Dvoosna horizontalna vlačna kidalica

Marić, Antun Jakob

Master's thesis / Diplomski rad

2020

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

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:995295

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-24**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Antun Jakob Marić

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Izv. prof. dr. sc. Igor Karšaj, dipl. ing.

Student:

Antun Jakob Marić

Zagreb, 2020.

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

Hvala svima koji su me na bilo koji način podupirali kroz život i pomogli da završim fakultet.

Zahvaljujem se mentoru izv. prof. dr. sc. Igoru Karšaju na ukazanom povjerenju da radim diplomski rad pod njegovim mentorstvom. Zahvaljujem mu se na prenesenom znanju i uvijek vrlo pozitivnom odnosu koji je imao prema meni tijekom studiranja. Posebno se zahvaljujem dipl. ing. Nini Horvatu na svim stručnim savjetima i izdvojenom vremenu koje je uložio kako bi mi pomogao u izradi ovog diplomskog rada. Bez njegovog vodstva i svakodnevnih savjeta ovaj rad zasigurno ne bi bio izrađen na ovakvoj razini i u ovom opsegu te sam mu na tome neizmjerno zahvalan.

Posebno hvala mojoj obitelji, roditeljima Jasenki i Ivanu, te sestrama Petri i Ivi, bez kojih ništa od ovoga ne bi bilo moguće. Oni su sa mnom slavili svaki moj uspjeh i tješili me u svakom neuspjehu. Bit ću im vječno zahvalan na podršci i svemu što su mi pružili u životu.

Velike zahvale idu i svim mojim dragim prijateljima na bezrezervnoj podršci tijekom studiranja. Posebno hvala mom dugogodišnjem prijatelju Hrvoju Grbešu, osobi koja me uvijek podupirala. Također velike zahvale i svim ostalim prijateljima, ponajviše Tomislavu Žalcu i Jurju Mažuraniću, koji su moj studentski život učinili razdobljem za pamćenje. Velika zahvala ide svim fakultetskim kolegama koji su tijekom studija prerasli u moje prijatelje. Tu posebne zahvale idu Matiji Kalauzu s kojim sam se međusobno poticao i prolazio kroz sve teške, ali i uspješne trenutke tijekom studija. U krug velikih prijateljstava s fakulteta također spadaju i ona s Joškom Ištukom te Tomislavom Zelenikom. Prijateljstvo sa svim ovim ljudima zasigurno je najvrijednija stvar koju ću ponijeti s fakulteta.

Posebna zahvala ide djevojci Anji koja mi je bila velika podrška u izradi ovog diplomskog rada.

Najveća zahvala ide dragome Bogu koji mi je davao snagu i vodio me kako bih mogao redovno i uspješno završiti fakultet.

Antun Jakob Marić

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, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog:
Klasa: 602 - 04 / 20 - 6 / 3	
Ur. broj: 15 - 1703 - 20 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Antun Jakob Marić** Mat. br.: 1191227623

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dvoosna horizontalna vlačna kidalica**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Horizontal biaxial tensile testing machine**

Opis zadatka:

Jedan od načina određivanja mehaničkih svojstava materijala je pomoću vlačnog ispitivanja na kidalici. Najčešće se rade jednoosni vlačni testovi, međutim kod anizotropnih materijala potrebni su dvoosni testovi kako bi se izmjerila različita svojstava u različitim smjerovima. Kod ispitivanja bioloških materijala uzorci se obično uranjaju u tekućinu određene temperature kako bi se osigurali uvjeti što sličniji onima u tijelu. Također, zbog male veličine uzoraka, često su potrebne specijalne čeljusti ili prihvati. Kako na mjestima prihvata dolazi do velikih deformacija, najtočniji i najpraktičniji način za mjerenje deformacija na sredini uzorka je vizualnim metodama.
U okviru diplomskog rada potrebno je konstruirati horizontalnu dvoosnu kidalicu radne sile do 2 kN za statičko i niskofrekventno dinamičko vlačno ispitivanje bioloških tkiva i mekih polimernih materijala. Kidalica se mora sastojati od nosive konstrukcije, četiri linearna električna aktuatora sa senzorima sile i čeljustima za prihvat uzoraka, sustava s dvije kamere za mjerenje deformacije uzorka, sustava posude s grijanom tekućinom potrebnog kod ispitivanja bioloških materijala te električnog i elektroničkog sustava za upravljanje i prikupljanje informacija. Nosivu konstrukciju kidalice potrebno je numerički analizirati pomoću metode konačnih elemenata te dimenzionirati prema kriteriju čvrstoće i krutosti. Sustav za upravljanje i prikupljanje informacija nije potrebno razvijati.

Dodatne informacije dostupne su prema potrebi.

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

Zadatak zadan: 5. ožujka 2020.

Datum predaje rada: 7. svibnja 2020.

Predviđeni datum obrane: 11. – 15.5.2020.

Zadatak zadao:

Izv.prof.dr.sc. Igor Karšaj

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA IV
POPIS TABLICA VIII
POPIS OZNAKA IX
SAŽETAK X
SUMMARY XI
1. Uvod 1
2. Statičko vlačno ispitivanje materijala 2
2.1. Dvoosno opterećenje 2
2.2. Vizualne metode mjerenja deformacija - metoda korelacije digitalne slike 4
3. Uređaji za vlačno ispitivanje materijala 7
3.1. Kidalice 7
3.2. Postojeća rješenja kidalica za ispitivanje biomaterijala 8
3.3. Prihvati 13
3.3.1. Čeljusti 15
3.3.2. Šavovi 15
3.3.3. Zupci (kukice) 16
3.3.4. Odabir idealnog prihvata za ovu primjenu 17
3.4. Ravninsko ispitivanje s uzorkom križne geometrije 19
4. Konstrukcija dvoosne horizontalne vlačne kidalice 20
4.1. Elektromehanički linearni aktuatori 20
4.1.1. Vrste pogonskih motora 21
4.1.1.1. Servomotor [12] 21
4.1.1.2. Koračni motor (stepper motor) 21
4.1.2. Prednosti elektromehaničkih aktuatora [10] 22
4.1.3. Odabir servomotora za uporabu 24
4.2. Vlastiti linearni aktuator 25
4.3. Kuglična navojna vretena 28
4.3.1. Preciznost kugličnog vretena 31
4.3.2. Montiranje kugličnog navojnog vretena 31
4.3.3. Ležajna mjesta (Support Unit) 33
4.3.3.1. Standardna ležajna mjesta 33
4.3.3.2. Dimenzije i nosivosti ležajnih mjesta za različite promjere kugličnih vretena 34
4.3.3.3. Specifikacije (oznake) fiksnog ležajnog mjesta FK 35
4.3.3.4. Preporučeno oblikovanje kraja vretena za ležajna mjesta FK 36
4.3.3.5. Životni vijek trajanja ležajnog mjesta 37
4.3.4. Životni vijek trajanja vretena 38
4.3.5. Statička nosivost vretena $C0$ 38
4.3.6. Dinamička nosivost vretena C 39
4.3.7. Postojeće dimenzije kugličnih vretena 40

4.4. Linearne vodilice 41
4.4.1. Postavke i prednosti linearnih vodilica u odnosu na tradicionalne linearne klizače [15] 41
4.4.2. Osnovne jedinice opterećenja linearnih vodilica 43
4.4.2.1. Statička nosivost vodilica $C0$ 43
4.4.2.2. Statički faktor sigurnosti 43
4.4.2.3. Dinamička nosivost vodilica C 43
4.4.3. Životni vijek trajanja vodilice 44
4.4.4. Podmazivanje vodilica 44
4.4.5. MG vodilice 46
4.4.5.1. Svojstva i konstrukcija MGN serije vodilica 46
4.4.5.2. Svojstva i konstrukcija MGW serije 47
4.4.5.3. Numeriranje modela iz MG serije 48
4.4.5.4. Preciznost MG serije 49
4.4.5.5. Moment pritezanja vijaka za postavljanje vodilica 49
4.4.5.6. Standardne i maksimalne duljine vodilica 50
4.5. Proračun kugličnog navojnog vretena i linerane vodilice 51
4.5.1. Potrebni korak navoja vretena 53
4.5.2. Statička nosivost vretena $C0$ 54
4.5.3. Dinamička nosivost vretena C 54
4.5.4. SFU01204-4 55
4.5.4.1. Životni vijek izražen u okretajima 56
4.5.4.2. Životni vijek izražen u satima 56
4.5.4.3. Životni vijek vretena izražen u udaljenosti 58
4.5.4.4. Određivanje ukupne izvedbene duljine vretena 58
4.5.5. Odabir linearnih vodilica iz MG serije 59
4.5.5.1. Preciznost 60
4.5.5.2. Dimenzije blokova 60
4.5.5.3. Primijenjena opterećenja na blokove vodilice 61
4.5.5.4. Nominalni životni vijek trajanja vodilice L 64
4.6. Pogon linearnog aktuatora 65
4.6.1. Remenski prijenos 67
4.6.2. Odabir servomotora 69
4.6.3. Odabir remenica 72
4.6.4. Proračun fiksnog ležajnog mjesta 74
4.6.4.1. Ekvivalentna radijalna opterećenja 75
4.6.4.2. Životni vijek trajanja radijalnih kugličnih ležaja 77
4.7. Senzor sile 79
4.7.1. Elektronika 80
4.7.2. Način rada 81
4.7.3. Održavanje 82
4.7.4. Razmatranja konstrukcije 82
4.8. Nosiva konstrukcija kidalice 83
4.8.1. Aluminijski profili 83
4.8.2. Montiranje nosača motora na profile 85
4.9. Posuda za uranjanje uzoraka s mehanizmom za podizanje 90
4.9.1. Mehanizam podizanja posude 92
4.10. Nosač kamera 95
4.11. Postolje kidalice 99
4.12. Zaštita dijelova kidalice 102

5. Numerička analiza nosive konstrukcije metodom konačnih elemenata 104
5.1. Metoda konačnih elemenata 104
5.2. Opis metode konačnih elemenata [24] 104
5.3. Opisivanje proračunskog modela 106
5.4. Analitički proračun nosive konstrukcije 106
5.4.1. Analitičko računanje vertikalnog progiba 107
5.5. Numerički proračun nosive konstrukcije grednim elementima 110
5.5.1. Definiranje poprečnog presjeka grede 110
5.5.2. Rubni uvjeti i opterećenje 110
5.5.3. Postavljanje mreže grednih konačnih elemenata 112
5.5.4. Rezultati analize grednim elementima 112
5.6. Numerički proračun nosive konstrukcije trodimenzionalnim elementima 114
5.6.1. Postavljanje rubnih uvjeta i opterećenja 115
5.6.2. Postavljanje mreže trodimenzionalnih elemenata 117
5.6.3. Rezultati analize 118
5.7. Usporedba rezultata i zaključak nakon provedene analitičke analize, numeričke s grednim i numeričke s trodimenzionalnim elementima 119
5.8. Numerička analiza sklopa kidalice 120
5.8.1. Postavljanje veza među dijelovima sklopa 121
5.8.2. Postavljanje rubnih uvjeta i opterećenja na sklopu 121
5.8.3. Postavljanje mreže konačnih elemenata 124
5.8.4. Rezultati analize 125
5.9. Analiza bez držača senzora za primijenjena veća opterećenja 129
6. ZAKLJUČAK 132
LITERATURA 134
PRILOZI 136

POPIS SLIKA

Slika 1. Naprezanja pri dvoosnom opterećenju [1] 2
Slika 2. Postupak DIC mjerenja [3] 4
Slika 3. Kalibracija 3D DIC [3] 6
Slika 4. BioRake sustav [4] 8
Slika 5. *Balanced pulley* sustav [4] 9
Slika 6. Stezni način prihvata [4] 9
Slika 7. *Zwick Roell*-ova dvoosna kidalica [5] 10
Slika 8. Konfiguracije *ElectroForce*-a s 2 i 4 aktuatora [6] 11
Slika 9. ADMET dvoosna kidalica [7] 12
Slika 10. Pozitivni i ne-pozitivni prihvat uzorka [7] 13
Slika 11. Uzorci prema prihvatima prije i poslije opterećenja (kliješta, šavovi, zupci) [7] . 14
Slika 12. Tipovi čeljusti i njihovi radni opsezi opterećenja i temperatura [6] 17
Slika 13. *Screw grips* prihvat 17
Slika 14. Plošni križni oblik s kotiranim širinama vrata za krakove (1) i centar (2) [1] 19
Slika 15. Kuglično navojno vreteno s prikazanom cirkulacijom kuglica [9] 20
Slika 16. Komponente servomotora [11] 24
Slika 17. Prikaz aktuatora 26
Slika 18. Gotički utorni luk kuglica [13] 28
Slika 19. Materijal vretena, kuglica i matice i njima pripadajuće tvrdoće [13] 28
Slika 20. Korisnost *TBI Motion* vretena prema kutu navoja [13] 29
Slika 21. Unutarnji recirkulacijski put kuglica [13] 30
Slika 22. Vanjski recirkulacijski put kuglica [13] 30
Slika 23. Kotirane dimenzije kugličnog vretena [13] 30
Slika 24. Greška u koraku navoja [13] 31
Slika 25. Primjer grešaka kod više koraka navoja [13] 31
Slika 26. Načini uležištenja vretena [13] 32
Slika 27. Fiksna ležajna mjesta prema kugličnim navojnim vretenima [14] 34
Slika 28. Specifikacije fiksnog ležajnog mjesta FK [14] 35
Slika 29. Dimenzije ruba vretena [14] 36
Slika 30. Način postavljanja ležajnog mjesta [14] 36
Slika 31. Dimenzije kota [14] 36
Slika 32. Faktori optetećenja vretena [13] 39
Slika 33. Faktori sigurnosti vretena [13] 39
Slika 34. Prikazani promjeri vretena i njima pripadajući koraci navoja [13] 40
Slika 35. Konstrukcija MGN serije [15] 46
Slika 36. Konstrukcija MGW serije [15] 47
Slika 37. Numerirani izmjenjivi tip MG vodilice (izmjenjivi blok) [15] 48
Slika 38. Numerirani izmjenjivi tip MG vodilice (izmjenjiva pruga) [15] 48
Slika 39. Numerirani neizmjenjivi tip MG vodilice [15] 48
Slika 40. Kotirane dimenzije vodilice [15] 49
Slika 41. Veličine vijaka i momenti pritezanja [Ncm] za određene veličine vodilica [15] .. 49
Slika 42. Kotirane udaljenosti između provrta [15] 50
Slika 43. Linearni aktuator 51
Slika 44. Aktivno i reaktivna opterećenja na vretenu 52
Slika 45. Vreteno dimenzija 12x4 oznake SCR01204 [13] 53
Slika 46. Unutarnja cirkulacija kuglica [13] 54
Slika 47. Specifikacije serije SFU [13] 55
Slika 48. Dimenzije i nosivosti kugličnog navojnog vretena SFU01204-4 [13] 55

Slika 49. Matica tipa C46 [13] ... 55
Slika 50. Životni vijek u raznim primjenama [13] ... 57
Slika 51. Linearna vodilica MGN12 [15] ... 60
Slika 52. Vrijednosti za promatrane vodilice [15] ... 60
Slika 53. Aktivne sile i reakcije na blokovima ... 61
Slika 54. Shema vodilice s aktivnim silama i reakcijama na blokovima ... 62
Slika 55. Statički faktor sigurnosti za normalno opterećenje [15] ... 63
Slika 56. Shema prijenosa snage s pogonskog motora ... 65
Slika 57. Odnos korisnosti vretena i kuta navoja [13] ... 66
Slika 58. Zupčasti remen [19] ... 67
Slika 59. Dimenzije u remenskom prijenosniku [19] ... 67
Slika 60. Podaci AM8122-F ovisno o naponu [17] ... 69
Slika 61. Radionički crtež AM812x [17] ... 70
Slika 62. Značenje oznaka kod AM81uv-wxyz motora [17] ... 70
Slika 63. Podaci o AM8122-wFyz [17] ... 71
Slika 64. Podaci o preciznom pritezanju oboda motora cilindričnim vijcima [17] ... 71
Slika 65. Pogonska remenica z=20 ... 72
Slika 66. Gonjena remenica z=80 ... 73
Slika 67. Nastajanje poprečne sile koja opterećuje vreteno preko remenice[18] ... 73
Slika 68. Prikazano kuglično vreteno s pripadajućom maticom, fiksnim ležajnim mjestom i remenicama ... 74
Slika 69. Pojednostavljena shema kugličnog vretena ... 74
Slika 70. Shema vretena s kotiranim udaljenostima ... 75
Slika 71. DB raspored postavljanja kugličnih ležajeva s kosim dodirom [16] ... 75
Slika 72. Vrijednosti dinamičkih i statičkih faktora [16] ... 76
Slika 73. Osnovne dimenzije i nosivosti ležaja 7000 [16] ... 77
Slika 74. Uobičajeni nazivni vijek trajanja valjnih ležajeva ... 78
Slika 75. Vlačno opterećeni mjerač deformacija [21] ... 79
Slika 76. DLM30-IN senzor [22] ... 79
Slika 77. Podaci elektronike za DLM30-IN [22] ... 80
Slika 78. Struktura mosta kod DLM30-IN [22] ... 80
Slika 79. Tehnički podaci za DLM30-IN [22] ... 81
Slika 80. Pravilno postavljeno opterećenje na senzoru [22] ... 82
Slika 81. M8 utori [22] ... 82
Slika 82. Aluminijski profili 90x90 H [23] ... 83
Slika 83. Duljine aluminijskih profila u križu ... 84
Slika 84. Kutnik za profile 90x90 [23] ... 84
Slika 85. Kutnici na križnom spoju donjih profila ... 84
Slika 86. Postavljeni aluminijski profili ... 85
Slika 87. Plavom bojom označen nosač s pripadajućim elementima ... 86
Slika 88. Prikazan bočni prikaz prvog načina spoja nosača i dva profila ... 86
Slika 89. Imbus vijci i njihov spoj na profilima ... 87
Slika 90. Druga opcija postavljanja nosača motora ... 87
Slika 91. Prikaz korištenih elemenata u drugoj opciji ... 88
Slika 92. Bočni priključak za profile [23] ... 88
Slika 93. Pozicije priključaka na spoju profila ... 89
Slika 94. Svi korišteni vijčani spojevi na učvršćivanje aluminijskih profila (yz i xy ravnina) ... 89
Slika 95. Ojačanje križa profila ... 90
Slika 96. Posuda postavljena na pločom te graničnici oko njenih rubova ... 91

Slika 97. Cijevni grijač postavljen u posudu 91
Slika 98. Okrugle vodilice WRA [23] 92
Slika 99. Čahura KBA LUU [23] 92
Slika 100. Prikaz vijcima pritegnute čahure za aluminijsku ploču na kutniku 92
Slika 101. Potpora linearne osovine SHF [23] 93
Slika 102. Prikaz spoja vodilica na most/vreteno 93
Slika 103. Mehanizam podizanja posude (slučaj kada je posuda na dnu) 94
Slika 104. Slučaj maksimalno podignute posude 94
Slika 105. Postavljena konstrukcija za kamere 95
Slika 106. Kutni spoj profila 90x90L i 60x90 96
Slika 107. Linearni stupanj/pozicioner 97
Slika 108. Mehanizam pomicanja kamera u tri osi 97
Slika 109. Položaj postavljenih kamera 98
Slika 110. Postolje kidalice s kotačima 99
Slika 111. Spoj donje konstrukcije s konstrukcijom križa 100
Slika 112. Dvoosna kidalica postavljena na pokretnu konstrukciju 101
Slika 113. Poklopac za profile PA 90x90 [23] 102
Slika 114. Poklopac za zaštitu remenica 102
Slika 115. Držači i poklopac za zaštitu vodilica i vretena 103
Slika 116. Prikazane sve zaštite aktuatora kidalice 103
Slika 117. Organizacija programa [24] 104
Slika 118. Skica sila i momenata na polovici profila 106
Slika 119. Djelovanje naprezanja na profil 107
Slika 120. Momentni dijagram savijanja grede 108
Slika 121. *Generalized section* 110
Slika 122. Simetrija po x osi na desnom rubu grede 111
Slika 123. Postavljen pomični oslonac na lijevom rubu grede 111
Slika 124. Postavljene sile i momenti na gredi 112
Slika 125. Prikaz odabira elemenata B23 i primjer kubne interpolacije između dva čvora 112
Slika 126. Vertikalni pomak na osi simetrije 113
Slika 127. Aluminijski profil 90x90H, L=650 mm 114
Slika 128. Zadavanje svojstava materijala i dodavanje presjeka 114
Slika 129. Postavljanje *Coupling* ograničenja 115
Slika 130. Simetrija profila 115
Slika 131. Rubni uvjet pomičnog oslonca 116
Slika 132. Postavljanje opterećenja na referentnu točku 116
Slika 133. Heksaedarski element C3D20 117
Slika 134. Postavljena mreža elemenata 117
Slika 135. Maksimalne vrijednosti vertikalnog pomaka na ravnini simetrije prema gustoći mreže [mm] 118
Slika 136. Konvergencija rješenja vertikalnog pomaka k analitičkom rješenju 118
Slika 137. Minimalna i maksimalna vrijednost normalnog naprezanja na ravnini simetrije [N/mm^2] 119
Slika 138. Korišteni dijelovi pri spajanju sklopa 120
Slika 139. Uvjeti simetrije na YZ ravnini (x-simetrija) 121
Slika 140. Pomični oslonac na stražnjem kraju donjeg profila 122
Slika 141. Prikazana opterećenja sklopa 122
Slika 142. Postavljanje vlastite težine sklopa 123
Slika 143. C3D10 i C3D20 konačni elementi [25] 124
Slika 144. Postavljena mreža konačnih elemenata na sklopu 124

Slika 145. Prikazana naprezanja sklopa po Von Misesu te kritično mjesto [N/mm^2]..... 125
Slika 146. Linearni porast sile s vremenom 126
Slika 147. Prikazani horizontalni i vertikalni pomak referentne točke RP-5 [mm] 127
Slika 148. Dijagram promjene horizontalnog (U1) i vertikalnog pomaka (U2) s porastom opterećenja [mm/N]..... 127
Slika 149. Dijagram ovisnosti naprezanja u kritičnom čvoru pločice s promjenom primijenjene sile [MPa/kN] 128
Slika 150. Naprezanja sklopa pri opterećenju od 200 N, [N/mm^2] 128
Slika 151. Povezivanje površina rupa u referentnu točku RP-8 za postavljanje aktivne sile129
Slika 152. Postavljanje opterećenja na pomični blok 129
Slika 153. Naprezanja sklopa prema Von Misesu [N/mm^2]..... 130
Slika 154. Pojave maksimalnih naprezanja ne prednjem spoju dvaju profila [N/mm^2]..... 130
Slika 155. Pomaci sklopa po x osi [mm] 131
Slika 156. Vertikalni pomaci sklopa [mm]..... 131

POPIS TABLICA

Tablica 1. Vremenska raspodjela opterećenja aktuatora 26
Tablica 2. Raspodjela opterećenja aktivne sile 52
Tablica 3. Brzine okretaja vretena po intervalima 57
Tablica 4. Parametri vodilica dimenzije 12 mm 61
Tablica 5. Podaci o profilu 90x90H [23] 83
Tablica 6. Mehanička svojstva aluminijeve legure 6060 [23] 106

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	[mm]	Razmak između osi remenica
A	$[\mathrm{mm}^2]$	Površina jezgre vretena
C	[N]	Dopušteno dinamičko opterećenje
C_0	[N]	Dopušteno statičko opterećenje
d	[mm]	Nominalni promjer vretena
d_m	[mm]	Vanjski promjer vretena
d_r	[mm]	Promjer korijena vretena
E	$[\mathrm{N/mm}^2]$	Modul elastičnosti
F_a	[N]	Aksijalno opterećenje ležaja
$F_{a,e}$	[N]	Ekvivalentno opterećenje
F_r	[N]	Radijalno opterećenje ležaja
f_s		Faktor sigurnosti vretena
f_w		Koeficijent opterećenja vretena
i		Prijenosni omjer remenica
n_m	$[\mathrm{min}^{-1}]$	Srednja brzina vrtnje
n_{max}	$[\mathrm{min}^{-1}]$	Maksimalna brzina vrtnje
n_1	$[\mathrm{min}^{-1}]$	Brzina vrtnje pogonske remenice
n_2	$[\mathrm{min}^{-1}]$	Brzina vrtnje gonjene remenice
P_{max}	[W]	Maksimalna snaga motora
P_n	[W]	Nominalna snaga motora
X		Dinamički radijalni faktor valjnog ležaja
X_0		Statički radijalni faktor valjnog ležaja
Y		Dinamički aksijalni faktor valjnog ležaja
Y_0		Statički aksijalni faktor valjnog ležaja
z		Broj zubi remenice
μ		Koeficijent trenja
η_1		Korisnost kugličnog navojnog vretena

SAŽETAK

U ovom radu razvijen je i konstruiran model dvoosne kidalice za za statičko i niskofrekventno dinamičko vlačno ispitivanje bioloških tkiva i mekih polimernih materijala.

U teorijskom dijelu rada opisano je statičko vlačno ispitivanje kao i načini mjerenja deformacija vizualnim metodama. Nabrojane su i opisane neke od već postojećih kidalica koje se koriste u ovu svrhu, s posebnim osvrtom na različite načine prihvata ovisno o ispitivanom materijalu.

Proučeni su dostupni elektromehanički aktuatori na tržištu koji bi bili potrebni za ovu svrhu, te se zbog njihove male nosivosti poprečnih sila odlučilo na izradu vlastitog linearnog aktuatora. Proračunati su i izabrani elementi potrebni za izradu aktuatora. Isto tako, izabrani su i prigodni senzori sila, kao i kamere kako bi se vizualnim metodama mogle izmjeriti deformacije na sredini uzorka.

Radi potrebe za uranjanjem bioloških tkiva u tekućinu određene temperature, u sredinu kidalice potrebno je postaviti posudu s vlastitim mehanizmom za podizanje, radi jednostavnog uklanjanja i ispiranja nakon ispitivanja. Nakon izrade tih dijelova, potrebno je kidalicu postaviti na postolje izrađeno od aluminijskih profila. Za kraj konstruiranja osmišljeni su zaštitni poklopci za pokrivanje bitnih dijelova kidalice.

Provedena je i numerička analiza nosive konstrukcije, analitički te numerički u programskom paketu *Abaqus CAE*. Također, provedena je numerička analiza sklopa aktuatora i nosive konstrukcije, pri čemu je za opterećenje aktuatora korištena maksimalna aksijalna sila od 2kN te vremenski promjenjiva sila u rasponu od 0 do 2kN.

Ključne riječi: statičko ispitivanje materijala, dvoosna kidalica, linearni elektromehanički aktuator, metoda korelacije digitalne slike, prihvati

SUMMARY

In this paper, a biaxial testing machine for the static and low-frequency dynamic tensile testing of biological tissues and soft polymer materials is developed and constructed.

The theoretical part of the paper describes static tensile testing as well as ways of measuring deformations with visual methods. Some of the already existing biaxial testing machines used for this purpose are enumerated and describer, with special reference to the different gripping mechanisms depending on the material being tested.

Available electromechanical actuators on the market, which would be required for this purpose, were studied and because of their small carrying capacity of transverse forces, it was decided to make our own linear actuator. The necessary parts for the construction of the actuator were calculated and selected. Also, suitable force sensors, as well as cameras were selected so that the deformations in the middle of the sample could be measured by visual methods.

Due to the need to immerse biological tissues in a liquid of a certain temperature, it is necessary to place a container with its own lifting mechanism in the middle of the testing machine, for it to be easily removed and rinsed after testing. After making these parts, it is necessary to place the testing machine on a stand made of aluminum profiles. Also, protective covers have been designed to cover the essential parts of the tensile testing machine.

Numerical analysis of the construction was carried out, both analytically and numerically in the *Abaqus CAE* software package. Also, the numerical analysis of the actuator in assembly with construction was carried out, whereby a maximum force of 2kN and a time varying force in the range of 0 to 2kN were used for the axial load of the actuator.

Key words: static material testing, biaxial testing machine, linear electromechanical actuator, digital image correlation method, grips

1. Uvod

Materijale opisuju razna fizikalno-kemijska svojstva, poput gustoće, tališta, otpornosti na koroziju, otpornosti na trošenje, toplinske i električne vodljivosti, magnetske permeabilnosti, specifičnog toplinskog kapaciteta, prozirnosti ili boje. Ovisno o svojim fizikalno-kemijskim svojstvima materijali imaju i različita tehnološka svojstva koja pokazuju njihovo ponašanje pri raznim postupcima obrade i spajanja, poput lijevkosti, kovkosti, rezljivosti, zakaljivosti, zavarljivosti ili lemljivosti. Mehaničko ponašanje materijala, kao i mnoga tehnološka svojstva, uglavnom su određeni mehaničkim svojstvima materijala.

Mehanička svojstva materijala ovise o strukturnom stanju materijala. Poznavanjem veze između mikrostrukture i mehaničkih svojstava moguće je unaprijed proračunati mehanička svojstva koristeći određene (mikro)strukturne parameter, ali to vrijedi samo za idealne tvari. [1]

Mehanička svojstva realnih materijala najtočnije se utvrđuju eksperimentalnim ispitivanjima u laboratoriju. Zbog toga se na području ispitivanja mehaničkih svojstava razvila oprema za ispitivanje pomoću koje se epruvete opterećuju na način kako će pripadajući materijali biti opterećeni prilikom uporabe. Epruvete su uzorci na kojima se provode ispitivanja; normiranog su oblika i dimenzija. Jedno od najčešćih ispitivanja mehaničkih svojstava je statičko vlačno ispitivanje koje se provodi na uređajima koji se nazivaju kidalice. Kidalice su uređaji na kojima se epruveta kontinuirano opterećuje statičkom silom sve do loma kako bi se analiziralo elastično i plastično ponašanje materijala u uvjetima jednoosnog (uobičajene jednoosne kidalice) ili dvoosnog opterećenja kao što je to potrebno kod anizotropnih materijala koji imaju različita svojstva u različitim smjerovima. Pri ispitivanju se kontinuirano mjere sila i deformacija epruvete, te se na osnovu tih veličina određuju mehanička svojstva koja karakteriziraju mehaničku otpornost materijala.

Jedno od bitnijih svojstava materijala iz konstrukcijskog pogleda je čvrstoća. Čvrstoća je otpor materijala da se deformira i u konačnici lomi, odnosno čvrstoća je svojstvo materijala da podnosi naprezanja uslijed vanjskih opterećenja. Utvrđivanje čvrstoće materijala određuje se statičkim vlačnim ispitivanjem.

2. Statičko vlačno ispitivanje materijala

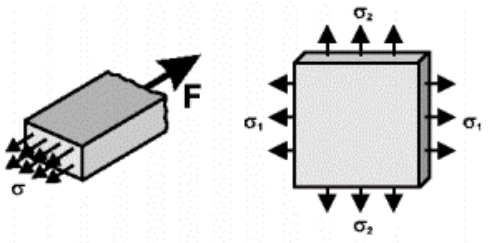
Statičkim vlačnim ispitivanjem utvrđuju se osnovne značajke mehaničkih svojstava, te je to ujedno i najčešće primijenjeno ispitivanje mehaničkih svojstava. Ono se ubraja u razorne metode ispitivanja materijala. Njime se utvrđuju osnovna mehanička svojstva materijala poput granice razvlačenja, vlačne čvrstoće, istezljivosti ili modula elastičnosti. Statičko vlačno ispitivanje provodi kidalicama. Na kidalicama se epruvete vlačno opterećuju sve do pojave loma.

Najčešće se rade jednoosna vlačna ispitivanja, međutim kod anizotropnih materijala potrebna su dvoosna ispitivanja kako bi se izmjerila različita svojstva u različitim smjerovima.

Anizotropija materijala je ovisnost mehaničkih svojstava materijala o smjeru, odnosno osobitost nekog materijala da njegova mehanička svojstva imaju različite vrijednosti u različitim smjerovima. Prirast sile pri statičkom vlačnom ispitivanju u jedinici vremena mora biti takav da prirast proizvedenog naprezanja bude $\leq 10\ \mathrm{N/mm^2}$ u sekundi. [1]

2.1. Dvoosno opterećenje

U dvoosnom stanju naprezanja, sile djeluju u 2 smjera na infinitezimalno malim obujmima. Treći smjer se nalazi na izvanravninskoj osi. Naprezanja koja djeluju na obujam mogu se prikazati kao što se vidi na slici 1. Sile djeluju na 4 područja okomita na gledanu površinu, iz čega se podjelom s pripadajućim površinama mogu dobiti naprezanja.



Slika 1. Naprezanja pri dvoosnom opterećenju [1]

Kod pojave velikih deformacija, kako je u našem slučaju, koriste se hiperelastični materijalni modeli. U dvoosnom slučaju je kompliciranо odrediti područje na kojem djeluju sile, što čini određivanje naprezanja σ_1 i σ_2 težim nego u jednoosnom slučaju. Nadalje, tijekom stvarnog procesa djelovanja najveći problem je određivanje plastičnog odgovora. To se ne može opisati pomoću jednadžbi. Bitna stavka je da se stvarno dvoosno opterećenje zbiva samo do stanja lokalizacije. Zbog pritom nastalih oštećenja, dolazi do asimetrije i jednostavni izrazi koji su uvedeni u elastičnom području više ne vrijede. No opet elastično područje je bitno, jer bi se u njemu moglo odrediti konačno popuštanje materijala.

2.1.1. Radna površina

Neke eksperimentalne postavke ispituju materijalne površine, a neke izvanravninske površine, što najviše ovisi o alatu mjerenja. Kako izvanravninsko ispitivanje povećava savijanje, preferira se ispitivanje unutar ravnine. To bi značilo da su naprezanja i deformacije konstantna po cijeloj duljini, što čini izračun naprezanja i mjerenje deformacija znatno jednostavnijim.

2.1.2. Geometrijska ograničenja

Geometrija ispitivanog uzorka ili njegovo postavljanje mogu izravno utjecati na izmjerene podatke tijekom ispitivanja. Mogući utjecaji su kontaktne površine gdje trenje ima ulogu, ili geometrija koja je osjetljiva na određeni tip loma. Ta tzv. geometrijska ograničenja mogu se uvesti na temelju kontakta ili trenja nastalog korištenim setom alata u području zanimanja, asimetrijom alata, anizotropnim ponašanjem materijala ili geometrijom koja vodi do visokih koncentracija naprezanja. U našem slučaju dolazi do pojave anizotropije, koja povećava nužnost za ispitivanjem u više od jedne osi. Kod dvoosnog deformiranja anizotropija će dovesti do loma slabije osi.

2.1.3. Mjerenje naprezanja, deformacija ili sila

Sva ispitivanja nemaju jednake mogućnosti za mjerenje naprezanja, deformacija i sila. Najidealnije rješenje bi bilo izravno mjerenje naprezanja u većini slučajeva, ali je teško ostvarivo. Naprezanja su obično izračunata iz deformacija ili sila i njima pripadajućih površina. Mjerenje deformacija može se ostvariti pomoću postavljenog digitalnog prikaza za uzorak kojim se mogu mjeriti deformacije na gornjoj i donjoj površini. Naprezanja se mogu izračunati pomoću metode konačnih elemenata, no pritom ovise o dovoljno dobro postavljenom modelu. Rješenje je i mjerenje sila i površina na kojima djeluju, kako se radi kod 1D vlačnog ispitivanja. To je jedino moguće kad su obje sile na površini koja se može izmjeriti. Dobro je za koristiti kod jednostavnog vlačnog ispitivanja, no za složenija stanja naprezanja uglavnom nije moguće.

2.2. Vizualne metode mjerenja deformacija - metoda korelacije digitalne slike

Kako na mjestima prihvata dolazi do velikih deformacija, najtočniji i najpraktičniji način za mjerenje deformacija na sredini uzorka je vizualnim metodama. Metoda korelacije digitalne slike (eng. *Digital Image Correlation, DIC*) je optička metoda mjerenja pomaka i/ili deformacija na površini krutih i deformabilnih tijela. Metoda korelacije digitalne slike se u posljednje vrijeme sve više koristi zbog svoje visoke preciznosti, dok se pritom koristi jednostavna oprema te se mjerenje odrađuje beskontaktno.

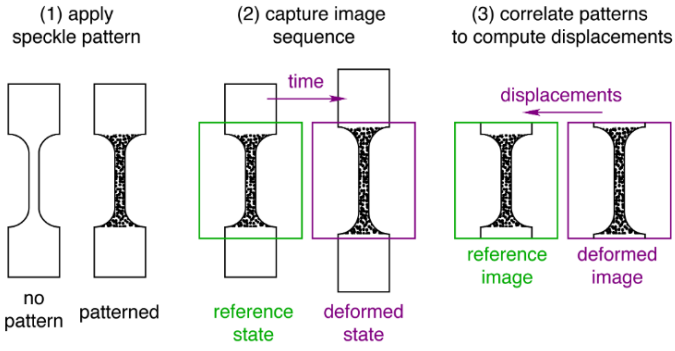
- Podjela DIC metoda [3]:

Jedan od načina podjele DIC metoda je prema dimenzijama izračunatih pomaka. Tako 2D metoda korelacije digitalne slike koristi jednu kameru i mjeri pomake samo na ravnim plohama. Kod 3D DIC metode, gdje se koriste dvije ili više kamera, može se mjeriti i treća dimenzija (dubina) postupkom koji se naziva triangulacija. Na taj način se mjeri trodimenzionalne pomake na ravnim i zakrivljenim plohama.

Druga kategorija je podjela po tehnici traženja teksture i dijeli se na lokalni i globalni DIC. Lokalni DIC dijeli teksturu na nekoliko faseta i svaku fasetu posebno traži na deformiranoj teksturi. Globalni DIC koristi metodu konačnih elemenata kako bi bez korištenja faseta pronašao pomake.

Da bi se mogla provesti korelacija digitalne slike, ispitni uzorak mora na sebi imati nasumično nanešenu teksturu. Osnovni zadatak metode korelacije digitalne slike upravo je praćenje pomaka i deformacija na teksturi uzorka u slijedu slika, prema Slici 2. Postupak DIC mjerenja može se podijeliti u tri koraka:

1) nanošenje teksture za praćenje na uzorku,
2) snimanje slike uzorka tijekom pomaka/deformacija,
3) analiza slike za izračunavanje pomaka površine uzorka.



Slika 2. Postupak DIC mjerenja [3]

Prva slika u nizu definirana je kao referentna slika ili osnovica s kojom se uspoređuju ostale slike. DIC povezuje teksture između referentne i deformirane slike, a zatim iz njih izračunava pomake teksture.

U slučaju razvoja ove dvoosne kidalice, razmatra se opcija sa sustavom s dvije kamere, odnosno 3D DIC metoda. Bitno je naglasiti kako 3D DIC metoda mjeri pomake samo na površini uzoraka, ne i unutar njihova volumena. Za slučaj mjerenja unutar volumena uzorka, potrebno je koristiti DVC metodu.

- Šarena tekstura uzoraka

Da bi se uskladile referentne i deformirane slike, DIC prati značajke na površini uzorka koje zajedno tvore šarenu teksturu. Povremeno će prirodna površina uzorka biti dovoljna za teksturu uzorka, ali obično se na uzorak mora primijeniti umjetna tekstura. Kvaliteta rezultata DIC-a veoma ovisi o kvalitetno postavljenoj šarenoj teksturi.

- Snimanje slika

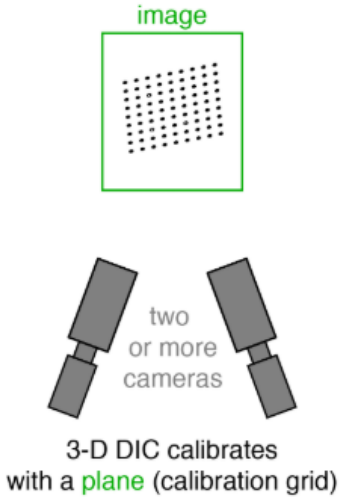
Najbitniji korak u prikupljanju podataka za DIC je snimanje slika. Općenito, kvalitetna fotografija translatira se u dobre slike DIC-a, no postoji još nekoliko dodatnih razmatranja u ovome slučaju. Prvo od njih je odabir odgovarajućeg uvećanja slike. Uvećanje slike ovisi o razini duljine uzoraka i pojavama koje ispitivanja promatraju. Algoritmi za DIC su svojstveno neovisni o razini duljine, pa razina pretvorbe fizikalne duljine proizlazi iz uvećanja slike. Za visoko precizne rezultate potrebno je koristiti kvalitetne kamere. Nekoliko je korisnih prijedloga u ovome slučaju:

- poželjno je korištenje crno-bijelih kamera s niskom razinom šuma,
- leće bi trebale imati što manju zakrivljenost, a poželjno je da se koriste telecentrične leće kod kojih uvećanje uzorka ne ovisi o dubini ili polju pogleda,
- kamere se trebaju postaviti na kvalitetno postolje kako bi se umanjile vibracije, a kablovi se trebaju čvrsto povezati. Kamere se nikako ne smiju pomicati jer i najmanji pomak uzrokuje poremećaj rezultata,
- bitno je da sve kamere u sustavu imaju jednako vidno polje,
- bitno je što bolje fokusirati kamere za što preciznije rezultate,
- bitno je redovito čišćenje kamera i leća,
- osvjetljenje treba biti jednoliko raspoređeno po površini uzorka te ne smije biti prejako kako ne bi došlo do zagrijavanja uzorka, a samim time i pomicanja njegove teksture.

- Kalibracija

Prije početka mjerenja potrebno je podešavanje optičkog sustava, što podrazumijeva udaljenost sustava od mjernog objekta, osvjetljenje objekta i kalibraciju kamere. Potrebno je vrlo precizno kalibrirati kamere kako bi slika bila što oštrija, a rezultati precizniji. Kalibracija se koristi za podešavanje unutarnjih i vanjskih parametara kamere, te za poništavanje svih nepravilnosti u kameri uzrokovanih okolinom u kojoj se provodi mjerenje. Primjerice, to može biti prašina, prepreke između mjernog objekta i kamere (staklo ili tekućina), greške i nepravilnosti na lećama itd. Ovisno o promatranoj skali provodi se kalibracija pomoću odgovarajućih kalibracijskih objekata.

Kod 3D DIC metode, za kalibraciju je potrebno uzeti u obzir razmak između dvije kamere te udaljenost senzora od kalibracijskog objekta. Sve veličine za ispravnu kalibraciju su predložene u priručniku softvera za različite leće i veličine mjernih objekata. Koriste se ravni kalibracijski objekti kao na slici 3., a potrebno je postići minimalno 15 pogleda kako bi kalibracija bila što preciznija. Greška kod ispravne kalibracije može iznositi od 0,01 do 0,04 piksela. [3]



Slika 3. Kalibracija 3D DIC [3]

Kalibracijski objekt postavlja se na uzorak i zabilježi se nekoliko fotografija te se na temelju toga određuje kolika je veličina jednog piksela. Kamere se nakon kalibracije postavljaju pred mjerni uzorak, a po potrebi se namještaju izvori svjetla te se odabire brzina snimanja slika (broj slika u sekundi) i vrijeme ekspozicije.

3. Uređaji za vlačno ispitivanje materijala

3.1. Kidalice

Kidalica je uređaj kojim se materijali mogu vlačno/tlačno ispitivati. Ona je temeljna oprema svakog laboratorija za mehaničko ispitivanje materijala. Od svojih početaka pa do danas, vidljiv je veliki napredak kidalica od mehaničkih uređaja do puno složenijih elektromehaničkih i hidrauličkih uređaja s naprednom elektronikom i mikroračunalima. Kidalice su se znatno usavršile u proteklim godinama, naročito u pogledu točnosti mjernog sustava i regulacije brzine opterećivanja, što je omogućeno primjenom različitih elektroničkih komponenti.

U današnje vrijeme se od kidalica zahtijeva:

- jednostavna izrada,
- mala masa, a pritom dovoljno velika čvrstoća i krutost,
- pravilno prenošenje opterećenja na ispitni uzorak te pravilno očitanje iznosa sile opterećenja u svakom trenutku,
- mirno opterećenje bez udara koje se može dulje vrijeme održavati konstantnim,
- jednostavan prihvat kojim se može lako rukovati, bez klizanja ispitnog uzorka.

Kidalice se u pravilu sastoje od:

- okvira (postolja),
- mehanizma za opterećivanje,
- uređaja za mjerenje sile,
- uređaja za očitavanje.

U okvir (postolje) kidalice ubrajaju se korištene grede i postolje sa smještenim pogonskim mehanizmom. Od okvira se zahtijeva da podnosi opterećenja sukladno s potrebama pogonskog sustava te da osigura dovoljno radnog prostora za lako rukovanje ispitnim uzorkom. Najbitnije svojstvo postolja je da su izrazito kruti. Krutost postolja kidalice može biti aksijalna, poprečna i torzijska. Kod većine vlačnih ispitivanja, najbitnija je aksijalna krutost. Kruto postolje smanjuje mogućnost pojave deformacija, a samim time i akumuliranje elastične energije usred ispitivanja. Potrebno je minimizirati pojavu deformacija okvira kako bi se ostvarila visoka točnost u mjerenju.

Uređaj kojim se uzorak opterećuje može biti mehanički, hidraulički, pneumatski, električni ili kombinacija navedenih tipova. Vrsta uređaja za opterećivanje se odabire prema

konstrukcijskim zahtjevima i potrebnoj maksimalnoj sili. Za slučaj opterećivanja manje radne sile iznosa 2 kN, koje se promatra u ovome zadatku, uglavnom se koristi mehanički pogon, no taj izbor će biti detaljnije objašnjen u nastavku. Za potrebne brzine opterećivanja u ovom projektu, pogodni su elektromehanički pogoni.

3.2. Postojeća rješenja kidalica za ispitivanje biomaterijala

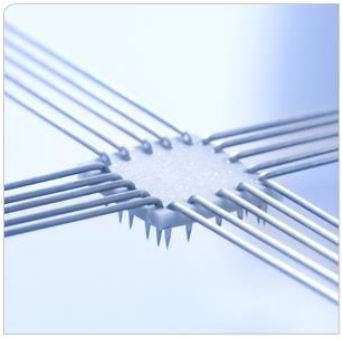
U okviru ovog rada potrebno je konstruirati horizontalnu dvoosnu kidalicu radne sile do 2 kN za statičko i niskofrekventno dinamičko vlačno ispitivanje bioloških tkiva i mekih polimernih materijala. Pregledana su neka od postojećih rješenja kidalica za dvoosno ispitivanje biomaterijala.

3.2.1. CellScale-ov BioTester [4]

Ova kidalica predviđena je za korištenje na uzorcima veličine $3 - 15\ \mathrm{mm}$. Ispitivanje se provodi na način da se u softver unose željena primijenjena sila ili pomak za obje osi. Kod ispitivanja, uzorak se postavlja u kupku za održavanje temperature. *BioTester* sadrži 4 linearna aktuatora s mjernim ćelijama koji održavaju uzorak stacioniran u odnosu na sustav prikaza rezultata (CCD sustav – mjerilo deformacija na temelju slike).

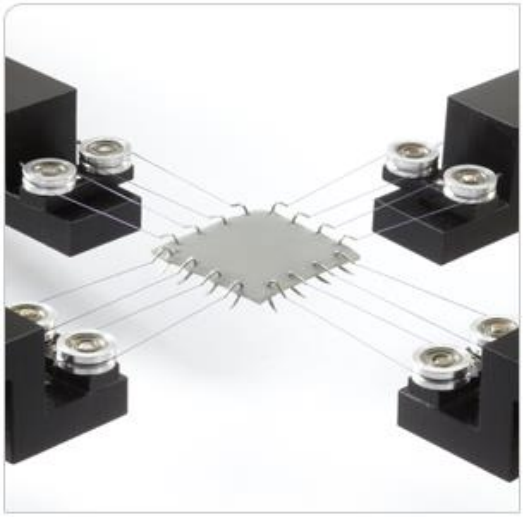
BioTester ima različite načine postavljanja prihvata ovisno o uzorku, tako da je moguće koristiti prihvate s nitima, čeljustima i *BioRake* patentiranim sustavom. Svi navedeni mehanizmi prihvata su magnetski postavljeni radi lakšeg postavljanja/skidanja kod čišćenja između različitih uzoraka.

BioRake sustav namještanja uzoraka je patentirani sustav *CellScale*-a za namještanje mekih tkiva i biomaterijala (slika 4.). Svaki zubac je elektrokemijski naoštren tako da lako probije i najkruće kao i najosjetljivije uzorke tkiva. Svaki set je trajno prikačen zajedničkoj bazi kako bi se omogućilo probijanje svih 20 točaka pričvršćivanja. Za izvođenje ispitivanja, uzorci su postavljeni i podignuti ručnim podizanjem i primijenjen je pritisak kako bi zupci probili tkivo. Uzorak je tada postavljen i spreman za ispitivanje kroz par trenutaka.



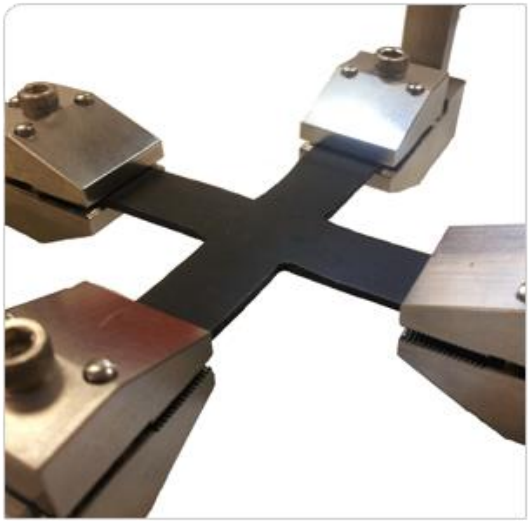
Slika 4. BioRake sustav [4]

Mehanizam koji se koristi za ispitivanje uzoraka kod *BioTestera* je sustav balansiranih remenica (*Balanced Pulley*) (Slika 5.). To je *CellScale*-ova metoda pri kojoj je onemogućeno smično naprezanje uzorka tijekom dvoosnog ispitivanja. Dvije kuke postavljene na oba kraja šava po jednoj remenici koriste se za stvaranje 4 točke povezivanja na svakoj strani uzorka.



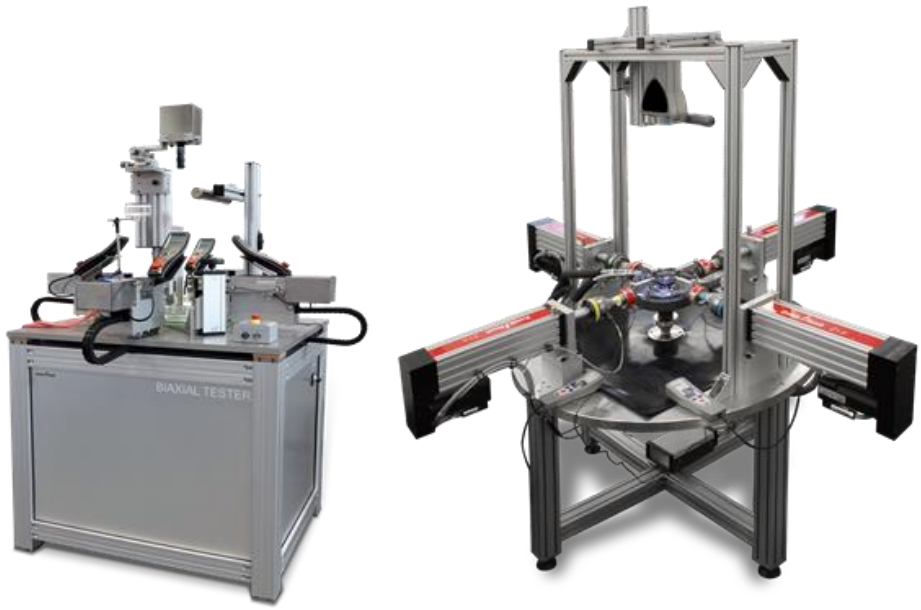
Slika 5. *Balanced pulley* sustav [4]

CellScale također nudi i jednostavniji način postavljanja uzoraka pomoću steznog prihvata čeljustima. Kod ovog načina nema probijanja uzorka, već dolazi do njegovog stezanja na četiri strane zbog čega je često korišten kod križnih uzoraka.



Slika 6. Stezni način prihvata [4]

3.2.2. Zwick-Roell kidalice za dvoosno ispitivanje [5]



Slika 7. *Zwick Roell*-ova dvoosna kidalica [5]

Dvoosne kidalice proizvođača *Zwick Roell*-a dostupne su u standardiziranim i prilagođenim oblicima. Standardizirani oblici su:

- dvoosna kidalica pri niskim opterećenjima s 4 horizontalna linearna aktuatora za jednoosna i dvoosna ispitivanja prirodnih i umjetnih elastičnih tkiva do maksimalnog opterećenja od 2kN,
- dvoosna kidalica s horizontalnim elektomehaničkim aktuatorima za jednoosna i dvoosna vlačna ispitivanja na folijama, papiru, elastomerima i biomaterijalima do maksimalnog opterećenja od 2 kN,
- dvoosna kidalica s vertikalnim elektomehaničkim aktuatorima za jednoosna i dvoosna vlačna ispitivanja na limovima, elastomerima i plastici do maksimalnog opterećenja od 50 kN,
- dvoosna kidalica sa horizontalnim stolnim strojevima za jednoosna i dvoosna vlačna ispitivanja na limovima, elastomerima, plastici do maksimalnog opterećenja od 150 kN,
- dvoosna kidalica s vertikalnim strojevima za jednoosna i dvoosna vlačna ispitivanja na limovima do maksimalnog opterećenja od 250 kN.

Prednosti ove kidalice:

- upotrebljavaju se dokazane *Zwick Roell*-ove standardne komponente,
- prigodna radna visina,
- neometan pogled na uzorak,
- glatka promjena modova kontrole pomaka ili sile,
- niski troškovi održavanja kombinirani s visokim životnim vijekom.

Deformacije se mjere optički pomoću dokazanog *videoXtens* ekstenzometra. [5]

3.2.3. ElectroForce [6]

ElectroForce dvoosna kidalica je prilagođena specifičnim potrebama istraživanja. U nju se mogu ugraditi 2 ili 4 linearna motora na osnovnu ploču uz dodatke poput:

• kuka ili čeljusti,

• grijane fiziološke kupke,

• sterilne komore *BioDynamic*®,

• dodatnih aktuatora za ispitivanja udara i torzije.

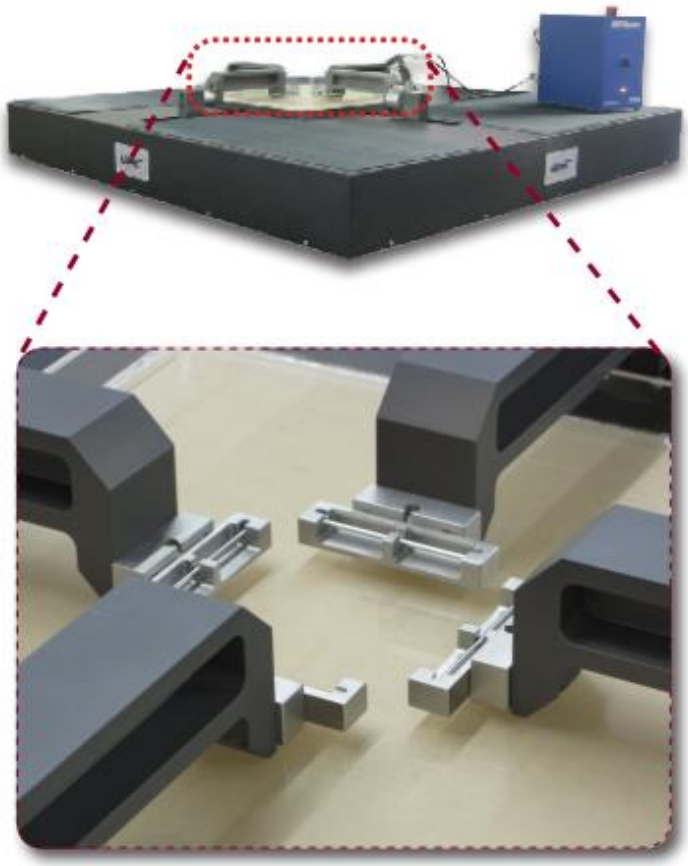
Slika 8. Konfiguracije *ElectroForce*-a s 2 i 4 aktuatora [6]

Dimenzije osnovne ploče kod ovih kidalica su: 914 mm x 914 mm x 50 mm.

Specifikacije proizvoda (konfiguracija s 4 motora):

- dinamička sila: ± 200 N (na raspolaganju je i opcija ± 400 N),
- statička sila: ± 140 N,
- pomak: 25 mm,
- frekvencija: 0-100 Hz,
- kalibrirana točnost senzora,
- sila kalibrirana u ASTM E4.

3.2.4. ADMET ravninska dvoosna kidalica [7]



Slika 9. ADMET dvoosna kidalica [7]

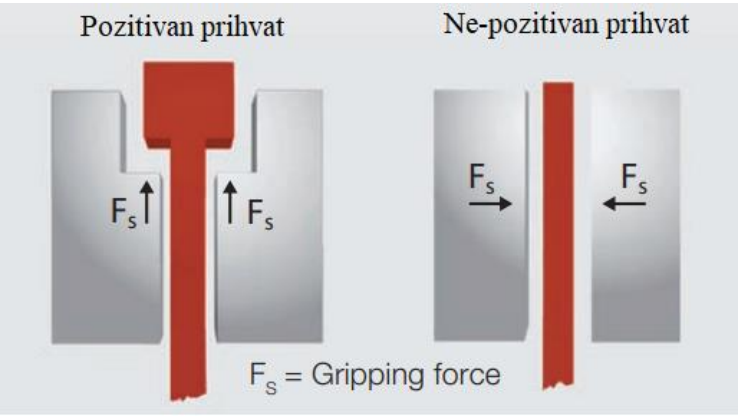
Kod ove kidalice dva okomita aktuatora mogu biti programirana tako da se kreću neovisno jedan o drugome ili tako da se kreću koordinirano pod kontrolom sile ili deformacije. U katalogu proizvođač kaže kako uzorci mogu biti postavljeni u zraku ili odabranoj toplinskoj kupki prilikom ispitivanja, no poželjno je kod ispitivanja biomaterijala koristiti toplinsku kupku kako bi se bolje producirala željena okolina. Mogući prihvati na ovoj kidalici su: čeljusti, prihvati za šavove (prikazani na donjem dijelu slike 9.) te utor za mrežu pinova. ADMET-ove dvoosne kidalice su u ponudi za sile do 2 kN.

3.3. Prihvati

Kao što se moglo vidjeti na prethodnim primjerima izrađenih dvoosnih kidalica, kod njene izrade bitno je odrediti način prihvata uzorka. Prihvati su mehanička veza između uzorka i kidalice. Njihova zadaća je prenijeti pomak s aktuatora na uzorak i pritom isporučiti senzoru primijenjeno opterećenje na uzorak. Zahtjevno je prihvatiti osjetljive uzorke poput mekog tkiva bez utjecaja na mehanička svojstva ili oštećenja tkiva.

Pravilni odabir prihvata zahtijeva da se pritom provjere idući uvjeti [7]:

- razlike u obliku, dimenzijama i materijalnim svojstvima uzorka – ključna su različita svojstva tvrdoće, čvrstoće, duktilnosti i elastičnosti uzorka,
- odgovarajući doseg sila i deformacija,
- ovisno o obliku uzorka, opterećenje se može prenositi preko pozitivnog (sila se prenosi oblikom, lijevo na slici 10.) ili ne-pozitivnog prihvata (sila prihvata djeluje okomito na os prihvata, desno na slici 10.). Za većinu vlačnih ispitivanja opterećenje se prenosi ne-pozitivno s obzirom na to da je većina uzoraka izvedena od žica, remenja, užadi, limova ili ostalih tankih materijala. Ovisno o potrebnom opterećenju i površini prihvata, može se birati između samosteznih prihvata i vanjski pogonjenih prihvata. Za ne-pozitivni tip prihvata većinom se koriste kliješta za čvrsto pritezanje uzorka ili probijanje uzorka na neki od ranije navedenih načina,

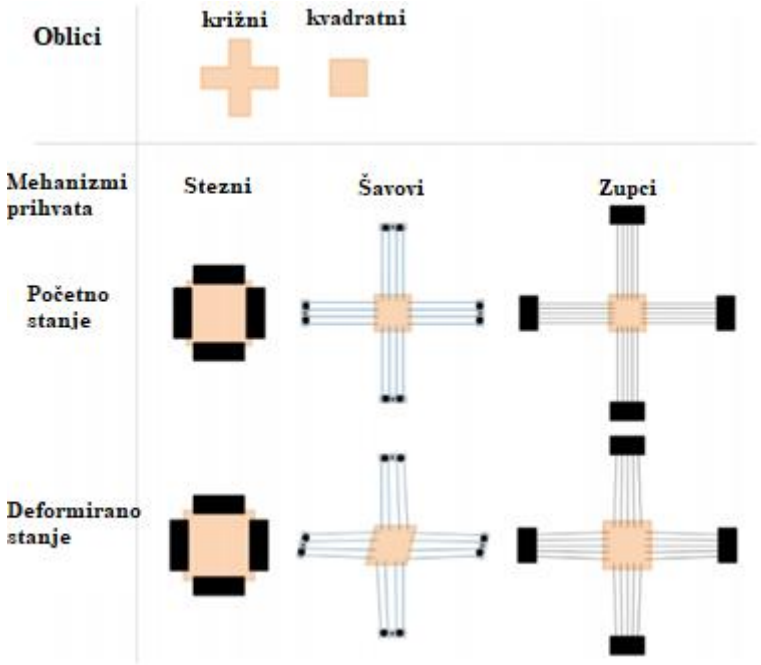


Slika 10. Pozitivni i ne-pozitivni prihvat uzorka [7]

- ako je potrebno izvesti veliki broj podjednakih ispitivanja, pogodno je koristiti automatsku primjenu sile prihvata, kao što to nude pneumatski ili hidraulički prihvati,
- ako se treba provesti nekoliko različitih ispitivanja, od prihvata se traži da bude što lakše zamijenjiv (smanjeno vrijeme mijenjanja i pripadajući troškovi).

Kako će u slučaju biomaterijala biti potrebno koristiti negativni prihvat, te se od prihvata traži da bude jednostavno i brzo zamijenjiv, kao najkorisnije opcije pojavljuju se mehanički prihvati u obliku kliješta, šavova ili zubaca.

Mogući oblici uzoraka i opcije mogućih prihvata (kliješta, šavovi, zupci) korištenih u prijašnjim navedenim istraživanjima dvoosnog opterećenja, prikazani su na slici 11.



Slika 11. Uzorci prema prihvatima prije i poslije opterećenja (kliješta, šavovi, zupci) [7]

Kidalica može biti maksimalno iskoristiva samo ako se pritom koriste pravilni prihvati. Bitno je ne preopteretiti prihvat jer to ne dovodi samo do njegovog oštećenja, već i do mogućeg oštećenja mjerne ćelije. Najčešći problemi kod prihvata u vlačnom ispitivanju su [7]:

- proklizavanje uzorka s površina prihvata:
  - zbog premale sile prihvata uzorka – moguće rješenje: pneumatski prihvat,
  - zato što površina čeljusti zauzima premali dio površine uzorka – preporuča se da prihvati zauzimaju barem ¾ površine uzorka, što osigurava čvrsti prihvat,
  - površina čeljusti nije pravilno odabrana za ispitivani uzorak,
- lomljenje uzorka na površinama prihvata:
  - moguća prejaka sila prihvata na čeljusti,
  - kod pneumatskog prihvata može se postaviti idealni tlak za silu prihvata (koji neće biti niti premali da uzorak klizne, niti preveliki da dođe do pucanja na krivom mjestu),
- nemogućnost čvrstog prihvata uzorka radi njegova nestandardnog oblika ili dimenzija
  - rješenje - korištenje šavova ili zubaca.

3.3.1. Čeljusti

Čeljusti nude najbrže opterećivanje, najveću iskoristivost i najviše ponavljanja ispitivanja za vlačne testove, no one su idealne za jednoosna ispitivanja. Kada se primjenjuje opterećenje na popustljive uzorke, poput mekog tkiva, uzorak će se protegnuti i istegnuti duž osi na kojoj djeluje vlačna sila. Okomito na tu os, uzorak se sužava i tako omogućuje istezanje na osi opterećenja, no kod dvoosnog ispitivanja, čeljusti su također pričvršćene i na okomitoj osi. Uvođenje tih dodatnih čeljusti često započinje nepoželjna ograničenja uzorka. Tako se uzorak više ne može sužavati duž okomite osi kako bi se omogućilo produljenje u prvobitnoj osi opterećenja. Umjesto toga, njihova velika površina ograničava kretanje uzorka i značajno utječe na raspodjelu opterećenja unutar uzorka. Ova ograničenja mogu dovesti do promjene fizikalnih svojstava. Za rješavanje ovog problema uveden je alternativni oblik uzorka. Uzorak križnog oblika omogućuje veće kretanje unutar uzorka jer se čeljusti postavljaju na krakove i opterećenje se raspoređuje na središnje područje. Ispitivanje uzoraka križnog oblika u odnosu na uzorke kvadratnog oblika rezultira većim rasponom deformacije i jednostavnijim prikupljanjem podataka, ali potrebno je obrnuto prilagođavanje parametara konstitutivnih jednadžbi modela.

Stoga, kako bi se koristila metoda pričvršćivanja čeljustima, potrebno je pripremiti uzorke u obliku križa. Uz to je ovaj oblik iznimno teško dobiti za biološke ili umjetne uzorke. I biološki i umjetni uzorci potječu iz ograničenih izvora, uključujući tijelo ili složene inženjerske postupke. Izuzetno je teško pripremiti ove uzorke u obliku križa zbog ograničenih izvora, troškova i vremena. Zbog ovih razloga, čeljusti nisu prikladne za pravilno prianjanje mekog tkiva. Čeljustima se nudi ponovljiva, korisnicima laka metoda za sustav prihvata kod jednoosnog ispitivanja, ali ona dosta ograničavaju potrebni odgovor uzorka u naprezanju i deformacijama kod dvoosnog ispitivanja.

3.3.2. Šavovi

Druga metoda pričvršćivanja uzorka uključuje šivanje ili vezanje svake strane uzorka na senzor. Da bi se koristio ovaj mehanizam prihvata, korisnik mora biti krajnje oprezan da sigurno i precizno pričvrsti šavove bez oštećivanja uzorka. Tipično ispitivanje šavovima sastoji se od skupa od četiri šava pričvršćena na svaku stranu uzorka pomoću kuka.

Zatim se svaki šav zaveže oko remenice/koloture. Ova postavka održava jednaku napetost u cijelom uzorku onemogućujući bočno pomicanje uzorka.

Ispitivanjem sustavom šavova i remenica osigurava se ujednačena primjena sila na cijelom uzorku, onemogućujući kontralateralno kretanje i rotaciju uzorka. Anizotropni uzorak

može sadržavati kruto ili jače područje zbog različitih prilagodbi vlakana, što rezultira smicanjem ili geometrijskim pomakom unutar uzorka pri opterećenju svakog vlakna. Međutim, ova metoda ne osigurava jednolike pomake. To je također vrlo varijabilna metoda pričvršćivanja koja zahtijeva dosta vremena i kirurške vještine za pričvršćivanje svakog šava. Ručno je izuzetno teško umetnuti kuke za pričvršćivanje na precizan razmak od rubova uzorka i drugih šavova. Zatim, petljajući šavovi na remenicama mogu izazvati neželjeno prednaprezanje na uzorku i točkama probijanja. Stoga su glavna ograničenja korištenja šavova upotrebljivost, ponovljivost i očuvanje uzorka.

3.3.3. Zupci (kukice)

Treća metoda prihvata, prihvat zupcima obično se koristi kao metoda prihvata uzoraka mekog tkiva tijekom dvoosnog ispitivanja. Djeluju na sličan način kao šavovi, probijajući uzorak duž rubova i pričvršćujući se na mjernu ćeliju. Zupci, međutim, ne dopuštaju smicanje kao što je to kod metode šava. Zupci su osigurani zajedničkom fiksnom podlogom. Da bi se ova metoda najbolje primijenila, istraživanje pokazuje da povećanje broja zubaca i povećanje širine između zubaca poboljšava kvalitetu dvoosnog ispitivanja. Unutarnji zupci trebaju biti što je moguće udaljeniji, a vanjski zupci što bliže jedan drugome. Širi razmak točaka opterećenja poboljšava bolju raspodjelu opterećenja.

Kako se opterećenje primjenjuje na veće područje uzorka, koncentracije naprezanja između točaka probijanja se smanjuju. Prednosti upotrebe zubaca za prihvat uzoraka uključuju ponovljivost, upotrebljivost i točnost. Probijanje zubaca kroz uzorak zahtijeva manje vještine, a razmak između njih ostaje jednak onome na bazi. Ovaj fiksni razmak također osigurava ravnomjernu raspodjelu opterećenja. Međutim, zupci mogu nedosljedno primijeniti predviđeno opterećenje jer mogu tijekom ispitivanja prenijeti kontralateralne sile na uzorak. Budući da su fiksni i izrazito kruti, oni ne nude slobodu kretanja da bi anizotropno reagirali na primijenjeno opterećenje. Slijedom toga, oni nisu prikladni za uporabu u slučajevima velikih deformacija smicanja, koje su uobičajene kod anizotropnih uzoraka.

3.3.4. Odabir idealnog prihvata za ovu primjenu

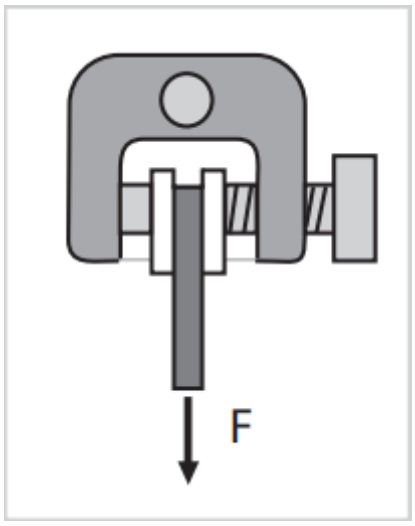
Kako se za kidalicu traži široka primjena s različitim tipovima uzoraka, od jačih uzoraka kod kojih bi se ispitivala vlačna opterećenja do iznosa od 2 kN izvan kupke, do potpuno osjetljivih malih kvadratnih uzoraka biomaterijala kojima je potrebna mala vlačna sila ispitivanja te koji bi se ispitivali u kupkama, potrebno je odrediti više setova prihvata.

1. Za veće sile do 2 kN potrebni su veći i jači prihvati te se kod njih ne bi koristila posuda, idealna rješenja su načini učvršćivanja čeljusti vijkom.

Characteristics/Features	Specimen grips (Function principle)							
	Screw-	Spring loaded-	Pneumatic-	Hydraulic-	Wedge-	Wedge screw-	Pincer-	Toggle-
Size (max. test load)								
Smallest verison [kN]	0.02	0.02	0.02	10	2.5	0.5	0.5	0.3
Largest version [kN]	50	0.05	100	2000	600	250	10	2.5
Temperature range								
Lower limit [°C]	-70	-15	-70	-70	-70	-40	-40	-15
Upper limit [°C]	+250	+80	+250	+250	+250	+250	+250	+80

Slika 12. Tipovi čeljusti i njihovi radni opsezi opterećenja i temperatura [6]

Screw grips ili čeljust koja se priteže vijkom, prikazana je na slici 13.



Slika 13. *Screw grips* prihvat

Kod ovog tipa prihvata, opterećenje prihvata uzorka se primjenjuje ručno ili pomoću elektromotora. Koristi se kod manjih opterećenja. Sila prihvata ovisi o torziji vijka pritezanja i prianjanju površina prihvata/kliješta. Veoma je jednostavan za korištenje, najčešće U-oblika za dobru pristupačnost.

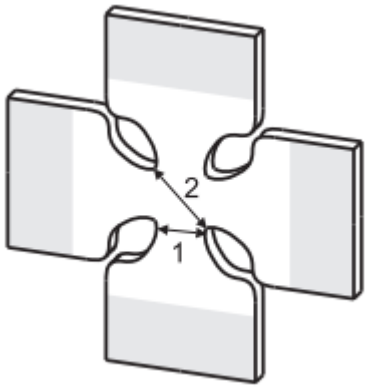
2. Manje čeljusti za manje sile, koristile bi se za mekše materijale koji bi "oponašali" biomaterijale. U ovom slučaju bi se koristila posuda s tekućinom te bi stoga čeljusti trebale biti od nehrđajućeg materijala.

3. Za ispitivanje malih kvadratnih uzoraka biomaterijala

   Prema primjerima prihvata navedenim u poglavlju 3.2. ranije, za ispitivanje manjih i osjetljivijih uzoraka najbolje rješenje je korištenje šavova ili kukica. Kako je potrebna jednostavna izmjena prihvata, tako se smatra kako je najbolje rješenje za ovaj slučaj magnetno postavljanje prihvata slično kao što je to kod prihvata u *BioTester*-u. U slučaju prihvata s magnetima, uzorak bi se mogao postaviti van kidalice te bi se zatim s pripadajućim prihvatima povezao magnetom na nosače na krajevima aktuatora.

3.4. Ravninsko ispitivanje s uzorkom križne geometrije

Kako je odabran prihvat čeljustima za jača opterećenja, potrebno je u tom slučaju vršiti ispitivanja s uzorcima križne geometrije. Na taj način nije potrebno probijati uzorak, nego samo čvrsto pritegnuti 4 kraja uzorka. Stoga je idealno kod ovakvog tipa prihvata koristiti križni uzorak.



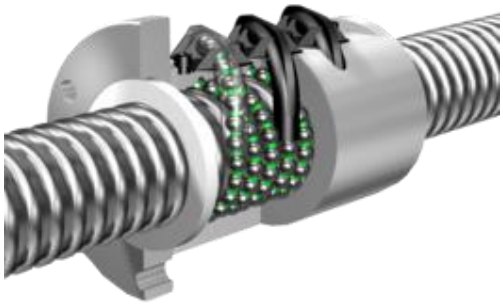
Slika 14. Plošni križni oblik s kotiranim širinama vrata za krakove (1) i centar (2) [1]

Osnovna ideja križnog uzorka temelji se na standardnom vlačnom testu, ali s dodanom drugom osi naprezanja. Pojavljuju se pomaci na 4 kraka križnog uzorka, pritom uvodeći vlačne sile u dvama okomitim smjerovima u sredini uzorka.

4. Konstrukcija dvoosne horizontalne vlačne kidalice

4.1. Elektromehanički linearni aktuatori

Aktuator je dio stroja koja obavlja rad pomacima mehanizama mehatroničkih sustava. Uloga linearnog aktuatora je obavljati fizički rad po pravocrtnoj liniji neke koordinatne osi. Kako je prethodno navedeno, za tražene iznose opterećenja na kidalici te male brzine opterećivanja, najkorisnije je u tu svrhu poslužiti se elektromehaničkim aktuatorima. Elektromehanički aktuatori pogonjeni su elektromotorom pri čemu je njihova glavna svrha da se rotacijsko gibanje motora potom preko vretena, osnovnog dijela svakog mehaničkog linearnog aktuatora, pretvara u aksijalno gibanje. Dakle, tim putem se rotacijsko gibanje motora pretvara u linearni pomak matice. Koriste se aktuatori s kugličnim ili trapeznim vretenom. Obje vrste vretena pretvaraju rotacijsko gibanje u translacijsko. No ovisno o slučaju u kojem se koriste, razlike su velike. Kada je riječ o većim opterećenjima, zahtjevnoj preciznosti, maksimalnoj brzini ili učinkovitosti prednost imaju kuglična vretena. S obzirom da ona između navojnog vretena i matice imaju kuglice, stvaraju se kontaktne točke preko kojih se prenose opterećenja. To omogućava veću iskoristivost u usporedbi s trapeznim vretenima, kod kojih postoji linijski kontakt. Iskoristivost kugličnih vretena može biti iznad 90%, dok je iskoristivost trapeznih vretena samo 50% ili čak niža. [8]



Slika 15. Kuglično navojno vreteno s prikazanom cirkulacijom kuglica [9]

Kako je potrebno dobiti translacijsko gibanje, kod aktuatora je vreteno stacionirano, odnosno rotira se bez aksijalnog pomaka, dok je matica taj element koji vrši gibanje. Linearnom aktuatoru s gibajućom maticom potrebno je postaviti motor koji daje snagu na rubu vretena. Motor može biti postavljen paralelno ili okomito na aktuator, a moguće i neizravno putem

jednog od prijenosnika. Motor rotira vreteno, a matici je onemogućeno okretanje, tako da se u ovom položaju matica pomiče gore-dolje po vretenu.

4.1.1. Vrste pogonskih motora

Za elektromehanički aktuator može se koristiti nekoliko vrsta pogonskih motora: servo, DC *brush* (s četkicama), DC *brushless* (bez četkica), koračni (*stepper*) motor ili indukcijski motori. Motor koji se koristi bira se na temelju zahtjeva primjene i opterećenju koje je potrebno pomaknuti. Kod aktuatora koji se koriste u laboratorijskim uvjetima potrebna je finija rezolucija i visoka točnost.

4.1.1.1. Servomotor [12]

Elektromotor koji unutar kućišta ima integrirani senzor pozicije osovine motora (enkoder) te uglavnom reduktor na izlazu osovine, radi smanjenja brzine i povećanja momenta osovine motora. Servomotori imaju odlične karakteristike momenta/brzine i većinom se oni koriste kao pogonski motori. Sastoje se od mehanizma zatvorene petlje u kojoj senzor (enkoder) spojen na motor šalje signal u kontroler (negativna povratna veza), odnosno informaciju o poziciji osovine motora te tako kontroler može ispraviti poziciju osovine, a samim time i moment, odnosno brzinu vrtnje motora.

4.1.1.2. Koračni motor (stepper motor)

Elektromotor bez integriranog senzora, s upravljanjem u otvorenoj petlji, odnosno svakim impulsom iz kontrolera, koračni motor zakrene osovinu za određeni stupanj. Motor se ne kreće kontinuirano, već u koracima, odnosno pozicija osovine motora proporcionalna je broju impulsa, a brzina vrtnje frekvenciji tih impulsa.

Za primjenu pogona aktuatora kidalice potreban je integrirani senzor pozicije te je stoga pogodnije odabrati servomotor. Za primjenu kod mehanizma podizanja posude koristiti će se koračni motor.

4.1.2. Prednosti elektromehaničkih aktuatora [10]

Posljednjih godina porasla je potražnja za elektromehaničkim aktuatorima. Nekoliko ciljeva koji su utjecali na taj porast u industriji su:

• Poboljšanje izvedbi stroja s elektromehaničkim aktuatorima koji tako imaju veću preciznost.

• Smanjenje dimenzija opreme s elektromehaničkim aktuatorima kojima je potrebno samo oko četvrtine prostora za postizanje iste sile potiska u odnosu na npr. pneumatske aktuatore.

• Korištenje energije je učinkovitije, jer elektromehanički aktuatori ne trebaju kompresore zraka koji neprestano rade održavajući tlak.

• Smanjivanje održavanja i ukupnih troškova vlasništva, jer elektromehanički aktuatori koriste manje sastavnih dijelova, ne zahtijevaju kompresore i ne trpe propuštanje zraka.

Uobičajena je usporedba elektromehaničkih aktuatora s hidrauličkim ili pneumatskim aktuatorima. Pneumatski aktuatori se obično koriste za lagana opterećenja i samo za kretanje između dva položaja. Svaki kraj hoda kontroliran je mehaničkim ograničenjima ili tvrdim zaustavljanjima. U tim uvjetima, budući da upravljanje nije potrebno ni u jednom krajnjem položaju, pneumatski aktuatori putuju velikom brzinom i jeftini su. Točniju kontrolu moguće je postići pneumatikom ako se primijene proporcionalni regulatori i ventili. Međutim, posljedica je skuplji trošak i veoma složen sustav. Održavanje sustava također postaje skuplje. Također, održavanje kontrole aktuatora i istodobno zadržavanje komprimiranog zraka ima svoja ograničenja. Za primjenu konstantnog tlaka kompresor mora stalno raditi. Pneumatski aktuatori imaju problema s postizanjem male i kontrolirane brzine.

Hidraulički aktuatori se obično koriste za velike sile, stvarajući sile 25 puta veće od sile pneumatskog cilindra jednake veličine. Korištenjem snage tekućine može se održavati konstantan tlak bez potrebe za dodatnom količinom energije. Hidraulički aktuatori, baš poput pneumatskih aktuatora, imaju profile kretanja koje je teško i skupo kontrolirati. Uz hidrauličke aktuatore, propuštanje i odlaganje ulja su trajni problemi. I pneumatski i hidraulički sustavi imaju problema s nečistoćama u njihovim tlačnim i povratnim vodovima.

Glavna prednost elektromehaničkih aktuatora je u tome što imamo potpunu kontrolu nad profilom pokreta. Opremljeni su enkoderima pomoću kojih se može precizno kontrolirati brzinu i položaj. Neki od njih pružaju mogućnost nadziranja zakretnog momenta i, kao rezultat, količine primijenjene sile. Elektromehanički sustavi pokretanja mogu se konfigurirati i programirati bez isključivanja, što znači da se snaga i profil gibanja mogu mijenjati softverom za vrijeme rada uređaja. Elektromehanički aktuatori nude značajnu uštedu troškova jer energiju troše samo dok obavljaju rad. Da bi održao položaj, sustav ostaje na mjestu dok ne radi. Njihova

visoka učinkovitost, niski stupanj održavanja i produljeno vrijeme rada također pomažu u smanjenju operativnih troškova. Oni su i ekološki prihvatljivi, jer ne zahtijevaju hidrauličnu tekućinu. To ih čini idealnim za opasna područja.

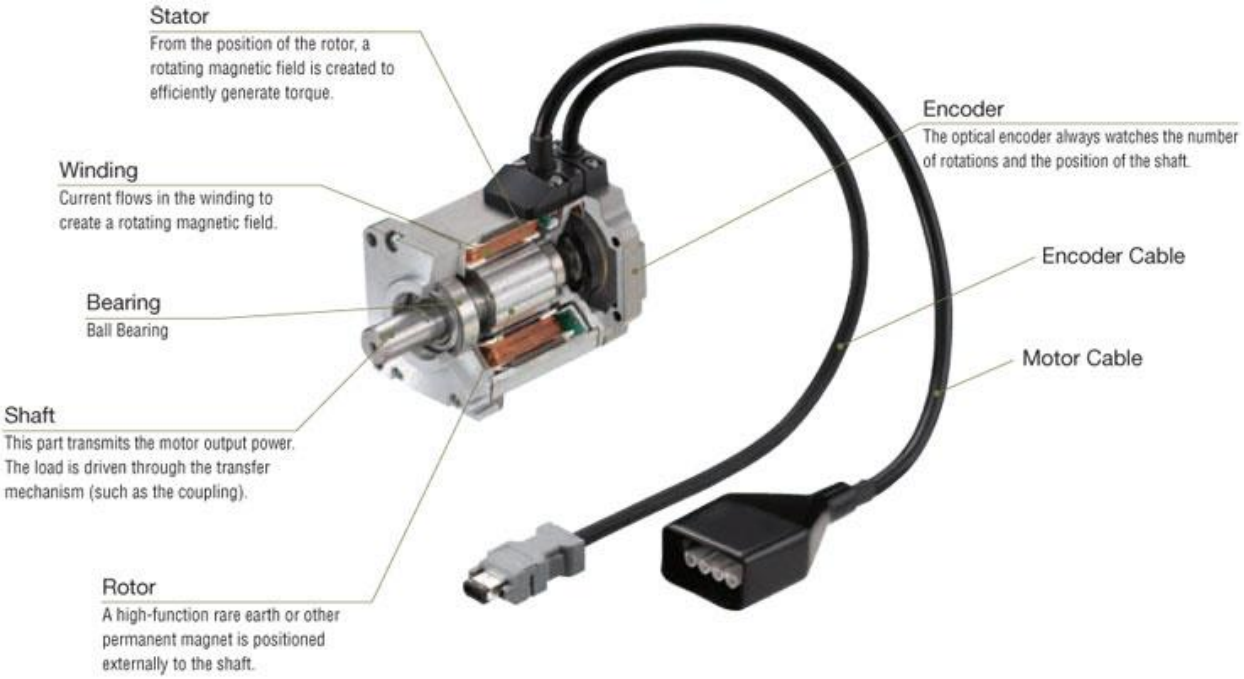
Elektromehanički aktuatori također mogu pojednostaviti postupak projektiranja jer ih je lakše odrediti i oblikovati.

Potrebna su samo tri koraka za određivanje potrebnog aktuatora:

- određivanje radnih ciklusa,
- izračunavanje opterećenja i
- određivanje duljine hoda i povlačenja.

Pregledom gotovih linearnih aktuatora došlo se do zaključka kako oni slabo podnose poprečne sile i momente, što je posebno problematično za slučaj kidalice gdje se pojavljuje sila van osi cilindra i stvara moment savijanja. Stoga se odlučilo za opciju vlastitog linearnog aktuatora, koji će biti krući, precizniji, lakše će mu se montirati potrebni dodatni dijelovi, a uz sve to, vrlo bitna činjenica je i da će biti jeftiniji. Stoga se ide na opciju odabira kugličnog navojnog vretena s pripadajućom maticom i ležajnim mjestima, linearnom vodilicom te odabirom servomotora uz potrebne dodatne dijelove za izradu vlastitog linearnog aktuatora.

4.1.3. Odabir servomotora za uporabu



Slika 16. Komponente servomotora [11]

Kao što je već napomenuto u prethodnom dijelu rada, servomotor je elektromotor koji prema primljenom upravljačkom signalu s veoma visokom preciznošću zauzima određeni zakretni položaj (rotacijski servomotor) ili mjesto na nekoj putanji (linearni servomotor), odnosno razvija odgovarajući zakretni moment ili silu. Pokretanjem i zaustavljanjem servomotora upravlja se putem regulacijskog kruga, koji primljeni upravljački signal manje snage (električni, mehanički, pneumatski, hidraulički) pretvara u pomake, najčešće s većom izvršnom mehaničkom snagom (preko mehaničkog prijenosa - reduktora). Između regulacijskoga dijela i servomotora obično se ugrađuje mjerni instrument (na primjer enkoder) radi pružanja povratnih informacija o položaju i brzini. Izmjereni položaj izlaznog rezultata uspoređuje se s naredbenim položajem, s vanjskim ulazom u regulator. Ako se izlazni položaj razlikuje od potrebnog, generira se signal pogreške, koji uzrokuje okretanje motora u bilo kojem smjeru, kako bi se izlazno vratilo prema potrebi dovelo u odgovarajući položaj. Kako se položaji približavaju, signal pogreške smanjuje se na nulu i motor se zaustavlja. [12]

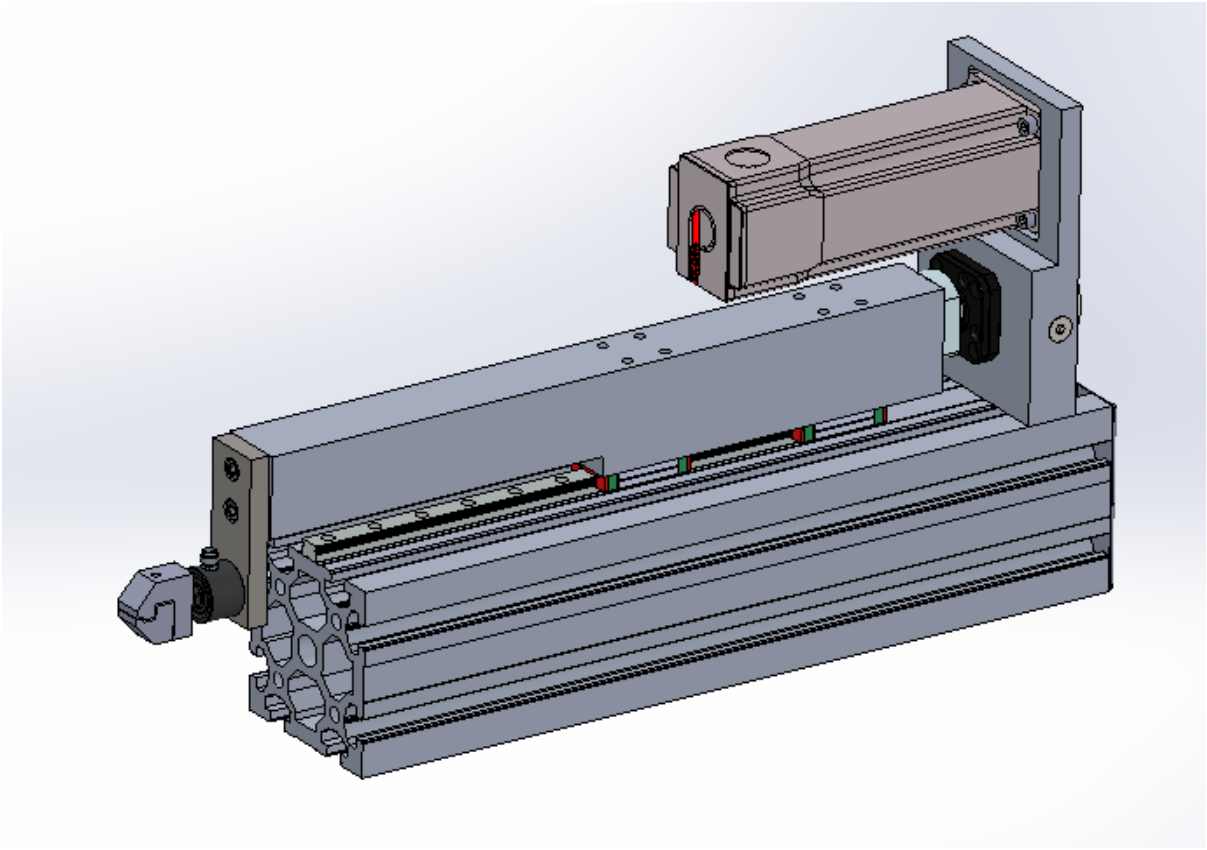
4.2. Vlastiti linearni aktuator

Nakon što se odabralo izraditi vlastiti linearni aktuator, potrebno je proračunati i dimenzionirati njegove dijelove. Potrebno je:

- određivanje radnih ciklusa,
- izračunavanje opterećenja i
- određivanje duljine hoda i povlačenja.

Elektromehanički linearni aktuator u ovom projektu će se sastojati od:

1) Pogonskog motora - servomotor
2) Prijenosnog sustava preko remenica – radi smanjenja potrebnog momenta na motoru
3) Mehaničkog elementa koji ostvaruje potrebno pretvaranje rotacijskog u translacijsko gibanje - Kuglično navojno vreteno s pripadajućim ležajnim mjestima
4) Linearne vodilice koje preuzimaju sva radijalna opterećenja tijekom procesa
5) Senzora sila
6) Prihvata
7) Dodataka – nosač motora, Alu profil kao postolje za aktuator, pomični blok, čelična pločica za senzor,..



Slika 17. Prikaz aktuatora

Na slici 17. prikazan je aktuator s komponentama izrađen u programskom paketu *SolidWorks*. Tražena radna sila kidalice je 2 kN, što znači da se ta sila može uzeti kao maksimalan iznos aksijalnog opterećenja linearnog aktuatora. No, pretpostavljena vremenska raspodjela opterećenja statičkog vlačnog opterećenja prikazana je u Tablici 1., skupa s pripadajućim brzinama.

Tablica 1. Vremenska raspodjela opterećenja aktuatora

$F_{a,i}$, [N]	t_i, [%]	v_i, $[mm/s]$
2000	5	1
1000	5	1
500	10	10
200	80	100

Kao što se može vidjeti, za maksimalnu silu od 2 kN se može pretpostaviti da će djelovati u manje od 5 % ukupnog vremena rada kidalice. Niže u Tablici 1. su navedeni i ostali iznosi opterećenja i njihovo pretpostavljeno vrijeme upotrebe u postotku ukupnog vremena rada kidalice, uz pripadajuće linearne brzine.

Jednadžbom preuzetom iz kataloga proizvođača *TBI Motion* [13], prema kojem je kasnije odabrano i kuglično navojno vreteno, došlo se do ekvivalentnog opterećenja koje će se koristiti u izračunu nosivosti elemenata aktuatora.

Ekvivalentno opterećenje aktuatora računa se prema izrazu:

$$F_{a,e} = \left(\frac{{F_{a1}}^3 v_1 t_1 + {F_{a2}}^3 v_2 t_2 + {F_{a3}}^3 v_3 t_3 + {F_{a4}}^3 v_4 t_4}{v_1 t_1 + v_2 t_2 + v_3 t_3 + v_4 t_4} \right)^{\frac{1}{3}}, \tag{1.1}$$

$$F_{a,e} = 246{,}52 \text{ N}.$$

4.3. Kuglična navojna vretena

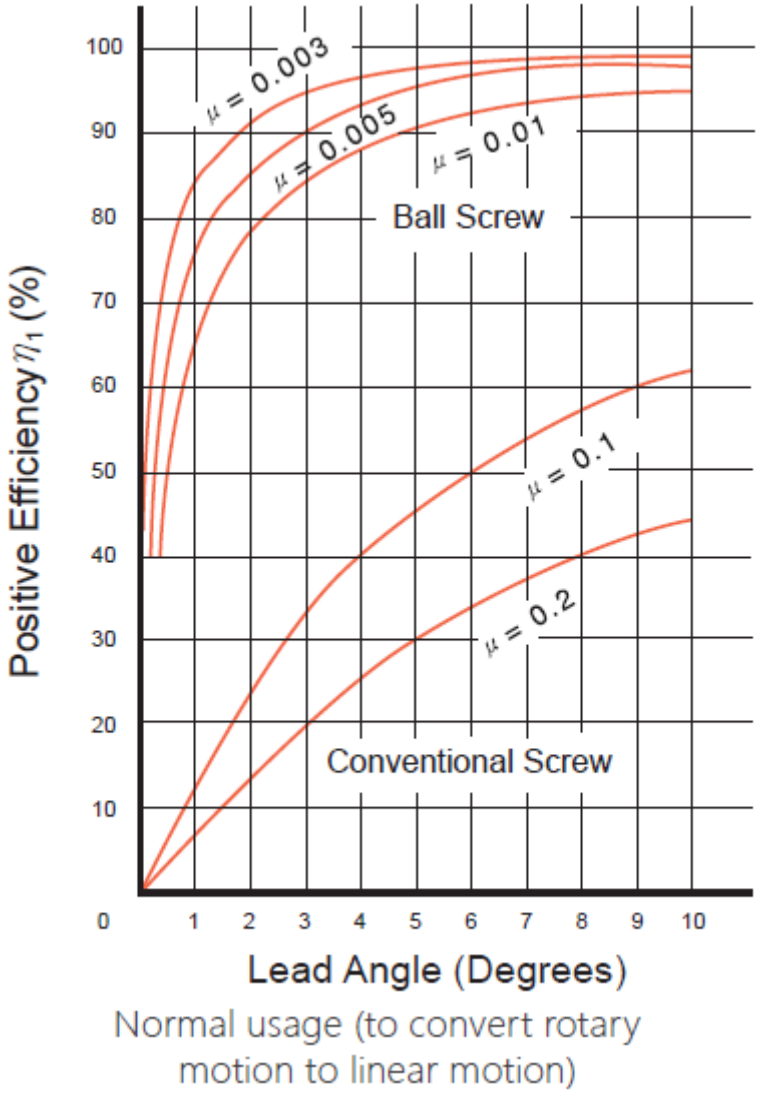
Osnovni dio većine elektromehaničkih aktuatora je kuglično navojno vreteno. S obzirom da kuglična vretena između navojnog vretena i matice imaju kuglice, stvaraju se kontaktne točke preko kojih se prenose opterećenja.

Slika 18. Gotički utorni luk kuglica [13]

Kuglično vreteno sadrži posebno obrađeni navoj kako bi se kuglice prirodno kotrljale unutar njega. Kuglice su zatvorene unutar matice, gdje cijelo vrijeme cirkuliraju po određenom putu. [13] Kao što prikazuje slika 18., kuglično vreteno izrađeno je s gotičkim utornim lukom, zbog čega se vreteno lako rotira. Kuglična navojna vretena upravo zbog toga imaju mali koeficijent trenja ($\mu \leq 0{,}002$). Matica je mehanički vezana sa opterećenjem, što znači da se linearno giba ovisno o zakretu vretena. Na slici 19. prikazani su materijali vretena, matice i kuglica koji se koriste kod proizvođača *TBI Motion*.

Item	Material	Hardness
Screw	SCM450 S55C	HRC 58°~62°
Nut	SCM415H SCM420H	HRC 58°~62°
Steel Ball	SUJ2	HRC 60°UP

Slika 19. Materijal vretena, kuglica i matice i njima pripadajuće tvrdoće [13]

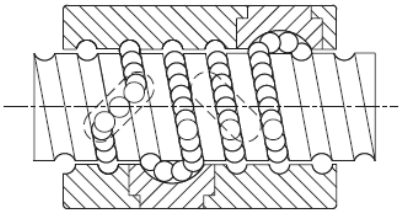


Slika 20. Korisnost *TBI Motion* vretena prema kutu navoja [13]

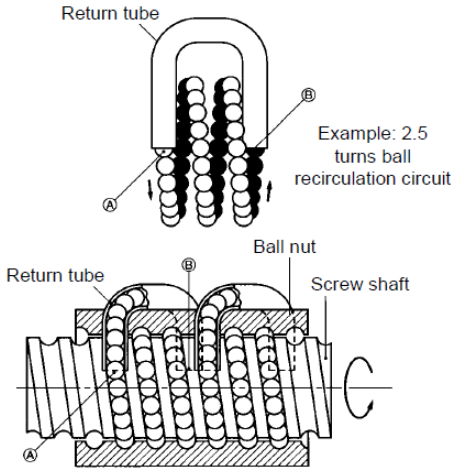
η_1 – korisnost kugličnog navojnog vretena.

Budući da je utor u kugličnom vretenu spiralni, njegove čelične kuglice kotrljaju se duž spiralnog utora i u tom slučaju mogle bi izići iz kuglične matice te ih je potrebno nekako zatvoriti u krug. Stoga je potrebno promijeniti njihov put nakon što su dosegnuli određeno mjesto tako što će ih se voditi, jednu za drugom, natrag do svoje „početne točke" (formiranje recirkulacijskog puta). Recirkulacijski dijelovi imaju tu ulogu vraćanja kuglica.

Recirkulacijski putevi mogu biti unutarnji ili vanjski, ovisno o svrsi kojoj se koriste.

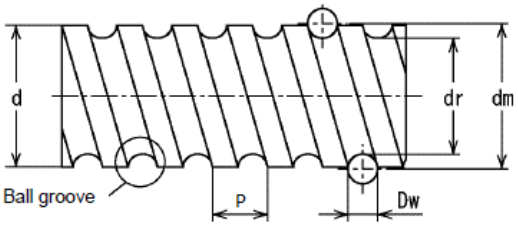


Slika 21. Unutarnji recirkulacijski put kuglica [13]



Slika 22. Vanjski recirkulacijski put kuglica [13]

Na slici 23. kotirane su osnovne vrijednosti vretena s kugličnim navojem.



Slika 23. Kotirane dimenzije kugličnog vretena [13]

$d -$ nominalni promjer (*eng.* "*screw shaft diameter*")

$d_m -$ vanjski promjer vretena,

$d_r -$ promjer korijena vretena,

$D_w = D_a -$ promjer kuglice,

$P -$ korak navoja vretena.

Kao što je poznato, korak navoja veže rotacijsko i linearno gibanje preko jednadžbe:

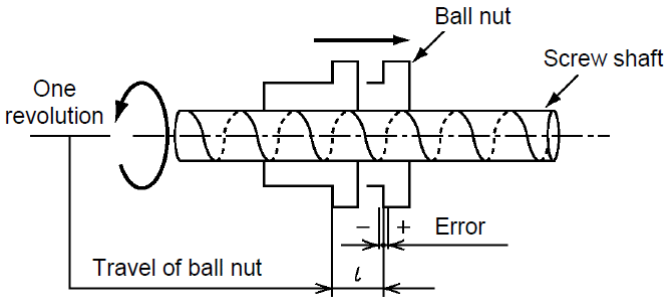
$$n_{max} = \frac{v_{max}}{P} \left[\frac{\text{okr}}{s}\right], \tag{1.2}$$

n_{max} – maksimalni okretaji u sekundi $\left[\frac{\text{okr}}{s}\right]$,

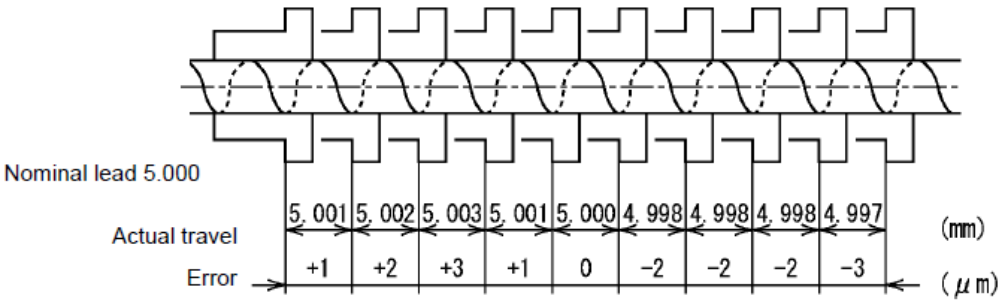
v_{max} – maksimalna linearna brzina $\left[\frac{\text{mm}}{s}\right]$.

4.3.1. Preciznost kugličnog vretena

Preciznost i točnost bitne su karakteristike kugličnog vretena. Bitan parametar za očitavanje preciznosti kugličnog vretena je greška u koraku navoja. Definicija ove greške je točnost udaljenosti koju je matica prošla kada se vreteno okrenulo za puni krug. U potpunosti je ovisna o točnosti kugličnih žljebova.



Slika 24. Greška u koraku navoja [13]



Slika 25. Primjer grešaka kod više koraka navoja [13]

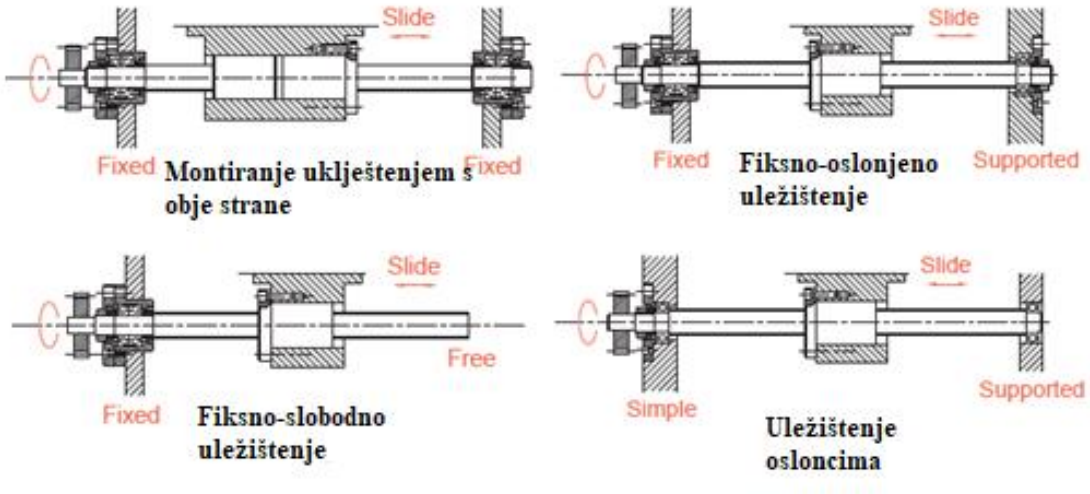
Prema tome, kuglična vretena po svojoj preciznosti smještaju se u kategorije gdje se može vidjeti koji razred točnosti je potreban za stroj koji se izrađuje. C0 je najpreciznija klasa, koja je potrebna u visokopreciznim strojevima, dok je C10 manje precizna klasa koja se uglavnom može pronaći u transportiranju. Za klase od C7 do C10, tolerancija rezultata je odabrana prema nasumičnih 300 mm hoda.

4.3.2. Montiranje kugličnog navojnog vretena

Veoma je bitno pravilno monitranje krajeva vretena, jer s nepreciznim montiranjem dolazi do kraćeg vijeka trajanja, vibracija, buke u radu, trzaja pri gibanju, nepreciznog pozicioniranja ili

loma elemenata. Točnost montiranja kugličnih vretena zahtijeva čak i širi raspon razmatranja, uključujući ležajeve, spojke i motor. Kraj vretena može biti uležišten na tri načina:

- fiksnim osloncem – kada je potrebno ostvariti veliku krutost sustava, nosivost i brzinu pozicioniranja.
- jednostavnim osloncem – jeftinija opcija sa kugličnim ležajevima gdje nema visokih zahtjeva operacije.
- slobodnim osloncem – kada nema problema s vibracijama. Uglavnom kod vretena s malim omjerom između promjera i duljine vretena te pri sporom radu.



Slika 26. Načini uležištenja vretena [13]

4.3.3. Ležajna mjesta (Support Unit)

Ležajna mjesta sastoje se od kućišta za ležajeve, ležajeva, poklopaca za pridržavanje, brtve, matice za zaključavanje i seta vijaka. Ležajna mjesta mogu se koristiti na uklještenim i oslonjenim rubovima kugličnih vretena, čime se vreteno postavlja u željeni položaj. Zbog dosta zbijene veličine, jednostavni su za postavljanje, što je pogotovo korisno u uskim prostorima. Kako su ležajevi podmazani i postavljeni na prikladne pozicije, nema potrebe za dodatnim poravnanjima ili postupcima postavljanja, što smanjuje troškove i vrijeme postavljanja.
Ležajna mjesta mogu se primijeniti u automatizaciji i industrijskom strojarstvu, a raspoređeni su u 11 tipova: AK, AF, BK, BF, EK, EF, FK, FF, LK, LF i LFA.
Neke od karakteristika ležajnih mjesta:

- Sastavljeni od ležajeva visoke točnosti
- Nehrđajuća površina
- Kompaktne veličine što donosi lako postavljanje u uskim i zbijenim prostorima
- Trenutno postavljanje bez dodatnih troškova
- Veliki broj dostupnih veličina i tipova

4.3.3.1. Standardna ležajna mjesta

Ležajna mjesta mogu se razvrstati u 2 tipa:

- S uklještenim rubom (fiksne potpore) – AK, BK, EK, FK, LK
- S oslonjenim rubom (plutajuće potpore) – AF, BF, EF, FF, LF, LFA

4.3.3.2. Dimenzije i nosivosti ležajnih mjesta za različite promjere kugličnih vretena

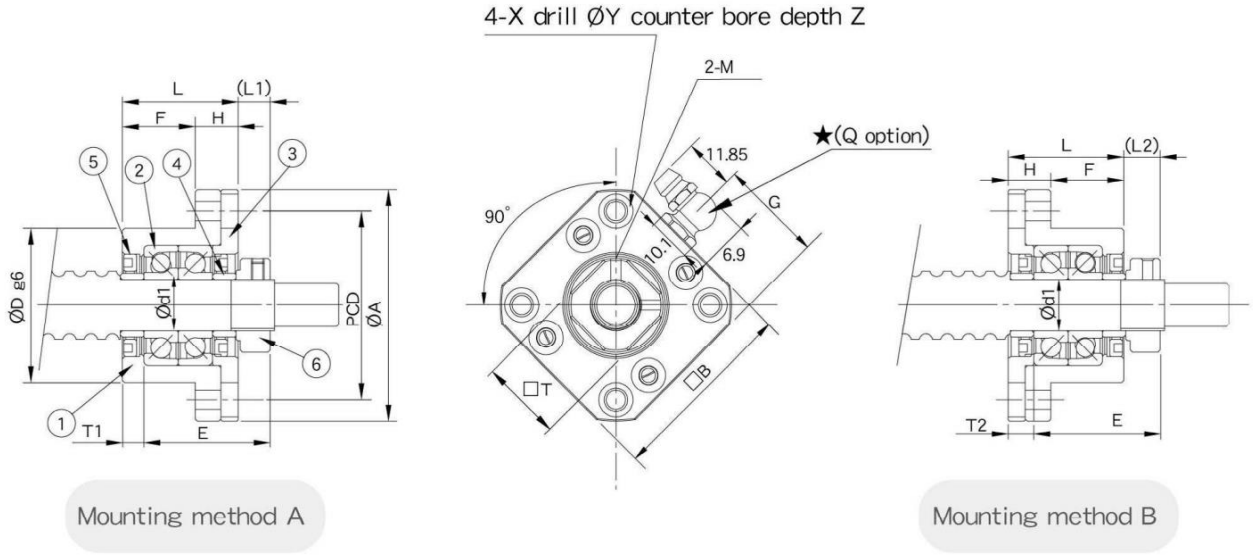
Naš slučaj postavljanja vretena je fiksno-slobodno, odnosno potrebno nam je ležajno mjesto samo s jedne strane, i to fiksna potpora. Dostupna fiksna ležajna mjesta prikazana su na slici 27.

Applicable Ballscrew OD	Fixed-side				
	Basic dynamic load rating Ca (N)	Load limit (N)	Stiffness (N/μm)	Bearing code	Applicable model
ϕ 8	2670	1040	32.8	706 A	FK06 EK06
ϕ 10 ~ ϕ 12	4400	1450	48.9	708 A	FK08 EK08 LK08
ϕ 10 ~ ϕ 15	6600	2730	94	7000 A	BK10 FK10 LK10 EK10 AK10
ϕ 14 ~ ϕ 18	7100	3040	104	7001 A	BK12 FK12 LK12 EK12 AK12 MBC*12
ϕ 20	7600	3380	113	7002 A	BK15 FK15 LK15 EK15 AK15 MBC*15
	17200	6900		7302 A	MBCA15
ϕ 25~ ϕ 28	12000	5800	120	7203 A	BK17 FK17
	12700	6400	139	7004 A	BK20 MBCA20
	17900	8240	155	7204 A	AK20 FK20 EK20 MBCF20
	20000	7400		7204 B	AK20B FK20B EK20B
ϕ 30~ ϕ 36	20200	10000	193	7205 A	BK25 FK25 AK25 MBC25
	23300	8900		7205 B	BK25B FK25B AK25B
ϕ 40	28000	13700	210	7206 A	BK30 FK30
	30700	12500		7206 B	BK30B FK30B
ϕ 45	37200	16500		7207 B	BK35
ϕ 50	44100	20900		7208 B	BK40

Slika 27. Fiksna ležajna mjesta prema kugličnim navojnim vretenima [14]

Odabrano je fiksno ležajno mjesto FK za postavljanje kugličnog vretena. Ležajno mjesto FK je izabrano zbog jeftine dobave i brze dostave. Ležajno mjesto FK sadrži dva jednoredna radijalna kuglična ležaja s kosim dodirom oznake 7000 A.

4.3.3.3. Specifikacije (oznake) fiksnog ležajnog mjesta FK



Slika 28. Specifikacije fiksnog ležajnog mjesta FK [14]

1 – kućište ležaja,

2 – set kutnih kugličnih ležajeva,

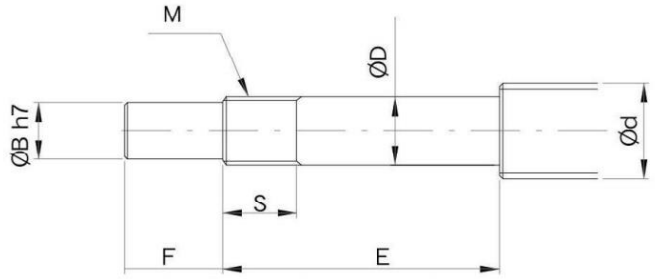
3 – poklopac za pridržavanje,

4 – kutni kuglični ležaj,

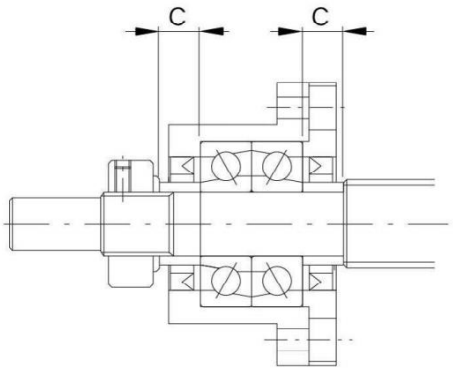
5 – ovratnik,

6 – matica za zaključavanje.

4.3.3.4. Preporučeno oblikovanje kraja vretena za ležajna mjesta FK



Slika 29. Dimenzije ruba vretena [14]



Slika 30. Način postavljanja ležajnog mjesta [14]

Support unit model No.				Ballscrew shaft OD	Shaft support portion OD					Metric screw thread		Length of Sleeve
Type FK,FKA	Type EK	Type AK	Type LK	d	D		B	E	F	M	S	C
FK05	EK05	-	-	8	5	-0.008 -0.015	4	23	6	M5x0.5	7	3.5
FK06 FKA06	EK06	-	-	8	6	-0.008 -0.015	4	28	8	M6x0.75	8	5
FK08 FKA08	EK08	-	LK08	10/12	8	-0.008 -0.015	6	32	9	M8x1	10	5.5
FK10 FKA10	EK10	AK10	LK10	12/14/15	10	-0.008 -0.015	8	36	15	M10x1	12	5.5
FK12 FKA12	EK12	AK12	LK12	14/15/16	12	-0.008 -0.017	10	36	15	M12x1	12	5.5
FK15 FKA15	EK15	AK15	LK15	18/20	15	-0.008 -0.017	12	48	20	M15x1	13	10
FKA15H												6
FK17	-	-	-	20/25	17	-0.008 -0.017	15	59	23	M17x1	17	10
FK20 FKA20	EK20	AK20	-	25/28/30	20	-0.010 -0.020	17	64	25	M20x1	16	11
FKA20L								53			15	8
FK25	-	AK25	-	30/32/36	25	-0.010 -0.020	20	76	30	M25x1.5	20	14
FK30	-	-	-	36/40	30	-0.010 -0.020	25	73	38	M30x1.5	25	9

Slika 31. Dimenzije kota [14]

4.3.3.5. Životni vijek trajanja ležajnog mjesta

Vijek trajanja nekog ležajnog mjesta je onaj broj okretaja ili sati u pogonu, koje njegovi ležajevi mogu podnijeti bez pojave zamora materijala na prstenima, pločama ili valjnim tjelešcima. Zamor materijala počinje s malim pukotinama, koje kasnije prelaze u rupičavost. Da bi se izračunao vijek trajanja ležaja, za svaki ležaj u katalogu je navedena dinamička nosivost C. Dinamička nosivost je dinamičko ekvivalentno opterećenje pri kojem 90% svih ležaja daje nominalan vijek trajanja od 10^6 okretaja.

Dinamičko ekvivalentno radijalno opterećenje iznosi:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \tag{1.3}$$

gdje su:

$X -$ dinamički radijalni faktor valjnog ležaja,

$Y -$ dinamički aksijalni faktor valjnog ležaja,

$F_r -$ radijalno opterećenje,

$F_a -$ aksijalno opterećenje.

Statičko ekvivalentno opterećenje iznosi:

$$P_{0r} = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}, \tag{1.4}$$

gdje su:

$X_0 -$ radijalni faktor valjnog ležaja,

$Y_0 -$ aksijalni faktor valjnog ležaja,

$F_{r0} -$ statičko radijalno opterećenje,

$F_{a0} -$ statičko aksijalno opterećenje.

Nominalni životni vijek se zatim računa prema jednadžbi:

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^x \text{ [okr]}, \tag{1.5}$$

pri čemu je:

$x -$ eksponent vijeka trajanja, i za sve kuglične ležajeve vrijedi $x = 3$,

$C_r -$ dinamička nosivost radijalnog ležaja.

Vijek trajanja ležaja izražen u satima računa se prema jednadžbi:

$$L_h = \frac{L}{\frac{n_{max}}{\text{min}^{-1}} \cdot 60} \text{ [h]}, \tag{1.6}$$

4.3.4. Životni vijek trajanja vretena

Čak i kada je kuglično navojno vreteno korišteno u pravilnim uvjetima, nakon određenog vremena doći će do kvara u istome. Taj vijek od početka rada do pojave loma naziva se životni vijek trajanja i može se izraziti u:

1) Okretajima:

$$L_{okr} = \left(\frac{C_a}{F_a \cdot f_w}\right)^3 \cdot 10^6 \text{ [okr]}, \tag{1.7}$$

2) Vremenu:

$$L_h = \frac{L_{okr}}{60 \cdot n} \text{ [h]}, \tag{1.8}$$

3) Udaljenosti:

$$L_s = \frac{L_{okr} \cdot P}{10^6} \text{ [km]}. \tag{1.9}$$

gdje su:

$n -$ broj okretaja [min^{-1}],

$P -$ korak navoja vretena [mm],

$f_w -$ koeficijent opterećenja.

4.3.5. Statička nosivost vretena C_0

Statička nosivost je iznos aksijalnog statičkog opterećenja koje će na kontaktnim točkama utora s čeličnim kuglicama proizvesti trajnu deformaciju u iznosu od 0,01 % promjera kuglice.

$$C_0 = F_{max} \cdot f_s, \tag{1.10}$$

uz traženi uvjet

$$C_0 < C_{0a}, \tag{1.11}$$

pri čemu je:

$C_{0a} -$ tablična vrijednost statičke nosivosti vretena [N],

$f_s -$ faktor sigurnosti.

4.3.6. Dinamička nosivost vretena C

Dinamička nosivost kugličnog vretena C je nosivost pri kojoj 90% kugličnih navojnih vretena ostvaruje životni vijek od $1 \cdot 10^6$ okretaja.

$$C = F_a \cdot f_s, \tag{1.12}$$

uz traženi uvjet

$$C < C_a, \tag{1.13}$$

pri čemu je:

C_a – tablična vrijednost dinamičke nosivosti vretena [N].

Vibration and impact	Velocity (V)	fw
Minor	V ≦ 0.25 m/sVery Low	1~1.2
Little	0.25 < V ≦ 1m/s Low	1.2~1.5
Moderate	1 < V ≦ 2 m/sMedium	1.5~2
Heavy	V > 2 m/sHigh	2~3.5

Slika 32. Faktori optetećenja vretena [13]

Usage	Operation	f s
Machine tool	Normal operation	1.0 ~ 1.3
	Operation with impact and vibration	2.0 ~ 3.0
Industrial machine	Normal operation	1.0 ~ 1.5
	Operation with impact and vibration	2.5 ~ 7.0

Slika 33. Faktori sigurnosti vretena [13]

Na slikama 32. i 33., prikazani su predloženi faktori za uporabu u proračunu. Za ovu primjenu, gdje će se koristiti vrlo male brzine (maksimalna $0{,}1\ \mathrm{m/s}$) u normalnim uvjetima rada, proizvođač predlaže uzimanje faktora opterećenja $f_w = 1 \ldots 1{,}2$ i faktora sigurnosti $f_s = 1 \ldots 1{,}5$. U proračunu će se uzeti geometrijske sredine ovih raspona te se računati s faktorima:

$$f_w = 1{,}1$$
$$f_s = 1{,}25. \tag{1.13}$$

4.3.7. Postojeće dimenzije kugličnih vretena

Na slici 34. prikazane su dimenzije kugličnih vretena proizvođača *TBI Motion* do $\phi 32$ mm s pripadajućim koracima, razredima preciznosti i tipovima kugličnih matica.

Model No.			Accuracy Grade	Threading Direction	Number of Grooves	Standard Code of Shaft	Type of Nut
Ød	I	Da		R : Right L : Left			
4	1	0.8	C7, C5, C3	R	1	SCR00401	K
6	1	0.8	C7, C5, C3	R	1	SCR00601	K
8	1	0.8	C7, C5, C3	R/L	1	SCR00801	K
	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR00802	K
	2.5	1.2	C7, C5, C3	R	1	SCR0082.5	K, BSH
10	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01002	K, BSH
	4	2	C7, C5, C3	R	1	SCR01004	K, BSH
12	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01202	K
	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01204	U, BSH
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-A	V, U, BSH, H
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-B	K
	10	2.5	C7, C5, C3	R	2	SCR01210-B	V
14	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01402	K
	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01404	BSH
16	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01602	K
	4	2.381	C7, C5, C3	R	1	SCR01604(N)	V, I, U, BSH
	5	3.175	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01605	V, I, U, BSH
	10	3.175	C7, C5, C3	R/L	2	SCR01610	V, I, U, BSH
	16	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01616	Y
	32	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01632	Y
20	4	2.381	C7, C5, C3	R	1	SCR02004(N)	V, I, U
	5	3.175	C7, C5, C3	R/L	1	SCR02005	V, I, U, BSH, H
	10	3.969	C7, C5, C3	R	1	SCR02010	V
	20	3.175	C7, C5, C3	R	2	SCR02020	V, Y, H
	40	3.175	C7, C5, C3	R	2	SCR02040	Y
25	4	2.381	C7, C5, C3	R	1	SCR02504(N)	I, U
	5	3.175	C7, C5, C3	R/L	1	SCR02505	V, I, U, BSH, H
	6	3.969	C7, C5, C3	R	1	SCR02506	V, U
	8	4.762	C7, C5, C3	R	1	SCR02508	V, U
	10	4.762	C7, C5, C3	R	1	SCR02510-A	I, U, BSH
	10	6.35	C7, C5, C3	R	1	SCR02510-B	V
	25	3.969	C7, C5, C3	R	2	SCR02525	Y
	50	3.969	C7, C5, C3	R	2	SCR02550	Y
32	4	2.381	C7, C5, C3	R	1	SCR03204(N)	V, I, U
	5	3.175	C7, C5, C3	R/L	1	SCR03205	V, NI, NU, M, H
	6	3.969	C7, C5, C3	R	1	SCR03206	V, U
	8	4.762	C7, C5, C3	R	1	SCR03208	V, U
	10	6.35	C7, C5, C3	R/L	1	SCR03210	V, I, U
	20	6.35	C7, C5, C3	R	1	SCR03220	V
	32	4.762	C7, C5, C3	R	2	SCR03232	Y
	64	4.762	C7, C5, C3	R	2	SCR03264	Y

Slika 34. Prikazani promjeri vretena i njima pripadajući koraci navoja [13]

4.4. Linearne vodilice

Uz kuglično vreteno koje omogućuje prijenos snage s motora na linearnu os, kod stvaranja linearnog gibanja potrebno je uključiti i mehanizme koji to gibanje ostvaruju uz minimalno opterećenje na pogonski dio. Stoga se koriste vodilice.

Vodilice je potrebno integrirati u sustav kako bi vreteno bilo u potpunosti zaštićeno od radijalnih opterećenja. One preuzimaju sve bočne sile i moguće momente savijanja.

Opcije vodilica su da se u klizačima nalaze kuglice ili valjci. Opcija sa valjcima je skuplja, ali ju je potrebno koristiti kada se nose veća opterećenja uz istu, ako ne i bolju preciznost. To se ostvaruje zbog veće površine valjka u odnosu na kuglice te je tako omogućeno raspodijeliti tlak po većoj površini. No, zbog toga što se u ovome zadatku ne traži pomicanje velikog opterećenja, razmatrati će se samo klizači s kuglicama.

4.4.1. Postavke i prednosti linearnih vodilica u odnosu na tradicionalne linearne klizače [15]

- Visoka pozicijska točnost

  Kad se teret pokreće linearnom vodilicom, kontakt trenja između tereta i ležaja je kotrljajući kontakt. Koeficijent trenja je samo 1/50 općenitog kontakta, a razlika između dinamičkog i statičkog koeficijenta trenja je mala. Stoga ne dolazi do proklizavanja dok se teret kreće.

- Dugi život s velikom preciznošću kretanja.

  S tradicionalnim klizačem, pogreške u točnosti nastaju zbog protoka uljnog filma u suprotnom smjeru. Premalo podmazivanja uzrokuje habanje između kontaktnih površina, koje postaju sve netočnije. Suprotno tome, kontakt valjanja prouzrokuje malu istrošenost; stoga strojevi mogu postići dug životni vijek s vrlo preciznim kretanjem.

- Kretanje velikom brzinom moguće je s malom pokretačkom silom

  Budući da linearne vodilice imaju mali otpor na trenje, potrebna je samo mala pokretačka sila za pomicanje tereta. To rezultira većom uštedom energije, posebno u pokretnim dijelovima sustava. To se posebno odnosi na klipne dijelove.

- Jednaka nosivost u svim smjerovima.

  Pomoću posebnog oblika, linearne vodilice mogu preuzeti opterećenje bilo u vertikalnom ili horizontalnom smjeru. Konvencionalni linearni klizači mogu preuzeti samo mala opterećenja u smjeru paralelnom s kontaktnom površinom. Također je vjerojatnije da će postati neprecizni kada su izloženi tim opterećenjima.

- Jednostavno postavljanje

  Postavljanje linearne vodilice prilično je jednostavno. Može se postići vrlo precizno linearno gibanje slijedeći preporučeni postupak ugradnje i zatezanja vijaka na njihov zadani zakretni moment.

- Jednostavno podmazivanje

  S tradicionalnim kliznim sustavom, nedovoljno podmazivanje uzrokuje trošenje kontaktnih površina. Također, može biti prilično teško isporučiti dovoljno podmazivanja na kontaktne površine jer pronalazak odgovarajućeg mjesta podmazivanja nije baš jednostavan. Kod linearne vodilice mast se lako može isporučiti na blok linearne vodilice kroz mlaznicu.

- Izmjenjivost

  U usporedbi s tradicionalnim kućištima ili klizačima, linearne vodilice mogu se lako zamijeniti u slučaju bilo kakvih oštećenja. Za visoke preciznosti, razmatra se narudžba neizmjenjive montaže sklopa bloka i pruge.

U ovome projektu odlučilo se za vodilice proizvođača *Hiwin* te će se prema njihovom katalogu [15] provesti proračun.

4.4.2. Osnovne jedinice opterećenja linearnih vodilica

4.4.2.1. Statička nosivost vodilica C_0

Lokalna trajna deformacija nastati će između površine pruge i kotrljajućih elemenata kada je linearna vodilica izložena prevelikom opterećenju ili udarnom opterećenju, bilo u mirovanju ili pokretu. Ako količina te trajne deformacije premaši određenu granicu, ona postaje prepreka neometanom radu linearne vodilice. Općenito, definicija statičke nosivosti je statičko opterećenje konstantne veličine i smjera, što rezultira ukupnom trajnom deformacijom iznosa 0,0001 promjera kotrljajućeg elementa i pruge u dodirnoj točki koja je izložena najvećem naprezanju. Vrijednosti statičke nosivosti vodilice nalaze se u katalozima. Maksimalno statičko opterećenje primijenjeno na linearnu vodilicu ne smije prelaziti statičku nosivost iste.

4.4.2.2. Statički faktor sigurnosti

Ovaj se uvjet primjenjuje kada imamo statički sustav vodilica ili pri njihovom kretanju malom brzinom.

Statičko opterećenje može se odrediti pomoću jednadžbi:

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P}, \tag{1.14}$$

$$f_{SM} = \frac{M_0}{M}, \tag{1.15}$$

gdje su:

f_{SL} − statički faktor sigurnosti za jednostavno opterećenje vodilica,

f_{SM} − statički faktor sigurnosti za moment vodilica,

C_0 − statička nosivost vodilica (kN),

M_0 − statički dopušteni moment (kNmm),

F − radno opterećenje (kN),

M − primijenjeni moment (kNmm).

4.4.2.3. Dinamička nosivost vodilica C

Dinamička nosivost vodilica važan je faktor koji se koristi za proračun radnog vijeka linearne vodilice. Definira se kao maksimalno opterećenje koje se ne mijenja u smjeru ili veličini i rezultira nominalnim radnim vijekom od 50 km rada za linearnu vodilicu (100 km za valjkasti tip). Vrijednosti za dinamičku nosivost svake vodilice prikazane su u tablicama dimenzija. One se mogu koristiti za predviđanje životnog vijeka odabrane linearne vodilice.

4.4.3. Životni vijek trajanja vodilice

Kada se pruga i valjkasti elementi linearne vodilice kontinuirano izlažu ponavljanim naprezanjima, pruga vodilice pokazuje umor. Postepeno se pojavljuje ljuskanje. Životni vijek linearne vodilice je definiran kao ukupna udaljenost prijeđena do pojave ljuskanja na površini pruge ili valjkastih elemenata.

- Nominalni životni vijek trajanja L

Životni vijek trajanja uvelike varira čak i kada se linearne vodilice izrađuju na isti način ili rade u istim uvjetima kretanja. Iz tog razloga se koristi nominalni životni vijek trajanja kao kriterij za predviđanje radnog vijeka linearnih vodilica. Nominalni životni vijek je ukupna udaljenost koju 90% identičnih linearnih vodilica, koje rade pod istim uvjetima, prijeđe bez pojave ljuskanja. Kada se dinamička nosivost primijeni na linearne vodilice, nominalni životni vijek je 50 km.

Nazivno opterećenje utječe na nominalni životni vijek trajanja vodilice. Na temelju odabrane dinamičke nosivosti vodilice i stvarnog opterećenja, nominalni životni vijek se može izračunati prema:

$$L = \left(\frac{C}{P_e}\right)^3 \cdot 50 \text{ km}, \tag{1.16}$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{v_e \cdot 60} \text{ [h]}, \tag{1.17}$$

$v_e -$ srednja brzina vodilice $\left[\frac{\text{m}}{\text{min}}\right]$.

4.4.4. Podmazivanje vodilica

Nedovoljno podmazivanje vodilica može dovesti do značajnog smanjenja životnog vijeka istih radi povećanja trenja kotrljanja. Sredstvo za podmazivanje donosi:

- smanjenje trenja kotrljanja između kontakntih površina kako bi se izbjeglo abrazivno djelovanje
- stvaranje sloja između kontaktnih površina koji smanjuje umor materijala
- antikorozivno djelovanje

Mast se upotrebljava kod vodilica koje ne postižu brzine veće od 60 m/min. Linearna vodilica mora biti podmazana s mašću na bazi litija prije postavljanja. Nakon što se postavi vodilica, preporuča se ponovno podmazivanje svakih 100 km. Moguće je provesti podmazivanje kroz mlaznicu.

U ovoj primjeni, odlučilo se proračunati minijaturne linearne MG vodilice kao najprigodniju opciju. One su detaljnije opisane u nastavku.

MG serija vodilica je primjenjiva u raznim slučajevima, kao što su poluvodička oprema, robotika, mjerna oprema, oprema za automatizaciju te u ostalim minijaturnim kliznim strojevima.

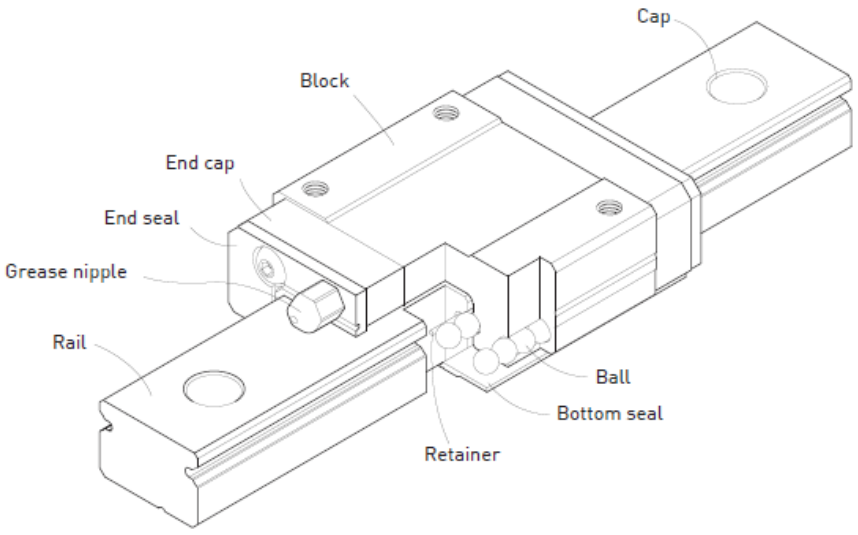
4.4.5. MG vodilice

Minijaturne linearne vodilice nazivaju se MG vodilice te se mogu podijeliti u izmjenjive i neizmjenjive tipove. Izmjenjivi tip je prikladniji zbog zamjenjivih pruga; međutim, preciznost je manja nego kod neizmjenjivog tipa. Također se razlikuju i prema širini blokova te se dijele na užu MGN i širu MGW seriju. Koeficijent trenja kod ovog tipa vodilica iznosi:

$$\mu = 0{,}004.$$

4.4.5.1. Svojstva i konstrukcija MGN serije vodilica

- sitne i lagane, pogodne za minijaturnu opremu,
- svi materijali za blok i nosače, uključujući kuglice i njihove držače, izrađeni su od nehrđajućeg čelika posebne klase za antikorozijsku primjenu
- oblik gotičkog luka može podnijeti opterećenja iz svih smjerova i ponuditi visoku krutost i točnost
- čelične kuglice drže se minijaturnim držačem kako bi se izbjeglo ispadanje kuglica čak i kad se blokovi maknu iz pruge
- dostupni su izmjenjivi tipovi u određenim stupnjevima preciznosti



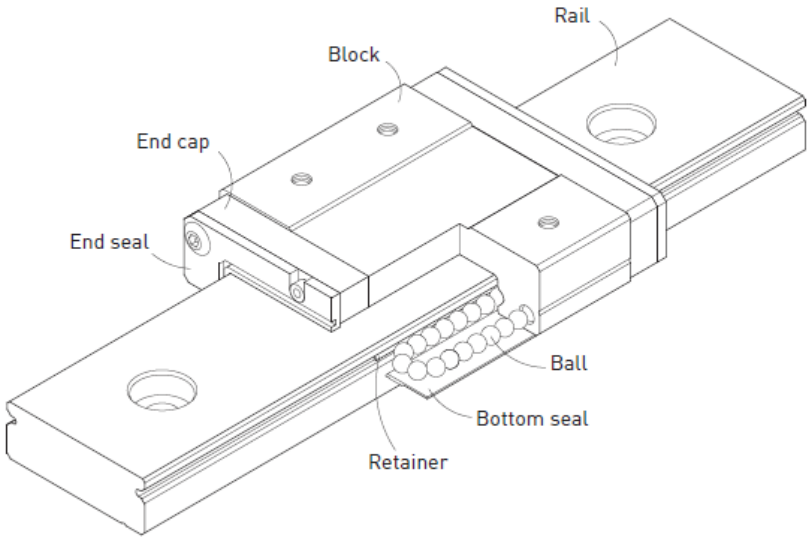
Slika 35. Konstrukcija MGN serije [15]

Na slici 35. prikazana je cjelokupna konstrukcija MGN serije. Sastoji se od 3 sustava:

- cirkulirajući valjni sustav: blok, pruga, krajnji čep, držač,
- sustav za podmazivanje: mlaznica za podmazivanje dostupna je kod modela MGN15,
- sustav za zaštitu od prašine: krajnja i donja brtva (za veličine 9, 12, 15), čep (za veličine 12, 15).

4.4.5.2. Svojstva i konstrukcija MGW serije

- Konstrukcija veće širine povećava kapacitet momentnog opterećenja,
- oblik kontakta gotičkim lukom ima visoke vrijednosti krutosti u svim smjerovima,
- čelične kuglice se zadržavaju minijaturnim držačem radi izbjegavanja ispadanja kuglica kada se blokovi maknu s pruge,
- sve metalne komponente izrađene su od nehrđajućeg čelika radi antikorozijske primjene.



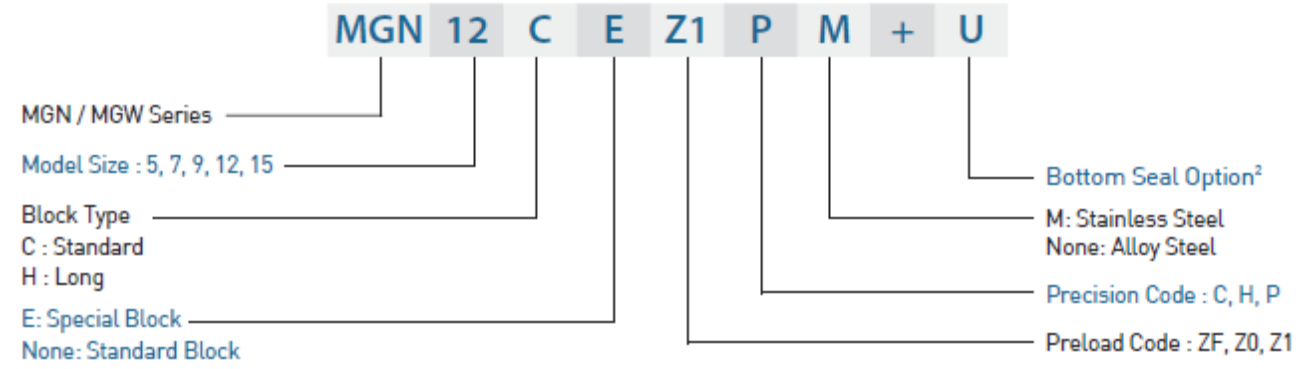
Slika 36. Konstrukcija MGW serije [15]

Na slici 36. prikazana je cjelokupna konstrukcija MGW serije. Sastoji se od 3 sustava:

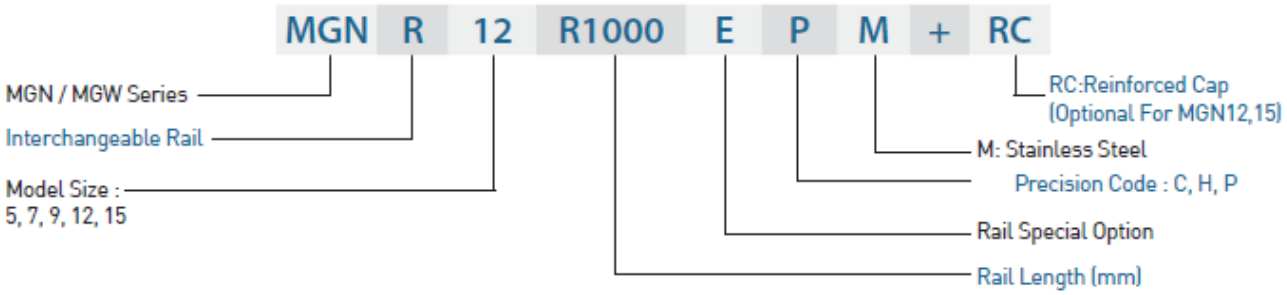
- cirkulirajući valjni sustav: blok, pruga, krajnji čep, držač,
- sustav za podmazivanje: mlaznica za podmazivanje dostupna je kod modela MGW15,
- sustav za zaštitu od prašine: krajnja i donja brtva (za veličine 9, 12, 15), čep (za veličine 12, 15).

4.4.5.3. Numeriranje modela iz MG serije

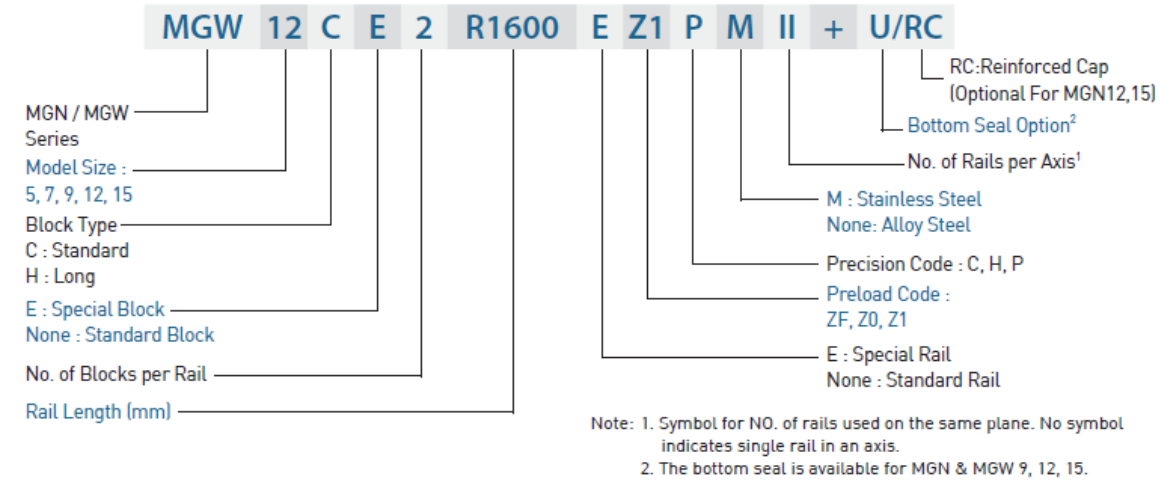
Uz strogu kontrolu dimenzija i kvalitete, linearne vodilice izmjenjivog tipa bile bi prilično prikladan izbor za kupce kada pruge ne moraju biti uparene. Broj modela sadrži podatke o veličini, vrsti, točnosti, predopterećenju i tako dalje.



Slika 37. Numerirani izmjenjivi tip MG vodilice (izmjenjivi blok) [15]



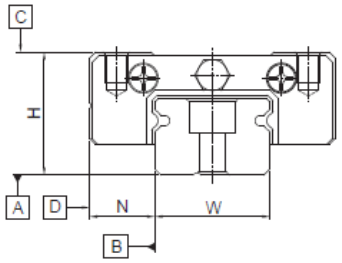
Slika 38. Numerirani izmjenjivi tip MG vodilice (izmjenjiva pruga) [15]



Slika 39. Numerirani neizmjenjivi tip MG vodilice [15]

4.4.5.4. Preciznost MG serije

Bitno je izabrati točnu klasu preciznosti kod dimenzioniranja vodilica. Fizikalne površine vodilice su definirane klasama preciznosti, površine vodilica koje se promatraju se nazivaju referentne površine. To su bočna (AC) i donja (BD) površina vodilice. Viši razredi preciznosti imaju manje tolerancije dimenzija N i H. Iduća postavka preciznosti je razlika u visini između gornjih površina dva različita bloka na pruzi, što utječe na nagnutost dijela koji se prenosi vodilicom. Najbitnija specifikacija vodilica je paralelno vođenje (*running parallelism*). Ta specifikacija postavlja limit maksimalne devijacije referentne površine bloka u odnosu na pripadajuću referentnu površinu pruge. Kako blok putuje po pruzi, mikroskopske nesavršenosti uzrokuju nagibe bloka u horizontalnom i vertikalnom smjeru.



Slika 40. Kotirane dimenzije vodilice [15]

Preciznost MG serije može se podijeliti u 3 razreda ovisno o potrebi:

- normalna (C),
- visoka (H),
- precizna (P).

4.4.5.5. Moment pritezanja vijaka za postavljanje vodilica

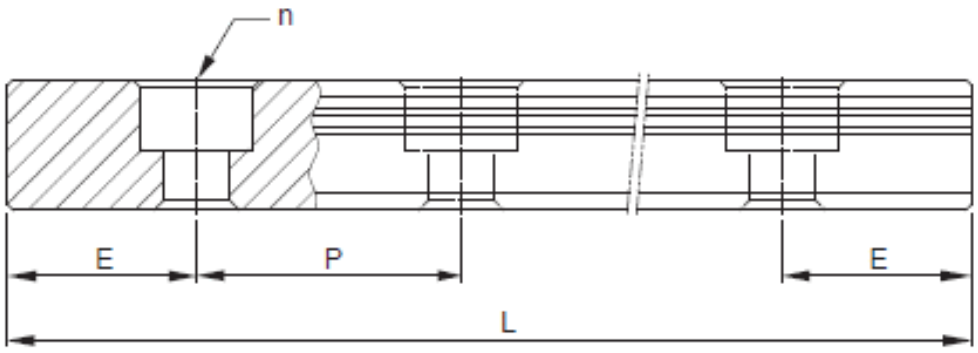
Neprimjereno postavljeni ili prejako pritegnuti vijci mogu ozbiljno utjecati na preciznost vodilica. Na tablici sa slike 41. prikazana je lista preporučenih momenata pritezanja za određene veličine vijaka.

Size	Bolt size	Torque, N-cm		
		Iron	Casting	Aluminum
MGN5	M2×0.4P×6L	57	39.2	29.4
MGN7	M2×0.4P×6L	57	39.2	29.4
MGN9	M3×0.5P×8L	186	127	98
MGN12	M3×0.5P×8L	186	127	98
MGN15	M3×0.5P×10L	186	127	98
MGW5	M2.5×0.45P×7L	118	78.4	58.8
MGW7	M3×0.5P×6L	186	127	98
MGW9	M3×0.5P×8L	186	127	98
MGW12	M4×0.7P×8L	392	274	206
MGW15	M4×0.7P×10L	392	274	206

Slika 41. Veličine vijaka i momenti pritezanja [Ncm**] za određene veličine vodilica [15]**

4.4.5.6. Standardne i maksimalne duljine vodilica

Hiwin nudi standardne duljine vodilica za trenutne potrebe. Za nestandardne duljine, preporuča se da vrijednost *E* (udaljenost od zadnjeg provrta do ruba) ne bude veća od polovice udaljenosti *P* (udaljenost između dva susjedna provrta) radi izbjegavanja nestabilnosti na kraju vodilice. Također, traži se i da vrijednost *E* ne bude manja od $E_{\min}$ radi izbjegavanja pucanja krajnjeg provrta za montiranje.



Slika 42. Kotirane udaljenosti između provrta [15]

Jednadžba za ukupnu duljinu vodilice glasi:

$$L = (n - 1) \cdot P + 2 \cdot E, \tag{1.18}$$

pri čemu su:

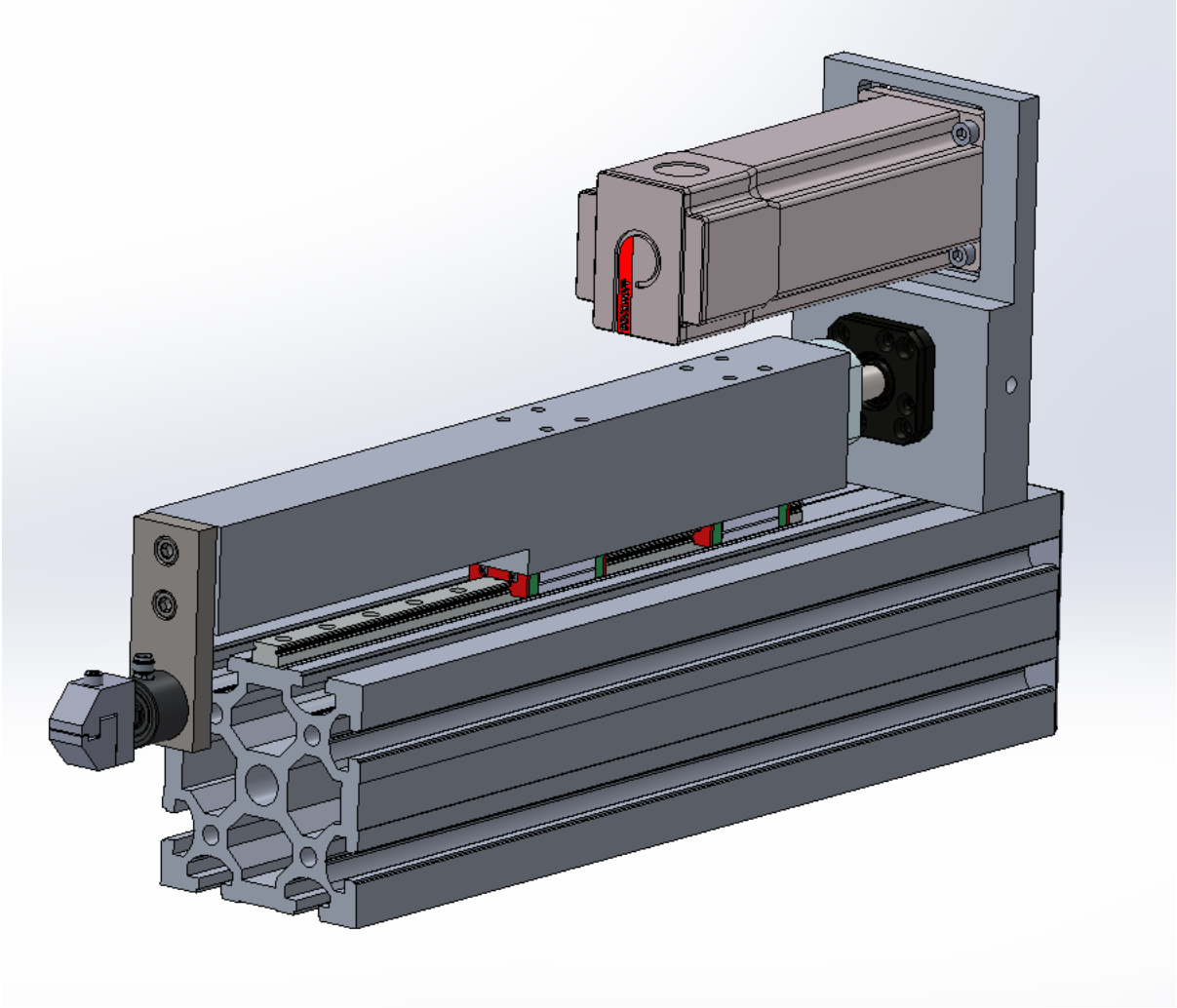
$L -$ ukupna duljina vodilice (mm),

$n -$ broj provrta za montažu,

$P -$ udaljenost između bilo koja dva provrta (mm),

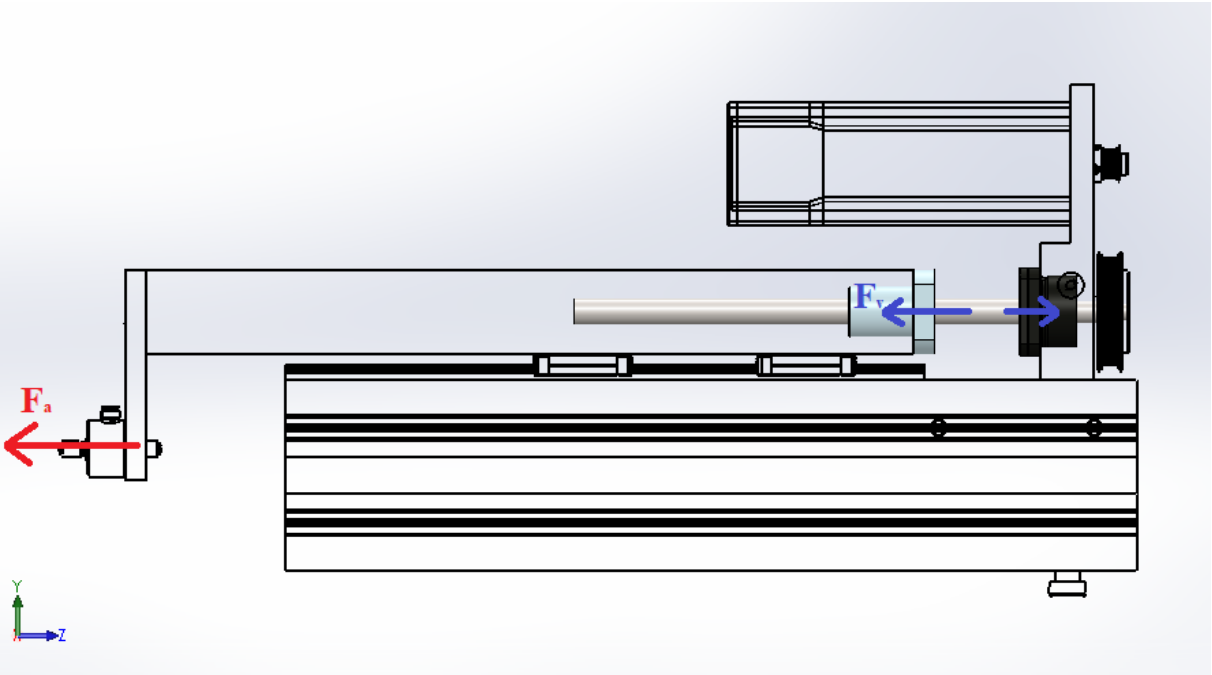
$E -$ udaljenost od središta rubnog provrta do ruba (mm).

4.5. Proračun kugličnog navojnog vretena i linerane vodilice



Slika 43. Linearni aktuator

Prihvat uzorka prikazan na slici 43. uzima se za rastavljanje sila aktuatora kao početna točka na koju djeluju aktivne sile. Sile se preko čelične pločice prenose na aluminijski blok koji je dalje povezan pomoću linearnih vodilica po kojima kliže uzdužno (vodilice preuzimaju radijalna opterećenja bloka) i preko navojnog vretena čija je matica vijcima pritegnuta na drugi kraj bloka (vreteno preuzima aksijalna opterećenja bloka). Preko kugličnog navojnog vretena se i ostvaruje pomak bloka, odnosno sila kojom se na kraju i razvlači uzorak.



Slika 44. Aktivno i reaktivna opterećenja na vretenu

Na slici 44. prikazano je aktivno vlačno opterećenje (crvena boja) F_a i vlačne sile u vretenu F_v (plava boja) koje pritom djeluju. Aktivno opterećenje djeluje na idući način:

Tablica 2. Raspodjela opterećenja aktivne sile

$F_{a,i}$, [N]	t_i, [%]	v_i, [mm/s]
2000	5	1
1000	5	1
500	10	10
200	80	100

Sile u vretenu F_v u potpunosti preuzimaju aktivno vlačno opterećenje F_a.

4.5.1. Potrebni korak navoja vretena

Korak navoja P veže rotacijsko i linearno gibanje preko jednadžbe (1.2).

Vreteno je u ovom slučaju opterećeno vlačnom silom ekvivalentne vrijednosti $F_{a,e} = 246{,}5$ N, te maksimalne vrijednosti $F_{a,max} = 2000$ N. Pretpostavljena maksimalna brzina gibanja matice je $v_{max} = 100$ mm/s.

Maksimalna brzina okretaja promatranih servomotora [17] koji pokreću vreteno je $n_{EM,max} = 12000$ okr/min. Kako smo se radi smanjenja potrebnog momenta motora odlučili na remenski prijenos kojemu je prijenosni omjer $i = 4$, maksimalna brzina vretena iznosi:

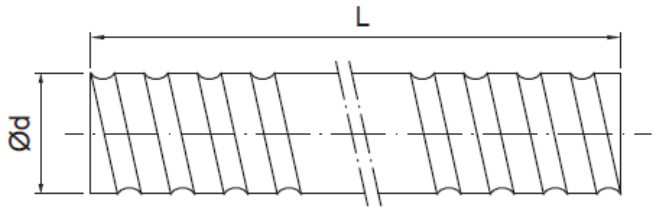
$$n_{v,max} = \frac{12000}{4} = 3000 \frac{\text{okr}}{\text{min}}. \tag{1.19}$$

Jednadžbom:

$$P > \frac{v_{\max} \cdot 60}{n_{v,\max}} = \frac{100 \cdot 60}{3000},$$
$$P > 2 \text{ mm}. \tag{1.20}$$

Traženi uvjet $P > 2$ mm prvotno zadovoljavaju vretena s korakom navoja 4 mm te će se za njih provesti daljnji proračun.

Taj korak zadovoljavaju vretena promjera $\phi 12$ ($SCR01204$), uz koje se mogu postaviti kuglične matice tipa U i BSH.



Model No.			Accuracy Grade	Threading Direction	Number of Grooves	Standard Code of Shaft	Type of Nut	Overall Length of Shaft
d	I	Da		R:Right L:Left				
12	4	2.5	C10, C7, C5	R	1	SCR01204	U, BSH	3000

Slika 45. Vreteno dimenzija 12x4 oznake SCR01204 [13]

Provjeravajući vretena u kombinaciji s pripadajućim kugličnim maticama, u katalogu se za vreteno SCR01204 mogu pronaći modeli kugličnih matica SFUR01204-4 i BSHR01204-3.5. Matice U-tipa imaju unutarnju cirkulaciju kuglica, dok matice BSK-tipa sadrže vanjsku cirkulaciju. Za slučaj vretena manjih dimenzija, kao što je vreteno 12x4, poželjno je koristiti unutarnju cirkulaciju kuglica koju koristi kuglično navojno vreteno SFUR01204-4.

Circulation type	Model		Characteristic
	Single Nut	Double Nuts	
Internal circulation type	SFM SFK BSH SFNI SFNU	DFM	•Delicated diameter of screw takes only little space. •Applicable to those with smaller lead / the outside diameter of the screw

Slika 46. Unutarnja cirkulacija kuglica [13]

Ranije smo odabrali faktore koji će se koristiti u proračunu vretena:

- faktor opterećenja: $f_w = 1{,}1$ i
- faktor sigurnosti: $f_s = 1{,}25$.

4.5.2. Statička nosivost vretena C_0

Traženi uvjet je da:

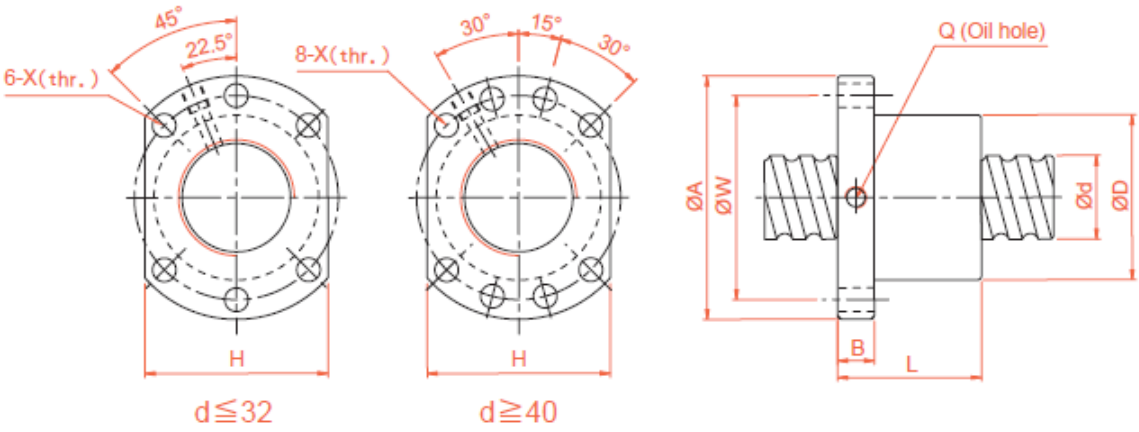
$$\begin{aligned} C_0 &< C_{0a}, \\ C_0 &= F_{max} \cdot f_s, \\ C_0 &= 2000 \cdot 1{,}25, \\ C_0 &= 2500 \text{ N}. \end{aligned} \tag{1.21}$$

4.5.3. Dinamička nosivost vretena C

Da bi vreteno bilo pravilno izabrano, mora biti zadovoljen uvjet:

$$\begin{aligned} C &\leq C_a, \\ C &= F_e \cdot f_s, \\ C &= 246{,}5 \cdot 1{,}25, \\ C &= 308 \text{ N}. \end{aligned} \tag{1.22}$$

4.5.4. SFU01204-4



Slika 47. Specifikacije serije SFU [13]

Model No.	d	I	Da	Dimension									Load Rating		K
				D	A	B	L	W	H	X	Q	n	Ca (N)	Coa (N)	(N/μm)
SFU01204-4	12	4	2.5	24	40	10	40	32	30	4.5		1x4	8845,6	18475,7	255

Slika 48. Dimenzije i nosivosti kugličnog navojnog vretena SFU01204-4 [13]

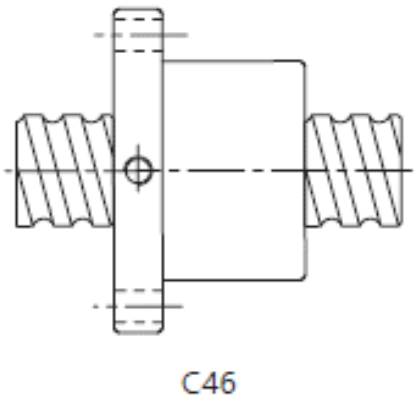
Očitane vrijednosti dimenzija:

−nazivni promjer vretena: $d = 12$ mm,

−korak navoja: $P = 4$ mm,

−promjer kuglice vretena $D_a = 2{,}5$ mm.

Kod ovog modela, koristi se matica tipa C46, prikazana na slici 49., koja koristi unutarnju cirkulaciju kuglica.



Slika 49. Matica tipa C46 [13]

Za odabrano kuglično navojno vreteno, očitane su i vrijednosti nosivosti:

- dinamička nosivost:

$$C_a = 8845{,}6\ \text{N}, \tag{1.23}$$

- statička nosivost:

$$C_{0a} = 18476\ \text{N}, \tag{1.24}$$

što zadovoljava tražene uvjete:

$$C \leq C_a,$$
$$C_0 < C_{0a},$$

- krutost:

$$K = 255\,\frac{\text{N}}{\mu\text{m}}. \tag{1.25}$$

4.5.4.1. Životni vijek izražen u okretajima

$$L_{vr,okr} = \left(\frac{C_a}{F_e \cdot f_w}\right)^3 \cdot 10^6.$$

$$L_{vr,okr} = \left(\frac{8845{,}6}{246{,}5 \cdot 1{,}1}\right)^3 \cdot 10^6, \tag{1.26}$$

$$L_{vr,okr} = 34{,}714 \cdot 10^9\ \text{okr}.$$

4.5.4.2. Životni vijek izražen u satima

$$L_{vr,h} = \frac{L_{vr,okr}}{60 \cdot n_m}\ , \tag{1.27}$$

gdje je:

n_m – srednja brzina okretaja vretena $\left[\frac{\text{okr}}{\text{min}}\right]$,

te se računa prema izrazu:

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_3 t_3 + n_4 t_4}{100}. \tag{1.28}$$

Brzine okretaja po intervalima opterećenja mogu se odrediti sada kada znamo korak navoja $P = 4$ mm, prema Tablici 3.:

Tablica 3. Brzine okretaja vretena po intervalima

$v_i, [mm/s]$	$t_i, [\%]$	$n_i = \frac{60 \cdot v_i}{P}, [okr/min]$
1	5	15
1	5	15
10	10	150
100	80	1500

Sada se može odrediti srednja brzina okretaja:

$$n_m = 20{,}275 \frac{\text{okr}}{\text{s}} = 1216{,}5 \text{ okr/min}, \tag{1.29}$$

te njenim ubacivanjem u jednadžbu (1.27) možemo izračunati životni vijek u satima:

$$L_{vr,h} = \frac{34{,}714 \cdot 10^9}{60 \cdot 1216{,}5},$$
$$L_{vr,h} = 475600 \text{ h}. \tag{1.30}$$

Usage	Life in hours (h)
Working machines	20000
General industrial machines	10000
Automatic control machines	15000
Measurement machines	15000

Slika 50. Životni vijek u raznim primjenama [13]

Kao što se može vidjeti na slici 50., minimalni potrebni životni vijek u mjernim strojevima je $L_{h,min} = 15000$ h, što znači da vrijedi:

$$L_{vr,h} > L_{(vr,h)min}. \tag{1.31}$$

4.5.4.3. Životni vijek vretena izražen u udaljenosti

$$L_s = \frac{L_{vr,okr} \cdot P}{10^6},$$
$$L_s = \frac{34{,}714 \cdot 10^9 \cdot 4}{10^6}, \tag{1.32}$$
$$L_s = 138856 \text{ km}.$$

4.5.4.4. Određivanje ukupne izvedbene duljine vretena

- Traženi hod kugličnog navojnog vretena iznosi 150 mm.
- Duljina izabrane kuglične matice SFU01204-4 iznosi 40 mm.
- Vreteno sadrži jedan slobodni rub koji nije potrebno posebno oblikovati i jedan uklješteni rub na kojem je postavljeno ležajno mjesto FK10 za koji je potrebno izdvojiti 51 mm.

Na navedene dimenzije potrebno je dodati margine za krajnje slučajeve. Prva margina je za slučaj kada je aktuator maksimalno odmaknut od uzorka, odnosno kada je matica maksimalno primaknuta ležajnom mjestu. Drugi je za slučaj kada je aktuator maksimalno primaknut prema uzorku, tada je potrebno ostaviti određenu duljinu slobodnog ruba vretena od kraja matice.

- Kao zbroj te dvije potrebne margine uzima se udaljenost dimenzije 20 mm.

Ukupna izvedbena duljina vretena tada iznosi:

$$L_{uk} = 150 + 40 + 51 + 20 = 261 \text{ mm}. \tag{1.33}$$

4.5.5. Odabir linearnih vodilica iz MG serije

Današnje linearne vodilice su osnova za veću preciznost i bolju izvedbu kod svake konstrukcije, ali ako se ne odaberu niti postave pravilno, često se plati iznos za bolju izvedbu od one potrebne.

Za odabir točne linearne vodilice potrebno je:

a) Odabrati preciznost:
- Izabrati razred preciznosti (C, H, P, SP, UP) ovisno o potrebnoj preciznosti opreme

b) Odabrati veličinu i broj blokova
- Prema uvjetima dinamičkog opterećenja
- Ukoliko se koristi (kao u našem slučaju) u kombinaciji s kugličnim vretenom, poželjno je da veličina bude slična promjeru kugličnog vretena (*Φ12*)

c) Izračunati maksimalno opterećenje bloka
- Prema preporuci proizvođača (*Hiwin*) za izračun opterećenja
- Provjeriti da je statički faktor sigurnosti (tablični) odabrane vodilice veći od izračunatog faktora sigurnosti

d) Izabrati iznos predopterećenja
- Ovisno o potrebama krutosti i preciznosti površine montiranja

e) Odrediti krutost
- Izračunati deformaciju (δ) koristeći tablicu vrijednosti krutosti, birajući veće iznose predopterećenja i veće linearne vodilice radi povećanja krutosti

f) Izračunati vijek trajanja vodilice
- Izračun koristeći brzinu gibanja i frekvenciju

g) Odabir maziva
- Podmazivanje mašću pomoću mlaznice
- Uljem pomoću cijevnog spoja

4.5.5.1. Preciznost

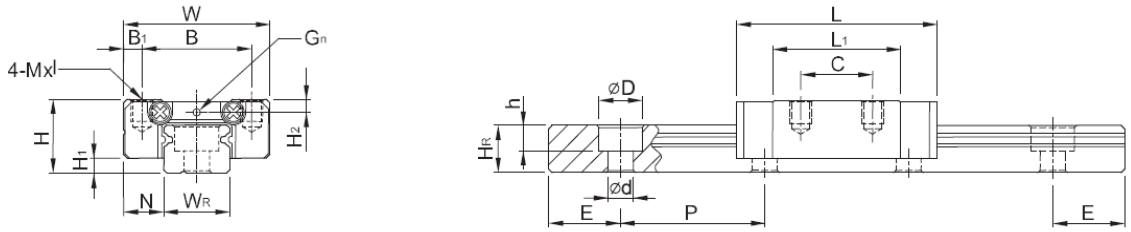
Prateći postupak odabira vodilice opisan u poglavlju 4.5.5., prvo se odabire razred preciznosti vodilice ovisno o potrebi. Kao što je već rečeno, preciznost kod MG serije može se podijeliti u 3 razreda (C,H,P) ovisno o potrebi.

Kada je više blokova ugrađeno na vodeću prugu, bilo kakva odstupanja u visini (H) ili širini (W) mogu biti problematična. Razlike u visini mogu uzrokovati neravnomjerno opterećenje na sklopu linearnih vodilica, što dovodi do preranog kvara jače opterećenog ležaja. Kada se tereti kruto postave ili učvrste na više blokova na jednoj vodilici, često je potrebna viša klasa točnosti da se izbjegne nejednako opterećenje ležajeva. Stoga se za ovaj slučaj ne preporuča uzeti razred preciznosti C, već se uzima razred visoke preciznosti H.

4.5.5.2. Dimenzije blokova

Na našem linearnom aktuatoru koristi se kuglično navojno vreteno $\Phi 12x4$, te je prema preporuci proizvođača, ako je moguće potrebno uzeti dimenzije (širinu) vodilica jednake promjeru vretena. Prema tome uvjetu biraju se vodilice dimenzija 12 mm.

MGN12



Slika 51. Linearna vodilica MGN12 [15]

Model No.	Dimensions of Assembly (mm)			Dimensions of Block (mm)										Dimensions of Rail (mm)							Mounting Bolt for Rail	Basic Dynamic Load Rating	Basic Static Load Rating	Static Rated Moment			Weight	
	H	H_1	N	W	B	B_1	C	L_1	L	G	G_n	Mxl	H_2	W_R	H_R	D	h	d	P	E	(mm)	C[kN]	C_0[kN]	M_R N-m	M_P N-m	M_Y N-m	Block kg	Rail kg/m
MGN12C	13	3	7.5	27	20	3.5	15	21.7	34.7	-	Ø2	M3x3.5	2.5	12	8	6	4.5	3.5	25	10	M3x8	2.84	3.92	25.48	13.72	13.72	0.034	0.65
MGN12H							20	32.4	45.4													3.72	5.88	38.22	36.26	36.26	0.054	

Model No.	Dimensions of Assembly (mm)			Dimensions of Block (mm)										Dimensions of Rail (mm)								Mounting Bolt for Rail	Basic Dynamic Load Rating	Basic Static Load Rating	Static Rated Moment			Weight	
	H	H_1	N	W	B	B_1	C	L_1	L	G	G_n	Mxl	H_2	W_R	W_2	H_R	D	h	d	P	E	(mm)	C[kN]	C_0[kN]	M_R N-m	M_P N-m	M_Y N-m	Block kg	Rail kg/m
MGW12C	14	3.4	8	40	28	6	15	31.3	46.1	-	Ø1.2	M3x3.6	2.8	24	-	8.5	8	4.5	4.5	40	15	M4x8	3.92	5.59	70.34	27.80	27.80	0.071	1.49
MGW12H							28	45.6	60.4														5.10	8.24	102.70	57.37	57.37	0.103	

Slika 52. Vrijednosti za promatrane vodilice [15]

Oznake C i H na krajevima naziva vodilica, predstavljaju standardni i dugi tip blokova.

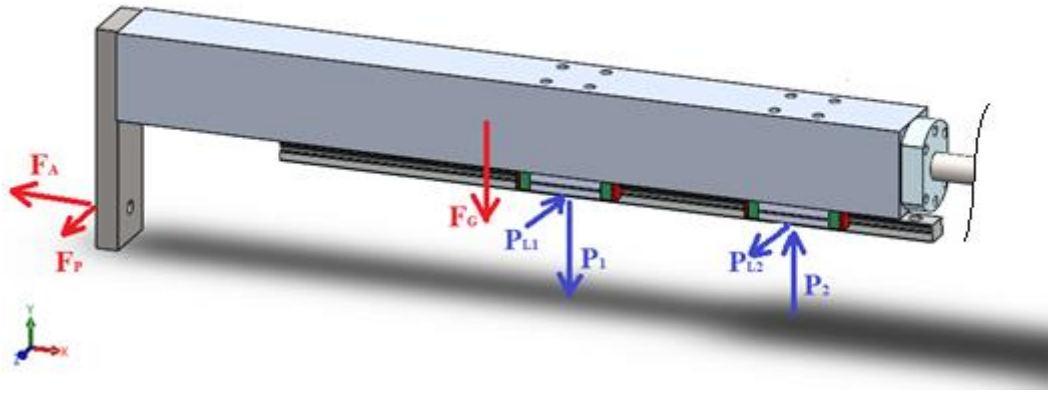
Najbitniji parametri iz prethodnih tablica koji će se kasnije koristiti u proračunu su:

Tablica 4. Parametri vodilica dimenzije 12 mm

Vodilice	**MGN12C**	**MGN12H**	**MGW12C**	**MGW12H**
Statička nosivost C_0, kN	3,92	5,88	5,59	8,24
Dinamička nosivost C, kN	2,84	3,72	3,92	5,10

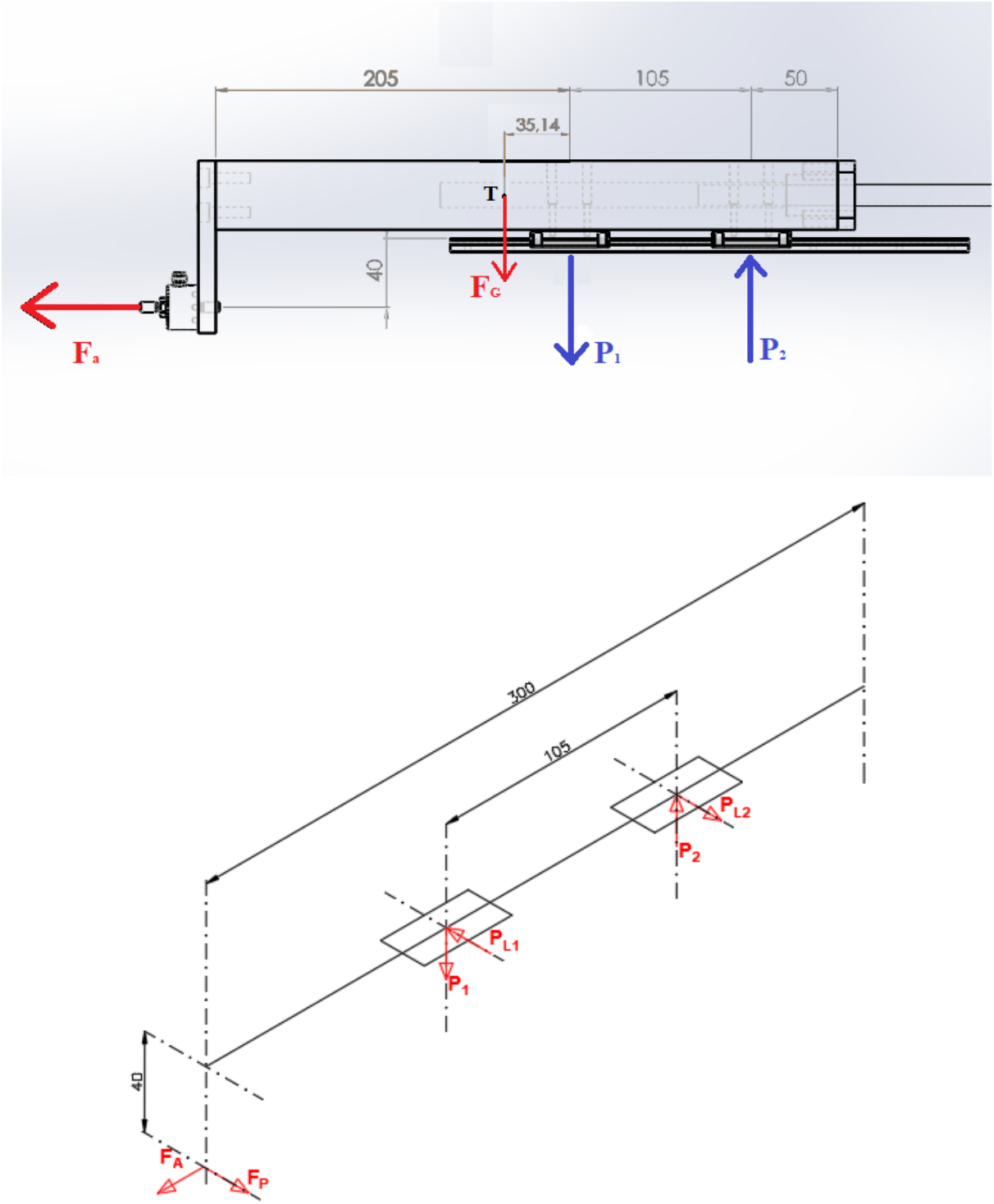
4.5.5.3. Primijenjena opterećenja na blokove vodilice

Idući korak koji je potrebno provesti je provjera maksimalnog opterećenja bloka. Treba provjeriti da je statički faktor sigurnosti za predviđeni način opterećenja (tablični) veći od izračunatog faktora sigurnosti.



Slika 53. Aktivne sile i reakcije na blokovima

Na slici 53. je prikazan dio sklopa nacrtanog u *SolidWorks*-u s aktivnim silama (crveno) i reaktivnim silama na blokove vodilice (plavo). Kao aktivne sile uzete su u obzir aksijalna sila $F_A \leq 2$ kN i bočna sila koju uzrokuje djelovanje okomitog aktuatora u iznosu $F_P \leq 500$ N. Prema slici 54. može se rastaviti aktivne sile na pomični aluminijski blok kojeg nose blokovi vodilice. Na taj način mogu se proračunati blokovi vodilice. Težina pločice na kojoj se nalaze senzor skupa s prihvatom je zanemariva, kao i moment koji bočna sila F_p radi na udaljenosti od pločice do uzorka.



Slika 54. Shema vodilice s aktivnim silama i reakcijama na blokovima

Jednadžbama ravnoteže u vertikalnoj ravnini dobiju se iznosi maksimalnih radijalnih sila na blokovima:

$$P_{1,max} = 712{,}5 \text{ N},$$
$$P_{2,max} = 749{,}5 \text{ N}. \tag{1.34}$$

Izračunate maksimalne bočne sile na blokove iznose:

$$P_{L1,max} = 1476{,}2 \text{ N},$$
$$P_{L2,max} = 976{,}2 \text{ N}. \tag{1.35}$$

Ekvivalentno opterećenje bloka za slučaj kada $P_L > P$ računa se prema izrazu:

$$P_{e,max} = P_{L,max} + 0{,}5 \cdot P_{max}, \tag{1.36}$$

te se tako dobiju ekvivalentna opterećenja na blokovima:

$$P_{e1} = 1832{,}5 \text{ N},$$
$$P_{e2} = 1351 \text{ N}. \tag{1.37}$$

Ova opterećenja na blokovima su njihove maksimalne vrijednosti i, kako je ranije napomenuto, ona će djelovati samo u 5 % ukupnog vremena rada aktuatora.

Statički faktor sigurnosti bloka vodilice se računa prema izrazu (1.14):

$$f_{SL} = \frac{3920}{1832{,}5} = 2{,}14, \tag{1.38}$$

što zadovoljava uvjet sa slike 63.:

Load Condition	f_{SL} , f_{SM} (Min.)
Normal Load	1.0–3.0

Slika 55. Statički faktor sigurnosti za normalno opterećenje [15]

4.5.5.4. Nominalni životni vijek trajanja vodilice L

Za računanje životnog vijeka trajanja vodilice potrebno je uzeti ekvivalentna opterećenja $F_{A,e} = 246{,}52$ N i $F_{P,e} = 61{,}63$ N, te srednju brzinu $v_e = 4{,}866 \frac{\text{m}}{\text{min}}$.

Uvrštavanjem tih vrijednosti u jednadžbe ravnoteže aluminijskog bloka, dobiju se sljedeći iznosi opterećenja na blokovima:

$$\begin{aligned} P_1 &= 78{,}6 \text{ N}, \\ P_2 &= 90{,}1 \text{ N}. \\ P_{L1} &= 182 \text{ N}, \\ P_{L2} &= 120{,}3 \text{ N}, \end{aligned} \tag{1.39}$$

te tada vrijedi:

$$P_{e,max} = P_{e1} = P_{L1} + 0{,}5P_1 = 165{,}35 \text{ N}. \tag{1.40}$$

Životni vijek trajanja vodilice prema (1.16):

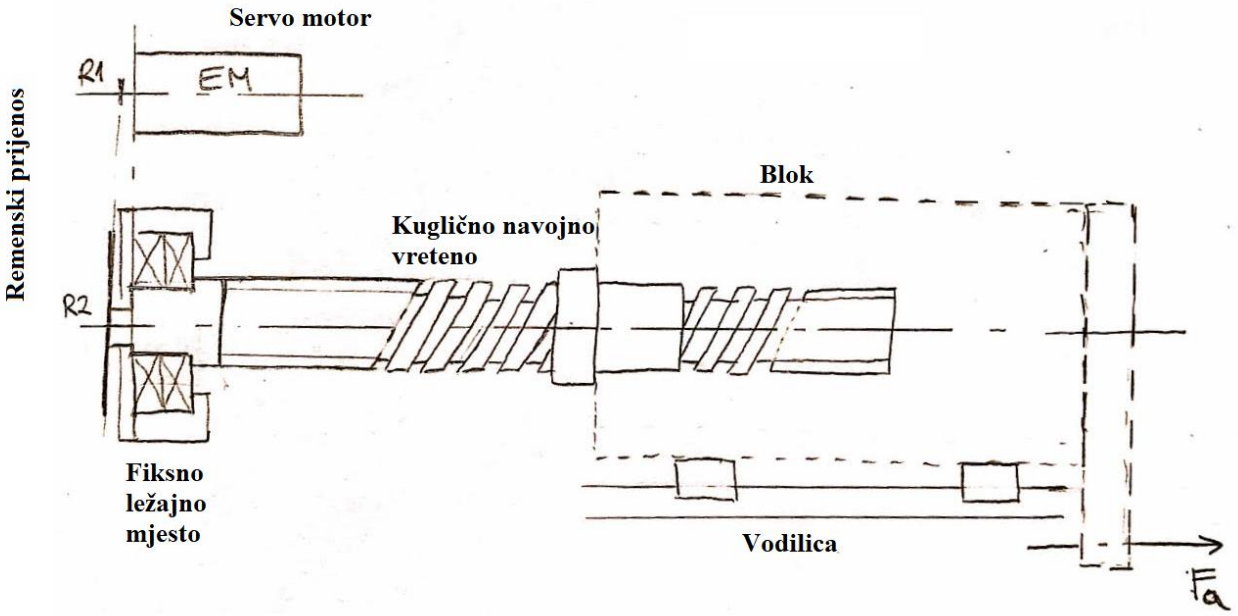
$$\begin{aligned} L &= \left(\frac{2840}{165{,}35}\right)^3 \cdot 50 \text{ [km]}, \\ L &= 253345 \text{ [km]}. \end{aligned} \tag{1.41}$$

Životni vijek trajanja vodilice izražen u vremenu rada prema (1.17):

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{253345 \cdot 10^3}{4{,}866 \cdot 60} \text{ [h]}, \\ L_h &= 867739 \text{ [h]}. \end{aligned} \tag{1.42}$$

4.6. Pogon linearnog aktuatora

Za pogonski motor aktuatora odlučilo se odabrati servomotor.



Slika 56. Shema prijenosa snage s pogonskog motora

Moment pogona potreban za najopterećeniji režim rada ($F_{max} = 2$ kN) računa se prema:

$$T = \frac{(F + \mu_{vod} \cdot m \cdot g) \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1}, \tag{1.43}$$

gdje su:

$\mu_{\text{vod}} -$ koeficijent trenja vodilica,

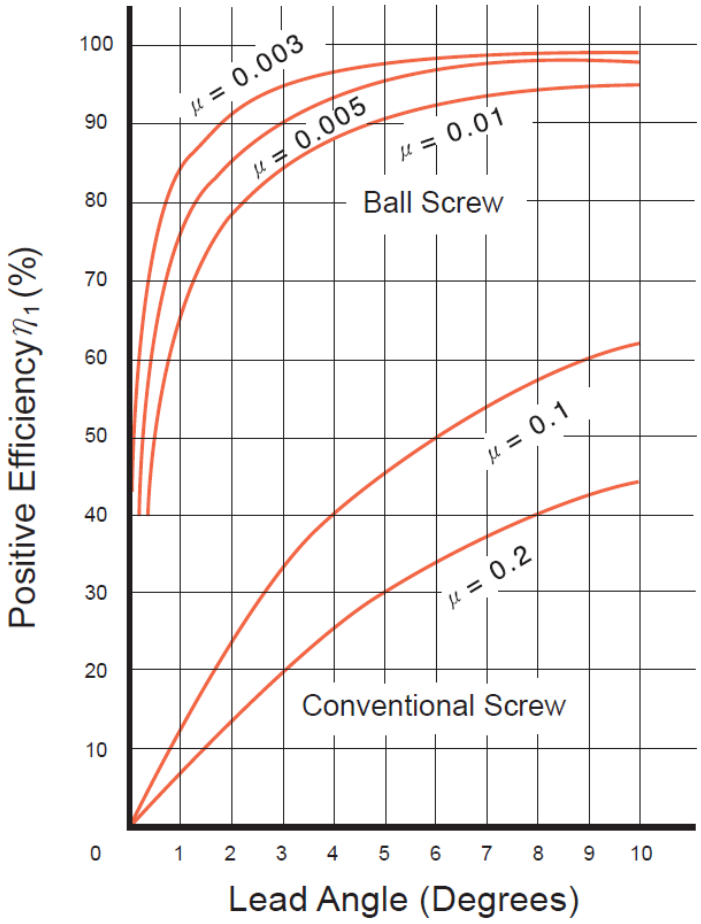
$\eta_1 -$ korisnost kugličnog navojnog vretena.

Nakon što je određen korak navoja vretena moguće je odrediti i potreban moment pogona. η_1 se može očitati iz dijagrama sa slike 56. poznavajući kut navoja α, koji se računa prema:

$$\tan(\alpha) = \frac{P}{d_o \pi}, \tag{1.44}$$

pri čemu je:

$d_o = d + D_a -$ promjer na kojem se nalaze kuglice vretena.



Slika 57. Odnos korisnosti vretena i kuta navoja [13]

$$\tan(\alpha) = \frac{4}{14{,}5\pi},$$
$$\alpha = 5{,}49°. \tag{1.45}$$

Očitana korisnost vretena sa slike 57. je:

$$\eta_1 = 0{,}95.$$

Kako je $\mu_{\text{vod}} = 0{,}004$ prema [15], te je težina koju vodilice nose zanemariva, dio jednadžbe se može zanemariti te se može pisati:

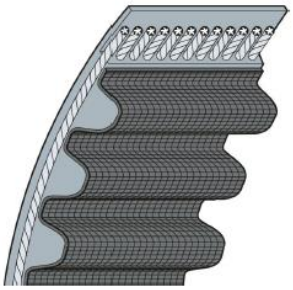
$$T_v = \frac{F \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1},$$
$$T_v = \frac{2000 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}95}, \tag{1.46}$$
$$T_v = 1340 \text{ Nmm}.$$

Snaga koju je potrebno dovesti vretenu iznosi:

$$\mathrm{P}_v = \mathrm{T} \cdot \frac{2\pi n}{60},$$
$$P_v = 2{,}105 \text{ W}. \tag{1.47}$$

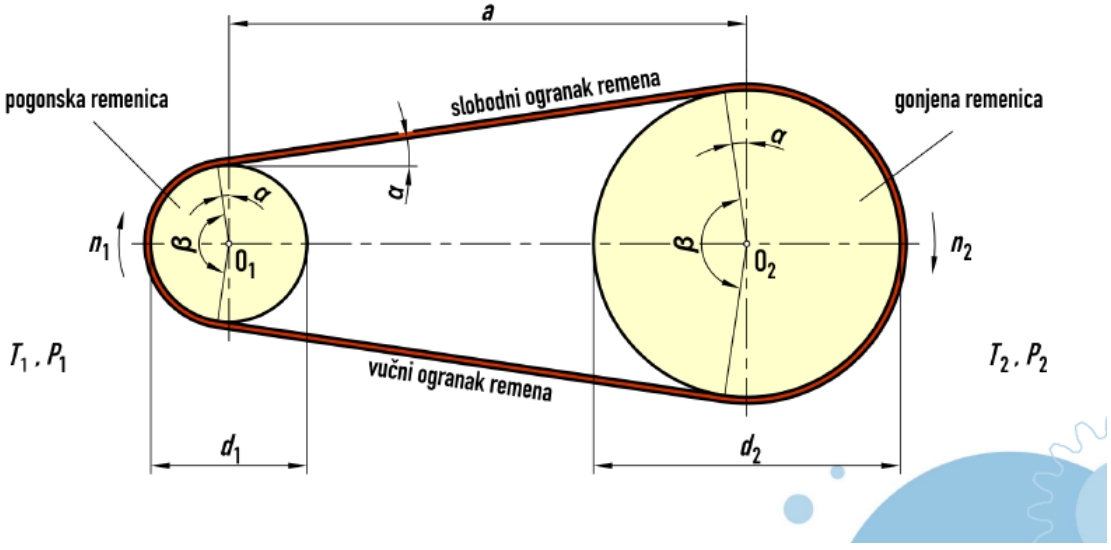
4.6.1. Remenski prijenos

Remenski prijenosnici omogućavaju prijenos i transformaciju gibanja i okretnog momenta između vratila na većem rastojanju. Kod njih se pojavljuje elastični prijenos koji prigušuje udarce i vibracije koje bi se prenijele s jednog vratila na drugo. U slučaju kidalice, gdje se traži visoka preciznost i sinkronost rada, potrebno je koristiti prijenos oblikom, odnosno koristi se remenski prijenos zupčastim remenom. Zupčasti remeni su ozubljeni samo s jedne strane (postoji mogućnost i obostranog ozubljenja) te obuhvaćaju odgovarajuće ozubljene remenice. Pošto se koristi prijenos oblikom, odnosno nema puzanja (klizanja) remena, prijenosni omjer je konstantan.



Slika 58. Zupčasti remen [19]

U ovom aktuatoru, remenski prijenos će se koristiti kao prijenos gibanja i okretnog momenta s pogonskog motora na kuglično navojno vreteno.



Slika 59. Dimenzije u remenskom prijenosniku [19]

Snaga se s vratila pogonske remenice prenosi na pogonsku remenicu pa preko remena na gonjenu remenicu. Indeks 1 označava pogonsku remenicu, a indeks 2 gonjenu remenicu.

Na slici 59. kotirane su dimenzije:

$d_1 -$ promjer pogonske remenice, mm

$d_2 -$ promjer gonjene remenice, mm

$\alpha -$ kut nagiba slobodnog/vučnog ogranka remena na spoj središta remenica, °

$\beta -$ obuhvatni kut remena na manjoj remenici (u našem slučaju pogonskoj), °

$a -$ razmak osi pogonske i gonjene remenice, mm

Preporučeni odnos za razmak osi remenica a je:

$$0{,}7 \cdot (d_1 + d_2) \leq a \leq 2 \cdot (d_1 + d_2). \tag{1.48}$$

Kako bi mogli prenijeti što veću snagu s motora na vreteno, odabran je remenski prijenos s prijenosnim omjerom redukcije brzine vrtnje:

$$i = 4. \tag{1.49}$$

Prijenosni omjer i se definira kao omjer brzine vrtnje pogonske i gonjene remenice,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \tag{1.50}$$

$z_i -$ broj zubi ozubljene remenice.

Kod remenskog prijenosa se također moraju uzeti u obzir i gubitci snage prilikom prijenosa. U tu svrhu se koristi stupanj djelovanja (faktor korisnog učinka) η. To je omjer odvedene kroz dovedenu snagu pri konstantnoj brzini vrtnje pogonskog člana,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i}, \tag{1.51}$$

te se stoga prijenosni omjer i može izraziti i kao:

$$i = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}. \tag{1.52}$$

Stupanj djelovanja remenskog prijenosa sa zupčastim remenom je 0,98. [20]

Imamo od ranije podatke koje je potrebno dovesti vretenu te se može zapisati:

$$\begin{aligned} P_2 &= P_v = 0{,}002\ kW, \\ T_2 &= T_v = 1{,}34\ Nm. \end{aligned} \tag{1.53}$$

Tako se iz jednadžbi (1.51) mogu dobiti podatci o pogonskoj remenici, odnosno minimalnim potrebnim vrijednostima motora:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{P_2}{\eta} = 2{,}148\ W, \\ T_1 &= \frac{T_2}{\eta \cdot i} = 0{,}342\ Nm. \end{aligned} \tag{1.54}$$

4.6.2. Odabir servomotora

Prema izračunatim podacima, odabran je servomotor proizvođača *Beckhoff* serije AM8122-F, takav da:

$$M_n > T_1 = 0{,}342 \text{ Nm},$$

$$P_n > P_1 = 2{,}148 \text{ W}.$$

Electrical data		Symbol [Unit]	AM8122-F
	Standstill torque	M_0 [Nm]	0.8
	Standstill current	I_{0rms} [A]	4.0
	Max. mech. speed	N_{max} [min^{-1}]	12000
	Max. mains voltage	U_N [V_{DC}]	50
U_N = 48 VDC	Rated speed	N_n [min^{-1}]	2000
	Rated torque	M_n [Nm]	0.8
	Rated power	P_n [W]	167
	Peak current	I_{0max} [A]	22.4
	Peak torque	M_{0max} [Nm]	4.06
	Torque constant	K_{Trms} [Nm/A]	0.2
	Voltage constant	K_{Erms} [mVmin]	13
	Winding resistance	R20 [Ω]	1.5
	Winding inductance	L [mH]	3.3

Slika 60. Podaci AM8122-F ovisno o naponu [17]

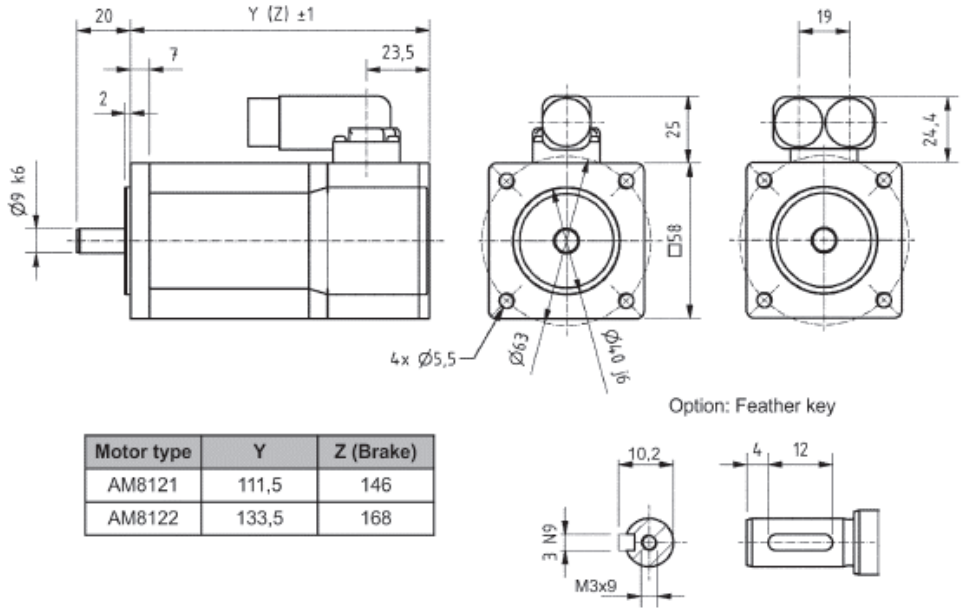
Značajke motora:

$Rated\ torque, M_n = 0{,}80$ Nm – kontinuirana torzija motora koju motor može proizvesti izvlačenjem nazivne struje pri nazivnoj brzini (*rated speed*), blizu maksimalne brzine motora. To je najbolji prosuditelj izvedbi motora kako je ono torzija motora pri brzini.

$Standstill\ torque,\ M_0 = 0{,}80$ Nm – kontinuirana torzija motora u stajanju. To je zaključana torzija rotora. Obično je viša od nazivne (rated) torzije, jer nazivna uzima u obzir magnetske gubitke vrtnje i termalne gubitke motora, koji su kod motora u stajanju jednaki nuli.

$Peak\ torque, M_{0,max} = 4{,}06$ Nm – maksimalna torzija motora koju može proizvesti na kraći vremenski period, obično za ubrzanje/usporenje ili svladavanje trenja.

$Rated\ power, P_n = 167$ W.



Motor type	Y	Z (Brake)
AM8121	111,5	146
AM8122	133,5	168

Slika 61. Radionički crtež AM812x [17]

Order reference AM81uv-wxyz	
u	flange code
v	motor length
w = 0	smooth shaft
w = 1	shaft with groove and feather key according to DIN 6885
w = 2	smooth shaft with IP 65 sealing ring (only for AM812x, AM813x, AM814x)
w = 3	shaft with IP 65 sealing ring and shaft with groove and feather key (only for AM812x, AM813x, AM814x)
w = 4	shaft with IP 65 sealing ring, smooth shaft and sealing air connection (not for AM811x)
w = 5	shaft with IP 65 sealing ring, shaft with groove and feather key and sealing air connection (not for AM811x)
x	winding code
y = 0	2-cable standard: feedback resolver
y = 1	One Cable Technology for power and feedback: feedback transmission via motor cable, no feedback cable necessary, electronic identification plate, single-turn, absolute position within one revolution, 18 bit resolution
y = 2	One Cable Technology for power and feedback: feedback transmission via motor cable, no feedback cable necessary, electronic identification plate, multi-turn, absolute position within 4096 revolutions, 18 bit resolution
z = 0	without holding brake
z = 1	with holding brake
	All electric quantities are RMS values.
	The options cannot be installed in the field.

Slika 62. Značenje oznaka kod AM81uv-wxyz motora [17]

AM8122 niskonaponski servomotor prikladan je za vrlo dinamična pogonska rješenja u kompaktnoj konstrukciji i rasponu napona do 50 VDC. Moment mirovanja motora ovisi o namotu i nalazi se u rasponu do 1,5 Nm. Dostupan je s OCT sustavom povratnih informacija

(apsolutni enkoder). Niskonaponski servomotor s oznakom prirubnice „F2“ (dimenzije 58 mm) ima promjer osovine $b = \emptyset 9\ k6$, i slobodni kraj duljine osovine $\mathrm{d} = 20$ mm.

Data for 50 V DC	AM8122-wFyz
Motor type	permanent magnet-excited three-phase synchronous motor
Standstill torque	0.80 Nm
Rated torque	0.80 Nm
Cooling	convection
Rated speed	2000 min-1
Rated power	0.17 KW
Peak torque	4 Nm
Standstill current	4.0 A
Peak current	22.4 A
Torque constant	0.20 Nm/A
Voltage constant	13 mV/min-1
Number of poles	6
Rotor moment of inertia	0.253 kgcm²
Weight	1.3 kg
EtherCAT Terminal	EL7211-0010
EtherCAT plug-in module	EJ7211-0010
EtherCAT Box	EP7211-0034
Connection technology	itec® plug
One Cable Technology (OCT)	yes
Approvals/markings	CE, UL

Slika 63. Podaci o AM8122-wFyz [17]

Size	Bore diameter [mm]	Cheese-head screw DIN EN ISO 4762 (8.8)	Tightening torque [Nm]	Plain washer DIN EN ISO 7089
AM812x	5.5	M5x16	5.5	5.3

Slika 64. Podaci o preciznom pritezanju oboda motora cilindričnim vijcima [17]

4.6.3. Odabir remenica

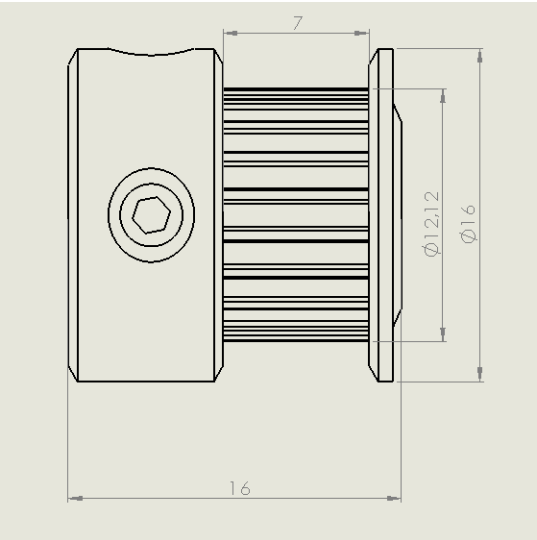
Prema vrijednosti prijenosnog omjera te preporučenog razmaka osi remenica, za našu primjenu odabrane su remenice broja zubi:

$$z_1 = 20\,, \qquad z_2 = 80. \tag{1.55}$$

uz razmak osi:

$$a = 70 \text{ mm}. \tag{1.56}$$

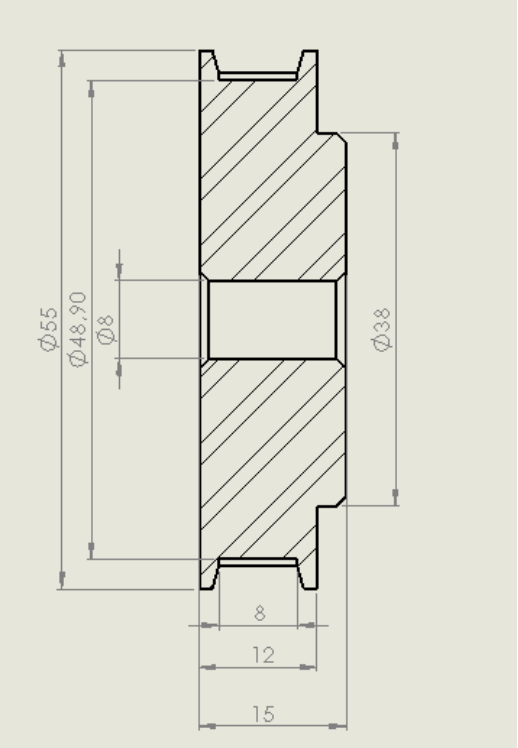
Primjer remenice s 20 zubi izrađene u *SolidWorks*-u vidi se na slici 65. Promjer diobene kružnice je $PD = 12{,}12$ mm, te se on uzima kao vrijednost promjera pogonske remenice d_1.



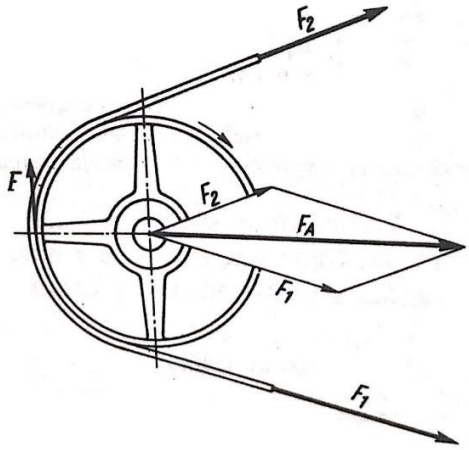
Slika 65. Pogonska remenica z=20

Također, maksimalna vučna sila remena može se dobiti jednadžbom iz [18], a ona je jednaka obodnoj sili na ozubljenim remenicama, pa stoga vrijedi:

$$F = F_o = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 0{,}8 \cdot 1000}{12{,}12} = 130{,}9 \text{ N}. \tag{1.57}$$



Slika 66. Gonjena remenica z=80

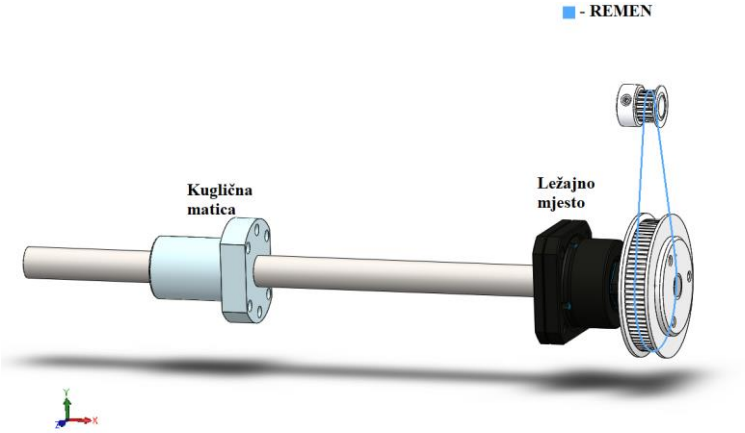


Slika 67. Nastajanje poprečne sile koja opterećuje vreteno preko remenice[18]

Pomoću obodne sile može se dobiti rezultantna sila F_R koja opterećuje vreteno:

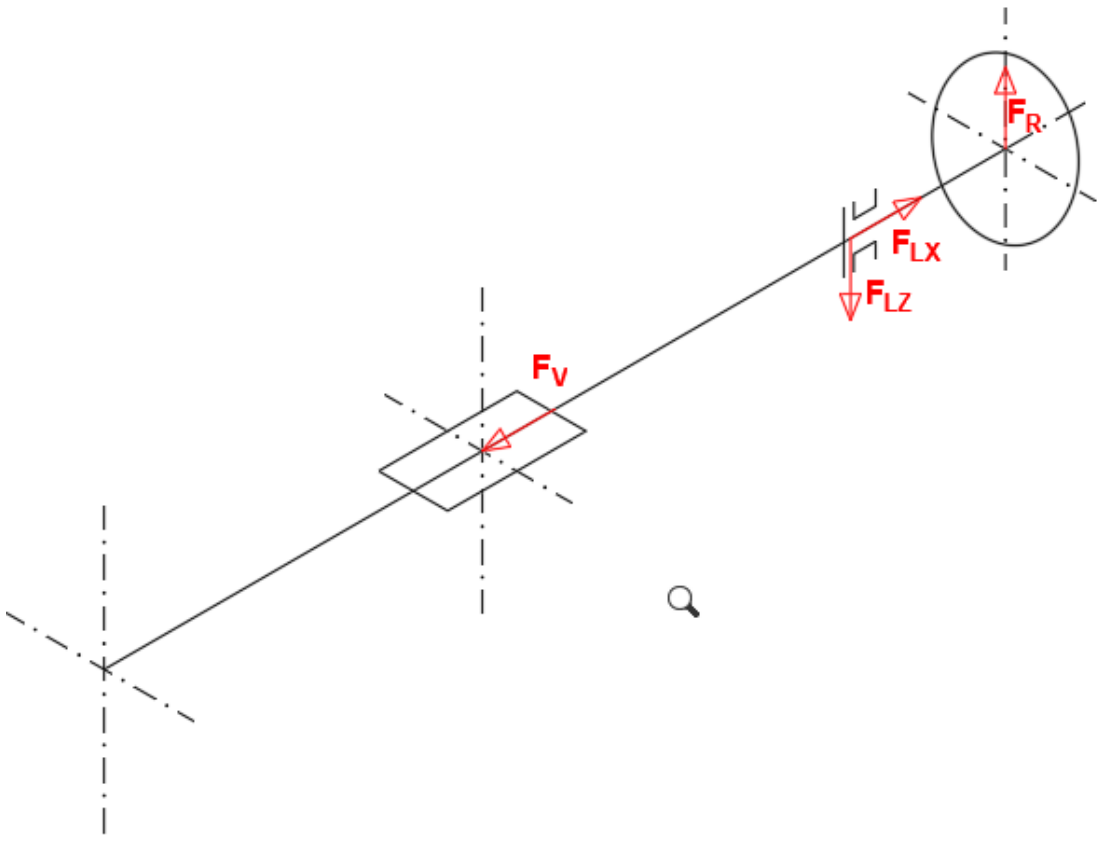
$$F_R = 1{,}5 \cdot F_0 = 196{,}4 \text{ N}. \tag{1.58}$$

Kako su remenice postavljene kolinearno na z osi, rezultantna sila djelovanja remenica na vreteno biti će postavljena u smjeru osi z, odnosno vertikalno prema gore.



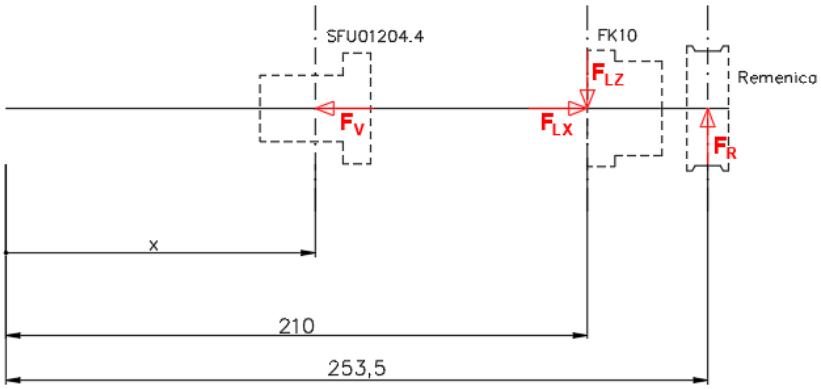
Slika 68. Prikazano kuglično vreteno s pripadajućom maticom, fiksnim ležajnim mjestom i remenicama

4.6.4. Proračun fiksnog ležajnog mjesta



Slika 69. Pojednostavljena shema kugličnog vretena

Vidljivo sa slike 69., na vreteno na spoju s remenicom djeluje sila F_R u smjeru osi z, prema principu sa slike 67.



Slika 70. Shema vretena s kotiranim udaljenostima

Na slici 70. postavljene su sile koje djeluju na ležajno mjesto. Kota x označava udaljenost kuglične matice od ruba vretena i ona se nalazi u opsegu vrijednosti:

$$x \in < 36,186 > [\text{mm}]. \tag{1.59}$$

Vertikalno opterećenje ležajnog mjesta tada je jednako sili remenica na rukavac vretena:

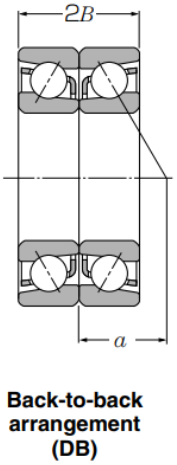
$$F_{LZ} = F_R = 196{,}4 \text{ N}, \tag{1.60}$$

dok je horizontalno opterećenje jednako ekvivalentnoj aksijalnoj sili kugličnog vretena:

$$F_{LX} = F_e = 246{,}5 \text{ N}. \tag{1.61}$$

4.6.4.1. Ekvivalentna radijalna opterećenja

Ležajno mjesto FK10 se sastoji od dvaju radijalnih kugličnih ležajeva s kosim dodirom oznake 7000A. Ležajevi su postavljeni u DB rasporedu prikazanom na slici 71. [16]



Slika 71. DB raspored postavljanja kugličnih ležajeva s kosim dodirom [16]

Iz poznatog rasporeda postavljanja ležajeva (s kutem $\alpha = 30°$) i omjera:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{Lx}}{F_{LZ}} = 1{,}255 > e, \tag{1.62}$$

može se u katalogu proizvođača ležajeva [16], naći podatke za dinamičke faktore X i Y i statičke faktore X_0 i Y_0.

Dynamic equivalent radial load

$P_r = XF_r + YF_a$

Contact angle	e	Single, DT				DB, DF			
		$F_a/F_r \leqq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leqq e$		$F_a/F_r > e$	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
30°	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

Static equivalent radial load

$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a$

Contact angle	Single, DT		DB, DF	
	X_o	Y_o	X_o	Y_o
30°	0.5	0.33	1	0.66
40°	0.5	0.26	1	0.52

For single and DT arrangement,
When $P_{or} < F_r$ use $P_{or} = F_r$

Slika 72. Vrijednosti dinamičkih i statičkih faktora [16]

$$\begin{aligned} X &= 0{,}63, \\ Y &= 1{,}24, \\ X_0 &= 1, \\ Y_0 &= 0{,}66. \end{aligned} \tag{1.63}$$

Iz jednadžbi (1.3) i (1.4) za dinamičko i statičko ekvivalentno radijalno opterećenje mogu se zatim dobiti:

$$\begin{aligned} P_r &= 0{,}63 \cdot 196{,}4 + 1{,}24 \cdot 246{,}5 = 429{,}4 \text{ N}. \\ P_{0r} &= 1 \cdot 196{,}4 + 0{,}66 \cdot 246{,}5 = 359{,}1 \text{ N}. \end{aligned} \tag{1.64}$$

4.6.4.2. Životni vijek trajanja radijalnih kugličnih ležaja

Product definition

d	10 mm
D	26 mm
B	8 mm
a	9 mm
Contact angle α	30 °
rs min	0.3 mm
r1s min	0.15 mm
Mass	0.02 kg
Brand	NTN

Product performance

Dynamic load, C	4.65 kN
Static load, C0	2.07 kN

Slika 73. Osnovne dimenzije i nosivosti ležaja 7000 [16]

Očitani podatci:

$$C_r = 4650 \text{ N},$$
$$C_{0r} = 2070 \text{ N}, \tag{1.65}$$

Nominalni životni vijek se zatim računa prema:

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{4650}{429{,}4}\right)^3,$$
$$L = 1{,}27 \cdot 10^9 \text{ [okr]}. \tag{1.66}$$

Vijek trajanja ležaja izražen u satima iznosi:

$$L_h = \frac{1{,}27 \cdot 10^9}{\frac{1216{,}5}{\text{min}^{-1}} \cdot 60},$$
$$L_h = 17400 \text{ [h]}. \tag{1.67}$$

Uobičajena trajnost valjnih ležajeva prema pogonima prikazana je na slici 74. [18]

Pogon	Nazivno trajanje u satima	Pogon	Nazivno trajanje u satima
Električni aparati za domaćinstvo	1000 ... 2000	Ležaji brodskih vratila	80000
Mali ventilatori	2000 ... 4000	Za brodske prijenosnike	20000 ... 30000
Mali elektromotori do 4 kW	8000 ... 10000	Poljoprivredni strojevi	3000 ... 6000
Elektromotori srednje snage	10000 ... 15000	Mala dizala	5000 ... 10000
Veliki stacionarni elektromotori	20000 ... 30000	Univerzalni prijenosnici	8000 ... 15000
Električni strojevi u opskrbnim pogonima	50000 i više	Prijenosnici alatnih strojeva	20000
Mali motocikli	600 ... 1200	Pomoćni strojevi u proizvodnji	7500 ... 15000
Jači motocikli, putnički automobili	1000 ... 2000	Mali valjački stanovi	5000 ... 6000
Teški putnički automobili, laka teretna vozila	1500 ... 2500	Veliki viševaljački stanovi	8000 ... 10000
Teška teretna vozila, autobusi	2000 ... 5000	Pila jarmača (gater)	10000 ... 15000
Osovinski ležaji za:		Oklopni uređaji u rudarstvu	4000 ... 10000
transportna vozila	5000	Ventilatori za rudarstvo	40000 ... 50000
tramvaje	20000 ... 25000	Bubanj za uže izvoznog stroja u rudarstvu	40000 ... 60000
putničke vagone	25000	Strojevi za papir	50000 ... 80000
teretne vagone	35000	(postrojenja za sušenje)	i više
lokomotive	20000 ... 40000	Mlinovi čekićari	20000 ... 30000
Prijenosnici motornih čamaca	3000 ... 5000	Preše za brikete	20000 ... 30000
Aksijalni ležaji brodskih propelera	15000 ... 25000		

Slika 74. Uobičajeni nazivni vijek trajanja valjnih ležajeva

Za pogone malih elektromotora:

$$L_{\mathrm{h,min}} = 10000\ [\mathrm{h}], \tag{1.68}$$

te vrijedi:

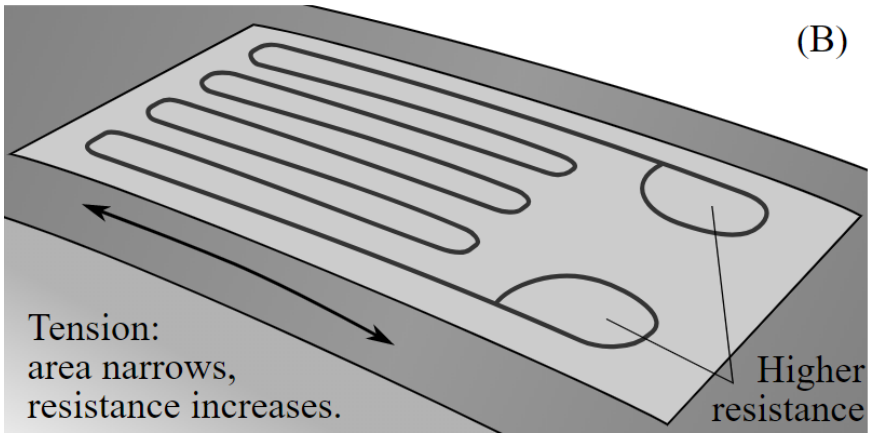
$$L_{\mathrm{h}} > L_{\mathrm{h,min}}, \tag{1.69}$$

što znači da ležajevi zadovoljavaju.

4.7. Senzor sile

Kod izbora najbolje metode za mjerenje sila, bitno je uzeti u obzir zahtjeve snage, faktor oblika, preciznost, predviđene troškove održavanja i ostalo. Najkorištenija metoda mjerenja sila je metoda mjerenja mjernim ćelijama.

Mjerne ćelije su pretvornici, koji kada su povezani s odgovarajućom elektronikom, vraćaju signal proporcionalan mehaničkoj sili primijenjenoj na sustav. Uglavnom su bazirane na mjeraču deformacija (*strain gauge*), koji je najčešće senzor izrađen od baznog izolacijskog materijala s privezanom metalnom folijom. U slučaju kad je mjerač deformacija privezan na objekt, kako se taj objekt deformira, tako se deformira i metalna folija na mjeraču uzrokujući promjenu električnog otpora.



Slika 75. Vlačno opterećeni mjerač deformacija [21]

Kao rješenje uzelo se senzor sila DLM30-IN od proizvođača *Baumer*, jer zadovoljava traženi raspon sila uz vrlo dobru preciznost.

Slika 76. DLM30-IN senzor [22]

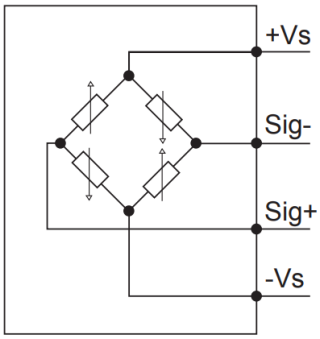
4.7.1. Elektronika

electrical data

Nominal sensitivity	1 mV/V
Bridge resistance	1000 Ω
Supply voltage	0.5 ... 12 VDC
Signal polarity positive	Tension

Slika 77. Podaci elektronike za DLM30-IN [22]

DLM30-IN senzor sila je pasivni senzor sila, odnosno on neće proizvoditi signal ukoliko ne primi vanjsku snagu, tj. pobudu. U slučaju senzora DLM30-IN, on može primiti $0{,}5 - 12\ VDC$ od izvora snage. Stoga sadrži i pojačalo. Kako je promjenjivi senzor sila induktivni uređaj, on se ne može napajati istosmjernim naponima, već zahtijeva izmjeničnu pobudu. Kada se opterećenje primijeni na senzor, osjetna dijafragma uzrokuje promjenu induktivnosti u zavojnicama senzora. To uzrokuje razvoj malog izmjeničnog signala koji je proporcionalan primijenjenom opterećenju. Taj izlazni signal se izražava u omjeru s naponom pobude, te je mV/V iznos signala koji senzor razvije kada se primijeni maksimalno opterećenje. Senzori sila koriste metodu *Wheatstone*-ovog mosta za mijenjanje otpora. Most senzora sila je strukturiran prema slici 80.



Slika 78. Struktura mosta kod DLM30-IN [22]

Senzori sila s mjeračem deformacija obično koriste jednostranu ili obostranu postavku grede. Greda je ili fiksirana na jednome kraju i opterećena na slobodnom kraju, ili je fiksirana na oba kraja i opterećena u centru. U obje postavke, opterećenje deformira metalnu gredu i proizvodi blagu deformaciju u mjeračima koji su povezani s površinom grede. Deformacija dovodi do male promjene u električnom otporu mjerača što povezana elektronika obično pretvara u milivoltni izlazni signal $\left(1\ {}^{\mathrm{mV}}/_{\mathrm{V}}\right)$. Veća opterećenja uzrokuju veće deformacije i proporcionalno povećanje u izlaznom signalu.

4.7.2. Način rada

Ukoliko se traži povratna veza za silu prilikom primjene, koliko dobro senzor radi od jednake je ili veće važnosti u odnosu na način na koji radi. Iz tog razloga, od ključne su važnosti mjere preciznosti i točnosti, linearnosti i dinamičkog opsega (omjer najvećeg mogućeg signala i njegovog šumnog poda). Mjerne ćelije su poznate po svojoj visokoj točnosti, zbog čega su uglavnom prvi odabir u primjenama kod ispitivanja i mjerenja.

Measuring range	0 ... 5000 N
Non-linearity	< 0.2 %
Repeatability	< 0.1 %
Temperature effect zero	< 0.2 % / 10K
Zero point deviation	< 20 %
Type	Inline
Mechanical mounting	M6 thread / M6 thread
Dimensions	Ø 25.5 x 23 mm

Slika 79. Tehnički podaci za DLM30-IN [22]

Linearnost opisuje koliko su izlazni podaci senzora o izmjerenoj sili blizu ravnoj liniji nacrtanoj između maksimalnog i minimalnog opterećenja ili ostalih kalibracijskih točaka. Senzor s malom linearnom pogreškom, u slučaju našeg senzora $< 0{,}2\ \%$, je puno lakše kalibrirati. Kod takvog senzora može se očekivati da su očitanja između kalibracijskih točaka točna i da je nagib krivulje provodljivosti senzora konstantan kroz željeni raspon sila. Prednost kod ovoga je manje potrebnih kalibracijskih točaka. Oblik senzora sila može utjecati na njegovu linearnost prilikom različitih opterećenja. Primjerice, mjerne ćelije prikazuju nelinearnost na donjem kraju opsega opterećenja. Zbog toga su od veće koristi kod većih opterećenja, no ujedno i smanjenog opsega korisnosti. Kod korištenja mjernih ćelija trebali bi osigurati ograničavanje mogućnosti viška opterećenja i zaštititi mjerne ćelije od privremenog preopterećenja, dok je potrebno biti siguran da istovremeno održavamo opterećenje iznad najniže točke kalibracije.

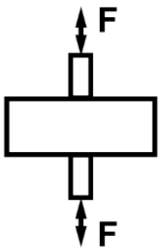
Opseg mjerivih opterećenja je još jedna stvar koju je potrebno uzeti u obzir kod tehnika mjerenja sila. Zainteresirani smo u dinamički opseg, što je željeni opseg iznosa sila koje će senzor očitati u primjeni. Neki senzori sila mogu s vremenom početi „zanositi“ na način da promjene senzora vraćaju električni signal iako je opterećenje konstantno. Greške se pogoršavaju okolišnim uvjetima kao što su promjene u temperaturi i vlažnosti. Mjerne ćelije mogu početi „zanositi“ kad temperaturne promjene uzrokuju ekspanziju ili kontrakciju površine na koju su mjerači deformacija privezani, posebno ako nisu postavljeni u samoispravljajuću konfiguraciju *Wheatstone*-ovog mosta. Kod ovog senzora utjecaj temperature je $< 0.2\ \%/10\mathrm{K}$.

4.7.3. Održavanje

Održavanje kalibracije kod mjernih ćelija je mjerodavno. Proizvođač kalibrira mjerne ćelije s velikom preciznošću i potrebno ih je nakon određenog perioda poslati na rekalibraciju.

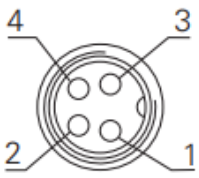
4.7.4. Razmatranja konstrukcije

Veliki faktor u izboru senzora sile je koliko dobro bi se on uklopio u cjelokupnu konstrukciju ili postavke laboratorija u kojem bi trebao raditi. Faktori oblika i veličina igraju veliku ulogu u tome koliko je jednostavno uklopiti senzor u proizvod. Drugi faktori su cijena i održavanje.
Za postavljanje DLM30-IN senzora je potrebno koristiti samo predviđene učvršćivače i pribor. Izlazi koji se ne koriste ne mogu se ožičiti. Kabelski izlazi s neiskorištenim žicama moraju biti izolirani. Ne smije se prelaziti ispod dopuštenih radijusa savijanja kabela. Sustav se mora isključiti prije električnog spajanja proizvoda. Ako je potrebno, zaštićeni kabeli moraju se koristiti za sprečavanje elektromagnetskih smetnji. Za pravilna mjerenja, opterećenje mora biti primijenjeno postavljeno centralno prema slici 80.



Slika 80. Pravilno postavljeno opterećenje na senzoru [22]

Senzor je povezan vijkom na obje strane, na element konstrukcije s jedne strane (čelična pločica) i na prihvat uzorka s druge strane. Promjene u opterećenju mjere se na opružnom tijelu pomoću otpornih mjerača deformacija i prevedeni su u električni signal. Mjerni signal senzora je pozitivan s vlačnim opterećenjem. Izlazni signal je proporcionalan opterećenju. Baumerovi *Inline* senzori sila su prihvatljivi za mjerenja vlačnih i tlačnih opterećenja. U idealnom slučaju, senzor sile je u potpunosti učvršćen vijkom s jedne strane i uklješten s druge strane maticom za zaključavanje. Senzor je opremljen s četiri utora M8 utora prema slici 81.



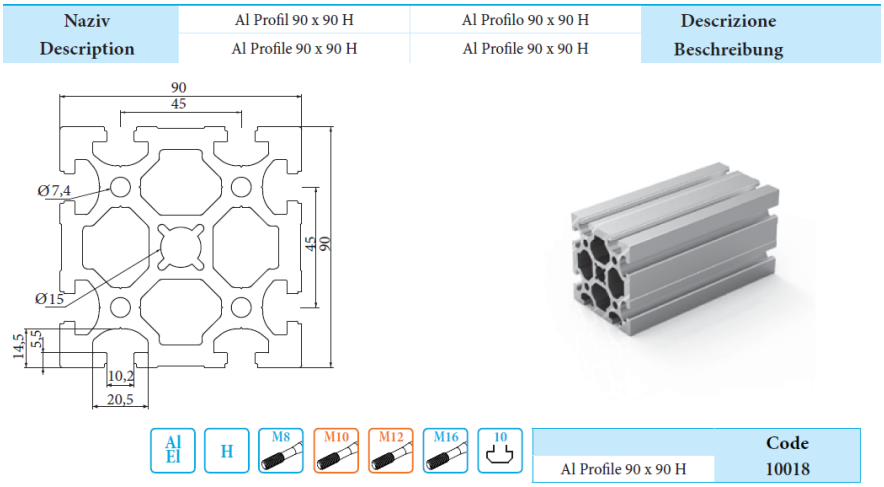
1	+Vs
2	Sig +
3	–Vs
4	Sig –

Slika 81. M8 utori [22]

4.8. Nosiva konstrukcija kidalice

4.8.1. Aluminijski profili

Prema provedenom analitičkom proračunu u poglavlju 5., koji će se kasnije prikazati u usporedbi s numeričkim proračunom, dimenzionirani su aluminijski profili za nosivu konstrukciju kidalice. Izračunata naprezanja u 5. poglavlju su znatno manja od granice tečenja ovih profila, ali u našem slučaju bitnija stavka je krutost, odnosno što manji iznosi deformacija kod primijenjenog maksimalnog opterećenja. Prema tim proračunima, za nosivu konstrukciju cijele kidalice korišteni su aluminijski profili dimenzija 90x90 mm prikazani na slici 82. Ovi aluminijski profili su precizno ekstrudirani od visokokvalitetnog materijala AI6060-T5. Podaci o profilima prikazani su u Tablici 5.

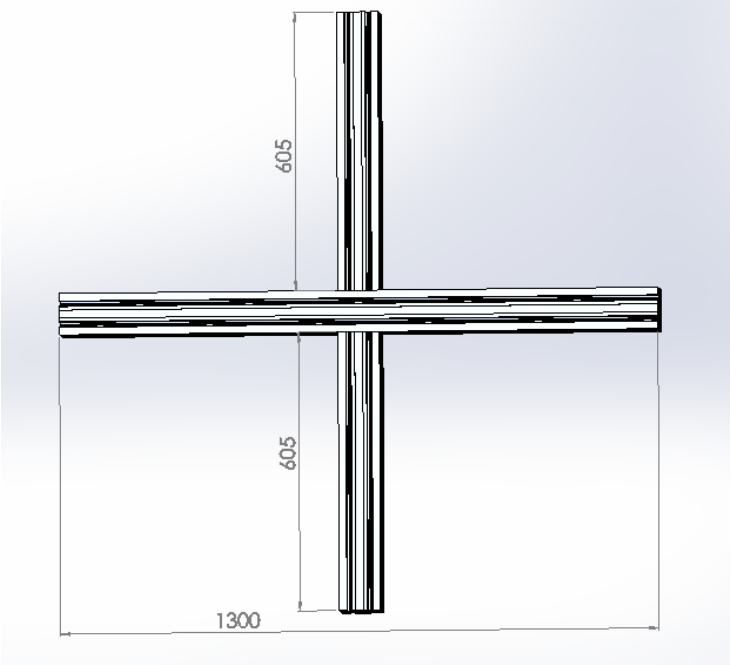


Slika 82. Aluminijski profili 90x90 H [23]

Tablica 5. Podaci o profilu 90x90H [23]

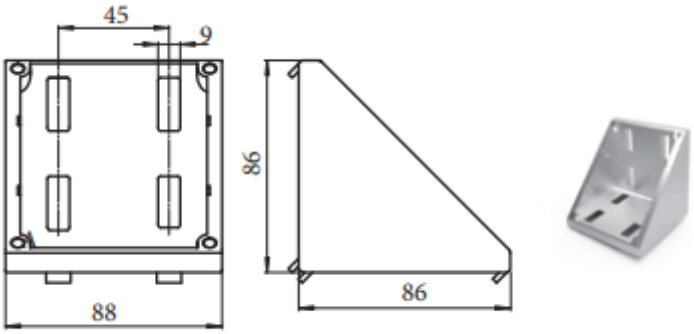
Težina [kg/m]	9,64
Veličina [mm]	90x90
Utor [mm]	10
Materijal	P-Al Mg Si 6060 [UNI 9006/1]
Minimalna vlačna čvrstoća Rm [N / mm2]	195
Granica elastičnosti Rp 0,2 [N / mm2]	145
Modul elastičnosti E [N / mm2]	70000
Fizički status	T5
Debljina procesa anodizacije [µm]	15
Tolerancija	UNI - EN 755
Moment inercije Ix [cm4]	288.35
Moment inercije Iy [cm4]	288.35
Modul odjeljka Wx [cm3]	64.08
Modul odjeljka Wy [cm3]	64.08
Površina profila [mm2]	3600.61

U križ su postavljeni aluminijski profili duljina kotiranih na slici 83.

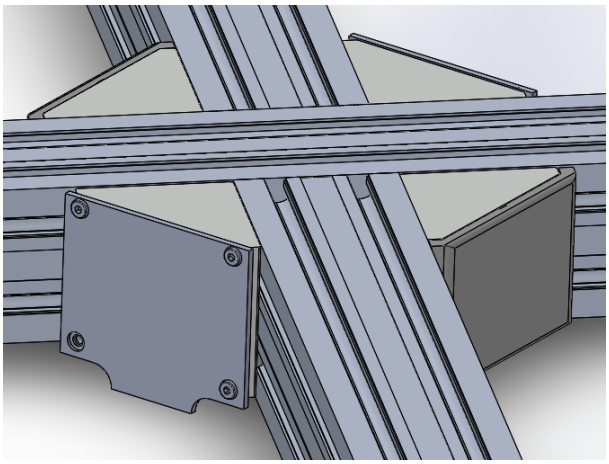


Slika 83. Duljine aluminijskih profila u križu

Profili su spajani kutnicima od lijevanog aluminija prikazanim na slici 84. [23]



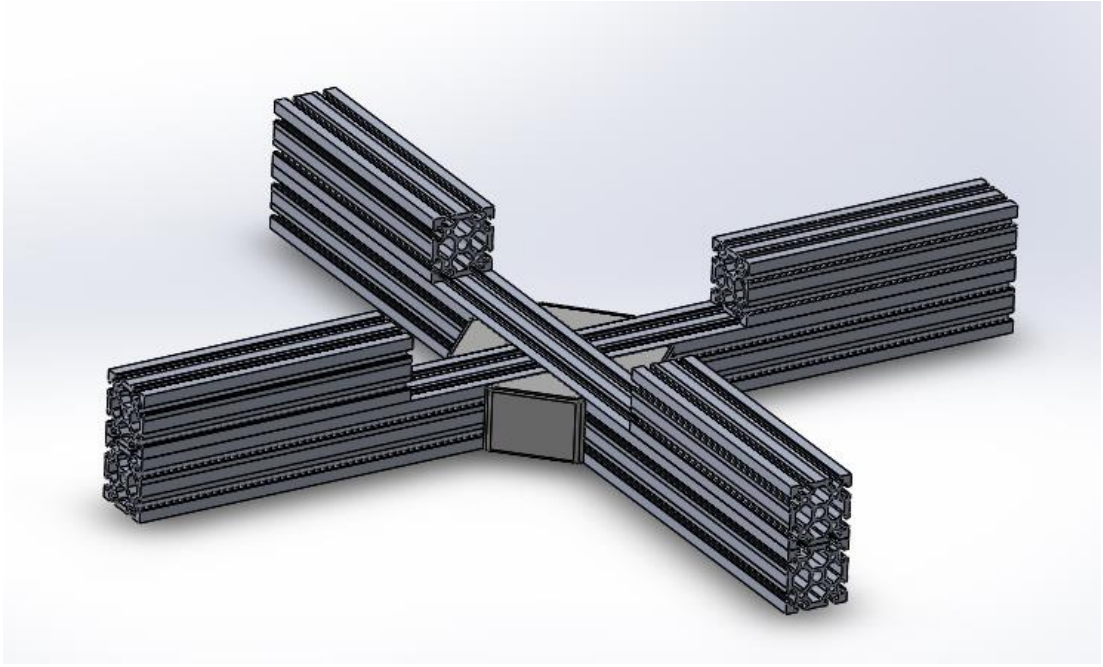
Slika 84. Kutnik za profile 90x90 [23]



Slika 85. Kutnici na križnom spoju donjih profila

Na slici 85. prikazan je križni spoj aluminijskih profila. Profili su vezani kutnicima sa slike 84. Dva kutnika su prekrivena plastičnim poklopcima od istog proizvođača, dok su na druga dva montirane aluminijske ploče radi montiranja vodilica za postolje posude.

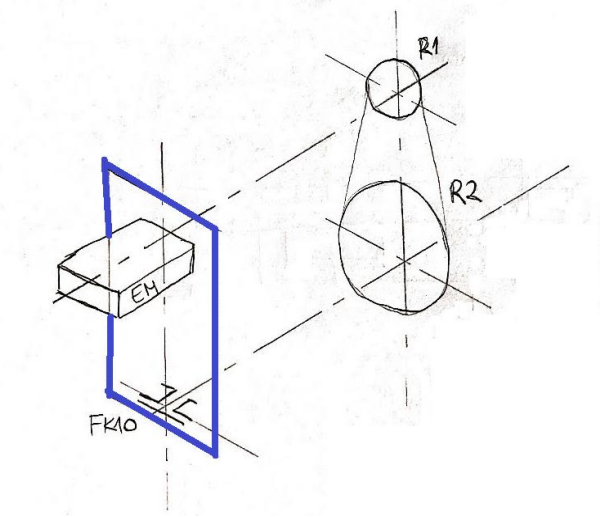
Na sve četiri strane donjeg križa postavljeni su jednaki aluminijski profili, duljine 400 mm (slika 86.). Na njih se postavljaju linearni aktuatori.



Slika 86. Postavljeni aluminijski profili

4.8.2. Montiranje nosača motora na profile

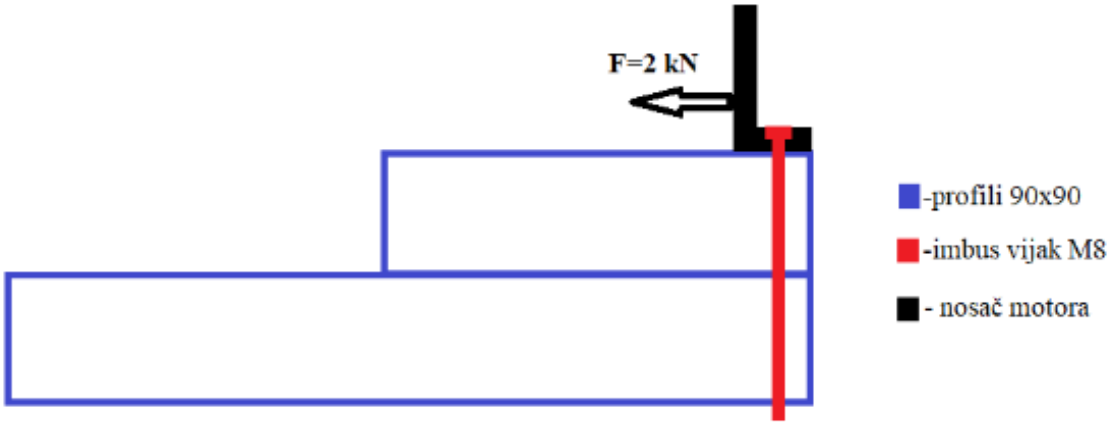
Kod izrade konstrukcije potrebno se voditi za time da konstrukcija bude što kruća, odnosno da ima što manje deformacije kod maksimalnog iznosa opterećenja. Kako bi postavili pogonski motor uz što manje dodatno zauzimanje prostora, na stražnjoj strani gornjeg profila potrebno je postaviti nosač motora. Na njemu bi se nalazili ležajno mjesto kugličnog navojnog vretena s donje strane, dok bi na gornjoj strani nosio pogonski motor, te bi ta dva dijela bila spojena remenskim prijenosom s vanjske strane, kao što je prikazano na shemi sa slike 87.



Slika 87. Plavom bojom označen nosač s pripadajućim elementima

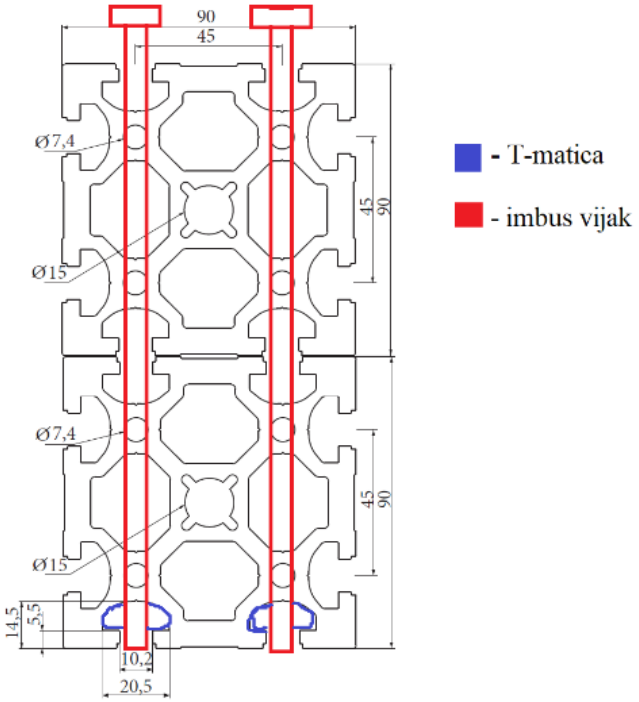
Pronađene su dvije moguće opcije spoja nosača motora s profilima na kojima se nalazi.

- Spoj imbus vijcima upuštenim u stražnji krak nosača motora



Slika 88. Prikazan bočni prikaz prvog načina spoja nosača i dva profila

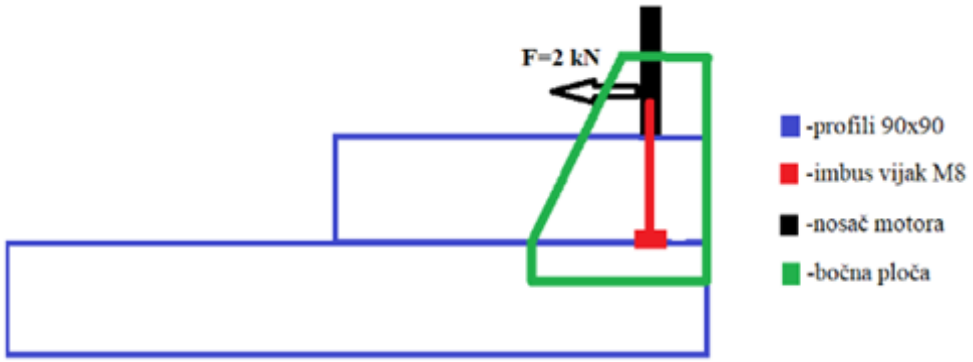
Kidalica, odnosno nosač motora u ovome slučaju, je uvijek vlačno opterećen, te će vlačna sila djelovati u smjeru prikazanom na slici 88. Da bi se spriječilo moguće prevrtanje nosača uslijed djelovanja sile, postavlja se imbus vijak sa stražnje strane. Imbus vijak bi ujedno i povezao dva aluminijska profila, čime bi se dodatno povećala krutost konstrukcije. Na donji dio donjeg profila postavila bi se specijalna T-matica za aluminjske profile na način prikazan na slici 89.



Slika 89. Imbus vijci i njihov spoj na profilima

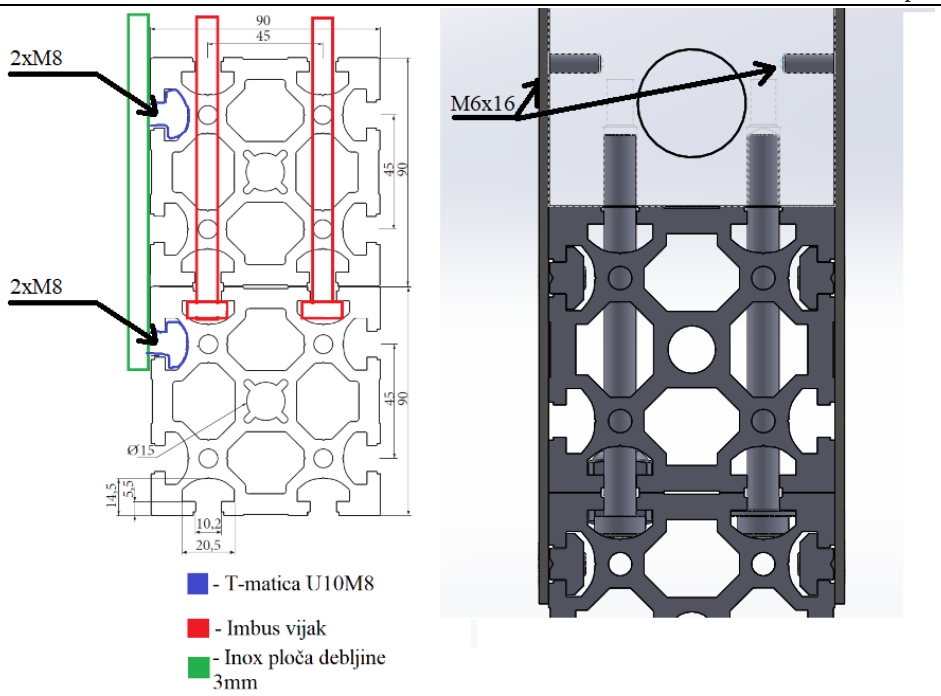
- Postavljanje bočne ploče za povezivanje gornjeg i donjeg Alu profila i dodatno učvršćivanje nosača

U ovoj opciji nosač motora ne bi imao stražnji krak, već bi sa svoje donje strane imao provrte s urezanim navojem. Dvama imbus vijcima bi se s te strane učvrstio za gornji aluminijski profil, dok bi još dodatno sa svake strane profila bile postavljene bočne aluminijske ploče debljine 4 mm, prema slici 90.



Slika 90. Druga opcija postavljanja nosača motora

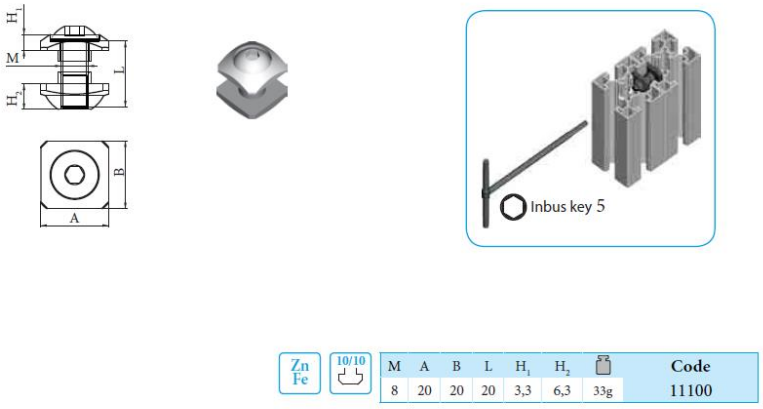
Ploče bi bile pričvršćene na aluminijske profile s po četiri M8x16 vijaka s upuštenom glavom sa svake strane, te postavljenim T-maticama u utorima profila prema slici 91. Također, ploča bi pri vrhu bila povezana s nosačem na način da bi nosač imao rupu s urezanim navojem s bočne strane, te bi sa svake strane kroz ploču bio postavljen po jedan upušteni vijak M6x16.



Slika 91. Prikaz korištenih elemenata u drugoj opciji

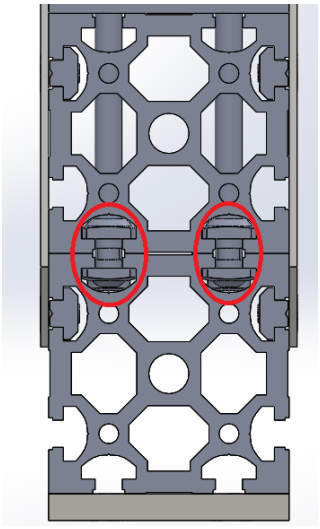
Došlo se do zaključka kako je druga opcija bolja iz više razloga. Izvedba je znatno jednostavnija, postiže se mnogo veća krutost konstrukcije i čvršće držanje nosača. Također, kako nosač nema stražnju stranicu, izrada nosača motora je jeftinija zbog manjih gabaritnih dimenzija i manje potrebnog oblikovanja glodanjem.

Kod ovakvog oblika spoja bočnom pločom, aktivna sila kidalice se prenosi preko trenja, odnosno trenje između bočne ploče i profila sprječava gibanje gornjeg profila. Bočnim pločama se gornji aluminijski profil povezao s donjim na stražnjoj strani kidalice. Potrebno je dodati spojeve vijcima na prednjoj strani kako bi se i oblikom osiguralo nepomicanje gornjeg profila. U tu svrhu koristi se spojni set bočnih priključaka [23] dimenzije M8, prikazan na slici 92.

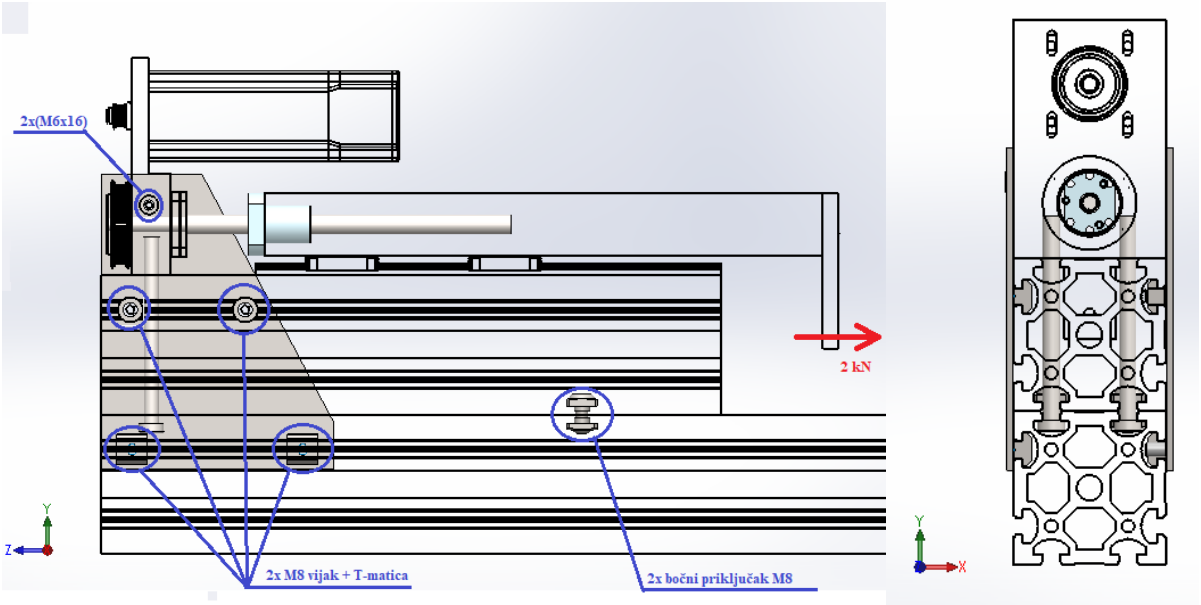


Slika 92. Bočni priključak za profile [23]

Priključci bi se postavili s prednje strane spoja gornjeg i donjeg profila, u utorima kako je prikazano na slici 93. (crvenom bojom označeni su priključci).

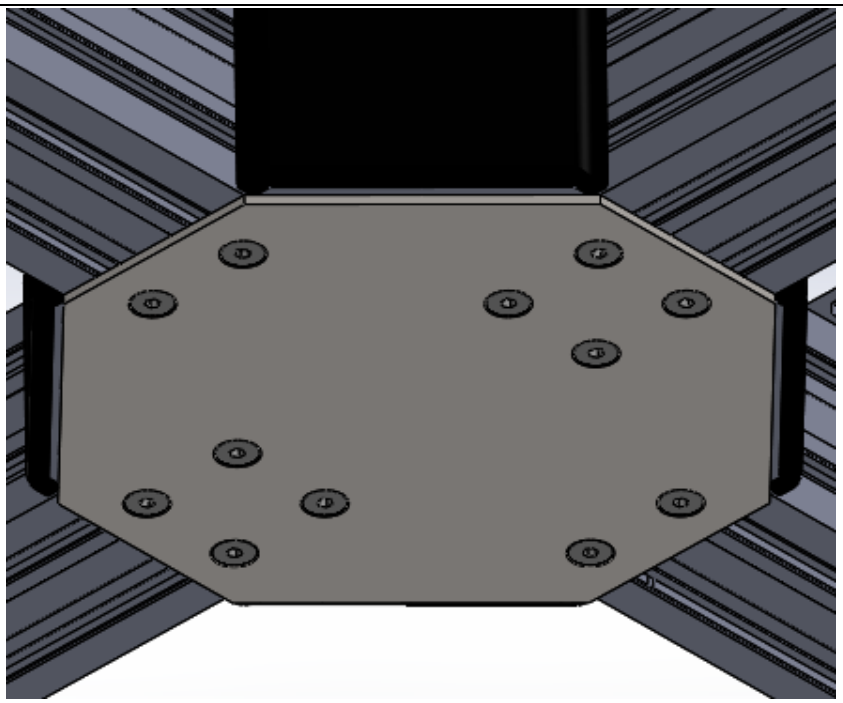


Slika 93. Pozicije priključaka na spoju profila



Slika 94. Svi korišteni vijčani spojevi na učvršćivanje aluminijskih profila (yz i xy ravnina)

Nakon što se odabrao način spoja linearnih aktuatora na konstrukciju križa, potrebno je tu konstrukciju još dodatno ojačati na njenoj sredini, kako bi se što bolje povezalo odrezane donje profile sa slike 94. koji će se uslijed sile kidalice htjeti odvojiti.

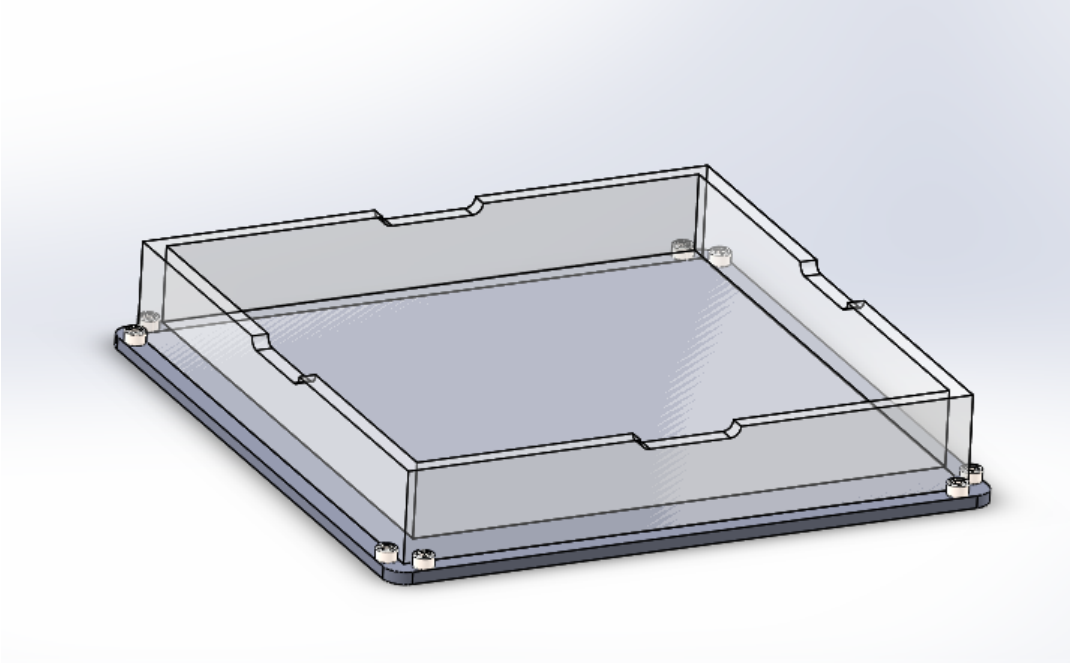


Slika 95. Ojačanje križa profila

Isto kao i kod bočnih ploča za učvršćivanje nosača motora, i kod ploče ojačanja križa se koristi aluminijska ploča debljine 4 mm (slika 95.), na taj način se i izrada svih ploča u sklopu može napraviti iz jednog komada.

4.9. Posuda za uranjanje uzoraka s mehanizmom za podizanje

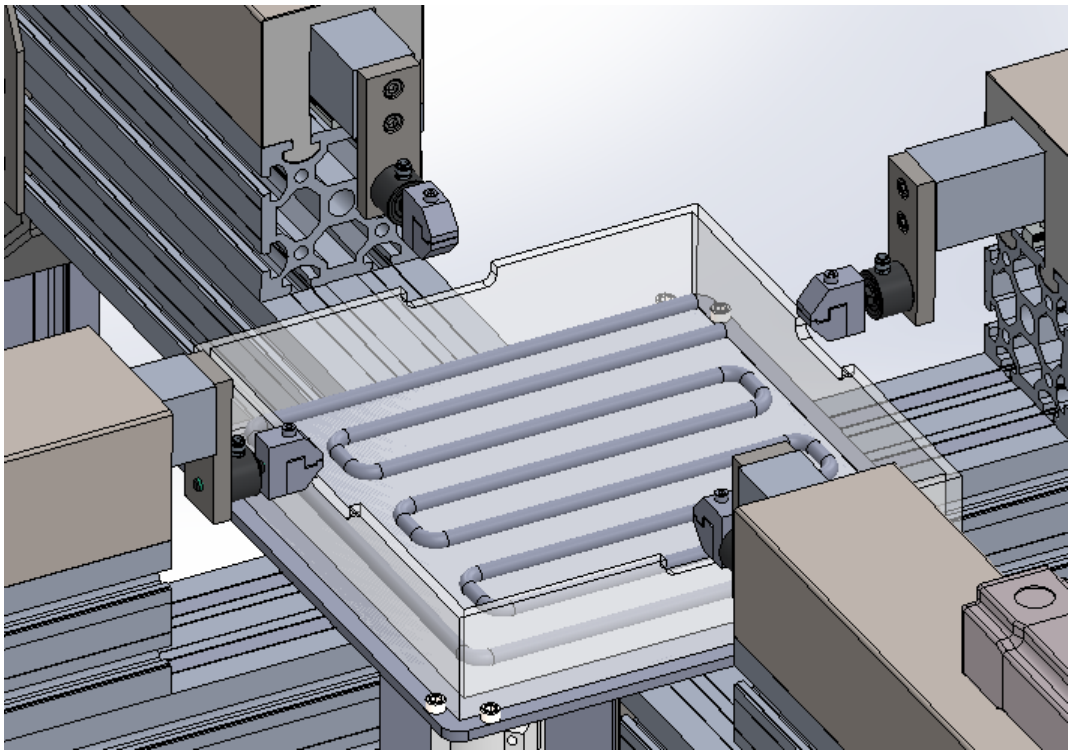
Kod ispitivanja biomaterijala, traži se od kidalice da ima mogućnost uranjanja u tekućinu određene temperature i pH vrijednosti kako bi se osigurali što sličniji uvjeti onima u tijelu. Stoga je potrebno izraditi staklenu posudu u kojoj bi se ta tekućina mogla držati. Dimenzije posude za uranjanje uzoraka u tekućinu su uzete prema mjerama izrađene kidalice u *SolidWorks*-u. Ona bi bila pravokutnog oblika te se pri dimenzioniranju pazilo na to da posuda bude što šira, tako da rastezanje uzoraka ne bude ograničeno posudom, već samim uzorcima. Stoga je odabrana vanjska dimenzija posude 280x280 mm, što se otprilike poklapa s dimenzijom od kutnika do kutnika na križu.



Slika 96. Posuda postavljena na pločom te graničnici oko njenih rubova

Ispod posude se nalazi aluminijska kvadratna ploča dimenzija 300x300 mm i debljine 6 mm. (slika 96.) Na slici se može vidjeti posuda, ploča i imbus vijci M6 na kutevima ploče čije glave se koriste kao graničnici koji sprječavaju gibanje posude.

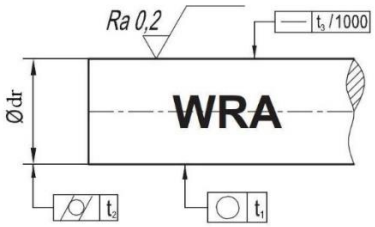
U posudu je potrebno postaviti sustav za regulaciju temperature tekućine za ispitivanja u kojima je temperatura bitna stavka. Sustav za regulaciju se sastoji od grijača te senzora temperature. Grijač oblika kvadratne spirale prikazan je na slici 97.



Slika 97. Cijevni grijač postavljen u posudu

4.9.1. Mehanizam podizanja posude

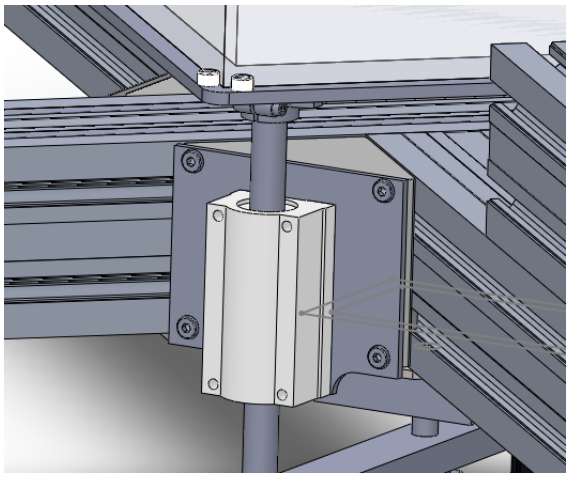
Kod posude je iznimno bitno da se može jednostavno skinuti s kidalice, jer se na kraju ispitivanja tekućina iz posude mora maknuti te se posuda mora oprati. Kada se aktuatori kidalice povuku na stražnje strane kidalice, prihvati se nalaze van dosega posude tako da se ona može sigurno podići i ukloniti s kidalice. Za što lakše vađenje posude trebati će mehanizam podizanja, u koji su uključene dvije linearne okrugle vodilice od nehrđajućeg čelika WRA promjera 16 mm koje bi se montirale na dva nasuprotna kuta ploče.



Slika 98. Okrugle vodilice WRA [23]

Za postavljanje čahure vodilice iskoristila bi se dva nasuprotna kutnika na koje bi se, umjesto plastičnih poklopaca kao kod druga dva kutnika, vijcima pritegnula manja aluminijska ploča debljin 4 mm. Na tu ploču namontirala bi se aluminijska čahura KBA 16 LUU kroz četiri rupe za vijke M5x12 (slika 100.).

Slika 99. Čahura KBA LUU [23]

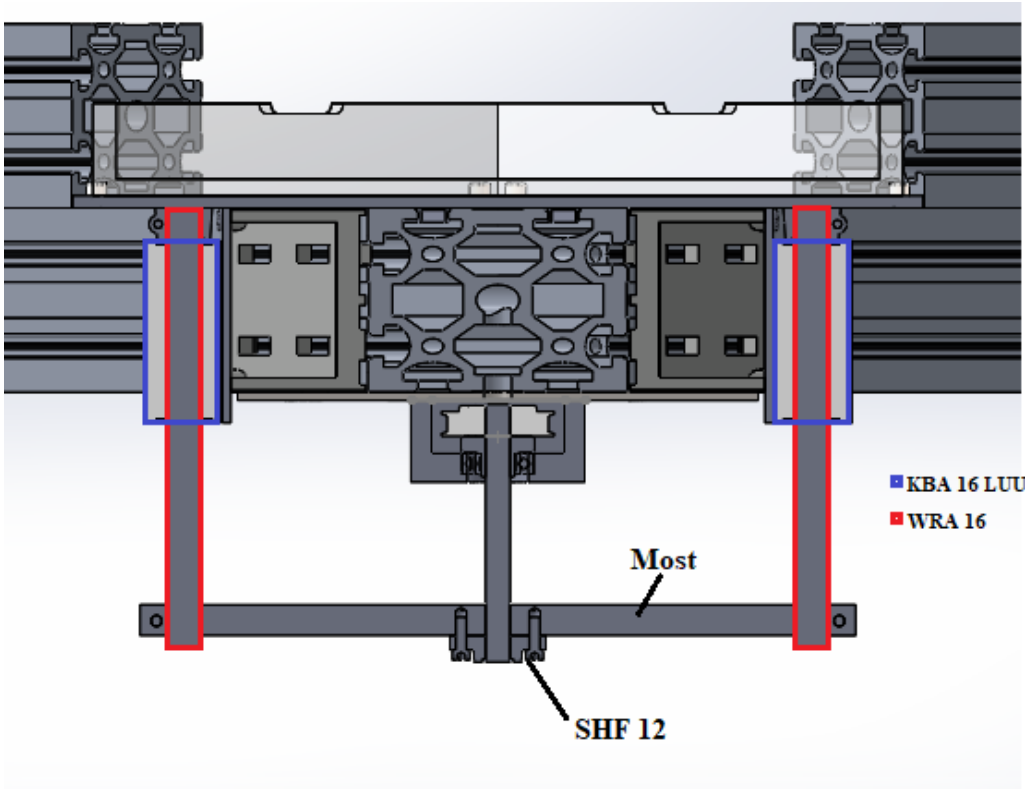


Slika 100. Prikaz vijcima pritegnute čahure za aluminijsku ploču na kutniku

Nosač kojim bi se vodilica montirala na aluminijsku ploču ispod posude je potpora linearne osovine SHF 16. [23] (slika 101.)

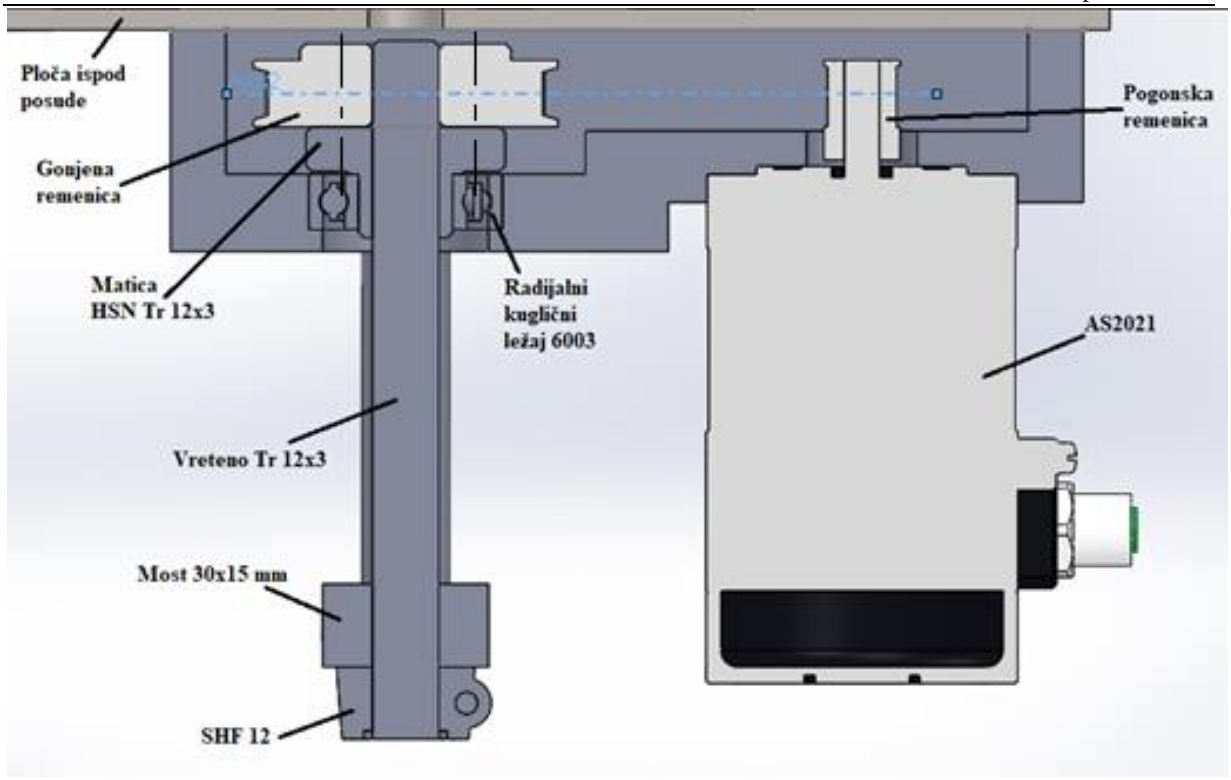
Slika 101. Potpora linearne osovine SHF [23]

Te dvije vodilice bi se povezale aluminijskim blokom poprečnog presjeka $30x15\ mm$ ispod glavnog križa profila. Taj blok bi služio kao most između vodilica, sa SHF 12 nosačem i provrtom za trapezno vreteno Tr 12x3 u sredini. (Slika 102.)

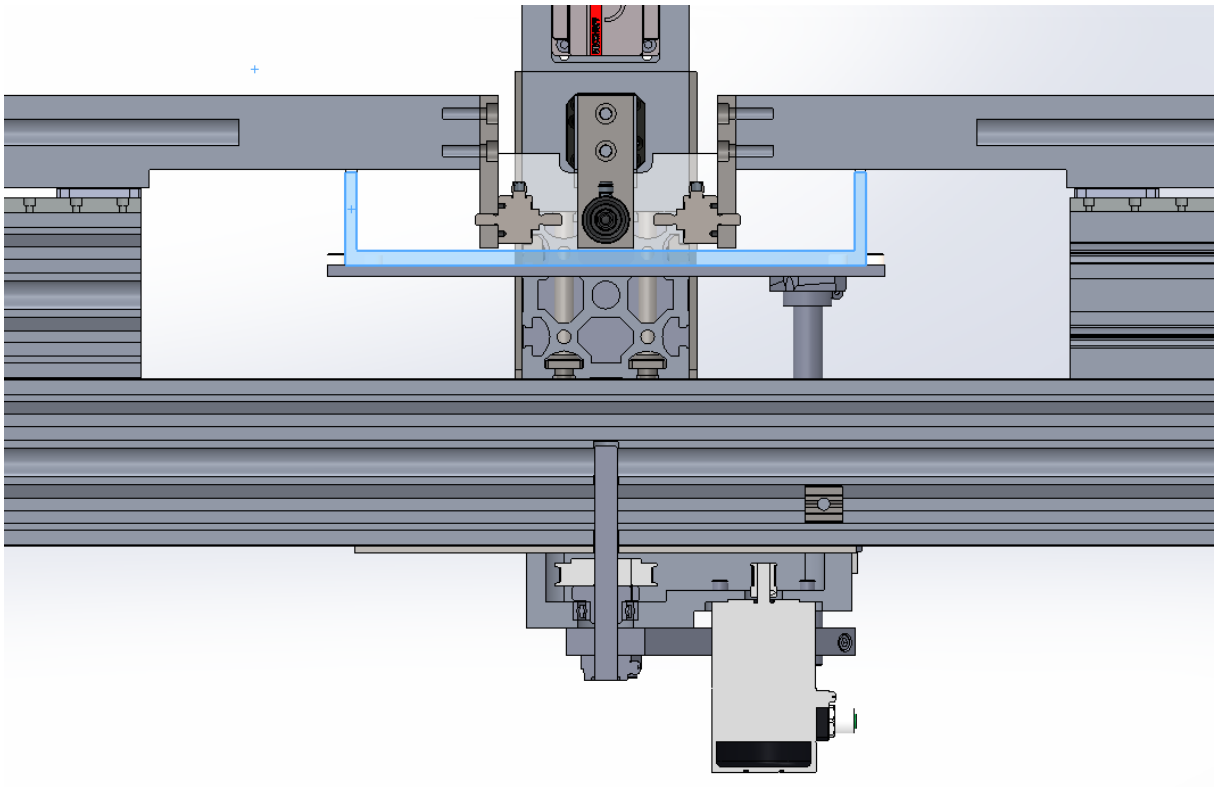


Slika 102. Prikaz spoja vodilica na most/vreteno

Trapeznim vretenom most se pomiče prema gore, čime se i vodilice, odnosno posuda pomiče u istome smjeru. Trapezno vreteno je pogonjeno *Beckhoff*-ovim *stepper* motorom AS 2021 [17] preko remenskog prijenosa prema slici 103.



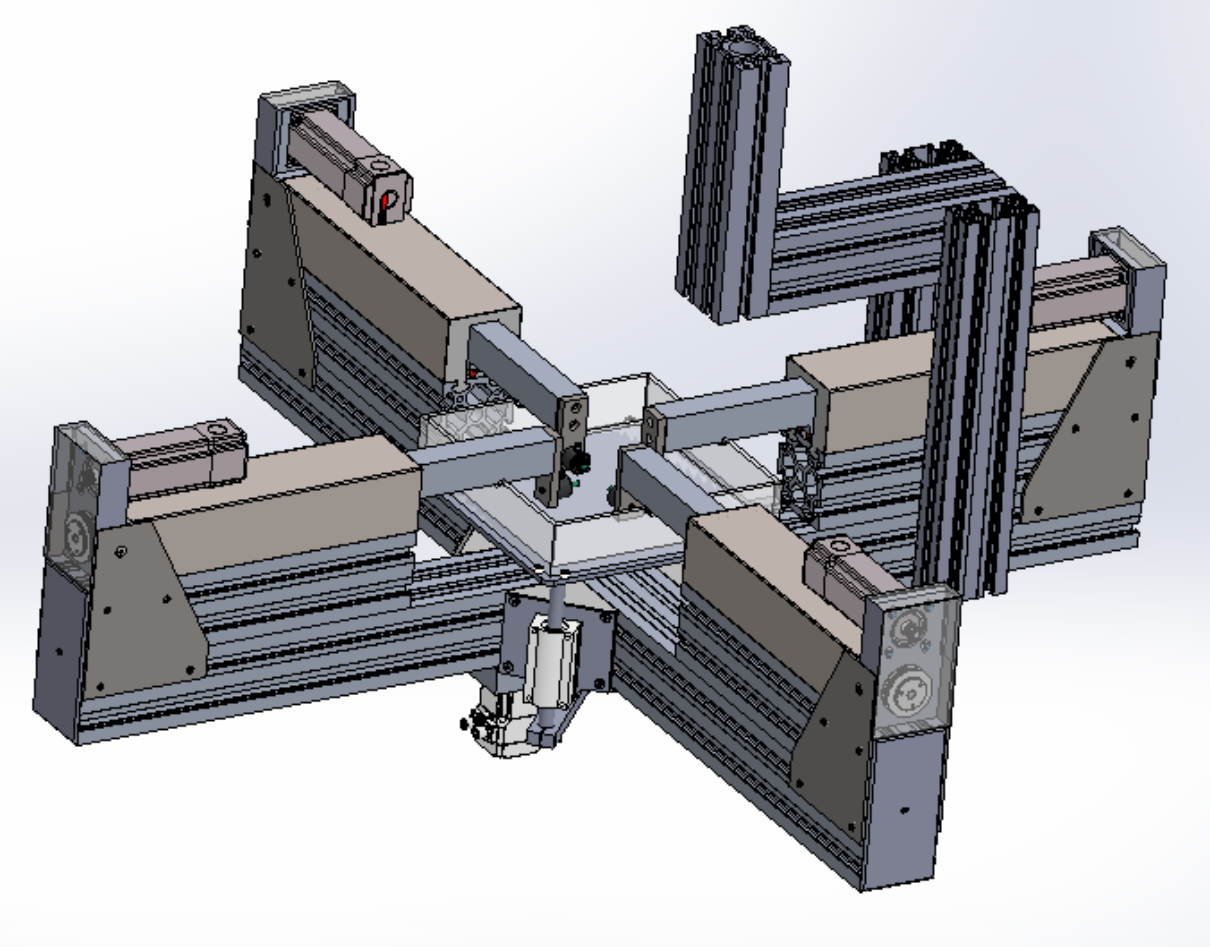
Slika 103. Mehanizam podizanja posude (slučaj kada je posuda na dnu)



Slika 104. Slučaj maksimalno podignute posude

4.10. Nosač kamera

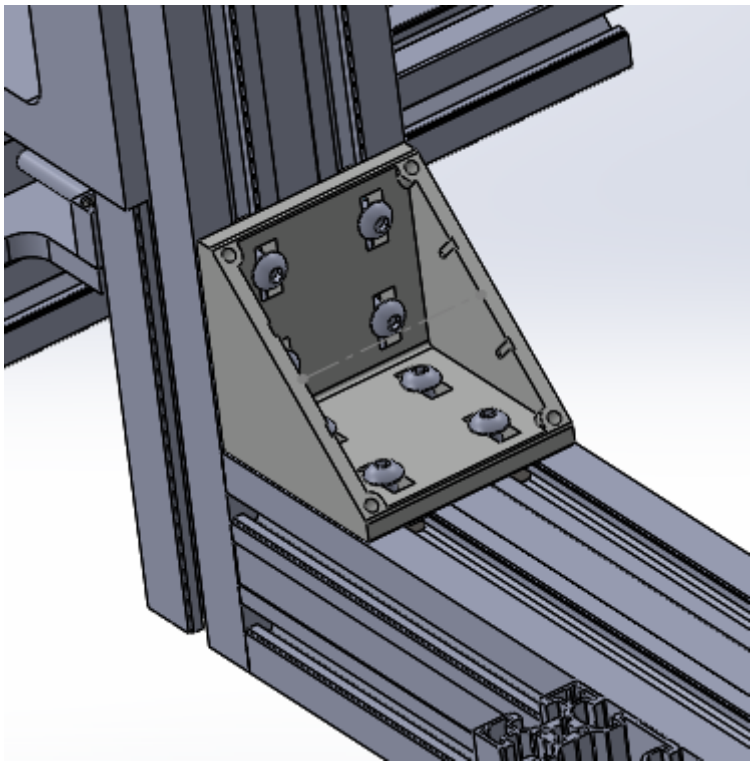
Kako je ranije spomenuto u početku razrade ove kidalice, odlučilo se za sustav mjerenja deformacija s dvije kamere, ili 3D DIC metodom. Zbog tipa sustava kojim se odlučilo pratiti točke na uzorku, potrebno je jednu kameru staviti točno iznad uzorka, dok bi druga kamera bila zamaknuta u stranu. Zamišljeno je izraditi konstrukciju za kamere tako da se kamere u konačnici postave na horizontalni aluminijski profil iznad glavnoga križa kidalice. To bi se izradilo kombinacijom aluminijskih profila vezanih na jedan krak kidalice, prema slici 105.



Slika 105. Postavljena konstrukcija za kamere

S dvije bočne strane jednog od linearnih aktuatora vertikalno se postavljaju uži 45x90L profili duljine 450 mm, odnosno tako da horizontalni profil 90x90L profil vezan na njih, bude postavljen na sigurnoj udaljenosti iznad servomotora sa što manje ometanja u pristupu dijelovima aktuatora. Horizontalni profil je na profile 45x90L vezan pomoću spojnog seta bočnih priključaka za profile, kao i na prednjem dijelu spoja dva profila kidalice.

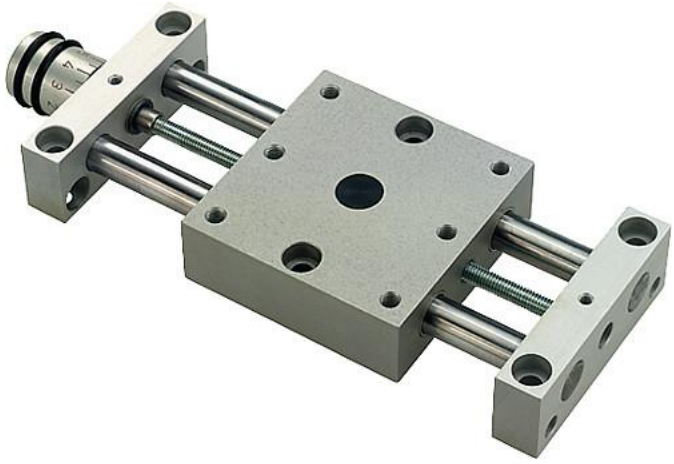
Na kraj horizontalnog profila 90x90L, okomito na njega preko kutnog spoja postavlja se vertikalni profil dimenzija 60x90 na koji se u konačnici postavlja mehanizam kojim će se kamere moći pomicati u sva tri smjera.



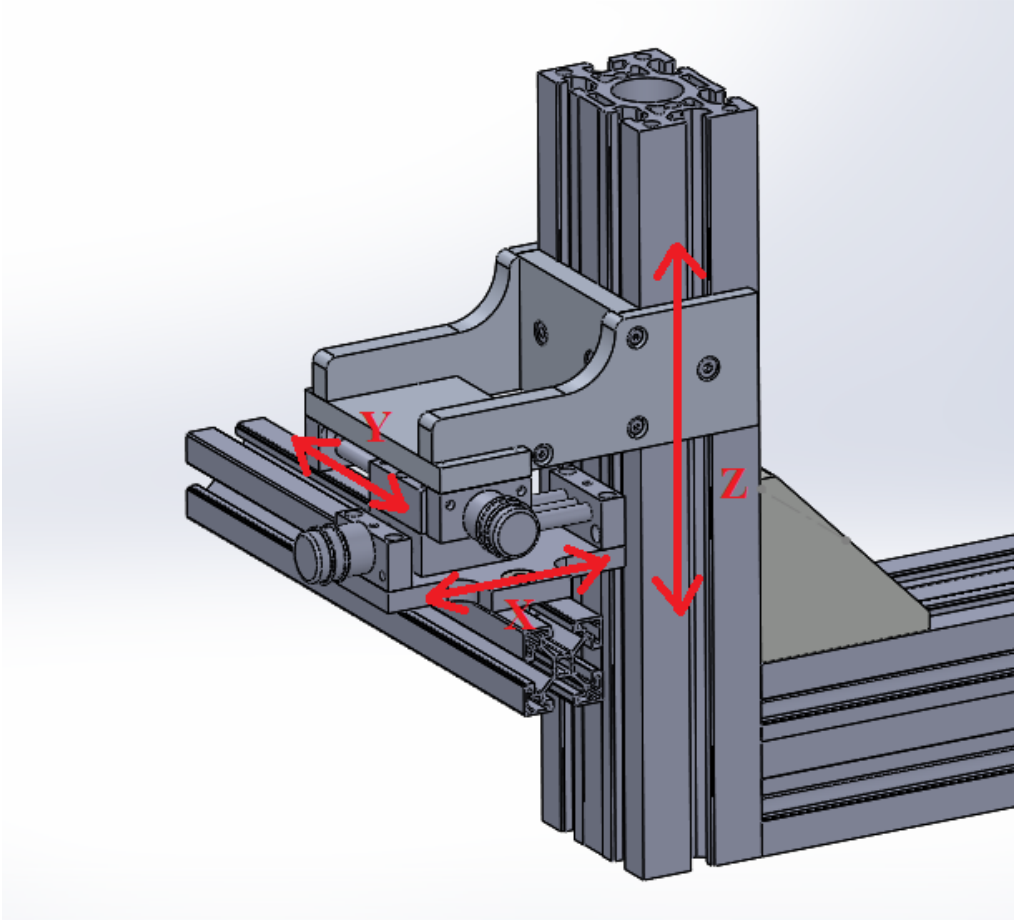
Slika 106. Kutni spoj profila 90x90L i 60x90

Mehanizam je sastavljen od tri ručna linearna stupnja (x,y,z osi). Svaki od linearnih stupnjeva bi imao indeksirani upravljački kotačić (*handwheel*) na kojem su naznačeni kutni pomaci. Pomoću kutnih pomaka, te poznavanjem koraka navoja vretena po kojem se klizač vodi, može se odrediti točna pozicija po osima. Za precizni linearni stupanj kakav je potreban kod optike, koriste se vretena s preciznim navojem ili mikrometri.

U utore vertikalnog 60x90 profila postavlja se vertikalni linearni stupanj mehanizma koji bi svojim pomakom po profilu odredio visinu postavljenih kamera. Potrebna visina postavljanja kamera se određuje kalibracijom. Kalibracija se provodi određivanjem udaljenosti između dvije kamere, udaljenosti senzora od mjernog objekta (uzorka) te kuta između postavljenih kamera. Na vertikalni stupanj (z os) se veže kombinacija dvaju linearnih stupnjeva (slika 107.) za pozicioniranje u x i y osima prema slici 108.



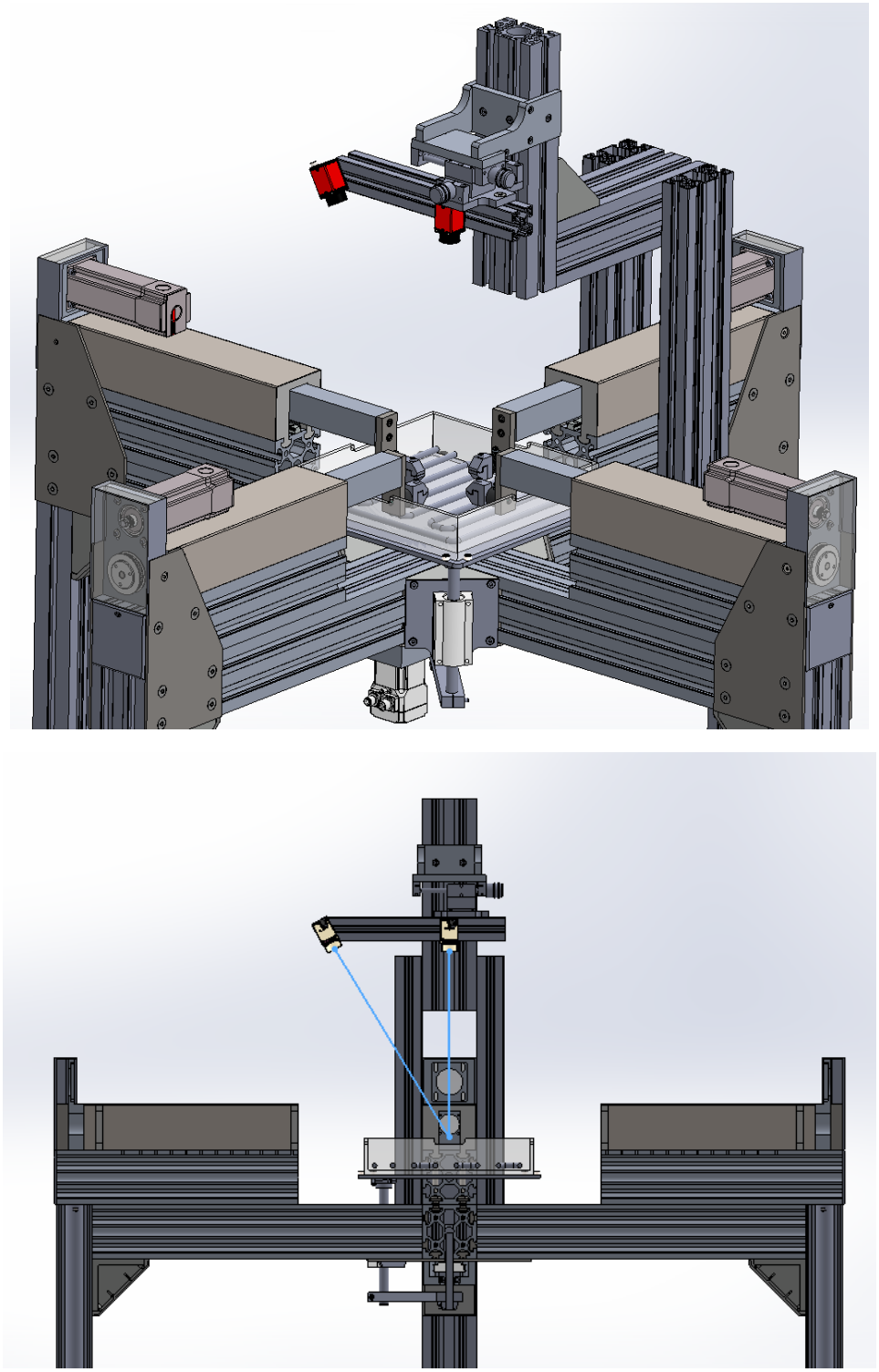
Slika 107. Linearni stupanj/pozicioner



Slika 108. Mehanizam pomicanja kamera u tri osi

Vertikalna vodilica izradila bi se iz aluminijskih ploča te spojila vijcima u oblik prema slici 109. S bočnih i prednje strane postavljaju se imbus vijci M6 s T-maticama te bi bilo omogućeno vertikalno kretanje vodilice blagim otpuštanjem vijaka. Kotačići za pozicioniranje postavljeni su tako da je lako doći do njih i upravljati pozicionerom. Na dno donjeg pozicionera montirana je ploča debljine 10 mm na koju se pomoću dva vijka M8 montira aluminijski profil dimenzija 40x40 (slika 108.).

Na aluminijski profil koji je pričvršćen na pozicionere postavljaju se kamere, tako da je jedna vertikalno iznad uzorka, a druga na određenoj udaljenosti od nje ovisno o ostalim dimenzijama sustava kamera.



Slika 109. Položaj postavljenih kamera

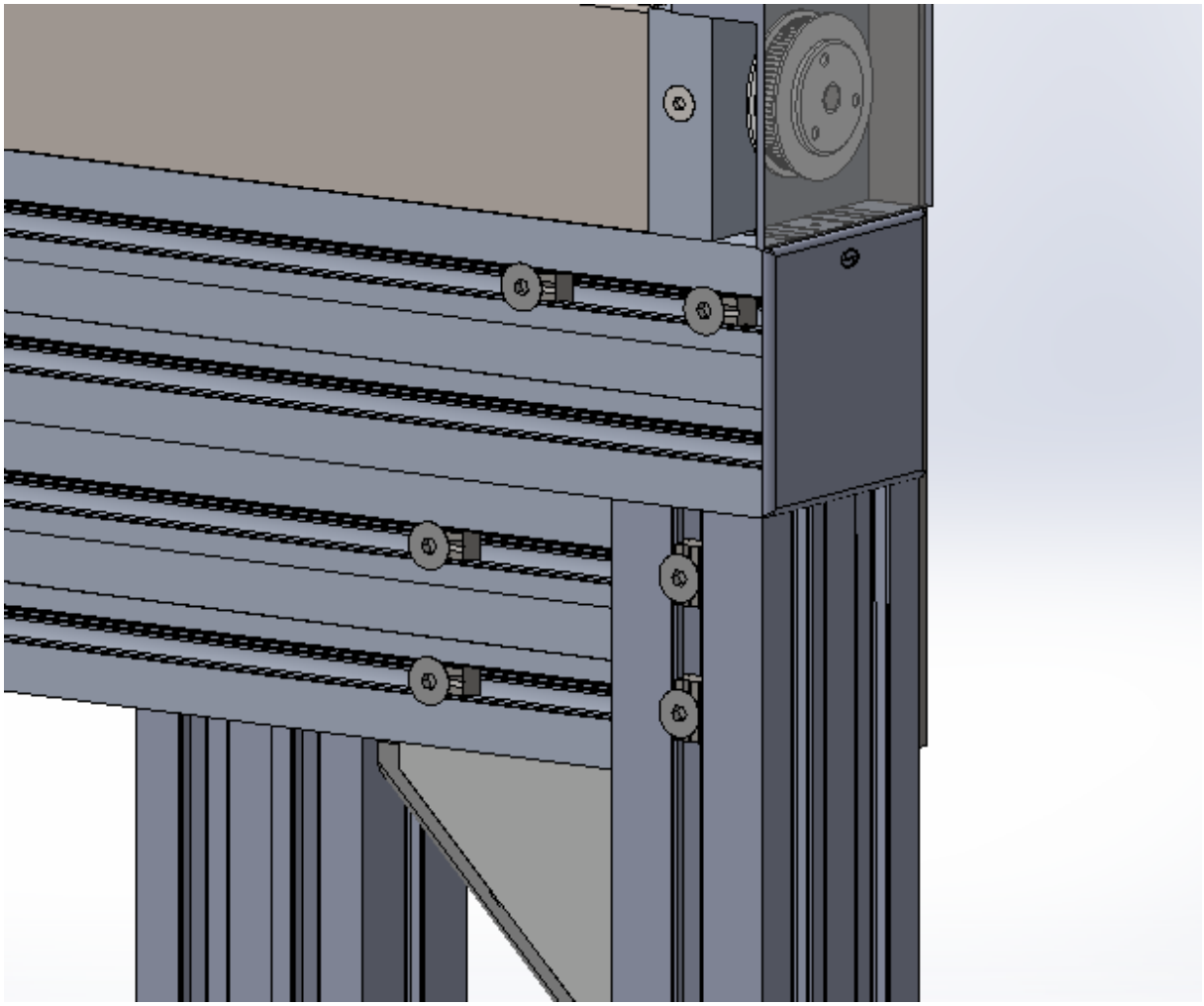
4.11. Postolje kidalice

Nakon što je izrađena kompletna kidalica, potrebno ju je postaviti na konstrukciju na kojoj bi mogla raditi. Potrebno je da kidalica bude postavljena na radnu visinu i da konstrukcija cjelokupne kidalice bude pokretljiva.

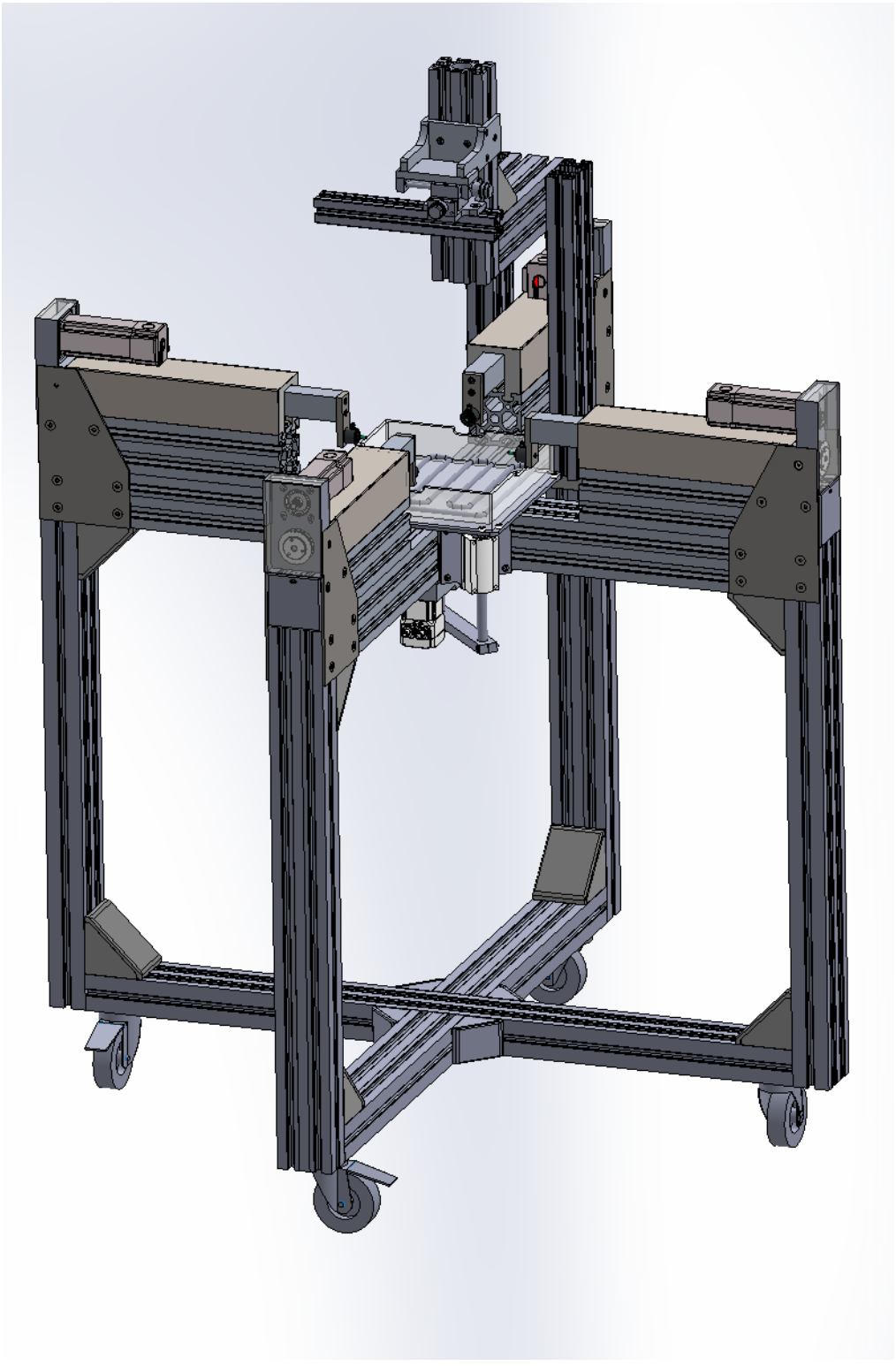
Slika 110. Postolje kidalice s kotačima

Razvijen je 3D model donje konstrukcije prema slici 110. Za donju konstrukciju korišteni su profili 60x90, s postavljenim kotačima s kočnicama na dnu.

Konstrukcija križa kidalice se postavlja na donju konstrukciju na način da se donji 90x90 profil kidalice skrati za 60mm sa svake strane kako bi se okomiti profil mogao postaviti na način prema slici 111. Bočne ploče bi zatim obuhvaćale 3 profila s postavljenim vijcima kao na slici 111. Uz ploču, spoj bi se povezao i kutnikom kojim bi se povezali vertikalni 60x90 profil s donjim profilom križa.



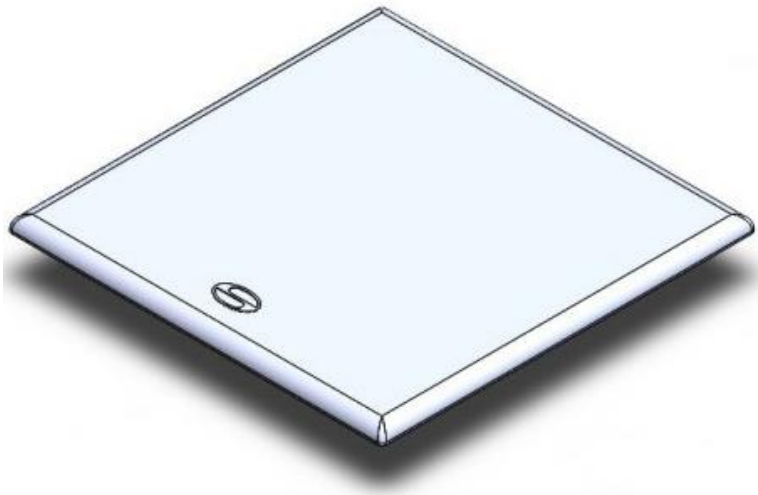
Slika 111. Spoj donje konstrukcije s konstrukcijom križa



Slika 112. Dvoosna kidalica postavljena na pokretnu konstrukciju

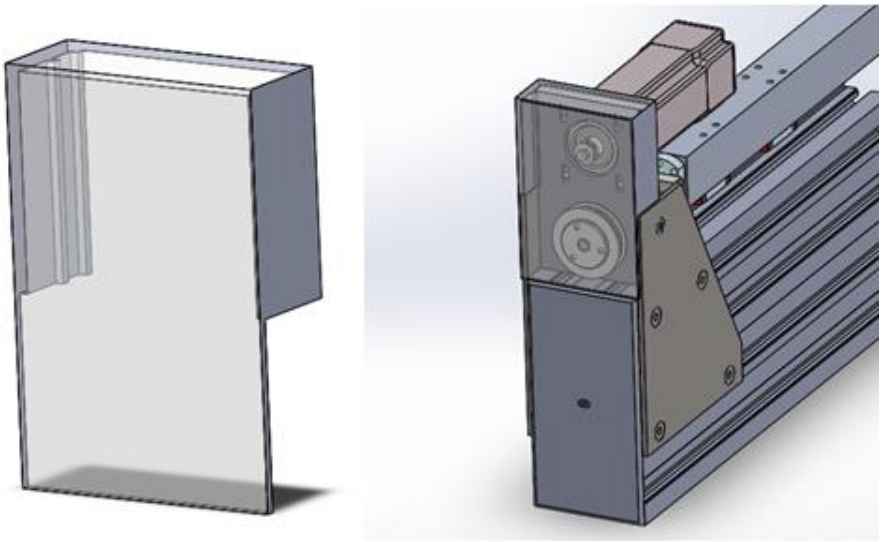
4.12. Zaštita dijelova kidalice

Na krajeve profila postavljeni su poklopci [23].



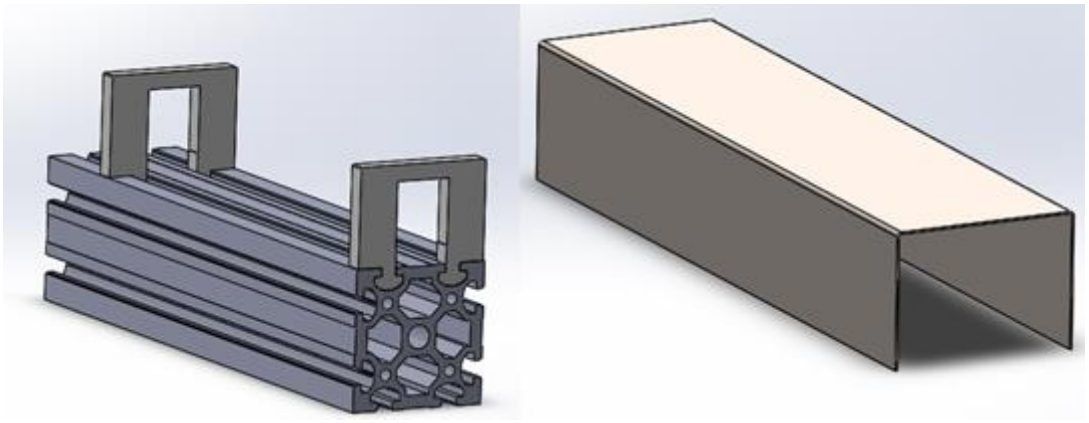
Slika 113. Poklopac za profile PA 90x90 [23]

Kada se izradilo i zaštitilo postolje, preostalo je izraditi poklopce/zaštitu za dijelove aktuatora, kako bi mogli neometano raditi. Tako je izrađen poklopac za remenice od akrilnih ploča na način kako je prikazano na slici 114. Poklopac s bočnih strana sadrži utore koji bi služili za njegovo podizanje po nosaču motora.



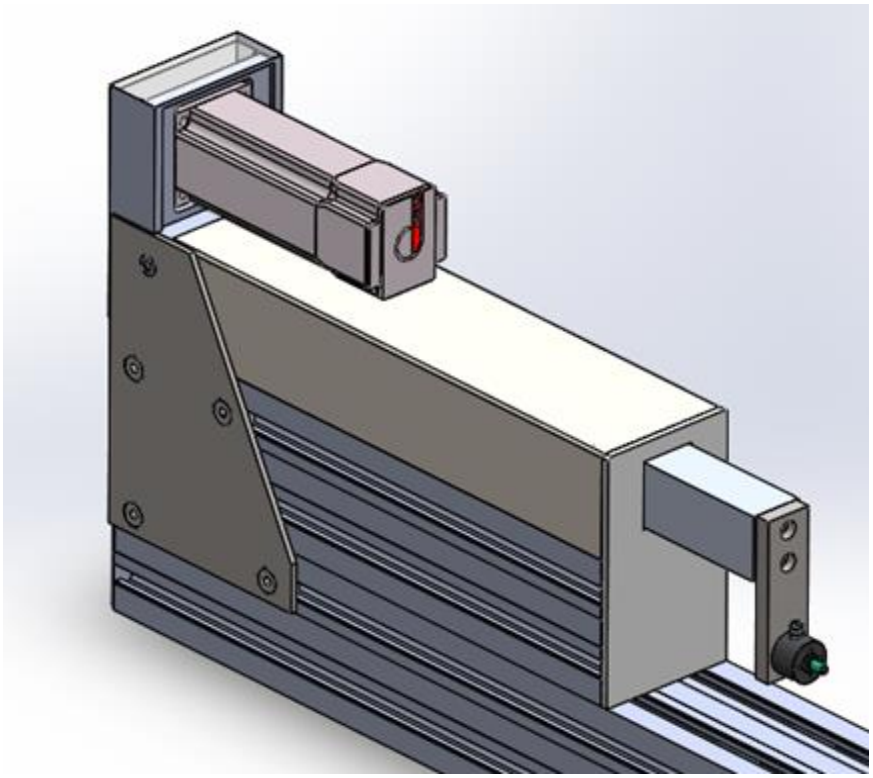
Slika 114. Poklopac za zaštitu remenica

Zatim je potrebno zaštiti vodilice i kuglično navojno vreteno, a poklopac za tu svrhu izrađuje se od inox lima debljine 1 mm savinutog u obliku slova U (na slici 115. desno). Lim se spoji vijcima s upuštenom glavom bočno na držače štitnika prikazane na slici 115. lijevo. Donji profili na držačima su izrađeni kako bi se ubacili u gornje utore aluminijskog profila.



Slika 115. Držači i poklopac za zaštitu vodilica i vretena

Potrebno je zaštiti aktuator i s njegove prednje strane, te se stoga stavlja poklopac koji prekriva i kraj gornjeg aluminijskog profila.



Slika 116. Prikazane sve zaštite aktuatora kidalice

5. Numerička analiza nosive konstrukcije metodom konačnih elemenata

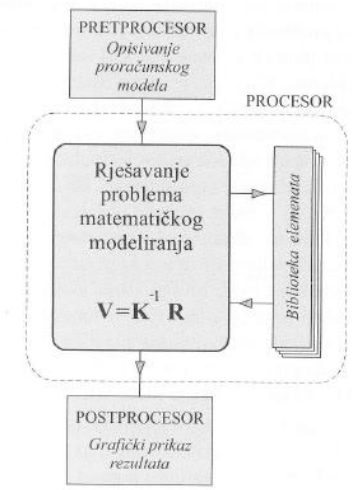
5.1. Metoda konačnih elemenata

Za proračun primjenom metode konačnih elemenata, stvarni fizikalni problem zamjenjuje se proračunskim modelom pri čemu se razmatrani kontinuum dijeli na konačne elemente. Konačni elementi međusobno su povezani u čvorovima. Polje pomaka, naprezanja i deformacija u svakom je elementu opisano pomoću interpolacijskih funkcija. Interpolacijske funkcije pomoću kojih se opisuje stanje elemenata moraju zadovoljiti odgovarajuće uvjete da bi se diskretizirani model mogao što više približiti točnom rješenju. Cilj je da se rješenja dobivena metodom konačnih elemenata što više približe vrijednosti koje točno opisuju razmatrani problem. S povećanjem broja konačnih elemenata numerička rješenja moraju se približavati točnim vrijednostima. [24]

5.2. Opis metode konačnih elemenata [24]

Rješavanje problema pomoću metode konačnih elemenata provodi se primjenom računala najčešće korištenjem postojećih programskih paketa, u kojima su već programirani postupci izračunavanja. Analiza nosive konstrukcije provesti će se u programskom paketu *Abaqus/CAE*. Glavni zadatak je izrada proračunskog modela i definiranje ulaznih podataka. Radi što lakšeg upravljanja i kontrole podataka, *Abaqus* se, kao i većina programskih paketa, može podijeliti u nekoliko dijelova. Najčešće su to tri radne cjeline ili faze u kojima se obavlja:

- Očitavanje ulaznih podataka (predprocesor)
- Izračunavanje (procesor)
- Prikaz rezultata (postprocesor)



Slika 117. Organizacija programa [24]

Organizacija programa prikazana je na slici 117. U predprocesoru se opisuje geometrija odabranog proračunskog modela, definiraju se rubni uvjeti i opterećenje. Obavlja se podjela kontinuuma na konačne elemente, pri čemu je prvo potrebno utvrditi tipove konačnih elemenata. Provodi se numeriranje čvorova i pripadnih stupnjeva slobode. Globalnim stupnjevima slobode pridružuju se lokalni stupnjevi slobode pojedinih konačnih elemenata. Bitno je usmjeriti pozornost na način numeriranja čvorova i pripadnih globalnih stupnjeva slobode. U odgovarajućem području proračunskog modela grafički se definira proizvoljan broj unaprijed zadanih elemenata s označenim čvorovima čije je koordinate iz definirane geometrije moguće automatski očitati. Na taj način je iznimno ubrzano definiranje mreže konačnih elemenata te znatno smanjena mogućnost greške. Na grafički način također je moguće definirati i rubne uvjete i opterećenje. Na područjima s većim gradijentom deformacije i naprezanja potrebno je postići veću gustoću mreže.

U procesoru se nalaze algoritmi za rješavanje problema matematičkog modeliranja. Na temelju ulaznih podataka definiraju se matrice krutosti i vektori opterećenja različitih konačnih elemenata. U procesoru se zatim rješava globalna jednadžba konačnih elemenata:

$$KV = R, \tag{1.70}$$

gdje je:

$K -$ globalna matrica krutosti,

$V -$ vektor globalnih stupnjeva slobode,

$R -$ globalni vektor ukupnih čvornih sila.

Kako nas općenito kod analize konstrukcija, a tako i kod ove, zanimaju pomaci, izraz (1.76) potrebno je pomnožiti s inverznom matricom krutosti, pa slijedi:

$$V = K^{-1}R. \tag{1.71}$$

Nakon izračunavanja globalnih stupnjeva slobode, ponovno se koriste ulazni podaci definirani u predprocesoru kako bi se odredila raspodjela deformacija i naprezanja u svakom konačnom elementu. Naprezanja se najčešće ispisuju u čvorovima ili u točkama integracije pojedinih konačnih elemenata. Na taj način dobiva se raspodjela deformacije i naprezanja proračunskog modela.

Grafički postprocesori zatim omogućuju grafički prikaz rezultata. Prikazuju se deformirani oblici proračunskog modela te raspodjela unutarnjih sila i naprezanja.

5.3. Opisivanje proračunskog modela

Za zadatak numeričkog ispitivanja potrebno je numerički proračunati nosivu konstrukciju. Za početak se križna nosiva konstrukcija u ovome zadatku može modelirati s grednim elementima. Kako je nosiva konstrukcija simetrično podijeljena, može se u analizi koristiti jedan krak križa konstrukcije. Duljina jednog kraka konstrukcije je 650 mm.

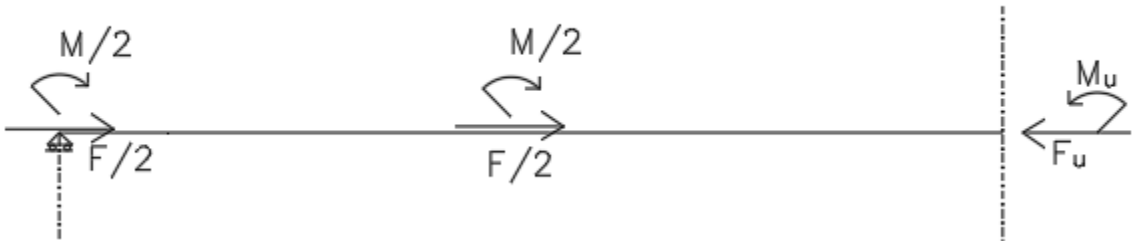
Materijal profila u konstrukciji je aluminijeva legura 6060 T5 čija su mehanička svojstva preuzeta iz [23] te prikazana u Tablici 6.

Tablica 6. Mehanička svojstva aluminijeve legure 6060 [23]

Vlačna čvrstoća	$195\ \mathrm{N/mm^2}$
Granica elastičnosti	$145\ \mathrm{N/mm^2}$

5.4. Analitički proračun nosive konstrukcije

Za određivanje aluminijskog profila koji bi se koristio u sklopu, potrebno je provesti proračun s primijenjenim silama. Aktivna sila prenosi se s linearnog aktuatora na nosivu konstrukciju setom spojnih vijaka s prednje strane te preko bočnih ploča sa stražnje strane. Na slici 126. prikazan je model gdje se profil opteretio na način na koji mu se prenosi aktivna sila u stvarnosti. Sile na gredi su podijeljene na dvije jednake vrijednosti $F/_2 = 1000$ N. Za potpuno reduciranje aktivne sile na gredu, potrebno je dodati momente $M_1 = M_2 = \frac{F}{2} \cdot 122{,}5$. Krak momenta od 122,5 mm je udaljenost od pravca na kojem djeluje sila do težišta profila.



Slika 118. Skica sila i momenata na polovici profila

Kako nas zanimaju naprezanja na osi simetrije, potrebno je izračunati unutarnje sile i momente na tom mjestu. Iz skice sa slike 118. je vidljivo da su unutarnje vrijednosti u gredi jednake:

$$F_u = F = 2\ \mathrm{kN},$$

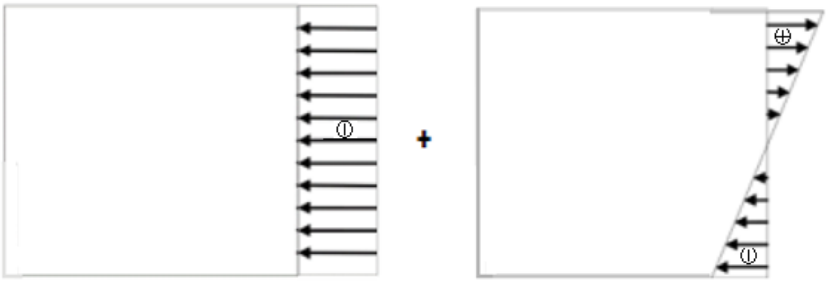
$$M_u = M = F \cdot 122{,}5 = 245000\ \mathrm{Nmm}.$$

Prema podacima o profilu iz Tablice 6., mogu se izračunati naprezanja u profilu:

$$\sigma_t = \frac{F_u}{A} = \frac{2000}{3600{,}61} = 0{,}555\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2},$$
$$\sigma_f = \frac{M_u}{w} = \frac{245000}{64{,}08 \cdot 10^3} = 3{,}823\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}, \tag{1.72}$$

iz čega slijedi ukupno naprezanje u profilu:

$$\sigma_{uk} = -\sigma_t \pm \sigma_f.$$



Slika 119. Djelovanje naprezanja na profil

Kako σ_f djeluje na donjem dijelu profila tlačno, tamo je ukupno naprezanje jednako:

$$\sigma_{\mathrm{uk,donje}} = -\sigma_t - \sigma_f = -0{,}555 - 3{,}823 = -4{,}378\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2},$$

dok je na gornjem dijelu jednako:

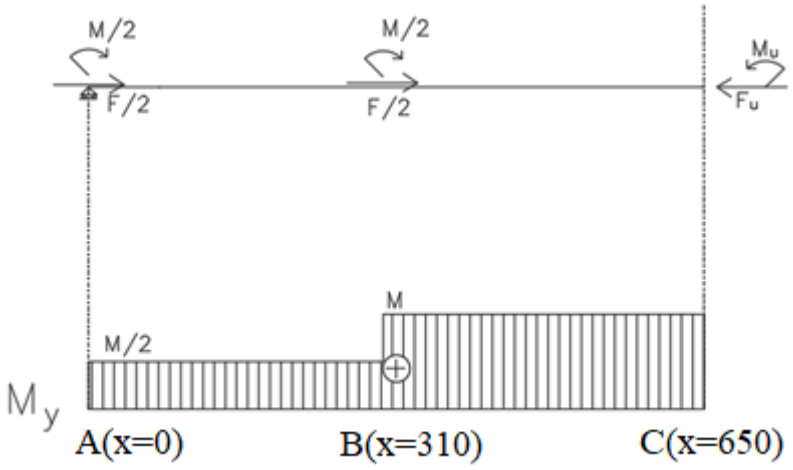
$$\sigma_{\mathrm{uk,gornje}} = -\sigma_t + \sigma_f = -0{,}555 + 3{,}823 = 3{,}268\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}.$$

5.4.1. Analitičko računanje vertikalnog progiba

Da bi se dobila vrijednost progiba na osi simetrije analitičkim putem, potrebno je koristiti diferencijalnu jednadžbu elastične linije:

$$\frac{d^2w}{dx^2} = -\frac{M_y}{EI_y}. \tag{1.73}$$

Integriranjem diferencijalne jednadžbe elastične linije, uz poznavanje rubnih uvjeta, može se odrediti progib u točki grede na osi simetrije.



Slika 120. Momentni dijagram savijanja grede

Zanima nas progib u točki C, w_c.

Područje A-B, $x \in [0,310]$:

$$\frac{d^2w}{dx^2} = -\frac{M}{2EI_y},$$
$$\frac{dw}{dx} = -\frac{M}{2EI_y}\int dx + C_1 = -\frac{M}{2EI_y}x + C_1, \tag{1.74}$$

$$w = -\frac{M}{4EI_y}x^2 + C_1x + C_2. \tag{1.75}$$

Područje B-C, $x \in [310,650]$:

$$\frac{d^2w}{dx^2} = -\frac{M}{EI_y},$$
$$\frac{dw}{dx} = -\frac{M}{EI_y}x + C_3, \tag{1.76}$$

$$w = -\frac{M}{2EI_y}y^2 + C_3x + C_4. \tag{1.77}$$

Rubni uvjeti:

- $x = 650,\ \frac{dw}{dx} = 0,$

Iz jednadžbe (1.76):

$$0 = -\frac{M}{EI_y}\cdot 650 + C_3,$$

$$C_3 = \frac{650M}{EI_y}. \tag{1.78}$$

- $x = 0,\ w = 0,$

Iz jednadžbe (1.75):

$$C_2 = 0. \tag{1.79}$$

- $x = 310,\ w'_L = w'_D,$

$$-\frac{M}{2EI_y} \cdot 310 + C_1 = -\frac{M}{EI_y} \cdot 310 + C_3,$$

$$C_1 = -\frac{M}{2EI_y} \cdot 310 + \frac{650M}{EI_y},$$

$$C_1 = \frac{495M}{EI_y}. \tag{1.80}$$

- $x = 310,\ w_L = w_D,$

$$-\frac{M}{4EI_y} \cdot 310^2 + \frac{M}{EI_y} \cdot 495 + 0 = -\frac{M}{2EI_y} \cdot 310^2 + \frac{M}{EI_y} \cdot 650 + C_4,$$

$$C_4 = -24025\frac{M}{EI_y}. \tag{1.81}$$

Progib na osi simetrije tada iznosi:

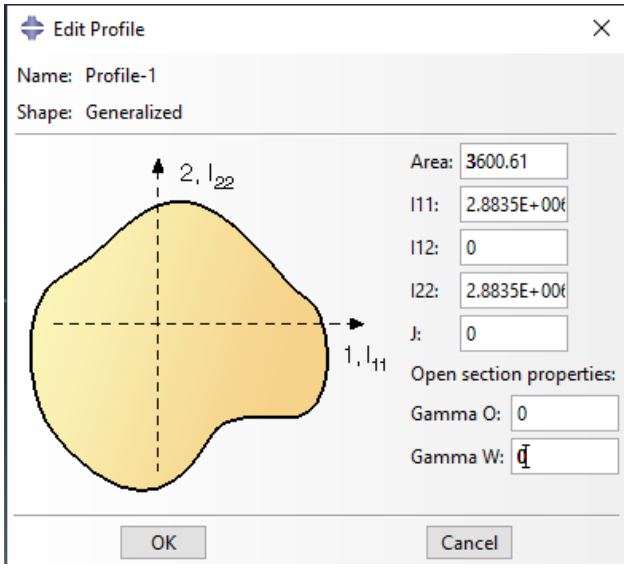
$$w_C = w_{x=650} = \frac{M}{2EI_y} \cdot 650^2 + 650\frac{M}{EI_y} \cdot 650 - 24025\frac{M}{EI_y} = 187225\frac{M}{EI_y},$$
$$w_C = w_{x=650} = 187225\frac{245000}{70000 \cdot 288{,}35 \cdot 10^4} = 0{,}22725 \text{ mm}. \tag{1.82}$$

5.5. Numerički proračun nosive konstrukcije grednim elementima

Prema opisanoj metodi konačnih elemenata u poglavlju 5.2., prije same numeričke analize potrebno je u pretprocesoru programskog paketa Abaqus/CAE definirati proračunski model, tj. potrebno je definirati geometriju, opterećenje i rubne uvjete proračunskog modela.

5.5.1. Definiranje poprečnog presjeka grede

Za analizu grednim elementima, zadaje se profil presjeka *Beam*. Kako korišteni aluminijski profili sadrže kompliciran poprečni presjek, za profil grede odabire se opcija *Generalized section*, odnosno definiranje pomoću generaliziranog profila grede upotrebom inženjerskih svojstava poprečnog presjeka kao što su površina i momenti inercije poprečnog presjeka, prema slici 121.

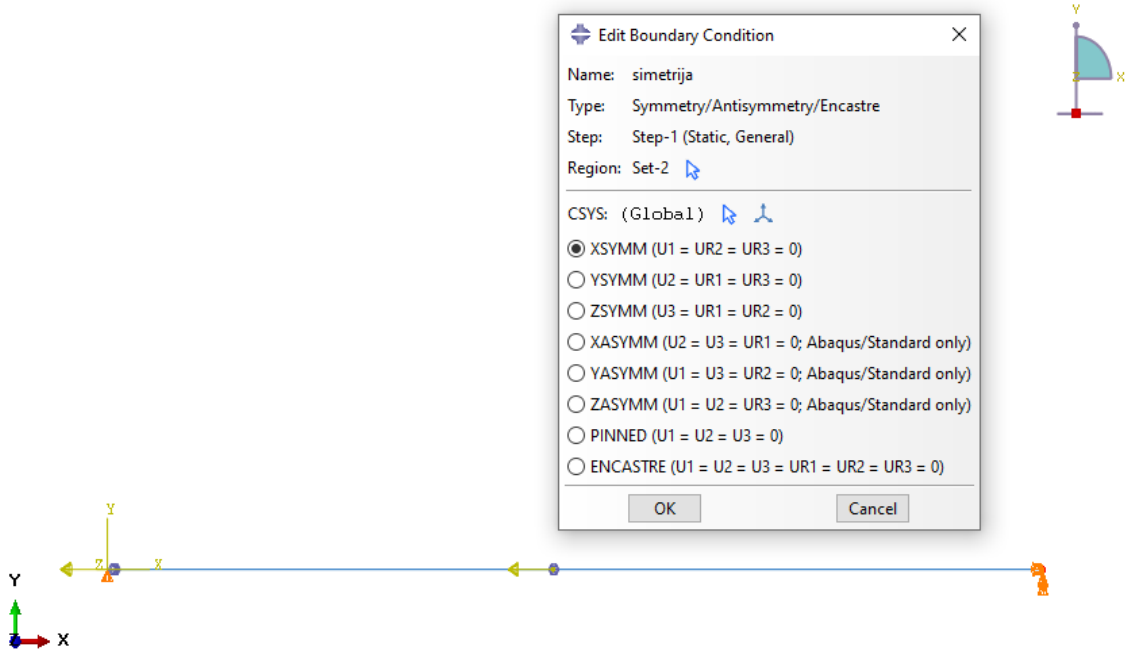


Slika 121. ***Generalized section***

Svi izračuni presjeka tijekom analize izvode se prema uvjetima unaprijed zadanih vrijednosti u pretprocesoru. Kod generaliziranog profila nije potrebno zadavati materijal, već se unutar uređivanja presjeka zadaju vrijednosti osnovnih materijalnih svojstava. Zadane su u opciji *Edit Beam Section* i materijalne vrijednosti za aluminij: $E = 70000\ {}^{\mathrm{N}}/_{\mathrm{mm}^2}$, $G = 27000\ {}^{\mathrm{N}}/_{\mathrm{mm}^2}$ i Poissonov koeficijent $\nu = 0{,}33$.

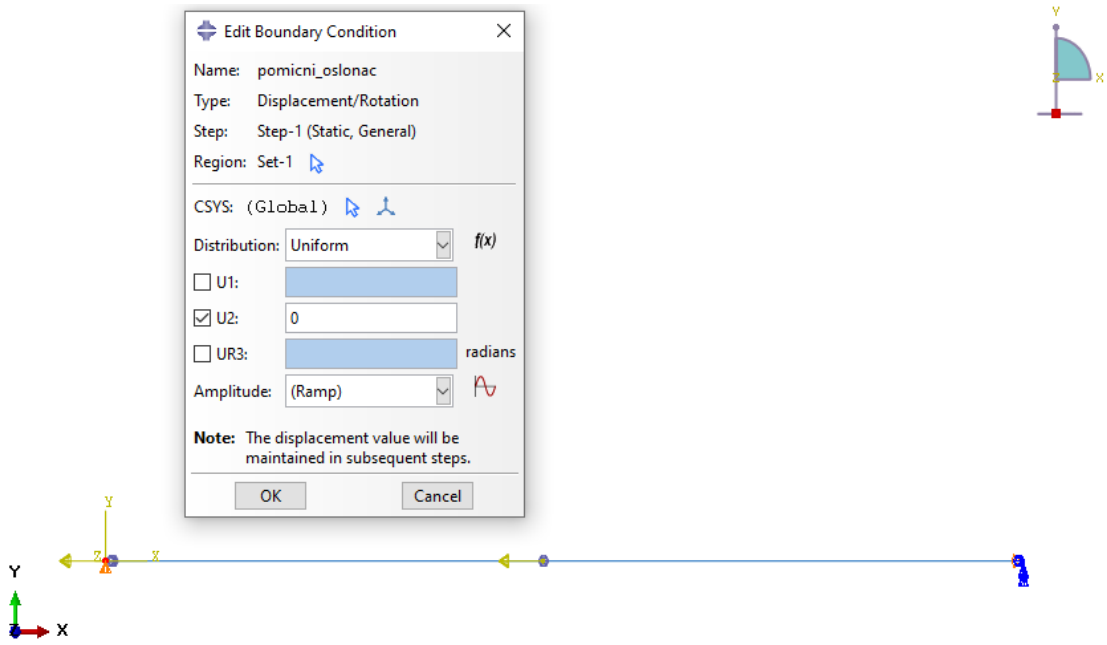
5.5.2. Rubni uvjeti i opterećenje

Za rubne uvjete i opterećenje profila uzete su jednake vrijednosti kao u analitičkom dijelu, odnosno pomični oslonac na rubu te vrijednosti momenta M/2 i sile F/2 koje djeluju na spojevima profila s aktuatorom. Kako će se opet koristiti simetrija, potrebno je prvo zadati njene uvjete prema slici 122.



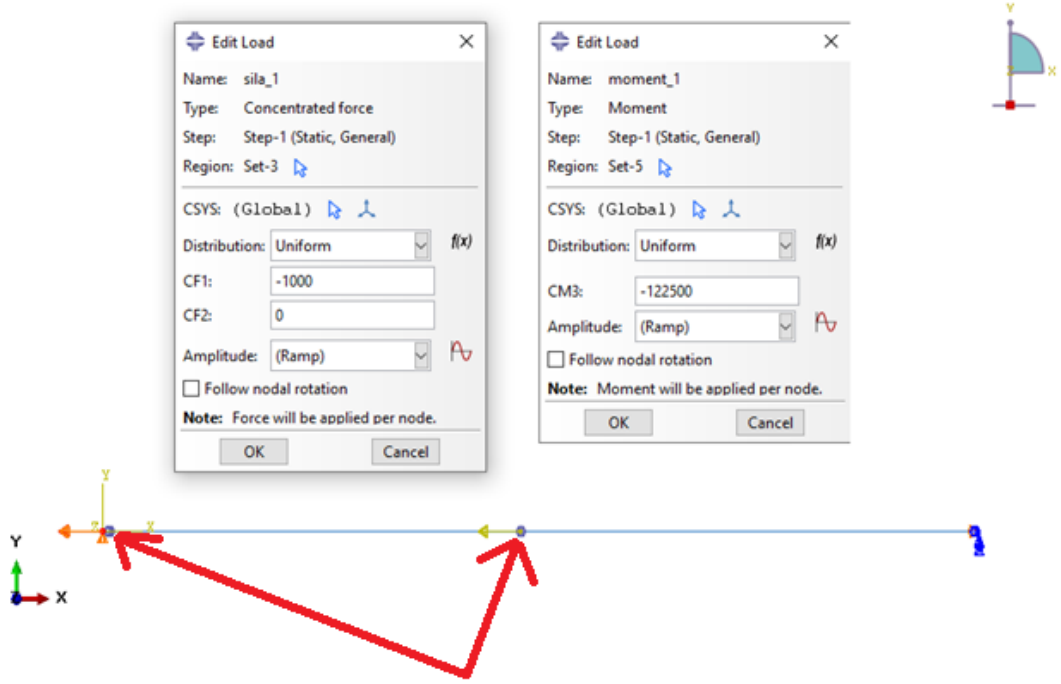
Slika 122. Simetrija po x osi na desnom rubu grede

Nakon postavljanja simetrije zadaje se pomični oslonac. (slika 123.)



Slika 123. Postavljen pomični oslonac na lijevom rubu grede

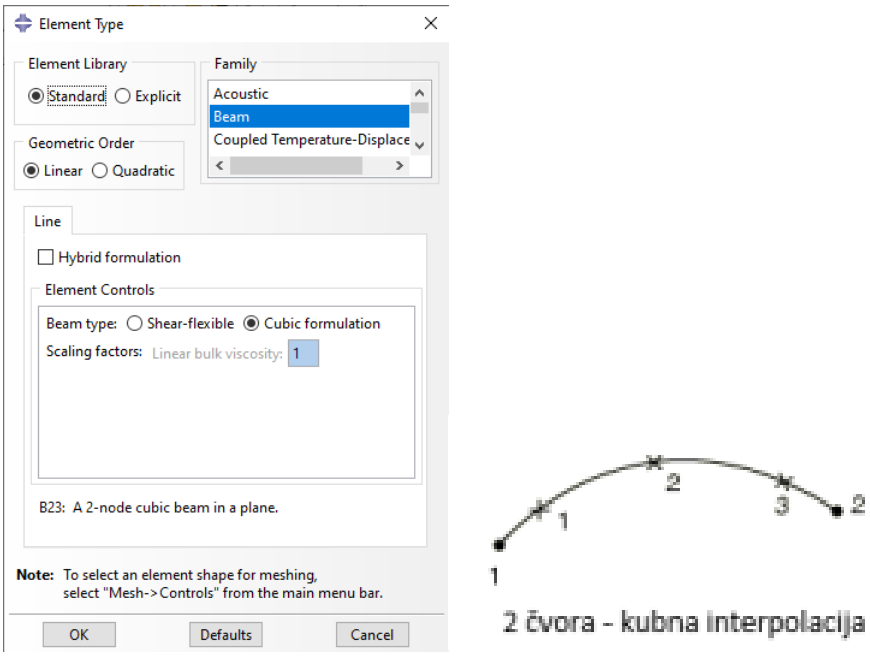
Postavljena su opterećenja na strelicama označenim mjestima prema slici 124. Sile u negativnom smjeru osi x s iznosom od 1000 N, te negativni momenti oko osi z iznosa 122500 Nmm.



Slika 124. Postavljene sile i momenti na gredi

5.5.3. Postavljanje mreže grednih konačnih elemenata

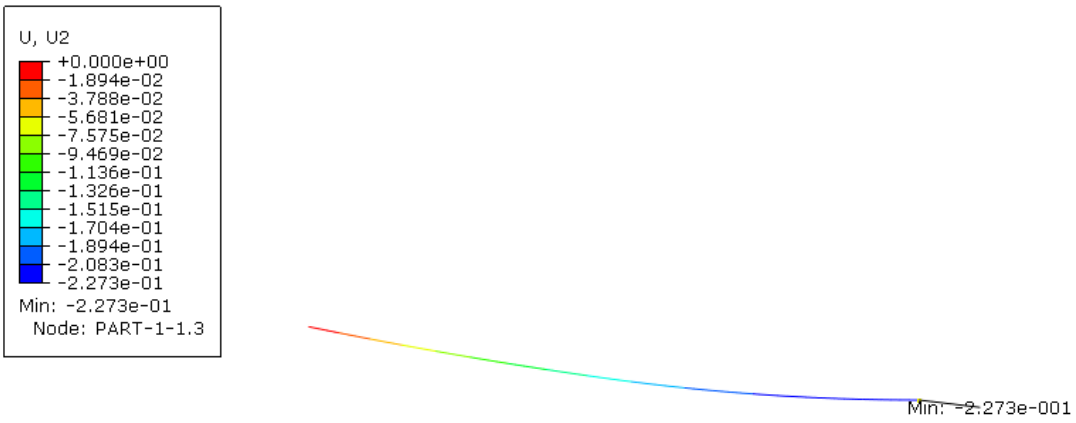
Nakon definiranja rubnih uvjeta i postavljanja opterećenja, kreira se mreža konačnih elemenata. Pri analizi će se koristiti kubni ravninski gredni elementi s 2 čvora, B23.



Slika 125. Prikaz odabira elemenata B23 i primjer kubne interpolacije između dva čvora

5.5.4. Rezultati analize grednim elementima

Vertikalni pomak na osi simetrije (U2), iznosi $u_{2,\text{greda}} = 0{,}227$ mm, te je prikazan na slici 126.



Slika 126. Vertikalni pomak na osi simetrije

Može se primijetiti kako je dobiveni vertikalni pomak korištenjem grednih elemenata u programskom paketu *Abaqus CAE*, jednak onome dobivenom analitičkim putem.

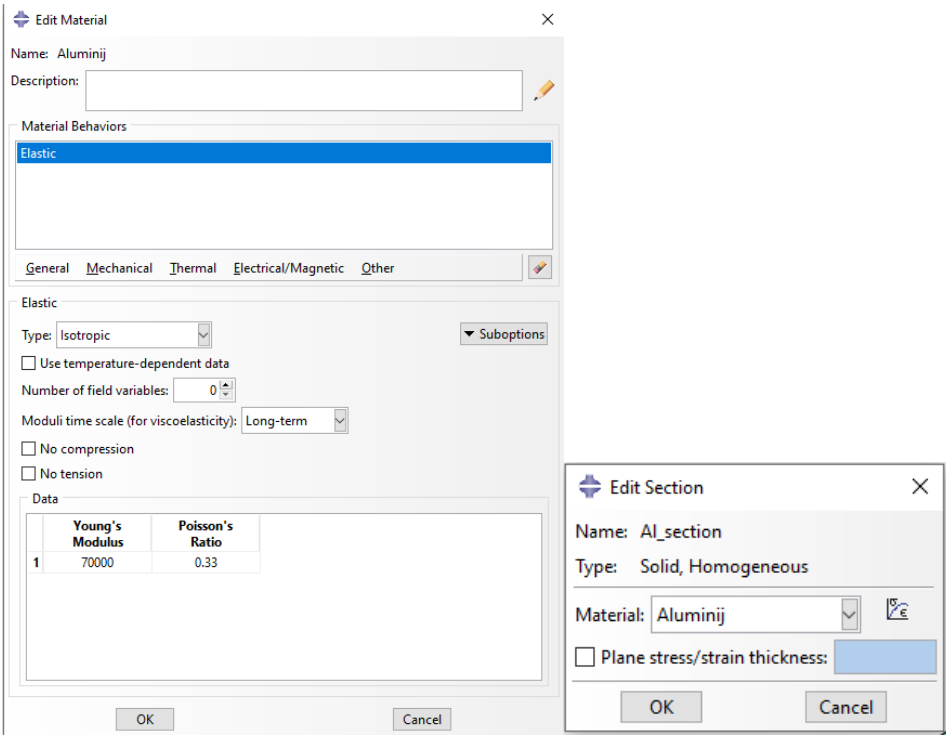
Naprezanje se ne može očitati kod korištenja *Generalized Section* profila grede, zato što ta vrsta profila nema definiranu visinu presjeka.

5.6. Numerički proračun nosive konstrukcije trodimenzionalnim elementima

Za trodimenzionalnu analizu četvrtine križa konstrukcije, u *Abaqus* je preko opcije *Import Part* ubačen *Step file* aluminijskog profila 90x90H. Duljina profila je ista kao kod modeliranja grednim elementima, 650 mm.

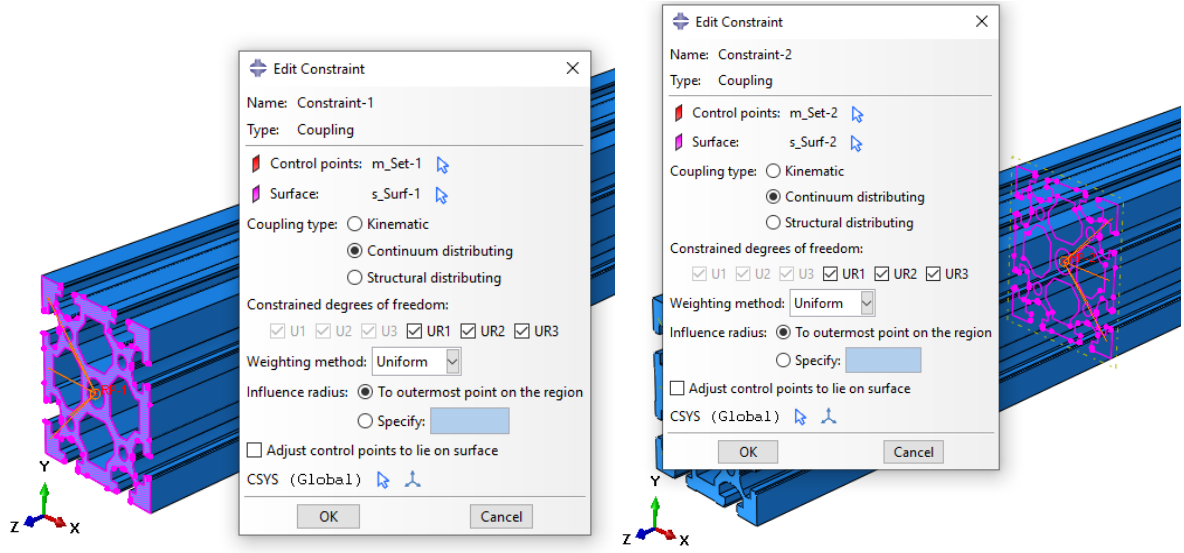
Slika 127. Aluminijski profil 90x90H, L=650 mm

Postupak postavljanja modela je gotovo jednak kao kod grednog primjera. Kako ovoga puta koristimo gotovi trodimenzionalni model, u prozoru opisa materijala dodani su materijal profila i njemu pripadajuća mehanička svojstva.



Slika 128. Zadavanje svojstava materijala i dodavanje presjeka

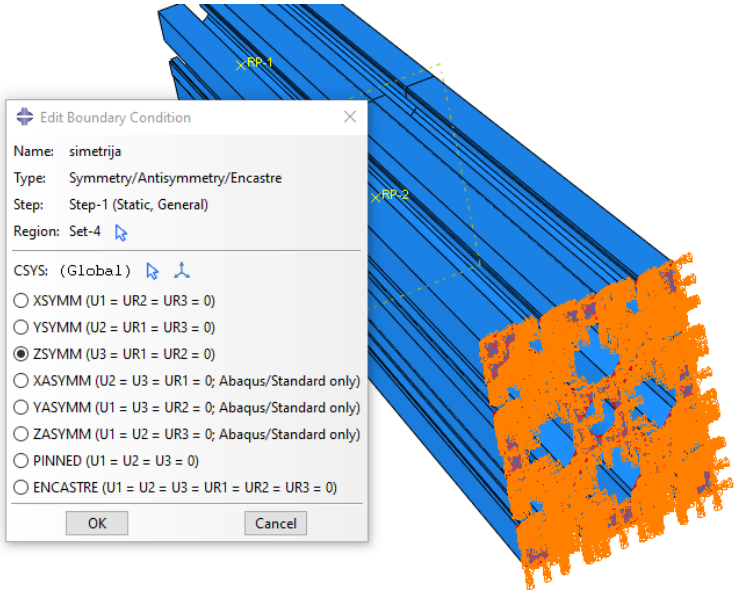
Nakon postavljanja geometrije i materijala, u modulu *Interaction* se koristi opcija *Coupling*. Odabire se tip *Continuum Distributing*. Njome se površine profila na kojima će biti postavljena opterećenja povezuju s odabranim referentnim točkama RP-1 i RP-2 na sredini površine. (slika 137.)



Slika 129. Postavljanje *Coupling* ograničenja

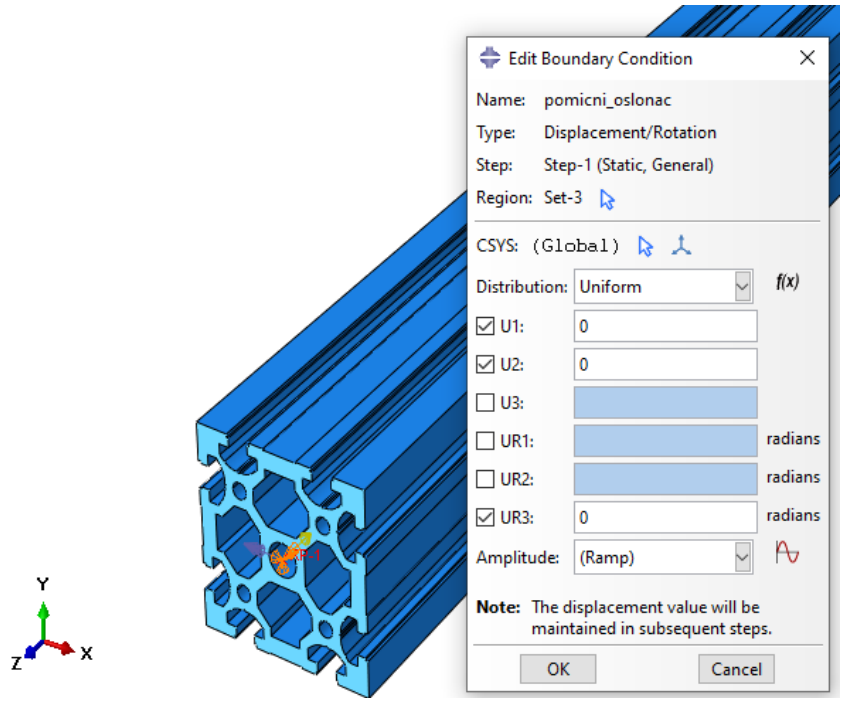
5.6.1. Postavljanje rubnih uvjeta i opterećenja

Nakon što su opcijom *Continuum Distributing* povezane površine profile s referentnim točkama, može se postaviti potrebne rubne uvjete i opterećenja. Postavlja se rubni uvjet simetrije na jedan kraj profila.



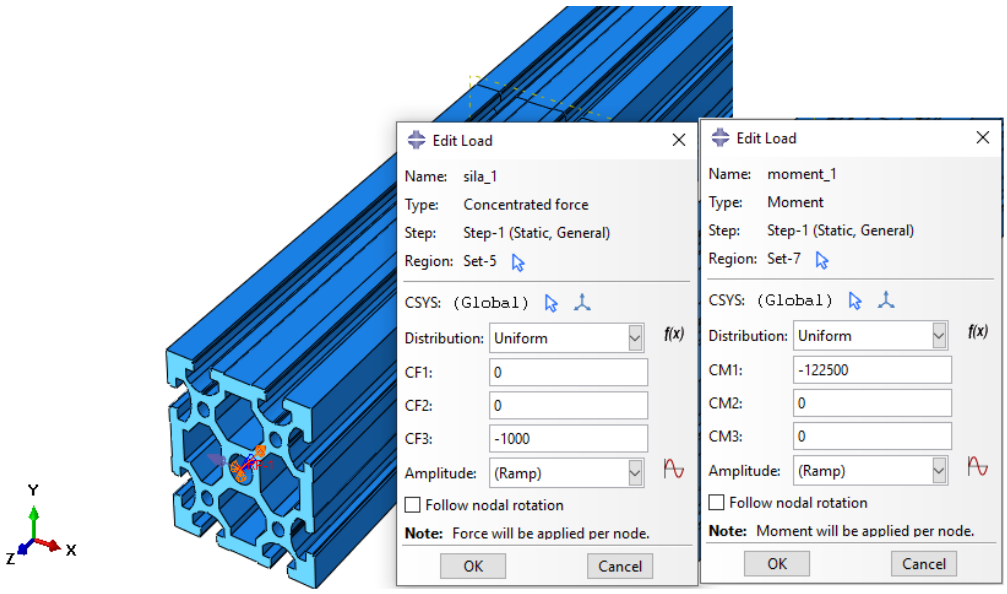
Slika 130. Simetrija profila

Zatim se, korištenjem postavljenih referentnih točaka, i njihove povezanosti s pripadajućim površinama, postavljaju rubni uvjeti pomičnog oslonca te aktivna opterećenja. Pomični oslonac se postavlja na referentnu točku RP-1.



Slika 131. Rubni uvjet pomičnog oslonca

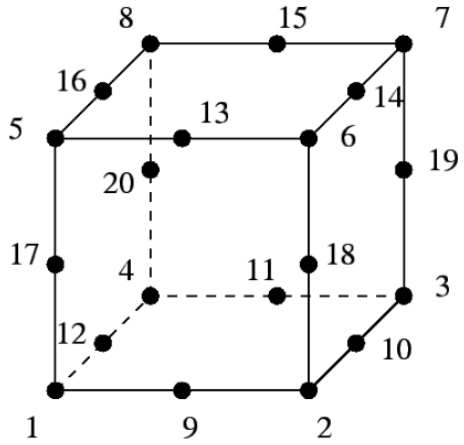
Kao opterećenja, na obje referentne točke postavljaju se pripadajuće koncentrirane sile i momenti.



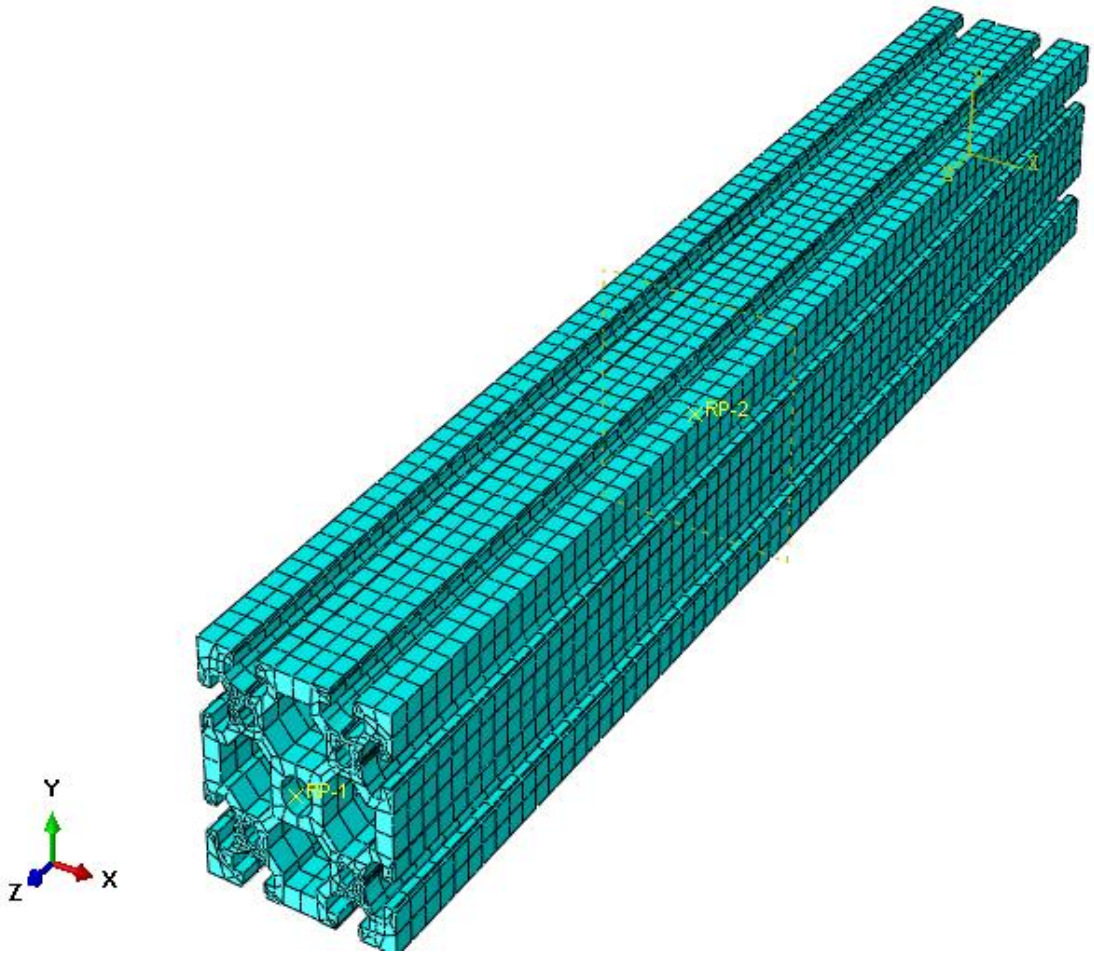
Slika 132. Postavljanje opterećenja na referentnu točku

5.6.2. Postavljanje mreže trodimenzionalnih elemenata

Za postavljanje mreže koriste se heksaedarski elementi s 20 čvorova, C3D20, prikazan na slici 134.

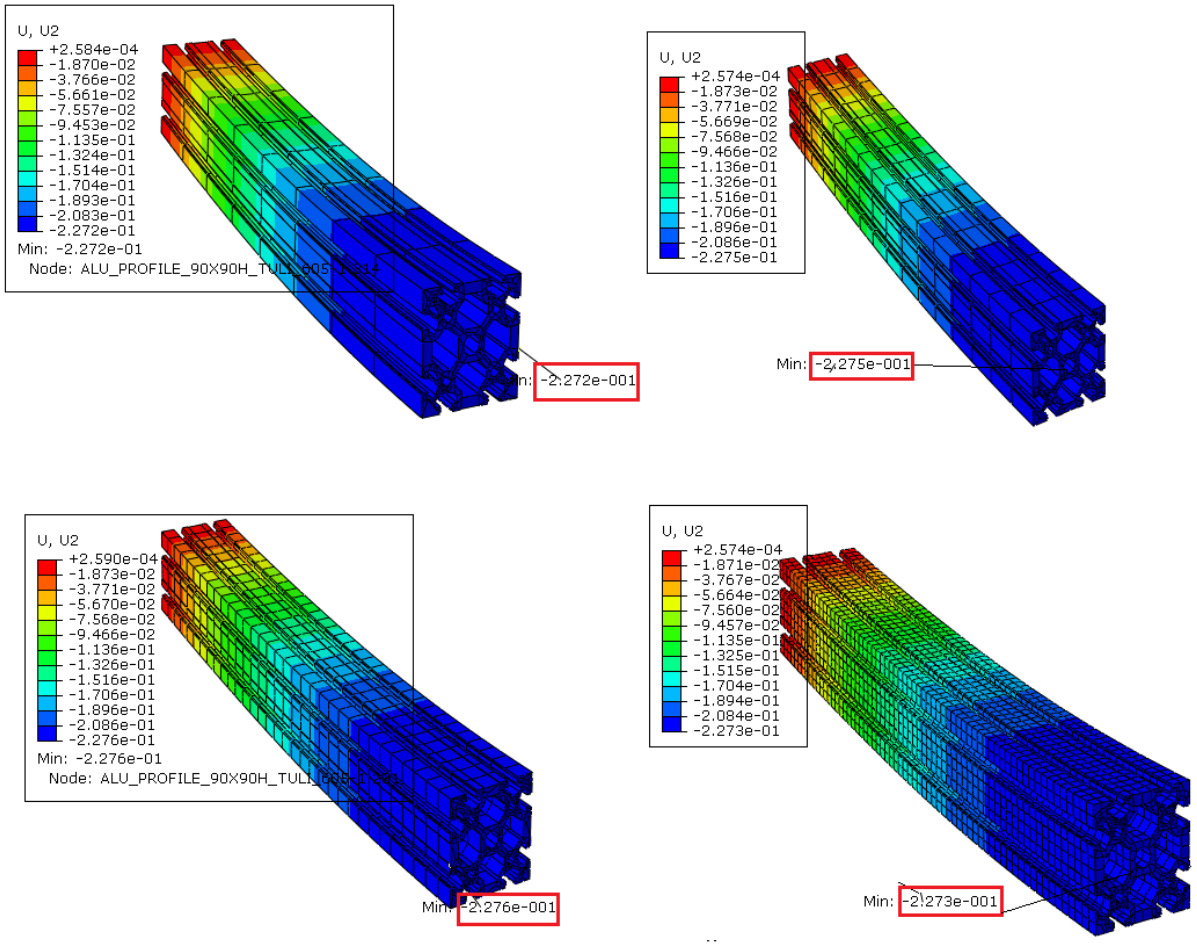


Slika 133. Heksaedarski element C3D20



Slika 134. Postavljena mreža elemenata

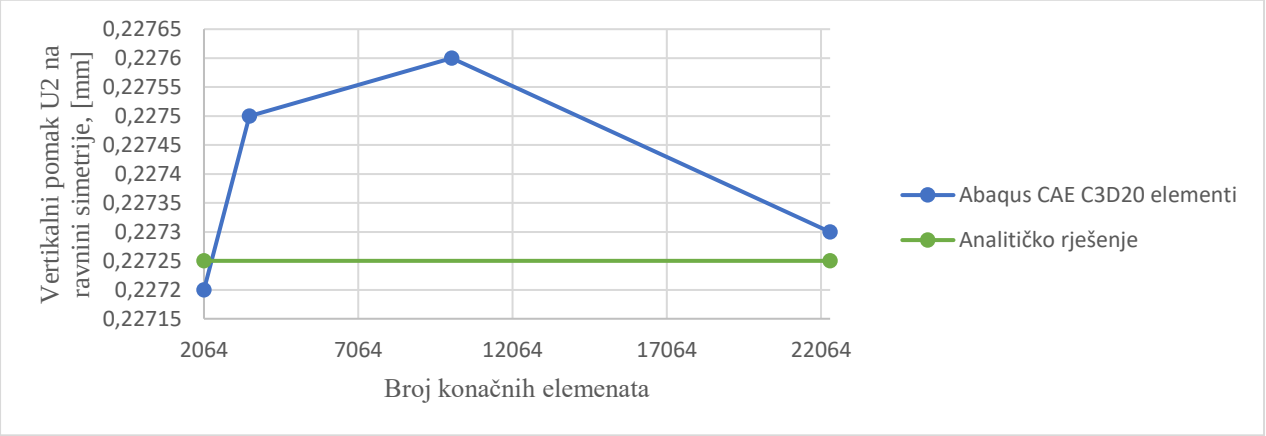
5.6.3. Rezultati analize



Slika 135. Maksimalne vrijednosti vertikalnog pomaka na ravnini simetrije prema gustoći mreže [mm]

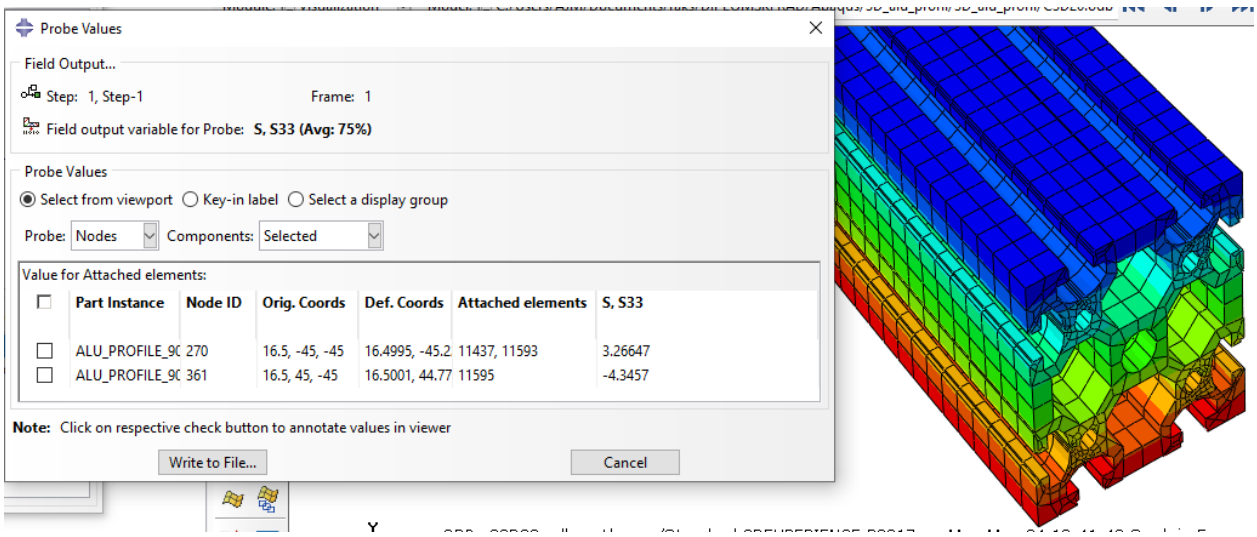
Na slici 135. prikazane su različite gustoće mreže (2064 KE, 3536 KE, 10098 KE i 22360 KE redom).

Konvergencija vertikalnog pomaka promjenom gustoće mreže je prikazana:



Slika 136. Konvergencija rješenja vertikalnog pomaka k analitičkom rješenju

Minimalno i maksimalno naprezanje na ravnini u smjeru osi profila z, prikazano na slici 137.



Slika 137. Minimalna i maksimalna vrijednost normalnog naprezanja na ravnini simetrije [N/mm^2]

Očitane minimalna i maksimalna vrijednost normalnog naprezanja na ravnini simetrije su:

$$\sigma_1 = 3{,}2665 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2},$$

$$\sigma_2 = -4{,}3457 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}.$$

5.7. Usporedba rezultata i zaključak nakon provedene analitičke analize, numeričke s grednim i numeričke s trodimenzionalnim elementima

Kao što se vidjelo u rezultatima vertikalnog progiba na ravnini simetrije, koji u slučaju:

- analitičkog proračuna iznosi:

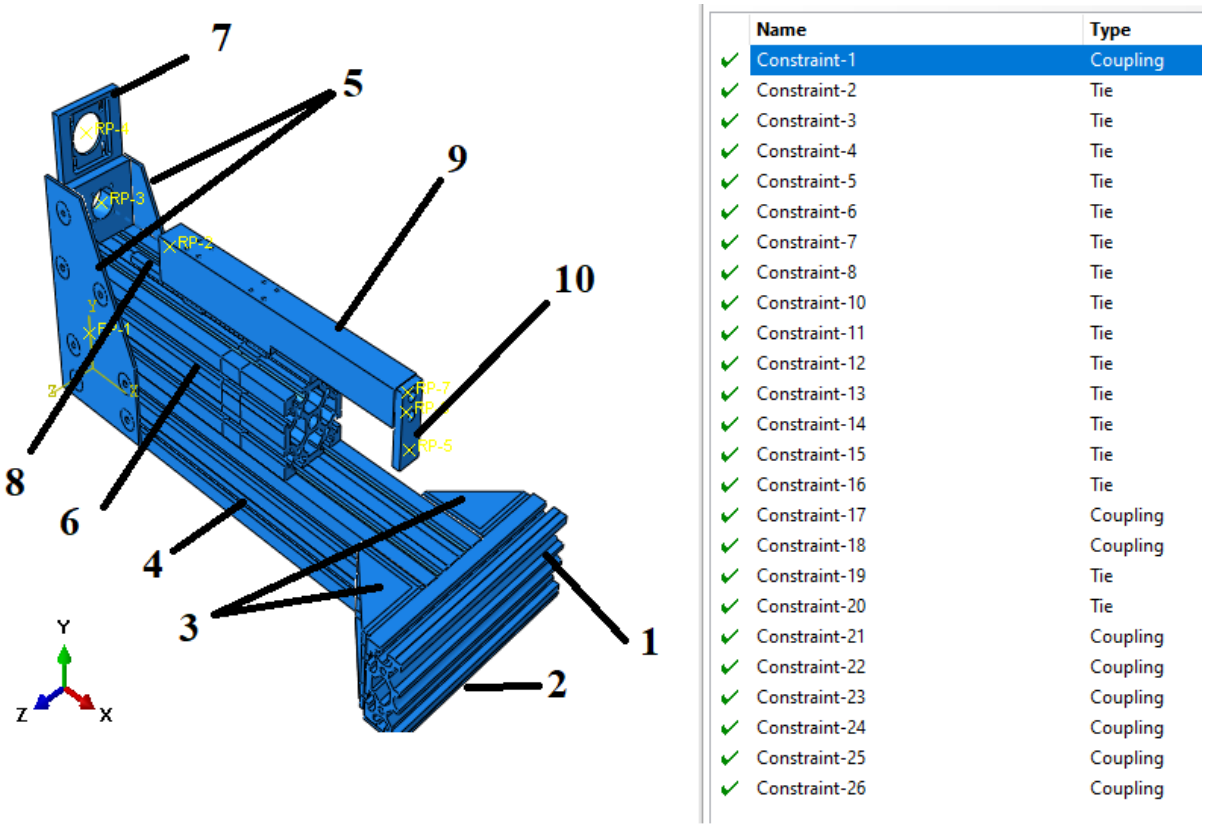
$$u_{2,anal.} = 0{,}227 \text{ mm},$$

- analize grednim elementima već kod prve, rijetko postavljene mreža daje taj iznos te se ne mijenja daljnjim progušćivanjem mreže,
- analize trodimenzionalnim C3D20 elementima na realno modeliranom dijelu alu profila konvergira prema tome iznosu,

može se zaključiti kako oba modela numeričke analize zadovoljavaju potrebu, no zbog nemogućnosti zadavanja visine presjeka kod *Generalized Section* presjeka u analizi grednim elementima, ta samim time i nemogućnosti ispisivanja rezultata naprezanja, ta vrsta analize nije prigodna te se ne bi dalje koristila. Stoga se u daljnje numeričke analize ide trodimenzionalnim elementima koji se u prethodnom primjeru nisu pokazali prezahtjevnim za analizu.

5.8. Numerička analiza sklopa kidalice

Nakon što se odlučilo kako je za daljnju analizu sklopa kidalice potrebno koristiti trodimenzionalne elemente, potrebno je povezati dijelove sklopa izrađene u programskom paketu *SolidWorks*. Za tu primjenu, ubacuje se dio po dio u *Abaqus* te se dijelovima dodaju pripadajući materijali, odnosno presjeci. Nakon ubacivanja dijelova te dodavanja materijala, potrebno je te dijelove i međusobno povezati što više približno realnoj situaciji.



	Name	Type
✓	Constraint-1	Coupling
✓	Constraint-2	Tie
✓	Constraint-3	Tie
✓	Constraint-4	Tie
✓	Constraint-5	Tie
✓	Constraint-6	Tie
✓	Constraint-7	Tie
✓	Constraint-8	Tie
✓	Constraint-10	Tie
✓	Constraint-11	Tie
✓	Constraint-12	Tie
✓	Constraint-13	Tie
✓	Constraint-14	Tie
✓	Constraint-15	Tie
✓	Constraint-16	Tie
✓	Constraint-17	Coupling
✓	Constraint-18	Coupling
✓	Constraint-19	Tie
✓	Constraint-20	Tie
✓	Constraint-21	Coupling
✓	Constraint-22	Coupling
✓	Constraint-23	Coupling
✓	Constraint-24	Coupling
✓	Constraint-25	Coupling
✓	Constraint-26	Coupling

Slika 138. Korišteni dijelovi pri spajanju sklopa

Kod postavljanja sklopnog dijela, ubačeni su i spajani na slici 139. prikazani dijelovi:

1) Simetrična polovica Alu profila 90x90,
2) Donja ploča učvršćenja križa,
3) Kutnici za Alu profile,
4) Alu profil 90x90 (L605),
5) Bočne ploče,
6) Alu profil 90x90 (L400),
7) Nosač motora,
8) Linearna vodilica s klizačima,
9) Pomični blok,
10) Pločica senzora.

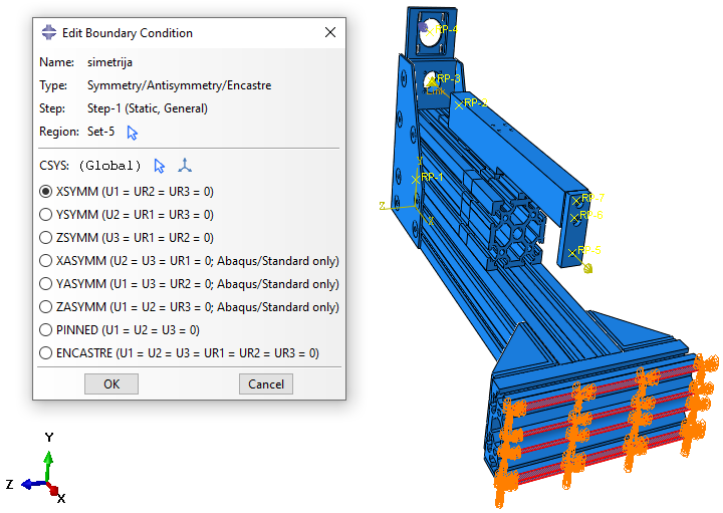
5.8.1. Postavljanje veza među dijelovima sklopa

Kako su svi dijelovi u spoju međusobno povezani vijčanim spojem, tako se u tu svrhu iz izbornika *Create Constraint* odabire opcija *Tie*. Ova opcija spaja dvije različite površine na način da nema relativnog pomaka jedne u odnosu na drugu. Njome se izjednačavaju translacijski i rotacijski pomaci međusobno povezanih površina.

Također, osim samih spojeva među dijelovima sklopa, potrebno je postaviti i kontakte kako ne bi došlo do neželjenih slučajeva probijanja materijala ili sličnih nerealnih situacija u sklopu. U tu svrhu se u modulu *Interaction* na opciji *Create Interaction* odabire tip kontakta *Surface-to-surface*. Ovaj tip površinskog kontakta se koristi kao zamjena za stvarne uvjete kontakata među odabranim površinama modela. Ovom opcijom se najbolje opisuje međusobno djelovanje dvaju površina u dodiru. Dodatno je u svojstvima kontakata (*Interaction Property*) u ovom modelu odabrana opcija *Hard Contact* za slučajeve gdje se među površinama u većem dijelu pojavljuju normalna naprezanja, odnosno gdje je pritisak među njima veći. Baš ova opcija sprječava probijanje površina. Za slučajeve gdje nije postojala opasnost od probijanja, nego je bilo potrebno zadržati površine u dodiru koristilo se svojstvo *No Separation*, kao na primjeru klizača po vodilici.

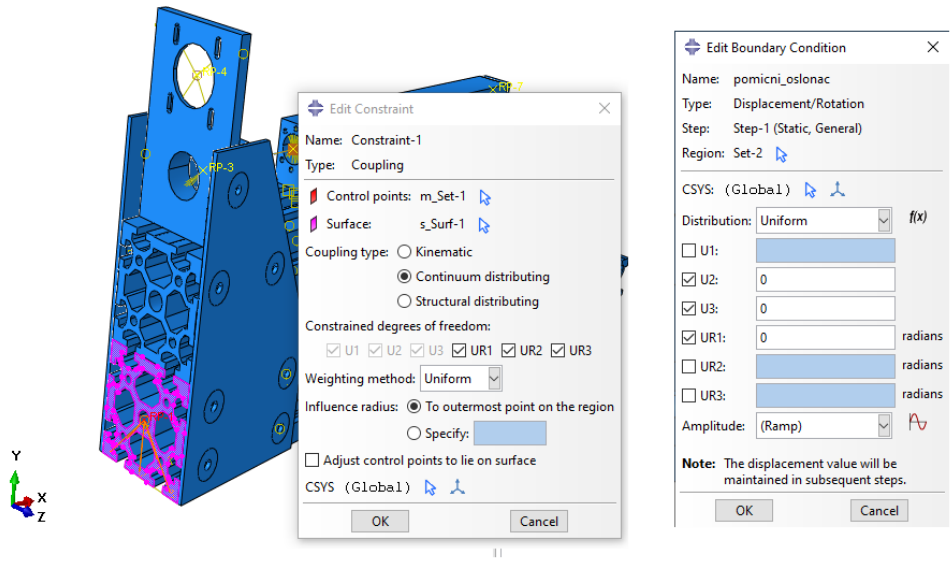
5.8.2. Postavljanje rubnih uvjeta i opterećenja na sklopu

Nakon što su se dijelovi međusobno spojili, potrebno je sklopu zadati rubne uvjete i opterećenja. Prvo su na središnjem dijelu kidalice, zadani uvjeti simetrije.



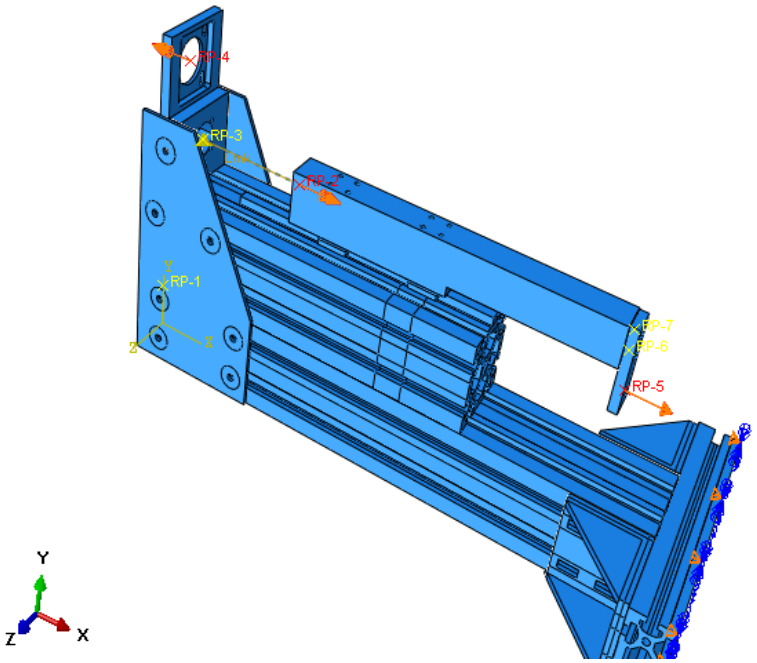
Slika 139. Uvjeti simetrije na YZ ravnini (x-simetrija)

Zatim sa stražnje strane sklopa, pomoću opcije *Coupling*, tipa *Continuum distributing*, zadana je veza referentne točke RP-1 i stražnje stranice Alu profila. Na referentnu točku RP-1 zatim su postavljeni rubni uvjeti pomičnog oslonca. (slika 139.)



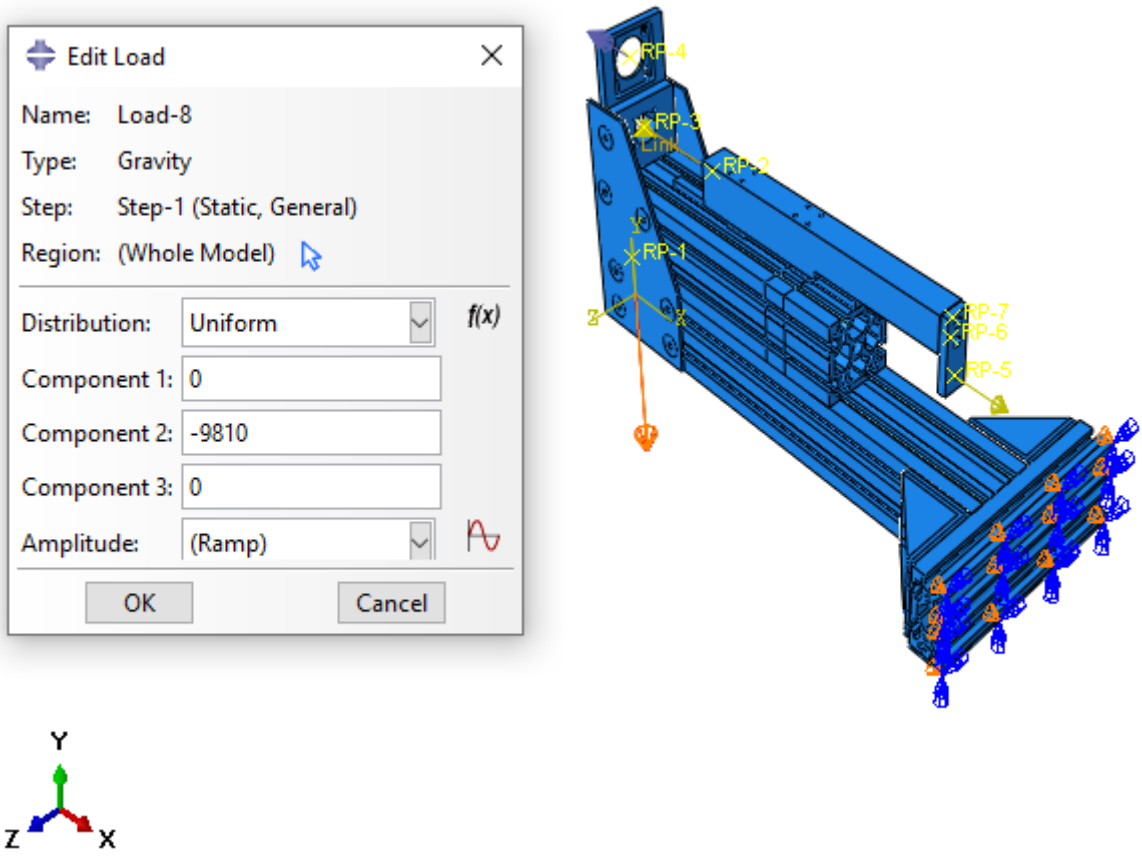
Slika 140. Pomični oslonac na stražnjem kraju donjeg profila

Za opterećenja na sklopu koristili su se aktivna vlačna sila na točki RP-5 postavljenoj na provrtu držača senzora iznosa jednakom onom u vlačnom ispitivanju (maksimalni iznos od 2 kN), dok su se za što bolju simulaciju pogona aktuatora postavili i momentno opterećenje na osi motora u točki RP-4 povezanoj opcijom Coupling na provrte postavljenih vijaka motora (potrebni moment motora za maksimalnu vlačnu silu kidalice od 2 kN), te za prijenosni omjer manje momentno opterećenje obrnutog smjera u točki RP-2 postavljenoj na središtu dodirne površine matice i pomičnog bloka.



Slika 141. Prikazana opterećenja sklopa

Osim aktivnih opterećenja, ne smije se zaboraviti dodati i utjecaj mase same konstrukcije. Težina je dodana u izborniku *Load – Gravity*. Na slici 142. prikazano je postavljeno Gravity opterećenje kidalice u iznosu od 9810 $\frac{mm}{s^2}$. Potrebno ju je postaviti u smjeru u kojem bi u realnoj situaciji djelovala, te se tako postavlja u negativnom smjeru vertikalne osi. Također, potrebno je postaviti gustoće materijala, kako to nije ranije učinjeno u modulu *Property* pod *Edit Material, General, Density*.

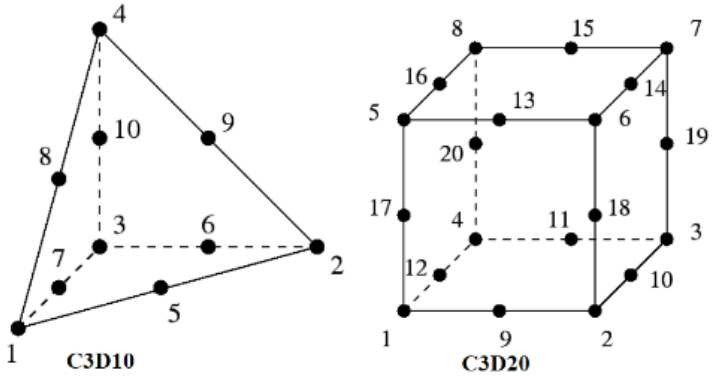


Slika 142. Postavljanje vlastite težine sklopa

Programski paket *Abaqus* je postavio silu u ishodište koordinatnog sustava, ali u prozoru opcije je odabrana opcija *Region: Whole Model* kojim se odabire da će sila djelovati raspodijeljena po cijelom modelu.

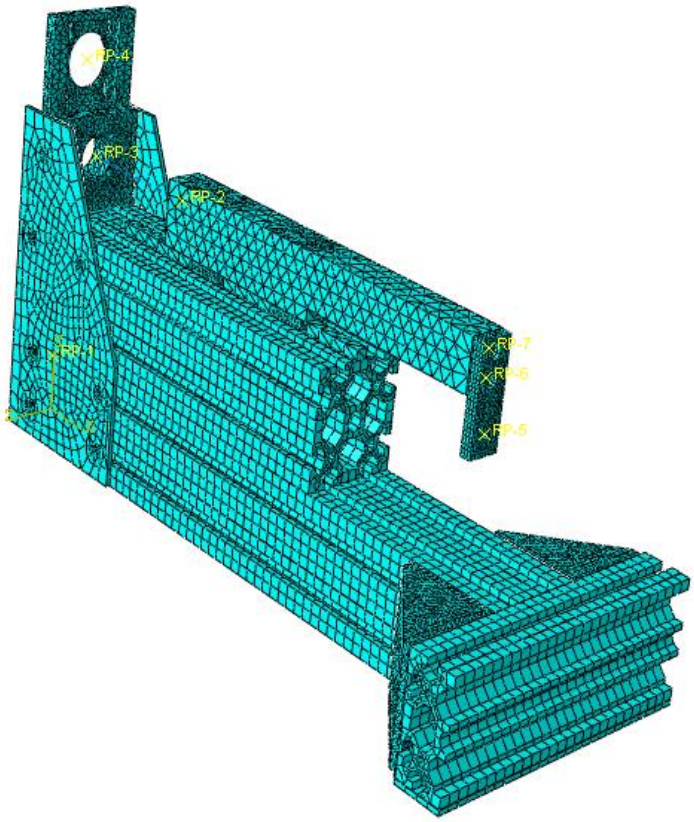
5.8.3. Postavljanje mreže konačnih elemenata

Za umrežavanje kompletnog sklopa, koristili su se tetraedarski konačni elementi drugog reda C3D10 i heksaedarski konačni elementi drugog reda C3D20.



Slika 143. C3D10 i C3D20 konačni elementi [25]

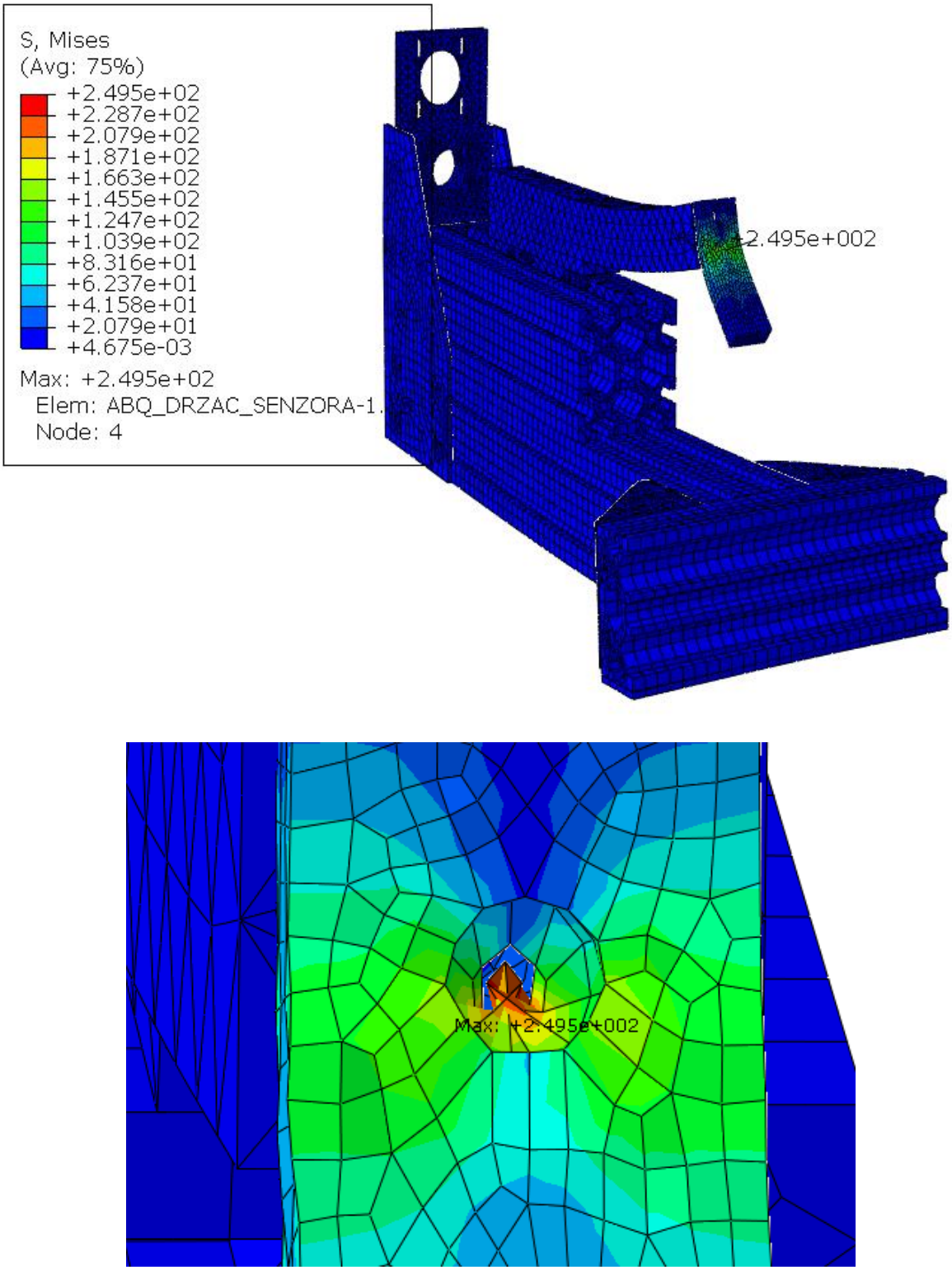
Na sklopu je ukupno postavljeno 45966 C3D10 elemenata te 23731 C3D20 element.



Slika 144. Postavljena mreža konačnih elemenata na sklopu

5.8.4. Rezultati analize

Nakon provedene analize, mogu se prikazati idući rezultati.

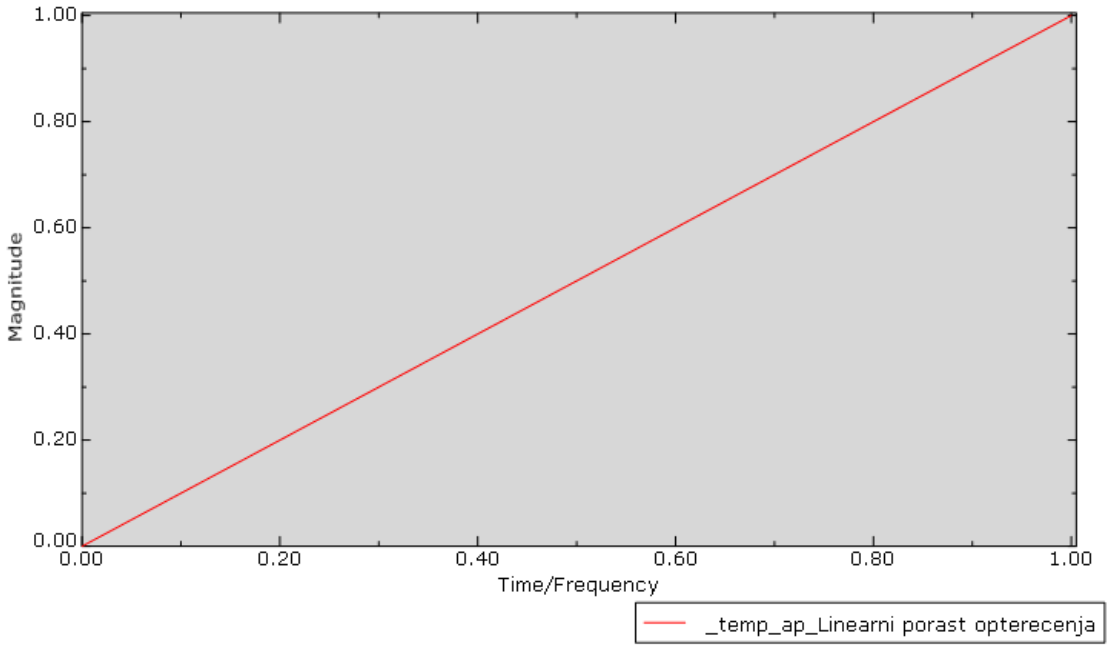


Slika 145. Prikazana naprezanja sklopa po Von Misesu te kritično mjesto [N/mm^2]

Kao što se može vidjeti na slici 145., kritično mjesto sklopa je čelična pločica na kojoj dolazi do naprezanja iznosa 250 MPa. Taj iznos je definitivno prevelik, ali ako se uzme u obzir da je

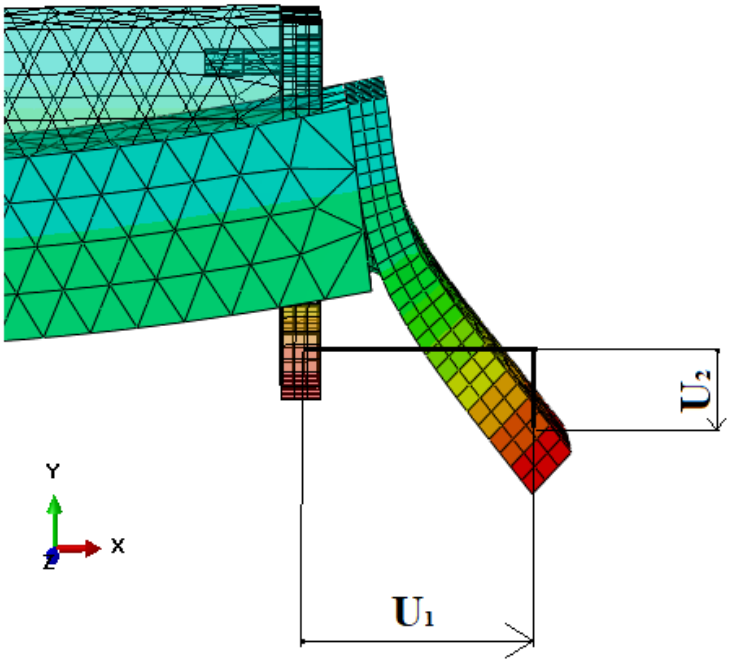
pločica predviđena za manje iznose sile, odnosno za korištenje pri ispitivanju materijala u posudi gdje bi opterećenja rijetko prelazila iznos od 200 N, ova pojava se može zanemariti. U slučajevima gdje iznosi sila rastu do 2 kN, senzori sila bi se montirali direktno na pomični blok bez korištenja pločice.

Korištenjem opcije *Amplitude, type Tabular* primijenjenom aktivnom opterećenju prema slici zadan je linearni porast sile s vremenom. Na taj način će se prikazati naprezanja i deformacije pločice pri manjim silama u kojima bi se sama pločica i koristila.

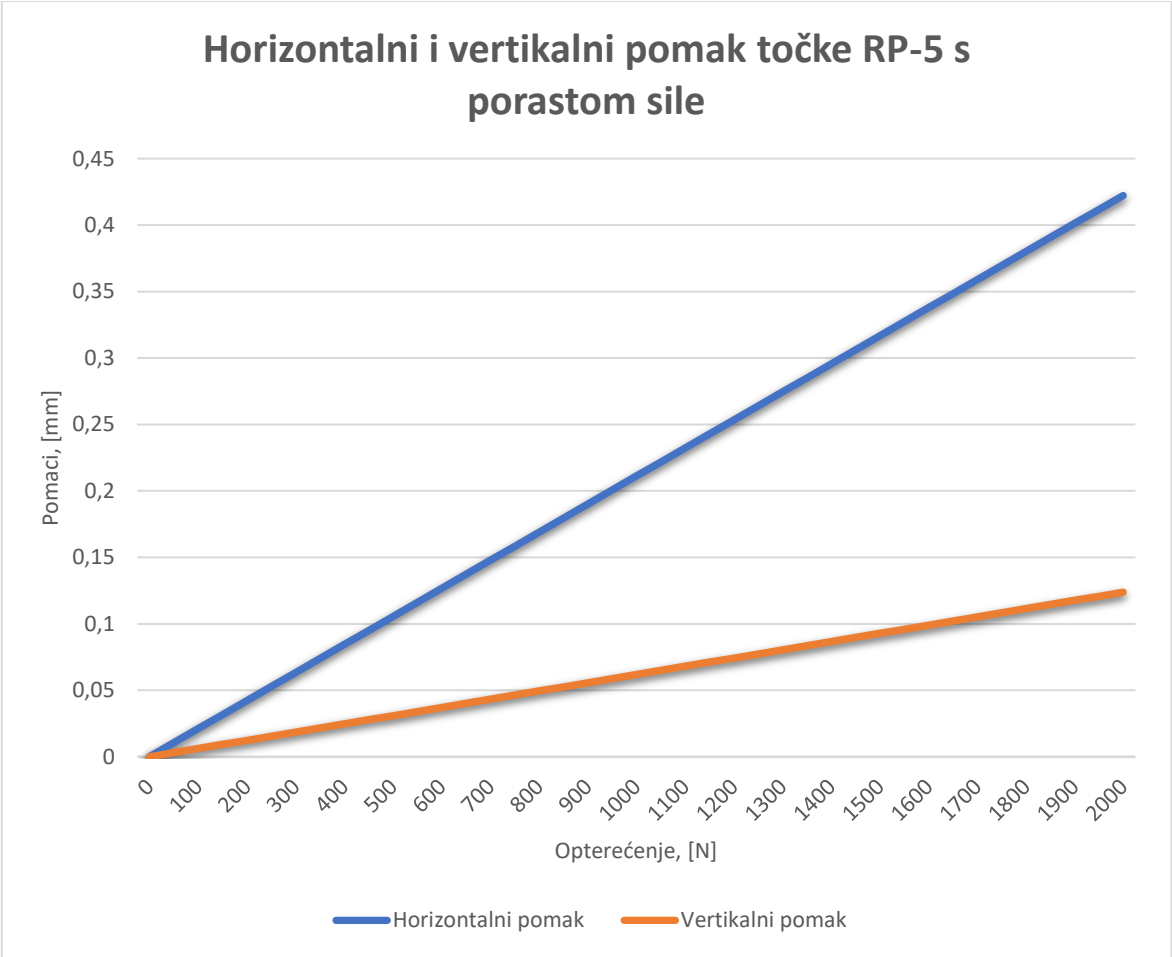


Slika 146. Linearni porast sile s vremenom

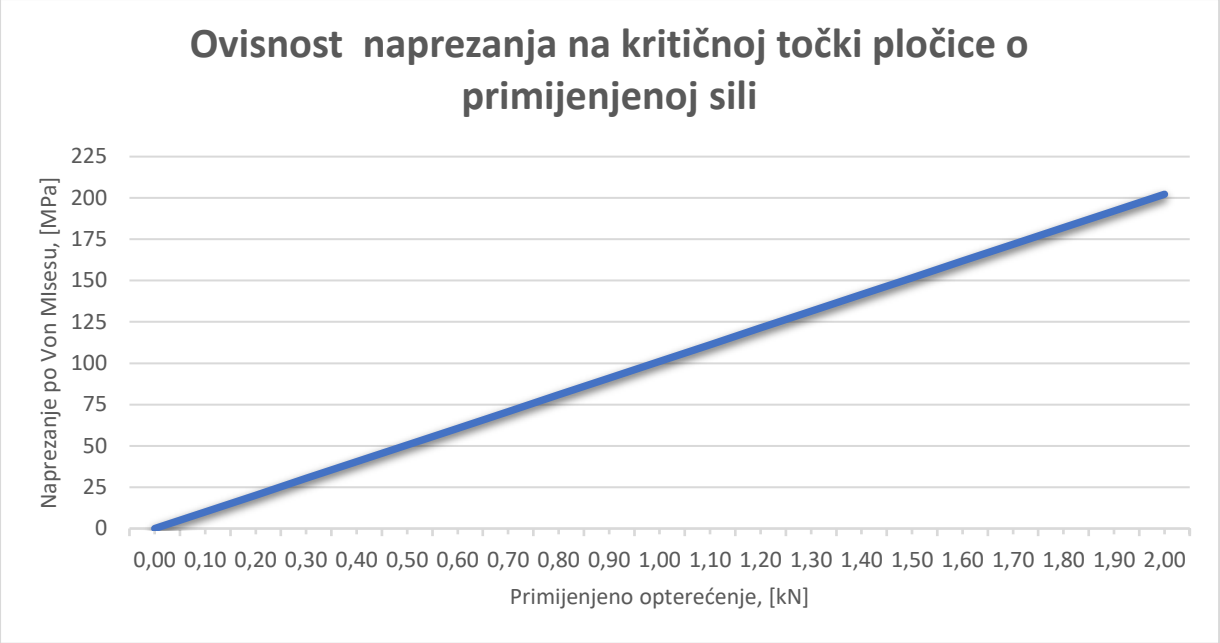
Na slici 147. prikazani su horizontalni i vertikalni pomak referentne točke U1 i U2. Na slici 148. prikazan je dijagram promjene pomaka u ovisnosti o rastu primijenjenog opterećenja.



Slika 147. Prikazani horizontalni i vertikalni pomak referentne točke RP-5 [mm]



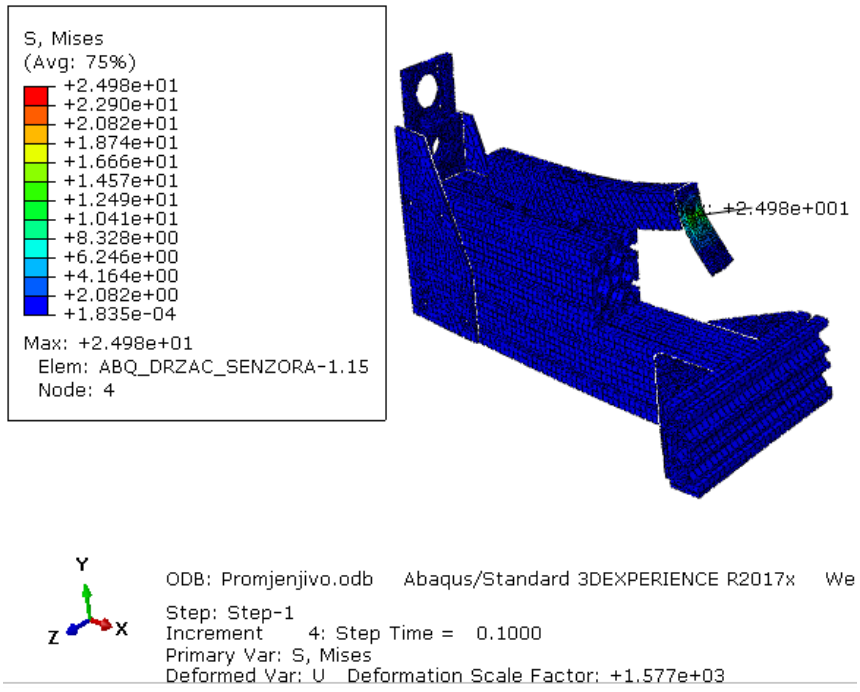
Slika 148. Dijagram promjene horizontalnog (U1) i vertikalnog pomaka (U2) s porastom opterećenja [mm/N]



Slika 149. Dijagram ovisnosti naprezanja u kritičnom čvoru pločice s promjenom primijenjene sile [MPa/kN]

Na slici 149. prikazan je dijagram ovisnosti naprezanja u kritičnom čvoru pločice s rastom primijenjenog opterećenja.

Za iznose primijenjenog opterećenja do 0,2 kN, kako je i predviđeno za korištenje pločice, maksimalno naprezanje na kritičnom dijelu iznosi 25 N/mm^2, kao što je prikazano i na slici 150. Taj iznos naprezanja se ne pokazuje kao velik, te bi pločica izrađena od čeličnog materijala to svakako podnijela.

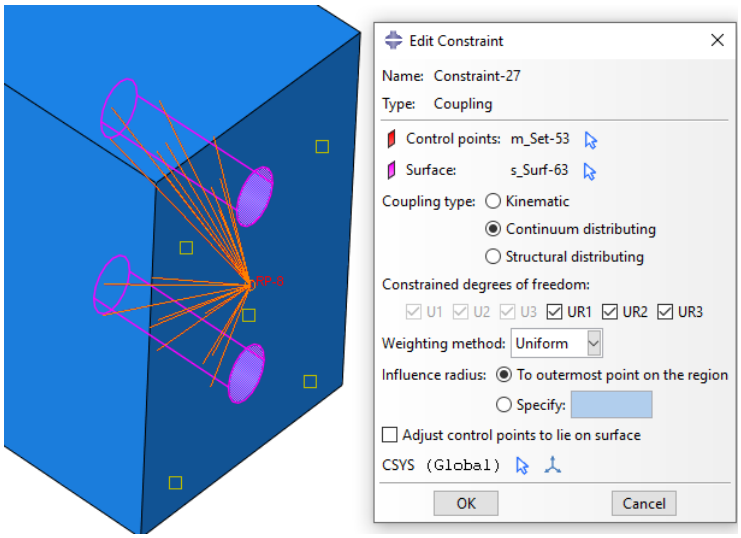


Slika 150. Naprezanja sklopa pri opterećenju od 200 N, [N/mm^2]

Kako je zaključeno da držač senzora definitivno nije predviđen za maksimalne iznose sila, provesti će se dodatna analiza prema načinu ispitivanja čvršćih materijala izvan posude za uranjanje, prema kojem bi senzor sila bio direktno povezan na pomični blok.

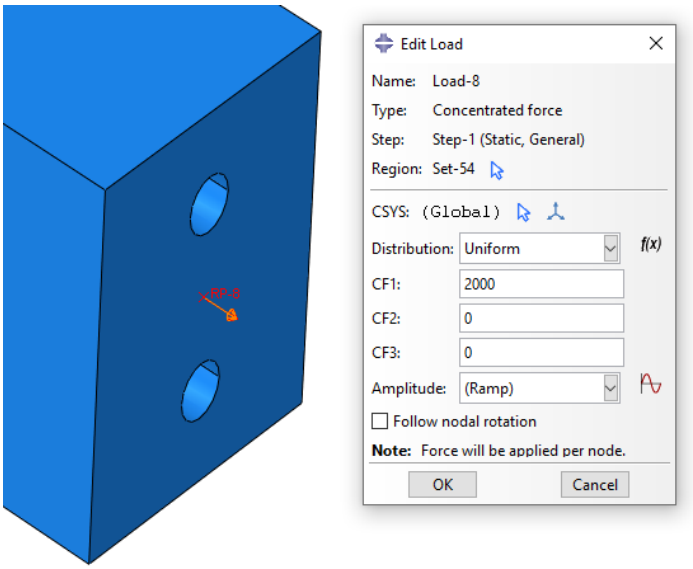
5.9. Analiza bez držača senzora za primijenjena veća opterećenja

Kako se iz analize za veća opterećenja isključuje držač senzora, potrebno je postaviti aktivnu silu kidanja na novu poziciju. Ona se stoga postavlja na rub pomičnog bloka tako da se opcijom *Constraint*, tipom *Continuum Distributing* najprije povežu površine provrta za vijke s referentnom točkom RP-8 prema slici 151.



Slika 151. Povezivanje površina rupa u referentnu točku RP-8 za postavljanje aktivne sile

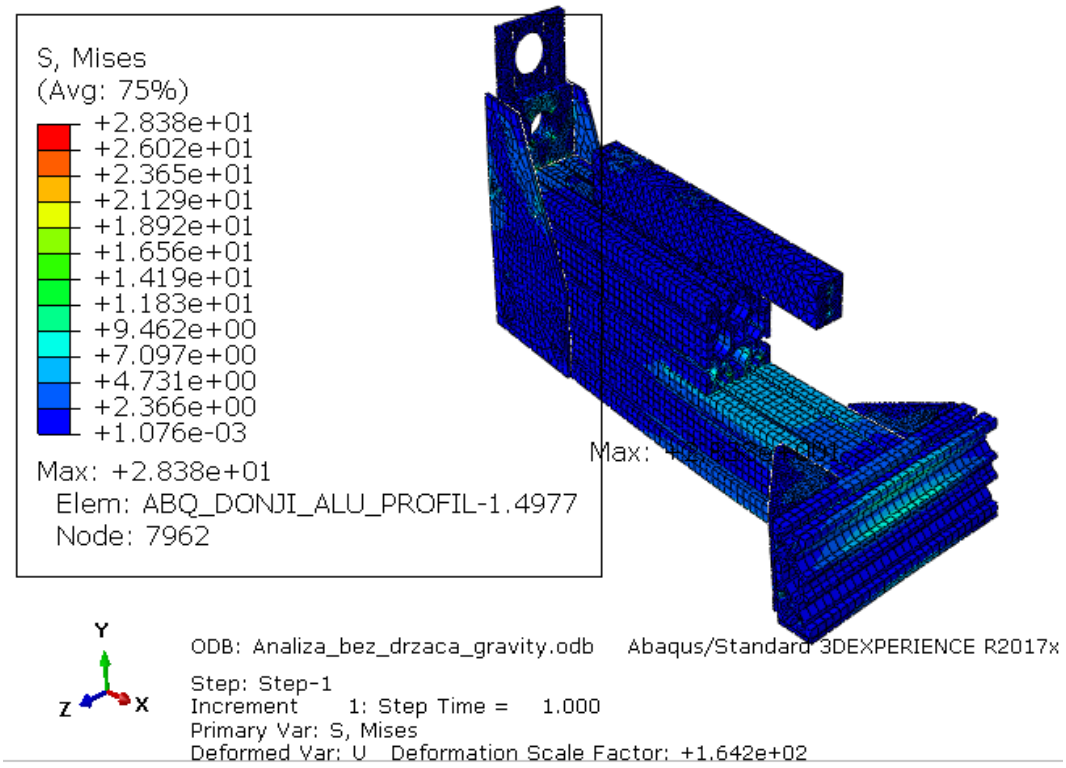
Sada kada je tako omogućeno, može se postaviti pravilno opterećenje na pomični blok. (slika 152.)



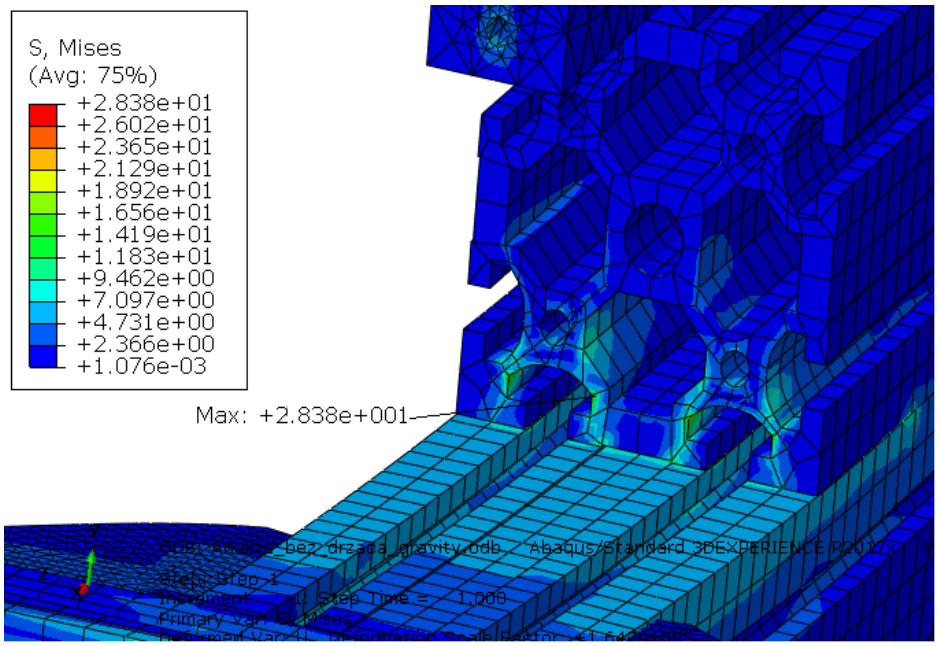
Slika 152. Postavljanje opterećenja na pomični blok

5.9.1. Rezultati analize

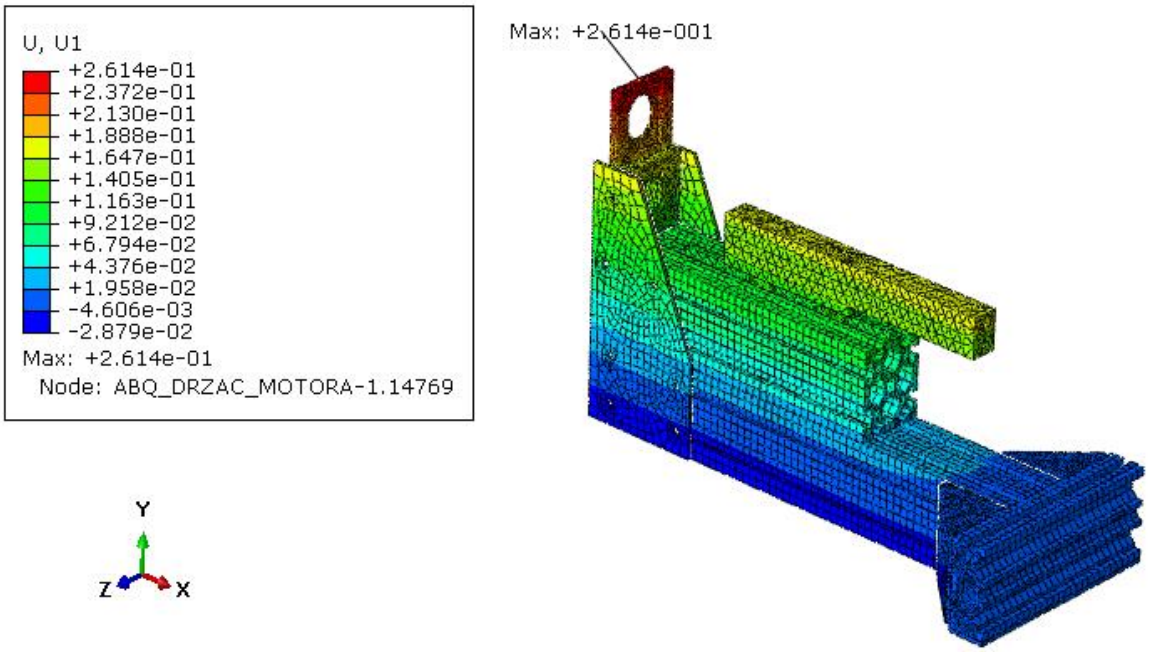
Na slici 153. prikazana je raspodjela Von Misesovih naprezanja (N/mm^2) po sklopu. Na slici 154. prikazana su mjesta maksimalnim iznosima naprezanja.



Slika 153. Naprezanja sklopa prema Von Misesu [N/mm^2]

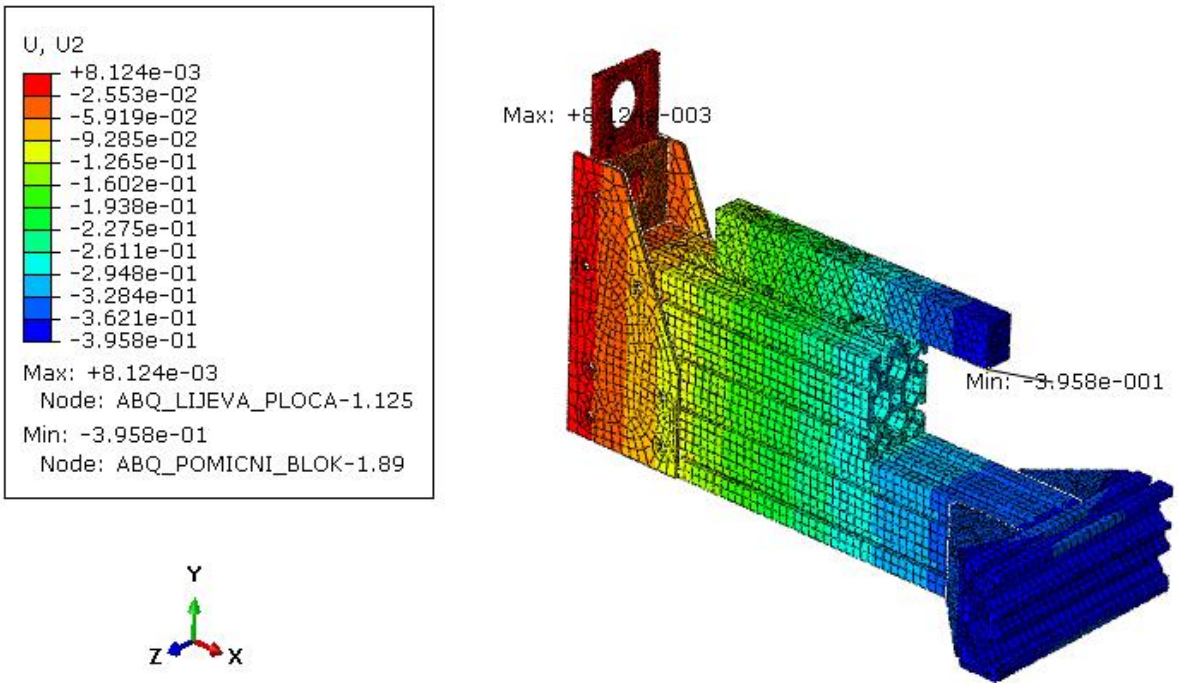


Slika 154. Pojave maksimalnih naprezanja ne prednjem spoju dvaju profila [N/mm^2]



Slika 155. Pomaci sklopa po x osi [mm]

Na slici 155. prikazani su pomaci po x osi, s maksimalnim vrijednostima pri vrhu nosača motora, dok su na središnjem dijelu križa znatno manjeg iznosa.



Slika 156. Vertikalni pomaci sklopa [mm]

Na slici 156. prikazani su vertikalni pomaci, s očekivanim maksimalnim iznosima na središtu križa te mjestu aktivnog opterećenja.

6. ZAKLJUČAK

U današnje vrijeme sam značaj mehaničkog ispitivanja materijala u svrhu unaprjeđenja postojeće tehnologije, proizvodnog ili obradnog sustava veoma je velik. Kako bi se što pouzdanije predvidjela mehanička svojstva tvari, potrebno ih je utvrditi isključivo eksperimentalnim putem. Budući da anizotropni materijali posjeduju različita mehanička svojstva u različitim smjerovima, nije dovoljno ispitivati ih samo osnovnim jednoosnim vlačnim ispitivanjem, već je potrebno razvijati nove metode za proučavanje i višeosno ispitivanje mehaničkih svojstava tvari. U tu svrhu potrebno je razvijati kidalice koje mogu precizno i brzo opterećivati uzorke u dvije osi. U ovome radu istražene su i opisane neke od već razvijenih dvoosnih kidalica, navedeni su i napisani načini prihvata za različite vrste ispitivanih materijala te opisane vizualne metode mjerenja deformacija. Konstruirana je horizontalna dvoosna kidalica u programu *SolidWorks*.

Zbog slabo nosivih, a ujedno i cjenovno nedostupnih elektromehaničkih aktuatora, razvijena su četiri linearna elektromehanička aktuatora s pogonom na servomotor, prijenosnim remenskim sustavom, kugličnim navojnim vretenom, linearnim vodilicima i drugim dodatnim dijelovima. Za očitavanje primijenjenog opterećenja proučavani su i odabrani prigodni senzori sila. Kako je kidalica predviđena za ispitivanje bioloških materijala, koje je potrebno što više približiti uobičajenim uvjetima prilikom ispitivanja, dodana je mogućnost uranjanja uzorka u posudu s grijanom tekućinom. Za što jednostavnije rukovanje uzorcima prilikom postavljanja te skidanje posude nakon ispitivanja, osmišljen je mehanizam za podizanje posude kojim bi se moglo neometano ukloniti posudu nakon ispitivanja. Prema istraženim vizualnim metodama mjerenja deformacija, odabran je sustav s dvije kamere kako bi se omogućila trodimenzionalna metoda korelacije digitalne slike. Kako je sustav potrebno postaviti na određenu visinu iznad uzorka, osmišljena je konstrukcija kojom je to omogućeno te je na njenom vrhu postavljen mehanizam za pomicanje kamera u tri osi.

U posljednjem poglavlju, prvo je analiziran aluminijski profil kao dvostruko simetrični dio nosive konstrukcije. Analiza je provedena analitički te numerički korištenjem grednih i trodimenzionalnih konačnih elemenata. Poklapanjem rezultata vertikalnog pomaka na ravnini simetrije u sva tri načina analize, potvrdila se vjerodostojnost korištenih grednih te, u slučaju trodimenzionalne analize, heksaedarskih elemenata. Nakon analiza nosive konstrukcije, zaključilo se kako su za analizu kompletnog sklopa kidalice najbolji izbor heksaedarski konačni elementi drugog reda C3D20. Zbog kompleksne geometrije određenih dijelovi sklopa

nisu se mogli diskretizirati s heksaedarskim elementima pa su za njih korišteni tetraedarski elementi drugog reda C3D10.

Nakon odrađenih simulacija sklopa kidalice došlo se do zaključaka kako bi bilo potrebno dodatno ukrutiti središnji dio konstrukcije radi smanjenja pomaka konstrukcije pri maksimalnoj sili od 2kN. Također je zaključeno kako držač senzora, postavljen na način da bi se mogli ispitivati biomaterijali u posudu, nije prigodan za korištenje u ispitivanjima s većim opterećenjima, već bi se u tom slučaju senzor sila i prihvat vezali direktno na pomični aluminijski blok.

LITERATURA

[1] Fenner, R. (1999). Mechanics of solids. CRC Press LLC.

[2] Ivušić, Franz, Španiček, Čurković: Materijali 1, Zagreb, 2011.

[3] https://digitalimagecorrelation.org/ (datum pristupa 04/2020)

[4] https://cellscale.com/products/biotester/ (datum pristupa (11/2019)

[5] https://www.zwickroell.com/en/biaxial-testing-machines (datum pristupa 11/2019)

[6] https://www.tainstruments.com/planar-biaxial-2-motor/ (datum pristupa 11/2019)

[7] https://www.admet.com/products/ (datum pristupa 11/2019)

[8] https://www.tuli.hr/blog/kuglicna-trapezna-vretena.html (datum pristupa 1/2020)

[9] https://www.hennlich.hr/proizvodi/sustavi-za-linearna-kretanja-kuglicno-navojno-vreteno-thk-28.html (datum pristupa 1/2020)

[10] https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21836654/engineering-refresher-the-basics-and-benefits-of-electromechanical-actuators (datum pristupa 1/2020)

[11] https://www.orientalmotor.com/servo-motors/technology/servo-motor-overview.html (datum pristupa 1/2020)

[12] https://hr.wikipedia.org/wiki/Servomotor (datum pristupa 1/2020)

[13] https://www.tbimotion.com.tw/en/category/index.html (datum pristupa 1/2020)

[14] https://syk.tw/en/product/category/F000001 (datum pristupa 3/2020)

[15] https://www.hiwin.com/linear-guideways.html (datum pristupa 1/2020)

[16] http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/catalogs/ntn_2202-ixe.pdf (datum pristupa 3/2020)

[17] https://beckhoff.com/ (datum pristupa 2/2020)

[18] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.

[19] Vučković K.: Remenski prijenos – EKII – 2017.

[20] https://mgatrgovina.com/news/ucinkovitost-zupcastih-remena-odnosu-klinaste/(datum pristupa 3/2020)

[21] https://en.wikipedia.org/wiki/Strain_gauge (datum pristupa 11/2019)

[22] https://www.baumer.com/medias/__secure__/Baumer_DLM30-IN_EN_20200127_DS.pdf?mediaPK=8991418253342 (datum pristupa 11/2019)

[23] https://www.tuli.hr/ (datum pristupa 1/2020)

[24] Sorić J.: Metoda konačnih elemenata, Tehnička knjiga, Zagreb, 2003.

[25] http://web.mit.edu/calculix_v2.7/CalculiX/ccx_2.7/doc/ccx/node25.html(datum pristupa 4/2020)

PRILOZI

I. CD-R disc

II. Tehnička dokumentacija