

Uređaj za ispitivanje svojstava gume

Jukopila, Stefano

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:235:964430>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-28**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Stefano Jukopila

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Dr. sc. Rudolf Tomić, dipl. ing.

Student:

Stefano Jukopila

Zagreb, 2023.

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

Zahvaljujem se svojem mentoru Doc. dr. sc. Rudolf Tomić, dipl. ing. na ukazanoj pomoći i brojnim savjetima te strpljenju kroz izradu ovog rada.

Zahvaljujem se FBS-Racing Team-u za sva stečena znanja, iskustva i prijateljstva koja će me pratiti kroz život.

Zahvaljujem i svim svojim kolegicama, kolegama i prijateljima na podršci tijekom cijelog studija, a ponajviše Ivanu, Petru, Martinu, Niki, Matiji, Dori i Luki.

Posebno bi se htio zahvaliti svojoj obitelji koja me pratila i bila najveći oslonac kroz cjelokupno studiranje. Ovaj rad je posvećen vama.

Stefano Jukopila



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 - 1703 - 23 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Stefano Jukopila** JMBAG: 0035211929

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Uređaj za ispitivanje svojstava gume**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Tyre test rig**

Opis zadatka:

Članovi FSB Racing Team-a su odlučili razviti stroj za ispitivanje svojstava guma jer komercijalna rješenja takvih strojeva nadilaze financijske mogućnosti organizacije. Naime, svaki razvoj novog bolida počinje odabirom odgovarajućih kotača, a time ujedno i guma. Postoje različiti numerički modeli ponašanja gume, no kroz dugogodišnji razvoj bolida Formule student pokazala se potreba za eksperimentalno utvrđenim karakteristikama odabranih guma, a njih je gotovo nemoguće dobiti od proizvođača guma.

U sklopu rada potrebno je:

- definirati listu zahtjeva i projektne parametre stroja za ispitivanje guma,
- predložiti nekoliko koncepata stroja i izraditi ih u obliku pojednostavljenog 3D modela,
- utvrditi kriterije za vrednovanje osmišljenih koncepata,
- vrednovati i odabrati koncept stroja na temelju utvrđenih kriterija odlučivanja,
- konstrukcijski razraditi odabrani koncept, a konstrukcijsku razradu popratiti skicama, proračunima i odgovarajućim analizama,
- izraditi detaljan 3D model stroja,
- izraditi tehničku dokumentaciju stroja.

Pri izradi rada treba se pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskog rada. U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

17. studenoga 2022.

Datum predaje rada:

19. siječnja 2023.

Predviđeni datumi obrane:

23.- 27. siječnja 2023.

Zadatak zadao:

Doc.dr.sc. Rudolf Tomić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	XI
1. UVOD.....	1
1.1. Formula Student.....	1
1.2. FSB Racing Team	3
1.3. Opis veličina vezanih za gibanje kotača	5
2. PNEUMATIK.....	11
2.1. Konstrukcija pneumatika	11
2.2. Lateralna sila	13
2.3. Moment stabilizacije	18
2.4. Elipsa (krug) trenja.....	20
3. ISPITIVANJE PNEUMATIKA I PREGLED TEHNIČKIH RJEŠENJA.....	21
3.1. Uređaji za ispitivanje pneumatika na cesti.....	21
3.2. Uređaji za ispitivanje pneumatika u laboratoriju	22
4. LISTA ZAHTJEVA I PROJEKTNI PARAMETRI.....	24
5. RAZRADA I ODABIR KONCEPATA	25
5.2. Koncept 2	26
5.3. Koncept 3	28
5.4. Evaluacija koncepata.....	28
6. KONSTRUKCIJSKO RJEŠENJE.....	32
6.1. Postolje.....	33
6.2. Nosiva konstrukcija.....	33
6.3. Mehanizam za zakretanje i pogon trake.....	38
6.4. Mehanizam za vertikalni pomak	46
6.5. Pogon kotača	48
7. PRORAČUN.....	50
7.1. Sklop pogonskog postolja	50
7.2. Mehanizam za vertikalni pomak kotača.....	66
7.3. Proračun konstrukcije.....	71
8. ZAKLJUČAK.....	73

POPIS SLIKA

Slika 1.	Formula Student Mađarska 2022, [1].....	2
Slika 2.	Prikaz fizikalnih veličina vezanih za gibanje kotača, [2]	5
Slika 3.	Prikaz bočnog nagiba kotača, [2]	6
Slika 4.	Prikaz usmjerenosti kotača, [2]	7
Slika 5.	Prikaz bočnog nagiba osi zakretanja kotača, [2]	7
Slika 6.	Prikaz polumjera zakretanja kotača, [2]	8
Slika 7.	Prikaz uzdužnog nagiba osi zakretanja kotača, [2]	8
Slika 8.	Prikaz mehaničkog (geometrijskog) predvođenja, [2]	9
Slika 9.	Prikaz središta valjanja, [2]	9
Slika 10.	Prikaz osi valjanja, [2].....	10
Slika 11.	Konstrukcija pneumatika, [3]	11
Slika 12.	Prikaz dijagonalnog pneumatika, [2].....	12
Slika 13.	Prikaz radijalnog pneumatika, [2]	13
Slika 14.	Pojednostavljeni model gume, [5].....	14
Slika 15.	Model gume nakon aplikacije vertikalne i lateralne sile, [5]	14
Slika 16.	Putanja gibanja kotača, [5]	15
Slika 17.	Analogija čovjekova hoda sa bočnim kutom klizanja gume, [5]	16
Slika 18.	Grafički prikaz lateralne sile u odnosu na bočni kut klizanja, [5].....	16
Slika 19.	Grafički prikaz ovisnosti lateralne sile o bočnom kutu klizanja i vertikalnog opterećenja, [5].....	17
Slika 20.	Lateralni koeficijent sile u odnos na bočni kut klizanja za različita opterećenja, [5]	18
Slika 21.	Prikaz momenta stabilizacije pneumatika, [5].....	19
Slika 22.	Moment stabilizacije u ovisnosti o kutu klizanja, [4].....	19
Slika 23.	Elipsa trenja, [5]	20
Slika 24.	Grafički prikaz kruga trenja.....	20
Slika 25.	Uređaj za ispitivanje gume Tehničkog sveučilišta Delft, [7]	21
Slika 26.	Uređaj za testiranje gume s unutrašnjim bubnjem, [8].....	22
Slika 27.	<i>Flat-Trac</i> uređaj, [8].....	23
Slika 28.	Prikaz koncepta 1	25
Slika 29.	Prikaz koncepta 2	27
Slika 30.	Prikaz koncepta 3	28
Slika 31.	Konstruktivsko rješenje	32
Slika 32.	Izometrijski prikaz 1 nosive konstrukcije.....	34
Slika 33.	Izometrijski prikaz 2 nosive konstrukcije.....	34
Slika 34.	Prikaz zgloba	36
Slika 35.	Prikaz hidrauličnog cilindra za naganjanje A-okvira.....	37
Slika 36.	Izometrijski prikaz 1 mehanizma za zakretanje i pogon trake	38
Slika 37.	Izometrijski prikaz 2 mehanizma za zakretanje i pogon trake	38
Slika 38.	Spoj donje i gornje ploče sa ležajem	39
Slika 39.	Prikaz spoja hidrauličnog cilindra sa gornjom pločom	40
Slika 40.	Prikaz spoja hidrauličnog cilindra sa nosačem.....	40
Slika 41.	Nosiva konstrukcija mehanizma za zakretanje i pogon trake	41
Slika 42.	Prikaz sklopa pogonskog bubnja	42
Slika 43.	Prikaz hidrauličnog cilindra za zatezanje	43
Slika 44.	Prikaz kućišta ležaja	44

Slika 45.	Mehanizam za zatezanje i vođenje remena	44
Slika 46.	Sklop zračnog ležaja.....	45
Slika 47.	Izometrijski prikaz 1 mehanizma za vertikalni pomak.....	46
Slika 48.	Izometrijski prikaz 2 mehanizma za vertikalni pomak.....	46
Slika 49.	Sklop elektromotora sa vretenom	47
Slika 50.	Prikaz pogona kotača.....	48
Slika 51.	Michigan Scientific Corporation LW9.5	49
Slika 52.	Prikaz aktivnih sila na traci	50
Slika 53.	Grafički prikaz opterećenja svornjaka.....	52
Slika 54.	Opterećenje ušice.....	53
Slika 55.	Opterećenje na presjeku zavara	53
Slika 56.	Grafički prikaz opterećenja vratila	54
Slika 57.	Proračunski model vratila.....	55
Slika 58.	Dijagram poprečnih sila, momenta savijanja i momenta uvijanja vratila	56
Slika 59.	Dimenzije pogonskog vratila.....	58
Slika 60.	Kritični presjeci pogonskog vratila	59
Slika 61.	Prikaz opterećenja hidrauličkog cilindra za zakretanje	64
Slika 62.	Vertikalno opterećenje mehanizma za podizanje	66
Slika 63.	Bosch Rexroth MSM031B [13].....	70
Slika 64.	Shematski prikaz opterećenja na A-okviru.....	71

POPIS TABLICA

Tablica 1. Detalji proteklih bolida FSB Racing Teama i njihovi najbolji plasmani.	4
Tablica 2. Parametri uređaja.....	24
Tablica 3. Vrednovanje koncepata	30
Tablica 4. Tehnički podaci cilindra <i>Bosch Rexroth CDT3MP5</i>	51
Tablica 5. Mehanička svojstva materijala 34CrMo4.....	56
Tablica 6. Faktori presjeka B.....	60
Tablica 7. Faktori presjeka B.....	61
Tablica 8. Faktori presjeka C.....	62
Tablica 9. Tehnički podaci za proračun ležaja UCF 211	63
Tablica 10. Tehnički podaci cilindra <i>Bosch Rexroth CDT3MP5</i>	65
Tablica 11. Dimenzije navoja TR20x4.....	67
Tablica 12. Tehničke karakteristike motora <i>Bosch Rexroth MSM031B</i>	69
Tablica 13. Tehnički podaci cilindra Bosch Rexroth CST3MT4.....	72

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

69871-0035211929-1-000	Uređaj za ispitivanje svojstava gume
69871-0035211929-1-011	Pogonsko postolje
69871-0035211929-1-038	Postolje
69871-0035211929-1-031	A-okvir

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
F_X	N	uzdužna sila (vučna, kočna, longitudinalna sila gume)
F_Y	N	bočna sila (lateralna sila)
r_S	mm	polumjer zakretanja kotača
r_T	mm	bočni pomak hvatišta uzdužne sile
r_σ	mm	bočni pomak osi zakretanja kotača od središta kotača
$r_{\tau,T}$	mm	udaljenost hvatišta bočne sile i središta kontaktne površine gume i podloge
α	°	kut bočnog klizanja
σ	°	bočni nagib osi zakretanja kotača
τ	°	uzdužni nagib osi zakretanja kotača
n	mm	mehaničko predvođenje
n_T	mm	uzdužni pomak osi zakretanja kotača od središta kotača
γ	°	Bočni nagib kotača
δ	°	Usmjerenost kotača
α_g	°	Kut klizanja
F_R	N	Rezultantna sila trenja
F_o	N	Vertikalna sila gume
μ	-	Faktor trenja
F_P	N	Sila predzatezanja
β	rad	Obuhvatni kut trake
F_c	N	Sila u cilindru
d	mm	Promjer stapa, promjer vratila
s	mm	Debljina ušice
σ_f	MPa	Savojno (fleksijsko) naprezanje
W	mm ³	Moment tromosti
σ_{fdop}	MPa	Dopušteno savojno (fleksijsko) naprezanje
p	MPa	Bočni tlak
p_{dop}	MPa	Dopušteni bočni tlak
M_Y	Nmm	Moment savijanja

τ	MPa	Smično naprezanje
σ_{red}	MPa	Reducirano naprezanje
σ_{dop}	MPa	Dopušteno naprezanje
T	Nmm	Moment
T_{em}	Nmm	Maksimalni moment elektromotora
i	-	Prijenosni omjer
R_e	MPa	Granica tečenja
R_m	MPa	Vlačna čvrstoća
σ_{fDN}	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično naprezanje pri savijanju
σ_{tDI}	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično naprezanje pri uvijanju
α_0	-	Faktor čvrstoće materijala
$\sigma'_{\text{f,dop}}$	MPa	Približno dopušteno naprezanje
τ_T	MPa	Torzijsko naprezanje
W_p	mm ³	Polarni moment otpora
t_1	mm	Dubina utora za pero
S_{post}	-	Postojeća sigurnost
S_{potr}	-	Potrebna sigurnost
β_{kt}	-	Faktor zareznog djelovanja kod torzijskog opterećenja
b_1	-	Faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja
b_2	-	Faktor površinske obrade
l	mm	Korisna duljina pera
t_2	mm	Dubina glavine
F_t	N	Obodna sila na vratilu
C	kN	Dinamička nosivost
C_0	kN	Statička nosivost
N	min ⁻¹	Brzina vrtnje
L_{10h}	h	Nazivni vijek trajanja ležaja
P	kN	Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje
ε	-	Eksponent vijeka trajanja za ležajeve
F_{cil}	N	Sila u cilindru

F_{vr}	N	Sila vretena
l_0	mm	Slobodna duljina izvijanja
d_3	mm	Minimalni promjer jezgre vretena
E	MPa	Modul elastičnosti
d_2	mm	Srednji promjer vratila
D_1	mm	Temeljni promjer navoja matice
D_4	mm	Promjer navoja u tjemenu matice
A	Mm ²	Površina jezgre navoja vretena
σ_t	MPa	Tlačno naprezanje
α	°	Kut uspona
P_h	mm	Uspón navoja
ρ'	°	Korigirani kut trenja
λ	-	Faktor vitkosti
λ_0	-	Granična vitkost
σ_0	MPa	Idealna tlačna čvrstoća pri $\lambda=0$
k	MPa	Udio izvijanja
m	mm	Nosiva visina matice
H_1	mm	Nosiva dubina navoja
v	m/s	Vertikalna brzina kotača
P_{EM}	W	Snaga elektromotora
T_{max}	Nm	Maksimalni moment motora
n_m	min ⁻¹	Najveća brzina okretaja motora
m	Kg	Masa
J	kg·m ²	Moment inercije
ε	rad·s ⁻²	Kutno ubrzanje

SAŽETAK

Formula student, najprestižnije je studentsko inženjersko natjecanje u svijetu. Mnogi timovi, koji dolaze sa različitih sveučilišta, pomoću svojih znanja i vještina natječu se bolidima, konstruiranima prema pravilniku Formule Student, koje su samostalno razvili i proizveli. S obzirom da tehnologije pogona, ovjesa i aero paketa postaju sve kompleksnije i preciznije u čemu ih prati i značajno poboljšanje performansi, gume moraju zadovoljiti zahtjeve prenošenja sila nastalih od strane tih sustava.

Guma ili pneumatik, jedini je kontakt vozila s površinom po kojoj vozi. Kako je cilj pneumatika što bolje prenijeti sile na podlogu, važno je saznati bitne parametre kako bi se odabrao prikladan model, koji će zadovoljavati potrebe vozila. Kako bi se mogao odabrati prikladan model gume, potrebno je saznati različita svojstva koja utječu na performanse pneumatika, a samim time i pneumatik na bolid u cijelosti. Problemi nastaju prilikom provođenja proračuna, a to su mogućnost ispitivanja malog broja različitih vrsta pneumatika i njihovih smjesa, što značajno reducira izbor pneumatika. Također jedan od problema prilikom provođenja proračuna dolazi zbog nepotpunosti podataka, iz razloga što su mjerenja provedena za uži raspon veličina nego što je potrebno. Uz navedena dva problema, bitno je razmišljati i o uspješnosti projekta u cijelosti, te ostvarenja njegova cilja, što je dostavljanje proizvedenog bolida na natjecanje u skladu sa zadanim rokovima. Na rokove uvelike utječe kašnjenje podataka potrebnih za postavljanja simulacija, koje su ključni element u razvoju bolida. S pretpostavkom da je definiranje svojstava kao što su otpori gume, longitudinalna i lateralna sila, koji ovise o parametrima kao što su kut klizanja, vertikalni kut nagiba, temperatura, brzina, pritisak u gumi i slično. Da bi bilo moguće definirati svojstva gume ovisno o prethodno navedenim parametrima, potrebno je osmisliti napravu koja će svojom konstrukcijom i rješenjima omogućavati mijenjanje ulaznih parametara koji se apliciraju na ispitni uzorak, čime će rezultat biti dobiveni podaci modela gume. Važno je naglasiti kako je cilj konstruirati napravu koja će se koristiti u svrhu dobivanja podataka, koje će koristiti FSB Racing Team u razvoju vlastitog bolida, te je samim time naprava konstruirana prema tim zahtjevima. Odnosno, konstrukcijska rješenja, dimenzije i odabrani materijali prilagođeni su zahtjevima potrebnim kako bi se mogli ispitati pneumatici namijenjeni za formula student bolide. Da bi razvoj ovakve naprave bio moguć i potpun, potrebno je definirati listu zahtjeva i projektne parametre stroja za ispitivanje pneumatika. Nakon definiranih zahtjeva predložena su tri koncepta po završetku čije evaluacije je odabran najprikladniji koncept. Najprikladniji koncept je potom konstrukcijski razrađen.

Započevši od skica, koje su temelj prenošenja ideja tehničkih rješenja, provedeni su proračuni i analize kako bi se dokazala mogućnost izvedbe tog koncepta, prema čemu je izveden detaljan 3D model stroja, koji je popraćen tehničkom dokumentacijom.

Cilj ovog projekta je omogućiti FSB Racing Teamu dostavljanje bitnih podataka i svojstava modela pneumatika, što će uvelike unaprijediti i ubrzati razvoj bolida te ponuditi mogućnost ostvarivanja boljeg rezultata na natjecanjima Formule Student.

Ključne riječi: ispitivanje gume, guma, pneumatik, Formula Student, FSB Racing Team

SUMMARY

Formula Student is the most prestigious student engineering competition in the world. Many teams, coming from different universities, use their knowledge and skills to compete with cars designed according to Formula Student regulations, which they independently developed and produced. Considering that drivetrain, suspension, and aero package technologies are becoming more and more complex and precise, accompanied by a significant improvement in performance, tires must meet demands of transmitting forces created by these systems.

Tire is the vehicle's only contact with the surface it is driving on. Since the goal of a tire is to transfer forces to the ground as much good as possible, it is important to find out the essential parameters to choose a suitable model that will meet needs of the vehicle. In order to choose the most adequate tire model it is necessary to find out various properties that impact on tire performance and also the impact of the tire on the whole car. Problems can be noticed during the calculations e.g. the possibility of testing a small number of different types of tires and their compounds that significantly reduces the choice of tires. Also, one of the problems during calculations comes from incomplete data because due to the fact that measurements were carried out for a narrowed range of measurements than necessary. Considering these two problems, it is also important to think about the success of the project, and the achievement of its goal which is to deliver the manufactured car to the competition in accordance with the given deadlines. Deadlines can be affected by the delay of the data needed for simulations that are crucial element for the development of the car. Defining properties such as tire resistance, longitudinal and lateral force, that depend on parameters such as slip angle, vertical angle of inclination, temperature, speed, tire pressure etc are really important data needed for these kind of calculations. In order to be able to define the properties of the tire depending on the previously mentioned parameters it is necessary to develop a device that will with its construction and solutions allow changing the input parameters that will be applied to the test sample, which will result in the data of the tire model. It is important to emphasize that the main goal is to design a device that will be used for the purpose of obtaining data, that will be used by FSB Racing Team in the development of their car. Therefore, the device will be designed according to its requirements. That means that the design solutions, dimensions and selected materials will be adapted to the needed requirements in order to be able to test the tires intended for the formula student cars. For the successful development of such a device it is necessary to define the list of requirements and project parameters of the tire testing machine. After defining

those parameters three concepts were proposed upon completion of the evaluation of which the most appropriate concept was selected. The most suitable concept was then developed in detail. Starting from sketches, that are the ground of transferring technical solutions, the calculations and analyses were carried out in order to prove the feasibility of the concept. According to that, followed by a technical documentation, the 3D model of the device was created.

The aim of this project is to enable FSB Racing Team to provide essential data and properties of specific tire models that will improve and speed up the development of the car, but also offer the possibility of achieving better result on Formula Student competitions.

Key words: tire testing, tire, Formula Student, FSB Racing Team

1. UVOD

U svijetu utrka cilj je proizvesti bolid koji će čim bolje ubrzavati, kočiti i prolaziti kroz zavoje, odnosno bolid koji će biti bolji od konkurentnih. Za postizanje performansi koji će mu to omogućiti nije dovoljno imati snažniji motor, bolje kočnice i „aero“ paket, potrebno je moći prenijeti sve te sile na podlogu. Dio vozila koji to osigurava i koji je u dodiru s podlogom je guma ili pneumatik. Ona je jedini dio vozila koji omogućava da performanse bolida dođu do izražaja te upravo iz tog razloga razvoj bolida započinje odabirom gume.

FSB Racing Team kao i većina drugih Formula student timova, svoje gume bira uz pomoć *Tire Test Consortium* podataka dobivenih iz *Calspan Tire Testing and Research Facility-a*. Unatoč tome što nam ovaj program pruža kvalitetne i korisne podatke, oni često nisu dostatni za cijeli proces. Prilikom provođenja proračuna nailazi se na nekoliko problema, a među prvima je problem je što se ispituje svega nekoliko vrsta pneumatika i njihovih smjesa te je sam izbor pneumatika značajno reduciran. Drugi problem predstavlja nepotpunost podataka, odnosno mjerenja su provedena za uži raspon veličina nego što je to potrebno. Nadalje, postoji određena vjerojatnost da podatci kasne što utječe na daljnji razvoj bolida čime se cijeli proces značajno produžava.

Zbog svih navedenih razloga, razvit će se uređaj za testiranje gume za potrebe *FSB Racing Teama*, što je upravo tema ovog diplomskog rada.

1.1. Formula Student

Formula Student je najprestižnije međunarodno studentsko inženjersko natjecanje. Potiče studente na inženjersko razmišljanje te svladavanje raznih prepreka pri konstruiranju i izradi trkaćeg bolida. Pri tome se studenti moraju potpuno osloniti na vlastito znanje, snalažljivost i resurse. Cilj natjecanja je upoznati studente s problemima s kojima će se susresti u poslovnom svijetu te ujedno ih potaknuti da kroz ovo natjecanje osiguraju praktično znanje, nauče primijeniti teorijska znanja te da uče raditi u timu kao dio veće cjeline što će im biti od velike važnosti kroz život.

Natjecanje se osniva na razvoju, koncipiranju, konstrukciji, proizvodnji i prezentaciji bolida jednosjeda, izrađenog prema pravilima definiranim u pravilniku *Formula SAE Rules*. Osim što definiraju konstrukciju, pravila prvenstveno služe za očuvanje sigurnosti konstrukcije bolida te samim time sprječavaju mogućnost nastanka nesreća tijekom natjecanja.

Prvo natjecanje Formula Student održano je u Sjedinjenim Američkim Državama 1981. godine, a danas je rasprostranjeno po cijelome svijet. U Europi neka od najpoznatijih natjecanja su u: Njemačkoj, Velikoj Britaniji, Austriji, Italiji, Mađarskoj, Španjolskoj i Češkoj. Svake godine raste broj timova diljem svijeta, čime dolazi do veće konkurentnosti između timova, što ujedno potiče na sve izraženiju inovativnost u tehničkom pogledu.



Slika 1. Formula Student Mađarska 2022, [1]

Natjecanje je podijeljeno na dvije vrste disciplina, tri statičke i četiri dinamičke discipline.

Statičke discipline jesu:

- *Engineering design event (EDE)*,
- *Business plan presentation (BPP)*,
- *Cost and Manufacturing (CME)*.

Engineering design event predstavlja disciplinu u kojoj se ocjenjuju inženjerske ideje i odluke te vrednovanje i odabir koncepata.

U sklopu *Business plan presentation*-a se vrednuje poslovni plan koji studenti izrađuju u ulozi voditelja poduzeća.

Cost and Manufacturing event predstavlja disciplinu u kojoj se ocjenjuje poznavanje proizvodnih postupaka i opravdanost korištenja istih za određene pozicije.

Dinamičke discipline jesu:

- *Acceleration*,
- *Skidpad*,
- *Autocross*,
- *Endurance*.

Acceleration predstavlja dinamičku disciplinu u kojoj se boduje vrijeme prolaska kroz 75 m ravne staze iz početnog stanja mirovanja.

Skidpad predstavlja vožnju stazom u obliku osmice, pri čemu se boduje bočna dinamika vozila.

Kod *Autocross*-a se boduje upravljivost i dinamičko ponašanje vozila na stazi.

Naposlijetku, kod discipline *Endurance* boduje se izdržljivost i ekonomičnost bolida na stazi dužoj 22 km.

Za sudjelovanje na statičkim disciplinama nije potreban nikakav preduvjet dok za dinamičke discipline bolid prvo mora zadovoljiti na tehničkom pregledu. Tehničkim pregledom utvrđuje se sukladnost bolida i pravilnika, odnosno sigurnost bolida.

1.2. FSB Racing Team

FSB Racing Team prvi je i najveći Formula Student tim u Hrvatskoj. Nastao je krajem 2003. godine pod okriljem udruge *Hrvatske studentske asocijacije strojarskih fakulteta* (HSA- SF). Danas, nakon gotovo dvadeset godina postojanja, FSB Racing Team okuplja osamdesetak studenata sa raznih sastavnica Sveučilišta u Zagrebu.

Fakulteti čije članove tim trenutno broji uključuju sljedeće:

- Fakultet strojarstva i brodogradnje,
- Fakultet elektrotehnike i računarstva,
- Ekonomski fakultet,
- Fakultet kemijskog inženjerstva i tehnologije,
- Filozofski fakultet,
- Arhitektonski fakultet - Studij dizajna,
- Prirodoslovno-matematički fakultet.

















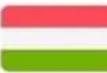
Tim u ovom trenutku aktivno radi na 3 projekta, od koja su dva električna bolida (RT07 i RT08) i jednom autonomnom bolidu (RT06D).

Na čelu tima nalazi se voditelj tima, predsjednik i tajnik udruge, dva tehnička voditelja te voditelji podtimova. Tim je podijeljen u dvanaest podtimova zaduženih za aerodinamiku,

šasiju, upravljanje i regulaciju, hlađenje, dizajn, prijenosnik snage, električne motore, proizvodnju, marketing, ovjes i upravljanje, pogonski sklop te dinamiku vozila.

Što se tiče bolida, FSB Racing Team je u svojih devetnaest godina postojanja uspješno završio 9 projekata: Kuna, Ris, Likos, Arctos, ArctosR, Strix, StrixR, Vulpes i Vulpes R. Bolidi sa njihovim najboljim uspjesima prikazani su u Tablica 1.

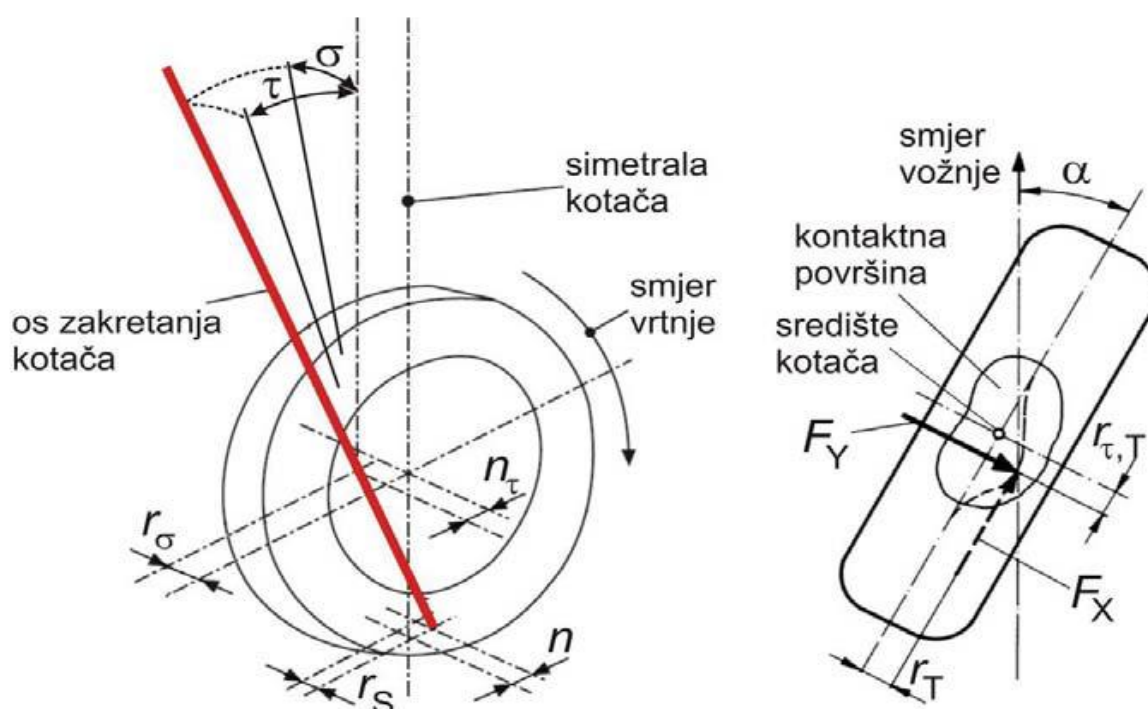
Tablica 1. Detalji proteklih bolida FSB Racing Teama i njihovi najbolji plasmani.

<p><i>Kuna, 2006.</i></p> 	<p>Motor: Yamaha R6 ECU: Autronic SMC Mjenjač: 6 brzina, sekvencijalni Šasija: Cijevna čelična Oklop: Staklena vlakna Masa bolida: 317 kg Ubrzanje: 5 s Maks. brzina: 160 km/h</p>	<p>35. od 72 tima</p>  
<p><i>Ris, 2007.</i></p> 	<p>Motor: Yamaha R6 ECU: Autronic SMC Mjenjač: 6 brzina, sekvencijalni Šasija: Cijevna (sprijeda čelik, Al straga) Oklop: Staklena i ugljična vlakna Masa bolida: 270 kg Ubrzanje: 4,5 s Maks. brzina: 160 km/h</p>	<p>48. od 84 tima</p>  
<p><i>Likos, 2012.</i></p> 	<p>Motor: Yamaha R6 ECU: VEMS Mjenjač: 6 brzina, sekvencijalni Šasija: Cijevna, dvostruka poprečna ramena Oklop: Ugljična i aramidna vlakna Masa bolida: 263 kg Ubrzanje: 4,4 s Maks. brzina: 160 km/h</p>	<p>24. od 103 tima</p>  
<p><i>Arctos, 2013.</i></p> 	<p>Motor: Yamaha R6 ECU: VEMS Mjenjač: 6 brzina, sekvencijalni Šasija: Cijevna, dvostruka poprečna ramena Oklop: Ugljična vlakna Masa bolida: 230 kg Ubrzanje: 4,4 s Maks. brzina: 144 km/h</p>	<p>56. od 75 timova</p>  
<p><i>Arctos R, 2014.</i></p> 	<p>Motor: Yamaha R6 ECU: VEMS Mjenjač: 6 brzina, sekvencijalni Šasija: Cijevna čelična Oklop: Ugljična i aramidna vlakna Masa bolida: 223 kg Ubrzanje: 4,4 s Maks. brzina: 125 km/h</p>	<p>10. od 97 timova</p>  
<p><i>Strix, 2017.</i></p> 	<p>Motor: Husqvarna TE610 ECU: VEMS Mjenjač: 4 brzine, sekvencijalni Šasija: Cijevna čelična, 25CrMo4 Oklop: Ugljična vlakna Masa bolida: 215 kg Ubrzanje: 5 s Maks. brzina: 110 km/h</p>	<p>13. od 41 tima</p> 

<p><i>Strix R, 2018.</i></p> 	<p>Motor: Husqvarna TE610 ECU: Vlastito razvijeni Mjenjač: 4 brzine, sekvencijalni Šasija: Cijevna čelična, 25CrMo4 Oklop: Ugljična vlakna Masa bolida: 207 kg Ubrzanje: Maks. brzina: 4,7 s 110 km/h</p>	<p>12. od 81 tima</p>  
<p><i>Vulpes, 2019.</i></p> 	<p>E Motor: 2 x 40 kW BMS: Vlastita izrada Mjenjač: Jedno stupanjski Moment na kotačima: 2 x 580 Nm Šasija: CFRP Monocoque Baterija: 7,5 kWh Masa bolida: 229 kg Ubrzanje: 3,4 s Maks. Brzina: 110 km/h</p>	<p>19. od 24 tima</p>  
<p><i>Vulpes R, 2021.</i></p> 	<p>E Motor: 2 x 40 kW BMS: Vlastita izrada Mjenjač: Jedno stupanjski Moment na kotačima: 2 x 480 Nm Šasija: CFRP Monocoque Baterija: 7,5 kWh Masa bolida: 215 kg Ubrzanje: 3,2 s Maks. Brzina: 142 km/h</p>	<p>15. od 29 timova</p>  

1.3. Opis veličina vezanih za gibanje kotača

Za proračun i dimenzioniranje uređaja potrebno je prvo odrediti opterećenje koje djeluje na sam uređaj, a za to je potrebno razmotriti fizikalne veličine kotača. Veličine vezane za gibanje kotača prikazane su na Slika 2.



Slika 2. Prikaz fizikalnih veličina vezanih za gibanje kotača, [2]

Pri čemu su:

F_X - uzdužna sila (vučna, kočna), [N]

F_Y - bočna sila, [N]

r_S - polumjer zakretanja kotača, [mm]

r_T - bočni pomak hvatišta uzdužne sile, [mm]

r_σ - bočni pomak osi zakretanja kotača od središta kotača, [mm]

$r_{\tau,T}$ - udaljenost hvatišta bočne sile i središta kontaktne površine gume i podloge, [mm]

α - kut bočnog klizanja, [°]

σ - bočni nagib osi zakretanja kotača, [°]

τ - uzdužni nagib osi zakretanja kotača, [°]

n - mehaničko predvođenje, [mm]

n_τ - uzdužni pomak osi zakretanja kotača od središta kotač, [mm]

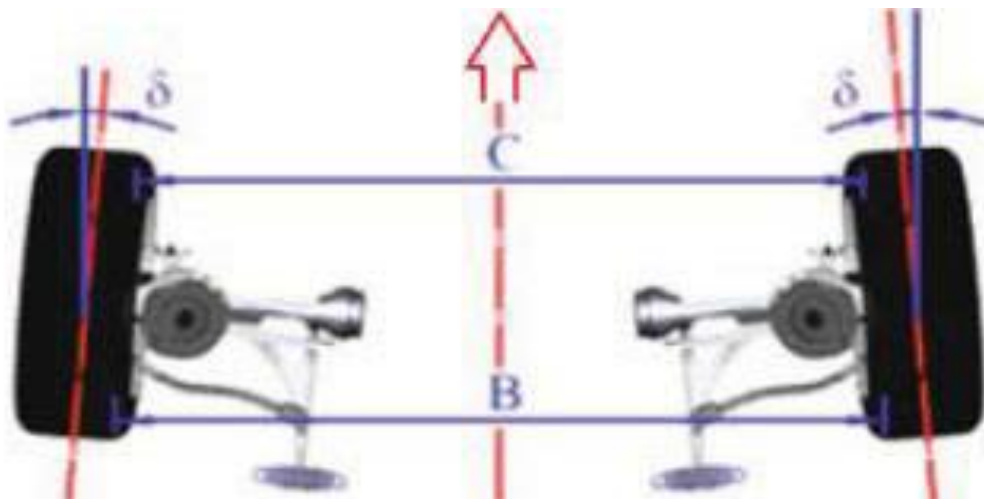
U nastavku slijede kinematski parametri ovjesa i dinamički pomaci i zakreti vezani za gibanje kotača, koji su prema [2] definirani:

Bočni nagib kotača, γ (eng. *Camber*) predstavlja kut između ravnine simetrije kotača i vertikalne uzdužne ravnine, a gledano u yz -ravnini vozila.



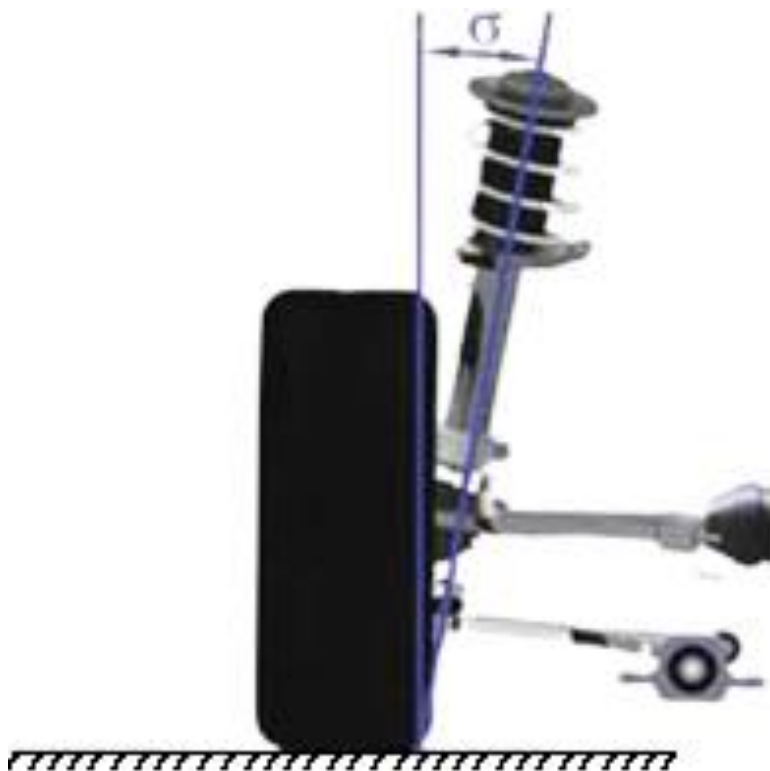
Slika 3. Prikaz bočnog nagiba kotača, [2]

Usmjerenost kotača, δ (eng. *Toe angle*) predstavlja kut koji tvore uzdužna ravnina simetrije kotača i uzdužna ravnina vozila gledano u xy -ravnini vozila.



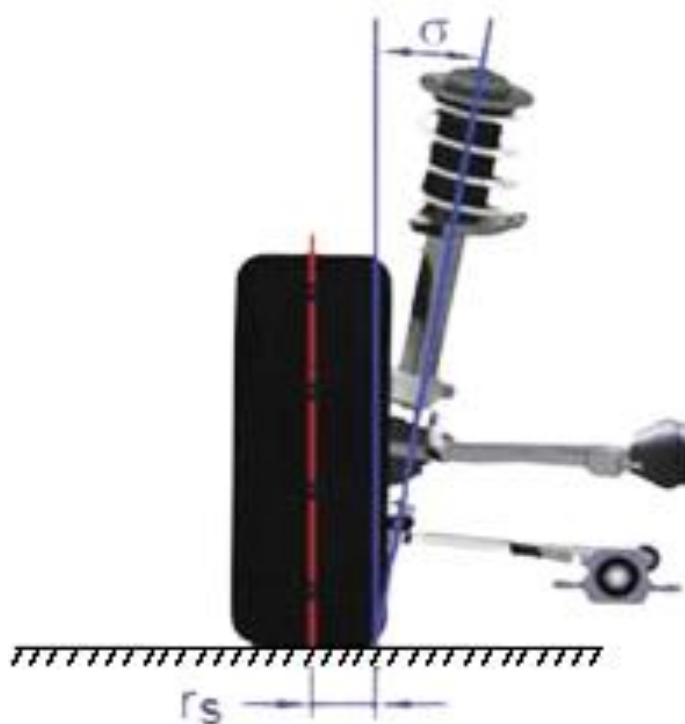
Slika 4. Prikaz usmjerenosti kotača, [2]

Bočni nagib osi zakretanja kotača, σ (eng. *Kingpin inclination angle*) je kut između osi zakretanja kotača i vertikalne uzdužne ravnine, a gledano u yz-ravnini vozila.



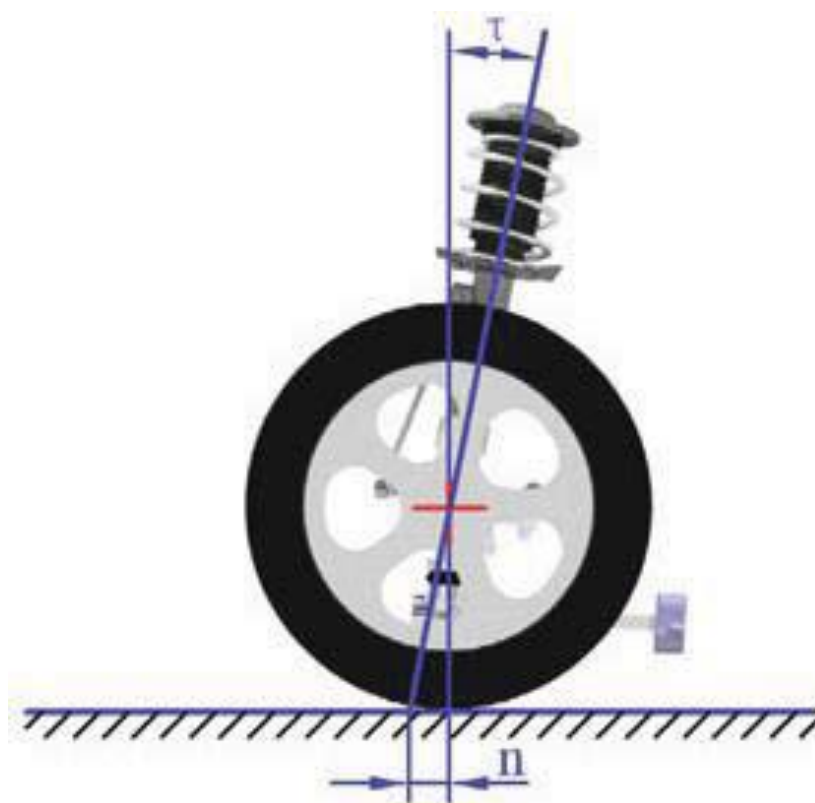
Slika 5. Prikaz bočnog nagiba osi zakretanja kotača, [2]

Polumjer zakretanja kotača, r_s (engl. *Scrub radius*) je horizontalna poprečna udaljenost koju tvore kutovi bočnoga nagiba kotača i bočnog nagiba osi zakretanja kotača, a gledano u YZ-ravnini vozila u ravnini kontakta gume i podloge.



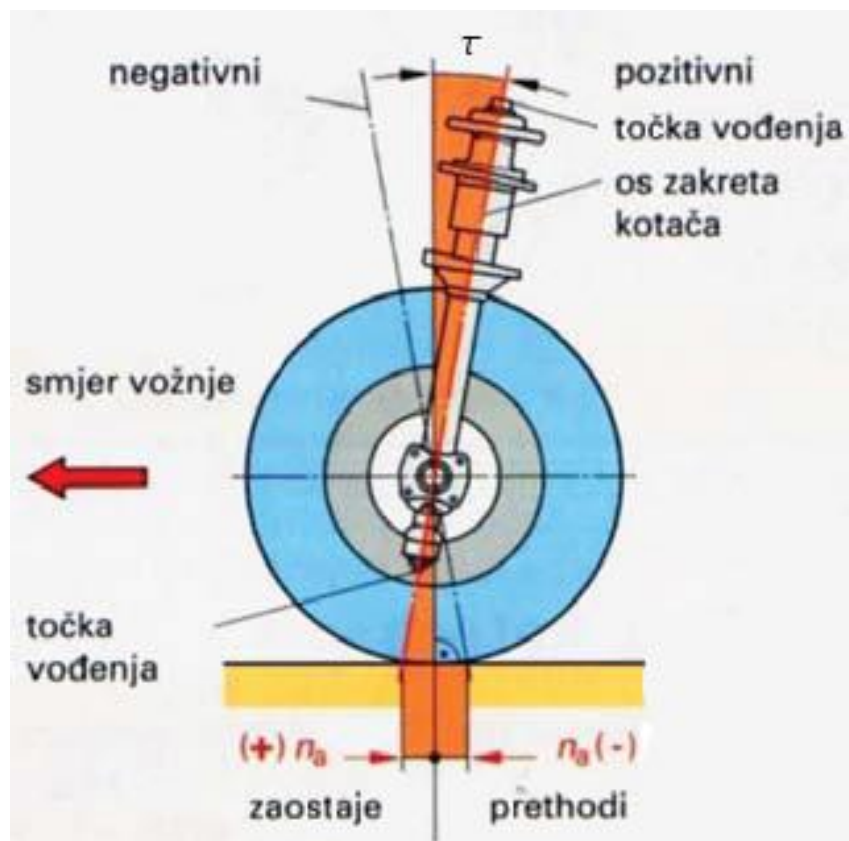
Slika 6. Prikaz polumjera zakretanja kotača, [2]

Uzdužni nagib osi zakretanja kotača, τ (engl. *Caster*) je kut između osi zakretanja kotača i vertikalne poprečne ravnine, a gledano u xz -ravnini vozila.



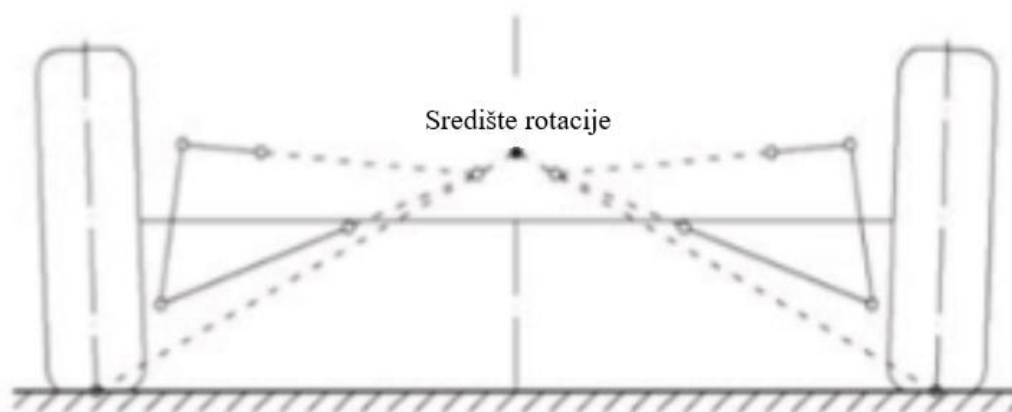
Slika 7. Prikaz uzdužnog nagiba osi zakretanja kotača, [2]

Mehaničko (geometrijsko) predvođenje, n (engl. *Caster trail*) predstavlja horizontalnu uzdužnu udaljenost probodišta osi zakretanja kotača i središta kontaktnih površine gume gledano u xz -ravnini vozila u ravnini kontakta gume i podloge.



Slika 8. Prikaz mehaničkog (geometrijskog) predvođenja, [2]

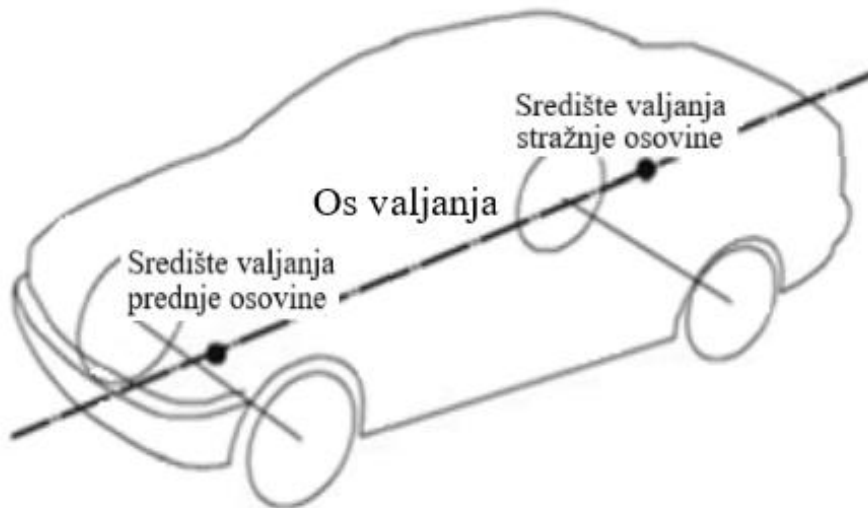
Središte valjanja, R_0 (eng. *Roll center*) je presjecište spojnice trenutnog središta rotacije (pola) ovjesa i središta dodirne površine kotača s uzdužnom vertikalnom ravninom simetrije vozila.



Slika 9. Prikaz središta valjanja, [2]

Trenutno središte rotacije (pol), (engl. *Longitudinal instantaneous center*) je presjecište izvodnica ovjesa u uzdužnoj ravnini. Pravac kroz trenutno središte rotacije i središta dodirne površine kotača s horizontalnom podlogom definira kut za određivanje anti-značajki.

Os valjanja, (engl. *Roll axis*) je pravac koji prolazi kroz središta valjanja prednje i stražnje osovine.



Slika 10. Prikaz osi valjanja, [2]

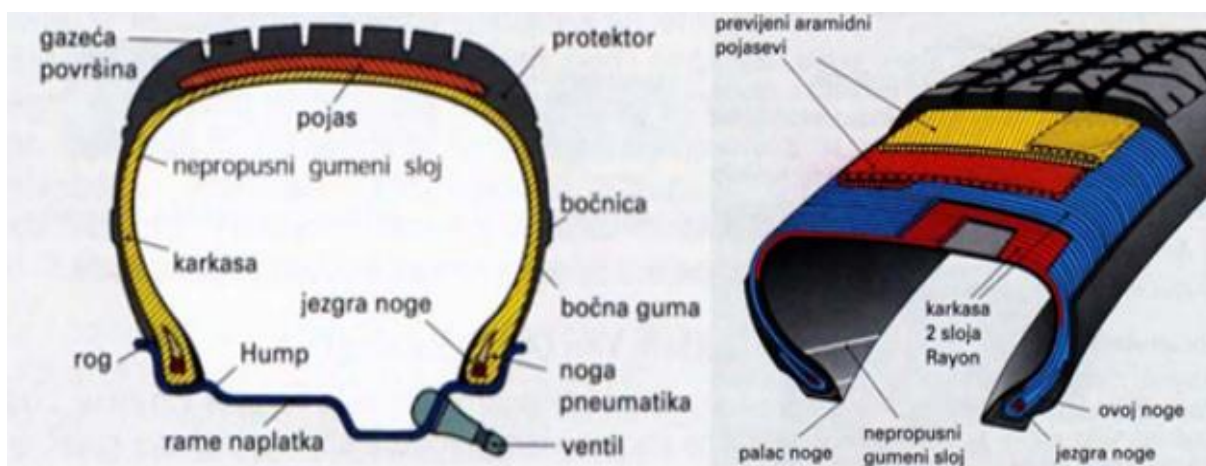
2. PNEUMATIK

Pneumatik predstavlja zrakom ispunjeni elastični dio kotača cestovnog vozila. Kao što je već ranije spomenuto, pneumatik je jedini element koji povezuje vozilo s podlogom po kojoj se kreće. Oni nose cijelu težinu vozila, ali i dodatna opterećenja uzrokovanom transferom mase, nepravilnostima na podlozi i aerodinamičnim potiskom. Najvažnija zadaća pneumatika je prenijeti uzdužne i bočne sile na podlogu, odnosno osigurati njihovo dobro prljanje. Zahvaljujući tome, vozilo može ubrzavati, kočiti i skretati po željenoj putanji. Poželjno je naravno i da pneumatik ima mali otpor kotrljanja, dugi vijek trajanja i dobro prigušivanje vibracija uz što manju buku.

2.1. Konstrukcija pneumatika

Pneumatik po obliku podsjeća na šuplji torus koji je otvoren sa strane gdje se postavlja na naplatak. Izrađuje se od kompozitnog materijala čije komponente imaju potpuno drugačija svojstva.

Osnovni dijelovi automobilskog pneumatika prema [3] su : karkasa (armaturno tkanje), pojas (samo kod radijalnih pneumatika), protektor (rame i gazeća površina) i noga gume s čeličnom jezgrom, prikazani su na Slika 11.



Slika 11. Konstrukcija pneumatika, [3]

Karkasa predstavlja sklop od više slojeva gumiranih vlakana (čelična, poliesterska ili aramidna). Ovisno o tome radi li se o dijagonalnim ili radijalnim pneumaticima, slojevi se postavljaju pod ostrim kutom prema smjeru vožnje za dijagonalne pneumatike ili poprečno (okomito na smjer vožnje) za radijalne pneumatike. Niti su omotane oko dva čelična prstena (pletena žica koja čini žičanu jezgru noge) i učvršćene su vulkanizacijom [3].

Protektor čini nekoliko slojeva tkanja i gumena podloga, a prigušuje udarce i štiti karkasu [3].

Pojas čini više slojeva niti (čelične, tekstilne, najlonske ili aramidne) uloženi u gumu. Nalazi se iznad karkase, a vlakna susjednih slojeva su dijagonalno postavljena. Pojas ukrućuje gazeći sloj i sprječava prevelike deformacije [3].

Gazeći sloj je profiliran tako da bi se smanjilo klizanje vozila po mokrom kolniku, ali i povećalo prijanjanje uz suhu podlogu. Uzdužni utori profila doprinose bočnom vođenju, dok poprečni prenose pogonsku silu. Bočna ramena gazećeg sloja prijelaz su prema bočnoj gumi i štite karkasu [3].

Noga gume je zadužena osigurati dobro nasjedanje pneumatika na naplatak, čime se omogućava prijenos pogonskih i kočnih sila. Noga gume sprječava povećanje promjera pneumatika na tom djelu uzrokovanog centrifugalnom silom. Kod *tubelles* pneumatika zadužena je i za brtvljenje uz naplatak [3].

Dvije glavne skupine pneumatika su *radijalni* i *dijagonalni* pneumatici, kao što je spomenuto nešto ranije, a razlika između dvije skupine pneumatike je u pletenju karkase [3].

Kod *dijagonalnih* pneumatika vlakna su položena dijagonalno jedan preko drugog na način da vlakna zatvaraju sa smjerom vožnje kut od 26° do 40° . S manjim kutom vlakana pneumatik postaje krući, bočna stabilnost se povećava. Povećanjem brzine vožnje kut između vlakana se pokušava smanjiti te dolazi do deformacije pneumatika, odnosno smanjenja gazne površine. Uslijed deformacija javljaju se gubitci te dolazi do zagrijavanja profila gume. To zagrijavanje može dovesti do pucanja pneumatika. Dijagonalni pneumatik prikazan je na Slika 12. [3]



Slika 12. Prikaz dijagonalnog pneumatika, [2]

Kod radijalnih pneumatika noseća vlakna karkase paralelna su i postavljena okomito na smjer vožnje, tj. radijalno. Između karkase i gazne površine postavljen je pojas kojeg čini više slojeva tekstilnih, čeličnih ili aramidnih niti pod kutom od 20° u odnosu na smjer vožnje. Pojas učvršćuje gazeću površinu, dopuštajući tek neznatnu deformaciju pri kotrljanju pneumatika. Radijalni pneumatici deformiraju se uglavnom po mekom boku. Također kruti pojas daje dobru bočnu stabilnost, odnosno velike bočne sile vođenja. Radijalni pneumatik prikazan je na Slika 13.



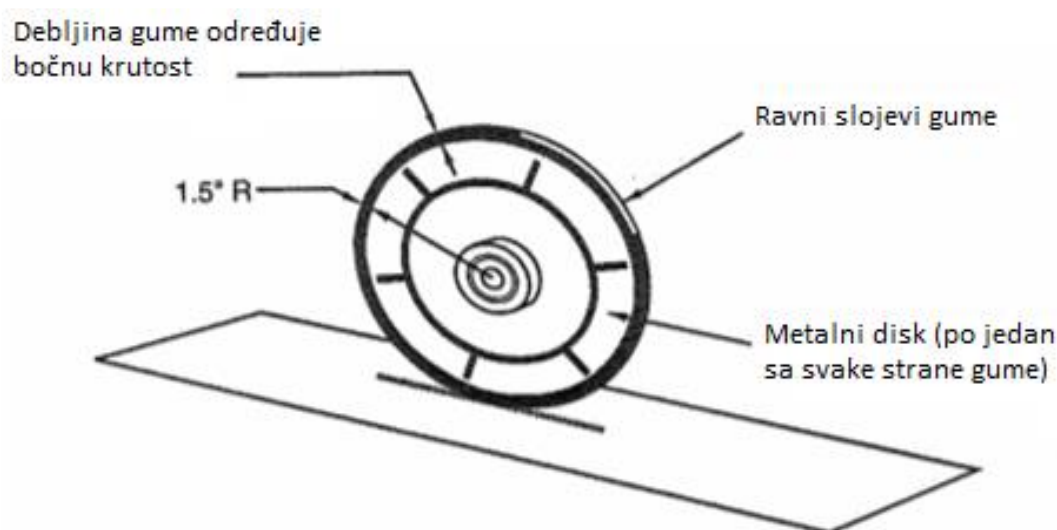
Slika 13. Prikaz radijalnog pneumatika, [2]

Prednosti radijalnih pneumatika nad dijagonalnima su manji otpori vožnje, a time i manja potrošnja goriva, manja emisija buke pri velikim brzinama, bolja otpornost na trošenje, bolje kočenje i trakcija zbog manje deformacije gaznog sloja, veća bočna stabilnost te veća udobnost. Prednosti dijagonalnih pneumatika su otpornija bočna stijenka, znatno blaži gubitak sile vođenja prilikom preopterećenja pneumatika, odnosno prilikom proklizavanja. To svojstvo znatno olakšava kontrolu nad vozilom.

2.2. Lateralna sila

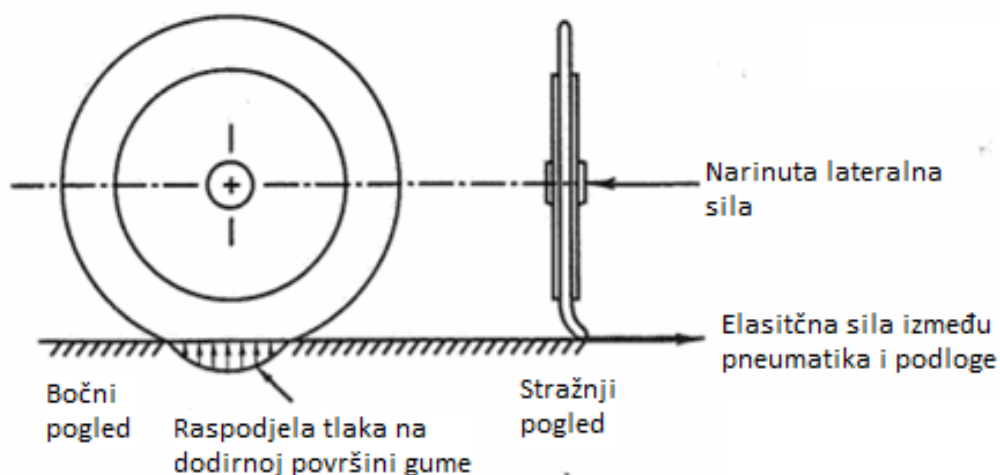
Gazna površina pneumatika izrađena je od elastomera, što značajno komplicira računanje sile trenja. Kod pneumatika nije jednostavno odrediti koeficijent trenja jer on ovisi o nekoliko parametara poput vertikalnog opterećenja, kuta bočnog klizanja, bočnog nagiba kotača, temperature, brzine itd. Zbog prethodno navedenih razloga kompleksan mehanizam pneumatika najbolje je objasniti na jednostavnom modelu gume. Ovaj model je prvi put upotrijebljen kod *Chevrolet* R&D-a. Kako bi model ostao jednostavan, pneumatik je

zamijenjen slojevima tvrde gume pritisnutim sa čeličnim diskovima, po jedan sa svake strane. Prilikom testiranja jedina varijabla je promjer metalnih diskova, dok su smjesa guma, promjer i debljina gume ostali konstantnima. Model kotača prikazan je na Slika 14. [4]



Slika 14. Pojednostavljeni model gume, [5]

Metalni diskovi podupiru gumene diskove kako se pri vertikalnim silama guma ne bi urušila. Primjenom vertikalne sile ostvaruje se kontakt između gume i podloge, a pošto je sila relativno malenog iznosa deformacija gumenog prstena je neznatna. Zatim se primjenjuje bočna sila u samu centar kotača, u smjeru osi rotacije, što uzrokuje lateralnu deformaciju gumenog prstena, ali dovoljno malenog iznosa da ne dođe do proklizavanja. Iznos lateralne deformacija gume određen je s lateralnom krutosti gume. Kotač opterećen s lateralnom te vertikalnom silom prikazan je na Slika 15. [4]



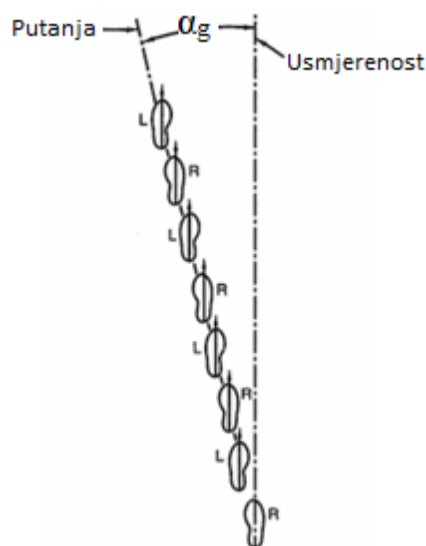
Slika 15. Model gume nakon aplikacije vertikalne i lateralne sile, [5]

Slijedi rotacija kotača po podlozi. Prilikom rotacije kotača, usmjerenost kotača se ne mijenja dok se kotač pomiče lateralno, odnosno u smjeru narinute bočne sile pri čemu ne dolazi do proklizavanja između gume i podloge. Do lateralnog gibanja dolazi jer prilikom okretanja guma ulazi u zahvat s podlogom te kada uđe u taj zahvat njen položaj s obzirom na podlogu se ne mijenja. Kako se zbog djelovanja lateralne sile guma deformira, sljedeći dio gume koji uđe u zahvat s podlogom je u odnosu na prošli zamaknut za određeni kut. Slika 16. prikazuje putanju gibanja kotača. [4]



Slika 16. Putanja gibanja kotača, [5]

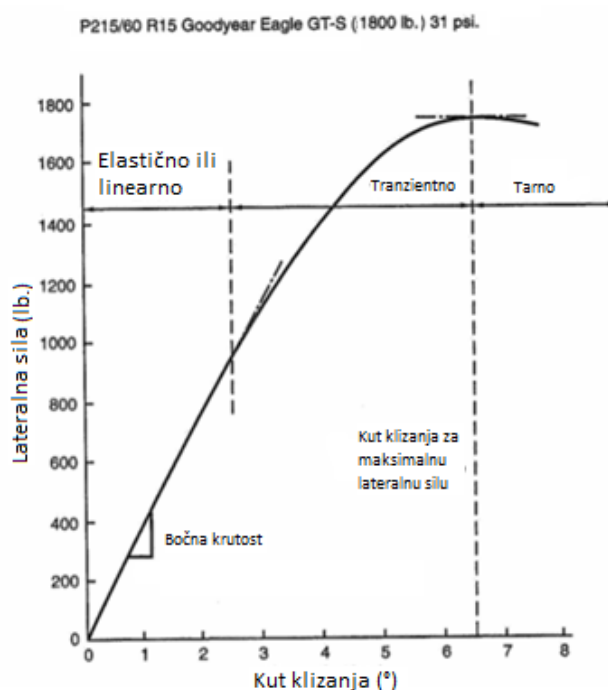
Kut koji zatvara putanja gibanja kotača i njegova usmjerenost predstavlja kut bočnog klizanja ili kut bočne deformacije (eng. *Slip angle*). Na izlasku iz zahvata na gumu djeluje manja vertikalna sila, a to uzrokuje pad sile trenja između gume i podloge. Padom sile trenja guma klizi u odnosu na podlogu te se vraća u svoj prirodni položaj. Ova pojava se još može prikazati kao bočni hod čovjeka. Prilikom hodanja prema naprijed čovjek bi trebao sljedeću nogu staviti bočno u odnosu na prošlu, kao što je prikazano na Slika 17. [4]



Slika 17. Analogija čovjekova hoda sa bočnim kutom klizanja gume, [5]

Veza između lateralne sile i bočnog kuta klizanja izlazi upravo iz ovog modela. Kako lateralna sila može biti promatrana kao rezultat kuta klizanja, isto tako bočni kut klizanja može biti promatran kao rezultat lateralne sile. [4]

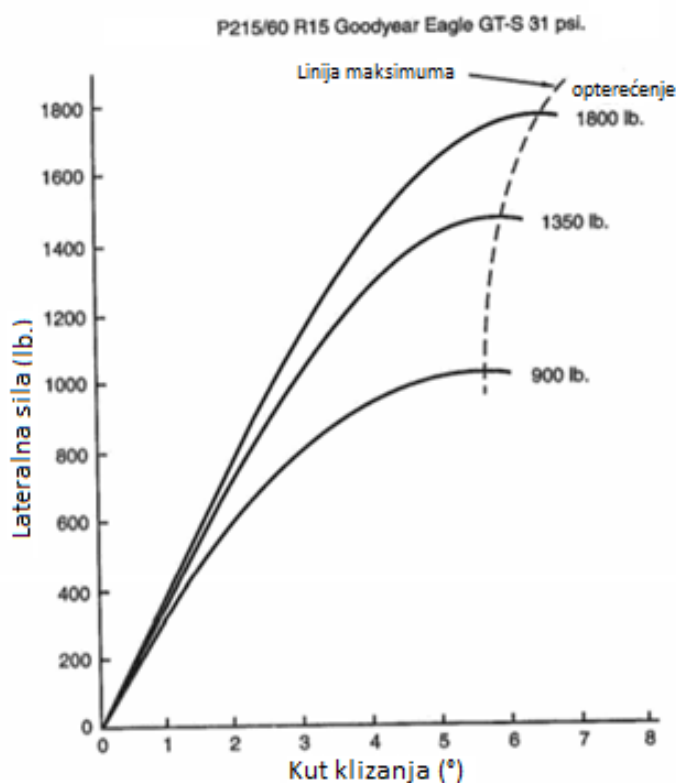
Povećanjem lateralne sile povećava se kut klizanja, ali naravno ne u nedogled. Štoviše iznos lateralne sile će se povećavati sve dok preveliki dio gazne površine ne bude klizao po površini ceste, u tom će trenutku lateralna sila pasti na nulu, a guma prokliziti. Slika 18. prikazuje upravo ovisnost lateralne sile o bočnom kutu klizanja za pneumatik *Goodyear Eagle GT-S*. [4]



Slika 18. Grafički prikaz lateralne sile u odnosu na bočni kut klizanja, [5]

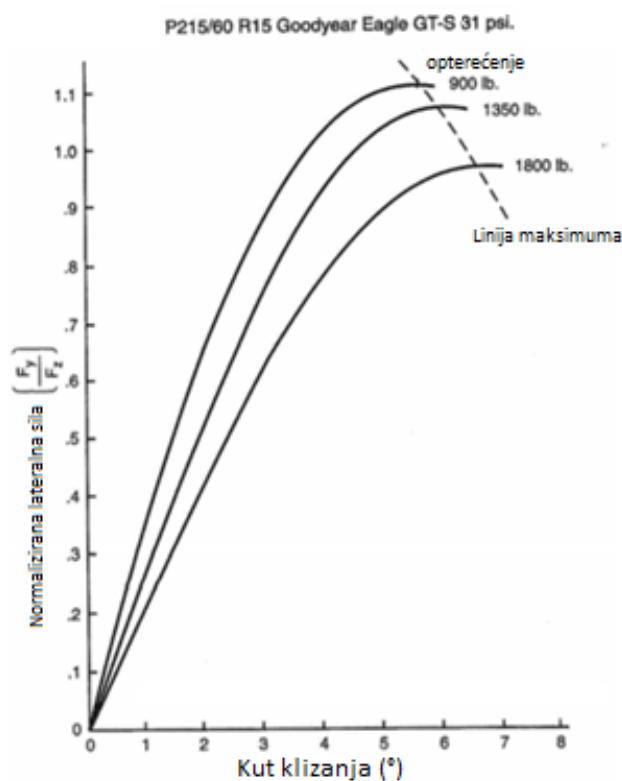
Uz najveću lateralnu silu koju pneumatik može ostvariti, jako je važan i izgled krivulje u tarnom području. Kod nekih je pneumatika taj pad izrazito oštar, dok je kod drugih puno blaži. Kod oštih krivulja lateralna sila jako brzo padne što čini vožnju na takvim pneumaticima izrazito zahtjevnom. Vozač mora biti izrazito vješt i iskusan da bi mogao izvući maksimum iz takvog pneumatika. Pneumatici sa blažim padom krivulju puno su jednostavniji za vožnju, ali najčešće dostižu manje lateralne sile. [4]

Zanimljivo je i pogledati utjecaj vertikalnog opterećenja pneumatika na odnos lateralne sile i bočnog kuta klizanja, a taj odnos je prikazan na Slika 19.



Slika 19. Grafički prikaz ovisnosti lateralne sile o bočnom kutu klizanja i vertikalnog opterećenja, [5]

Kao što je i očekivano, povećanjem vertikalnog opterećenja ili normalne sile, raste i maksimalna lateralna sila, no zanimljivo je vidjeti kako je za porast vertikalnog opterećenja od 200% maksimalna lateralna sila porasla za samo 180%. Sada bi bilo zanimljivo vidjeti što bi se dogodilo s gornjim grafom kada bi se lateralna sila podijelila s vertikalnom. Dijeljenjem nastaje dijagram na Slika 20. [4]

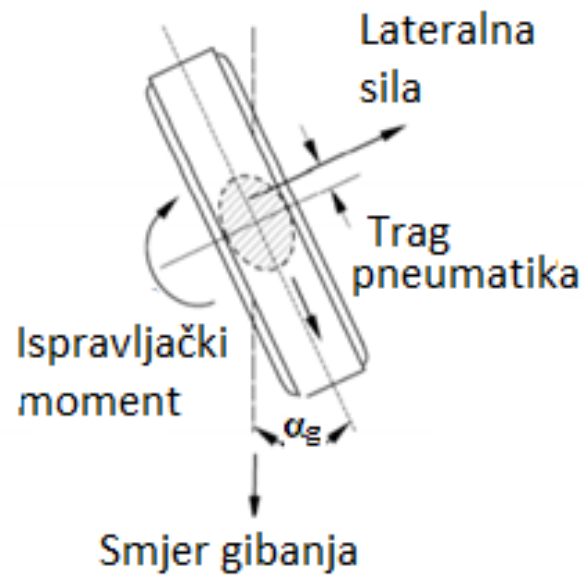


Slika 20. Lateralni koeficijent sile u odnos na bočni kut klizanja za različita opterećenja, [5]

Iz prethodnog se dijagrama može zaključiti da je maksimalni lateralni koeficijent sile veći za manja opterećenja, dok se za veća opterećenja on smanjuje. Ova se pojava naziva osjetljivost gume na vertikalna opterećenja. Iz grafa je vidljivo da se manjim vertikalnim opterećenjem postižu bolje performanse pneumatika.

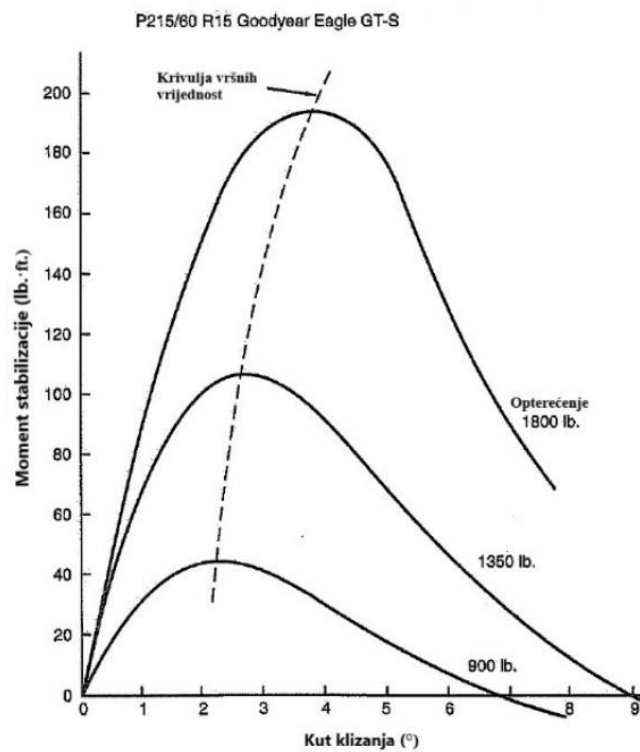
2.3. Moment stabilizacije

Moment stabilizacije je opisan kao težnja gume da se zakreće oko vertikalne osi koja prolazi kroz centar kontaktne površine. Naime, lateralna sila djeluje u centar kontaktne površine koja je zbog djelovanja bočnih sila deformirana. Centar deformirane kontaktne površine se ne poklapa s hvatištem bočne sile koja djeluje na osovinu kotača te se zbog te udaljenosti pomoću lateralne sile generira moment. Udaljenost između centra deformirane kontaktne površine i hvatišta bočne sile na osovini kotača naziva se trag pneumatika (*pneumatic trail*). Opisane veličine prikazane su Slika 21. [2]



Slika 21. Prikaz momenta stabilizacije pneumatika, [5]

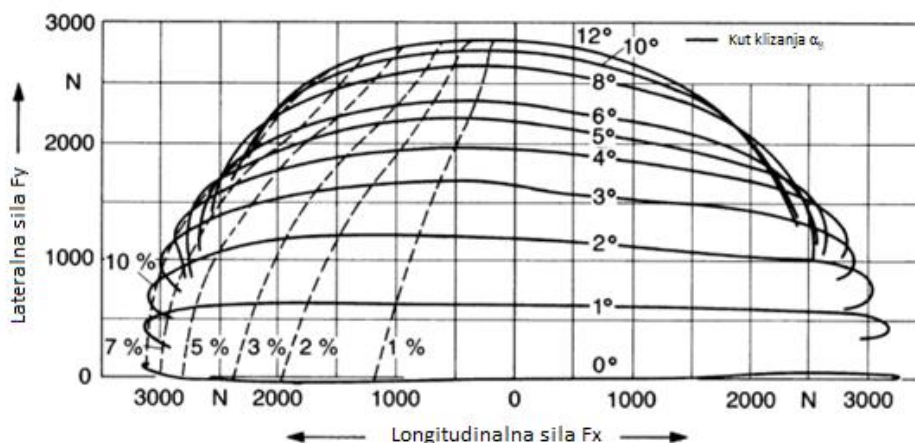
Pri većim kutovima klizanja, stražnji dio deformirane kontaktne površine klizi po podlozi što značajno smanjuje moment stabilizacije, a pri maksimalnoj lateralnoj sili moment stabilizacije smanjuje se na nulu, no u nekim slučajevima promijeni i predznak.



Slika 22. Moment stabilizacije u ovisnosti o kutu klizanja, [4]

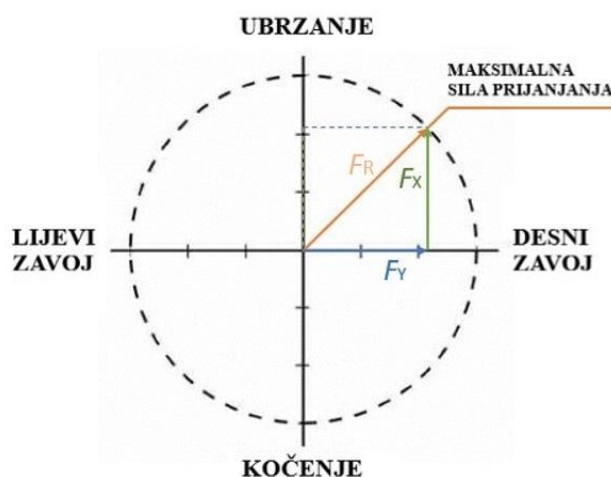
2.4. Elipsa (krug) trenja

Do sada je bilo riječi isključivo o ponašanju pneumatika pod lateralnom silom, no kako bismo mogli izvući maksimum iz pneumatika potrebno je razumjeti ponašanje uz djelovanje lateralne i longitudinalne sile istovremeno. Taj je problem vrlo jednostavno razumjeti promatrajući elipsu ili krug trenja, koje je prikazana na Slika 23.



Slika 23. Elipsa trenja, [5]

Iz dijagrama se jasno vidi da u trenutku najveće longitudinalne sile, raspoloživa lateralna sila je jednaka nuli. Isto tako, u trenutku najveće lateralne sile, raspoloživa longitudinalna sila je jednaka nuli. Elipsa trenja predstavlja najveću rezultatnu silu trenja koju pneumatik može generirati, pri čemu je rezultatna sila trenja upravo vektorski zbroj longitudinalne i lateralne komponente, što je prikazano na Slika 24. [4]



Slika 24. Grafički prikaz kruga trenja

U trenutku kad se vozilo nalazi izvan elipse trenja, vozilo krene klizati i nalazi se izvan kontrole. Dok se vozilo nalazi unutar elipse trenja, vozilo ne klizi i nalazi se u kontroliranom stanju. Upravo je vožnja po elipsi trenja ono što svaki vozač želi postići, jer na taj način izvlači maksimum iz pneumatika.

3. ISPITIVANJE PNEUMATIKA I PREGLED TEHNIČKIH RJEŠENJA

Iako je automobil izumljen kasnih 1800-tih, dinamika vozila se nije proučavala do 1920-tih godina. Jedan od ranijih znanstvenih radova na temu ponašanja gume objavio je Broulhiet 1925. godine u kojem je ustanovio koncept bočnog kuta klizanja. Do tada se guma uglavnom promatrala kao dio ovjesa i izvor gubitaka. Karakteristike sila i momenata gume tek su se počeli istraživati. 1930.-ih godina započeli su ispitivanja gume, Becker, Fromm i Maruhn vršili su ispitivanja u laboratoriju na rotirajućem bubnju dok su Bradly i Allen vršili ispitivanja na cesti. Ispitivanje pneumatika se može podijeliti na dvije glavne skupine, ispitivanje u laboratoriju i ispitivanje na cesti [6].

3.1. Uređaji za ispitivanje pneumatika na cesti

Uređaj za testiranje na cesti može biti izveden kao nadogradnja na kamion ili kao posebno priključno vozilo koje je opremljeno sa zasebnim ovjesom za kotač i mjernom opremom za mjerenje sila i momenata i geometrijskih karakteristika. Najčešće s takvom vrstom opreme brzine ispitivanja sežu do 120 km/h. Frekvencije zakretanja kotača su relativno niske. Bočni nagib kotača mijenja se ili mehanički ili putem hidrauličkog cilindra. Vertikalno se opterećenje postavlja kao srednja željena vrijednost, a sva odstupanja od željenog opterećenja uzrokovana nepravilnostima podloge mogu se filtrirati kod obrade podataka. Longitudinalno klizanje kotača ostvaruje se primjenom kočnica ili hidrauličkog motora. Na taj način se može vrlo precizno varirati faktorom klizanja. Neki uređaji omogućavaju i špricanje vode ispred kotača što onda simulira kišne uvjete na cesti. Sile i momenti na kotaču mjere se mjernom glavčinom koja sadrži tenzometarske trake ili piezo-elemente. Slika 25. prikazuje primjer takvog uređaja.



Slika 25. Uređaj za ispitivanje gume Tehničkog sveučilišta Delft, [7]

Nedostatak uređaja za ispitivanje pneumatika na cesti jest što nije jako ponovljiv. Problem je što nije moguće imati kontrolu na stanje podloge. Asfalt stari, troši se, izložen je prljavštini i nepovoljnim vremenskim uvjetima. Kod ispitivanja na otvorenom nije moguće utjecati na temperaturu podloge kao ni na temperaturu okoline. Laboratorijsko ispitivanje uklanja sve te nedostatke.

3.2. Uređaji za ispitivanje pneumatika u laboratoriju

Uređaji za ispitivanje u laboratoriju rade na sličan princip kao i uređaji za ispitivanje na cesti. U ovom slučaju površinu ceste imitira površina na bubnju ili na beskonačnoj traci. Kod postava s bubnjem, promjeri bubnjeva se kreću od dva do pet metara. Tako veliki promjeri omogućavaju i postavljanje kotača s unutarnje strane. Ova konfiguracija omogućava postavljanje realne površine kao što je asfalt, ali samo na unutarnjem bubnju, na vanjskom bubnju centrifugalna sila otežava postavljanje asfalta pa se češće koriste glatke čelične površine ili brusni papir. Kod unutarnjeg bubnja moguće je i održavanje vodenog sloja s unutarnje strane za simulaciju mokrih uvjeta na cesti. Moguće je simulirati snježne i ledene uvjete. Najčešće se koriste vanjski bubnjevi promjera 2,5-3 m. Na Slika 26. prikazan je primjer uređaja s unutarnjim bubnjem.



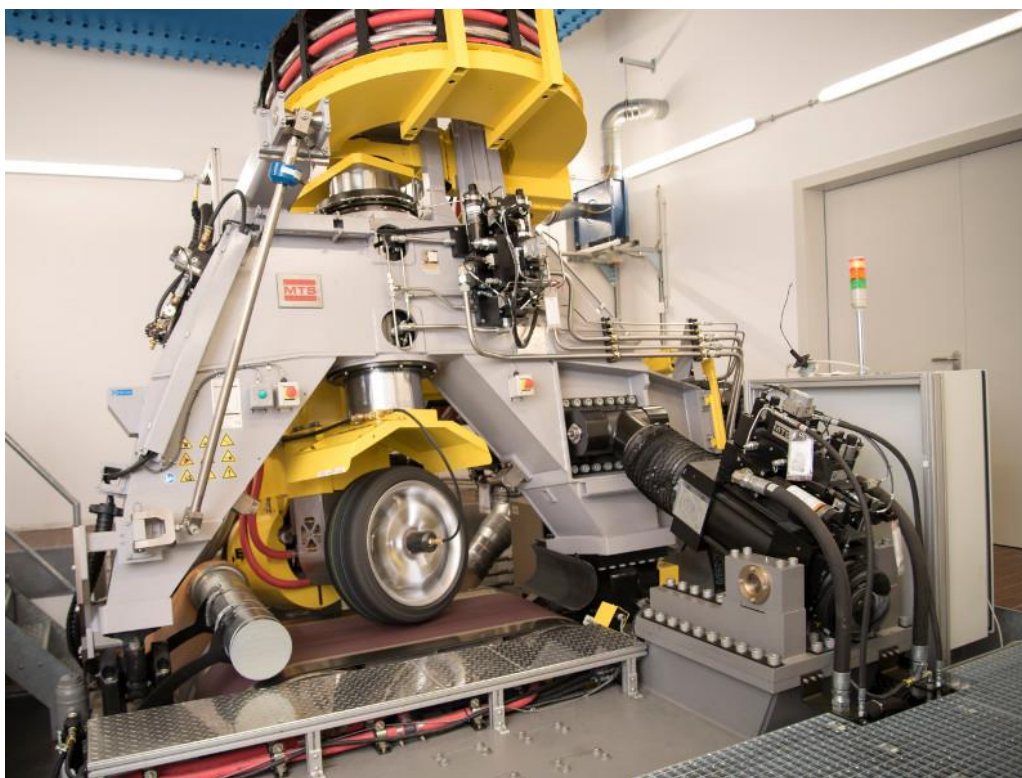
Slika 26. Uređaj za testiranje gume s unutrašnjim bubnjem, [8]

Kod ove vrste uređaja bočni se nagib kotača, vertikalno opterećenje i usmjerenost mijenja putem hidrauličkog cilindra. Longitudinalno klizanje kotača ostvaruje se primjenom kočnica ili hidrauličkog motora koji djeluju na kotač, dok pogonski elektromotor pogoni bubanj. Sile i

momenti na kotaču mjere se mjernom glavčinom koja sadrži tenzometarske trake ili piezo-elemente. [7]

Prilikom ispitivanja, zakrivljenost bubnja utjecat će na deformaciju i temperaturu gume. Kod vanjskog bubnja deformacija i temperatura će rasti, a kod unutarnjeg će se smanjivati u odnosu na ispitivanje na ravnoj površini. [9]

Uređaj za ispitivanje pneumatika s beskonačnom trakom, poznatiji pod imenom *Flat-track machine*, sastoji se od beskonačne trake koja je obavijena oko dva bubnja na koju se naslanja guma. Za razliku od uređaja sa bubnjem, guma se naslanja na ravnu površinu. Traka je izrađena od čelika, a površina koja je u dodiru sa gumom može biti ili goli metal ili presvučena brusnim papirom. Zbog konstantnog savijanja, na traku nije moguće položiti asfalt. Elektromotor pogoni traku putem pogonskog bubnja, dok se traka napinje pomoću gonjenog bubnja. Kako bi traka ostala u centru uređaja, senzori pomaka trake očitavaju pomak položaja, a hidraulički cilindri zakreću gonjeni bubanj u potrebnom smjeru. Na mjestu dodira sa gumom, sa donje strane trake, nalazi se pneumatski ili hidro-ležaj. Za mala opterećenja koristi se pneumatski dok je za velika opterećenja neophodan hidro-ležaj, tu je kako bi smanjio trenje između trake i klizne staze i spriječio zagrijavanje trake. Apliciranje sile i samo mjerenje opterećenja zapravo je jednako kao i kod uređaja sa bubnjem. Podlozi se može mijenjati temperatura i simulirati razni vremenski uvjeti. Slika 27. prikazuje uređaj za ispitivanje gume sa beskonačnom trakom.



Slika 27. *Flat-Trac* uređaj, [8]

4. LISTA ZAHTJEVA I PROJEKTNI PARAMETRI

Kako bi prilikom projektiranja uređaja cilj uvijek bio jasan, potrebno je definirati listu zahtjeva i projektne parametre.

Zahtjevi za uređaj su sljedeći:

- ispitivanje pneumatika različitih dimenzija
- ispitivanje pri različitim vertikalnim opterećenjem
- omogućiti zakretanje i nagnjanje kotača
- omogućiti promjenu parametara ispitivanja za vrijeme ispitivanja
- mjerenje svih sila i momenata koji djeluju na kotač
- mjerenje temperature gume

Projektne parametre uređaja definirani su u Tablica 2.

Tablica 2. Parametri uređaja

Projektne parametar	Mjerna jedinica	Vrijednost
Raspon radijusa gume	[in]	10-13
Raspon širine gume	[in]	6-8
Najveća obodna brzina kotača	[km/h]	140
Najveća vertikalna sila na kotaču	[N]	1500
Vertikalna brzina kotača	[mm/s]	200
Vertikalna akceleracija kotača	[mm/s ²]	400
Najveća bočna sila na kotaču	[N]	2000
Najveći moment kočenja	[Nm]	540
Najveći moment zakretanja kotača	[Nm]	60
Raspon zakreta kotača	[°]	±15
Brzina zakreta kotača	[°/s]	10
Akceleracija zakreta kotača	[°/s ²]	50
Raspon nagiba kotača	[°]	±4
Brzina nagibanja kotača	[°/s]	40
Akceleracija nagibanja kotača	[°/s ²]	80

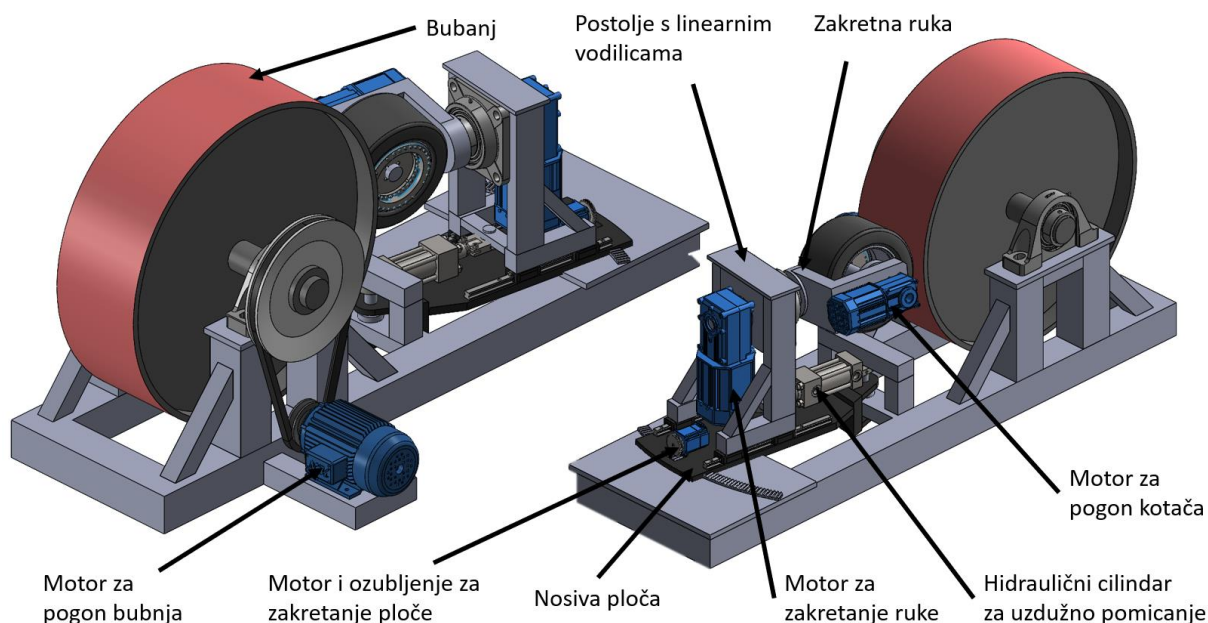
5. RAZRADA I ODABIR KONCEPATA

Nakon pregleda postojećih tehničkih rješenja i definiranja projektnih parametara, izrađena su i vrednovana 3 različita koncepta. Odabrani koncept kasnije je i konstrukcijski razrađen.

Predloženi koncepti temelje se na već postojećim uređajima za testiranje guma kao i parcijalnim rješenjima pojedinih funkcija. U predloženim konceptima varirane su glavne funkcije uređaja koje su specifične za ovu vrstu uređaja, dok odabir koncepata nekih relativno univerzalnih funkcija (poput izvedbe uležištenja) nije prikazan.

5.1. Koncept 1

Koncept 1 zasniva se na korištenju velikog bubnja s oblogom odgovarajuće hrapavosti koji predstavlja voznu površinu što znači da vozna površina nije ravna već zakrivljena. Kako bi mogli dobiti vrijednosti koje možemo koristiti u procesu razvoja bolida, snimljene je podatke kasnije potrebno na odgovarajući način svesti na ravnu podlogu. Sam bubanj pogonjen je elektromotorom, a remenski prijenos ostvaruje potreban prijenosni omjer.



Slika 28. Prikaz koncepta 1

Bubanj je fiksno vezan za nosivu konstrukciju uređaja te, osim rotacije oko svoje osi, ne može vršiti nikakvo gibanje. Potrebna varijacija parametara ostvaruje se serijskim mehanizmom nosive ploče, postolja i zakretne ruke.

Naginjanje kotača ostvaruje se zakretanjem prvog člana mehanizma – nosive ploče. Nosiva ploča u jednoj je točki vezana za postolje uređaja oko koje joj je omogućena rotacija. Ploča je adekvatno uležištena kako bi imala samo jedan stupanj slobode gibanja u odnosu na nosivu

konstrukciju, a sam prijenos snage ostvaren je pomoću ozubljenja vezanog za nosivu konstrukciju i pogonskog motora sa zupčanikom vezanog za nosivu ploču.

Ostvarivanje pritisne sile i prilagođavanje traženom rasponu veličina kotača vrši se drugim članom serijskog mehanizma uzdužnim pomicanjem postolja po nosivoj ploči. Postolje je povezano s nosivom pločom preko dva para linearnih vodilica koje dozvoljavaju samo jednoosnu translaciju postolja. Samo ostvarivanje pritisne sile izvršava se korištenjem hidrauličnog cilindra koji je jednom stranom vezan za nosivu ploču, a drugom za postolje.

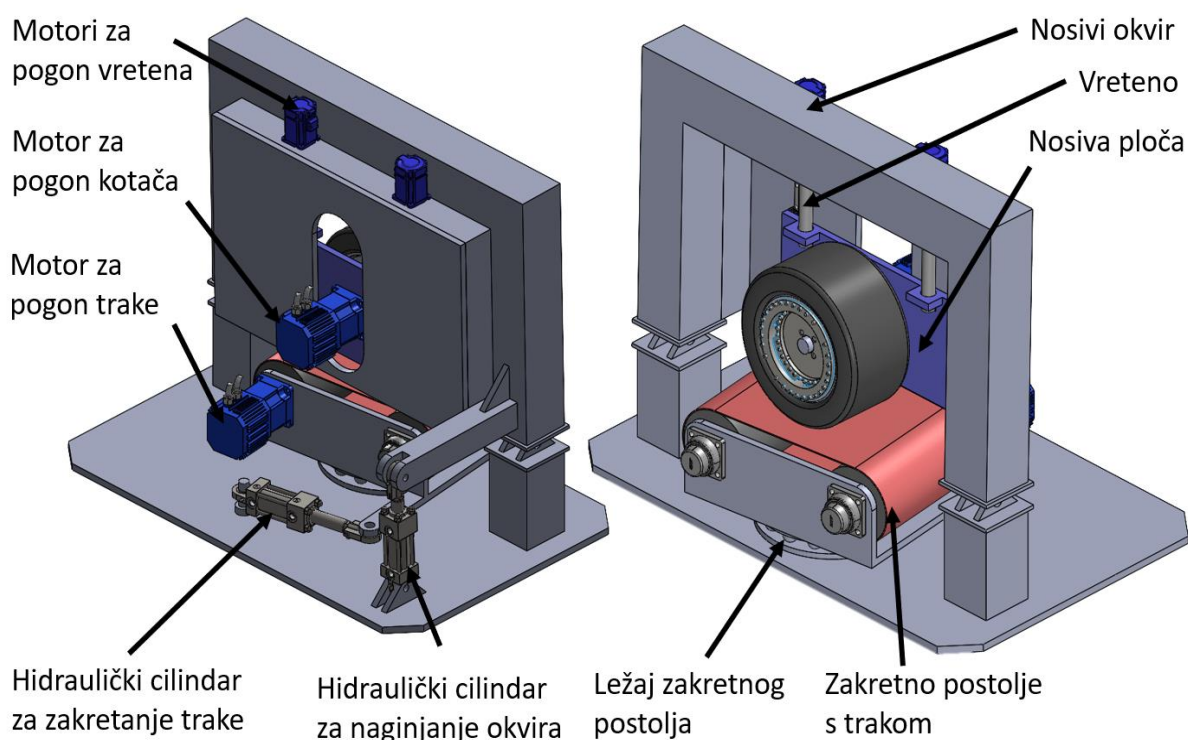
Zakretanje kotača ostvaruje se zakretanjem ruke za koju je kotač vezan. Ruka također ima jedan stupanj slobode gibanja – rotaciju oko radijalne osi kotača. To je ostvareno na način da je ruka ležajevima vezana za postolje. Zakretanje ruke izvršava se korištenjem elektromotora s kutnim reduktorom koji istovremeno ima dvije funkcije – ostvarivanje željene brzine vrtnje i momenta i pozicioniranje elektromotora na postolje na željeni način.

Pogon kotača ostvaren je također pomoću elektromotora s kutnim reduktorom koji ima iste funkcije kao i kod primjene za zakretanje kotača – redukcija momenta i brzine vrtnje te omogućavanje adekvatnog pozicioniranja u ostatak konstrukcije.

5.2. Koncept 2

Koncept 2 umjesto bubnja koristi traku koja predstavlja voznu podlogu. Za razliku od bubnja, traka ima ravnu voznu površinu zbog čega nema potrebe za preračunavanjem i prilagođavanjem izmjerenih veličina.

Ostvarivanje svih potrebnih gibanja kotača tijekom ispitivanja podijeljeno je u 2 cjeline: naganjanje kotača, ostvarivanje pritisne sile i pogon kotača izvodi se u dijelu uređaja koji je vezan na nosivi okvir. Kotač se ne može zakretati oko svoje vertikalne osi. Umjesto kotača, zakreće se postolje s trakom u donjem dijelu uređaja te se na taj način dobiva relativno gibanje kotača i podloge ekvivalentno onome kada se zakreće kotač.



Slika 29. Prikaz koncepta 2

Gibanje podloge izvodi se vrtnjom pokretne trake. Traka je postavljena na dva bubnja od kojih je jedan pogonski, a uležištena su na zajedničkom postolju. Pogon bubnja izvodi se pomoću elektromotora smještenog sa stražnje strane uređaja. Cijelo je postolje postavljeno na ležaj koji omogućava njegovo zakretanje i postizanje relativnog gibanja ekvivalentnog zakretanju kotača. Za actuaciju zakretanja postolja korišten je hidraulični cilindar. Raspon ovakvog sustava zakretanja mnogo je manji nego kod koncepta 1, no ovaj koncept može zadovoljiti traženi raspon zahtjeva zakreta kotača od ± 15 stupnjeva.

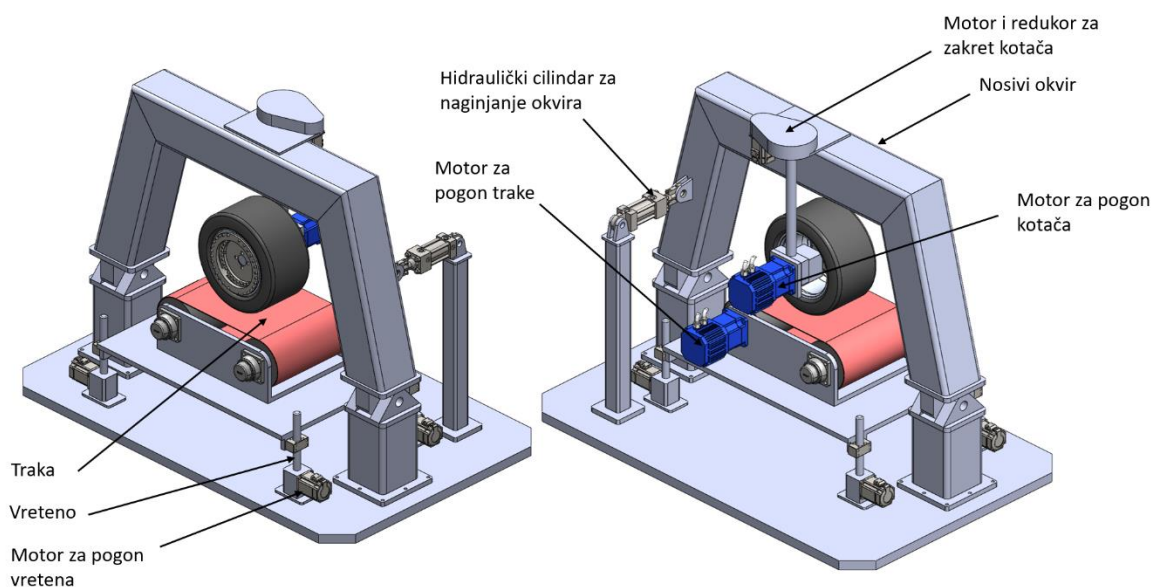
Gornji dio uređaja omogućava podešavanje nagiba kotača, pogon kotača te ostvarivanje potrebne pritisne sile. Nosivom okviru gornjeg dijela uređaja dozvoljena je rotacija oko uzdužne osi uležištavanjem pomoću zgloba. Za aktuiranje nagiba zadužen je hidraulični cilindar jednom stranom vezan za temeljnu ploču, a drugom za okvir. Rotacijom cijelog okvira ujedno se podešava i nagib kotača u odnosu na podlogu.

U sklopu nosivog okvira nalazi se i nosiva ploča. Na nju je preko ležajeva vezan kotač, dok je vratilo kotača povezano na elektromotor s reduktorom koji je vezan na nosivu ploču. Nosiva ploča može se pomicati vertikalno kako bi se omogućilo ostvarivanje pritisne sile na podlogu. Vertikalno pomicanje omogućuje se korištenjem linearnih vodilica s ležajevima između nosive

ploče i nosivog okvira dok se samo ostvarivanje pritisne sile izvodi linearnim pomicanjem nosive ploče pomoću vretena koja su aktuirana dvama elektromotorima.

5.3. Koncept 3

Koncept 3 sličan je konceptu 2 po tome što koristi traku kao voznu podlogu te je dio funkcija smješten u gornjem dijelu, a dio u donjem dijelu uređaja. Razlika je u rasporedu funkcija čime se dobivaju određene prednosti i nedostaci u odnosu na koncept 2.



Slika 30. Prikaz koncepta 3

Nosivi okvir uležišten je zglobovima te je njegovom rotacijom moguće ostvarivati naginjanje kotača. Za aktuaciju rotacije korišten je hidraulični cilindar jednom stranom vezan za bazu konstrukcije, a drugom za nosivi okvir. Za razliku od koncepta 2, ostvarivanje zakretanja kotača odvija se u sklopu gornjeg dijela uređaja. Na nosivi okvir montiran je motor s reduktorom koji služi za aktuaciju zakretanja. Pogon kotača ponovno je izveden elektromotorom direktno montiranim na vratilo kotača.

Donji dio uređaja zadužen je za ostvarivanje pritisne sile i simuliranje vozne podloge. Vozna podloga izvedena je korištenjem trake i bubnjeva od kojih je jedan pogonjen elektromotorom smještenim sa stražnje strane uređaja. Postolju vozne trake dozvoljeno je vertikalno pomicanje kako bi se mogao ostvariti potreban pritisak podloge i kotača. Postolje je vertikalno pogonjeno pomoću vretena koja su pokretana elektromotorima.

5.4. Evaluacija koncepata

Nakon generiranja koncepata potrebno ih je vrednovati prema određenim kriterijima. Kriteriji prema kojima je odabran koncept koji ide u daljnju razradu su:

- pouzdanost u eksploataciji – uređaj je velika i dugoročna investicija za tim, stoga je važno da je uređaj robustan a kvarovi i održavanje minimalno,
- kompleksnost izrade – to je važan kriterij zbog toga što utječe na vrijeme proizvodnje i cijenu uređaja,,
- jednostavnost rukovanja – potrebna je minimalna obuka za rukovanje uređajem te je omogućena jednostavna izmjena testnih uzoraka,
- sigurnost rukovanja – uređaj ispunjava osnovna načela zaštite na radu,,
- upravljanje – prednost ima uređaj kod kojeg je programiranje upravljanja lakše izvedivo,
- regulacija varijabli - mogućnost preciznog variranja svake od zasebnih varijabli omogućava točnost i pouzdanost mjerenja,
- krutost konstrukcije –zbog nedovoljno krute konstrukcije mogu se pojaviti neželjene deformacije što može utjecati na mjerenja,,
- cijena – s obzirom da se radi o projektu s ograničenim sredstvima važno je da je uređaj što jeftiniji,
- transportabilnost – iako nije za to predviđen, uređaj koji se može prenositi ima prednost u odnosu na one koji nisu prenosivi.

Tablica 3. Vrednovanje koncepata

Kriterij odabira	Težinski faktor	Koncept 1		Koncept 2		Koncept 3	
		Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena
Pouzdanost u eksploataciji	0.1	5	0.5	3	0.3	4	0.4
Kompleksnost izrade	0.1	5	0.5	5	0.5	4	0.4
Jednostavnost rukovanja	0.05	3	0.15	5	0.25	4	0.2
Sigurnost rukovanja	0.1	3	0.3	5	0.5	4	0.4
Upravljanje	0.1	5	0.5	4	0.4	3	0.3
Regulacija varijabli	0.15	3	0.45	5	0.75	4	0.6
Krutost konstrukcije	0.15	2	0.3	5	0.75	4	0.6
Cijena	0.2	5	1	4	0.8	3	0.6
Transportabilnost	0.05	5	0.25	3	0.15	3	0.15
Ukupno	1	36	3.95	39	4.4	33	3.65

Svaki kriterij je dobio svoj težinski faktor prema zahtjevima i potrebama koje su ranije postavljani na uređaj. Svaki koncept je ocjenjen ocjenom od 1-5. Ocjenu 5 je dobio onaj koncept koji je najbolje zadovoljio određeni kriterij. Ostali koncepti su dobili nižu ocjenu s obzirom na to u kojoj su mjeri zadovoljili određeni kriterij. Ponderirana ocjena je umnožak težinskog faktora i ocjene. Najbolji koncept je onaj koji ima najveću sumu ponderiranih ocjena.

Prvi koncept je ocijenjen najbolje što se tiče pouzdanosti u eksploataciji zbog toga što za podlogu koristi kotač umjesto trake te zbog toga što koristi samo jedan hidraulički cilindar. Koncept 2 je najlošije ocijenjen u toj kategoriji zbog toga što uz to što koristi traku kao podlogu te ima najviše pokretnih i dijelova pogonjenih hidrauličkim ili elektromotorom.

Koncept 1 i koncept 2 su u kategoriji kompleksnosti izrade jednako ocijenjeni zbog toga što oba imaju dva nedostatka koja im jednako utječu na taj kriterij. Kod koncepta 1 je to ozubljenje koje služi za rotiranje cijelog postava s ispitnim uzorkom. Kod koncepta 2 nedostatak je taj što koristi traku kao podlogu. Koncept 3 je najlošije ocijenjen u ovoj kategoriji zbog načina na koji je izvedeno podizanje stola s uzorkom vretenima.

Kada se gleda jednostavnost rukovanja, koncept 2 je dobio najbolju ocjenu zbog toga što kotač nije moguće zakretati tijekom skidanja i postavljanja na uređaj. Koncept 1 je dobio najlošiju

ocjenu u toj kategoriji zbog toga što se tijekom postavljanja i skidanja s uređaja kotač može zakretati oko tri osi.

Koncept 2 je najbolje ocjenjen što se tiče sigurnosti korištenja zbog toga što ako dođe do zatajenja bilo kojeg dijela i odvajanja kotača od nosača, najmanja je mogućnost da će korisnik biti ugrožen zbog same nosive konstrukcije koja okružuje kotač. Koncept 3 je lošiji zbog toga što se kod njega ne zakreće podloga (traka) već sam kotač koji u krajnjem položaju može ozbiljno nauditi korisniku ako se slučajno odvoji od nosača. Koncept 1 je najlošije ocijenjen u toj kategoriji zbog toga što ima još jedan dodatan element koji se rotira velikom brzinom i korisnik nije u tolikoj mjeri zaštićen konstrukcijom kao što je slučaj s druga dva koncepta.

S gledišta upravljanja najbolji je koncept 1 zbog toga što ima najmanji broj pogonskih uređaja te što ne zahtjeva regulaciju trake kao druga dva koncepta. Također, lakše je upravljati pritiskom na podlogu preko hidrauličnog cilindra nego preko vretena. Koncept 3 je najlošije ocijenjen u ovoj kategoriji zbog toga što ima dva vretena više u odnosu na koncept 2.

Regulacija varijabli najbolja je kod koncepta 2 zbog kombinacije činjenica da je konstrukcija vrlo kruta i sustavi za ostvarivanje gibanja nisu spojeni u veliki dugački lanac kao kod koncepta 1. Koncept 2 koji je po tom pitanju sličan, ipak ima nižu ocjenu zbog svojeg načina ostvarivanja pritisne sile.

Koncepti 2 i 3 vrlo su kruti zbog svojih nosivih okvira i zbog povoljnog načina djelovanja sila i relativno malih krakova savijanja na kritičnim mjestima. Ipak, koncept 2 je krući zbog toga jer se zakretanje kotača odvija u donjem dijelu konstrukcije, dok se u konceptu 3 odvija u gornjem zbog čega se okvir opterećuje uvijanjem. Koncept 1 zbog svojih velikih krakova savijanja i serijski spojenih elemenata gubi na krutosti.

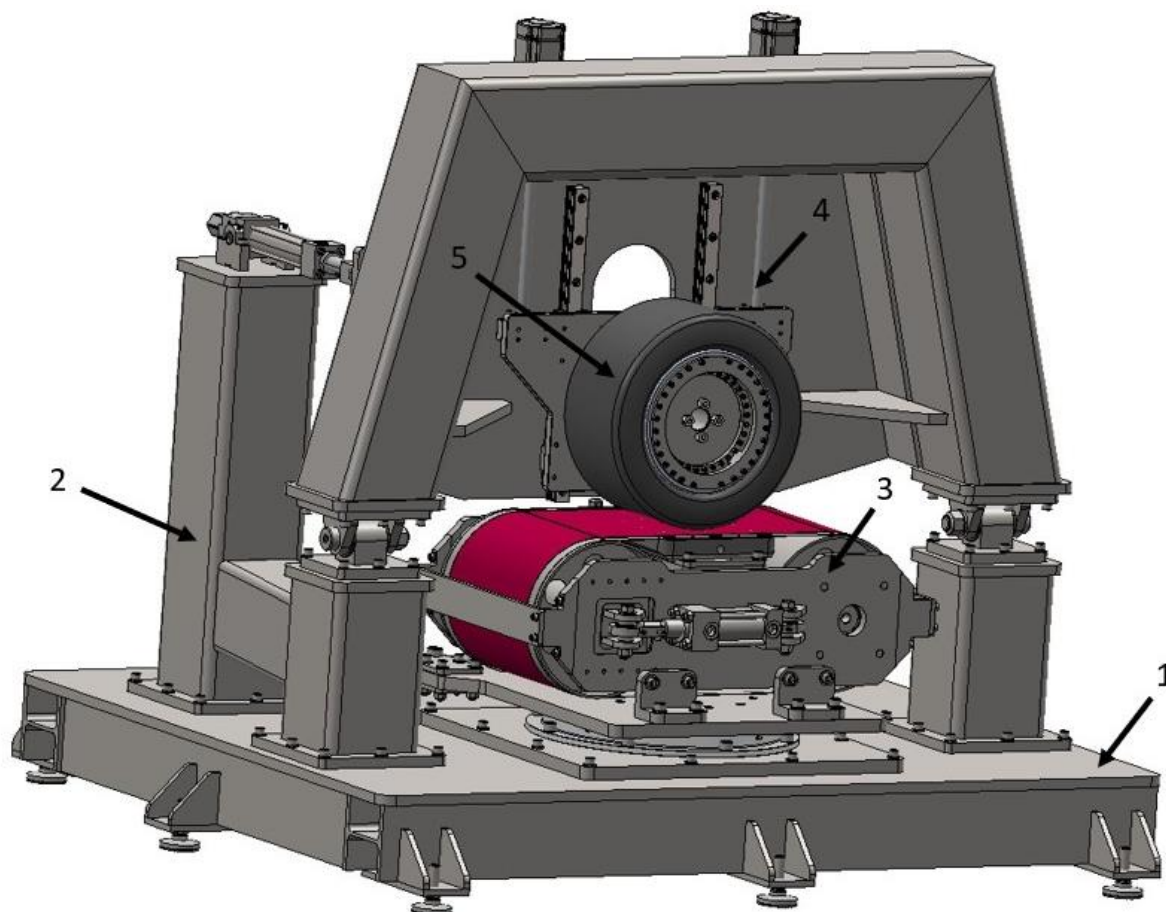
U kategoriji cijene najbolju ocjenu ostvario je koncept 1. Razlog tome je vrlo jednostavan bubanj koji ne zahtjeva mnogo elemenata kao za izvedbu pokretne trake kod koncepta 2 i 3. Koncept 3 je ostvario nižu ocjenu od koncepta 2 zato jer zahtjeva veći broj elektromotora.

Koncept 1 ima najbolju ocjenu za transportabilnost zbog svojih najmanjih gabaritnih dimenzija te iz razloga što se rotirajući bubanj može lako skinuti kod transporta. Koncepti 2 i 3 zbog svoje slične konstrukcije i većih gabarita ostvarili su jednaku nižu ocjenu čemu najviše doprinosi nosivi okvir koji se teško skida te velika tlocrtna površina.

Evalvacijom izrađenih koncepata prema danim kriterijima za daljnju razradu odabran je koncept 2 sa sumom ponderiranih ocjena od 4,4. Iako nije najbolji u kategoriji cijene koja ima najveći težinski faktor, njegova robusna i kruta konstrukcija značajno je doprinijela u drugim kategorijama i time mu donijela prednost nad ostalim konceptima.

6. KONSTRUKCIJSKO RJEŠENJE

Nakon odabranog koncepta slijedi modeliranje samog uređaja i konstrukcijska razrada. U daljnjem tekstu biti će objašnjen princip rada uređaja i odabrana tehnička rješenja. Izgled uređaja prikazan je na Slika 31.



Slika 31. Konstrukcijsko rješenje

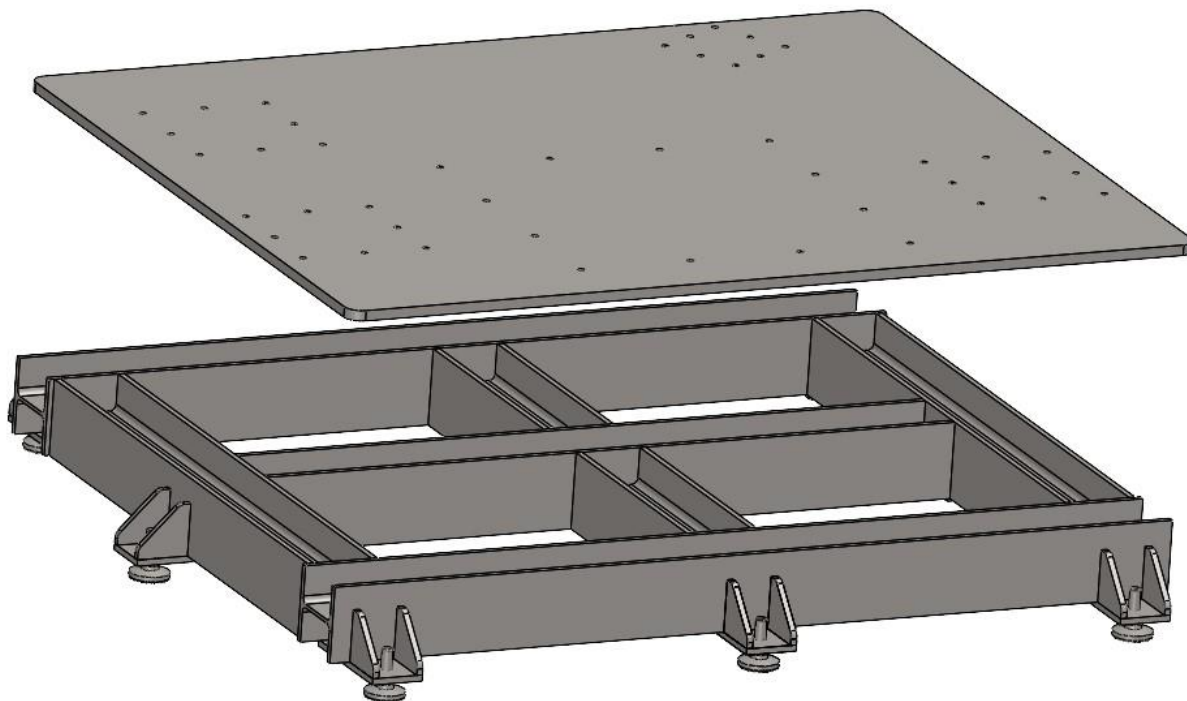
Uređaj je podijeljen na pet velikih cjelina:

- 1 – postolje
- 2 – nosiva konstrukcija
- 3 – mehanizam za zakretanje i pogon trake
- 4 – mehanizam za vertikalni pomak
- 5 – pogon kotača

Svaka će cjelina biti zasebno objašnjena kroz sljedeća poglavlja.

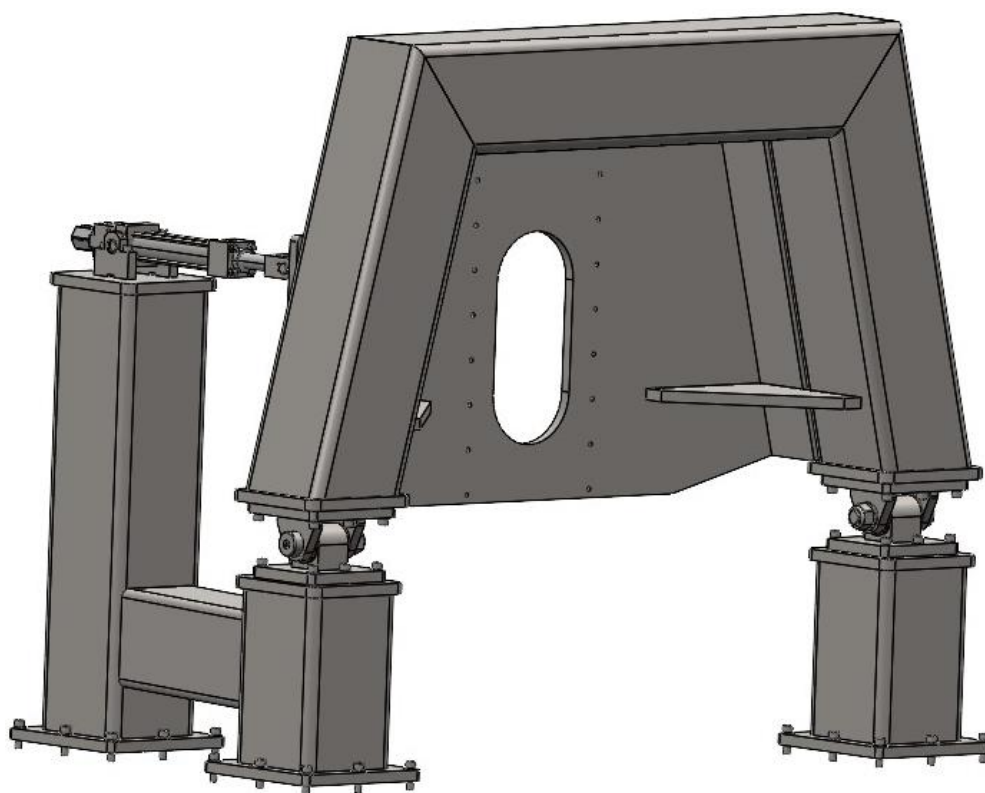
6.1. Postolje

Zbog pozamašne mase uređaja i opterećenja koje djeluje na njega postolje mora biti kruto. Iz tog razloga postolje je izvedeno kao zavareni sklop HEB profila na koje je zavarena temeljna ploča. Temeljna ploča je izrađena od lima debljine 20 mm u kojoj su pozicionirani provrti za prihvat ostalih podsklopova. Kako bi se postolje moglo nivelirati, postolje je postavljeno na stope.

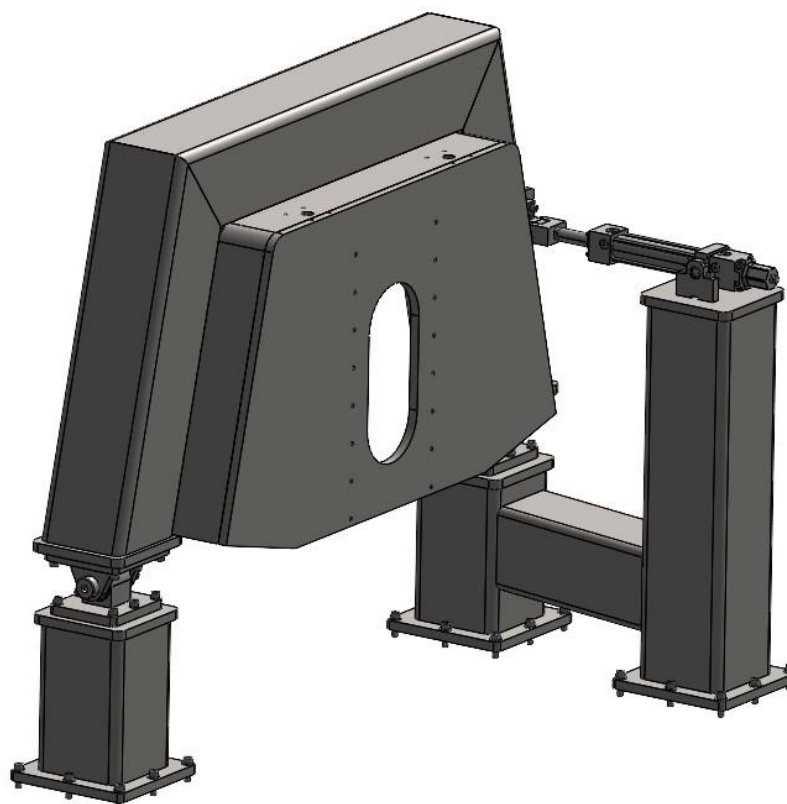


6.2. Nosiva konstrukcija

Osim što služi za preuzimanje sila kod ispitivanja, nosiva konstrukcija služi i za naginganje kotača. Sastoji se od A-okvira te lijevog i desnog stupa. Nosiva konstrukcija s prednje strane prikazana je na Slika 32. dok je sa stražnje strane prikazana na Slika 33.



Slika 32. Izometrijski prikaz 1 nosive konstrukcije

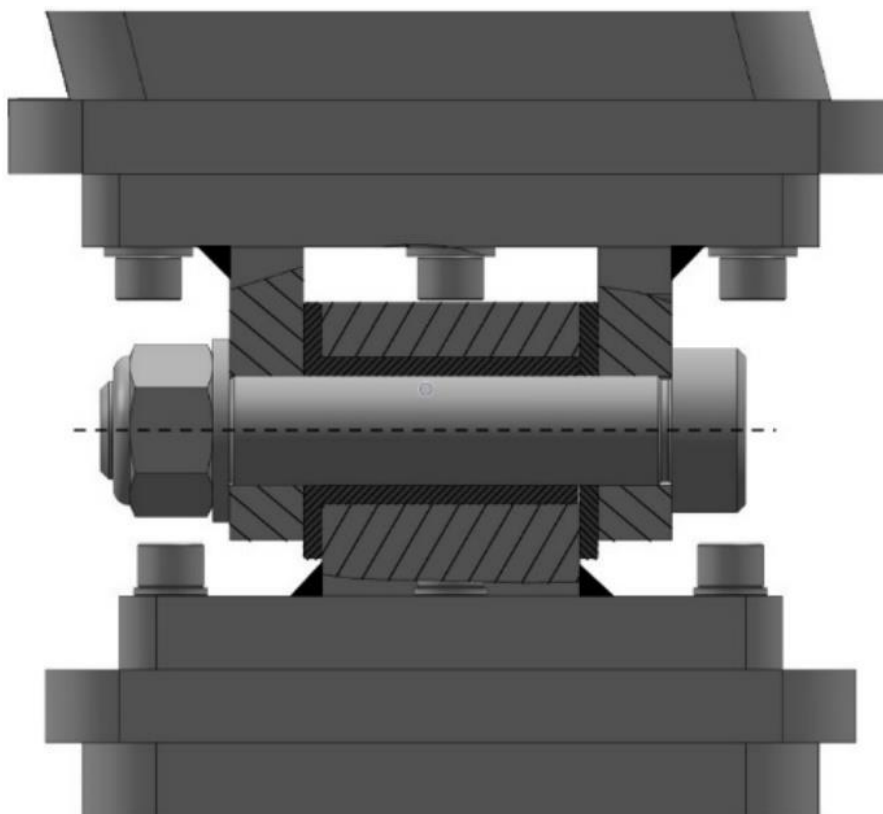


Slika 33. Izometrijski prikaz 2 nosive konstrukcije

A-okvir izveden je kao zavareni sklop koji se sastoji od 3 kvadratne cijevi i lima koji povezuje cijevi i služi kao prihvat mehanizma za vertikalni pomak kotača na kojem se u konačnici nalazi pogonski sklop. Na krajevima cijevi zavarene su ploče za koje se vijcima prihvaćaju zglobovi. Kako bi se spriječila prevelika deformacija lima, dodane su trokutaste ukrute koje povezuju kvadratne cijevi s limom. Na A-okviru se nalaze uvrta za montažu linearnih vodilica i prihvat motora za vertikalno pomicanje. Sa stražnje strane nalazi se zavarena ploča s uvrta za prihvat hidrauličkog cilindra.

Zglob se sastoji od muškog i ženskog dijela. Ženski dio zgloba sadrži čeličnu ploču na kojoj su zavarene ušice, dok je muškom zavaren čelični blok. Prilikom zavarivanja unosi se puno topline u materijal, što za posljedicu ima distorziju materijala. Iz tog razloga je predviđeno naknadna strojna obrada pozicija - potrebno je poravnati baze za koje se zglob veže na konstrukciju i obraditi provrte na željenu toleranciju za točno vođenje.

Dijelovi zgloba povezani su dosjednim vijkom (ISO 7379). Prednost ovog vijka je što je to standardna i lako dobavljiva komponenta. Izrada svornjaka zahtijevala bi preciznu i skupu obradu, dok vijak sam po sebi dolazi u f9 toleranciji. Na vijku je postavljena podloška i matica. Cilj matice nije jako prednapregnuti vijak pošto bi u tom slučaju došlo do neželjenog momenta trenja i habanja dijelova. Cilj je pritegnuti tek toliko da se spriječi rotacija vijka u čeliku i da vijak aksijalno poveže dvije ušice. Kako se vijčani spoj ne bi olabavio, odabrana je *nylon-lock* matica po standardu DIN 985. Kako ne bi došlo do habanja komponenti, u zglob su ugrađeni ležajevi. Odabrani su klizni ležajevi izrađeni od bronce (P.Cu.Sn12). Klizni ležajevi za isto opterećenje imaju puno manju radijalnu dimenziju i nisu osjetljivi na nečistoće, što su bili glavni razlozi za odabir. Radijalni ležaj je izveden s naslonom, a sa suprotne strane je ugrađena aksijalna podloška, također od bronce. Zbog nesavršenosti u proizvodnji zglobova, a tako i A-okvira, odlučeno je da se ležajevi proizvode, a ne kupuju. Na taj način, u slučaju da je potrebno, vrlo se lako prilagode dimenzije ležaja kako bi sklop i dalje nesmetano funkcionirao. Slika 34. prikazuje tehničko rješenje zgloba.



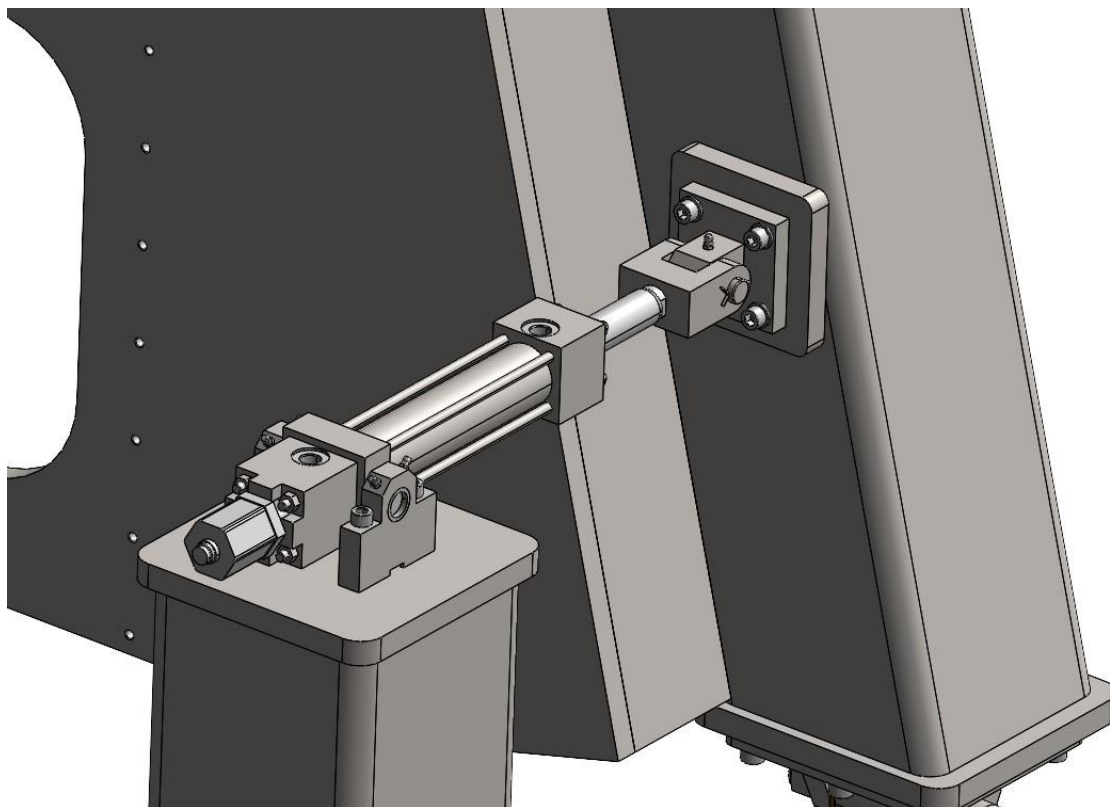
Slika 34. Prikaz zgloba

Lijevi stup osim što nosi A-okvir, prihvaća i hidraulični cilindar za nagibanje kotača. Zbog njegove visine, kako bi se povećala krutost pozicije, odlučeno je povezati dva stupa poprečnom ukrutom. Oba stupa su izrađena od pravokutne cijevi na čije su krajeve zavarene ploče za prihvat na postolje i druge dijelove konstrukcije.

Za zakretanje A-okvira, odabran je hidraulični cilindar. Radi se o dvoradnom diferencijalnom cilindru sa jednostranom klipnjačom. Za razliku od jednoradnih, dvoradni cilindri vrše koristan rad u oba smjera, a priključci za ulje nalaze se sa obe strane klipa. Prihvati na oba kraja cilindra dolaze u kompletu sa cilindrom i predstavljaju zglobnu vezu koja omogućuje zakretanje cilindra, dok bi u protivnom prilikom zakretanja A-okvira došlo do savijanja cilindra. Prihvati se vijcima spajaju sa konstrukcijom.

Odabrani cilindar dolazi s već postojećim mjernim sustavom koji se nalazi na kraju cilindra. Mjerni sustav mjeri položaj klipa u svakom trenutku što uvelike olakšava regulaciju zakreta. Prilikom određivanja položaja klipa u obzir su uzeti iznosi sila, brzine i hoda klipa. Proizvođač cilindra garantira točnost mjere položaja unutar $\pm 60 \mu\text{m}$. Na kraku od 470 mm na kojem cilindar djeluje, za zakrete do $\pm 5^\circ$ može se zaključiti da je točnost mjere zakreta $\approx \pm 24''$ što je

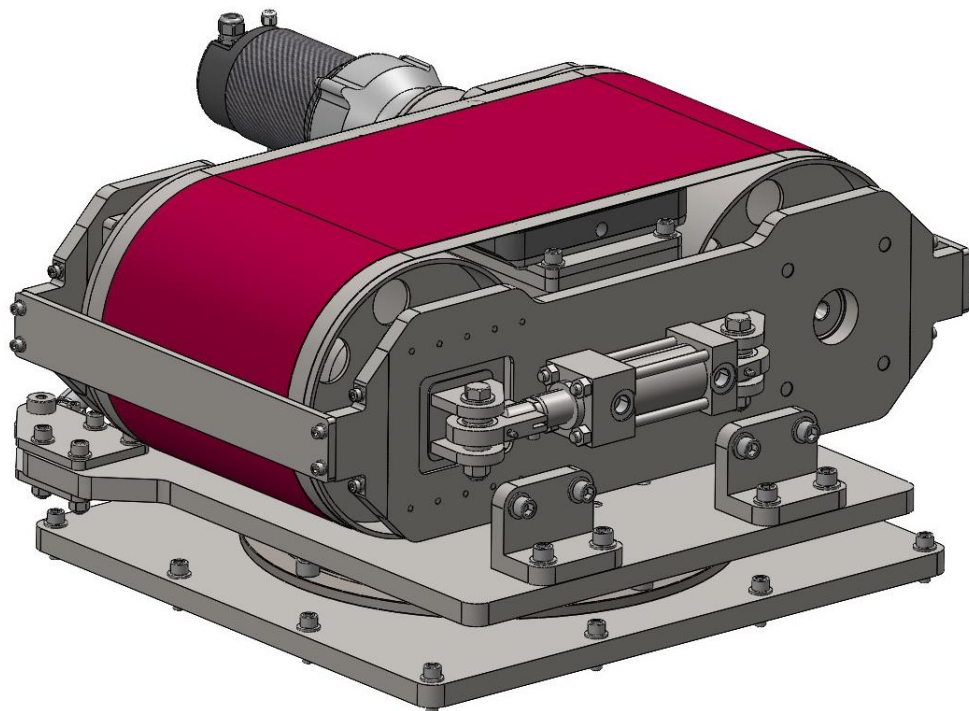
i više nego zadovoljavajuće. Ovakva vrsta cilindra uklanja potrebu za korištenjem dodatnih mjernih sustava. Slika 35. prikazuje odabrani cilindar u vezi sa nosivom konstrukcijom.



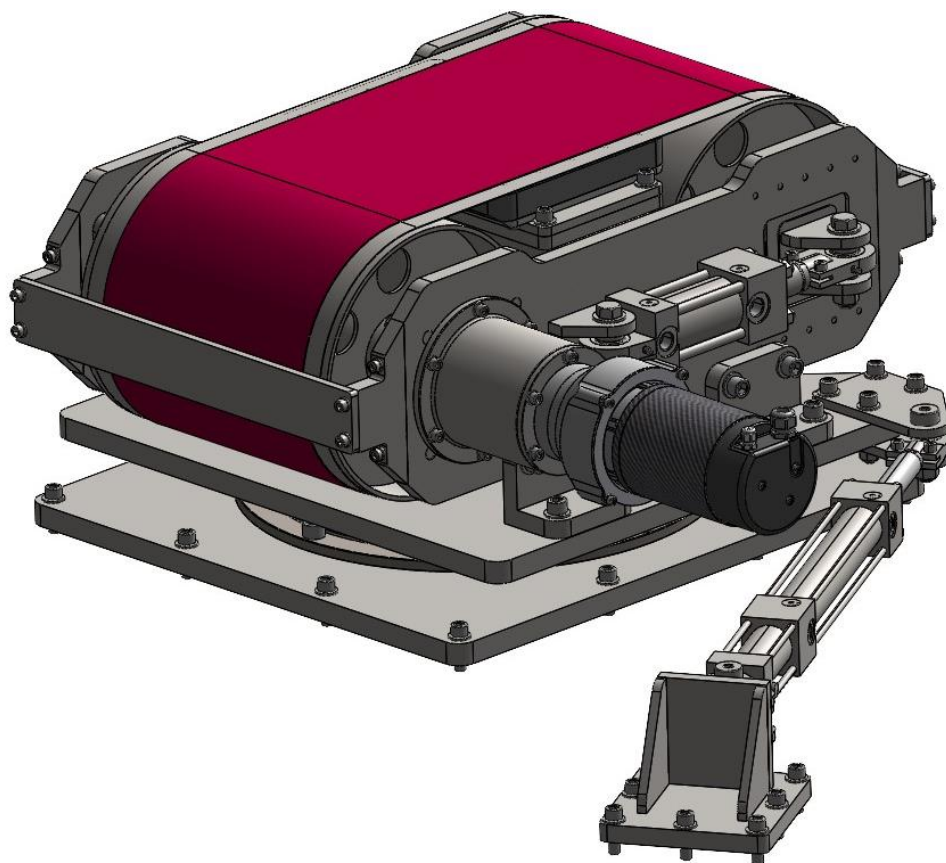
Slika 35. Prikaz hidrauličnog cilindra za naganjanje A-okvira

6.3. Mehanizam za zakretanje i pogon trake

Mehanizam za zakretanje i pogon trake prikazan je na sljedećim slikama.



Slika 36. Izometrijski prikaz 1 mehanizma za zakretanje i pogon trake



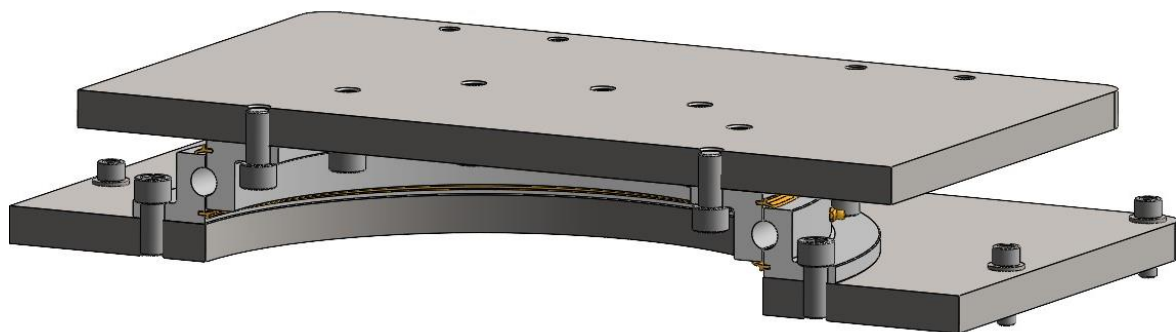
Slika 37. Izometrijski prikaz 2 mehanizma za zakretanje i pogon trake

Mehanizam je podijeljen u četiri podsklopa:

- Mehanizam za zakretanje
- Nosiva konstrukcija
- Pogonski mehanizam
- Mehanizam za zatezanje i vođenje remena
- Zračni ležaj

Mehanizam za zakretanje

Mehanizam za zakretanje svojim djelovanjem omogućava generiranje bočnog kuta klizanja kotača. Zahtjev za rotaciju iznosi $\pm 15^\circ$. Osim što služi za rotiranje, mehanizam prenosi sve aktivne sile na postolje uređaja. Na njega djeluju uzdužna, bočna i vertikalna sila kotača i svi momenti koje one generiraju. Osim toga, opterećen je i samom inercijom sustava prilikom kutnog ubrzanja. Mehanizam je sastavljen od dvije čelične ploče među kojima se nalazi ležaj. Na donjoj ploči pozicionirani su provrti za prihvaćanje na postolje i za prihvat ležaja, izrađen je i kružni otvor. Zamišljeno je da se kroz kružni otvor šarafe vijci pošto je ležaj širok svega 56 mm pa bez kružnog otvora ne bi bilo moguće pričvrstiti vijcima. Na gornjoj ploči se također nalaze provrti za prihvaćanje ležaja i prihvaćanje pogonskog mehanizma. Spoj gornje i donje ploče među kojima se nalazi ležaj, prikazan je na Slika 38.

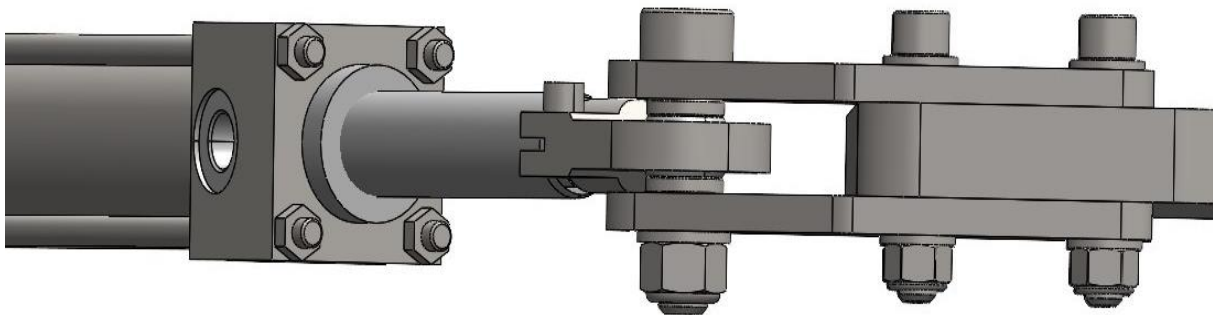


Slika 38. Spoj donje i gornje ploče sa ležajem

Odabran je ležaj KAYDON BEARINGS RK6 16P1Z. Radi se o kugličnom ležaju sa teorijskim dodirnim u četiri točke što mu omogućava da istovremeno prenosi radijalne i aksijalne sile i momente. Ležaj dolazi sa brtvom koja ga štiti od prljavštine. Uz veliki promjer, a mali poprečni presjek, ležaj doprinosi krutosti konstrukcije.

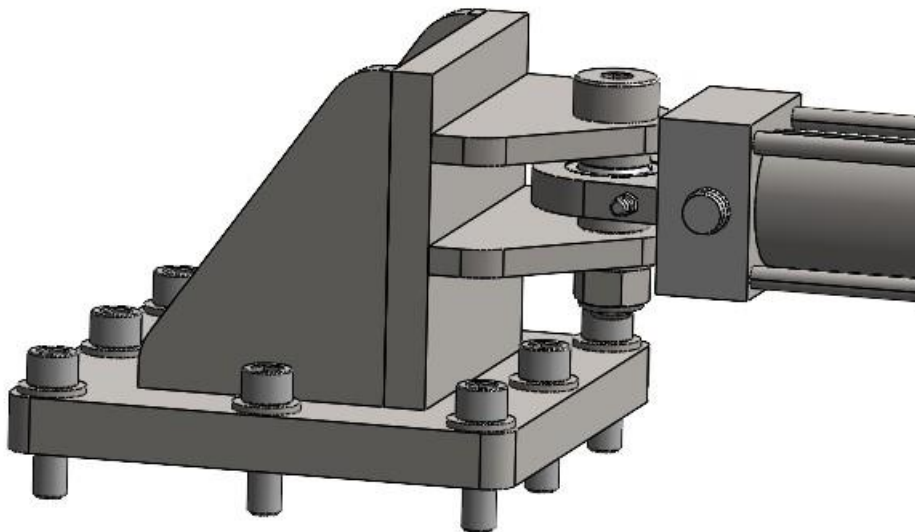
Zakretanje gornje ploče izvedeno je također pomoću hidrauličnog cilindra. Kao i cilindar za nagnjanje nosive konstrukcije, odabran je cilindar sa mjernim sustavom. Cilindar dolazi u sklopu sa sfernim ležajevima na svojim krajevima.

Na gornjoj ploči zašarafljene su dvije čelične ušice s provrtima za prihvat cilindra. Cilindar se prihvaća za ušice preko dosjednog vijka (ISO 7379) koji je aksijalno osiguran *nylon-lock* maticom (DIN 985). Između ušica postavljene su dvije odstojeće čahure koje omogućavaju cilindru veće zakrete. Slika 39. prikazuje spoj cilindra sa gornjom pločom.



Slika 39. Prikaz spoja hidrauličnog cilindra sa gornjom pločom

Sa suprotne strane cilindar je na isti način vezan za svoj nosač. Nosač je izrađen zavarivanjem 6 čeličnih ploča. Ušice nosača okrenute su horizontalno kako bi se cilindar mogao neometano zakretati oko svornjaka. Na nosaču je izrađeno 9 provrta kako bi se mogao vjercima povezati za postolje uređaja.



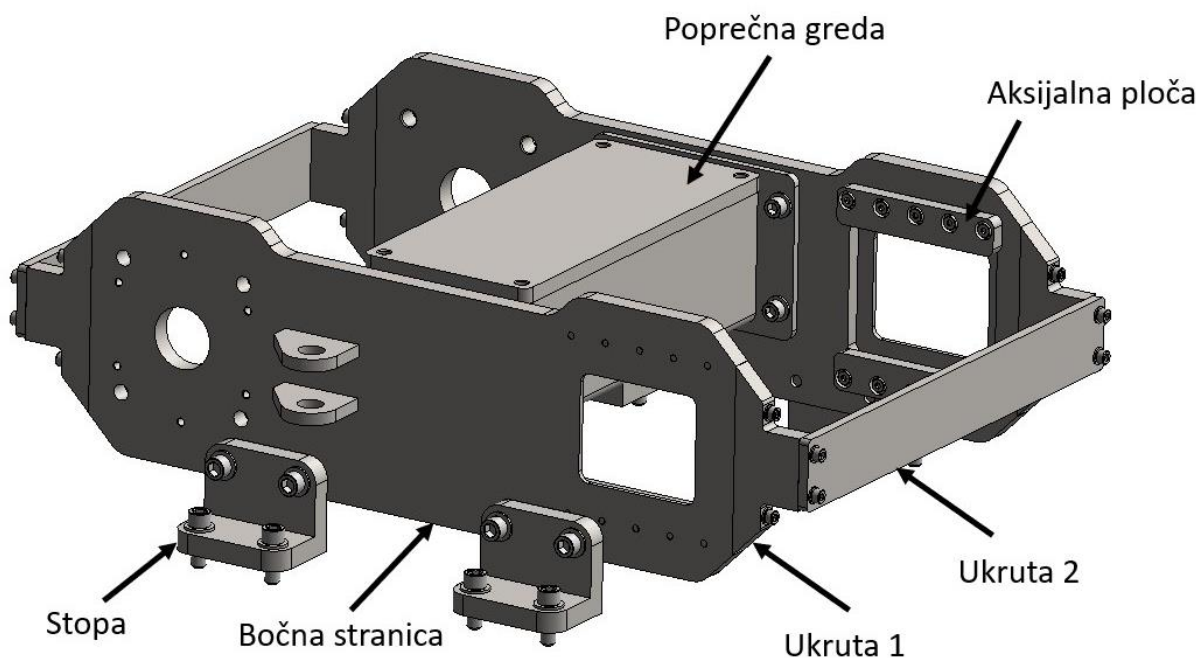
Slika 40. Prikaz spoja hidrauličnog cilindra sa nosačem

Nosiva konstrukcija

Nosiva konstrukcija predstavlja sklop raznih dijelova povezanih vijcima. Sastoji se bočnih stranica, poprečne grede, stopa, aksijalnih ploča i dvije vrste ukruta. Slika 41. prikazuje sklop nosive konstrukcije.

Na bočne stranice se vijcima prihvaćaju sklopovi pogonskog bubnja i bubnja za zatezanje. Na strani pogonskog bubnja ležaj se prolaznim vijcima prihvaća dok je na strani bubnja za

natezanje pozicioniran utor za prihvat kućišta ležaja. Kako kućište ležaja ne bi ispalo, vijcima su prihvaćene aksijalne ploče. S vanjske strane bočne stranice nalaze se po dvije ušice za prihvat cilindra za napinjanje trake. Na strani pogonskog motora, predviđeni su provrti za prihvat prirubnice reduktora s elektromotorom. Na čelima ploča nalaze se uvrta za prihvat ukruta. Bočne stranice su izrađene od lima debljine 20 mm. Zamišljeno je da se prvo izrežu plazma postupkom, potom se zavare ušice i na kraju glodanjem obrade sve funkcionalne površine. Na bočne stranice se vijcima povezuje poprečna greda. Greda je izvedena od kvadratne cijevi na koju su zavarene ploče za prihvat i ploča za montažu zračnog ležaja. Poprečna greda preuzima svo vertikalno opterećenje kotača i prenosi ga na bočne stranice. Kako bi se smanjile deformacije konstrukcije, na krajeve bočnih stranica dodane su ukrute. Ukrute su izrađene od lima debljine 20 mm i jednostavno se šarafe na konstrukciju. Ukruta 1 izgleda zapravo kao produžetak bočne stranice, što u stvari i je. Kada bi bočna stranica bila izvedena skupa sa ukrutom 1, traku ne bi bilo moguće jednostavno skinuti, već bi se bočna stranica trebala skidati, što znači ponovno kalibriranje stroja. Stope predstavljaju poveznicu između postolja i mehanizma za zakretanje.



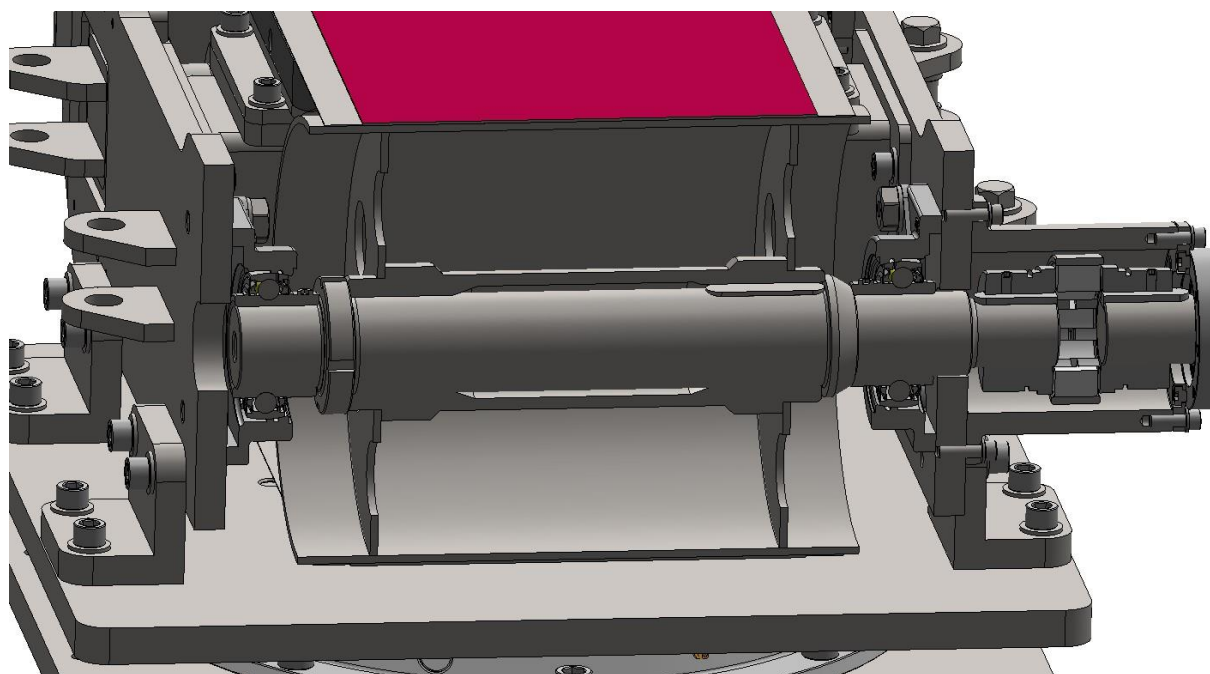
Slika 41. Nosiva konstrukcija mehanizma za zakretanje i pogon trake

Pogonski mehanizam

Za pogon trake odabran je elektromotor Alta Motors TM-40. Radi se elektromotoru sa permanentnim magnetima pozicioniranim po obodu rotora (SPM). Motor razvija maksimalnu snagu od 40 kW, maksimalni moment od 60 Nm i razvija brzinu do 14000 min^{-1} . Zbog velike

brzine vrtnje i malog momenta potrebno je koristiti reduktor. Odabran je dvostupanjski planetarni reduktor sa prijenosnim omjerom 8,8. Razlog ovakve konfiguracije je upravo to što je to pogon prethodnog bolida FSB *Racing Team-a* i kao takav više nije potreban. Na taj se način drastično smanjila cijena uređaja.

Snaga se s reduktora na pogonsko vratilo prenosi preko pera i elastične spojke. Dodatna naprezanja uslijed netočnosti proizvodnje eliminirana su na ovaj način. Za spoj između reduktora i nosive konstrukcije, konstruirana je dvodijelna prirubnica koja se povezuje vijcima. Pogonsko vratilo je povezano sa konstrukcijom putem ležajnih blokova. Odabran je ležajni blok **SKF UCF 311**. Radi se o kugličnom ležaju sa sfernim uležištenjem u kućištu. Ležajni blokovi se vijcima prihvaćaju za konstrukciju što uvelike olakšava montažu. Ova vrsta ležaja dopušta kutno odstupanje do 5° pa nesavršenosti proizvodnje ne predstavljaju nikakav problem. Snaga se sa pogonskog vratila na bubanj prenosi perom, a aksijalno pomicanje bubnja spriječeno je osiguravajućom maticom. Slika 42. prikazuje sklop pogonskog bubnja.



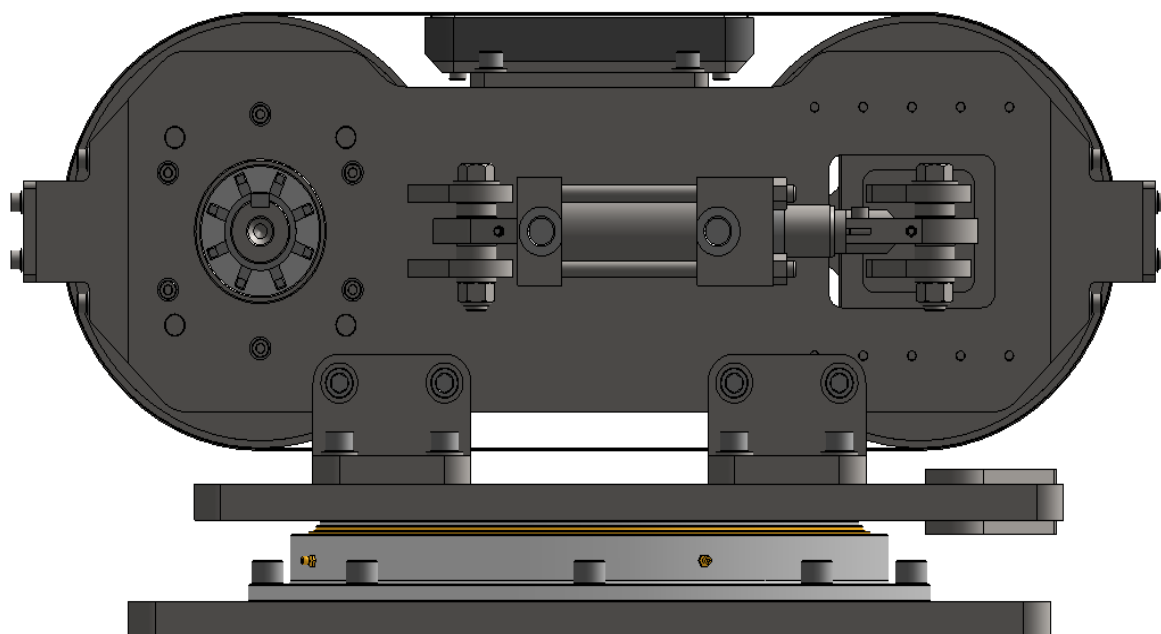
Slika 42. Prikaz sklopa pogonskog bubnja

Bubanj je izveden kao sklop međusobno zavarenih dijelova. Sastoji se od glavine, diskova i vanjske cijevi. Bubanj za zatezanje i pogonski bubanj izvedeni su na isti način.

Mehanizam za zatezanje i vodenje remena

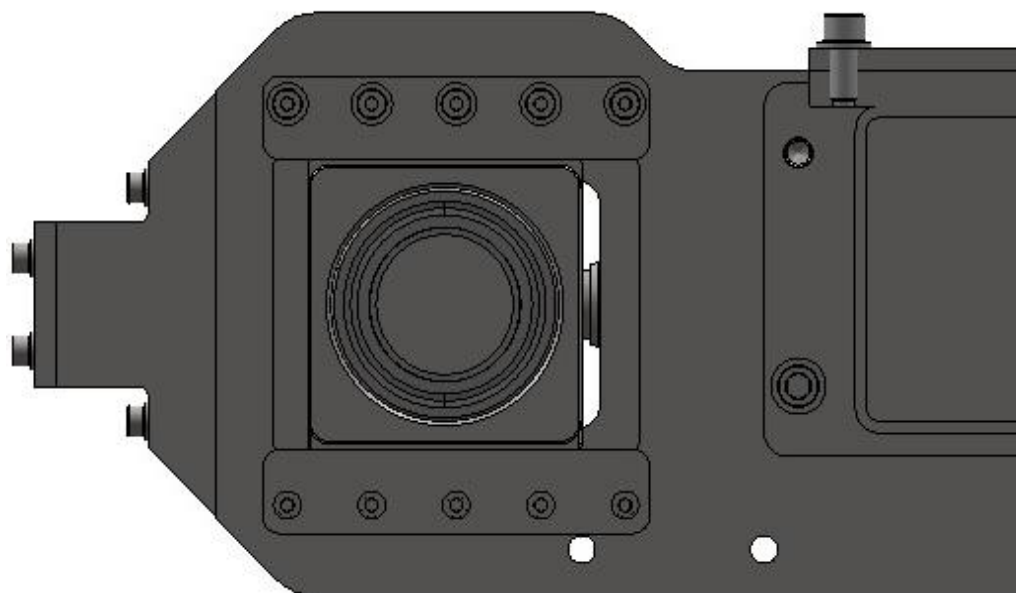
Snaga se sa pogonskog bubnja na traku prenosi trenje, što znači da je potrebno ostvariti dovoljnu silu predzatezanja trake. Traka prenosi longitudinalnu i lateralnu silu, kao i moment

zakretanja kotača. U ovom slučaju najveći problem predstavlja lateralna sila. Tendencija lateralne sile je izbaciti traku sa bubnjeva. Kako bi se to spriječilo potrebno je osigurati različite sile na krajevima bubnja i dozvoliti kutno zakretanje bubnja. Za predzatezanje remena odabrani su hidraulični cilindri **Bosch Rexroth CDT3MP5**. Radi se o dvoradnom diferencijalnom cilindru sa jednostranom klipnjačom. Regulacijom tlaka ulja zamišljeno je osigurati različite sile u osloncima bubnjeva. Cilindar dolazi sa sfernim ležajevima i prihvaća se na ušice pomoću dosjednog vijka, a aksijalno osigurava maticom. Lijeve ušice su zavarene na bočnu stranicu, dok su desne zavarene na kućište ležaja. Slika 43. prikazuje hidraulični cilindar u sklopu.



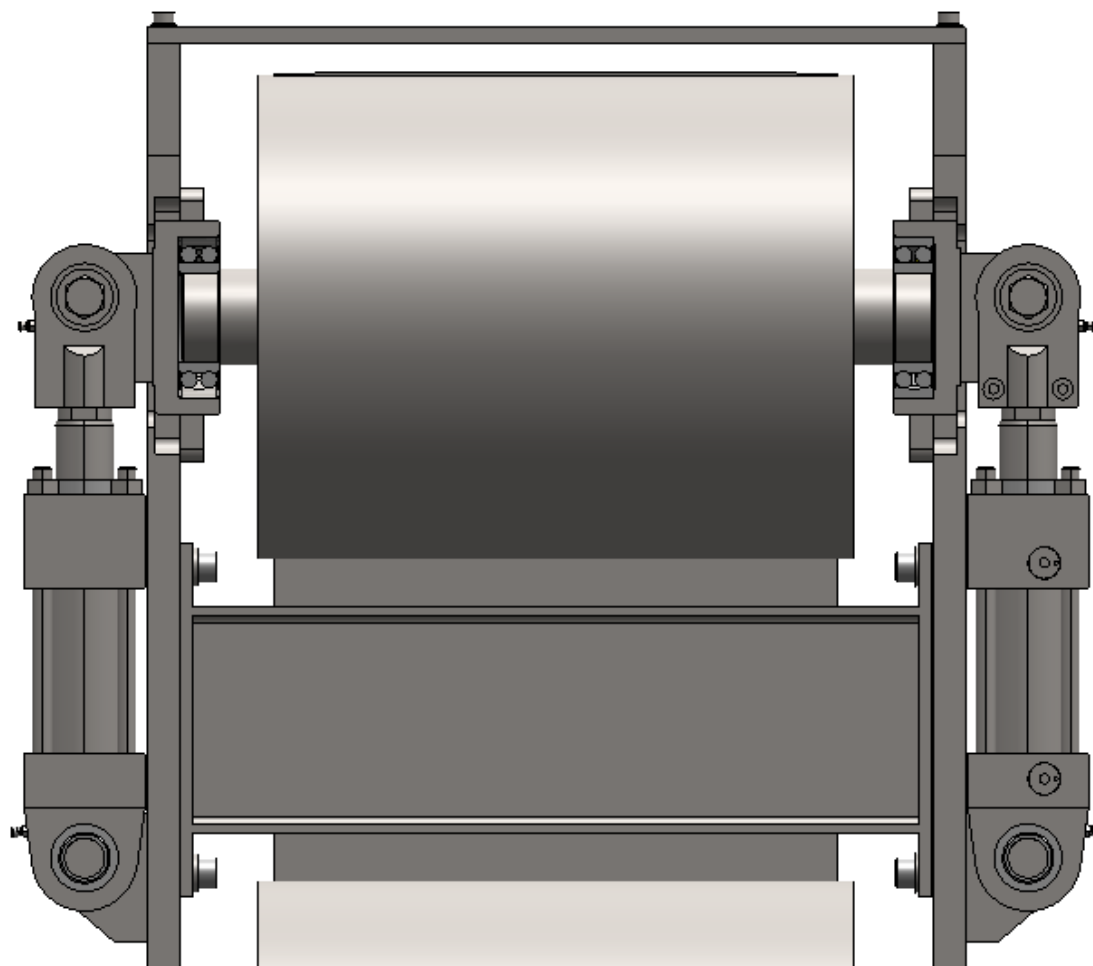
Slika 43. Prikaz hidrauličnog cilindra za zatezanje

Osovina bubnja za zatezanje ovješena je na dva ležaja **SKF 2211 E-2RS1TN9**. Radi se o samopodešavajućim dvorednim kugličnim ležajevima koji dopuštaju otklon do 3° . Za ležajeve su konstruirana posebna kućišta kako bi se smanjila dimenzija. Kućišta se nalaze u bočnoj stranici konstrukcije i aksijalno su osigurani aksijalnom pločom. Slika 44. prikazuje kućište ležaja u bočnoj stranici.



Slika 44. Prikaz kućišta ležaja

Na Slika 45. je prikazan mehanizam za zatezanje i vođenje remena.

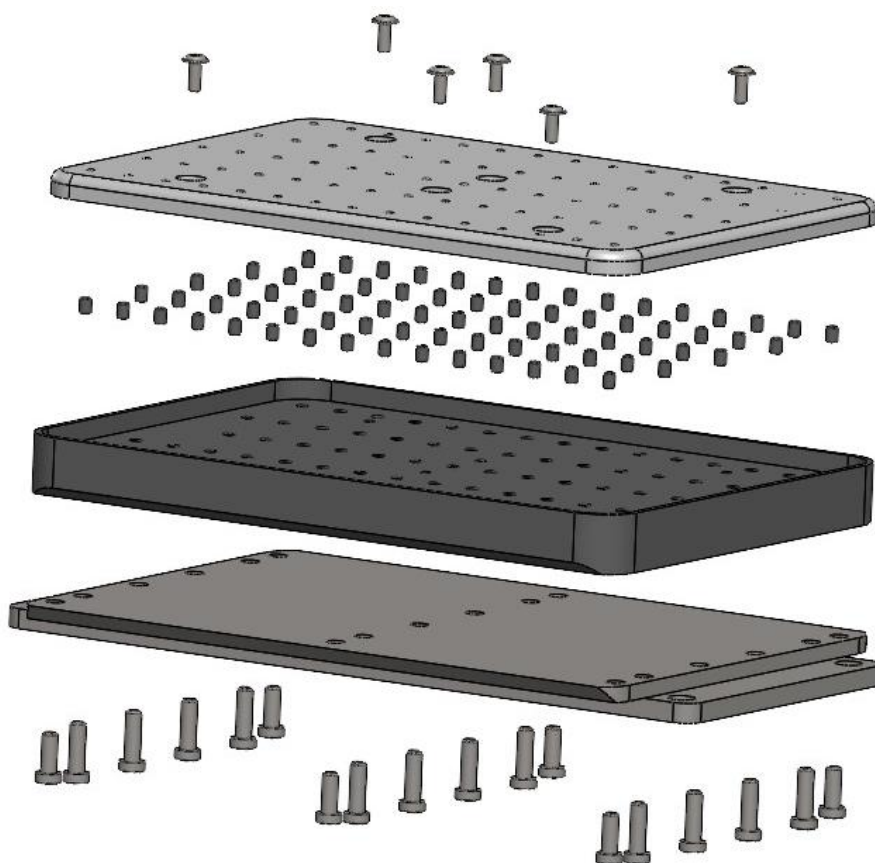


Slika 45. Mehanizam za zatezanje i vođenje remena

Zračni ležaj

Između trake i podloge će uvijek biti trenja. Trenje zagrijava pogonsku traku, a zatim i pneumatik. Zagrijavanje pneumatika je neželjena pojava pošto jako utječe na rezultate mjerenja. Kako bi se to izbjeglo ispod pogonske trake je postavljen zračni ležaj. Zračni ležaj smanjuje koeficijent trenja i hladi traku. Za ispitivanja sa povećanom temperaturom pneumatika, zagrijavanjem zraka se zagrijava traka, a posljedično i pneumatik.

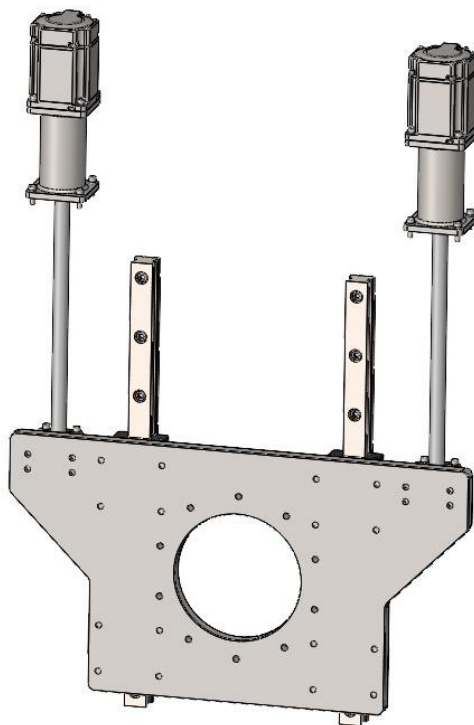
Zračni ležaj se sastoji od podnožne, razvodne i tarne ploče. Na podnožnoj ploči nalaze se provrti za prihvat zračnog ležaja za konstrukciju i provrti za prihvat razvodne ploče. Razvodna ploča, kao najvažnija pozicija zračnog ležaja na sebi sadrži kanale za distribuciju zraka. Kanali su smješteni s donje strane i pozicionirani su tako da omogućavaju dotok zraka do svake dizne. Iznad distribucijskih kanala nalaze se provrti za prihvat dizni. Dizne su kupovne komponente i dolaze u raznim veličinama. Pošto se dizne šarafe u distribucijsku ploču, daju se vrlo jednostavno zamijeniti. Povrh svega dolazi tarna ploča. Tarna ploča na sebi sadrži provrte za prolaz zraka i prihvat na distribucijsku ploču. Izrađena je od materijala PA 6 koji ima povoljna svojstva klizanja, a dovoljno je jeftin da se u slučaju pretjeranog habanja promjeni. Cijeli je sklop povezan vijcima. Sklop zračnog ležaja je prikazan na Slika 46.



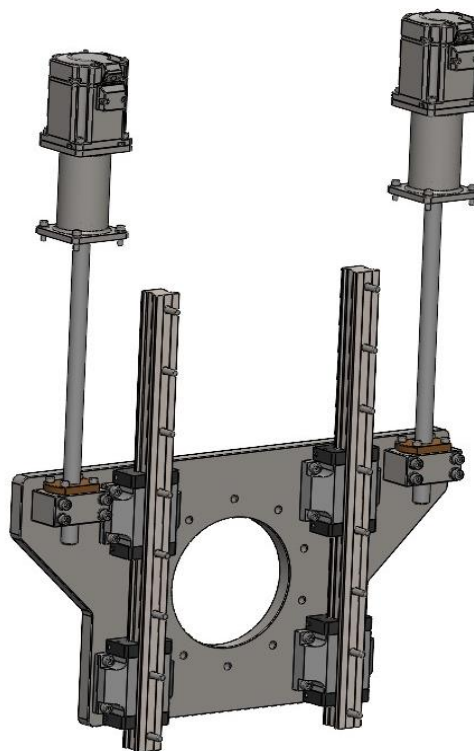
Slika 46. Sklop zračnog ležaja

6.4. Mehanizam za vertikalni pomak

Slika 47. prikazuje mehanizam za vertikalni pomak sa prednje strane, dok Slika 48. prikazuje sa stražnje strane.



Slika 47. Izometrijski prikaz 1 mehanizma za vertikalni pomak



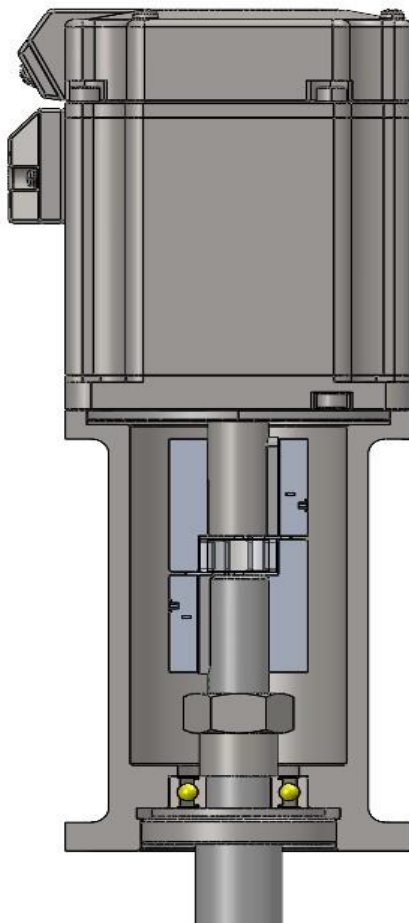
Slika 48. Izometrijski prikaz 2 mehanizma za vertikalni pomak

Kako bi se kotač mogao vertikalno gibati, konstruiran je sklop za vertikalni pomak. Pogonski sklop kotača vijcima se prihvaća za prihvatnu ploču. Prihvatna ploča je izvedena kao lim debljine 20 mm na kojoj su izrađeni razni provrti. Vertikalno vođenje ploče ostvaruje se linearnim vodilicama i ležajevima. Linearne vodilice prihvaćene su vijcima za A-okvir dok su linearni ležajevi vijcima prihvaćeni za prihvatnu ploču.

Vertikalna sila se na prihvatnu ploču prenosi putem vretena. Odabrano je trapezno vreteno. Za razliku od kugličnog, trapezno vreteno s navojem TR20x4 je samokočno. Samim time eliminirana je potreba za kočnicom na elektromotoru. Kuglična vretena su puno preciznija, no to u ovom slučaju nije presudno pošto se vertikalno opterećenje u svakom trenutku mjeri. Sa stražnje strane ploče, vijcima je prihvaćena matica zajedno s njenim montažnim blokom.

Za pogon vretena odabran je elektromotor **Bosch Rexroth MSM041B**. Radi se o sinkronom servo motoru s maksimalnim momentom od 3,8 Nm. Elektromotor je s vretenom spojen putem elastične spojke i pera. Konstruirana je i posebna prirubnica kojom se elektromotor povezuje s konstrukcijom. U prirubnici se nalazi i ležaj vretena koji je osiguran maticom.

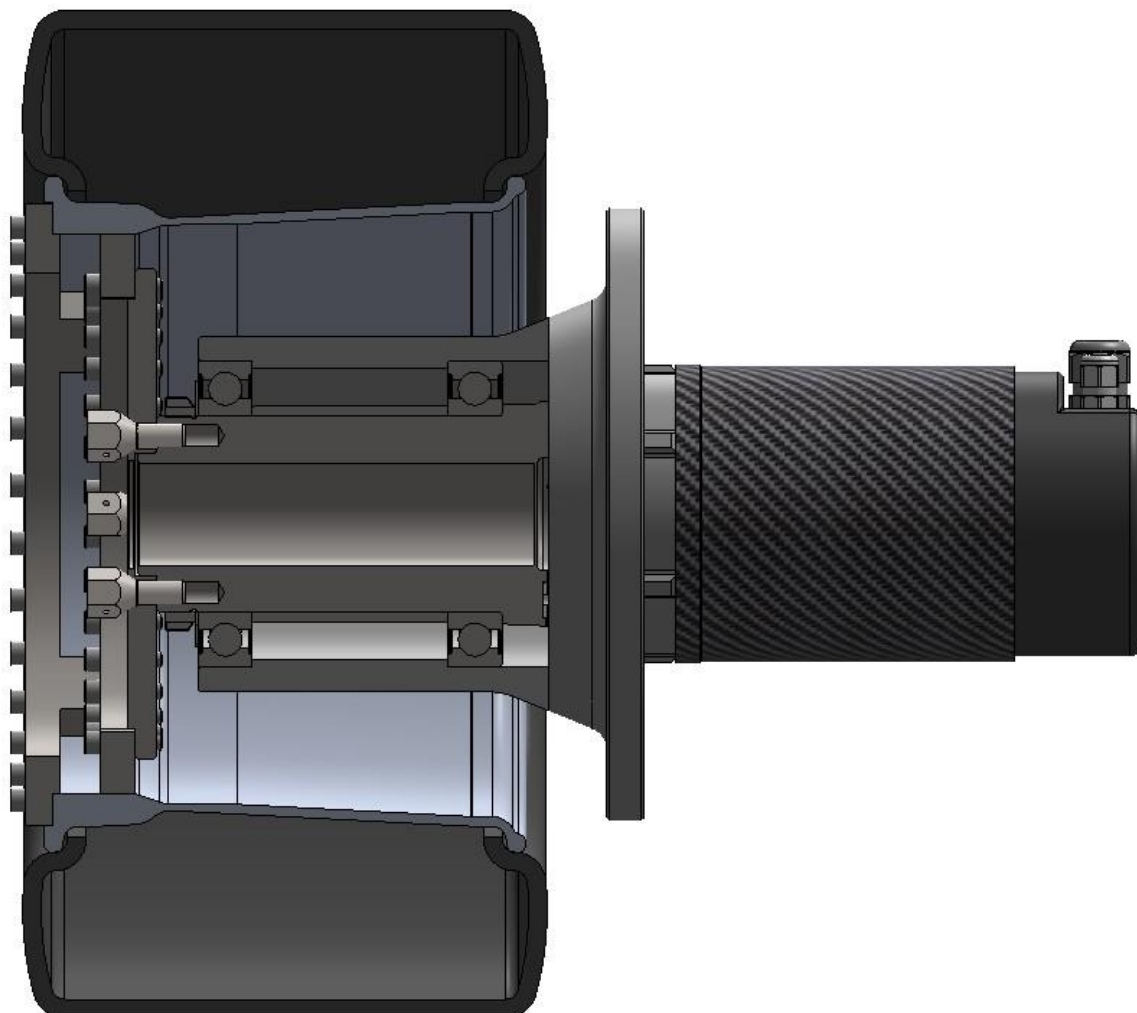
Odabran je ležaj **SKF 6202-2RSL**. Sklop motora sa vretenom prikazan je na Slika 49.



Slika 49. Sklop elektromotora sa vretenom

6.5. Pogon kotača

Za pogon kotača, kao i za pogon trake, odabran je elektromotor **Alta Motors TM-40** skupa s planetarnim reduktorom kako bi se uštedjelo na cijeni uređaja. Elektromotor je vijcima spojen na prirubnicu. Prirubnica služi za prijenos opterećenja kotača na nosivu konstrukciju, ali je ujedno i dio planetarnog reduktora. U prirubnici su smješteni ležajevi kroz koje prolazi vratilo reduktora. Vratilo je aksijalno osigurano maticom.



Slika 50. Prikaz pogona kotača

Opterećenje se s kotača prenosi na mjerni uređaj, koji je vijcima povezan za naplatak, a potom na vratilo reduktora.

Odabran je mjerni uređaj **Michigan Scientific Corporation LW9.5**. Uređaj dostavlja neovisne izlazne signale za vertikalne, bočne i uzdužne sile, kao i momente nagiba, upravljanja i zakretnog momenta. Također mjeri vertikalno i uzdužno ubrzanje. Uređaj podržava mjerenja do 35,6 kN vertikalnog opterećenja i 17,8 kN bočnog. Slika 51. prikazuje odabrani mjerni uređaj.



Slika 51. Michigan Scientific Corporation LW9.5

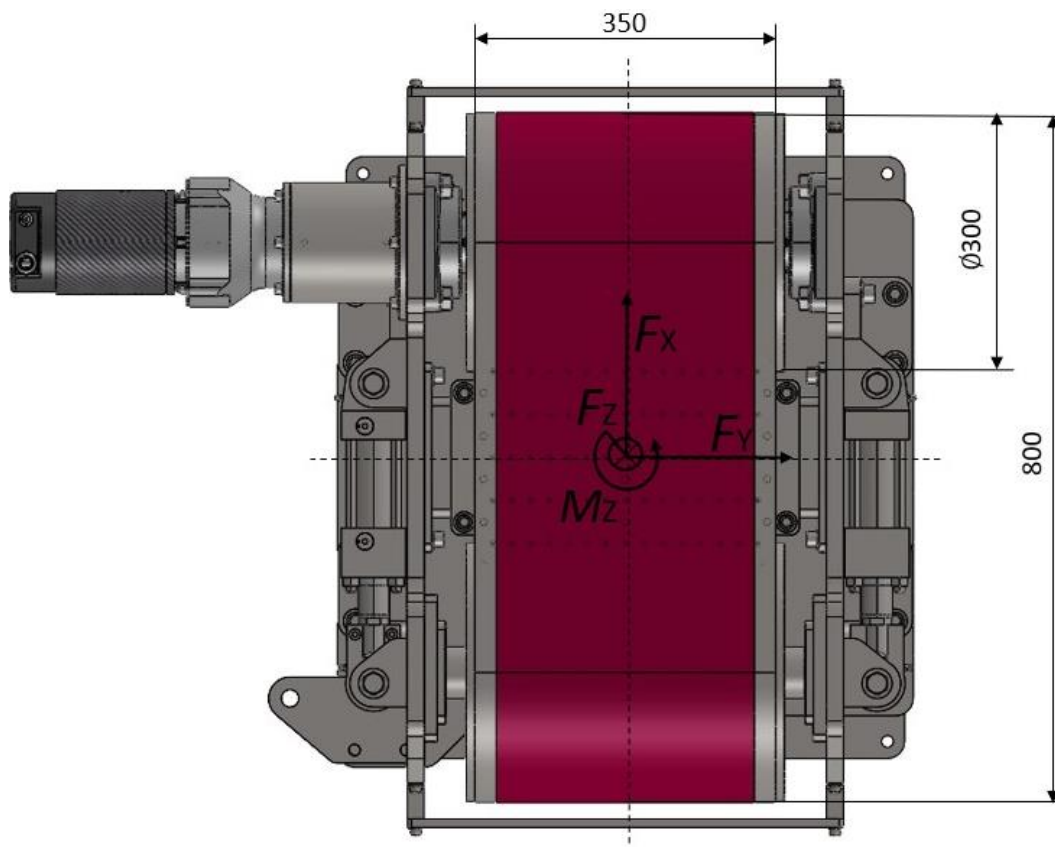
7. PRORAČUN

7.1. Sklop pogonskog postolja

7.1.1. Mehanizam za zatezanje trake

7.1.1.1. Proračun sile predzatezanja pogonske trake

Prvi korak je odrediti opterećenje. Slika 52. prikazuje aktivne sile koje djeluju na sklop pogonske trake.



Slika 52. Prikaz aktivnih sila na traci

Ukupna sila predzatezanja raščlanjena je na dvije sile, sile potrebne da prenesu obodnu silu i lateralnu silu. Moment zakretanja kotača M_z nije uzet u proračun jer njegovo djelovanje ne dovodi do zanošenja trake.

Obodna sila slijedi iz jednadžbe:

$$F_o = F_x + F_z \cdot \mu = 2000 + 1500 \cdot 0,04 = 2060 \text{ N.} \quad (1)$$

Pri čemu je:

F_x – longitudinalna sila gume [N],

F_z – vertikalna sila gume [N],

μ – faktor trenja klizanja koji za čelik – PA6, iznosi 0,04.

Lateralna sila slijedi iz jednadžbe:

$$F_1 = F_y - F_z \cdot \mu = 2000 - 1500 \cdot 0,04 = 1940 \text{ N.} \quad (2)$$

Pri čemu je:

F_y – lateralna sila gume [N],

Sila predzatezanja slijedi iz:

$$F_p = \frac{F_0}{2} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta} + 1}{e^{\mu \cdot \beta} - 1} + \frac{F_1}{2} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta} + 1}{e^{\mu \cdot \beta} - 1} \quad (3)$$

Pri čemu je:

β – obuhvatni kut trake [rad].

Uvrštavanjem poznatih veličina u (3) slijedi:

$$F_p = \frac{2060}{2} \cdot \frac{e^{0,12 \cdot \pi} + 1}{e^{0,12 \cdot \pi} - 1} + \frac{1940}{2} \cdot \frac{e^{0,12 \cdot \pi} + 1}{e^{0,12 \cdot \pi} - 1} = 10735,7 \text{ N} \quad (4)$$

7.1.1.2. Odabir cilindra za predzatezanje pogonske trake

Sila u cilindru iznosi samo polovinu vrijednosti sile predzatezanje pošto se koriste dva cilindra pa uvrštavanjem (4), sila iznosi:

$$F_c = \frac{F_p}{2} = \frac{10735,7}{2} = 5367,85 \text{ N.} \quad (5)$$

Odabran je cilindar **Bosch Rexroth CDT3MP5**, njegovi tehnički podaci prikazani su u Tablica 4.

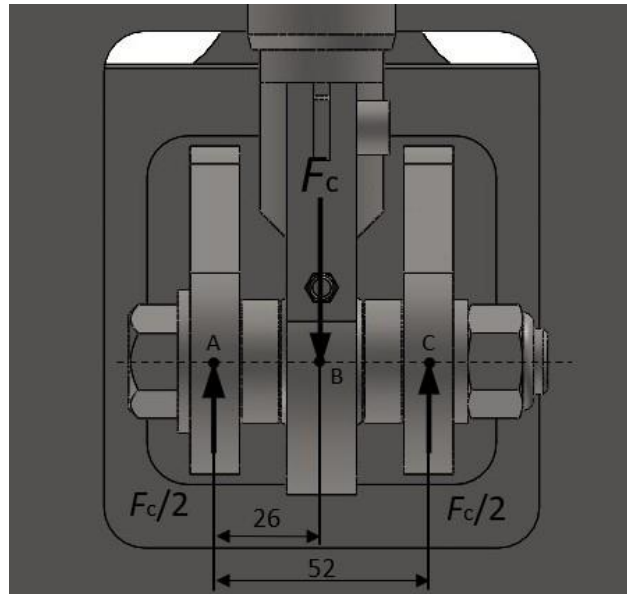
Tablica 4. Tehnički podaci cilindra Bosch Rexroth CDT3MP5

Karakteristika	Mjerna jedinica	Vrijednost
Promjer stapa	[mm]	36
Promjer klipa	[mm]	50
Najveća tlačna sila	N	31416
Najveća vlačna sila	N	15130
Radni tlak	[bar]	160
Hod stapa	[mm]	60

7.1.1.3. Proračun svornjaka cilindra za predzatezanje

Promjer svornjaka definiran je zglobom cilindra i iznosi $d = 25$ mm, a debljina ušice iznosi $s = 12$ mm.

Grafički prikaz opterećenja svornjaka prikazan je na Slika 53.



Slika 53. Grafički prikaz opterećenja svornjaka

Klipnjača cilindra je postavljena točno na sredinu između dva oslonca, stoga sila u osloncima iznosi polovinu vrijednosti sile u cilindru. Iz svih poznatih sila proizlazi potpuno definirano opterećenje svornjaka. Svornjak se provjerava na savijanje i bočni tlak.

Savojno naprezanje svornjaka računa se pomoću:

$$\sigma_f = \frac{F_c \cdot 26}{2 \cdot W} \quad (6)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina moment tromosti iznosi:

$$W = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{25^3 \cdot \pi}{32} = 1534 \text{ mm}^3. \quad (7)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina fleksijskog naprezanje svornjaka iznosi:

$$\sigma_f = \frac{5367,85 \cdot 26}{2 \cdot 1435} = 48,63 \text{ MPa}. \quad (8)$$

Odabrani materijal svornjaka je 42CrMo4 i njegovo dopušteno naprezanje iznosi [12]:

$$\sigma_{fdop} = 200 \text{ MPa}. \quad (9)$$

Bočni tlak se izračunava pomoću:

$$p = \frac{F_c}{2 \cdot d \cdot s} = \frac{5367,85}{2 \cdot 25 \cdot 12} = 8,95 \text{ MPa}. \quad (10)$$

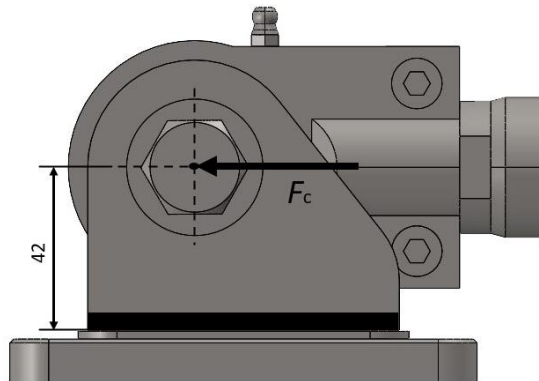
Dopušteni bočni tlak iznosi [12]:

$$p_{dop} = 100 \text{ MPa.} \quad (11)$$

Svornjak zadovoljava zahtjeve uslijed bočnog tlaka i fleksijskog naprezanja.

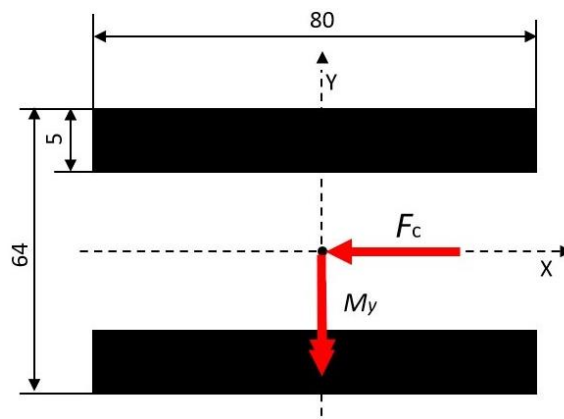
7.1.1.4. Proračun zavora ušice

Djelovanje opterećenja na ušicu prikazano je na Slici 54.



Slika 54. Opterećenje ušice

Poprečni presjek zavora sa ucrtanim opterećenjem i dimenzijama prikazan na Slici 52.



Slika 55. Opterećenje na presjeku zavora

Moment savijanja računa se prema:

$$M_y = F_c \cdot 42 = 5367,85 \cdot 42 = 225449,7 \text{ Nmm.} \quad (12)$$

Površina poprečnog presjeka zavora iznosi:

$$A = 2 \cdot 5 \cdot 80 = 800 \text{ mm}^2. \quad (13)$$

Moment otpora zavara proizlazi iz:

$$W = \frac{5 \cdot 80^3}{64} = 40000 \text{ mm}^3. \quad (14)$$

Savojno naprezanje računa se prema:

$$\sigma_f = \frac{M_y}{W} = \frac{450899,4}{40000} = 11,27 \text{ MPa}. \quad (15)$$

Smično naprezanje računa se prema:

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{5367,85}{800} = 6,71 \text{ MPa}. \quad (16)$$

Naposljetku, reducirano naprezanje proizlazi iz:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{11,27^2 + 3 \cdot 6,71^2} = 16,19 \text{ MPa}. \quad (17)$$

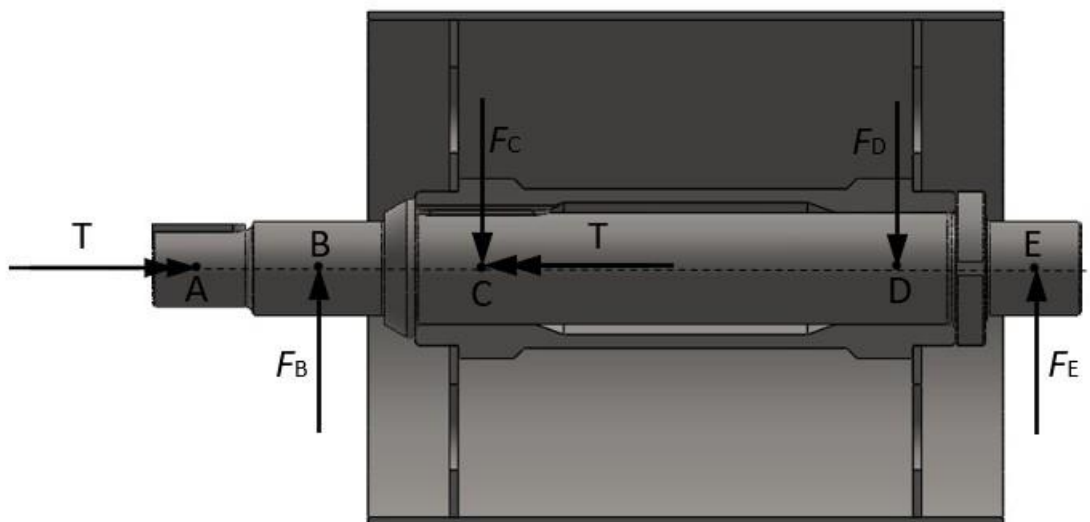
Dopušteno naprezanje zavara očitava se iz tablice. Očitava se za jednosmjerno promjenjivo opterećenje, za materijal S235JR i kvalitetu zavarenog spoja 3.

Budući da je $\sigma_{\text{red}}=16,19 \text{ MPa} < \sigma_{\text{dop}}=112 \text{ MPa}$ zavar zadovoljava.

7.1.2. Proračun vratila

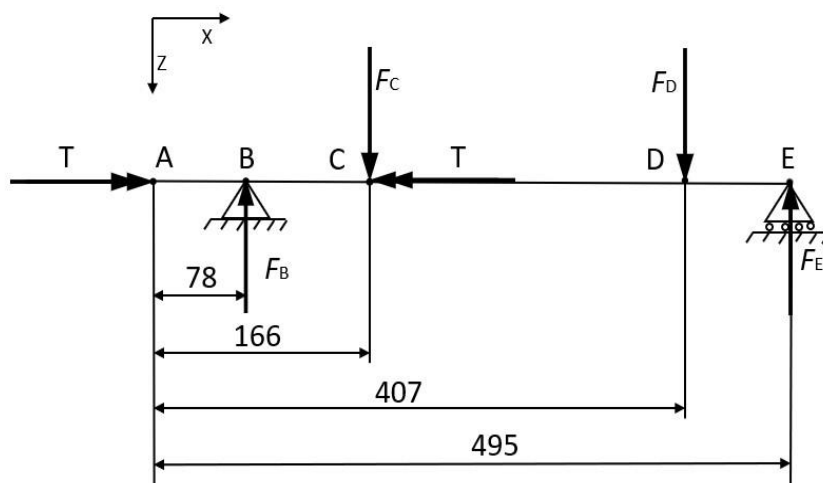
7.1.2.1. Određivanje opterećenja vratila

Prvi korak je određivanje opterećenja vratila. Grafički prikaz opterećenja vratila prikazan je na Slika 56. Iako na vratilo djeluju aksijalne sile, zbog malog iznosa neće se razmatrati.



Slika 56. Grafički prikaz opterećenja vratila

Na Slici 54. prikazan je proračunski model vratila.



Slika 57. Proračunski model vratila

Sile u svim točkama su jednake pošto su oslonci bubnja i ležajna mjesta simetrično postavljena i iznose polovicu sile predzatezanja:

$$F_B = F_C = F_D = F_E = \frac{F_p}{2} = \frac{10735,7}{2} = 5367,85 \text{ N.} \quad (18)$$

Moment proizlazi iz jednažbe:

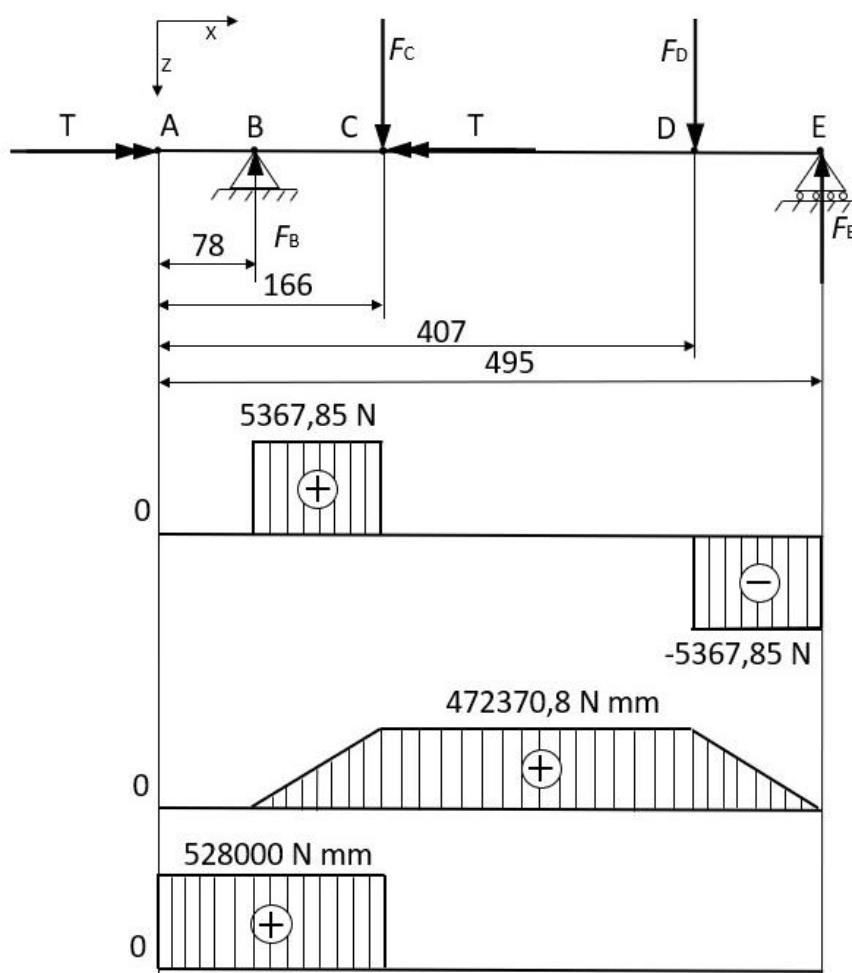
$$T = T_{em} \cdot i = 60 \cdot 8,8 = 528 \text{ Nm.} \quad (19)$$

Pri čemu je:

T_{em} – maksimalni moment elektromotora i iznosi 60 Nm,

i – prijenosni omjer reduktora i iznosi 8,8.

Iz svih poznatih sila i momenata proizlazi potpuno definirano opterećenje vratila. Slika 58. prikazuje je proračunski model vratila sa ucrtanim opterećenjem i dijagramima poprečnih sila, momenta savijanja i momenta torzije.



Slika 58. Dijagram poprečnih sila, momenta savijanja i momenta uvijanja vratila

7.1.2.2. Određivanje orijentacijskih dimenzija vratila

Kompletan proračun vratila vrši se prema [10]. Kao materijal vratila odabran je čelik za poboljšavanje 34CrMo4, a njegova mehanička svojstva prikazana su u Tablica 5.

Tablica 5. Mehanička svojstva materijala 34CrMo4

Naziv materijala		42CrMo4
Granica tečenja	R_e	550 MPa
Vlačna čvrstoća	R_m	800 MPa
Trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično naprezanje pri savijanju	σ_{fDN}	430 MPa
Trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično naprezanje pri uvijanju	σ_{tDI}	450 MPa

Vratilo je opterećeno čisto istosmjerno na uvijanje i čisto naizmjenično na savijanje.

Faktor čvrstoće materijala, α_0 , uzimajući u obzir način opterećivanja slijedi iz:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{430}{\sqrt{3} \cdot 450} = 0,55. \quad (20)$$

Približno dopušteno naprezanje kod savijanja slijedi iz:

$$\sigma'_{f,dop} = \frac{\sigma_{fDN}}{4} = \frac{430}{4} = 107,5 \text{ MPa}. \quad (21)$$

Reducirani moment naprezanja slijedi iz:

$$M_{red} = \sqrt{M_f^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T)^2}. \quad (22)$$

Promjer vratila računa se pomoću jednadžbe:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red}}{\sigma'_{f,dop}}}. \quad (23)$$

Područje vratila od točke A do B

U tom području pojavljuje se samo torzijsko naprezanje pa reducirani moment naprezanja iznosi:

$$M_{red} = \sqrt{0,75(0,55 \cdot 528)^2} = 251 \text{ Nm}. \quad (24)$$

Uvrštavanje poznatih veličina u izraz (23) slijedi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 251000}{107,5}} = 28,58 \quad (25)$$

Područje vratila od točke B do C

U području od točke B do C vratilo je fleksijski i torzijski opterećeno.

Fleksijski moment iznosi:

$$M_f = 472370,8 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (26)$$

Moment torzije iznosi:

$$T = 528000 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (27)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u izraz (22) slijedi:

$$M_{red} = \sqrt{472370,8^2 + 0,75(0,55 \cdot 528000)^2} = 535148 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (28)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u izraz (23) slijedi promjer:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 535148}{107,5}} = 36,78 \text{ mm.} \quad (29)$$

Područje vratila od točke C do D

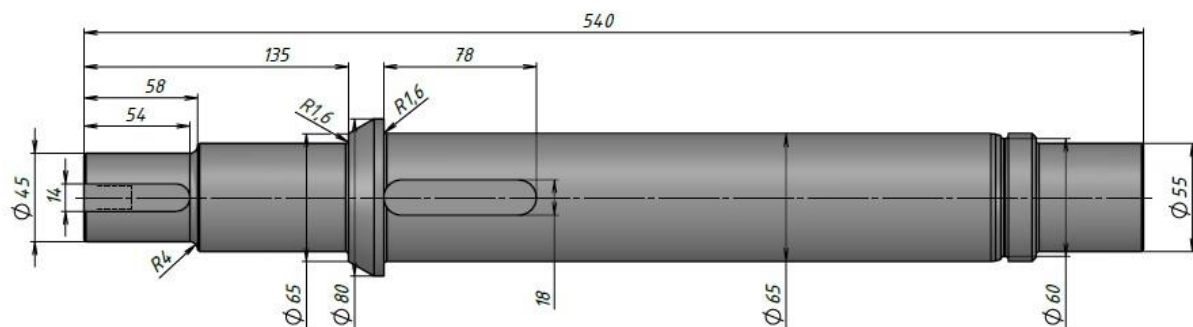
U tom području pojavljuje se samo fleksijsko naprezanje pa je reducirani moment naprezanja jednak fleksijskom i iznosi:

$$M_{\text{red}} = M_f = 472370,8 \text{ N} \cdot \text{mm.} \quad (30)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u izraz (11) slijedi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 472370,8}{107,5}} = 35,28 \text{ mm.} \quad (31)$$

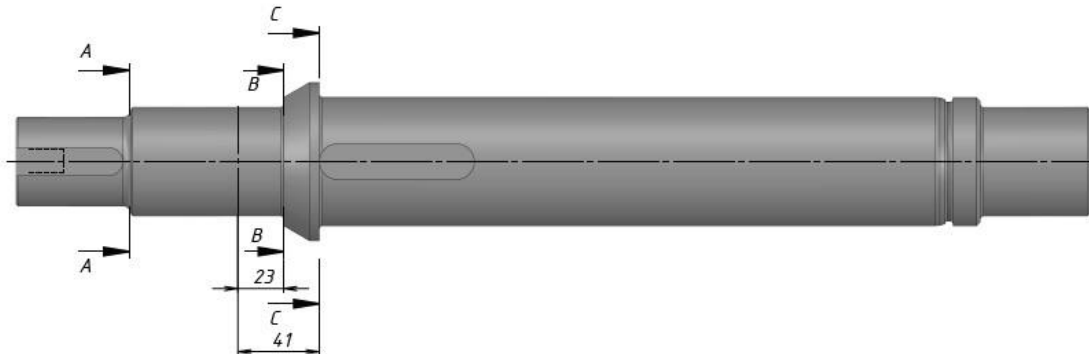
Temeljem dobivenih vrijednosti promjera za određena područja vratila, odabrane su izvedbene dimenzije. Dimenzije vratila vidljive su na Slika 59.



Slika 59. Dimenzije pogonskog vratila

7.1.2.3. Određivanje i kontrola sigurnosti u kritičnim presjecima vratila

Kako bi vratilo sigurno zadovoljavalo kriterij čvrstoće, potrebno je provjeriti sigurnost u kritičnim presjecima vratila. Kritični presjeci vratila prikazani su na Slika 60.



Slika 60. Kritični presjeci pogonskog vratila

Presjek A

Presjek A izabran je kao kritičan presjek jer se na njemu nalazi nagla promjena promjera vratila i utor za pero. Vratilo je na presjeku A opterećeno samo torzijski.

Torzijsko naprezanje je definirano pomoću jednadžbe:

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} \quad (32)$$

Polarni moment otpora za okrugli poprečni presjek s utorom za pero definiran je kao:

$$W_p = 0,2 \cdot (d - t_1)^3 \quad (33)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u (33) proizlazi polarni moment otpora u presjeku A:

$$W_p = 0,2 \cdot (45 - 5,5)^3 = 12326 \text{ mm}^3 \quad (34)$$

Pri čemu je:

t_1 – dubina utora za pero, za promjer $\varnothing 45$ iznosi 5,5 mm.

Uvrštavanjem (32) u (33) proizlazi:

$$\tau_t = \frac{528000}{12326} = 42 \text{ MPa} \quad (35)$$

Potrebni faktori presjeka A navedeni su u Tablica 6.

Tablica 6. Faktori presjeka B.

S_{pot}	2
β_{kt}	3,507
b_1	0,83
b_2	0,95
φ	1,1

Reducirano naprezanje proizlazi iz sljedeće jednadžbe:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\beta_{\text{kf}} \cdot \sigma_{\text{f}})^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_{\text{t}})^2}. \quad (36)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u (36) proizlazi reducirano naprezanje u presjeku A:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{3 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_{\text{t}})^2} = \sqrt{3 \cdot (0,55 \cdot 3,507 \cdot 42)^2} = 140,32 \text{ MPa}. \quad (37)$$

Postojeću sigurnost u presjeku možemo izračunati iz:

$$S_{\text{post}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \sigma_{\text{red}}}. \quad (38)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u izraz (38) dobiva se postojeći faktor sigurnosti:

$$S_{\text{post}} = \frac{0,83 \cdot 0,95 \cdot 430}{1,1 \cdot 140,32} = 2,19. \quad (39)$$

Usporedbom postojećeg i potrebnog faktora sigurnosti može se zaključiti da je postojeća sigurnost u presjeku veća od potrebne.

Presjek B

Presjek B izabran je kao kritičan presjek jer se na njemu nalazi nagla promjena promjera vratila. Vratilo je na presjeku B opterećeno fleksijski i torzijski.

Uvrštavanjem (18) fleksijski moment u presjeku B proizlazi iz:

$$M_{\text{f}} = F_{\text{B}} \cdot 23 = 5367,85 \cdot 23 = 1233461 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (40)$$

Moment otpora za okrugle poprečne presjeke računa se prema:

$$W = \frac{d^3 \cdot \pi}{32}. \quad (41)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u (41) proizlazi moment otpora u presjeku B:

$$W = \frac{55^3 \cdot \pi}{32} = 16333,8 \text{ mm}^3. \quad (42)$$

Polarni moment otpora za okrugle poprečne presjeke računa se prema:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16}. \quad (43)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u (43) proizlazi polarni moment otpora u presjeku B:

$$W_p = \frac{55^3 \cdot \pi}{16} = 32668 \text{ mm}^3. \quad (44)$$

Fleksijsko naprezanje računa se pomoću:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W}. \quad (45)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u (45) proizlazi fleksijsko naprezanje:

$$\sigma_f = \frac{1233461}{16333,8} = 7,56 \text{ MPa}. \quad (46)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u (32) proizlazi torzijsko naprezanje:

$$\tau_t = \frac{528000}{32668} = 16,16 \text{ MPa}. \quad (47)$$

Potrebni faktori presjeka B navedeni su u Tablica 7.

Tablica 7. Faktori presjeka B.

S_{pot}	2
β_{kt}	1,565
β_{kf}	1,46
b_1	0,81
b_2	0,95
φ	1,1

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u (36) proizlazi reducirano naprezanje u presjeku B:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(1,46 \cdot 7,56)^2 + 3 \cdot (0,55 \cdot 1,565 \cdot 16,16)^2} = 26,5 \text{ MPa}. \quad (48)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u izraz (38) dobiva se postojeći faktor sigurnosti:

$$S_{\text{post}} = \frac{0,81 \cdot 0,95 \cdot 430}{1,1 \cdot 26,5} = 11,35. \quad (49)$$

Usporedbom postojećeg i potrebnog faktora sigurnosti može se zaključiti da je postojeća sigurnost u presjeku veća od potrebne.

Presjek C

Uvrštavanjem (18) fleksijski moment u presjeku B proizlazi iz:

$$M_f = F_B \cdot 41 = 5367,85 \cdot 41 = 220082 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (50)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u (41) proizlazi moment otpora u presjeku C:

$$W = \frac{65^3 \cdot \pi}{32} = 26961,3 \text{ mm}^3. \quad (51)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u (33) proizlazi polarni moment otpora u presjeku C:

$$W_p = 0,2 \cdot (65 - 6,8)^3 = 39427,47 \text{ mm}^3. \quad (52)$$

Pri čemu je:

t_1 – dubina utora za pero, za promjer $\varnothing 65$ iznosi 6,8 mm.

Uvrštavanjem poznatih veličina u (45) proizlazi fleksijsko naprezanje:

$$\sigma_f = \frac{220082}{26961,3} = 8,16 \text{ MPa}. \quad (53)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u (32) proizlazi torzijsko naprezanje:

$$\tau_t = \frac{528000}{39427,47} = 1,34 \text{ MPa}. \quad (54)$$

Potrebni faktori presjeka C navedeni su u Tablica 8.

Tablica 8. Faktori presjeka C.

S_{pot}	2
β_{kt}	2,64
β_{kf}	3,55
b_1	0,79
b_2	0,95
φ	1,1

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u (36) proizlazi reducirano naprezanje u presjeku C:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(3,55 \cdot 8,16)^2 + 3 \cdot (0,55 \cdot 2,64 \cdot 1,34)^2} = 29,16 \text{ MPa}. \quad (55)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u izraz (38) dobiva se postojeći faktor sigurnosti:

$$S_{\text{post}} = \frac{0,79 \cdot 0,95 \cdot 430}{1,1 \cdot 29,16} = 3,89. \quad (56)$$

Usporedbom postojećeg i potrebnog faktora sigurnosti može se zaključiti da je postojeća sigurnost u presjeku veća od potrebne.

7.1.3. Proračun pera pogonskog vratila

Pogonski elektromotor svoj moment prenosi na vratilo putem elastične spojke i pera, stoga je potrebno odrediti potrebnu duljinu pera. Za promjer vratila $\varnothing = 45$ mm koristi se standardno pero 14x9 po normi DIN 6885.

Prema [11] pera se proračunavaju na bočni pritisak prema jednadžbi:

$$p = \frac{F_t}{t_2 \cdot l} \leq p_{\text{dop}}. \quad (57)$$

Pri čemu je:

l – korisna duljina pera [mm],

t_2 – dubina utora glavine [mm], iznosi 3,6 mm,

F_t – obodna sila na vratilu [N].

Obodna sila na vratilu računa se pomoću jednadžbe:

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{528000}{22,5} = 13466,7 \text{ N}. \quad (58)$$

Dopušteni je pritisak prema [11] za istosmjerno opterećenje $p_{\text{dop}} = 100$ MPa.

Transformiranjem jednadžbe (57) i uvrštavanjem poznatih vrijednosti proizlazi:

$$l \geq \frac{13466,7}{2,9 \cdot 100} = 45,2 \text{ mm}. \quad (59)$$

Odabrana je aktivna duljina pera 47 mm.

7.1.4. Odabir ležaja pogonskog vratila

Ležaj pogonskog vratila opterećen je radijalno i aksijalno. Zbog lakše ugradnje ležaj mora biti izveden sa kućištem da se može vrlo jednostavno zašarafiti na konstrukciju. Ležaj mora moći podnijeti i kutna odstupanja. Sukladno prethodno navedenim zahtjevima, odabran je ležaj **UCF 311**. Tehnički podaci ležaja navedeni su u Tablica 9.

Tablica 9. Tehnički podaci za proračun ležaja UCF 211

Karakteristika	Oznaka	Mjerna jedinica	Vrijednost
Dinamička nosivost	C	[kN]	71,5
Statička nosivost	C ₀	[kN]	45
Najveća brzina vrtnje	n	min ⁻¹	3100

Provjera ležaja vrši se preko nazivnog vijeka trajanja ležaja prema izrazu:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_m} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon \quad (60)$$

Pri čemu je:

$P = 5,37$ – ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje,

$n = 1600 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje bubnja,

$\varepsilon = 3$ – eksponent vijeka trajanja za ležajeve sa teorijskim dodirom u točki.

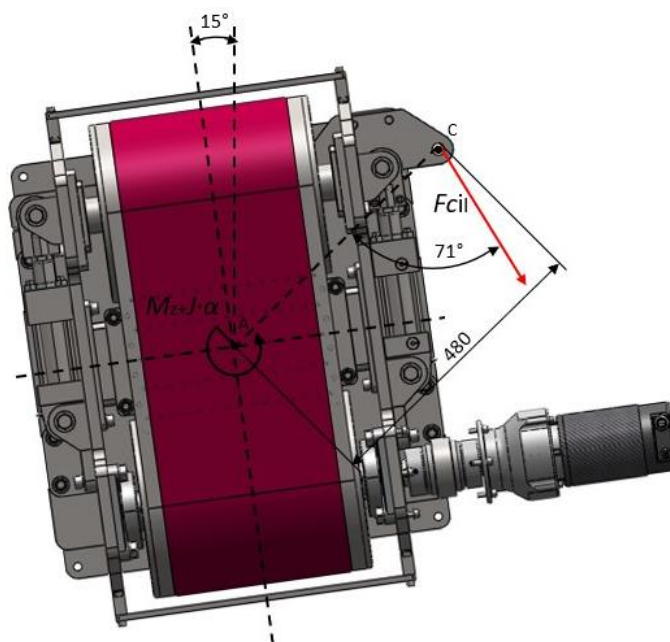
Vijek trajanja ležaja iznosi

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1600} \cdot \left(\frac{71,5}{5,37}\right)^3 = 24588 \text{ h.} \quad (61)$$

Dobiveni vijek trajanja zadovoljava.

7.1.5. Odabir cilindra za zakretanje

Za rotaciju pogonskog sklopa koristi se cilindar koji svoji pravocrtnim gibanjem zakreće pogonski sklop oko ležaja odnosno osi rotacije i na taj način generira kut klizanja gume. Cilindru se odupiru moment zakretanja kotača i sama inercija rotacijskog stola kod ubrzanja. Najgori slučaj opterećenja cilindra je povlačenje iz stanja potpune ispruženosti te u tom slučaju je kut cilindra najnepovoljniji, a površina klipa najmanja jer se radi o cilindru sa jednom klipnjačom. Shematski prikaz opterećenja cilindra prikan je na Slika 61.



Slika 61. Prikaz opterećenja hidrauličkog cilindra za zakretanje

Moment zakretanja kotača definiran je u ulaznim podacima i iznosi $M_z = 60$ Nm, dok je kutno ubrzanje $\varepsilon = 50$ °/s².

Moment inercije J određen je u programskom paketu *Solidworks*. Pošto težište tijela nije u osi rotacije, definiran je novi koordinatni sustav. Moment inercije u osi rotacije pogonskog sklopa iznosi $J = 34,134$ kg m².

Sila u cilindru može se izračunati iz jednadžbe:

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow F_{\text{cil}} = \frac{M_z + J \cdot \varepsilon}{0,48 \cdot \sin(71^\circ)} \quad (62)$$

Uvrštavanjem poznatih veličina u (62) proizlazi:

$$F_{\text{cil}} = \frac{60 + 34,134 \cdot 50 \cdot \frac{\pi}{180}}{0,48 \cdot \sin(71^\circ)} = 197,85 \text{ N} \quad (63)$$

Geometrijskom analizom zaključeno je da je potreban hod cilindra 400 mm.

Odabran je cilindar **Bosch Rexroth CST3MP5_40_28**, radi se o diferencijalnom cilindru sa sustavom za mjerenje položaja. Njegovi tehnički podaci prikazani su u Tablica 10.

Tablica 10. Tehnički podaci cilindra Bosch Rexroth CDT3MP5

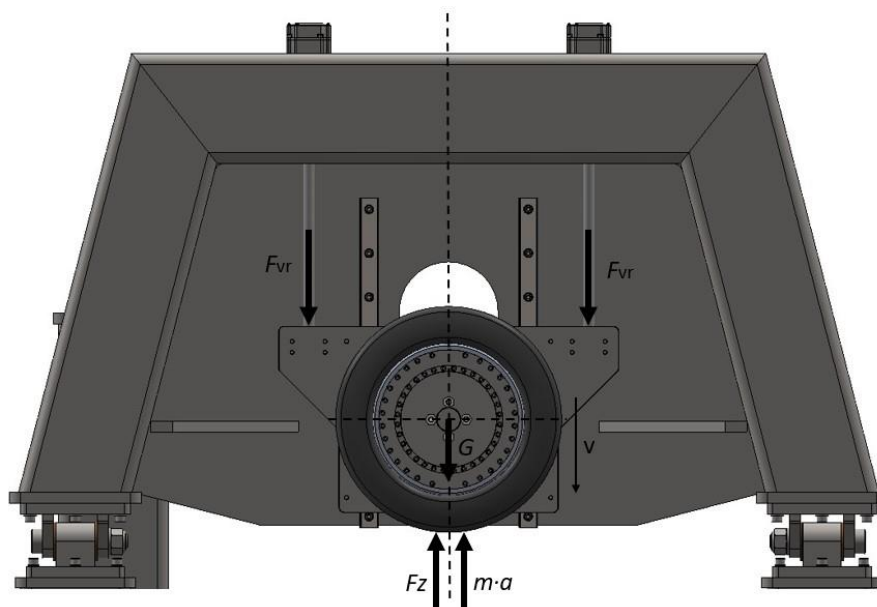
Karakteristika	Mjerna jedinica	Vrijednost
Promjer stapa	[mm]	28
Promjer klipa	[mm]	40
Najveća tlačna sila	N	20106
Najveća vlačna sila	N	10254
Radni tlak	[bar]	160
Hod stapa	[mm]	60

Odabrani cilindar može ostvariti puno veću silu od potrebne, no to je najmanja dimenzija klipa za cilindar ove duljine sa sustavom za mjerenje položaja.

7.2. Mehanizam za vertikalni pomak kotača

7.2.1. Proračun vretena

Vreteno služi za podizanje i spuštanje kotača, odnosno primjenu vertikalne sile na gumu. Osim same aktivne sile, prilikom pomicanja sklopa, opterećeno je i silom inercije sustava. Kao najgori slučaj, razmatrat će se trenutak ubrzanja sklopa vertikalno prema dolje u krajnjem položaju, u kojem je vertikalna sila gume najveća. Ucrтана vertikalna opterećenja mehanizmu za podizanje prikazana su na Slika 62.



Slika 62. Vertikalno opterećenje mehanizma za podizanje

Iz ravnoteže sila u smjeru osi z slijedi:

$$F_{vr} = \frac{F_z + m \cdot a - G}{2}. \quad (64)$$

Pri čemu je masa sustava $m=71$ kg, ubrzanje $a=0,4$ m/s² a vertikalna sila $F_z=1500$ N.

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u (64) proizlazi:

$$F_{vr} = \frac{1500 + 71 \cdot 0,4 - 71 \cdot 9,81}{2} = 416 \text{ N}. \quad (65)$$

Minimalni promjer jezgre vretena izračunava se pomoću jednadžbe:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_{vr} \cdot S \cdot l_0^2}{E \cdot \pi^3}}. \quad (66)$$

Pri čemu je:

$S=9$ – odabrana sigurnost,

$l_0=l/2=200$ mm – slobodna duljina izvijanja za ovaj model [12],

$E=210000$ MPa – modul elastičnosti čelika [12].

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u (66) slijedi:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 416 \cdot 9 \cdot 200^2}{210000 \cdot \pi^3}} = 6,19 \text{ mm.} \quad (67)$$

Iz konstrukcijskih razloga odabran je navoj TR20x4. Dimenzije navoja navedene su u **Pogreška! Izvor reference nije pronađen.** [12]

Tablica 11. Dimenzije navoja TR20x4

Dimenzija	Simbol	Mjerna jedinica	Vrijednost
Srednji promjer navoja	d_2	[mm]	18
Promjer navoja u korijenu vretena	d_3	[mm]	15,5
Tjemeni promjer navoja matice	D_1	[mm]	16
Promjer navoja u korijenu matice	D_4	[mm]	20,5
Površina jezgre navoja vretena	A	[mm ²]	189

Kontrola naprezanja

Vreteno je složeno opterećeno na tlak i torziju pa se računa reducirano naprezanje koje mora biti manje od dopuštenog.

Tlačno naprezanje proizlazi iz:

$$\sigma_t = \frac{F_{vr}}{A} = \frac{416}{189} = 2,2 \text{ MPa.} \quad (68)$$

Za torzijsko naprezanje je provo potrebno odredit korigirani kut trenja i kut uspona.

Kut uspona proizlazi iz:

$$\tan(\alpha) = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} = \frac{4}{18 \cdot \pi} \rightarrow \alpha = 4,04^\circ. \quad (69)$$

Pri čemu je:

$P_h = 4 \text{ mm}$ – uspon navoja.

Korigirani kut trenja proizlazi iz:

$$\tan(\rho') = \frac{\mu}{\cos(\beta)} = \frac{0,1}{\cos(15^\circ)} \rightarrow \rho' = 5,91^\circ. \quad (70)$$

Pri čemu je:

$\mu=0,1$ - faktor trenja za čelik – broncu,

$\beta=15^\circ$ - polovina vršnog kuta navoja.

Pošto je korigirani kut trenja veći od kuta uspona navoj je samokočan.

Potreban moment za zakretanje vretena proizlazi iz:

$$T = F_{\text{vr}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') = 416 \cdot \frac{18}{2} \cdot \tan(4,04^\circ + 5,91^\circ) = 656,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (71)$$

Torzijsko naprezanje slijedi iz:

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{16 \cdot T}{d_3^3 \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 656,8}{15,5^3 \cdot \pi} = 0,898 \text{ MPa.} \quad (72)$$

Reducirano naprezanje izračunava se pomoću jednadžbe:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = \sqrt{2,2^2 + 3 \cdot 0,898^2} = 2,68 \text{ MPa.} \quad (73)$$

Dopušteno naprezanje proizlazi iz:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{\sigma_{\text{DN}}}{S_{\text{pot}}} = \frac{340}{2} = 170 \text{ MPa.} \quad (74)$$

Uvjet čvrstoće materijala je postignut.

Kontrola sigurnost po kriteriju izvijanja

Prvo je potrebno odrediti faktor vitkosti koji proizlazi iz:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_0}{d_3} = \frac{4 \cdot 200}{15,5} = 51,61. \quad (75)$$

Za $\lambda < \lambda_0$ uz $\lambda_0 = 90$ za Č0645 (E335) proračun sigurnosti na izvijanje vrši se prema Tetmajeru.

Sigurnost proizlazi iz:

$$S_k = \frac{\sigma_0 - \lambda \cdot k}{\sigma_t} = \frac{350 - 51,61 \cdot 0,6}{2,2} = 145. \quad (76)$$

Pri čemu je:

$\sigma_0=350$ MPa – idealna tlačna čvrstoća pri $\lambda=0$ za materijal E355 [11],

$k=0,6$ MPa – udio izvijanja za materijal E355 [11].

Vreteno zadovoljava oba kriterija

7.2.2. Proračun matice vretena

Matica će se provjeriti po kriteriju bočnog tlaka.

Bočni tlak slijedi iz:

$$p = \frac{F_{vr} \cdot P_h}{m \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \pi} = \frac{416 \cdot 4}{40 \cdot 18 \cdot 2 \cdot \pi} = 0,37 \text{ MPa.} \quad (77)$$

Pri čemu je:

$m = 40 \text{ mm}$ – odabrana nosiva visina matice,

$H_1 = 2mm$ – nosiva dubina navoja.

7.2.3. Odabir elektromotora za vertikalni pomak kotača

Brzina vrtnje elektromotora računa se pomoću:

$$n = \frac{v}{P_h} = \frac{200}{4} = 50 \text{ s}^{-1}. \quad (78)$$

Pri čemu je vertikalna brzina kotača $v = 200 \text{ mm/s}$ zadana u projektnim zahtjevima, a moment jednak momentu vretena.

Brzina vrtnje elektromotora u okretajima po minuti iznosi:

$$n_m = n \cdot 60 = 50 \cdot 60 = 300 \text{ min}^{-1}. \quad (79)$$

Snaga elektromotora proizlazi iz:

$$P_{EM} = T \cdot \omega = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 0,657 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 50 = 106,4 \text{ W.} \quad (80)$$

Odabran je motor **Bosch Rexroth MSM031B**. Tehničke specifikacije motora prikazane su u Tablica 12.

Tablica 12. Tehničke karakteristike motora Bosch Rexroth MSM031B

Karakteristika	Simbol	Mjerna jedinica	Vrijednost
Najveći moment	T_{\max}	[N·m]	3,8
Nazivni moment	T	[N·m]	1,3
Najveća brzina okretaja	n_m	[min ⁻¹]	5000
Masa	m	[kg]	1,487

Slika 63. prikazuje odabrani motor.

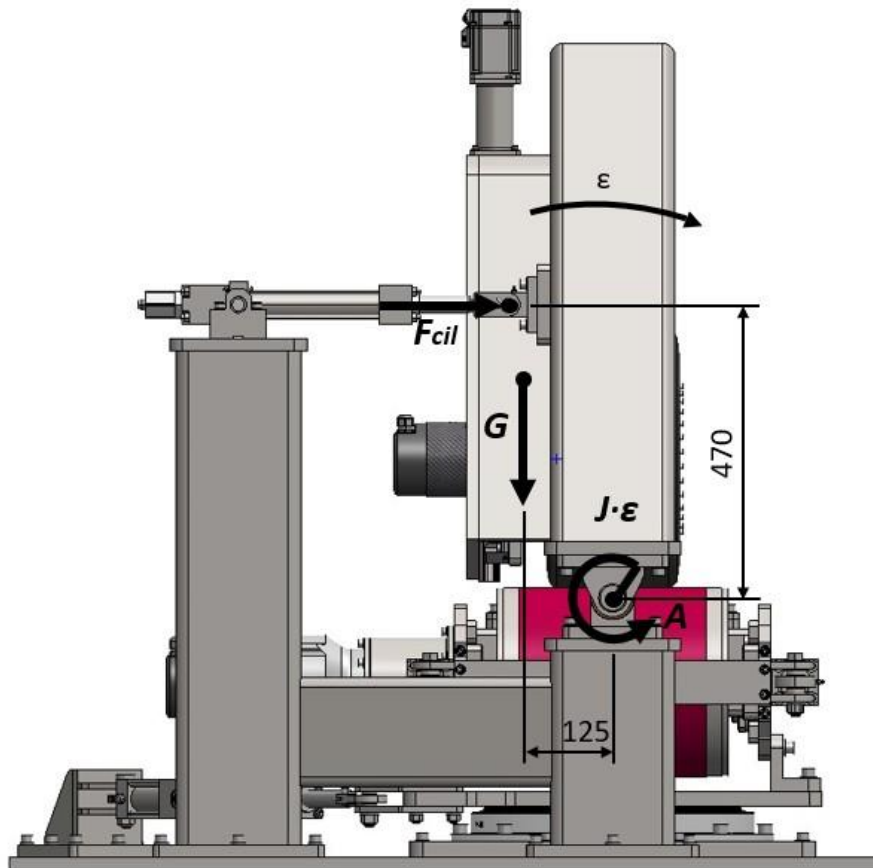


Slika 63. Bosch Rexroth MSM031B [13]

7.3. Proračun konstrukcije

7.3.1. Odabir cilindra za zakretanje A-okvira

Bočni nagib kotača prilagođava se zakretanjem cijelog A-okvira. Za odabir cilindra, potrebno je prvo odrediti potrebnu silu u cilindru. Najgori slučaj opterećenja je trenutak u kojem A-okvir krene iz ravnotežnog položaja. U tom vertikalna sila gume se i dalje nalazi u osi rotacije i ne generira nikakav moment.



Slika 64. Shematski prikaz opterećenja na A-okviru

Sila u cilindru može se izračunati pomoću:

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow F_{cil} = \frac{m \cdot g \cdot 125 + J \cdot \varepsilon}{470} \quad (81)$$

Pri čemu je:

$m = 471 \text{ kg}$ – masa sklopa

$J = 78,912 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ - moment inercije sklopa oko osi rotacije, očitano iz programskog paketa *Solidworks*

$\varepsilon = 1,396 \text{ rad/s}^2$ - kutno ubrzanje, zadano u projektnim parametrima

Uvrštavanjem poznatih veličina slijedi:

$$F_{cil} = \frac{471 \cdot 9,81 \cdot 0,125 + 78,912 \cdot 1,396}{0,470} = 1463,2 \text{ N} \quad (82)$$

Odabran je cilindar **Bosch Rexroth CST3MT4**, njegovi tehnički podaci prikazani su u Tablica 13.

Tablica 13. Tehnički podaci cilindra Bosch Rexroth CST3MT4

Karakteristika	Mjerna jedinica	Vrijednost
Promjer stapa	[mm]	28
Promjer klipa	[mm]	48
Najveća tlačna sila	N	28952
Najveća vlačna sila	N	19100
Radni tlak	[bar]	160
Hod stapa	[mm]	200

8. ZAKLJUČAK

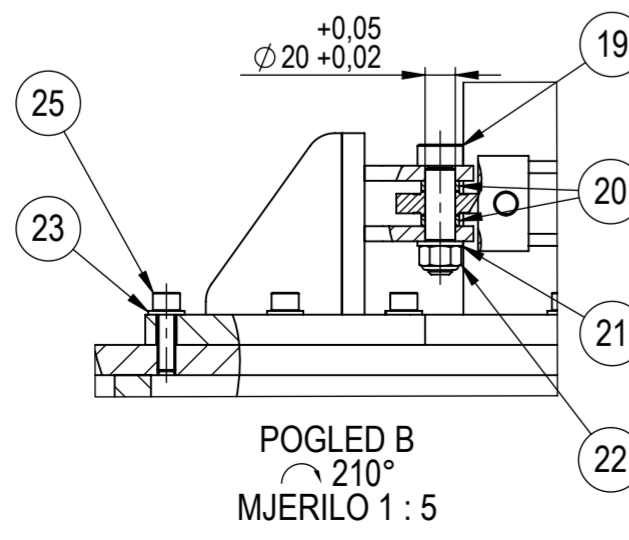
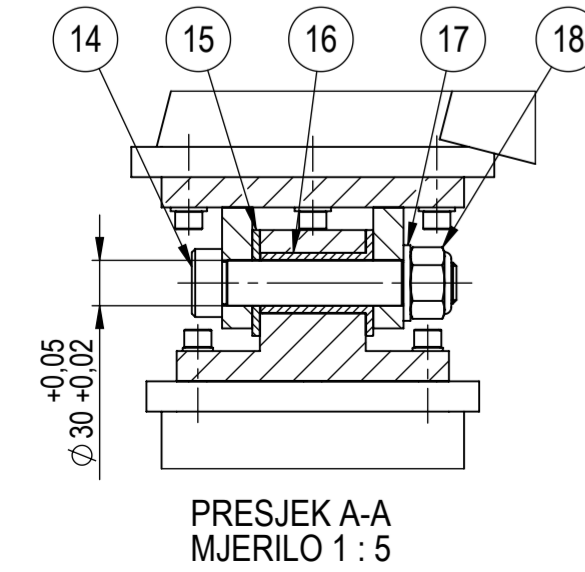
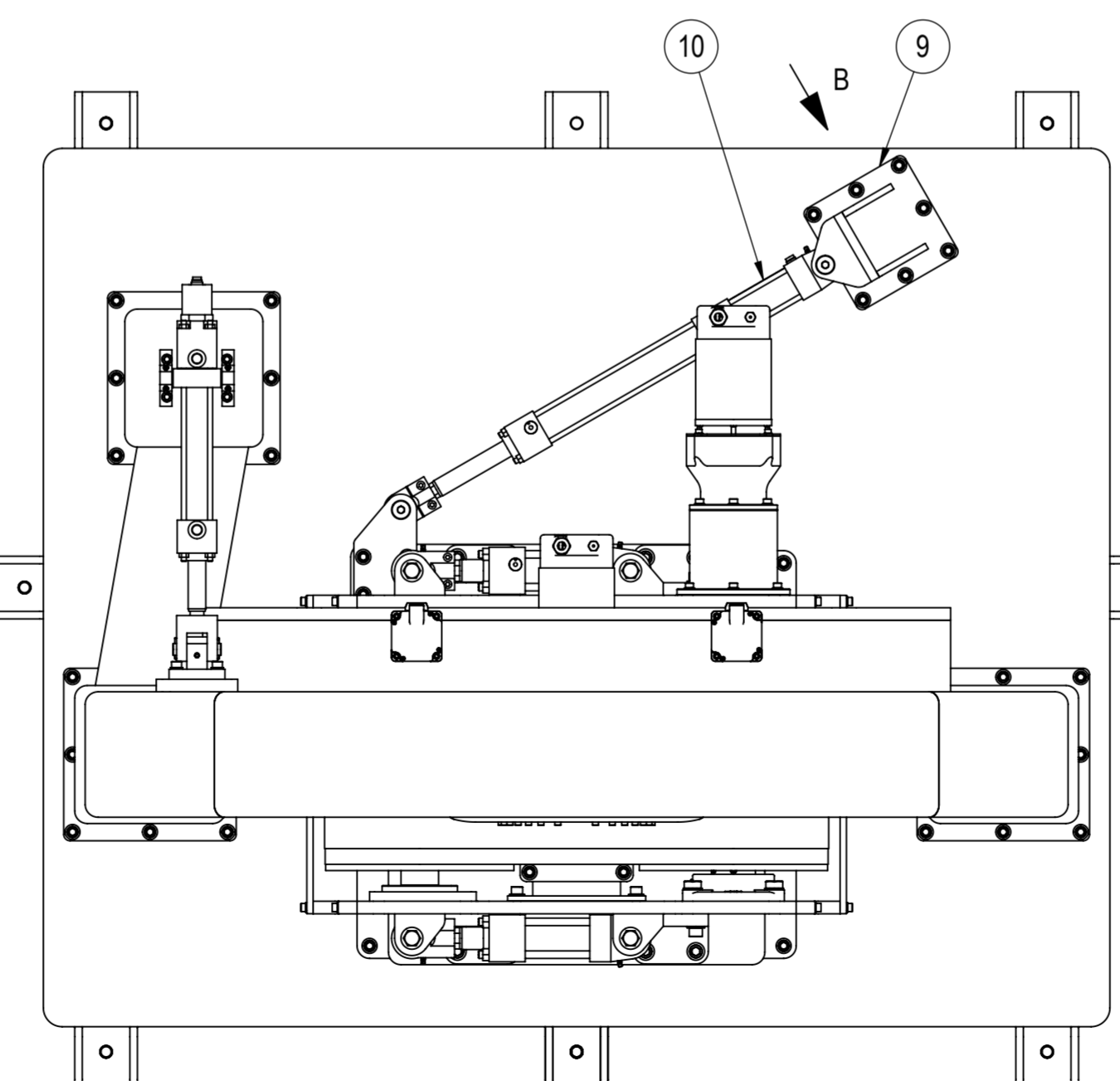
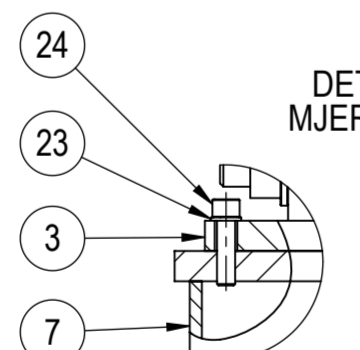
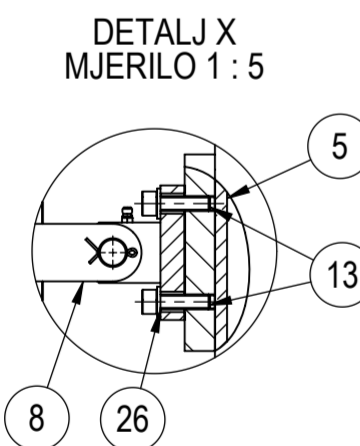
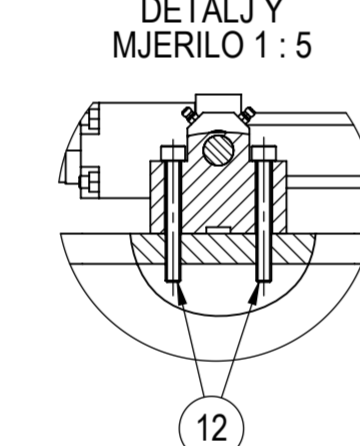
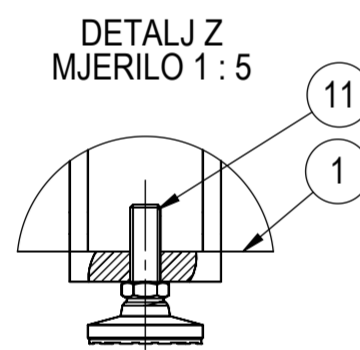
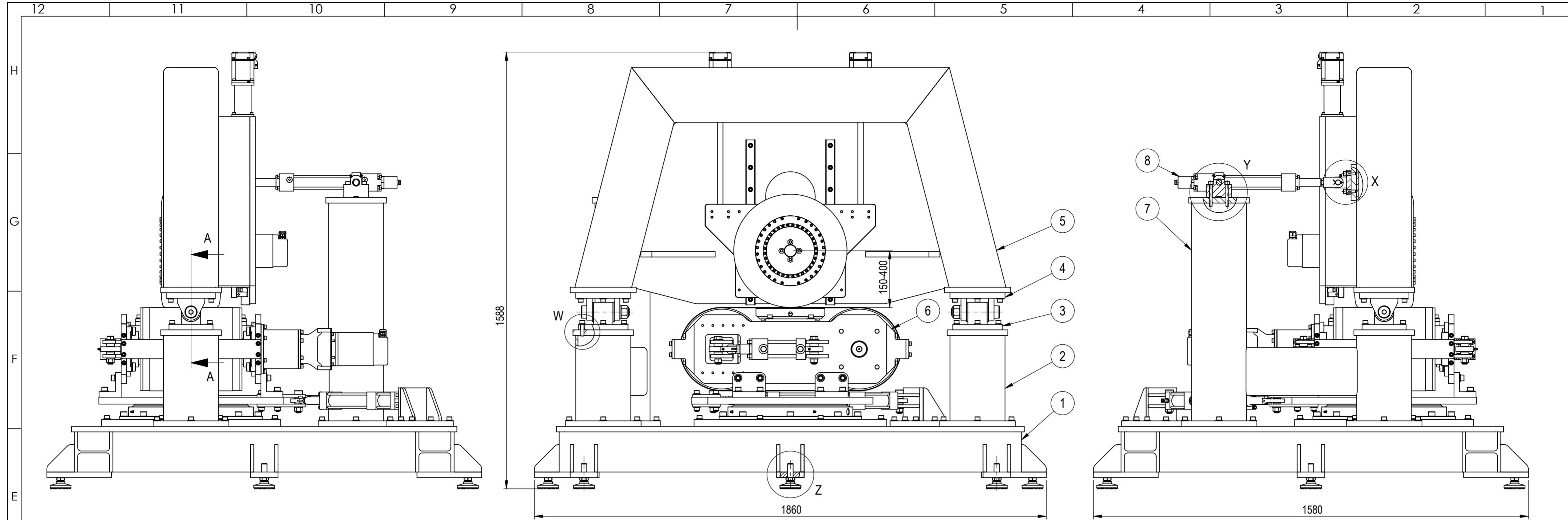
Započevši s pretpostavkom da zbog nedostatka potrebne količine podataka o modelu pneumatika za formula student bolid, te zbog mogućeg kašnjenja podataka od strane dobavljača pneumatika, pomoću predstavljenih koncepata, odabrano je najadekvatnije rješenje u skladu sa zahtjevima potrebnima za ostvarenje najboljih mogućih rezultata i nesmetan razvoj i dostavljanje spremnog bolida. Evaluirani i odabrani koncept potom je konstrukcijski razrađen, kako bi pouzdano mogao prikupljati tražene podatke. Konstrukcijska razrada uključivala je skiciranje, proračunavanje i analizu, kako bi se razvoj takvog stroja pravilno proveo. Detaljnom izradom modela u 3D software-u Solidworks, omogućena je izrada tehničke dokumentacije koja daje detaljan uvid u izvedbu naprave za ispitivanje svojstava pneumatika.

LITERATURA

- [1] Formula Student East. URL: <https://fseast.eu/about-fs-east/> (Pristupljeno 02.01.2023)
- [2] Lulić, Z.; Ormuž, K.; Šagi, G., *Motorna vozila, podloge uz predavanja*, FSB, Zagreb, 2018.
- [3] *Tehnika motornih vozila*, Pučko Otvoreno Učilište, Zagreb, 2004.
- [4] Milliken, W. F.; Milliken, D. L., *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE, Warrendale, 1995.
- [5] Alagušić, D. (2021) *Razvoj sustava upravljanja svim kotačima bolida Formule student*. Diplomski rad. Zagreb: Sveučilište u Zagrebu.
- [6] Kasprzak, E.; Gentz, D., *The Formula SAE Tire Test Consortium—Tire Testing and Data Handling*, Society of Automotive Engineers, Inc., 2006.
- [7] Pacejka, H., *Tyre and Vehicle Dynamics*, Butterworth-Heinemann. 2006.
- [8] Sandberg U, Hammarström U, Haider M., *Rolling resistance: basic information and state-of-the-art on measurement methods*. Report, VTI, 2011.
- [9] Ydrefors, L.; Hjort, M.; Kharrazi, S.; Jerrelind, J.; Trigell, A., *Rolling resistance and its relation to operating conditions: A literature review*, IMechE, 2021.
- [10] Vučković K.: *Vratila: podloge uz predavanja – za internu upotrebu*. Zagreb: FSB. 2018.
- [11] Decker, K. H.: *Elementi strojeva*, Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [12] Kraut, B.: *Strojarski priručnik*, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [13] Bosch Rexroth. URL: <https://www.boschrexroth.com/en/hu/> (Pristupljeno 05.01.2023)
- [14] Michigan Scientific Corporation. URL: <https://www.michsci.com/> (Pristupljeno 05.01.2023)

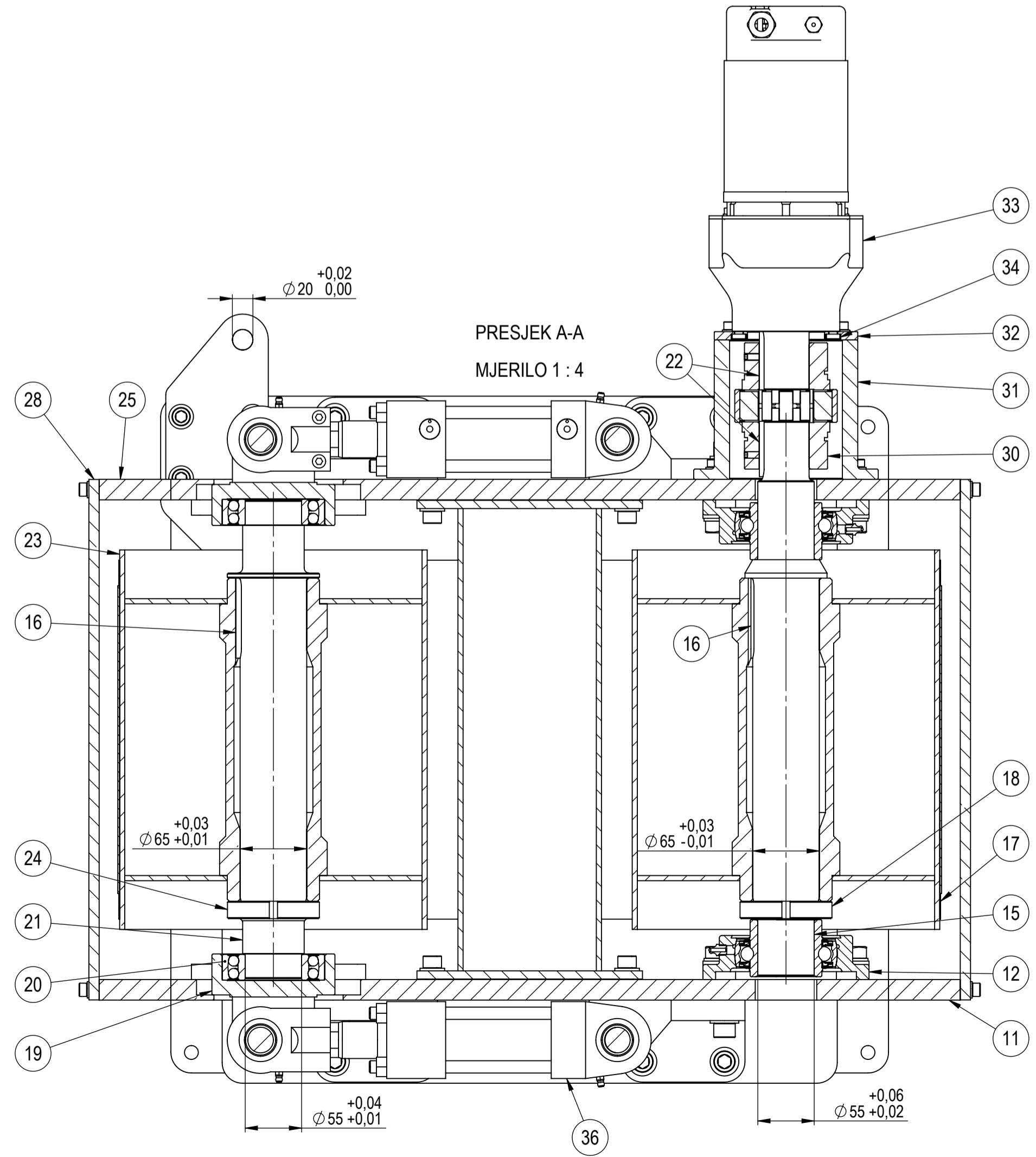
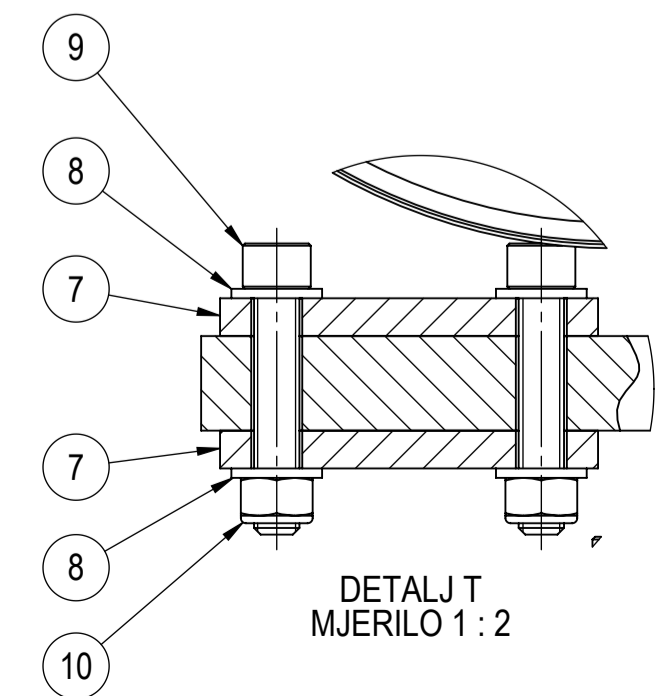
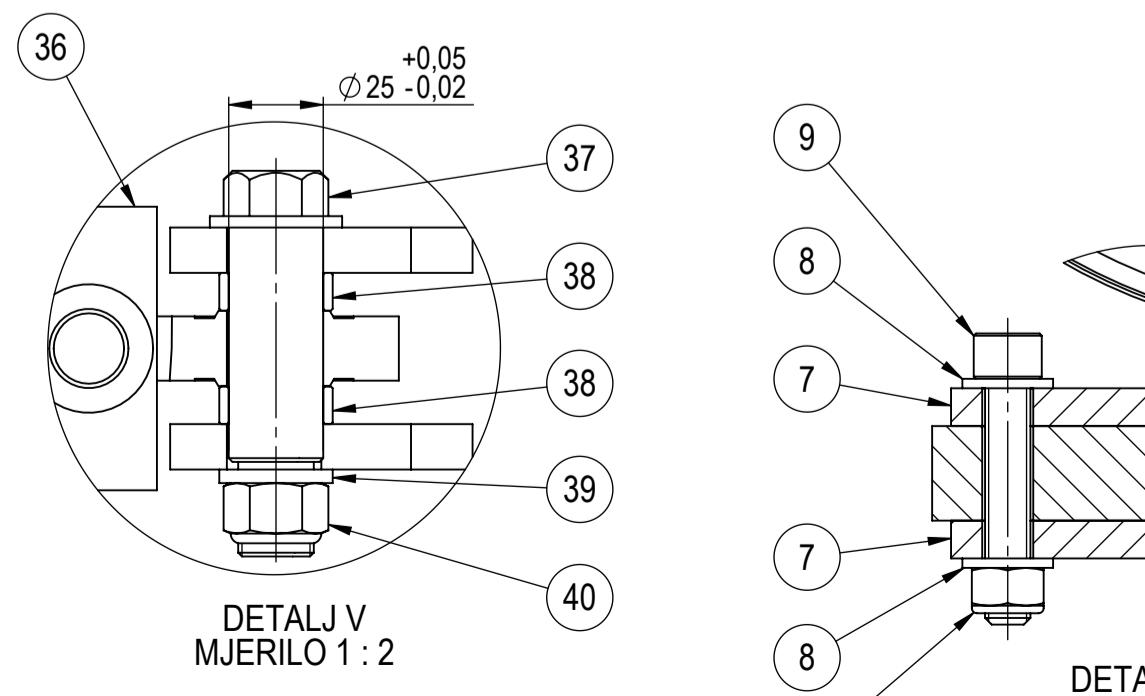
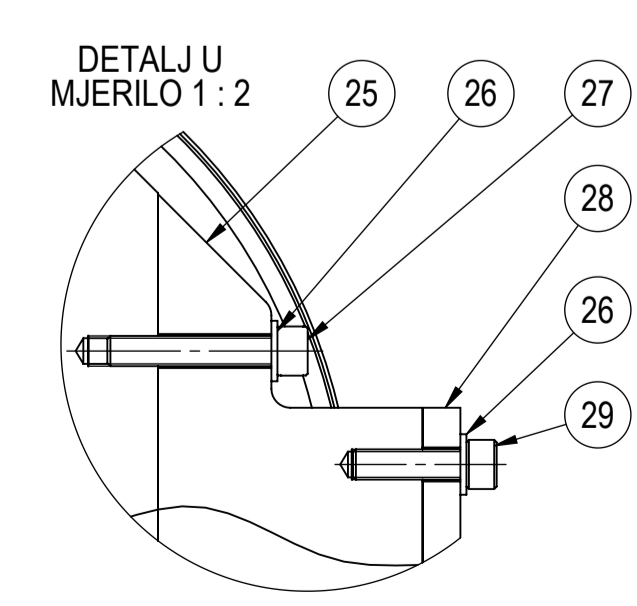
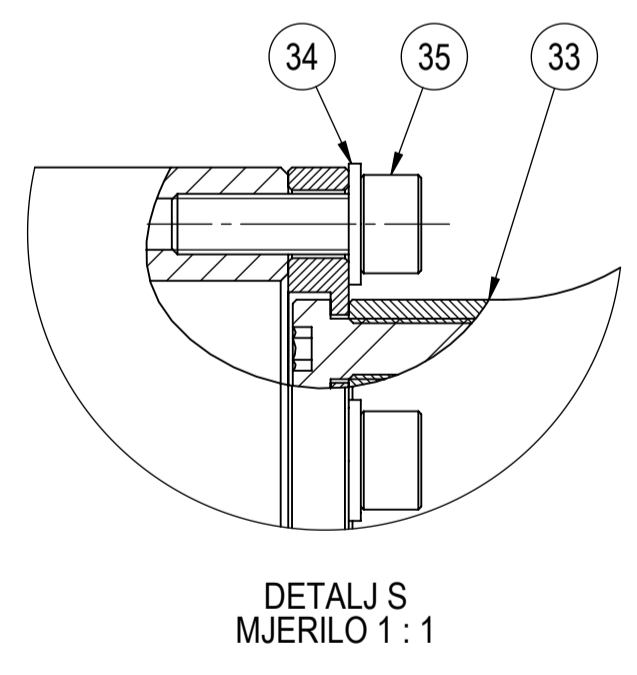
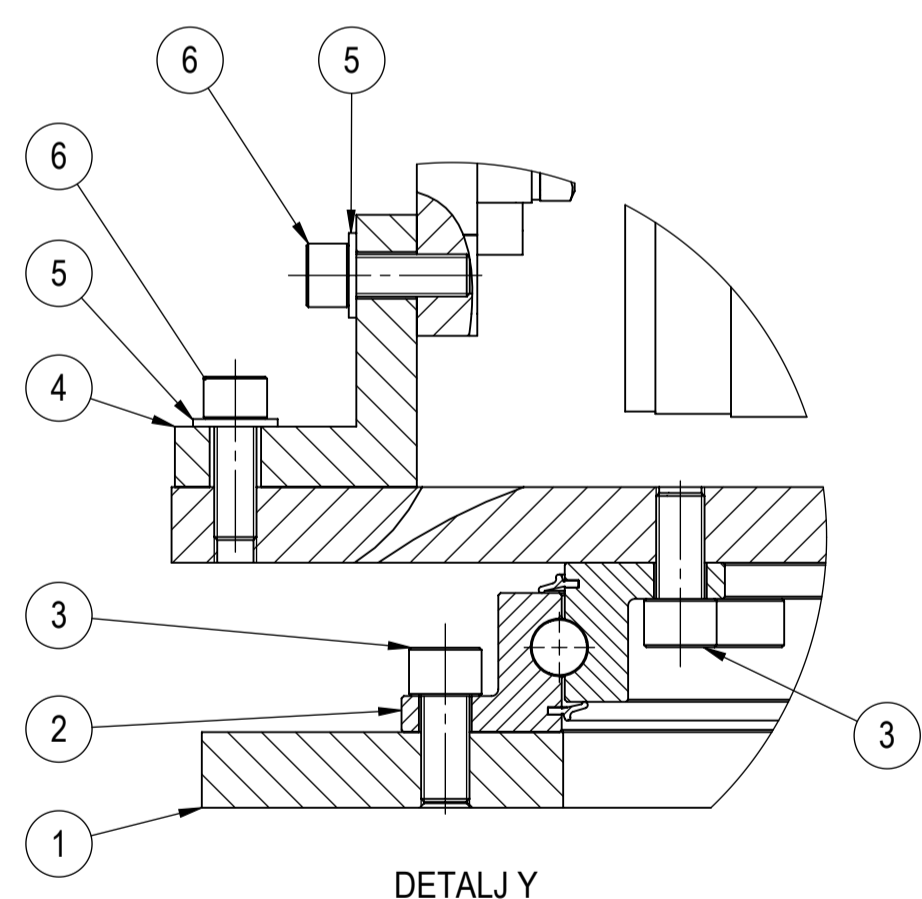
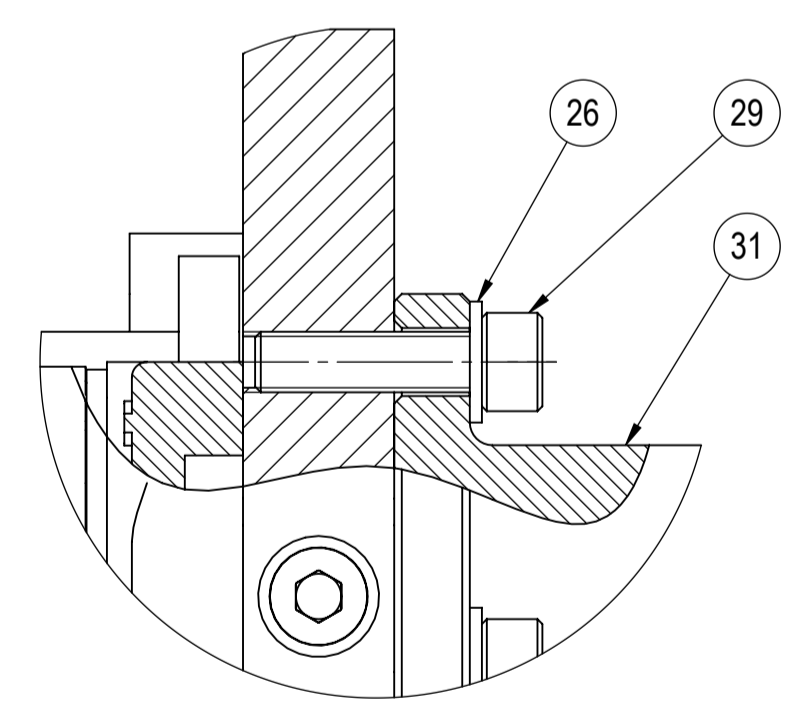
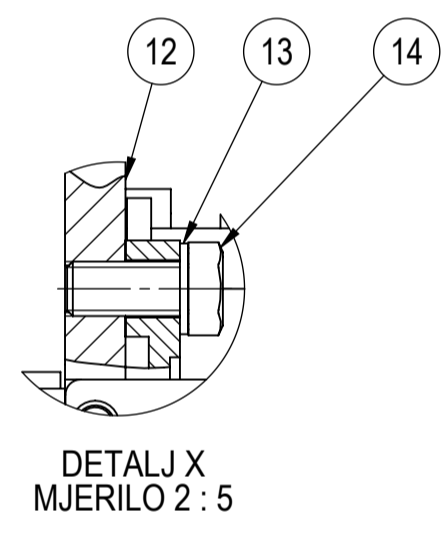
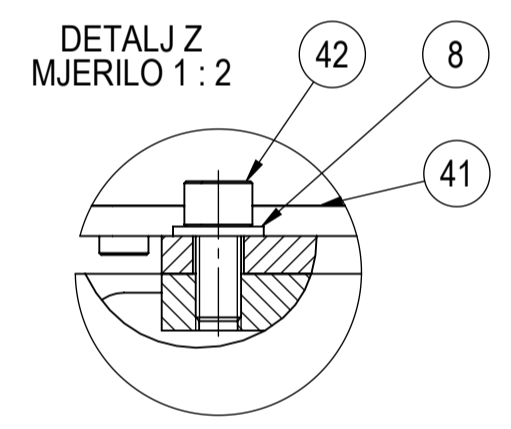
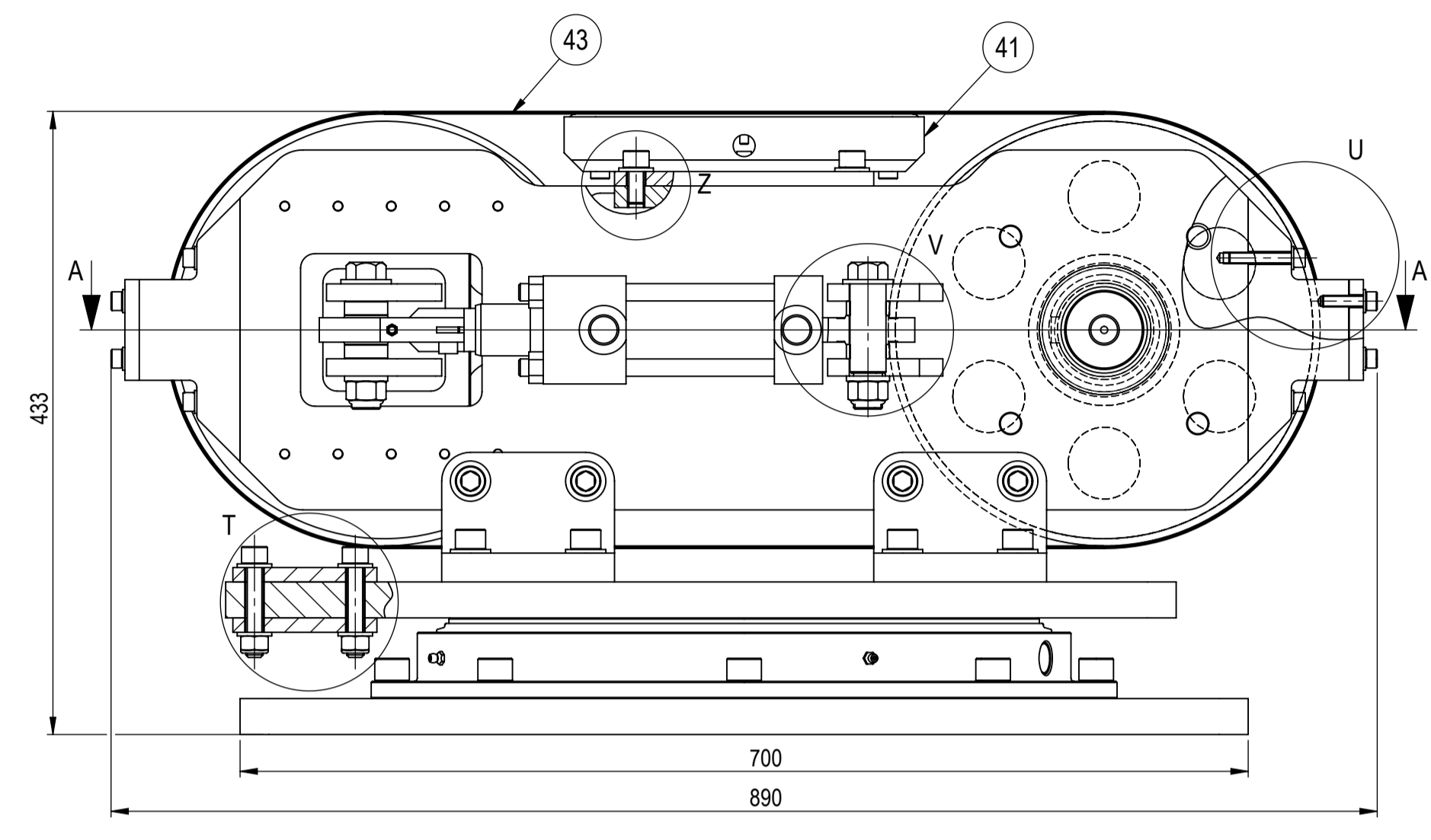
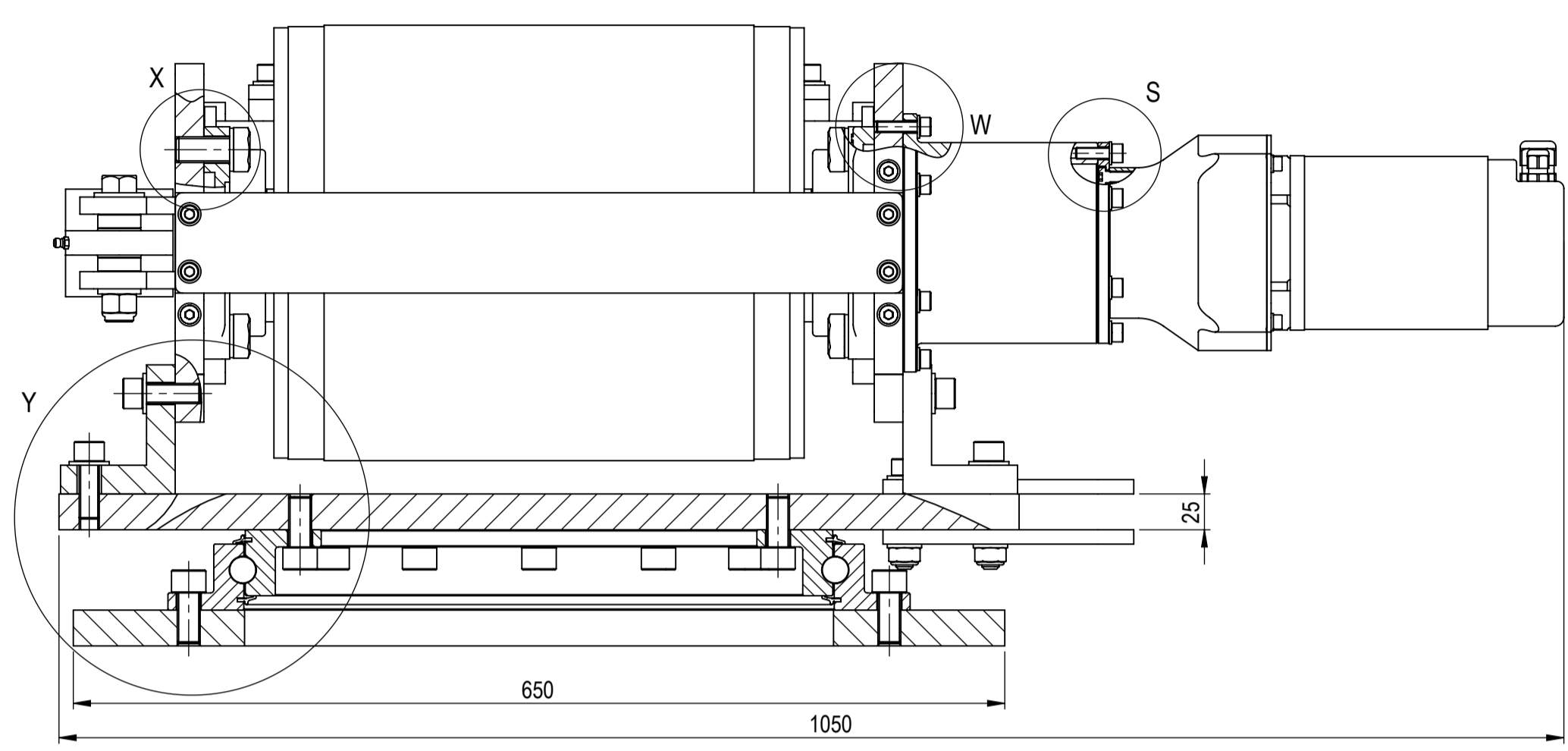
PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



26	Podloška M10	4	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	1,966
25	Vijak M12x40	60	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	2,580
24	Vijak M12x45	24	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,232
23	Podloška M12	84	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,504
22	Matica M16	2	DIN 985	8	Vijci Kranjec	0,036
21	Podloška M16	2	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,011
20	Odstojni prsten	4	0035211929-1-010	S235JR	$\phi 25 \times 7$	0,036
19	Dosjedni vijak M16x50	2	ISO 7379	10.9	Vijci Kranjec	0,446
18	Matica M27	2	DIN 985	8I	Vijci Kranjec	0,362
17	Podloška M27	2	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,090
16	Klizni ležaj	5	0035211929-1-009	P.CuSn12	$\phi 70 \times 75$	0,924
15	Odrivna podloška	2	0035211929-1-008	P.CuSn12	$\phi 70 \times 5$	0,268
14	Dosjedni vijak M27x120	2	ISO 7379	10.9	Vijci Kranjec	2,223
13	Vijak M10x30	4	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,140
12	Vijak M10x80	4	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,244
11	Stopa	8	-	-	Metal-Kovis	6,368
10	Cilindar za upravljanje	1	-	-	Bosch Rexroth	13,039
9	Nosač	1	0035211929-1-007	S235JR	185x185x140	8,870
8	Cilindar za nagib	1	-	-	Bosch Rexroth	10,911
7	Stup L	4	0035211929-1-006	S235JR	875x832x345	104,878
6	Pogonsko postolje	1	0035211929-1-005	-	1050x880x432	429,925
5	A-okvir sklop	1	0035211929-1-004	-	1600x873x460	405,451
4	Šarka Ž	1	0035211929-1-003	S235JR	180x160x105	7,024
3	Šarka M	1	0035211929-1-003	S235JR	180x160x100	6,433
2	Stup R	1	0035211929-1-002	S235JR	351x220x220	36,859
1	Postolje	1	0035211929-1-001	S235JR	1860x1584x186	694,615

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Material	Sirove dimenzije	Masa
	Datum		Ime i prezime		Potpis	
	Projekтираo	04/01/2022	Stefano Jukopila			
	Razradio	05/01/2022	Stefano Jukopila			
	Crtao	10/01/2022	Stefano Jukopila			
	Pregledao	12/01/2022	Rudolf Tomić			
Objekt:						Objekt broj:
						R. N. broj:
Napomena:						
Material:		Masa: 1731 kg	Tolerancije slobodnih mjera, oblika i položaja: ISO 2768-mK			
Mjerilo originala		Naziv: Uređaj za ispitivanje svojstava gume			Pozicija:	Format: A2
1:20		Crtež broj: 69871-0035211929				Listova: 1
						List: 1



43	Traka	1	-	-	MTS	16,323
42	Zračni ležaj	1	0035211929-1-030	-	405x250x50	16,323
41	Matica M16	4	DIN 985	8	Vijci Kranjec	0,036
40	Podloška M16	4	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,013
39	Distanтни prsten	8	0035211929-1-029	S235JR	$\phi 30 \times 10$	0,136
38	Svornjak	4	0035211929-1-028	34CrMo4	$\phi 35 \times 102$	1,468
37	Hidraulični cilindar	2	-	-	Bosch Rexroth	17,660
36	Vijak M8x25	6	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,114
35	Podloška M8	12	DIN 125	8	Vijci Kranjec	0,024
34	Vijak M8x20	8	DIN 984	8.8	Vijci Kranjec	0,096
33	Pogonski sklop	1	-	-	FSB Racing Team	11,523
32	Prirubna ploča	1	0035211929-1-027	S235JR	$\phi 146 \times 8$	0,588
31	Prirubnica	1	0035211929-1-026	S235JR	$\phi 180 \times 136$	6,965
30	Elastična spojka	1	-	-	McMaster Carr	0,723
29	Vijak M8x30	6	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,114
28	Ukruta 2	2	0035211929-1-025	S235JR	508x70x10	5,498
27	Vijak M8x45	8	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,200
26	Podloška M8	16	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,032
25	Ukruta 1	4	0035211929-1-024	S235JR	183x70x20	4,452
24	Sigurnosna matica	1	0035211929-1-023	S235JR	$\phi 90 \times 17$	0,326
23	Bubanj za natezanje	1	0035211929-1-022	S235JR	$\phi 300 \times 370$	24,795
22	Pero	2	0035211929-1-021	C45	47x14x9	0,104
21	Osovina	1	0035211929-1-020	34CrMo4	$\phi 90 \times 470$	11,427
20	2211E-2RS11TN9	2	-	-	SKF	1,630
19	Kućište ležaja	2	0035211929-1-019	S235JR	120x120x100	7,968
18	Sigurnosna matica	1	0035211929-1-018	S235JR	$\phi 90 \times 17$	0,326
17	Bubanj	1	0035211929-1-017	S235JR	$\phi 300 \times 370$	24,795
16	Pero oblik A	2	DIN 6885	C45	Vijci Kranjec	0,288
15	Vratilo	1	0035211929-1-016	34CrMo4	$\phi 80 \times 470$	12,222
14	Vijak M18x40	8	DIN 933	8.8	Vijci Kranjec	0,072
13	Podloška M18	8	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,072
12	Ležaj SKF UCF 311	2	-	-	SKF	7,418
11	Bočna stranica 1	1	0035211929-1-015	S235JR	700x250x20	44,916
10	Matica M12	4	DIN 985	8	Vijci Kranjec	0,084
9	Vijak M12x65	4	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,292
8	Podloška M12	8	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,048
7	Ušica	2	0035211929-1-014	S235JR	175x100x10	2,190
6	Vijak M14x40	8	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,080
5	Podloška M14	8	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,072
4	Stopa	4	0035211929-1-013	S235JR	120x80x80	10,500
3	Vijak M16x35	8	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,076
2	Kaydon RK6 16PY1	1	-	-	SKF	25,442
1	Temeljna ploča	1	0035211929-1-012	S235JR	700x600x25	62,209

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
43	Traka	1	-	-	700x250x25	16,323
42	Zračni ležaj	1	0035211929-1-030	-	405x250x50	16,323
41	Matica M16	4	DIN 985	8	Vijci Kranjec	0,036
40	Podloška M16	4	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,013
39	Distanтни prsten	8	0035211929-1-029	S235JR	$\phi 30 \times 10$	0,136
38	Svornjak	4	0035211929-1-028	34CrMo4	$\phi 35 \times 102$	1,468
37	Hidraulični cilindar	2	-	-	Bosch Rexroth	17,660
36	Vijak M8x25	6	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,114
35	Podloška M8	12	DIN 125	8	Vijci Kranjec	0,024
34	Vijak M8x20	8	DIN 984	8.8	Vijci Kranjec	0,096
33	Pogonski sklop	1	-	-	FSB Racing Team	11,523
32	Prirubna ploča	1	0035211929-1-027	S235JR	$\phi 146 \times 8$	0,588
31	Prirubnica	1	0035211929-1-026	S235JR	$\phi 180 \times 136$	6,965
30	Elastična spojka	1	-	-	McMaster Carr	0,723
29	Vijak M8x30	6	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,114
28	Ukruta 2	2	0035211929-1-025	S235JR	508x70x10	5,498
27	Vijak M8x45	8	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,200
26	Podloška M8	16	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,032
25	Ukruta 1	4	0035211929-1-024	S235JR	183x70x20	4,452
24	Sigurnosna matica	1	0035211929-1-023	S235JR	$\phi 90 \times 17$	0,326
23	Bubanj za natezanje	1	0035211929-1-022	S235JR	$\phi 300 \times 370$	24,795
22	Pero	2	0035211929-1-021	C45	47x14x9	0,104
21	Osovina	1	0035211929-1-020	34CrMo4	$\phi 90 \times 470$	11,427
20	2211E-2RS11TN9	2	-	-	SKF	1,630
19	Kućište ležaja	2	0035211929-1-019	S235JR	120x120x100	7,968
18	Sigurnosna matica	1	0035211929-1-018	S235JR	$\phi 90 \times 17$	0,326
17	Bubanj	1	0035211929-1-017	S235JR	$\phi 300 \times 370$	24,795
16	Pero oblik A	2	DIN 6885	C45	Vijci Kranjec	0,288
15	Vratilo	1	0035211929-1-016	34CrMo4	$\phi 80 \times 470$	12,222
14	Vijak M18x40	8	DIN 933	8.8	Vijci Kranjec	0,072
13	Podloška M18	8	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,072
12	Ležaj SKF UCF 311	2	-	-	SKF	7,418
11	Bočna stranica 1	1	0035211929-1-015	S235JR	700x250x20	44,916
10	Matica M12	4	DIN 985	8	Vijci Kranjec	0,084
9	Vijak M12x65	4	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,292
8	Podloška M12	8	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,048
7	Ušica	2	0035211929-1-014	S235JR	175x100x10	2,190
6	Vijak M14x40	8	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,080
5	Podloška M14	8	DIN 125	Čelik	Vijci Kranjec	0,072
4	Stopa	4	0035211929-1-013	S235JR	120x80x80	10,500
3	Vijak M16x35	8	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,076
2	Kaydon RK6 16PY1	1	-	-	SKF	25,442
1	Temeljna ploča	1	0035211929-1-012	S235JR	700x600x25	62,209

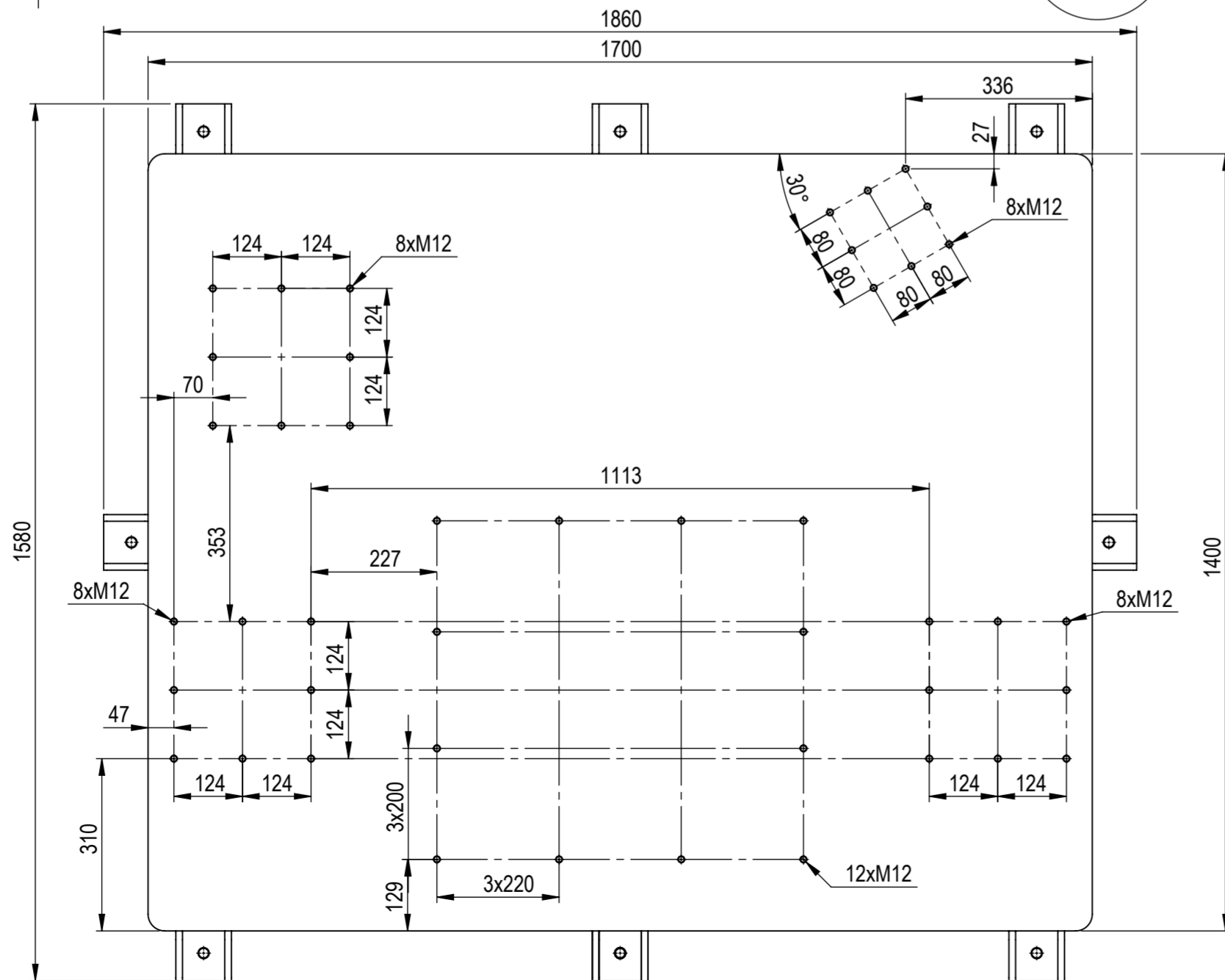
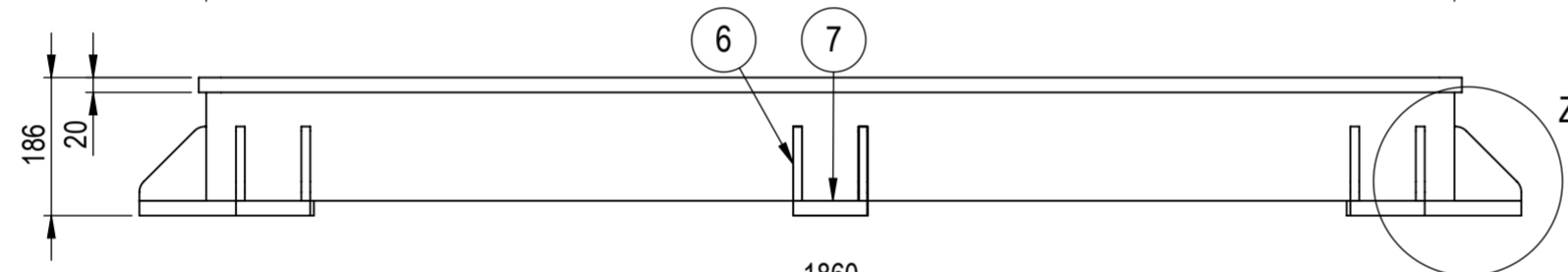
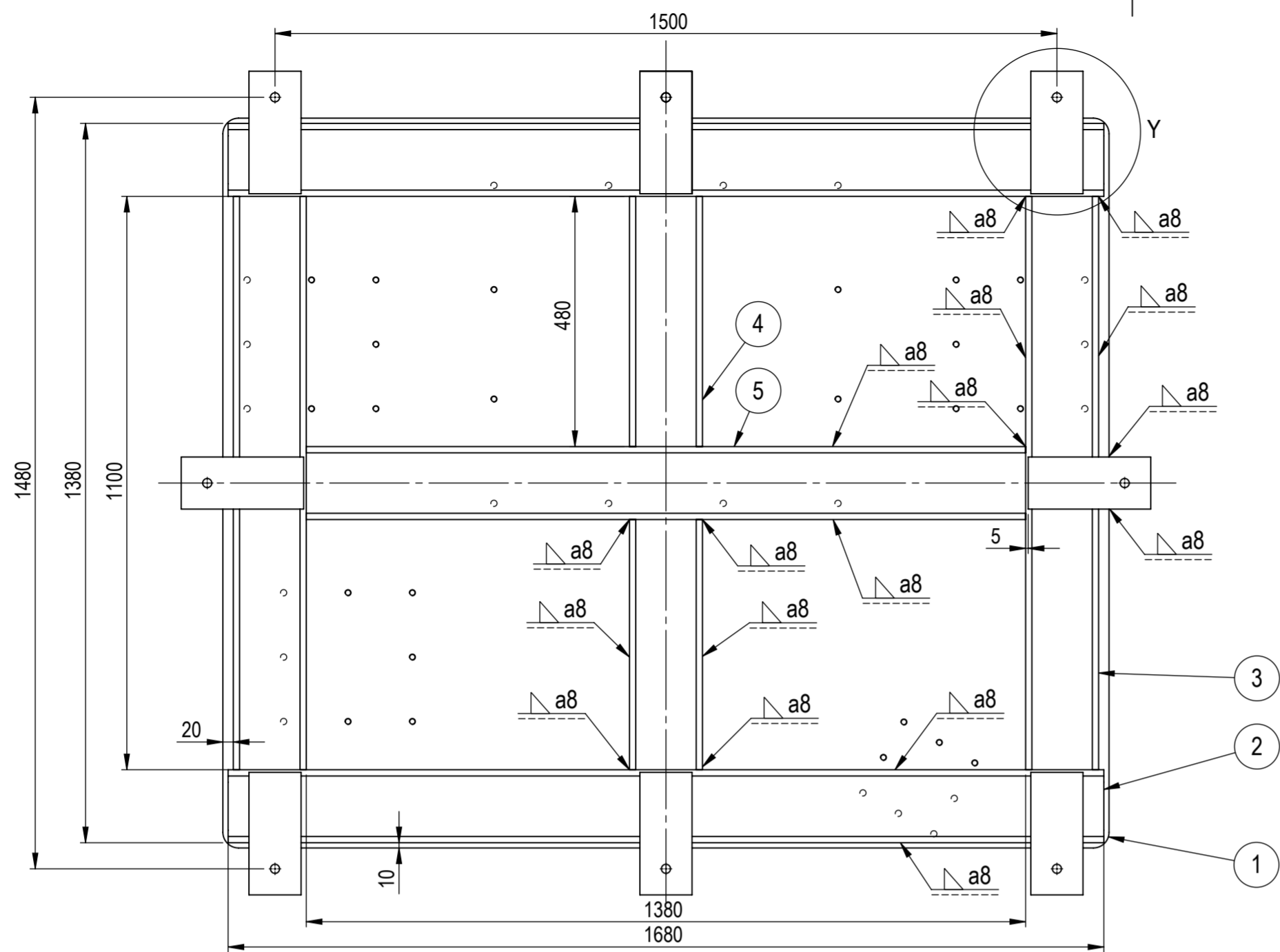
Datum	Ime i prezime	Poltpis
04/01/2022	Stefano Jukopila	
05/01/2022	Stefano Jukopila	
10/01/2022	Stefano Jukopila	
12/01/2022	Rudolf Tomić	

Projektirao		Razradio		Crtao		Pregledao	
04/01/2022 Stefano Jukopila		05/01/2022 Stefano Jukopila		10/01/2022 Stefano Jukopila		12/01/2022 Rudolf Tomić	

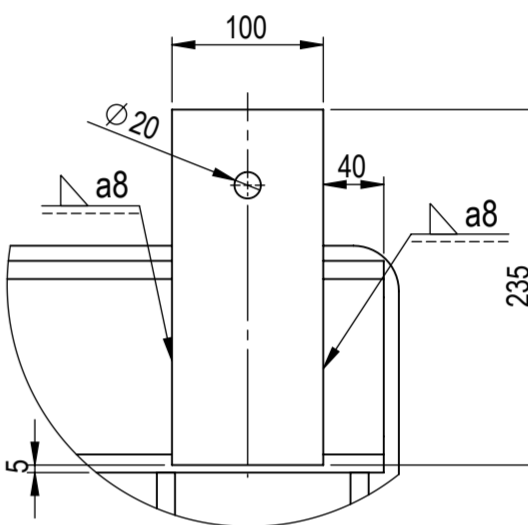
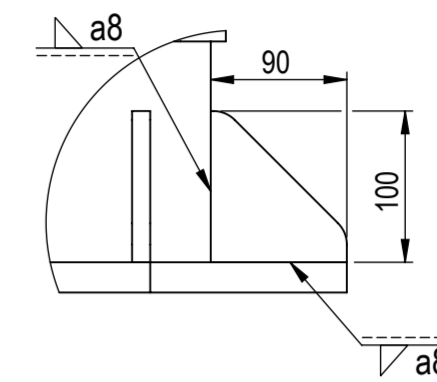
Objekt:		Objekt broj:	
Naziv dijela		R. N. broj:	

Napomena:	
Materijal:	Masa: 429,925 Tolerancije slobodnih mjera, oblika i položaja: ISO 2768-mK

Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A1	
1:5		Pogonsko postolje		Listova: 1		List: 1	



DETALJ Z
MJERILO 1 : 5



DETALJ Y
MJERILO 1 : 5

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Material	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
7	Prihvatna ploča	8	0035211929-1-042	S235JR	235x100x20	29,024
6	Ukruta	16	0035211929-1-041	S235JR	190x100x12	10,208
5	HEB 140-4	1	-	S235JR	Strojopromet	47,787
4	HEB 140-3	2	-	S235JR	Strojopromet	33,242
3	HEB 140-2	2	-	S235JR	Strojopromet	56,182
2	HEB 140-1	2	-	S235JR	Strojopromet	58,176
1	Temeljna ploča	1	0035211929-1-040	S235JR	1700x1400x20	116,352

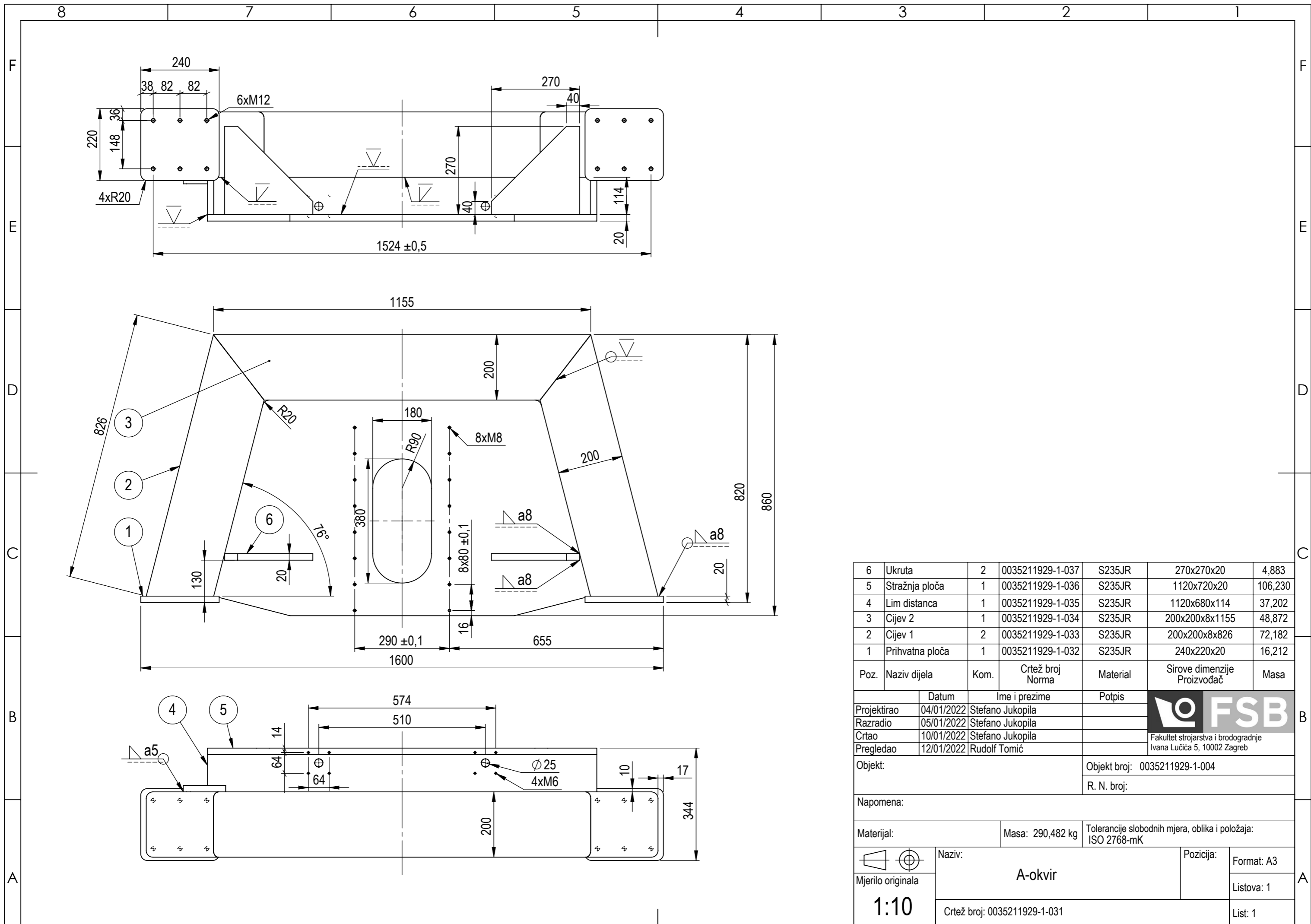
Projekтираo	Datum	Ime i prezime	Potpis
Razradio	05/01/2022	Stefano Jukopila	
Crtao	10/01/2022	Stefano Jukopila	
Pregledao	12/01/2022	Rudolf Tomić	

Objekt: Objekt broj: 69871-0035211929
R. N. broj:

Napomena: Sve stope (pozicije 6 i 7) izvedene su na isti način.

Material: Masa: 688,243 kg Tolerancije slobodnih mjera, oblika i položaja: ISO 2768-mK

Mjerno originala	Naziv:	Pozicija:	Format: A2
1:20	Postolje	1	Listova: 1
	Crtež broj: 0035211929-1-038		List: 1



6	Ukruta	2	0035211929-1-037	S235JR	270x270x20	4,883
5	Stražnja ploča	1	0035211929-1-036	S235JR	1120x720x20	106,230
4	Lim distanca	1	0035211929-1-035	S235JR	1120x680x114	37,202
3	Cijev 2	1	0035211929-1-034	S235JR	200x200x8x1155	48,872
2	Cijev 1	2	0035211929-1-033	S235JR	200x200x8x826	72,182
1	Prihvatna ploča	1	0035211929-1-032	S235JR	240x220x20	16,212

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Material	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
------	--------------	------	---------------------	----------	--------------------------------	------

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	04/01/2022	Stefano Jukopila	
Razradio	05/01/2022	Stefano Jukopila	
Crtao	10/01/2022	Stefano Jukopila	
Pregledao	12/01/2022	Rudolf Tomić	



Fakultet strojarstva i brodogradnje
Ivana Lučića 5, 10002 Zagreb

Objekt:	Objekt broj: 0035211929-1-004
	R. N. broj:

Napomena:

Material:	Masa: 290,482 kg	Tolerancije slobodnih mjera, oblika i položaja: ISO 2768-mK
-----------	------------------	--

Mjerilo originala 1:10	Naziv: A-okvir	Pozicija:	Format: A3
	Crtež broj: 0035211929-1-031		Listova: 1
			List: 1