

Podizna platforma na temelju Sarrusovog mehanizma

Marciuš, Luka

Master's thesis / Diplomski rad

2023

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:675229>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-08**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Luka Marciuš

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Dr. sc. Matija Hoić, mag. ing.

Student:

Luka Marciuš

Zagreb, 2023

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

Zahvaljujem se mentoru dr. sc. Matiji Hoiću na pomoći i brojnim savjetima tijekom izrade diplomskog rada.

Luka Marciuš



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Luka Marcuiš**

JMBAG: 0035221953

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Podizna platforma na temelju Sarrusovog mehanizma**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Lifting platform based on the Sarrus linkage**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati podiznu platformu za komadni teret čiji se rad bazira na Sarrusovom mehanizmu. Kod razvoja pretpostaviti da će teret uvijek biti na sredini podizne platforme.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

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

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodni pregled podiznih platformi za komadni teret,
- 2) Opis razmatranih koncepcija rješenja te obrazloženje odabira rješenja,
- 3) Proračun mehanizma podizanja,
- 4) Proračun nosive konstrukcije,
- 5) Sklopni crtež podizne platforme,
- 6) Radioničku dokumentaciju prema dogovoru s mentorom.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

28. rujna 2023.

30. studenoga 2023.

4. – 8. prosinca 2023.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Loić

T. Jurčević

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	XII
SUMMARY	XIII
1. UVOD.....	1
1.1. Izvedbe podiznih platformi	1
2. SARRUSOV MEHANIZAM	4
2.1. Strukture Sarrusovog mehanizma	5
3. KONCEPTI.....	6
3.1. Koncept 1	6
3.2. Koncept 2	7
3.3. Koncept 3	8
4. ODABIR KONCEPTA.....	9
5. ODREĐIVANJE SILA I MOMENATA PRILIKOM DIZANJA TERETA	10
6. PROVJERA ČVRSTOĆE STROJNIH ELEMENATA.....	16
6.1. Provjera čvrstoće spoja gornje poluge i ušica okvira.....	16
6.2. Provjera čvrstoće spoja donje poluge i ušica	17
6.3. Provjera čvrstoće spoja kotačića i ušica.....	19
6.4. Minimalna potrebna visina matice	21
6.5. Proračun zavara ušica i nosača ležaja	22
6.6. Proračun zavara ušica i sklopa matice	25
6.7. Odabir vodilice.....	27
6.8. Odabir ležajeva vretena.....	30
6.9. Odabir elektromotora	33
6.10. Dimenzioniranje vretena	34
6.11. Provjera čvrstoće pera na spoju zupčanika i vretena	39
6.12. Dimenzioniranje stožnika	40
6.12.1. Komponente sila na stožniku s ravnim zubima	42
6.12.2. Opteretivost korijena stožnika s ravnim zubima	42
6.13. Provjera čvrstoće poluga.....	43
6.14. Provjera čvrstoće vijaka poklopca i nosača ležaja	44
7. ODREĐIVANJE BRZINE PODIZANJA TERETA.....	47
8. ANTIKOROZIVNA ZAŠTITA	48
9. OPIS PODIZNE PLATFORME.....	49

10. ZAKLJUČAK.....	55
LITERATURA.....	56
PRILOZI.....	57

POPIS SLIKA

Slika 1.	Podizna platforma s jednostrukim škarama ^[4]	1
Slika 2.	Podizna platforma s dvostrukim škarama ^[4]	2
Slika 3.	Mobilna podizna platforma ^[4]	3
Slika 4.	Donji položaj mehanizma ^[5]	4
Slika 5.	Gornji položaj mehanizma ^[5]	4
Slika 6.	Struktura Sarrusovog mehanizma – 1 ^[7]	5
Slika 7.	Struktura Sarrusovog mehanizma – 2 ^[8]	5
Slika 8.	Struktura Sarrusovog mehanizma – 3 ^[5]	5
Slika 9.	Koncept 1	6
Slika 10.	Koncept 2	7
Slika 11.	Koncept 3	8
Slika 12.	Podizna ploča oslobođena veza	10
Slika 13.	Gornja poluga oslobođena veza	10
Slika 14.	Srednja poluga oslobođena veza	11
Slika 15.	Donja poluga oslobođena veza	11
Slika 16.	Ovisnost dužine x o kutu α	12
Slika 17.	Donji položaj mehanizma	13
Slika 18.	Gornji položaj mehanizma	13
Slika 19.	Ovisnost normalne sile o kutu α	14
Slika 20.	Pomična matica oslobođena veza	14
Slika 21.	Ovisnost sile vretena o kutu α	15
Slika 22.	Spoj gornje poluge i ušica okvira	16
Slika 23.	Ovisnost rezultantne sile o kutu α	17
Slika 24.	Spoj poluge i ušica	18
Slika 25.	Spoj kotačića i ušica matice - presjek	19
Slika 26.	Spoj kotačića i ušica matice - izometrija	19
Slika 27.	Tehničke karakteristike kotačića ^[11]	20
Slika 28.	Dopuštena opterećenja track rollera ^[11]	21
Slika 29.	Matica i navojno vreteno	22
Slika 30.	Zavar ušica i nosača ležaja	22
Slika 31.	Poprečni presjek zavara s ucrtanim opterećenjem	23
Slika 32.	Zavar ušica i sklopa matice	25
Slika 33.	Poprečni presjek zavara u ucrtanim opterećenjem	26
Slika 34.	Vodilica s klizačem ^[12]	27
Slika 35.	Odabrana vodilica s klizačem ^[12]	28
Slika 36.	Smjerovi djelovanja momenata ^[12]	28
Slika 37.	Smjer djelovanja normalne sile	29
Slika 38.	Lijevo ležajno mjesto	30
Slika 39.	Dimenzije ležaja 52305 ^[11]	30
Slika 40.	Dopuštena opterećenja ležaja 52305 ^[11]	31
Slika 41.	Dimenzije ležaja N204 ECP ^[11]	31
Slika 42.	Dopuštena opterećenja ležaja N204 ECP ^[11]	32
Slika 43.	Vreteno oslobođeno veza – vertikalna ravnina	34
Slika 44.	Dijagram poprečnih sila i momenata savijanja – vertikalna ravnina	35
Slika 45.	Vreteno oslobođeno veza – horizontalna ravnina	35
Slika 46.	Dijagram poprečnih sila i momenata savijanja i uvijanja – horizontalna ravnina	36
Slika 47.	Uvijanje vretena	38
Slika 48.	Spoj vratila i glavine zupčanika	39

Slika 49.	Prijenos snage stožnicima	40
Slika 50.	Poprečni presjek poluge	43
Slika 51.	Vijci poklopca ležaja	44
Slika 52.	Podizna platforma gornji položaj – 3D render	49
Slika 53.	Podizna platforma donji položaj – 3D render	49
Slika 54.	Zahvat stožnika.....	50
Slika 55.	Kućište lijevog ležajnog mjesta.....	50
Slika 56.	Spoj poluge i cijevi.....	51
Slika 57.	Spoj poluga.....	51
Slika 58.	Spoj poluge i ušica okvira	51
Slika 59.	Nosač elektromotora.....	52
Slika 60.	Trapezno vreteno	53
Slika 61.	Okvir i rešetka podizne platforme	54

POPIS TABLICA

Tablica 1. Tehničke karakteristike	1
Tablica 2. Tehničke karakteristike	2
Tablica 3. Tehničke karakteristike	3
Tablica 4. Parametri elektromotora	33
Tablica 5. Ulazni parametri	40
Tablica 6. Vrijednosti pojedinih faktora.....	42
Tablica 7. Antikorozivna zaštita.....	48

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

DR-LM-0 Podizna platforma na bazi Sarrusovog mehanizma

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	Debljina zavara
A	mm ²	Površina poprečnog presjeka poluge
A_s	mm ²	Stvarna površina poprečnog presjeka vijka
a_v	mm	Razmak osi
a_{potrebno}	mm	Potrebna debljina zavara
A_{smik}	mm ²	Površina opterećena na smik
b_{pero}	mm	Širina pera
b	mm	Širina zuba stožnika
b_1	-	Faktor veličine strojnog dijela
b_2	-	Faktor kvalitete obrade površine
c	-	Zračnost
c_1	-	Pomoćna veličina
c_2	-	Pomoćna veličina
C_o	N	Statička nosivost
d_1	mm	Diobeni promjer pogonskog stožnika
D_2	mm	Srednji promjer navoja
d_2	mm	Diobeni promjer gonjenog stožnika
d_3	mm	Promjer jezgre
d_{a1}	mm	Promjer tjemene kružnice pogonskog stožnika
d_{a2}	mm	Promjer tjemene kružnice gonjenog stožnika
d_{m1}	mm	Srednji diobeni promjer pogonskog stožnika
d_{m2}	mm	Srednji diobeni promjer gonjenog stožnika
d_u	mm	Unutarnji promjer
d_v	mm	Vanjski promjer
d_{v1}	mm	Diobeni promjer ekvivalentnog pogonskog stožnika
d_{v2}	mm	Diobeni promjer ekvivalentnog gonjenog stožnika
d_{vr}	mm	Promjer vretena
d_s	mm	Promjer svornjaka
d_z	mm	Promjer zatika
F_{a1}	N	Aksijalna sila na pogonskom stožniku

F_{a2}	N	Aksijalna sila na gonjenom stožniku
F_{Ay}	N	Sila reakcije ležaja A u smjeru osi y
F_{Az}	N	Sila reakcije ležaja A u smjeru osi z
F_{By}	N	Sila reakcije ležaja B u smjeru osi y
F_{Bz}	N	Sila reakcije ležaja B u smjeru osi z
F_o	N	Obodna sila
F_{r1}	N	Radijalna sila na pogonskom stožniku
F_{r2}	N	Radijalna sila na gonjenom stožniku
F_{t1}	N	Tangencijalna sila na pogonskom stožniku
F_{t2}	N	Tangencijalna sila na gonjenom stožniku
F_{tm}	N	Tangencijalna sila na dodiru stožnika
F_{vijka}	N	Sila u vijku
F_{vrmax}	N	Maksimalna sila vretena
F_h	N	Horizontalna sila
F_n	N	Normalna sila
F_{pd}	N	Sila donje poluge
F_{pg}	N	Sila gornje poluge
F_{ps}	N	Sila srednje poluge
F_r	N	Rezultantna sila
F_{rmax}	N	Maksimalna rezultantna sila
F_{rmin}	N	Minimalna rezultantna sila
F_{vr}	N	Sila vretena
F_v	N	Vertikalna sila
G	MPa	Modul smika
h_1	mm	Ukupna visina zuba pogonskog stožnika
h_2	mm	Ukupna visina zuba gonjenog stožnika
h_{a1}	mm	Tjemena visina zuba pogonskog stožnika
h_{a2}	mm	Tjemena visina zuba gonjenog stožnika
h_{f1}	mm	Podnožna visina zuba pogonskog stožnika
h_{f2}	mm	Podnožna visina zuba gonjenog stožnika
H_1	mm	Nosiva dubina navoja
I_{p1}	mm ⁴	Polarni moment inercije presjeka 1
I_{p2}	mm ⁴	Polarni moment inercije presjeka 2

I_y	mm ⁴	Aksijalni moment inercije
i_z	-	Prijenosni omjer zupčanika
$K_{F\alpha}$	-	Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube
$K_{F\beta}$	-	Faktor raspodjele opterećenja po dužini boka zuba
l	mm	Dužina poluge
l_1	mm	Dužina vretena opterećena na uvijanje
L_{10h}	h	Vijek trajanja ležaja
l_2	mm	Dužina vretena opterećena na uvijanje
l_t	mm	Nosiva duljina pera
m	mm	Modul stožnika
m_m	mm	Srednji modul stožnika
M_{sh}	Nmm	Moment savijanja u horizontalnoj ravnini
M_{sv}	Nmm	Moment savijanja u vertikalnoj ravnini
m_{matice}	mm	Visina matice
M_s	Nmm	Moment savijanja
M_{sdop}	Nmm	Dopušteni moment savijanja
n_{em}	min ⁻¹	Broj okretaja elektromotora
n_{red}	min ⁻¹	Broj okretaja reduktora
P	mm	Korak navoja
p	MPa	Tlak na dodiru matice i vretena
P_{EM}	W	Snaga elektromotora
P_h	mm	Korak navoja
p_{dop}	MPa	Dopušteni bočni pritisak
P_{or}	N	Ekvivalentno radijalno opterećenje
p_u	MPa	Unutarnji tlak
p_v	MPa	Vanjski tlak
Q	N	Težina tereta
r_{sr}	mm	Srednji polumjer
R_m	MPa	Vlačna čvrstoća
s_{flim}	-	Faktor sigurnosti
s_{post}	-	Postojeća sigurnost
S_o	-	Statički faktor sigurnosti
t	s	vrijeme

$T_{EM-potrebno}$	Nm	Potreban moment elektromotora
T_{1max}	Nmm	Maksimalni moment pogonskog stožnika
$T_{pritezanja}$	Nmm	Moment pritezanja vijka
T_{vr}	Nmm	Moment vretena
t_{kot}	mm	Širina kotačića
t_{poluge}	mm	Debljina poluge
$t_{ušice}$	mm	Debljina ušice
u	-	Prijenosni omjer stožnika
v_m	m/s	Brzina matice
v_{tereta}	m/s	Brzina podizanja tereta
W_p	mm ³	Polarni moment otpora
W_y	mm ³	Aksijalni moment otpora
x	mm	Pomoćna veličina
Y_F	-	Faktor oblika zuba
Y_{ev}	-	Faktor učešća opterećenja dopunskih stožnika
z_1	-	Broj zubi pogonskog stožnika
z_2	-	Broj zubi gonjenog stožnika
α	°	Kut između poluga
α_{max}	°	Maksimalan kut između poluga
α_o	-	Faktor oblika
β_{kf}	-	Faktor zareznog djelovanja kod savijanja
β_{kt}	-	Faktor zareznog djelovanja kod uvijanja
δ_1	°	Kut pogonskog stožnika
δ_2	°	Kut gonjenog stožnika
ε	-	EkspONENT vijeka trajanja
$\eta_{ležaja}$	-	Stupanj djelovanja ležaja
η_{vr}	-	Stupanj djelovanja vretena
$\eta_{zupčanika}$	-	Stupanj djelovanja zupčanika
κ	-	Omjer minimalne i maksimalne sile
λ	-	Faktor uležištenja
ρ'	°	Korigirani kut trenja
$\sigma_{d(-1)dop}$	MPa	Dopušteno čisto naizmjenično naprezanje
σ_f	MPa	Naprezanje na savijanje

σ_{fDN}	MPa	Dinamičko naizmjenično naprezanje na savijanje
σ_{fdop}	MPa	Dopušteno naprezanje na savijanje
σ_{Flim}	MPa	Jednosmjerna čvrstoća oblikovanog korijena zuba
σ_{red}	MPa	Reducirano naprezanje
σ_{sh}	MPa	Naprezanje na savijanje u horizontalnoj ravnini
σ_{sv}	MPa	Naprezanje na savijanje u vertikalnoj ravnini
σ_{zdop}	MPa	Dopušteno naprezanje zavara
σ_{zs}	MPa	Naprezanje zavara na savijanje
σ_{zt}	MPa	Naprezanje zavara na tlak
τ_a	MPa	Naprezanje na odrez
τ_{dop}	MPa	Dopušteno naprezanje na odrez
τ_{tDN}	MPa	Dinamičko naizmjenično naprezanje na uvijanje
τ_z	MPa	Naprezanje zavara na odrez
Ψ	°	Kut uvijanja
Ψ_{dop}	°	Dopušteni kut uvijanja

SAŽETAK

U ovom diplomskom radu konstruirana je podizna platforma na bazi Sarrusovog mehanizma. Nakon analize tržišta izrađena su tri koncepta od kojih je najbolji odabran za daljnju razradu. Prema odabranom konceptu izrađen je 3D model i sklopni crtež u programu SolidWorks. Proveden je i proračun čvrstoće bitnih komponenti platforme da bi se osiguralo da odabrane dimenzije komponenata zadovoljavaju s obzirom na opterećenje.

Ključne riječi: Sarrusov mehanizam, podizna platforma

SUMMARY

In this thesis, a lifting platform based on the Sarrus mechanism was designed. After the market analysis, three concepts were created, of which the best one was selected for further development. According to the selected concept, a 3D model and assembly drawing were created in the SolidWorks program. The calculation of the strength of the essential components of the platform was also carried out to ensure that the selected dimensions of the components are satisfactory with regard to the load.

Key words: Sarrus mechanism, lifting platform

1. UVOD

Podizne platforme koriste se za vertikalno dizanje tereta na određenu visinu. Postoje različite izvedbe pri čemu svaka ima karakteristike koje ju čine prikladnom za određenu primjenu. Glavna razlika je i u pogonskom mehanizmu koji se koristi za podizanje platforme, a može biti hidraulički ili elektro-mehanički.

1.1. Izvedbe podiznih platformi

Na slici (1) prikazana je izvedba podizne platforme s jednostrukim škarama s nosivošću od 1000 kg koja za pogon koristi hidraulički cilindar.



Slika 1. Podizna platforma s jednostrukim škarama ^[4]

U tablici (1) prikazane su tehničke karakteristike podizne platforme iz slike (1).

Tablica 1. Tehničke karakteristike

Pogon	Hidraulički
Nosivost [kg]	1000
Visina u donjem položaju [mm]	80
Hod (razlika max. i min. visine) [mm]	820
Vrijeme podizanja [s]	13
Masa [kg]	240

Na slici (2) prikazana je druga izvedba podizne platforme s dvostrukim škarama koja je pogodnija za dizanje tereta na veće visine.



Slika 2. Podizna platforma s dvostrukim škarama ^[4]

U tablici (2) prikazane su tehničke karakteristike podizne platforme iz slike (2).

Tablica 2. Tehničke karakteristike

Pogon	Hidraulički
Nosivost [kg]	500
Visina u donjem položaju [mm]	275
Hod (razlika max. i min. visine) [mm]	1100
Vrijeme podizanja [s]	28
Masa [kg]	185

Treća izvedba podizne platforme s jednostrukim škarama prikazana je na slici (3). Prikladna je za terete manjih masa, a glavna prednost u odnosu na prethodne dvije je mobilnost.



Slika 3. Mobilna podizna platforma ^[4]

U tablici (3) prikazane su tehničke karakteristike podizne platforme iz slike (3).

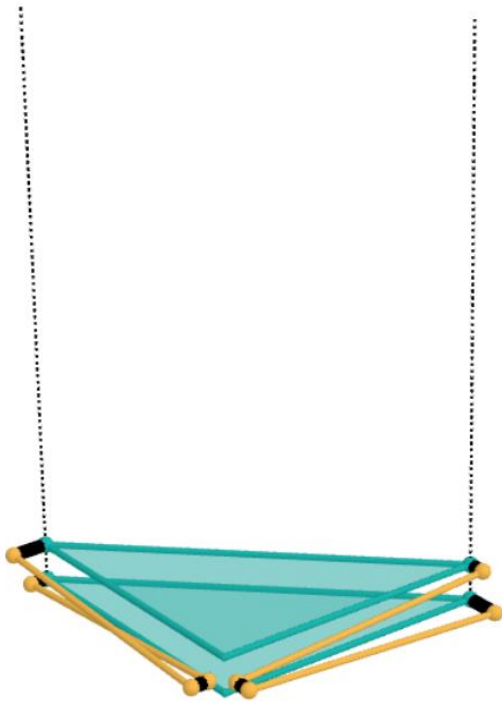
Tablica 3. Tehničke karakteristike

Pogon	Hidraulički
Nosivost [kg]	500
Visina u donjem položaju [mm]	330
Hod (razlika max. i min. visine) [mm]	600
Vrijeme podizanja [s]	-
Masa [kg]	75

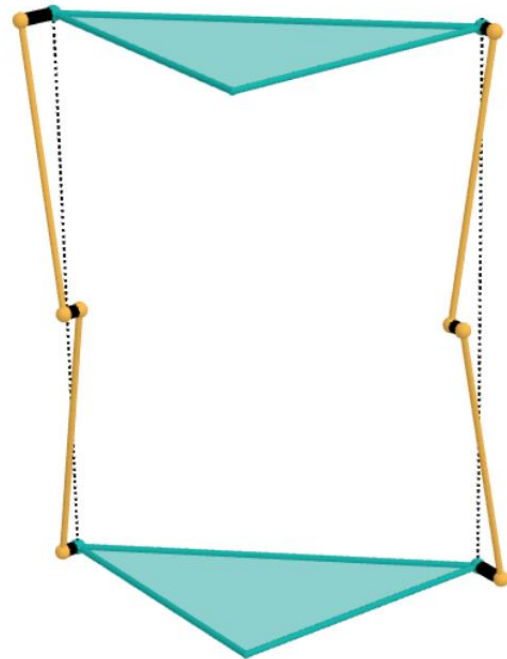
2. SARRUSOV MEHANIZAM

Sarrusov mehanizam je mehanizam koji putem sustava poluga pretvara limitirano kružno gibanje poluga u linearno gibanje ploče bez upotrebe vodilica. Izumio ga je Pierre Frédéric Sarrus 1853. godine. Sastoji se od gornje i donje ploče koje su međusobno paralelne, a povezane su zglobno spojenim polugama. Donja ploča je fiksna dok se gornja ploča pomiče gore – dolje.

[3]



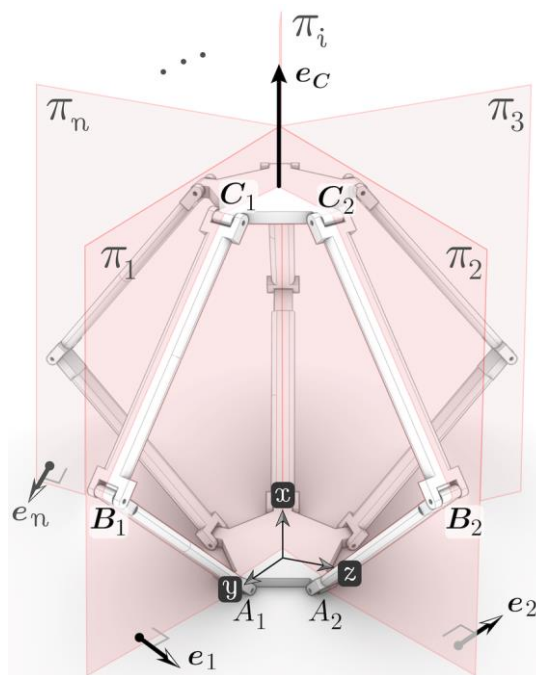
Slika 4. Donji položaj mehanizma [5]



Slika 5. Gornji položaj mehanizma [5]

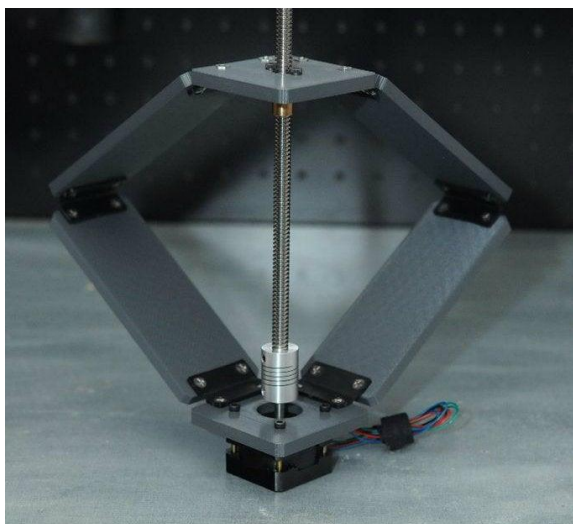
2.1. Strukture Sarrusovog mehanizma

Na donjim slikama prikazane su moguće strukture Sarrusovog mehanizma. Za ostvarivanje linearnog gibanja gornje ploče mogu se umjesto poluga koristiti i ploče različitih oblika. Poluge se mogu otvarati prema unutra (slika 5) ili prema van (slika 6). Ako se poluge otvaraju prema unutra, cijeli mehanizam zauzima manje prostora što je velika prednost.

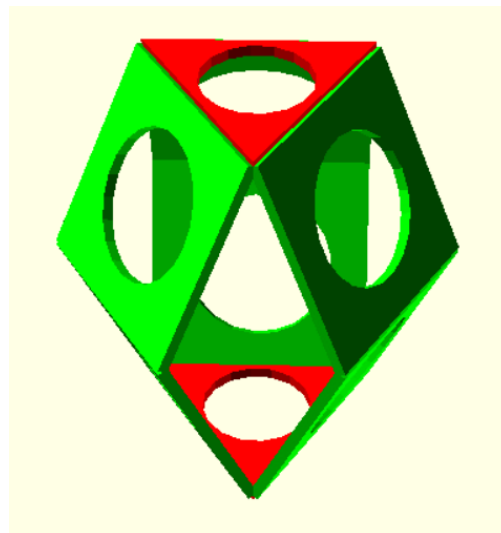


Slika 6. Struktura Sarrusovog mehanizma – 1 ^[7]

Na slici (8) prikazana je struktura Sarrusovog mehanizma koja za pogon koristi navojno vreteno. Prednost ovakvog pogona je što je jednostavan, no veliki nedostatak je što navojno vreteno prolazi kroz gornju ploču pa bi smještaj tereta bio problematičan.



Slika 7. Struktura Sarrusovog mehanizma – 2 ^[8]



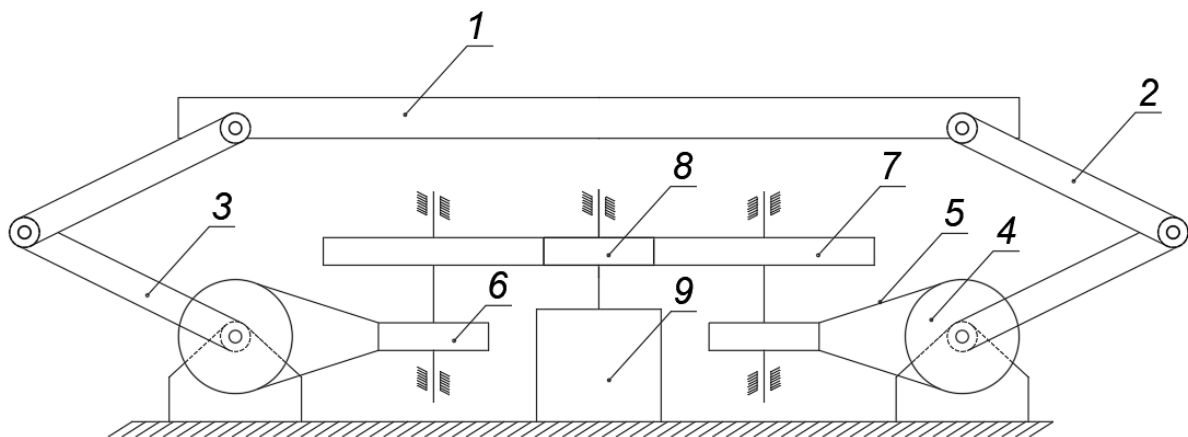
Slika 8. Struktura Sarrusovog mehanizma – 3 ^[5]

3. KONCEPTI

U nastavku je prikazano nekoliko koncepata od kojih će jedan biti odabran za konstrukcijsku razradu.

3.1. Koncept 1

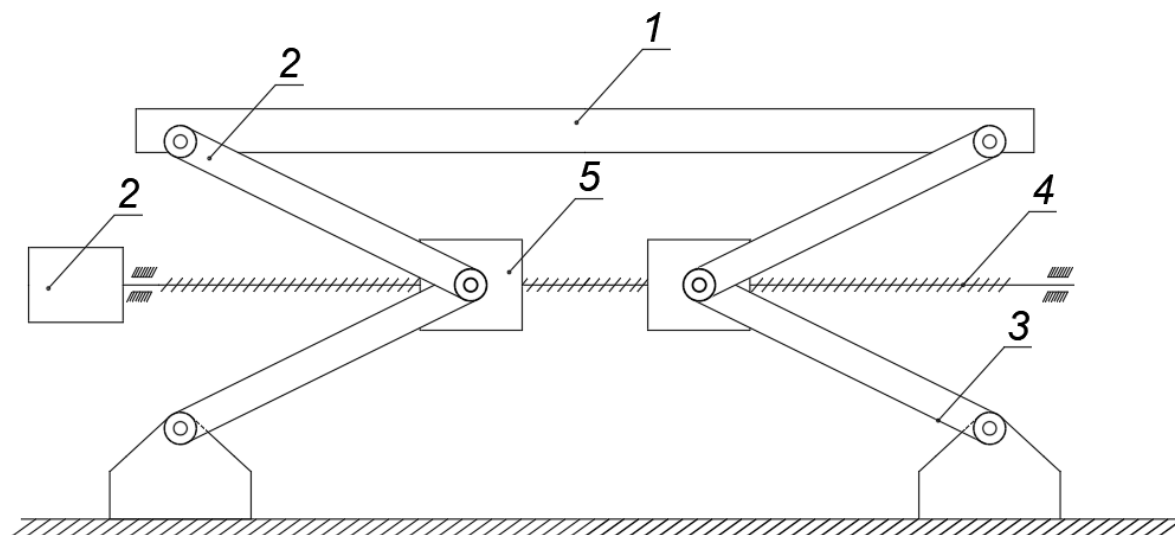
Na slici (9) prikazan je prvi koncept podizne platforme. Sastoji se od pomične ploče (1), gornje (2) i donje (3) poluge, remenice (4 i 6), klinastog remena (5), zupčanika s ravnim zubima (7,8) i elektromotora (9). Pokretanjem elektromotora (9) prenosi se snaga sa zupčanika (8) na zupčanik (7) a potom i na remenicu (6) koja je polukrižnim remenskim prijenosom spojena na remenicu (4). Remenica (4) čvrsto je spojena s donjom polugom (3) tako da prilikom okretanja remenice dolazi do pomicanje poluge čime se ostvaruje linearno gibanje pomične ploče (1). Snaga se na poluge dovodi putem tri zupčanika (4) koji su međusobno razmaknuti za 120 stupnjeva.



Slika 9. Koncept 1

3.2. Koncept 2

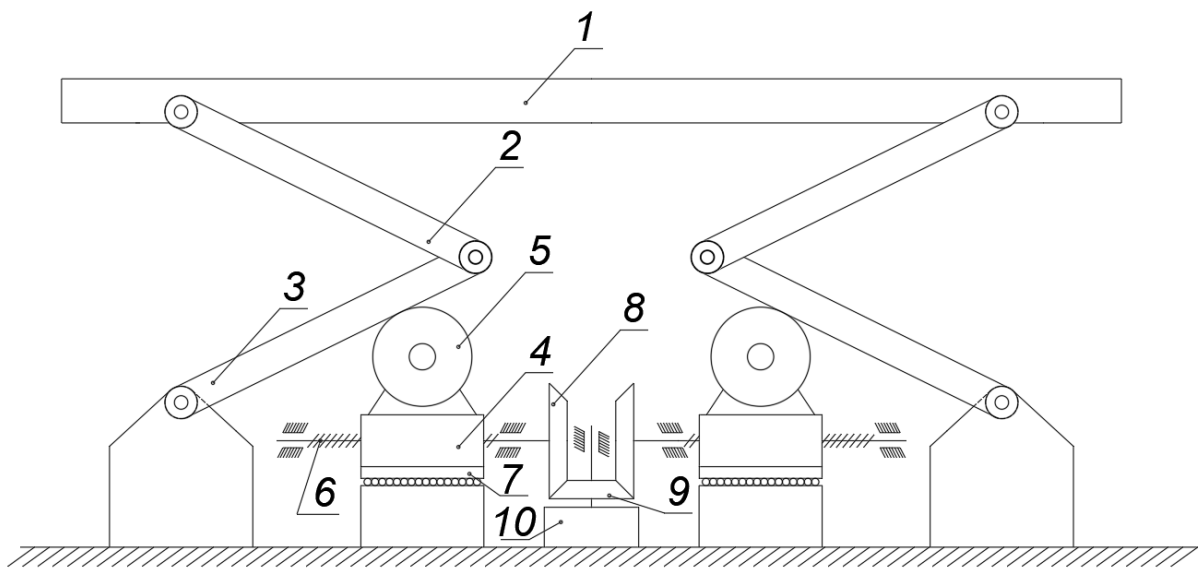
Na slici (10) prikazan je drugi koncept podizne platforme. Sastoji se od pomične ploče (1), gornje (2) i donje poluge (3), matice (5), elektromotora (2) i vretena (4). Snaga se s elektromotora prenosi na vreteno koje je uležišteno na 2 ležaja te na maticu čijim se gibanjem ostvaruje podizanje tereta.



Slika 10. Koncept 2

3.3. Koncept 3

Na slici (11) prikazan je koncept 3. Sastoji se od pomične ploče (1), gornje (2) i donje (3) poluge, pomične matice (4), kotačića (5), navojnog vretena (6), linearne vodilice (7), stožnika (8 i 9) te elektromotora (10). Pokretanjem elektromotora snaga se putem stožnika prenosi na navojno vreteno (6). Okretanjem navojnog vretena (6) dolazi do aksijalnog pomicanja pomične matice (4) po linearnoj vodilici (7). Kotačić (5) koji je zglobno spojen s maticom (4) pritišće donju polugu (3) čime se osigurava normalna sila kojom se ostvaruje zakretanje poluga te u konačnici linearno gibanje pomične ploče (1).



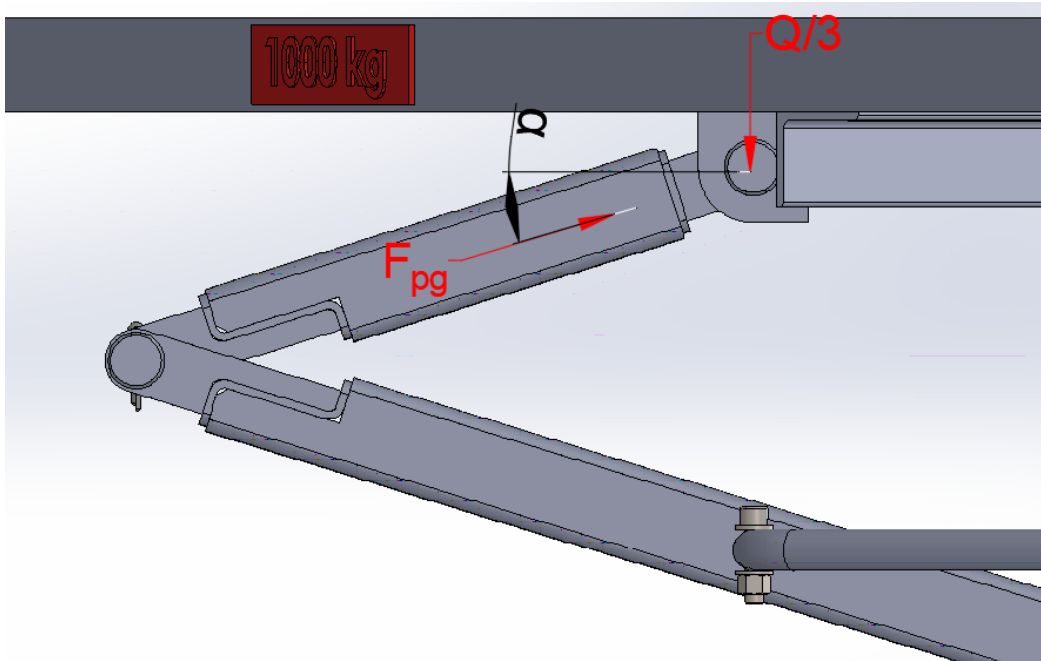
Slika 11. Koncept 3

4. ODABIR KONCEPTA

Kao koncept za daljnju razradu odabran je koncept 3. Glavni nedostatak koncepta 1 su preveliki iznosi sila i momenata a potom i potrebna snaga elektromotora da bi se ostvarilo linearno gibanje pomične ploče što bi na kraju rezultiralo velikim dimenzijama pogonskih elemenata i ostalih popratnih dijelova što ne bi bilo ekonomski isplativo. Konceptom 2 taj je problem riješen tako da se za pokretanje poluga koristi navojno vreteno čime se bitno smanjuju sile i momenti na pogonskim elementima kao i potreban moment elektromotora, no smještaj elektromotora s reduktorom kao i uležištenje vretena bi bilo problematično. Konceptom 3 osiguran je veliki prijenosni omjer te ima više slobodnih parametara na koje se može utjecati s ciljem ostvarenja minimalne sile vretena te je on odabran za daljnju razradu.

5. ODREĐIVANJE SILA I MOMENATA PRILIKOM DIZANJA TERETA

Na slici (12) prikazana je pomična ploča oslobođena veza. Pomična ploča oslonjena je na 3 poluge koje su međusobno razmaknute za 120 stupnjeva po obodu.

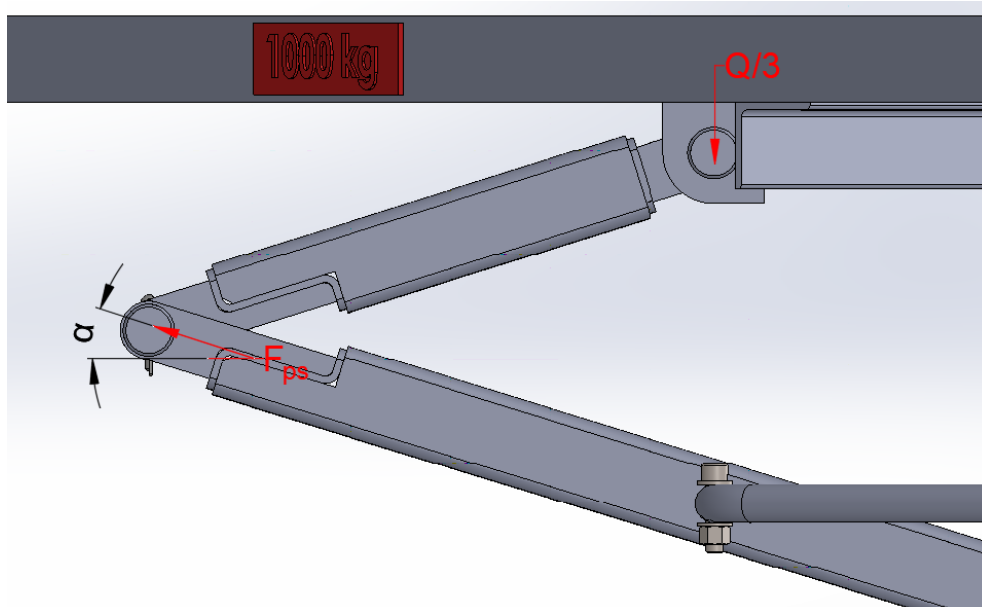


Slika 12. Podizna ploča oslobođena veza

Postavljanjem sume sila u smjeru vertikalne osi može se odrediti sila u gornjoj poluzi.

$$F_{pg} = \frac{Q}{3 \cdot \sin(\alpha)}. \quad (1)$$

Na slici (13) prikazana je gornja poluga oslobođena veza.

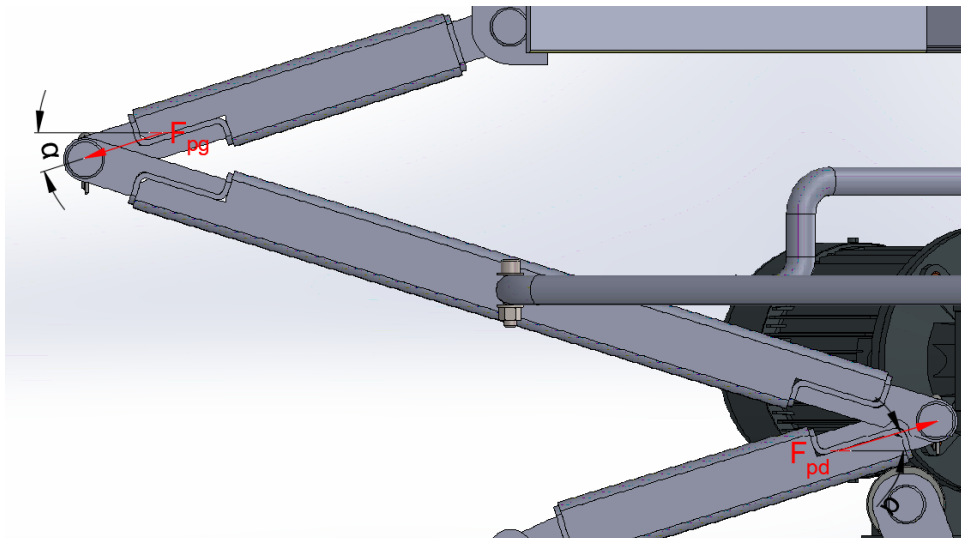


Slika 13. Gornja poluga oslobođena veza

Postavljanjem sume sila u smjeru vertikalne osi slijedi:

$$F_{ps} = \frac{Q}{3 \cdot \sin(\alpha)}. \quad (2)$$

Na slici (14) prikazana je srednja poluga oslobođena veza.

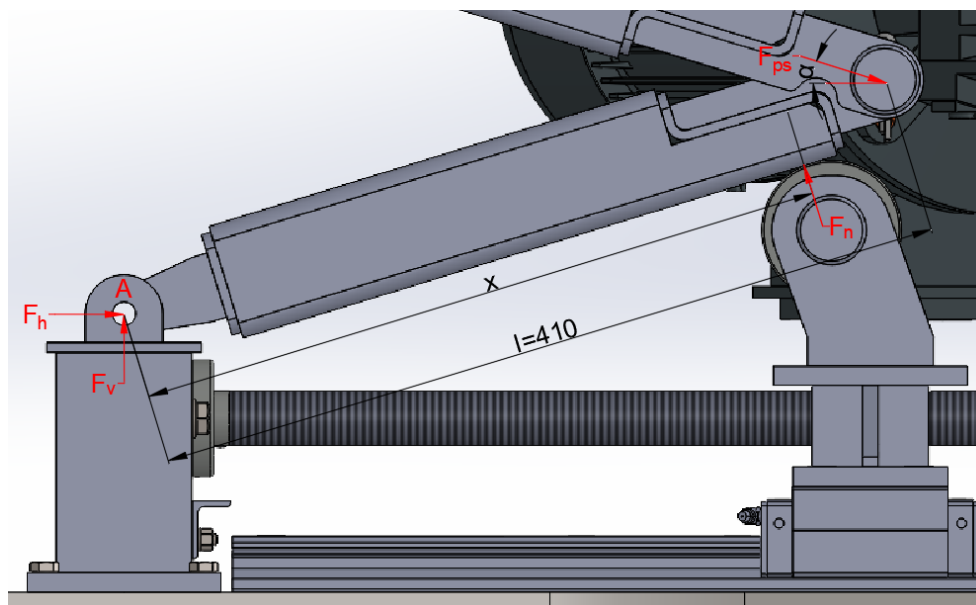


Slika 14. Srednja poluga oslobođena veza

Postavljanjem sume sila u smjeru horizontalne osi slijedi:

$$F_{pg} = F_{pd}. \quad (3)$$

Na slici (15) prikazana je donja poluga oslobođena veza. Zbog relativno malog iznosa faktora trenja kotrljanja i kraka sile trenja oko nepomičnog oslonca, trenje se zanemaruje.



Slika 15. Donja poluga oslobođena veza

Oslobađanjem donje poluge veza možemo odrediti ovisnost normalne sile kotačića na polugu o ovisnosti o kutu α i koordinati položaja kotačića x . Postavljanjem sume momenata oko točke A slijedi:

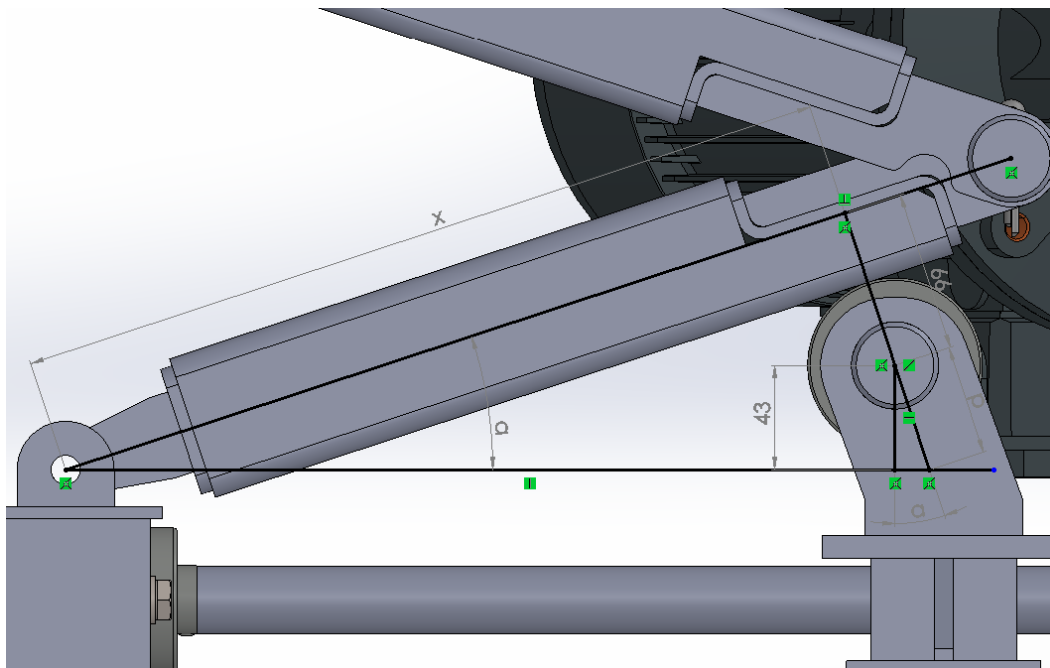
$$\sum M_A = 0, \quad (4)$$

$$F_n \cdot x = F_{ps} \cdot \cos(\alpha) \cdot l \cdot \sin(\alpha) + F_{ps} \cdot \sin(\alpha) \cdot l \cdot \cos(\alpha). \quad (5)$$

Sređivanjem izraza (5) slijedi:

$$F_n = \frac{2}{3} \cdot \frac{Q \cdot \cos(\alpha) \cdot l}{x}. \quad (6)$$

Za određivanje dužine x o ovisnosti o kutu α polazimo od slike (16).



Slika 16. Ovisnost dužine x o kutu α

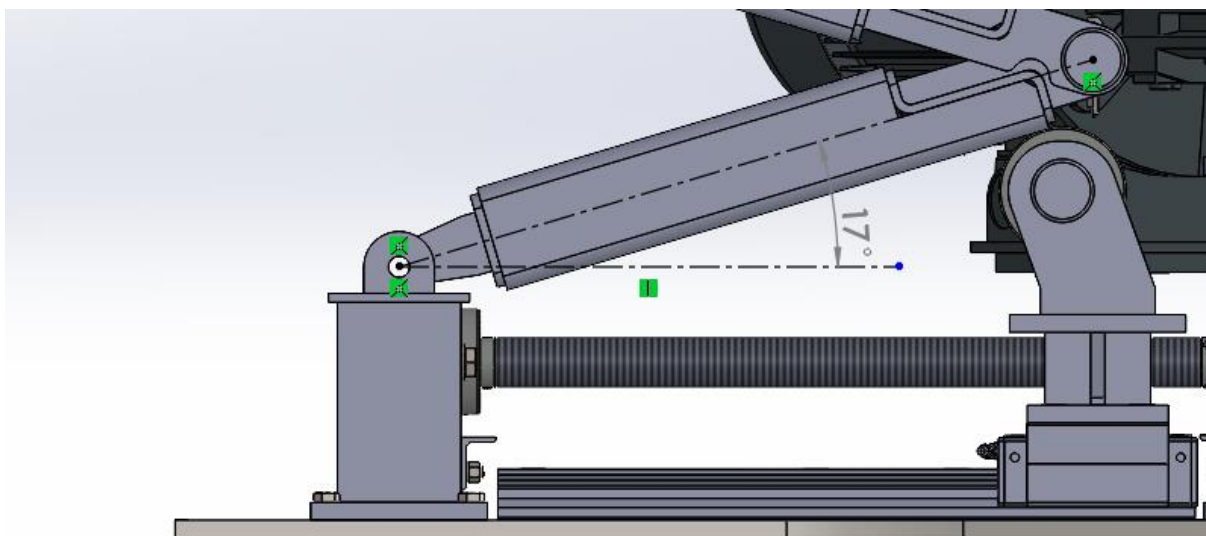
Primjenom trigonometrijskih funkcija i sređivanjem slijedi:

$$x = \frac{66 \cdot \cos(\alpha) + 43}{\sin(\alpha)}. \quad (7)$$

Ubacivanjem izraza (7) u izraz (6) i sređivanjem slijedi:

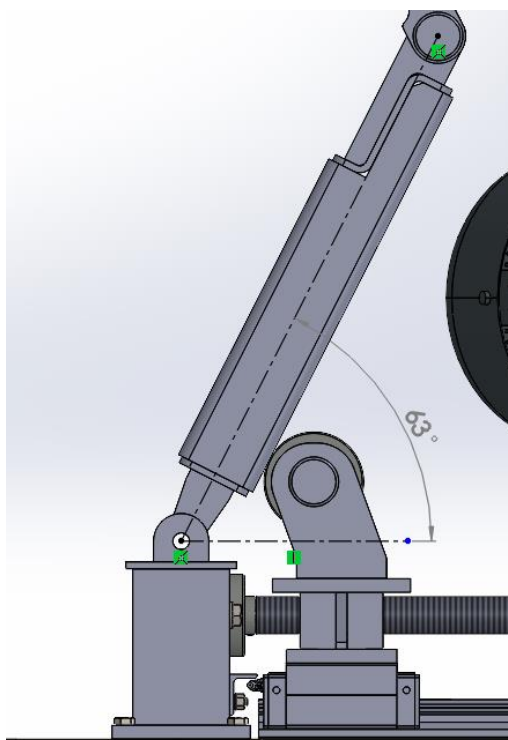
$$F_n = \frac{2681400 \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha)}{66 \cdot \cos(\alpha) + 43}. \quad (8)$$

Donji položaj ostvaruje se pri kutu $\alpha = 17^\circ$ kako je prikazano na slici (17).



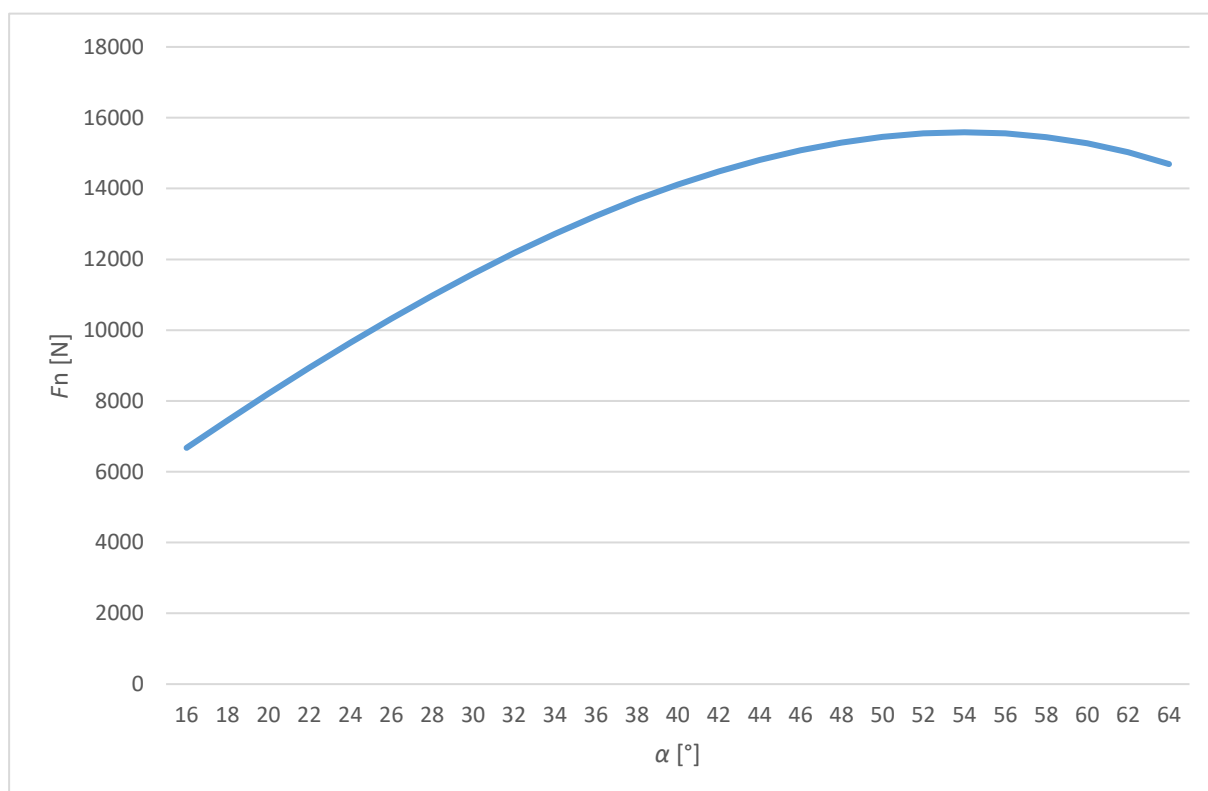
Slika 17. Donji položaj mehanizma

Gornji položaj ostvaruje se pri kutu $\alpha = 63^\circ$ kako je prikazano na slici (18).



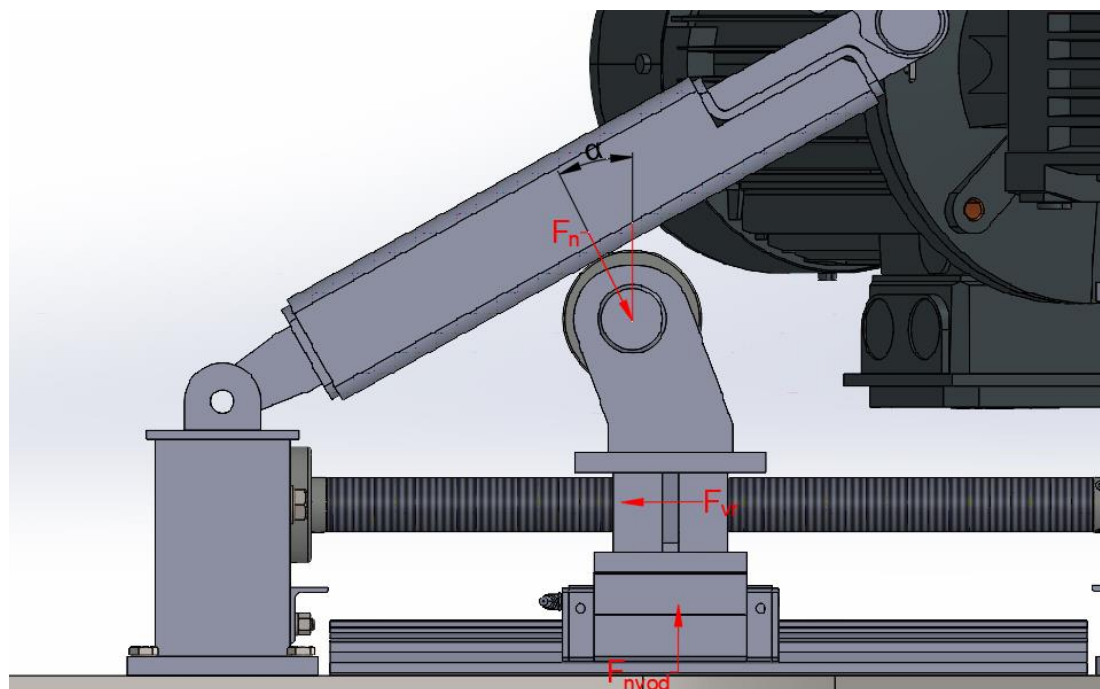
Slika 18. Gornji položaj mehanizma

Grafička ovisnost normalne sile o kutu α prikazana je na slici (19).



Slika 19. Ovisnost normalne sile o kutu α

Na slici (20) prikazana je pomična matica oslobođena veza. Trenje između vodilice i matice je zanemareno.

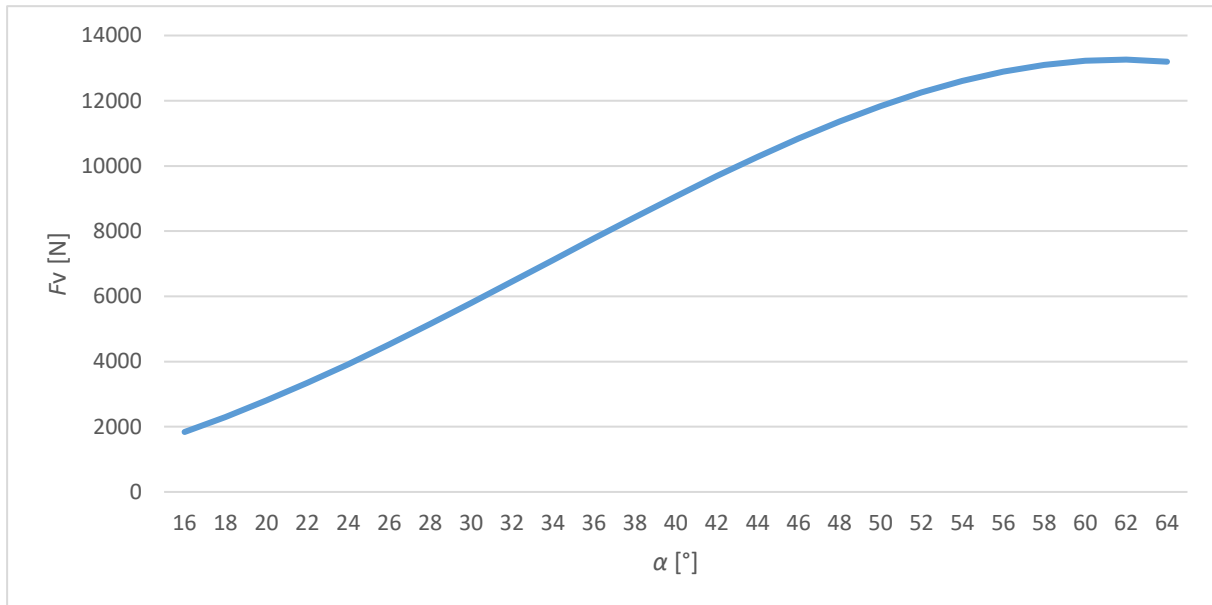


Slika 20. Pomična matica oslobođena veza

Postavljanjem sume sila u horizontalnom smjeru slijedi iznos sile vretena.

$$F_{vr} = F_n \cdot \sin(\alpha) = \frac{2681400 \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha)^2}{66 \cdot \cos(\alpha) + 43}. \quad (9)$$

Grafička ovisnost sile vretena o kutu α prikazana je na slici (21).

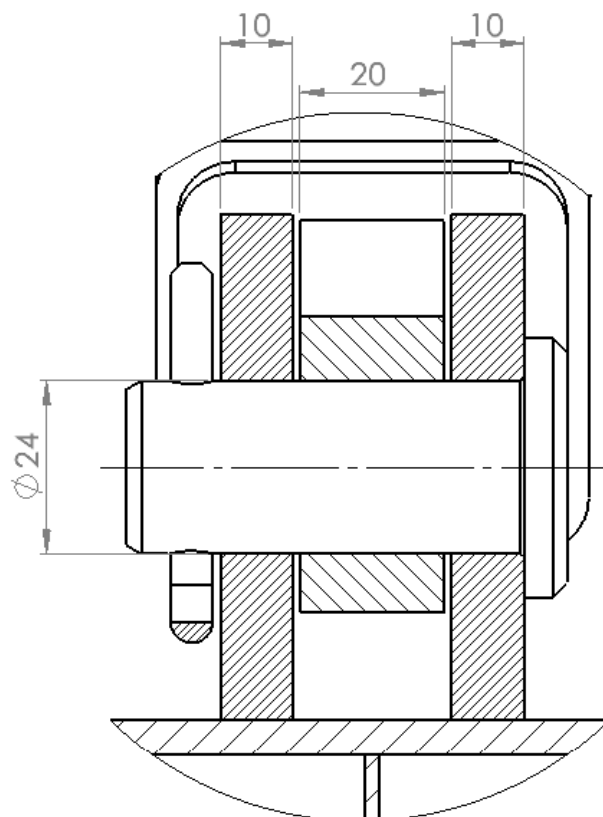


Slika 21. Ovisnost sile vretena o kutu α

6. PROVJERA ČVRSTOĆE STROJNIH ELEMENATA

6.1. Provjera čvrstoće spoja gornje poluge i ušica okvira

Na slici (22) prikazan je spoj gornje poluge i ušica okvira.



Slika 22. Spoj gornje poluge i ušica okvira

Maksimalna sila koja se javlja u spoju iznosi:

$$F_{pg} = \frac{Q}{3 \cdot \sin(\alpha)} = \frac{1000 \cdot 9,81}{3 \cdot \sin(17)} = 11184 \text{ N.} \quad (10)$$

Bočni pritisak na ušici iznosi:

$$p_v = \frac{F_{pg}}{2 \cdot d_s \cdot t_{ušice}} = \frac{11184}{2 \cdot 24 \cdot 10} = 23,3 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 24 \text{ MPa.} \quad (11)$$

Bočni pritisak na gornjoj poluzi iznosi:

$$p_u = \frac{F_{pg}}{d_s \cdot t_{poluge}} = \frac{11184}{24 \cdot 20} = 23,3 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 24 \text{ MPa.} \quad (12)$$

Naprezanje svornjaka na odrez iznosi:

$$\tau_a = \frac{F_{pg}}{\frac{d_s^2 \pi}{4}} = \frac{11184}{\frac{24^2 \pi}{4}} = 24,7 \text{ MPa} \leq \tau_{dop} = 40 \text{ MPa.} \quad (13)$$

Kako su sva naprezanja manja od dopuštenih, svi elementi zadovoljavaju uvjet čvrstoće.

6.2. Provjera čvrstoće spoja donje poluge i ušica

Postavljanjem sume sila u smjeru horizontalne osi prema slici (15) slijedi:

$$F_h = F_n \cdot \sin(\alpha) - F_{ps} \cdot \cos(\alpha). \quad (14)$$

Postavljanjem sume sila u vertikalnom smjeru prema slici (15) slijedi:

$$F_v = F_{ps} \cdot \sin(\alpha) - F_n \cdot \cos(\alpha). \quad (15)$$

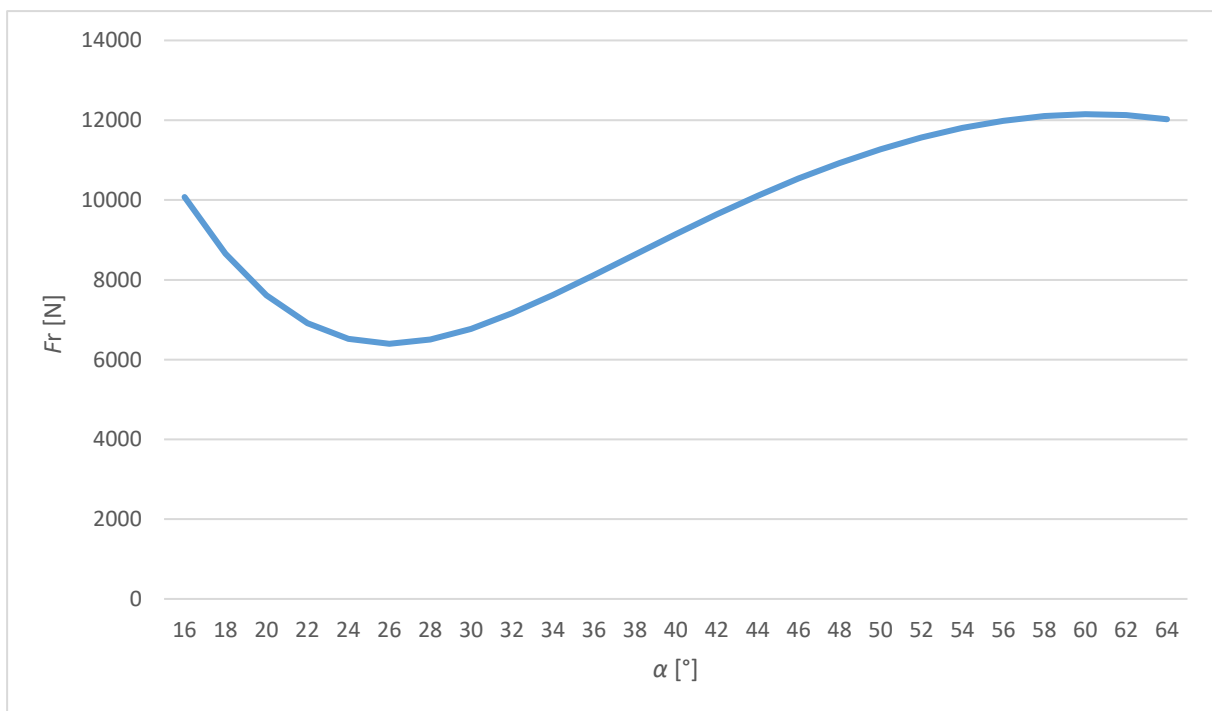
Rezultantna sila u spoju iznosi:

$$F_r = \sqrt{F_h^2 + F_v^2}. \quad (16)$$

Maksimalan iznos rezultantne sile postiže se pri kutu $\alpha = 60^\circ$ i iznosi:

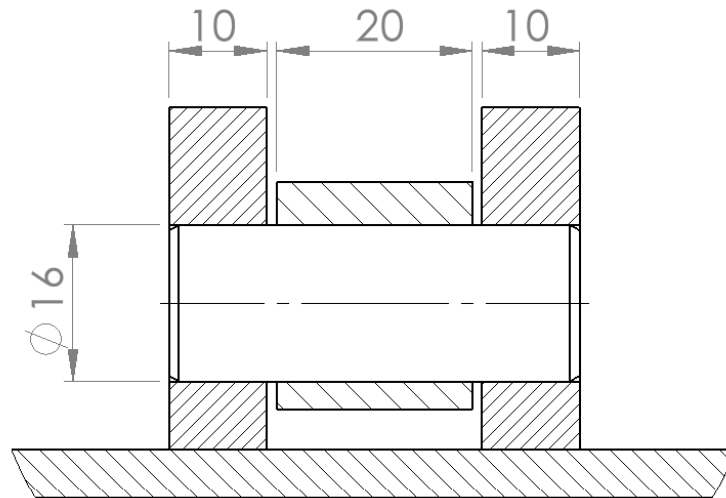
$$F_{r\max} = 12151 \text{ N}. \quad (17)$$

Na slici (23) prikazana je grafička ovisnost rezultantne sile o kutu α .



Slika 23. Ovisnost rezultantne sile o kutu α

Na slici (24) prikazan je spoj ušica i poluge. Zatik je od ispadanja osiguran steznim spojem.



Slika 24. Spoj poluge i ušica

Bočni pritisak na ušici iznosi:

$$p_v = \frac{F_r}{2 \cdot d_z \cdot t_{ušice}} = \frac{12151}{2 \cdot 16 \cdot 10} = 38 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 72 \text{ MPa}. \quad (18)$$

Bočni pritisak na donjoj poluzi iznosi:

$$p_u = \frac{F_r}{d_z \cdot t_{poluge}} = \frac{12151}{16 \cdot 20} = 38 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 72 \text{ MPa}. \quad (19)$$

Naprezanje zatika na odrez iznosi:

$$\tau_a = \frac{F_r}{\frac{d_z^2 \pi}{4}} = \frac{12151}{\frac{16^2 \pi}{4}} = 60,4 \text{ MPa} \leq \tau_{dop} = 64 \text{ MPa}. \quad (20)$$

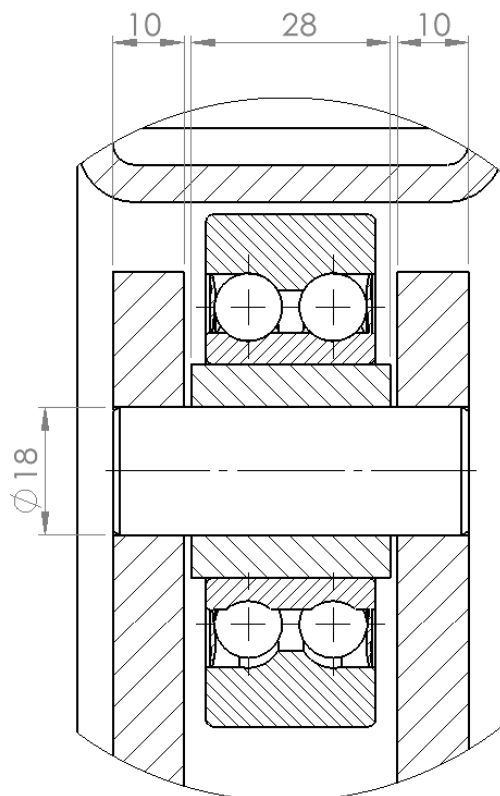
Naprezanje zatika na savijanje iznosi:

$$\sigma_f = \frac{0,5 \cdot F_r \cdot 0,5 \cdot t_{ušice}}{0,1 \cdot d_z^3} = \frac{0,5 \cdot 12151 \cdot 0,5 \cdot 10}{0,1 \cdot 16^3} = 74 \text{ MPa} \leq \sigma_{fdop} = 96 \text{ MPa}. \quad (21)$$

Kako su sva naprezanja manja od dopuštenih, ušica i zatic zadovoljavaju uvjet čvrstoće

6.3. Provjera čvrstoće spoja kotačića i ušica

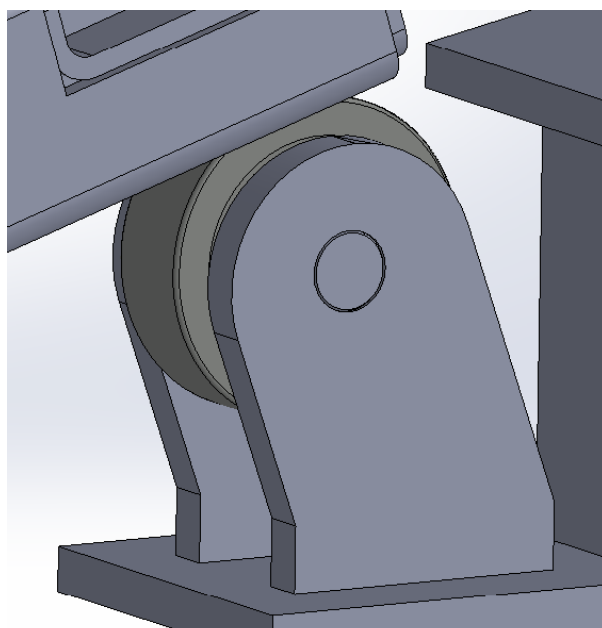
Na slici (25) prikazan je spoj kotačića i ušica matice pomoću zatika.



Slika 25. Spoj kotačića i ušica matice - presjek

Maksimalna normalna sila koja opterećuje spoj iznosi 15590 N i javlja se pri kutu $\alpha = 54^\circ$.

Na slici (26) prikazan je spoj kotačića i ušica matice u izometriji.



Slika 26. Spoj kotačića i ušica matice - izometrija

Bočni pritisak na ušici iznosi:

$$p_v = \frac{F_n}{2 \cdot d_z \cdot t_{ušice}} = \frac{15590}{2 \cdot 18 \cdot 10} = 43,3 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 72 \text{ MPa}. \quad (22)$$

Bočni pritisak na kotačiću iznosi:

$$p_u = \frac{F_n}{d_z \cdot t_{kot}} = \frac{15590}{18 \cdot 28} = 30,9 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 72 \text{ MPa}. \quad (23)$$

Naprezanje zatika na odrez iznosi:

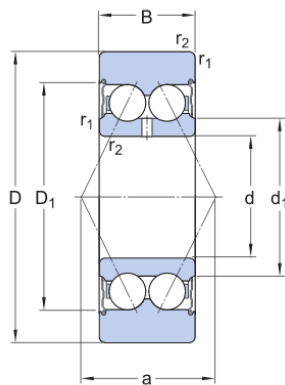
$$\tau_a = \frac{F_n}{\frac{d_z^2 \pi}{4}} = \frac{15590}{\frac{18^2 \pi}{4}} = 61,3 \text{ MPa} \leq \tau_{dop} = 64 \text{ MPa}. \quad (24)$$

Naprezanje zatika na savijanje iznosi:

$$\sigma_f = \frac{0,5 F_n \cdot 0,5 t_{ušice}}{0,1 \cdot d_z^3} = \frac{0,5 \cdot 15590 \cdot 0,5 \cdot 10}{0,1 \cdot 18^3} = 66,8 \text{ MPa}, \quad (25)$$

$$\sigma_f = 66,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{fdop} = 96 \text{ MPa}. \quad (26)$$

Kotačić (eng. track roller) odabran je iz kataloga proizvođača SKF. Na slici (27) prikazane su njegove tehničke karakteristike.



Dimensions

D	72 mm	Outside diameter
d	30 mm	Bore diameter
B	23.8 mm	Width
d ₁	≈ 38.7 mm	Shoulder/recess diameter inner ring
D ₁	≈ 55.2 mm	Recess diameter outer ring
r _{1,2}	min. 1 mm	Chamfer dimension
a	36 mm	Distance pressure points

Slika 27. Tehničke karakteristike kotačića ^[11]

Na slici (28) prikazane su vrijednosti dopuštenih opterećenja.

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	25.1 kN
Basic static load rating	C_0	16.3 kN
Fatigue load limit	P_u	0.695 kN
Maximum dynamic radial load	F_r	max. 17 kN
Maximum static radial load	F_{0r}	max. 24 kN
Limiting speed		5 000 r/min

Slika 28. Dopuštena opterećenja track rollera ^[11]

Kako je broj okretaja kotačića jako malen, vrši se proračun s obzirom na statičku nosivost.

Statička sigurnost kotačića iznosi:

$$s_o = \frac{C_o}{P_{or}} = \frac{16300}{15590} = 1,05. \quad (27)$$

Izračunata sigurnost odnosi se na slučaj podizanja najvećeg tereta (1000 kg) na najveću visinu (1 m). Kod lakših tereta i manjih visina dizanja, faktor sigurnosti bio bi puno veći.

6.4. Minimalna potrebna visina matice

Bočni tlak na dodiru matice i navojnog vretena mora biti manji od dopuštenog, a određuje se prema izrazu (28).

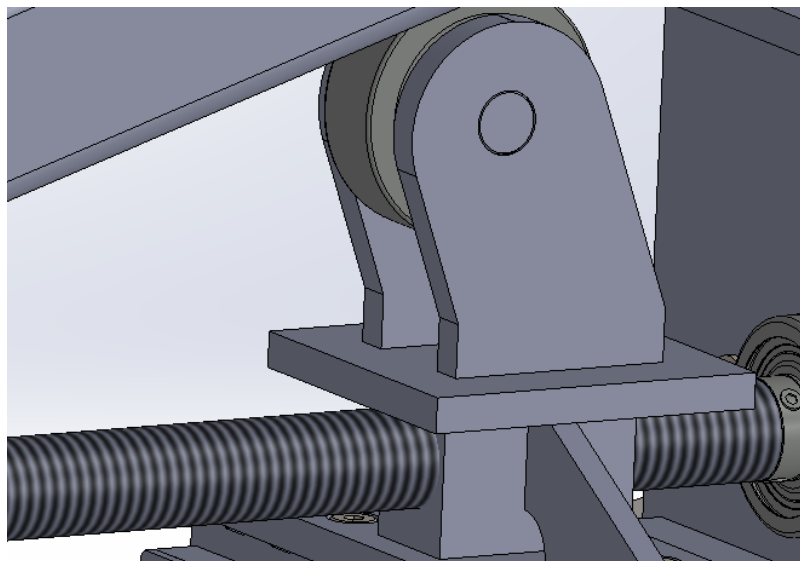
$$p = \frac{F_{vr} \cdot P}{d_2 \pi \cdot H_1 \cdot m_{matice}} \leq p_{dop}, \quad (28)$$

pri čemu je F_{vr} sila u vretenu, P korak navoja a H_1 nosiva dubina navoja koja za trapezne navoje iznosi $0,5P$. Uz $p_{dop} = 10$ MPa potrebna visina matice iznosi:

$$m_{matice} \geq \frac{F_{vr} \cdot P}{d_2 \pi \cdot 0,5P \cdot p_{dop}} = \frac{13260 \cdot 5}{25,5 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot 5 \cdot 10} = 33,1 \text{ mm}. \quad (29)$$

Odabrana visina matice iznosi $m_{matice} = 50$ mm.

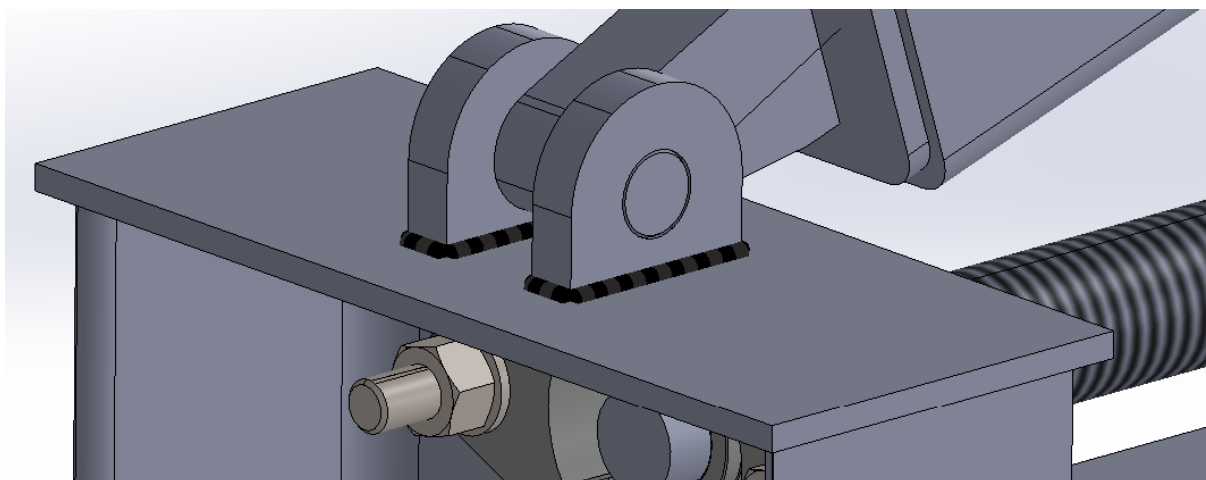
Na slici (29) prikazana je matica s navojnim vretenom Tr28x15 (P5).



Slika 29. Matica i navojno vreteno

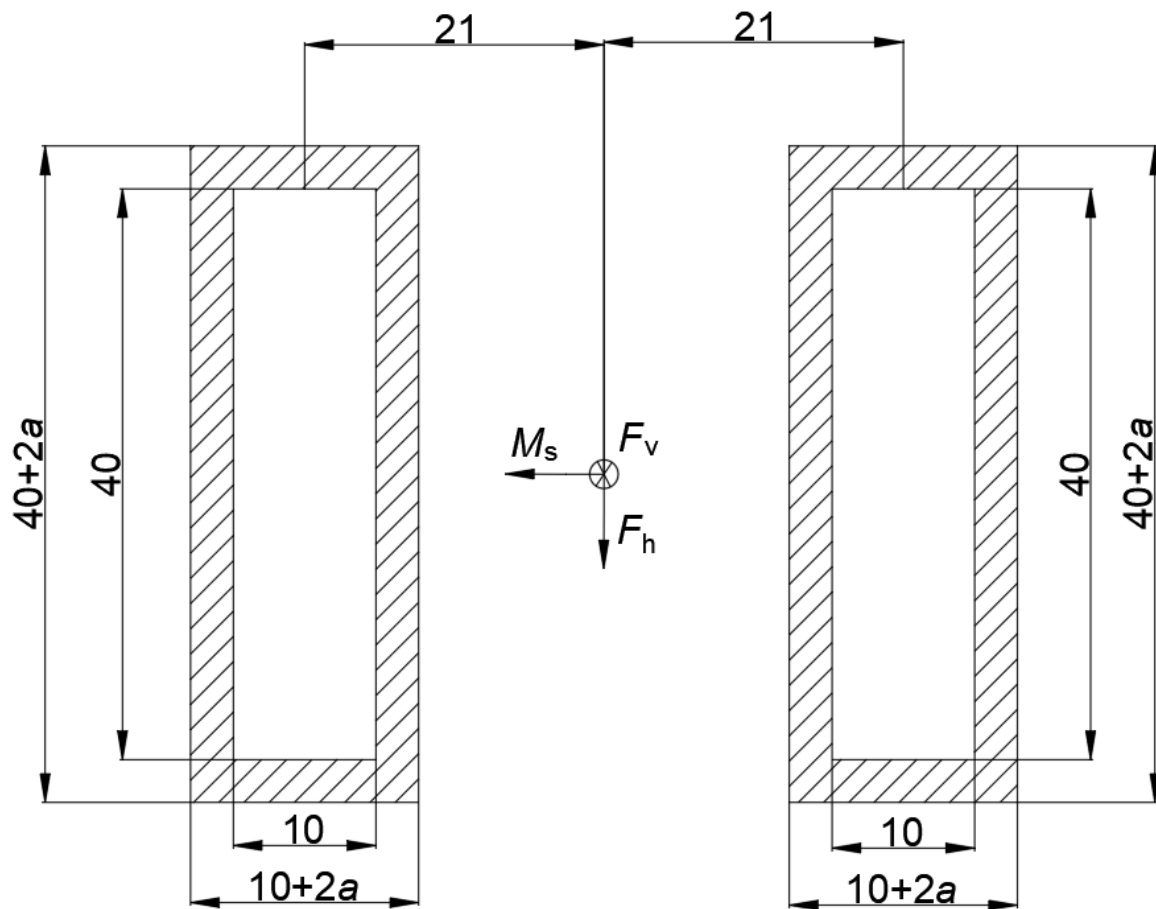
6.5. Proračun zavora ušica i nosača ležaja

Na slici (30) prikazan je zavar ušica i nosača ležaja.



Slika 30. Zavar ušica i nosača ležaja

Na slici (31) prikazan je poprečni presjek zavara s ucrtanim opterećenjem.



Slika 31. Poprečni presjek zavara s ucrtanim opterećenjem

Opterećenje je određeno za slučaj najveće horizontalne sile jer je tada savijanje najveće.

Horizontalna sila koja opterećuje zavar iznosi:

$$F_h = 11600 \text{ N.} \quad (30)$$

Vertikalna sila koja opterećuje zavar iznosi:

$$F_v = 3176 \text{ N.} \quad (31)$$

Moment savijanja koji opterećuje zavar iznosi:

$$M_s = F_h \cdot 15 = 11600 \cdot 15 = 174000 \text{ Nmm.} \quad (32)$$

Aksijalni moment inercije poprečnog presjeka zavara iznosi:

$$I_y = \left(\frac{(10 + 2a) \cdot (40 + 2a)^3}{12} - \frac{10 \cdot 40^3}{12} \right). \quad (33)$$

Smično naprezanje zavara iznosi:

$$\tau_z = \frac{F_h}{A_{\text{smik}}} = \frac{11600}{(40 + 2a) \cdot 4a}. \quad (34)$$

Tlačno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{zt} = \frac{F_v}{A_z} = \frac{3176}{((40 + 2a) \cdot (10 + 2a) - 400) \cdot 2}. \quad (35)$$

Naprezanje zavara na savijanje iznosi:

$$\sigma_{zs} = \frac{M_s}{I_y} \cdot Z = \frac{174000}{\left(\frac{(10 + 2a) \cdot (40 + 2a)^3}{12} - \frac{10 \cdot 40^3}{12}\right)} \cdot \frac{(40 + 2a)}{2}. \quad (36)$$

Reducirano naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{zt}^2 + \sigma_{zs}^2 + 3 \cdot \tau_z^2} \leq \sigma_{zdop}. \quad (37)$$

Odnos minimalne i maksimalne sile koje su očitane prema slici (23) iznosi:

$$\kappa = \frac{F_{rmin}}{F_{rmax}} = \frac{6395}{12151} = 0,53. \quad (38)$$

Dopušteno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{zdop} = \frac{\frac{5}{3} \sigma_{d(-1)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sigma_{d(-1)dop}}{0,75 R_m}\right) \cdot \kappa}. \quad (39)$$

Ubacivanjem poznatih vrijednosti naprezanja prema [2] u izraz (39) slijedi:

$$\sigma_{zdop} = \frac{\frac{5}{3} \cdot 180}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \cdot 180}{0,75 \cdot 340}\right) \cdot 0,53} = 274 \text{ MPa}. \quad (40)$$

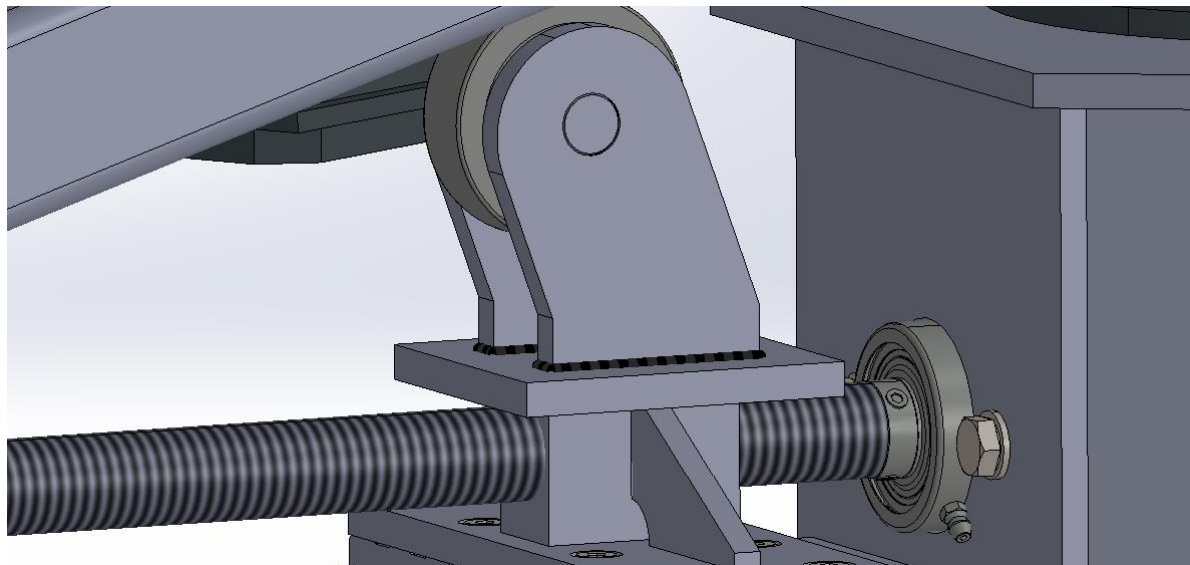
Ubacivanjem izraza (34), (35) i (36) u izraz (37) uz $\sigma_{zdop} = 274 \text{ MPa}$, potrebna debljina zavara iznosi:

$$a_{potrebno} = 0,5 \text{ mm}. \quad (41)$$

Odabrana debljina zavara iznosi $a = 3 \text{ mm}$.

6.6. Proračun zavar ušica i sklopa matice

Na slici (32) prikazan je zavar ušica i sklopa matice.



Slika 32. Zavar ušica i sklopa matice

Opterećenje je određeno za slučaj kada se platforma nalazi u gornjem položaju.

Horizontalna sila koja opterećuje zavar iznosi:

$$F_h = F_n \cdot \sin(\alpha_{\max}) = 14890 \cdot \sin(63) = 13267 \text{ N.} \quad (42)$$

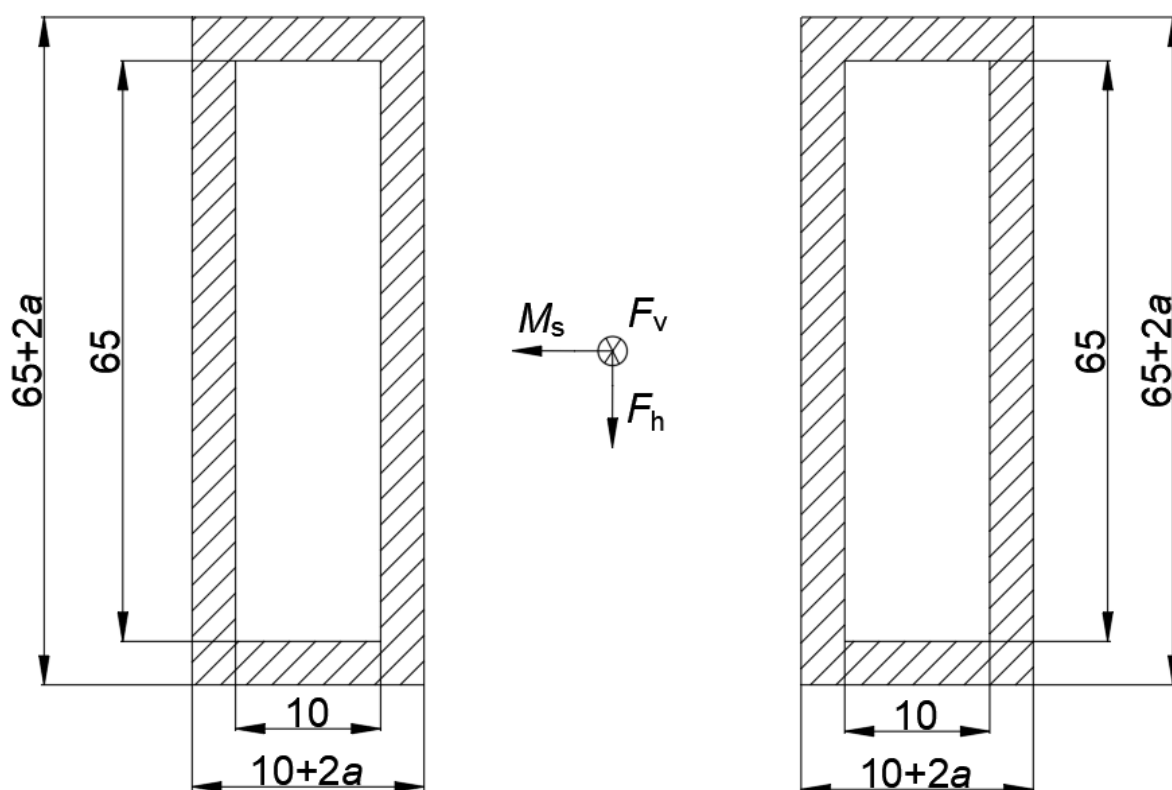
Vertikalna sila koja opterećuje zavar iznosi:

$$F_v = F_n \cdot \cos(\alpha_{\max}) = 14890 \cdot \cos(63) = 6760 \text{ N.} \quad (43)$$

Moment savijanja koji opterećuje zavar iznosi:

$$M_s = F_h \cdot 15 = 13267 \cdot 70 = 928690 \text{ Nmm.} \quad (44)$$

Na slici (33) prikazan je poprečni presjek zavora s ucrtanim opterećenjem.



Slika 33. Poprečni presjek zavora u ucrtanim opterećenjem

Aksijalni moment inercije poprečnog presjeka zavora iznosi:

$$I_y = \left(\frac{(10 + 2a) \cdot (65 + 2a)^3}{12} - \frac{10 \cdot 65^3}{12} \right). \quad (45)$$

Smično naprezanje zavora iznosi:

$$\tau_z = \frac{F_h}{A_{\text{smik}}} = \frac{13267}{(65 + 2a) \cdot 4a}. \quad (46)$$

Tlačno naprezanje zavora iznosi:

$$\sigma_{zt} = \frac{F_v}{A_z} = \frac{6760}{((65 + 2a) \cdot (10 + 2a) - 650) \cdot 2}. \quad (47)$$

Naprezanje zavora na savijanje iznosi:

$$\sigma_{zs} = \frac{M_s}{I_y} \cdot z = \frac{928690}{\left(\frac{(10 + 2a) \cdot (65 + 2a)^3}{12} - \frac{10 \cdot 65^3}{12} \right)} \cdot \frac{(65 + 2a)}{2}. \quad (48)$$

Reducirano naprezanje zavora iznosi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{zt}^2 + \sigma_{zs}^2 + 3 \cdot \tau_z^2} \leq \sigma_{\text{zdop}}. \quad (49)$$

Odnos minimalne i maksimalne sile koje su očitane prema slici (19) iznosi:

$$\kappa = \frac{F_{n\min}}{F_{n\max}} = \frac{7065}{15590} = 0,45. \quad (50)$$

Dopušteno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{zdop} = \frac{\frac{5}{3} \sigma_{d(-1)dop}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sigma_{d(-1)dop}}{0,75 R_m}\right) \cdot \kappa}. \quad (51)$$

Ubacivanjem poznatih vrijednosti naprezanja prema [2] u izraz (51) slijedi:

$$\sigma_{zdop} = \frac{\frac{5}{3} \cdot 180}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \cdot 180}{0,75 \cdot 340}\right) \cdot 0,45} = 278 \text{ MPa}. \quad (52)$$

Ubacivanjem izraza (46), (47) i (48) u izraz (49) uz $\sigma_{zdop} = 278 \text{ MPa}$, potrebna debljina zavara iznosi:

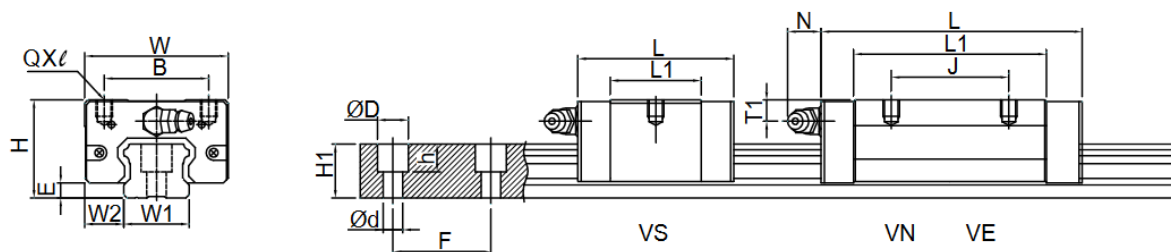
$$a_{\text{potrebno}} = 2,25 \text{ mm}. \quad (53)$$

Odabrana debljina zavara iznosi $a = 3 \text{ mm}$.

6.7. Odabir vodilice

Na slici (34) prikazana je odabrana vodilica s pripadajućim klizačem iz kataloga proizvođača Tuli.

TRS-V Series Specifications



Slika 34. Vodilica s klizačem ^[12]

Na slici (35) prikazani su iznosi dopuštenih opterećenja vodilice i klizača.

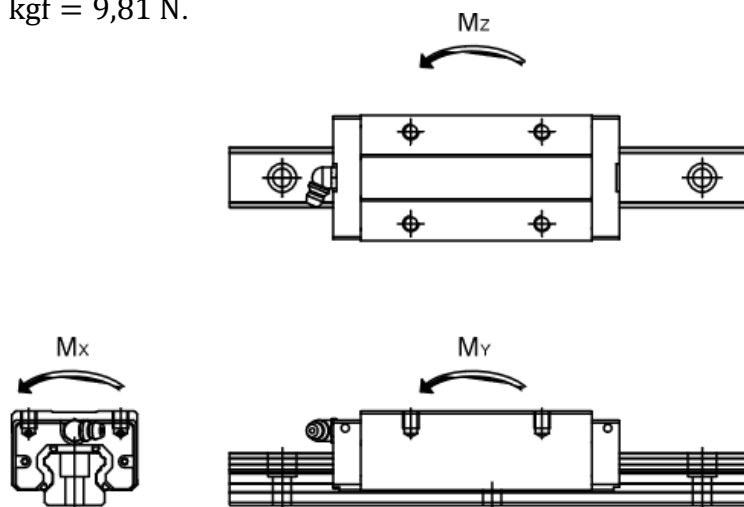
Model No.	Load Rating (kgf)		Static Permissible Moment					Weight	
			M _x (kgf-mm)	M _y (kgf-mm)		M _z (kgf-mm)		Block (kg) Double Block	Rail (kg/m)
	C	Co		Single Block	Single Block	Double Block	Single Block		
TRS15VS	908	1471	10,957	6,420	33,531	6,420	33,531	0.09	1.32
TRS15VN	1206	2206	16,436	14,884	70,960	14,884	70,960	0.15	
TRS20VS	1398	2140	21,615	10,700	59,798	10,700	59,798	0.15	2.28
TRS20VN	1896	3307	33,404	26,459	126,998	26,459	126,998	0.23	
TRS25VS	1943	3002	34,826	18,725	97,890	18,725	97,890	0.25	3.17
TRS25VN	2581	4503	52,239	43,407	207,324	43,407	207,324	0.39	
TRS30VS	2697	3962	55,442	26,950	154,224	26,950	154,224	0.48	4.54
TRS30VN	3807	6483	90,722	74,970	355,321	74,970	355,321	0.77	
TRS35VN	5090	8346	142,722	106,070	519,799	106,070	519,799	1.15	
TRS35VE	6667	12274	209,885	233,977	1,070,533	233,977	1,070,533	1.54	6.27
TRS45VN	6758	10887	248,758	158,011	782,271	158,011	782,271	1.98	10.4

Slika 35. Odabrana vodilica s klizačem ^[12]

Da bi vodilica zadovoljila uvjete opterećenja, maksimalan moment savijanja koji se javlja prilikom podizanja tereta mora biti manji od dopuštenog tj. $M_s \leq M_y = 5099228 \text{ Nmm}$.

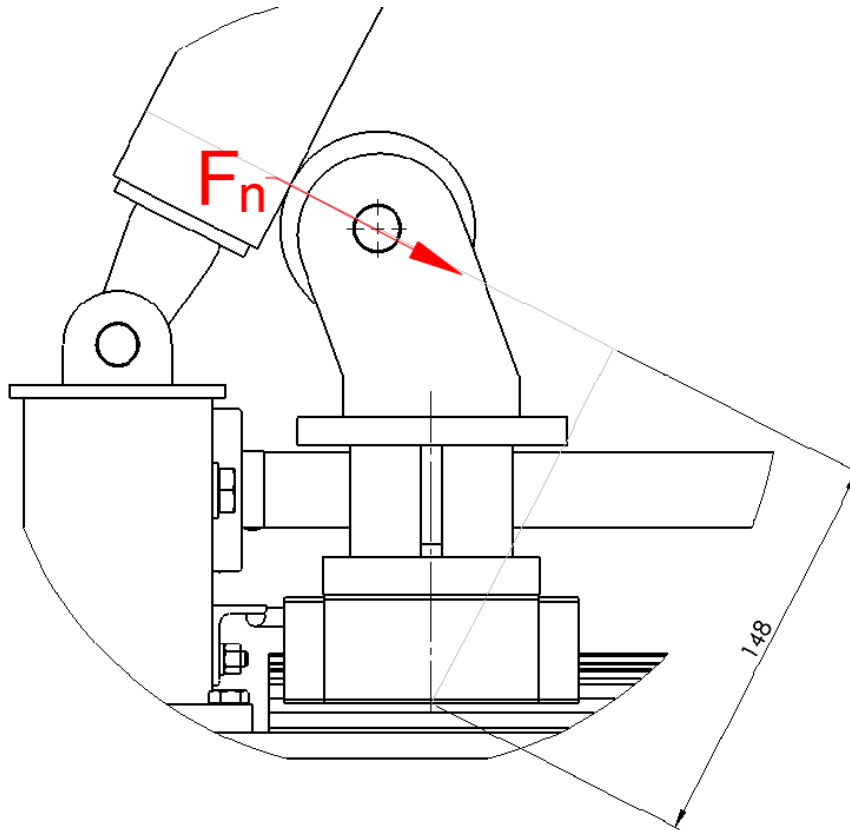
Na slici (36) prikazani su smjerovi djelovanja pojedinih momenata. Moment savijanja M_z te moment uvijanja M_x nije potrebno kontrolirati jer se oni ne javljaju prilikom dizanja.

Napomena: 1 kgf = 9,81 N.



Slika 36. Smjerovi djelovanja momenata ^[12]

Moment savijanja kontrolira se za slučaj kada je normalna sila najveća. Na slici (37) prikazan je smjer djelovanja normalne sile s pripadajućim krakom.



Slika 37. Smjer djelovanja normalne sile

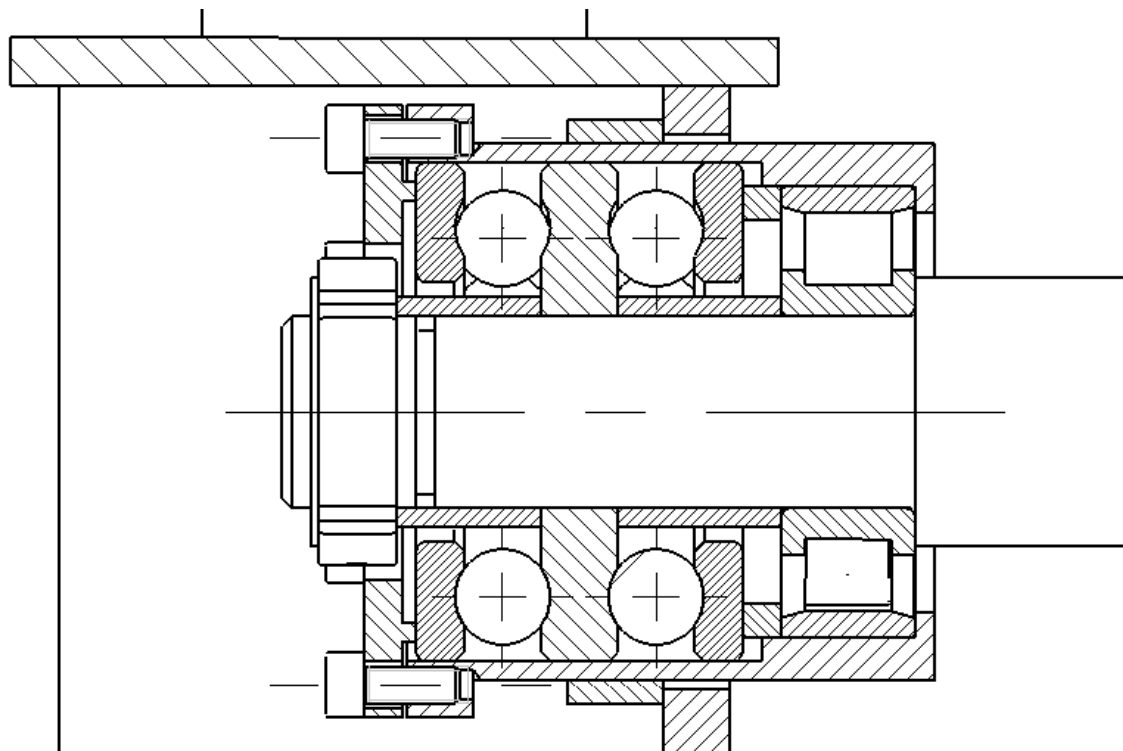
Prema slici (37), maksimalan moment savijanja koji opterećuje vodilice iznosi:

$$M_s = F_n \cdot 148 = 15590 \cdot 140 = 2307320 \text{ Nmm} \leq M_{sdop} = 5099228 \text{ Nmm}. \quad (54)$$

Kako je moment savijanja manji od dopuštenog, vodilica zadovoljava.

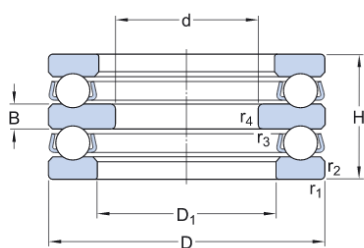
6.8. Odabir ležajeva vretena

Na slici (38) prikazano je lijevo ležajno mjesto koje preuzima aksijalne sile u oba smjera.



Slika 38. Lijevo ležajno mjesto

Za preuzimanje aksijalne sile, odabran je aksijalni kuglični ležaj 52305. Dimenzije ležaja prikazane su na slici (39).



Dimensions

d	20 mm	Bore diameter
D	52 mm	Outside diameter
H	34 mm	Height
D ₁	≈ 27 mm	Inner diameter housing washer
B	8 mm	Height shaft washer
r _{1,2}	min. 1 mm	Chamfer dimension housing washer
r _{3,4}	min. 0.3 mm	Chamfer dimension shaft washer

Slika 39. Dimenzije ležaja 52305 ^[11]

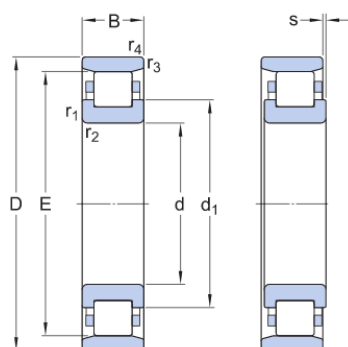
Dopuštena opterećenja i brzine ležaja 52305 prikazane su na slici (40).

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	34.5 kN
Basic static load rating	C ₀	60 kN
Fatigue load limit	P _u	2.24 kN
Reference speed		3 200 r/min
Limiting speed		4 500 r/min
Minimum load factor	A	0.018

Slika 40. Dopuštena opterećenja ležaja 52305 ^[11]

Za preuzimanje manjih radijalnih sila (radijalna sila na zupčaniku) odabran je valjni ležaj N204 ECP. Dimenzije ležaja prikazane su na slici (41).



Dimensions

d	20 mm	Bore diameter
D	47 mm	Outside diameter
B	14 mm	Width
d ₁	≈ 29.7 mm	Shoulder diameter of inner ring
E	41.5 mm	Raceway diameter of outer ring
r _{1,2}	min. 1 mm	Chamfer dimension
r _{3,4}	min. 0.6 mm	Chamfer dimension
s	max. 1 mm	Permissible axial displacement

Slika 41. Dimenzije ležaja N204 ECP ^[11]

Dopuštena opterećenja ležaja N204 ECP prikazana su na slici (42).

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	28.5 kN
Basic static load rating	C ₀	22 kN
Fatigue load limit	P _u	2.75 kN
Reference speed		17 000 r/min
Limiting speed		19 000 r/min
Minimum load factor	k _r	0.12
Limiting value	e	0.2
Calculation factor	Y	0.6

Slika 42. Dopuštena opterećenja ležaja N204 ECP [11]

Kako težinu tereta preuzimaju vodilice, ležajno mjesto je opterećeno aksijalnom silom uslijed sile u vretenu te aksijalnom i radijalnom silom uslijed sila koje djeluje na zupčanik. Kako su sile koje djeluje na zupčanik znatno manje od sile u vretenu, one se u ovom slučaju zanemaruju. Uz broj okretaja elektromotora $n_{em} = 196 \text{ min}^{-1}$ i prijenosni omjer zupčanika $i_z = 1,15$ broj okretaja ležaja iznosi:

$$n_{ležaja} = \frac{n_{em}}{i_z} = \frac{191}{1,15} = 166 \text{ min}^{-1}. \quad (55)$$

Maksimalna aksijalna sila koja opterećuje ležaj 52305 iznosi: $F_a = F_{vrmax} = 13260 \text{ N}$. Nazivni vijek trajanja ležaja prema tome iznosi:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{ležaja}} \cdot \left(\frac{C}{F_a}\right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 166} \cdot \left(\frac{34,5}{13,26}\right)^3 = 1768 \text{ h}. \quad (56)$$

Izračunati vijek trajanja ležaja je čisto teoretski. Kako prilikom podizanja tereta dolazi do kolebanja opterećenja, stvarni vijek trajanja bio bi značajno veći.

6.9. Odabir elektromotora

Potrebna snaga elektromotora određena je izrazom (57).

$$P_{EM} = \frac{Q \cdot v_{\text{tereta}}}{\eta_{\text{zupčanika}} \cdot \eta_{\text{ležaja}}^2 \cdot \eta_{\text{vr}}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{10}{60}}{0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,7} = 2432 \text{ W.} \quad (57)$$

Iz kataloga proizvođača Nord Drive odabran je elektromotor s reduktorom SK12080VF-IEC112-112MP-4TF.

Karakteristike elektromotora i reduktora prikazane su u tablici (4).

Tablica 4. Parametri elektromotora

Snaga	4 kW
Nazivni moment	182 Nm
Nazivna brzina vrtnje	191 min ⁻¹
Masa	45 kg
Prijenosni omjer reduktora	7,55

Nakon odabira elektromotora, potrebno je provjeriti ima li dovoljno momenta za svladavanje otpora prilikom podizanja tereta. Snaga elektromotora dijeli se s 3 zato što se za podizanje tereta koriste 3 vretena te je pretpostavljeno da se snaga jednako dijeli na svako vreteno. Prijenosni omjer zupčanika je odabran i iznosi 1,15

Potreban moment elektromotora određen je izrazom (58).

$$\frac{T_{EM\text{-potrebno}}}{3} \cdot \frac{n_{\text{red}}\pi}{30} = \frac{T_{\text{vr}} \cdot \frac{n_{\text{red}}\pi}{i_z \cdot 30}}{\eta_{\text{zupčanika}} \cdot \eta_{\text{ležaja}}^2 \cdot \eta_{\text{vr}}}. \quad (58)$$

Sređivanjem gornjeg izraza dobije se izraz (59).

$$T_{EM\text{-potrebno}} = 3 \cdot \frac{\frac{T_{\text{vr}}}{i_z}}{\eta_{\text{zupčanika}} \cdot \eta_{\text{ležaja}}^2 \cdot \eta_{\text{vr}}}. \quad (59)$$

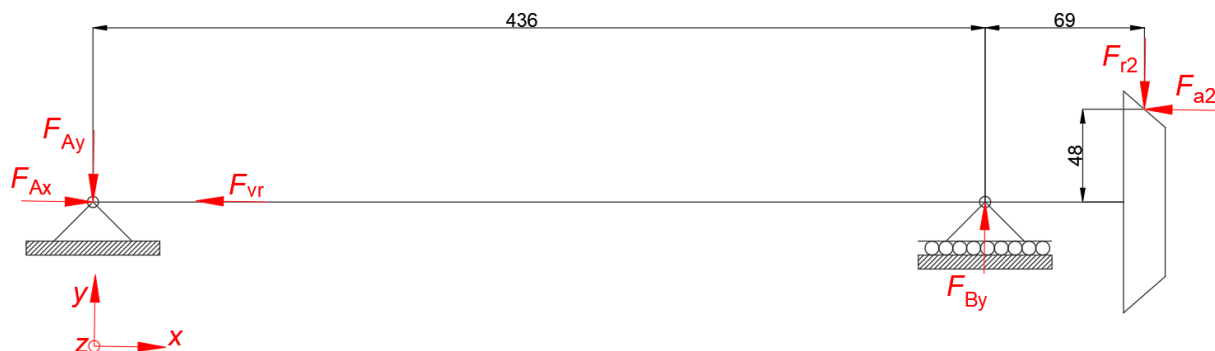
Ubacivanjem izračunatih vrijednosti u izraz (59) slijedi:

$$T_{EM\text{-potrebno}} = 3 \cdot \frac{\frac{46,3}{1,15}}{0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,675} = 186,3 \text{ Nm.} \quad (60)$$

Iako je potreban moment elektromotora nešto veći od raspoloživog, elektromotor se može kratkotrajno preopteretiti momentom većim od nazivnog u trajanju od nekoliko sekundi što je vrlo malo pa samim time nije potrebna provjera zagrijavanja elektromotora.

6.10. Dimenzioniranje vretena

Odabrano je navojno vreteno Tr28x15 (P5). Na slici (43) prikazano je vreteno oslobođeno veza s ucrtanim reakcijama u vertikalnoj ravni.



Slika 43. Vreteno oslobođeno veza – vertikalna ravnina

Stupanj djelovanja vretena određen je izrazom (61).

$$\eta_{vr} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\rho' + \alpha)} = \frac{\tan(10,6)}{\tan(10,6 + 4,9)} = 0,675. \quad (61)$$

Moment kojim je vreteno opterećeno određuje se prema izrazu (62).

$$T_{vr} = F_{vr} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\rho' + \alpha). \quad (62)$$

Korigirani kut trenja uz $\mu_N = 0,08$ koji je očitao prema [6] iznosi:

$$\rho' = \tan^{-1} \frac{\mu_N}{\cos(15)} = \tan^{-1} \frac{0,08}{\cos(15)} = 4,73^\circ. \quad (63)$$

Kut uspona navoja određen je izrazom (64).

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{P_h}{D_2 \pi} = \frac{15}{25,5\pi} = 10,6^\circ. \quad (64)$$

Ubacivanjem izračunatih vrijednosti u izraz (62) slijedi:

$$T_{vr} = 13260 \cdot \frac{0,0255}{2} \cdot \tan(4,73 + 10,6) = 46,3 \text{ Nm}. \quad (65)$$

Obodna sila na vretenu iznosi:

$$F_o = \frac{2T_{vr}}{d_{vr}} = \frac{2 \cdot 46300}{20} = 4630 \text{ N}. \quad (66)$$

Postavljanjem sume sila u smjeru osi y slijedi:

$$F_{By} = F_{Ay} + F_{r2}. \quad (67)$$

Postavljanjem sume momenata oko desnog ležajnog mjesta slijedi:

$$F_{Ay} \cdot 436 + F_{a2} \cdot 48 - F_{r2} \cdot 69 = 0. \quad (68)$$

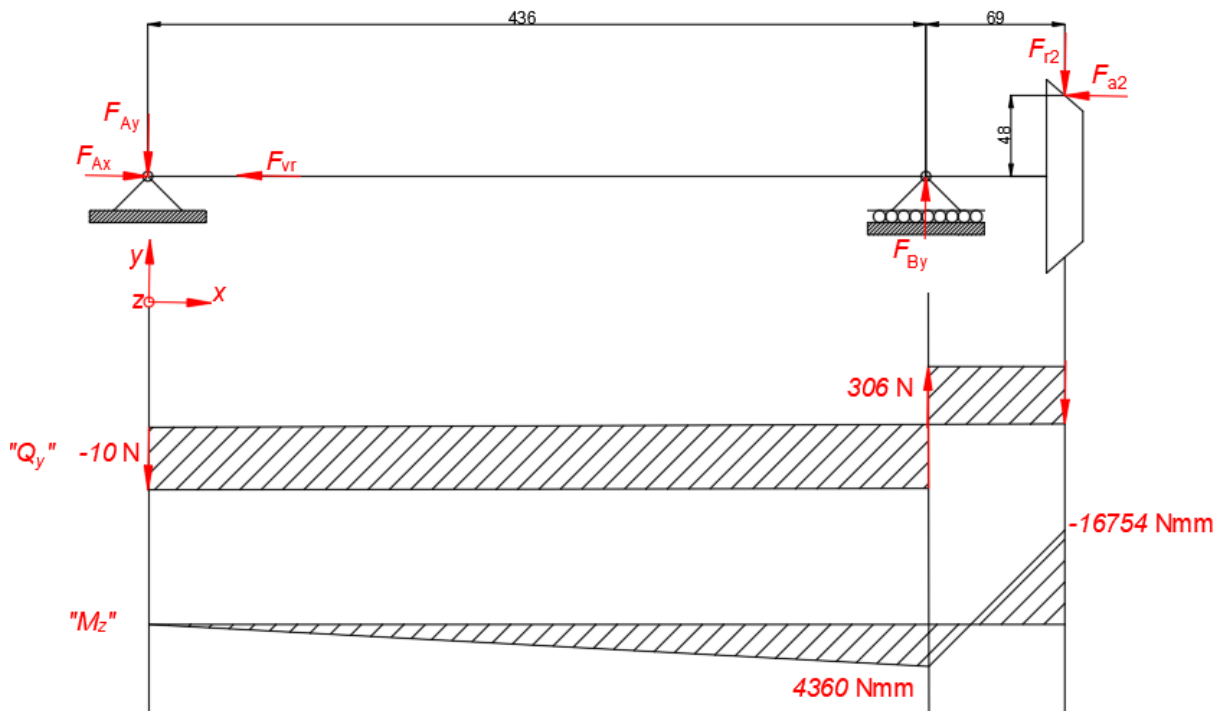
Vertikalna sila na lijevom ležajnom mjestu iznosi:

$$F_{Ay} = \frac{F_{r2} \cdot 69 - F_{a2} \cdot 48}{436} = \frac{306 \cdot 69 - 352 \cdot 48}{436} \cong 10 \text{ N.} \quad (69)$$

Vertikalna sila na desnom ležajnom mjestu iznosi:

$$F_{By} = 10 + 306 = 316 \text{ N.} \quad (70)$$

Na slici (44) prikazan je dijagram poprečnih sila i momenata savijanja vretena u vertikalnoj ravnini.

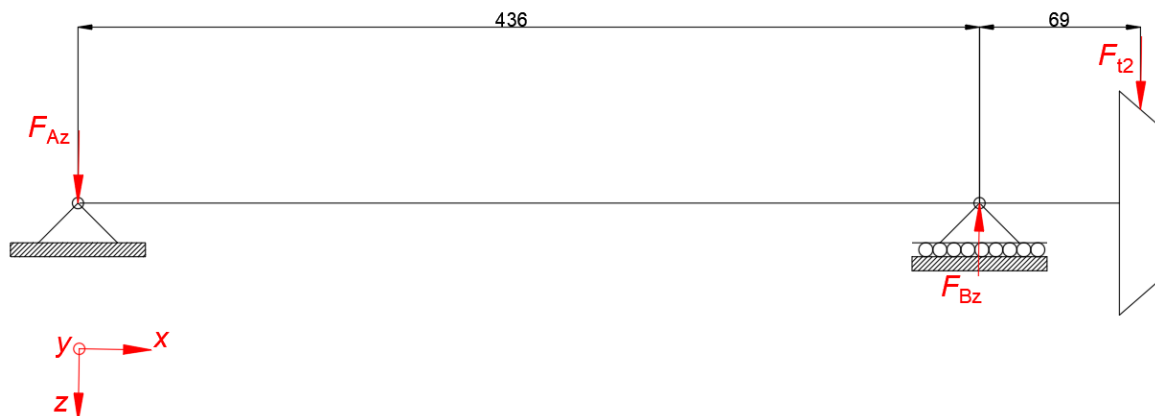


Slika 44. Dijagram poprečnih sila i momenata savijanja – vertikalna ravnina

Naprezanje na savijanje u vertikalnoj ravnini na ležajnom mjestu B iznosi:

$$\sigma_{sv} = \frac{M_{sv}}{W_y} = \frac{4360}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{4360}{0,1 \cdot 22,5^3} = 3,8 \text{ MPa.} \quad (71)$$

Na slici (45) prikazano je vratilo oslobođeno veza s ucrtanim reakcijama u horizontalnoj ravnini.



Slika 45. Vreteno oslobođeno veza – horizontalna ravnina

Postavljanjem sume sila u smjeru osi z slijedi:

$$F_{Bz} = F_{Az} + F_{t2}. \quad (72)$$

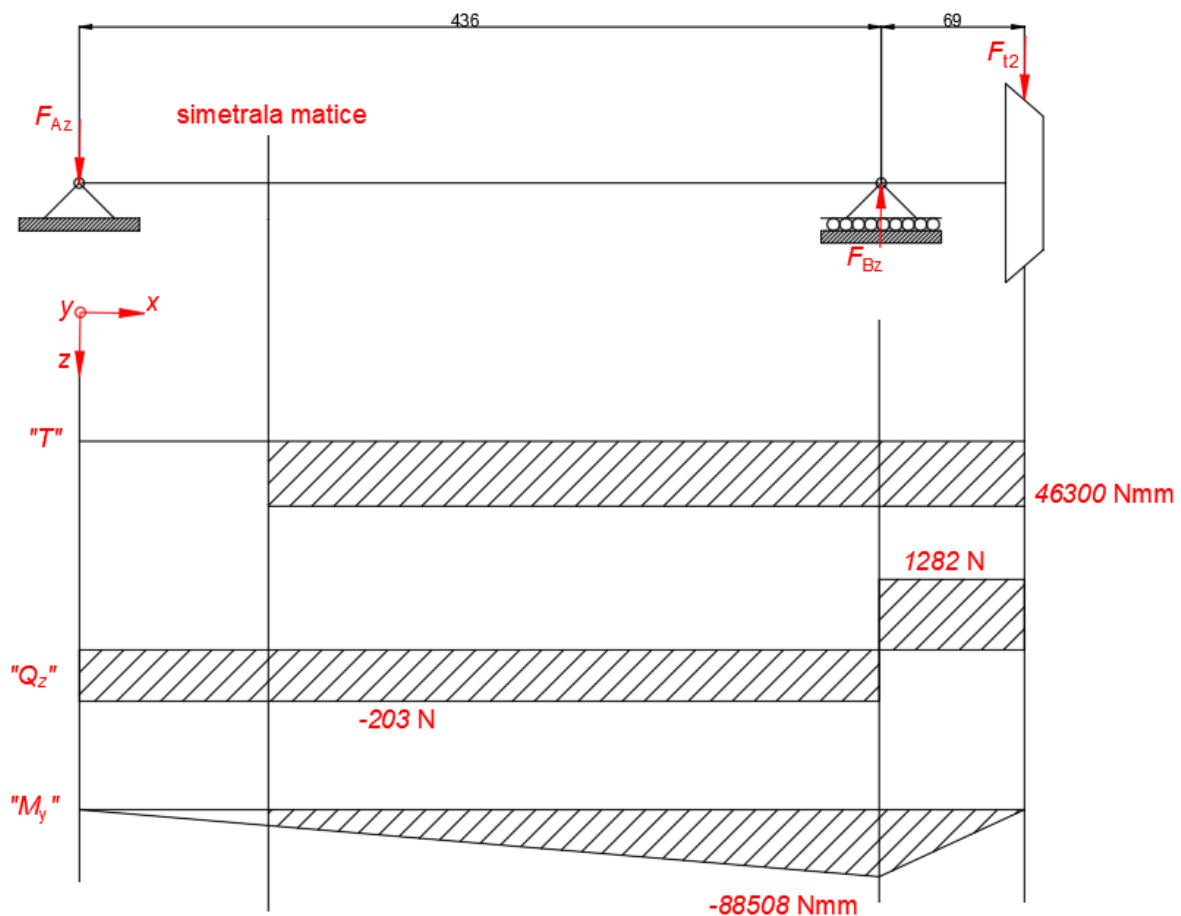
Postavljanjem sume momenata oko desnog ležajnog mjesta slijedi:

$$F_{Az} = \frac{F_{t2} \cdot 69}{436} = \frac{1282 \cdot 69}{436} = 203 \text{ N}. \quad (73)$$

Vertikalna sila na desnom ležajnom mjestu iznosi:

$$F_{Bz} = 1282 + 203 = 1485 \text{ N}. \quad (74)$$

Na slici (46) prikazan je dijagram poprečnih sila i momenata savijanja i uvijanja vretena u horizontalnoj ravnini.



Slika 46. Dijagram poprečnih sila i momenata savijanja i uvijanja – horizontalna ravnina

Naprezanje na savijanje u horizontalnoj ravnini na ležajnom mjestu B iznosi:

$$\sigma_{sh} = \frac{M_{sh}}{W_y} = \frac{88508}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{88508}{0,1 \cdot 22,5^3} = 77,7 \text{ MPa}. \quad (75)$$

Naprezanje na uvijanje iznosi:

$$\tau_t = \frac{T_{vr}}{W_p} = \frac{46300}{0,2 \cdot 22,5^3} = 20,3 \text{ MPa}. \quad (76)$$

Reducirano naprezanje na desnom ležajnom mjestu iznosi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\beta_{\text{kf}} \cdot \sigma_{\text{sh}})^2 + (\beta_{\text{kf}} \cdot \sigma_{\text{sv}})^2 + (+3 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_t))^2}. \quad (77)$$

Faktor zareznog djelovanja kod savijanja vretena iznosi:

$$\beta_{\text{kf}} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{\text{kf}2} - 1) = 1 + 0,7 \cdot (1,8 - 1) = 1,56. \quad (78)$$

Faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vretena iznosi:

$$\beta_{\text{kt}} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{\text{kt}1,4} - 1) = 1 + 1 \cdot (1,5 - 1) = 1,5. \quad (79)$$

Faktor čvrstoće materijala iznosi:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{\text{fDN}}}{\sqrt{3} \tau_{\text{tDN}}} = \frac{190}{\sqrt{3} \cdot 110} \cong 1. \quad (80)$$

Uvrštavanjem izračunatih vrijednosti u izraz (77) slijedi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(1,56 \cdot 77,7)^2 + (1,56 \cdot 3,8)^2 + 3 \cdot (1,5 \cdot 20,3)^2} = 132,3 \text{ MPa}. \quad (81)$$

Postojeća sigurnost iznosi:

$$s_{\text{post}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \sigma_{\text{red}}}. \quad (82)$$

Faktor veličine strojnog dijela b_1 prema [10] iznosi:

$$b_1(d = 20) = 0,95. \quad (83)$$

Faktor kvalitete obrade površine za materijal vretena S235 i kvalitetu površine $R_{\text{max}} = 1,6 \mu\text{m}$ iznosi prema [10] iznosi:

$$b_2 = 0,98. \quad (84)$$

Kako prilikom rada podizne platforme nisu očekivani nikakvi udari, faktor udara φ iznosi 1.

Ubacivanjem zadanih vrijednosti u izraz (82) slijedi:

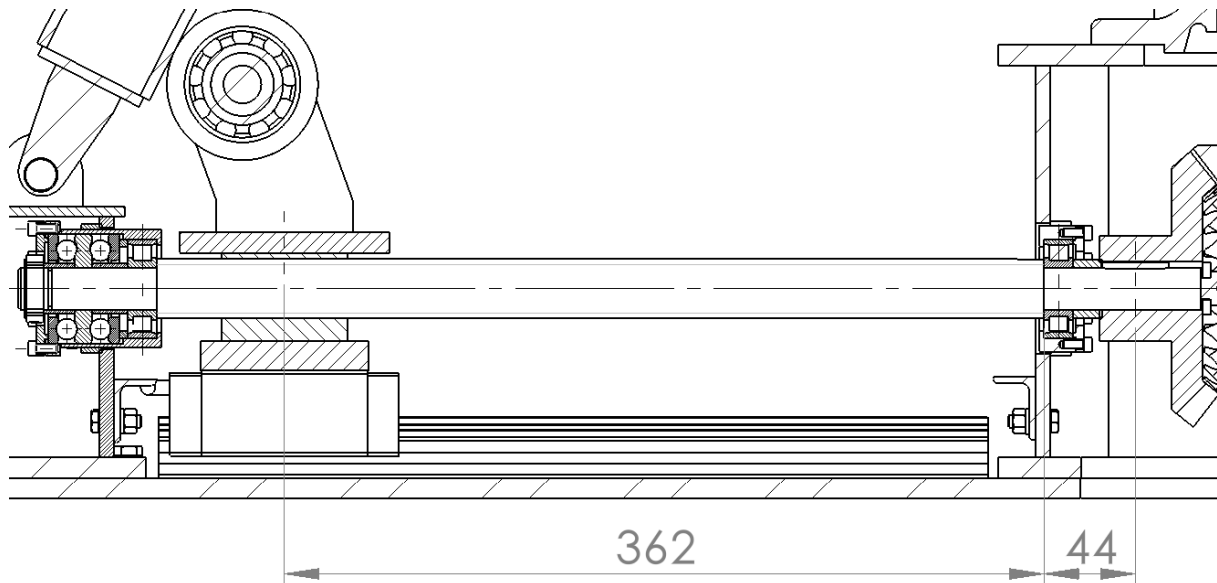
$$s_{\text{post}} = \frac{0,95 \cdot 0,98 \cdot 190}{132,3} = 1,34. \quad (85)$$

Izračunata postojeća sigurnost je ujedno i najmanja moguća sigurnost koja se može javiti prilikom podizanja tereta jer je ista određena za najnepovoljniji slučaj.

Kako je vreteno dugačko i relativno malog promjera, potrebno je provjeriti i kut torzijske deformacije vretena.

$$\psi = \frac{T_{\text{vr}}}{G} \cdot \left(\frac{l_1}{I_{p1}} + \frac{l_2}{I_{p2}} \right). \quad (86)$$

Na slici (47) prikazano je vreteno s kotiranom ukupnom dužinom opterećenom na uvijanje.



Slika 47. Uvijanje vretena

Ubacivanjem poznatih vrijednosti u izraz (86) slijedi:

$$\psi = \frac{46300}{80000} \cdot \left(\frac{362}{0,1 \cdot 22,5^4} + \frac{44}{0,1 \cdot 20^4} \right) = 9,77 \cdot 10^{-3} \text{ rad.} \quad (87)$$

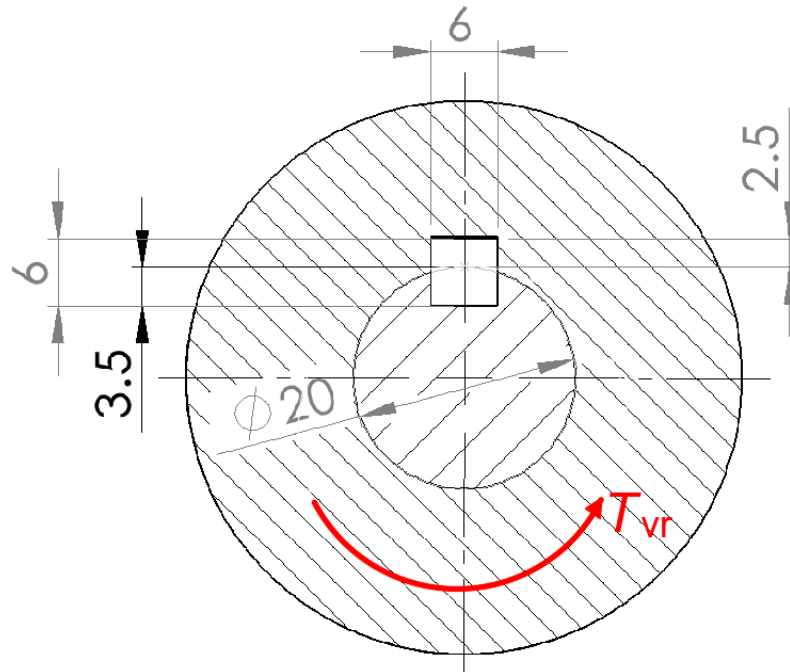
Dopušteni kut torzijske deformacije iznosi:

$$\Psi_{dop} = 0,0005 \cdot (l_1 + l_2) = 0,0005 \cdot (362 + 44) = 0,203 \text{ rad.} \quad (88)$$

Kako je dopušteni kut torzijske deformacije puno veći od torzijske deformacije, možemo zaključiti da vreteno zadovoljava.

6.11. Provjera čvrstoće pera na spoju zupčanika i vretena

Na slici (48) prikazan je presjek spoja vretena i glavine zupčanika s ucrtanim momentom.



Slika 48. Spoj vratila i glavine zupčanika

Maksimalna obodna sila koja opterećuje pero iznosi:

$$F_o = \frac{2T_{vr}}{d_{vr}} = \frac{2 \cdot 46300}{20} = 4630 \text{ N.} \quad (89)$$

Nosiva duljina pera iznosi:

$$l_t = l - 6 = 32 - 6 = 26 \text{ mm.} \quad (90)$$

Bočni tlak na glavini zupčanika iznosi:

$$p_v = \frac{F_o}{l_t \cdot 3,5} = \frac{4630}{26 \cdot 2,5} = 71,2 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 100 \text{ MPa.} \quad (91)$$

Bočni tlak na vratilu iznosi:

$$p_u = \frac{F_o}{l_t \cdot 3,5} = \frac{4630}{26 \cdot 3,5} = 50,9 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 100 \text{ MPa.} \quad (92)$$

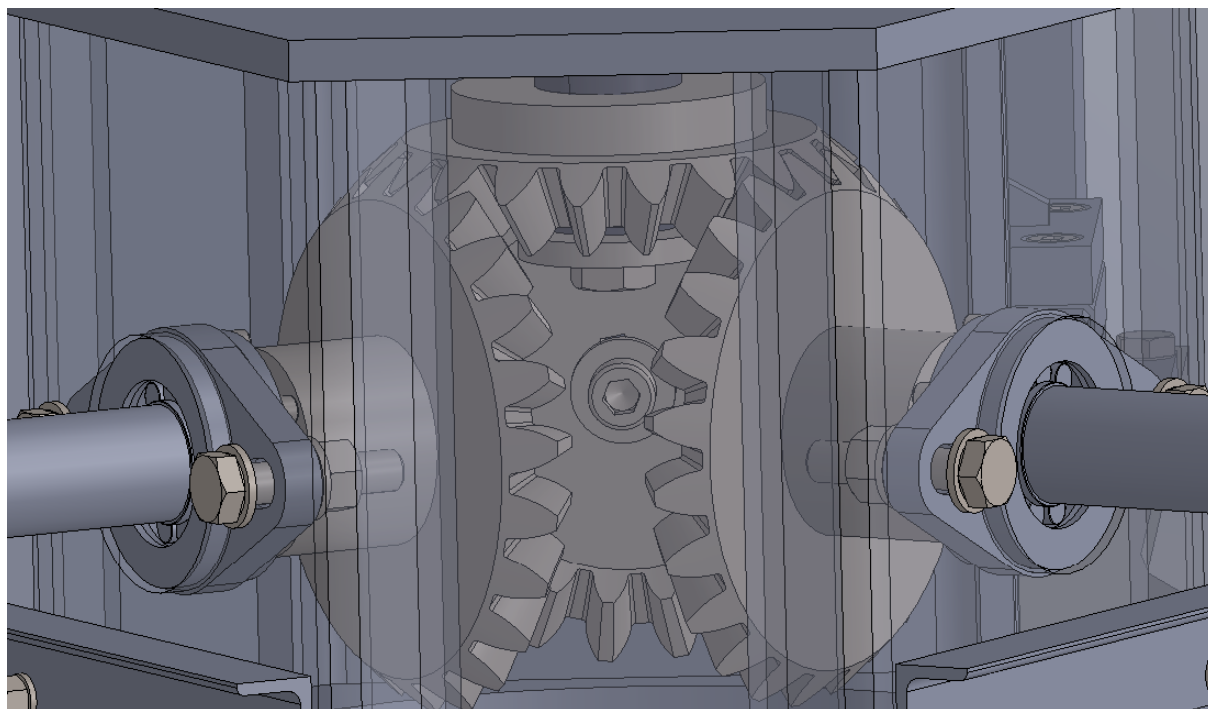
Naprezanje pera na odrez iznosi:

$$\tau = \frac{F_o}{b_{pera} \cdot l_t} = \frac{4630}{6 \cdot 26} = 29,7 \text{ MPa} \leq \tau_{dop} = 70 \text{ MPa.} \quad (93)$$

Kako su sva naprezanja manja od dopuštenih, možemo zaključiti da svi elementi u spoju zadovoljavaju uvjet čvrstoće.

6.12. Dimenzioniranje stožnika

Na slici (49) prikazani su stožnici koji prenose snagu s elektromotora na pojedino vratilo.



Slika 49. Prijenos snage stožnicima

Ulazni parametri za proračun stožnika prikazani su u tablici (5).

Tablica 5. Ulazni parametri

Broj zubi pogonskog stožnika z_1	20
Broj zubi gonjenog stožnika z_2	23
Maksimalan prenosivi moment	46,3 Nm
Širina zuba	20 mm

Prijenosni omjer stožnika iznosi:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{23}{20} = 1,15. \quad (94)$$

Kut pogonskog stožnika iznosi:

$$\delta_1 = \text{atan}\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \text{atan}\left(\frac{20}{23}\right) = 41^\circ. \quad (95)$$

Kut gonjenog stožnika iznosi:

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 41 = 49^\circ. \quad (96)$$

Da bi se odredile preostale dimenzije zupčanika, potrebno je odrediti orijentacijski modul prema izrazu (97).

$$m \geq 2 \sqrt[3]{\frac{T_{1\max} \cdot \cos(\delta_1)}{z_1 \cdot \lambda \cdot \sigma_{FP}}} \cdot Y_F. \quad (97)$$

Dopušteno naprezanje korijena zuba za materijal zupčanika Ck45 prema [9] iznosi:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Flim}} = 0,7 \cdot \frac{200}{1,5} = 93,3 \text{ MPa}. \quad (98)$$

Uz faktor uležištenja $\lambda = 15$ i faktor oblika zuba $Y_F = 2,2$ potreban modul iznosi:

$$m \geq 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{186300 \cdot \cos(41)}{20 \cdot 15 \cdot 93,3}} \cdot 2,2 = 4,45 \text{ mm}. \quad (99)$$

Odabran je standardni modul $m = 5,5$ mm.

Diobeni promjer pogonskog stožnika iznosi:

$$d_1 = z_1 \cdot m = 20 \cdot 5,5 = 110 \text{ mm}. \quad (100)$$

Diobeni promjer gonjenog stožnika iznosi:

$$d_2 = z_2 \cdot m = 23 \cdot 5,5 = 126,5 \text{ mm}. \quad (101)$$

Srednji diobeni promjer pogonskog stožnika iznosi:

$$d_{m1} = d_1 - b \cdot \sin(\delta_1) = 110 - 20 \cdot \sin(41) = 96,88 \text{ mm}. \quad (102)$$

Srednji diobeni promjer gonjenog stožnika iznosi:

$$d_{m2} = d_2 - b \cdot \sin(\delta_2) = 126,5 - 20 \cdot \sin(49) = 111,41 \text{ mm}. \quad (103)$$

Srednji modul stožnika iznosi:

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{96,88}{20} = 4,84 \text{ mm}. \quad (104)$$

Tjemena visina zuba pogonskog i gonjenog stožnika iznosi:

$$h_{a1} = h_{a2} = m = 5,5 \text{ mm}. \quad (105)$$

Podnožna visina zuba pogonskog i gonjenog stožnika iznosi:

$$h_{f1} = h_{f2} = m + c = m + 0,25m = 5,5 + 0,25 \cdot 5,5 = 6,875 \text{ mm}. \quad (106)$$

Ukupna visina pogonskog i gonjenog stožnika iznosi:

$$h_1 = h_2 = h_{a1,2} + h_{f1,2} = 5,5 + 6,875 = 12,375 \text{ mm}. \quad (107)$$

Promjer tjemene kružnice pogonskog stožnika iznosi:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cdot \cos(\delta_1) = 110 + 2 \cdot 5,5 \cdot \cos(41) = 118,3 \text{ mm}. \quad (108)$$

Promjer tjemene kružnice gonjenog stožnika iznosi:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cdot \cos(\delta_2) = 126,5 + 2 \cdot 5,5 \cdot \cos(49) = 133,72 \text{ mm}. \quad (109)$$

Diobeni promjer ekvivalentnog pogonskog stožnika iznosi:

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{110}{\cos(41)} = 145,75 \text{ mm.} \quad (110)$$

Diobeni promjer ekvivalentnog gonjenog stožnika iznosi:

$$d_{v2} = \frac{d_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{126,5}{\cos(49)} = 192,82 \text{ mm.} \quad (111)$$

Razmak osi iznosi:

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{145,75 + 192,82}{2} = 169,29 \text{ mm.} \quad (112)$$

6.12.1. Komponente sile na stožniku s ravnim zubima

Tangencijalna komponenta sile na kontaktu stožnika iznosi:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_{tm} = \frac{1}{3} \frac{T_1}{r_{m1}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{186300}{\frac{96,88}{2}} = 1282 \text{ N.} \quad (113)$$

Radijalna komponenta sile na pogonskom stožniku iznosi:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\delta_1) = 1282 \cdot \tan(20) \cdot \cos(41) = 352 \text{ N.} \quad (114)$$

Aksijalna komponenta sile na pogonskom stožniku iznosi:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\alpha) \cdot \sin(\delta_1) = 1282 \cdot \tan(20) \cdot \sin(41) = 306 \text{ N.} \quad (115)$$

Za zbroj kuteva $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ vrijedi:

$$F_{r2} = F_{a1} = 306 \text{ N.} \quad (116)$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 352 \text{ N.} \quad (117)$$

6.12.2. Opteretivost korijena stožnika s ravnim zubima

Naprezanje u korijenu zuba određeno je izrazom (118).

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b \cdot m_m} \cdot Y_F \cdot Y_{\epsilon v} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}. \quad (118)$$

U tablici (6) prikazane su vrijednosti pojedinih faktora potrebnih za proračun.

Tablica 6. Vrijednosti pojedinih faktora

Y_F – faktor oblika zuba	2
$Y_{\epsilon v}$ – faktor učešća opterećenja dopunskih stožnika	1
$K_{F\alpha}$ – faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube	1
$K_{F\beta}$ – faktor raspodjele opterećenja po dužini boka zuba	1

Uvrštavanjem zadanih vrijednosti u izraz (118) slijedi:

$$\sigma_F = \frac{1282}{20 \cdot 4,84} \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 26,5 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 93,3 \text{ MPa.} \quad (119)$$

Kako je naprezanja u korijenu zuba manje od dopuštenog, zupčanik zadovoljava.

6.13. Provjera čvrstoće poluga

Na slici (50) prikazan je poprečni presjek poluge. Poluga je opterećena tlačno maksimalnom silom u iznosu od:

$$F_{ps} = \frac{Q}{3 \cdot \sin(\alpha)} = \frac{1000 \cdot 9,81}{3 \cdot \sin(17)} = 11184 \text{ N.} \quad (120)$$

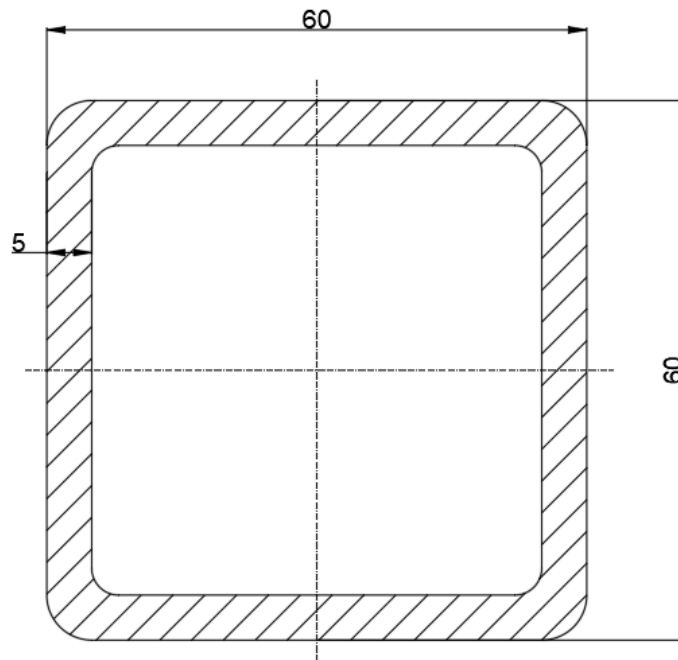
Poprečni presjek poluge iznosi:

$$A = 60^2 - 50^2 = 1100 \text{ mm}^2. \quad (121)$$

Tlačno naprezanje poluge iznosi:

$$\sigma_t = \frac{F_{ps}}{A} = \frac{11184}{1100} = 10,2 \text{ MPa} \leq \sigma_{dop} = \frac{R_e}{2} = \frac{235}{2} \cong 118 \text{ MPa.} \quad (122)$$

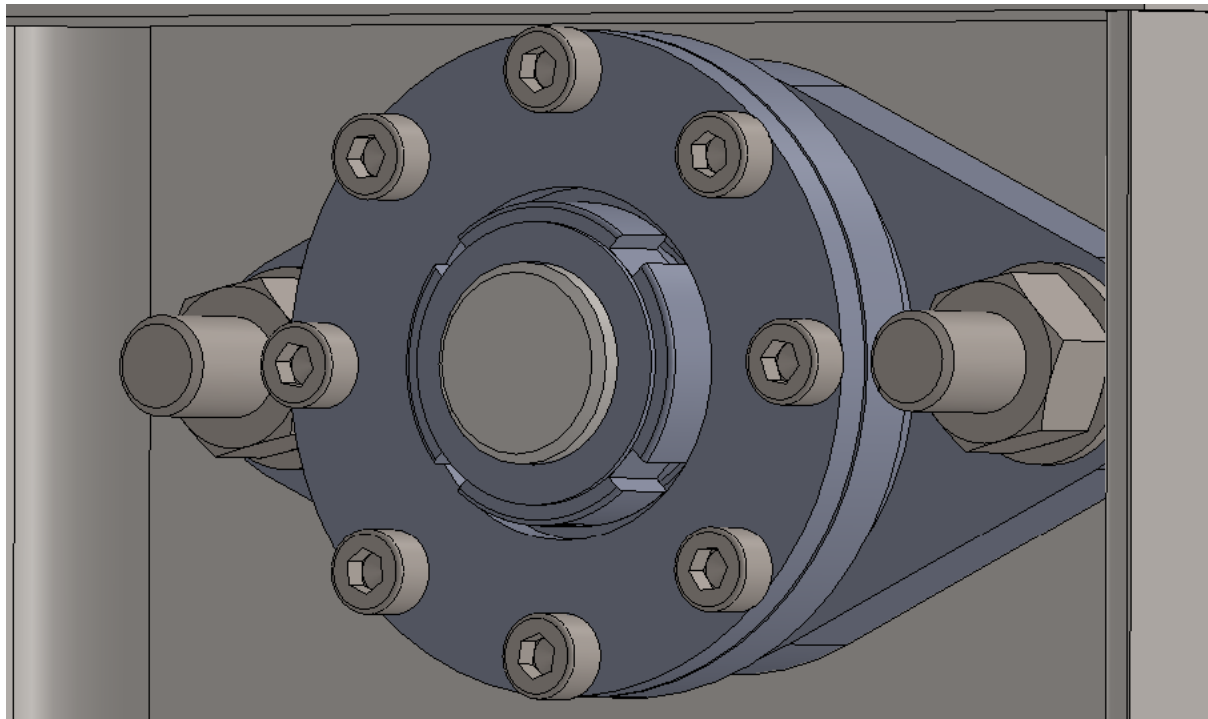
Kako je tlačno naprezanje u poluzi manje od dopuštenog, poluga zadovoljava uvjet čvrstoće.



Slika 50. Poprečni presjek poluge

6.14. Provjera čvrstoće vijaka poklopca i nosača ležaja

Na slici (51) prikazani su vijci M5x10 (8 kom.) prema normi DIN 912 kvalitete 8.8 koji spajaju poklopac s nosačem ležaja te prenose aksijalnu silu s vretena na kućište. Aksijalna sila se zatim s kućišta preko 2 vijka M10x45 prema normi DIN EN 24014 kvalitete 8.8 prenosi na nosač ležajnog mjesta.



Slika 51. Vijci poklopca ležaja

Aksijalna sila koju pojedini vijak poklopca ležaja mora preuzeti iznosi:

$$F_{\text{vijka}} = \frac{F_{\text{vr}}}{8} = \frac{13260}{8} = 1658 \text{ N.} \quad (123)$$

Moment uvijanja kojim je potrebno pritegnuti pojedini vijak da se postigne tražena sila u vijku iznosi:

$$T_{\text{pritezanja}} = F_{\text{vijka}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\rho' + \alpha) + F_{\text{vijka}} \cdot r_{\text{sr}} \cdot \mu. \quad (124)$$

Korigirani kut trenja određen je izrazom (125).

$$\rho' = \tan^{-1} \frac{\mu_N}{\cos(30)} = \tan^{-1} \frac{0,12}{\cos(30)} = 7,89^\circ. \quad (125)$$

Kut uspona navoja vijka M5 određen je izrazom (126).

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{P_h}{D_2 \pi} = \tan^{-1} \frac{0,8}{4,48\pi} = 3,25^\circ. \quad (126)$$

Srednji polumjer trenja vijka M5 iznosi:

$$r_{\text{sr}} = \frac{d_u + d_v}{2} = \frac{5,5 + 8}{2} = 6,75 \text{ mm.} \quad (127)$$

Ubacivanjem izračunatih vrijednosti u izraz (124) uz faktor trenja između glave vijka i poklopca

$\mu = 0,2$ slijedi:

$$T_{\text{pritezanja}} = 1658 \cdot \frac{4,48}{2} \cdot \tan(7,89 + 3,25) + 1658 \cdot 6,75 \cdot 0,2 = 2969 \text{ Nmm}. \quad (128)$$

Reducirano naprezanje vijka u uvjetima pritezanja određeno je izrazom (129).

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_v^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq \sigma_{\text{dop}}. \quad (129)$$

Stvarna površina vijka iznosi:

$$A_s = \frac{\left(\frac{d_3 + d_2}{2}\right)^2 \pi}{4} = \frac{\left(\frac{4,134 + 4,48}{2}\right)^2 \pi}{4} = 14,6 \text{ mm}^2. \quad (130)$$

Vlačno naprezanje vijka uslijed aksijalne sile iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_{\text{vijka}}}{A_s} = \frac{1658}{14,6} = 113,6 \text{ MPa}. \quad (131)$$

Naprezanje na uvijanje prilikom pritezanja vijka iznosi:

$$\tau_t = \frac{T_{\text{pritezanja}}}{W_p} = \frac{2969}{\frac{4,307^3 \pi}{16}} = 189,3 \text{ MPa}. \quad (132)$$

Ubacivanjem izračunatih vrijednosti u izraz (129) slijedi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{113,6^2 + 3 \cdot 189,3^2} = 347 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{1,5} \cong 427 \text{ MPa}. \quad (133)$$

Kako je reducirano naprezanje manje od dopuštenog, vijak zadovoljava uvjet čvrstoće u uvjetima pritezanja. Potrebno je još provjeriti i sigurnost vijka u radnim uvjetima. U radnim uvjetima vijak je opterećen samo vlačno uslijed sile u vijku koja se javlja kao posljedica pritezanja te dodatne radne aksijalne sile vretena.

Vlačno naprezanje vijka M5 u radnim uvjetima iznosi:

$$\sigma_v = \frac{2F_{\text{vijka}}}{A_s} = \frac{2 \cdot 1658}{14,6} = 227 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{1,5} \cong 427 \text{ MPa}. \quad (134)$$

Kako je vlačno naprezanje manje od dopuštenog, vijak zadovoljava uvjet čvrstoće i u radnim uvjetima.

Aksijalna sila koju pojedini vijak nosača ležaja mora preuzeti iznosi:

$$F_{\text{vijka}} = \frac{F_{\text{vr}}}{2} = \frac{13260}{8} = 6630 \text{ N}. \quad (135)$$

Kut uspona navoja vijka M10 određen je izrazom (136).

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{P_h}{D_2 \pi} = \tan^{-1} \frac{1,5}{9,206 \pi} = 2,97^\circ. \quad (136)$$

Srednji polumjer trenja vijka M10 iznosi:

$$r_{sr} = \frac{d_u + d_v}{2} = \frac{12 + 16}{2} = 14 \text{ mm.} \quad (137)$$

Ubacivanjem izračunatih vrijednosti u izraz (124) uz faktor trenja između glave vijka i nosača ležaja $\mu = 0,2$ slijedi:

$$T_{\text{pritezanja}} = 6630 \cdot \frac{9,206}{2} \cdot \tan(7,89 + 2,97) + 6630 \cdot 14 \cdot 0,2 = 24418 \text{ Nmm.} \quad (138)$$

Stvarna površina vijka iznosi:

$$A_s = \frac{\left(\frac{d_3 + d_2}{2}\right)^2 \pi}{4} = \frac{\left(\frac{8,376 + 9,026}{2}\right)^2 \pi}{4} = 59,5 \text{ mm}^2. \quad (139)$$

Vlačno naprezanje vijka uslijed aksijalne sile iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_{\text{vijka}}}{A_s} = \frac{6630}{59,5} = 111,4 \text{ MPa.} \quad (140)$$

Naprezanje na uvijanje prilikom pritezanja vijka iznosi:

$$\tau_t = \frac{T_{\text{pritezanja}}}{W_p} = \frac{24418}{\frac{8,701^3 \pi}{16}} = 189 \text{ MPa.} \quad (141)$$

Ubacivanjem izračunatih vrijednosti u izraz (129) slijedi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{111,4^2 + 3 \cdot 189^2} = 346 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{1,5} \cong 427 \text{ MPa.} \quad (142)$$

Kako je reducirano naprezanje manje od dopuštenog, vijak zadovoljava uvjet čvrstoće u uvjetima pritezanja. Potrebno je još provjeriti i sigurnost vijka u radnim uvjetima. U radnim uvjetima vijak je opterećen samo vlačno uslijed sile u vijku koja se javlja kao posljedica pritezanja te dodatne radne aksijalne sile vretena.

Vlačno naprezanje vijka M10 u radnim uvjetima iznosi:

$$\sigma_v = \frac{2F_{\text{vijka}}}{A_s} = \frac{2 \cdot 6630}{59,5} = 222,9 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{1,5} \cong 427 \text{ MPa.} \quad (143)$$

Kako je vlačno naprezanje manje od dopuštenog, vijak zadovoljava uvjet čvrstoće i u radnim uvjetima.

7. ODREĐIVANJE BRZINE PODIZANJA TERETA

Broj okretaja vretena iznosi:

$$n_{\text{vr}} = \frac{n_{\text{EM}}}{i_z} = \frac{191}{1,15} = 166,1 \text{ min}^{-1}. \quad (144)$$

Brzina matice iznosi:

$$v_m = P_h \cdot n_{\text{vr}} = 15 \cdot 166,1 = 2492 \frac{\text{mm}}{\text{min}} = 2,492 \frac{\text{m}}{\text{min}}. \quad (145)$$

Da bi se ostvario vertikalni pomak tereta od 1 m, matica se mora pomaknuti za 268 mm (izmjereno iz modela).

Vrijeme koje je potrebno da matica izvrši pomak od 268 mm jednako je vremenu koje je potrebno da se teret pomakne za 1 m pa prema tome slijedi:

$$t = \frac{0,268}{v_m} = \frac{0,268}{2,492} = 0,108 \text{ min}. \quad (146)$$

Prosječna brzina tereta u tome slučaju iznosi:

$$v_{\text{tereta}} = \frac{1}{t} = \frac{1}{0,108} = 9,3 \frac{\text{m}}{\text{min}}. \quad (147)$$

8. ANTIKOROZIVNA ZAŠTITA

Kako bi se konstrukcija zaštitila protiv vlage i uvjeta okoline, sve nestandardne pozicije potrebno je premazati. U tablici (7) prikazan je odabir premaznih sredstava i debljina svakog sloja. Prije bojanja konstrukcije, istu je potrebno ispjeskariti kako bi se skinule nečistoće i masnoća s površine te osiguralo prijanjanje premaznog sredstva na površinu. Tolerirane površine moraju biti metalno čiste te ih je prije pjeskarenja i bojanja potrebno zaštititi.

Tablica 7. Antikorozivna zaštita

	Temeljni premaz	Međusloj	Završni premaz	Ukupno
Debljina [μm]	80	80	80	240
Premazno sredstvo	EMD 156-HS	EMD 30	Add 43 RAL	
	Grau Zinkstaub	Grau TR	7011	

9. OPIS PODIZNE PLATFORME

Na slici (52) prikazan je 3D render podizne platforme u gornjem položaju.



Slika 52. Podizna platforma gornji položaj – 3D render

Na slici (53) prikazan je 3D render podizne platforme u spušenom položaju.



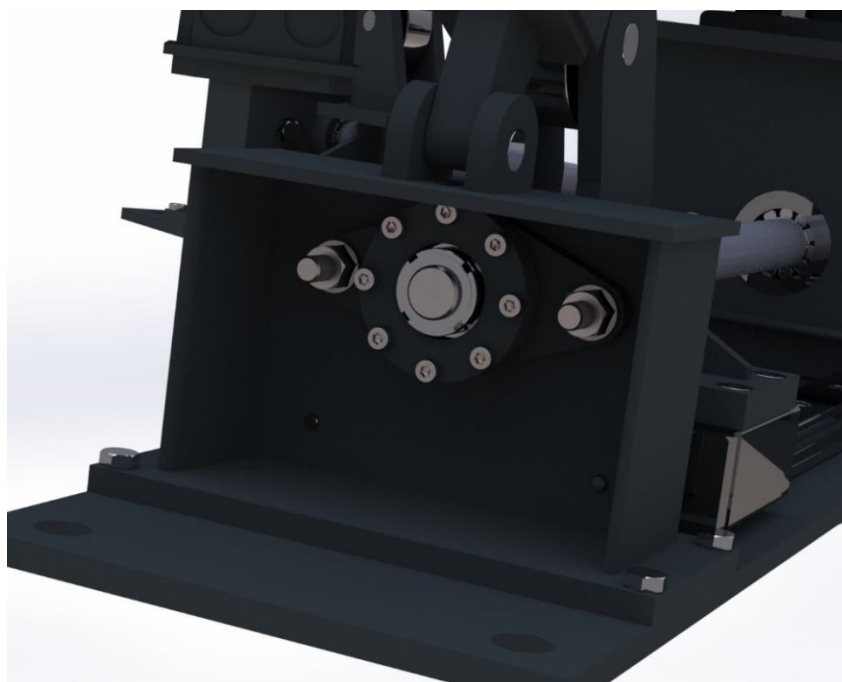
Slika 53. Podizna platforma donji položaj – 3D render

Na slici (54) prikazan je zahvat stožnika koji se koriste za prijenos snage od elektromotora do vretena. Stožnici su od ispadanja osigurani vijcima.



Slika 54. Zahvat stožnika

Na slici (55) prikazano je kućište lijevog ležajnog mjesta. Sastoji se od gornje i donje ploče te UPN profila koji su spojeni zavarivanjem. Na gornjoj ploči zavarene su dvije ušice koje služe za prihvat donje poluge. Zbog velike aksijalne sile, napravljena su vlastita ležajna mjesta.

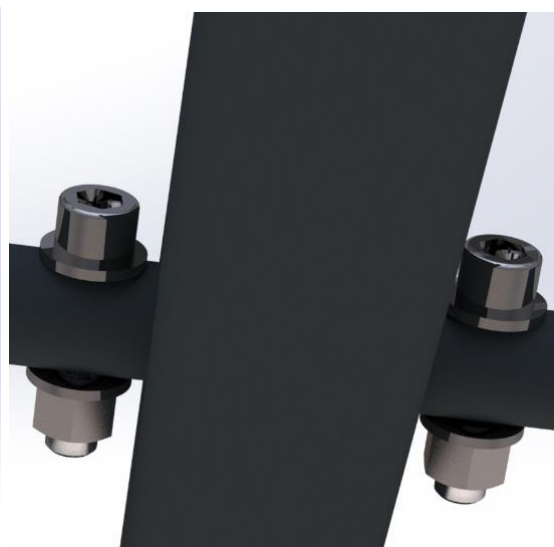


Slika 55. Kućište lijevog ležajnog mjesta

Na slici (57) prikazan je spoj poluga s pomoću svornjaka. Svornjak je od aksijalnog ispadanja osiguran rascjepkom. Na slici (56) prikazan je spoj cijevi i poluge. Kroz polugu prolazi svornjak koji na svakom kraju ima rupu preko koje se spaja s cijevi. Uloga cijevi je da osigura pravilno gibanje poluge.

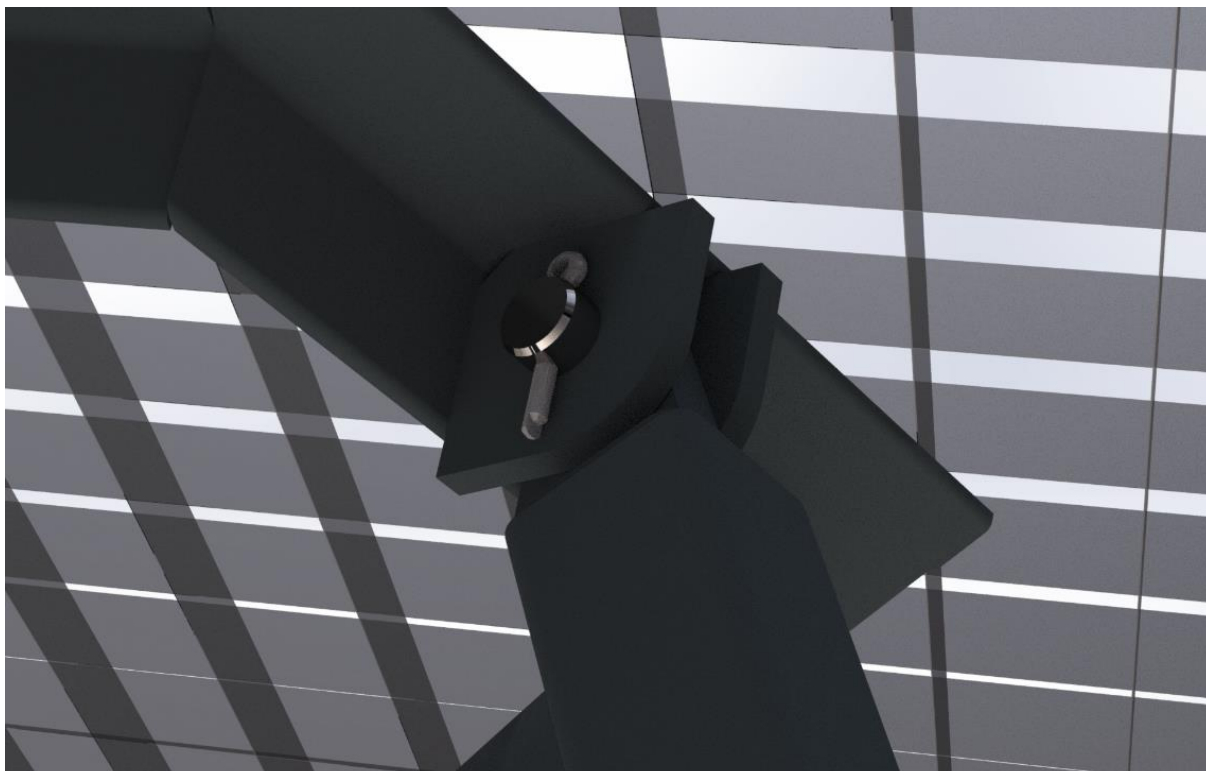


Slika 57. Spoj poluga



Slika 56. Spoj poluge i cijevi

Na slici (58) prikazan je spoj poluge i ušica okvira. Za spajanje se također koristi svornjak koji je od aksijalnog ispadanja osiguran rascjepkom.



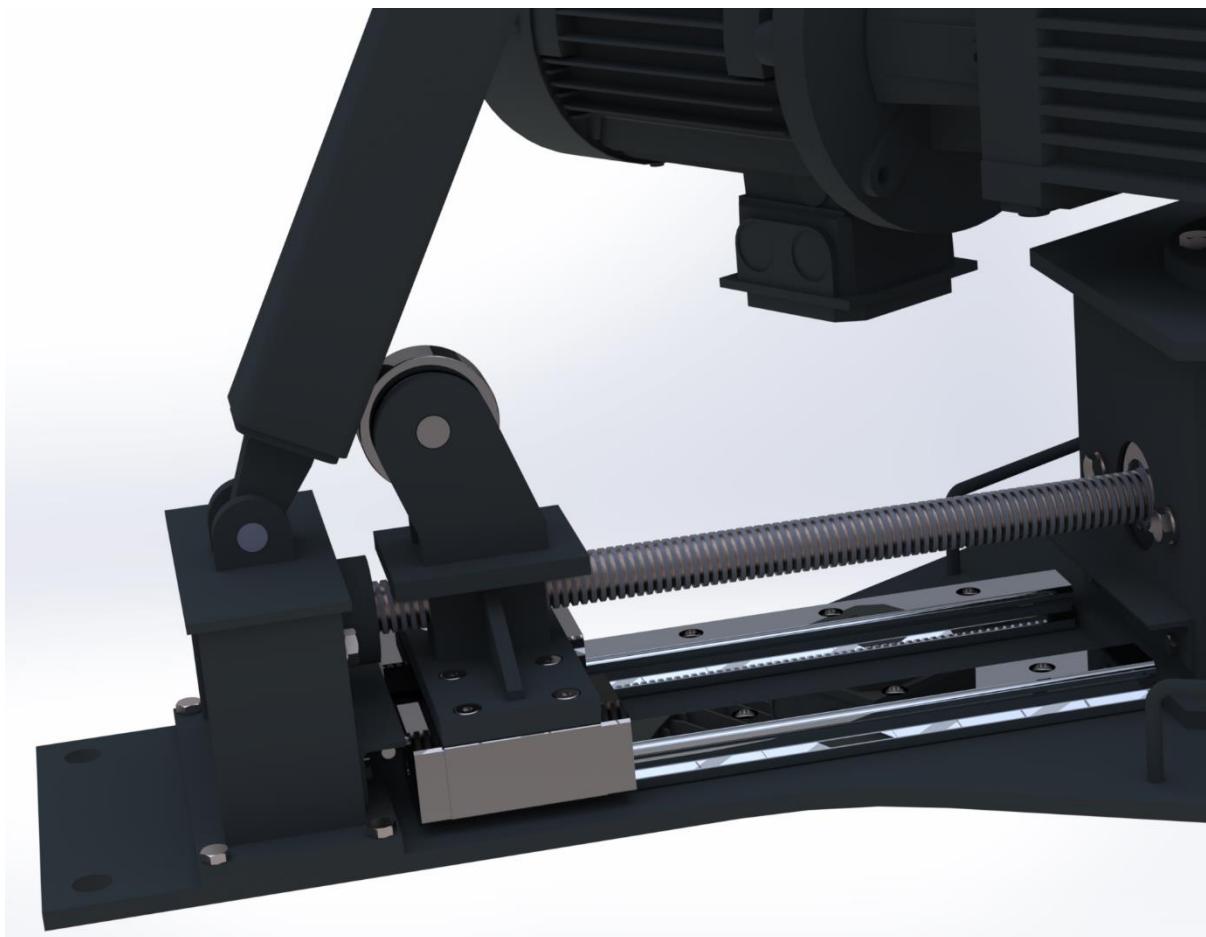
Slika 58. Spoj poluge i ušica okvira

Na slici (59) prikazan je nosač elektromotora koji se vijcima spaja za baznu ploču. Spoj nosača i elektromotora je također izveden s pomoću vijaka, kao i spoj graničnika pomične matice i nosača. Na baznoj ploči zavarene su 3 šipke u obliku slova „U“ koje služe za lakšu manipulaciju i transport. Nosač elektromotora ima oblik šesterokuta te se sastoji od 3 UPN profila, 3 bočne stranice koje služe kao ukrute te gornje i donje ploče. Da bi se omogućila što lakša montaža zupčanika i popratnih elemenata, u gornjoj i donjoj ploči i na baznoj ploči su izrezane rupe koje omogućavaju lakši pristup. Na nosač elektromotora se spaja i nosač desnog ležaja s pomoću vijaka.



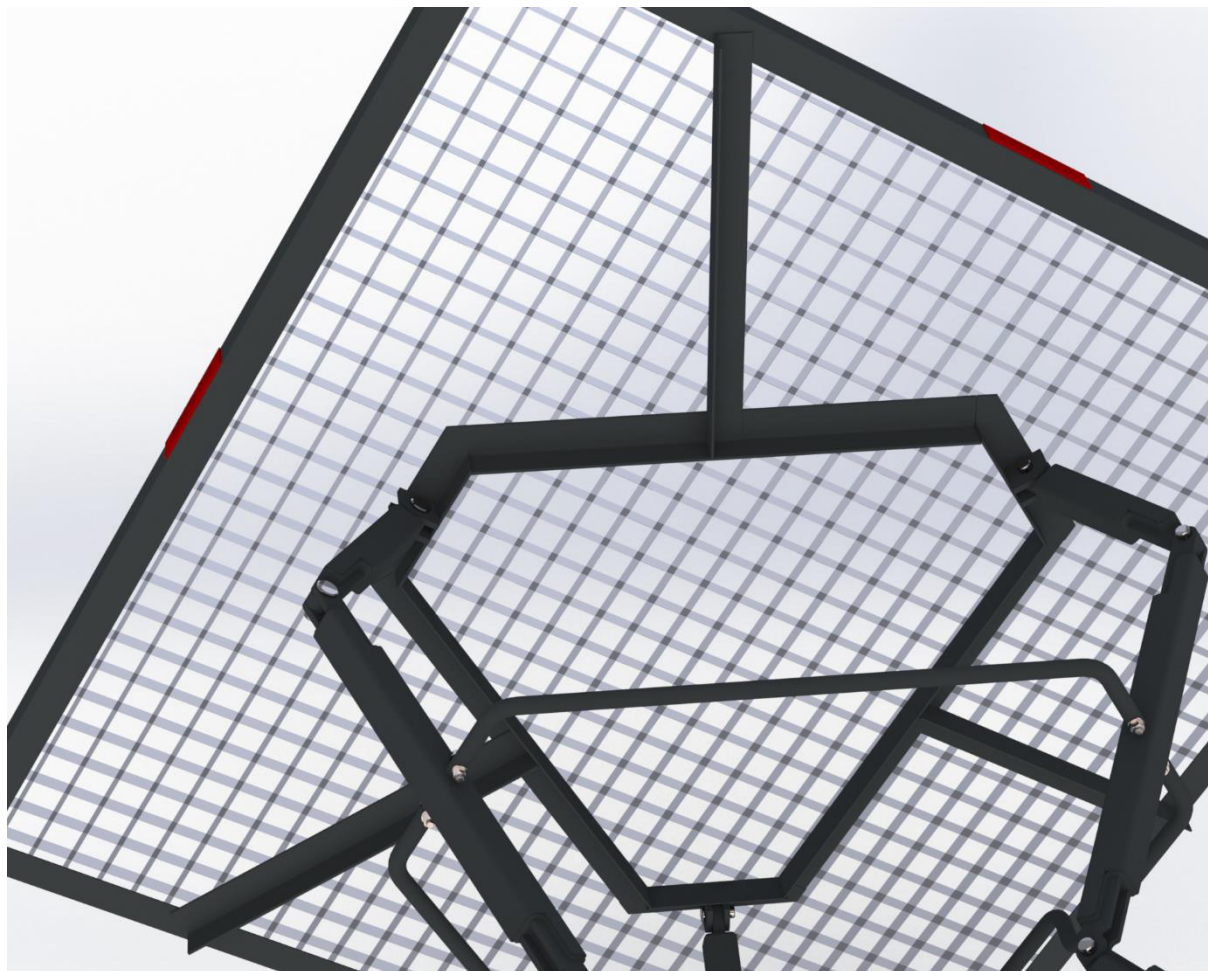
Slika 59. Nosač elektromotora

Na slici (60) prikazano je trapezno vreteno s vodilicama, klizačem i pomičnom maticom. Spoj pomične matice i vodilica izveden je s pomoću vijaka isto kao i spoj vodilice i bazne ploče. Na pomičnoj matici nalazi se kotačić koji je zatikom spojen s ušicom matice. Hod pomične matice ograničen je graničnicima (L profilima) koji se nalaze s lijeve i desne strane. Na krajevima bazne ploče nalaze se po 2 rupe (ukupno 6) koje služe za spajanje podizne platforme s podlogom s pomoću sidrenih vijaka.



Slika 60. Trapezno vreteno

Na slici (61) prikazan je okvir dimenzija 2x2 m koji služi za prihvat tereta. Sastoji se od 4 L profila na koje se stavlja rešetka. S donje strane okvira nalazi se potpora okvira koja ima oblik šesterokuta a također je izvedena s pomoću L profila te služi za spoj poluga i okvira. Na svakoj strani L profila zavarena je i natpisna pločica koja definira maksimalnu nosivost podizne platforme.



Slika 61. Okvir i rešetka podizne platforme

10. ZAKLJUČAK

U ovom diplomskom radu prikazan je proces razvoja i konstrukcije podizne platforme na bazi Sarrusovog mehanizma. Prije izrade konceptata provedena je analiza tržišta kako bi se dobio uvid u postojeće proizvode. Analiza patenata nije provedena zato što podiznih platformi na bazi Sarrusovog mehanizma nema. Izrađena su 3 koncepta podizne platforme te je analizom jedan odabran za daljnju razradu i razvoj. Prema odabranom konceptu izrađen je 3D model i proračun bitnih dijelova. Za izradu 3D modela i sklopnog crteža korišten je program SolidWorks.

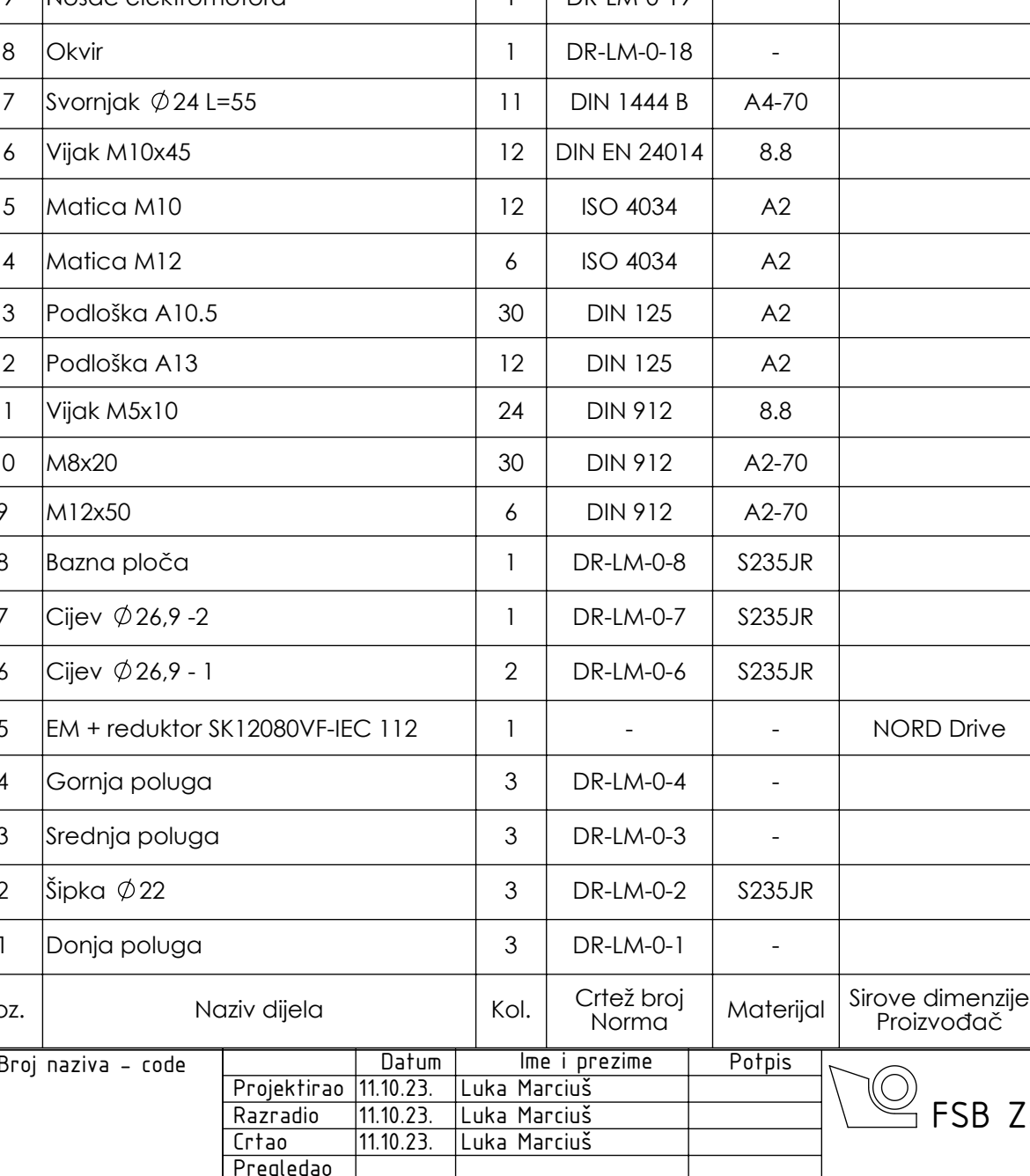
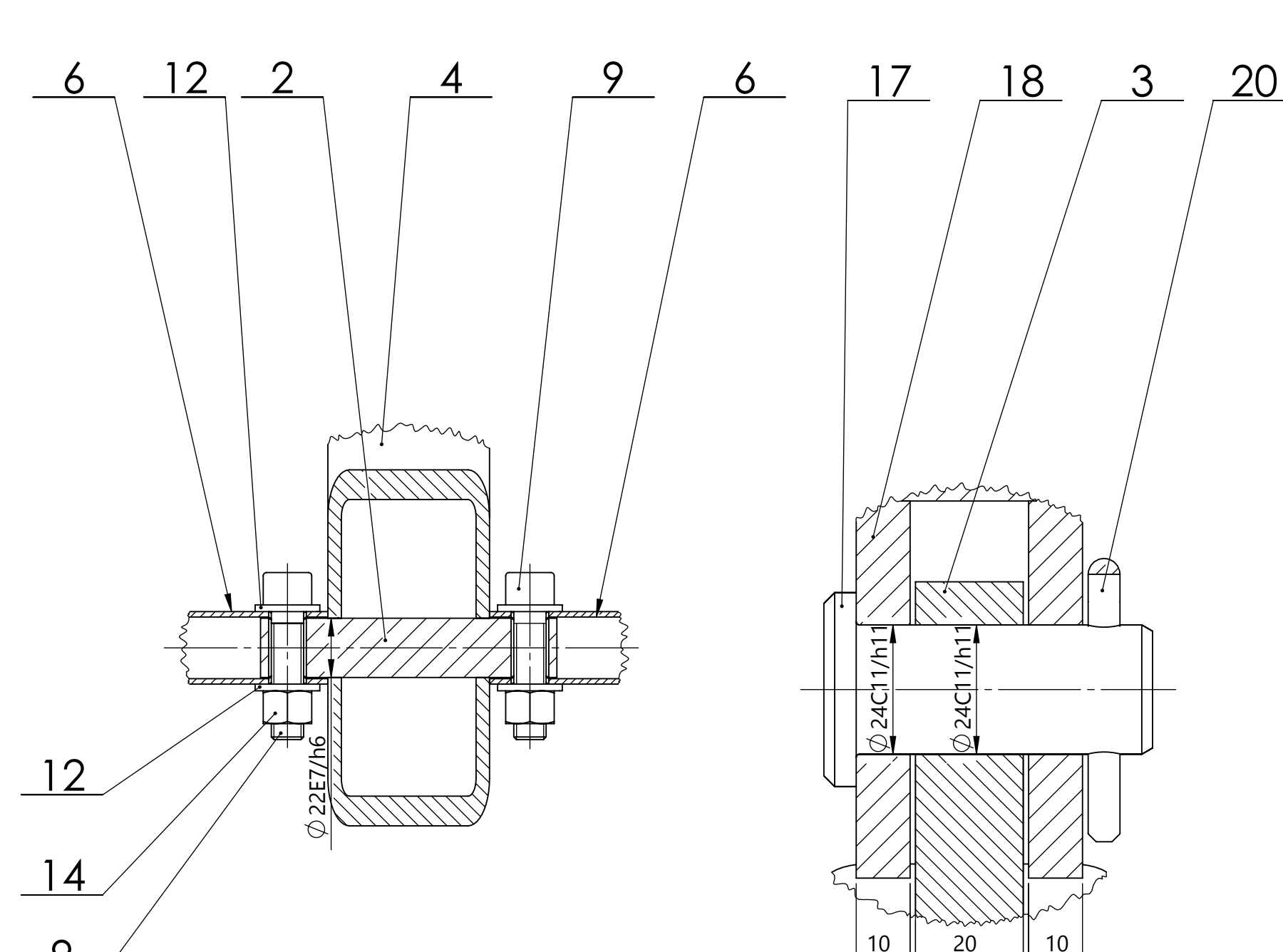
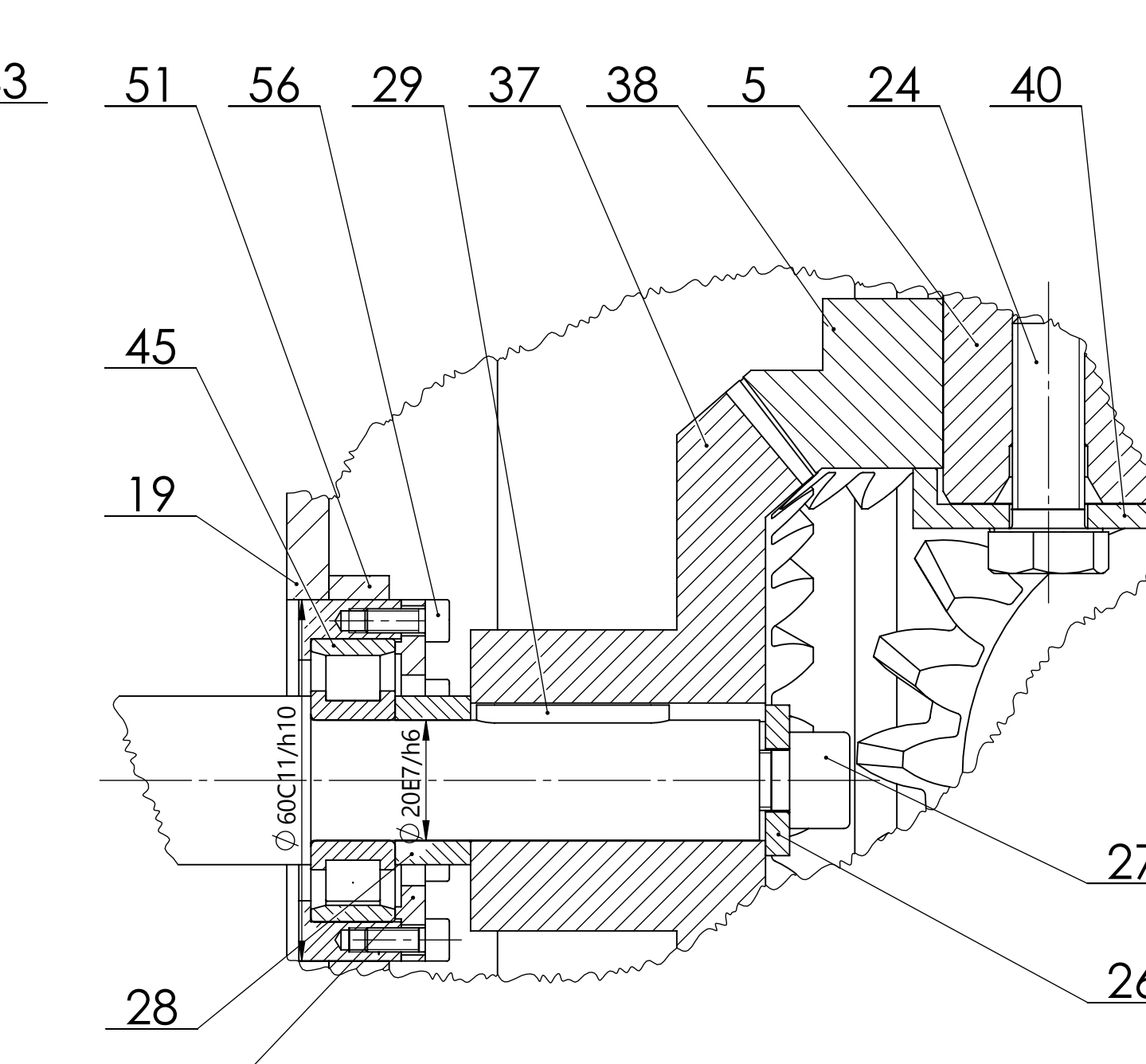
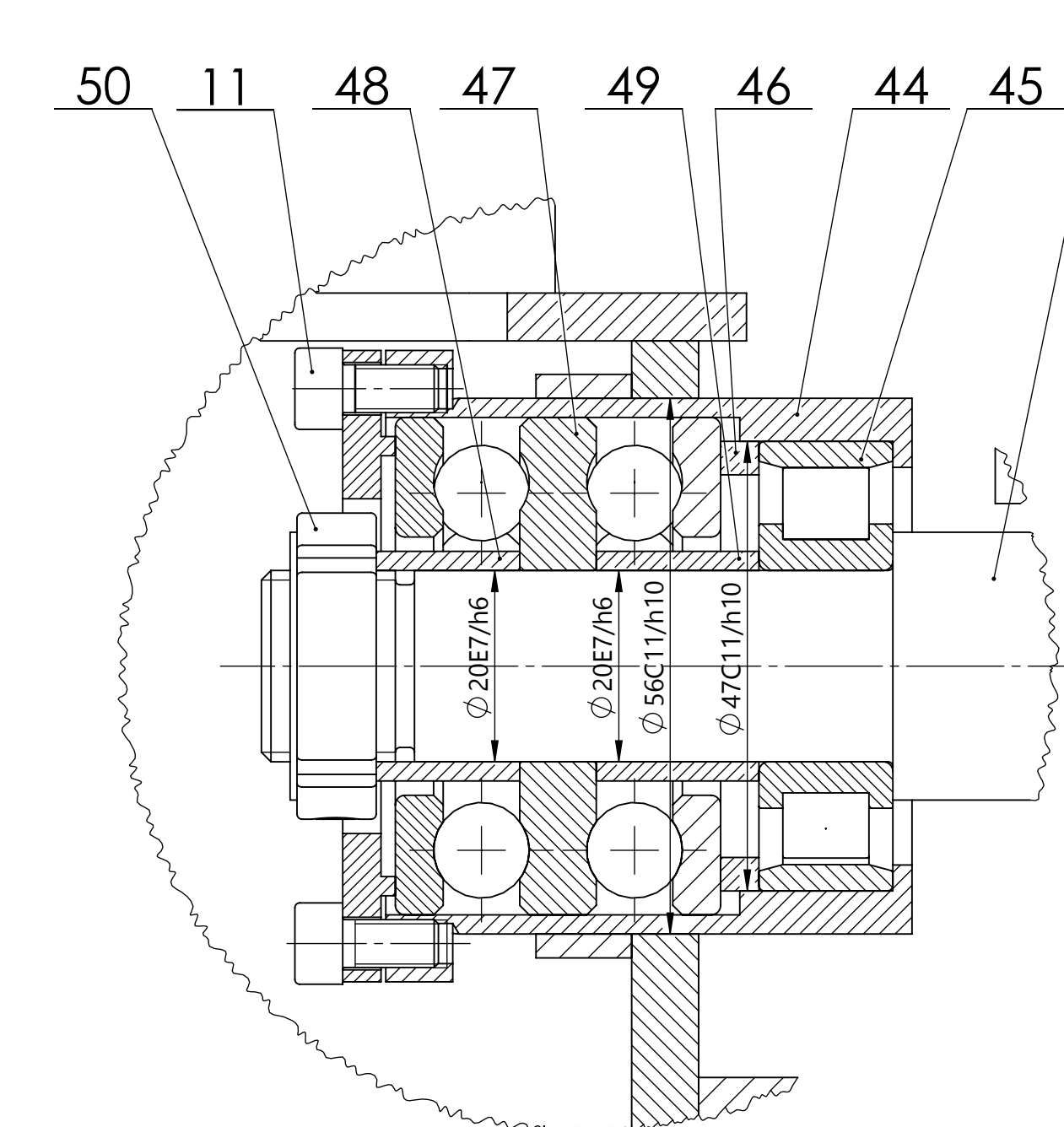
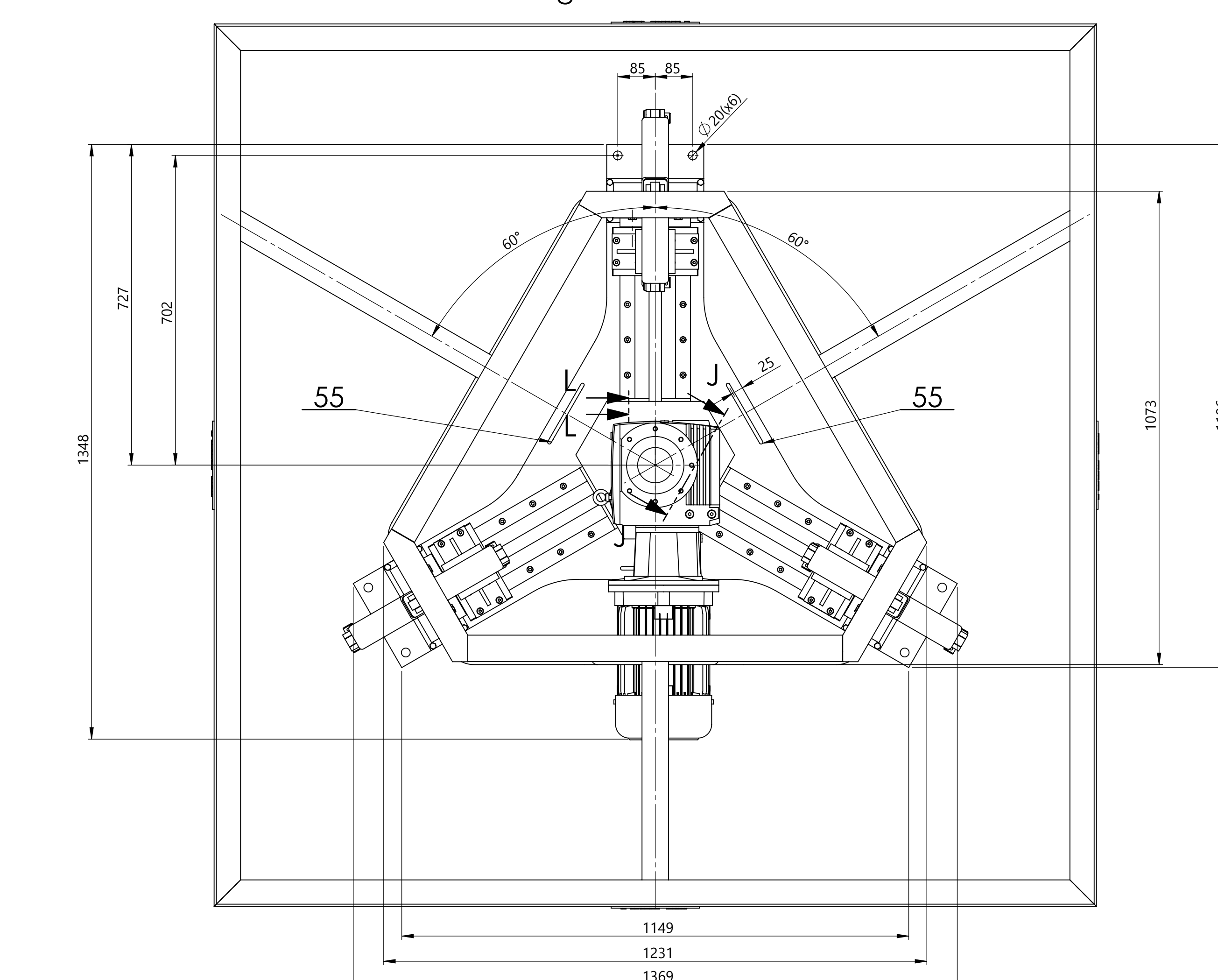
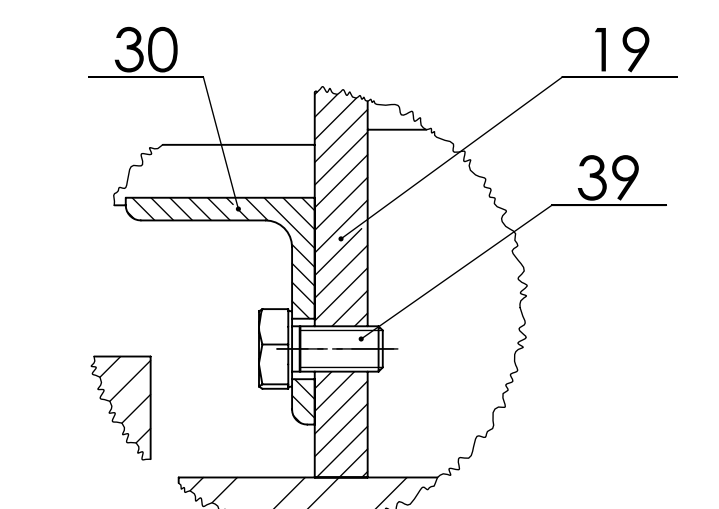
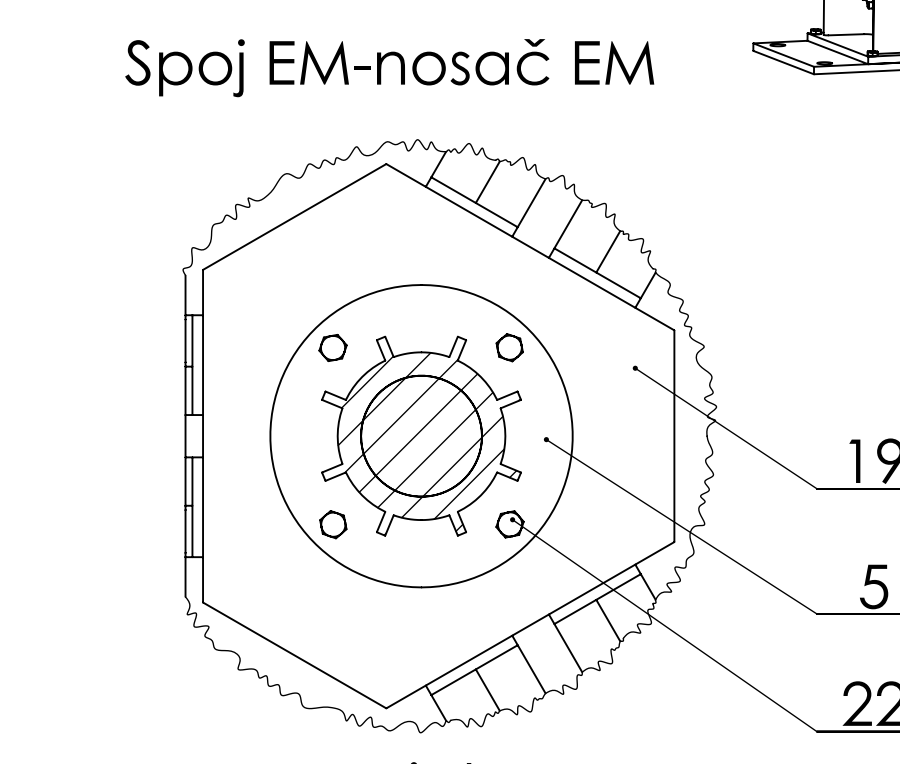
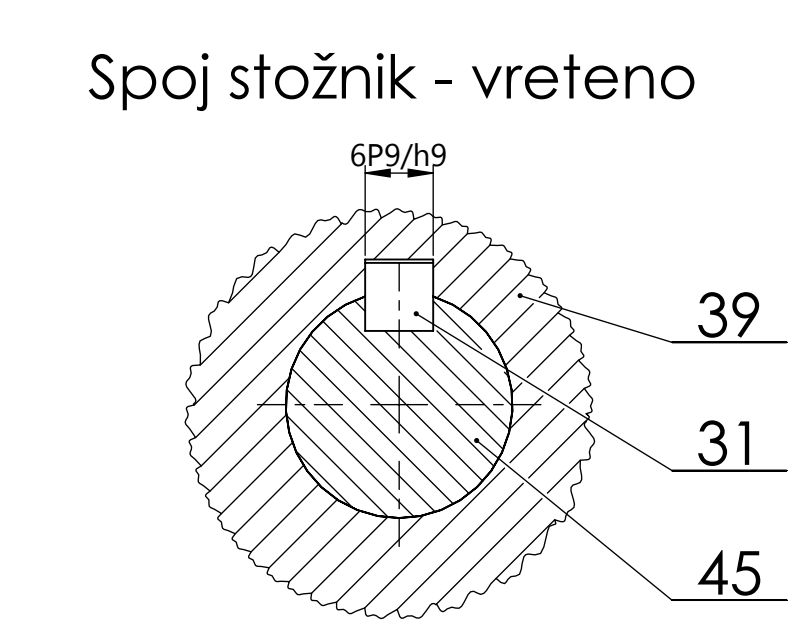
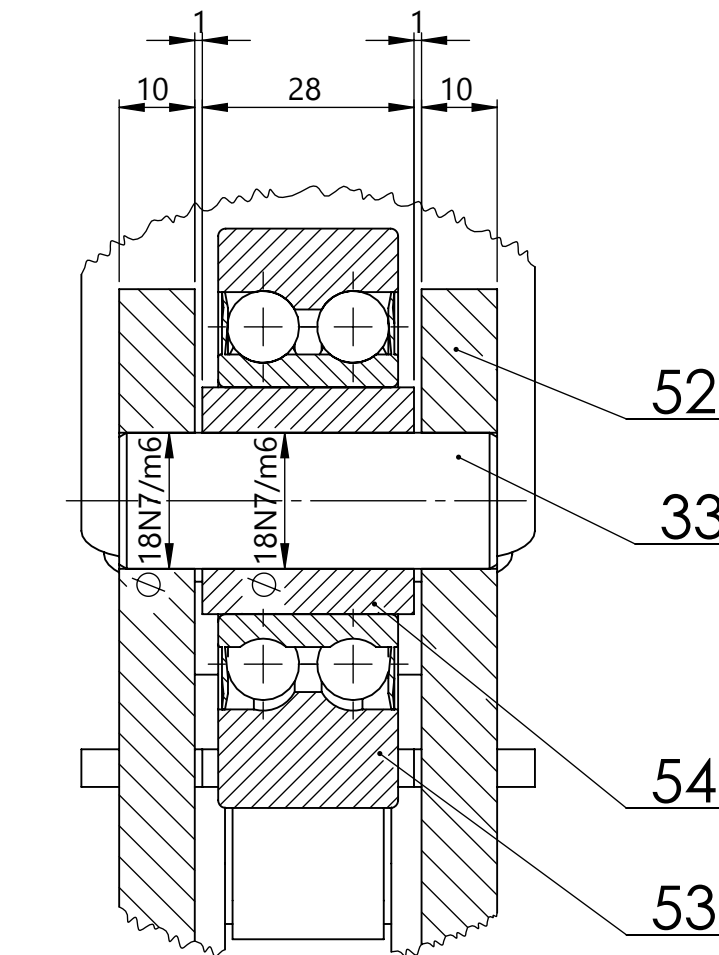
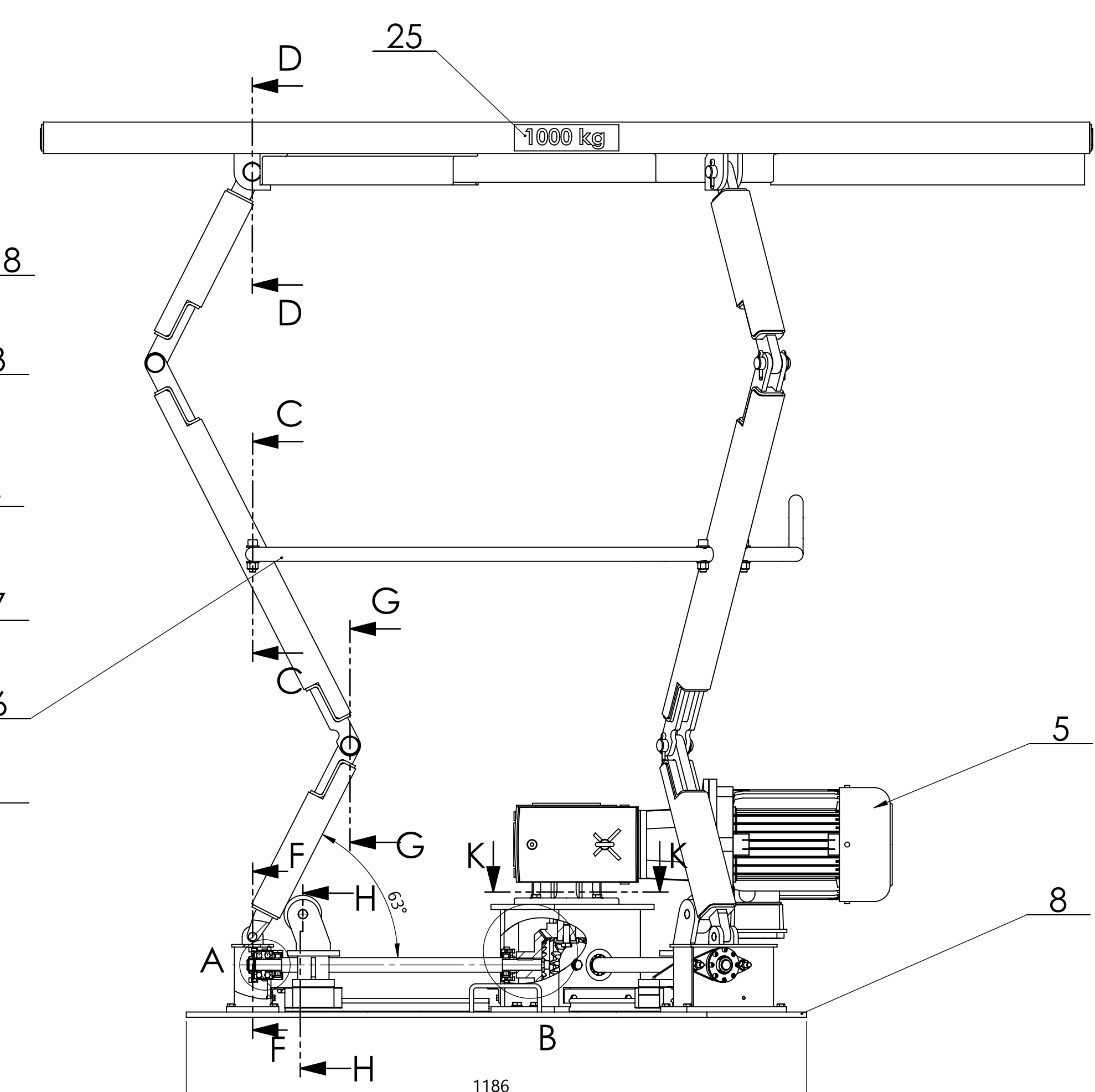
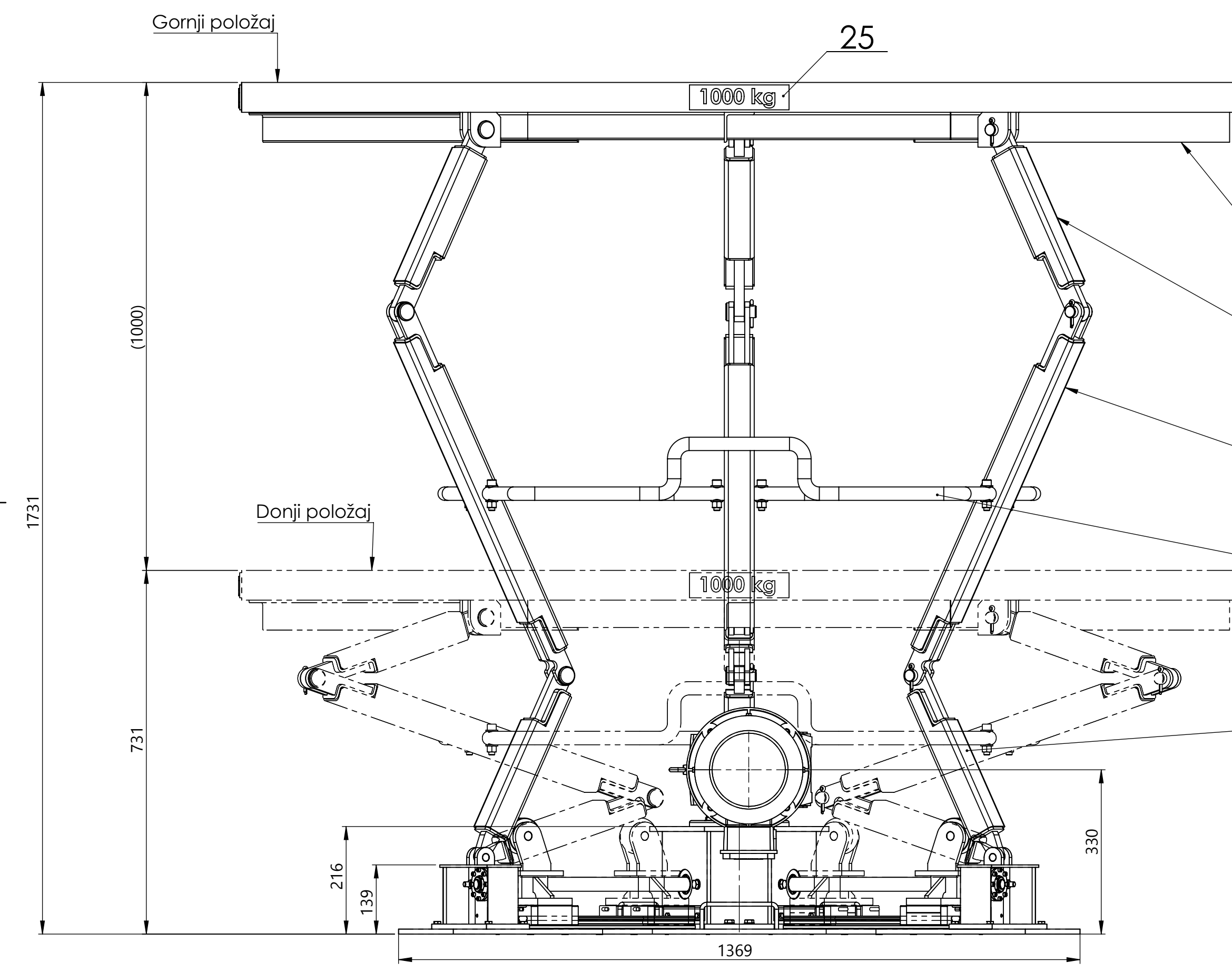
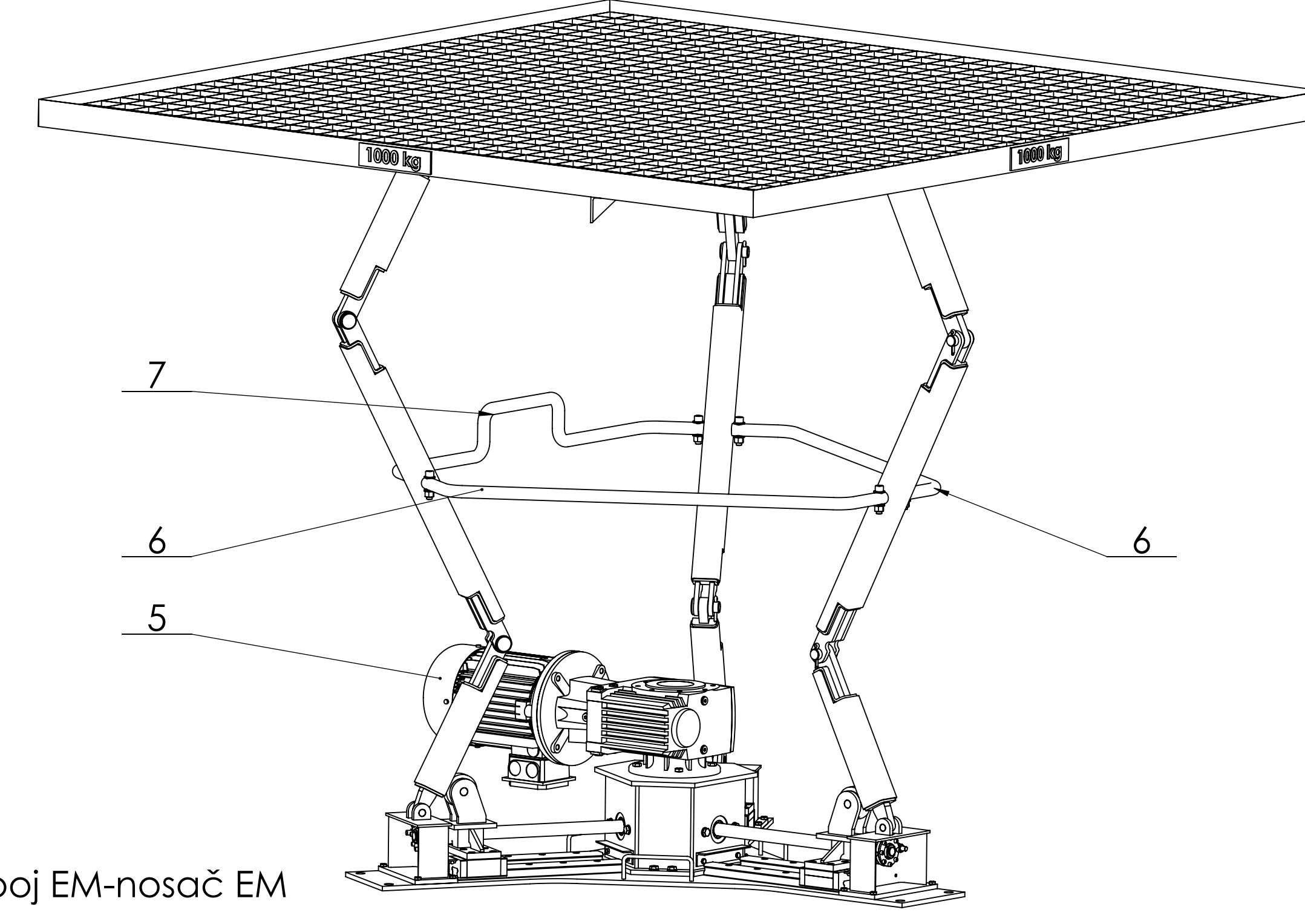
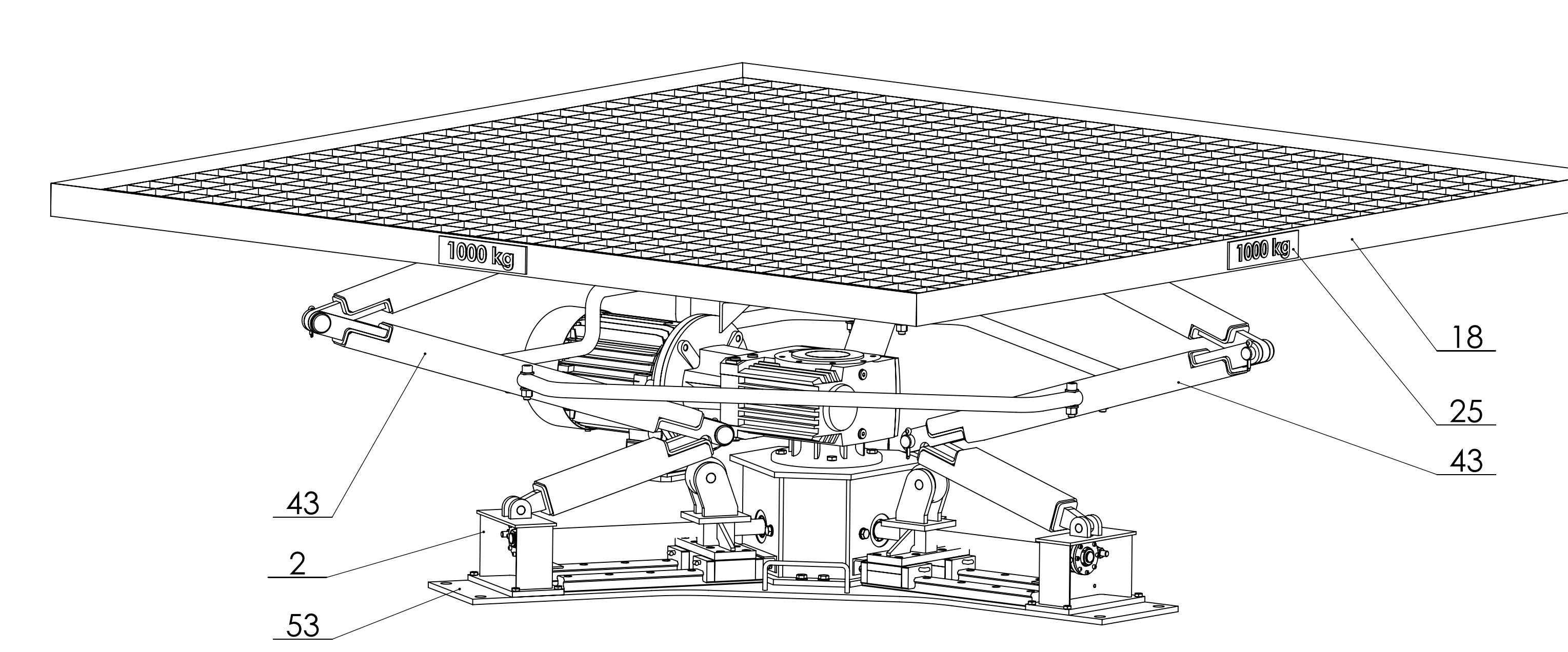
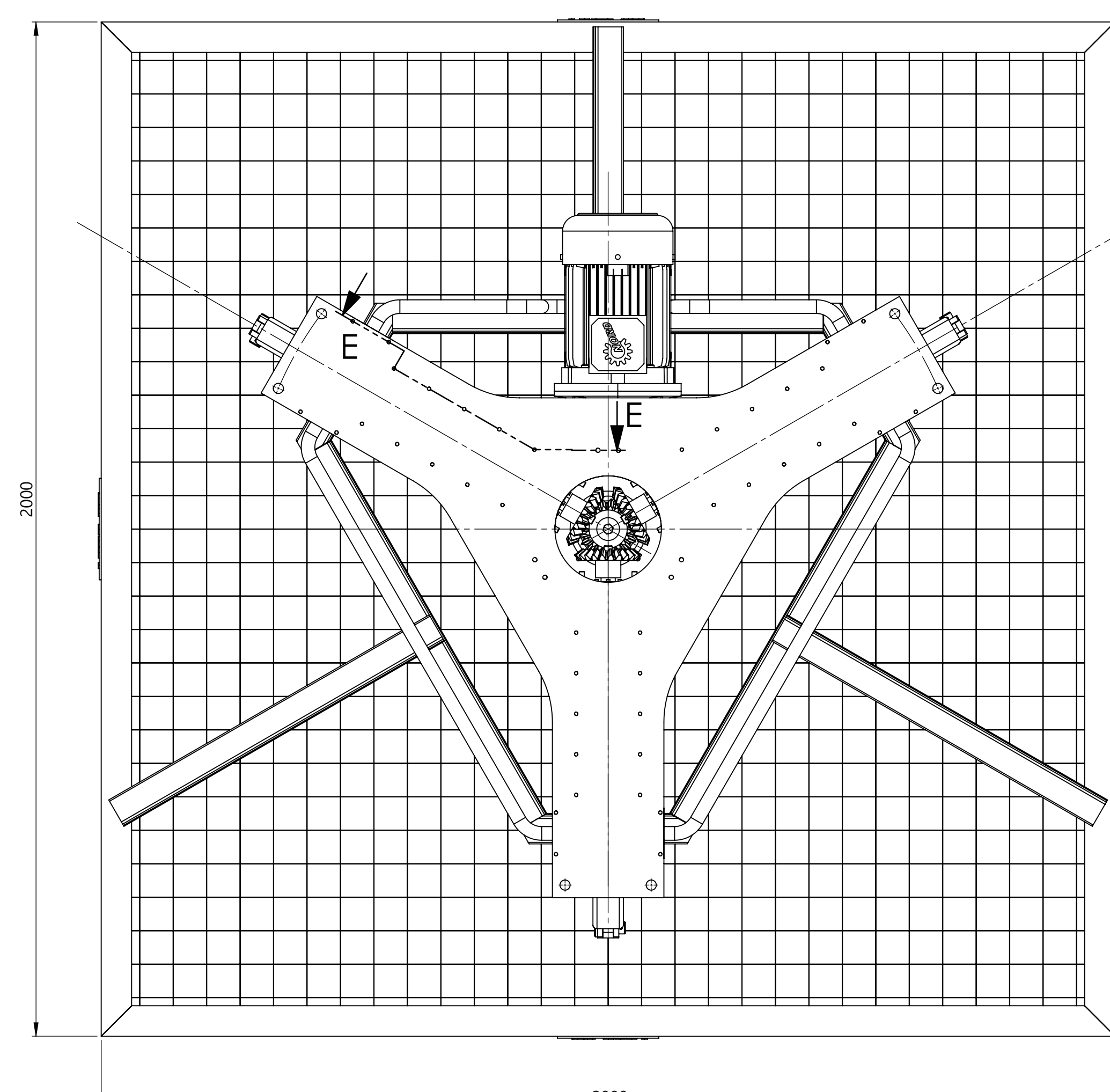
U daljnjem razvoju moglo bi se umjesto tri poluge koristiti pet poluga. Takvom konfiguracijom smanjila bi se sila vretena te potreban hod matice da se ostvari željena visina podizanja. Manja sila vretena omogućila bi korištenje manjeg vretena, manjih ležajeva i zupčanika te u konačnici i slabijeg elektromotora bez reduktora što bi daleko smanjilo ukupnu cijenu platforme. Nedostatak takve konfiguracije bio bi veći broj poluga.

LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] <https://academic-accelerator.com/encyclopedia/sarrus-linkage> (4.9.2023.)
- [4] <https://knez-inteh.hr/index.php/edmolift-podizni-stolovi-radne-platforme/> (5.9.2023.)
- [5] https://en.wikipedia.org/wiki/Sarrus_linkage (5.9.2023.)
- [6] <https://www.boltscience.com/pages/The-Goldilocks-Zone-and-the-Coefficient-of-Friction-of-Threaded-Fasteners.pdf> (8.10.2023.)
- [7] https://www.researchgate.net/figure/n-sided-Sarrus-linkage_fig2_362442274 (5.10.2023.)
- [8] <https://www.instructables.com/Low-Cost-Linear-Actuator-Based-on-the-Sarrus-Linka/> (6.10.2023.)
- [9] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, Sveučilišna tiskara Zagreb, 1993.
- [10] Z. Horvat i suradnici – Vratilo (proračun), FSB, Zagreb
- [11] <https://www.skf.com/group> (5.10.2023.)
- [12] <https://www.tuli.hr/> (10.10.2023.)

PRILOZI

I. Tehnička dokumentacija



Detalj I

Presjek F-F

Presjek G-G

Presjek H-H

Presjek E-E

Detalj A

Detalj B

Presjek C-C

Presjek D-D

Pogled bez rešetke

Spoj stožnik - vreteno

Spoj EM-nosač EM

Presjek L-L

18	18	18	18	18	18	
56	Vijak M4x10	18	DIN 912	A4-70		
55	Ručica za podizanje	3	DR-LM-0-54	S235JR	0.1	
54	Čahura	3	DR-LM-0-54	S235JR	0.1	
53	Kotačić 305706 C-22	3	-	-	0.5	
52	Pomoćna matica	3	DR-LM-0-52	-	3.9	
51	Kućište desnog ležajnog mjesta	3	DR-LM-0-51	-	4.2	
50	SKF matica KMK4	3	-	-	0.2	
49	Distanтни prsten 7	3	DR-LM-0-49	S235JR	0.5	
48	Distanтни prsten 6	3	DR-LM-0-48	S235JR	0.3	
47	Ležaj 52305	3	-	-	0.3	
46	Distanтни prsten 5	3	DR-LM-0-46	S235JR	0.3	
45	Ležaj N204 ECP	6	-	-	0.3	
44	Kućište lijevog ležajnog mjesta	3	DR-LM-0-44	-	3.5	
43	Navajno vreteno	3	DR-LM-0-43	S235JR	2.4	
42	Nosač lijevog ležajnog mjesta	3	DR-LM-0-42	-	4	
41	Vodilica TRS 35 TBI Motion	6	-	-	1	
40	Distancer zupčanika EM-2	1	DR-LM-0-40	S235JR	0.2	
39	M6x12	12	DIN EN 24018	A2-70		
38	Pogonski stožnik	1	DR-LM-0-37	CK45	1.6	
37	Gornji stožnik	3	DR-LM-0-37	CK45	1.7	
36	Distanтни prsten 4	3	DR-LM-0-36	S235JR	0.2	
35	Distanтни prsten 3	3	DR-LM-0-35	S235JR	0.2	
34	Kližac TRS 35 VN H Z1 TBI Motion	6	-	-	0.5	
33	Zatik Ø18 L=50	3	DIN 7	A4-70		
32	Zatik Ø16 L=45	3	DIN 7	A4-70		
31	Distanтни prsten 2	1	DR-LM-0-31	S235JR	0.2	
30	Graničnik pomoćne matice	6	DR-LM-0-30	S235JR	0.5	
29	Pero	3	DIN 4885	C45		
28	Distanтни prsten 1	3	DR-LM-0-28	S235JR	0.2	
27	Vijak M10x16	3	EN ISO 4762	A2-70		
26	DIN 7349-10.5-SI	3	DIN 7349	A2		
25	Narupna pločica	4	DR-LM-0-25	S235JR	0.1	
24	M12x35	1	DIN EN 24017	A2-70		
23	M8x16	12	DIN EN 24017	A2-70		
22	M10x20	10	DIN EN 24017	A2-70		
21	M8x14	24	DIN 7984	A2-70		
20	Rascejska Ø6.3 L=40	9	DIN 94	A2		
19	Nosač elektromotora	1	DR-LM-0-19	-	20	
18	Okvir	1	DR-LM-0-18	-	68	
17	Svarnjak Ø24 L=55	11	DIN 1444 B	A4-70		
16	Vijak M10x45	12	DIN EN 24014	8.8		
15	Matica M10	12	ISO 4034	A2		
14	Matica M12	6	ISO 4034	A2		
13	Podloška A10.5	30	DIN 125	A2		
12	Podloška A13	12	DIN 125	A2		
11	Vijak M5x10	24	DIN 912	8.8		
10	M8x20	30	DIN 912	A2-70		
9	M12x50	6	DIN 912	A2-70		
8	Božna ploča	1	DR-LM-0-8	S235JR	40	
7	Cijev Ø26.9 - 2	1	DR-LM-0-7	S235JR	0.5	
6	Cijev Ø26.9 - 1	2	DR-LM-0-6	S235JR	0.5	
5	EM + reduktor SK12080VF-EC 112	1	-	NORD Drive	45	
4	Gornja poluga	3	DR-LM-0-4	-	3.3	
3	Srednja poluga	3	DR-LM-0-3	-	6.5	
2	Šipka Ø22	3	DR-LM-0-2	S235JR	0.1	
1	Donja poluga	3	DR-LM-0-1	-	3.3	
Poz.	Naзив dijela	Kol.	Crtež broj Norme	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Brj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis
Projekcija		11.10.23		Luka Marcius		FSB Zagreb
Pozicija		11.10.23		Luka Marcius		
Pregledao		11.10.23		Luka Marcius		
ISO - tolerancija		Objekt:		Objekt broj:		Kopija
6P9h9 0.08						
16N7/m6 -0.02		Napomena:		R. N. broj:		Kopija
16N7/m6 -0.02						
60C11/h10 0.02		Materijal:		Masa: 280 kg		Kopija
56C11/h10 0.02						
47C11/h10 0.03		Mjerilo originala		Naziv: Podizna platforma na bazi Sarrusovog mehanizma		Format: A0
24C11/h11 0.04				Pozicija: Listova: 1		
22E7/h6 0.04		Crtež broj: DR-LM-0		List: 1		