vidi da se povećanjem prijenosnog omjera dimenzije poluga i cijevi smanjuju, no povećava se sila u vretenu koja iziskuje veće dimenzije navojnog vretena i drugih dijelova pogonskog mehanizma. Ono što je također bitno je da se s višim prijenosnim omjerom povećava broj segmenata i broj cijevi pa tako mehanizam postaje kompleksniji. Što se tiče visine sklopljenog mehanizma, ona daje istu vrijednost za sve prijenosne omjere jer se smanjenje visine sklopljenog segmenta skraćanjem poluga poništava visinom dodatnog segmenta.

Kako bi se odabrala neka optimalna kombinacija koja nudi nešto kompaktnije rješenje te prihvatljive iznose opterećenja, odabran je prijenosni omjer $i = 6$ čiji je proračun prikazan u poglavlju 4.2 i 4.3.

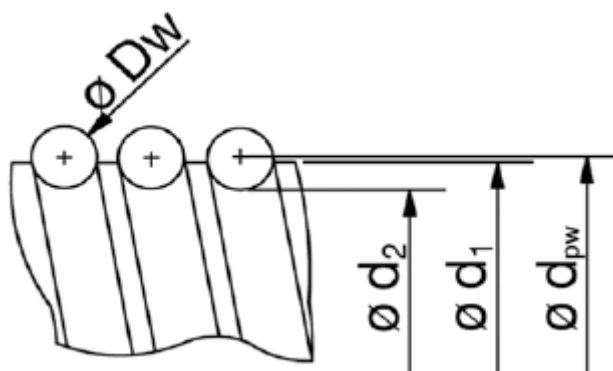
5. POGONSKI MEHANIZAM

5.1. Vreteno

5.1.1. Odabir vretena

Budući da vreteno predstavlja središnju komponentu sustava, oblikovanje započinje s njegovim odabirom. U ovom slučaju je odabran proizvođač NTN [28]. Proračun vretena provodi se iterativnim postupkom prema Slici 5.2, a započinje preliminarnim odabirom promjera i koraka vretena. Budući da se u slučaju ovog rada vreteno upotrebljava za primjenu koje ne traži uske tolerancije kao što je to inače slučaj, određene stvari su izostavljene.

Odabrano je vreteno promjera 80 mm u klasi tolerancija T7 te matica tipa SU. Takav tip matice je namijenjen visokim opterećenjima te se odlikuje krutošću.

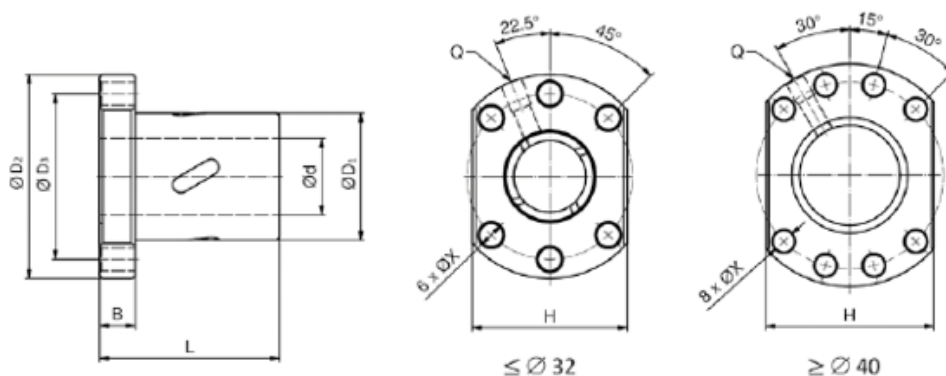


Slika 5. 1 Promjeri vretena [28]

Tablica 5. 1 Dimenzije vretena [28]

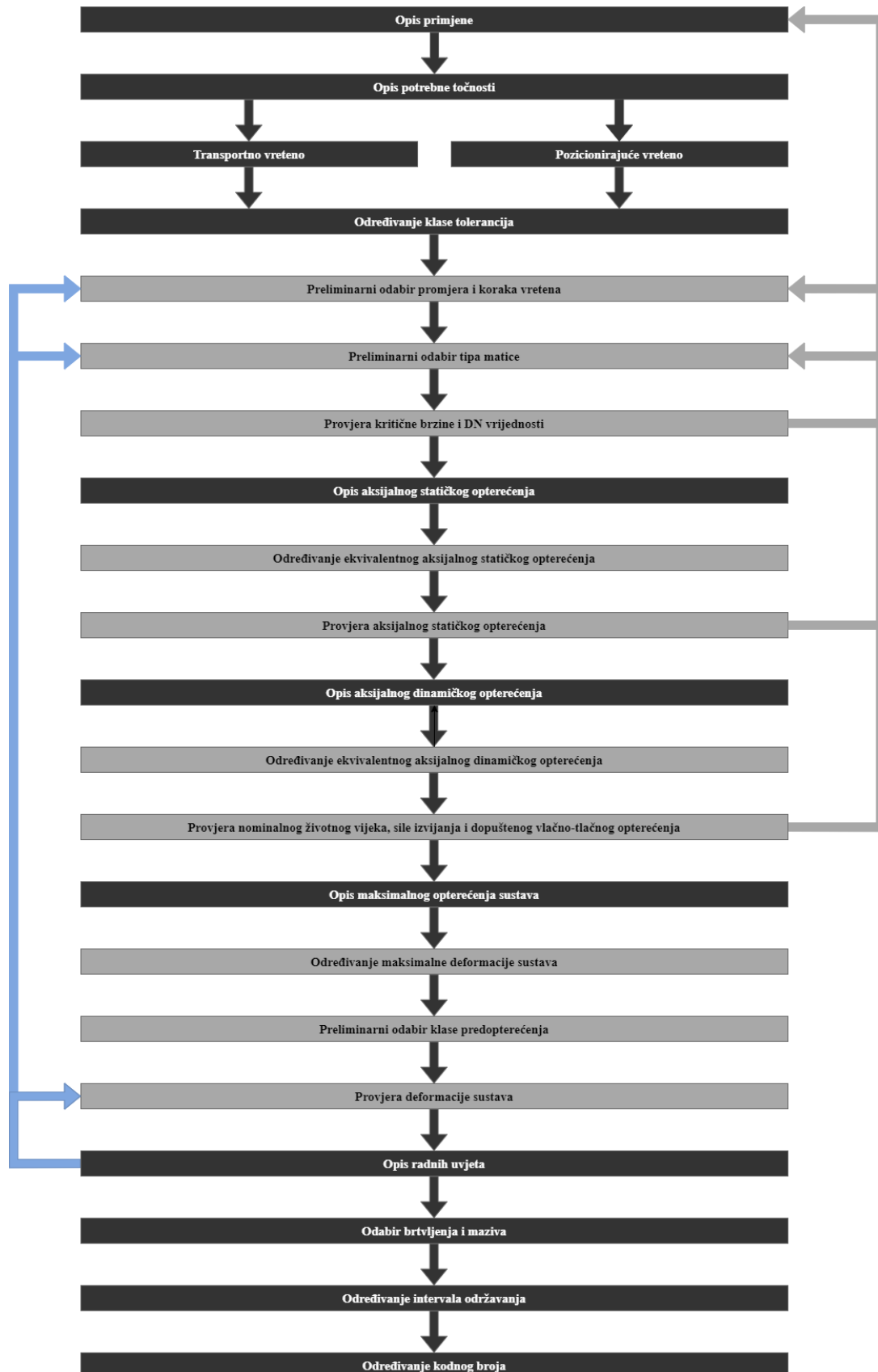
Tip vretena	Nominalni promjer	Promjer kuglica – kuglica	Vanjski promjer	Promjer jezgre
	d_0 [mm]	d_{pw} [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]
BSH08020_00	80	83, 25	80, 00	73, 72

Tablica 5. 2 Podaci o odabranoj matici [28]



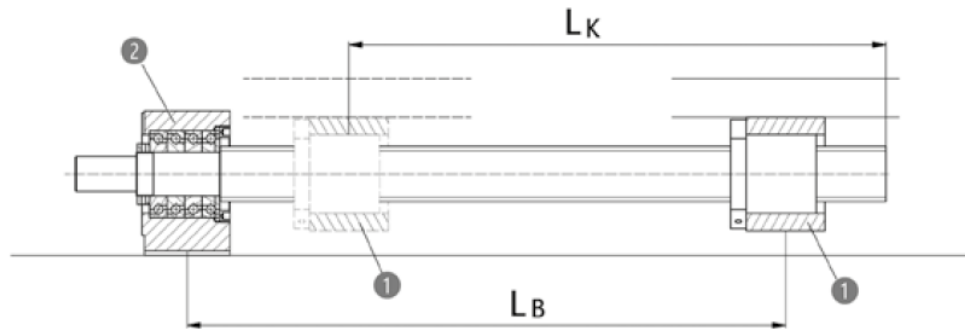
Type	Pitch direction	d ₀ [mm]	P [mm]	D _w [mm]	D ₁ g6 [mm]	D ₂ ±0,15 [mm]	Dimension				X [mm]	Q	Number of circuits	Load ratings		Rigidity K _N [N/μm]
							B ±0,10 [mm]	L ±0,15 [mm]	D ₃ ±0,15 [mm]	H ±0,15 [mm]				C _a [kN]	C _{0a} [kN]	
BNU01605_SU_4	right / left	16	5	3,175	28	48	10	50	38	40	5,5	M 6	1 x 4	12,18	26,94	314
BNU01610_SU_3	right / left	16	10	3,175	28	48	10	57	38	40	5,5	M 6	1 x 3	9,74	21,19	255
BNU02005_SU_4	right / left	20	5	3,175	36	58	10	51	47	44	6,6	M 6	1 x 4	13,69	34,21	382
BNU02505_SU_4	right / left	25	5	3,175	40	62	10	51	51	48	6,6	M 6	1 x 4	15,22	43,29	441
BNU02510_SU_4	right / left	25	10	4,762	40	62	12	85	51	48	6,6	M 6	1 x 4	26,08	64,39	490
BNU03205_SU_4	right / left	32	5	3,175	50	80	12	52	65	62	9,0	M 6	1 x 4	16,97	55,99	530
BNU03210_SU_4	right / left	32	10	6,350	50	80	12	90	65	62	9,0	M 6	1 x 4	42,41	107,75	598
BNU04005_SU_4	right / left	40	5	3,175	63	93	14	55	78	70	9,0	M 8 x 1	1 x 4	18,62	70,50	618
BNU04010_SU_4	right / left	40	10	6,350	63	93	14	93	78	70	9,0	M 8 x 1	1 x 4	47,65	136,80	716
BNU05010_SU_4	right / left	50	10	6,350	75	110	16	93	93	85	11,0	M 8 x 1	1 x 4	53,00	173,12	834
BNU06310_SU_4	right	63	10	6,350	90	125*	18	98	108	95	11,0	M 8 x 1	1 x 4	59,30	223,81	970
BNU06320_SU_4	right	63	10	9,525	95	135*	20	149	115	100	13,5	M 8 x 1	1 x 4	101,00	323,50	1 069
BNU08010_SU_4	right	80	10	6,350	105	145*	20	98	125*	110	13,5	M 8 x 1	1 x 4	64,83	282,02	1 069
BNU08020_SU_4	right	80	10	9,525	125	165	25	154	145	130	13,5	M 8 x 1	1 x 4	113,95	421,41	1 354

* Tolerance ±0,10



Slika 5. 2 Slika 5. 2 Dijagram tijeka proračuna vretena [28]

Ono što je bitno napomenuti jest način uležištenja vretena budući da to znatno utječe na sami proračun. U ovom slučaju se radi o konfiguraciji čvrsto ležajno mjesto – slobodno ležajno mjesto. Shema je prikazana na Slici 5.3.



Slika 5.3 Shema uležištenja vretena [28]

Veličina L_B predstavlja slobodnu duljinu vretena za izvijanje, a L_K slobodnu duljinu vretena za kritičnu brzinu. U proračunu je za obje vrijednosti uzeto 1000 mm.

5.1.2. Kritična brzina vretena

Kritična brzina predstavlja brzinu pri kojoj vreteno poprimi prirodnu frekvenciju pri kojoj nastupa rezonancija. Prema proizvođaču je poželjno da maksimalna brzina vretena ne prelazi 80% kritične brzine.

Kritična brzina iznosi:

$$n_k = \frac{60 \cdot \lambda_v^2}{2 \cdot \pi \cdot l_k^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot 10^3}{\rho \cdot A_{vr}}}, \quad (5.1)$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 1,875^2}{2 \cdot \pi \cdot 1000^2} \cdot \sqrt{\frac{206\,000 \cdot 1\,449\,810 \cdot 10^3}{7,6 \cdot 10^{-6} \cdot 4268}}, \quad (5.2)$$

$$n_k = 3218,06 \text{ min}^{-1} \quad (5.3)$$

gdje je:

$\lambda_v = 1,875$ – faktor uležištenja vretena (za konfiguraciju čvrsto ležajno mjesto – slobodno ležajno mjesto),

$l_k = 1000 \text{ mm}$ – duljina neuležištenog dijela vretena iznad matice,

$E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$ – Youngov modul za materijal vretena,

$I = 1\,449\,810 \text{ mm}^4$ – moment tromosti vretena,

$\rho = 7,6 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ – gustoća za materijal vretena,

$A_{vr} = 4268 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka vretena.

Maksimalna dopuštena brzina vrtnje vretena tada iznosi:

$$n_{kzul} = 0,8 \cdot n_k, \quad (5.4)$$

$$n_{kzul} = 0,8 \cdot 3218,06, \quad (5.5)$$

$$n_{kzul} = 2574,45 \text{ min}^{-1}. \quad (5.6)$$

Brzina vrtnje vretena iznosi $n_m = 167 \text{ min}^{-1}$ što je znatno manje od dozvoljene brzine, stoga vreteno zadovoljava ovaj uvjet.

5.1.3. DN vrijednost

DN vrijednost je dodatni uvjet kritične brzine, a odnosi se na brzinu cirkuliranja kuglica u matici vretena. U ovom slučaju iznosi:

$$DN = d_{pw} \cdot n_m, \quad (5.7)$$

$$DN = 83,25 \cdot 167, \quad (5.8)$$

$$DN = 13\,902,75 \text{ mm/min}. \quad (5.9)$$

U ovoj primjeni brzine su znatno manje od dopuštenih, tako da je uvjet zadovoljen.

5.1.4. Provjera izvijanja

Vretena su općenito izložena velikim aksijalnim opterećenjima, a posebice u vertikalnim primjenama kao što je i ovdje slučaj. Preporuča se aksijalno opterećenje vretena ne prelazi 50% teorijski mogućeg opterećenja.

Moguća sila koja se može javiti u vretenu, a da ne dođe do izvijanja iznosi:

$$F_k = \frac{N \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{10^3 \cdot l_k^2}, \quad (5.10)$$

$$F_k = \frac{0,25 \cdot \pi^2 \cdot 206\,000 \cdot 1\,449\,810}{10^3 \cdot 1000^2}, \quad (5.11)$$

$$F_k = 736,92 \text{ kN} \quad (5.12)$$

Gdje je:

$N = 0,25$ – faktor uležištenja vretena (za konfiguraciju čvrsto ležajno mjesto – slobodno ležajno mjesto),

$E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$ – Youngov modul za materijal vretena,

$I = 1\,449\,810 \text{ mm}^4$ – moment tromosti vretena,

$l_k = 1000 \text{ mm}$ – duljina neuležištenog dijela vretena iznad matice.

Maksimalna dopuštena sila u vretenu tada iznosi:

$$F_{kzul} = 0,5 \cdot F_k, \quad (5.13)$$

$$F_{kzul} = 0,5 \cdot 736,92, \quad (5.14)$$

$$F_{kzul} = 368,46 \text{ kN}. \quad (5.15)$$

Maksimalna sila koja opterećuje vreteno iznosi $F_{vr} = 217\,782 \text{ kN}$. Prema tome se može zaključiti da neće doći do izvijanja.

5.1.5. Vlačno – tlačno opterećenje

Uz izvijanje, vreteno treba provjeriti i s obzirom na vlačno - tlačno opterećenje. Dopusšteno opterećenje prema tome iznosi:

$$F_{v,t} = \frac{\delta \cdot \pi \cdot d_2^2}{4}, \quad (5.16)$$

$$F_{v,t} = \frac{147 \cdot \pi \cdot 73,72^2}{4}, \quad (5.17)$$

$$F_{v,t} = 627\,448,19 \text{ N} \quad (5.18)$$

gdje je:

$\delta = 147 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno vlačno – tlačno naprezanje,

$d_2 = 73,72 \text{ mm}$ – promjer jezgre vretena.

Dobiveni iznos je znatno veći od opterećenja vretena tako da vreteno zadovoljava ovaj uvjet.

5.1.6. Statički faktor sigurnosti

Statički faktor sigurnosti se koristi kako bi se provjerila pouzdanost vretena s obzirom na plastične deformacije koje se javljaju na valjnoj stazi i valjnim tijelima.

S obzirom na namijenjenu primjenu vretena te prema proizvođaču, odabran je statički faktor sigurnosti $f_s = 1,5$ što odgovara kategoriji sporog pomicanja i srednjih opterećenja. Prema tome najveća dopuštena statička sila iznosi:

$$F_{max} = \frac{C_{0a}}{f_s}, \quad (5.19)$$

$$F_{max} = \frac{421,41}{1,5}, \quad (5.20)$$

$$F_{max} = 280,94 \text{ kN} \quad (5.21)$$

gdje je:

$C_{0a} = 421,41 \text{ kN}$ – statička nosivost odabrane matice,

$f_s = 1,5$ – odabrani statički faktor sigurnosti.

Budući da je najveća sila koja se javlja u vretenu ($F_{vr} = 200,12$ kN) manja od dobivenog iznosa, vreteno zadovoljava uvjet statičke sigurnosti.

5.1.7. Vijek trajanja vretena i matice

Vijek trajanja vretena izražen u okretajima iznosi:

$$L = \left(\frac{C_a}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6, \quad (5.22)$$

$$L = \left(\frac{113,95}{108,89}\right)^3 \cdot 10^6, \quad (5.23)$$

$$L = 1\,145\,985,16 \quad (5.24)$$

gdje je:

$C_a = 113,95$ kN – dinamički kapacitet odabranog sklopa,

$F_m = 108,89$ kN – prosječno opterećenje sklopa (Budući da nisu poznati detaljniji podaci, uzeto je da prosječno opterećenje sustava iznosi 50% maksimalnog opterećenja).

Vijek trajanja izražen u radnim satima tada iznosi:

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60 \cdot ED}, \quad (5.25)$$

$$L_h = \frac{1\,145\,985,16}{167 \cdot 60 \cdot 0,2}, \quad (5.26)$$

$$L_h = 571,85 \text{ h} \quad (5.27)$$

Gdje je:

$L = 1\,145\,985,16$ – vijek trajanja izražen u ciklusima,

$n_m = 167 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje vretena,

$ED = 20\%$ - vrijeme sustava u radu.

5.2. Elektromotor vretena

Potrebni izlazni moment elektromotora prema [30] iznosi:

$$T_{EM} = \frac{F_a \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1}, \quad (5.28)$$

$$T_{EM} = \frac{217\,782 \cdot 10}{2 \cdot \pi \cdot 0,9}, \quad (5.29)$$

$$T_{EM} = 385\,123,13 \text{ Nmm} \quad (5.30)$$

gdje je:

$F_a = 217\,782 \text{ N}$ – opterećenje vretena,

$P = 10 \text{ mm}$ – korak vretena,

$\eta_1 = 0,9$ – faktor iskoristivosti pretvorbe rotacijskog gibanja u linearno.

Prema izračunatom momentu i potrebnoj izlaznoj brzini ($n_m = 167 \text{ min}^{-1}$) odabran je komplet elektromotora i reduktora proizvođača **SEW EURODRIVE** [29].

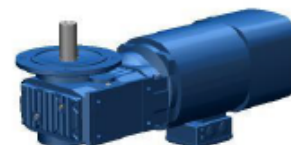
Catalog designation

KF87DRN160M4BE30

Bevel-helical gearmotors K..DRN.. (IE3)

Product data

Rated motor speed	[1/min] : 1473
Output speed	[1/min] : 204
Overall gear ratio	: 7,21
Output torque	[Nm] : 510
Service factor SEW-FB	: 2,50
Mounting position	: M6A
Base / top coat	: 5002 Ultram. blue (51350020)
Terminal box position [°]	[°] : 180
Cable entry position	: X
Output shaft	[mm] : 60x120
Design type	: B5 flange-mounted design
Permitted output overhung load with n=1400	[N] : 18400
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter] : 8,5
Flange diameter	[mm] : 350
Flange	: 350
Motor power	[kW] : 11
Duration factor	: S1-100%
Efficiency class	: IE3
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%] : 91,1 / 91,7 / 91,4
CE mark	: Yes
Motor voltage	[V] : 400/690
Connection type	: delta/star
Wiring diagram	: R13
Frequency	[Hz] : 50
Rated current	[A] : 21 / 12,2
Cos Phi	: 0,81
Thermal class	: 155(F)
Motor protection type	: IP55
Design requirement	: Europe (CE)
Mass moments of inertia (referring to the input side)	[10 ⁻⁴ kgm ²] : 951,80
Weight	[kg] : 264.00
Braking torque	[Nm] : 300
Brake voltage	[V] : 230
Brake control	: BGE1.5



Additional feature

Output shaft: 60x120 mm

Standard

Thermal class 155(F)

Brake BE30 single brake (standard brake) (230 V, 300 Nm)

Degree of protection IP 55

Brake control BGE - with electronic switching

Color: 5002 Ultram. blue (51350020)

Slika 5. 4 Podaci o odabranom sklopu elektromotora i reduktora [29]

5.3 Kočnica elektromotora

Da bi se osiguralo mirovanje platforme kada je škarasti mehanizam otvoren, potrebna je odgovarajuća kočnica elektromotora.

Potrebni moment kočnice prema [30] iznosi:

$$M_{\text{koč}} = \frac{F_{\text{vr}} \cdot \eta_{\text{red}} \cdot v_{\text{m}}}{\omega_{\text{EM}}}, \quad (5.31)$$

$$M_{\text{koč}} = \frac{217\,782 \cdot 0,95 \cdot 0,167}{153,94}, \quad (5.32)$$

$$M_{\text{koč}} = 224,45 \text{ Nm} \quad (5.33)$$

gdje je:

$F_{\text{vr}} = 217\,782 \text{ N}$ – sila u vretenu,

$\eta_{\text{red}} = 0,95$ – faktor iskoristivosti reduktora,

$v_{\text{m}} = 0,167 \text{ m/s}$ – brzina podizanja matice,

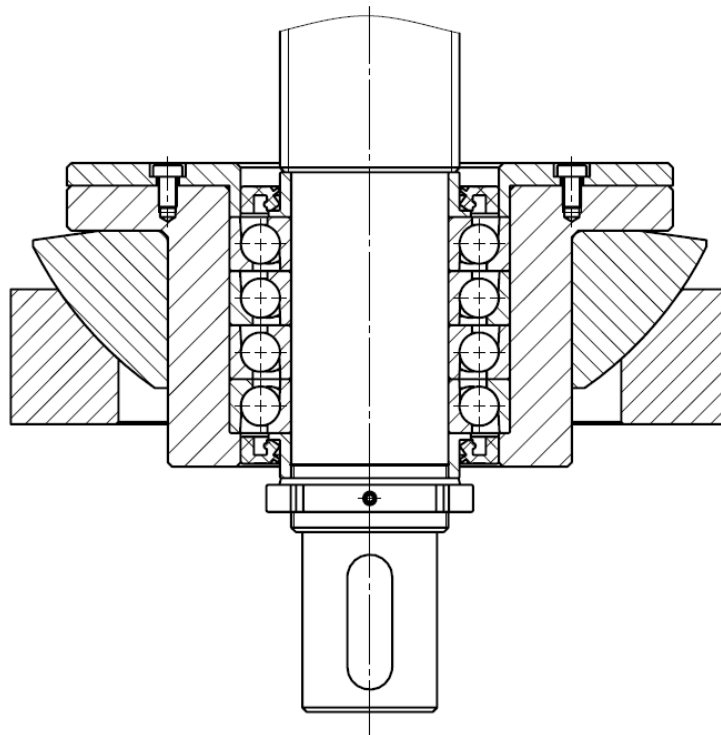
$\omega_{\text{EM}} = 153,94 \text{ rad/s}$ – kutna brzina elektromotora.

Odabrani motor ima kočni moment od 300 Nm što je veće od potrebnog tako da kočnica zadovoljava.

5.4. Uležištenje vretena

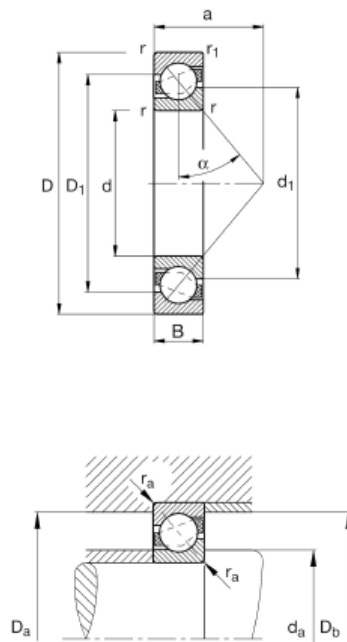
Uležištenje vretena izvedeno je pomoću serije ležajeva s kosim dodirom. Tri ležaja preuzimaju opterećenje vretena, dok je jedan ležaj namijenjen preuzimanju eventualne sile iz drugog smjera. Prikazana konfiguracija predstavlja jedno od tipičnih rješenja kod ovakvih vretena.

Budući da proizvođač vretena za odabranu veličinu ne nudi standardno rješenje, odabrani su ležajevi proizvođača **SCHAEFFLER** [31], model **7214 – B – XL – JP**, a njihova montaža je prikazana na Slici 5.5.



Slika 5. 5 Uležištenje vretena

Tablica 5. 3 Podaci radijalnog ležaja [31]



Main Dimensions & Performance Data

d	70 mm	Bore diameter
D	125 mm	Outside diameter
B	24 mm	Width
C_r	74.000 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	62.000 N	Basic static load rating, radial
C_{ur}	4.300 N	Fatigue load limit, radial
n_G	7.200 1/min	Limiting speed
n_{ref}	5.400 1/min	Reference speed
m	1,152 kg	Weight

Mounting dimensions

$d_{a \text{ min}}$	79 mm	Minimum diameter of shaft shoulder
$D_{a \text{ max}}$	116 mm	Maximum diameter of housing shoulder
$D_{b \text{ max}}$	119,4 mm	Maximum diameter of housing shoulder
$r_{a \text{ max}}$	1,5 mm	Maximum fillet radius of shaft
$r_{a1 \text{ max}}$	1 mm	Maximum fillet radius of housing

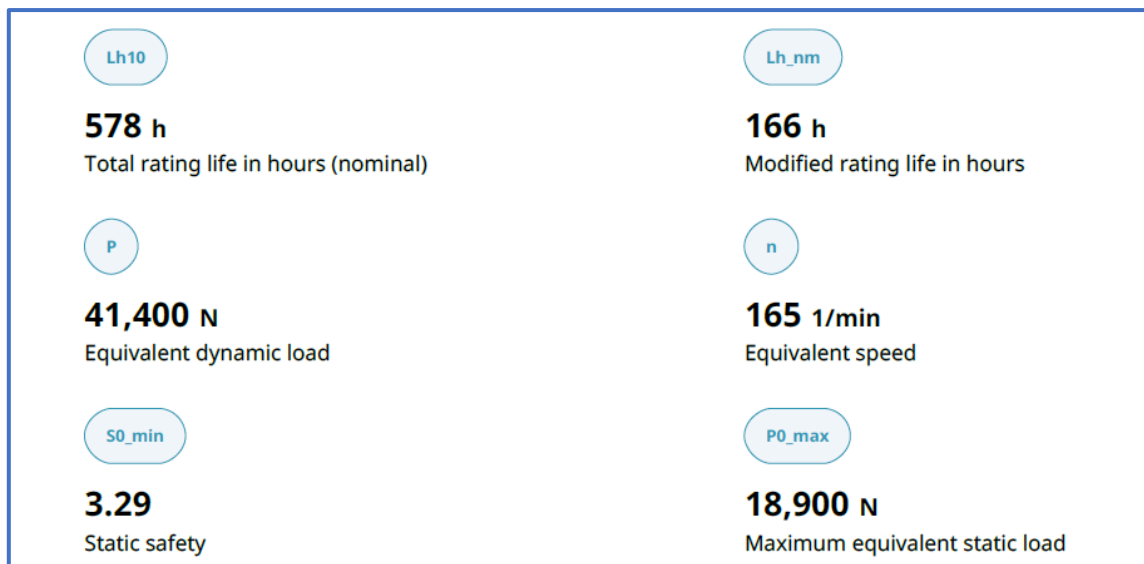
Dimensions

r_{min}	1,5 mm	Minimum chamfer dimension
$r_{1 \text{ min}}$	1 mm	Minimum chamfer dimension
D_1	104,04 mm	Shoulder diameter on outer ring wide side face
d_1	92,32 mm	Shoulder diameter on inner ring wide side face
a	52,9 mm	Distance between the apexes of the pressure cones
α	40 °	Contact angle

Temperature range

T_{min}	-30 °C	Operating temperature min.
T_{max}	150 °C	Operating temperature max.

Provjera odabranih ležajeva napravljena je pomoću kalkulatora proizvođača. Uzeto je da svaki od tri ležaja preuzima trećinu opterećenja vretena, dok je najdonji ležaj zanemaren. Na Slici 5.6 su prikazani dobiveni rezultati.



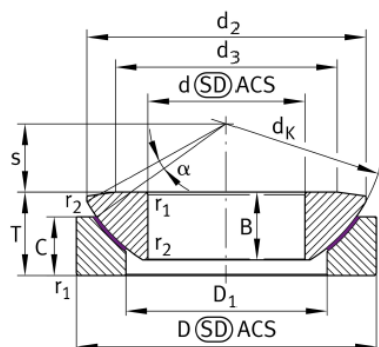
Slika 5. 6 Životni vijek radijalnih ležajeva [31]

Kako navojno vreteno ne smije biti opterećeno na savijanje, potrebno ga je osigurati u slučaju naginjanja cijelog mehanizma. S tim ciljem se koristi samopodesujući aksijalni ležaj **GE180 – AW** proizvođača **SCHAEFFLER** [31]. Zbog traženih dimenzija je ležaj predimenzioniran, stoga njegov proračun nije potreban.



Slika 5. 7 Samopodesujući aksijalni ležaj [31]

Tablica 5. 4 Podaci o samopodesujućem aksijalnom ležaju [31]

**Main Dimensions & Performance Data**

d	180 mm	Bore diameter bearing
D	320 mm	Outside diameter bearing
T	86 mm	Height
B	70 mm	Width Inner ring
C_a	6.380.000 N	Basic dynamic load rating, axial
C_{0a}	10.600.000 N	Basic static load rating, axial
$\approx m$	31,25 kg	Weight

Mounting dimensions

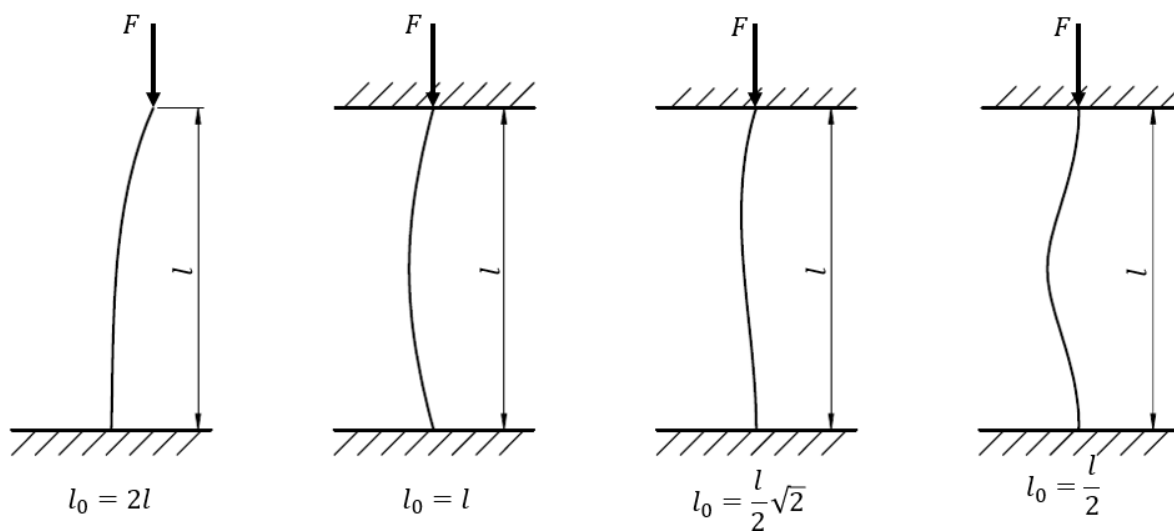
$r_{1\text{min}}$	1,5 mm	Edge Spacing
$r_{2\text{min}}$	0,6 mm	Edge Spacing
$d_{a\text{max}}$	240 mm	Connection measure Inner ring
$D_{a\text{min}}$	236 mm	Housing Connection Diameter

5.5. Poluge škarastog mehanizma

Kako je objašnjeno u poglavlju 4.2.2, najopterećenije su poluge na spoju s maticom te u trenutku kada je škarasti mehanizam u sklopljenom stanju. Poluge su tlačno opterećene pa se provjeravaju s obzirom na izvijanje.

Odabrane su pravokutne cijevi $120 \times 50 \times 5$ proizvođača **STROJOPROMET** [32]. Materijal cijevi je S355, a proračun se provodi prema [33].

Prema Slici 5.8, slobodna duljina izvijanja iznosi $l_0 = l_{pol} = 1094$ mm.



Slika 5. 8 Slobodna duljina izvijanja [33]

Polumjer tromosti iznosi:

$$i_{pol} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_{pol}}} = \sqrt{\frac{703\,624,49}{1803,29}} = 19,75 \text{ mm} \quad (5.34)$$

gdje je:

$I_{min} = 703\,624,49 \text{ mm}^4$ – moment tromosti poluge,

$A_{pol} = 1803,29 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka poluge.

Vitkost poluge iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{pol}} = \frac{1094}{19,75} = 55,39. \quad (5.35)$$

Granična vitkost iznosi:

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{dop}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210\,000}{172,5}} = 109,61 \quad (5.36)$$

gdje je:

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

$\sigma_{dop} = \frac{R_p}{S} = \frac{345}{2} = 172,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno naprezanje za faktor sigurnosti $S = 2$.

Kako je $\lambda < \lambda_p$ vrijedi Tetmayerov izraz za kritično naprezanje izvijanja:

$$\sigma_k = 335 - 0,62 \cdot \lambda \quad (5.37)$$

$$\sigma_k = 335 - 0,62 \cdot 55,39 \quad (5.38)$$

$$\sigma_k = 300,66 \text{ N/mm}^2. \quad (5.39)$$

Kritična sila izvijanja onda iznosi:

$$F_k = \sigma_k \cdot A_{pol}, \quad (5.40)$$

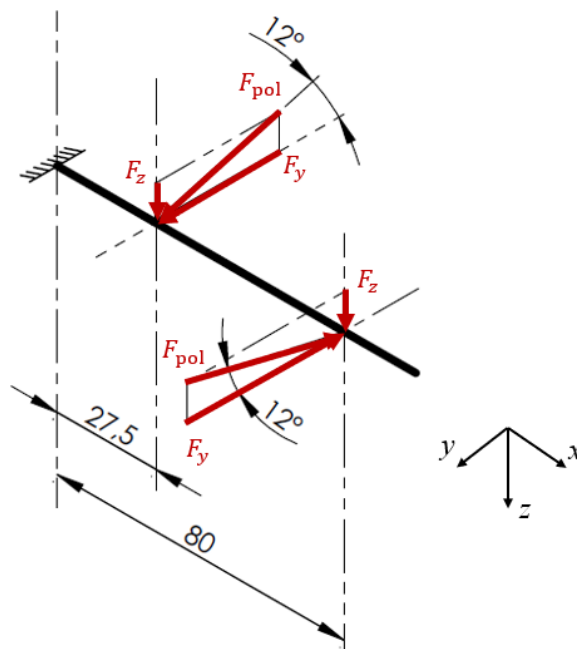
$$F_k = 300,66 \cdot 1803,29, \quad (5.41)$$

$$F_k = 542\,177,17 \quad (5.42)$$

Kako je kritična sila F_k veća od iznosa sile koji se javlja u poluzi ($F_{pol} = 261\,869 \text{ N}$) zaključuje se da neće doći do izvijanja. Iznos sile u poluzi izračunat je poglavlju 4.2.2.

5.11. Provjera svornjaka škarastog mehanizma

Kao i kod poluga, najopterećeniji svornjaci se nalaze na spoju škarastog mehanizma i matice kada je škarasti mehanizam u najnižem položaju.



Slika 5. 9 Shema opterećenja svornjaka

Opterećenja u uklještenju iznose:

$$F_{S_y} = F_y - F_y = 0, \quad (5.43)$$

$$F_{S_z} = 2 \cdot F_z = 2 \cdot 54\,446 = 108\,892 \text{ N}, \quad (5.44)$$

$$M_{S_y} = F_z \cdot (27,5 + 80) = 54\,446 \cdot 107,5 = 5\,852\,945 \text{ Nmm}, \quad (5.45)$$

$$M_{S_z} = F_y \cdot (80 - 27,5) = 256\,147 \cdot 52,5 = 13\,447\,717,5 \text{ Nmm} \quad (5.46)$$

gdje je:

F_y [N] – komponenta sile u poluzi u smjeru osi y,

F_z [N] – komponenta sile u poluzi u smjeru osi z,

F_{S_y} [N] – sila u uklještenju u smjeru osi y,

F_{S_z} [N] – sila u uklještenju u smjeru osi z ,

M_{S_y} [Nmm] – moment u uklještenju oko osi y ,

M_{S_z} [Nmm] – moment u uklještenju oko osi z .

Rezultantni moment u uklještenju iznosi:

$$M_{S_rez} = \sqrt{M_{S_y}^2 + M_{S_z}^2}, \quad (5.47)$$

$$M_{S_rez} = \sqrt{5\,852\,945^2 + 13\,447\,717,5^2}, \quad (5.48)$$

$$M_{S_rez} = 14\,666\,222,12 \text{ Nmm}. \quad (5.49)$$

Naprezanje svornjaka uslijed savijanja iznosi:

$$\sigma_{S_f} = \frac{M_{S_rez}}{W_S}, \quad (5.50)$$

$$\sigma_{S_f} = \frac{14\,666\,222,12}{16\,637,50}, \quad (5.51)$$

$$\sigma_{S_f} = 678,99 \text{ N/mm}^2 \quad (5.52)$$

gdje je:

$W_S = 21\,600 \text{ mm}^3$ – aksijalni moment otpora svornjaka promjera $\varnothing 60$.

Smično naprezanje svornjaka iznosi:

$$\tau_S = \frac{F_{S_z}}{A_S}, \quad (5.53)$$

$$\tau_S = \frac{108\,892}{2827,43}, \quad (5.54)$$

$$\tau_S = 38,51 \text{ N/mm}^2 \quad (5.55)$$

gdje je:

$A_S = 2827,43 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka svornjaka.

Ekvivalentno naprezanje prema HMM teoriji iznosi:

$$\sigma_{S_red} = \sqrt{\sigma_{S_f}^2 + 3 \cdot \tau_S^2}, \quad (5.56)$$

$$\sigma_{S_red} = \sqrt{678,99^2 + 3 \cdot 38,51^2}, \quad (5.57)$$

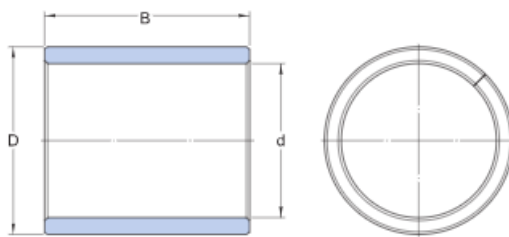
$$\sigma_{S_red} = 682,26 \text{ N/mm}^2. \quad (5.58)$$

Za materijal svornjaka je odabran čelik za poboljšavanje 30CrNiMo8 čija granica tečenja za izratke promjera od 40 do 100 mm iznosi 900 N/mm^2 . Prema tome, svornjak zadovoljava uvjet čvrstoće uz približni faktor sigurnosti 1,3.

5.12. Provjera kliznog ležaja

Poluge se na svornjake, odnosno osovine oslanjaju preko kliznog ležaja proizvođača **SKF** [34]. Odabran je model ležaja **PRMF 556050**.

Tablica 5. 5 Podaci odabranog kliznog ležaja [34]

Material	Wrapped bronze	
Operating temperature	min. -40 °C	
Operating temperature	max. 150 °C	
		
Dimensions		
d	60 mm	Bore diameter
D	65 mm	Outside diameter
B	50 mm	Width
Recommended fits		
Tolerance shaft	f7	
Tolerance housing	H7	
Calculation data		
Specific dynamic load factor	K	40 N/mm ²
Specific static load factor	K ₀	120 N/mm ²
Permissible sliding velocity	v	max. 1 m/s
Coefficient of friction	μ	min. 0.08
Coefficient of friction	μ	max. 0.15

Prema [35], srednji površinski pritisak u ležaju iznosi:

$$p_m = \frac{F_{pol}}{B_{lež} \cdot D_{lež}}, \quad (5.59)$$

$$p_m = \frac{217\,782}{450 \cdot 60}, \quad (5.60)$$

$$p_m = 72,59 \text{ MPa} \quad (5.60)$$

gdje je:

$F_{\text{pol}} = 217\,782\text{ N}$ – sila u poluzi,

$B_{\text{lež}} = 50\text{ mm}$ – nosiva širina ležaja,

$D_{\text{lež}} = 60\text{ mm}$ – promjer ležaja.

Kako je $p_m = 72,59\text{ Mpa} < p_{\text{dop}} = 120\text{ Mpa}$, ležaj zadovoljava.

6. NOSIVA KONSTRUKCIJA

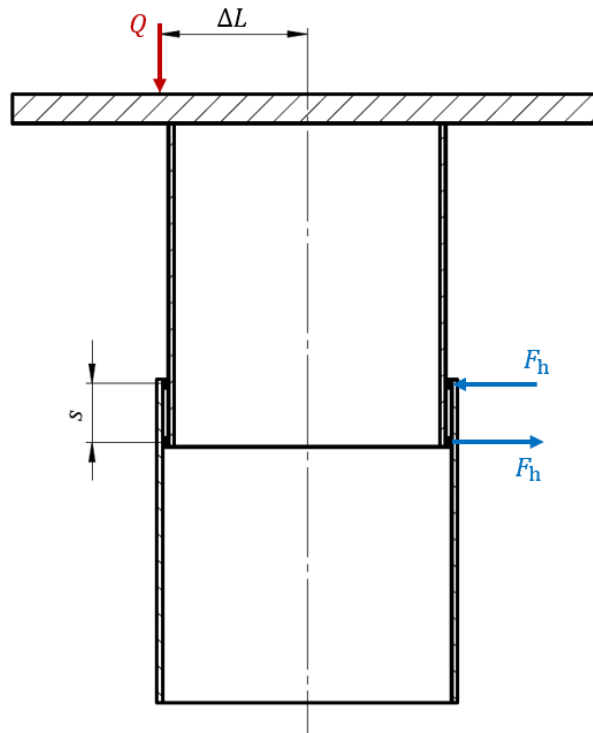
6.1. Vodilice teleskopskog mehanizma

Nosiva konstrukcija je zapravo teleskopski mehanizam koji se sastoji od postolja, teleskopskih segmenata u obliku pravokutnih cijevi i platforme. Segmenti se gibaju jedan po drugom pomoću vodilica i tračnica. Moment koji se može javiti uslijed ekscentra tereta prenosi se na nosive ploče teleskopa preko vodilica koje tvore spreg sila. Stoga se prema tome dimenzioniraju vodilice.



Slika 6. 1 Prikaz nosive konstrukcije

Svaka nosiva ploča sadrži dva para vodilica koji su na međusobnom razmaku od 200 mm.



Slika 6. 2 Shema sprega sila u vodilicama

Sila koja se javlja u spregu iznosi:

$$F_h = \frac{M_e}{m \cdot s}, \quad (6.1)$$

$$F_h = \frac{7\,357\,500}{2 \cdot 200}, \quad (6.2)$$

$$F_h = 18\,393,75 \text{ N} \quad (6.3)$$

gdje je:

$M_e = 7\,357\,500 \text{ Nmm}$ – moment uslijed ekscentra tereta (izračunato u poglavlju 4.2.3),

$m = 2$ – broj pari vodilica,

$s = 200 \text{ mm}$ – razmak vodilica.

Odabran je model vodilica **RUE35-E-L** proizvođača **SCHAEFFLER** [31].

Prema proizvođaču, životni vijek vodilica iznosi:

$$L_h = \frac{1666}{v_m} \cdot \left(\frac{C_{100}}{P_v} \right)^p, \quad (6.4)$$

$$L_h = \frac{1666}{10} \cdot \left(\frac{70\,000}{18\,393,75} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (6.5)$$

$$L_h = 14\,336,20 \text{ h} \quad (6.6)$$

gdje je:

$v_m = 10 \text{ m/min}$ – srednja brzina gibanja,

$C_{100} = 70\,000 \text{ N}$ – dinamička nosivost uz pretpostavku da će vodilica prijeći 100 km (odgovara dinamičkoj nosivosti odabrane vodilice),

$P_v = F_h = 18\,393,75 \text{ N}$ - opterećenje vodilice.

Statički faktor sigurnosti iznosi:

$$S_{0,v} = \frac{C_0}{P_0}, \quad (6.7)$$

$$S_{0,v} = \frac{175\,000}{18\,393,75}, \quad (6.8)$$

$$S_{0,v} = 9,51 \quad (6.9)$$

gdje je:

$C_0 = 175\,000 \text{ N}$ – statička nosivost vodilica,

$P_0 = 18\,393,75 \text{ N}$ – statičko opterećenje vodilica.

6.2. Čvrstoća nosivih ploča

Nosive ploče su kao i vodilice izložene momentu uslijed ekscentra. Naprezanje koje se javlja u pločama uslijed savijanja iznosi:

$$\sigma_{P_f} = \frac{M_e}{W_P}, \quad (6.10)$$

$$\sigma_{P_f} = \frac{7\,357\,500}{48\,000}, \quad (6.11)$$

$$\sigma_{P_f} = 153,28 \text{ N/mm}^2 \quad (6.12)$$

gdje je:

$M_e = 7\,357\,500 \text{ Nmm}$ – moment uslijed ekscentra tereta,

$W_P = 85\,333 \text{ mm}^3$ – aksijalni moment otpora nosive ploče.

Za materijal S355 granica tečenja iznosi $R_e = 345 \text{ N/mm}^2$. Prema tome postojeći faktor sigurnosti nosive ploče iznosi:

$$S_{P_{\text{post}}} = \frac{R_e}{\sigma_{P_f}}, \quad (6.13)$$

$$S_{P_{\text{post}}} = \frac{345}{153,28}, \quad (6.14)$$

$$S_{P_{\text{post}}} = 2,25. \quad (6.15)$$

Zaključuje se da čvrstoća nosive ploče zadovoljava.

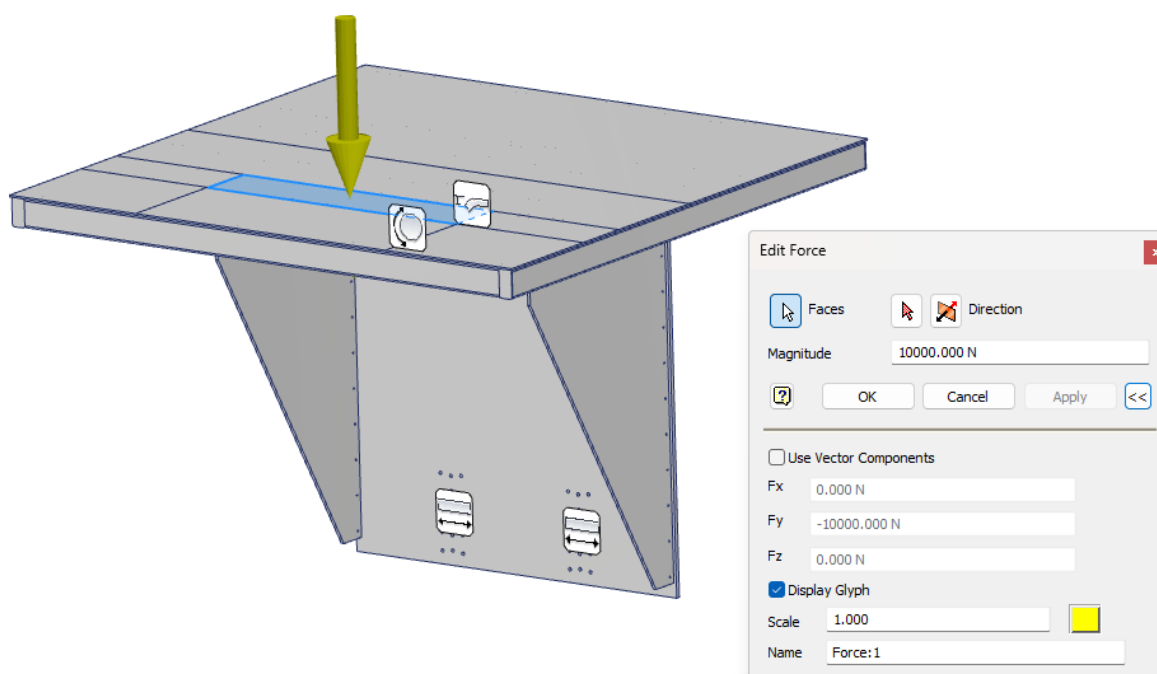
7. PROVJERA NAPREZANANJA PRIMJENOM FEM ANALIZE

Pomoću FEM analize ispitani su zavareni sklop platforme, pogonski mehanizam te svornjak matice. Analiza je provedena u *Autodesk Inventor*-u. Analizom se nisu javila naprezanja koja premašuju dopuštene vrijednosti, a dobiveni podaci dani su u nastavku.

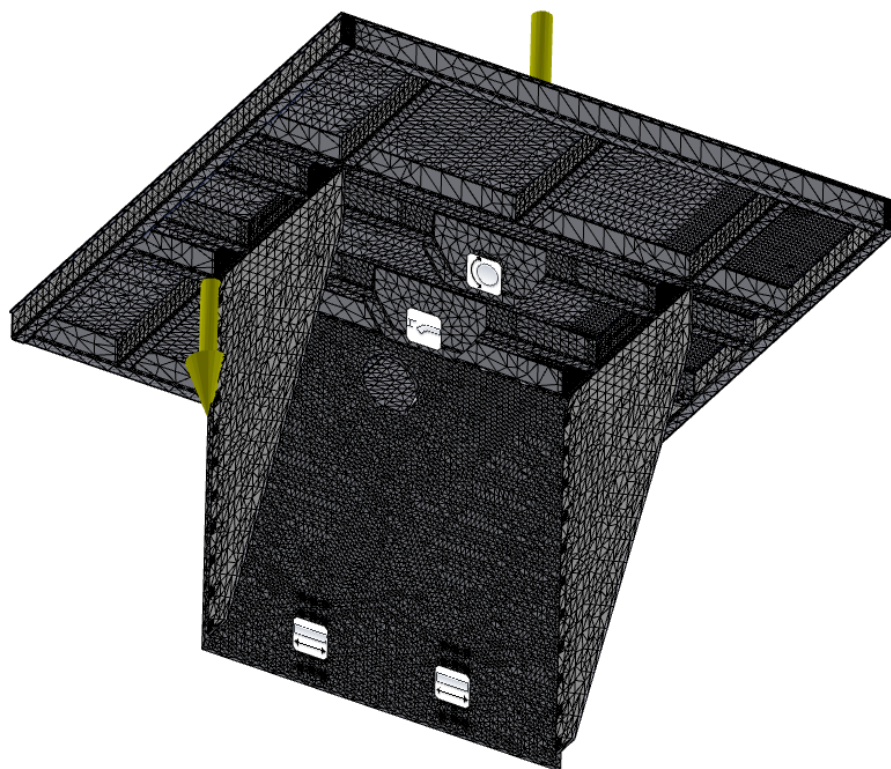
7.1. FEM analiza zavarenog sklopa platforme

Kako je podizna platforma namijenjena podizanju komadnog tereta, a na ploči platforme je napravljena površina proizvoljne veličine na koju je postavljeno opterećenje od 10 000 N što ugrubo odgovara teretu od jedne tone. Opterećenje je postavljeno 500 mm od središta platforme kao u slučaju najvećeg ekscentra. Također je u obzir uzeta gravitacija.

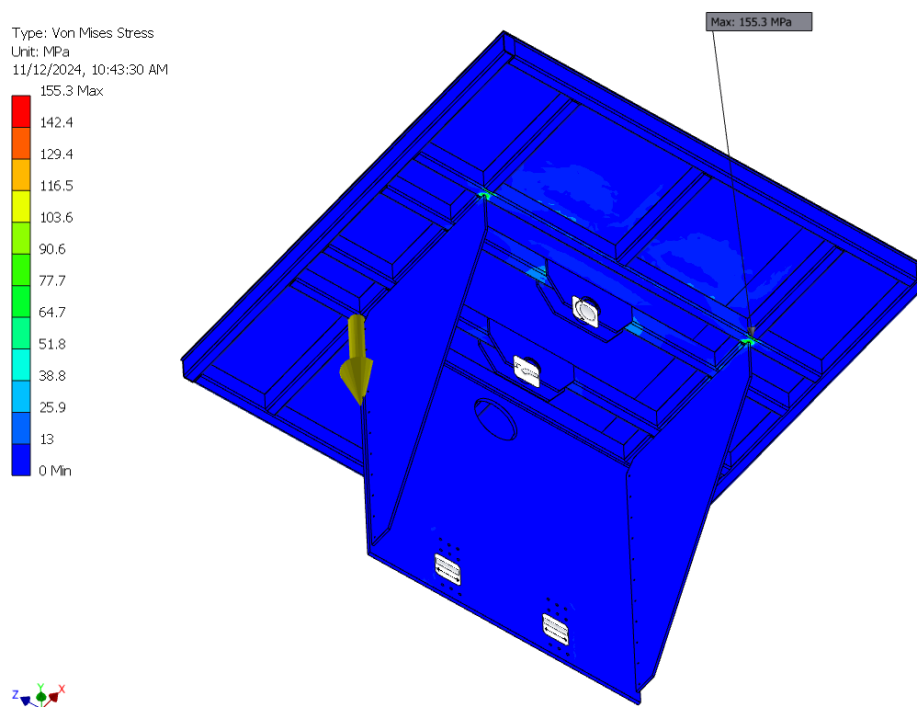
Na spoju platforme i škarastog mehanizma je postavljeno fiksno ograničenje i „pin“ koji omogućava rotaciju. Na mjestima vodilica su postavljena ograničenja „bez trenja“ koja onemogućuju gibanje u smjeru normale površine.



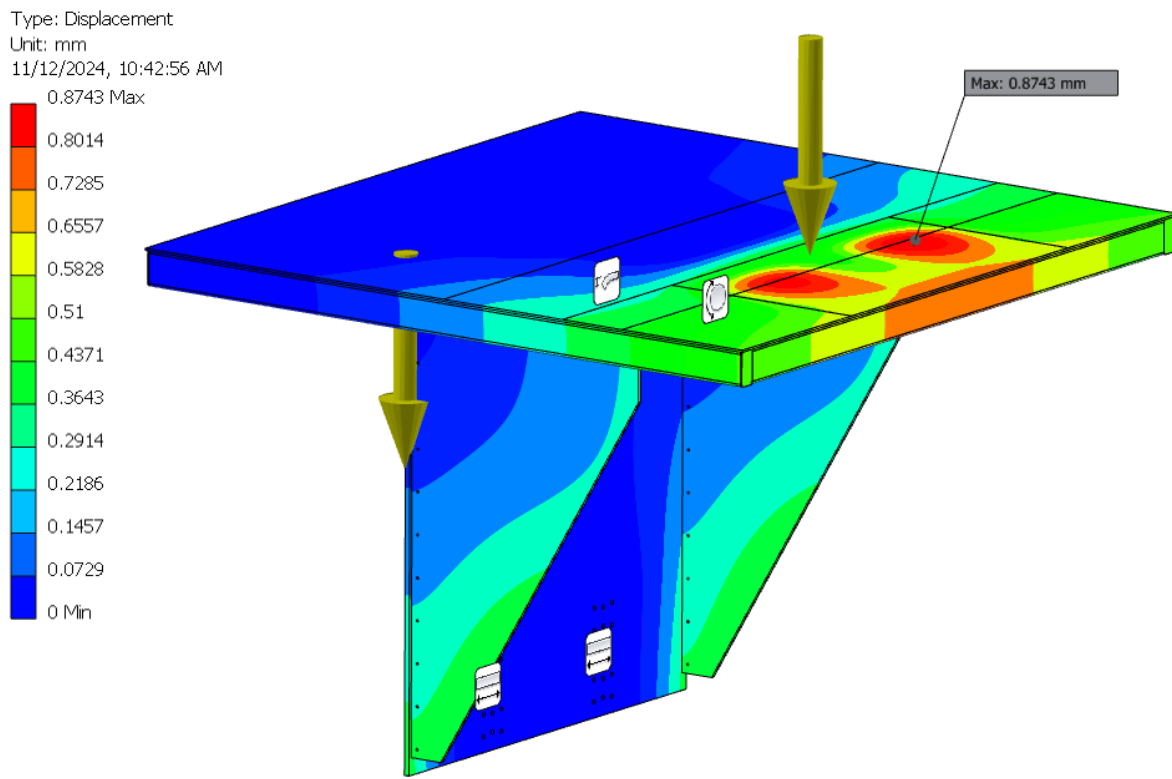
Slika 7. 1 Ograničenja platforme



Slika 7. 2 Mreža konačnih elemenata platforme



Slika 7. 3 Naprezanja platforme



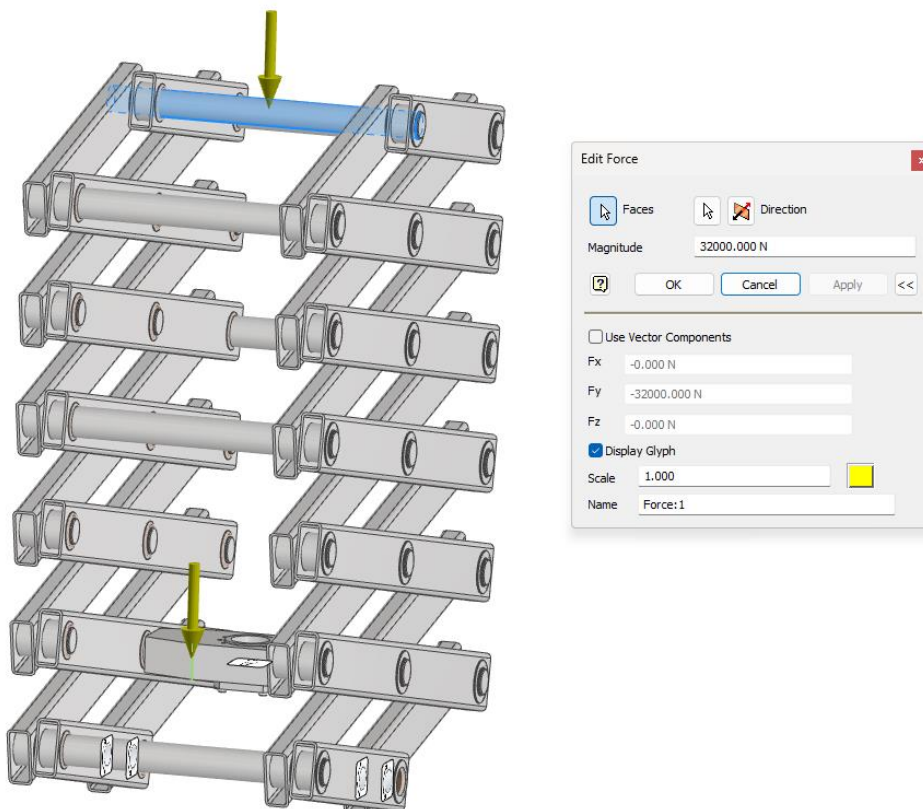
Slika 7. 4 Pomaci platforme

Sa Slike 7.3 se vidi da se maksimalno naprezanje javilo na spoju rebra i poprečne cijevi platforme, no dobivana vrijednost je zadovoljavajuća. Što se tiče pomaka, sa Slike 7.4 se vidi da se maksimalni pomak javlja na nosivom limu platforme i iznosi 0, 87 mm. Prema tome se može zaključiti da je krutost platforme zadovoljavajuća što je bitno jer se ne žele uvesti dodatna opterećenja na sustav u slučaju da se javi veći pomak konstrukcije i debalans.

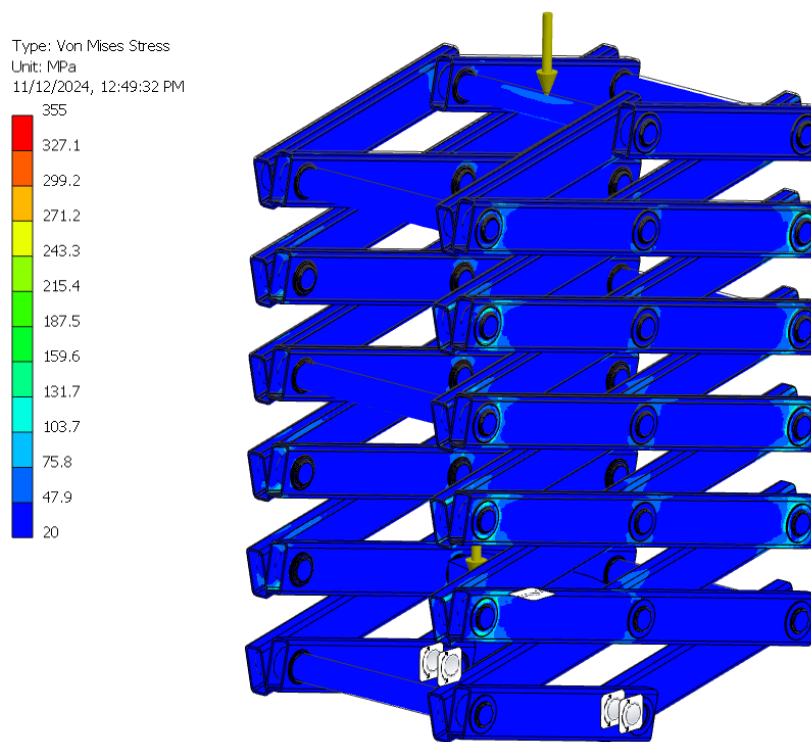
7.2. FEM analiza pogonskog mehanizma

Pogonski mehanizam koji se sastoji od vretena, uležištenja i 2 seta škara opterećen je preko osovine koja spaja škarasti mehanizam i platformu. Na to mjesto je postavljeno opterećenje od 32 000 N koje odgovara težini tereta i konstrukcije.

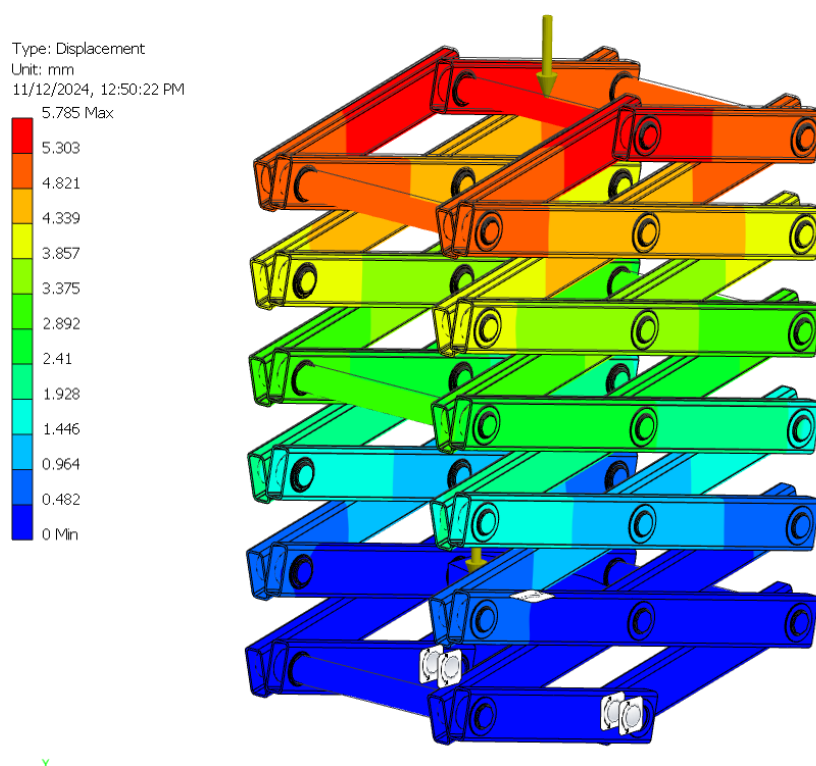
Kao ograničenje je sklop matice vretena fiksiran budući da se preko njega unosi sila vretena, dok su na škarama postavljeni „pinovi“. Mehanizam se nalazi u najnižem položaju budući da su onda opterećenja najveća. Zbog pojednostavljenja su izbačeni iz sklopa kućište, uležištenje i vreteno.



Slika 7.5 Opterećenje i ograničenja pogonskog sklopa



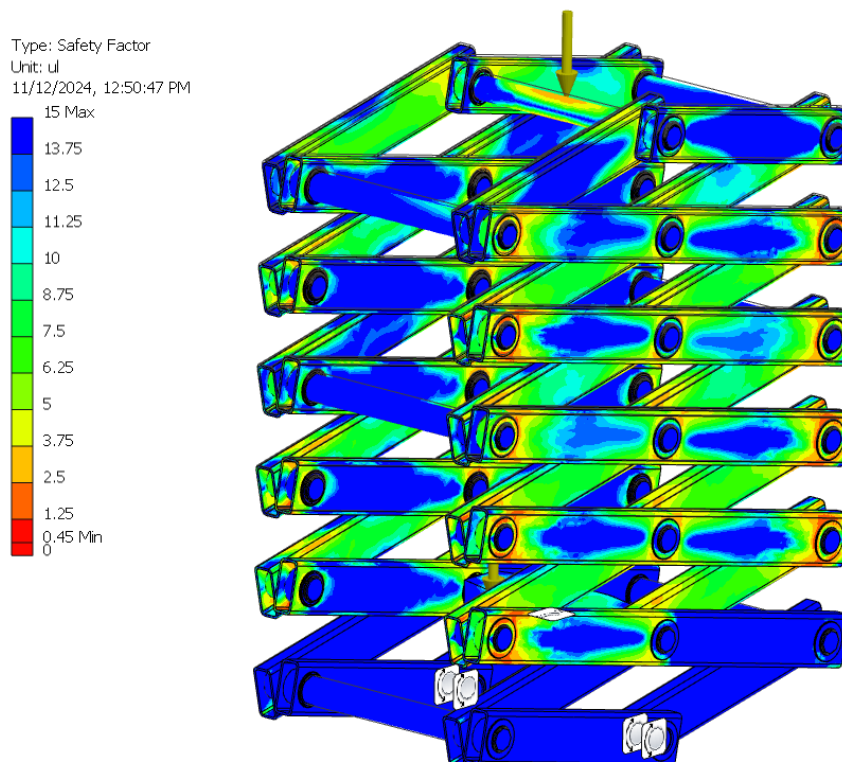
Slika 7. 6 Naprezanja pogonskog sklopa



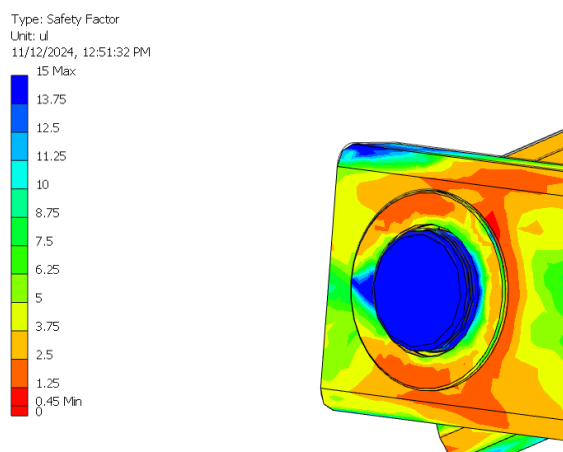
Slika 7. 7 Pomaci pogonskog sklopa

Najveća naprezanja su se javila kod spojnih osovina i čahura što je očekivano budući da se tamo odvija prijenos sile. Pomaci su najveći kod gornjih segmenata, a maksimum se javlja na spojnoj osovini platforme i škarastog mehanizma gdje se javlja progib od 5,79 mm.

Daljnijim promatranjem faktora sigurnosti potvrdilo se da su najopterećeniji dijelovi oko spojnih osovina što je posljedica površinskog tlaka koji se javlja između stijenki poluga i zavarene čahure.



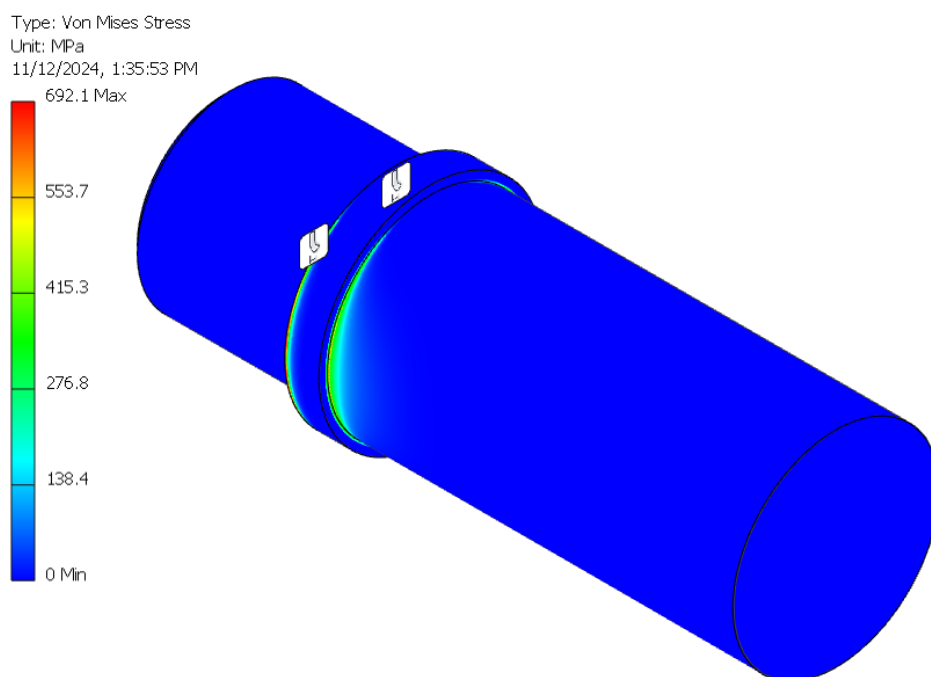
Slika 7. 8 Postojeći faktori sigurnosti pogonskog mehanizma



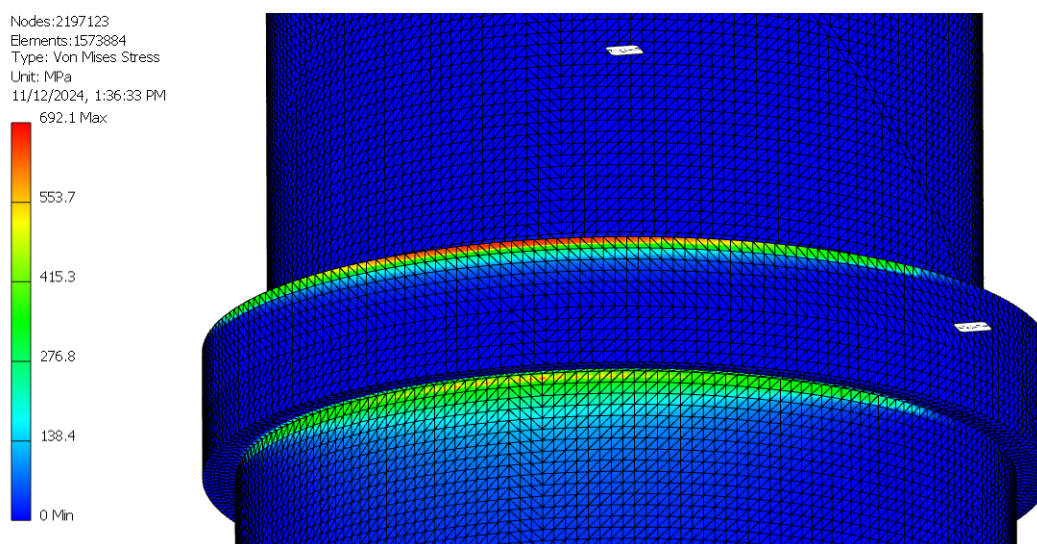
Slika 7. 9 Kritično mjesto pogonskog mehanizma

7.3. FEM analiza svornjaka matice

Naposljetku je obavljena analiza svornjaka sklopa matice koji predstavlja kritično mjesto pogonskog mehanizma. Kao opterećenje je postavljena polovica sile koja se javlja na vretenu, a dobiveni rezultati su slični onima dobivenim analitičkim putem. Kao iznos najvećeg naprezanja dobiveno je $692,1 \text{ N/mm}^2$ što je zadovoljavajuće.



Slika 7. 10 Naprezanja svornjaka matice



Slika 7. 11 Najveća naprezanja svornjaka matice

8. ANTIKOROZIVNA ZAŠTITA

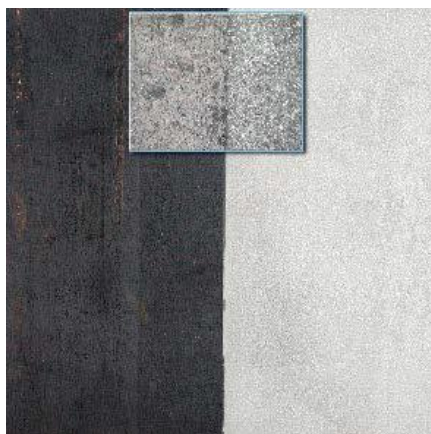
Kako bi se konstrukcija zaštitila od korozije uslijed vlage i atmosferskih uvjeta, potrebno je sve netolerirane i nestandardne komponente premazati odgovarajućim sredstvom. Odabir odgovarajućeg sustava premaza provodi se prema proizvođaču **HEMPEL** [36] u skladu sa standardom ISO 12944. Prije samog odabira premaza bitno je odrediti u kojoj kategoriji korozivnosti okoliša se konstrukcija nalazi, kakve površine treba zaštititi te koja je tražena trajnost sustava premaza.

Korozivnost okoliša

Za korozivnost okoliša je odabrana srednja kategorija **C3**. Ako se radi o vanjskom okolišu, ova kategorija predstavlja urbanu i industrijsku atmosferu s prosječnom razinom onečišćenja sumpornim oksidom (IV) te priobalna područja niske razine saliniteta. Za unutarnji okoliš se podrazumijevaju proizvodni objekti s visokom vlažnošću i određenim stupnjem onečišćenja zraka kao što su npr. tvornice hrane, praonice, pivovare i slično.

Vrsta površine

Ovisno o stanju površine određuje se potrebna obrada prije premazivanja. Prema ISO 8501-1 definirana su 4 početna stanja čelika, a u ovom slučaju pretpostavlja se da se komponente konstrukcije nalaze u kategoriji **A**. Za nju se podrazumijeva da je čelična površina znatno pokrivena prijanjajućom okujinom s malo ili ništa hrđe. Prema tome određuje se **vrlo temeljito čišćenje mlazom abraziva** (razred **Sa 2^{1/2}**). Pritom je potrebno zaštititi tolerirane dijelove. Izgled prije i nakon pripreme površine prikazan je na Slici 6.1.



Slika 8. 1 Izgled površine prije i nakon pripreme [36]

Trajnost

Za trajnost premaza je odabrana visoka kategorija (**L**) koja odgovara trajnosti od 7 do 15 godina.

Prema objašnjenim kategorijama odabran je sustav prema prikazan u Tablici 7.1.

Tablica 8. 1 Odabrani sustav premaza [36]

Vrsta boje	Primjer Hemepl sustava boja	Debljina [μm]
Epoksi BO	Hempadur 47300	120
Poliuretan BO	Hempathane Speed-Dry Topcoat 250	60
Ukupna DSF		180

Odabrana je završna nijansa 20450 što odgovara RAL 9001.

9. 3D MODEL

3D modeli izrađeni su pomoću programskog paketa *Solidworks 2020*. Na sljedećim slikama prikazani su pogonski mehanizam u sklopljenom stanju te cijeli sklop.



Slika 9. 1 Pogonski mehanizam



Slika 9. 2 Prikaz vretena i spoja sa škarama



Slika 9. 3 Prikaz podizne platforme u otvorenom položaju

9. ZAKLJUČAK

Prema zadanim zahtjevima konstruirana je podizna platforma namijenjena komadnom teretu do 1000 kg. Konstrukcija se sastoji od pogonskog sklopa i nosive konstrukcije. Oblikovana je tako da se pogonski mehanizam sastavljen od pogonskog vretena i dva škarasta mehanizma nalazi unutar nosive konstrukcije u obliku teleskopa. Teleskopski mehanizam se sastoji od segmenata dobivenih sastavljanjem nosivih ploča i zaštitnih oplata. Sve se pogoni pomoću sklopa elektromotora i reduktora.

Kroz oblikovanje su najveći izazov predstavljali broj segmenata škara i kut otklona poluga. Kako oboje definiraju opterećenja na sklop, a time i dimenzije, težilo se postići optimum. S ciljem da dimenzije nosive konstrukcije ne prelaze gabarite nosive platforme, a da se postigne odgovarajuća visina dizanja, odabrano je 6 segmenata. Broj segmenata dalje definira omjer pa je dobivena multiplikacija 6 puta.

Što se tiče kuta otklona, s njegovim smanjenjem raste opterećenje u polugama te popratnim komponentama. S druge strane s manjim kutom otklona se mogu postići manje dimenzije sklopa. Tako je naposljetku odabran minimalni kut otklona od 12 stupnjeva. Opterećenja koja su dobivena su prihvatljiva, no ipak su postignute nešto manje vrijednosti faktora sigurnosti. Ipak, proračunom i FEM analizom dobivene su zadovoljavajuće vrijednosti.

Konstruirani sklop nudi drugačije rješenje u pogledu škarastih mehanizama i benefit s obzirom na stalni prijenosni omjer. S ciljem daljnjeg unaprjeđenja bilo bi poželjno optimirati konstrukciju s ciljem smanjenja mase. Drugi smjer je povećavanje minimalnog kuta otklona da se smanje opterećenja pogonskog sustava uzevši u obzir da će time rasti dimenzije kako bi se zadovoljila visina dizanja.

Zaključno, može se reći da je postignuto rješenje koje omogućava podizanje tereta do 1 tone na visinu 5 metara pri čemu se ostvaruje brzina dizanja od 10 m/min.

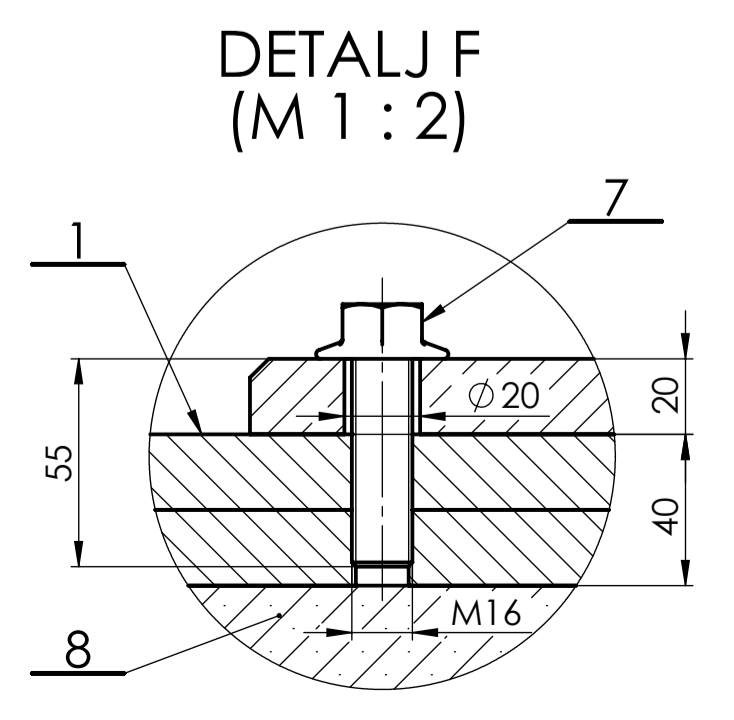
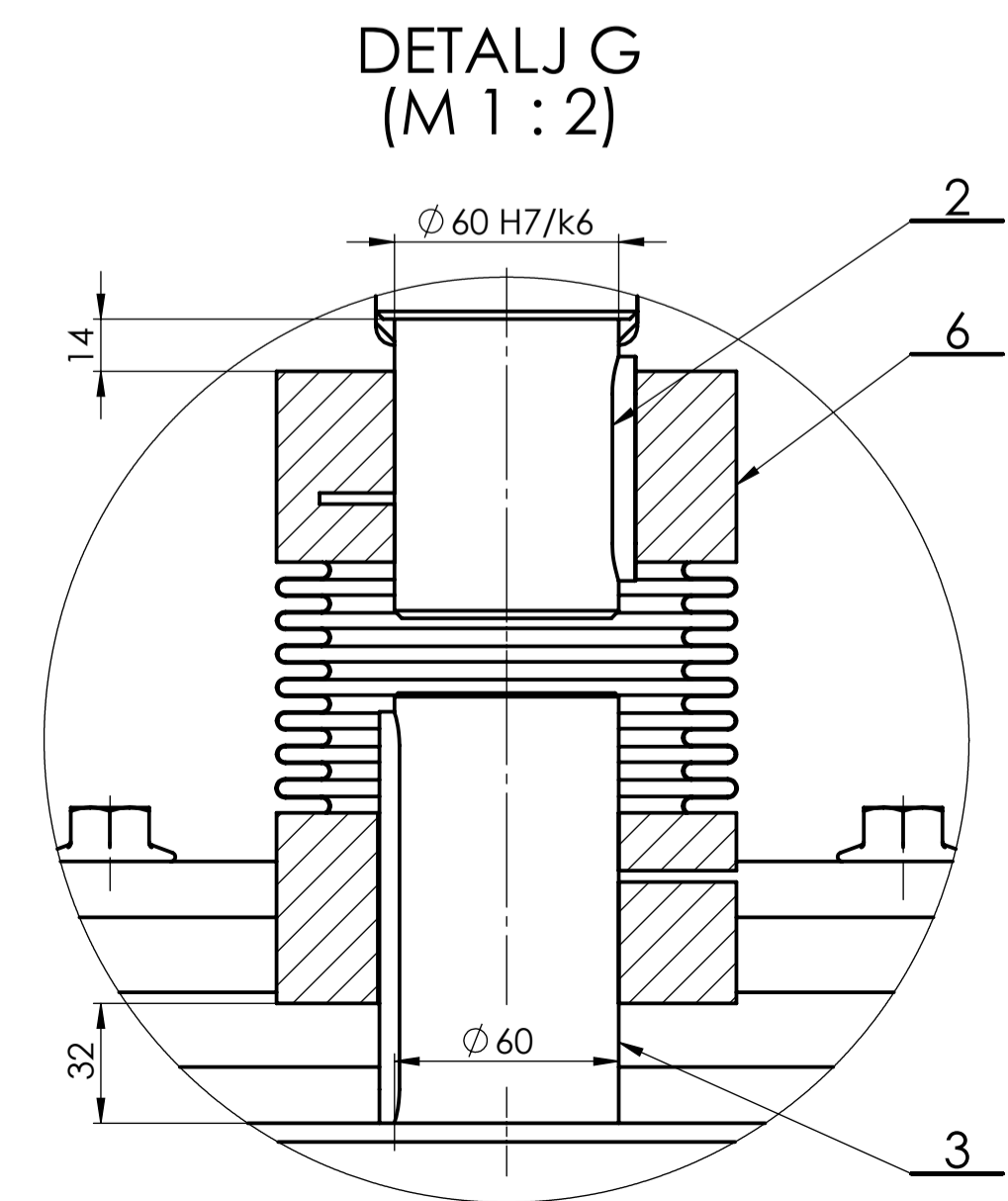
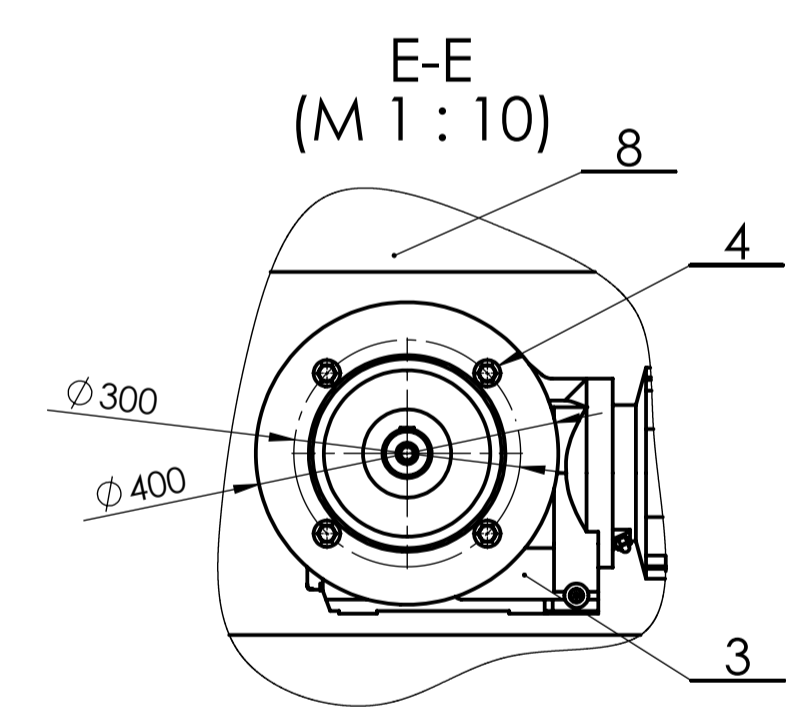
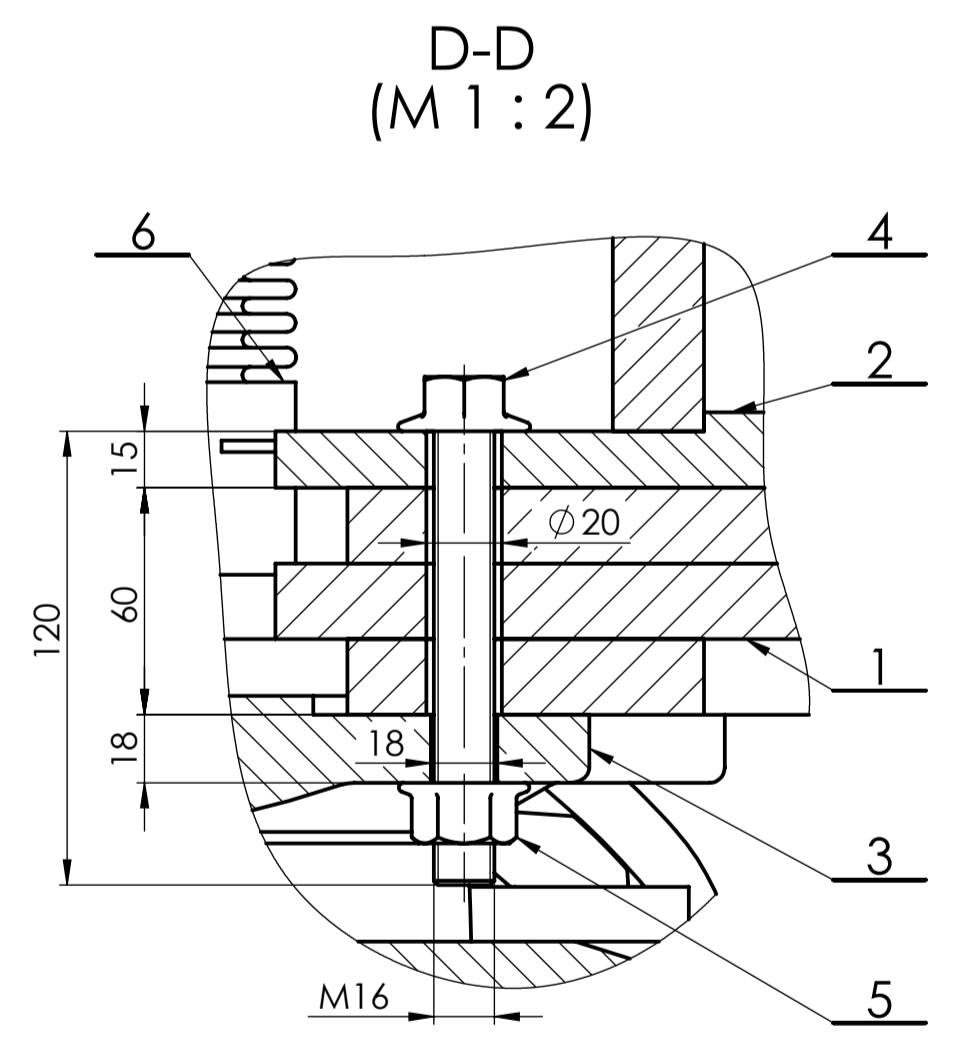
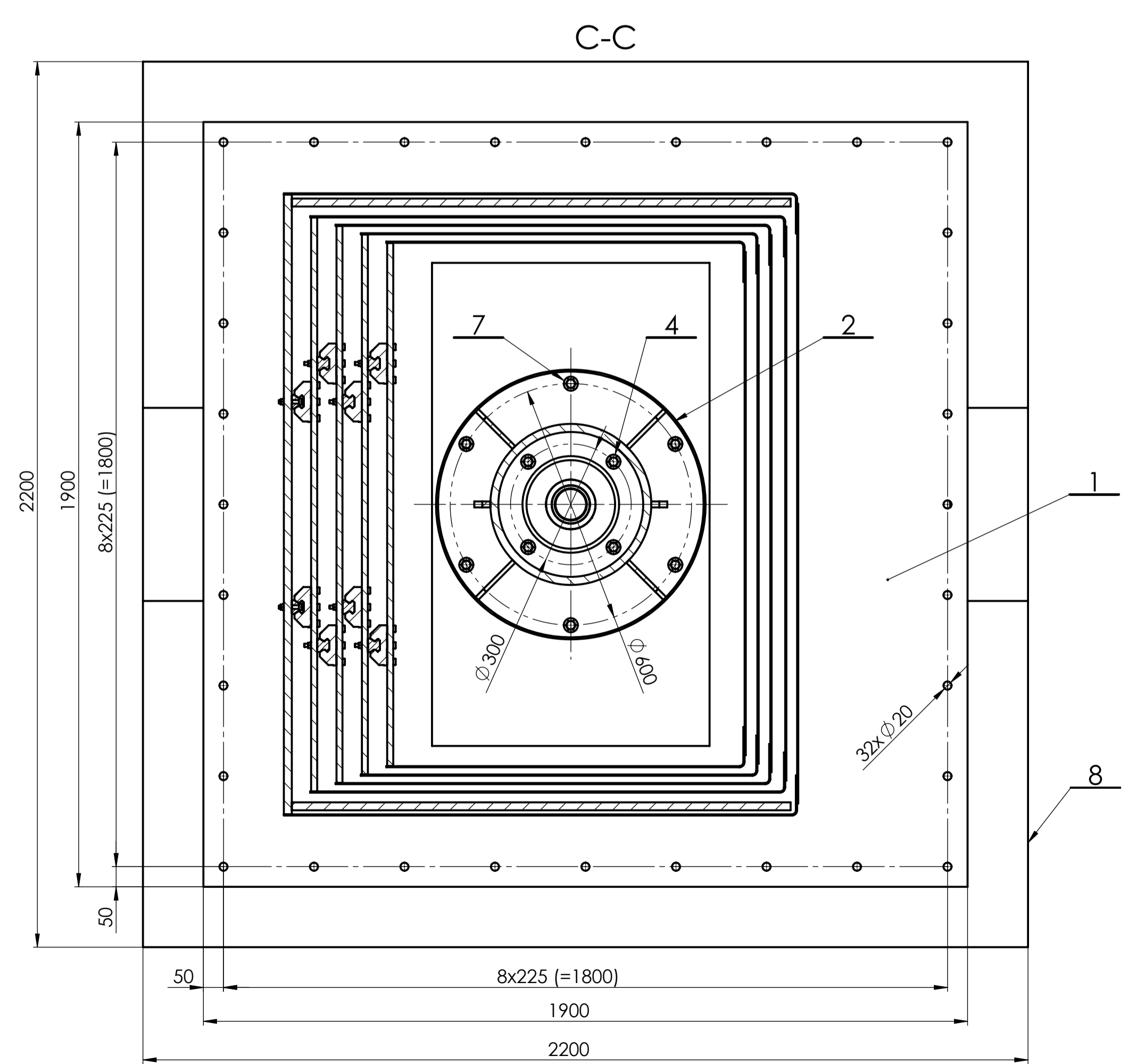
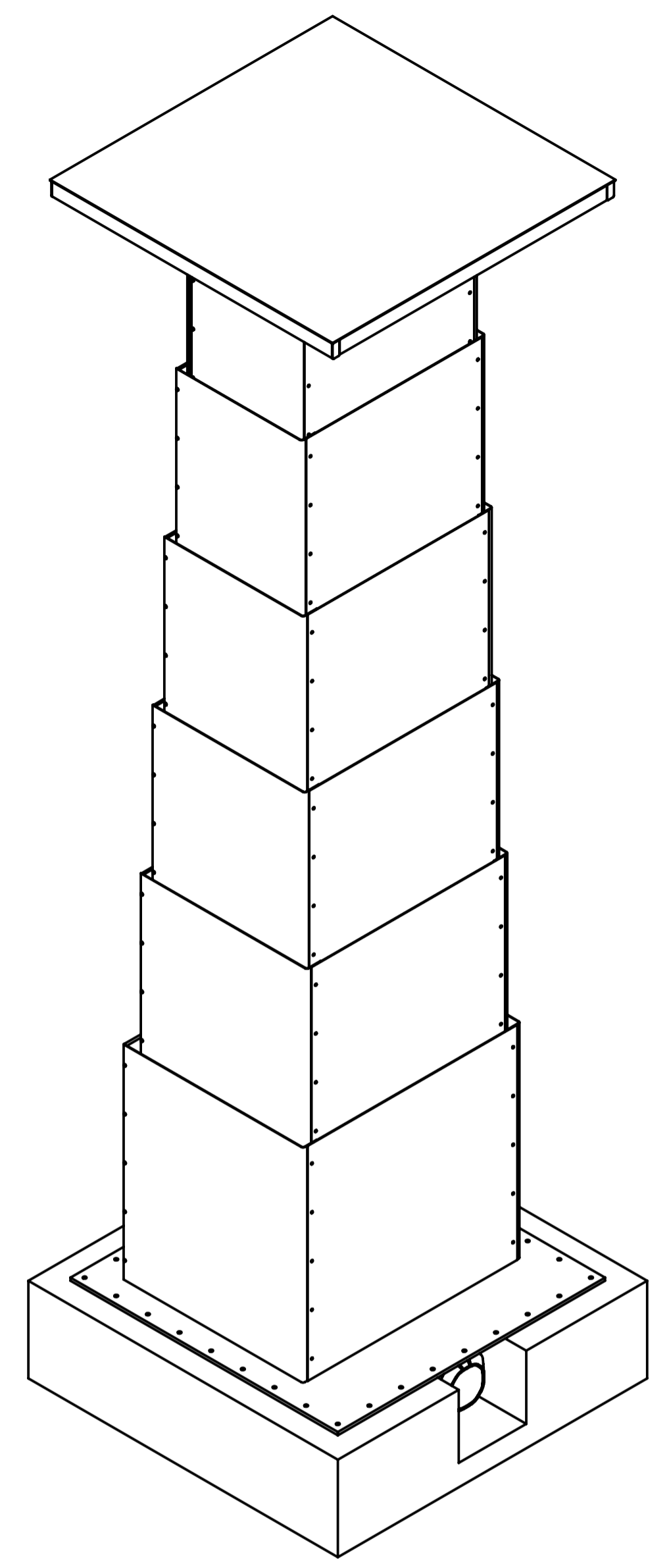
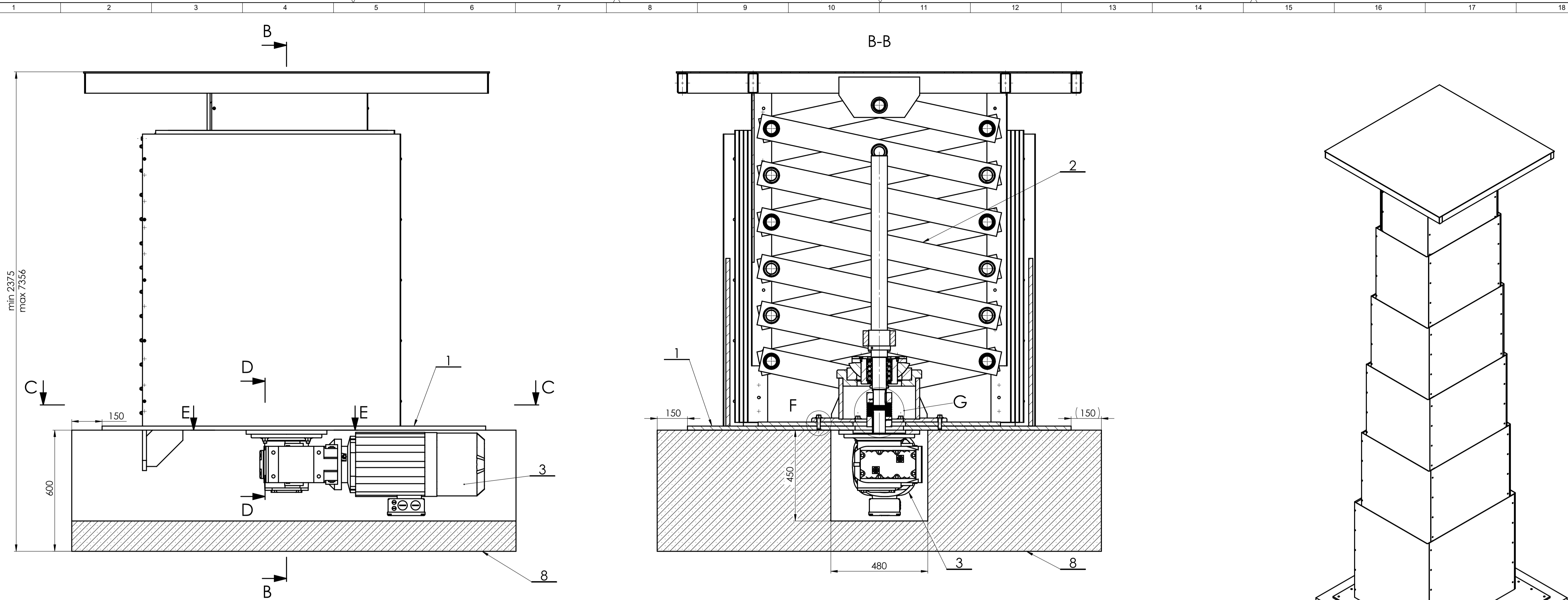
LITERATURA

- [1] <https://handling.com/guide/scissor-lift-mechanism/>
- [2] <https://www.semanticscholar.org/paper/A-characteristic-triangle-method-on-input-vectors-Zhang-Xuefei/47388663daf91753cd0606d846f56d07267952e3>
- [3] <https://www.mak-industries.com/how-does-a-scissor-lift-work/>
- [4] https://www.workingatheightltd.com/powerd_access_platforms/scissor_lifts/ahs-8-w-scissor-lift-access-platform.php
- [5] <https://www.aeroexpo.online/prod/mallaghan/product-168807-12310.html>
- [6] <https://www.unicomposite.com/what-is-the-principle-and-application-of-telescopic-pole/>
- [7] https://en.wikipedia.org/wiki/Telescoping_%28mechanics%29#/media/File:Telescopic.svg
- [8] <https://www.genielift.com/en/aerial-lift/telescopic-boom-lifts>
- [9] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [10] <https://hackaday.com/2018/11/13/mechanisms-lead-screws-and-ball-screws/>
- [11] [IRJET-V6I6220.pdf](#)
- [12] [Ball Screw or Lead Screw - Which Is Best? - Guides - Rowse](#)
- [13] <https://drivelines.co.uk/2020/02/04/ball-lead-screw/>
- [14] <https://www.linearmotiontips.com/roller-screw-actuators-design-and-applications/>
- [15] https://www.globalspec.com/learnmore/motion_controls/power_transmission_mechanical/roller_screws
- [16] <https://gsascrews.com/en/>
- [17] <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21175536/whats-the-difference-between-roller-and-ball-screws>
- [18] <https://www.newequipment.com/research-and-development/article/21145669/joycedayton-corp-jack-it-up-how-screw-jack-technology-benefits-modern-industry?utm>
- [19] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, SNL, Zagreb 1982.

- [20] <https://candycontrols.com/products/bevel-gear-jack/>
- [21] <https://www.iqsdirectory.com/articles/linear-actuator.html>
- [22] <https://www.firgelliauto.com/blogs/news/inside-a-linear-actuator-how-a-linear-actuator-works>
- [23] <https://www.aarohies.com/comparison-between-servo-motor-vs-induction-motor/>
- [24] <https://www.elprocus.com/what-is-an-asynchronous-motor-construction-its-working/>
- [25] <https://jie-drives.com/jdc-servo-motor/>
- [26] https://www.researchgate.net/publication/358140305_Konstrukcija_skarastog_podizaca_s_konstantim_prijenosnim_omjerom
- [27] https://www.researchgate.net/profile/Amay-Saxena/publication/311223155/figure/fig5/AS:756526197264386@1557381309461/Example_of-a-2-stage-scissor-lift-powered-by-a-linear-actuator-before-and-after.png
- [28] <https://www.ntn-snr.com/#>
- [29] <https://www.seweurodriveindia.com/home.html>
- [30] Herold, Z., Ščap, D., Hoić, M.: PRENOSILA I DIZALA, Deona d.o.o., Zagreb 2020.
- [31] <https://medias.schaeffler.de/en>
- [32] <https://strojopromet.com/katalozi/>
- [33] Kraut, B.: Strojarski priručnik, 9. izdanje
- [34] <https://www.skf.com/my>
- [35] Vučković, K.: Elementi konstrukcija II predavanja, FSB, Zagreb, 2021.
- [36] <https://www.hempel.com/hr-hr/-/media/Files/Local/EU-condensed/Brochures/HR/ISO-brochure-HR.pdf>

PRILOZI

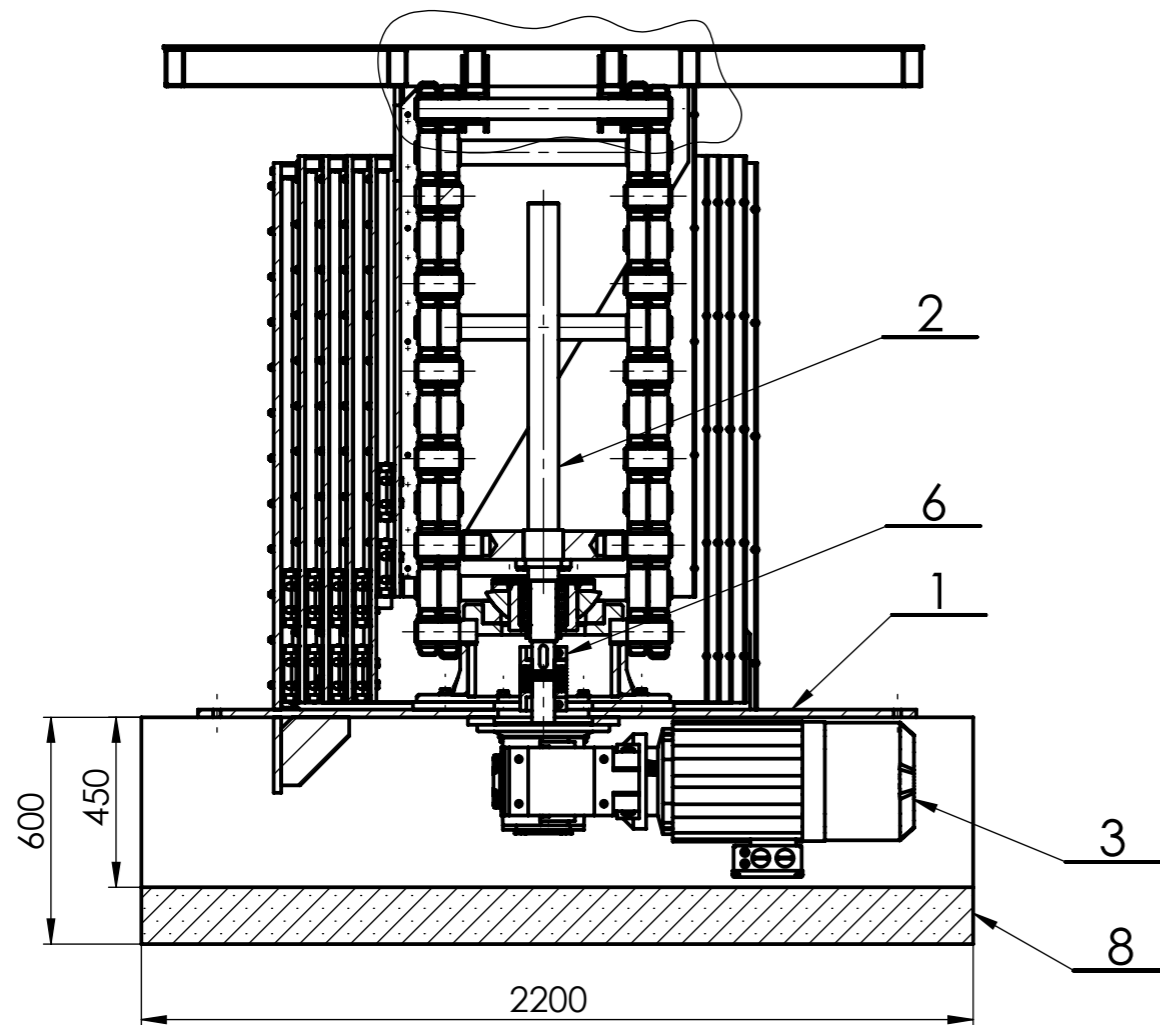
I. Tehnička dokumentacija



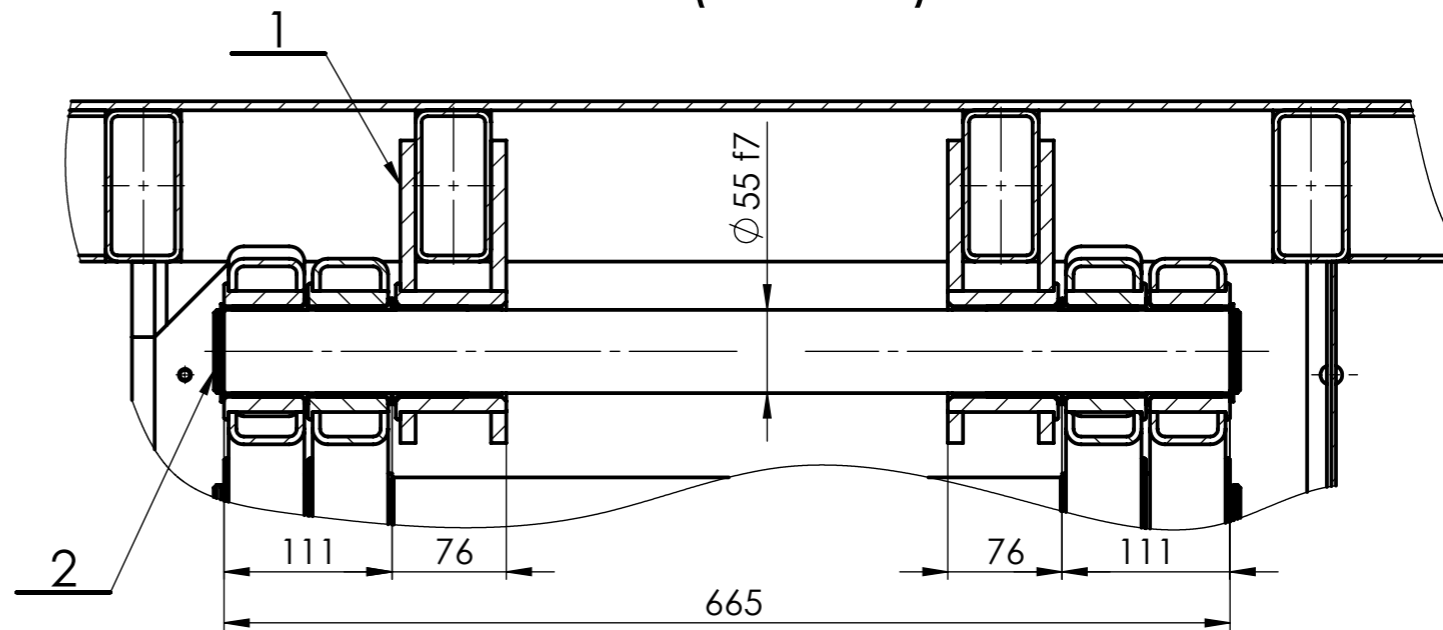
8	Betonski temelj	1	-	-	2200 x 2200 x 600	-
7	M16 x 55	6	DIN 6921	8,8	M16 x 55	0,14
6	Spojka	1	R+W	-	BK 500	6,30
5	Matica M16	4	DIN 6923	10	M16	0,05
4	Vijak M16 x 120	4	DIN 6921	10,9	M16 x 120	0,25
3	Elektromotor	1	SEW Eurodrive	-	KF87DRN160M4BE30	264
2	Pogonski mehanizam	1	SL -24 - 02 - 00	-	1211 x 679 x 1630	768
1	Nosiva konstrukcija	1	SL - 24 - 01 - 00	-	2010 x 2010 x 1956	3586
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Broj modela	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		01.11.2024.	Sime Lovrić			
Razradio		01.11.2024.	Sime Lovrić			
Crtao		01.11.2024.	Sime Lovrić			
Pregledao			Matija Hoić			
Mentor			Matija Hoić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 60 H7/k6		+0,028 +0,021		R. N. broj:		
Napomena:		Materijal: -		Masa: 4627		Kopija
Mjerilo originala		Naziv: PODIZNA PLATFORMA		Pozicija: Format:A1		
1:10		Crtež broj: ŠL - 24 - 00 - 00		Listova:2		
				List:1		

(M 1:20)

H

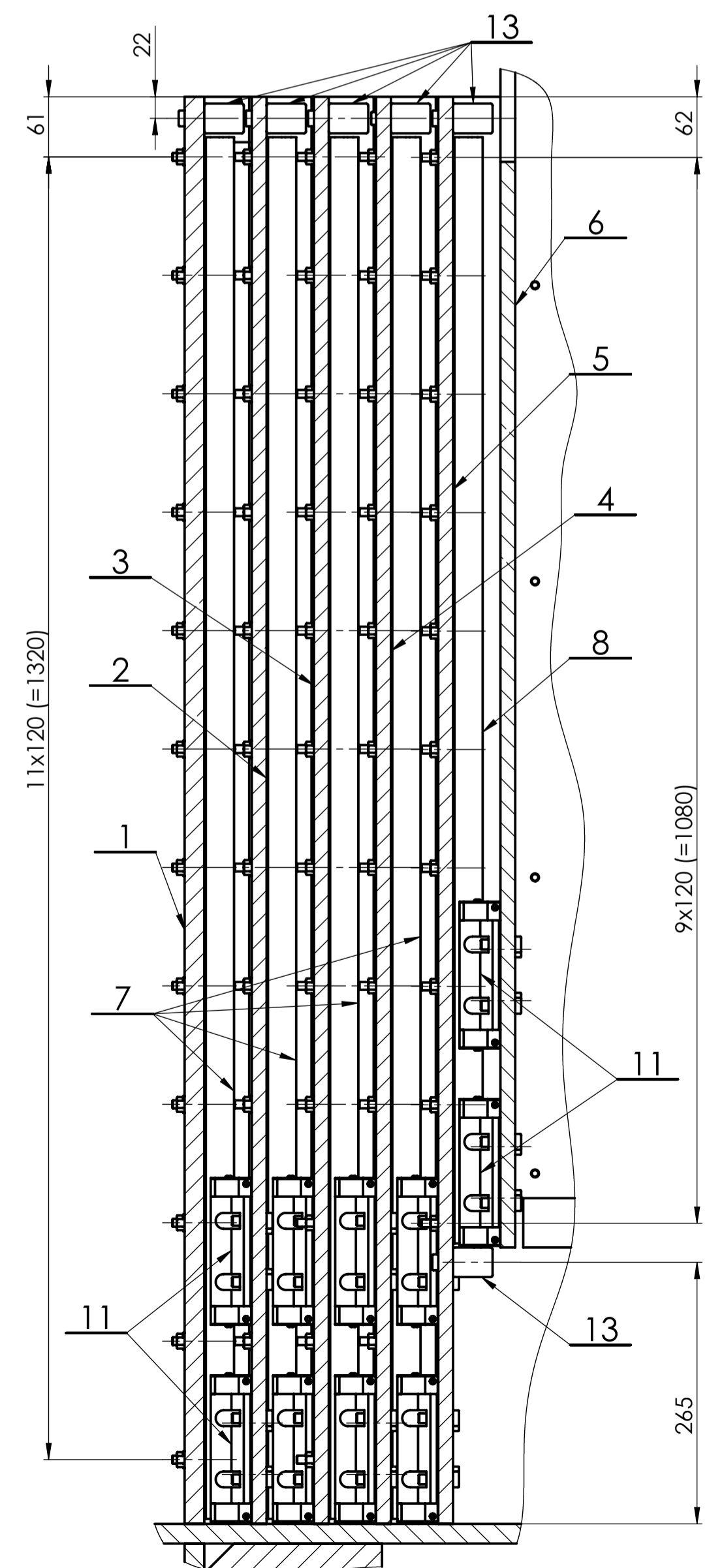
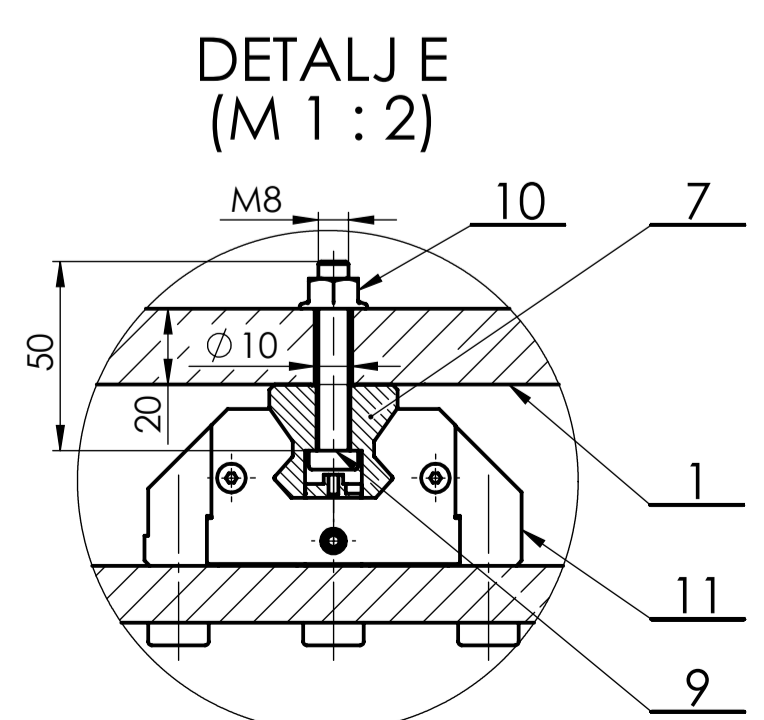
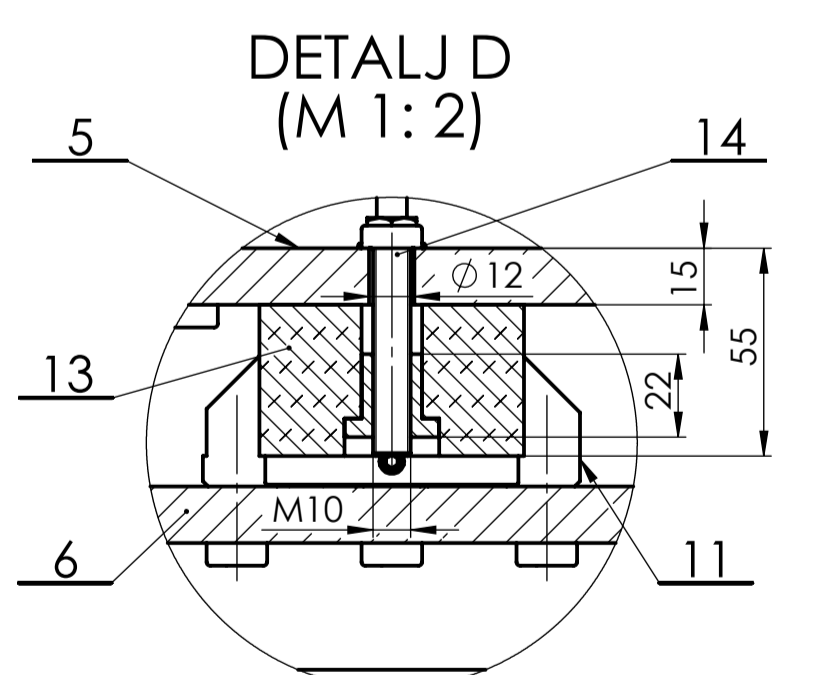
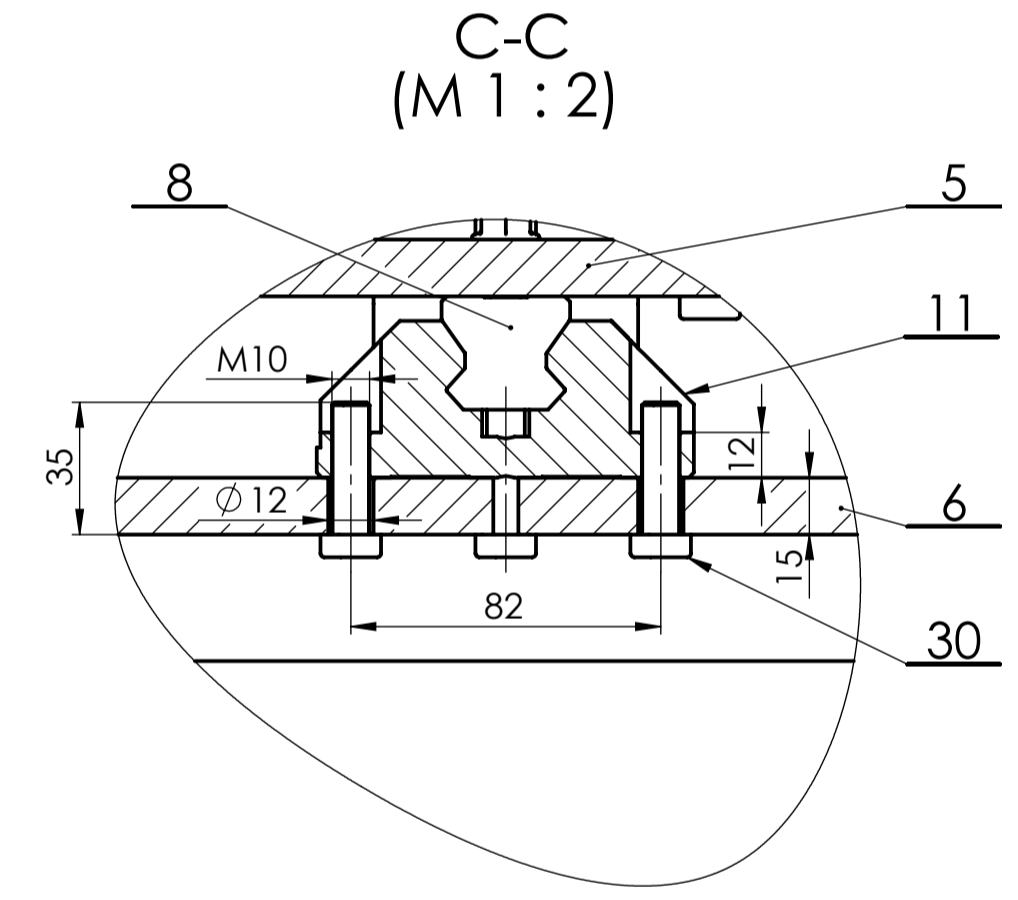
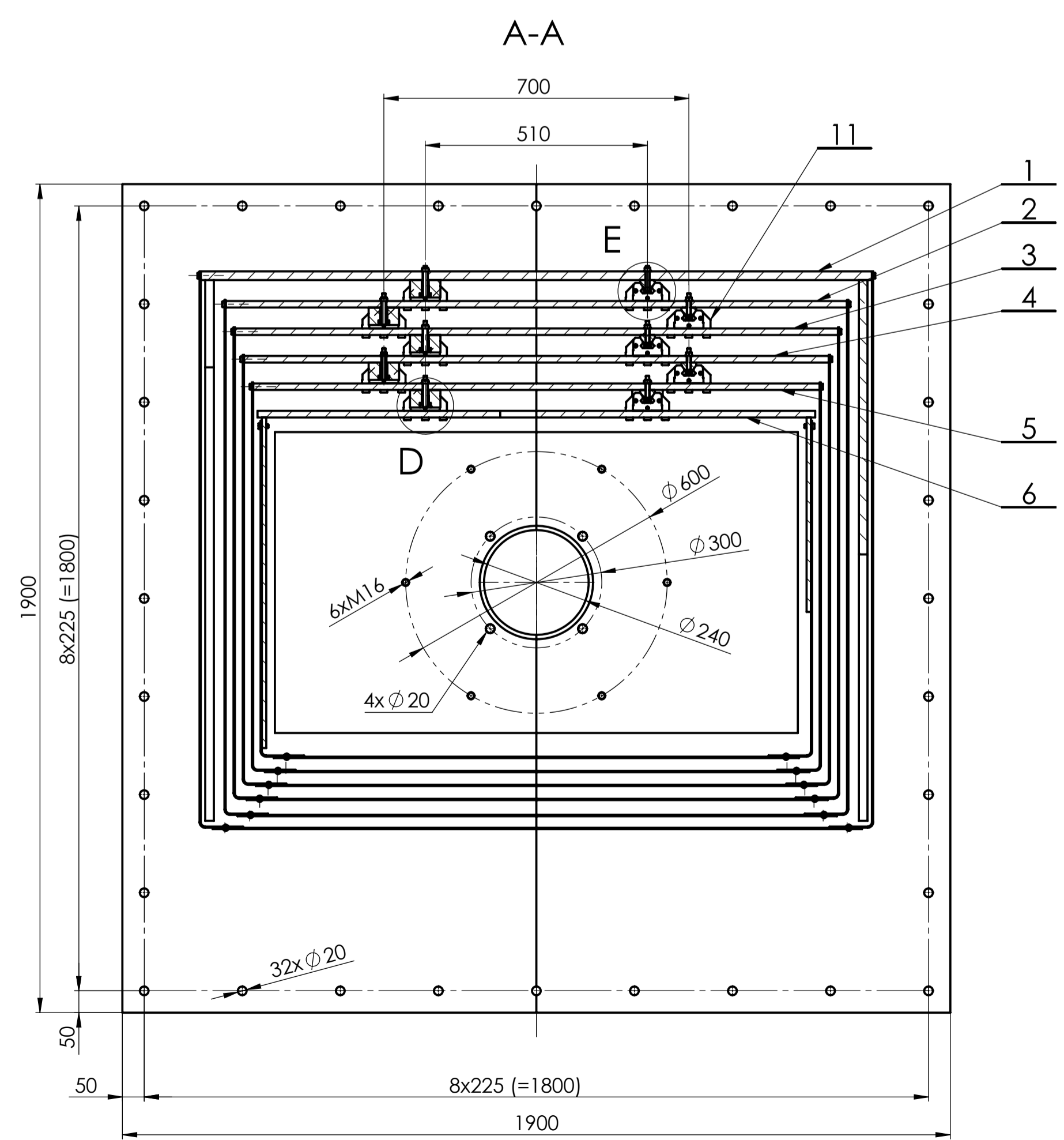
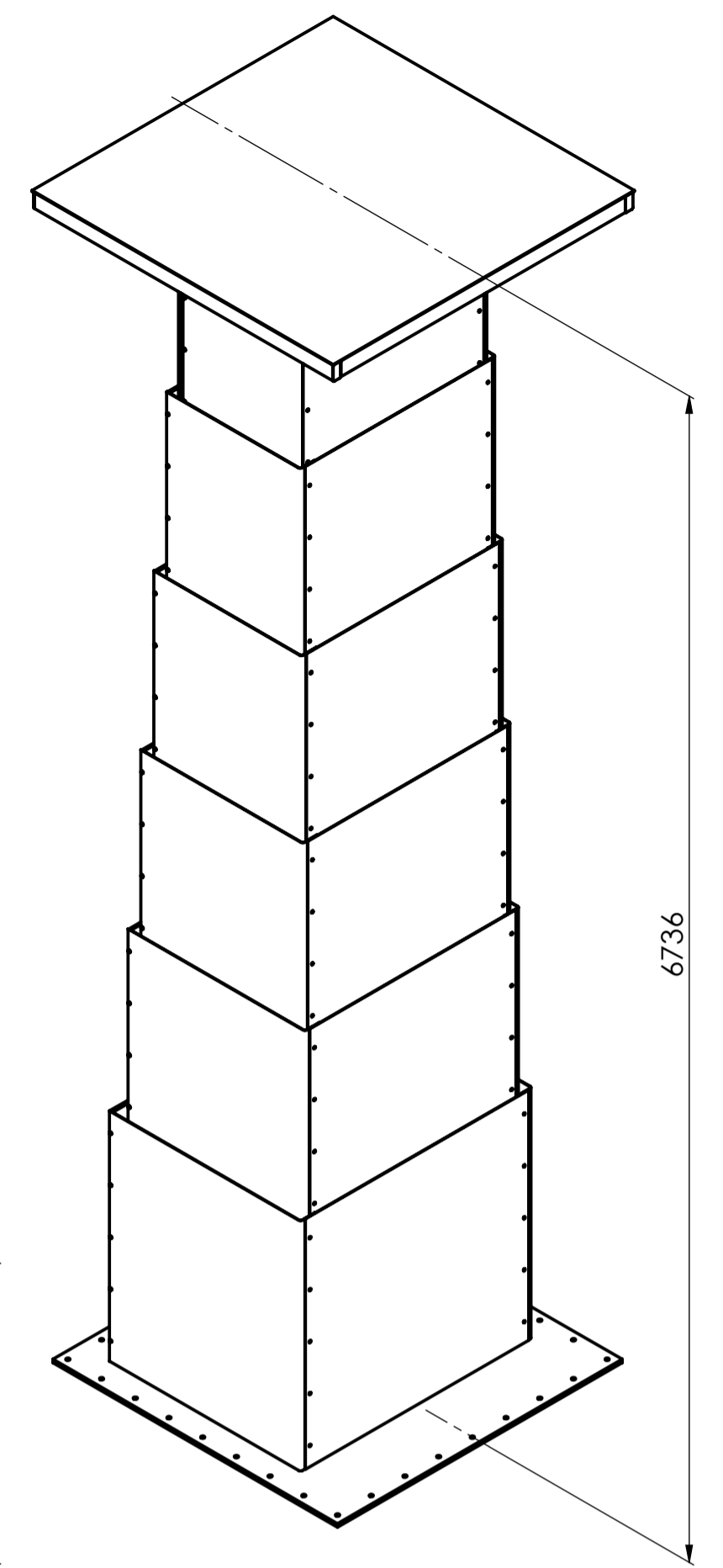
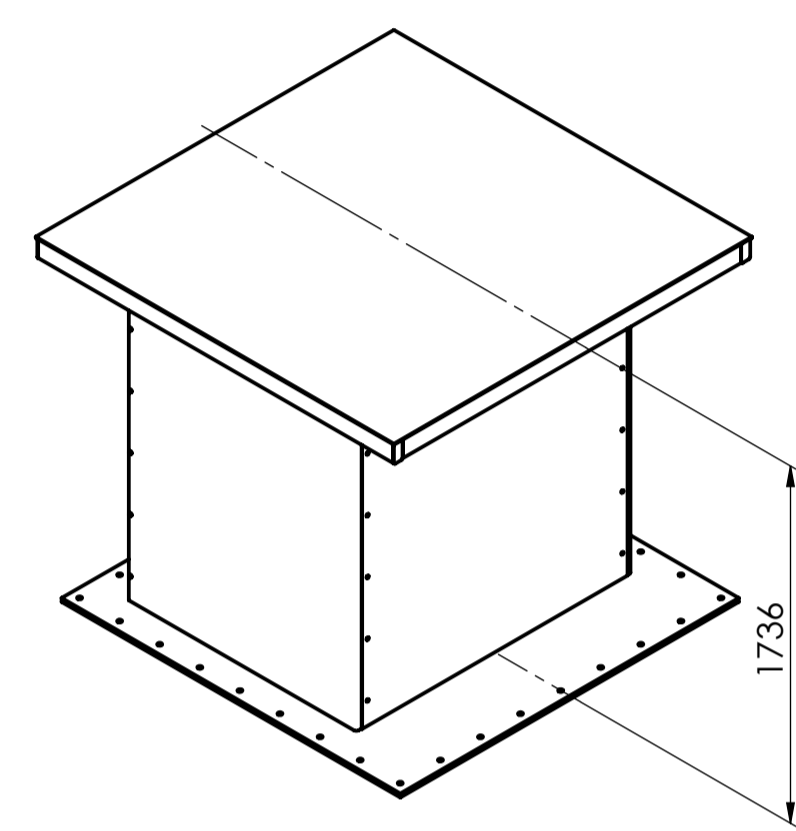
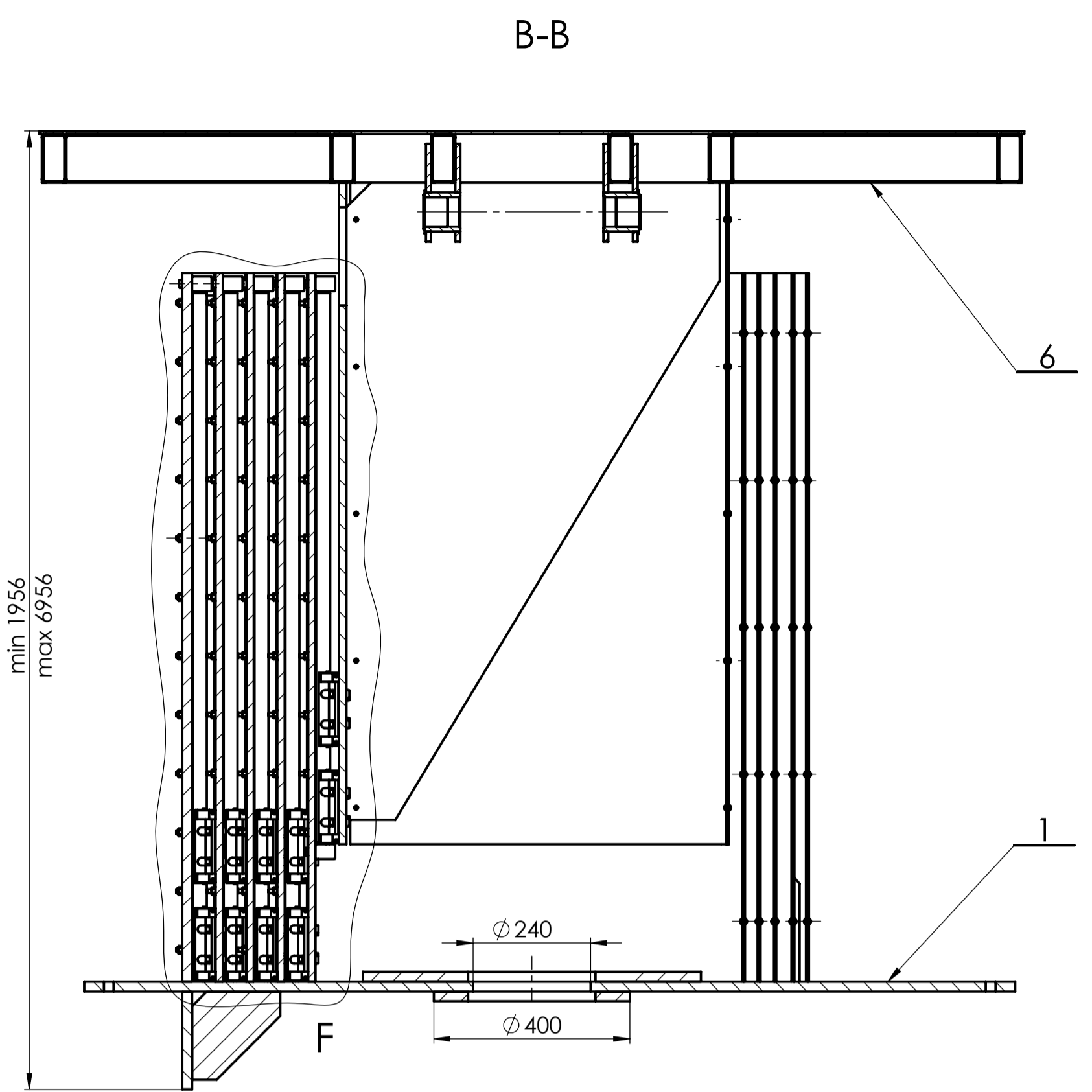
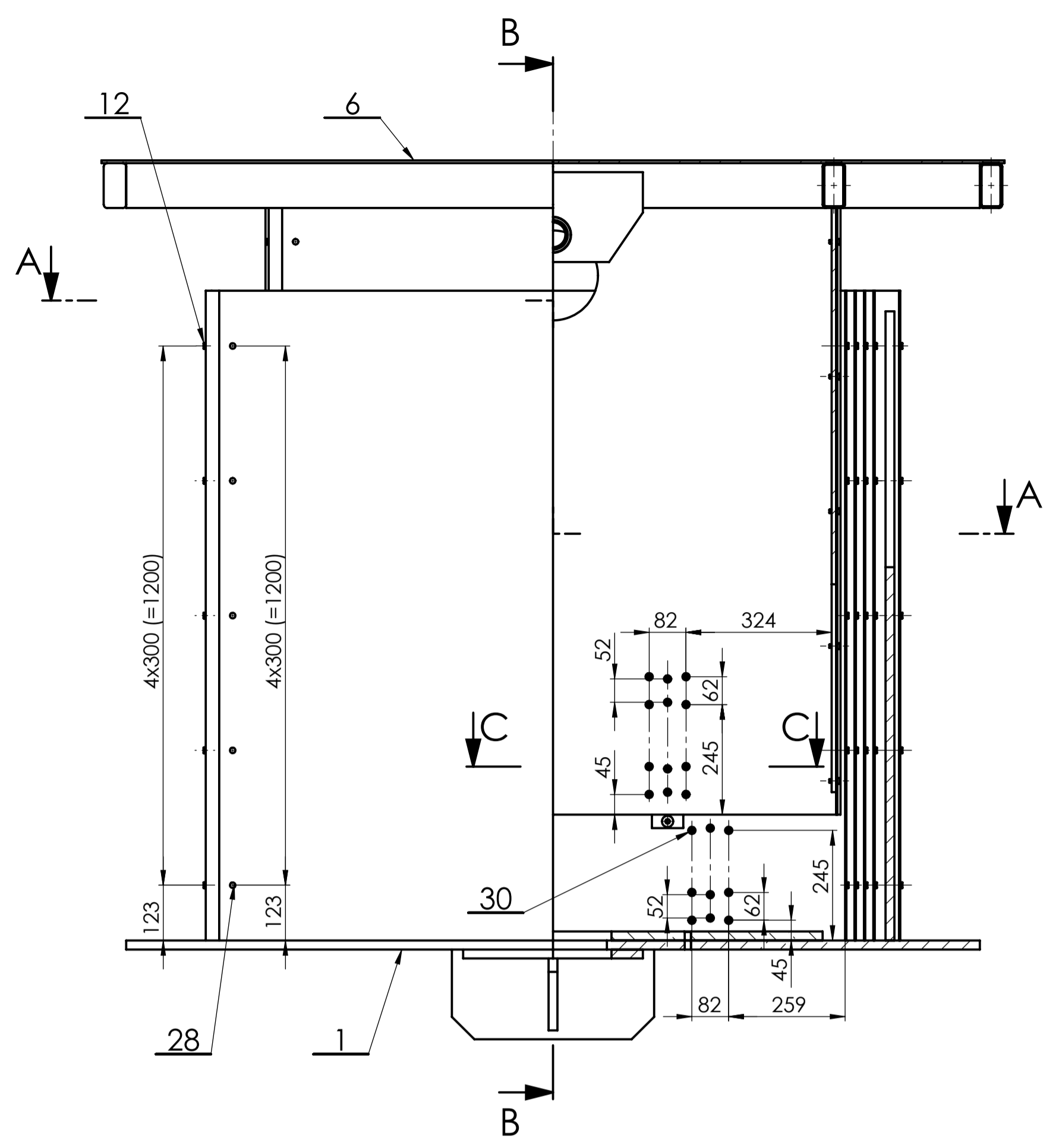


DETALJ H
(M 1:5)



Broj naziva - code	Projektirao	01.11.2024.	Šime Lovrić	Potpis	
	Razradio	01.11.2024.	Šime Lovrić		
	Crtao	01.11.2024.	Šime Lovrić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
Ø 55 f7	-0,030			R. N. broj:	
	-0,060				
Napomena:				Kopija	
Materijal: -			Masa: 4627		
		Naziv:		Pozicija:	
Mjerilo originala		PODIZNA PLATFORMA		Format: A3	
1:10		Crtež broj: ŠL - 24 - 00 - 00		Listova: 2	
				List: 2	

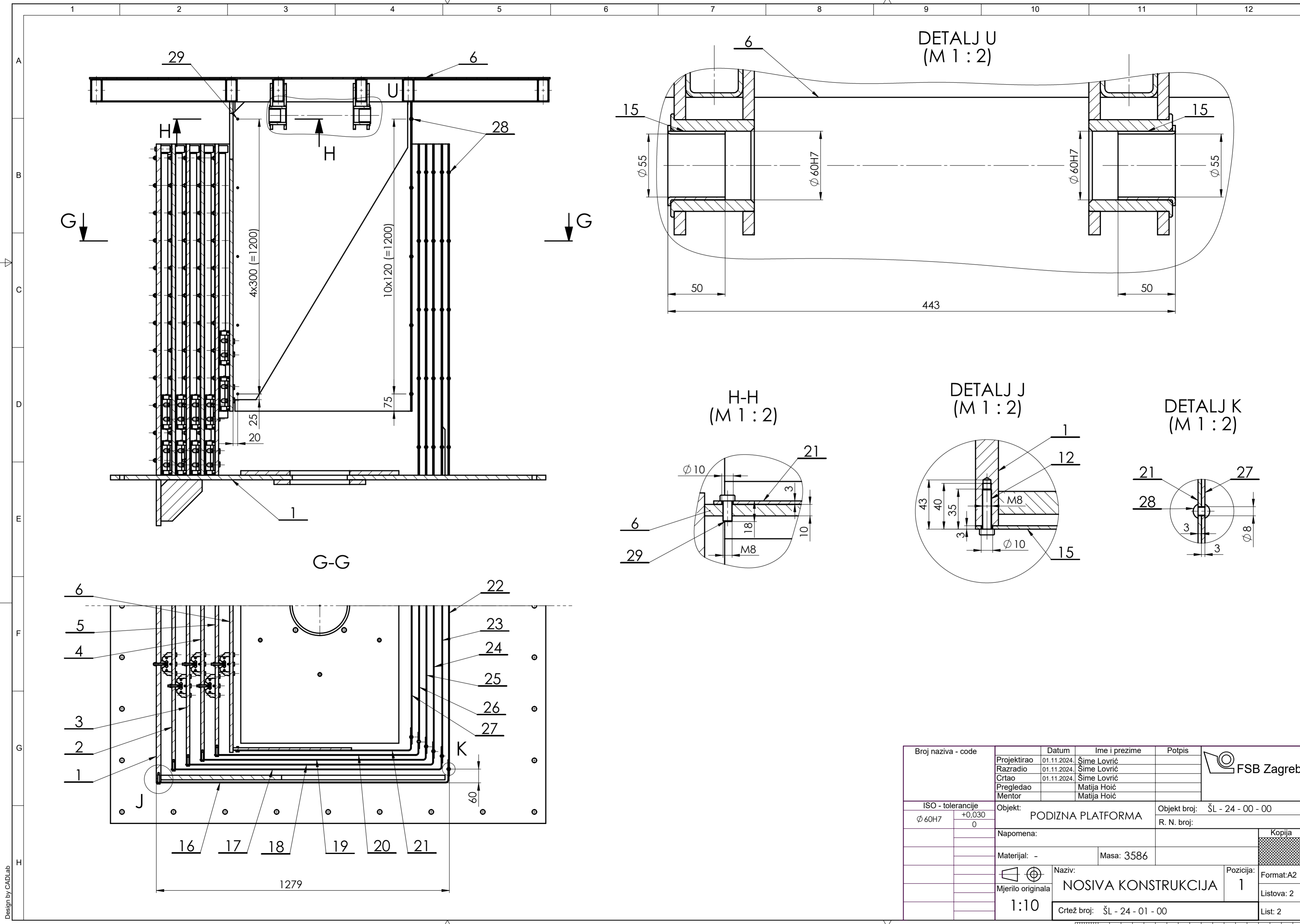
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100



DETALJ F
(M 1:5)

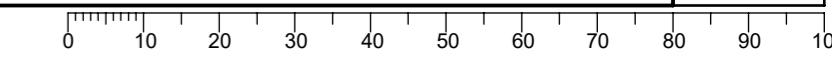
Poz.	Broj naziva - code	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Broj modela	Masa
30		Vijak M10 x 35	120	DI 7984	8.8	M10 x 35	0.03
29		Vijak M8 x 18	10	DIN 7984	8.8	M8 x 18	0.01
28		Zakovica Ø7 x 16	60	DIN 660	A2	Ø7 x 16	0.008
27		Prednja oplata 6	1	ŠL - 24 - 01 - 19	S355	1210 x 1446 x 3	38.44
26		Prednja oplata 5	1	ŠL - 24 - 01 - 18	S355	1250 x 1446 x 3	42.54
25		Prednja oplata 4	1	ŠL - 24 - 01 - 17	S355	1292 x 1446 x 3	43.97
24		Prednja oplata 3	1	ŠL - 24 - 01 - 16	S355	1334 x 1446 x 3	45.40
23		Prednja oplata 2	1	ŠL - 24 - 01 - 15	S355	1376 x 1446 x 3	46.83
22		Prednja oplata 1	1	ŠL - 24 - 01 - 14	S355	1490 x 1446 x 3	50.71
21		Bočna oplata 6	2	ŠL - 24 - 01 - 13	S355	770 x 100 x 1446	27.37
20		Bočna oplata 5	2	ŠL - 24 - 01 - 12	S355	891 x 100 x 1446	33.44
19		Bočna oplata 4	2	ŠL - 24 - 01 - 11	S355	986 x 100 x 1446	36.68
18		Bočna oplata 3	2	ŠL - 24 - 01 - 10	S355	1081 x 100 x 1446	39.91
17		Bočna oplata 2	2	ŠL - 24 - 01 - 09	S355	1181 x 100 x 1446	43.32
16		Bočna oplata 1	2	ŠL - 24 - 01 - 08	S355	1276 x 100 x 1446	46.55
15		Klizni ležaj	2	SKF	CuSn8	PRMF 556050	0.20
14		Vijak M10 x 55	14	DIN 7984	10.9	M10 x 60	0.05
13		Graničnik	14	ŠL - 24 - 01 - 07	-	70 x 40 x 30	0.13
12		Vijak M8 x 35	50	DIN 7984	8.8	M8 x 35	0.02
11		Vodilica	20	SCHAEFFLER	-	M8 x 35	2.29
10		Motičica M8	140	DIN 6923	8	M8	0.01
9		Vijak M8 x 50	140	DIN 7984	8.8	M10 x 50	0.03
8		Tračnica 2	2	SCHAEFFLER	-	TSX35-E-G2-1121	6.49
7		Tračnica 1	10	SCHAEFFLER	-	TSX35-E-G2-1400	8.26
6		Platforma	1	ŠL - 24 - 01 - 06	-	2010 x 2010 x 1456	682.26
5		Nosiva ploča 4	1	ŠL - 24 - 01 - 05	S355	1300 x 1446 x 15	220.48
4		Nosiva ploča 3	1	ŠL - 24 - 01 - 04	S355	1342 x 1446 x 15	227.60
3		Nosiva ploča 2	1	ŠL - 24 - 01 - 03	S355	1384 x 1446 x 15	234.89
2		Nosiva ploča 1	1	ŠL - 24 - 01 - 02	S355	1426 x 1446 x 15	241.90
1		Postolje	1	ŠL - 24 - 01 - 01	-	1900 x 1900 x 1446	1100.91

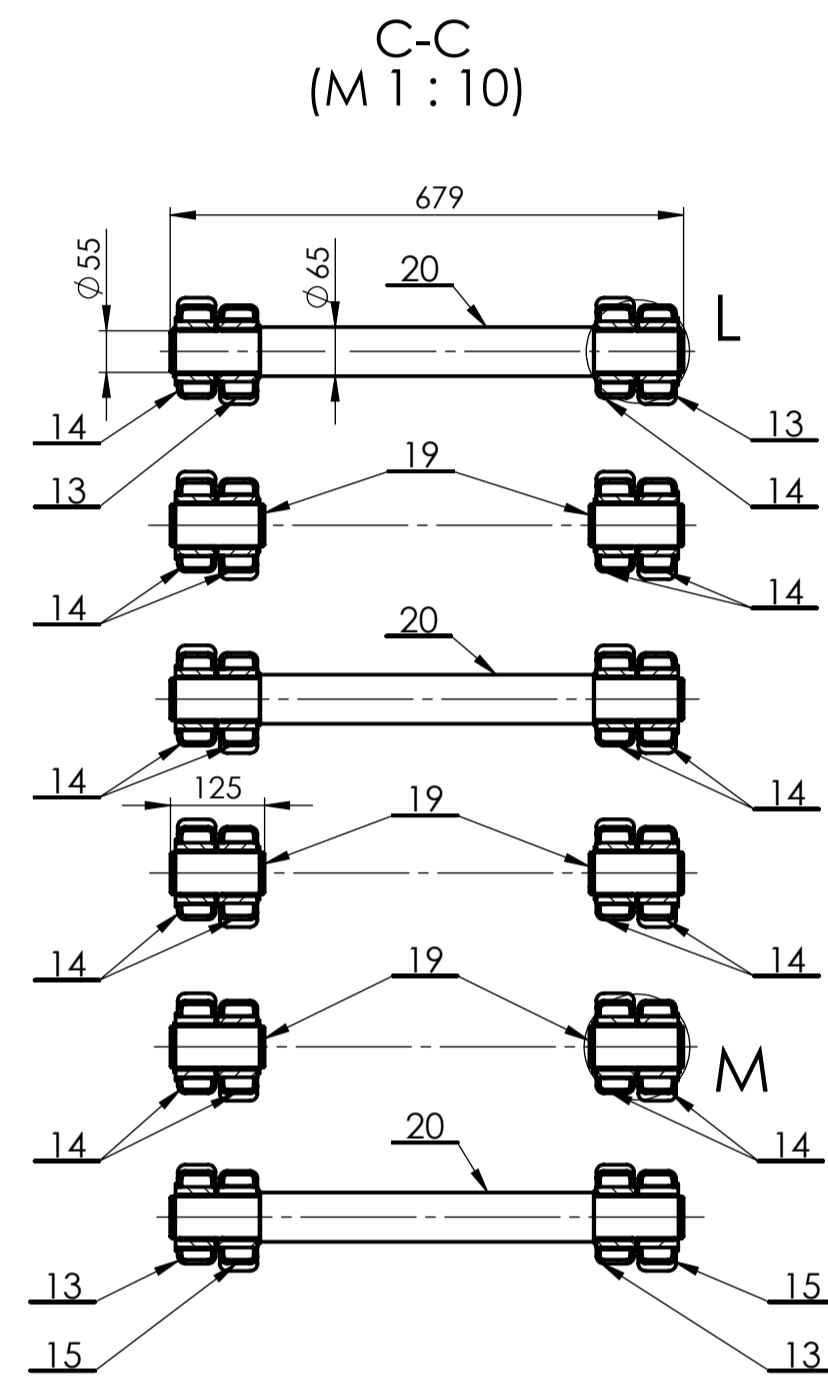
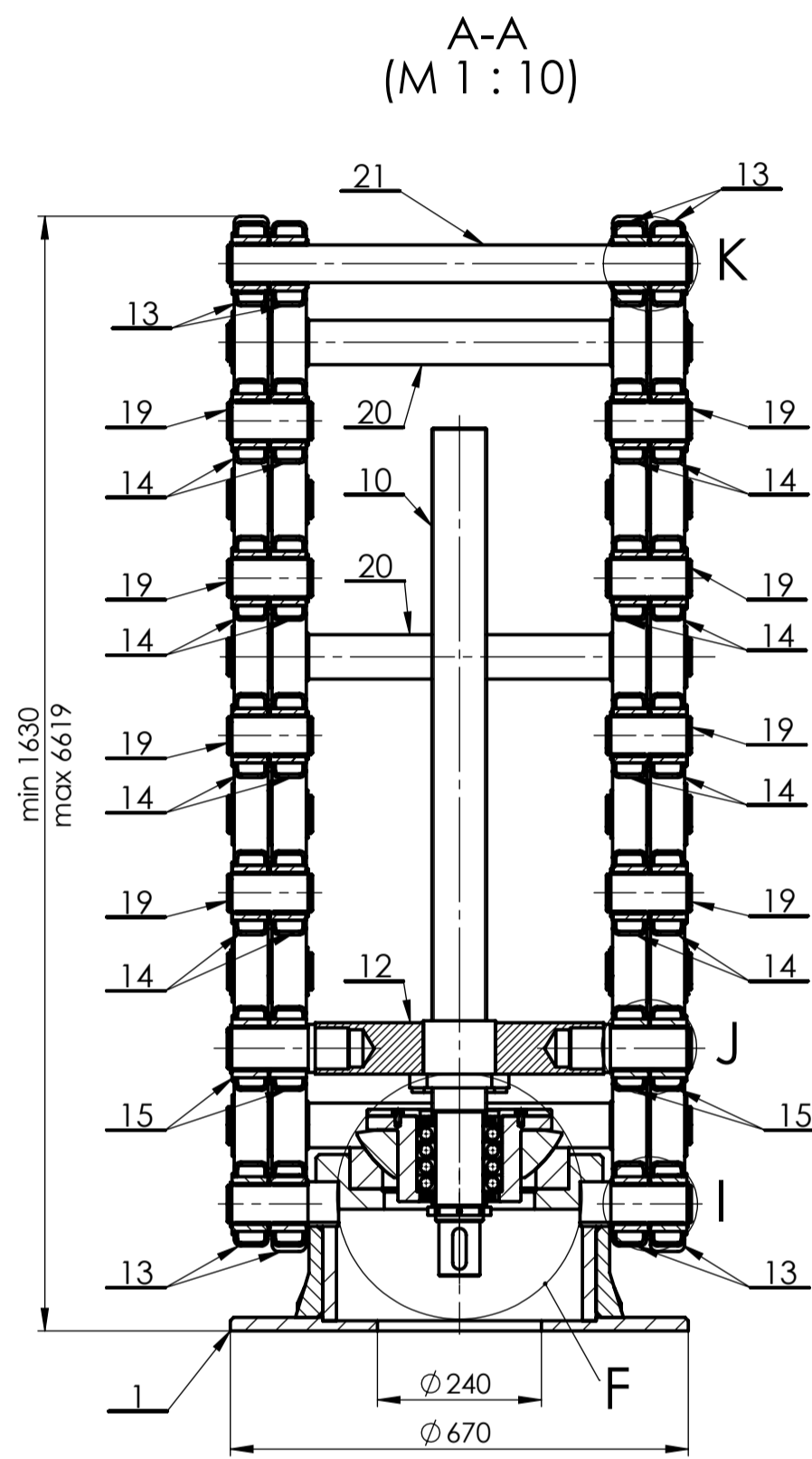
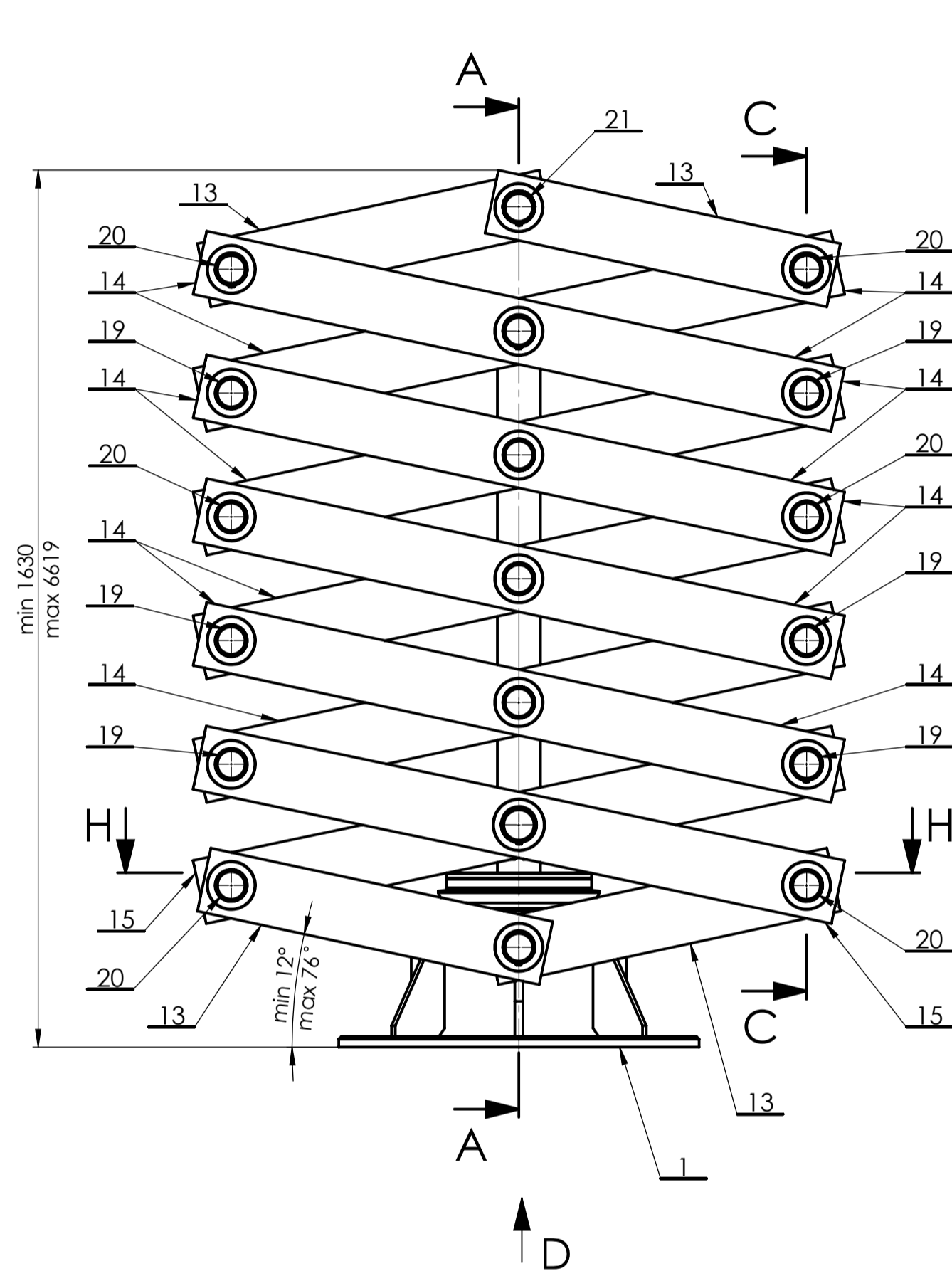
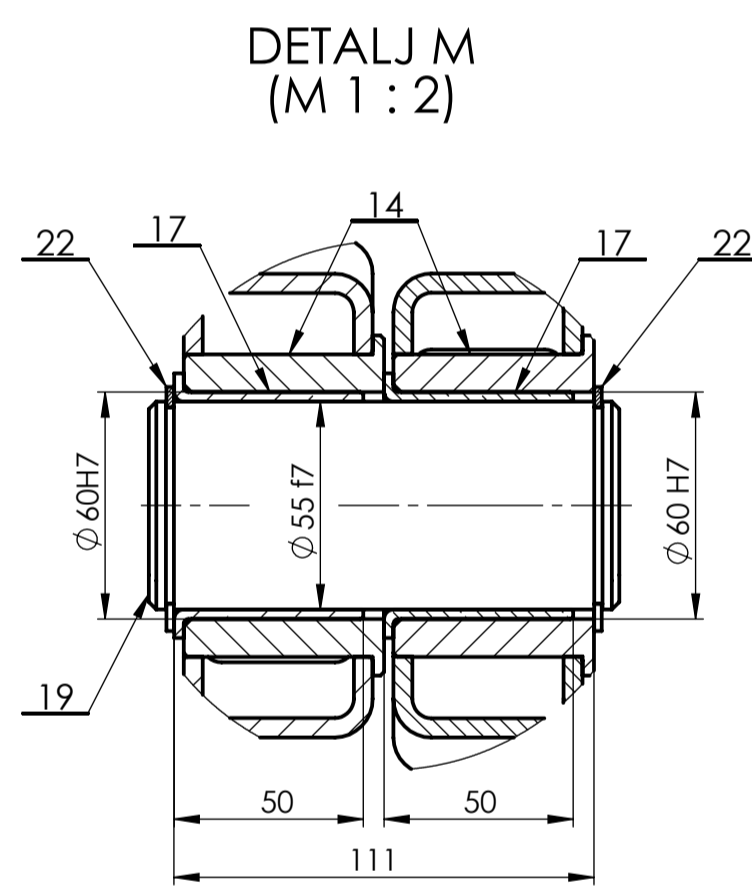
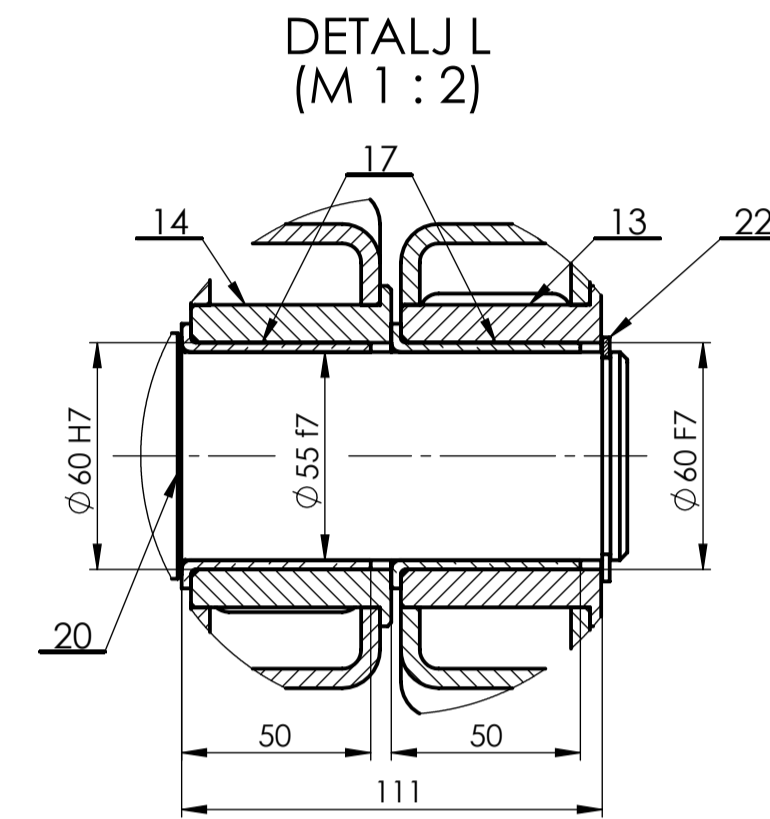
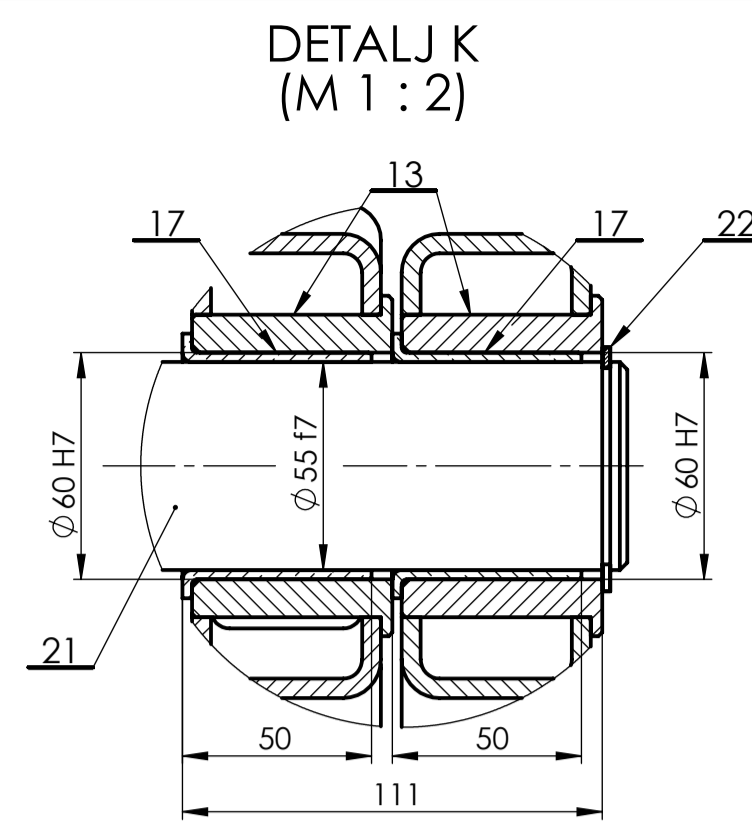
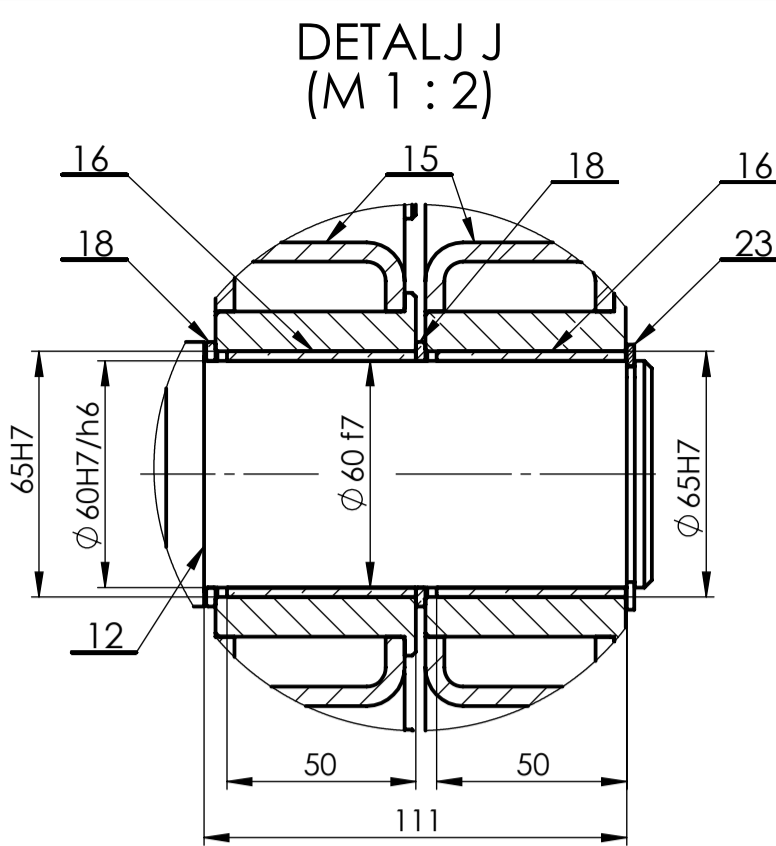
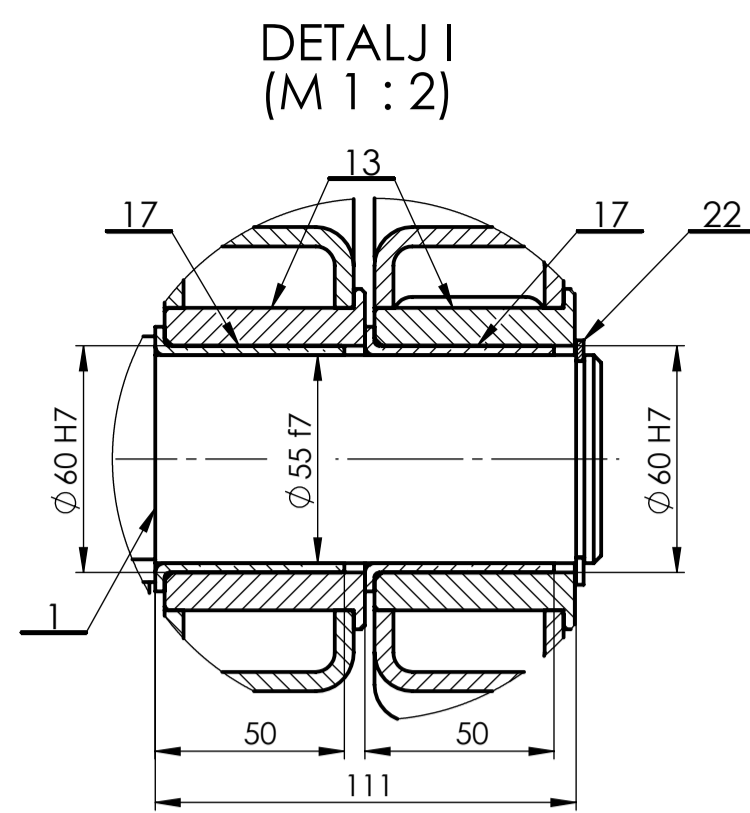
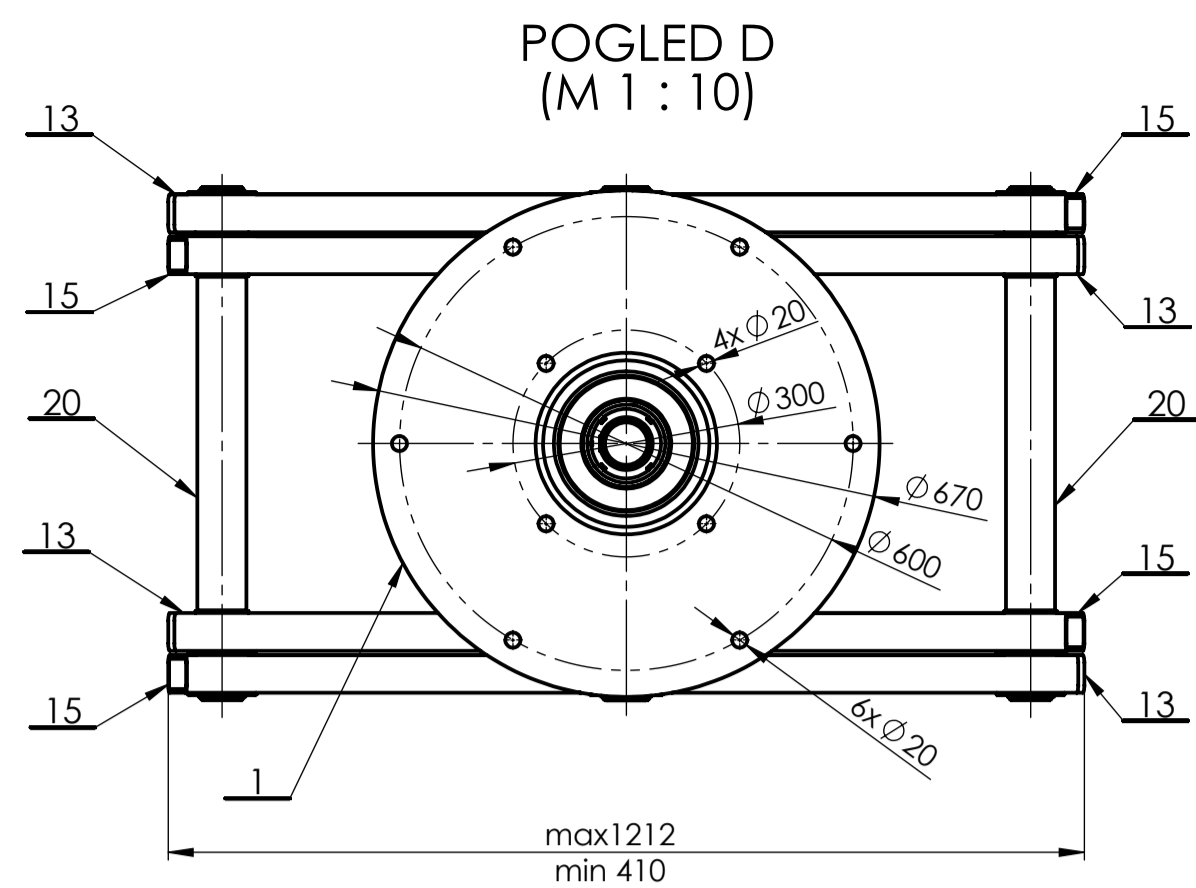
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:	ŠL - 24 - 00 - 00
Naziv: NOSIVA KONSTRUKCIJA		R. N. broj:	
Materijal: -		Masa: 3586	
Mjerilo originala: 1:10		Pozicija: 1	
Crtež broj: ŠL - 24 - 01 - 00		Listova: 2	
		List: 1	



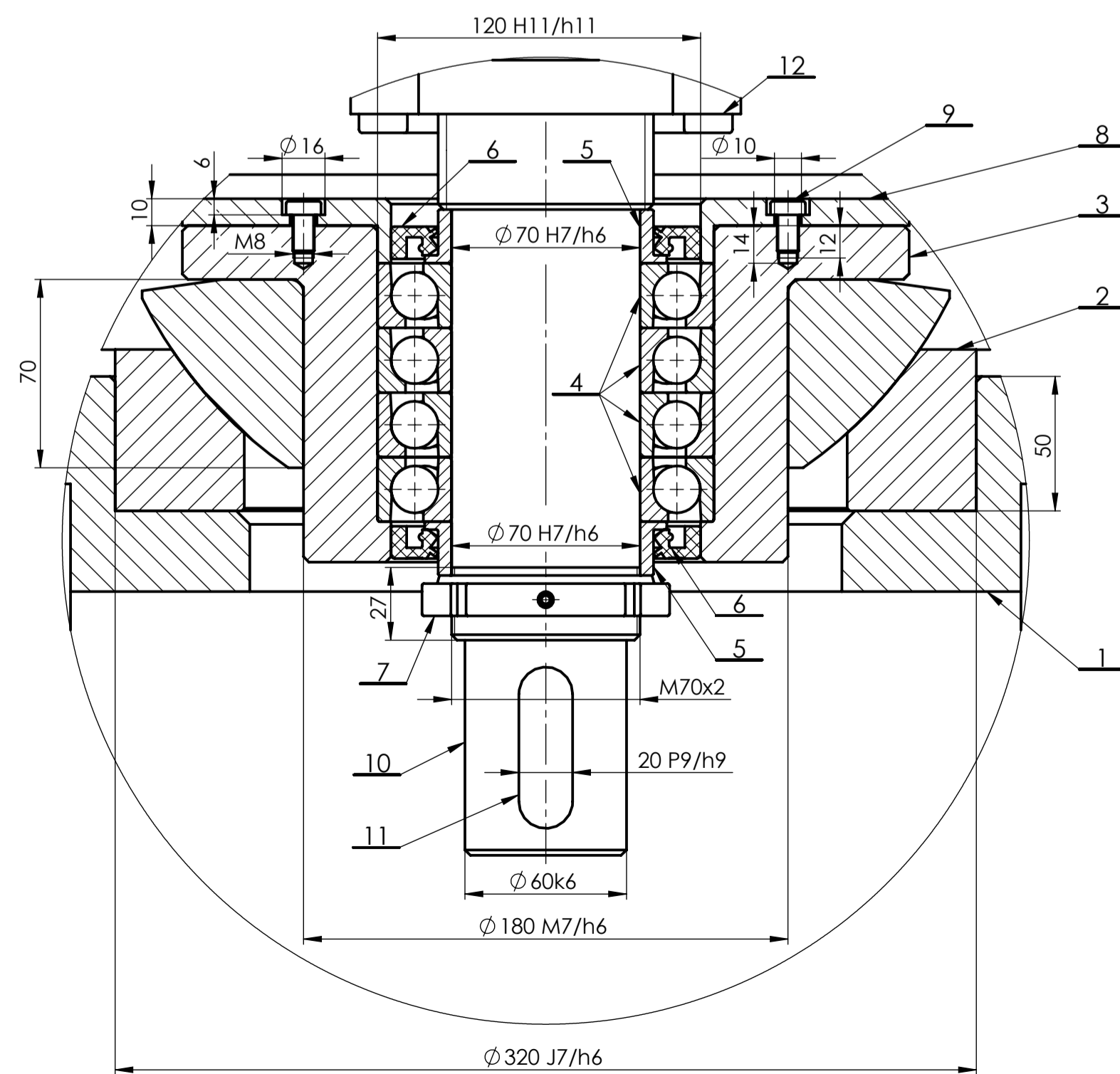
Design by CADLab

Broj naziva - code	Projekirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	01.11.2024.	Šime Lovrić		
	Crtao	01.11.2024.	Šime Lovrić		
	Pregledao		Matija Hoić		
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt: PODIZNA PLATFORMA			Objekt broj: ŠL - 24 - 00 - 00	
$\phi 60H7$	Napomena:			R. N. broj:	
+0,030	Materijal: -			Masa: 3586	
0	Mjerilo originala			Naziv: NOSIVA KONSTRUKCIJA	
	1:10			Pozicija: 1	
	Crtež broj: ŠL - 24 - 01 - 00			Listova: 2	
				List: 2	

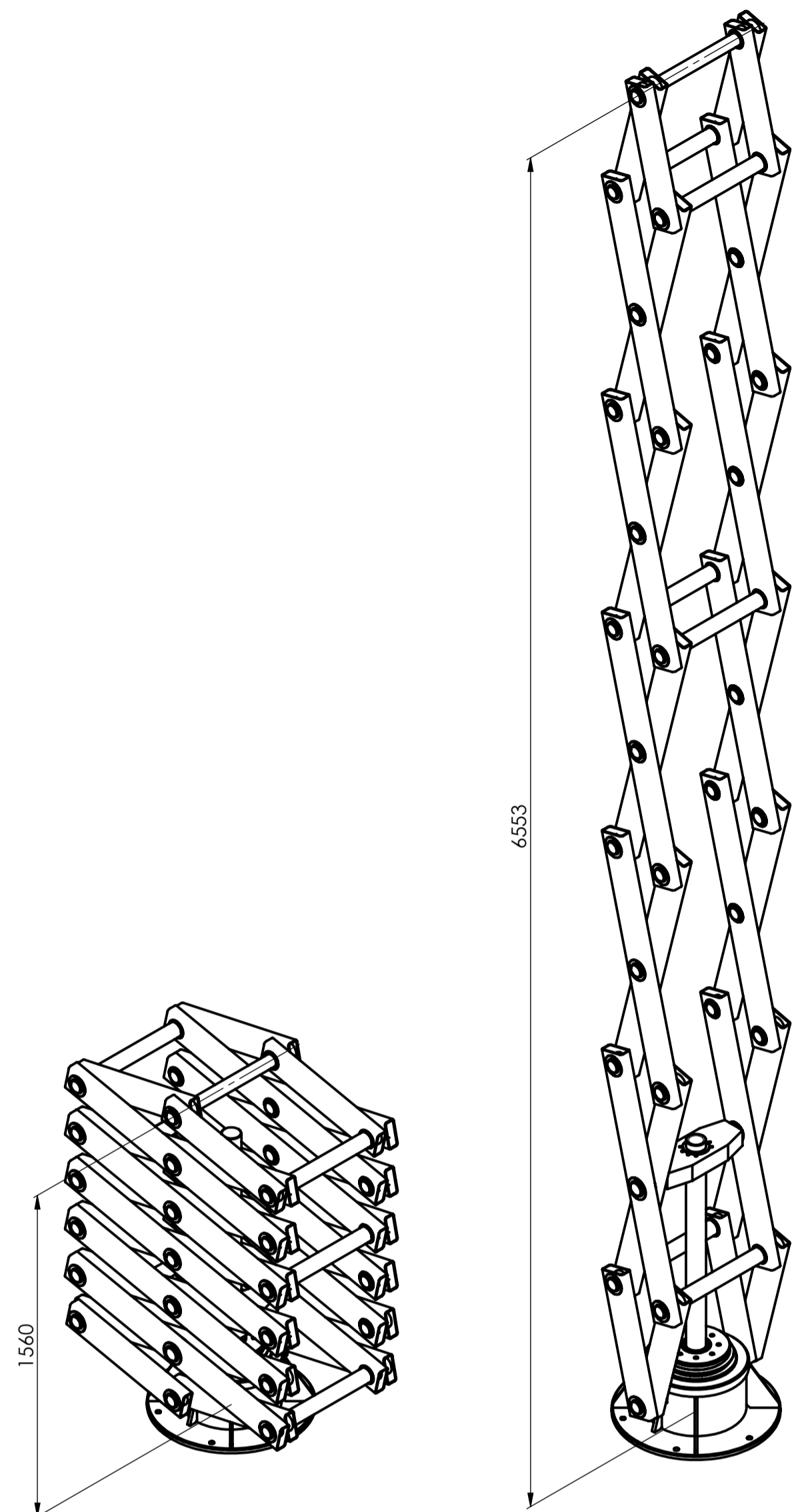
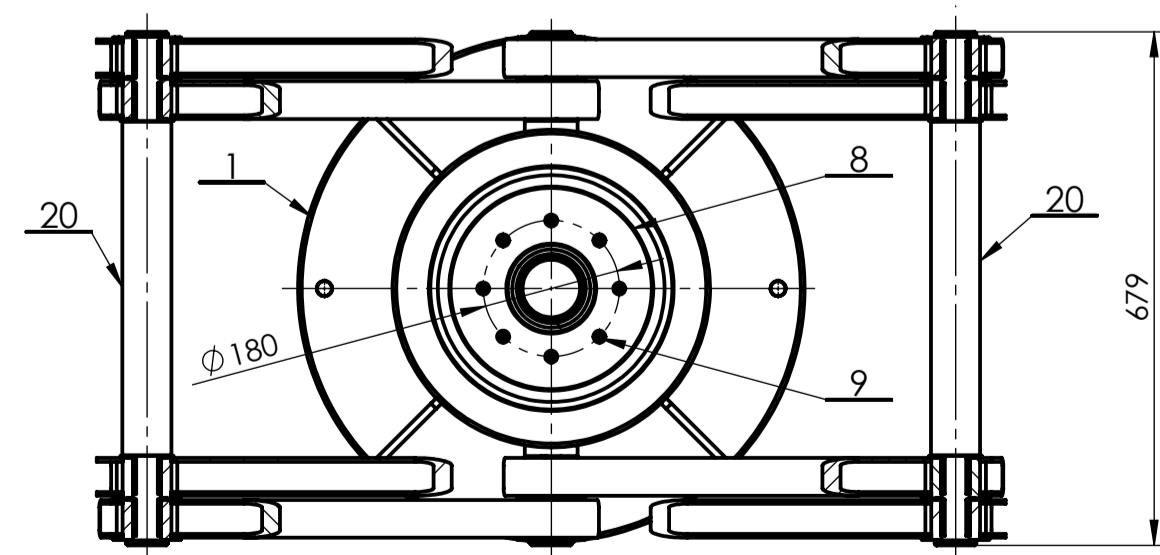




DETALJ F (M 1:2)



H-H (M 1:10)



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
23	Uskočnik $\phi 60$	4	DIN 471	C75S	A60		0,01
22	Uskočnik $\phi 55$	58	DIN 471	C75S	A55		0,01
21	Osovina platforme	1	ŠL - 24 - 02 - 1114	Cr42Mo4	$\phi 55 \times 679$		12,64
20	Duga osovina	6	ŠL - 24 - 02 - 13	Cr42Mo4	$\phi 65 \times 679$		15,93
19	Kratka osovina	20	ŠL - 24 - 02 - 12	Cr42Mo4	$\phi 55 \times 125$		2,30
18	Brončani prsten	4	ŠL - 24 - 02 - 11	CuAl10Fe4 Ni5-C	$\phi 70 / \phi 60 \times 2,50$		0,02
17	Klizni ležaj s prirubnicom	72	SKF	CuSn8	PRMF 556050		0,20
16	Klizni ležaj bez prirubnice	4	ŠL - 24 - 02 - 10	CuSn8	PRM 606550		0,20
15	Duga poluga 2	4	ŠL - 24 - 02 - 09	-	53 x 120 x 1213		16, 23
14	Duga poluga 1	16	ŠL - 24 - 02 - 08	-	53 x 120 x 1213		17,21
13	Kratka poluga	8	ŠL - 24 - 02 - 07	-	53 x 120 x 650		8,93
12	Sklop matice	1	ŠL - 24 - 02 - 06	-	679 x 160 x 105		36,09
11	Pero vretena	1	DIN 6885	C45	A 20 x 12 x 60		0,10
10	Vreteno	1	ŠL - 24 - 03 - 05	-	$\phi 80 \times 1240$		45,99
9	Vijak M8 x 14	8	DIN 7984	8.8	M8 x 14		0,02
8	Poklopac kućišta vretena	1	ŠL - 24 - 02 - 04	S355	$\phi 270 / \phi 115 \times 24$		3,77
7	Šturosna matica	1	SKF	-	KMFE 14		0,26
6	Brtva	2	SKF	-	80x115x12 HMSA10		0,08
5	Čahura vretena	2	ŠL - 24 - 02 - 03	-	$\phi 90 / \phi 70 \times 20$		0,22
4	Radialni ležaj	4	SCHAEFFLER	-	7124 - B - XL - JP		1,15
3	Kućište vretena	1	ŠL - 24 - 02 - 02	-	$\phi 270 / \phi 125 \times 125$		18,09
2	Aksijalni ležaj	1	SCHAEFFLER	-	GE180 - AW		31,25
1	Nosač pogonskog meh.	1	ŠL - 24 - 02 - 01	-	$\phi 679 / \phi 220 \times 258$		128,94

Proj. naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	01.11.2024.	Šime Lovrić	
Razradio	01.11.2024.	Šime Lovrić	
Crtao	01.11.2024.	Šime Lovrić	
Pregledao		Matija Hoić	
Mentor		Matija Hoić	

$\phi 120 H11/h11$	+0,440 0
$\phi 180 M7/h6$	+0,029 -0,025
$\phi 320 J7/h6$	+0,079 -0,018

$\phi 60 k6$	+0,021 +0,002
$\phi 65 H7$	+0,030 0
$\phi 70 H7/h6$	+0,093 0

ISO - tolerancije	Objekt: PODIZNA PLATFORMA	Objekt broj: ŠL - 24 - 00 - 00
20 P9/h9	Napomena:	R. N. broj:
$\phi 55 f7$	Materijal: -	Masa: 768
$\phi 60 H7$	Mjerilo originala	Naziv: POGONSKI MEHANIZAM
$\phi 60 k6$	1:10	Crtež broj: ŠL - 24 - 02 - 00
$\phi 65 H7$	2	Format: A1
$\phi 70 H7/h6$	2	Listova: 1
		List: 1