

Mosni granik velike nosivosti s dva mehanizma za dizanje

Tomić, Raimond Ruben

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:235:709856>

Rights / Prava: [Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International/Imenovanje-Nekomercijalno-Bez prerada 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-19**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Raimond Ruben Tomić

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Matija Hoić,

Student:

Raimond Ruben Tomić

Zagreb, 2020.

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

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Matiji Hoiću na održavanju brojnih konzultacija i pomoći prilikom izrade rada.

Zahvaljujem se prof. Zdenku Tonkoviću na prenesenim znanjima iz numeričke analize konstrukcija.

Zahvaljujem se svojoj obitelji i prijateljima na pomoći i podršci tijekom studija te svojoj djevojci i sestri na pomoći pri lektoriranju rada.

Raimond Ruben Tomić



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, brodstrojarski i inženjersko model ranje 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: **Raimond Ruben Tomić** Mat. br.: 0035202730

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Mosni granik velike nosivosti s dva mehanizma za dizanje**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Heavy load bridge crane with two lifting mechanisms**

Opis zadatka:

Za industrijski pogon potrebno je konstruirati mosni granik ukupne nosivosti 32 t s dva samostalna mehanizma za dizanje na istom voznom vitlu. Svaki mehanizam za dizanje treba imati nosivost jednaku polovici ukupne nosivosti granika. Pogoni mehanizama za dizanje i vožnju moraju biti električni. Teret je potrebno podizati standardnim kukama.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Najveći ukupni teret: 32 t;
- 2) Visina dizanja: 8 m;
- 3) Raspon mosta: 15 m;

Rad treba sadržavati:

- 1) Opći pregled literature i preporučenih formi rješenja za mosne granike,
- 2) Pregled postojećih rješenja za slične operative parametre,
- 3) Oblikovati i analitički proračunati glavni nosač mosnog granika,
- 5) Rasporediti ukrute prema preporukama na pozicije za koje neće biti potrebno provjeriti stabilnost na izvijanje,
- 6) Provesti FEM analizu za konstruirani nosač s i bez dodatnih ukruta,
- 7) Usporediti rezultate proračunatih progiba i naprezanja analitičkom i FEM metodom,
- 8) Glavni sklopni crtež granika,
- 9) Radionički crtež glavnog nosača granika.

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

Zadatak zadan:

24. rujna 2020.

Datum predaje rada:

26. studenoga 2020.

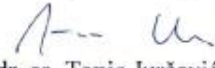
Predviđeni datum obrane:

30.11. – 4.12.2020.

Zadatak zadao:


Doc. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednica Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	IV
POPIS TABLICA.....	VII
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VIII
POPIS OZNAKA	IX
SAŽETAK.....	XIX
SUMMARY	XX
1. UVOD	1
2. PREGLED POSTOJEĆIH IZVEDBA I KONCEPTI.....	2
2.1. Demagovi mosni granici	2
2.2. Abusovi mosni granici	3
2.3. Bridge Crane granici	5
2.4. ANSON mosni granici	6
3. SPECIFIKACIJE MOSNIH GRANICA.....	8
4. SPOJEVI GLAVNOG NOSAČA I NOSAČA KOTAČA.....	11
5. SKLOP KUKE	16
5.1. Izbor užeta	17
5.2. Užnica.....	18
5.2.1. Užnice sklopa kuke	18
5.2.2. Skretna užnica	20
5.3. Ležajevi užnica.....	23
5.3.1. Proračun ležaja	23
6. BUBANJ	26
6.1. Proračun stijenke bubnja	27
6.2. Proračun osovine bubnja	29
6.3. Ležaj osovine bubnja.....	31
6.4. Veza bubnja s užetom.....	32
7. IZBOR ELEKTROMOTORA ZA PODIZANJE.....	34
7.1. Izbor kočnice elektromotora.....	35
8. OKVIRNA KONSTRUKCIJA	36
8.1. Rezultati FEM analize	37
9. ODABIR KOTAČA VITLA	40
10. IZBOR ELEKTROMOTORA ZA VOŽNJU VITLA	41
10.1. Provjera kočnice	43
10.2. Provjera protiv proklizavanja	44
11. ZAVARI VITLA.....	46

11.1. Zavar prihvata užeta	46
11.2. Zavar skretne užnice.....	48
11.3. Zavar profila okvirne konstrukcije	50
11.4. Zavar ploče stupa ležaja	53
11.5. Zavar profila ležaja.....	55
11.6. Zavar ploče elektromotora.....	56
12. PRORAČUN SVORNJAKA PRIHVATA UŽETA	58
13. POVRŠINSKI PRITISAK LIMOVA PRIHVATA UŽETA	60
14. PRORAČUN KUTIJASTOG MOSNOG GRANIKA	61
14.1. Karakteristike mosnog granika.....	62
14.1.1. Karakteristike mosnog granika s tračnicom na sredini nosača	64
14.1.2. Karakteristike mosnog granika s tračnicom na iznad vertikalnog lima	66
14.2. Procjena težine nosača.....	68
14.2.1. Procjena težine nosača mosnog granika s tračnicom na sredini nosača.....	68
14.2.2. Procjena težine nosača mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima	69
14.3. Kontrola krutosti nosača.....	70
14.4. Kontrola krutosti nosača mosnog granika s tračnicom na sredini nosača i iznad lima.....	71
14.5. Opterećenja mosnog granika	72
14.5.1. Opterećenja mosnog granika s tračnicom na sredini nosača.....	73
14.5.2. Opterećenja mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima	74
14.6. Maksimalna naprezanja	76
14.6.1. Maksimalna naprezanja mosnog granika s tračnicom na sredini nosača	76
14.6.2. Maksimalna naprezanja mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima.....	77
14.7. Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima	77
14.7.1. Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima mosnog granika s tračnicom na sredini nosača.....	79
14.7.2. Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima	84
15. ZAVAR TRAČNICE MOSNOG GRANIKA	91
16. PRORAČUN HEM PROFILA.....	92
16.1. Težina nosača	93
16.2. Provjera krutosti nosača	93
16.3. Opterećenje I profila.....	94
16.4. Maksimalna naprezanja	95
17. FEM ANALIZA MOSNOG GRANIKA	96
17.1. Postavljanje modela.....	96
18. REZULTATI FEM ANALIZE	100
18.1. Tračnica smještena na sredini.....	100
18.1.1. Tračnica smještena na sredini bez rebra.....	100
18.1.2. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima	102
18.1.3. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i vitlom smještenim između rebra	103
18.1.4. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i međurebrima i vitlom smještenim iznad velikog rebra.....	105
18.1.5. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i međurebrima i vitlom smještenim između rebra	106

18.1.6. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i međurebrima i vitlom smještenim na međurebru	108
18.2. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima	110
18.2.1. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima bez rebra	110
18.2.2. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima s rebrima	113
18.2.3. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima između rebra	115
18.3. FEM analiza HEM profila	117
19. USPOREDBA REZULTATA	121
20. IZBOR PROFILA	123
21. PRORAČUN NOSAČA KOTAČA	124
21.1. Naprezanja nosača kotača	124
21.1. Zavari nosača kotača	125
21.2. Veza nosača kotača	126
21.3. Proračun svornjaka	127
21.4. FEM analiza nosača	128
21.5. Zavar mosta i nosača kotača	130
21.6. Odbojnik mosta	132
22. ODBOJNIK VITLA	134
22.1. Proračun gumenog odbojnika	134
22.2. Proračun zavarenog odbojnika	134
22.3. FEM analiza odbojnika	136
23. ODABIR KOTAČA MOSTA	138
24. IZBOR ELEKTROMOTORA ZA POGON	140
24.1. Provjera kočnice	142
24.2. Provjera protiv proklizavanja	143
25. MOSNI GRANIK	145
26. ZAKLJUČAK	147
LITERATURA	148
PRILOZI	150

POPIS SLIKA

Slika 1. Demag mosni granik s ovješnim vitlom (EPKE i EKKE) [1].....	2
Slika 2. Demag mosni granik s ovješnim vitlom i mostom (EPDE) [1]	2
Slika 3. Demag mosni granik s dva mosta (ZKKE) [1]	3
Slika 4. Abus mosni granici s ovješnim vitlom [2]	4
Slika 5. Abus mosni granik s dva mosta [2].....	5
Slika 6. Bridge Crane mosni granici s ovješnim vitlom [3]	5
Slika 7. Bridge Crane mosni granik s dva mosta (I profil) [3].....	6
Slika 8. Bridge crane mosni granik s dva mosta (kutijasti profil) [3]	6
Slika 9. ANSON mosni granik s dva mosta (kutijasti profil) [4]	7
Slika 10. ANSON mosni granik s dva mosta (kutijasti profil) [4]	7
Slika 11. Spojevi čeonog nosača i izbor kotača[9].....	11
Slika 12. Most s većim brojem kotača [1].....	12
Slika 13. Spoj vijcima Demagovog 50 t mosnog granika [1]	12
Slika 14. SWF Krantechnik [10]	13
Slika 15. Spoj vijcima na jednom čeonom nosaču mosnog granika [11]	13
Slika 16. Dimenzije čeonog nosača mosnog granika [11]	14
Slika 17. Spajanje glavnog nosača s čeonim [12]	14
Slika 18. Spoj vijcima sa strane [13].....	15
Slika 19. Warrington seal [15]	17
Slika 20. Dimenzije užnice [14]	18
Slika 21. Oblik užnice [14]	18
Slika 22. Opterećenje osovine užnice.....	19
Slika 23. Opterećenje osovine skretne užnice	21
Slika 24. Opterećenje osovine skretne užnice	22
Slika 25. Razvijena shema koloturnika	23
Slika 26. Osnovne mjere i profil žlijeba bubnja [14]	26
Slika 27. Dimenzije bubnja [14]	26
Slika 28. Naprezanje elementa stijenke bubnja [14]	27
Slika 29. Debljina čeonog ploče [14]	28
Slika 30. Opterećenje osovine bubnja	29
Slika 31. Veza užeta i bubnja [14]	32
Slika 32. Veze između greda.....	36
Slika 33. Opterećenje za slučaj podizanja tereta i rubni uvjeti	37
Slika 34. Naprezanje S. Mises za slučaj podizanja tereta [N/mm^2]	37
Slika 35. Naprezanje S. Mises za slučaj spuštanja tereta [N/mm^2].....	38
Slika 36. Ukupni progib u smjeru osi y za slučaj podizanja tereta[mm].....	38
Slika 37. Sile u osloncima za slučaj spuštanja tereta [N]	39
Slika 38. Demag-ov kotač DRS-315	40
Slika 39. Reakcija u osloncu pogonskog kotača neopterećenog vitla [N]	45
Slika 40. Zavar prihvata užeta.....	46
Slika 41. Opterećenja zavora	46
Slika 42. Zavori skretne užnice	48
Slika 43. Smične sile [N].....	50
Slika 44. Moment savijanja pri punom opterećenju i spuštanju tereta [Nmm].....	50
Slika 45. Unutarnje poprečne sile bez tereta [N].....	51
Slika 46. Moment savijanja bez tereta [Nmm].....	51

Slika 47. Moment savijanja pri punom opterećenju i podizanju tereta[Nmm]	52
Slika 48. Presjek zavora.....	52
Slika 49. Opterećenje zavora ploče	54
Slika 50. Zavar profila ležaja	55
Slika 51. Opterećenje zavora elektromotora	56
Slika 52. Prihvat užeta.....	58
Slika 53. Oznake mosnog granika [14]	61
Slika 54. Oznake kutijastog profila mosnog granika [14].....	61
Slika 55. Polje vertikalnog lima opterećeno na savijanje [14]	63
Slika 56. Tangencijalna naprezanja polja [14]	64
Slika 57. Polje gornjeg pojasa [14]	64
Slika 58. Težina glavnog nosača s tračnicom na sredini nosača	69
Slika 59. Težina glavnog nosača s tračnicom iznad vertikalnog lima.....	69
Slika 60. Opterećenje nosača [14].....	70
Slika 61. Naprezanje u zavaru pri slučaju tračnice iznad vertikalnog lima [14].....	79
Slika 62. Zavar tračnice.....	91
Slika 63. Oznake HEM profila	92
Slika 64. Dimenzije HEM profila [20].....	92
Slika 65. Model mosnog granika.....	96
Slika 66. Veza kotača i <i>Reference point-a</i>	97
Slika 67. Veze modela.....	97
Slika 68. Interaction properties	98
Slika 69. Opterećenje i rubni uvjeti.....	99
Slika 70. Mreža elemenata	99
Slika 71. Naprezanje σ_x bez rebra [N/mm ²]	100
Slika 72. Naprezanje σ_x bez rebra [N/mm ²]	101
Slika 73. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	101
Slika 74. Progib mosnog granika bez rebra [mm].....	102
Slika 75. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm ²].....	102
Slika 76. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	103
Slika 77. Progib mosnog granika s rebrima [mm]	103
Slika 78. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm ²].....	104
Slika 79. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	104
Slika 80. Progib mosnog granika s rebrima [mm]	105
Slika 81. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm ²].....	105
Slika 82. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	106
Slika 83. Progib mosnog granika s rebrima [mm]	106
Slika 84. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm ²].....	107
Slika 85. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	107
Slika 86. Progib mosnog granika s rebrima [mm]	108
Slika 87. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm ²].....	108
Slika 88. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	109
Slika 89. Progib mosnog granika s rebrima [mm]	109
Slika 90. Naprezanje u međurebrima σ_x [N/mm ²]	110
Slika 91. Naprezanje σ_x bez rebra [N/mm ²]	111
Slika 92. Naprezanje σ_y bez rebra [N/mm ²]	111
Slika 93. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	112
Slika 94. Progib mosnog granika bez rebra [mm].....	112
Slika 95. Zakret profila bez rebra.....	113
Slika 96. Naprezanje σ_x s rebrima [N/mm ²]	113

Slika 97. Naprezanje σ_y s rebrima [N/mm ²]	114
Slika 98. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	114
Slika 99. Progib mosnog granika s rebrima [mm]	115
Slika 100. Zakret profila bez rebra	115
Slika 101. Naprezanje σ_x s rebrima [N/mm ²]	116
Slika 102. Naprezanje σ_y s rebrima [N/mm ²]	116
Slika 103. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	117
Slika 104. Progib mosnog granika s rebrima [mm]	117
Slika 105. Opterećenja i rubni uvjeti.....	118
Slika 106. Naprezanje σ_x HEM profila [N/mm ²]	118
Slika 107. Naprezanje σ_y HEM profila [N/mm ²]	119
Slika 108. Tangencijalna naprezanja (smik) τ [N/mm ²].....	119
Slika 109. Naprezanje S. Mises [N/mm ²].....	120
Slika 110. Progib HEM profila [mm].....	120
Slika 111. Opterećenje nosača kotača	124
Slika 112. Presjek nosača kotača.....	124
Slika 113. Dimenzije profila i svornjaka.....	126
Slika 114. Zglobne veze	128
Slika 115. Opterećenja i rubni uvjeti.....	129
Slika 116. Naprezanje u smjeru uzdužne osi [N/mm ²]	129
Slika 117. Progib nosača kotača [mm].....	130
Slika 118. Opterećenje zavora	131
Slika 119. Presjek zavora.....	131
Slika 120. Odbojnik WCB [21].....	133
Slika 121. Opterećenje i zavori odbojnika.....	135
Slika 122. Opterećenje i rubni uvjeti odbojnika.....	136
Slika 123. Mreža elemenata	137
Slika 124. Naprezanja S. Mises [N/mm ²].....	137
Slika 125. DWS Demag kotač.....	139
Slika 126. Mosni granik	145

POPIS TABLICA

Tablica 1. Maksimalno opterećenje Demagovih mosnih granika [1]	3
Tablica 2. Specifikacije mosnog granika Henan Crane [5].....	8
Tablica 3. Specifikacije mosnog granika Aicrane [6]	8
Tablica 4. Specifikacije mosnog granika Henan Yuntian Crane Co. [7]	9
Tablica 5. Specifikacije mosnog granika Weihua Crane [8].....	9
Tablica 6. Specifikacije mosnog granika ANSON [4]	10
Tablica 7. Usporedba rezultata kutijastog profila	121
Tablica 8. Odstupanja kutijastog profila	122
Tablica 9. Usporedba rezultata HEM profila	122
Tablica 10. Odstupanja HEM profila	122
Tablica 11. Usporedba masa profila.....	123
Tablica 12. Specifikacije mosnog granika	146

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

00-RRT-20-MG Mosni granik

00-RRT-20-M Most

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	Dimenzija duljine ili širine, veličina zavora, širina ušice prihvata užeta
A	mm ²	Površina
A_j	mm ²	Površina poprečnog presjeka vijaka
A_{sv}	mm ²	Površina poprečnog presjeka svornjaka
A_z	mm ²	Površina zavora
$A_\tau, A_{\tau 1}, A_{\tau 2}$	mm ²	Površina na koju djeluje tangencijalno naprezanje
b	mm	Dimenzija duljine ili širine, širina prihvata užeta, širina pojasa nosača mosnog granika
b_s	mm	Rastojanje rebra mosnog granika
b_1	-	Faktor veličine strojnog djela
b_2	-	Faktor kvalitete obrade površine
c	mm	Dimenzija visine
c_1	-	Faktor omjera promjera vratila
c_p	-	Koeficijent pregiba užeta
C_0	N	Dopušteno statičko opterećenje ležaja
C	N	Dopušteno dinamičko opterećenje ležaja
d_2	mm	Promjer užnice
d_5	mm	Promjer osovine užnice
d_j	mm	Promjer jezgre vijka
$d_{os,b}$	mm	Promjer osovine bubnja
d_{sv}	mm	Promjer svornjaka
$d_{už}$	mm	Promjer užeta
D	mm	Promjer užnice
$D_{k,m}$	mm	Promjer kotača mosta
$D_{k,v}$	mm	Promjer kotača vitla

D_v	mm	Promjer položaja vijaka
D_1	mm	Promjer na mjestu zavora
e	mm	Ekscentar čeličnog kotača na čeličnoj tračnici
$E_{k,m}$	J	Kinetička energija mosta
$E_{k,v}$	J	Kinetička energija vitla
$E_{od,m}$	J	Potencijalna energija odbojnika mosta
$E_{od,v}$	J	Potencijalna energija odbojnika vitla
$f_{b,m}$	-	Omjer poteznog i nazivnog momenta elektromotora mosta
$f_{b,v}$	-	Omjer poteznog i nazivnog momenta elektromotora vitla
$f_{e,m}$	-	Specifični otpori vožnje mosnog granika
$f_{e,v}$	-	Specifični otpori vožnje vitla
f_{ost}	-	Ostali otpori vožnje
f_{is}	-	Faktor ispune užeta
$F_{ad,min}$	N	Minimalna sila adhezije vitla
F_2	N	Nosivost jedne kuke
F_{2uk}	N	Nosivost kuke s faktorima sigurnosti
F_{EM}	N	Sila uslijed težine elektromotora
F_h	N	Horizontalna sila užeta
F_H	N	Horizontalna sila u bubnju
$F_{kot,v}$	N	Opterećenje kotača vitla
F_{in1}	N	Sila inercije
$F_{kot,m}$	N	Opterećenje kotača mosta
F_{k1}	N	Opterećenje jednog kotača vitla
F_{lm}	N	Dopuštena sila ležaja reduktora
F_m	N	Opterećenje nosača kotača
F'_m	N	Sila uslijed zakreta nosača kotača
$F_{max,m}$	N	Sila koja se javlja u osloncu mosta s maksimalnim teretom u najnepovoljnijem položaju

$F_{\min,km}$	N	Sila koja se javlja u kotaču mosta bez opterećenja tereta pri položaju vitla na kraju nosača
$F_{\min,m}$	N	Sila koja se javlja u osloncu s maksimalnim teretom u najpovoljnijem položaju
$F_{\min,v}$	N	Minimalna reakcijska sila kotača vitla
F_n	N	Normalna sila u vijku
$F_{od,v}$	N	Sila odbojnika vitla
F_{os}	N	Sila na osovini
F_q	N	Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja pri položaju vitla na sredini nosača
$F_{q,bt}$	N	Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja, bez opterećenja tereta pri položaju vitla na sredini nosača
$F_{q,max}$	N	Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja pri položaju vitla na kraju nosača
$F_{q,max,bt}$	N	Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja, bez opterećenja tereta pri položaju vitla na kraju nosača
F_{pl}	N	Sila koja djeluje na ploču elektromotora
$F_{pmax,m}$	N	Maksimalna sila uslijed poteznog momenta elektromotora mosta
$F_{pmax,v}$	N	Maksimalna sila uslijed poteznog momenta elektromotora vitla
$F_{uk,sk.kuke}$	N	Sila uslijed težine sklopa kuke
$F_{uk,m1}$	N	Ukupna sila mosnog granika svedena na jedan nosač kotača
$F_{uk,v}$	N	Ukupna sila vitla
F_u	N	Sila u užetu
F_{un}	N	Normalna sila ostvarena vijčanom vezom
F_v	N	Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu, vertikalna sila užeta
$F_{v,m}$	N	Sila potrebna za vožnju mosnog granika

$F_{v,v}$	N	Sila potrebna za vožnju vitla
F_1	N	Rezultanta sila vitla
g	$\frac{m}{s^2}$	Gravitacijsko ubrzanje
G_{kot}	kg	Nosivost kotača vitla
G_{nos}	N	Težina nosača
h	m	Visina mosta
h_k	mm	Visina između tračnice i kraja zavara
h_t	mm	Visina vertikalnih rebra
h_0	m	Visina početka nosača mosnog granika
H	m	Visina podizanja
i	-	Prijenosni omjer
i_{red}	-	Prijenosni omjer reduktora
I, I_1, I_2, I_{uk}	mm ⁴	Statički moment inercije
I_y, I_z	mm ⁴	Momenti inerciju u smjeru osi indeksa
$I_{y,p}$	mm ⁴	Potreban moment inercije
$J_{EM,m}$	kgm ²	Rotacijski moment inercije elektromotora
$J_{EM,v}$	kgm ²	Rotacijski moment inercije elektromotora
$J_{rot,m}$	kgm ²	Rotacijski moment inercije
$J_{rot,v}$	kgm ²	Rotacijski moment inercije
$J_{tr,m}$	kgm ²	Translacijski moment inercije mosta
$J_{tr,v}$	kgm ²	Translacijski moment inercije vitla
l	mm	Udaljenost, duljina mosta
l_b	mm	Ukupna dužina bubnja
l_{b1}	mm	Udaljenost ležaja stupnja osovine
$l_{os,b}$	mm	Udaljenost ležaja od ploče bubnja
l_r	mm	Radna dužina bubnja
l_t	mm	Udaljenost ukuruta mosnog granika
l_v	mm	Udaljenost vijaka po obodu
l_0	mm	Udaljenost skošenja mosta

L_{10h}	h	Nazivni vijek trajanja ležaja
$m_{\max,km}$	kg	Masa koja opterećuje kotač bez opterećenja tereta pri položaju vitla na kraju mosta svedena na kotač s najvećim opterećenjem
$m_{\min,km}$	kg	Masa koja opterećuje kotač bez opterećenja tereta pri položaju vitla na kraju mosta svedena na kotač s najmanjim opterećenjem
m_{nk}	kg	Masa nosača kotača
m_{nos}	kg	Masa mosta
$m_{sred,km}$	kg	Masa koja opterećuje kotač bez opterećenja tereta pri položaju vitla na sredini mosta
$m_{trač}$	kg	Masa tračnice
m_{vit}	kg	Masa vitla
$m_{uk,m}$	kg	Ukupna masa mosta, vitla i tereta pomnožena s faktorima
$m_{uk,m1}$	kg	Ukupna masa mosta, vitla i tereta pomnožena s faktorima svedena na jedan nosač kotača
$m_{uk,v}$	kg	Ukupna masa vitla i tereta pomnožena s faktorima
M	Nmm	Moment
M_a	Nmm	Moment uslijed inercijskih sila
$M_{a,bt}$	Nmm	Moment uslijed inercijskih sila bez opterećenja tereta
M_b	Nmm	Moment savijanja bubnja
M_k	Nm	Moment kočenja
M_{kdop}	Nm	Dopušteni moment kočenja
$M_{\max}$	Nmm	Maksimalni dopušteni moment osovine
M_{nos}	Nmm	Moment nosača uslijed težinom mosta
M_{od}	Nmm	Moment uslijed udarca u odbojnik vitla
M_{os}	Nmm	Moment osovine
M_{ter}	Nmm	Moment nosača uslijed opterećenja tereta
M_{ts}	Nmm	Moment torzije pri položaju vitla na sredini nosača

$M_{t,bt}$	Nmm	Moment torzije pri položaju vitla na sredini nosača, bez opterećenja tereta
M_{tmax}	Nmm	Moment torzije pri položaju vitla na kraju nosača
$M_{tmax,bt}$	Nmm	Moment torzije pri položaju vitla na sredini nosača, bez opterećenja tereta
M_{vit}	Nmm	Moment nosača uslijed opterećenja vitla
M_y, M_z	Nmm	Moment oko osi navedene u indeksu
$M_{y,bt}, M_{z,bt}$	Nmm	Moment oko osi navedene u indeksu s bez opterećenja tereta
$M_{y0,bt}, M_{z0,bt}$	Nmm	Moment oko osi navedene u indeksu s bez opterećenja tereta pri položaju vitla na kraju nosača
M_{y0}, M_{z0}	Nmm	Moment savijanja u smjeru osi navedene u indeksu na kraju nosača
n	$\frac{okr}{min}$	Brzina vrtnje
n_{bub}	$\frac{okr}{min}$	Brzina vrtnje bubnja
$n_{k,m}$	$\frac{okr}{min}$	Brzina vrtnje kotača mosta
$n_{k,v}$	$\frac{okr}{min}$	Brzina vrtnje kotača vitla
n_v	-	Broj vijaka
HN	-	Broj kuke
p_{od}	$\frac{N}{mm^2}$	Tlak uslijed sile odbojnika vitla
p_u	$\frac{N}{mm^2}$	Bočni pritisak na strani prihvata užeta
p_v	$\frac{N}{mm^2}$	Bočni pritisak na strani ušice prihvata užeta
p_{dop}	$\frac{N}{mm^2}$	Dopuštena vrijednost bočnog pritiska
P	W	Snaga
$P_{vož,m}$	W	Snaga potrebna za vožnju mosta
$P_{vož,v}$	W	Snaga potrebna za vožnju vitla
$P_{EM,d}$	W	Snaga elektromotora za dizanje
$P_{EM,m}$	W	Snaga elektromotora za vožnju mosta

$P_{EM,v}$	W	Snaga elektromotora za vožnju vitla
Pr	N	Opterećenje ležaja
q	$\frac{N}{mm}$	Kontinuirano opterećenje
Q	N	Nosivost
Q_t	t	Nosivost
R_e	$\frac{N}{mm^2}$	Granica tečenja
R_m	$\frac{N}{mm^2}$	Granica razvlačenja
s_1, s_2, s_3, s_4	mm	Dimenzije bubnja
S	-	Faktor sigurnosti
S_d	-	Faktor sigurnosti užnice
S_{potr}	-	Potrebna sigurnost
S_y	mm ³	Statički moment površine na sredini nosača
S_{y0}	mm ³	Statički moment površine na kraju nosača
S_0	-	Faktor statičke sigurnosti
t	mm	Korak žlijeba bubnja
t_{min}	mm	Minimalna debljina rebra
$t_{u,m}$	s	Vrijeme ubrzavanja mosta
$t_{u,v}$	s	Vrijeme ubrzavanja vitla
$t_{z,m}$	s	Vrijeme usporavanja mosta
$t_{z,v}$	s	Vrijeme usporavanja vitla
t_1	mm	Debljina lima pojasa
$T_{br,m}$	Nm	Maksimalni moment kočnice mosta
$T_{br,v}$	Nm	Maksimalni moment kočnice vitla
T_{bub}	Nm	Moment torzije bubnja
$T_{EMst,m}$	Nm	Statički moment elektromotora za vožnju mosta
$T_{EMst,v}$	Nm	Statički moment elektromotora za vožnju vitla
$T_{EMnaz,m}$	Nm	Nazivni moment elektromotora mosta
$T_{EMnaz,v}$	Nm	Nazivni moment elektromotora vitla
$T_{kot,m}$	Nm	Potreban moment na kotaču mosta

$T_{\text{kot,v}}$	Nm	Potreban moment na kotaču vitla
$T_{\text{koč}}$	Nm	Potreban moment kočenja elektromotora
$T_{\text{koč,m}}$	Nm	Potreban moment kočenja elektromotora mosta
$T_{\text{koč,v}}$	Nm	Potreban moment kočenja elektromotora vitla
$T_{\text{p,m}}$	Nm	Potezni moment mosta
$T_{\text{p,v}}$	Nm	Potezni moment vitla
T_{red}	Nm	Moment reduktora
$T_{\text{ub,m}}$	Nm	Moment ubrzanja mosta
$T_{\text{ub,v}}$	Nm	Moment ubrzanja vitla
$T_{\text{uk,m}}$	Nm	Ukupni moment potreban za pokretanje mosta
$T_{\text{uk,v}}$	Nm	Ukupni moment potreban za pokretanje vitla
v_{diz}	$\frac{\text{m}}{\text{min}}$	Brzina dizanja tereta
v_{m}	$\frac{\text{m}}{\text{min}}$	Brzina vožnje mosta
v_{vit}	$\frac{\text{m}}{\text{min}}$	Brzina vožnje vitla
w	mm	Debljina čelone ploče bubnja, progib
$w_{\text{dop}}, w_{\text{d}}$	mm	Dopušteni progib
W, W_1, W_2	mm^3	Moment otpora
W_y, W_z	mm^3	Moment otpora u smjeru osi indeksa
x_{min}	mm	Minimalna udaljenost vitla
α	°	Kut nagiba užeta
β	-	Faktor sigurnosti inercijskih masa, faktor zareznog djelovanja
β_2	-	Faktor
β_{kf2}	-	Faktor kod savijanja ovisan o čvrstoći materijala
ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Gustoća čelika
κ	-	Faktor asimetrije
$\varepsilon_{\text{ub,m}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$	Kutno ubrzanje elektromotora mosta
$\varepsilon_{\text{ub,v}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$	Kutno ubrzanje elektromotora vitla

$\varepsilon_{\text{koč,m}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$	Kutno usporenje elektromotora mosta
$\varepsilon_{\text{koč,v}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$	Kutno usporenje elektromotora vitla
φ	°	Kut između razmaka vijaka
η	-	Iskoristivost
$\eta_{\text{koč}}$	-	Iskoristivost u kočnom stanju
η_{kol}	-	Iskoristivost koloturnika
η_{bub}	-	Iskoristivost bubnja
η_{rad}	-	Iskoristivost u radnom stanju
η_{red}	-	Iskoristivost reduktora
η_{uk}	-	Iskoristivost mehanizma za vožnju vitla
η_0	-	Iskoristivost ležaja
γ	-	Faktor redovitih opterećenja
ϕ_2	-	Dinamički faktor
$\phi_{2\text{min}}$	-	Faktor
ν_k	-	Faktor sigurnosti prilikom kočenja bubnja
ν_n	-	Faktor sigurnosti kuke
σ	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Naprezanje
σ_{aks}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Naprezanje uslijed aksijalnog opterećenja
σ_d	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopušteno naprezanje
σ_{dopis}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopušteno naprezanje pri čistom istosmjernom opterećenju
$\sigma_{\text{dopčiz}}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopušteno naprezanje pri čistom izmjeničnom opterećenju
σ_f	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Naprezanje uslijed savojnog opterećenja
σ_{fDN}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopuštena vrijednost naprezanja dinamičke opterećenosti na savijanje
σ_{fdop}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopušteno naprezanje na savojno opterećenje
$\sigma_{\text{kraj,t}}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Reducirano naprezanje zavara na kraju nosača u tlačnoj zoni

$\sigma_{\text{kraj,v}}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Reducirano naprezanje zavara na kraju nosača u vlačnoj zoni
$\sigma_s, \sigma_{s1}, \sigma_{s2}, \sigma_{II}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Naprezanje uslijed savijanja
$\sigma_{\text{sred,t}}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Reducirano naprezanje zavara na sredini nosača u tlačnoj zoni
$\sigma_{\text{sred,v}}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Reducirano naprezanje zavara na sredini nosača u vlačnoj zoni
$\sigma_{II, \text{bt}}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Naprezanje uslijed savijanja bez opterećenja teretom
σ_φ	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Cirkularno naprezanje u bubnju
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Naprezanje u smjeru osi navedene u indeksu
σ_{dt}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Dopušteno naprezanje u tlačnoj zoni
σ_{dv}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Dopušteno naprezanje u vlačnoj zoni
$\tau, \tau_1, \tau_2, \tau_{II}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Tangencijalno naprezanje
$\tau_{II, \text{bt}}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Tangencijalno naprezanje bez opterećenja teretom
τ_{dop}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Dopušteno tangencijalno naprezanje
τ_{max}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	Tangencijalno naprezanje na kraju nosača
ω_1	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina
ω_{bub}	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina bubnja
$\omega_{\text{EM,m}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina elektromotora mosta
$\omega_{\text{EM,v}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina elektromotora vitla
$\omega_{\text{kot,m}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina kotača mosta
$\omega_{\text{kot,v}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina kotača vitla
μ	-	Koeficijent trenja
μ_1	-	Korigirani koeficijent trenja
λ	-	Vitkost lima

SAŽETAK

U ovome radu bit će prikazan proračun, odabir koncepata i izbor komponenti mosnog granika. Mosni granik je konstrukcija koja se primjenjuje za prijenos ljevaoničkih tereta. Prilikom proračuna će se koristiti odgovarajući faktori sigurnosti vezani uz tu pogonsku grupu prateći pritom odgovarajuće norme. Pri izboru koncepata proračunat će se mosni granik s tračnicom na sredini profila, s tračnicom iznad vertikalnog lima i s HEM profilom. Pojedine komponente mosnog granika bit će proračunate FEM analizom te će se dobiveni rezultati usporediti s analitičkom metodom. Na kraju rada bit će prikazan CAD model mosnog granika te će se moći vidjeti njegove specifikacije.

Ključne riječi: mosni granik, vitlo, ljevaonički teret, FEM, CAD.

SUMMARY

In this paper, the calculation, selection of concepts and selection of bridge crane components will be presented. The bridge crane is an construction applied for the transfer of casting loads. In the calculation process the appropriate safety factors related to this loading group will be applied, following the relevant standards. When choosing concepts, the bridge crane will be calculated with a rail in the middle of the profile, with a rail above the vertical plate and with HEM profiles. The individual components of the bridge crane will be calculated by FEM analysis and the obtained results will be compared with the analytical method. At the end of the paper, a CAD model of the bridge crane will be presented with its specification.

Key words: bridge crane, trolley, casting load, FEM, CAD

1. UVOD

Granici su mehanizmi prekidne dobave koji služe za obavljanje manipulacijskih postupaka unutar ograničenog radnog prostora. Granici se najčešće sastoje od 3 ili više pogonskih mehanizama kojima je teret zavješten na nosivom sredstvu te se diže, spušta ili horizontalno prenosi. Transportni uređaji za dizanje, prenošenje ili povlačenje tereta imaju niz sličnih ili istovrsnih elemenata od kojih su građeni (npr. užad, užnice, bubnjevi, kotači, kočnice i sl.).

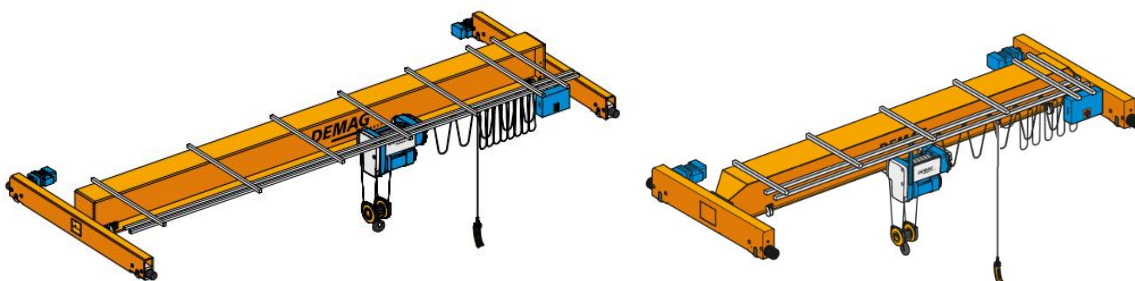
Mosni granici najčešće se primjenjuju u industrijama za podizanje, spuštanje i prenošenje tereta. Postoje različite vrste mosnih granika, koji ovise o konstrukcijskim zahtjevima, teretu, gabaritnim mjerama i sl.

Neki tipovi mosnih granika su: mosni granik s ovješnim vitlom, mosni granik s ovješnim vitlom i mostom, mosni granik s dva mosta. U ovom radu analizirat će se samo mosnih granik s dva mosta radi velike nosivosti.

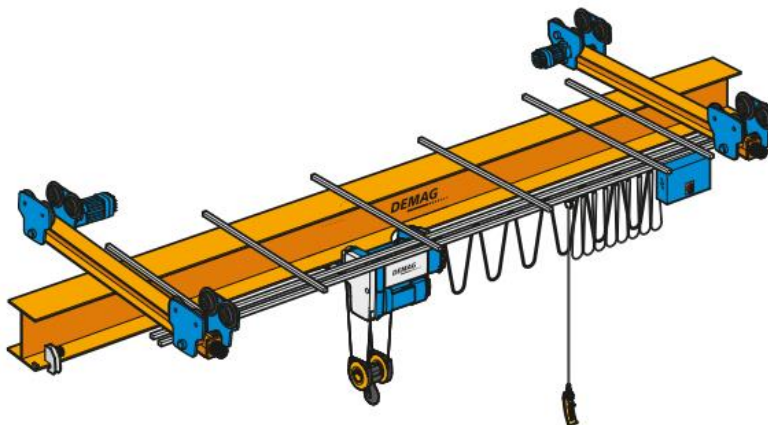
2. PREGLED POSTOJEĆIH IZVEDBA I KONCEPTI

2.1. Demagovi mosni granici

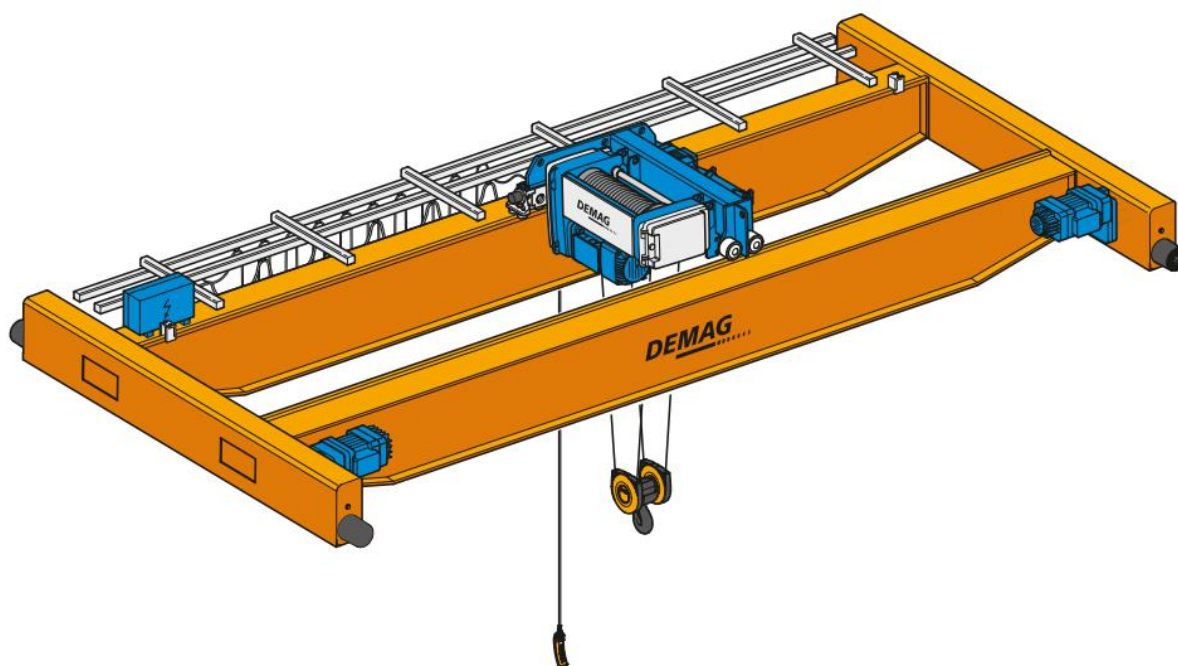
Na slikama 1,2 i 3 slikama vidimo tipove Demagovih mosnih granika u ovisnosti o teretima koji se podižu. Na slici 2 vidljivo je kako se za podizanje manjih težina (do 8 t) koristi mosni granik s I profilom i ovješanim vitlom. Za malo veće nosivosti (do 12,5 t) primjenjuje se mosni granik sa slike 1 koji ima kutijasti profil. Za velike nosivosti primjenjuju se mosni granici s dva mosta radi smislenih dimenzija profila. Kod velikih mosnih granika primjenjuju se samo neovješena vitla, kako ne bi došlo do savijanja pojasa profila. Mosni granik s asimetrično postavljanim tračnicama primjenjuje se radi manjeg potrebnog broja rebra, što mu umanjuje masu i olakšava proizvodnju.



Slika 1. Demag mosni granik s ovješanim vitlom (EPKE i EKKE) [1]



Slika 2. Demag mosni granik s ovješanim vitlom i mostom (EPDE) [1]



Slika 3. Demag mosni granik s dva mosta (ZKKE) [1]

Iz tablice 1. vidljivo je da se prema Demagovom katalogu za terete veće od 12,5 t proizvode samo mosni granici s dva mosta koji će se primjenjivati u ovome radu.

Tablica 1. Maksimalno opterećenje Demagovih mosnih granika [1]

Crane type	Suspension cranes (EPDE/EKDE)	Single-girder overhead travelling cranes (EPKE/EKKE)	Double-girder overhead travelling cranes (ZKKE)
Max. load capacity * [t]	8	12.5	50
Max. span * [m]	25	30	35
Max. long-travel speed* [m/min]	40		
Max. cross-travel speed* [m/min]	30		25
Max. lifting speed* [m/min]	12.5		
Stepless motions	3 axes		

2.2. Abusovi mosni granici

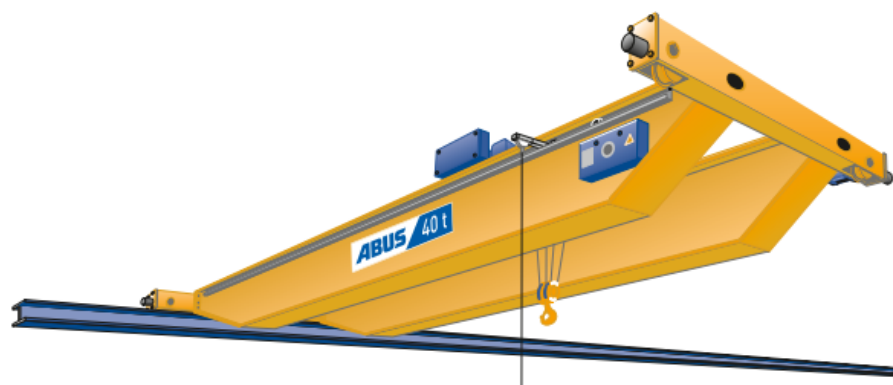
Slično kao i kod Demagovih mosnih granika s ovješanim vitlom, nosivosti mosnih granika s jednim mostom ne prelaze 16 t.



Model	Load capacity [t]	Max. span [m]
ELV single girder travelling crane with rolled section girder	up to 5	18,5
	up to 6,3	17,5
	up to 8	17
	up to 10	15
ELK single girder travelling crane with welded box girder	up to 5	29,5
	up to 10	27,5
	up to 16	22
ELS single girder torsion box crane with side-mounted trolley	up to 6,3	39
	up to 8	35
	up to 10	34

Slika 4. Abus mosni granici s ovješnim vitlom [2]

Abusovi granici za veće nosivosti također imaju dva mosta i kutijaste profile kao i Demagovi. Mosni granici proizvođača Abus s dva mosta imaju nosivosti i do 100 t, što su veće nosivosti u odnosu na Demagove.



Model	Load capacity [t]	Max. span [m]
ZLK double girder travelling crane with welded box girder	up to 40	40
	up to 50	37
	up to 100	30

Slika 5. Abus mosni granik s dva mosta [2]

2.3. Bridge Crane granici

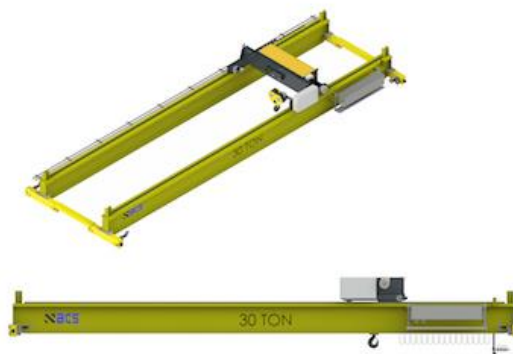
Mosni granici s jedim mostom kod proizvođača Bridge Crane imaju nosivost do 20 t [3], što su malo veće vrijednosti od Demagovih i Abusovih granika.



Slika 6. Bridge Crane mosni granici s ovješnim vitlom [3]

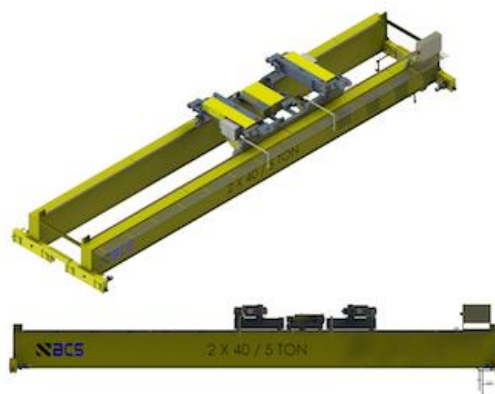
Bridge Crane granici mogu proizvesti s I profilima te imaju nosivost čak i do 60 t [3]. Iz ovoga se vidi da se mosni granici i većih nosivosti mogu napraviti od I profila. Međutim javlja se

problem ugradnje jer profili moraju biti jako visoki te zauzimaju više prostora nego kod ugradnje kutijastih. Također postoji veći rizik od izvijanja struka profila. I profili imaju i manju krutost oko vertikalne osi savijanja.



Slika 7. Bridge Crane mosni granik s dva mosta (I profil) [3]

Kod mosnih granika proizvođača Bridge Crane s kutijastim profilima nosivosti idu i do 125 t [3].



Slika 8. Bridge crane mosni granik s dva mosta (kutijasti profil) [3]

2.4. ANSON mosni granici

Kod mosnih granika proizvođača ANSON s jednim mostom, nosivosti ne prelaze težine od 10 t [4], što je također slično kao i u slučaju kod ostalih proizvođača.



Slika 9. ANSON mosni granik s dva mosta (kutijasti profil) [4]

Mosni granici s dva mosta napravljeni od kutijastih profila proizvođača ANSON mogu podizati terete do 50 t [4].



Slika 10. ANSON mosni granik s dva mosta (kutijasti profil) [4]

3. SPECIFIKACIJE MOSNIH GRANIKA

U ovom poglavlju bit će uspoređene brzine vožnje vitla i mosta, te snage mosnih granika kako bi se dobio uvid u trenutno stanje specifikacije mosnih granika.

Tablica 2. Specifikacije mosnog granika Henan Crane [5]

Double Girder Casting Crane								
Capacity(t)	Lifting Height(m)		Speed (m/min)				Total Power (kw)	Recomend Rail (kg/m)
Main hook	Aux hook	Main hook	Main Hook	Aux. hook	Trolley	Crane		
16/3.2							19.4~49.5	
20/5	12	15	2.5~9	9		30~70	27.5~62.5	52.8
25/5							28.1~72.9	
32/5					20~38	30~80	29.7~110	
40/5	15	17	2~9				30.5~111.5	63.69
50/10			2~7	9		30~70	46.4~130	
63/10	21	23	1.5~7	9			46.4~157	
75/20	26	28	1.7~7	7	18~30		81~184	88.96

Tablica 3. Specifikacije mosnog granika Aicrane [6]

Technical Parameter of AQ-YZ Hook Casting Overhead Crane							
Capacity	t	5	10	16	20	32	50
Span	S(m)	10.5~31.5	10.5~31.5	10.5~31.5	10.5~31.5	10.5~31.5	10.5~31.5
Lifting height	m	6~16	6~16	6~16	6~16	6~16	6~16
Lifting speed	m/min	12.5	13	10.8	9.9	9.7	7.6
Trolley speed	m/min	39.5	44.9	44.6	45.9	43.5	39.3
Crane speed	m/min	118.6	114.9	103.5	103.5	88	77.5
Work duty		A6~A8	A6~A8	A6~A8	A6~A8	A6~A8	A6~A8
Track type		P38	P38 P43	P43 QU70	P43 QU70	QU70	QU80

Tablica 4. Specifikacije mosnog granika Henan Yuntian Crane Co. [7]

Capacity	T	32/5,50/10							
Span	m	10.5	13.5	16.5	19.5	22.5	25.5	28.5	31.5
Lifting height	m	16/18							
Lifting speed	m/min	15.6							
Trolley travelling speed	m/min	3.36-33.6,2.9-29							
Crane travelling speed	m/min	92.7			93.7		86.5		
Total weight	kg	15406	17290	20020	21724	24213	28579	31970	35389
Max. Wheel load	KN	104	111	120	125	132	144	152	162
Rail recommended	Model	43kg/m							
Total motor power	kw	27.8			31.8				
Main dimension (mm)	Span(m)	10.5	13.5	16.5	19.5	22.5	25.5	28.5	31.5
Rail top to crane top	H	1750					1840		
Rail top to hook center	H4	55					5		
Crane base distance	W	5140			5334		5940		
Crane width	B	3450					4400		
Trolley rail distance	K	1400							
Hook left limitation	S1	800							
Hook right limitation	S2	1250							

Tablica 5. Specifikacije mosnog granika Weihua Crane [8]

Capacity	T	32/5						
Span	m	13.5	16.5	19.5	22.5	25.5	28.5	31.5
Lifting height	m	16/18						
Lifting speed	m/min	9.7/12.3						
Trolley travelling speed	m/min	43.5						
Crane travelling speed	m/min	103.5		103.9		88		
Total weight	kg	32900	36100	41200	45600	50020	53200	58200
Max. Wheel load	KN	257	274	294	309	327	341	356
Rail recommended	Model	QU70or square steel 90						
Total motor power	kw	107.5						
Main dimension (mm)	Span(m)	13.5	16.5	19.5	22.5	25.5	28.5	31.5
Rail top to crane top	H	2341		2471				
Rail top to hook center	H4	701		571				
Crane base distance	W	4650		4700		5000		
Crane width	B	6588			6608		6828	
Trolley rail distance	K	2500						
Hook left limitation	S1/S2	2050/1070						
Hook right limitation	S3/S4	1700/2680						

Tablica 6. Specifikacije mosnog granika ANSON [4]

起重量 Lifting capacity			t	32/5								50/10															
跨度 Span				10.5	13.5	16.5	19.5	22.5	25.5	28.5	31.5	10.5	13.5	16.5	19.5	22.5	25.5	28.2	31.5								
最大起升高度(m) Max.Lifting Height		主Main	m	16								12															
		副Aus		18								16															
工作级别 Working class				A3								A3															
速度 Speed	起升 Hoisting	主Main	m/min	1.87								1.62															
		副Aus		9.28								6.3															
	小车运行 Traversing Trolley	19								18.24																	
大车运行 Travelling Crane				40.75				47.7				47.7				48.1											
电动机 Motor	起升 Hoisting	主Main	Type/ Kw	YZR160L-6Z/13								YZR200L-8Z/18.5															
		副Aus		YZR160L-8Z/9								YZR180L-8Z/13															
	小车运行 Traversing Trolley	YZR132M ₁ -6/2.5								YZR132M ₂ -6/4																	
	大车运行 Travelling Crane	YZR132M ₂ -6/ 4 x 2				YZR160M ₁ -6/6.3x2				YZR160M ₁ -6/6.3x2				YZR160M ₂ -6/8.5x2													
主要尺寸 (mm) Main size			W	4650				4700				5000				4800				5000							
			B1	1212				1226				1262				1262				1312				1362			
			B2	612				660				662				662				712				782			
			B3					1660								1590											
			B4	1205	1230	1255		1380		1405		1325	1305	1330	1355		1380		1405								
			B5	1281	1306	1331		1356		1381		1281		1306		1331		1356		1381							
			S1	1070								1005															
			S2	2050								2200															
			S3	1700								2000															
			S4	2680								3195															
			b	260				300								300											
			F	90	94	244	264	414	564	714	814	-75	96	102	252	402	552	702	802								
			H	2343	2345		2475				2726				2732												
			H1	2520	2524	2614	2644	2794	2944	3094	3194	2631	2526	2532	2632	2782	2932	3082	3182								
			H2	940+HO			1035+HO			1070+HO			1090+HO														
			H3	705	701		471				1020				1014												
			H4	790								948															
重量 Weight	小车 Trolley		t	10.0								14.5															
	总重 Total Weight	开式 Open		26.5	28.7	31.7	35.5	39.5	44.6	48.9	52.4	34.9	37.4	41.7	45.8	49.7	55.2	59.2	64.5								
		闭式 Close		26.9	28.7	32.1	36.1	39.8	44.9	49.2	52.7	35.3	37.8	42.0	46.1	50.1	55.6	59.6	64.9								
最大轮压 Max.Wheel Loading			kN	237	250	262	275	289	305	317	327	333	354	373	385	404	421	434	450								
荐用钢轨 Crane Rail Recommended				Qu70□90x90								Qu70															
电源 Power Source				三相交流 3-Phase A.C 50Hz 380V																							

Iz tablica 2, 3, 4, 5 i 6 možemo zaključiti da se mosni granici koji prenose ljevaonički teret gibaju brzinama između $30 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ i $120 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ te njihove brzine ovise o proizvođaču. Brzine kretanja vitla iznose između $19 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ i $45 \frac{\text{m}}{\text{min}}$. Brzine dizanja tereta iznose između $9 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ i $16 \frac{\text{m}}{\text{min}}$. Prilikom dimenzioniranja mosnog granika vodit će se računa o ovdje navedenim brzinama.

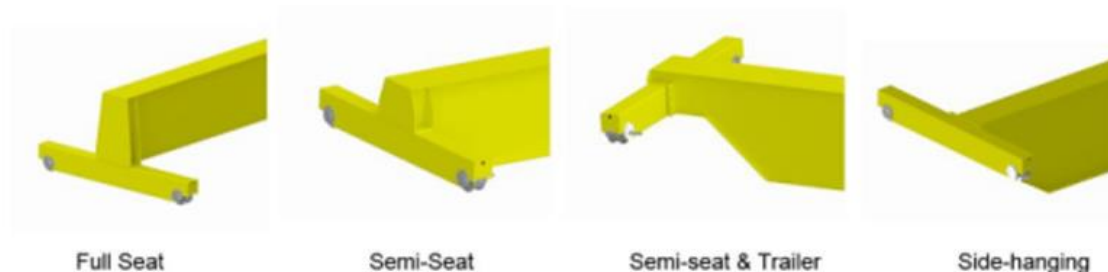
Iz tablica 2, 3, 4, 5 i 6 također vidimo da težina vitla mosnog granika Anson iznosi 10 t, dok težina zajedno s mostom iznosi između 28 i 32 t. Mosni granik Weihua Crane ima ukupnu masu između 33 i 36 t, dok Henana Yuntian Crane između 17 i 20 t. Ukupne mase usporedit će se s proračunatim CAD modelom na kraju rada.

4. SPOJEVI GLAVNOG NOSAČA I NOSAČA KOTAČA

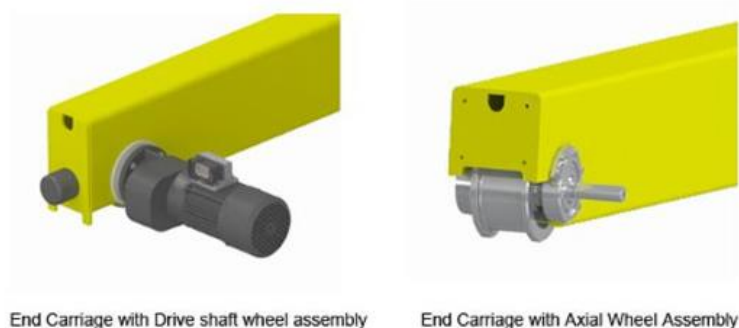
Ovisno o obliku nosača i obliku samoga kraja nosača postoje razne mogućnosti za njegovo oblikovanje. Može se oblikovati na sljedeće načine: naslanjanjem na čeonu, spajanjem sa strane ili kombinacijom ta dva načina. Sva tri koncepta prikazana su na slici 11. Spojevi se povezuju vijcima ili zavarima. Kod većih nosivosti spojevi su najčešće izvedeni kao zavareni spojevi radi veće sigurnosti. Glavni nosači kod većih mosnih granika često znaju imati svoj odvojeni par kotača kao što je prikazano na slici 12. Prednost ove izvedbe su manji promjeri kotača i manje veličine profila čeonih nosača te mogućnost većih brzina kretanja mosnog granika.

Pri izboru kotača postoje dvije izvedbe: kotač s kućištem i kotač bez kućišta. Kotači bez kućišta primjenjuju se kod većih nosivosti te im je ujedno i manja masa kod većih dimenzija kotača. Stoga će se u radu primjenjivati kotači bez kućišta za čeonu nosač.

TYPE OF CONNECTION FOR END CARRIAGE WITH MAIN GIRDER



COMBINATION FORM OF END CARRIAGE WITH WHEEL



Slika 11. Spojevi čeonog nosača i izbor kotača[9]



Slika 12. Most s većim brojem kotača [1]

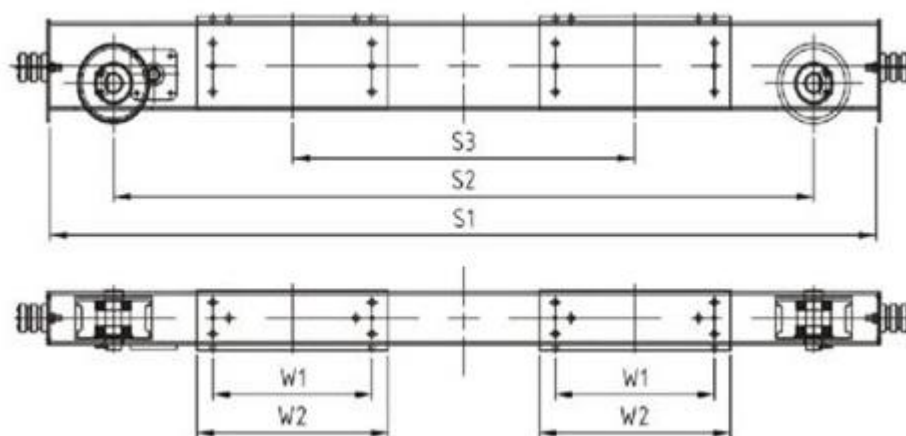


Slika 13. Spoj vijcima Demagovog 50 t mosnog granika [1]

Na slikama 14 i 15 vidimo spoj pomoću naslanjanja glavnog nosača na čeonu nosač koji se spaja vijcima.



Slika 14. SWF Krantechnik [10]

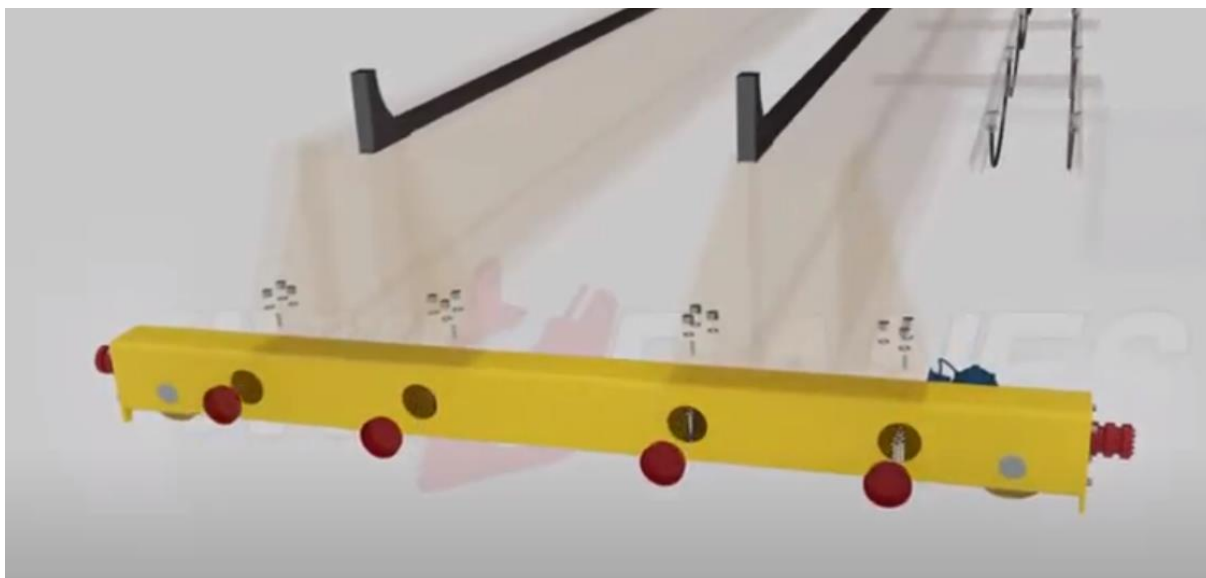


Slika 15. Spoj vijcima na jednom čeonom nosaču mosnog granika [11]

Model	Crane	Rectangular	Wheel size	Motor power	S1(mm)	S2(mm)	S3(mm)	S3(mm)	S4(mm)
GL160-20	1t/2t-11.5m	150*200*8	W160*70	0.4KW*2	2000	1700	1000-1200	400	500
GL160-25	1t/2t-16.5m				2500	2200	1000-1200	400	500
GL200-25	3t/5t-11.5m	150*250*8	W200*70	0.4KW*2	2500	2200	1200-1400	400	500
GL200-30	3t/5t-16.5m				3000	2700	1200-1400	400	500
GL200-35	3t/5t-22.5m				3500	3200	1200-1400	500	600
GL200-40	3t/5t-28.5m				4000	3700	1200-1400	600	700
GL250-30	10t-11.5m	200*250*8	W250*80	0.75KW*2	3000	2600	1400-1600	500	600
GL250-35A	10t-16.5m				3500	3100	1400-1600	500	600
GL250-40A	10t-00.5m				4000	3600	1400-1600	500	600
GL250-45A	10t-28.5m	200*300*8	W250*80	1.1KW*2	4500	3100	1400-1600	600	700
GL250-35B	16t-16.5m				3500	3100	1600-1800	600	700
GL250-40B	16t-22.5m				4000	3600	1600-1800	600	700
GL250-45B	16t-28.5m				4500	4100	1600-1800	600	700
GL315-35	20t-16.5m	200*400*8	W315*90	1.5KW*2	3500	3000	1600-1800	700	800
GL315-40	20t-22.5m				4000	3500	1600-1800	700	800
GL315-45	20t-28.5m				4500	4000	1600-1800	700	800
GL250-40T	32t-16.5m	200*400*8	W250*80	1.5KW*4	4000	3600	1800-2000	700	800
GL250-45T	32t-22.5m				4500	4100	1800-2000	700	800
GL250-50T	32t-28.5m				5000	4600	1800-2000	700	800

Slika 16. Dimenzije čeonog nosača mosnog granika [11]

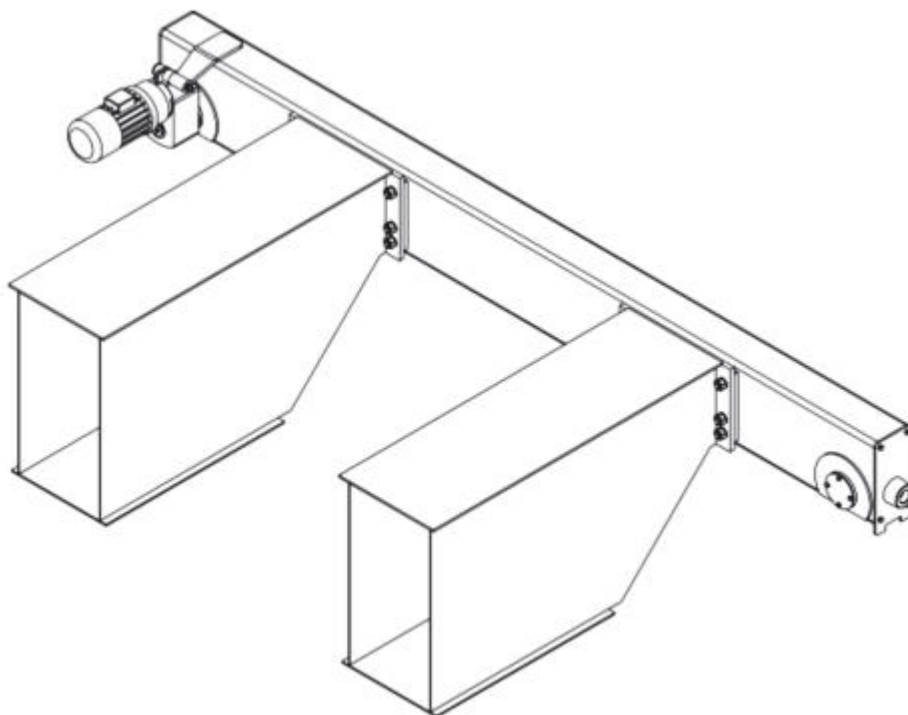
Radi pristupačnosti vijcima trebaju se napraviti rupe za postavljanje vijaka unutar čeonog nosača kako je prikazano na slici 17.



Slika 17. Spajanje glavnog nosača s čeonim [12]

Spoj sa strane čeonog nosača često se izvodi u zatvorenim prostorima radi visine granika, a izvodi se na način kao što je prikazano na slici 18. Ovakav tip spajanja je jako rizičan jer u

slučaju proklizavanja ili popuštanja vijaka vijci postanu opterećeni na smik s cijelom težinom glavnog nosača i tereta.



Slika 18. Spoj vijcima sa strane [13]

Za spoj čeonog i glavnog nosača izabran je spoj zavarivanjem i postavljanjem glavnog nosača na čeonu, radi veće nosivosti i sigurnosti konstrukcije.

5. SKLOP KUKE

Za proračun ukupne sile koja djeluje na kuku potrebno je uzeti u obzir faktore za opterećenja prema [14]. Prema načinu upravljanja za mehanizam za dizanje izabrana je grupa HD1 koja je namijenjena za dizanje bez spore brzine [14].

Prema vrsti opterećenja određuju se grupe krutosti i kombinacije opterećenja za koje je izabrana grupa HC2 za slučaj teškog opterećenja [14]. Za brzinu dizanja tereta izabrana je vrijednost $12 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ kao srednji iznos brzina prema poglavlju 3 (Specifikacije mosnih granika).

Sila koja djeluje uslijed tereta koji se podiže

$$Q = Q_t \cdot g = 32000 \cdot 9,81 = 313920 \text{ N}, \quad (5.1)$$

gdje je

$Q_t = 32 \text{ t}$ - nosivost.

Opterećenje jedne kuke iznosi

$$F_2 = \frac{Q}{2} = \frac{313920}{2} = 156960 \text{ N}. \quad (5.2)$$

Dinamički faktor iznosi

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 v_{\text{diz}} = 1,1 + 0,34 \cdot 0,2 = 1,168 \quad (5.3)$$

gdje je:

$\phi_{2\min} = 1,1$ - faktor prema [14],

$\beta_2 = 0,34$ - faktor prema [14] i

$v_{\text{diz}} = \frac{12}{60} = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ - brzina dizanja tereta.

Ukupna sila jedne kuke pomnožena s faktorima

$$F_{2\text{uk}} = \phi_2 \cdot \gamma \cdot F_2 = 1,168 \cdot 1,34 \cdot 156960 = 245661 \text{ N}, \quad (5.4)$$

gdje je

$\gamma = 1,34$ - faktor redovitih opterećenja.

Broj kuke računa se prema izrazu

$$HN = v_n \frac{F_2}{R_e} = 2,5 \cdot \frac{245661 \cdot 10^{-3}}{23,5} = 26,13 \quad (5.5)$$

gdje je:

$\nu_n = 2,5$ - faktor sigurnosti kuke i

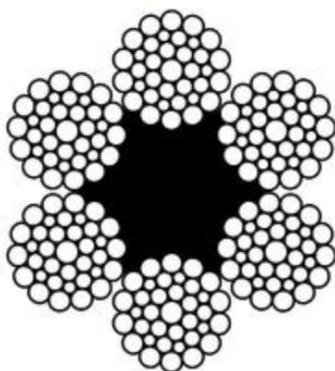
$R_e = 23,5 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$ - granica tečenja materijala [14].

Broj kuke se zaokružuje na prvi sljedeći broj iz tablice prema [14] koji je 32.

5.1. Izbor užeta

Za tip užeta izabran je Warrington seal radi korozijske otpornosti.

Warrington-Seal Type Rope
DIN 3064 / DIN EN 12385-4-2003



Slika 19. Warrington seal [15]

Ukupna sila u užetu računa se prema

$$F_u = \frac{F_{2uk} + F_{uk,sk.kuke}}{i \cdot \eta} = \frac{245661 + 15661}{4 \cdot 0,97} = 67323 \text{ N}, \quad (5.6)$$

gdje je:

$F_{uk,sk.kuke} = \phi_2 \cdot \gamma \cdot F_{sk.kuke} = 1,168 \cdot 1,34 \cdot 10006 = 15661$ - ukupna sila sklopa kuke,

$F_{sk.kuke} = m_{sk.kuke} \cdot g = 1020 \cdot 9,81 = 10006 \text{ N}$ - sila uslijed težine kuke,

$i = 4$ - prijenosni omjer izabran prema [14],

$\eta = \frac{1}{i} \frac{1 - \eta_0^i}{1 - \eta_0} = \frac{1}{4} \frac{1 - 0,98^4}{1 - 0,98} = 0,97$ - faktor iskoristivosti prijenosnika [14] i

$\eta_0 = 0,98$ - iskoristivost kugličnih ležajeva [14].

Promjer užeta iznosi

$$d_{už} = \sqrt{\frac{4 \cdot S \cdot F_u}{f_{is} \cdot \pi \cdot R_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,6 \cdot 67323}{0,5 \cdot \pi \cdot 1570}} = 24,73 \text{ mm}, \quad (5.7)$$

gdje je:

$S = 5,6$ - faktor sigurnosti užeta za pogonsku grupu [14],

$f_{is} = 0,5$ - faktor ispune za Warrington seal uže [14] i

$R_m = 1570 \frac{N}{mm^2}$ - vlačna čvrstoća užeta [12].

Promjer užeta zaokružuje se na prvi veći broj prema [15] te iznosi 25 mm.

5.2. Užnica

5.2.1. Užnice sklopa kuke

Dimenzije užnice određuju se prema

$$D \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min} \cdot c_p \cdot d_{už} = 22,4 \cdot 1,12 \cdot 25 = 627,2 \approx 630 \text{ mm}, \quad (5.8)$$

gdje je:

$c_p = 1,12$ - koeficijent dobiven iz broja pregiba užeta [14],

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min} = 22,4$ - minimalni odnos promjera [14] i

$d_{už} = 25 \text{ mm}$ - promjer užeta.

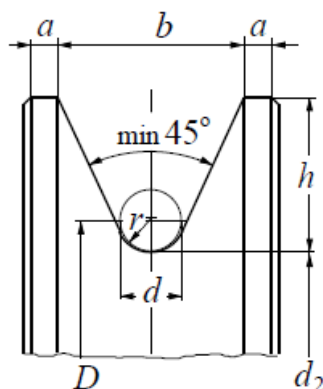
Minimalni promjer užnice

$$d_2 = D - d_{už} = 630 - 25 = 605 \text{ mm}. \quad (5.9)$$

Promjer užnice d_2 izabran je prema tablici [14] koji iznosi 630 mm.

r	d	h	b	a
13,5	25	40	51	8
14	26	40	52	8
15	27; 28	40	53	8

Slika 20. Dimenzije užnice [14]



Slika 21. Oblik užnice [14]

Maksimalni dozvoljeni moment na osovini

$$M_{\max} = \pi \cdot \frac{d_5^2}{32} \cdot \sigma_d = \pi \cdot \frac{110^2}{32} \cdot 80 = 10453650 \text{ Nmm}, \quad (5.10)$$

gdje je:

$d_5 = 110 \text{ mm}$ - promjer osovine iz tablice prema [14],

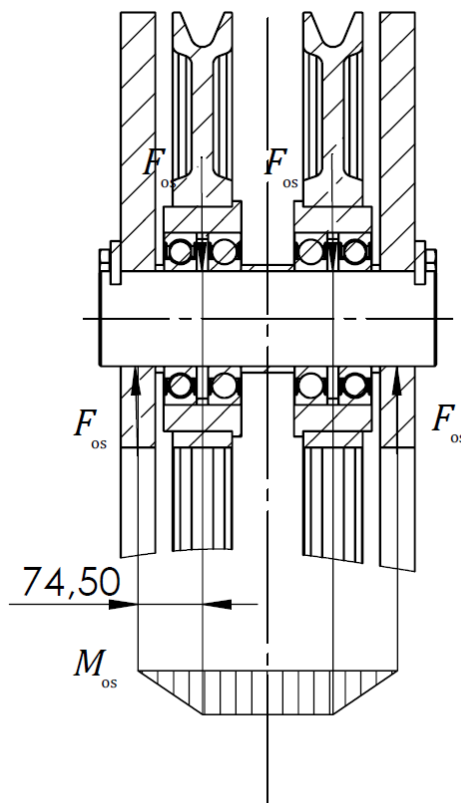
$$\sigma_d = \frac{R_e}{1,25 \cdot S_d} = \frac{235}{1,25 \cdot 2,35} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno naprezanje čelika S235JR prema [14],}$$

$$S_d = \frac{R_e}{\sigma_{\text{dopis}}} = \frac{235}{100} = 2,35 - \text{faktor sigurnosti užnice,}$$

$$R_e = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{granica tečenja čelika S235JR [16] i}$$

$$\sigma_{\text{dopis}} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno naprezanje pri čisto istosmjernom opterećenju [16].}$$

Na slici 22 prikazano je opterećenje osovine užnice.



Slika 22. Opterećenje osovine užnice

Moment koji djeluje na osovину

$$M_{os} = F_{os} \cdot l = 130661 \cdot 74,5 = 9734250 \text{ Nmm}, \quad (5.11)$$

gdje je:

$$F_{os} = \frac{F_{2uk} + F_{uk,sk.kuke}}{2} = \frac{245661 + 15661}{2} = 130661 \text{ N} - \text{ukupno opterećenje osovine i}$$

$l = 74,5 \text{ mm}$ - duljina na kojoj djeluje maksimalni moment.

Usporedba momenta osovine i dopuštenog maksimalnog momenta

$$\begin{aligned} M_{os} &\leq M_{\max} \\ 9734250 &< 10453650. \end{aligned} \quad (5.12)$$

Faktor sigurnosti osovine

$$S_{os} = \frac{M_{\max}}{M_{os}} = \frac{10453650}{9734250} = 1,07. \quad (5.13)$$

Faktor sigurnosti je malog iznosa, zbog toga što je za dopušteno naprezanje uzeta vrijednost od $80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Površinski pritisak između nosivih limova i osovine:

$$\begin{aligned} p &= \frac{F_{uk}}{2 \cdot s \cdot d_5} \leq p_{\text{dop}} \\ \frac{261322}{2 \cdot 40 \cdot 110} &= 29,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \end{aligned} \quad (5.14)$$

gdje je:

$F_{uk} = F_{2uk} + F_{uk,sk.kuke} = 245661 + 15661 = 261322 \text{ N}$ - ukupna sila i.

$p_{\text{dop}} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopuštena vrijednost pritiska bočnih limova [14]

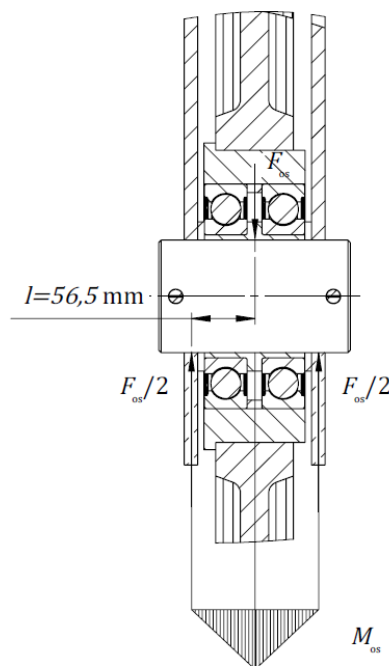
Sigurnost na bočnim uslijed površinskog pritiska limovima iznosi

$$S = \frac{p_{\text{dop}}}{p} = \frac{100}{29,7} = 3,37. \quad (5.15)$$

Sigurnost na bočnim limovima izrazito je velika jer nosač kuke diktira koju debljinu lima primijeniti, tako da se kuka može aksijalno osigurati.

5.2.2. Skretna užnica

Na slici 23 prikazana je skretna užnica s opterećenjima i potrebnim udaljenostima.



Slika 23. Opterećenje osovine skretne užnice

Zbog malog razmaka ležaja i velike debljine osovine uzeta je pretpostavka da sila djeluje između dva ležaja kako bi slučaj opterećenja bio kritičniji, tj. moment koji opterećuje osovinu bio veći.

Moment koji djeluje na osovinu iznosi

$$M_{os} = \frac{F_{os}}{2} \cdot l = \frac{130661}{2} \cdot 56,5 = 3691175 \text{ Nmm}, \quad (5.16)$$

gdje je:

$$F_{os} = \frac{F_{2uk} + F_{uk,sk.kuke}}{2} = \frac{245661 + 15661}{2} = 130661 \text{ N} - \text{ukupno opterećenje osovine i}$$

$l = 56,5 \text{ mm}$ - duljina na mjestu gdje djeluje maksimalni moment.

Usporedba momenta osovine i dopuštenog maksimalnog momenta:

$$M_{os} \leq M_{max} \quad (5.17)$$

$$3691175 < 7853982.$$

Faktor sigurnosti osovine

$$S_{os} = \frac{M_{max}}{M_{os}} = \frac{7853982}{3691175} = 2,13. \quad (5.18)$$

Površinski pritisak između nosivih limova i osovine

$$p = \frac{F_{os}}{2 \cdot s \cdot d_5} \leq p_{dop} \quad (5.19)$$

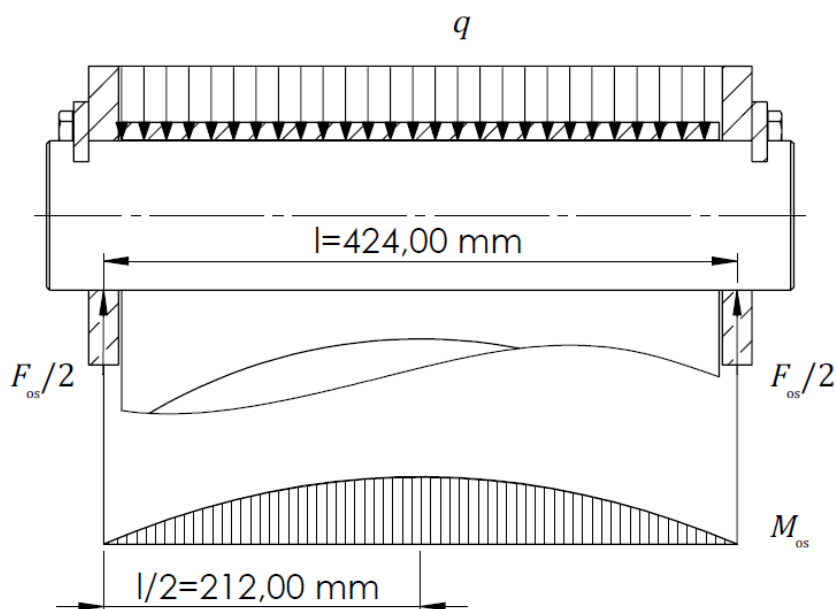
gdje je

$p_{dop} = 100 \frac{N}{mm^2}$ - dopuštena vrijednost pritiska bočnih limova [14].

Sigurnost na bočnim limovima uslijed površinskog pritiska iznosi

$$S = \frac{p_{dop}}{p} = \frac{100}{54,44} = 1,84. \quad (5.20)$$

Za rubne uvjete su radi pojednostavljenja i sigurnosti uzeti zglobovi.



Slika 24. Opterećenje osovine skretne užnice

Naprezanje osovine uslijed savijanja

$$\sigma_s = \frac{M}{W} = \frac{6925036}{98175} = 70,53 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{dop} = 80 \frac{N}{mm^2}, \quad (5.21)$$

gdje je dopušteno naprezanje

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{1,25 \cdot S_d} = \frac{235}{1,25 \cdot 2,35} = 80 \frac{N}{mm^2}, \quad (5.22)$$

$S_d = \frac{R_e}{\sigma_{dopis}} = \frac{235}{100} = 2,35$ - faktor sigurnosti na istosmjerno opterećenja i

$W = \frac{d^3 \pi}{32} = \frac{100^3 \pi}{32} = 98175 \text{ mm}^3$ - moment otpora.

Maksimalni moment osovine iznosi

$$M = q \cdot \frac{l^2}{4} - q \cdot \frac{l^2}{8} = 308 \cdot \frac{424^2}{4} - 308 \cdot \frac{424^2}{8} \quad (5.23)$$

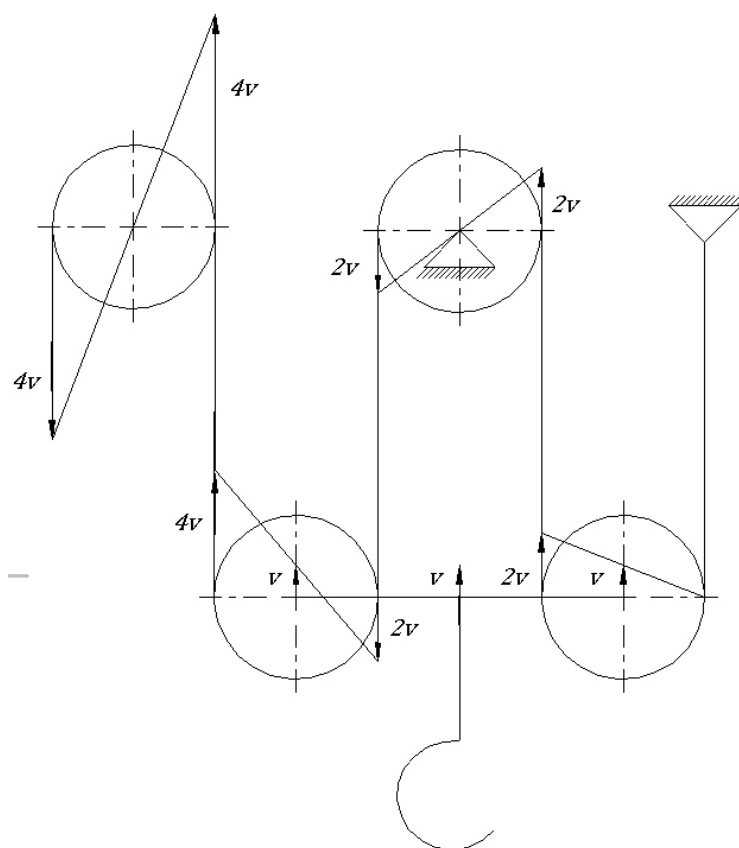
$$M = 6925036 \text{ Nmm.}$$

Kontinuirano opterećenje osovine iznosi

$$q = \frac{F_{os}}{l} = \frac{130661}{424} = 308 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (5.24)$$

5.3. Ležajevi užnica

Na slici 25 prikazana je razvijena shema koloturnika s njihovim relativnim brzinama.



Slika 25. Razvijena shema koloturnika

5.3.1. Proračun ležaja

Izabrani ležaj je 6222-2RS1 čija svojstva možemo vidjeti u prilogu.

Kutna brzina ležaja 1 iznosi

$$\omega_1 = \frac{v_{diz}}{\frac{D}{2}} = \frac{0,2}{\frac{0,655}{2}} = 0,61 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \quad (5.25)$$

gdje je:

$v_{\text{diz}} = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ - brzina dizanja tereta i

$D = 0,655 \text{ m}$ - nazivni promjer užnice.

Brzina vrtnje užnice 1 iznosi

$$n_1 = \frac{\omega_1}{\pi} \cdot 30 = \frac{0,61 \cdot 30}{\pi} = 5,83 \frac{\text{o}}{\text{min}}. \quad (5.26)$$

Uvjet proračuna ležaja glasi

$$n_1 < 10 \frac{\text{o}}{\text{min}} [17], \quad (5.27)$$

$$5,83 < 10 \frac{\text{o}}{\text{min}}.$$

Kako je broj okretaja u minuti manji od 10, ležaj se proračunava kao da je statički opterećen.

Faktor statičke sigurnosti ležaja iznosi

$$S_0 = \frac{C_0}{Pr} = \frac{118000}{67244} = 1,75 \geq S_{0\text{min}} = 1,5. \quad (5.28)$$

Ispunjen je zahtjev za veliku mirnoću rada prema [17].

Kutna brzina ležaja 2 iznosi

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot v_{\text{diz}}}{\frac{D}{2}} = \frac{2 \cdot 0,2}{\frac{0,655}{2}} = 1,22 \frac{\text{rad}}{\text{s}}. \quad (5.29)$$

Brzina vrtnje užnice 2 iznosi

$$n_2 = \frac{\omega_2}{\pi} \cdot 30 = \frac{1,22 \cdot 30}{\pi} = 11,66 \frac{\text{o}}{\text{min}}. \quad (5.30)$$

Uvjet proračuna ležaja

$$n_2 > 10 \frac{\text{o}}{\text{min}} [17] \quad (5.31)$$

$$11,66 > 10 \frac{\text{o}}{\text{min}}.$$

Kako je broj okretaja u minuti veći od 10, ležaj se proračunava kao da je dinamički opterećen.

Uvjeti dinamički opterećenih ležajeva glase:

$$Pr < C_0$$

$$67244 < 118000 \text{ i} \quad (5.32)$$

$$Pr < 0,5 \cdot C$$

$$67244 < 0,5 \cdot 151000 = 75500.$$

Uvjeti dinamički opterećenih ležajeva su zadovoljeni.

Nazivni vijek trajanja ležaja izražen u satima iznosi

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_m} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 11,66} \left(\frac{151000}{67244} \right)^3 = 16181 \text{ h.} \quad (5.33)$$

Kutna brzina ležaja 3 iznosi

$$\omega_3 = \frac{3 \cdot v_h}{\frac{D}{2}} = \frac{3 \cdot 0,2}{\frac{0,655}{2}} = 1,83 \frac{\text{rad}}{\text{s}}. \quad (5.34)$$

Brzina vrtnje užnice 3 iznosi

$$n_3 = \frac{\omega_1}{\pi} \cdot 30 = \frac{1,83 \cdot 30}{\pi} = 17,49 \frac{\text{o}}{\text{min}}, \quad (5.35)$$

Kako je broj okretaja u minuti veći od 10, ležaj se proračunava kao da je dinamički opterećen.

Nazivni vijek trajanja ležaja izražen u satima

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_m} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 17,49} \left(\frac{151000}{67244} \right)^3 = 10787 \text{ h.} \quad (5.36)$$

Vidimo da najopterećeniji ležaj ima trajnost iznosa 10787 h, što je jako dugačak nazivni vijek trajanja ležaja. Pri neprekidnom pogonu, najvećem opterećenju i smjenama rada od 8 h, ležaj bi trajao 3 i pol godine.

6. BUBANJ

Promjer bubnja određuje se prema izrazu

$$D \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min} \cdot c_p \cdot d_{už} = 20 \cdot 1,12 \cdot 25 = 560 \text{ mm}, \quad (6.1)$$

gdje je:

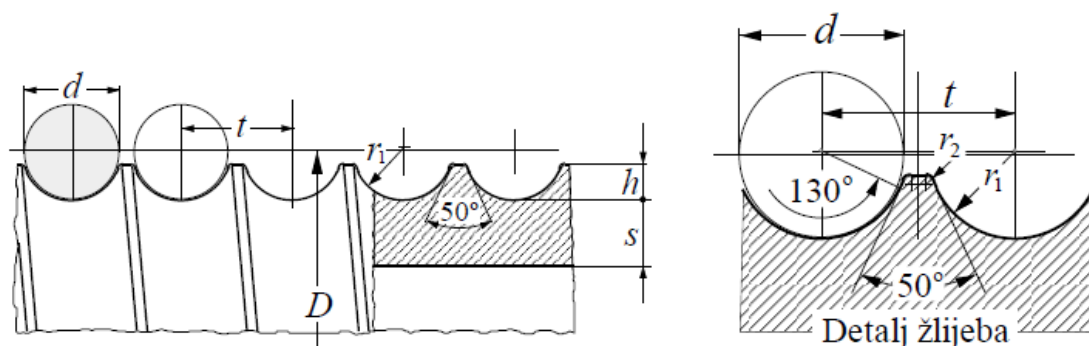
$c_p = 1,12$ - koeficijent pregibanja užeta [14],

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min} = 22,4$ - minimalni odnos promjera [14] i

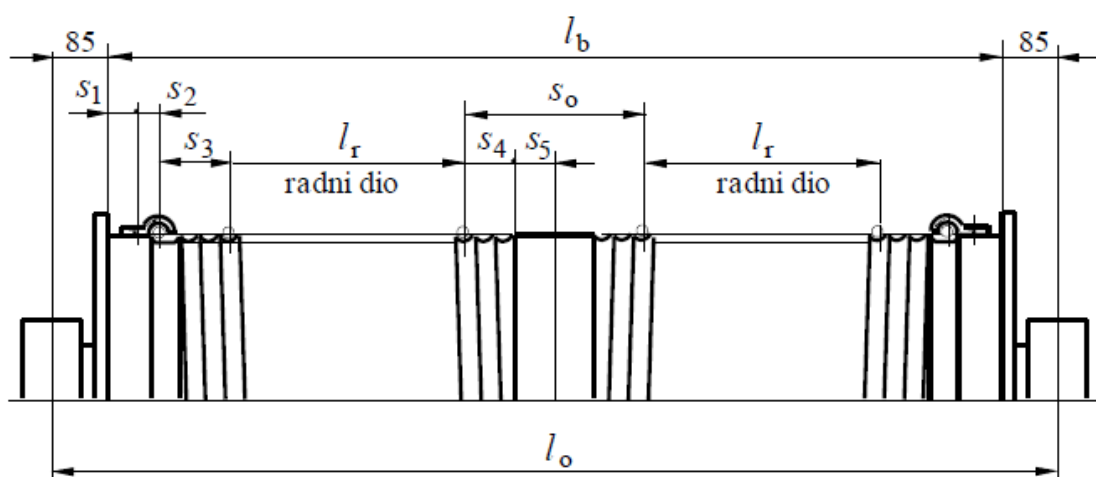
$d_{už} = 25 \text{ mm}$ - promjer užeta.

Radna dužina bubnja iznosi

$$l_r = \frac{i_{uk} \cdot H}{D \cdot \pi} \cdot t = \frac{4 \cdot 8000}{615,5 \cdot \pi} \cdot 29 = 479,9 \approx 480 \text{ mm}. \quad (6.2)$$



Slika 26. Osnovne mjere i profil žlijeba bubnja [14]



Slika 27. Dimenzije bubnja [14]

Dimenzije žljebova su prema preporuci [14] iznose:

$$r = 0,53 \cdot d_{už} = 0,53 \cdot 25 = 13,25 \text{ mm} \approx 13,5 \text{ mm}, \quad (6.3)$$

$$t \approx 1,15 \cdot d = 1,15 \cdot 25 = 28,75 \approx 29 \text{ mm},$$

$$0,375d \leq h \leq 0,4d,$$

$$9,375 \leq h \leq 10 \text{ i}$$

$$h = 10 \text{ mm}.$$

Ostale dimenzije bubnja iznose:

$$s_1 = t + (40 \div 50) = 29 + 40 = 69 \text{ mm},$$

$$s_2 \cong t = 29 \text{ mm},$$

$$s_3 = 4 \cdot t = 4 \cdot 29 = 116 \text{ mm i}$$

$$s_4 = (2,5 \div 3,5) \cdot t = 2,5 \cdot 29 = 72,5 \text{ mm}.$$

(6.4)

Ukupna dužina bubnja za jednoužetni bubanj

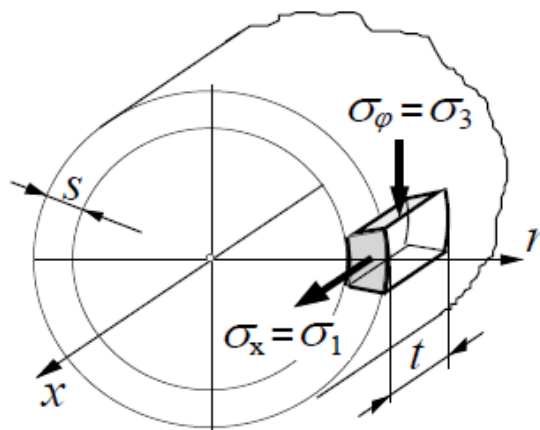
$$l_b = l_r + s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + 30$$

$$l_b = 480 + 69 + 29 + 116 + 72,5 + 30 = 796,5 \text{ mm} \quad (6.5)$$

$$l_b \approx 800 \text{ mm}.$$

6.1. Proračun stijenke bubnja

Na slici 28 prikazana su naprezanja koja se javljaju u stijenci bubnja.



Slika 28. Naprezanje elementa stijenke bubnja [14]

Cirkularno (tlačno) naprezanje u bubnju

$$\sigma_\varphi = -0,5 \cdot \frac{F_u}{t \cdot s} = -0,5 \cdot \frac{67323}{29 \cdot 15,4} \quad (6.6)$$

$$\sigma_\varphi = -75,37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Cirkularna naprezanja su zadovoljena.

Normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke na mjestu namatanja

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F_u \cdot \sqrt{\frac{1}{D \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 67323 \cdot \sqrt{\frac{1}{612,5 \cdot 15,4^3}} \quad (6.7)$$

$$\sigma_x = 43,21 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Normalno naprezanje uslijed lokalnog savijanja stijenke je zadovoljeno.

Debljina čelone ploče bubnja iznosi

$$w = \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \frac{D_1}{D}\right) \frac{F_H}{\sigma_{\text{dop}}}} \quad (6.8)$$

$$w = \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{265}{612,5}\right) \cdot \frac{6732}{78}} = 9,38 \approx 10 \text{ mm}$$

gdje je:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{3} = 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno naprezanje bubnja prema [14],}$$

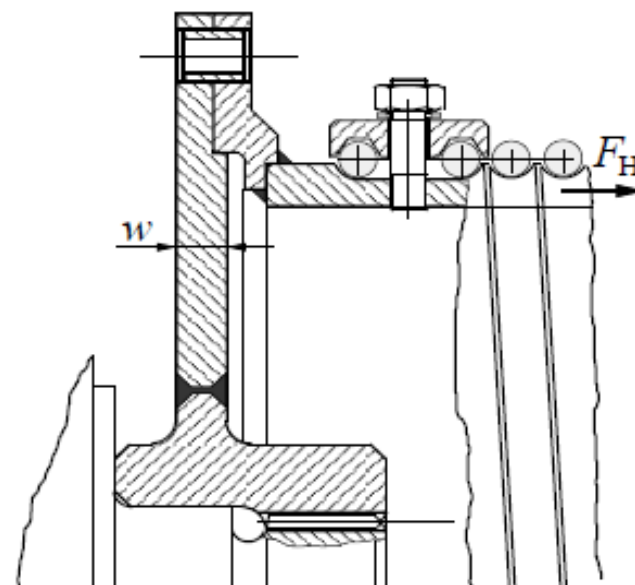
$$R_e = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{granica tečenja za čelik S235JR [16],}$$

$S = 3$ - faktor sigurnost [14],

$$F_H = 0,1 \cdot F_{už} = 0,1 \cdot 67323 = 6732 \text{ N} - \text{horizontalna sila u bubnju i}$$

$D_1 = 265 \text{ mm}$ - promjer na kojem se nalazi zavar.

Izabrana je ploče čelone debljine 10 mm.



Slika 29. Debljina čelone ploče [14]

Iz ravnoteže momenata izračunava se potreban broj vijaka

$$T_{tr} \geq T_{bub.} \quad (6.9)$$

Sređivanjem izraza (6.9) dolazimo do izraza za potreban broj vijaka koji glasi

$$n_v \geq \frac{F_u \cdot D_{bub}}{\eta_{bub} \cdot \mu \cdot \sigma_{dop} \cdot A_j \cdot D_v} = \frac{67323 \cdot 612,5}{0,98 \cdot 0,1 \cdot 120 \cdot 519 \cdot 710} \quad (6.10)$$

$$n_v \geq 9,51,$$

gdje je:

$D_{bub} = 612,5$ mm - promjer namotavanja užeta na bubanj,

$\eta_{bub} = 0,98$ - iskoristivost ležaja bubnja [14],

$\mu = 0,1$ - koeficijent trenja čelik na čelik [16],

$A_j = 519$ mm² - površina poprečnog presjeka vijaka M30 [16],

$D_v = 710$ mm - promjer na kojem se nalaze vijci,

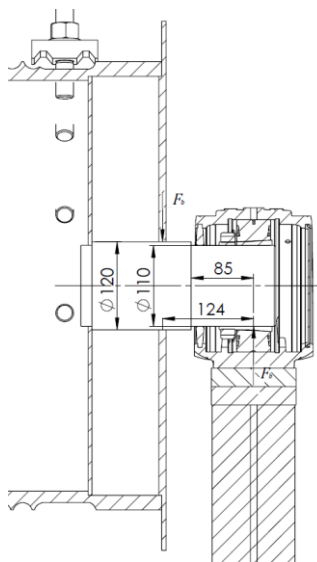
$\sigma_{dop} = 0,3R_e = 0,3 \cdot 400 = 120 \frac{N}{mm^2}$ - dopušteno naprezanje vijka [16] i

$R_e = 400 \frac{N}{mm^2}$ - granica tečenja materijala za kvalitetu vijka 5.8 [16].

Izabrani broj vijaka iznosi 12 radi povećane sigurnosti vijčanog spoja.

6.2. Proračun osovine bubnja

Radi sigurnosti proračuna, osovina se proračunava za slučaj kada je uže potpuno odmotano te je uzeta pretpostavka da se cijela sila užeta prenosi na osovinu.



Slika 30. Opterećenje osovine bubnja

Orijentacijski promjer osovine bubnja

$$d_{os,b} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\sigma_{fdop} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8348107}{49,15 \cdot \pi}} = 121,37 \text{ mm}, \quad (6.11)$$

gdje je:

$$\sigma_{fdop} = \frac{\sigma_{fDN}}{S} = \frac{190}{4} = 47,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno naprezanje na savojno opterećenje [17],}$$

$S = 4$ - sigurnost osovine [17] i

$\sigma_{fDN} = 190 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopuštena vrijednost naprezanja dinamičke opterećenosti na savijanje za materijal S235JR [17].

Moment osovine iznosi

$$M_b = F_u \cdot l_{os,b} = 67323 \cdot 124 = 8348107 \text{ Nmm}, \quad (6.12)$$

gdje je:

$F_u = 67323 \text{ N}$ – sila užeta na bubnju i

$l_{os,b} = 124 \text{ mm}$ - udaljenost ležaja od ploče.

Potrebna sigurnost osovine iznosi

$$S_{potr} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\beta_{kf} \cdot \sigma_f} = \frac{0,75 \cdot 0,9 \cdot 190}{1 \cdot 49,15} = 2,61, \quad (6.13)$$

gdje je:

$$\sigma_f = \frac{M_b}{W_p} = \frac{32 \cdot M_b}{d_{os,b}^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 8348107}{120^3 \cdot \pi} = 49,21 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{naprezanje osovine,}$$

$b_1 = 0,75$ - faktor veličine strojnog djela [17] i

$b_2 = 0,9$ - faktor kvalitete obrade površine [17].

Moment na mjestu promjene geometrije osovine

$$M_{b1} = F_u \cdot l_{b1} = 67323 \cdot 85 = 5722455 \text{ Nmm}, \quad (6.14)$$

gdje je

$l_{b1} = 85 \text{ mm}$ - udaljenost ležaja od stupnja osovine.

Potrebna sigurnost osovine iznosi:

$$S_{potr} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\beta_{kf} \cdot \sigma_f} = \frac{0,75 \cdot 0,9 \cdot 190}{1,42 \cdot 43,74} = 2,06, \quad (6.15)$$

gdje je:

$\sigma_f = \frac{M_{b1}}{W_{p1}} = \frac{32 \cdot M_b}{d^3 \pi} = \frac{32 \cdot 5722455}{110^3 \cdot \pi} = 43,79 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - nominalno naprezanje osovine uslijed savojnog opterećenja,

$b_1 = 0,75$ - faktor veličine strojnog djela [17] i

$b_2 = 0,9$ - faktor kvalitete obrade površine [17].

Faktor zarezno djelovanja kod savojnog opterećenja iznosi

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) = 1 + 0,3 \cdot (2,4 - 1) = 1,42, \quad (6.16)$$

gdje je:

$c_1 = 0,3$ - faktor omjera promjera vratila [17],

$\beta_{kf2} = 2,4$ - faktor kod savijanja ovisan o čvrstoći materijala [17]

$\frac{D}{d} = \frac{120}{110} = 1,09$ - omjer promjera vratila potreban za očitavanje faktora i

$\frac{\rho}{d} = \frac{2}{110} = 0,018$ - omjer radijusa i promjera vratila potreban za očitavanje faktora.

6.3. Ležaj osovine bubnja

Za ležaj bubnja uzeta je sila za najkritičniji slučaj, a to je kada je uže potpuno odmotano i nalazi se najbliže ležaju. Uzeto je pojednostavljenje da se cijela sila s bubnja prenosi na ležaj.

Izabran je ležaj 23024 CCK/W33 koji se može vidjeti u prilogu.

Uvjeti dinamički opterećenih ležajeva:

$$Pr < C_0$$

$$67244 < 500000 \text{ i}$$

$$Pr < 0,5 \cdot C$$

$$67244 < 0,5 \cdot 366000 = 183000,$$

(6.17)

gdje je:

$Pr = 67323 \text{ N}$ - opterećenje ležaja,

$C_0 = 500 \text{ kN}$ - statička čvrstoća ležaja i

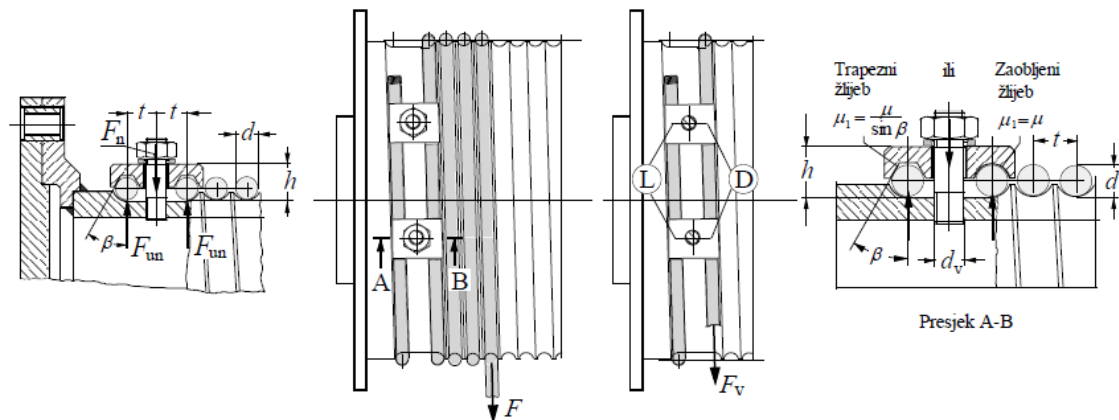
$C = 366 \text{ kN}$ - dinamička čvrstoća ležaja.

Nazivni vijek trajanja izražen u satima iznosi

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_m} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 25} \left(\frac{366000}{67323} \right)^{\frac{10}{3}} = 188761 \text{ h.} \quad (6.18)$$

Ležaj je predimenzioniran zbog same veličine osovine koje je igrala krucijalnu ulogu pri izboru dimenzija ležaja.

6.4. Veza bubnja s užetom



Slika 31. Veza užeta i bubnja [14]

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu iznosi

$$F_v = \frac{F_u}{e^{\mu\alpha}} = \frac{F_u}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 0,285 F_u = 0,285 \cdot 67323 = 19187 \text{ N.} \quad (6.19)$$

Korigirani faktor trenja iznosi

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \beta} = \frac{0,1}{\sin(40^\circ)} = 0,156, \quad (6.20)$$

gdje je

$\mu = 0,1$ - koeficijent trenja čelik na čelik [16].

Normalna sila ostvarena vezom

$$F_{un} = \frac{F_v}{(\mu + \mu_1)(e^{\mu\alpha} + 1)} \cong 0,4 F = 0,4 \cdot 67323 = 26929 \text{ N.} \quad (6.21)$$

Potrebna normalna sila u jednom vijku

$$F_n = 2 F_{un} = 0,8 F = 0,8 \cdot 67323 = 53858 \text{ N.} \quad (6.22)$$

Naprezanje u vijku računa se prema izrazu

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F_n}{n_v \cdot A_v} + \frac{32 \cdot \mu_1 \cdot F_n \cdot h}{n_v \cdot \pi \cdot d^3}. \quad (6.23)$$

Sređivanjem izraza (6.23) dolazimo do izraza za potreban broj vijaka

$$n_v \geq \frac{F_n}{\sigma_d} \left(\frac{1,3}{A_v} + \frac{32 \cdot \mu_1 \cdot h}{\pi \cdot d^3} \right) = \frac{53858}{160} \left(\frac{1,3}{325} + \frac{32 \cdot 0,156 \cdot 40}{\pi \cdot 20,34} \right) \quad (6.24)$$

$$n_v \geq 3,88.$$

gdje je:

$$\sigma_d = 0,65 \frac{R_e}{1,5} \cong \frac{R_e}{2,5} = \frac{400}{2,5} = 160 \frac{N}{mm^2} - \text{dopušteno naprezanje vijka i}$$

$$R_e = 400 \frac{N}{mm^2} - \text{granica tečenja za vijak kvalitete 5.8.}$$

Izabran je broj vijaka 4.

Nazivni promjer vijka bira se prema uvjetu

$$d_N \leq t \quad (6.25)$$

$$24 < 29.$$

Prema jednadžbi (6.25) izabran je vijak M24.

Promjer jezgre vijka iznosi

$$d_j = \sqrt{\frac{4 \cdot A_v}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 325}{\pi}} = 20,34 \text{ mm.} \quad (6.26)$$

gdje je površina jezgre vijka $A_v = 325 \text{ mm}^2$.

Udaljenost vijaka po obodu bubnja određuje se prema izrazima:

$$l_v \geq 5d$$

$$l_v \geq 5 \cdot 24 = 120 \text{ mm i}$$

$$l_v = D_{bub} \cdot \varphi \quad (6.27)$$

$$\varphi \geq \frac{l_v}{R_{bub}} = \frac{2 \cdot l_v}{D_{bub}} = \frac{2 \cdot 120}{612,5} = 0,39 \text{ rad} = 22,45^\circ.$$

Izabran je kut razmaka između vijaka od $\varphi = 30^\circ$, radi jednostavnije izvedbe provrta na obodu bubnja.

7. IZBOR ELEKTROMOTORA ZA PODIZANJE

Snaga potrebna za podizati teret iznosi

$$P = v_{\text{diz}} \cdot F_{\text{2uk}} = 0,2 \cdot 245661 = 52203 \text{ W} = 52,2 \text{ kW.} \quad (7.1)$$

Snaga na bubnju iznosi

$$P_{\text{bub}} = \frac{P}{\eta_{\text{kol}} \cdot \eta_{\text{bub}}} = \frac{52,2}{0,97 \cdot 0,98} = 54,91 \text{ kW,} \quad (7.2)$$

gdje je:

$\eta_{\text{kol}} = 0,97$ - iskoristivost koloturnika i

$\eta_{\text{bub}} = 0,98$ - iskoristivost ležaja bubnja [14].

Potrebna snaga elektromotora

$$P_{\text{EM,d}} = \frac{2 \cdot P_{\text{bub}}}{\eta_{\text{red}}} = \frac{2 \cdot 54,91}{0,95} = 115,6 \text{ kW,} \quad (7.3)$$

gdje je

$\eta_{\text{red}} = 0,95$ - iskoristivost reduktora [18].

Moment na bubnju iznosi

$$T_{\text{bub}} = \frac{P_{\text{bub}}}{\omega_{\text{bub}}} = \frac{54,91 \cdot 10^3}{2,61} = 21038 \text{ Nm,} \quad (7.4)$$

gdje je:

$$\omega_{\text{bub}} = \pi \cdot \frac{n_{\text{bub}}}{30} = \pi \cdot \frac{24,95}{30} = 2,61 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - \text{obodna brzina bubnja i}$$

$$n_{\text{bub}} = 24,95 \frac{\text{o}}{\text{min}} - \text{broj okretaja u minuti bubnja.}$$

Moment na izlazu iz reduktora

$$T_{\text{red}} = 2 \cdot T_{\text{bub}} = 2 \cdot 21038 = 42077 \text{ Nm.} \quad (7.5)$$

Izabran je SEW-ov motor nazivne snage 132 kW, čija svojstva možemo vidjeti u prilogu. Izbor motora s reduktorom bio je jako uzak te je izabran reduktor s stožnicima, jer je on jedina postojeća opcija za tu nazivnu snagu i moment.

Provjera sile koja opterećuje ležajno mjesto

$$F_u \leq F_{\text{lm}} \quad (7.6)$$

$$67323 \text{ N} < 121900 \text{ N,}$$

gdje je $F_{lm} = 121900$ N maksimalna sila koja može opteretiti ležajno mjesto reduktora [18].

Ležajno mjesto reduktora zadovoljava zadano opterećenje.

7.1. Izbor kočnice elektromotora

Iskoristivost u kočnom stanju

$$\eta_{koč} = \left(2 - \frac{1}{\eta_{kol}}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_{bub}}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_{red}}\right) = 0,9. \quad (7.7)$$

Iskoristivost u radnom stanju

$$\eta_{rad} = \eta_{kol} \cdot \eta_{bub} \cdot \eta_{red} = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,95 = 0,903. \quad (7.8)$$

Iz čega se može zaključiti da je moment na kočnici otprilike jednak u radnom i u kočnom stanju te se može uzeti isti moment za radno i kočno stanje. Iz izraza (7.9) dobivamo statički moment kočenja

$$T_{koč} = T_{EM} = \frac{P_{EM}}{i_{red} \cdot \omega_{bub}} = \frac{115,6 \cdot 10^3}{56,26 \cdot 2,61} = 787 \text{ Nm}. \quad (7.9)$$

gdje je:

$P_{EM} = 115,6$ kW - snaga elektromotora za dizanje,

$i_{red} = 56,26$ - prijenosni omjer reduktora [18] i

$\omega_{bub} = 2,61 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ - kutna brzina bubnja.

Potreban moment za kočenje je statički moment zbrojen s dinamičkim. Za to je uzeto pojednostavljenje s faktorom sigurnosti 2 prema [14]. Moment kočenja iznosi

$$M_k = \nu_k \cdot T_{koč} = 2 \cdot 787 = 1575 \text{ Nm}, \quad (7.10)$$

gdje je dinamički faktor sigurnosti kočnice prema [14] iznosa $\nu_k = 2$.

Uvjet kočenja glasi:

$$M_k \leq M_{kdop} \quad (7.11)$$

$$1575 \text{ Nm} < 2000 \text{ Nm},$$

gdje je

$M_{kdop} = 2000$ Nm - dopušteni moment na kočnici motora [18].

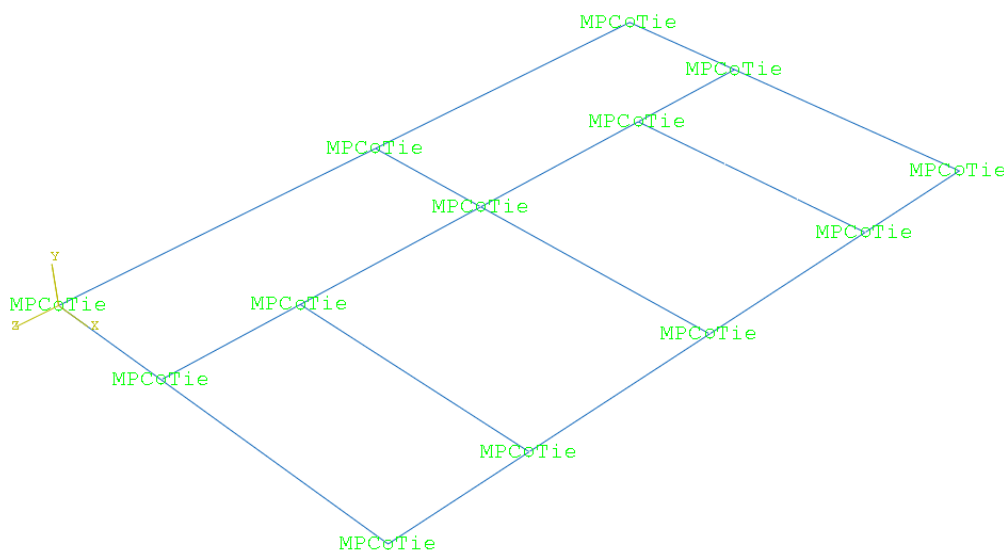
Moment kočenja zadovoljava.

Svojstva kočnice motora možemo vidjeti u prilogu.

8. OKVIRNA KONSTRUKCIJA

Okvirna konstrukcija dimenzionirana je za standardne širine tračnica iznosa 2800 mm [14], a ostale dimenzije prilagođavale su se prema dimenzijama sklopa bubnja i elektromotora. Za izradu same okvirne konstrukcije korišteni su HE280B profili.

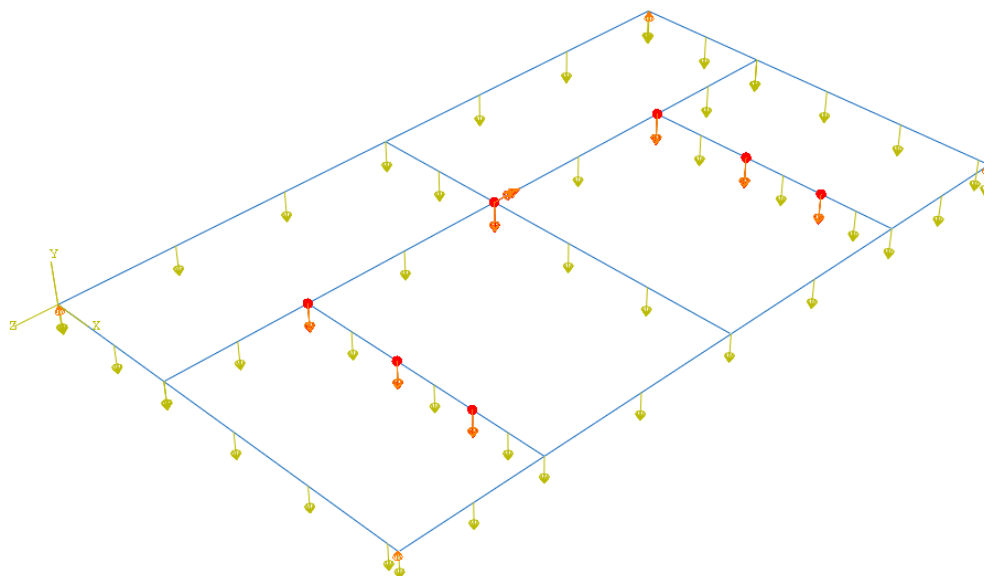
Pri proračunu okvirne konstrukcije korišten je programski paket *Abaqus* zbog same kompleksnosti geometrije i statički neodređene konstrukcije. Za proračun su korišteni 1D gredni elementi drugog reda (B32) koji uključuju Timošenkovu teoriju debelih greda. Veze u čvorovima povezane su s *MPC Tie* opcijom gdje je pomak *slave* čvora jednak pomaku *master* čvora što predstavlja zavare, tj. krute veze.



Slika 32. Veze između greda

Provedene su analize za nekoliko slučajeva: moment elektromotora prilikom podizanja tereta, moment elektromotora prilikom spuštanja tereta te pri potpuno odmotanom užetu i potpuno namotanom užetu. U slučaju kada je užet potpuno namotano, uzima se pretpostavka da cijelu silu preuzima motor, dok kod potpuno odmotanog užeta cijelu silu preuzima ležaj. Ovdje je prikazan samo najkritičniji slučaj. Uz naprezanja i progibe također su se gledale i reakcijske sile pri različitim slučajevima te je proračunato da se najveća reakcijska sila i progibi dobivaju prilikom podizanja tereta, a prilikom spuštanja naprezanja.

Prilikom postavljanja modela u obzir uzete su sile podizanja te većina dijelova koji pridonose težini konstrukcije. Za rubne uvjete spriječeni su pomaci u smjeru osi *y* u sredini oslonca kotača.

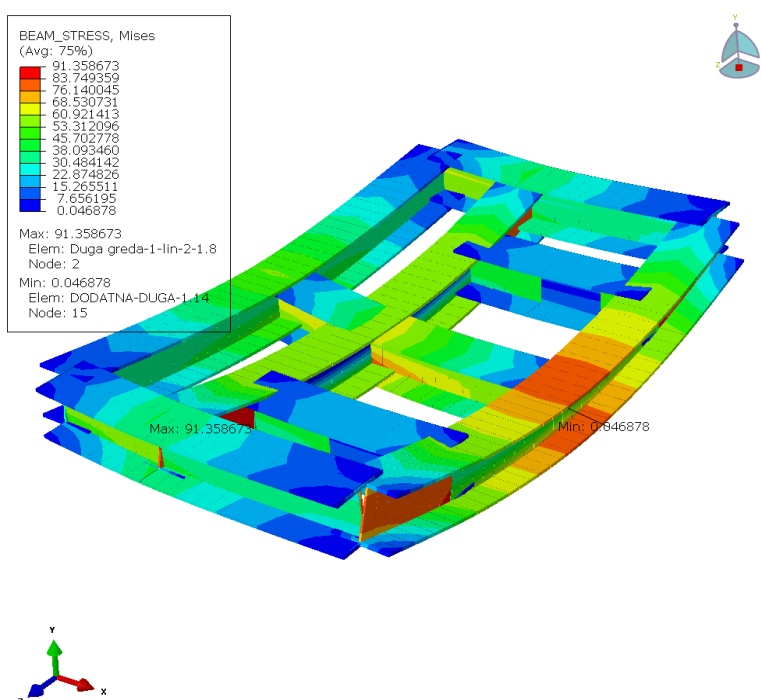


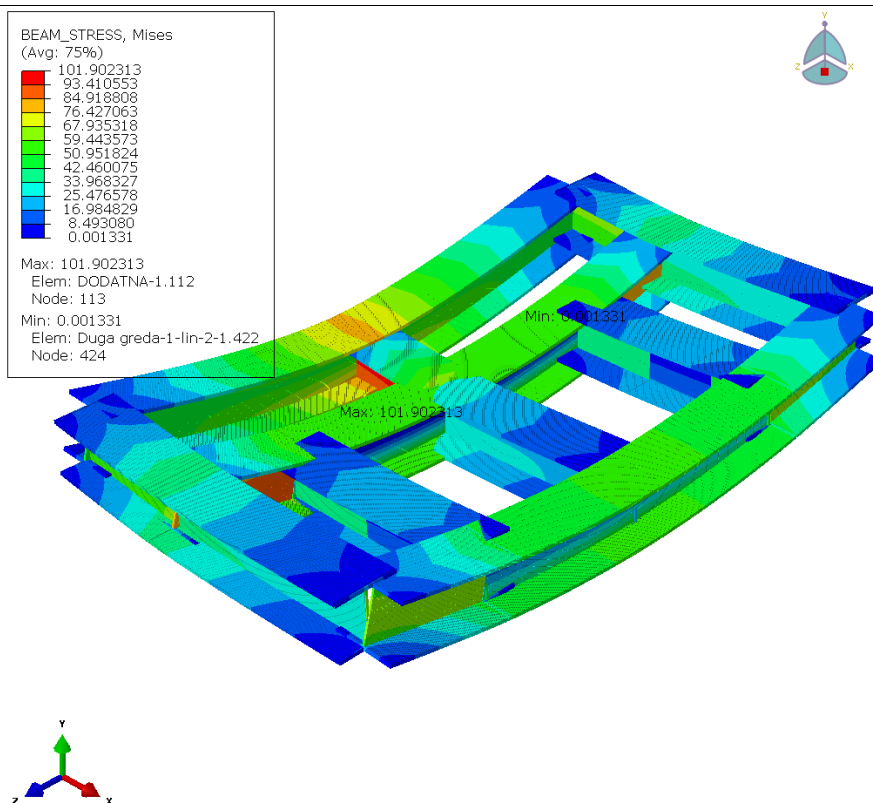
Slika 33. Opterećenje za slučaj podizanja tereta i rubni uvjeti

8.1. Rezultati FEM analize

Iako je napravljena analiza s 1D elementima radi bolje vizualizacije rješenja uključila se opcija *render beam element*.

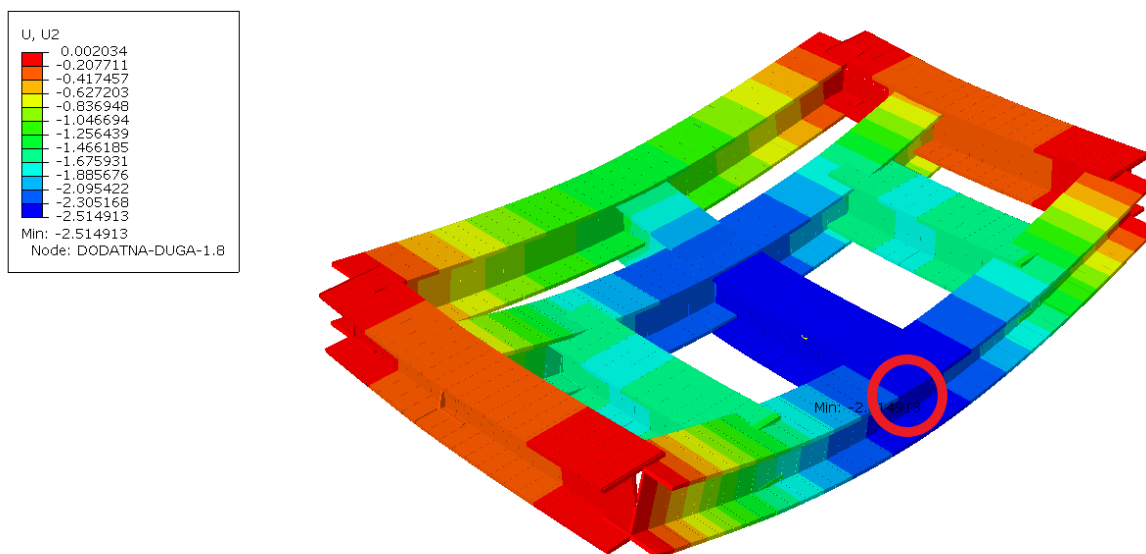
Vidimo da maksimalno naprezanje za slučaj podizanja tereta u okvirnoj konstrukciji iznosi $91,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok za slučaj spuštanja tereta iznosi $101,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 34. Naprezanje S. Mises za slučaj podizanja tereta [N/mm²]



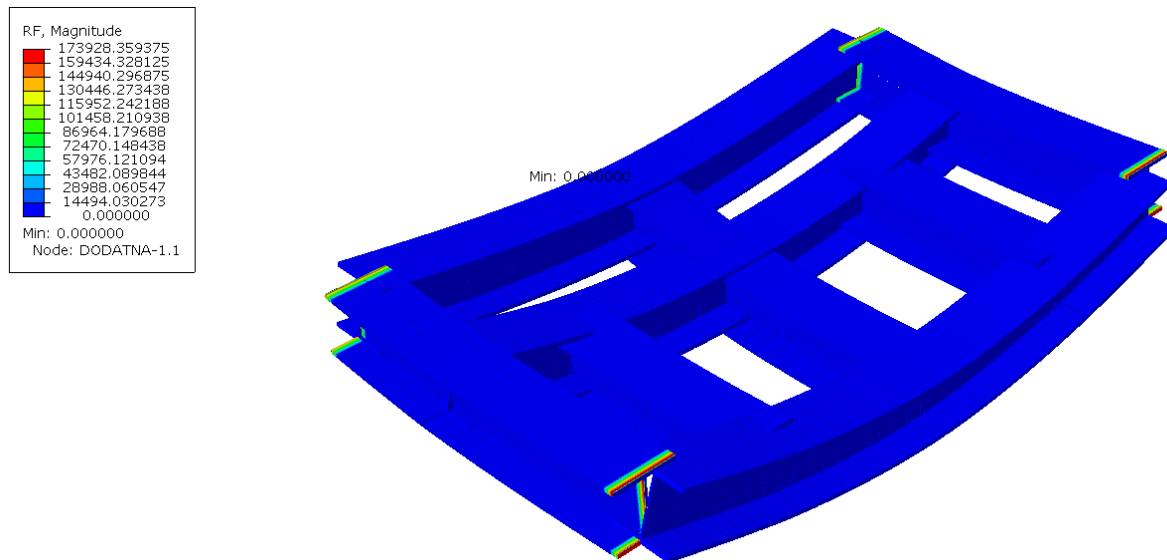
Slika 35. Naprezanje S. Mises za slučaj spuštanja tereta [N/mm²]

Progib konstrukcije na naznačenom mjestu na slici 36 iznosi 2,39 mm.



Slika 36. Ukupni progib u smjeru osi y za slučaj podizanja tereta [mm]

Najveća reakcija u osloncu prilikom podizanja tereta iznosi 174 kN i ista je na oba pogonska kotača, a reakcija u manje opterećenim kotačima iznosi 142 kN. Razlog ovakve razlike je moment podizanja.



Slika 37. Sile u osloncima za slučaj spuštanja tereta [N]

Uvjet naprezanja glasi

$$\sigma_x \leq \sigma_{\text{dopis}}$$

$$101,9 < 110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (8.1)$$

gdje je

$$\sigma_{\text{dopis}} = 110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno naprezanje pri čisto istosmjernom opterećenju za S235JR [16].}$$

Faktor sigurnosti konstrukcije iznosi

$$S = \frac{110}{101,9} = 1,08. \quad (8.2)$$

Dopušteni progib konstrukcije iznosi

$$w_{\text{dop}} = \frac{l}{600 \dots 1000} = \frac{2800}{1000} = 2,93 \text{ mm}, \quad (8.3)$$

gdje je

$l = 2800 \text{ mm}$ - dužina grede s najvećim progibom.

Uvjet progibanja konstrukcije:

$$w \leq w_{\text{dop}}$$

$$2,39 \text{ mm} < 2,8 \text{ mm}. \quad (8.4)$$

Uvjet progibanja je zadovoljen.

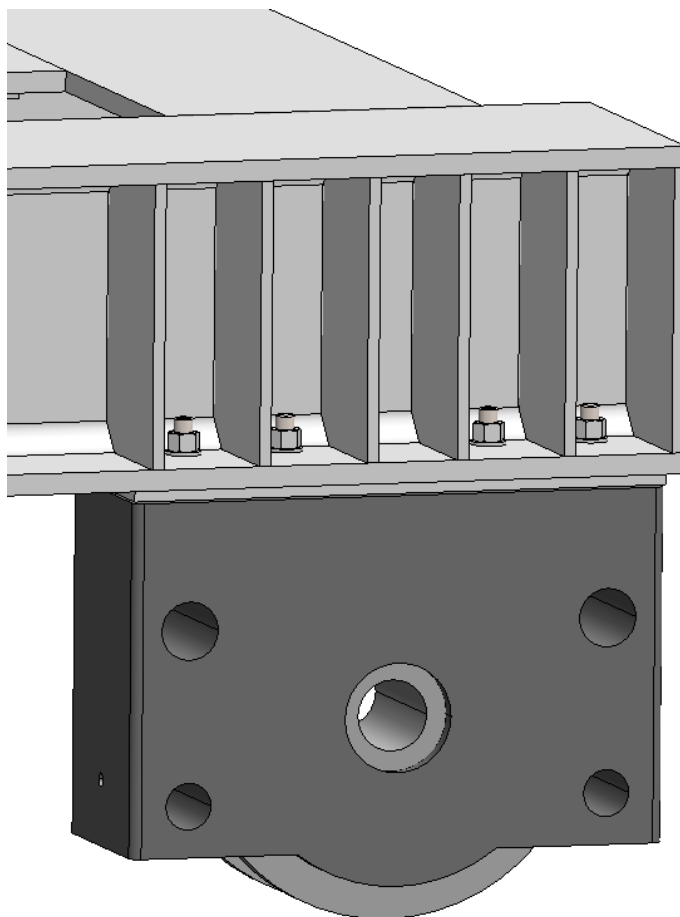
9. ODABIR KOTAČA VITLA

Za proračun kotača uzeta je maksimalna sila iz poglavlja 8.1. koja iznosi 174 kN. Kotači su preuzeti od proizvođača Demag. Izbor kotača ovisi o pogonskoj grupi, broju okretaja kotača u minuti, te vremenu korištenja.

Težina kojom je opterećen kotač iznosi

$$G_{\text{kot}} = \frac{F_{\text{kot}}}{g} = \frac{174000}{9,81} = 17737 \text{ kg.} \quad (9.1)$$

Izabran je kotač DRS-315-NA-A-90-K-X-A50 koji ima prihvat za konstrukciju s gornje strane. Ovaj tip kotača ima maksimalnu dopuštenu statičku nosivost iznosa 22 t. Kotači imaju prirubnice s obje strane radi vođenja po tračnicama. Izabran je tip pruge DIN 1017, materijala E360, veličine 80x50.



Slika 38. Demag-ov kotač DRS-315

10. IZBOR ELEKTROMOTORA ZA VOŽNJU VITLA

Izabrana brzina vitla iznosi $28 \frac{\text{m}}{\text{min}}$. Izbor brzine je ograničen kočnicom motora i momentom potrebnim za ubrzanje vitla. Ukoliko bi brzina vožnje bila veća od navedene, ne bi bila moguća izvedba vitla s dva elektromotora nego bi se trebalo preći na izvedbu s četiri. Kako je brzina vožnje vitla unutar granica suvremenih vitla (prema poglavlju 3 - Specifikacije mosnih granika) između $19 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ i $45 \frac{\text{m}}{\text{min}}$, smatra se da su dva elektromotora dovoljna za pogon vitla.

Ukupna sila vitla i tereta iznosi

$$F_{\text{uk,v}} = (m_{\text{vit}} + Q \cdot \phi_2) \cdot g \cdot \gamma$$

$$F_{\text{uk,v}} = (9100 + 32000 \cdot 1,168) \cdot 9,81 \cdot 1,34 \quad (10.1)$$

$$F_{\text{uk,v}} = 610946 \text{ N},$$

gdje je:

$m_{\text{vit}} = 9021 \approx 9100 \text{ kg}$ - ukupna masa vitla dobivena iz programskog paketa *Solidworks*

Potrebna sila za vožnju vitla iznosi

$$F_{\text{v,v}} = f_{\text{e,v}} \cdot F_{\text{uk,v}} = 0,009 \cdot 610946 = 5499 \text{ N}, \quad (10.2)$$

gdje su specifični otpori vožnje:

$$f_{\text{e}} = f' + f_{\text{ost}} = 0,0035 + 0,005 = 0,0085 \approx 0,009, \quad (10.3)$$

$f_{\text{ost}} = 0,005$ - ostali otpori vožnje [14] i

$$f' = \frac{1}{\frac{D_{\text{k,v}}}{2}} \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + e \right) = \frac{1000}{\frac{315}{2}} \cdot \left(0,0015 \cdot \frac{60}{2} + 0,5 \right) \quad (10.4)$$

$$f' = 0,0035,$$

a preostale veličine su:

$D_{\text{k,v}} = 315 \text{ mm}$ - promjer kotača [1],

$d = 60 \text{ mm}$ - promjer vratila [1],

$e = 0,5 \text{ mm}$ - ekscentar čeličnog kotača na čeličnoj tračnici [14] i

$\mu = 0,0015$ - koeficijent trenja za valjne ležajeve [14].

Potrebna snaga za vožnju vitla

$$P_{\text{vo}\dot{z},v} = F_v \cdot v_{\text{vit}} = 5499 \cdot \frac{28}{60} = 2566 \text{ W.} \quad (10.5)$$

Ukupni potrební moment jednog kotača iznosi

$$T_{\text{kot},v} = \frac{P_{\text{vo}\dot{z},v}}{2 \cdot \omega_{\text{kot},v}} = \frac{2566}{2 \cdot 2,96} = 433 \text{ Nm,} \quad (10.6)$$

gdje je:

$$\omega_{\text{kot},v} = \frac{\pi \cdot n_{\text{kot},v}}{30} = \frac{\pi \cdot 28,29}{30} = 2,96 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - \text{kutna brzina kotača,}$$

$$n_{\text{k},v} = \frac{60 \cdot v_{\text{vit}}}{\pi \cdot D_{\text{kot}}} = \frac{60 \cdot \frac{28}{60}}{\pi \cdot 315 \cdot 10^{-3}} = 28,29 \frac{\text{o}}{\text{min}} - \text{brzina vrtnje kotača i}$$

$$v_{\text{vit}} = 28 \frac{\text{m}}{\text{min}} - \text{brzina vožnje vitla.}$$

Ukupna potrebna snaga elektromotora za ustaljenu vožnju

$$2P_{\text{EM},v} = \frac{P_{\text{vo}\dot{z},v}}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{2566}{0,92} = 2785 \text{ W,} \quad (10.7)$$

gdje je ukupna iskoristivost

$$\eta_{\text{uk}} = \eta_{\text{red}} \cdot \eta_{\text{lež}} = 0,94 \cdot 0,98 = 0,9212, \quad (10.8)$$

koja se sastoji od:

$\eta_{\text{red}} = 0,94$ - iskoristivost reduktora [1] i

$\eta_{\text{lež}} = 0,98$ - iskoristivost ležajeva kotača [14].

Snaga jednog elektromotora iznosi

$$P_{\text{EM},v} = \frac{P_{\text{EM},v}}{2} = \frac{2785}{2} = 1393 \text{ W.} \quad (10.9)$$

Statički moment motora

$$T_{\text{EMst},v} = \frac{1393}{\omega_{\text{kot},v} \cdot i_{\text{red}}} = \frac{1393}{2,96 \cdot 49,9} = 9,42 \text{ Nm,} \quad (10.10)$$

gdje je

$i_{\text{red}} = 49,9$ - prijenosni omjer reduktora [1].

Ukupan rotacijski moment inercije

$$J_{\text{rot},v} = \beta \cdot J_{\text{EM},v} = 1,2 \cdot 0,07267 = 0,087204 \text{ kgm}^2,$$

gdje je:

$\beta = 1,2$ - faktor sigurnosti inercijskih masa [14] i

$J_{\text{EM},v} = 0,07267 \text{ kgm}^2$ - moment inercije rotora [1].

Translacijski moment inercije sveden na jedan motor:

$$J_{tr,v} = \frac{\frac{m_{uk,v}}{\eta_{uk}} \left(\frac{v_{vit}}{\omega_{EM,v}} \right)^2}{2} = \frac{\frac{62278}{0,92} \left(\frac{28}{60 \cdot 147,85} \right)^2}{2} \quad (10.11)$$

$$J_{tr,v} = 0,34783 \text{ kgm}^2$$

gdje je:

$\omega_{EM,v} = \omega_{kot,v} \cdot i = 2,96 \cdot 49,9 = 147,85 \frac{\circ}{\text{min}}$ - kutna brzina elektromotora,

$m_{uk,v} = \frac{F_{uk}}{g} = 62278 \text{ kg}$ - ukupna masa vitla i tereta i

$t_{u,v} = 5 \text{ s}$ - vrijeme ubrzavanja vitla [14].

Moment potreban za ubrzanje vitla iznosi

$$T_{ub,v} = \varepsilon_{ub,v} \cdot (J_{rot,v} + J_{tr,v}) = 66,4 \cdot (0,087204 + 0,34783) \quad (10.12)$$

$$T_{ub,v} = 12,86 \text{ Nm},$$

gdje je kutno ubrzanje

$$\varepsilon_{ub,v} = \frac{\omega_{EM}}{t_{u,v}} = \frac{147,85}{5} = 29,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}. \quad (10.13)$$

Ukupni moment potreban za pogon vitla iz stanja mirovanja iznosi

$$T_{uk,v} = T_{EMst} + T_{ub,v} = 9,42 + 12,86 = 22,28 \text{ Nm}. \quad (10.14)$$

Potezni moment elektromotora iznosi

$$T_{p,v} = f_{b,v} \cdot T_{EMnaz,v} = 2,71 \cdot 10 = 27,1 \text{ Nm}, \quad (10.15)$$

$T_{EMnaz,v} = 10 \text{ Nm}$ - nazivni moment elektromotora [1] i

$f_{b,v} = 2,71$ - omjer poteznog i nazivnog momenta [1].

Za pokretanje vitla ukupni moment sveden na motor mora biti manji od poteznog momenta motora. Uvjet pokretanja motora glasi

$$T_{uk,v} < T_{p,v} \quad (10.16)$$

$$22,28 < 27,1 \text{ Nm}.$$

Potezni moment zadovoljava uvjet pokretanja.

10.1. Provjera kočnice

Moment inercije izazvan kočenjem vitla iznosi

$$T_{\text{koč},v} = \varepsilon_{\text{koč},v} \cdot (J_{\text{rot},v} + J_{\text{tr},v})$$

$$T_{\text{koč},v} = 36,963 \cdot (0,087204 + 0,34783) \quad (10.17)$$

$$T_{\text{koč},v} = 16,08 \text{ Nm},$$

gdje je:

$$\varepsilon_{\text{koč},v} = \frac{\omega_{\text{EM},v}}{t_{z,v}} = \frac{147,85}{4} = 36,963 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} - \text{kutno usporenje vitla i}$$

$t_{z,v} = 4 \text{ s}$ - vrijeme zaustavljanja [14].

Da bi se sustav mogao sigurno zaustaviti potrebno je da kočnica može savladati ukupne momente inercije

$$T_{\text{koč},v} < T_{\text{br},v} \quad (10.18)$$

$$16,08 < 18 \text{ Nm},$$

gdje je maksimalni moment kočnice $T_{\text{br},v} = 18 \text{ Nm}$ [1].

Kočnica može zaustaviti vitlo s punim opterećenjem prilikom kočenja.

10.2. Provjera protiv proklizavanja

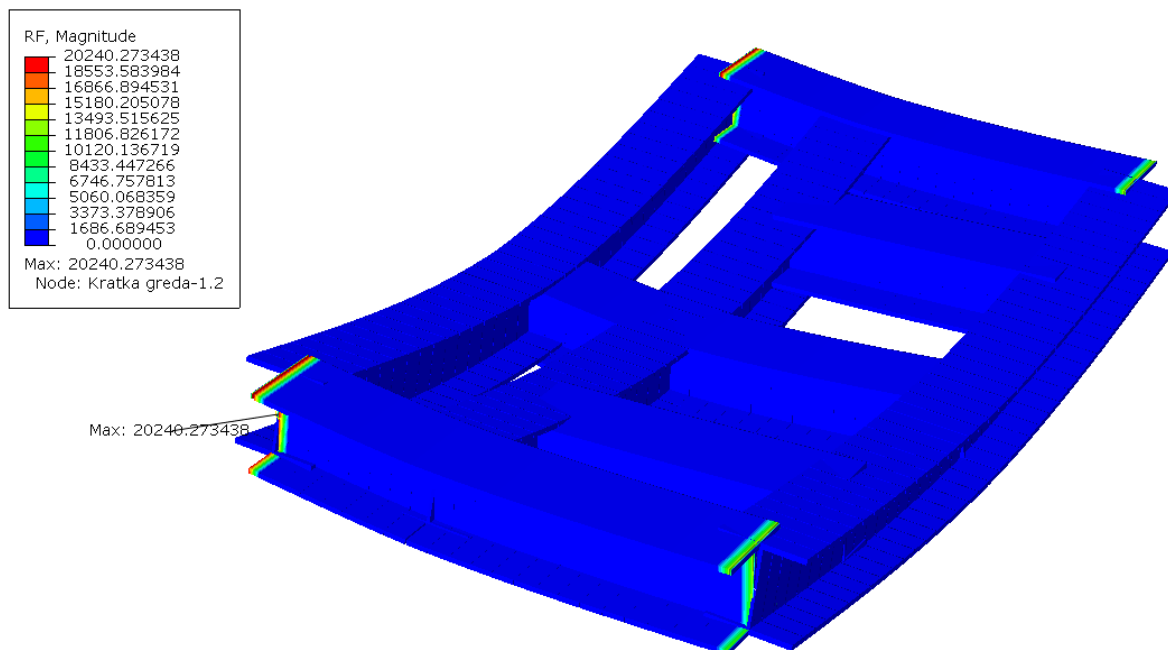
Minimalni iznos sile adhezije

$$F_{\text{ad},\text{min},v} = F_{\text{min}} \cdot \mu = 20240 \cdot 0,1 = 2024 \text{ N}, \quad (10.19)$$

gdje je:

$\mu = 0,1$ - faktor trenja čelik na čelik [16] i

$F_{\text{min},v} = 20240 \text{ N}$ - reakcijska sila u kotačima bez opterećenja i faktora dobivena iz FEM analize.



Slika 39. Reakcija u osloncu pogonskog kotača neopterećenog vitla [N]

Za uvjet proklizavanja potrebno je provjeriti slučaj kretanja vitla u najgorem slučaju, a to je bez opterećenja i bez faktora sigurnosti uvećanja sile te on iznosi

$$F_{pmax,v} = T_{p,v} \cdot i_{red} \cdot \frac{2}{D_{kot,v}} \eta_{uk} = 27,1 \cdot 49,9 \cdot \frac{2}{0,315} \cdot 0,9 \quad (10.20)$$

$$F_{pmax,v} = 7909 \text{ N.}$$

Uvjet proklizavanja glasi

$$F_{ad,min} > F_{pmax} \quad (10.21)$$

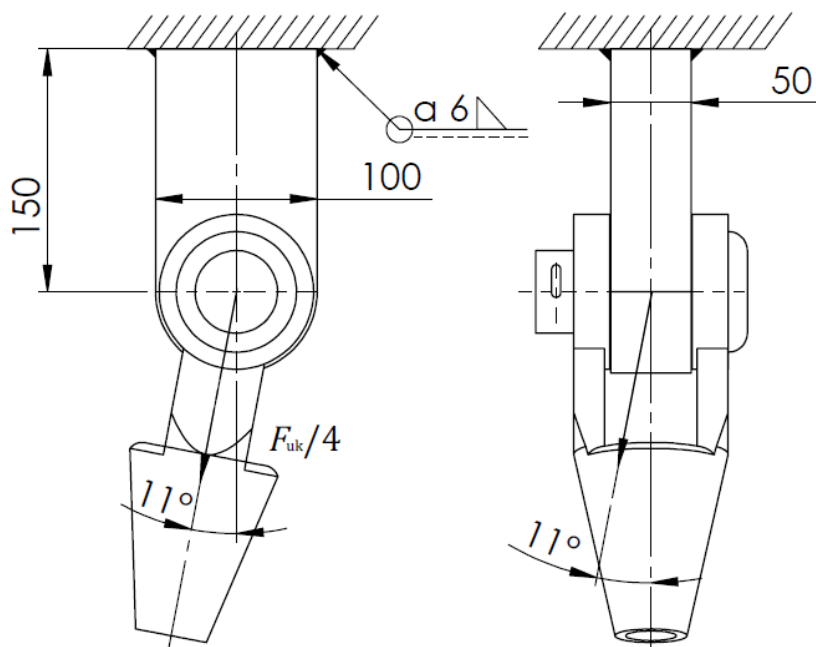
$$2024 > 7909.$$

Uvjet da kotači ne prokližu prilikom zaleta praznog vitla nije zadovoljen. Potrebna je regulacija momenta tijekom zaleta vitla.

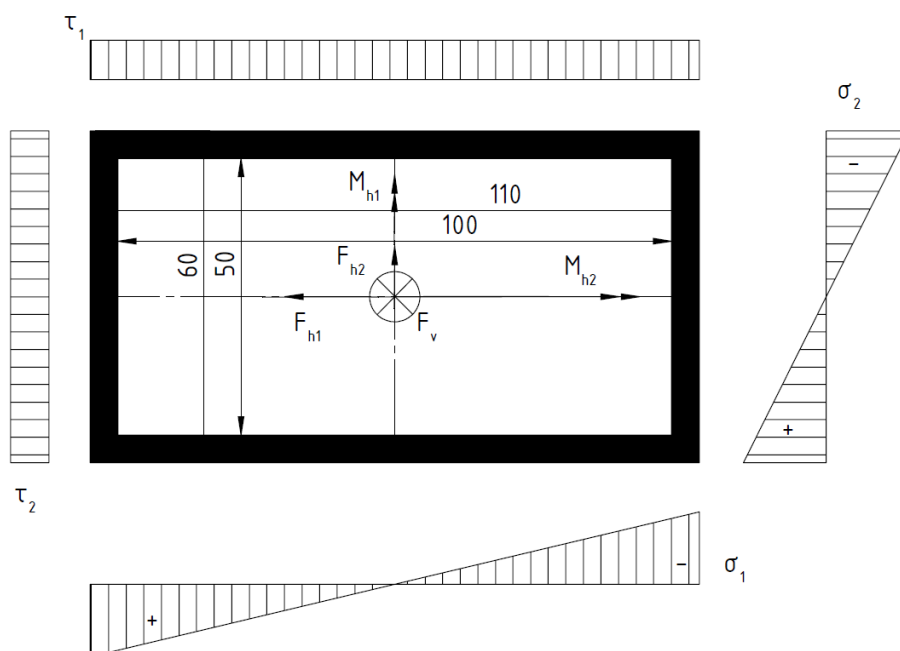
11. ZAVARI VITLA

11.1. Zavar prihvata užeta

Prihvat užeta proračunava se u najkritičnijem slučaju, a to je pri maksimalnom otklanjanju užeta jer se tada javljaju najveća naprezanja uslijed savijanja.



Slika 40. Zavar prihvata užeta



Slika 41. Opterećenja zavora

Reducirano naprezanje zavara iznosi

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_{s1} - \sigma_{s2})^2 + 3 \cdot (\tau_1 + \tau_2)^2} \leq \beta \cdot \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(40,54 + 61,59 - 41,3)^2 + 3 \cdot (21,41 + 11,68)^2} \quad (11.1)$$

$$83,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,933 \cdot 106 = 98,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je:

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{6}\right) = 0,933 - \text{faktor zareznog djelovanja},$$

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{5 \cdot \sigma_{\text{dop}\check{\text{iz}}}}{3} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno vlačno naprezanje kod čistog izmjeničnog opterećenja [19],}$$

$$\sigma_{\text{dop}\check{\text{iz}}} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5 ,K3 [19],}$$

$$\sigma_x = \frac{F_v}{A_z} = \frac{64872}{1600} = 40,54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{naprezanje zavara u vertikalnom smjeru},$$

$$\sigma_{s1} = \frac{M}{W} = \frac{1926888}{45242} = 42,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{naprezanje na savijanje u zavaru},$$

$$\sigma_{s2} = \frac{M}{W} = \frac{1926888}{45242} = 61,61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{naprezanje na savijanje u zavaru},$$

$$\tau_1 = \frac{F_{h1}}{A_{\tau1}} = \frac{12846}{1100} = 11,68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{smično naprezanje u zavaru},$$

$$\tau_2 = \frac{F_{h2}}{A_{\tau2}} = \frac{12846}{600} = 21,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{smično naprezanje u zavaru},$$

$$A_z = b_z \cdot c_z - b \cdot c = 60 \cdot 110 - 50 \cdot 100 = 1944 \text{ mm} - \text{površina zavara},$$

$$I_1 = \frac{b_z \cdot c_z^3}{12} - \frac{b \cdot c^3}{12} = \frac{60 \cdot 110^3}{12} - \frac{50 \cdot 100^3}{12} = 2488333 \text{ mm}^4 - \text{moment tromosti zavara},$$

$$I_2 = \frac{c_z \cdot b_z^3}{12} - \frac{c \cdot b^3}{12} = \frac{110 \cdot 60^3}{12} - \frac{100 \cdot 50^3}{12} = 9388333 \text{ mm}^4 - \text{moment tromosti zavara},$$

$$W_1 = \frac{2 \cdot I}{b_z} = \frac{2 \cdot 2488333}{112} = 45242 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora zavara},$$

$$W_2 = \frac{2 \cdot I}{b_z} = \frac{2 \cdot 9388333}{112} = 31278 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora zavara},$$

$$A_{\tau1} = 2 \cdot a \cdot c = 2 \cdot 5 \cdot 110 = 1100 \text{ mm} - \text{površina smičnog dijela zavara},$$

$$A_{\tau2} = 2 \cdot a \cdot c = 2 \cdot 5 \cdot 60 = 600 \text{ mm} - \text{površina smičnog dijela zavara},$$

$$b = 50 \text{ mm} - \text{širina prihvata},$$

$$c = 100 \text{ mm} - \text{dužina prihvata},$$

$$l = 150 \text{ mm} - \text{krak prihvata},$$

$a = 5 \text{ mm}$ - debljina zavora,

$b_z = b + 2 \cdot a = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ mm}$ - širina zavora prihvata,

$c_z = c + 2 \cdot a = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ mm}$ - dužina zavora prihvata,

$M = F_h \cdot l = 12846 \cdot 150 = 1926888 \text{ Nmm}$ - moment na zavaru,

$F_v = \frac{F_{uk}}{4} \cdot \cos(\alpha_1) \cdot \cos(\alpha_2) = 67323 \cdot \cos(11) \cdot \cos(11) = 64872 \text{ N}$ - vertikalna sila užeta,

$F_{h1} = \frac{F_{uk}}{4} \cdot \sin(\alpha_1) = 67323 \cdot \sin(11) = 12846 \text{ N}$ - horizontalna sila užeta,

$F_{h2} = \frac{F_{uk}}{4} \cdot \sin(\alpha_2) = 67323 \cdot \sin(11) = 12846 \text{ N}$ - horizontalna sila užeta,

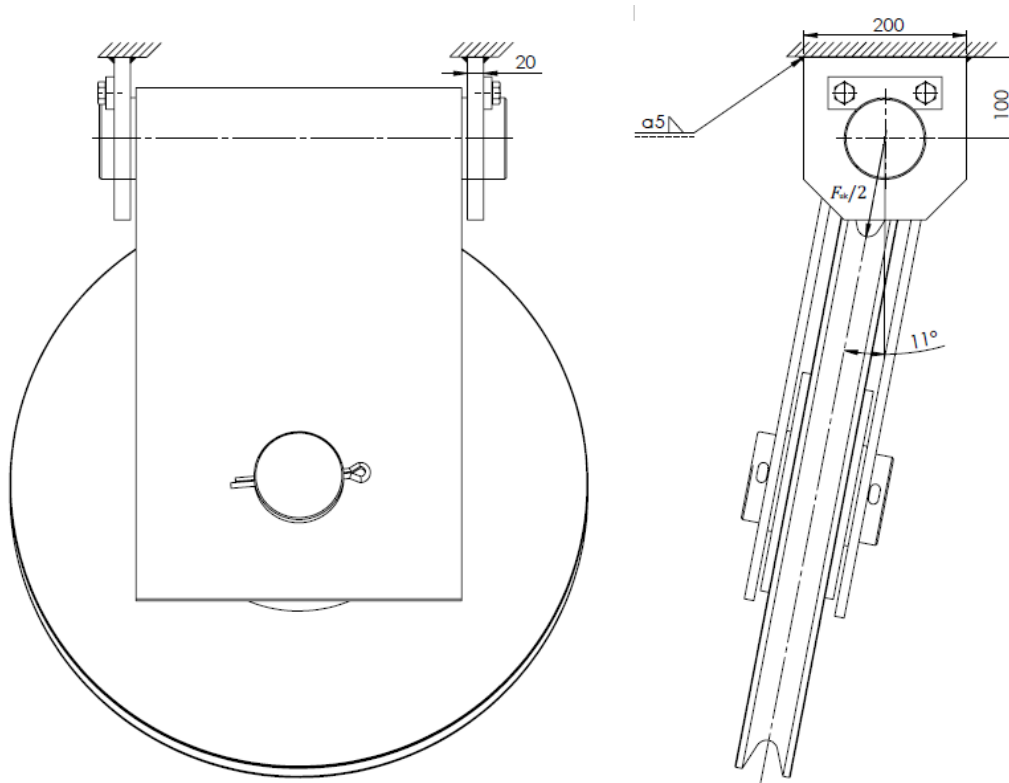
$\frac{F_{uk}}{4} = 67323 \text{ N}$ - sila u prihvatu užeta,

$\alpha_1 = 11^\circ$ - maksimalni kut nagiba užeta i

$\alpha_2 = 11^\circ$ - maksimalni napadni kut.

11.2. Zavar skretne užnice

Zavar skretne užnice proračunava se u najkritičnijem slučaju, a to je pri maksimalnom otklanjanju užeta jer se u tom slučaju javljaju najveća naprezanja uslijed savijanja.



Slika 42. Zavari skretne užnice

Reducirano naprezanje zavara iznosi

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_s)^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \beta \cdot \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(36,23 + 17,43)^2 + 3 \cdot 8,03^2} = 55,37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (11.2)$$

$$55,37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,96 \cdot 63,6 = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je:

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 0,96 - \text{faktor zareznog djelovanja},$$

$\sigma_{\text{dop}} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19],

$$\sigma_x = \frac{F_v}{A_z} = \frac{66087}{1824} = 36,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{naprezanje zavara u vertikalnom smjeru},$$

$$\sigma_s = \frac{M}{W} = \frac{1284600}{73694} = 17,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{naprezanje na savijanje u zavaru},$$

$$\tau = \frac{F_h}{A_\tau} = \frac{12846}{1600} = 8,03 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{smično naprezanje u zavaru},$$

$$A_z = b_z \cdot c_z - b \cdot c = 28 \cdot 108 - 58 \cdot 108 = 1824 \text{ mm} - \text{površina zavara},$$

$$I = \frac{b_z \cdot c_z^3}{12} - \frac{b \cdot c^3}{12} = \frac{28 \cdot 208^3}{12} - \frac{20 \cdot 200^3}{12} = 7664128 \text{ mm}^4 - \text{moment tromosti zavara},$$

$$W = \frac{2 \cdot I}{c_z} = \frac{2 \cdot 7664128}{208} = 73694 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora zavara},$$

$$A_\tau = 2 \cdot a \cdot c = 2 \cdot 4 \cdot 200 = 1600 \text{ mm} - \text{površina smičnog djela zavara},$$

$$b = 20 \text{ mm} - \text{širina prihvata},$$

$$c = 200 \text{ mm} - \text{dužina prihvata},$$

$$l = 150 \text{ mm} - \text{krak prihvata},$$

$$a = 4 \text{ mm} - \text{debljina zavara},$$

$$b_z = b + 2 \cdot a = 20 + 2 \cdot 4 = 28 \text{ mm} - \text{širina zavara prihvata},$$

$$c_z = c + 2 \cdot a = 200 + 2 \cdot 4 = 208 \text{ mm} - \text{dužina zavara prihvata},$$

$$M = F_h \cdot l = 12846 \cdot 100 = 1284600 \text{ Nmm} - \text{moment na zavaru},$$

$$F_v = \frac{F_{\text{uk}}}{4} \cdot \cos(\alpha) = 67323 \cdot \cos(11) = 66087 \text{ N} - \text{vertikalna sila na jednoj ploči zavara},$$

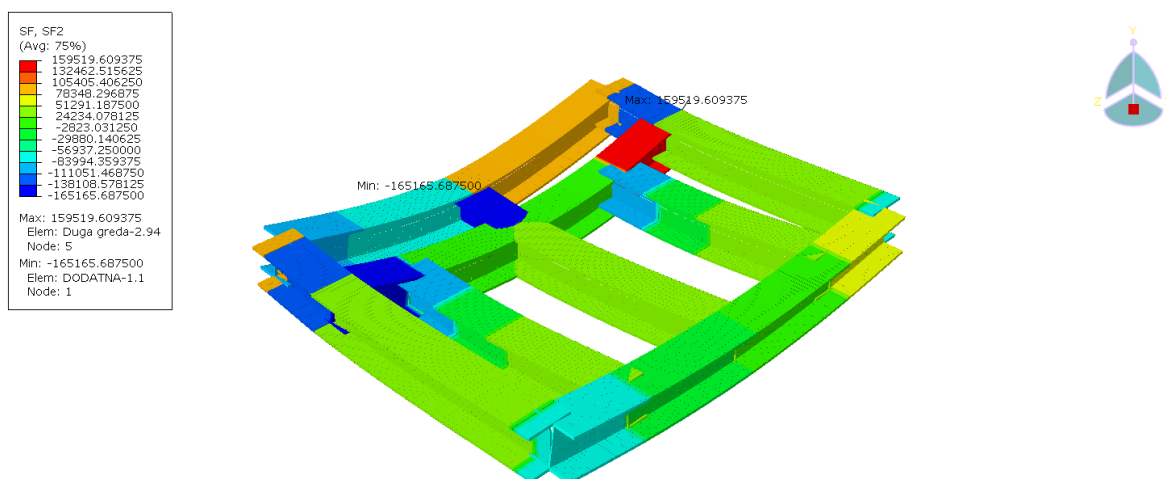
$$F_h = \frac{F_{\text{uk}}}{4} \cdot \sin(\alpha) = 67323 \cdot \sin(11) = 12846 \text{ N} - \text{horizontalna sila na jednoj ploči zavara},$$

$$\frac{F_{\text{uk}}}{4} = 67323 \text{ N} - \text{sila u prihvatu na jednoj ploči zavara i}$$

$\alpha = 11^\circ$ - maksimalni kut nagiba užeta.

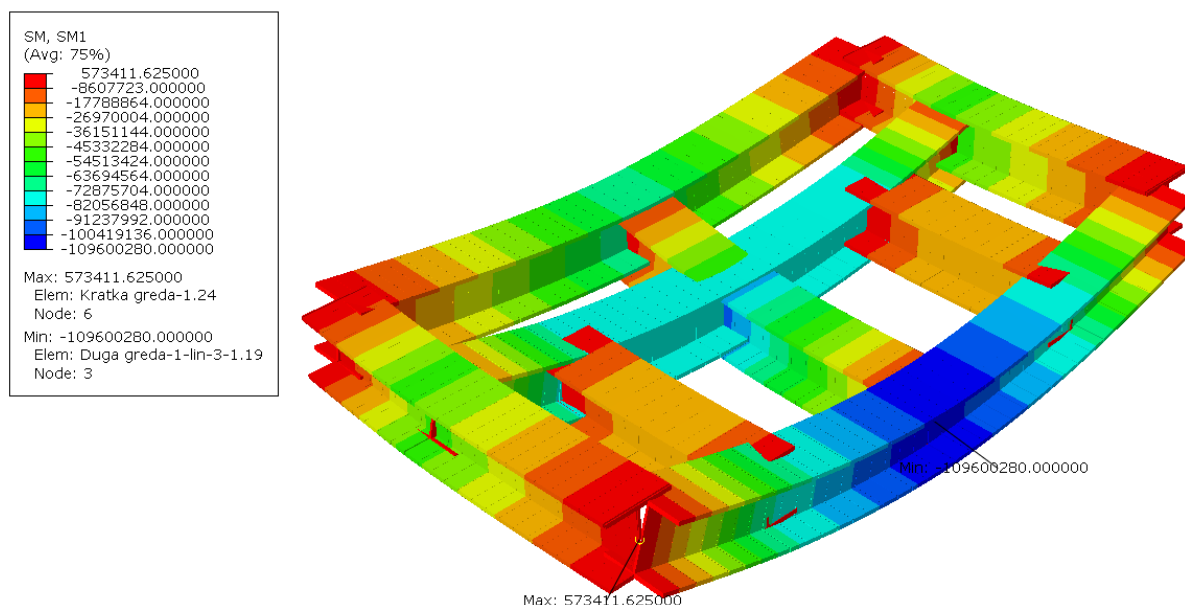
11.3. Zavari profila okvirne konstrukcije

Iz rezultata FEM analize dobivene su unutarnje sile i unutarnji momenti konstrukcije pomoću kojih su proračunata naprezanja u zavarima.



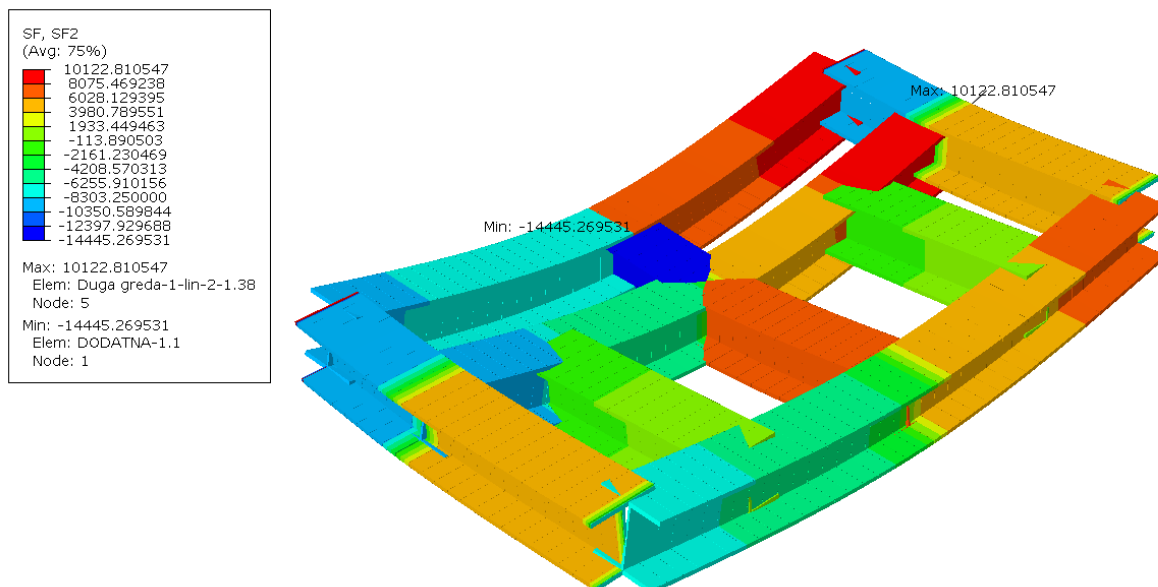
Slika 43. Smične sile [N]

Maksimalni iznos unutarnje poprečne sile na kritičnom presjeku iznosi 45965 N.

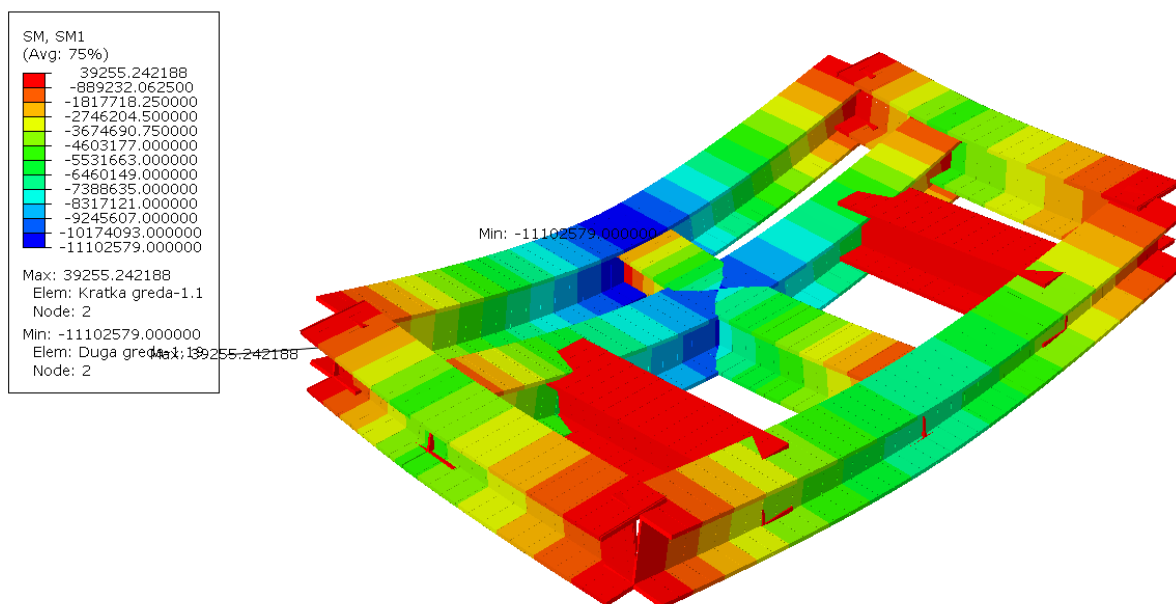


Slika 44. Moment savijanja pri punom opterećenju i spuštanju tereta [Nmm]

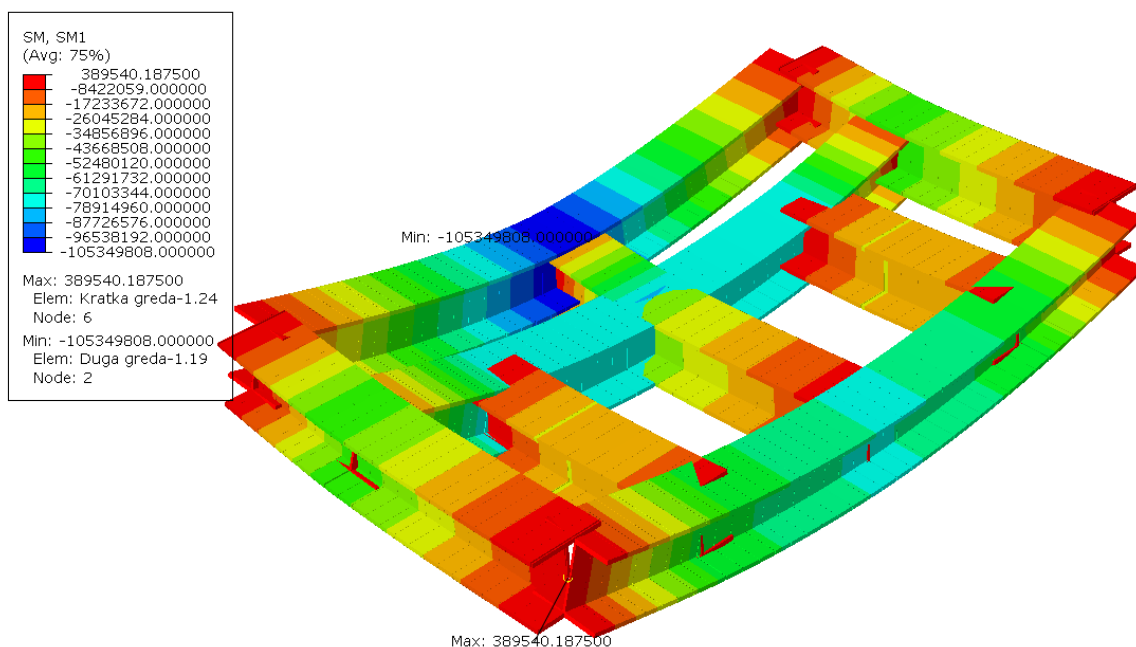
Maksimalni iznos unutarnjeg momenta iznosi 109600280 Nmm.



Slika 45. Unutarnje poprečne sile bez tereta [N]

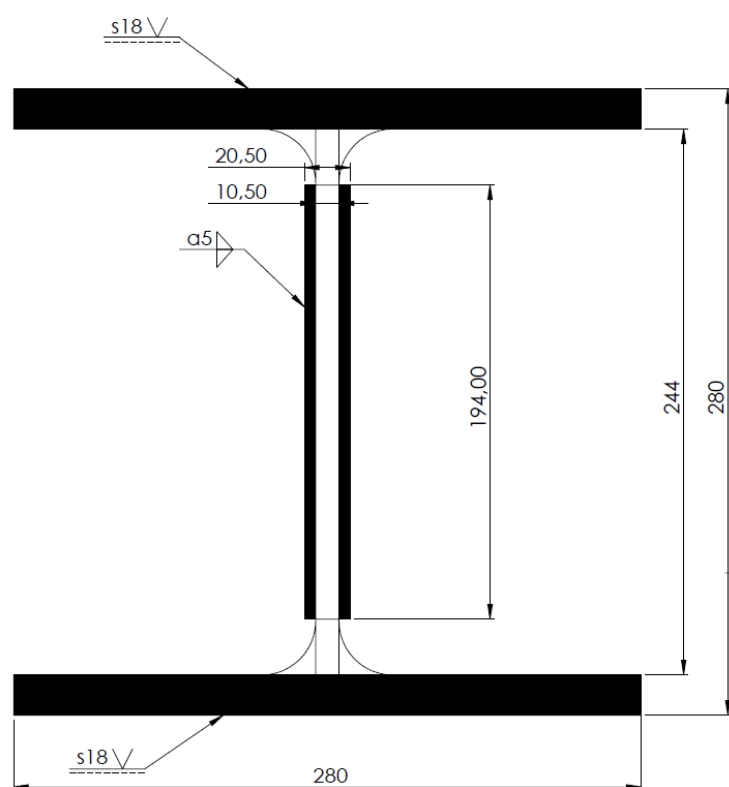


Slika 46. Moment savijanja bez tereta [Nmm]



Slika 47. Moment savijanja pri punom opterećenju i podizanju tereta[Nmm]

Iz slika 44, 45, 46 i 47 možemo vidjeti da pri dizanju i spuštanju tereta ostaje isti predznak unutarnjih sila. Iz ovoga možemo zaključiti da se u konstrukciji vitla javljaju istosmjerna opterećenja.



Slika 48. Presjek zavara

Reducirano naprezanje zavara

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(85,56)^2 + 3 \cdot 23,7^2} = 94,89 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (11.3)$$

$$94,89 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{5 \cdot \sigma_{\text{dopčiz}}}{3} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno vlačno naprezanje zavora},$$

$\sigma_{\text{dopčiz}} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19],

$$\sigma_x = \frac{M}{W} = \frac{109600280}{1280997} = 85,56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{naprezanje u smjeru uzdužne osi grede}$$

$$I_{\text{uk}} = \frac{B \cdot H_3^3}{12} - \frac{B \cdot h_2^3}{12} + \frac{b \cdot h_1^3}{12} - \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} =$$

$$I_{\text{uk}} = \frac{280 \cdot 280^3}{12} - \frac{280 \cdot 244^3}{12} + \frac{20,5 \cdot 194^3}{12} - \frac{10,5 \cdot 194^3}{12}$$

$I_{\text{uk}} = 179339527 \text{ mm}^4$ - moment tromosti zavora,

$$W = \frac{2 \cdot I}{h} = \frac{2 \cdot 179339527}{280} = 1280997 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora zavora},$$

$M = 109600280 \text{ Nmm}$ - unutarnji moment,

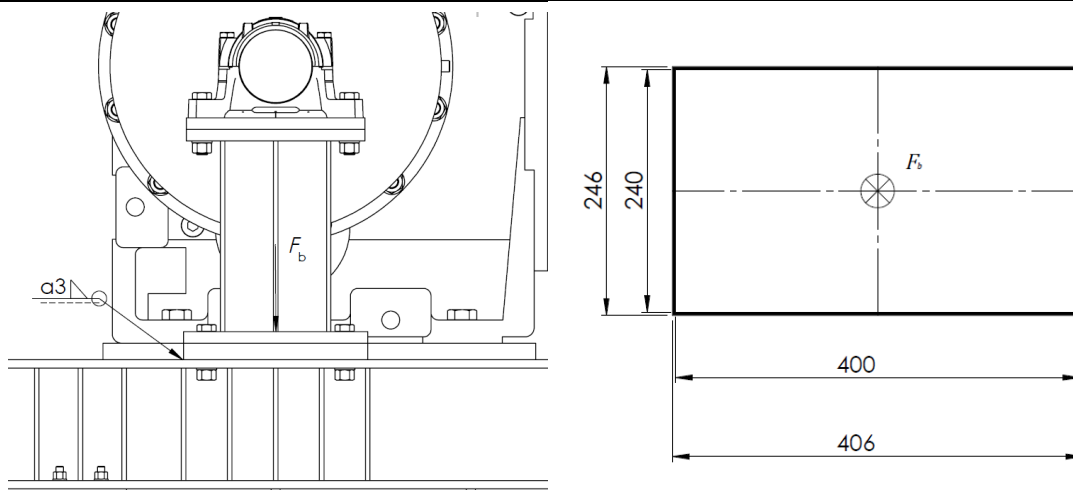
$$\tau = \frac{F}{A_\tau} = \frac{45965}{1940} = 23,69 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{smično naprezanje zavora},$$

$A_\tau = 194 \cdot 20,5 - 194 \cdot 10,5 = 1940 \text{ mm}^2$ - površina zavora i

$F = 45965 \text{ N}$ - unutarnja poprečna sila.

11.4. Zavar ploče stupa ležaja

Isto kao i u proračunu osovine bubnja uzima se pretpostavka da je uže potpuno odmotano te da se sva sila s užeta prenosi na ležaj.



Slika 49. Opterećenje zavora ploče

Uvjet zavora glasi

$$\sigma_x \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$17,37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (11.4)$$

gdje je:

$\sigma_{\text{dop}} = \frac{5 \cdot \sigma_{\text{dopčiz}}}{3} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno vlačno naprezanje kod čistog izmjeničnog opterećenja,

$\sigma_{\text{dopčiz}} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19],

$\sigma_x = \frac{F_b}{A_z} = \frac{67323}{3876} = 17,37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - naprezanje zavora u vertikalnom smjeru,

$F_u = 67323 \text{ N}$ - sila u užetu,

$A_z = b_z \cdot c_z - b \cdot c = 406 \cdot 246 - 400 \cdot 240 = 3876 \text{ mm}$ - površina zavora,

$b = 400 \text{ mm}$ - širina ploče,

$c = 240 \text{ mm}$ - dužina ploče,

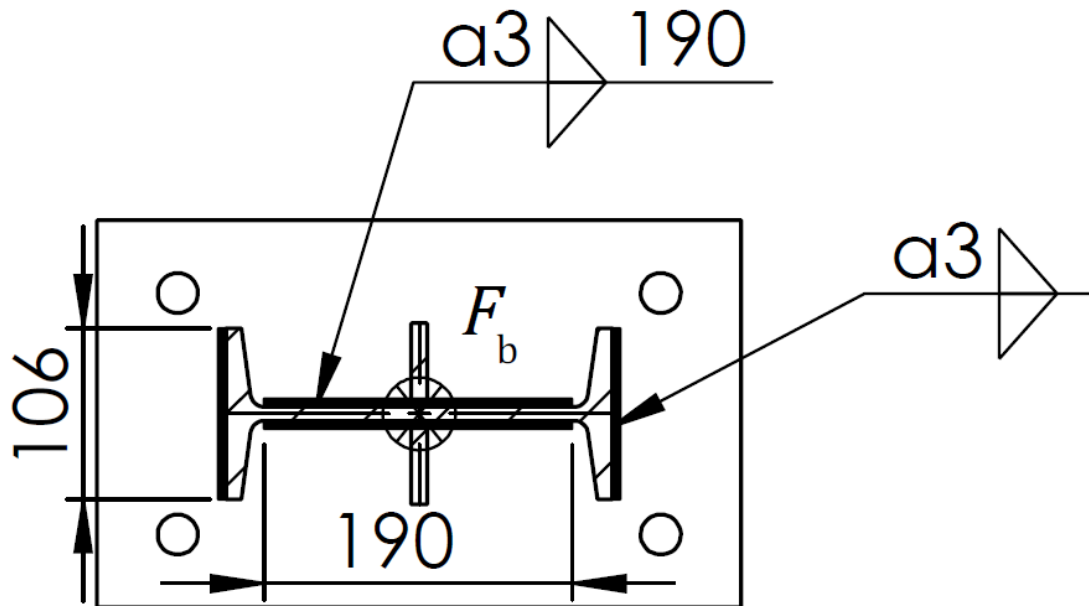
$a = 3 \text{ mm}$ - debljina zavora,

$b_z = b + 2 \cdot a = 50 + 2 \cdot 5 = 406 \text{ mm}$ - širina zavora ploče i

$c_z = c + 2 \cdot a = 100 + 2 \cdot 5 = 246 \text{ mm}$ - dužina zavora ploče.

11.5. Zavar profila ležaja

Slučaj opterećenja jednak je kao u poglavlju 11.4.



Slika 50. Zavar profila ležaja

Uvjet zavora glasi

$$\sigma_x \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$37,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (11.5)$$

gdje je:

$\sigma_{\text{dop}} = \frac{5 \cdot \sigma_{\text{dopčiz}}}{3} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno vlačno naprezanje kod čistog izmjeničnog opterećenja,

$\sigma_{\text{dopčiz}} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19],

$\sigma_x = \frac{F_b}{A_z} = \frac{67323}{1776} = 37,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - naprezanje zavora u vertikalnom smjeru,

$A_z = 2 \cdot b \cdot a + 2 \cdot c \cdot a = 2 \cdot 106 \cdot 3 + 2 \cdot 190 \cdot 3 = 1776 \text{ mm}$ - površina zavora,

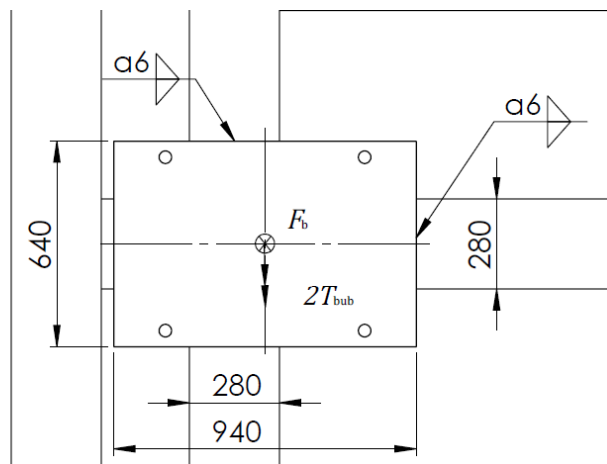
$b = 106 \text{ mm}$ - visina profila zavora,

$c = 190 \text{ mm}$ - dužina profila zavora,

$a = 3 \text{ mm}$ - debljina zavora.

11.6. Zavar ploče elektromotora

Za proračun zavar ploče elektromotora uzeta je pretpostavka da je užeta u potpunosti namotano te da je cjelokupna sila s užeta prenesena na elektromotor. Također radi asimetričnosti zavar uzeto je pojednostavljenje prilikom proračuna naprezanja uslijed savijanja takvo da se zavar nalazi samo na duljem kraku (940 mm), a na bočnim stranama je zanemareno.



Slika 51. Opterećenje zavar elektromotora

Reducirano naprezanje zavar

$$\sigma_{\text{red}} = \sigma_x + \sigma_s = 25,32 + 26,64 = 51,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \beta \cdot \sigma_{\text{dop}} \quad (11.6)$$

$$51,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,933 \cdot 63,9 = 59,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je:

$\sigma_{\text{dop}} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19],

$\sigma_x = \frac{F_{\text{pl}}}{A_z} = \frac{170140}{6720} = 25,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - naprezanje zavar u vertikalnom smjeru,

$\sigma_s = \frac{2 \cdot T_b}{W} = \frac{2 \cdot 21036104}{1579285} = 26,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - naprezanje uslijed savijanja u zavaru,

$A_z = 4 \cdot a \cdot d = 4 \cdot 6 \cdot 280 = 6720 \text{ mm}$ - površina zavar,

$I = \frac{b \cdot c_z^3}{12} - \frac{b \cdot c^3}{12} = \frac{280 \cdot 952^3}{12} - \frac{280 \cdot 952^3}{12} = 751739520 \text{ mm}^4$ - moment tromosti zavar,

$W = \frac{2 \cdot I}{c_z} = \frac{2 \cdot 751739520}{952} = 1579285 \text{ mm}^3$ - moment otpora zavar,

$b = 640 \text{ mm}$ - širina prihvata,

$c = 940 \text{ mm}$ - dužina prihvata,

$a = 6 \text{ mm}$ - debljina zavora,

$b_z = b + 2 \cdot a = 640 + 6 = 652 \text{ mm}$ - širina zavora ploče,

$c_z = c + 2 \cdot a = 940 + 2 \cdot 6 = 952 \text{ mm}$ - dužina zavora ploče,

$d = 280 \text{ mm}$ - širina profila,

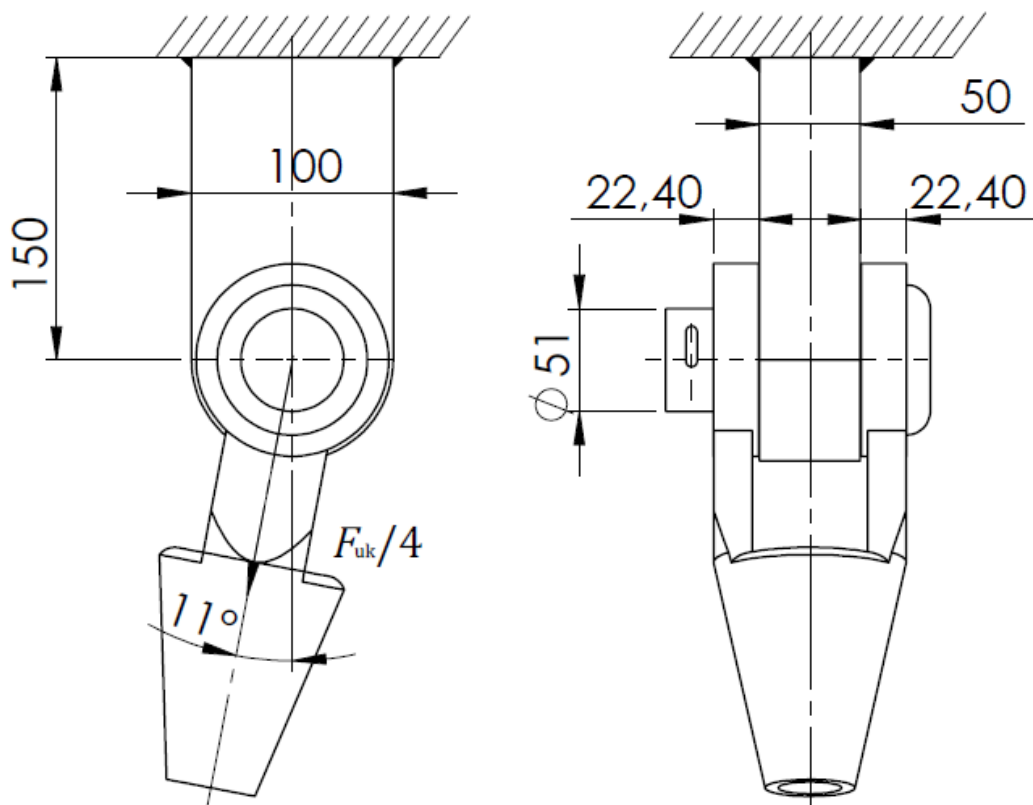
$F_{pl} = F_{EM} + 2 \cdot F_b = 35493 + 2 \cdot 67323 = 170140 \text{ N}$ - ukupna sila na ploču,

$F_u = 67323 \text{ N}$ - sila u užetu,

$T_b = 21036104 \text{ Nmm}$ - moment na jednom bubnju i

$F_{EM} = m_{EMdiz} \cdot g \cdot \gamma = 2700 \cdot 9,81 \cdot 1,34 = 35493 \text{ N}$ - ukupna sila uslijed težine elektromotora.

12. PRORAČUN SVORNJAKA PRIHVATA UŽETA



Slika 52. Prihvat užeta

Bočni pritisak na strani prihвата užeta iznosi

$$p_u = \frac{F_{sv}}{b \cdot d_{sv}} \leq p_{dop} \quad (12.1)$$

$$\frac{67323}{50 \cdot 51} = 26,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Bočni tlak na strani ušice prihвата užeta iznosi

$$p_v = \frac{F_{sv}}{2a \cdot d_{sv}} \leq p_{dop} \quad (12.2)$$

$$\frac{67323}{2 \cdot 22,4 \cdot 51} = 13,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Naprezanje na svijanje svornjaka iznosi

$$\sigma_f = \frac{0,5F_{sv} \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d_{sv}^3} \leq \sigma_{dop} \quad (12.3)$$

$$\frac{0,5 \cdot 67244 \cdot 0,5 \cdot 22,4}{0,1 \cdot 51^3} = 28,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Smično naprezanje svornjaka iznosi

$$\tau = \frac{F_{sv}}{2A_{sv}} \leq \tau_{\text{dop}} \quad (12.4)$$

$$\frac{67244}{2 \cdot 2042,82} = 16,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

gdje je:

$p_{\text{dop}} = 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteni pritisak svornjaka pri istosmjernom opterećenju za materijal S235JR [19],

$\sigma_{\text{dop}} = 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje na savijanje svornjaka pri istosmjernom opterećenju za materijal S235JR [19],

$\tau_{\text{dop}} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno smično naprezanje svornjaka pri istosmjernom opterećenju za materijal S235JR [19],

$b = 50 \text{ mm}$ - širina prihvata užeta,

$a = 22,4 \text{ mm}$ - širina ušice prihvata užeta,

$d_{sv} = 51 \text{ mm}$ - promjer svornjaka i

$A_{sv} = \frac{d_{sv}^2 \pi}{4} = \frac{51^2 \pi}{4} = 2042,82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - poprečni presjek svornjaka.

13. POVRŠINSKI PRITISAK LIMOVA PRIHVATA UŽETA

Površinski pritisak između nosivih limova i osovine

$$p = \frac{F_u}{2 \cdot s \cdot d_{sv}} \leq p_{dop} \quad (13.1)$$
$$\frac{67323}{2 \cdot 22,4 \cdot 51} = 29,47 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je:

$p_{dop} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopuštena vrijednost pritiska bočnih limova [14],

$s = 22,4 \text{ mm}$ - širina ušice prihvata užeta i

$d_{sv} = 51 \text{ mm}$ - promjer svornjaka.

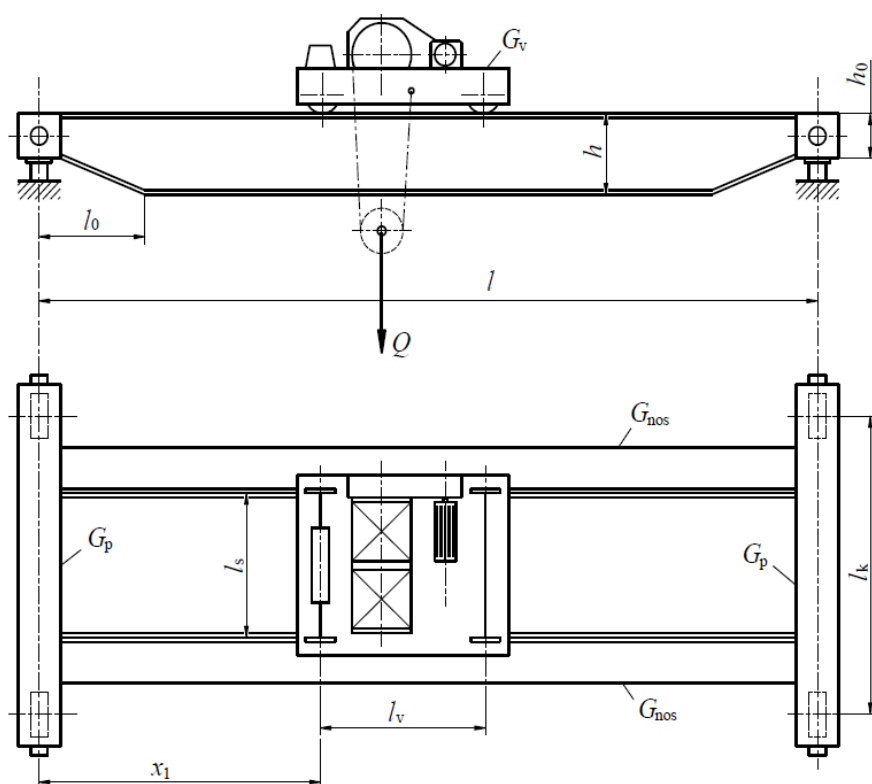
Sigurnost na bočnim limovima uslijed površinskog pritiska iznosi

$$S = \frac{p_{dop}}{p} = \frac{100}{29,47} = 3,39. \quad (13.2)$$

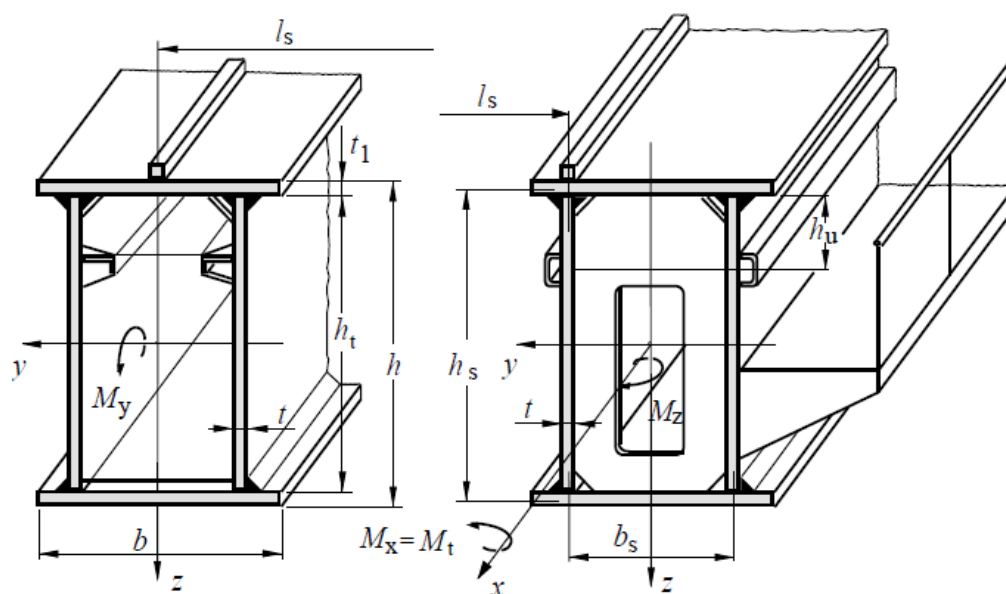
Sigurnost na bočnim limovima je izrazito velika jer debljinu ušica diktira veličina užeta koja se proračunava s velikim faktorom sigurnosti.

14. PRORAČUN KUTIJASTOG MOSNOG GRANIKA

Na slikama 53 i 54 prikazane su oznake mosnog granika koje će se primjenjivati u daljnjem proračunu.



Slika 53. Oznake mosnog granika [14]



Slika 54. Oznake kutijastog profila mosnog granika [14]

14.1. Karakteristike mosnog granika

Proračun mosnih granika započinje izborom dimenzija. Kako bi se skratio proces iteriranja postoje preporučene dimenzije mosta i profila nosača. Potrebno je naglasiti kako dimenzije nosača mogu biti izvan preporučenih vrijednosti te da su one pretežito orijentacijske naravi.

Preporučena visina mosta obično se nalazi unutar sljedećih granica:

$$h = \left(\frac{1}{18} \text{ do } \frac{1}{12}\right) l = \left(\frac{1}{18} \text{ do } \frac{1}{12}\right) \cdot 15 = 0,83 \text{ m do } 1,25 \text{ m.} \quad (14.1)$$

Rastojanje kotača mosta mora biti $l_k \geq \frac{l}{6} = \frac{15}{6} = 2,5 \text{ m}$.

Visina i udaljenost skošenja nosača

$$l_0 = (0,1 \text{ do } 0,2) l = (0,1 \text{ do } 0,2) \cdot 15 = 1,5 \text{ m do } 3 \text{ m i} \quad (14.2)$$

$$h_0 = (0,4 \text{ do } 0,6) h.$$

Širina pojasa nosača mora biti:

$$b \geq \frac{l}{50} = \frac{15}{50} = 0,3 \text{ m i} \quad (14.3)$$

$$b \leq (24 \text{ do } 30) t_1.$$

Rastojanje rebra nosača mora zadovoljiti sljedeće uvjete:

$$b_s \geq \frac{l}{60} = \frac{15}{60} = 0,25 \text{ m ili } b_s \geq \frac{h}{3,5}, \quad (14.4)$$

$$b_s \leq (50 \text{ do } 60) t_1 \text{ i}$$

$$b_s \geq 350 \text{ mm.}$$

Minimalna debljina lima rebra iznosi

$$t_{\min} = 5 - 6 \text{ mm.} \quad (14.5)$$

Debljina lima pojasa računa se prema

$$t_1 = (1,2 \text{ do } 2) t. \quad (14.6)$$

Vitkost lima izražena je preko sljedeće jednadžbe

$$\lambda = \frac{h_t}{t}. \quad (14.7)$$

Momenti tromosti kutijastog profila računaju se prema:

$$I_y = \frac{2th_t^3}{12} + t_1 b \frac{h_s^2}{2} + b \frac{t_1^3}{6} \text{ i} \quad (14.8)$$

$$I_z = \frac{2t_1 b^3}{12} + th_t \frac{b_s^2}{2}.$$

Momenti otpora kutijastog profila računaju se prema:

$$W_y = \frac{I_y}{h} 2 \text{ i}$$

$$W_z = \frac{I_z}{b} 2. \quad (14.9)$$

Površina poprečnog presjeka kutijastog profila računa se prema jednadžbi

$$A = 2(t_1 b + th_t). \quad (14.10)$$

Vertikalna i horizontalna ukrućenja nosača iznose

$$l_t = 1,2 \text{ do } 1,8 \text{ m za } h_t \leq 1,8 \text{ m}. \quad (14.11)$$

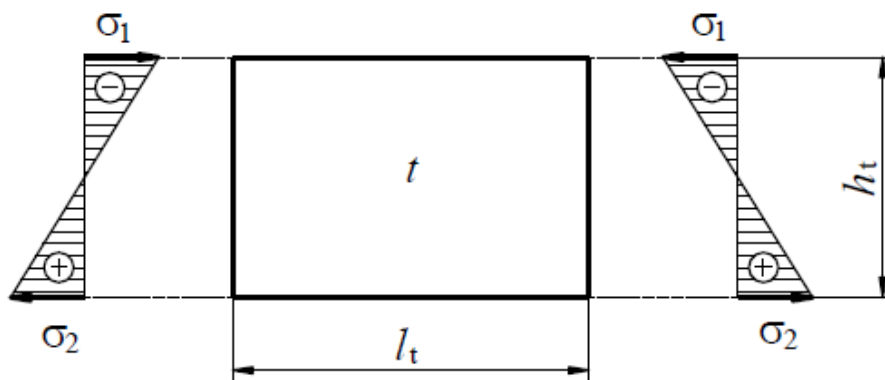
Za vitkost manju od 160-180 nema potrebe za postavljanjem horizontalnih ukrućenja jer su limovi dovoljno kruti da se izbjegne izvijanje.

Ako su zadovoljeni sljedeći uvjeti nema potrebe za računanjem stabilnosti limova.

Prvi uvjet je uvjet vitkosti lima s obzirom na normalno naprezanje nosača σ_1 .

$$\lambda = \frac{h_t}{t} \leq \frac{1725}{\sqrt{\sigma_1}} \quad (14.12)$$

$$\sigma_1 \leq 0,85 \sigma_d$$

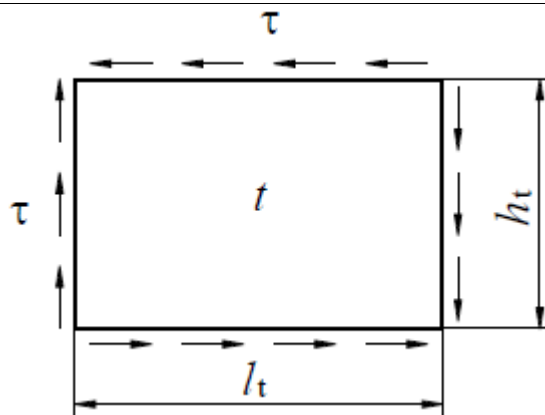


Slika 55. Polje vertikalnog lima opterećeno na savijanje [14]

Drugi uvjet je uvjet dužine polja l_t s obzirom na maksimalno tangencijalno naprezanje.

$$l_t \leq \frac{900t}{\sqrt{\tau}}, \text{ mm}$$

$$\tau \leq 82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (14.13)$$

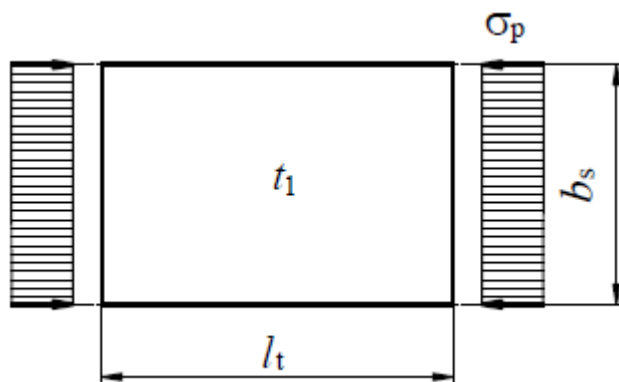


Slika 56. Tangencijalna naprezanja polja [14]

Treći uvjet je uvjet rastojanja vertikalnih limova b_s s obzirom na maksimalno naprezanje u pojasu σ_p .

$$b_s \leq \frac{700t_1}{\sqrt{\sigma_p}} \quad (14.14)$$

$$\sigma_p \leq \sigma_d$$



Slika 57. Polje gornjeg pojasa [14]

14.1.1. Karakteristike mosnog granika s tračnicom na sredini nosača

Preporučena visina mosta izabrana je veličine

$$0,83 \leq h = 1,1 \text{ m} \leq 1,25. \quad (14.15)$$

Visina i udaljenost skošenja nosača:

$$1,5 \leq l_0 = 1,5 \text{ m} \leq 3 \text{ i} \quad (14.16)$$

$$0,4 \leq h_0 = 0,5 \text{ m} \leq 0,66.$$

Širina pojasa nosača iznosi

$$b = 0,6 \text{ m} \geq 0,3. \quad (14.17)$$

Vitkost lima iznosi

$$\lambda = \frac{h_t}{t} = \frac{1076}{8} = 134,5. \quad (14.18)$$

Visina bočnih limova iznosi

$$h_t = h - 2 \cdot t = 1,1 - 2 \cdot 0,012 = 1,076 \text{ m}. \quad (14.19)$$

Debljina bočnih limova i ukruta iznosi

$$t = 8 \text{ mm} \geq 5 \div 6 \text{ mm}, \quad (14.20)$$

dok je debljina pojasa

$$9,6 \leq t_1 = 12 \text{ mm} \leq 16. \quad (14.21)$$

Rastojanje rebra nosača iznosi

$$b_s = 560 \text{ mm} \leq 600 \div 720. \quad (14.22)$$

Momenti tromosti kutijastog profila iznose:

$$I_y = \frac{2th_t^3}{12} + t_1b \frac{h_s^2}{2} + b \frac{t_1^3}{6}$$

$$I_y = \frac{2 \cdot 8 \cdot 1076^3}{12} + 12 \cdot 600 \cdot \frac{1088^2}{2} + 600 \cdot \frac{12^3}{6} \quad (14.23)$$

$$I_y = 5922810923 \text{ mm}^4,$$

gdje je $h_s = h - t_1 = 1100 - 12 = 1088 \text{ mm}$ i

$$I_z = \frac{2t_1b^3}{12} + th_t \frac{b_s^2}{2} = \frac{2 \cdot 12 \cdot 600^3}{12} + 8 \cdot 1076 \cdot \frac{560^2}{2}$$

$$I_z = 1781734400 \text{ mm}^4. \quad (14.24)$$

Momenti otpora kutijastog profila iznose:

$$W_y = \frac{I_y}{h} 2 = \frac{5922810923}{1100} 2 = 10768747 \text{ mm}^3 \text{ i}$$

$$W_z = \frac{I_z}{b} 2 = \frac{1781734400}{600} 2 = 5939115 \text{ mm}^3. \quad (14.25)$$

Površina poprečnog presjeka kutijastog profila iznosi

$$A = 2(t_1b + th_t) = 2 \cdot (12 \cdot 600 + 8 \cdot 1088) = 31616 \text{ mm}^2. \quad (14.26)$$

Za rastojanje vertikalnih limova izabrano je $l_t = 0,8 \text{ m}$.

Kako je vitkost $\lambda < 160$ nije potrebno postavljati horizontalna ukrućenja jer nema opasnosti od izvijanja.

Uvjet vitkosti lima s obzirom na normalno naprezanje nosača σ_1 glasi

$$\lambda = \frac{h_t}{t} = 134,5 \leq \frac{1725}{\sqrt{\sigma_1}} = \frac{1725}{\sqrt{127,5}} = 152,768, \quad (14.27)$$

gdje je

$$\sigma_1 \leq 0,85\sigma_d = 0,85 \cdot 150 = 127,5, \quad (14.28)$$

te se σ_d izračunava prema

$$\sigma_d = \frac{R_e}{S} = \frac{355}{2,5} = 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.29)$$

Uvjet dužine polja l_t s obzirom na maksimalno tangencijalno naprezanje iznosi

$$l_t = 800 \leq \frac{900t}{\sqrt{\tau}} = \frac{900 \cdot 8}{\sqrt{80}} = 805 \text{ mm} \geq 800 \text{ mm}. \quad (14.30)$$

Uvjet rastojanja vertikalnih limova b_s s obzirom na maksimalno naprezanje u pojasu σ_p iznosi

$$b_s = 560 \leq \frac{700t_1}{\sqrt{\sigma_p}} = \frac{700 \cdot 12}{\sqrt{52}} = 686 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.31)$$

14.1.2. Karakteristike mosnog granika s tračnicom na iznad vertikalnog lima

Preporučena visina mosta izabrana je veličine

$$0,83 \leq h = 1,1 \text{ m} \leq 1,25. \quad (14.32)$$

Visina i udaljenost skošenja nosača:

$$\begin{aligned} 1,5 \leq l_0 = 1,5 \text{ m} \leq 3 \text{ i} \\ 0,4 \leq h_0 = 0,5 \text{ m} \leq 0,66. \end{aligned} \quad (14.33)$$

Širina pojasa nosača iznosi

$$b = 0,6 \text{ m} \geq 0,3. \quad (14.34)$$

Vitkost lima iznosi

$$\lambda = \frac{h_t}{t} = \frac{1076}{8} = 134,5. \quad (14.35)$$

Visina bočnih limova iznosi

$$h_t = h - 2 \cdot t = 1,1 - 2 \cdot 0,012 = 1,076 \text{ m}. \quad (14.36)$$

Debljina bočnih limova i ukruta iznosi

$$t = 8 \text{ mm} \geq 5 \div 6 \text{ mm}, \quad (14.37)$$

dok je debljina pojasa

$$9,6 \leq t_1 = 12 \text{ mm} \leq 16. \quad (14.38)$$

Rastojanje rebra nosača iznosi

$$b_s = 480 \text{ mm} \leq 600 \div 720. \quad (14.39)$$

Momenti tromosti kutijastog profila iznose:

$$I_y = \frac{2th_t^3}{12} + t_1 b \frac{h_s^2}{2} + b \frac{t_1^3}{6}$$

$$I_y = \frac{2 \cdot 8 \cdot 1076^3}{12} + 12 \cdot 600 \cdot \frac{1088^2}{2} + 600 \cdot \frac{12^3}{6} \quad (14.40)$$

$$I_y = 5922810923 \text{ mm}^4,$$

gdje je $h_s = h - t_1 = 1100 - 12 = 1088 \text{ mm}$ i

$$I_z = \frac{2t_1 b^3}{12} + th_t \frac{b_s^2}{2}$$

$$I_z = \frac{2 \cdot 12 \cdot 600^3}{12} + 8 \cdot 1076 \cdot \frac{480^2}{2} = 1423641600 \text{ mm}^4. \quad (14.41)$$

Momenti otpora kutijastog profila iznose:

$$W_y = \frac{I_y}{h} 2 = \frac{5922810923}{1100} 2 = 10768747 \text{ mm}^3 \text{ i}$$

$$W_z = \frac{I_z}{b} 2 = \frac{1423641600}{600} 2 = 4745472 \text{ mm}^3. \quad (14.42)$$

Površina poprečnog presjeka kutijastog profila iznosi

$$A = 2(t_1 b + th_t) = 2 \cdot (12 \cdot 600 + 8 \cdot 1088) = 31616 \text{ mm}^2. \quad (14.43)$$

Za rastojanje vertikalnih limova izabrano je $l_t = 0,8 \text{ m}$.

Kako je vitkost $\lambda < 160$ nije potrebno postavljati horizontalna ukrućenja jer nema opasnosti od izvijanja.

Uvjet vitkosti lima s obzirom na normalno naprezanje nosača σ_1 glasi

$$\lambda = \frac{h_t}{t} = 134,5 \leq \frac{1725}{\sqrt{\sigma_1}} = \frac{1725}{\sqrt{127,5}} = 152,768, \quad (14.44)$$

gdje se σ_1 preuzima iz jednadžbe (14.28).

Uvjet dužine polja l_t s obzirom na maksimalno tangencijalno naprezanje iznosi

$$l_t = 800 \leq \frac{900t}{\sqrt{\tau}} = \frac{900 \cdot 8}{\sqrt{80}} = 805 \text{ mm} \geq 800 \text{ mm}. \quad (14.45)$$

Uvjet rastojanja vertikalnih limova b_s s obzirom na maksimalno naprezanje u pojasu σ_p iznosi

$$b_s = 480 \leq \frac{700t_1}{\sqrt{\sigma_p}} = \frac{700 \cdot 12}{\sqrt{52}} = 686 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.46)$$

14.2. Procjena težine nosača

Kako je vlastita težina mosta značajne vrijednosti, potrebno ju je uzeti u obzir pri proračunu naprezanja i progiba.

Pretpostavljena ukupna masa nosača računa se prema

$$m_{\text{nos}} = (1,3 \div 1,5)\rho Al, \quad (14.47)$$

gdje je:

$\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ – gustoća čelika,

A – površina poprečnog presjeka i

$l = 15000 \text{ mm}$ – dužina nosača.

Zadani faktor uključuje mase ukruta i masu tračnice.

Ukupna težina nosača računa se prema

$$G_{\text{nos}} = m_{\text{nos}} \cdot g. \quad (14.48)$$

Kontinuirano opterećenje uslijed vlastite težine računa se prema

$$q = \frac{G_{\text{nos}}}{l}. \quad (14.49)$$

14.2.1. Procjena težine nosača mosnog granika s tračnicom na sredini nosača

Pretpostavljena ukupna masa nosača iznosi

$$m_{\text{nos}} = 1,3\rho Al = 1,3 \cdot 7850 \cdot 31616 \cdot 10^{-6} \cdot 15000 = 4,84 \text{ t}. \quad (14.50)$$

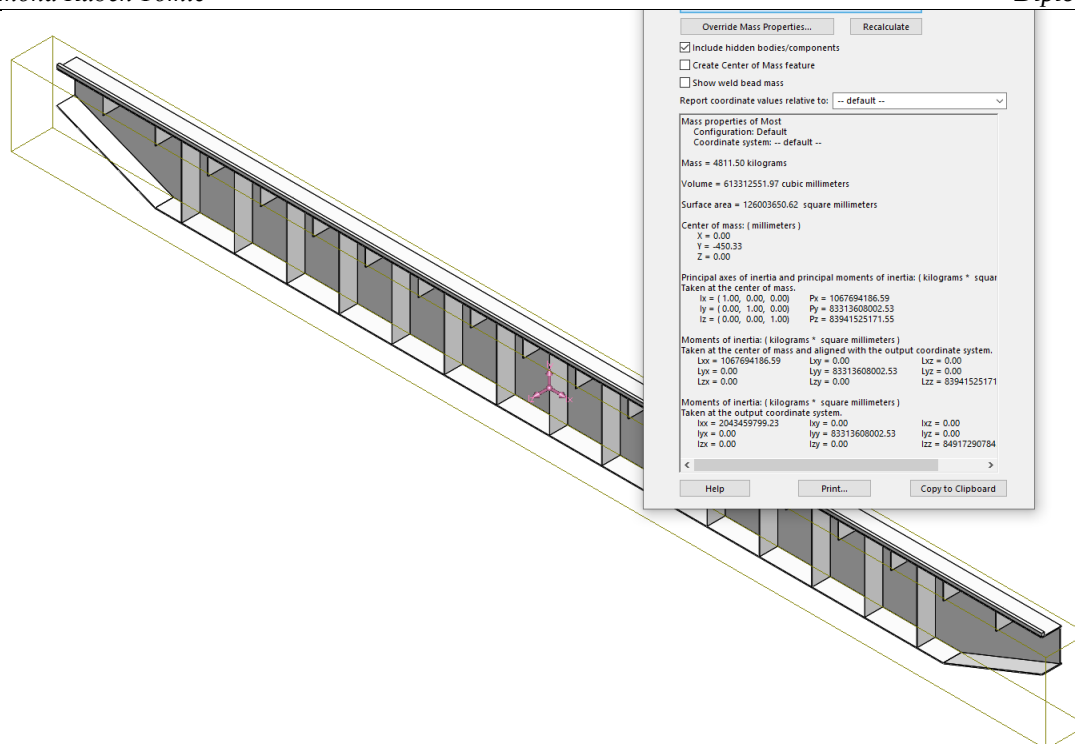
Ukupna težina nosača iznosi

$$G_{\text{nos}} = m_{\text{nos}} \cdot g = 4840 \cdot 9,81 = 47,48 \text{ kN}. \quad (14.51)$$

Kontinuirano opterećenje uslijed vlastite težine iznosi

$$q_{\text{nos}} = \frac{G_{\text{nos}}}{l} = \frac{47,48 \cdot 10^3}{15000} = 3,17 \frac{\text{N}}{\text{mm}}. \quad (14.52)$$

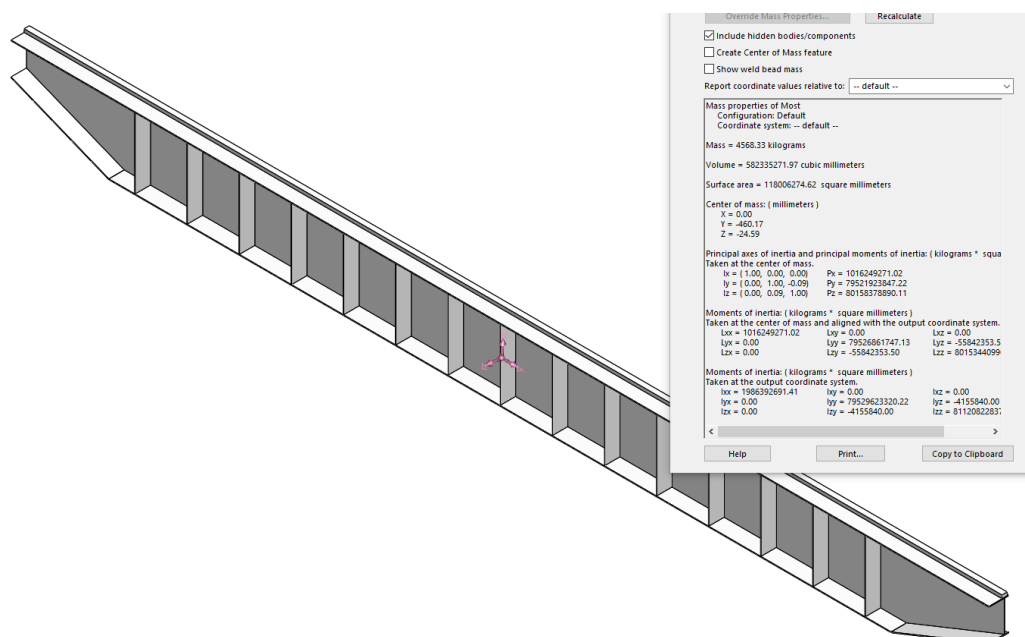
Težina glavnog nosača mosta prikazana je na slici 58 te iznosi 4812 kg što je približno procijenjenoj vrijednosti.



Slika 58. Težina glavnog nosača s tračnicom na sredini nosača

14.2.2. Procjena težine nosača mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima

Pretpostavljena težina nosača jednaka je onoj u slučaju 14.2.1. Težina glavnog nosača prikazana je na slici 59 te iznosi 4568 kg.



Slika 59. Težina glavnog nosača s tračnicom iznad vertikalnog lima

14.3. Kontrola krutosti nosača

Progib mosta mora biti manji od dozvoljenog. Maksimalni dopušteni progib ovisi o duljini nosača i o pogonskoj grupi. Kako se radi o teškoj pogonskoj grupi izabran je faktor 750 prema [14].

Dozvoljeni progib iznosi

$$w_d = \frac{l}{600 - 1000} = \frac{15000}{750} = 20 \text{ mm.} \quad (14.53)$$

Rezultanta sila vitla iznosi

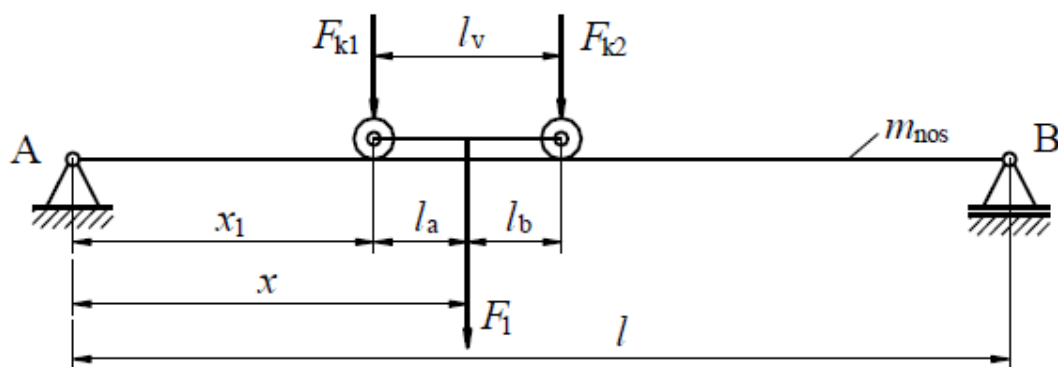
$$F_1 = \gamma \cdot \frac{\phi_2 \cdot Q + G_v}{2} \quad (14.54)$$

$$F_1 = 1,34 \cdot \frac{1,168 \cdot 32000 \cdot 9,81 + 9100 \cdot 9,81}{2} = 305473 \text{ N.}$$

Budući da su kotači otprilike jednako opterećeni, uzima se pojednostavljenje da je $F_{k1} \approx F_{k2}$ te opterećenje jednog kotača iznosi

$$F_{k1} = \gamma \cdot \frac{\phi_2 \cdot Q + G_v}{4} \quad (14.55)$$

$$F_{k1} = 1,34 \cdot \frac{1,168 \cdot 32000 \cdot 9,81 + 9100 \cdot 9,81}{4} = 152736 \text{ N.}$$



Slika 60. Opterećenje nosača [14]

Ukupni progib nosača računa se prema jednadžbi

$$w = \frac{F_{k1}}{48EI_y} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5G_{nos}l^3}{384EI_y}. \quad (14.56)$$

Potreban moment inercije računa se prema

$$I_{y,p} \geq \frac{1}{48Ew_d} \left\{ F_{k1} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5}{8} G_{nos} l^3 \right\}. \quad (14.57)$$

Potreban moment inercije $I_{y,p}$ mora biti unutar granica $0,8I_y < I_{y,p} \leq I_y$. Ukoliko taj uvjet nije zadovoljen mora se ponovno proračunati I_y .

14.4. Kontrola krutosti nosača mosnog granika s tračnicom na sredini nosača i iznad lima

Ukupni progib nosača iznosi

$$\begin{aligned}
 w &= \frac{F_{k1}}{48EI_y} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5G_{nos}l^3}{384EI_y} \\
 w &= \frac{152736}{48 \cdot 210000 \cdot 5,92 \cdot 10^9} \left(15000 - \frac{1620}{2} \right) \cdot \\
 &\quad \left[3 \cdot 15000^2 - \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \right] \\
 &\quad + \frac{5 \cdot 47480 \cdot 15000^3}{384 \cdot 210000 \cdot 5,92 \cdot 10^9} \\
 w &= 18,87 \text{ mm} < 20 \text{ mm}.
 \end{aligned} \tag{14.58}$$

Uvjet progiba je zadovoljen.

$$\begin{aligned}
 I_{y,p} &\geq \frac{1}{48Ew_d} \left\{ F_{k1} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5}{8} G_{nos} l^3 \right\} \\
 I_{y,p} &\geq \frac{1}{48 \cdot 210000 \cdot 20} \left\{ 157081 \cdot \left(15000 - \frac{1620}{2} \right) \cdot \right. \\
 &\quad \cdot \left[3 \cdot 15000^2 - \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \right] + \frac{5}{8} \\
 &\quad \cdot 51120 \cdot 15000^3 \left. \right\} \\
 I_{y,p} &= 577191925 \text{ mm}^4.
 \end{aligned} \tag{14.59}$$

Uvjet momenta inercije glasi:

$$4,74 \cdot 10^9 < 5,77 \cdot 10^9 \leq 5,92 \cdot 10^9 \tag{14.60}$$

Uvjet momenata inercije je zadovoljen.

14.5. Opterećenja mosnog granika

Kod približno jednako opterećenih kotača vrijede sljedeće jednačbe.

Moment uslijed opterećenja teretom računa se prema jednačbi

$$M_{\text{ter}} = \frac{Q}{8l} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2. \quad (14.61)$$

Moment uslijed opterećenja težinom vitla računa se prema jednačbi

$$M_{\text{vit}} = \frac{G_v}{8l} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2. \quad (14.62)$$

Moment uslijed opterećenja težinom nosača računa se prema jednačbi

$$M_{\text{nos}} = \frac{G_{\text{nos}} \cdot l}{8} + M_{\text{ost}}, \quad (14.63)$$

gdje je M_{ost} moment uslijed ostalih dijelova konstrukcije, međutim ti su dijelovi zanemarivih masa te se ne uzimaju u obzir.

Proračunski moment savijanja oko osi y računa se prema jednačbi

$$M_y = \gamma(\psi M_{\text{ter}} + M_{\text{vit}} + M_{\text{nos}}). \quad (14.64)$$

Horizontalno opterećenje uslijed inercijskih sila računa se prema jednačbi

$$M_a = \frac{a_m}{g} (M_{\text{ter}} + M_{\text{vit}} + M_{\text{nos}}). \quad (14.65)$$

gdje je ubrzanje mosta $a_m = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ [14].

Proračunski moment savijanja oko osi z računa se prema jednačbi

$$M_z = \gamma M_a. \quad (14.66)$$

Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja na sredini nosača računa se prema jednačbi

$$F_q = \gamma \psi \frac{Q}{4} + \gamma \frac{G_v}{4}. \quad (14.67)$$

Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja za položaj vitla $x = x_{\text{min}}$ računa se prema jednačbi

$$F_{q,\text{max}} = \gamma \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v + G_{\text{nos}}}{2} \right). \quad (14.68)$$

Moment torzije u slučaju asimetričnog položaja tračnice računa se prema jednačbi

$$M_t = \gamma \left[\psi \frac{Q b_s}{4} + \frac{G_v b_s}{4} + \left(\frac{a_m}{g} \right) \frac{Q + G_v}{4} h \right] \frac{l - x}{l}. \quad (14.69)$$

Moment torzije ovisi o položaju vitla. Proračun se vrši naspram sljedećih slučajeva:

vitlo na sredini glavnog nosača $x = \frac{l}{2}$ i

vitlo na kraju glavnog nosača $x = x_{\min}$.

14.5.1. Opterećenja mosnog granika s tračnicom na sredini nosača

Moment uslijed opterećenja teretom iznosi

$$M_{\text{ter}} = \frac{Q}{8l} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 = \frac{32000 \cdot 9,81}{8 \cdot 15000} \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \quad (14.70)$$

$$M_{\text{ter}} = 526747558 \text{ Nmm.}$$

Moment uslijed opterećenja težinom vitla iznosi

$$M_{\text{vit}} = \frac{G_v}{8l} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 = \frac{9100 \cdot 9,81}{8 \cdot 15000} \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \quad (14.71)$$

$$M_{\text{vit}} = 149793837 \text{ Nmm.}$$

Moment uslijed opterećenja težinom nosača iznosi

$$M_{\text{nos}} = \frac{G_{\text{nos}} \cdot l}{8} = \frac{47480 \cdot 15000}{8} = 89018746 \text{ Nmm.} \quad (14.72)$$

Proračunski moment savijanja oko osi y iznosi

$$M_y = \gamma \cdot (\psi M_{\text{ter}} + M_{\text{vit}} + M_{\text{nos}})$$

$$M_y = 1,34 \cdot (1,168 \cdot 526747558 + 149793837 + 89018746) \quad (14.73)$$

$$M_y = 1144431998 \text{ Nmm.}$$

Horizontalno opterećenje uslijed inercijskih sila iznosi

$$M_a = \frac{a_m}{g} (M_{\text{ter}} + M_{\text{vit}} + M_{\text{nos}})$$

$$M_a = \frac{0,1}{9,81} (526747558 + 149793837 + 89018746) \quad (14.74)$$

$$M_a = 7803875 \text{ Nmm.}$$

Proračunski moment savijanja oko osi z iznosi

$$M_z = \gamma M_a = 1,34 \cdot 7803875 = 12214001 \text{ Nmm.} \quad (14.75)$$

Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja na sredini nosača iznosi

$$F_q = \gamma \left(\psi \frac{Q}{4} + \frac{G_v}{4} \right)$$

$$F_q = 1,34 \cdot \left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{4} + \frac{9100 \cdot 9,81}{4} \right) \quad (14.76)$$

$$F_q = 152736 \text{ N.}$$

Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja za položaj vitla $x = x_{\min}$ iznosi

$$F_{q,\max} = \gamma \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v + G_{\text{nos}}}{2} \right)$$

$$F_{q,\max} = 1,34 \cdot \left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{2} + \frac{(9100 + 4,84) \cdot 9,81}{2} \right) \quad (14.77)$$

$$F_{q,\max} = 337282 \text{ N.}$$

Kako bi se proračunalo maksimalno dopušteno naprezanje u zavarima potrebno je izračunati faktor asimetrije. Za proračun faktora asimetrije potrebno je proračunati zavare s minimalnim opterećenjem. Minimalno opterećenje je u slučaju kada teret nije ovješeno i nisu uzeti faktori sigurnosti.

Momenti i sile bez opterećenja tereta iznose:

$$M_{ybt} = M_{vit} + M_{nos} = 146880264 + 89018746$$

$$M_{ybt} = 238812582 \text{ Nmm,}$$

$$M_{abt} = \frac{a_m}{g} (M_{vit} + M_{nos}) = \frac{0,1}{9,81} (149793837 + 89018746)$$

$$M_{zbt} = M_a = 2434379 \text{ Nmm,} \quad (14.78)$$

$$F_{qbt} = \frac{G_v}{4} = \frac{9100 \cdot 9,81}{4} = 22318 \text{ N i}$$

$$F_{q,\max bt} = \frac{G_v + G_{nos}}{2} = \frac{9100 \cdot 9,81}{2} = 68374 \text{ N.}$$

14.5.2. Opterećenja mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima

Opterećenja mosnog granika s tračnicom smještenom iznad vertikalnog lima ista su kao u poglavlju 14.5.1. izuzev momenta uvijanja.

Moment uvijanja uslijed nesimetričnog položaja tračnice pri položaju vitla na sredini mosta iznosi

$$M_{ts} = \gamma \left[\psi \frac{Q b_s}{4} + \frac{G_v b_s}{4} + \left(\frac{a_m}{g} \right) \frac{Q + G_v}{4} h \right] \frac{l - \frac{l}{2}}{l}$$

$$M_{ts} = 1,34 \left[1,168 \frac{32000 \cdot 9,81 \cdot 480}{4} + \frac{9100 \cdot 9,81 \cdot 560}{4} + \frac{0,1}{9,81} \cdot \frac{(32000 + 9100) \cdot 9,81}{4} \cdot 1100 \right] \frac{15000 - \frac{15000}{2}}{15000}$$

$$M_{ts} = 37414004 \text{ Nmm.}$$

Moment uvijanja uslijed asimetričnog položaja tračnice pri položaju vitla na kraju mosta iznosi

$$M_{tmax} = \gamma \left[\psi \frac{Q b_s}{4} + \frac{G_v b_s}{4} + \left(\frac{a_m}{g} \right) \frac{Q + G_v}{4} h \right] \frac{l - x_{min}}{l}$$

$$M_{tmax} = 1,34 \left[1,168 \frac{32000 \cdot 9,81 \cdot 560}{4} + \frac{9100 \cdot 9,81 \cdot 560}{4} + \frac{0,1}{9,81} \cdot \frac{(32000 + 9100) \cdot 9,81}{4} \cdot 1100 \right] \frac{15000 - 435}{15000}$$

$$M_{tmax} = 72657996 \text{ Nmm.}$$

Kao i u poglavlju 14.5.1. potrebno je proračunati opterećenja bez tereta radi faktora asimetrije.

Momenti torzije bez opterećenja tereta iznose:

$$M_{tbt} = \gamma \left[\psi \frac{Q b_s}{4} + \frac{G_v b_s}{4} + \left(\frac{a_m}{g} \right) \frac{Q + G_v}{4} h \right] \frac{l - \frac{l}{2}}{l}$$

$$M_{tbt} = 1,34 \left[1,168 \frac{32000 \cdot 9,81 \cdot 480}{4} + \frac{9100 \cdot 9,81 \cdot 560}{4} + \frac{0,1}{9,81} \cdot \frac{(32000 + 9100) \cdot 9,81}{4} \cdot 1100 \right] \frac{15000 - \frac{15000}{2}}{15000}$$

$$M_{tbt} = 5481385 \text{ Nmm i}$$

$$M_{tmaxbt} = \left[\frac{G_v b_s}{4} + \left(\frac{a_m}{g} \right) \frac{G_v}{4} h \right] \frac{l - x_{min}}{l}$$

$$M_{\text{tmaxbt}} = \left[\frac{9100 \cdot 9,81 \cdot 560}{4} + \frac{0,1}{9,81} \cdot \frac{9100 \cdot 9,81}{4} \cdot 1100 \right] \frac{15000 - 435}{15000}$$

$$M_{\text{tmaxbt}} = 10644850 \text{ Nmm.}$$

14.6. Maksimalna naprezanja

Maksimalno normalno naprezanje u sredini nosača računa se prema jednadžbi

$$\sigma_1 = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} \leq \frac{R_e}{1,5}. \quad (14.82)$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na sredini nosača računa se prema jednadžbi

$$\tau = \frac{F_q}{2th_t} + \frac{M_{ts}}{2b_s h_s t}. \quad (14.83)$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na kraju nosača računa se prema jednadžbi

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F_{q\text{max}}}{2th_0} + \frac{M_{t\text{max}}}{2b_s h_0 t} \leq \tau_d. \quad (14.84)$$

14.6.1. Maksimalna naprezanja mosnog granika s tračnicom na sredini nosača

Maksimalno normalno naprezanje u sredini nosača iznosi

$$\sigma_1 = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{1144431998}{1076874} + \frac{12214001}{5939115} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_1 = 108,33 \leq \frac{355}{1,5} = 237 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.85)$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na sredini nosača iznosi

$$\tau = \frac{F_q}{2th_t} = \frac{152736}{2 \cdot 8 \cdot 1076} = 8,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.86)$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na kraju nosača iznosi

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F_{q\text{max}}}{2th_0} = \frac{337282}{2 \cdot 8 \cdot 500} = 42,16 \leq \tau_d = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} [14]. \quad (14.87)$$

14.6.2. Maksimalna naprezanja mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima

Maksimalno normalno naprezanje u sredini nosača iznosi

$$\sigma_I = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{1144431998}{1076874} + \frac{12214001}{4745472} \quad (14.88)$$

$$\sigma_I = 108,85 \leq \frac{355}{1,5} = 237 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na sredini nosača iznosi

$$\tau = \frac{F_q}{2th_t} + \frac{M_{ts}}{2b_s h_s t} = \frac{152736}{2 \cdot 8 \cdot 1076} + \frac{37414004}{2 \cdot 480 \cdot 1088 \cdot 8} \quad (14.89)$$

$$\tau = 13,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na kraju nosača iznosi

$$\tau_{\max} = \frac{F_{q\max}}{2th_0} + \frac{M_{t\max}}{2b_s h_0 t} = \frac{337282}{2 \cdot 8 \cdot 500} + \frac{72657996}{2 \cdot 480 \cdot 500 \cdot 8} \quad (14.90)$$

$$\tau_{\max} = 61 \leq \tau_d = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} [14].$$

14.7. Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima

Naprezanje uslijed savijanja nosača računa se prema jednadžbi

$$\sigma_{II} = \frac{M_y}{I_y} \frac{h_t}{2} + \frac{M_z}{I_z} \frac{b_s}{2}. \quad (14.91)$$

Tangencijalno naprezanje na sredini nosača računa se prema jednadžbi

$$\tau_{II} = \frac{F_q S_y}{2a_z I_y} + \frac{M_{t\max}}{2b_s h_s a}. \quad (14.92)$$

Statički moment površine pojasa na sredini nosača računa se prema jednadžbi

$$S_y = \frac{bt_1 h_s}{2}. \quad (14.93)$$

Statički moment površine pojasa na kraju nosača računa se prema jednadžbi

$$S_0 = \frac{bt_1 h_0}{2}. \quad (14.94)$$

Moment savijanja od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) računa se prema jednadžbi

$$M_{y0} \cong \gamma x_{\min} \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v}{2} + \frac{G_{\text{nos}}}{2} \right). \quad (14.95)$$

Moment savijanja od horizontalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) računa se prema jednadžbi

$$M_{z0} \cong \gamma x_{\min} (\psi Q + G_v + G_{\text{nos}}) \frac{1}{2} \left(\frac{a_m}{g} \right). \quad (14.96)$$

Normalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa računa se prema jednadžbi

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{M_{y0}}{I_{y0}} \frac{h_0}{2} + \frac{M_{z0}}{I_{z0}} \frac{b_s}{2}. \quad (14.97)$$

Tangencijalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa računa se prema jednadžbi

$$\tau_{\text{II}} = \frac{F_{\text{qmax}} S_{y0}}{2 a_z I_y} + \frac{M_{\text{tmax}}}{2 b_s h_0 a}. \quad (14.98)$$

Kontrola naprezanja prema ISO- hipotezi računa se prema jednadžbi

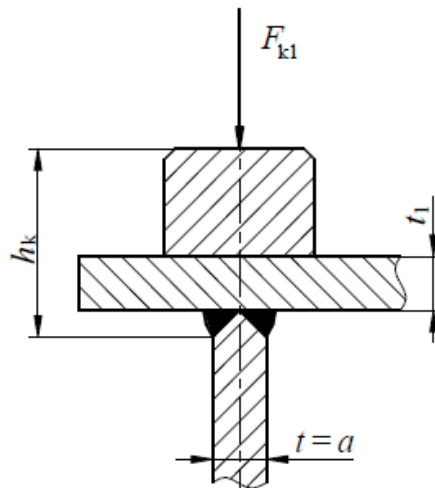
$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \sigma_{\parallel} + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \beta \sigma_d. \quad (14.99)$$

gdje je faktor zareznog djelovanja

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a} \right). \quad (14.100)$$

Naprezanje u zavaru uslijed opterećenja kotača kod izvedbe tračnice iznad vertikalnih limova računa se prema jednadžbi

$$\sigma_z = - \frac{F_{k1}}{a(2h_k + 50)}. \quad (14.101)$$



Slika 61. Naprezanje u zavaru pri slučaju tračnice iznad vertikalnog lima [14]

14.7.1. Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima mosnog granika s tračnicom na sredini nosača

Naprezanje uslijed savijanja nosača iznosi

$$\sigma_{II} = \frac{M_y}{I_y} \frac{h_t}{2} + \frac{M_z}{I_z} \frac{b_s}{2} \leq \beta \sigma_d$$

$$\sigma_{II} = \frac{1144431998}{5922810923} \cdot \frac{1076}{2} + \frac{12214001}{1781734400} \cdot \frac{560}{2} \quad (14.102)$$

$$\sigma_{II} = -105,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,9 \cdot 125 = 112,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tangencijalno naprezanje na sredini nosača iznosi

$$\tau_{II} = \frac{F_q S_y}{2 a_z I_y} = \frac{152736 \cdot 3916800}{2 \cdot 8 \cdot 5922810923} = 6,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.103)$$

Statički moment površine pojasa na sredini nosača iznosi

$$S_y = \frac{b t_1 h_s}{2} = \frac{600 \cdot 12 \cdot 1088}{2} = 3916800 \text{ mm}^3. \quad (14.104)$$

Statički moment površine pojasa na kraju nosača iznosi

$$S_{y0} = \frac{b t_1 h_0}{2} = \frac{600 \cdot 12 \cdot 500}{2} = 1800000 \text{ mm}^3. \quad (14.105)$$

Moment savijanja od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) iznosi

$$M_0 \cong \gamma x_{\min} \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v}{2} + \frac{G_{\text{nos}}}{2} \right) = 1,34 \cdot 435 \cdot \quad (14.106)$$

$$\left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{2} + \frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2}\right)$$

$$M_{y0} \cong 146717744 \text{ Nmm.}$$

Moment savijanja od horizontalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) iznosi

$$M_{z0} \cong \gamma x_{\min}(\psi Q + G_v + G_{\text{nos}}) \frac{1}{2} \left(\frac{a_m}{g}\right) = 1,34 \cdot 435 \cdot$$

$$\left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{2} + \frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2}\right) \cdot 0,5 \cdot \frac{0,1}{9,81} \quad (14.107)$$

$$M_{z0} \cong 1338910 \text{ Nmm.}$$

Normalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa iznosi

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{M_{y0}}{I_{y0}} \frac{h_0}{2} + \frac{M_{z0}}{I_{z0}} \frac{b_s}{2}$$

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{146717744}{1001291435} \cdot \frac{500}{2} + \frac{1338910}{102904400} \cdot \frac{560}{2} \quad (14.108)$$

$$\sigma_{\text{II}} = -37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

gdje su momenti tromosti iznosa:

$$I_{y0} = \frac{2th_{t0}^3}{12} + t_1 b \frac{h_s^2}{2} + b \frac{t_1^3}{6}$$

$$I_{y0} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 476^3}{12} + 12 \cdot 600 \cdot \frac{488^2}{2} + 600 \cdot \frac{12^3}{6}$$

$$I_{y0} = 1001291435 \text{ mm}^4 \text{ i} \quad (14.109)$$

$$I_{z0} = \frac{2t_1 b^3}{12} + th_{t0} \frac{b_s^2}{2}$$

$$I_{z0} = \frac{2 \cdot 12 \cdot 600^3}{12} + 8 \cdot 476 \cdot \frac{560^2}{2} = 102904400 \text{ mm}^4.$$

Tangencijalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa iznosi

$$\tau_{\text{II}} = \frac{F_{\text{qmax}} S_{y0}}{2a_z I_y} = \frac{337282 \cdot 3916800}{2 \cdot 8 \cdot 1001291435} = 12,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.110)$$

Kontrola naprezanja prema ISO - hipotezi za zavare na sredini nosača iznosi

$$\sigma_{\text{sred}} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp}\sigma_{\parallel} + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \beta \sigma_d$$

$$\sigma_{\text{sred}} = \sqrt{0^2 + (-105,5)^2 - 0 + 1,8 \cdot (6,29)^2} \quad (14.111)$$

$$\sigma_{\text{sred}} = 106,21 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,9 \cdot 125 = 112,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je faktor zareznog djelovanja

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{8}\right) = 0,9. \quad (14.112)$$

Kontrola naprezanja prema ISO- hipotezi za zavare na kraju nosača iznosi

$$\sigma_{\text{kraj}} = \sqrt{0^2 + (-37)^2 - 0 + 1,8 \cdot (12,63)^2}$$

$$\sigma_{\text{kraj}} = 37,95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,9 \cdot 174 = 157 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.113)$$

Kontrola prema ISO-hipotezi zavora na kraju nosača je zadovoljena.

14.7.1.1. Određivanje dopuštenog naprezanja zavora

Za određivanje dopuštenog naprezanja proračunavaju se naprezanja bez opterećenja tereta kako bi se proračunao faktor asimetrije κ . Prilikom proračuna naprezanja nisu uzeti u obzir faktori sigurnosti.

Naprezanje uslijed savijanja nosača koji je opterećen samo težinom vitla i nosača iznosi

$$\sigma_{\text{II, bt}} = \frac{M_{y, \text{bt}}}{I_y} \frac{h_t}{2} + \frac{M_{z, \text{bt}}}{I_z} \frac{b_s}{2}$$

$$\sigma_{\text{II, bt}} = \frac{238812582}{5922810923} \cdot \frac{1076}{2} + \frac{2434379}{1781734400} \cdot \frac{560}{2} = \quad (14.114)$$

$$\sigma_{\text{II}} = -22,07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tangencijalno naprezanje na sredini nosača granika opterećenog samo težinom vitla i nosača iznosi

$$\tau_{\text{II, bt}} = \frac{F_{q, \text{bt}} s_y}{2 a_z I_y} = \frac{22317 \cdot 3916800}{2 \cdot 8 \cdot 5922810923} = 0,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.115)$$

Moment savijanja od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) bez tereta iznosi

$$M_{0,bt} \cong x_{\min} \left(\frac{G_v}{2} + \frac{G_{nos}}{2} \right)$$

$$M_{y0,bt} = 435 \cdot \left(\frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2} \right) \quad (14.116)$$

$$M_{y0,bt} \cong 78603775 \text{ Nmm.}$$

Moment savijanja od horizontalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) bez tereta iznosi

$$M_{z0,bt} \cong x_{\min}(G_v + G_{nos}) \frac{1}{2} \left(\frac{a_m}{g} \right)$$

$$M_{z0,bt} \cong 435 \cdot \left(\frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2} \right) \cdot 0,5 \cdot \frac{0,1}{9,81} \quad (14.117)$$

$$M_{z0,bt} = 303187 \text{ Nmm.}$$

Normalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa bez tereta iznosi

$$\sigma_{II,bt} = \frac{M_{y0bt}}{I_{y0}} \frac{h_0}{2} + \frac{M_{z0bt}}{I_{z0}} \frac{b_s}{2}$$

$$\sigma_{II,bt} = \frac{78603775}{1001291435} \cdot \frac{500}{2} + \frac{303187}{102904400} \cdot \frac{560}{2} \quad (14.118)$$

$$\sigma_{II,bt} = -19,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tangencijalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa bez tereta iznosi

$$\tau_{II,bt} = \frac{F_{q\max bt} \cdot S_{y0}}{2a_z I_y} = \frac{68374 \cdot 3916800}{2 \cdot 8 \cdot 1001291435} = 2,56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.119)$$

Dopušteno naprezanje u vlačnom području na sredini nosača iznosi

$$\sigma_{dv} = \frac{\sigma_{dopv(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{dopv(0)}}{0,75 R_m} \right) \kappa} = \frac{106}{1 - \left(1 - \frac{106}{0,75 \cdot 550} \right) \cdot 0,208} \quad (14.120)$$

$$\sigma_{dv} = 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je

$$\sigma_{dopv(0)} = \frac{5 \cdot \sigma_{dop(-1)}}{3} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno vlačno naprezanje.}$$

Dopušteno naprezanje u tlačnom području na sredini nosača iznosi

$$\sigma_{dt} = \frac{\sigma_{dopt(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{dopt(0)}}{0,9R_m}\right) \kappa} = \frac{127,2}{1 - \left(1 - \frac{127,2}{0,9 \cdot 550}\right) \cdot 0,208} \sigma_{dt} \quad (14.121)$$

$$\sigma_{dt} = 150 \frac{N}{mm^2}$$

gdje je:

$$\sigma_{dopt(0)} = 2\sigma_{dop(-1)} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 127,2 \frac{N}{mm^2} - \text{dopušteno tlačno naprezanje, a}$$

$\sigma_{dop(-1)} = 63,9 \frac{N}{mm^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19], te je

$$R_m = 550 \frac{N}{mm^2} - \text{vlačna čvrstoća čelika S355 [19].}$$

Faktor asimetrije na sredini nosača iznosi

$$\kappa = \frac{\sigma_{min,sred}}{\sigma_{sred}} = \frac{22,11}{105,87} = 0,208. \quad (14.122)$$

Kontrola naprezanja prema ISO-hipotezi za zavare na sredini nosača opterećenog samo vlastitim težinama iznosi

$$\begin{aligned} \sigma_{min,sred} &= \sqrt{\sigma_{\perp,bt}^2 + \sigma_{\parallel,bt}^2 - \sigma_{\perp,bt}\sigma_{\parallel,bt} + 1,8(\tau_{\perp,bt}^2 + \tau_{\parallel,bt}^2)} \\ \sigma_{min,sred} &= \sqrt{0^2 + (-22,07)^2 - 0 + 1,8 \cdot (0,92)^2} \\ \sigma_{min,sred} &= 22,11 \frac{N}{mm^2}. \end{aligned} \quad (14.123)$$

Faktor asimetrije na kraju nosača iznosi

$$\kappa = \frac{\sigma_{min,kraj}}{\sigma_{kraj}} = \frac{20}{37,95} = 0,53. \quad (14.124)$$

Kontrola naprezanja prema ISO- hipotezi za zavare na kraju nosača opterećenog samo vlastitim težinama iznosi

$$\begin{aligned} \sigma_{min,kraj} &= \sqrt{\sigma_{\perp,bt}^2 + \sigma_{\parallel,bt}^2 - \sigma_{\perp,bt}\sigma_{\parallel,bt} + 1,8(\tau_{\perp,bt}^2 + \tau_{\parallel,bt}^2)} \\ \sigma_{min,kraj} &= \sqrt{0^2 + (-19,1)^2 - 0 + 1,8 \cdot (2,56)^2} = 20 \frac{N}{mm^2}. \end{aligned} \quad (14.125)$$

Dopušteno naprezanje u vlačnom području na kraju nosača iznosi

$$\sigma_{dv} = \frac{\sigma_{dopv(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{dopv(0)}}{0,75R_m}\right) \kappa} = \frac{106}{1 - \left(1 - \frac{106}{0,75 \cdot 550}\right) \cdot 0,53} \quad (14.126)$$

$$\sigma_{dv} = 174 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Dopušteno naprezanje u tlačnom području na sredini nosača iznosi

$$\sigma_{dt} = \frac{\sigma_{dopt(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{dopt(0)}}{0,9R_m}\right)\kappa} = \frac{127,2}{1 - \left(1 - \frac{127,2}{0,9 \cdot 550}\right) \cdot 0,53} \quad (14.127)$$

$$\sigma_{dt} = 209 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

14.7.2. Kontrola naprezanja u zavarenim spojevima mosnog granika s tračnicom iznad vertikalnog lima

Naprezanje uslijed savijanja nosača iznosi

$$\sigma_{II} = \frac{M_y}{I_y} \frac{h_t}{2} + \frac{M_z}{I_z} \frac{b_s}{2} \leq \beta \sigma_d$$

$$\sigma_{II} = \frac{1144431998}{5922810923} \cdot \frac{1076}{2} + \frac{12214001}{1781734400} \cdot \frac{560}{2} = \quad (14.128)$$

$$\sigma_{II} = -106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,9 \cdot 123 = 111 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tangencijalno naprezanje na sredini nosača iznosi

$$\tau_{II} = \frac{F_q S_y}{2a_z I_y} + \frac{M_{ts}}{2b_s h_s a}$$

$$\tau_{II} = \frac{152736 \cdot 3916800}{2 \cdot 8 \cdot 5922810923} + \frac{37414004}{2 \cdot 480 \cdot 1088 \cdot 8} = 10,79 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.129)$$

Statički moment površine pojasa na sredini nosača iznosi

$$S_y = \frac{bt_1 h_s}{2} = \frac{600 \cdot 12 \cdot 1088}{2} = 3916800 \text{ mm}^3. \quad (14.130)$$

Statički moment površine pojasa na kraju nosača iznosi

$$S_{y0} = \frac{bt_1 h_0}{2} = \frac{600 \cdot 12 \cdot 500}{2} = 1800000 \text{ mm}^3. \quad (14.131)$$

Moment savijanja od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) iznosi

$$M_{y0} \cong \gamma x_{\min} \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v}{2} + \frac{G_{nos}}{2} \right) = \quad (14.132)$$

$$M_{y0} = 1,34 \cdot 435 \cdot$$

$$\left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{2} + \frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2}\right)$$

$$M_{y0} \cong 146717744 \text{ Nmm.}$$

Moment savijanja od horizontalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) iznosi

$$M_{z0} \cong \gamma x_{\min}(\psi Q + G_v + G_{\text{nos}}) \frac{1}{2} \left(\frac{a_m}{g} \right)$$

$$M_{z0} = 1,34 \cdot 435 \cdot$$

$$\left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{2} + \frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2}\right) \cdot 0,5 \cdot \frac{0,1}{9,81} \quad (14.133)$$

$$M_{z0} \cong 1338910 \text{ Nmm.}$$

Normalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa iznosi

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{M_{y0}}{I_{y0}} \frac{h_0}{2} + \frac{M_{z0}}{I_{z0}} \frac{b_s}{2}$$

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{146717744}{1001291435} \cdot \frac{500}{2} + \frac{1338910}{102904400} \cdot \frac{560}{2} \quad (14.134)$$

$$\sigma_{\text{II}} = -37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

gdje su momenti tromosti iznosa:

$$I_{y0} = \frac{2th_{t0}^3}{12} + t_1 b \frac{h_s^2}{2} + b \frac{t_1^3}{6}$$

$$I_{y0} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 476^3}{12} + 12 \cdot 600 \cdot \frac{488^2}{2} + 600 \cdot \frac{12^3}{6}$$

$$I_{y0} = 1001291435 \text{ mm}^4 \text{ i} \quad (14.135)$$

$$I_{z0} = \frac{2t_1 b^3}{12} + th_{t0} \frac{b_s^2}{2} = \frac{2 \cdot 12 \cdot 600^3}{12} + 8 \cdot 476 \cdot \frac{560^2}{2}$$

$$I_{z0} = 102904400 \text{ mm}^4.$$

Tangencijalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa iznosi

$$\tau_{\text{II}} = \frac{F_{\text{qmax}} S_{y0}}{2a_z I_y} + \frac{M_{\text{tmax}}}{2b_s h_0 a} \quad (14.136)$$

$$\tau_{II} = \frac{337282 \cdot 3916800}{2 \cdot 8 \cdot 1001291435} + \frac{72657996}{2 \cdot 480 \cdot 500 \cdot 8}$$

$$\tau_{II} = 56,81 \frac{N}{mm^2}.$$

Naprezanje u zavaru uslijed opterećenja kotača kod izvedbe tračnice iznad vertikalnih limova iznosi

$$\sigma_z = \sigma_{\perp} = -\frac{F_{k1}}{a(2h_k + 50)} = \frac{152736}{8 \cdot (2 \cdot 70 + 50)} \leq \beta \sigma_d \quad (14.137)$$

$$\sigma_{\perp} = -100,5 \frac{N}{mm^2} < 0,9 \cdot 127,2 = 114 \frac{N}{mm^2},$$

gdje je

$$h_k = h_{trač} + t_1 + a = 50 + 12 + 8 = 70 \text{ mm}. \quad (14.138)$$

Kontrola naprežanja prema ISO-hipotezi za zavare na sredini nosača u tlačnoj zoni iznosi

$$\sigma_{sred,t} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \sigma_{\parallel} + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \beta \sigma_d$$

$$\sqrt{(-100,5)^2 + (-106)^2 - (-100,5) \cdot (-106) + 1,8 \cdot (10,79)^2} \quad (14.139)$$

$$\sigma_{sred,t} = 104,36 \frac{N}{mm^2} < 0,9 \cdot 148 = 133 \frac{N}{mm^2}.$$

Kontrola naprežanja prema ISO- hipotezi za zavare na sredini nosača u vlačnoj zoni iznosi:

$$\sigma_{sred,v} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \sigma_{\parallel} + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \beta \sigma_d$$

$$\sigma_{sred,v} = \sqrt{(0)^2 + (-106)^2 - (0) \cdot (-106) + 1,8 \cdot (10,79)^2} \quad (14.140)$$

$$\sigma_{sred,v} = 107 \frac{N}{mm^2} < 0,9 \cdot 123 = 111 \frac{N}{mm^2},$$

gdje je faktor zareznog djelovanja

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{8}\right) = 0,9. \quad (14.141)$$

Kontrola naprežanja prema ISO-hipotezi za zavare na kraju nosača u tlačnoj zoni iznosi

$$\sigma_{kraj,t}$$

$$= \sqrt{(-100,5)^2 + (-37)^2 - (-100,5) \cdot (-37) + 1,8 \cdot (56,81)^2} \quad (14.142)$$

$$\sigma_{kraj,t} = 116,44 \frac{N}{mm^2} < 0,9 \cdot 146 = 131 \frac{N}{mm^2}$$

Kontrola naprežanja prema ISO hipotezi za zavare na kraju nosača u vlačnoj zoni iznosi

$$\sigma_{\text{kraj,v}} = \sqrt{(0)^2 + (-37)^2 - (0) \cdot (-37) + 1,8 \cdot (56,81)^2}$$

$$\sigma_{\text{kraj,v}} = 84,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,9 \cdot 122 = 110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (14.143)$$

Kontrola prema ISO-hipotezi zavora na kraju nosača je zadovoljena.

14.7.2.1. Određivanje dopuštenog naprežanja zavora

Za određivanje dopuštenog naprežanja proračunavaju se naprežanja bez opterećenja tereta kako bi se proračunao faktor asimetrije κ . Prilikom proračuna naprežanja nisu uzeti u obzir faktori sigurnosti.

Naprežanje uslijed savijanja nosača koji je opterećen samo težinom vitla i nosača iznosi

$$\sigma_{\text{II,bt}} = \frac{M_{y,\text{bt}}}{I_y} \frac{h_t}{2} + \frac{M_{z,\text{bt}}}{I_z} \frac{b_s}{2}$$

$$\sigma_{\text{II,bt}} = \frac{235899010}{5922810923} \cdot \frac{1076}{2} + \frac{2404679}{1781734400} \cdot \frac{560}{2} \quad (14.144)$$

$$\sigma_{\text{II}} = -22,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tangencijalno naprežanje na sredini nosača granika opterećenog samo težinom vitla i nosača iznosi

$$\tau_{\text{II,bt}} = \frac{F_{q,\text{bt}} S_y}{2 a_z I_y} + \frac{M_{ts}}{2 b_s h_s a} \quad (14.145)$$

$$\tau_{\text{II,bt}} = \frac{22318 \cdot 3916800}{2 \cdot 8 \cdot 5922810923} + \frac{5481385}{2 \cdot 480 \cdot 1088 \cdot 8} = 0,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Moment savijanja od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) bez tereta iznosi

$$M_{y0,\text{bt}} \cong x_{\min} \left(\frac{G_v}{2} + \frac{G_{\text{nos}}}{2} \right)$$

$$M_{y0,\text{bt}} = 435 \cdot \left(\frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2} \right) \quad (14.146)$$

$$M_{y0,\text{bt}} \cong 78603775 \text{ Nmm}.$$

Moment savijanja od horizontalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa na krajevima nosača (vitlo na kraju) bez tereta iznosi

$$M_{0,bt} \cong x_{\min}(G_v + G_{\text{nos}}) \frac{1}{2} \left(\frac{a_m}{g} \right)$$

$$M_{z0,bt} \cong 435 \cdot \left(\frac{9100 \cdot 9,81}{2} + \frac{51120}{2} \right) \cdot 0,5 \cdot \frac{0,1}{9,81} \quad (14.147)$$

$$M_{z0,bt} = 303187 \text{ Nmm.}$$

Normalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa bez tereta iznosi

$$\sigma_{II,bt} = \frac{M_{y0,bt}}{I_{y0}} \frac{h_0}{2} + \frac{M_{z0,bt}}{I_{z0}} \frac{b_s}{2}$$

$$\sigma_{II,bt} = \frac{78603775}{1001291435} \cdot \frac{500}{2} + \frac{303187}{102904400} \cdot \frac{560}{2} \quad (14.148)$$

$$\sigma_{II,bt} = -19,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tangencijalno naprezanje u zavaru na krajevima nosača od vertikalnog opterećenja na spoju vertikalnog lima i pojasa bez tereta iznosi

$$\tau_{II,bt} = \frac{F_{q\text{maxbt}} S_{y0}}{2 a_z I_y} + \frac{M_{t\text{maxbt}}}{2 b_s h_s a} = \frac{68374 \cdot 10644850}{2 \cdot 8 \cdot 1001291435}$$

$$\tau_{II,bt} = 7,68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Dopušteno naprezanje u vlačnom području na sredini nosača iznosi

$$\sigma_{dv} = \frac{\sigma_{\text{dopv}(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{\text{dopv}(0)}}{0,75 R_m} \right) \kappa} = \frac{106}{1 - \left(1 - \frac{106}{0,75 \cdot 550} \right) \cdot 0,187} \quad (14.150)$$

$$\sigma_{dv} = 123 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je

$$\sigma_{\text{dopv}(0)} = \frac{5 \cdot \sigma_{\text{dop}(-1)}}{3} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno vlačno naprezanje.}$$

Dopušteno naprezanje u tlačnom području na sredini nosača iznosi

$$\sigma_{dt} = \frac{\sigma_{\text{dopt}(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{\text{dopt}(0)}}{0,9 R_m} \right) \kappa} = \frac{127,2}{1 - \left(1 - \frac{127,2}{0,9 \cdot 550} \right) \cdot 0,187} \quad (14.151)$$

$$\sigma_{dt} = 148 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

gdje je:

$\sigma_{\text{dopt}(0)} = 2\sigma_{\text{dop}(-1)} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 127,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno vlačno naprezanje, a

$\sigma_{\text{dop}(-1)} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19], te je

$R_m = 550 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ – vlačna čvrstoća čelika S355.

Faktor asimetrije na sredini nosača iznosi

$$\kappa = \frac{\sigma_{\text{min,sred}}}{\sigma_{\text{sred}}} = \frac{19,26}{104} = 0,187. \quad (14.152)$$

Kontrola naprezanja prema ISO-hipotezi za zavare na sredini nosača opterećenog samo vlastitim težinama iznosi

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{min,sred}} &= \sqrt{\sigma_{\perp,\text{bt}}^2 + \sigma_{\parallel,\text{bt}}^2 - \sigma_{\perp,\text{bt}}\sigma_{\parallel,\text{bt}} + 1,8(\tau_{\perp,\text{bt}}^2 + \tau_{\parallel,\text{bt}}^2)} \\ &= \sqrt{(-14,68)^2 + (-22,1)^2 - (-14,68) \cdot (-22,1) + 1,8 \cdot (0,92)^2} \quad (14.153) \\ \sigma_{\text{min,sred}} &= 19,52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \end{aligned}$$

Faktor asimetrije na kraju nosača iznosi

$$\kappa = \frac{\sigma_{\text{min,kraj}}}{\sigma_{\text{kraj}}} = \frac{20,52}{116,44} = 0,176. \quad (14.154)$$

Kontrola naprezanja prema ISO-hipotezi za zavare na kraju nosača opterećenog samo vlastitim težinama iznosi

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{min,kraj}} &= \sqrt{\sigma_{\perp,\text{bt}}^2 + \sigma_{\parallel,\text{bt}}^2 - \sigma_{\perp,\text{bt}}\sigma_{\parallel,\text{bt}} + 1,8(\tau_{\perp,\text{bt}}^2 + \tau_{\parallel,\text{bt}}^2)} \\ &= \sqrt{(-14,68)^2 + (-19,7)^2 - (-14,68) \cdot (-19,7) + 1,8 \cdot (7,68)^2} \quad (14.155) \\ \sigma_{\text{min,kraj}} &= 20,52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \end{aligned}$$

Dopušteno naprezanje u vlačnom području na kraju nosača iznosi

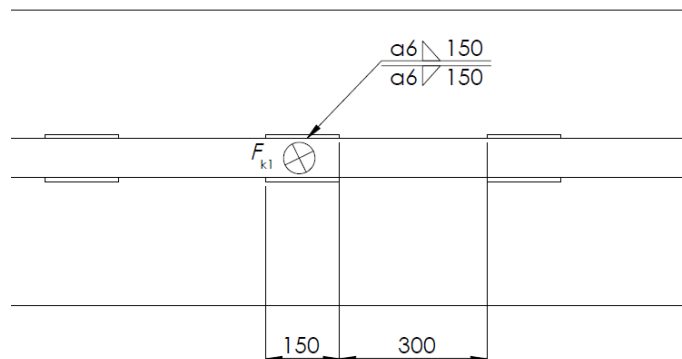
$$\begin{aligned} \sigma_{\text{dv}} &= \frac{\sigma_{\text{dopv}(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{\text{dopv}(0)}}{0,75R_m}\right)\kappa} = \frac{106}{1 - \left(1 - \frac{106}{0,75 \cdot 550}\right) \cdot 0,176} \quad (14.156) \\ \sigma_{\text{dv}} &= 122 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \end{aligned}$$

Dopušteno naprezanje u tlačnom području na sredini nosača iznosi

$$\sigma_{dt} = \frac{\sigma_{dopt(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{dopt(0)}}{0,9R_m}\right)\kappa} = \frac{127,2}{1 - \left(1 - \frac{127,2}{0,9 \cdot 550}\right) \cdot 0,176} \quad (14.157)$$
$$\sigma_{dt} = 146 \frac{N}{mm^2}.$$

15. ZAVAR TRAČNICE MOSNOG GRANIK

Na slici 62 prikazan je zavar tračnice koji je izveden kao isprekidani zavar.



Slika 62. Zavar tračnice

Uvjet zavora glasi

$$\sigma_x \leq \beta \cdot \sigma_{\text{dop}}$$

$$84,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 0,933 \cdot 106 = 98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (15.1)$$

gdje je:

$\sigma_{\text{dop}} = \frac{5 \cdot \sigma_{\text{dopčiz}}}{3} = \frac{5 \cdot 63,9}{3} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno vlačno naprezanje kod čistog istosmjernog opterećenja [19],

$\sigma_{\text{dopčiz}} = 63,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto izmjenično opterećenje za pogonsku grupu B5, K3 [19],

$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{6}\right) = 0,933$ - faktor zareznog djelovanja,

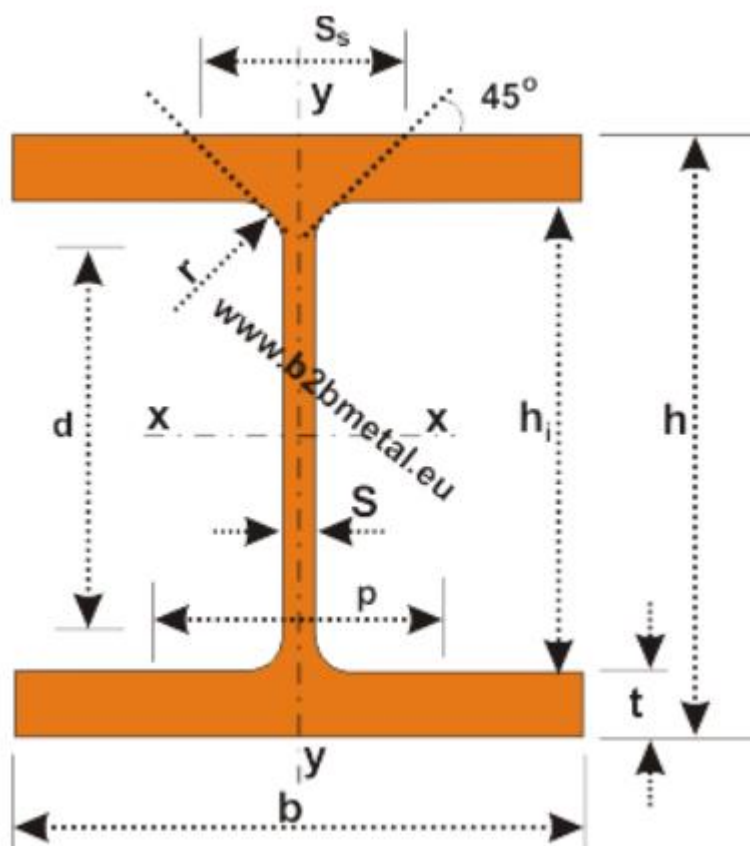
$\sigma_x = \frac{F_{k1}}{A_z} = \frac{152736}{1800} = 84,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - naprezanje zavora u vertikalnom smjeru,

$F_{k1} = 152736 \text{ N}$ - sila u kotaču i

$A_z = 2 \cdot 150 \cdot 6 = 1800 \text{ mm}$ - površina zavora.

16. PRORAČUN HEM PROFILA

U ovome poglavlju proučavat će se uporaba HEM profila za most mosnog granika.



Slika 63. Oznake HEM profila

Identification	Nominal weight 1m	Nominal dimensions					Cross-section	Dimensions for detailing					Surface			
		b	h	s	t	r		A	h1	d	Ø	pmin	pmax	AL	AG	
		kg/m	mm					cm2	mm	mm		mm		m2/m	m2/m	
HEM 900	333	302	910	21	40	30	423,6	830	770	M 27	138	198	2,934	8,824		
Identification		Section properties, static data														
		strong axis x-x						weak axis y-y								
		ix	Wel.x		Wpl.x		ix	Avy	ly	Wel.y		Wpl.y	iy	Ss	It	Iw
		cm4	cm3		cm3		cm	cm2	cm4	cm3		cm3	cm	mm	cm4	cm
HEM 900		570400	12540		14440		36,70	214,4	18450	1220	1929		6,60	136,1	1671	34750

Slika 64. Dimenzije HEM profila [20]

16.1. Težina nosača

Kako je vlastita težina mosta značajne vrijednosti, potrebno ju je uzeti u obzir pri proračunu naprezanja i progiba.

Pretpostavljena ukupna masa nosača iznosi

$$\begin{aligned} m_{\text{nos}} &= \rho A l + m_{\text{trač}} = 7850 \cdot 423,6 \cdot 10^4 \cdot 15 + 468 \\ &= 5459 \text{ kg} \approx 5460 \text{ kg} = 5,46 \text{ t}, \end{aligned} \quad (16.1)$$

gdje je:

$$\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - \text{gustoća čelika},$$

$$A = 423,6 \text{ cm}^2 - \text{površina poprečnog presjeka},$$

$$l = 15000 \text{ mm} - \text{dužina nosača i}$$

$$m_{\text{trač}} = 468 \text{ kg} - \text{masa tračnice dobivena iz programskog paketa Solidworks.}$$

Ukupna težina nosača iznosi

$$G_{\text{nos}} = m_{\text{nos}} \cdot g = 5460 \cdot 9,81 = 5355 \text{ N}. \quad (16.2)$$

Kontinuirano opterećenje uslijed vlastite težine iznosi

$$q = \frac{G_{\text{nos}}}{l} = \frac{5355}{15000} = 3,57. \quad (16.3)$$

16.2. Provjera krutosti nosača

Ukupni progib nosača iznosi

$$\begin{aligned} w &= \frac{F_{k1}}{48EI_y} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5G_{\text{nos}}l^3}{384EI_y} \\ w &= \frac{152736}{48 \cdot 210000 \cdot 5,704 \cdot 10^9} \left(15000 - \frac{1620}{2} \right) \\ &\quad \left[3 \cdot 15000^2 - \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \right] \\ &\quad + \frac{5 \cdot 5355 \cdot 15000^3}{384 \cdot 210000 \cdot 5,704 \cdot 10^9} \\ w &= 19,82 \text{ mm} < 20 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (16.4)$$

Uvjet progiba je zadovoljen.

$$\begin{aligned}
I_{y,p} &\geq \frac{1}{48E_{wd}} \left\{ F_{k1} \left(l - \frac{l_v}{2} \right) \left[3l^2 - \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 \right] + \frac{5}{8} G_{nos} l^3 \right\} \\
I_{y,p} &\geq \frac{1}{48 \cdot 210000 \cdot 20} \left\{ 157081 \cdot \left(15000 - \frac{1620}{2} \right) \right. \\
&\quad \cdot \left[3 \cdot 15000^2 - \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \right] + \frac{5}{8} \cdot 5355 \\
&\quad \cdot 15000^3 \left. \right\} \\
I_{y,p} &= 5652296936 \text{ mm}^4.
\end{aligned} \tag{16.5}$$

Uvjet momenta inercije glasi

$$4,56 \cdot 10^9 < 5,65 \cdot 10^9 \leq 5,7 \cdot 10^9 \tag{16.6}$$

Uvjet momenata inercije je zadovoljen.

16.3. Opterećenje I profila

Moment uslijed opterećenja teretom iznosi

$$\begin{aligned}
M_{\text{ter}} &= \frac{Q}{8l} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 = \frac{32000 \cdot 9,81}{8 \cdot 15000} \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \\
M_{\text{ter}} &= 526747558 \text{ Nmm}.
\end{aligned} \tag{16.7}$$

Moment uslijed opterećenja težinom vitla iznosi

$$\begin{aligned}
M_{\text{vit}} &= \frac{G_v}{8l} \left(l - \frac{l_v}{2} \right)^2 = \frac{9100 \cdot 9,81}{8 \cdot 15000} \left(15000 - \frac{1620}{2} \right)^2 \\
M_{\text{vit}} &= 149793837 \text{ Nmm}.
\end{aligned} \tag{16.8}$$

Moment uslijed opterećenja težinom nosača iznosi

$$M_{\text{nos}} = \frac{G_{\text{nos}} l}{8} = \frac{5355 \cdot 15000}{8} = 100409458 \text{ Nmm}. \tag{16.9}$$

Proračunski moment savijanja oko osi y iznosi

$$\begin{aligned}
M_y &= \gamma(\psi M_{\text{ter}} + M_{\text{vit}} + M_{\text{nos}}) \\
M_y &= 1,34 \cdot (1,168 \cdot 526747558 + 149793837 \\
&\quad + 100409458) \\
M_y &= 1159695552 \text{ Nmm}.
\end{aligned} \tag{16.10}$$

Horizontalno opterećenje uslijed inercijskih sila iznosi

$$M_a = \frac{a_m}{g} (M_{\text{ter}} + M_{\text{vit}} + M_{\text{nos}})$$

$$M_a = \frac{0,1}{9,81} (526747558 + 149793837 + 100409458) \quad (16.11)$$

$$M_a = 7919988 \text{ Nmm.}$$

Proračunski moment savijanja oko osi z iznosi

$$M_z = \gamma M_a = 1,34 \cdot 7919988 = 12395732 \text{ Nmm.} \quad (16.12)$$

Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja na sredini nosača iznosi

$$F_q = \gamma \left(\psi \frac{Q}{4} + \frac{G_v}{4} \right)$$

$$F_q = 1,34 \cdot \left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{4} + \frac{9100 \cdot 9,81}{4} \right) = 15273 \text{ N.} \quad (16.13)$$

Poprečna sila uslijed vertikalnog opterećenja za položaj vitla $x = x_{\text{min}}$ iznosi

$$F_{q,\text{max}} = \gamma \left(\psi \frac{Q}{2} + \frac{G_v + G_{\text{nos}}}{2} \right)$$

$$= 1,34 \cdot \left(1,168 \cdot \frac{32000 \cdot 9,81}{2} + \frac{(9100 + 5355) \cdot 9,81}{2} \right) \quad (16.14)$$

$$F_{q,\text{max}} = 341352 \text{ N.}$$

16.4. Maksimalna naprezanja

Maksimalno normalno naprezanje u sredini nosača iznosi

$$\sigma_I = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{1159695552}{1,25 \cdot 10^7} + \frac{12395732}{1,22 \cdot 10^6}$$

$$\sigma_I = 102,65 \leq \frac{355}{1,5} = 237 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na sredini nosača iznosi

$$\tau = \frac{F_q}{h_i \cdot s} = \frac{15273}{830 \cdot 21} = 8,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (16.16)$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje u vertikalnom limu na kraju nosača

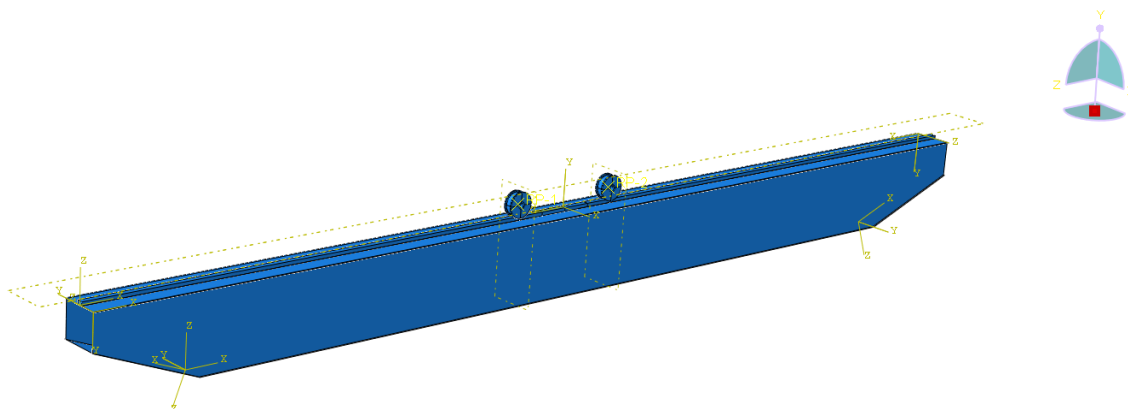
$$\tau_{\text{max}} = \frac{F_{q\text{max}}}{h_i \cdot s} = \frac{341352}{830 \cdot 21} = 19,58 \leq \tau_d = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (16.17)$$

17. FEM ANALIZA MOSNOG GRANIKA

Za FEM analizu mosnog granika korišten je programski paket *Abaqus* u kojem su se proračunavali pomaci i naprezanja polovice mosnog granika. Prvo će biti prikazan model s tračnicom smještenom na sredini, te nakon toga će slijediti model s tračnicom smještenom iznad bočnog lima. Postupak postavljanja oba modela je analogan. Jedina razlika između modela je položaj tračnice, stoga će biti prikazan samo jedan tip postavljanja modela.

17.1. Postavljanje modela

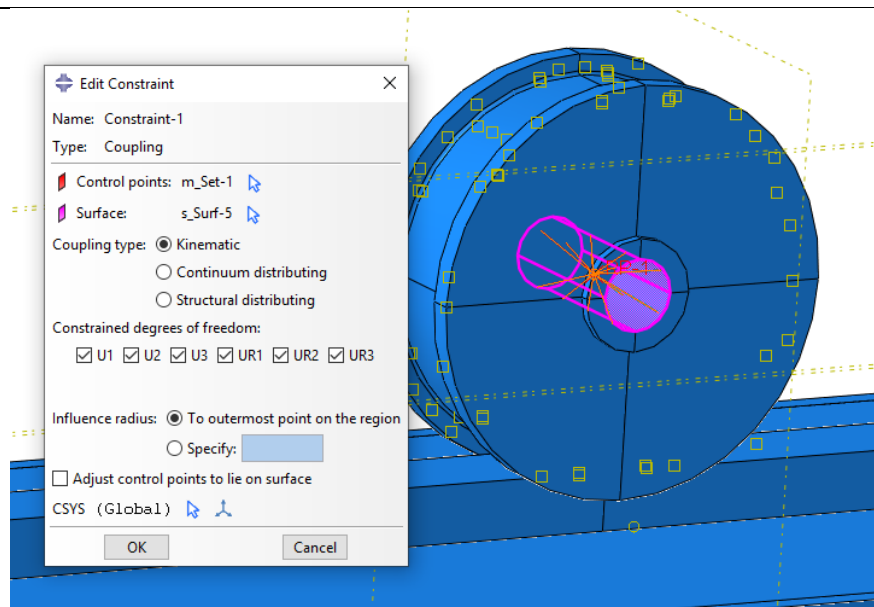
Na slici 65 prikazan je model mosnog granika. Model je izmodeliran u programskom paketu *Abaqus* izuzev kotača koji su ubačeni iz programskog paketa *Solidworks* kao *step* datoteka. Za modeliranje limova koristila se opcija *Shell planar*, dok za tračnice *Solid extrusion*.



Slika 65. Model mosnog granika

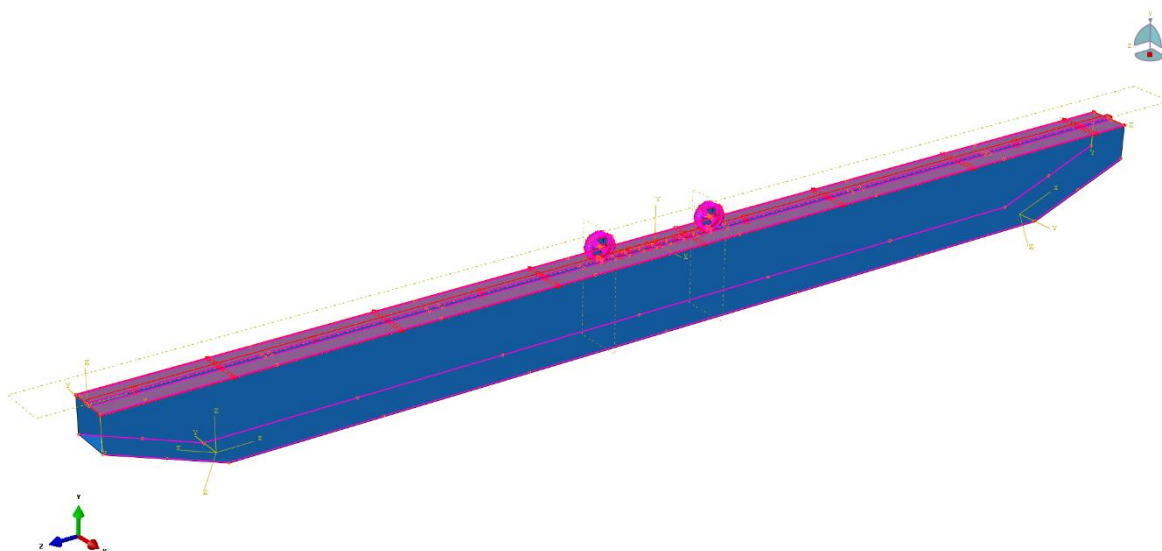
Veze između limova kao i veza lima i rubova tračnice mosnog granika povezane su s opcijom *Tie constraint*. Opcija *Tie constraint* igra ulogu krute veze, tj. zavora u ovom slučaju. Svaki lim konstrukcije ima postavljen svoj koordinatni sustav radi dosljednosti pri prikazivanju naprezanja.

Unutrašnjost kotača povezana je s *Reference point*-om preko opcije *kinematic coupling*, kako bi se sila prenijela na kotač. Prikaz veze vidimo na slici 66.



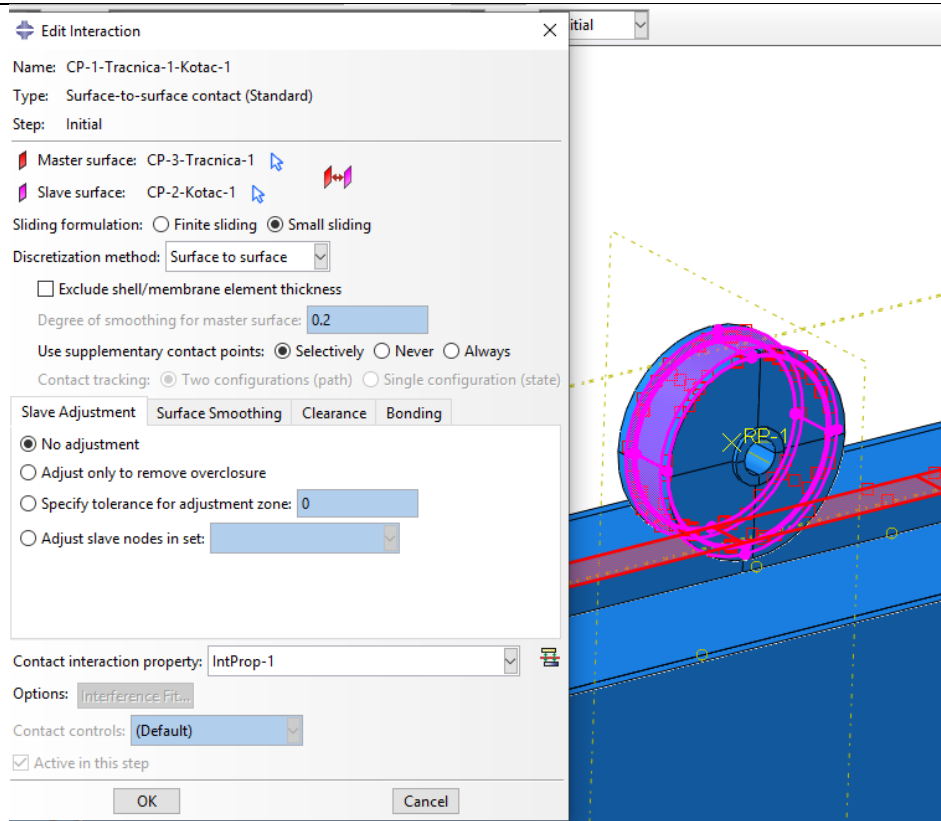
Slika 66. Veza kotača i Reference point-a

Veza između kotača i tračnice napravljena je preko kontakta, gdje je *Slave surface* kotač, a *master surface* tračnica. Za svojstva kontakata koriste se opcije *Tangential behaviour* i *Normal behaviour*, gdje se za *Tangential behavior* koristi formulacija *Penalty* koja uzima ulogu koeficijenta trenja iznosa 0,1, a za *Normal behaviour* koristi se opcija “*Hard*” *contact*.



Slika 67. Veze modela

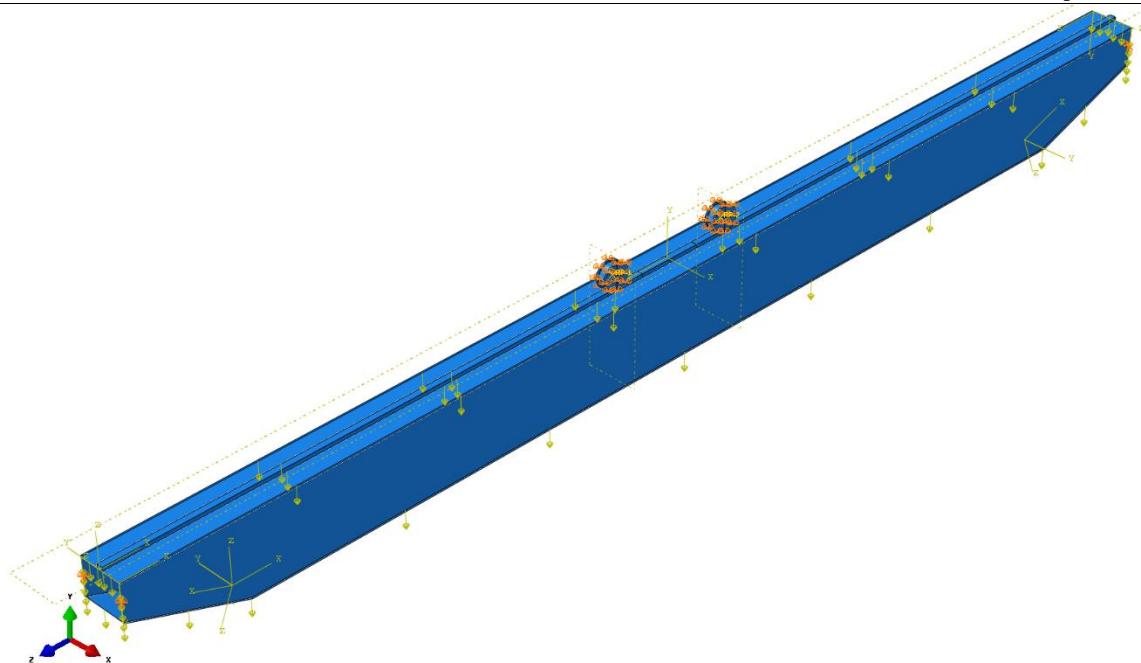
Kako se radi o malim deformacijama i pomacima izabrana je opcija *small sliding* kao što je prikazano na slici 68.



Slika 68. Interaction properties

Za opterećenje su uzeti u obzir vlastita težina nosača i tračnice, opterećenje tereta i težina vitla. Za rubne uvjete na kotačima su spriječeni pomaci u svim smjerovima osim u smjeru osi y kako ne bi došlo do zakretanja kotača. Na mosnom graniku spriječen je pomak u smjeru osi y i x na oba kraja mosta. Na jednoj strani mosnog granika je također spriječen i pomak u smjeru osi z kako bi se izbjeglo pomicanje konstrukcije kao krutog tijela.

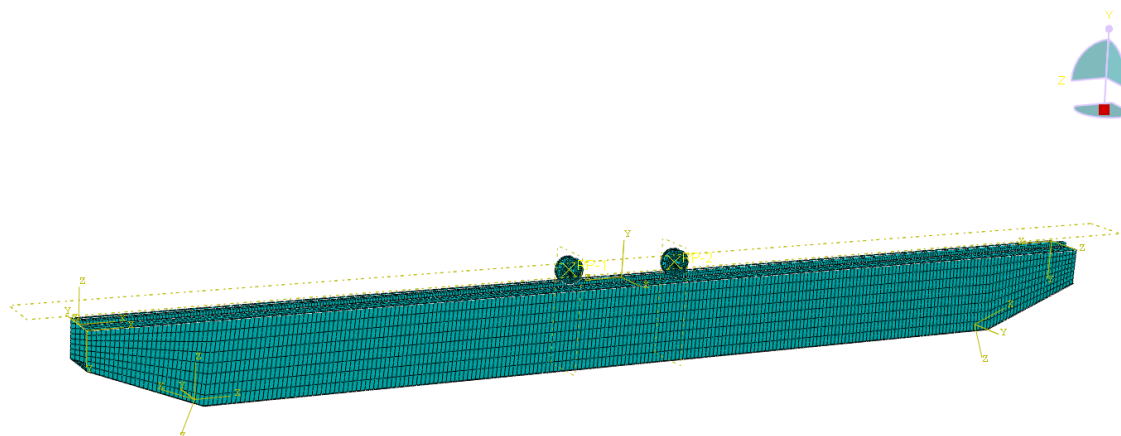
Opterećenje uslijed vlastite težine zadano je po cijelom modelu izuzev kotača, te je korištena opcija *gravity* iznosa $9810 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$. Opterećenje uslijed tereta i težine vitla zadani su kao koncentrirane sile u *Reference point*-u u sredini kotača.



Slika 69. Opterećenje i rubni uvjeti

Za limove se koriste ljuskasti elementi drugog reda (S8R), dok se za kotače i tračnicu koriste prizmatični elementi prvog reda (C3D8R). Veličina pločastih elemenata je 4 puta veća od njegove debljine. Ovakva veličina mreže konačnih elemenata je dovoljno sitna da naprezanja i progibi konvergiraju.

Na slici 70 vidimo mrežu elemenata mosnog granika.



Slika 70. Mreža elemenata

18. REZULTATI FEM ANALIZE

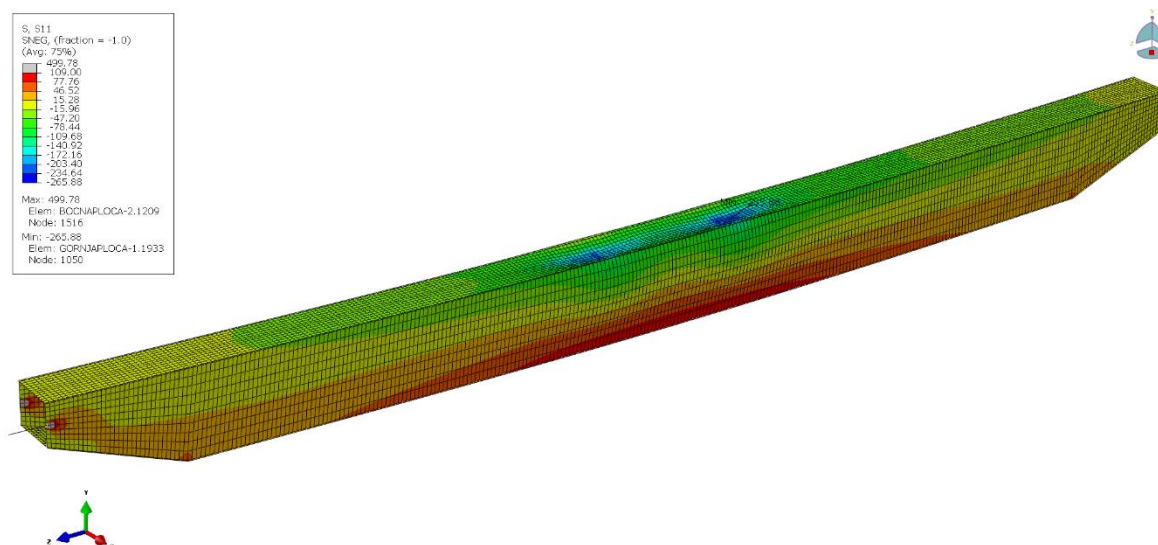
U ovom djelu bit će prikazani rezultati naprezanja i progiba za mosni granik za slučaj tračnice smještene na sredini i za tračnicu smještenu iznad bočnog lima. Rezultati će biti prikazani uvećani za 10 puta radi boljeg uvida u rješenja. Također radi boljeg prikaza kotači i tračnica neće biti prikazivani. Radi dosljednosti s analitičkim proračunom uzdužna naprezanja mosnog granika poprimat će indeks x , iako su prema koordinatnom sustavu u programskom paketu *Abaqus* u smjeru osi z .

18.1. Tračnica smještena na sredini

18.1.1. Tračnica smještena na sredini bez rebra

Na slici 71 prikazano je naprezanje u smjeru osi x . Vidimo da je s gornje strane naprezanje u tlačnoj zoni, gdje na područjima sive boje naprezanja prelaze granicu tečenja. Naprezanja prelaze granicu tečenja samo s gornje strane gdje je pozicija kotača. Iz ovoga se da zaključiti da je potrebno postaviti ukrute kako bih se iznos naprezanja umanjio.

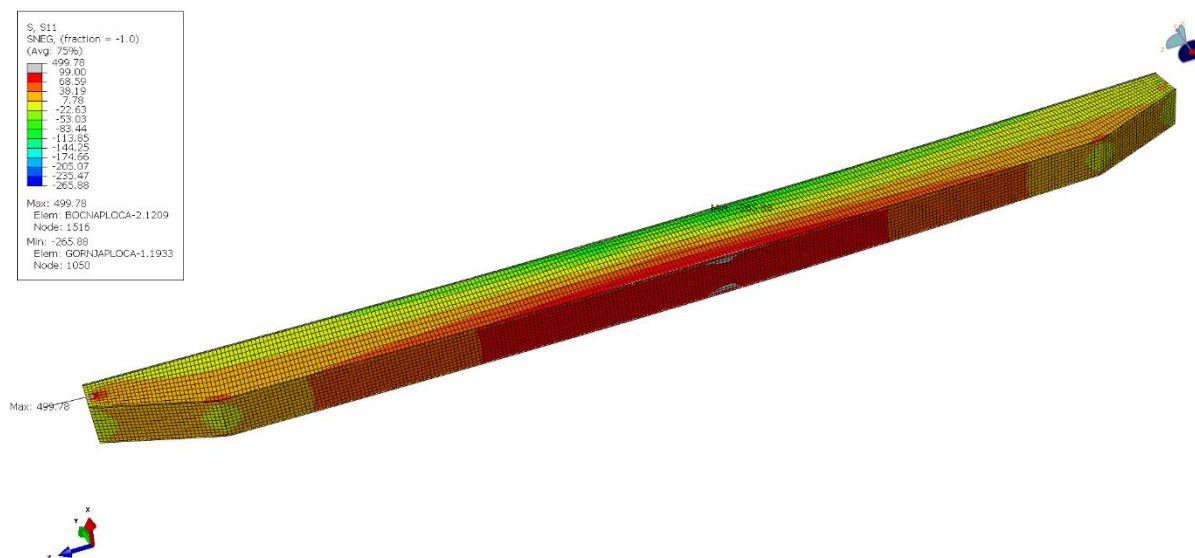
Sa slike 71 vidimo da je iznos naprezanja u tlačnoj zoni $-265 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, međutim to naprezanje je na mjestu kontakta. Malo dalje od mjesta kontakta naprezanje iznosi $-200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



Slika 71. Naprezanje σ_x bez rebra [N/mm²]

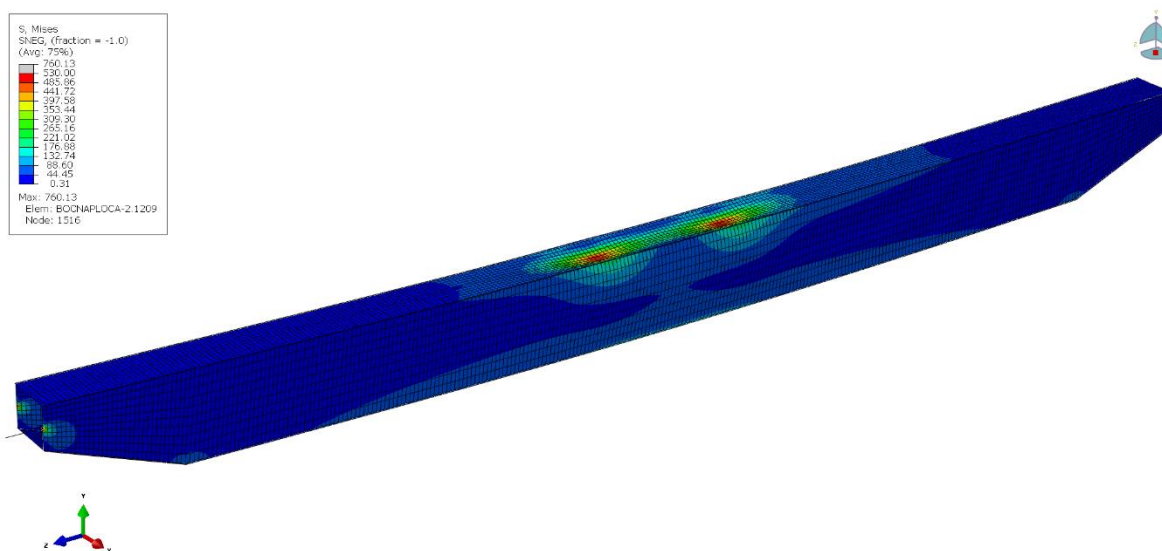
Na slici 72 prikazano je naprezanje u smjeru osi x, iz koje vidimo da u vlačnoj zoni naprezanja

iznose $109 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



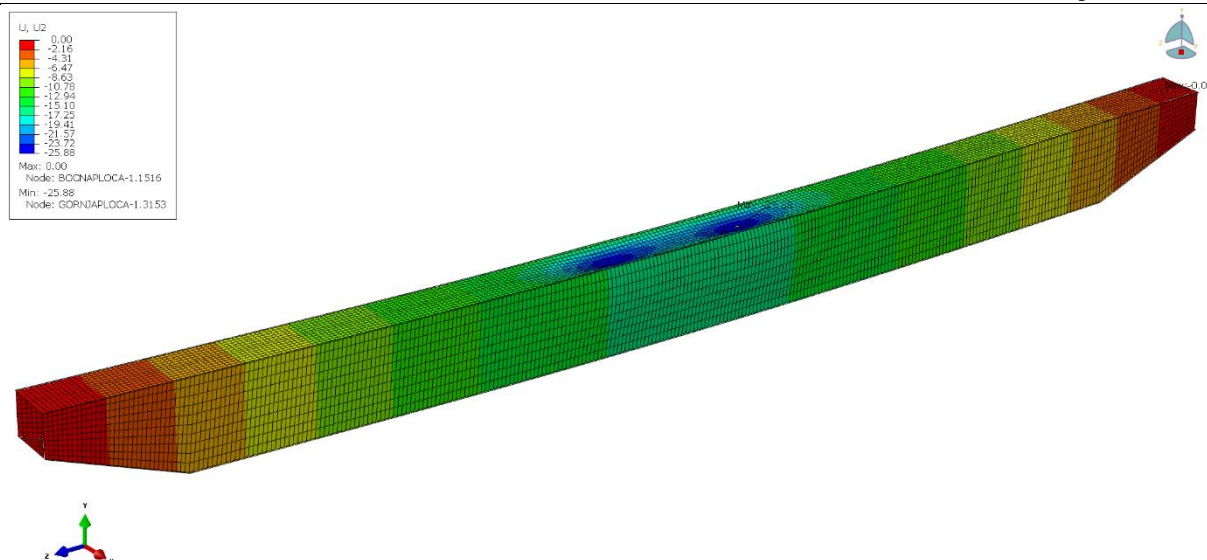
Slika 72. Naprezanje σ_x bez rebra [N/mm^2]

Na slici 73 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises čiji je maksimalni iznos $530 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



Slika 73. Naprezanje S. Mises [N/mm^2]

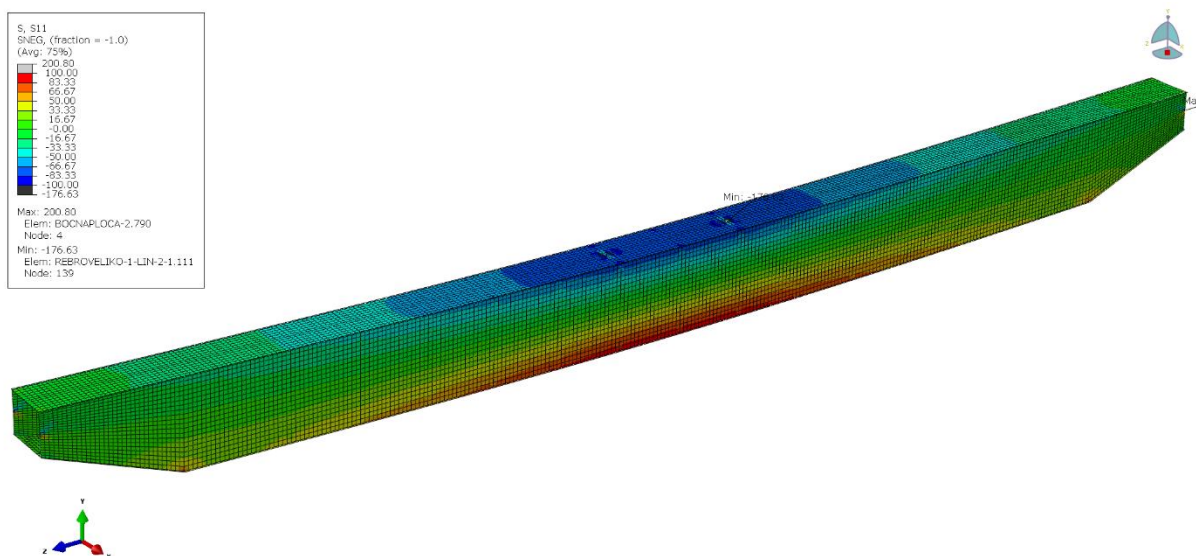
Na slici 74 prikazan je progib mosnog granika. Vidljivo je kako je progib znatno veći na mjestima gdje se nalazi kotač. Iznos progiba na mjestima kotača iznosi $w = 25,88 \text{ mm}$, dok na donjem limu iznosi $w = 15,6 \text{ mm}$. Iz ovoga se da zaključiti da model nije dovoljno krut te da je potrebno postaviti rebra kako bi se iznos progiba na mjestima kotača umanjio.



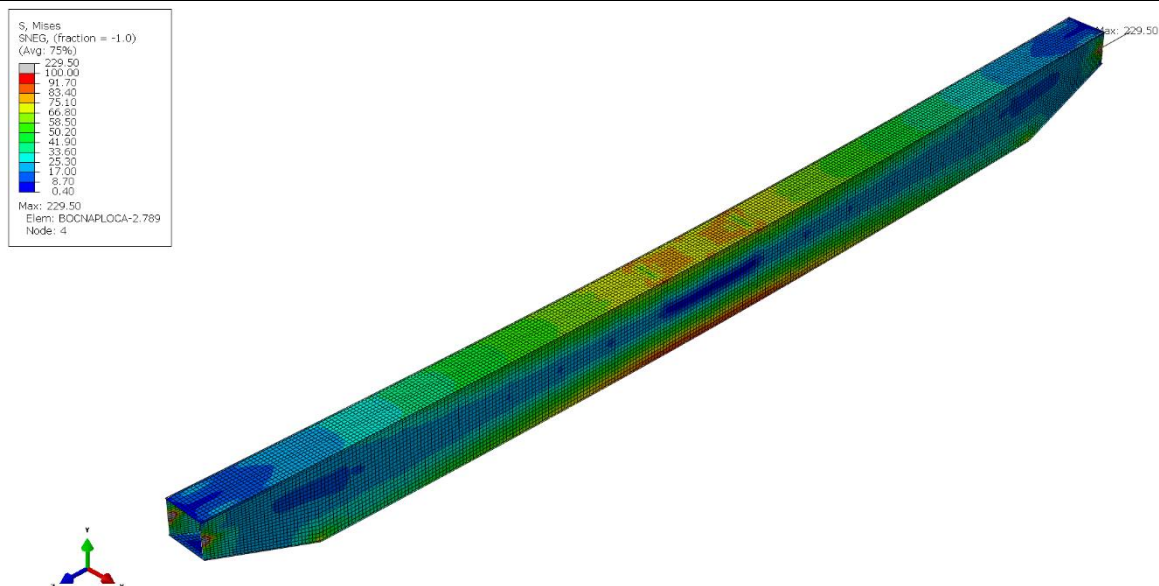
Slika 74. Progib mosnog granika bez rebra [mm]

18.1.2. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima

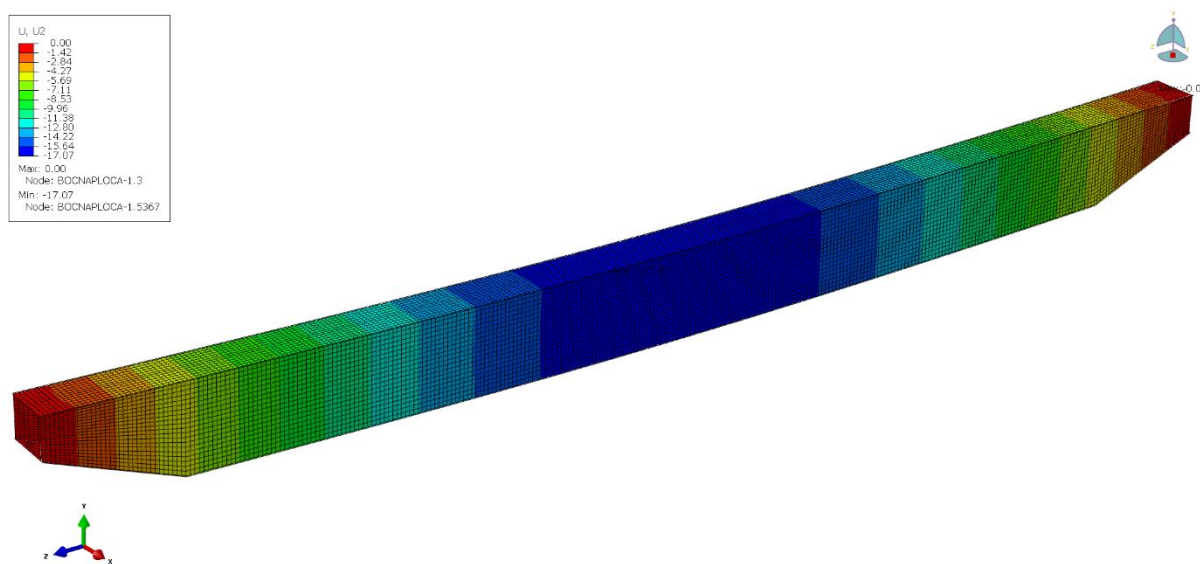
Na slici 75 prikazano je naprezanje u smjeru osi x u slučaju kada se kotač nalazi iznad ukruta. Maksimalno tlačno naprezanje iznosi $-134 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ što zadovoljava uvjet naprezanja, dok je maksimalno vlačno naprezanje iznosa $103 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ što također zadovoljava uvjet naprezanja. Iznos naprezanja pored tračnice iščitava se kako bi se izbjegao utjecaj koncentracije naprezanja, te iznosi $-82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Najveće naprezanje javlja se u rebru čiji je iznos $-177 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 75. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm^2]

Na slici 76 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises u nosaču čiji je maksimalni iznos $118 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u rebrima iznosi $180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 76. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

Na slici 77 vidimo progib mosnog granika gdje su kotači smješteni iznad rebra. Kod ovakvog položaja kotača progib kod kotača jednak je progibu u ostatku konstrukcije, te iznosi 17,07 mm. Progib dalje od mjesta kotača je porastao naspram slučaja bez rebra radi težine samih rebra.

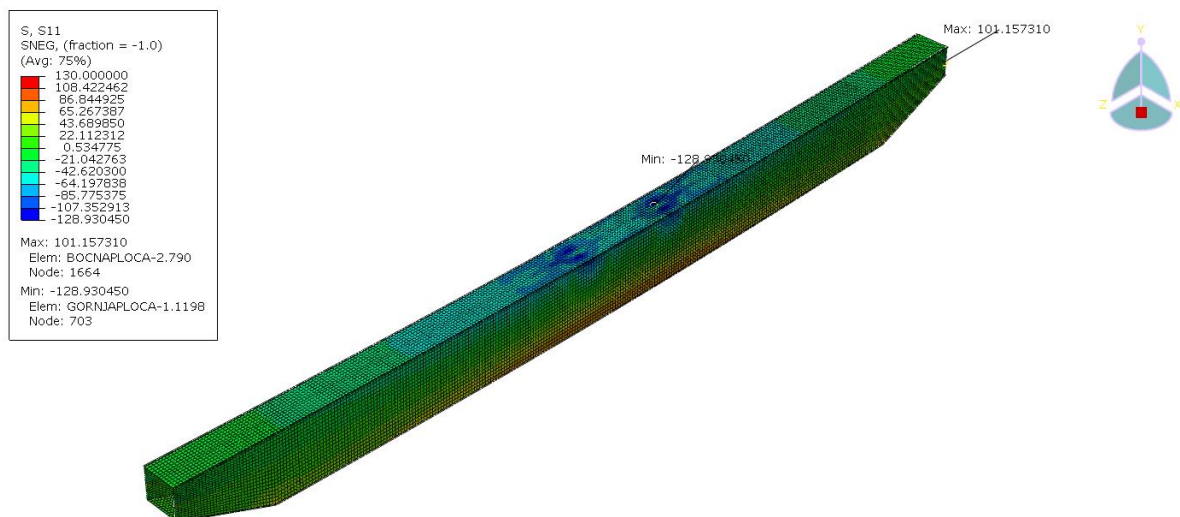


Slika 77. Progib mosnog granika s rebrima [mm]

18.1.3. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i vitlom smještenim između rebra

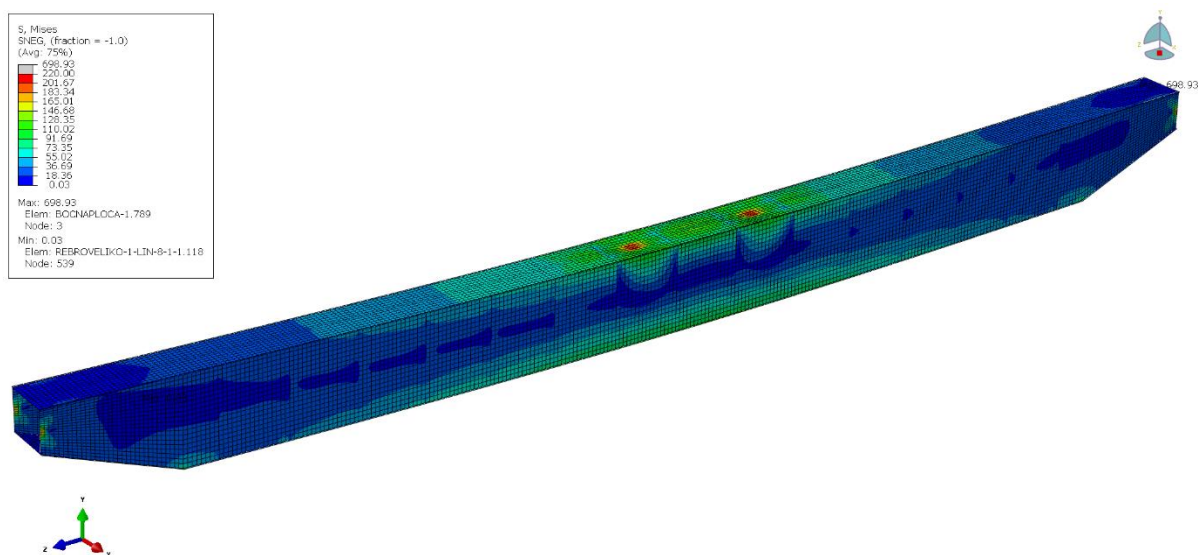
Na slici 78 prikazano je naprezanje u smjeru osi x u slučaju kada se kotač nalazi između ukruta. Maksimalno tlačno naprezanje iznosi $-129 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što zadovoljava uvjet naprezanja, dok je maksimalno vlačno naprezanje iznosi $103 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što također zadovoljava uvjet naprezanja.

Najveće naprezanje javlja se u rebru čije naprezanje iznosi $-202 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što pokazuje da se u ukrutama javljaju veća naprezanja dok kotač nije direktno smješten iznad njih. Razlog tome je što osim aksijalnih sila u ukruti počinju prevladavati i sile savijanja.



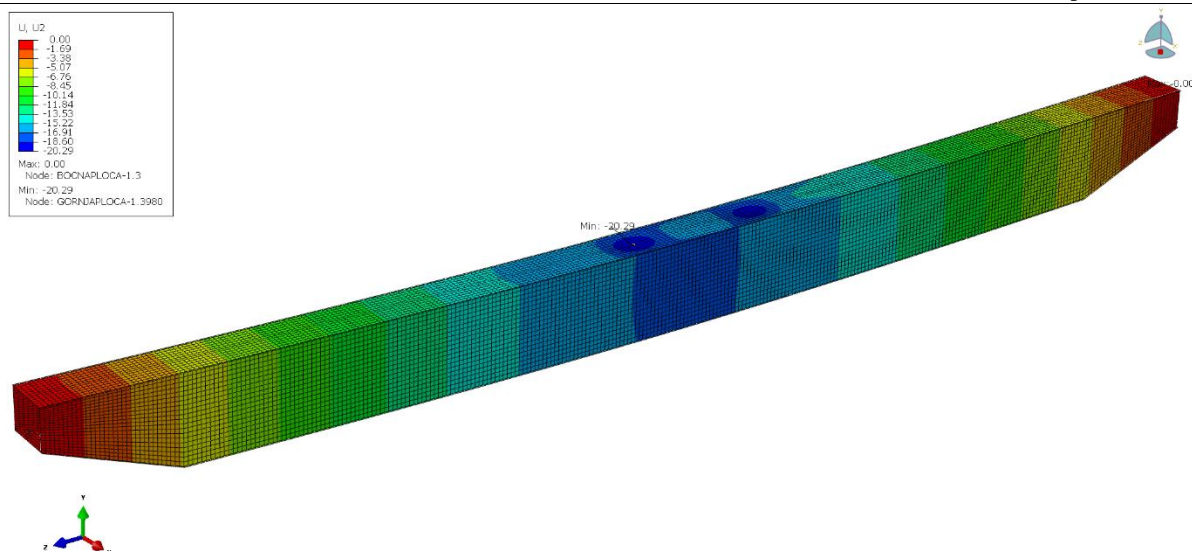
Slika 78. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm²]

Na slici 79 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises u nosaču čiji je maksimalni iznos $231 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u rebrima iznosi $200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



Slika 79. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

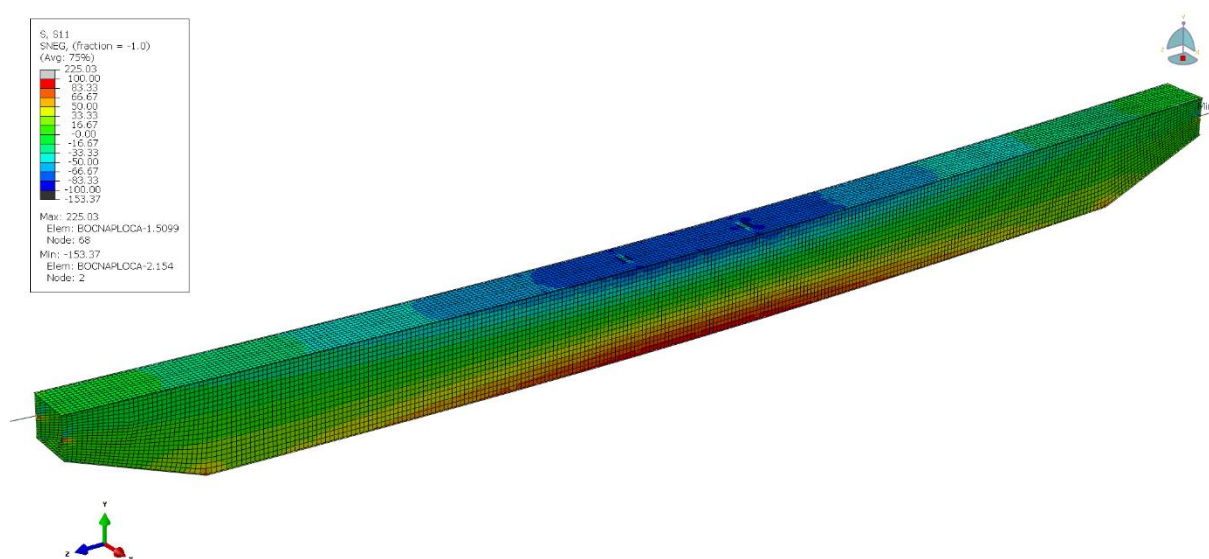
Na slici 80 vidimo progib mosnog granika gdje su kotači smješteni između rebra. Kod ovakvog položaja kotača progib ispod kotača je veći nego progib konstrukcije. Progib ispod kotača iznosi 20,29 mm, dok progib konstrukcije iznosi 17 mm. Razlika progiba ukazuje da bi trebalo dodati još i međurebra.



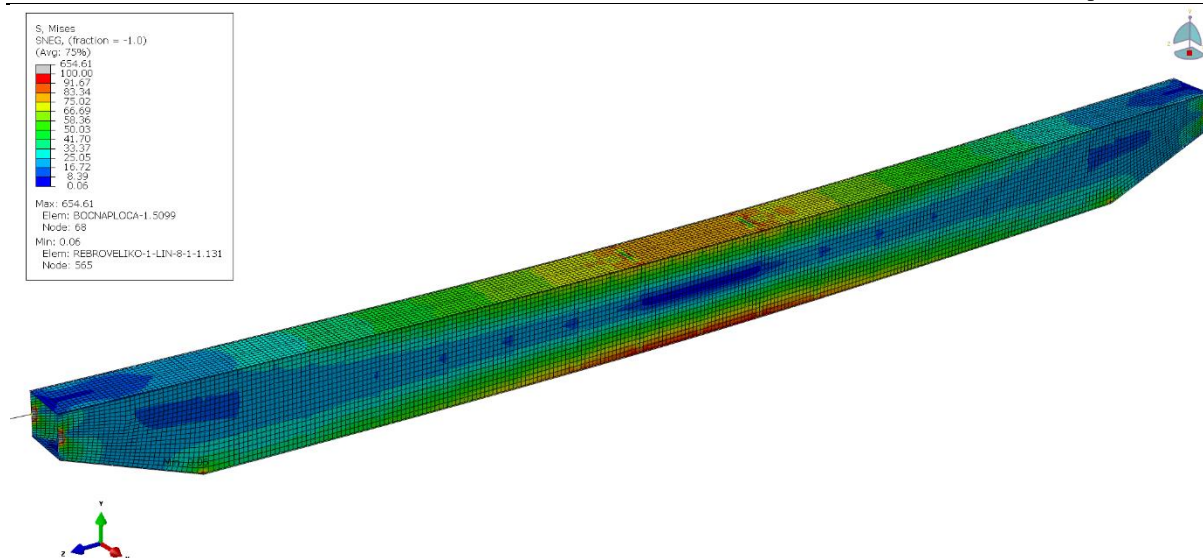
Slika 80. Progib mosnog granika s rebrima [mm]

18.1.4. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i međurebrima i vitlom smještenim iznad velikog rebra

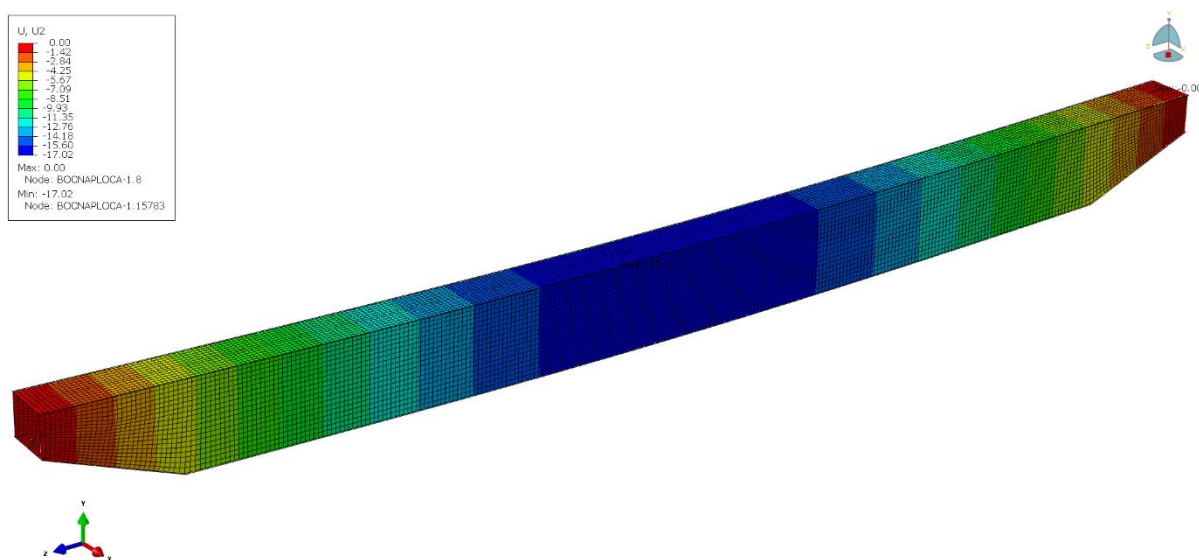
Na slici 81 prikazano je naprezanje u smjeru osi x u slučaju kada se kotač nalazi iznad velikog rebra. Maksimalno tlačno naprezanje iznosi $-152 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što zadovoljava uvjet naprezanja, dok je maksimalno vlačno naprezanje iznos $103 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što također zadovoljava uvjet naprezanja. Iznos naprezanja pored tračnice kako bi se izbjegao utjecaj koncentracije naprezanja iznosi $-82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Najveće naprezanje javlja se u rebru čije naprezanje iznosi $-184 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 81. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm²]

Na slici 82 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises u nosaču čiji je maksimalni iznos $134 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u rebrima iznosi $183 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 82. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

Na slici 83 vidimo progib mosnog granika gdje su kotači smješteni iznad rebra. Progib ispod kotača iznosi 17,02 mm. Kod ovakvog položaja kotača progib kod kotača jednak je progibu u ostatku konstrukcije.

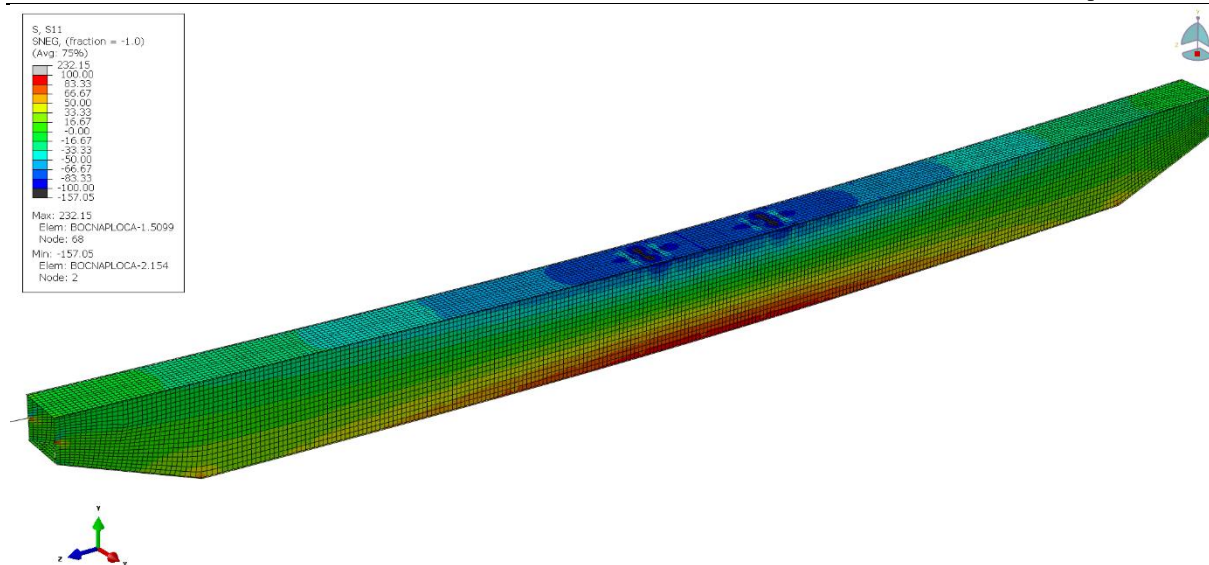


Slika 83. Progib mosnog granika s rebrima [mm]

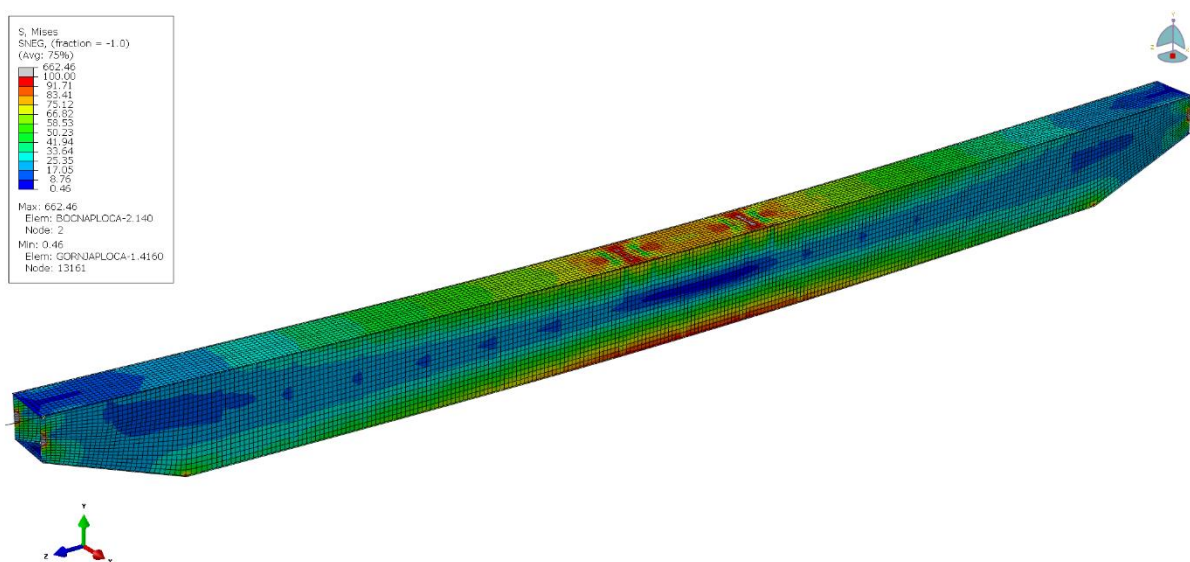
18.1.5. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i međurebrima i vitlom smještenim između rebra

Na slici 84 prikazano je naprezanje u smjeru osi x u slučaju kada se kotač nalazi između ukruta.

Maksimalno tlačno naprezanje iznosi $-125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što zadovoljava uvjet naprezanja, dok je maksimalno vlačno naprezanje iznosi $103 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što također zadovoljava uvjet naprezanja.

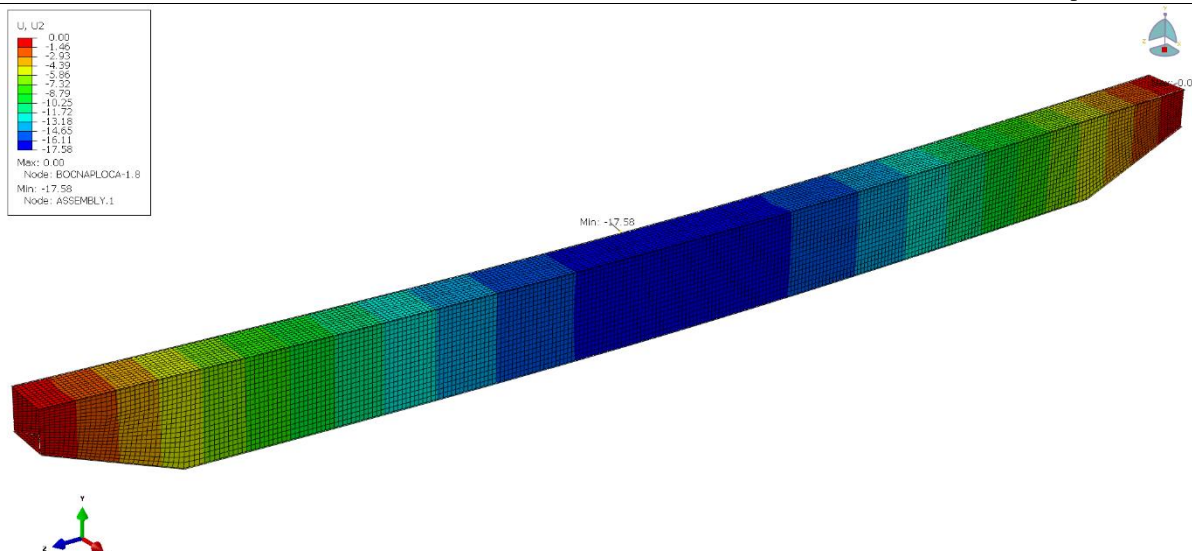
Slika 84. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm²]

Na slici 85 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises u nosaču čiji je maksimalni iznos $126 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u rebrima iznosi $152,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



Slika 85. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

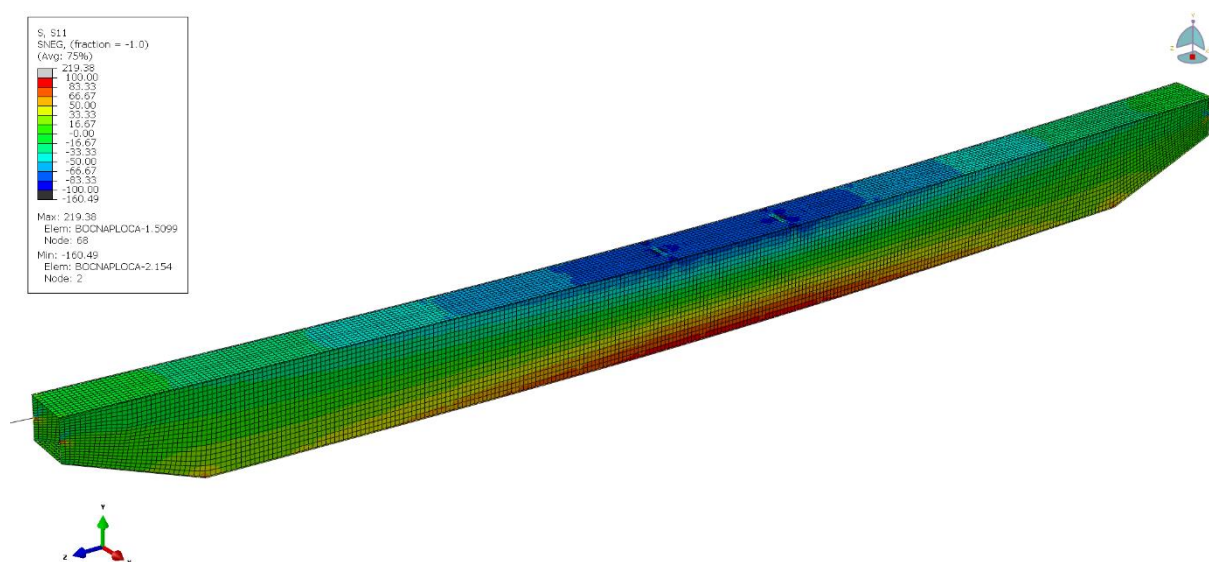
Na slici 86 vidimo progib mosnog granika gdje su kotači smješteni između rebra. Kod ovakvog položaja kotača progib ispod kotača je veći nego progib konstrukcije. Progib ispod kotača iznosi 17,58 mm, dok progib konstrukcije iznosi 16,9 mm. U ovome slučaju vidimo znatno veću krutost pri položaju kotača između rebra.



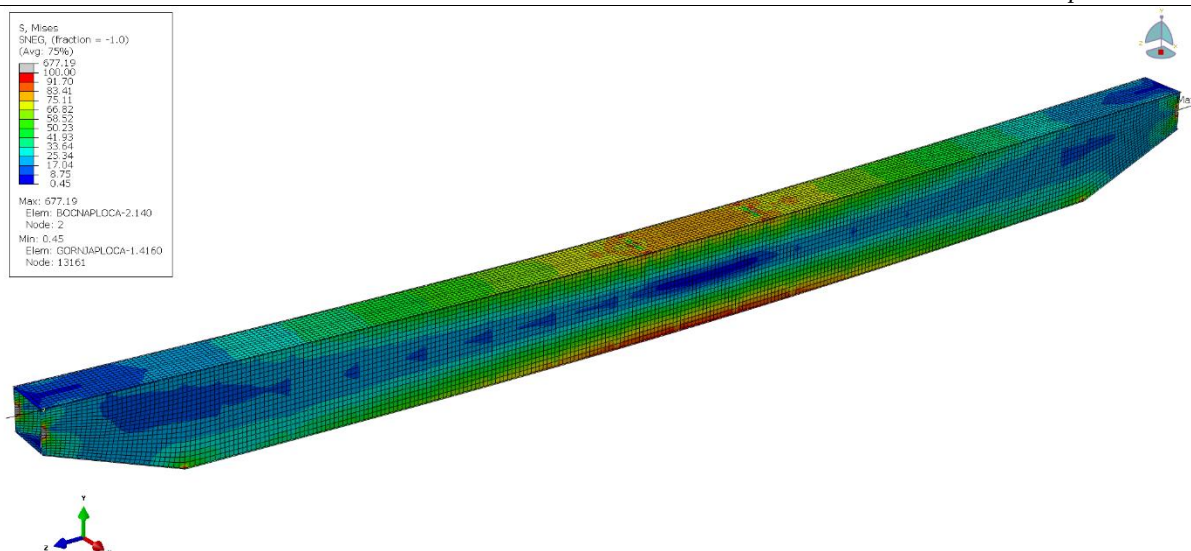
Slika 86. Progib mosnog granika s rebrima [mm]

18.1.6. Tračnica smještena na sredini s velikim rebrima i međurebrima i vitlom smještenim na međurebru

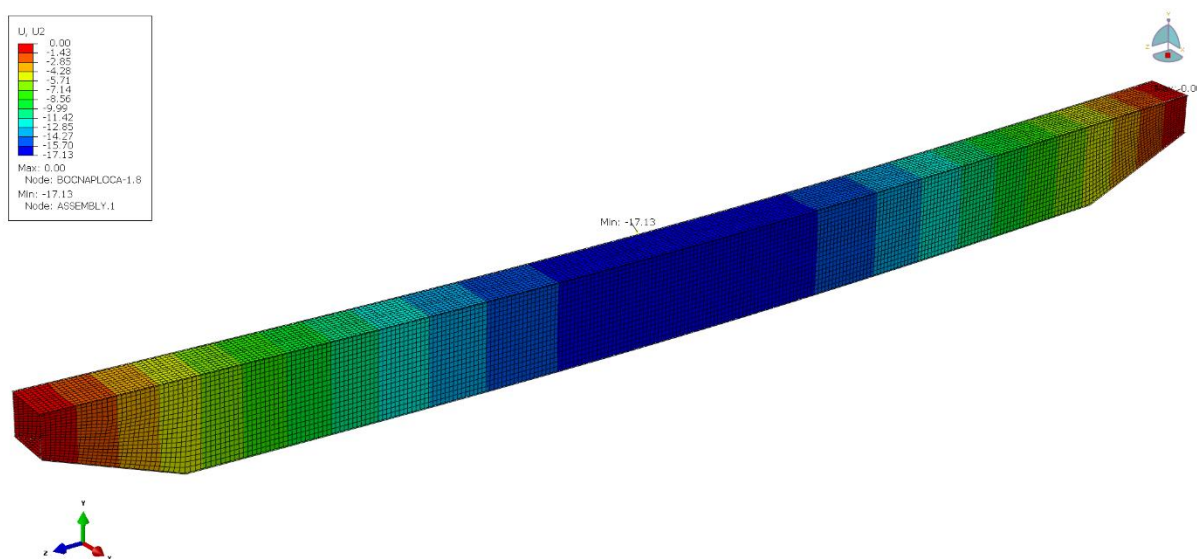
Na slici 87 prikazano je naprezanje u smjeru osi x u slučaju kada se kotač nalazi iznad međurebra. Maksimalno tlačno naprezanje iznosi $-156 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što zadovoljava uvjet naprezanja, dok je maksimalno vlačno naprezanje iznosi $102,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što također zadovoljava uvjet naprezanja.

Slika 87. Naprezanje σ_x s velikim rebrima [N/mm²]

Na slici 88 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises u nosaču čiji je maksimalni iznos $144 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u rebrima iznosi $172 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

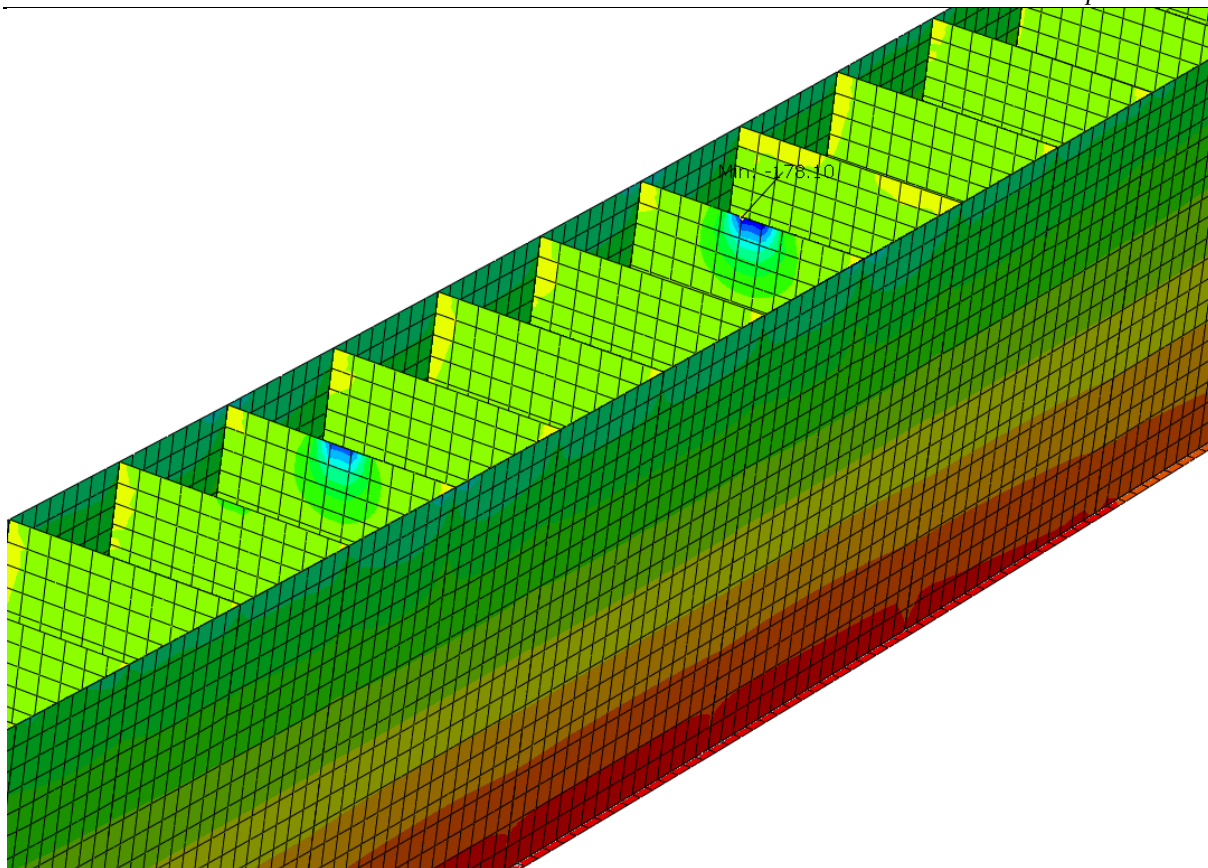
Slika 88. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

Na slici 89 vidimo progib mosnog granika gdje su kotači smješteni iznad međurebra. Kod ovakvog položaja kotača progib ispod kotača je malo veći nego progib konstrukcije. Progib ispod kotača iznosi 17,1 mm, dok progib konstrukcije iznosi 16,9 mm.



Slika 89. Progib mosnog granika s rebrima [mm]

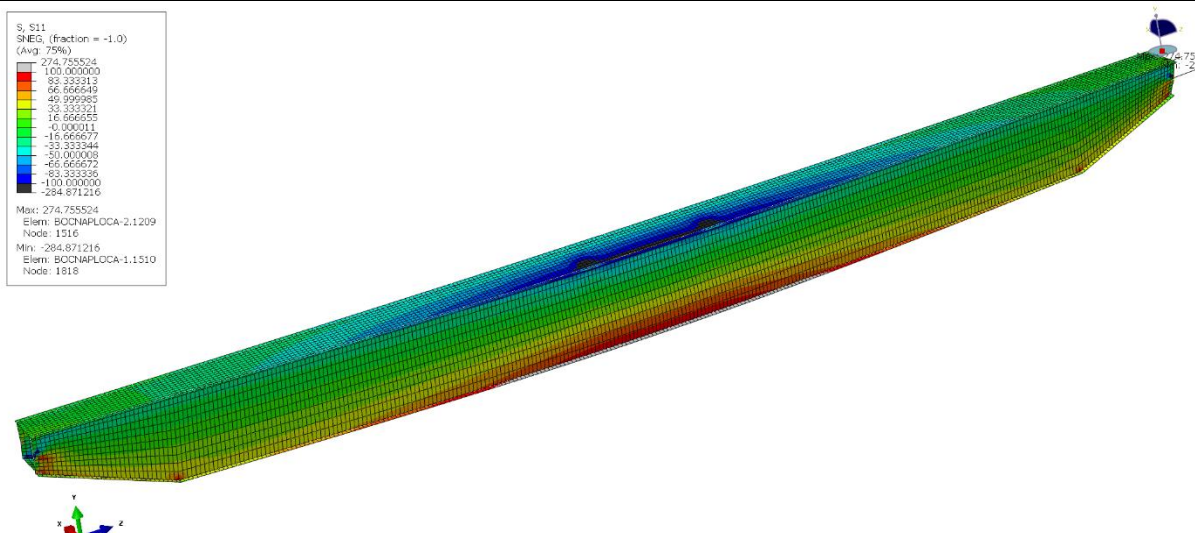
Naprezanja u međurebrima mogu se vidjeti na slici 90, gdje su najveća naprezanja nastala uslijed opterećenja kotača te iznosi $178 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 90. Naprezanje u međurebrima σ_x [N/mm²]

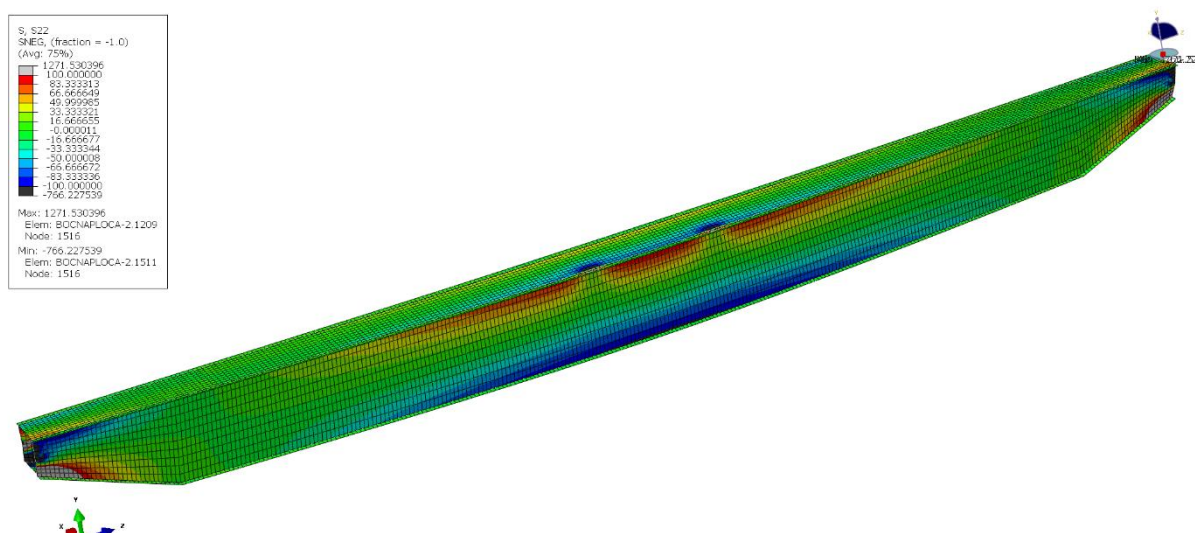
18.2. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima

18.2.1. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima bez rebra

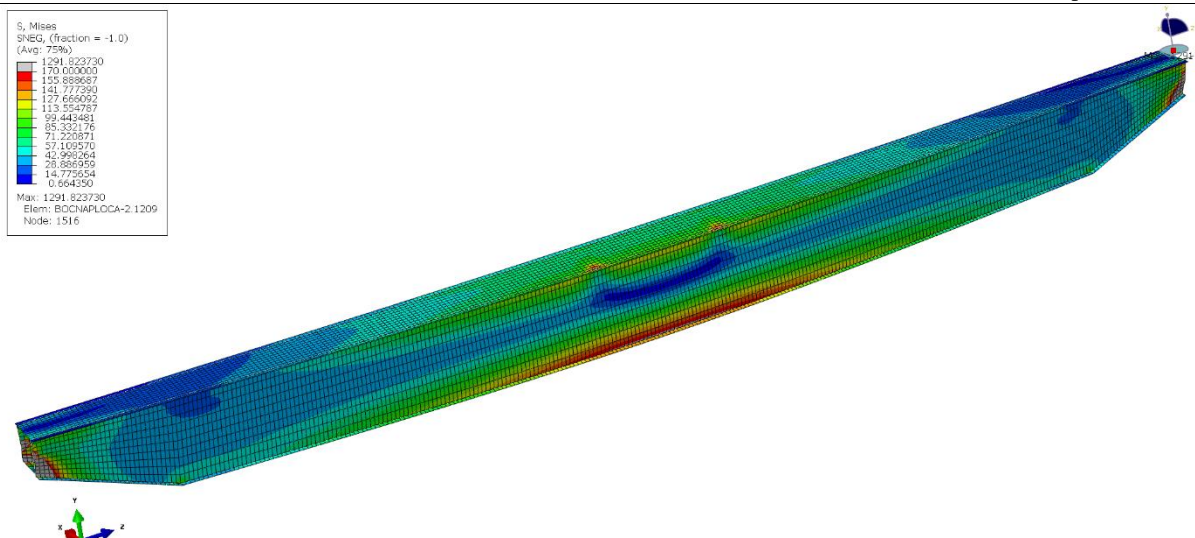
Na slici 91 prikazano je naprezanje u smjeru osi x čiji iznos u vlačnoj zoni iznosi $139 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u tlačnoj $164,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Iznos naprezanja pored tračnice kako bi se izbjegao utjecaj koncentracije naprezanja iznosi $-106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 91. Naprezanje σ_x bez rebra [N/mm²]

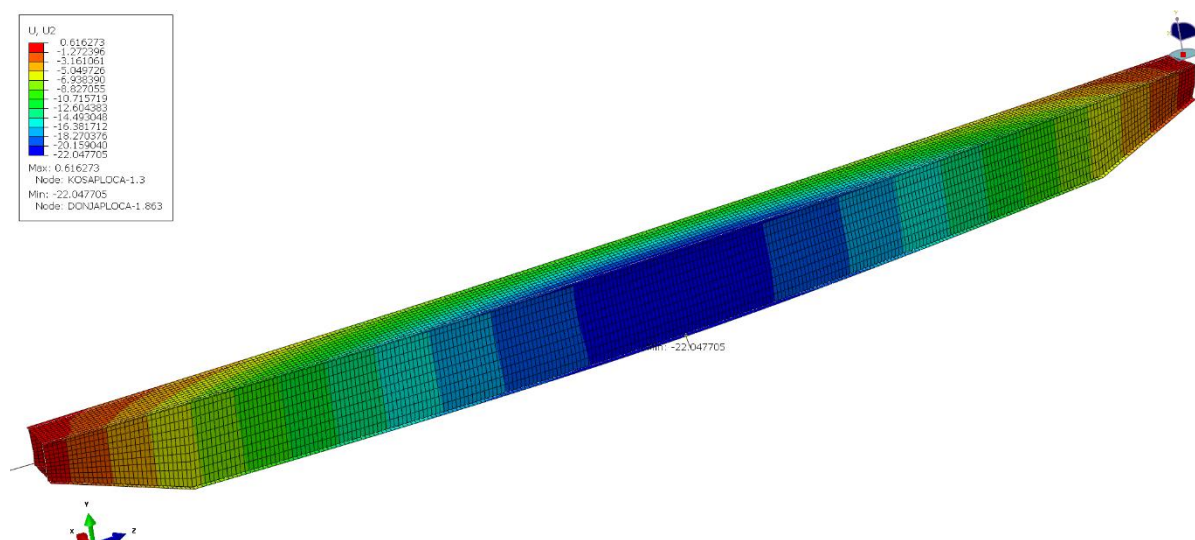
Na slici 92 prikazano je naprezanje u smjeru osi y čiji iznos u vlačnoj zoni iznosi $371,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u tlačnoj $-211 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što je iznad granice tečenja materijala.

Slika 92. Naprezanje σ_y bez rebra [N/mm²]

Na slici 93 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises čiji je maksimalni iznos $363,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što je iznad granice tečenja materijala.

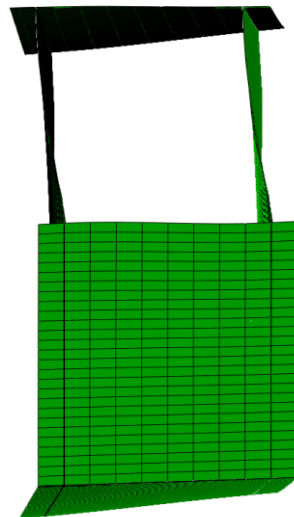
Slika 93. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

Na slici 94 prikazan je progib nosača čiji maksimalni iznos je 22,04 mm. Ovaj iznos progiba ne zadovoljava uvjet progiba. Na istome presjeku profila s druge strane profila progib iznosi 9,8 mm, što je više od dvostruko manjeg progiba. Iz ovoga zaključujemo da nosač nije dovoljno krut.



Slika 94. Progib mosnog granika bez rebra [mm]

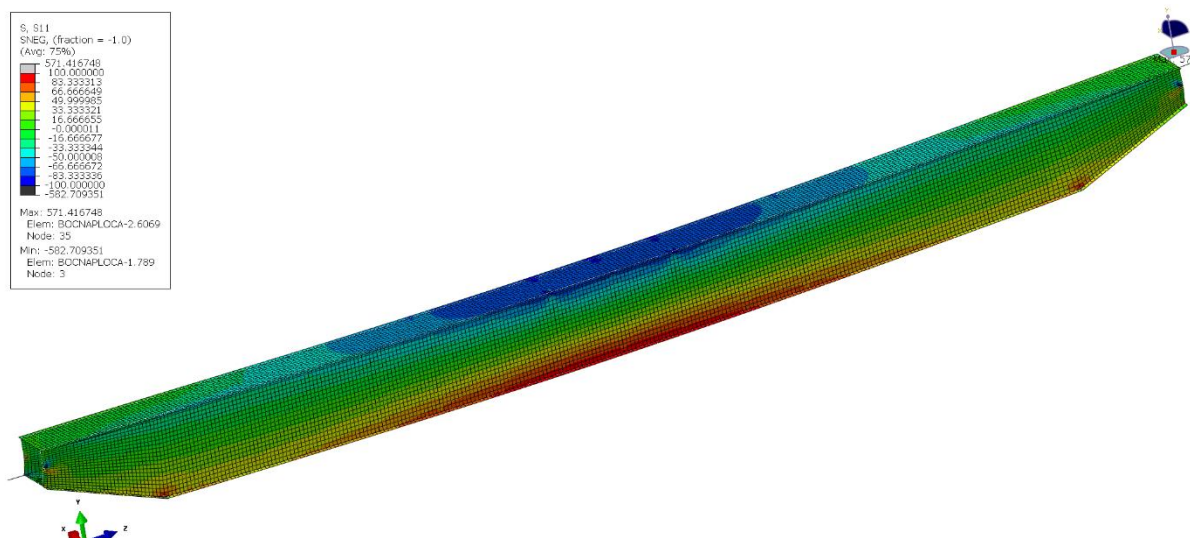
Kako su kotači nesimetrično postavljeni dolazi do značajnog uvijanja profila, tj. pomak jedne strane nosača je veći nego na drugoj. Iz ovog razloga potrebno je postaviti dodatne ukrute kako bi se smanjilo zakretanje profila. Na slici 95 vidimo presjek profila s pomacima uvećanim za 5 puta.



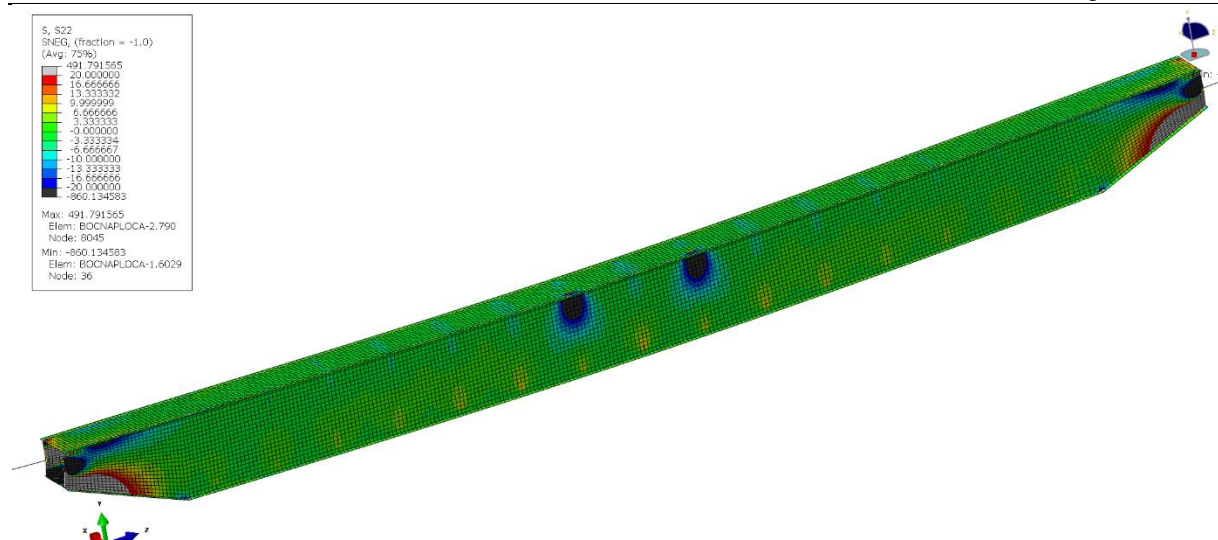
Slika 95. Zakret profila bez rebra

18.2.2. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima s rebrima

Na slici 96 prikazano je naprezanje u smjeru osi x čiji iznos u vlačnoj zoni iznosi $105 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u tlačnoj $-136 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Iznos naprezanja pored tračnice kako bi se izbjegao utjecaj koncentracije naprezanja iznosi $-83 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

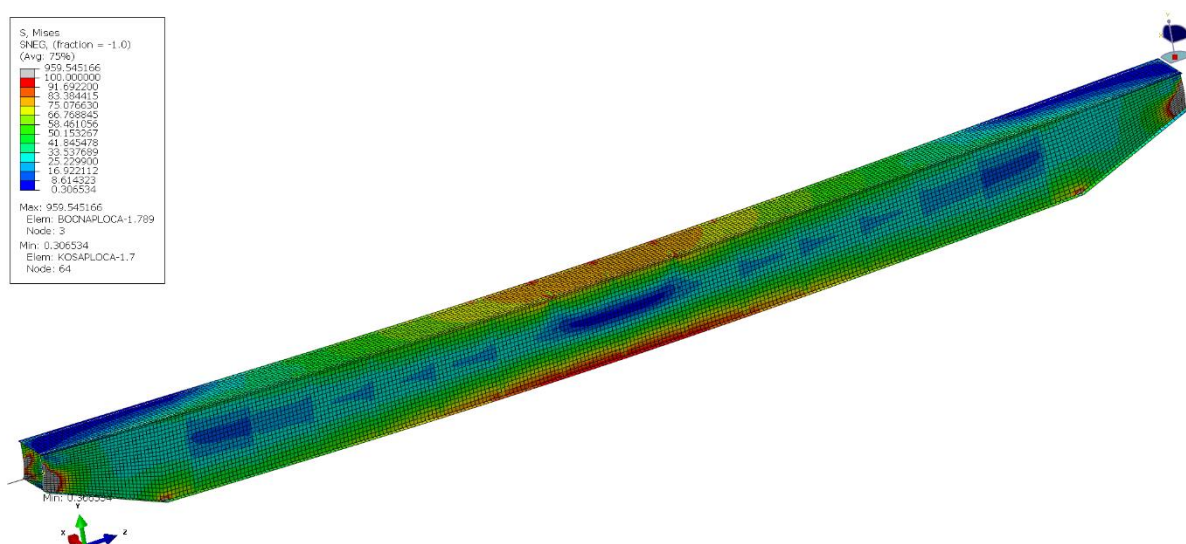
Slika 96. Naprezanje σ_x s rebrima [N/mm^2]

Na slici 97 prikazano je naprezanje u smjeru osi y gdje se vide jedine kritične vrijednosti uslijed direktnog opterećenja kotača čiji je iznos naprezanja $-105 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Naprezanja u smjeru osi y su se znatno smanjila dodavanjem ukruta.



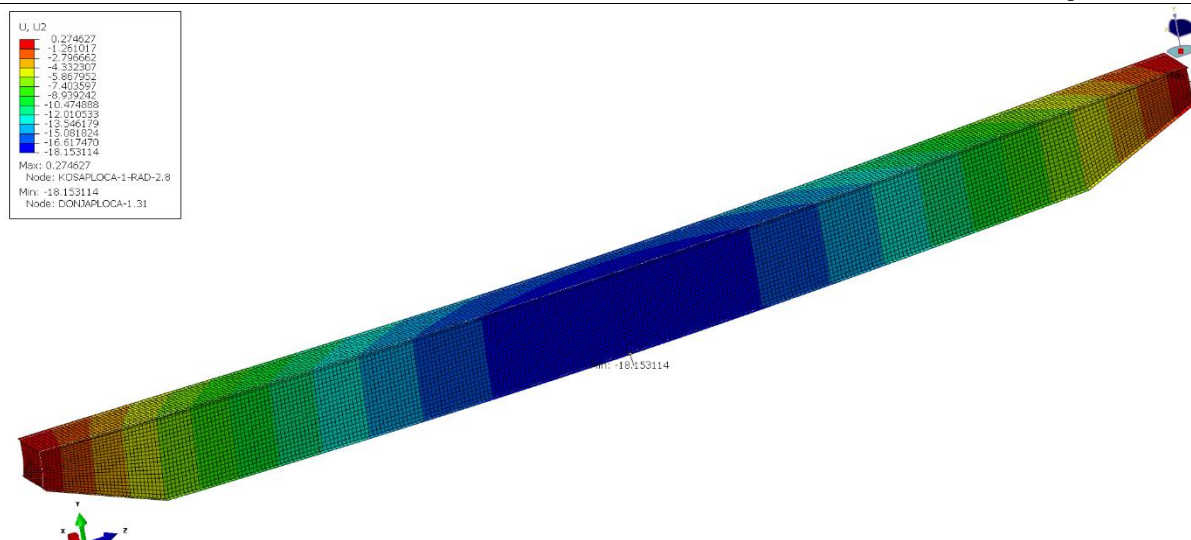
Slika 97. Naprezanje σ_y s rebrima [N/mm²]

Na slici 98 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises, čiji je maksimalni iznos na sredini nosača $122,56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Vidimo kako se dodavanjem ukruta maksimalno naprezanje umanjilo za otprilike 3 puta.



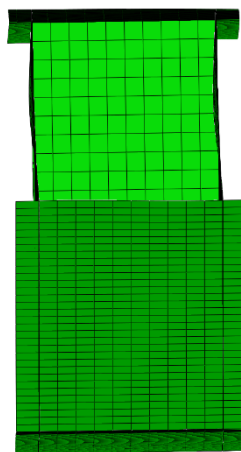
Slika 98. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

Na slici 99 prikazan je progib nosača čiji maksimalni iznos je 18,15 mm, što zadovoljava uvjet progiba. Na istome presjeku profila s druge strane profila progib iznosi 15,93 mm. Iz ovoga se vidi da dodavanjem rebra model postaje znatno krući.



Slika 99. Progib mosnog granika s rebrima [mm]

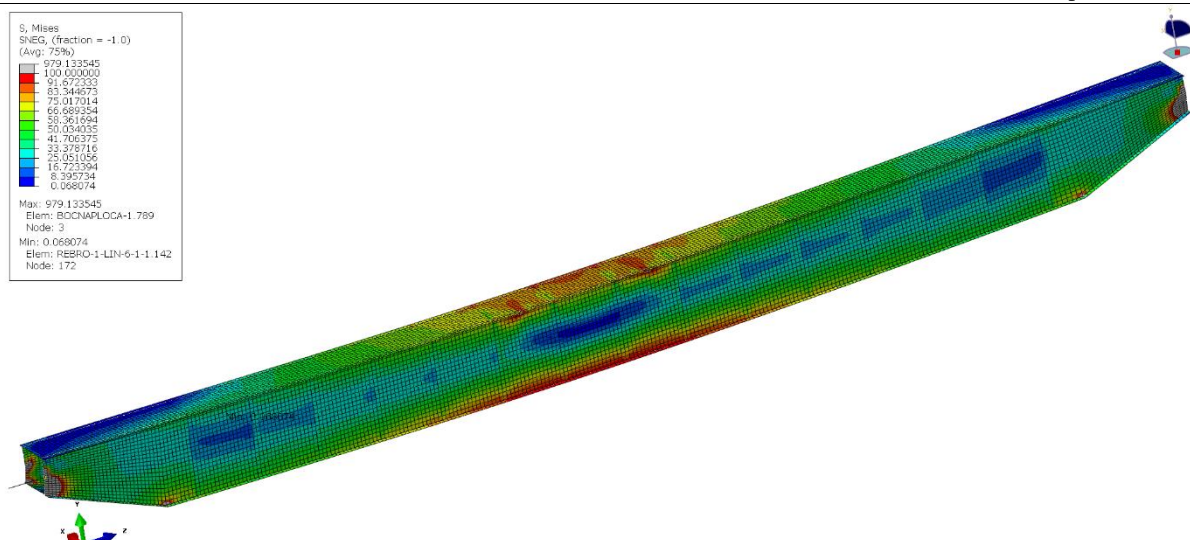
Na slici 100 vidimo deformirani oblik presjeka profila uvećan za iznos 5 puta. Uspoređivanjem ovog profila s profilima bez rebra vide se značajno manji pomaci i zakreti profila.



Slika 100. Zakret profila bez rebra

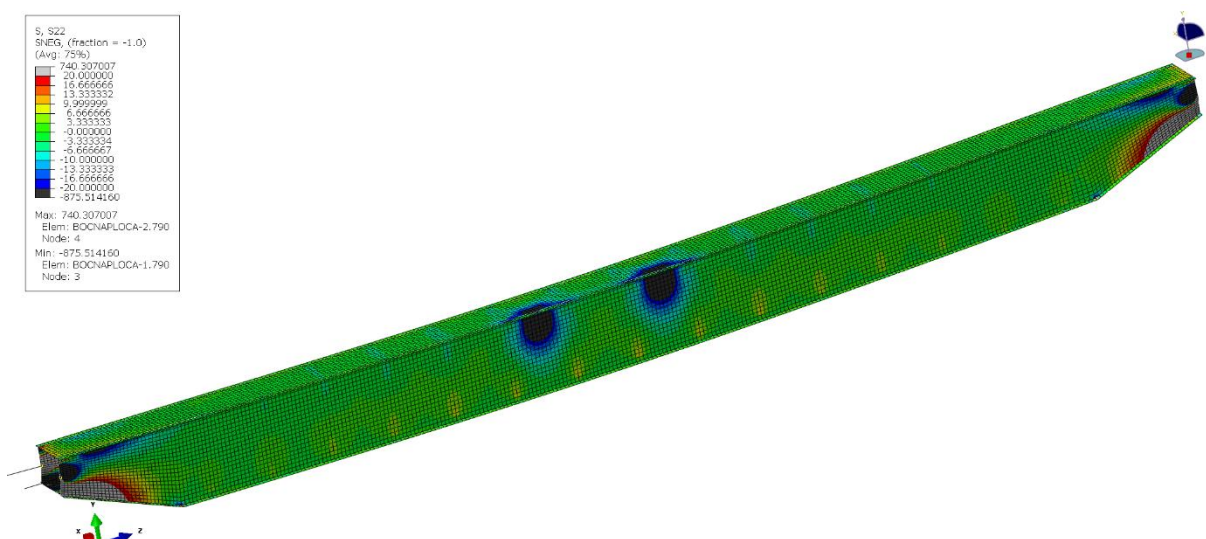
18.2.3. Tračnica smještena iznad vertikalnog lima između rebra

Na slici 101 prikazano je naprezanje u smjeru osi x čiji iznos u vlačnoj zoni iznosi $103 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u tlačnoj $-130 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Vidimo da se naprezanja ne razlikuju znatno naspram naprezanja iznad rebra.



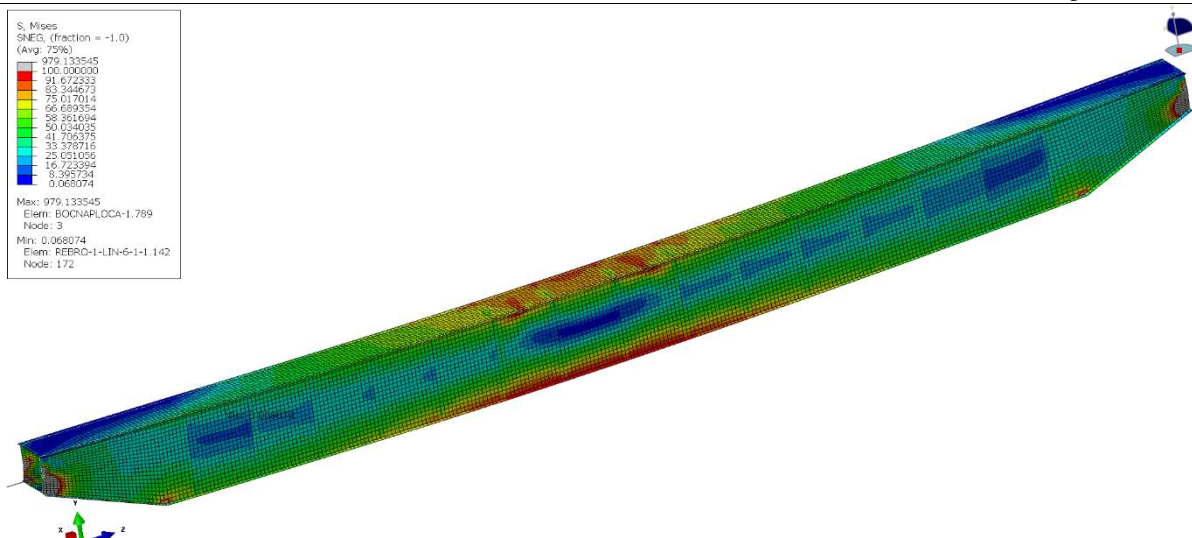
Slika 101. Naprezanje σ_x s rebrima [N/mm²]

Na slici 102 prikazano je naprezanje u smjeru osi y gdje se vide jedine kritične vrijednosti uslijed direktnog opterećenja kotača čiji je iznos naprezanja $-171 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, pri čemu se vidi razlika između naprezanja direktno iznad rebra i između rebra.

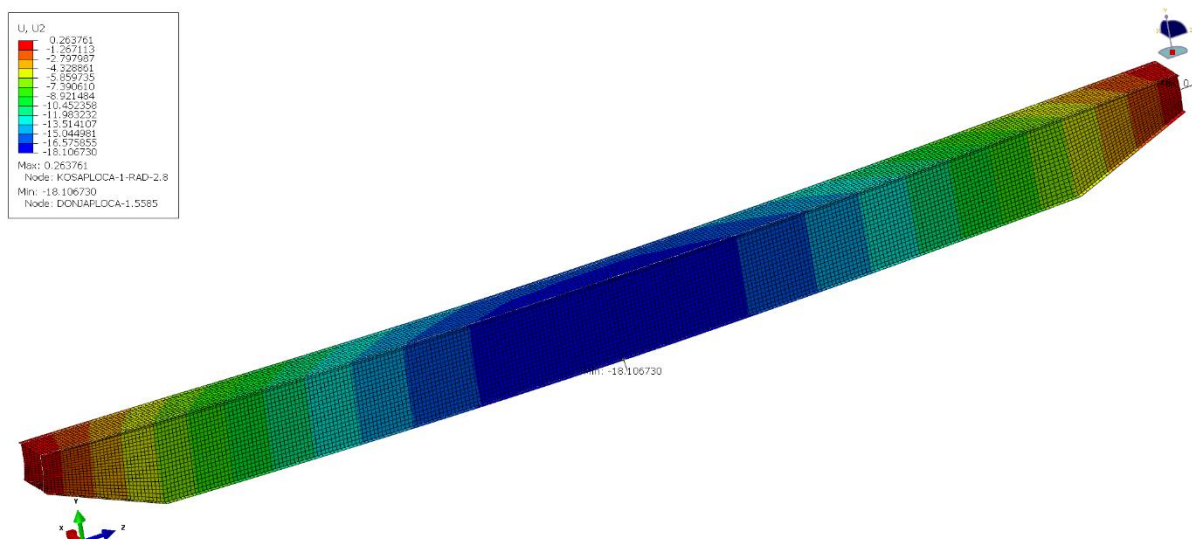


Slika 102. Naprezanje σ_y s rebrima [N/mm²]

Na slici 103 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises čiji je maksimalni iznos $150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Slika 103. Naprezanje S. Mises [N/mm^2]

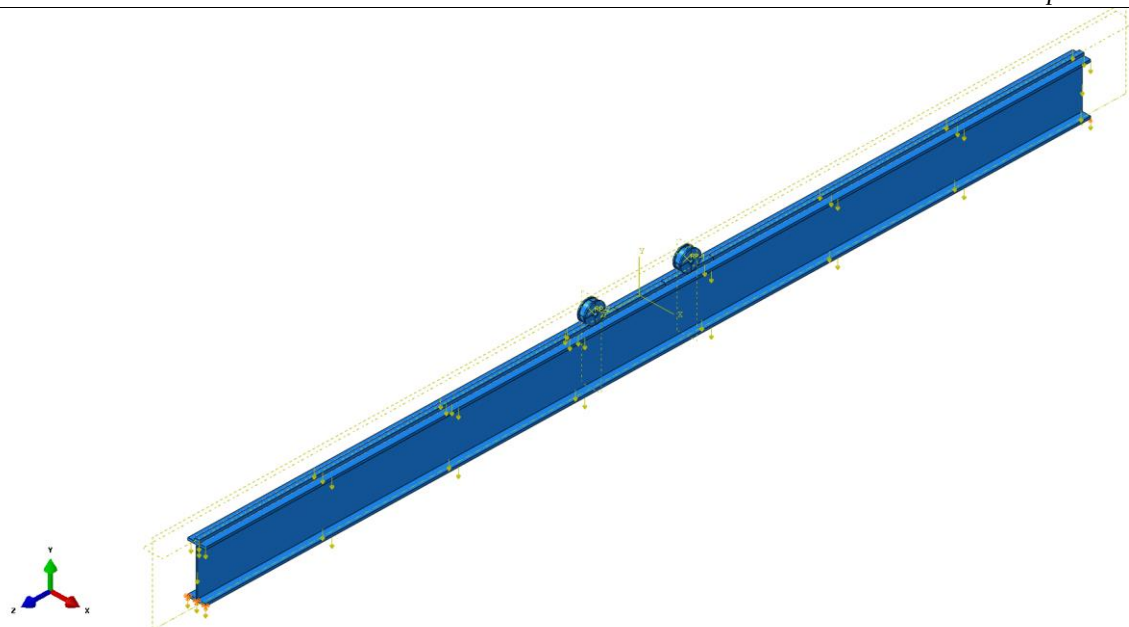
Na slici 104 prikazan je maksimalni progib nosača iznosa 18,1 mm. Na istome presjeku profila s druge strane profila progib iznosi 15,87 mm. Iz ovoga se vidi da iako je kotač smješten između rebra da nosač ima veliku krutost.



Slika 104. Progib mosnog granika s rebrima [mm]

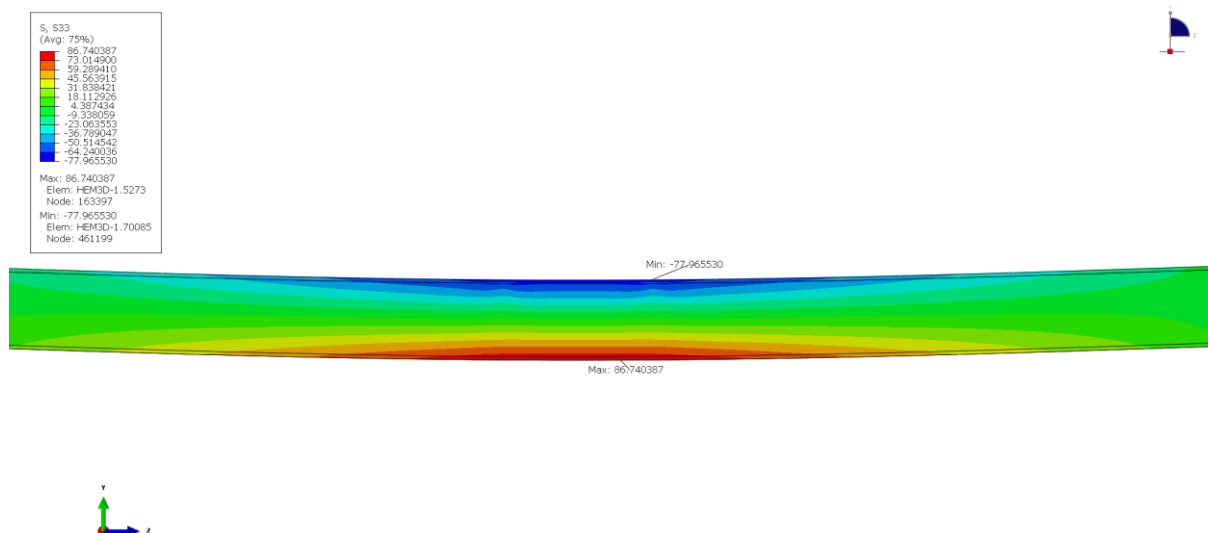
18.3. FEM analiza HEM profila

Za FEM analizu HEM profila korišteni su samo prizmatični elementi drugog reda (C3D20R) zbog velikih debljina stijenka profila. Interakcije između modela kao i opterećenja i rubni uvjeti analogni su kao i u slučaju s ljuskastim profilima. Mreža elemenata je skrivena kako bi se bolje predočili rezultati.

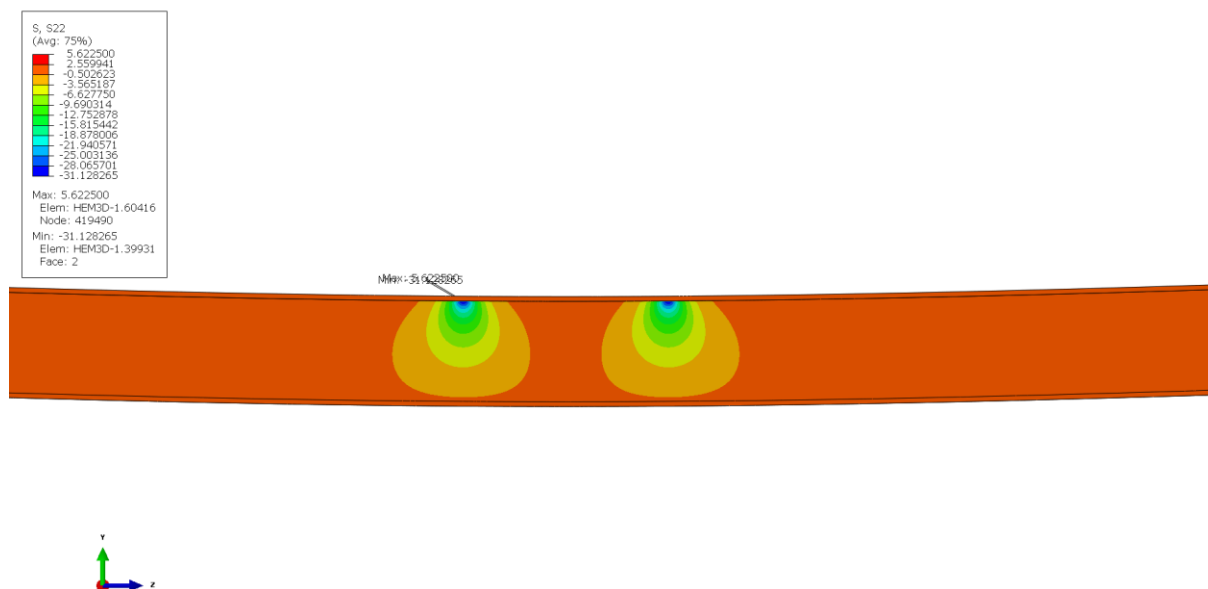


Slika 105. Opterećenja i rubni uvjeti

Na slici 106 prikazano je naprezanje u smjeru osi x čiji iznos u vlačnoj zoni iznosi $86,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, dok u tlačnoj $-77,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ na mjestu kontakta. Podalje od mjesta kontakta iznosi $-71 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

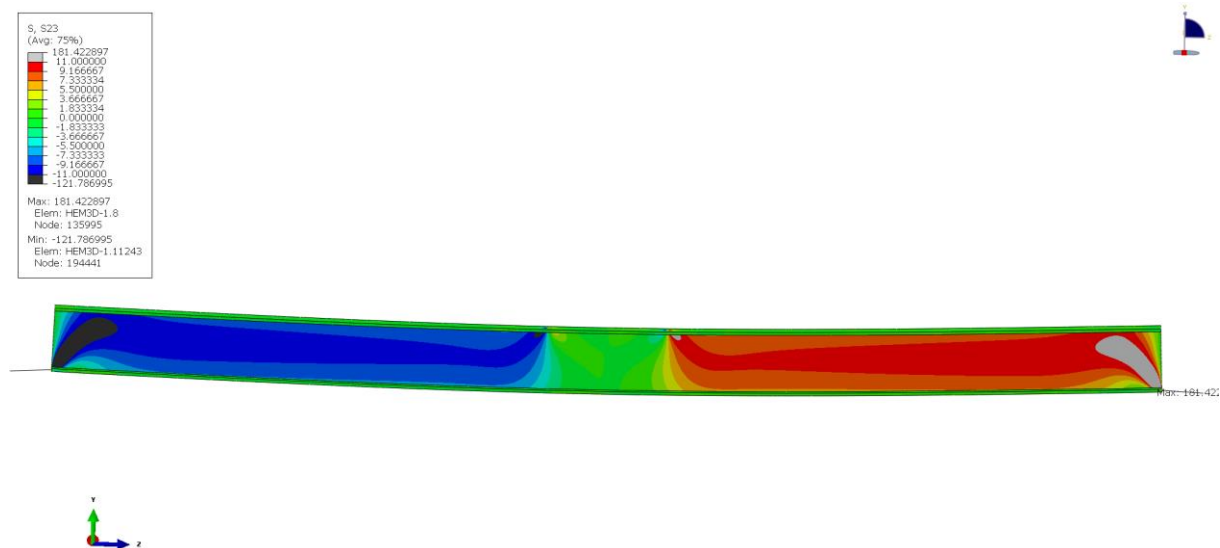
Slika 106. Naprezanje σ_x HEM profila [N/mm^2]

Na slici 107 prikazano je naprezanje u smjeru osi y gdje se vide kritične vrijednosti uslijed direktnog opterećenja kotača čiji je iznos naprezanja $-31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



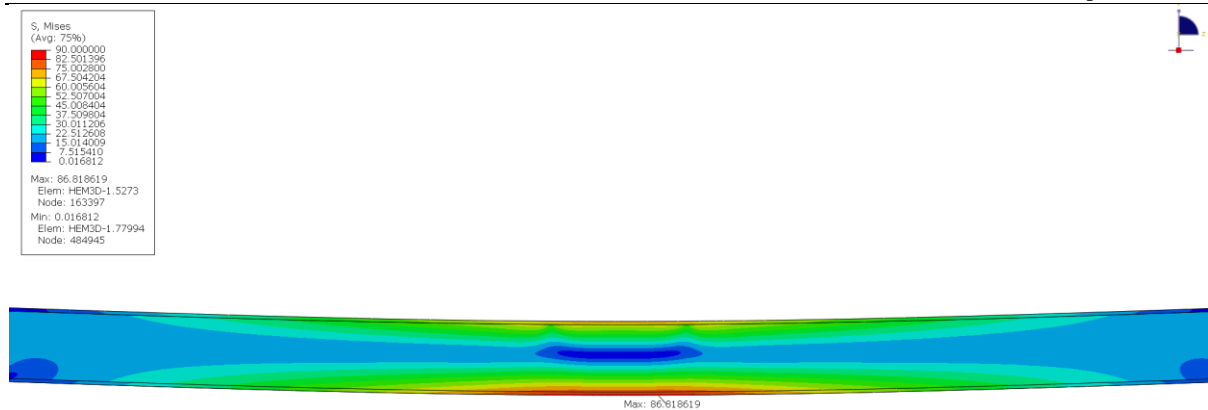
Slika 107. Naprezanje σ_y HEM profila [N/mm²]

Na slici 108 prikazano je tangencijalno čiji iznos je $-10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

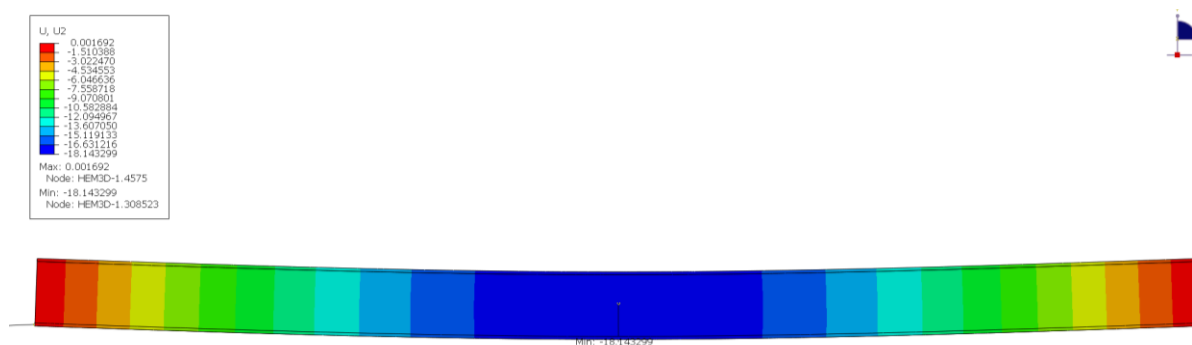


Slika 108. Tangencijalna naprezanja (smik) τ [N/mm²]

Na slici 109 prikazano je naprezanje prema teoriji S. Mises čiji je maksimalni iznos $86,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, što vidimo da je isto kao i za naprezanja σ_x , što ukazuje da tangencijalna naprezanja nemaju nikakav učinak iako je profil velikih dimenzija.

Slika 109. Naprezanje S. Mises [N/mm²]

Na slici 110 prikazan je progib nosača čiji maksimalni iznos je 18,14 mm.



Slika 110. Progib HEM profila [mm]

19. USPOREDBA REZULTATA

U tablici 7 vidimo usporedbu rezultata između analitičke metode i MKE s rebrima i bez njih. Naprezanja σ_x uzeta su za vrijednosti dalje od mjesta koncentracije naprezanja kako bi se rješenja mogla usporediti s analitičkim vrijednostima. Naprezanja σ_{red} uzeta su na mjestima koncentracije naprezanja kako bi dobili uvid o utjecaju ukruta.

Tablica 7. Usporedba rezultata kutijastog profila

	Progib neposredno uz kotač [mm]	Progib dalje od kotača [mm]	$\sigma_x \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	$\sigma_{red} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
Analitički tračnica na sredini/ iznad lima	-	18,87	108,33	-
MKE tračnica na sredini bez rebra	25,88	15,6	109	530
MKE tračnica na sredini s rebrima	-	17,07	103	231
MKE tračnica na sredini s međurebrima	-	17,02	103	134
Analitički tračnica iznad lima	-	18,87	108,85	-
MKE tračnica iznad lima bez rebra	22,04	9,8	139	363,5
MKE tračnica iznad lima s rebrima	18,15	15,93	105	123

Iz usporedbe rezultata vidimo kako su najmanja naprezanja u slučaju tračnice smještene iznad vertikalnog rebra. U tom slučaju progib je malo veći nego u drugim slučajevima.

U tablici 8. je prikazana usporedba progiba i naprezanja u smjeru osi x između analitičkog proračuna i proračuna preko metode konačnih elemenata. Vidimo kako naprezanja neznatno odstupaju od analitičkih vrijednosti, dok u progibima postoje razlike.

Tablica 8. Odstupanja kutijastog profila

	Progib [%]	Naprezanje [%]
Odstupanje Analitički-MKE s rebrima - tračnica na sredini	9,53	0,61
Odstupanje Analitički- MKE s rebrima - tračnica iznad lima	3,81	0,14

U tablici 9 je prikazana usporedba između analitičke i numeričke metode progiba i naprezanja HEM profila.

Tablica 9. Usporedba rezultata HEM profila

	Progib w [mm]	Naprezanje $\sigma_x \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Naprezanje $\tau \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
Analitički	19,58	91,53	8,72
MKE	18,14	86,74	10

U tablici 10 prikazana su odstupanja između analitičke i numeričke metode progiba i naprezanja HEM profila.

Tablica 10. Odstupanja HEM profila

	Progib [%]	Naprezanje σ_x [%]	Naprezanje τ [%]
Odstupanje Analitički-MKE	7,35	5,67	12,8

Iz tablice 9 i 10 možemo vidjeti kako su odstupanja između analitičke i numeričke metode HEM profila malog iznosa te se smatra da je točnost zadovoljavajuća.

20. IZBOR PROFILA

Za izbor profila imamo nekoliko bitnih parametara: masa konstrukcije, vrijeme proizvodnje, funkcionalnost, mogućnost dobave.

Mosni granik s kutijastim profilom s tračnicom na sredini ima veću masu i veći broj rebara od kutijastog profila kada je tračnica smještena iznad vertikalnog lima, zbog čega je potrebno utrošiti više materijala i napraviti više zavarenih spojeva. Međutim kod ovako smještene tračnice ne javlja se problem uvijanja. Uvijanje mosnog granika dovodi do lošeg rasporeda opterećenja na kotačima iz čega slijede veće dimenzije kotača. Demagovi standardni elektromotori za vožnju ne pokrivaju dimenzije vratila za veće dimenzije kotača. Također dimenzije nosača kotača trebale bi biti uvećane radi opterećenja momentom uslijed uvijanja glavnog nosača.

Limovi kutijastih profila mogu se kupiti do duljine od 8 m, što povećava broj zavara konstrukcije.

Velika prednost HEM profila je ta što se kupuju kao gotovi proizvodi i nema naknadnog zavarivanja profila, što znatno smanjuje vrijeme montaže. Međutim HEM profili velikih dimenzija imaju veću masu, a njihov glavni nedostatak je dobavlјivost. Iako su isti standardnih dimenzija, mogućnost njihove nabave upitna je.

Tablica 11. Usporedba masa profila

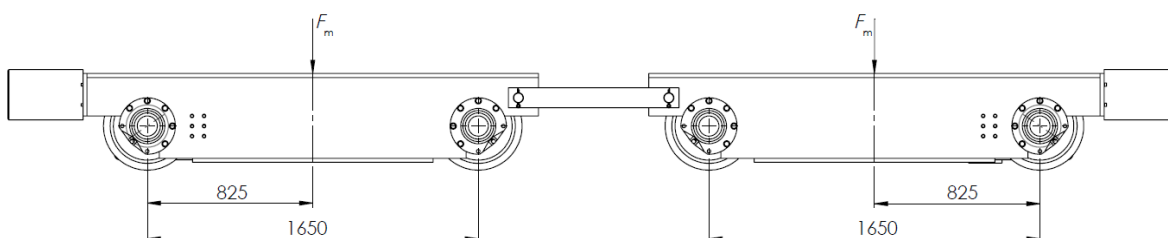
	Kutijasti profil s tračnicom na sredini profila	Kutijasti profil s tračnicom iznad vertikalnom lima	HEM profil
Masa [kg]	4811	4568	5460

Zbog problema nabave HEM profila i njegove veće mase te problema izbora elektromotora kod kutijastog profila s tračnicom iznad vertikalnog lima izabran je kutijasti profil s tračnicom smještenom na sredini profila.

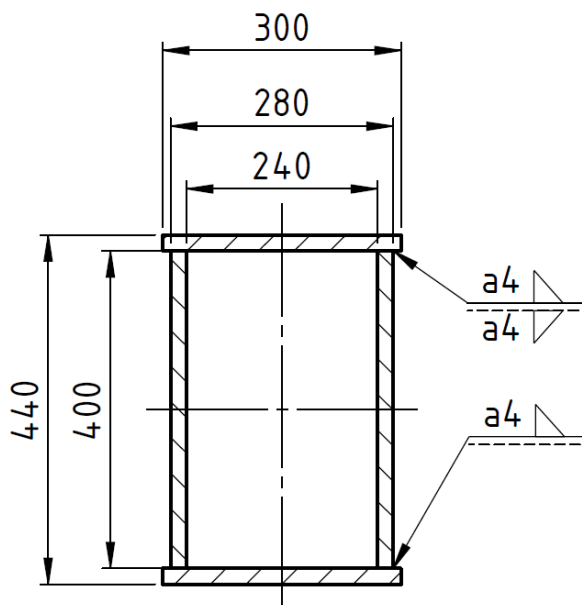
21. PRORAČUN NOSAČA KOTAČA

21.1. Naprezanja nosača kotača

Na slici 111 vidimo opterećenje nosača kotača. U ovome proračunu bit će zanemarena težina nosača radi velikog iznosa sile F_m .



Slika 111. Opterećenje nosača kotača



Slika 112. Presjek nosača kotača

Maksimalno normalno naprezanje u sredini nosača iznosi

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} = \frac{139563726}{3376970} = 41,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (21.1)$$

gdje je:

$M_y = \frac{F_m}{2} \cdot l = \frac{338336}{2} \cdot 825 = 139563726 \text{ Nmm}$ - ukupni moment koji opterećuje nosač kotača,

$$F_m = \gamma \cdot \left(\phi_2 \cdot \frac{Q}{2} + \frac{m_v}{2} + \frac{m_{\text{most}}}{2} \right) = 1,34 \cdot \left(1,168 \cdot \frac{32000}{2} + \frac{9100}{2} + \frac{5000}{2} \right) \cdot 9,81$$

$F_m = 338336$ N - opterećenje nosača kotača,

$$W_y = \frac{2I_y}{h_{\text{max}}} = \frac{2 \cdot 742933333}{440} = 3376970 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora i}$$

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot (300 \cdot 440^3 - 300 \cdot 400^3 + 280 \cdot 400^3 - 240 \cdot 400^3) = 742933333 \text{ mm}^4 -$$

moment inercije.

Progib nosača kotača iznosi

$$w = \frac{F_m}{EI} \cdot \frac{l^3}{48} = \frac{338336}{210000 \cdot 742933333} \cdot \frac{1650^3}{48} = 0,203 \text{ mm.} \quad (21.2)$$

Uvjet progiba glasi:

$$w \leq w_d$$

$$0,203 < 2,2. \quad (21.3)$$

gdje se dopušteni progib iznosi

$$w_d = \frac{l}{750} = \frac{1650}{750} = 2,2 \text{ mm.} \quad (21.4)$$

Uvjet progiba je zadovoljen.

21.1. Zavari nosača kotača

Naprezanje uslijed savijanja nosača iznosi

$$\sigma_{II} = \frac{M_y}{I_y} \cdot \frac{h_t}{2} = \frac{139563726}{742933333} \cdot \frac{400}{2} = 37,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (21.5)$$

Tangencijalno naprezanje na sredini nosača iznosi

$$\tau_{II} = \frac{F_q S_y}{2a_z I_y} = \frac{338336 \cdot 1260000}{2 \cdot 4 \cdot 742933333} = 35,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (21.6)$$

Statički moment površine pojasa na sredini nosača iznosi

$$S_y = \frac{bt_1 h_s}{2} = \frac{300 \cdot 20 \cdot 420}{2} = 1260000 \text{ mm}^3. \quad (21.7)$$

Kontrola naprezanja prema ISO-hipotezi za zavare na sredini nosača u tlačnoj zoni iznosi

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \sigma_{\parallel} + 1,8(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \beta \sigma_d \quad (21.8)$$

$$\sigma_t = \sqrt{(0)^2 + (37,57)^2 - (0) \cdot (37,57) + 1,8 \cdot (35,86)^2}$$

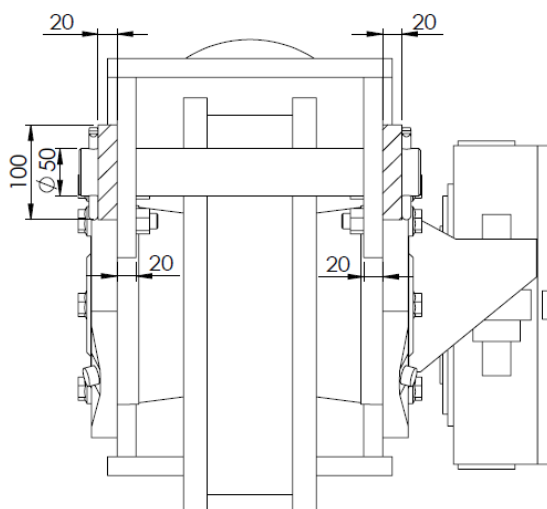
$$\sigma_t = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

gdje je

$\sigma_{\text{dop}} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje za čisto istosmjerno opterećenje u vlačnoj zoni za pogonsku grupu B5, K3 [19].

21.2. Veza nosača kotača

Za vezu između nosača kotača koriste se limovi koji su povezani svornjacima. Limovi su aksijalno opterećeni jer su zglobno povezani te služe samo za spoj nosača kotača. Sila koja opterećuje vezu je sila inercije koja nastaje uslijed pokretanja mosnog granika.



Slika 113. Dimenzije profila i svornjaka

Maksimalna sila inercije uslijed pokretanja iznosi

$$F_{\text{in1}} = a_m(Q_t \cdot \phi_2 + m_{\text{vit}} + m_m + m_{\text{nk}}) \cdot \gamma$$

$$F_{\text{in1}} = 0,1 \cdot (1,168 \cdot 32000 + 9100 + 5000 + 2000) \cdot 1,34 \quad (21.9)$$

$$F_{\text{in1}} = 71658 \text{ N},$$

gdje je:

$m_{\text{vit}} = 9100 \text{ kg}$ - ukupna masa vitla dobivena iz programskog paketa *Solidworks*,

$m_m = 5000 \text{ kg}$ - ukupna masa jednog mosta dobivena iz programskog paketa *Solidworks* i

$m_{nk} = 2000 \text{ kg}$ - ukupna masa nosača kotača dobivena iz programskog paketa *Solidworks*.

Aksijalno naprezanje spoja nosača kotača

$$\sigma = \frac{F_{in1}}{A} = \frac{71658}{2 \cdot 20 \cdot 100} = 17,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (21.10)$$

21.3. Proračun svornjaka

Bočni pritisak na strani nosača kotača iznosi

$$p_u = \frac{F_{in1}}{b \cdot d_{sv}} \leq p_{dop} \quad (21.11)$$

$$\frac{71658}{40 \cdot 50} = 35,83 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Bočni pritisak na strani limova iznosi

$$p_v = \frac{F_{in1}}{2a \cdot d_{sv}} \leq p_{dop} \quad (21.12)$$

$$\frac{71658}{2 \cdot 20 \cdot 50} = 17,91 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Naprezanje na svijanje svornjaka iznosi

$$\sigma_f = \frac{0,5F_{in1} \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d_{sv}^3} \leq \sigma_{dop} \quad (21.13)$$

$$\frac{0,5 \cdot 71658 \cdot 0,5 \cdot 20}{0,1 \cdot 50^3} = 28,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Smično naprezanje svornjaka iznosi

$$\tau = \frac{F_{in1}}{2A_{sv}} \leq \tau_{dop} \quad (21.14)$$

$$\frac{71658}{2 \cdot 1963} = 18,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

gdje je:

$p_{dop} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteni pritisak svornjaka za čelik E295 pri promjenjivom opterećenju [19],

$\sigma_{dop} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje na savijanje svornjaka za čelik E295 pri promjenjivom opterećenju [19],

$\tau_{\text{dop}} = 26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno smično naprezanje svornjaka za čelik E295 pri promjenjivom opterećenju [19],

$b = 40 \text{ mm}$ - širina limova nosača kotača,

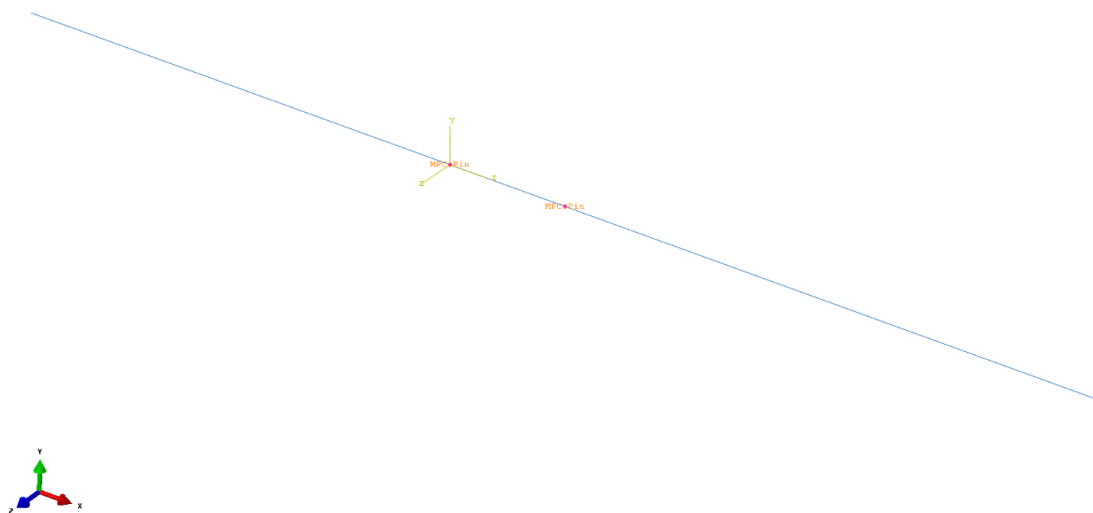
$a = 20 \text{ mm}$ - širina limova prihvata,

$d_{\text{sv}} = 50 \text{ mm}$ - promjer svornjaka i

$A_{\text{sv}} = \frac{d_{\text{sv}}^2 \pi}{4} = \frac{50^2 \pi}{4} = 1963 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - poprečni presjek svornjaka.

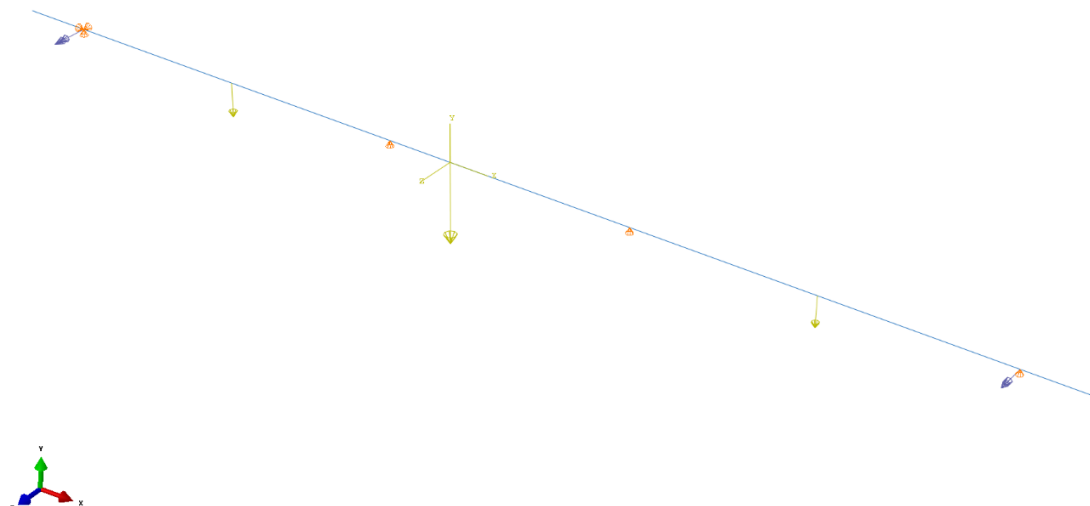
21.4. FEM analiza nosača

Na slici 114 prikazane su veze grednih elemenata. Grede su povezane pomoću zglobne veze (*Pin connection*). Za mrežu elemenata koriste se gredni elementi 2. reda (B32).



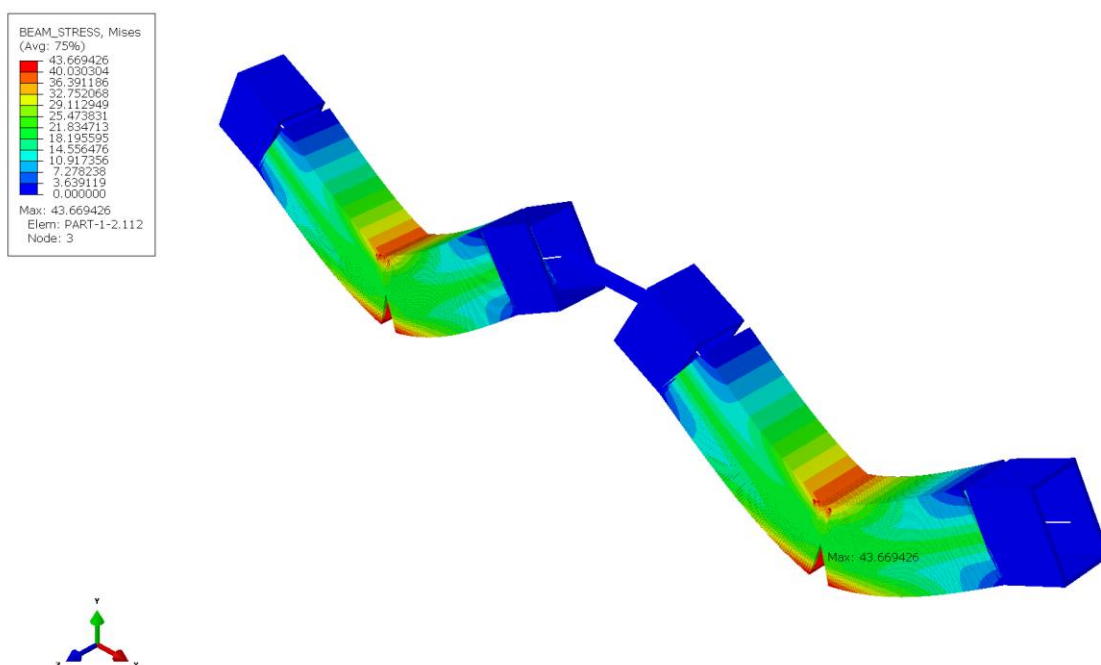
Slika 114. Zglobne veze

Model je opterećen silom F_m , reaktivnim momentom elektromotora M_{EM} i vlastitom težinom. Sile su zadane u sredini pojedinog nosača, dok su momenti na mjestima prihvata elektromotora.

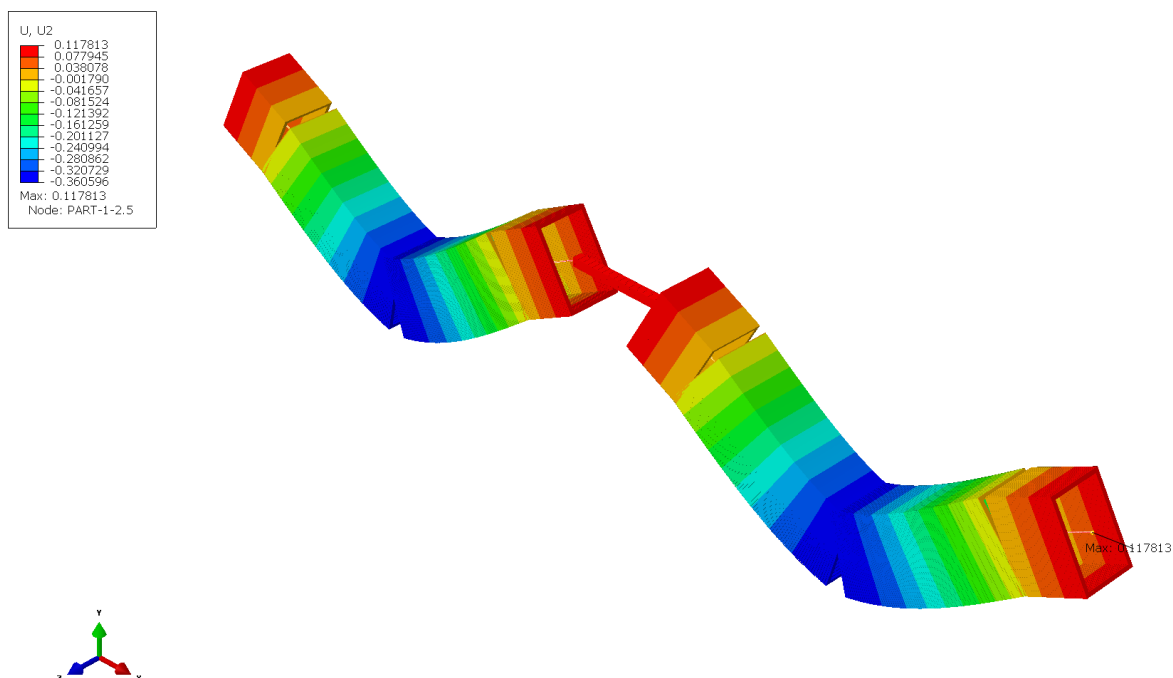


Slika 115. Opterećenja i rubni uvjeti

Na slici 116 prikazano je naprezanje S. Mises čiji je maksimalni iznos $43,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Naprezanja su malo veća od analitičkog proračuna jer je uzeta u obzir vlastita težina i reaktivni momenti elektromotora.

Slika 116. Naprezanje u smjeru uzdužne osi [N/mm²]

Najveći progib nosača kotača iznosi 0,36 mm, iz čega vidimo da je progib znatno veći od analitičkog slučaja. Razlog tome je taj što je greda izrazito debela, tj. nije ispunjen uvjet omjera visine i duljine grede, dok FEM analiza uključuje teoriju debelih greda.



Slika 117. Progib nosača kotača [mm]

Uvjet progiba glasi

$$w \leq w_d$$

$$0,36 < 2,2,$$

gdje je dopušteni progib iznosa

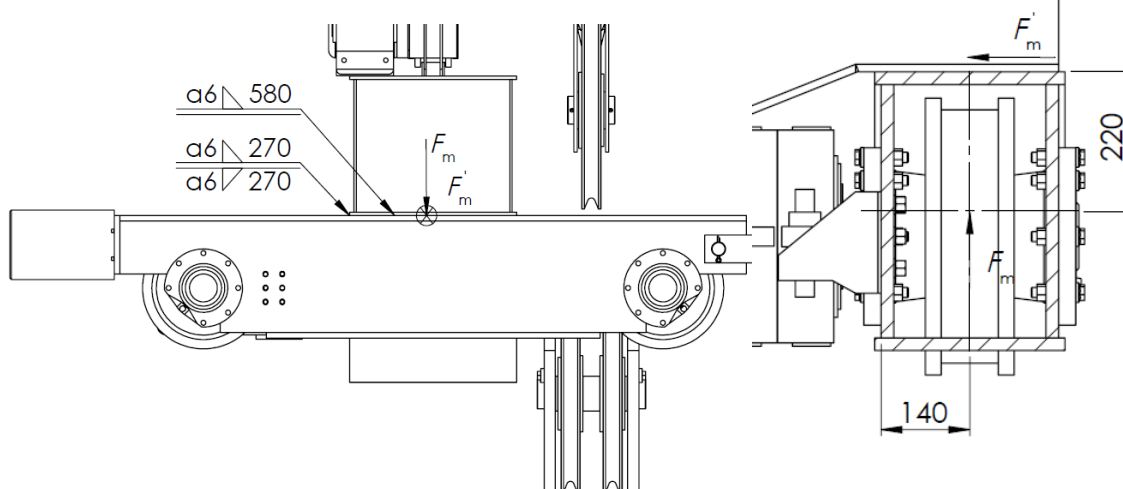
$$w_d = \frac{l}{750} = \frac{1650}{750} = 2,2 \text{ mm.}$$

Uvjet progiba je zadovoljen.

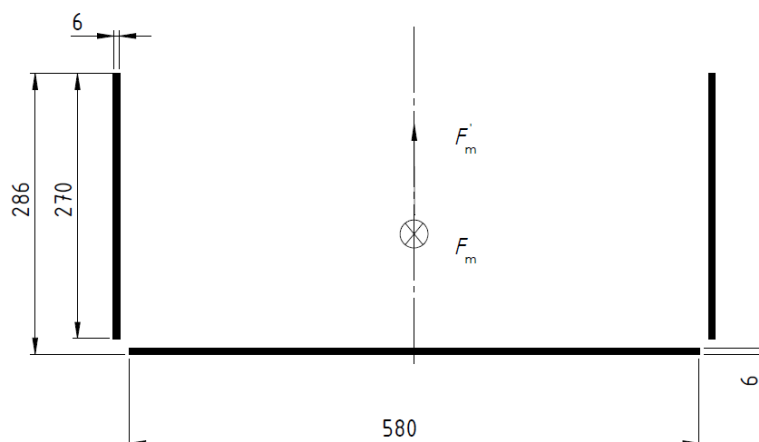
Vidimo kako je nosač kotača predimenzioniran, međutim veliku ulogu u njegovom oblikovanju su igrale dimenzije kotača prema kojima je oblikovan nosač.

21.5. Zavar mosta i nosača kotača

Na slikama 118 i 119 prikazana su opterećenja i zavori mosta nosača kotača.



Slika 118. Opterećenje zavora



Slika 119. Presjek zavora

Reducirano naprezanje zavora iznosi

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\sigma_{\text{aks}})^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(50,35)^2 + 3 \cdot 54,22^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 100,89 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \beta \sigma_{\text{dop}} = 0,933 \cdot 124 = 116 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (21.15)$$

$$100,89 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 116 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Naprezanje u zavaru zadovoljava.

Tangencijalno naprezanje u zavaru iznosi

$$\tau = \frac{F'_m}{A_\tau} = \frac{175675}{3240} = 54,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (21.16)$$

gdje je:

$$F'_m = F_m \cdot \frac{140}{220} = 33836 \cdot \frac{140}{220} = 175675 \text{ N} - \text{ sila koja se javlja uslijed zakreta nosača kotača i}$$

$$A_\tau = 2 \cdot 270 \cdot 6 = 3240 \text{ mm}^2 - \text{ površina uslijed smičnog naprezanja zavora.}$$

Naprezanje uslijed aksijalnog opterećenja u zavoru iznosi

$$\sigma_{\text{aks}} = \frac{F_m}{A} = \frac{338336}{7632} = 50,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (21.17)$$

gdje je:

$$A = 2 \cdot 270 \cdot 6 + 580 \cdot 6 = 6720 \text{ mm}^2 - \text{ površina zavora i}$$

$\sigma_{\text{dop}} = 124 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dopušteno naprezanje zavora pri čisto istosmjernom opterećenju u tlačnoj zoni za pogonsku grupu B5, K3 [19].

21.6. Odbojnik mosta

Odbojnik se proračunava preko kinetičke energije sustava, gdje se gleda da ukupna potencijalna energija odbojnika mora biti veća od kinetičke energije mosnog granika.

Kinetička energija mosnog granika iznosi

$$E_{k,m} = \frac{m_{\text{uk},m} \cdot v_m^2}{2} = \frac{81038 \cdot \left(\frac{65}{60}\right)^2}{2} = 47553 \text{ J} = 47,55 \text{ kJ}, \quad (21.18)$$

gdje je:

$$m_{\text{uk},m} = \gamma \cdot (\phi \cdot Q_t + m_v + 2 \cdot m_m + 2 \cdot m_{\text{nk}})$$

$$m_{\text{uk},m} = 1,34 \cdot (1,168 \cdot 32000 + 9100 + 2 \cdot 5000 + 2 \cdot 2000)$$

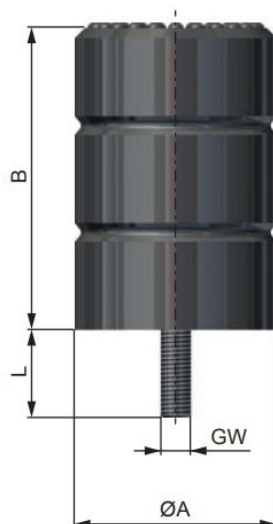
$m_{\text{uk}} = 81038 \text{ kg}$ - ukupna masa granika pomnožena s faktorima i

$$v_m = 65 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 1,083 \frac{\text{m}}{\text{s}} - \text{ brzina vožnje mosta.}$$

Ukupna energija koja se prenosi na 1 odbojnik iznosi

$$E_{\text{od},m} = \frac{E_{k,m}}{2} = \frac{47,557}{2} = 23,77 \text{ kJ}. \quad (21.19)$$

Izabran je odbojnik WCB-250-375-6 ukupne potencijalne energije 31,71 kJ čije se vrijednosti mogu vidjeti u prilogu.



Slika 120. Odbojnik WCB [21]

22. ODBOJNIK VITLA

22.1. Proračun gumenog odbojnika

Odbojnik se proračunava preko kinetičke energije sustava, gdje se gleda da ukupna potencijalna energija odbojnika mora biti veća od kinetičke energije vitla.

Kinetička energija vitla iznosi

$$E_{k,v} = \frac{m_{uk,v} \cdot v_m^2}{2} = \frac{62144 \cdot \left(\frac{28}{60}\right)^2}{2} = 6781 \text{ J} = 6,78 \text{ kJ}, \quad (22.1)$$

gdje je:

$m_{uk,v} = \gamma \cdot (\phi \cdot Q + m_{vit}) = 1,34 \cdot (1,168 \cdot 32000 + 9100) = 62278 \text{ kg}$ – ukupna masa vitla pomnožena s faktorima i

$v_v = 28 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,467 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ – brzina vožnje vitla.

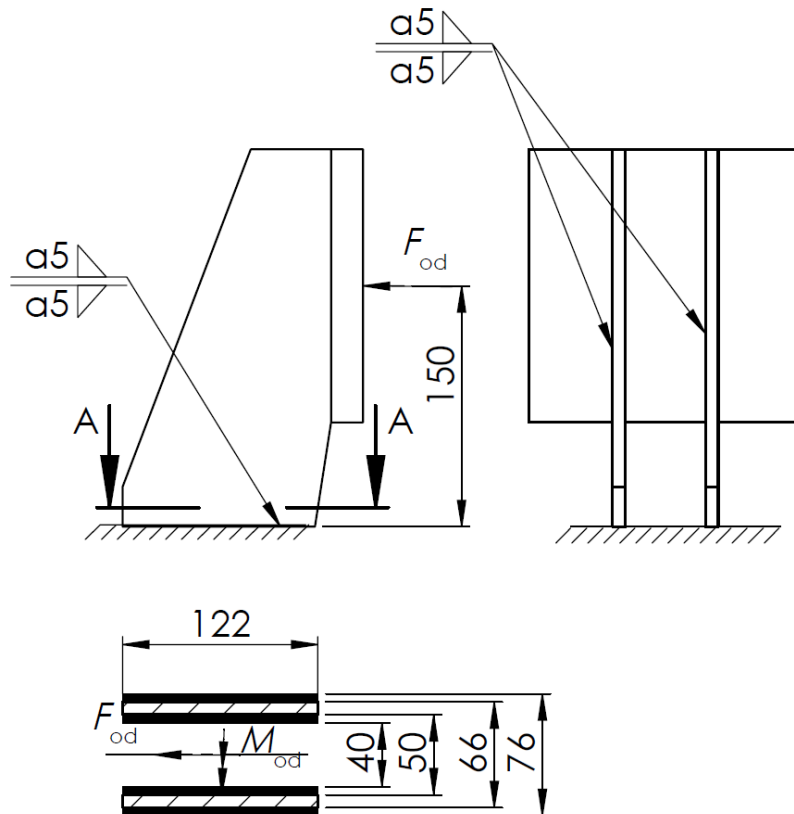
Ukupna energija koja se prenosi na 1 odbojnik iznosi

$$E_{od,v} = \frac{E_{k,v}}{2} = \frac{6,78}{2} = 3,39 \text{ kJ}. \quad (22.2)$$

Izabran je odbojnik WCB-125-190-6-B ukupne potencijalne energija 3,94 kJ, čije se vrijednosti mogu vidjeti u prilogu.

22.2. Proračun zavarenog odbojnika

Na slici 121 vidimo opterećenje i zavare odbojnika vitla.



Slika 121. Opterećenje i zavarivanje odbojnika

Sila u odbojniku izračunata iznosi:

$$F_{od,v} = \frac{E_{od,v}}{s} = \frac{3390}{130 \cdot 10^{-3}} = 26082 \text{ N}, \quad (22.3)$$

gdje $s = 130 \text{ mm}$ - deformacija gume uslijed udara [21].

Tangencijalno naprezanje uslijed opterećenja u zavaru iznosi

$$\tau = \frac{F_{od}}{A_{\tau}} = \frac{26082}{2880} = 10,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (22.4)$$

gdje je

$$A_{\tau} = 4 \cdot 106 \cdot 3 = 1272 \text{ mm}^2 - \text{površina zavora.}$$

Naprezanje uslijed savijanja u zavaru iznosi

$$\sigma_s = \frac{M_{od}}{W} = \frac{3912326}{48000} = 81,51 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (22.5)$$

gdje je:

$$M_{od} = F_{od} \cdot 150 = 26082 \cdot 150 = 3912326 \text{ Nmm} - \text{moment koji opterećuje odbojnik,}$$

$$W = \frac{2I}{h_{\max}} = \frac{2 \cdot 2880000}{120} = 48000 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora zavora i}$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 106^3 \cdot (70 - 66 + 50 - 40) = 2880000 \text{ mm}^4 - \text{moment inercije zavora.}$$

Reducirano naprežanje u zavaru iznosi

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{81,51^2 + 3 \cdot 10,87^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 83,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \beta \cdot \sigma_{\text{dop}} = 0,96 \cdot 106 = 102 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (22.6)$$

gdje je

$\sigma_{\text{dop}} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ – dopušteno naprežanje zavora pri čisto istosmjernom opterećenju u vlačnoj zoni za pogonsku grupu B5, K3 [19] i

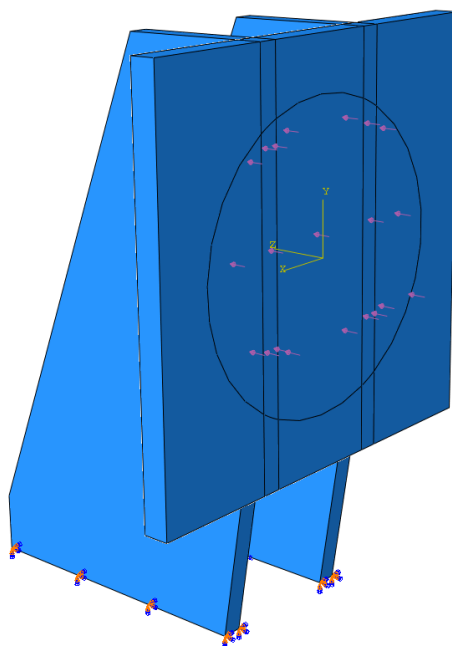
$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \cdot \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 0,96 - \text{faktor zareznog djelovanja.}$$

22.3. FEM analiza odbojnika

Odbojnik je modeliran u programskom paketu *Abaqus* pomoću opcije *solid extrusion*. Dijelovi na mjestima zavora povezani su preko *Tie constrainta*. Opterećenje je zadano preko tlaka, a za rubne uvjete su spriječeni svi pomaci na mjestima gdje bi odbojnik bio zavaren za mosni granik.

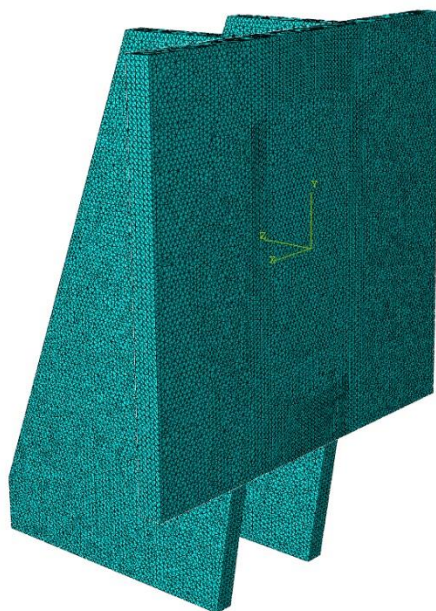
Iznos tlaka računa se prema

$$p_{\text{od}} = \frac{F_{\text{od}}}{A} = \frac{4 \cdot 37674}{125^2 \pi} = 2,125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (22.7)$$



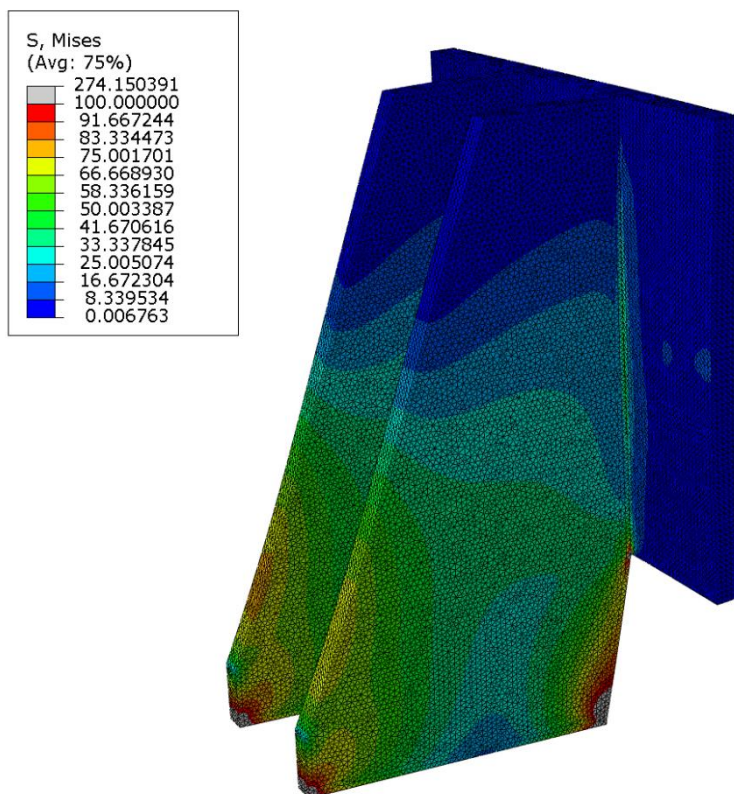
Slika 122. Opterećenje i rubni uvjeti odbojnika

Za mrežu elemenata su se koristili 3D tetraedarski elementi 2 reda (C3D10).



Slika 123. Mreža elemenata

Na slici 124 vidimo naprezanja S. Mises čije vrijednosti ne prelaze $100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, osim na mjestima gdje se javlja singularnost, što je zanemareno. Vrijednosti naprezanja su znatno manje od vrijednosti granice tečenja te odbojnik zadovoljava zadane uvjete.



Slika 124. Naprezanja S. Mises [N/mm^2]

23. ODABIR KOTAČA MOSTA

Nosač kotača razdijeljen je na dva djela te je povezan limovima kao što je prikazano na slici 111. Ovakva izvedba povećala je broj kotača mosnog granika s četiri na osam. U slučaju s osam kotača potreban je manji promjer samoga kotača (DWS 400), a samim time su i manje dimenzije nosača kotača. Za izvedbu s četiri kotača nije moguće ostvariti željenu brzinu vožnje, a ujedno nije ni moguće izabrati motor proizvođača Demag. Demagovi standardni motori za vožnju ne pokrivaju dimenzije vratila za veličinu kotača DWS 500 i DWS 600.

Sila na jednom paru kotača računa se prema

$$2F_{\text{kot,m}} = \frac{2F_{\text{max,m}} + F_{\text{min,m}}}{3} = \frac{2 \cdot 326534 + 70956}{3} \quad (23.1)$$

$$2F_{\text{kot,m}} = 241341 \text{ N},$$

gdje je F_{max} sila koja se javlja u osloncu s maksimalnim teretom u najnepovoljnijem položaju, a F_{min} sila koja se javlja u osloncu s maksimalnim teretom u najpovoljnijem položaju.

Vrijednosti sila F_{max} i F_{min} računaju se prema sljedećim izrazima:

$$F_{\text{max,m}} = F_1 \cdot \left(l - \frac{l_v}{2} - x_{\text{min}} \right) + m_{\text{most}} \cdot \frac{g}{2} + m_{\text{nk}} \cdot \frac{g}{2}$$

$$F_{\text{max,m}} = 305472 \cdot \left(15000 - \frac{1620}{2} - 415 \right) + 5000 \cdot \frac{9,81}{2}$$

$$+ 2000 \cdot \frac{9,81}{2}$$

$$F_{\text{max,m}} = 326534 \text{ N i} \quad (23.2)$$

$$F_{\text{min,m}} = F_1 + \gamma \left(m_{\text{most}} \cdot \frac{g}{2} + m_{\text{nk}} \cdot \frac{g}{2} \right) - F_{\text{max,m}}$$

$$F_{\text{min,m}} = 305472 + 1,34 \left(5000 \cdot \frac{9,81}{2} + 2000 \cdot \frac{9,81}{2} \right)$$

$$- 326534$$

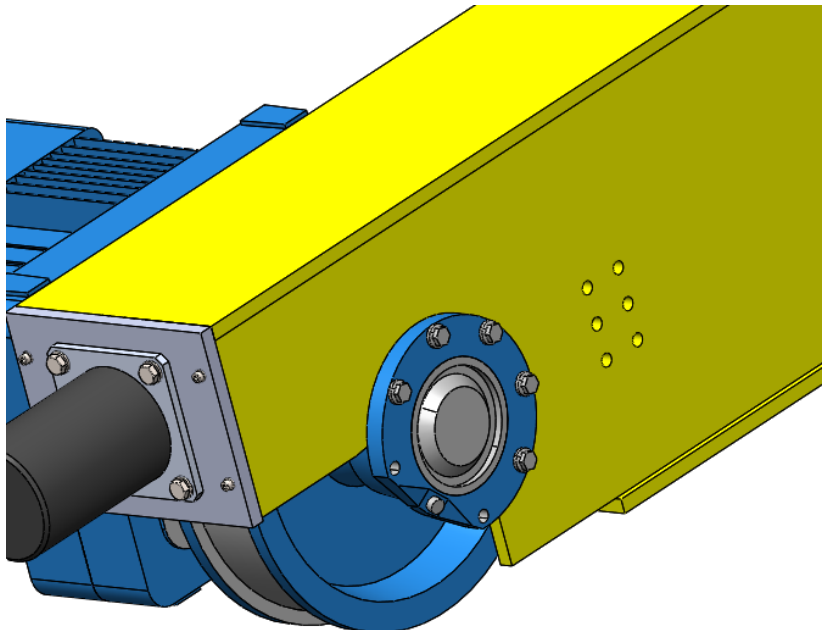
$$F_{\text{min,m}} = 70956 \text{ N.}$$

Kotači su preuzeti od proizvođača Demag. Izbor kotača ovisi o pogonskoj grupi, broju okretaja kotača u minuti i širini tračnice.

Sila na jednom kotaču iznosi

$$F_{\text{kot,m}} = 120671 \text{ N.} \quad (23.3)$$

Izabran je DWS-400-A-90/140-F-EA-A60/K65 R60 R63 R82 R89 koji ima prihvat za kontrakciju s bočne strane. Ovaj tip kotača ima maksimalnu dopuštenu nosivost iznosa 28 t. DWS izvedba ima značajno manju masu od DRS izvedbe. Kotači imaju prirubnice s obje strane radi vođenja po tračnicama.



Slika 125. DWS Demag kotač

24. IZBOR ELEKTROMOTORA ZA POGON

Za potrebnu snagu elektromotora potrebno je proračunati najgori slučaj, a on je pri položaju vitla na kraju mosta. U tom slučaju elektromotori jedne strane moraju moći pogoniti cijeli most.

Ukupna sila mosta prilikom položaja vitla na jednoj strani mosnog granika iznosi

$$F_{uk,m1} = (Q_t \cdot \phi_2 + m_{vit} + m_m + m_{nk}) \cdot g \cdot \gamma_{p,j}$$

$$(1,168 \cdot 32000 + 9100 + 5000 + 2000) \cdot 9,81 \cdot 1,34 \quad (24.1)$$

$$F_{uk,m1} = 702963 \text{ N},$$

gdje je:

$m_{vit} = 9100 \text{ kg}$ - ukupna masa vitla dobivena iz programskog paketa *Solidworks*,

$m_m = 5000 \text{ kg}$ - ukupna jednog mosta dobivena iz programskog paketa *Solidworks* i

$m_{nk} = 2000 \text{ kg}$ - ukupna masa nosača kotača dobivena iz programskog paketa *Solidworks*.

Potrebna sila za vožnju mosta iznosi

$$F_{v,m1} = f_{e,m} \cdot F_{uk,m} = 0,008 \cdot 702963 = 5624 \text{ N}, \quad (24.2)$$

gdje su specifični otpori vožnje:

$$f_{e,m} = f'_m + f_{ost} = 0,0027 + 0,005 = 0,0077 \approx 0,008, \quad (24.3)$$

$f_{ost} = 0,005$ - ostali otpori vožnje [14] i

$$f'_m = \frac{1}{\frac{D_{k,m}}{2}} \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + e \right) = \frac{1}{\frac{400}{2}} \cdot \left(0,0015 \cdot \frac{65}{2} + 0,5 \right) \quad (24.4)$$

$$f'_m = 0,0027,$$

a preostale veličine su:

$D_{k,m} = 400 \text{ mm}$ - promjer kotača,

$d = 65 \text{ mm}$ - promjer vratila,

$e = 0,5 \text{ mm}$ - ekscentar čeličnog kotača na čeličnoj tračnici [14] i

$\mu = 0,0015$ - koeficijent trenja za valjne ležajeve [14].

Potrebna snaga za vožnju mosta

$$P_{vož,m} = F_{v,m1} \cdot v_m = 5624 \cdot \frac{65}{60} = 6092 \text{ W}. \quad (24.5)$$

Ukupni potrebni moment jednog kotača iznosi

$$T_{\text{kot,m}} = \frac{P_{\text{vož,m}}}{2 \cdot \omega_{\text{kot,m}}} = \frac{6092}{2 \cdot 5,417} = 562 \text{ Nm}, \quad (24.6)$$

gdje je:

$$\omega_{\text{kot,m}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{k,m}}}{30} = \frac{\pi \cdot 51,725}{30} = 5,417 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - \text{kutna brzina kotača},$$

$$n_{\text{k,m}} = \frac{60 \cdot v_{\text{m}}}{\pi \cdot D_{\text{k,m}}} = \frac{60 \cdot \frac{31,5}{60}}{\pi \cdot 500 \cdot 10^{-3}} = 51,725 \frac{\text{o}}{\text{min}} - \text{brzina vrtnje kotača i}$$

$$v_{\text{m}} = 65 \frac{\text{m}}{\text{min}} - \text{brzina vožnje mosta}.$$

Potrebna snaga elektromotora za ustaljenu vožnju

$$P_{\text{EM,m}} = \frac{P_{\text{vož,m}}}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{6092}{0,9212} = 6613 \text{ W}, \quad (24.7)$$

gdje je ukupna iskoristivost

$$\eta_{\text{uk}} = \eta_{\text{red}} \cdot \eta_{\text{lež}} = 0,94 \cdot 0,98 = 0,9212, \quad (24.8)$$

koja se sastoji od:

$$\eta_{\text{red}} = 0,92 - \text{iskoristivost reduktora [1] i}$$

$$\eta_{\text{lež}} = 0,98 - \text{iskoristivost ležajeva kotača [14].}$$

Statički moment motora iznosi

$$T_{\text{EMst,m}} = \frac{\frac{P_{\text{EM,m}}}{2}}{\omega_{\text{kot,m}} \cdot i_{\text{red}}} = \frac{\frac{6613}{2}}{5,417 \cdot 54,7} = 11,16 \text{ Nm}, \quad (24.9)$$

gdje je

$$i_{\text{red}} = 54,7 - \text{prijenosni omjer reduktora [1].}$$

Ukupan rotacijski moment inercije

$$J_{\text{rot,m}} = \beta \cdot J_{\text{EM,m}} = 1,2 \cdot 0,09286 = 0,111432, \quad (24.10)$$

gdje je:

$$\beta = 1,2 - \text{faktor sigurnosti inercijskih masa [14] i}$$

$$J_{\text{EM,m}} = 0,09286 \text{ kgm}^2 - \text{moment inercije rotora [1].}$$

Translacijski moment inercije sveden na jedan motor iznosi

$$J_{\text{tr,m}} = \frac{\frac{m_{\text{uk,m}}}{\eta_{\text{uk}}} \left(\frac{v_{\text{m}}}{\omega_{\text{EM,m}}} \right)^2}{2} = \frac{\frac{71658}{0,9212} \left(\frac{65}{60 \cdot 54,7} \right)^2}{2} = 0,0317, \quad (24.11)$$

gdje je:

$\omega_{EM,m} = \omega_{kot,m} \cdot i = 5,417 \cdot 54,7 = 296,29 \frac{o}{min}$ - kutna brzina elektromotora,

$m_{uk,m1} = \frac{F_{uk,m1}}{g} = \frac{702963}{9,81} = 71658 \text{ kg}$ - ukupna masa mosnog granika svedena na jednu stranu i

$t_{u,m} = 12 \text{ s}$ - vrijeme ubrzavanja mosta [14].

Moment potreban za ubrzanje mosta iznosi

$$\begin{aligned} T_{ub,m} &= \varepsilon_{ub,m} \cdot (J_{rot,m} + J_{tr,m}) \\ T_{ub,m} &= 29,629 \cdot (0,111432 + 0,0317) = 4,24 \text{ Nm}, \end{aligned} \quad (24.12)$$

gdje je kutno ubrzanje

$$\varepsilon_{ub,m} = \frac{\omega_{EM,m}}{t_{u,m}} = \frac{296,29}{12} = 29,629 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}.$$

Ukupni moment potreban za pogon mosta iz stanja mirovanja

$$T_{uk,m} = T_{EMst,m} + T_{ub,m} = 11,16 + 4,24 = 15,4 \text{ Nm}. \quad (24.13)$$

Potezni moment elektromotora iznosi

$$T_{p,m} = f_{b,m} \cdot T_{EMnaz,m} = 4,06 \cdot 15,4 = 47,5 \text{ Nm}, \quad (24.14)$$

gdje je:

$T_{EMnaz,m} = 11,7 \text{ Nm}$, m - nazivni moment elektromotora [1] i

$f_{b,m} = 4,06$ - omjer poteznog i nazivnog momenta [1].

Za pokretanje mosta ukupni moment mora biti manji od poteznog momenta motora. Uvjet pokretanja mosta glasi

$$\begin{aligned} T_{uk,m} &< T_{p,m} \\ 15,4 &< 47,5 \text{ Nm}. \end{aligned} \quad (24.15)$$

24.1. Provjera kočnice

Moment inercije izazvan kočenjem vitla iznosi

$$\begin{aligned} T_{koč,m} &= \varepsilon_{koč,m} \cdot (J_{rot,m} + J_{tr,m}) \\ T_{koč,m} &= 24,69 \cdot (0,111432 + 0,0317) = 3,53 \text{ Nm}, \end{aligned} \quad (24.16)$$

gdje je:

$$\varepsilon_{\text{koč,m}} = \frac{\omega_{\text{EM,m}}}{t_{\text{z,m}}} = \frac{296,29}{10} = 24,69 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} - \text{kutno usporenje vitla i}$$

$$t_{\text{z,m}} = 10 \text{ s} - \text{vrijeme zaustavljanja [14].}$$

Da bi se sustav mogao sigurno zaustaviti potrebno je da kočnica može savladati ukupne momente inercije. Uvjet zaustavljanja mosta glasi

$$\begin{aligned} T_{\text{koč,m}} &< T_{\text{br,m}} \\ 3,53 &< 23 \text{ Nm}, \end{aligned} \quad (24.17)$$

gdje je maksimalni moment kočnice $T_{\text{br,m}} = 23 \text{ Nm}$ [1].

Kočnica može zaustaviti vitlo s punim opterećenjem prilikom kočenja.

24.2. Provjera protiv proklizavanja

Minimalni iznos sile adhezije

$$F_{\text{ad,min,m}} = F_{\text{min,m}} \cdot \mu = 28326 \cdot 0,1 = 2833 \text{ N}, \quad (24.18)$$

gdje je:

$\mu = 0,1$ - faktor trenja čelik na čelik [16] i

$F_{\text{min,km}} = m_{\text{sred,km}} \cdot g = 2887,5 \cdot 9,81 = 28326 \text{ N}$ - reakcijska sila u kotačima bez opterećenja i faktora,

$m_{\text{min,km}} = \frac{m_{\text{m}}}{4} + \frac{m_{\text{nk}}}{4} = \frac{5000}{4} + \frac{2000}{4} = 1750 \text{ kg}$ - masa koja opterećuje kotače u najpovoljnijem položaju tereta,

$m_{\text{max,km}} = \frac{m_{\text{vit}}}{4} + \frac{m_{\text{m}}}{4} + \frac{m_{\text{nk}}}{4} = \frac{9100}{4} + \frac{5000}{4} + \frac{2000}{4} = 4025 \text{ kg}$ - masa koja opterećuje kotače u najpovoljnijem položaju tereta i

$m_{\text{sred,km}} = \frac{m_{\text{vit}}}{8} + \frac{m_{\text{m}}}{4} + \frac{m_{\text{nk}}}{4} = \frac{9100}{8} + \frac{5000}{4} + \frac{2000}{4} = 2887,5 \text{ kg}$ - masa koje opterećuje kotače s vitlom na sredini.

Za uvjet proklizavanja potrebno je provjeriti slučaj kretanja vitla u najgorem slučaju, a to je bez opterećenja u slučaju kada se vitlo nalazi na sredini mosta i bez faktora sigurnosti. Ovdje se proračunava slučaj kada je most na sredini, jer je prilikom položaja vitla na jednoj strani mosnog granika težina na kotačima s jedne strane mosta veća te bi u tom slučaju bila veća i sila adhezije. Maksimalna sila uslijed poteznog momenta iznosi

$$F_{pmax,m} = T_{p,m} \cdot i_{red} \cdot \frac{2}{D_{k,m}} \eta = 47,5 \cdot 54,7 \cdot \frac{2}{0,4} \cdot 0,9212$$

(24.19)

$$F_{pmax,m} = 11968 \text{ N.}$$

Uvjet proklizavanja glasi

$$F_{ad,min,m} > F_{pmax,m}$$

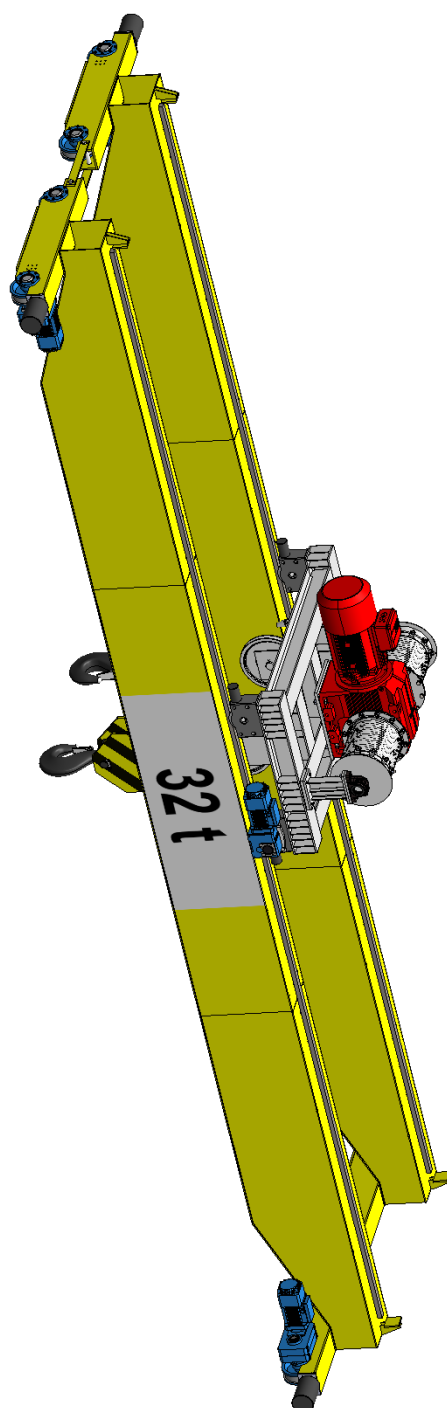
(24.20)

$$2833 > 11968 .$$

Uvjet da kotači ne prokližu prilikom zaleta praznog vitla nije zadovoljen. Potrebna je regulacija momenta tijekom zaleta vitla.

25. MOSNI GRANIK

Na slici 126 prikazana je završna verzija mosnog granika.



Slika 126. Mosni granik

Iz tablice 12 vidimo specifikacije mosnog granika iz kojih se da zaključiti da njegove brzine i ukupne mase odgovaraju današnjim suvremenim mosnim granicima prema analizi iz poglavlja 3 (Specifikacije mosnih granika).

Tablica 12. Specifikacije mosnog granika

Ukupna nosivost [t]	32
Brzina dizanja tereta $\left[\frac{\text{m}}{\text{min}}\right]$	12
Brzina vožnje vitla $\left[\frac{\text{m}}{\text{min}}\right]$	28
Brzina vožnje mosta $\left[\frac{\text{m}}{\text{min}}\right]$	65
Snaga elektromotora za dizanje [kW]	132
Snaga elektromotora za vožnju vitla [kW]	2 x 1,5
Snaga elektromotora za vožnju mosta [kW]	4 x 3,5
Masa vitla [t]	9,02
Masa mosnog granika bez vitla [t]	13,57
Ukupna masa mosnog granika [t]	22,59

26. ZAKLJUČAK

U ovom radu analiziran je rad mosnog granika pri prijenosu ljevaoničkih tereta. Zbog jednostavnosti i cijene birali su se standardni dijelovi koji se lako montiraju i oblikuju. Mosni granik je dimenzioniran tako da brzine vožnje i dizanja odgovaraju trenutnim granicama s prosječnim brzinama (ne za ekstremne uvjete rada). Mosni granik je dimenzioniran s profilom koji ima tračnicu smještenu na sredini profila. S ovakvom izvedbom masa mosta je nešto veća radi većeg broja rebra i većeg broja potrebnih zavara, no znatno se uštedilo na dimenzijama kotača i nosaču kotača. Osim toga dolazi do ravnomjernije raspodjele sila što pogoduje za pogon elektromotorom. FEM analizom su se pokazala znatna poklapanja analitičkih i numeričkih vrijednosti, gdje najveća odstupanja iznose manje od 10%. Ujedno FEM analizom je dokazana velika potreba za rebrima (ukrutama) i međurebrima mosnog granika radi lokalnih savijanja i naprezanja konstrukcije.

LITERATURA

- [1] <https://www.demagcranes.com>
- [2] www.abuscranes.com
- [3] <http://bridgecrane.com/>
- [4] <http://www.ansoncranes.com/double-girder-crane.html>
- [5] <https://www.hnyfcrane.com/Products/Overhead-Crane/Casting-Crane.html>
- [6] <https://dafangcranez.com/double-girder-overhead-casting-crane/>
- [7] <https://www.ytgrp.com/product/overhead-crane/Casting-Overhead-Crane.html>
- [8] <https://www.weihuagrp.com/product/overhead-crane/casting-overhead-crane.html>
- [9] <https://www.fineworkcranes.com/products/crane-parts/crane-end-carriage.html>
- [10] <https://www.swfkrantechnik.com/myswf/en/end-carriages.html>
- [11] <https://www.crane.company/product-details/double-girder-end-carriage/>
- [12] https://www.youtube.com/watch?v=QWZKzBe886Q&feature=emb_logo&ab_channel=JingZhang
- [13] http://www.misia.com/wp-content/uploads/2019/04/manuale_end-carriages_EN_web.pdf
- [14] Herold Z., Ščap D., Hoić M.: Prenosila i dizala 1, Prenosila i dizala 2, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2020.
- [15] <http://old.www.severstalmetiz.com/eng/catalogue/1817/2028/document2071o.shtml?6009,2>
- [16] Kraut B.: Strojarski priručnik, Sajema d.o.o, Zagreb, 2009.
- [17] Vučković K.: Prezentacije elementi konstrukcija II, Zagreb, 2018.
- [18] https://www.sew-eurodrive-partner.com/os/dud/?tab=cad&country=OT&language=en_us
- [19] Decker K. H.: Elementi strojeva, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [20] <http://www.b2bmetal.eu/hem-beams-european-standard-wide-flange-h-beams-dimensions-specifications-he-m-beams-in-accordance-with-former-standard-euronorm-53-62>
- [21] <https://weforma.partcommunity.com/>
- [22] <https://www.skf.com/group>

[23] <https://www.marinox.hr/media/1020/plosnati-profil.pdf>

[24] Kranjčević N.: Elementi strojeva, Zagreb, 2012.

[25] Cvirn Ž.: Rastavljivi spojevi, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1999

[26] Meerkamm H.: Schaeffler - Technical pocket guide, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Herzogenaurach, 2014.

[27] Fisher U., Gomeringer R., Heinzler M., Kilgus R., Naher F., Oeserle S., Paetzold H., Stephan A.: Mechanical and metal trades handbook, Haan-gruiten, 2008

[28] <https://www.bidd-samobor.hr/proizvodi/celici/>

[29] Opalić M.: Tehničko crtanje, Zrinski d.d., Zagreb, 2002.

PRILOZI

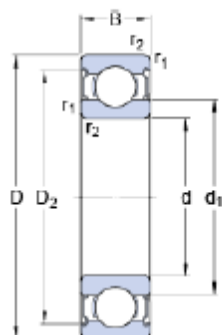
- I. Ležaj 6222-2RS1
- II. Ležaj 23024 CCK/W33
- III. Elektromotor SEW
- IV. Demag kotač DRS 315
- V. Elektromotor Demag WUE 60
- VI. Odbojnik WCB
- VII. DWS 400
- VIII. Elektromotor Demag ADK 60
- IX. Tehnička dokumentacija



6222-2RS1

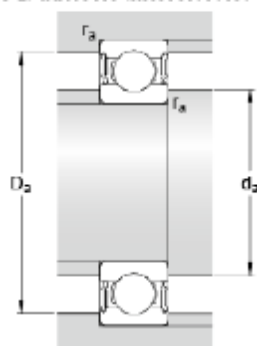
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	110	mm
D	200	mm
B	38	mm
d ₁	≈ 138	mm
D ₂	≈ 176.7	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 122	mm
d _a	max. 137	mm
D _a	max. 188	mm
r _a	max. 2	mm

Calculation data

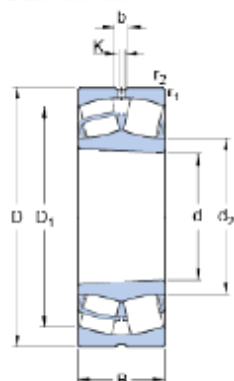
Basic dynamic load rating	C	151	kN
Basic static load rating	C ₀	118	kN
Fatigue load limit	P _u	4	kN
Limiting speed		2000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	14.3	

Mass

Mass bearing	4.6	kg
--------------	-----	----

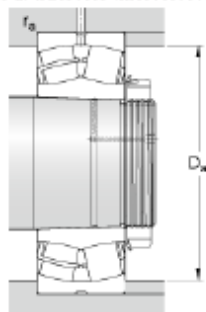
23024 CCK/W33

Popular item
SKF Explorer

Dimensions

d	120	mm
D	180	mm
B	46	mm
d ₂	≈ 135	mm
D ₁	≈ 163	mm
b	6	mm
K	3	mm
r _{1,2}	min. 2	mm

Tapered bore, taper 1:12

Abutment dimensions

D _a	max. 171	mm
r _a	max. 2	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	366	kN
Basic static load rating	C ₀	500	kN
Fatigue load limit	P _u	52	kN
Reference speed		3200	r/min
Limiting speed		4000	r/min
Calculation factor	e	0.22	
Calculation factor	Y ₁	3	
Calculation factor	Y ₂	4.6	
Calculation factor	Y ₀	2.8	

Mass

Mass bearing	4.05	kg
--------------	------	----

AC gearmotor

Currency : EUR

K187DRN315M4BE122

Rated motor speed	[1/min]: 1488
Output speed	[1/min]: 28
Overall gear ratio	: 53,36
Output torque	[Nm]: 45200
Service factor SEW-FB	: 1,15
Mounting position	: M1AB
Base / top coat	: 7031 Blue gray (51370310)
Position of connector/terminal box	[°]: 270
Cable entry/connector position	: 3
Output shaft	[mm]: 190x320
Permitted output overhung load with n=1400	[N]: 121900
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]: 53
Motor power	[kW]: 132
Duration factor	: S1-100%
Efficiency class	: IE3
Efficiency (50/75/100% P _n)	[%]: 95,60 / 95,90 / 95,60
CE mark	: Yes
Motor voltage	[V]: 400,00 / 690,00
Wiring diagram	: R13
Frequency	[Hz]: 50
Rated current	[A]: 230,00 / 133,00
Cos Phi	: 0,86
Thermal class	: 130(B)
Motor protection type	: IP54
Design requirement	: IEC
Motor mass moment of inertia	[10 ⁻⁴ kgm ²]: 25802,63
Net weight	[Kg]: 2696,40
Braking torque	[Nm]: 2000
Brake voltage	[V]: 230
Brake control	: BMP3.1

Additional feature and Options

Brake BE122 single brake with 2 brake disks (standard brake) (230 V, 2000 Nm)
 Brake control BMP- EI.brake act. switch cabinet inst. w.integ.volt.relay
 Foot feature with 2 output shaft extensions
 Output shaft: 190x320 mm

Technical description

Item 1

1 Demag wheel block DRS-315-NA-A-90-K-X-X

The Demag wheel block is a travel wheel in a box housing which can be used for universal applications in all industries, for almost all types of movements as well as for supporting, driving and guiding. Due to the modular principle, the amount of project engineering work, design and manufacture of travel units is reduced to a minimum. The excellent form and position tolerances between the travel wheel and the housing facilitate assembly and reduce installation and alignment work. The split block housing allows replacing the travel wheel without disassembly of the wheel block in the case of top connection. Due to the perfectly matching components – from the wheel block over the gearbox up to the motor – complete transfer units can be built up very easily.

The wheel block is designed according to our publication 203 352 44, which we will send to you upon request.

Technical data:

Non-driven wheel block	NA
Travel wheel diameter	315 mm
Travel wheel width	130 mm
Travel wheel tread:	90,0 mm
Travel wheel contour	with flanges on both sides
Travel wheel material:	EN-GJS-700-2 spheroidal graphite cast iron
Net weight appr.	121,0 kg

Equipment:

Wheel block prepared for top connection

Painting:

RAL 7001, silver grey

Documentation:

Installation guide

EU document according to the Machinery Directive

Geared motor

WUE 60 TD-B14.1-66-0-49.9 ZBF 132 A 12/4 B140

Basic product

Gearbox type	W - Angular gearbox
Housing type	U - Universal design
Output shaft type	E - Solid shaft with splined profile (long)
Gearbox size	60
Number of stages	T - three-stage
Input type	D - Direct drive input
Model code	B14.1
Output shaft code	66
Terminal box position	0 - top
Transmission ratio	49.9
Motor type	Z cylindrical-rotor motor
Motor design	B - with brake
Motor application	F - Travel motor
Motor frame size	132
Rating class	A
Number of poles	12/4
Brake	B140

Basic price

On request

Options

☐ Included in the basic price

- Cut-off module SE current relay
- Control module GP control module
- Motor shaft end Inner cone (with pinion)

☐ Equipment

■ Finish coat (C2), 2K waterborne paint Colour = azure blue , RAL = 5009	no extra price
■ Reduced-noise design	no extra price
■ Gearbox venting valve Gearbox venting valve	no extra price
■ Preservation Short-term preservation (1M)	no extra price
■ Lubricant Standard oil filling	no extra price
■ Enclosure IP 54	no extra price
■ Varistor set, motor winding	no extra price
■ Temperature class Insulation to temperature class F	no extra price

Total price

On request

Configured by: \$INTERNETEN,01/11/2020,16:27.36,0040004,01

Technical data

Stamped data Motor

Number of poles	12 / 4
Duty factor	15 % / 40 %
Motor power	0.5 kW / 1.5 kW
Operating voltage (Y)	400 V
Line frequency	50 Hz
Current (Y)	3.8 A / 3.3 A
Rated speed	455 min ⁻¹ / 1430 min ⁻¹

www.drives.demag-designer.com/camosHTML5Client/ch5C/go?q=1#s

1/2

Other data

Max. ambient temperature Geared motor	-10 °C / 40 °C
Rated torque	10.5 Nm / 10 Nm
Brake torque	18 Nm
Brake voltage	400 V (AC) / 180 V (DC)
Duty factor fB	2.58 / 2.71
Output torque	524 Nm / 499 Nm
Output speed	9.1 min ⁻¹ / 29 min ⁻¹
Input speed	1450 (4-pole with 50 Hz) min ⁻¹

Geared motor

WUE 60 TD-B14.7-66-0-49.9 ZBF 132 A 12/4 B140

Basic product

Gearbox type	W - Angular gearbox
Housing type	U - Universal design
Output shaft type	E - Solid shaft with splined profile (long)
Gearbox size	60
Number of stages	T - three-stage
Input type	D - Direct drive input
Model code	B14.7
Output shaft code	66
Terminal box position	0 - top
Transmission ratio	49.9
Motor type	Z cylindrical-rotor motor
Motor design	B - with brake
Motor application	F - Travel motor
Motor frame size	132
Rating class	A
Number of poles	12/4
Brake	B140

Basic price

On request

Options

☐ Included in the basic price

- Cut-off module SE current relay
- Control module GP control module
- Motor shaft end Inner cone (with pinion)

☐ Equipment

■ Finish coat (C2), 2K waterborne paint Colour = azure blue , RAL = 5009	no extra price
■ Reduced-noise design	no extra price
■ Gearbox venting valve Gearbox venting valve	no extra price
■ Preservation Short-term preservation (1M)	no extra price
■ Lubricant Standard oil filling	no extra price
■ Enclosure IP 54	no extra price
■ Varistor set, motor winding	no extra price
■ Temperature class Insulation to temperature class F	no extra price

Total price

On request

Configured by: \$INTERNETEN,01/11/2020,16:42.02,0040004,01

Technical data

Stamped data Motor

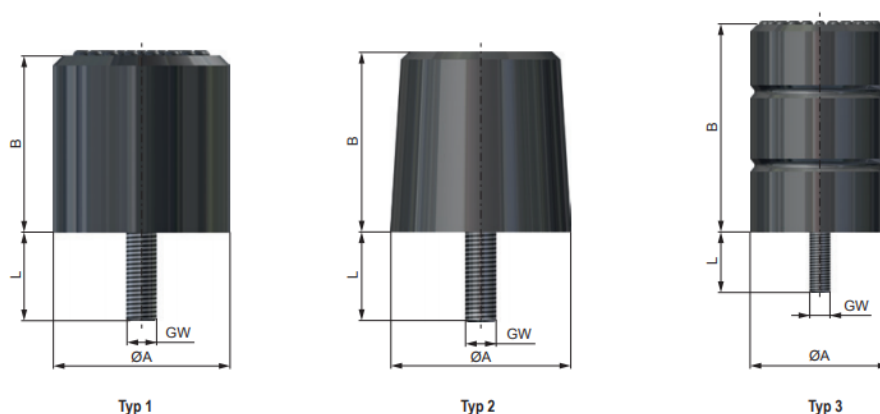
Number of poles	12 / 4
Duty factor	15 % / 40 %
Motor power	0.5 kW / 1.5 kW
Operating voltage (Y)	400 V
Line frequency	50 Hz
Current (Y)	3.8 A / 3.3 A
Rated speed	455 min ⁻¹ / 1430 min ⁻¹

www.drives.demag-designer.com/camosHTML5Client/ch5C/go?q=1#s

1/2

Other data

Max. ambient temperature Geared motor	-10 °C / 40 °C
Rated torque	10.5 Nm / 10 Nm
Brake torque	18 Nm
Brake voltage	400 V (AC) / 180 V (DC)
Duty factor fB	2.58 / 2.71
Output torque	524 Nm / 499 Nm
Output speed	9.1 min ⁻¹ / 29 min ⁻¹
Input speed	1450 (4-pole with 50 Hz) min ⁻¹



ABMESSUNGEN • DIMENSIONS • DIMENSIONI • DIMENSIONES

	Typ	A mm	B mm	L mm	GW	Gewicht Weight
WCB-070-070-6-B	2	70	70	35	M 12	0,25
WCB-080-040-6-B	1	80	40	35	M 12	0,21
WCB-080-080-6-B	2	80	80	35	M 12	0,31
WCB-080-120-6-B	3	80	120	35	M 12	0,42
WCB-100-050-6-B	1	100	50	35	M 12	0,31
WCB-100-100-6-B	2	100	100	35	M 12	0,52
WCB-100-150-6-B	3	100	150	35	M 12	0,73
WCB-125-063-6-B	1	125	63	35	M 12	0,51
WCB-125-125-6-B	2	125	125	35	M 12	0,92
WCB-125-190-6-B	3	125	190	35	M 12	1,32
WCB-160-080-6-B	1	160	80	35	M 12	0,95
WCB-160-160-6-B	2	160	160	35	M 12	1,80
WCB-160-240-6-B	3	160	240	35	M 12	2,66

	Typ	A mm	B mm	L mm	GW	Gewicht Weight
WCB-200-100-6-B	1	200	100	35	M 12	1,76
WCB-200-200-6-B	2	200	200	35	M 12	3,43
WCB-200-300-6-B	3	200	300	35	M 12	5,10
WCB-250-125-6-B	1	250	125	80	M 24	5,40
WCB-250-250-6-B	2	250	250	80	M 24	8,50
WCB-250-375-6-B	3	250	375	80	M 24	11,50
WCB-315-158-6-B	1	315	158	80	M 24	8,50
WCB-315-315-6-B	2	315	315	80	M 24	14,65
WCB-315-475-6-B	3	315	475	80	M 24	20,80
WCB-400-200-6-B	1	400	200	80	M 30	16,50
WCB-400-400-6-B	2	400	400	80	M 30	29,10
WCB-400-600-6-B	3	400	600	80	M 30	41,60

LEISTUNGEN • PERFORMANCE • CARATTERISTICHE TECNICHE • CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

	Federweg max. • max. Deflection max. Écrasement • max. Deformazione max. Aplastante	V statisch • static statique • statico • estática	V 1 m/s	V 2 m/s	V 3 m/s	V 4 m/s
	mm	kNm* kN**	kNm* kN**	kNm* kN**	kNm* kN**	kNm* kN**
WCB-070-070-6-B	56	0,46 24	0,59 26	0,67 30	0,84 35	1 38
WCB-080-040-6-B	32	0,37 31	0,47 34	0,54 41	0,67 47	0,8 51
WCB-080-080-6-B	64	0,70 31	0,89 34	1,02 41	1,28 47	1,52 51
WCB-080-120-6-B	96	1,08 31	1,37 34	1,57 41	1,96 47	2,33 51
WCB-100-050-6-B	40	0,69 50	0,88 55	1 65	1,25 75	1,5 80
WCB-100-100-6-B	80	1,42 50	1,81 55	2,1 65	2,6 75	3,1 80
WCB-100-150-6-B	120	2,10 50	2,6 55	3 65	3,7 75	4,5 80
WCB-125-063-6-B	50	1,33 65	1,7 80	2,06 95	2,42 110	2,9 120
WCB-125-125-6-B	100	2,61 65	3,33 80	4,04 95	4,75 110	5,7 120
WCB-125-190-6-B	150	3,94 65	5 80	6 95	7,1 110	8,6 120
WCB-160-080-6-B	64	2,30 123	3,1 147	3,9 172	4,9 186	6 200
WCB-160-160-6-B	128	4,70 123	6,1 147	7,8 172	9,7 186	11,4 200
WCB-160-240-6-B	192	7,10 123	9,14 147	11,8 172	14,55 186	18 200
WCB-200-100-6-B	80	5,50 190	7,2 230	8,8 270	10,4 300	12,2 315
WCB-200-200-6-B	160	10,80 190	14,2 230	17,4 270	20,5 300	24 315
WCB-200-300-6-B	240	15,80 190	20,7 230	25,3 270	30 300	35 315
WCB-250-125-6-B	100	10,54 275	13,64 300	16,74 350	19,84 400	23 490
WCB-250-250-6-B	200	21,13 275	27,35 300	33,56 350	39,79 400	46 490
WCB-250-375-6-B	300	31,71 275	41,03 300	50,36 350	59,68 400	69 490
WCB-315-158-6-B	126	13,30 650	17,5 717	22,5 728	35 750	47 780
WCB-315-315-6-B	252	26,60 650	35,28 717	45,36 728	70,56 750	93 780
WCB-315-475-6-B	380	39,84 650	54,67 717	69,58 728	109,34 750	140 780
WCB-400-200-6-B	160	31,13 1000	39,5 1100	49,22 1150	72 1200	94 1250
WCB-400-400-6-B	320	50,00 1000	80 1100	90 1150	140 1200	190 1250
WCB-400-600-6-B	480	80 1000	120 1100	140 1150	220 1200	282 1250

* Energieaufnahme - Energy absorption - Energie d'absorption - Assorbimento d'energia - Absorción de energía
 ** Endkraft max. - Force max. - Forces finales - Forza finale - Fuerza final

www.weforma.com | Made in Germany

315



4.1 Load capacity DWS 400

Linear contact

Travel wheel material: Spheroidal graphite cast iron material GJS-700-2 (GGG-70)

Rail material: E 360 (St 70-2), E 335 (St 60-2), S 355 J 2 G 3 (St 52-3)

Total skewing angle $\leq 2 \text{ }^{\circ}/_{100}$

Group of mechanisms		Useful rail head width [mm]	Permissible wheel loads [kg]											
FEM	ISO		Travel speed [m/min]											
			16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160 ¹⁾	
1 Bm	M 3	40	21581				20880	19528	18220	16960	15862	14835	13776	
		50	26976				26100	24410	22775	21200	19827	18544	17220	
		60							27330	25440	23793	22252	20664	
		70	28000								27758		25961	24108
		80												
		≥ 90	27552											
1 Am	M 4	40	21581	20880	19528	18220	16960	15862	14799	13776	12884	12050	11189	
		50	26976	26100	24410	22775	21200	19827	18499	17220	16105	15062	13987	
		60					27330	25440	23793	22199	20664	19326	18074	16784
		70							27758	25899	24108	22547	21087	19582
		80	28000								27552	25768	24099	22379
		90											27112	25176
		≥ 100												27974
2 m	M 5	40	18134	16960	15862	14799	13776	12884	12021	11189	10842	10603	10344	
		50	22668	21200	19827	18499	17220	16105	15026	13987	13553	13254	12930	
		60	27201	25440	23793	22199	20664	19326	18031	16784	16263	15904	15516	
		70				27758	25899	24108	22547	21036	19582	18974	18555	18103
		80						27552	25768	24042	22379	21684	21206	20689
		90	28000							27047	25176	24395	23856	23275
		≥ 100										27974	27105	26507
3 m	M 6	40	14730	13776	12884	12021	11189	10842	10594	10344	10116	9893	9652	
		50	18412	17220	16105	15026	13987	13553	13243	12930	12645	12366	12064	
		60	22094	20664	19326	18031	16784	16263	15892	15516	15174	14839	14477	
		70	25777	24108	22547	21036	19582	18974	18540	18103	17703	17312	16890	
		80	28000	27552	25768	24042	22379	21684	21189	20689	20232	19786	19303	
		90					27047	25176	24395	23837	23275	22761	22259	21410
		≥ 100	28000					27974	27105	26486	25861	24652	23055	
4 m	M 7	40	11964	11189	10842	10594	10344	10116	9885	9652	9439	9230	9005	
		50	14955	13987	13553	13243	12930	12645	12356	12064	11798	11538	11257	
		60	17946	16784	16263	15892	15516	15174	14827	14477	14158	13845	13508	
		70	20937	19582	18974	18540	18103	17703	17299	16890	16518	16153	15759	
		80	23928	22379	21684	21189	20689	20232	19770	19303	18877	18461	17472	
		90	26919	25176	24395	23837	23275	22761	22241	21511	20118	18815		
		≥ 100	28000	27974	27105	26486	25861	24768	23109					
5 m	M 8	40	10603	10369	10140	9908	9674	9461	9245	9027	8827	8633	8422	
		50	13254	12961	12675	12385	12093	11826	11556	11283	11034	10791	10528	
		60	15904	15553	15210	14863	14512	14191	13867	13540	13241	12949	12633	
		70	18555	18146	17745	17340	16930	16557	16178	15797	15448	15107	14226	
		80	21206	20738	20280	19817	19349	18922	18490	17514	16380	15319		
		90	23856	23330	22815	22294	21562	20166	18815					
		≥ 100	26507	25922	24828	23164								

20368844_en_300911

1) Wheel loads at higher travel speeds on request

11

Wheel set

DWS-400-A-90/140-F-NA R60 R63 R82 R89

Basic product

Wheel block	DWS
Size	400
Travel wheel type	A - double-sided flange
Travel wheel tread	90 mm
Wheel width	140 mm
Flange type	F - Flanschlager für Ecklager- oder Kastenträgereinbau
Antriebsausführung	NA - ohne Antrieb
Getriebeart/Wellenausführung	-

Basic price

On request

Options

☐ Included in the basic price

- ☐ Flange bearing sub-assembly
- ☐ Anti-friction bearing sub-assembly
- ☐ Travel wheel sub-assembly
- ☐ Wheel set shaft sub-assembly

☐ Equipment

- ☐ complete assemblies (R63) On request
- ☐ Finish coat (C2), 2K waterborne paint (R82) Colour name = azure blue , RAL = 5009 On request
- ☐ Preservation Long-term preservative applied to bare parts (R89) On request
- ☐ Re-lubrication set with an angle of 90°, tube length 200mm On request
- ☐ Wheel set for corner-bearing installation, 5 fittings (R60) no extra price
- ☐ Standard lubricant for -20 °C up to 60 °C no extra price

Sum Options

On request

Total price

On request

Configured by: \$INTERNETEN,05/11/2020,12:55.40,0040004,01

Technical data

Travel wheel diameter	400
Group of mechanisms	1Bm / M3
Travel wheel material	Spheroidal-graphite cast iron GJS 700-2 (GGG70)
Ambient temperature	-20 .. +40 °C
max. wheel load per wheel	28000 kg / under the standard conditions specified in the technical documentation

Technical description

Item 1

1 Demag wheel set DWS DWS-400-A-90/140-F-NA R60 R63 R82 R89

Demag DWS wheel sets are the right choice for applications in the highest load range. They are suitable for integration into hollow-profile sections or for corner-bearing arrangements.

Demag DWS wheel sets (previously designated RAE/RNE) are supplied according to our catalogue 203 688 44, which we can provide, if required.

Technical data:

Travel wheel diameter	400 mm
Travel wheel type	A - guide flange on both sides
Travel wheel tread	90 mm
Travel wheel width	140 mm
Flange type	F - flange bearing for corner-bearing or box-section installation
Drive type	NA - non-driven
Gearbox size/Output shaft	-
Travel wheel material	GJS-700-2 (GGG70) spheroidal graphite cast iron
Operating temperature	-20 ... +40° C
Net weight appr.	118,00 kg

Options:

Wheel set for corner-bearing installation (R60)
Completed for corner-bearing installation (R63)
Single finish coat, RAL 5009 (R82)
Long-term preservative applied to bare parts (R89)
Re-lubrication set: with an angle of 90°, tube length 200 mm

Documentation:

Installation guide
EU document according to the Machinery Directive

Wheel set

DWS-400-A-90/140-F-EA-A60/K65 R60 R63 R82 R89

Basic product

Wheel block	DWS
Size	400
Travel wheel type	A - double-sided flange
Travel wheel tread	90
Wheel width	140 mm
Flange type	F - Flanschlager für Ecklager- oder Kastenträgereinbau
Antriebsausführung	EA - Single wheel drive
Getriebearrt/Wellenausführung	A60/K65

Basic price

On request

Options

☐ Included in the basic price

- Flange bearing sub-assembly
- Anti-friction bearing sub-assembly
- Travel wheel sub-assembly
- Wheel set shaft sub-assembly

☐ Equipment

- complete assemblies (R63) On request
- Finish coat (C2), 2K waterborne paint (R82) Colour name = azure blue , RAL = 5009 On request
- Preservation Long-term preservative applied to bare parts (R89) On request
- Re-lubrication set with an angle of 90°, tube length 200mm On request
- Wheel set for corner-bearing installation, 5 fittings (R60) no extra price
- Standard lubricant for -20 °C up to 60 °C no extra price

Sum Options

On request

Total price

On request

Configured by: \$INTERNETEN,05/11/2020,12:53.59,0040004,01

Technical data

Travel wheel diameter	400
Group of mechanisms	1Bm / M3
Travel wheel material	Spheroidal-graphite cast iron GJS 700-2 (GGG70)
Ambient temperature	-20 .. +40 °C
max. wheel load per wheel	28000 kg / under the standard conditions specified in the technical documentation

Technical description

Item 1

1 Demag wheel set DWS DWS-400-A-90/140-F-EA-A60/K65 R60 R63 R82 R89

Demag DWS wheel sets are the right choice for applications in the highest load range. They are suitable for integration into hollow-profile sections or for corner-bearing arrangements.

Demag DWS wheel sets (previously designated RAE/RNE) are supplied according to our catalogue 203 688 44, which we can provide, if required.

Technical data:

Travel wheel diameter	400 mm
Travel wheel type	A - guide flange on both sides
Travel wheel tread	90 mm
Travel wheel width	140 mm
Flange type	F - flange bearing for corner-bearing or box-section installation
Drive type	EA - single drive
Gearbox size/Output shaft	A60/K65
Travel wheel material	GJS-700-2 (GGG70) spheroidal graphite cast iron
Operating temperature	-20 ... +40° C
Net weight appr.	125,00 kg

Options:

Wheel set for corner-bearing installation (R60)
Completed for corner-bearing installation (R63)
Single finish coat, RAL 5009 (R82)
Long-term preservative applied to bare parts (R89)
Re-lubrication set: with an angle of 90°, tube length 200 mm

Documentation:

Installation guide
EU document according to the Machinery Directive

Geared motor

ADK 60 DD-D1.0-65-3-54.7 ZBF 132 B 12/2 B140

Basic product

Gearbox type	A - Offset gearbox
Housing type	D - Torque bracket
Output shaft type	K - Hollow shaft with involute splines
Gearbox size	60
Number of stages	D - two-stage
Input type	D - Direct drive input
Model code	D1.0
Output shaft code	65
Terminal box position	3 - left
Transmission ratio	54.7
Motor type	Z cylindrical-rotor motor
Motor design	B - with brake
Motor application	F - Travel motor
Motor frame size	132
Rating class	B
Number of poles	12/2
Brake	B140

Basic price

On request

Options

☐ Included in the basic price

- ☒ Cut-off module SE current relay
- ☒ Control module GP control module
- ☒ Motor shaft end Inner cone (with pinion)

☐ Equipment

- ☒ Finish coat (C2), 2K waterborne paint Colour = azure blue , RAL = 5009
- ☒ Torque bracket type D2
- ☒ Reduced-noise design
- ☒ Gearbox venting valve Gearbox venting valve
- ☒ Preservation Short-term preservation (1M)
- ☒ Lubricant Standard oil filling
- ☒ Enclosure IP 54
- ☒ Varistor set, motor winding
- ☒ Temperature class Insulation to temperature class F

no extra price
On request
no extra price
no extra price
no extra price
no extra price
no extra price
no extra price
no extra price

Sum Options

On request

Total price

On request

Configured by: \$INTERNETEN,05/11/2020,19:34.55,0040004,01

Technical data

Stamped data Motor

Number of poles	12 / 2
Duty factor	15 % / 40 %
Motor power	0.6 kW / 3.5 kW
Operating voltage (Y)	400 V
Line frequency	50 Hz
Current (Y)	6 A / 7.7 A

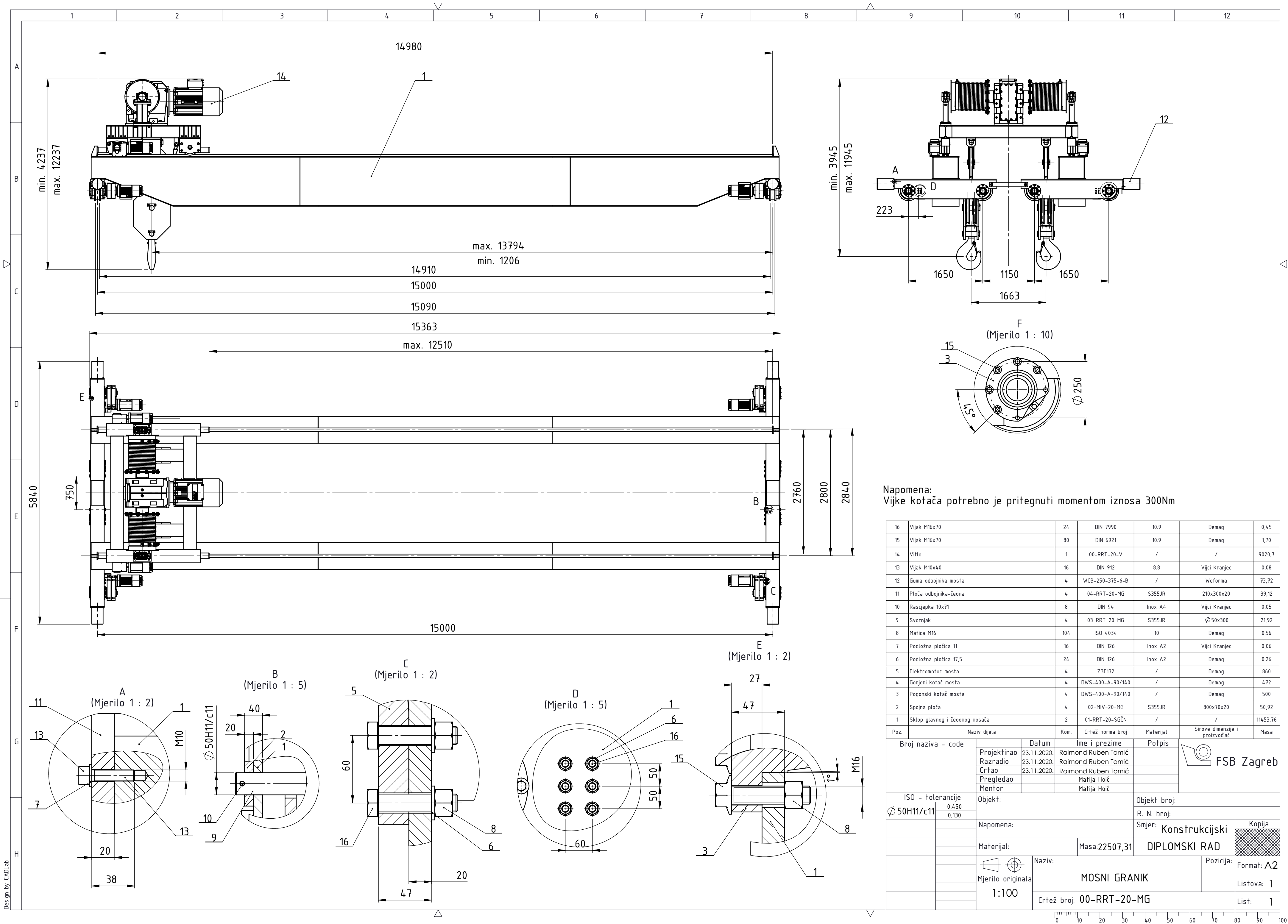
www.drives.demag-designer.com/camosHTML5Client/ch5C/go?q=1#s

1/2

Rated speed 455 min⁻¹ / 2860 min⁻¹

Other data

Max. ambient temperature Geared motor -10 °C / 40 °C
Rated torque 12.6 Nm / 11.7 Nm
Brake torque 23 Nm
Brake voltage 400 V (AC) / 180 V (DC)
Duty factor f_B 3.77 / 4.06
Output torque 689 Nm / 640 Nm
Output speed 8.3 min⁻¹ / 52 min⁻¹
Input speed 2900 (2-pole with 50 Hz) min⁻¹



Napomena:
Vijke kotača potrebno je pritegnuti momentom iznosa 300Nm

16	Vijak M16x70	24	DIN 7990	10.9	Demag	0,45
15	Vijak M16x70	80	DIN 6921	10.9	Demag	1,70
14	Viŕlo	1	00-RRT-20-V	/	/	9020,7
13	Vijak M10x40	16	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	0,08
12	Guma odbojnika mosta	4	WCB-250-375-6-B	/	Weforma	73,72
11	Ploĉa odbojnika-ĉelona	4	04-RRT-20-MG	S355JR	210x300x20	39,12
10	Rascjepka 10x71	8	DIN 94	Inox A4	Vijci Kranjec	0,05
9	Svornjak	4	03-RRT-20-MG	S355JR	Ø50x300	21,92
8	Matica M16	104	ISO 4034	10	Demag	0,56
7	Podloŕna ploĉica 11	16	DIN 126	Inox A2	Vijci Kranjec	0,06
6	Podloŕna ploĉica 17,5	24	DIN 126	Inox A2	Demag	0,26
5	Elektromotor mosta	4	ZBF132	/	Demag	860
4	Gonjeni kotaĉ mosta	4	DWS-400-A-90/140	/	Demag	472
3	Pogonski kotaĉ mosta	4	DWS-400-A-90/140	/	Demag	500
2	Spojna ploĉa	4	02-MIV-20-MG	S355JR	800x70x20	50,92
1	Sklop glavnog i ĉeonog nosaĉa	2	01-RRT-20-SGĈN	/	/	11453,76
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crteŕ norma broj	Materijal	Sirove dimenzije i proizvoĉaĉ
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb
Projektirao		23.11.2020.	Raimond Ruben Tomić			
Razradio		23.11.2020.	Raimond Ruben Tomić			
Crtao		23.11.2020.	Raimond Ruben Tomić			
Pregledao			Matija Hoić			
Mentor			Matija Hoić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø 50H11/c11	0,450				R. N. broj:	
	0,130					
		Napomena:			Smjer: Konstruktivski	
					Kopija	
		Materijal:			Masa:22507,31	
					DIPLOMSKI RAD	
 		Naziv:				Pozicija:
Mjerilo originala		MOSNI GRANIK				Format: A2
1:100		Crteŕ broj: 00-RRT-20-MG				Listova: 1
						List: 1

