

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

FSB RACING TEAM
PROJEKT FORMULA STUDENT - VULPES

Zagreb, 2020.

Ovaj rad izrađen je na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u sklopu Laboratorija za motore i vozila pod vodstvom prof. dr. sc. Darka Kozarca i predan je na natječaj za dodjelu Rektorove nagrade u akademskoj godini 2020.

Sadržaj:

Sadržaj:	I
Popis slika:.....	IV
Popis tablica:.....	VIII
1. Uvod.....	1
1.1. Općenito o FSB Racing Team-u.....	1
1.2. Općenito o Formula Student natjecanju	1
1.2.1. Statičke komponente natjecanja.....	2
1.2.2. Dinamičke komponente natjecanja.....	2
2. Konceptualna razrada bolida.....	4
3. Konstrukcijska razrada.....	5
3.1. Šasija	5
3.1.1. Monocoque šasija	6
3.1.2. Konstrukcija šasije	9
3.1.3. Umetci	12
3.1.4. Rezultati ispitivanja.....	15
3.1.5. Izrada šasije.....	21
3.2. Pogon.....	26
3.2.1. Električni motor	26
3.2.2. Učinski pretvarač	29
3.2.3. Baterija	40
3.2.4. Sigurnosni sustav	55
3.3. Ovjes.....	64
3.3.1. Ciljevi u razvoju sustava ovjesa bolida	64
3.3.2. Konstrukcijska ograničenja	64
3.3.3. Kinematičke značajke.....	66
3.3.4. Odabir kinematičkih značajki	68

3.3.5.	Grafički prikaz kinematičkih značajki	71
3.3.6.	Opružno-prigušne karakteristike	73
3.3.7.	Četvrtinski model bolida.....	74
3.3.8.	Uzdužna dinamika bolida.....	77
3.3.9.	Poprečna dinamika bolida	79
3.3.10.	Prigušne karakteristike	85
3.3.11.	Odabir amortizera	87
3.3.12.	Izračun omjera prigušenja gibanja bolida.....	89
3.3.13.	Aerodinamičke sile	91
3.3.14.	Utjecaj promjene parametara ovjesa bolida na ostvarive performanse.....	93
3.3.15.	Zaključak	101
3.4.	Upravljanje	101
3.4.1.	Ulazni podaci	101
3.4.2.	Određivanje osnovnih veličina	102
3.4.3.	Konstrukcija	103
3.5.	Kočnice	105
3.5.1.	Uvod.....	105
3.5.2.	Moment kočenja	105
3.5.3.	Dimenzioniranje kočnog diska	107
3.5.4.	Odabir kočionih kliješta prednjih kotača.....	107
3.5.5.	Odabir kočionih kliješta stražnjih kotača	108
3.5.6.	Odabir glavnih kočionih cilindara (master cilindar)	110
3.6.	Pedalbox.....	112
3.6.1.	Papučica gasa	112
3.6.2.	Papučica kočnice	114
3.7.	Reduktor.....	115
3.7.1.	Uvod.....	115
3.7.2.	Konceptualna razrada	115

3.7.3.	Proračun zupčanika	123
3.7.4.	Odabir ulja	124
3.7.5.	Zagrijavanje reduktora.....	126
3.7.6.	Oblikovanje kućišta.....	130
3.8.	Aerodinamika.....	135
3.8.1.	Uvod.....	135
3.8.2.	Računalna dinamika fluida.....	135
3.8.3.	Priprema simulacije.....	136
3.8.4.	Razvoj aerodinamičkog paketa	139
3.8.5.	Rezultati simulacija cijelog bolida	148
4.	Literatura.....	150
5.	Sažetak	152
6.	Abstract.....	153
7.	Popis autora rada	154
8.	Zahvala	155

Popis slika:

Slika 1. Definicija sendvič konstrukcije.	6
Slika 2. Specifična krutost i čvrstoća različitih tipova vlakana.	7
Slika 3. Tkanje vlakana a) obično tkanje (engl. Plain weave), b) dijagonalno tkanje (engl. Twill weave) i c) satensko tkanje (engl. Satin weave).	7
Slika 4. Aluminijsko saće.	8
Slika 5. PMI pjena.	8
Slika 6. Mehanička svojstva različitih materijala saća u odnosu na njihovu gustoću. .	8
Slika 7. Model šasije u razvijenim pogledima.	9
Slika 8. Naprezanja prilikom čiste torzije od 1200 Nm preko cijelog prednjeg ovjesa.	11
Slika 9. Kutni pomaci oko uzdužne osi prilikom čiste torzije od 1200 Nm preko cijelog prednjeg ovjesa.	11
Slika 10. Shematski prikaz umetaka: a) potpuno prolazni umetak, b) umetak koji je potpuno uronjen u ljepilo i c) umetak koji je djelomično uronjen u ljepilo.	12
Slika 11. Različite izvedbe umetaka.	13
Slika 12. Prikaz kompozitne sendvič konstrukcije.	14
Slika 13. Eksperimentalni postav.	15
Slika 14. Rezultati ispitivanja uzorka s umetkom promjera 100 mm.	15
Slika 15. Rezultati ispitivanja uzorka s umetkom promjera 80 mm.	15
Slika 16. Priprema za tip uzorka 1 (drugi i treći gledano s vrha slike) i 2 (treći i četvrti).	17
Slika 17. Priprema za tip uzorka 3.	17
Slika 18. Uzorci tip 1 (dva uzorka s lijeve strane) i 2 (dva uzorka s desne strane). ..	18
Slika 19. Uzorci tip 3.	18
Slika 20. Testni postav ispitivanja uzoraka savijanjem u 4 točke.	19
Slika 21. Pomak ovisan o sili na uzorak (prva skupina).	19
Slika 22. Pomak ovisan o sili na uzorak (druga skupina).	20
Slika 23. Premazivanje kalupa smolom.	21
Slika 24. Popravljanje većih površinskih grešaka "auto kitom".	22
Slika 25. Nanošenje kita u obliku laka na površinu kalupa.	22
Slika 26. Izgled površine nakon nanošenja kita i finog brušenja.	22
Slika 27. Postavljanje preprega u kalup.	23
Slika 28. Umetci postavljeni na vanjsku koru sendvič paketa.	23
Slika 29. Vakuumiranje vreće.	24
Slika 30. Postavljanje jezgri na vanjsku koru sendvič paketa.	24
Slika 31. Ispečena lijeva polovica monocoque šasije.	25
Slika 32. Unutrašnjost lijeve polovice monocoque šasije.	25
Slika 33. Pojednostavljeni prikaz sinkronog motora.	26
Slika 34. Sinkroni motor tvrtke Alta Motors.	27
Slika 35. Priključak cijevi za vodu.	28
Slika 36. Kapa motora s provrtima za vijke i uvodnice.	29
Slika 37. Sklop TM-40 motora.	29
Slika 38. Učinski pretvarač MC-40.	31
Slika 39. Model zagrijavanja jednog motora u Simulink-u.	33
Slika 40. Trenutna snaga zagrijavanja oba pretvarača i srednja snaga.	33
Slika 41. Inicijalni CAD model hladnjaka pretvarača.	34
Slika 42. Rezultati simulacije zagrijavanja hladnjaka pretvarača - prva iteracija.	34
Slika 43. CAD model hladnjaka pretvarača - druga iteracija.	35

Slika 44. Rezultati simulacije zagrijavanja hladnjaka pretvarača - druga iteracija.....	35
Slika 45. Maksimalna temperatura površine u ovisnosti o ulaznom protoku i temperaturi vode.....	36
Slika 46. Rezultati simulacijske zagrijavanja hladnjaka pretvarača – treća iteracija.	37
Slika 47. Usporedba zagrijavanja u SimScale-u (FEM) i Solidworks-u (CFD).	38
Slika 48. Konačan model hladnjaka.	39
Slika 49. Eksperimentalna provjera pada tlaka na hladnjaku pretvarača u ovisnosti o protoku vode.....	39
Slika 50. Konačni model pretvarača (uz transparentni prikaz stranica).....	40
Slika 51. Melasta ćelija.	40
Slika 52. Sastav pouch ćelije.....	41
Slika 53. Sastav 18650 cilindrične ćelije (lijevo), cilindrična ćelija (desno).....	41
Slika 54. Pozicija baterijskog paketa.	42
Slika 55. Sučelje za modeliranje sustava.	44
Slika 56. Momentna krivulja motora.	45
Slika 57. Dvostupanjski reduktor FSBRT06e bolida.....	46
Slika 58. Generirana staza – FS Njemačka.....	46
Slika 59. UNI Munich na FS Njemačka 2016.	47
Slika 60. CarMaker simulacija.	47
Slika 61. Ciklus snage i momenta.	48
Slika 62. Serijski spoj ćelija	50
Slika 63. Paralelni spoj ćelija.	50
Slika 64. Performanse ćelija bez težinskih faktora.	52
Slika 65. Konačna verzija segmenta.	53
Slika 66. Baterijski paket – Konačni raspored segmenata.	55
Slika 67. Odvojeni visokonaponski i niskonaponski sustav.	56
Slika 68. Prostorni razmještaj glavnih elemenata u bolidu.	56
Slika 69. Prostorni razmještaj glavnih elemenata u bolidu – nastavak.....	57
Slika 70. Shematski prikaz kruga za isključivanje.	59
Slika 71. Interlock konektora baterije.....	60
Slika 72. Visokonaponski prekidač.	60
Slika 73. Glavni prekidač.	61
Slika 74. Sigurnosna sklopka.	61
Slika 75. Uređaj za nadzor izolacije.....	62
Slika 76. 3D prikaz tiskane pločice BSPD-a.	62
Slika 77. Inercijski senzor sudara.	63
Slika 78. Sklopnik za visoke napone korišten u bolidu.	63
Slika 79. Strix R na Tilt test-u; FS Czech 2018. godine.....	65
Slika 80. Pitch center u bočnom pogledu na vozilo [8].	67
Slika 81. Centar valjanja (roll center) izveden u prednjem pogledu na kotač, pozitivan radijus zakretanja kotača (rs) [8].	67
Slika 82. Trenutna os izvedena iz geometrije vodilica kotača [9].	69
Slika 83. Kinematičke značajke kotača u bočnom pogledu [9]. Os zakretanja kotača (steering axis), mehanički krak (mechanical trail), promjena ukupnog kraka (total trail), razlika između mehaničkog kraka i promjene ukupnog kraka je pneumatski krak (pneumatic trail).....	70
Slika 84. Kutne kinematičke značajke prednjeg ovjesa bolida.	71
Slika 85. Duljinske i postotne kinematičke značajke prednjeg ovjesa bolida.	72
Slika 86. Kutne kinematičke značajke stražnjeg ovjesa bolida.....	72
Slika 87. Duljinske i postotne kinematičke značajke stražnjeg ovjesa bolida.....	73

Slika 88. Četvrtinski model bolida.....	74
Slika 89. Uzdužni model vozila (4 stupnja slobode gibanja).....	77
Slika 90. Poprečni model jednog traga kotača (4 stupnja slobode gibanja).	80
Slika 91. Prolaz viskoznog fluida kroz provrt u klipu amortizera, deformacija lamelnih ventila [12].	86
Slika 92. Razlika u prigušenju pri kompresiji i ekspanziji, pritom je prigušna sila ovisna o brzini [9].....	86
Slika 93. Vrste krivulja prigušenja amortizera (redom: progresivna, linearna, degresivna) [11].	87
Slika 94. Prikaz konstrukcijske izvedbe amortizera Öhlins TTX25 Mk2 [13].	88
Slika 95. Odabrane prigušne karakteristike amortizera.....	89
Slika 96. Odziv sustava na step pobudu ovisno o omjeru prigušenja [15].	90
Slika 97. Generički „g-g-v“ dijagram za različite brzine vožnje [9].	92
Slika 98. Pločica za podešavanje bočnog nagiba kotača (označena crvenom bojom), ugrađena na prihvat gornje vilice na šasiju.	95
Slika 99. Rodobal RM MTE zglobna glava.	95
Slika 100. Zglobne glave koje služe za podešavanje usmjerenosti kotača, ugrađene na krajevima spona.	96
Slika 101. Pozitivan bočni nagib kotača.	96
Slika 102. Definicija kuta usmjerenosti kotača, prikazano na prednjem ovjesu.	97
Slika 103. Ovisnost bočne akceleracije o vremenu procedure vožnje zavojem konstantnog radijusa za neutralne postavke te za kombinaciju optimalnih postavki.	97
Slika 104. Ovisnost kuta zakreta upravljača o vremenu procedure vožnje zavojem konstantnog radijusa za neutralne te za kombinaciju optimalnih postavki.	98
Slika 105. Sklop stražnjeg stabilizatora.	99
Slika 106. Ovisnost kuta zakreta upravljača o bočnoj akceleraciji za različite postavke krutosti valjanja (prema tablici 13.).	100
Slika 107. Presjek kućišta letve volana.	104
Slika 108. Raspon mogućih položaja volana.	104
Slika 109. Konačna konstrukcija sklopa upravljanja.	105
Slika 110. Raspored sila tijekom kočenja.	106
Slika 111. CP 4227-2S0 (lijevo), GP320 (sredina), 22-048 (desno).	107
Slika 112. CP4226-2S0 (lijevo), GP200 (sredina), 22-049 (desno).	109
Slika 113. Omjer sila na papučici kočnice.	110
Slika 114. Brake bias bar.....	111
Slika 115. CP2623 (lijevo), Tilton 78 (desno).	111
Slika 116. Položaj pedalboxa.	112
Slika 117. Dijagram sila-pomak.	113
Slika 118. Progib papučice gasa.	113
Slika 119. Progib papučice kočnice.	114
Slika 120. Izvedba s odvojenim kućištima.	116
Slika 121. Smještaj izvedbe s odvojenim kućištima.	116
Slika 122. Izvedba sa zajedničkim kućištem.	117
Slika 123. Smještaj izvedbe sa zajedničkim kućištem.	117
Slika 124. Izvedba sa stožnicima.	118
Slika 125. Smještaj izvedbe sa stožnicima.	118
Slika 126. Smještaj izvedbe planetarnog reduktora.	119
Slika 127. Ocjene koncepata reduktora.....	123
Slika 128. Spektar opterećenja.....	123
Slika 129. Naprezanja u korijenu zuba.	124

Slika 130. Iskoristivost reduktora s različitim uljima u postotcima [%].	125
Slika 131. Pojedini gubitci u reduktoru za ulja različitih viskoznosti.	125
Slika 132. Ovisnost debljine uljnog sloja o temperaturi.	126
Slika 133. Mapa gubitaka bućkanja.	127
Slika 134. Mapa gubitaka dodira zuba.	127
Slika 135. Waltherova formula.	128
Slika 136. Profil momenta motora.	128
Slika 137. Profil brzine vrtnje motora.	129
Slika 138. Temperatura reduktora za ulje ISO-VG 100.	129
Slika 139. Temperatura reduktora za ulje ISO-VG 46.	130
Slika 140. Početno kućište.	131
Slika 141. Opterećenja na prihvat za kočiona kliješta.	132
Slika 142. Pomaci u smjeru osi vratila prilikom pogona jedne strane reduktora veći od 0,01 mm.	133
Slika 143. Prikaz pozicioniranog modela vozila u virtualnom zračnom tunelu.	137
Slika 144. Prikaz diskretizirane proračunske domene na bočnom presjeku vozila.	137
Slika 145. Prikaz gustoće proračunske mreže u neposrednoj okolini vozila unutar ukupne domene.	137
Slika 146. Prikaz plohi na kojima se primjenjuju rubni uvjeti.	138
Slika 147. Usporedba početne iteracije prednjeg krila (gore) i prednjeg krila postavljeno na bolid RT06 (dolje).	140
Slika 148. Prikaz polja tlaka u presjeku prednjeg krila.	140
Slika 149. Tok zraka niz bolid nakon prolaska kroz prednje krilo uz prikaz polja tlaka na geometriji.	141
Slika 150. Prikaz stražnjeg krila postavljenog na bolid RT06.	142
Slika 151. Prikaz polja tlaka na bočnom presjeku stražnjeg krila.	142
Slika 152. Prikaz polja tlaka na bočnom presjeku stražnjeg krila u DRS poziciji.	143
Slika 153. Usporedba polja sile pritiska na različitim verzijama podnice i difuzora.	144
Slika 154. Prikaz polja tlaka sa bočne strane po sredini podnice.	144
Slika 155. Prikaz polja tlaka na izlazu iz difuzora.	144
Slika 156. Polje tlaka bočnog elementa uz prikaz polja tlaka prednjeg krila.	145
Slika 157. Prikaz početne faze razvoja bolid RT06.	146
Slika 158. Prikaz kompleksnije geometrije cijelog bolida RT06 u srednjoj fazi razvoja.	146
Slika 159. Prikaz finalnog aerodinamičkog paketa bolida RT06.	147
Slika 160. Prikaz finalnog aerodinamičkog paketa bolida RT06.	147
Slika 161. Polje pritisne sile na površini polovice vozila.	148
Slika 162. Polje sile otpora zraka na površini polovice bolida.	149

Popis tablica:

Tablica 1. Razvoj nosive konstrukcije – šasije FSB Racing Team-a.....	5
Tablica 2. Debljine sendvič paketa i promjeri cijevi.	10
Tablica 3. Podatci o umetcima.	14
Tablica 4. Uzroci pucanja uzoraka.	20
Tablica 5. Tehnički podaci motora TM-40.	27
Tablica 6. Specifikacije učinskog pretvarača MC-40.	31
Tablica 7. Maksimalna temperatura površine u ovisnosti o ulaznom protoku i temperaturi vode – FEM analiza.....	36
Tablica 8. Maksimalna temperatura površine u ovisnosti o ulaznom protoku i temperaturi vode – CFD analiza.....	37
Tablica 9. Ciljevi baterijskog paketa.	43
Tablica 10. Sustavi u CarMakeru.	43
Tablica 11. Karakteristike motora.	45
Tablica 12. Karakteristike ćelija – prvi dio.	49
Tablica 13. Karakteristike ćelija – drugi dio.	49
Tablica 14. Karakteristike baterijskih paketa.....	51
Tablica 15. Težinski faktori.	52
Tablica 16. Karakteristike Galdena HT55.....	54
Tablica 17. Glavni elementi električnog sustava.	57
Tablica 18. Usporedba početnih i krajnjih karakterističnih vrijednosti.	102
Tablica 19. Usporedba konačnih vrijednosti zakreta kotača.	103
Tablica 20. Statičko i dinamičko opterećenje.	106
Tablica 21. Momenti kočenja na pojedinim kotačima.	106
Tablica 22. Usporedba kliješta prednjih kotača.	108
Tablica 23. Usporedba kliješta stražnjih kotača.	109
Tablica 24. Odabir koncepta reduktora.	122
Tablica 25. Kutovi zakreta ležajnih mjesta kod pogona na jedan kotač.	133
Tablica 26. Kutovi zakreta ležajnih mjesta kod pogona na oba kotača.	134
Tablica 27. Rezultati simulacija finalnog aerodinamičkog paketa.	149

Popis oznaka:

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
a_x	g	Promatrano uzdužno ubrzanje
a_y	g	Promatrano bočno ubrzanje
A_F	m^2	Frontalna površina vozila
a_S	–	Omjer prednje i ukupne ovješene mase
B_{UT}	mm	Širina podnice
$C_{ACC-\theta}$	$Ns/mrad$	Prigušenje pri poniranju ovješene mase uslijed ubrzanja
$C_{BRK-\theta}$	$Ns/mrad$	Prigušenje pri poniranju ovješene mase uslijed kočenja
C_{CR-S}	Ns/m	Kritično prigušenje ovješene mase pri vertikalnom hodu kotača
$C_{CR-\theta}$	$Ns/mrad$	Kritično prigušenje ovješene mase pri poniranju
$C_{CR-\phi}$	$Ns/mrad$	Kritično prigušenje ovješene mase pri valjanju
C_{D-LS-C}	Ns/m	Prigušenje kompresije amortizera niskom brzinom
C_{D-LS-E}	Ns/m	Prigušenje ekspanzije amortizera niskom brzinom
C_{D-HS-C}	Ns/m	Prigušenje kompresije amortizera visokom brzinom
C_{D-HS-E}	Ns/m	Prigušenje ekspanzije amortizera visokom brzinom
C_{W-LS-C}	Ns/m	Prigušenje pomaka kotača prema gore niskom brzinom
C_{W-LS-E}	Ns/m	Prigušenje pomaka kotača prema dolje brzinom
C_{W-HS-C}	Ns/m	Prigušenje pomaka kotača prema gore visokom brzinom
C_{W-HS-E}	Ns/m	Prigušenje pomaka kotača prema dolje visokom brzinom
C_ϕ	Ns/m	Prigušenje pri valjanju ovješene mase uslijed bočne akceleracije
c_D	–	Koeficijent otpora zraka
c_L	–	Koeficijent uzgona zraka
d_{ARB}	mm	Unutarnji promjer stabilizatora
D_{ARB}	mm	Vanjski promjer stabilizatora
F_D	N	Sila otpora zraka
F_L	N	Negativna sila uzgona

	F_{ST}	N	Statička vertikalna sila na kotaču
FLT		–	Omjer prednje i ukupne poprečne preraspodjele opterećenja
	$f_{n,S}$	Hz	Vlastita frekvencija ovješene mase
	$f_{n,\theta}$	Hz	Vlastita frekvencija poniranja ovješene mase
	$f_{n,\phi}$	Hz	Vlastita frekvencija valjanja ovješene mase
G		N/mm^2	Modul smičnosti čelika
	$H_{CG,S}$	mm	Visina težišta ovješene mase
	$H_{CG,US}$	mm	Visina težišta neovješene mase
	H_D	mm	Visina hvatišta sile otpora zraka
	H_{FW}	mm	Udaljenost prednjeg krila od tla
	H_{PC}	mm	Visina centra poniranja
	H_{RC}	mm	Visina centra valjanja
	H_{UT}	mm	Udaljenost podnice od tla
	$I_{P,ARB}$	mm^4	Polarni moment tromosti stabilizatora
	$I_{\theta 0}$	kgm^2	Inercija poniranja ovješene mase oko težišta
	I_{θ}	kgm^2	Inercija poniranja ovješene mase oko osi poniranja
	$I_{\phi 0}$	kgm^2	Inercija valjanja ovješene mase oko težišta
	I_{ϕ}	kgm^2	Inercija valjanja ovješene mase oko osi valjanja
	K_{RR}	N/mm	Računska krutost vožnje ovjesa
	K_{WR}	N/mm	Računska krutost vertikalnog pomaka kotača
	K_{SR}	N/mm	Računska krutost opruge
	K_S	N/mm	Odabrana krutost opruge
	$K_{R,ARB}$	N/mm	Krutost vožnje ovjesa uslijed otpora valjanju stabilizatora
	K_T	N/mm	Krutost pneumatika
	$K_{T,ARB}$	$Nmm/^\circ$	Torzijska krutost stabilizatora
	$K_{W,ARB}$	N/mm	Krutost vertikalnog pomaka kotača uslijed otpora valjanju stabilizatora
	K_W	N/mm	Krutost vertikalnog pomaka kotača
	K_R	N/mm	Krutost vožnje ovjesa
	K_{θ}	$Nm/^\circ$	Krutost ovjesa pri poniranju ovješene mase
	K_{ϕ}	$Nmm/^\circ$	Krutost valjanja ovjesa
	$K_{\phi,ARB}$	$Nmm/^\circ$	Krutost valjanja ovjesa uslijed otpora valjanju stabilizatora

$K_{\phi,S}$	N/mm	Krutost valjanja uslijed krutosti opruga
L	mm	Međuosovinski razmak
L_{ARB}	mm	Efektivna duljina stabilizatora
m_S	kg	Ukupna ovješena masa
m_{US}	kg	Ukupna neovješena masa
M_D	Nm	Moment poniranja uslijed sile otpora zraka
MR	–	Omjer poluge opruge i amortizera
MR_{ARB}	–	Omjer poluge stabilizatora
M_{ϕ}/a_Y	Nmm/g	Moment valjanja po jedinici bočne akceleracije
R_{ARB}	mm	Krak aktuatora stabilizatora
$R_{M\phi}$	mm	Srednji krak momenta valjanja
r_e	mm	Efektivni radijus valjanja
T	mm	Trag kotača
V_x	mm/s	Uzdužna komponenta brzine gibanja
V_y	mm/s	Poprečna komponenta brzine gibanja
v	m/s	Ukupna brzina gibanja
v_{kn}	mm/s	Brzina loma krivulje prigušenja
$X_{CG,S}$	mm	Uzdužna udaljenost težišta ovještene mase od prednjeg traga kotača
X_{FW}	mm	Prevjes prednjeg krila od prednjeg traga kotača
X_{PC}	mm	Uzdužna udaljenost centra poniranja od prednjeg traga kotača
ΔW_{ACC}	N	Ukupna preraspodjela opterećenja pri ubrzanju
ΔW_{BRK}	N	Ukupna preraspodjela opterećenja pri kočenju
$\Delta W_{X,EL,S}$	N	Uzdužna elastična preraspodjela opterećenja ovještene mase
$\Delta W_{X,G,S}$	N	Uzdužna geometrijska preraspodjela opterećenja ovještene mase
$\Delta W_{X,G,US}$	N	Uzdužna geometrijska preraspodjela opterećenja neovještene mase
$\Delta W_{Y,EL,S}$	N	Poprečna elastična preraspodjela opterećenja ovještene mase
$\Delta W_{Y,G,S}$	N	Poprečna geometrijska preraspodjela opterećenja ovještene mase
$\Delta W_{Y,G,US}$	N	Poprečna geometrijska preraspodjela opterećenja neovještene mase

ΔW_Y	N	Ukupna preraspodjela opterećenja pri bočnoj akceleraciji
ΔS_{ACC}	mm	Vertikalni pomak kotača pri ubrzanju
ΔS_{BRK}	mm	Vertikalni pomak kotača pri kočenju
ΔS_L	mm	Vertikalni pomak kotača uslijed negativne sile uzgona
ΔS_S	mm	Statički progib zavojne torzijske opruge
θ_{ACC}	$^\circ$	Kut poniranja ovješene mase pri ubrzanju
$\theta_{ACC,UK}$	$^\circ$	Ukupni kut poniranja ovješene mase pri ubrzanju
θ_{BRK}	$^\circ$	Kut poniranja ovješene mase pri kočenju
θ_D	$^\circ$	Kut poniranja ovješene mase uslijed sile otpora zraka
θ_{DOP}	$^\circ$	Dopušteni kut poniranja ovješene mase
θ/a_x	$^\circ/g$	Gradijent poniranja ovješene mase
ϕ	$^\circ$	Kut valjanja ovješene mase pri vožnji kroz zavoj
ϕ_{BRK}	$^\circ$	Dopušteni kut valjanja ovješene mase
ϕ/a_y	$^\circ/g$	Gradijent valjanja ovješene mase
$(\phi/a_y)_s$	$^\circ/g$	Gradijent valjanja ovješene mase uslijed krutosti opruga
Ω	rad/s	Kutna brzina vrtnje kotača s klizanjem
Ω_0	rad/s	Kutna brzina vrtnje kotača bez klizanja
α	$^\circ$	Kut bočnog klizanja
$\zeta_{ACC-\theta}$	—	Omjer prigušenja poniranja pri ubrzanju
$\zeta_{BRK-\theta}$	—	Omjer prigušenja poniranja pri kočenju
ζ_{W-LS-C}	—	Omjer prigušenja pomaka kotača prema gore niskom brzinom
ζ_{W-LS-E}	—	Omjer prigušenja pomaka kotača prema dolje niskom brzinom
ζ_{W-HS-C}	—	Omjer prigušenja pomaka kotača prema gore visokom brzinom
ζ_{W-HS-E}	—	Omjer prigušenja pomaka kotača prema dolje visokom brzinom
ζ_ϕ	—	Omjer prigušenja valjanja pri bočnoj akceleraciji
κ	—	Faktor klizanja kotača
ρ	kg/m^3	Gustoća zraka

1. Uvod

1.1. Općenito o FSB Racing Team-u

FSB Racing Team osnovan je 2004. godine kao projekt studentske udruge HSA-SF. Tim je sastavljen od devedesetak članova s više fakulteta Sveučilišta u Zagrebu: Fakulteta strojarstva i brodogradnje, Fakulteta elektrotehnike i računarstva, Arhitektonskog fakulteta, Ekonomskog fakulteta, Fakulteta kemijskog inženjerstva i tehnologije i drugih. Bolidi koji su do sada napravljeni nose imena divljih životinjskih vrsta koje žive na području Republike Hrvatske, a redom su to Kuna, Ris, Likos, Arctos, ArctosR, Strix, StrixR te ovogodišnji bolid naziva Vulpes. Tim svakim novim bolidom ostvaruje sve bolje rezultate na natjecanjima te su razvijene izvrsne ideje i rješenja, a također su napisani i brojni završni te diplomski radovi povezani uz bilo koji dio bolida ili tima.

Tim se sastoji od podtimova zaduženih za aerodinamiku, šasiju, ovjes, mehanički pogon, električni pogon, električni motor, hlađenje, dinamiku vozila, upravljačke sustave, proizvodnju, marketing i dizajn. Na čelu svakog podtima su vođitelji podtimova, a na čelu cijelog tima su tehnički i organizacijski vođitelji. Tehnički vođitelj zadužen je za razvoj i izradu bolida, a organizacijski vođitelj brine o organizaciji tima. Održavaju se tjedni sastanci za cijeli tim te za svaki podtim zasebno na kojima se raspravlja o tome što je napravljeno, što treba napraviti i ima li kakvih poteškoća u razvoju određenog dijela bolida. Svaki član izvršava svoje zadatke koji se u pravilu zadaju na tjednoj razini. Studenti prve i druge godine u timu su kako bi čitali izvještaje o gotovim zadacima i slušali sastanke da se lakše pripreme za buduće godine kada tim ostaje njima.

Nekoliko je ciljeva postojanja tima, kao što su usavršavanje individualnih inženjerskih sposobnosti, učenje članova kako biti funkcionalan dio veće zajednice ili poduzeća, razvoj i unaprjeđenje tehničkih znanosti, povezivanje obrazovanja s privatnim i javnim sektorom te na kraju promoviranje Republike Hrvatske i visokokvalitetnog obrazovanja koje je omogućeno studentima. FSB Racing Team svake godine oblikuje nove i sposobne mlade inženjere spremne za izazove koji ih očekuju u industriji te se s pravom može okriti titulom najboljeg Formula Student tima u Hrvatskoj.

1.2. Općenito o Formula Student natjecanju

Natjecanje Formula Student inženjersko je natjecanje u kojem timovi studenata koncipiraju, konstruiraju te izrađuju trkaći bolid jednosjed u okviru strogog pravilnika s kojim se zatim natječu na mnogobrojnim natjecanjima koja se održavaju diljem svijeta, pretežito u Europi.

Kategorije u kojima se moguće natjecati su IC za bolide pogonjene motorom na unutarnje izgaranje, EV za električne bolide te DV za bolide koji se kreću autonomno, bez vozača.

Natjecanje se sastoji od niza statičkih i dinamičkih komponenata i maksimalan broj bodova koje je moguće osvojiti je 1000, a da bi se tim uopće natjecao u dinamičkim disciplinama potrebno je proći detaljnu tehničku inspekciju i ukloniti tehničke poteškoće i nepravilnosti ukoliko se pojave.

1.2.1. Statičke komponente natjecanja

Engineering Design Event - Sastoji se od prezentacije gotovog auta sucima koji ocjenjuju bolid prema inovativnosti, ispravnosti izvedbe te primjeni naprednih znanja. Suci postavljaju pitanja predstavnicima tima zaduženim za razvoj ovjesa, šasije, pogona, elektroničkih sklopova itd.

Cost and Manufacturing - Komponenta natjecanja u kojoj suci ocjenjuju izabrane i korištene proizvodne procese i tehnologije pri izradi bolida. Razmatraju se kvaliteta, trošak izrade, izvedivost, kao i jednostavnost održavanja bolida te utjecaj na okoliš.

Business Presentation- Ideja je da tim predstavlja fiktivnu tvrtku koja se bavi proizvodnjom male serije sportskih vozila, a suci glume potencijalne investitore u projekt koji zatim ocjenjuju detaljno razrađen financijski plan.

1.2.2. Dinamičke komponente natjecanja

Acceleration - U ovoj komponenti bolid ubrzava na ravnoj stazi dugoj 75 metara, dva vozača imaju po dva pokušaja te se pri bodovanju uzima najbolje vrijeme.

Skid Pad - Komponenta kojom se ocjenjuje upravljivost bolida te potencijal bočne akceleracije. Pritom se vozi stazom oblika "osmice" te boduje najbolji postignut prosjek vremena između dva vozača za jedan lijevi i jedan desni krug.

Autocross - Dinamički event koji se sastoji od mnogobrojnih zavoja, uzbrdica, serpentina, ponekad i mokrih dijelova staze. Prosječna brzina vožnje je između 30 i 40 km/h, pritom se izmjenjuju dva vozača te se boduje vrijeme bržeg vozača za jedan krug staze.

Endurance - Komponenta koja testira cjelokupnu izdržljivost i performanse bolida, potrebno je prijeći 22 km s jednom izmjenom vozača. Ukoliko bolid zakaže i ne završi ovu komponentu natjecanja, osvojeni broj bodova je nula od 300, a za one koji uspješno završe vožnju slaže se lista najboljih vremena te proporcionalno tome dodjeljuju bodovi.

Efficiency - Nakon završene utrke izdržljivosti mjeri se i boduje potrošena količina goriva (u kategoriji IC) i električne energije (u kategoriji EV) te se proporcionalno učinkovitosti bolida dodjeljuju bodovi.

Formula Student natjecanje je 2018. godine proslavilo dvadesetu godišnjicu održavanja i nastavlja inspirirati mlade inženjere i poticati ih na razvoj znanja i vještina. FSB Racing Team se putem online kvizova za 2020. godinu kvalificirao za nastup u Nizozemskoj, Švicarskoj i Ujedinjenom Kraljevstvu, ali zbog pandemije koronavirusa sva su natjecanja otkazana. Pojedini su organizatori odlučili organizirati virtualna natjecanja za statičke discipline, a Formula Student UK će održati i virtualni dinamički dio natjecanja u simulacijskom softveru Assetto Corsa.

2. Konceptualna razrada bolida

FSB Racing Team odlučio je za natjecanja u 2019. godini razviti bolid za sudjelovanje u kategoriji bolida na električni pogon. Sustav pogona električnog vozila je vrlo različit od pogona vozila s motorom s unutarnjim izgaranjem. Za razliku od goriva kod vozila s motorom s unutarnjim izgaranjem, kod električnih vozila je energija skladištena u baterijskom paketu u obliku kemijske energije. Za pogon bolida je potrebna mehanička energija koja se dobiva iz elektromotora pretvorbom iz električne energije sadržane u baterijskom paketu. Između baterijskog paketa i elektromotora postavlja se frekvencijski pretvarač koji služi za kontrolu brzine vrtnje i momenta elektromotora te omogućuje i samo pokretanje sinkronog elektromotora. Elektromotori su vrlo kompaktne izvedbe te njihov položaj unutar bolida nije strogo ograničen, a zbog toga postoji i mogućnost smještaja elektromotora unutar sklopa kotača kao dio neovješene mase. Također zbog vrlo pogodne momentne karakteristike elektromotora, električna vozila često ne zahtijevaju više stupnjeva prijenosa. Ova izvedba pogona također otvara mogućnost da svaki pogonski kotač pogoni posebni motor čime nestaje potreba za diferencijalom.

Razmatrano je nekoliko konfiguracija pogona te su provedeni proračuni i simulacije na osnovi kojih je donesena odluka da će bolid biti pogonjen na stražnjim kotačima te će svaki od njih imati zaseban elektromotor. Elektromotori su smješteni unutar šasije umjesto unutar sklopa kotača da bi se smanjila neovješena masa te time poboljšale vozne karakteristike bolida. Elektromotori su sinkroni motori s permanentnim magnetima jer pružaju veću korisnost u odnosu na druge izvedbe. Baterijski paket je sastavljen od ćelija postavljenih u jednom redu da bi se snizilo težište bolida. Bolid koristi sustav protiv proklizavanja (engl. *Traction control*) te sustav stabilizacije vozila raspodjelom pogonskog momenta na stražnje kotače (engl. *Torque vectoring*). Spomenuti sustavi nalaze se između upravljačkih kontrola vozača i frekvencijskog pretvarača u obliku jedinice za kontrolu vozila (engl. *Vehicle control unit*).

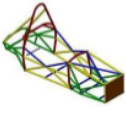
Kako bi se dodatno smanjila masa bolida, odlučeno je da će se po prvi puta razviti i proizvesti kompozitna *monocoque* šasija kao zamjena za čeličnu cijevnu šasiju koja je korištena na posljednjim bolidima [2]. *Monocoque* izvedbom šasije moguće je postići mnogo veću torzijsku krutost bolida te smanjiti masu bolida uz zadržanu jednaku sigurnost vozača u slučaju nesreće. Pravilnik Formule Student kroz mnogo pravila brine da je šasija pravilno konstruirana (u pogledu sigurnosti), čime je izvedba šasije poprilično ograničena.

3. Konstruktivska razrada

3.1. Šasija

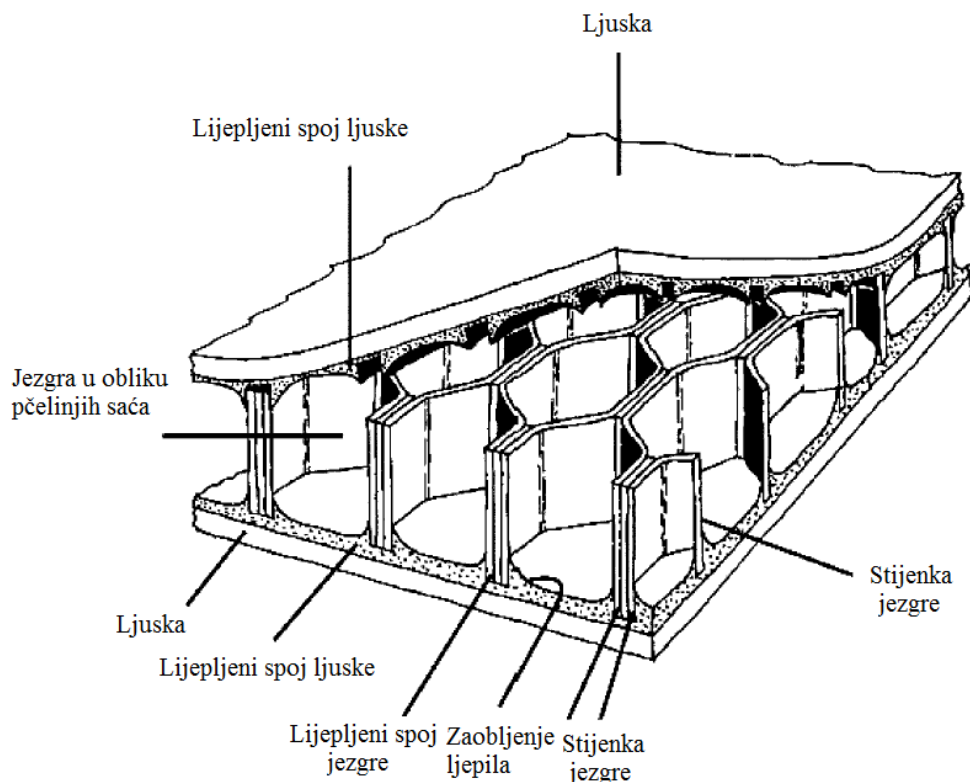
Šasija je glavni strukturni potporanj bolida te ima ulogu preuzimanja svih opterećenja kojima je bolid izložen i prihvata komponenata. Šasija može biti izvedena kao cijevna, ljuskasta ili hibridna. Sve dosadašnje šasije bolida FSB Racing Team-a izvedene su kao cijevne šasije, točnije kao prostorne čelične rešetke. Kao što je prikazano u Tablici 1., prilikom razvoja svakog pojedinog bolida, masa šasije se smanjivala, a krutost se povećavala zahvaljujući povoljnijem rasporedu cijevi prostorne rešetke i odabiru dimenzija cijevi. S ciljem da se dodatno smanji masa šasije i istovremeno zadrži ili poveća torzijska krutost, za sljedeći bolid odlučeno je konstruirati *monocoque* šasiju.

Tablica 1. Razvoj nosive konstrukcije – šasije FSB Racing Team-a.

Generacija bolida, kodni naziv, puni naziv	CAD model nosive konstrukcije	Masa nosive konstrukcije, kg	Torzijska krutost nosive konstrukcije, Nm/°
2006. FSB-RT01 Kuna		45,5	1080
2007. FSB-RT02 Ris		37,4	1550
2012. FSB-RT03 Likos		35,8	1420
2013. FSB-RT04 Aretos		32,6	1570
2015. FSB-RT04R AretosR		30,5	1630
2017. FSB-RT05 Strix		29,5	1782
2018. FSB-RT05R StrixR		29,5	1782

3.1.1. Monocoque šasija

Riječ „*monocoque*“ sastoji se od: „*mono*“ – latinski „jednostruk“ te „*coque*“ – francuski „školjka“. *Monocoque* šasija izrađena je od strukturnih kompozita (sendvič konstrukcija). Strukturni kompoziti sastoje se od dva kruta i čvrsta vanjska sloja povezana materijalom koji čini jezgru konstrukcije. Na Slici 1. prikazana je definicija sendvič konstrukcije.

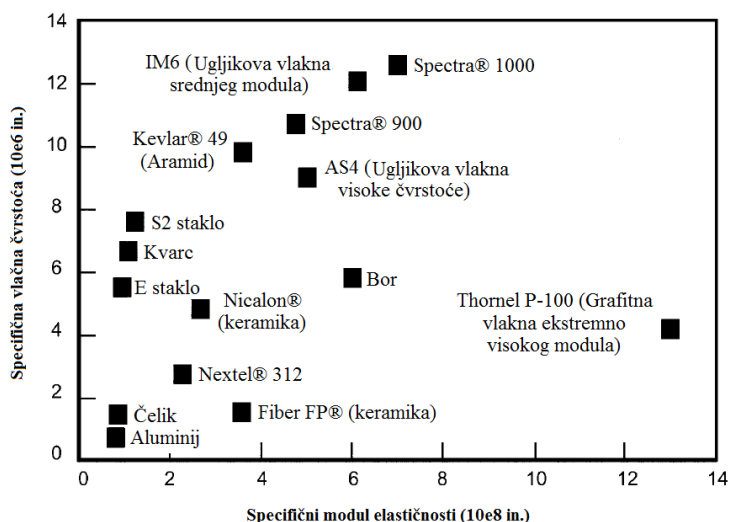


Slika 1. Definicija sendvič konstrukcije.

Većina trkaćih automobila za ljusku *monocoque* šasije koristi ugljičnim vlaknima ojačani polimer. FSB Racing Team također je odlučio koristiti navedeni materijal za ljusku sendviča, a razlozi odabira su sljedeći:

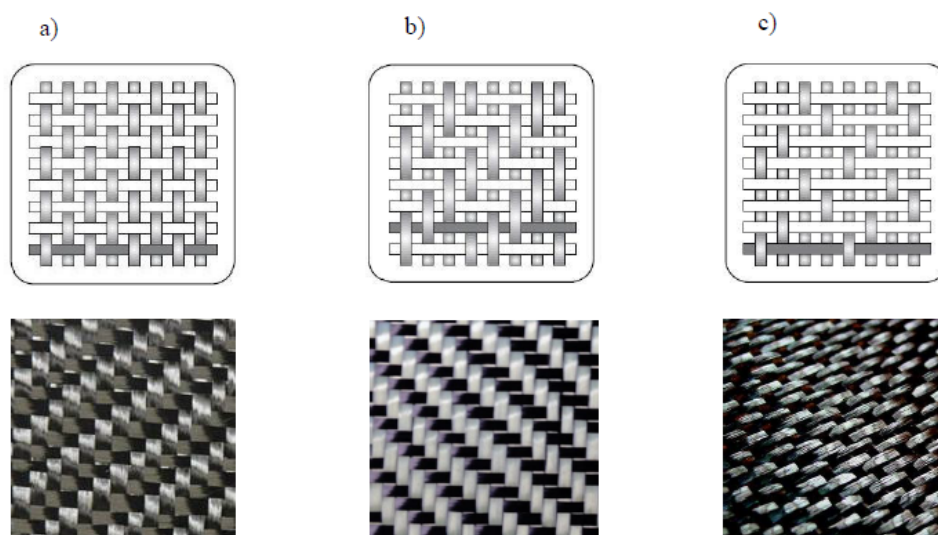
1. ugljična vlakna imaju, od svih vlaknastih materijala za ojačanje, najviši specifični modul elastičnosti i najvišu specifičnu čvrstoću,
2. veliki iznos modula elastičnosti i čvrstoće zadržavaju i pri povišenim temperaturama,
3. pri sobnoj temperaturi, niz otapala, kiselina i lužina te vlaga ne razaraju ugljična vlakna,
4. razvijeni su postupci proizvodnje vlakana i kompozita koji su relativno jeftini.

Slika 2 ukazuje na prednosti ugljičnih vlakana u odnosu na druga vlakna jer imaju veliku specifičnu vlačnu čvrstoću (definirana kao omjer granice tečenja i gustoće) i veliku specifičnu krutost (omjer modula elastičnosti i gustoće).



Slika 2. Specifična krutost i čvrstoća različitih tipova vlakana.

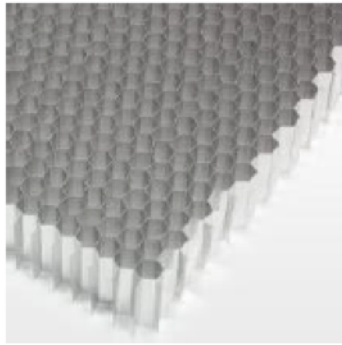
Ugljičnim vlaknima ojačani polimeri dolaze u obliku različitih vrsta tkanja, od kojih su najčešći prikazani na Slici 3.



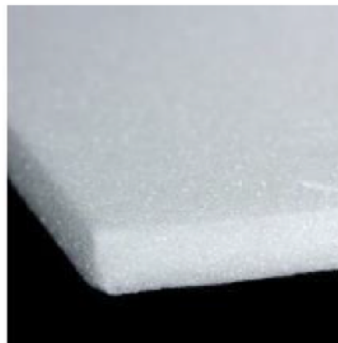
Slika 3. Tkanje vlakana a) obično tkanje (engl. *Plain weave*), b) dijagonalno tkanje (engl. *Twill weave*) i c) satensko tkanje (engl. *Satin weave*).

Osim vrste tkanja, vlakna mogu biti različitog usmjerenja. Kako bi se efikasno prenosila sva predviđena opterećenja, kora sendviča sastoji se od slojeva tkanja polimera s različitim usmjerenjima vlakana.

Jezgra sendviča služi za prijenos opterećenja na ljuske, zaštitu vlakana od oštećenja te osiguranje duktilnosti i čvrstoće kompozita. Za ispunu (jezgru) sendvič kompozita nosive konstrukcija bolida FSB Racing Team-a, odlučeno je koristiti aluminijsko saće i PMI pjenu (Slike 4. i 5.)

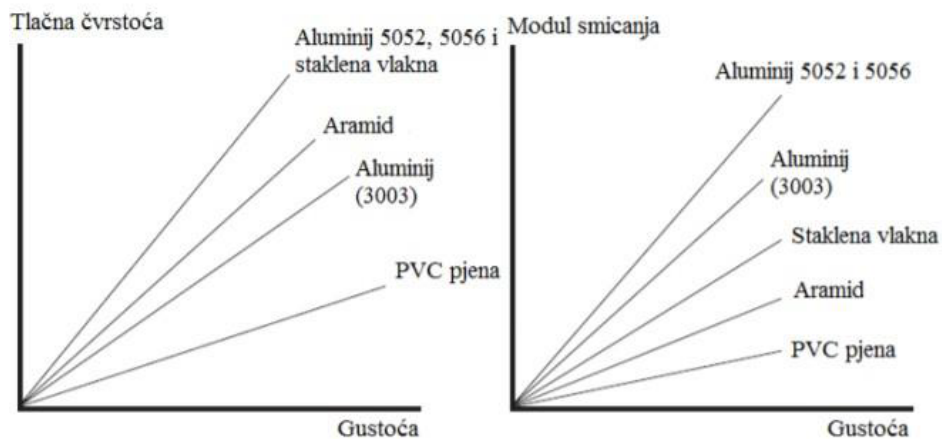


Slika 4. Aluminijsko saće.



Slika 5. PMI pjena.

Saćasta struktura ima relativno visoku tlačnu i smičnu čvrstoću uz nisku gustoću. Aluminijsko saće po kriteriju omjera krutosti i specifične čvrstoće najbolja su vrsta ispune (Slika 6.)



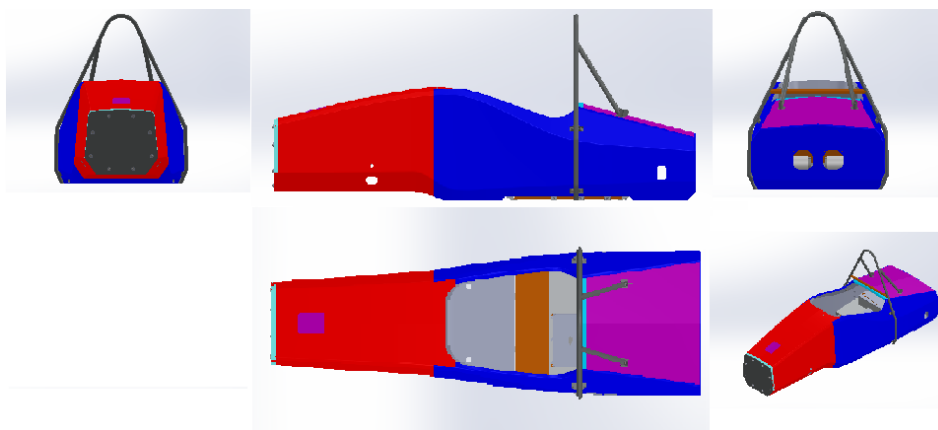
Slika 6. Mehanička svojstva različitih materijala saća u odnosu na njihovu gustoću.

Polimerne pjene su polimerni materijali koji u sebi sadrže veliki udio šupljina. Šupljine mogu biti otvorene (nepravilne) i zatvorene (relativno pravilne). Oblik šupljina oko kojih se nalazi

jedinična ćelija, zajedno s gustoćom pjene najvažniji je utjecajni čimbenik na njezina mehanička svojstva. Izrađuju se u obliku ploča različitih debljina. Postoji više tipova polimernih pjena, a za nosivu konstrukciju Formula Student bolida odlučeno je koristiti PMI – Poli(metakrilimid) pjenu jer ima najbolja mehanička svojstva u usporedbi s drugim vrstama pjena koje se koriste za ispunu sendvič konstrukcija.

3.1.2. Konstrukcija šasije

Šasija bolida Formule Student je jedna od najvažnijih komponenata bolida te ima ulogu prihvata svih ostalih podsklopova bolida. Osim što ima ulogu prihvata komponenata, bitno je i da šasija može izdržati sva opterećenja koja će se narinuti na nju, bio bolid na mjestu ili u vožnji. Opterećenja koja konstantno djeluju na šasiju jesu težina vozača i težine svih dijelova koji su prihvaćeni na šasiju. Također na nju djeluju i ona opterećenja koja su promjenjiva kao što su npr. sile s ovjesa, aerodinamičke sile i itd. Šasija također mora biti dovoljno kruta s obzirom na uvijanje i savijanje kako bi se čim manje deformirala prilikom vožnje automobila te da pritom bude sigurna za vozača. Kako je nakon svih postupaka proizvodnje šasija potpuno zatvorena i nerastavljiva, odnosno ljuska ugljičnih vlakana je proizvedena iz jednog komada, ova se šasija naziva „monocoque“ šasijom. Navedeni materijali se svojim svojstvima nadopunjuju i stoga se koriste u sendvič paketu. Osim što se dobro nadopunjuju, poprilično su lagani. Ugljična vlakna imaju visoku čvrstoću u smjeru vlakana, dok aluminijsko saće i PMI pjena imaju dobru vlačnu odnosno tlačnu čvrstoću u okomitom smjeru na ljuske monocoquea.



Slika 7. Model šasije u razvijenim pogledima.

Primarnu strukturu šasije čine sljedeće komponente odnosno podsustavi:

- glavni obruč (Main hoop),
- prednji obruč (Front hoop),

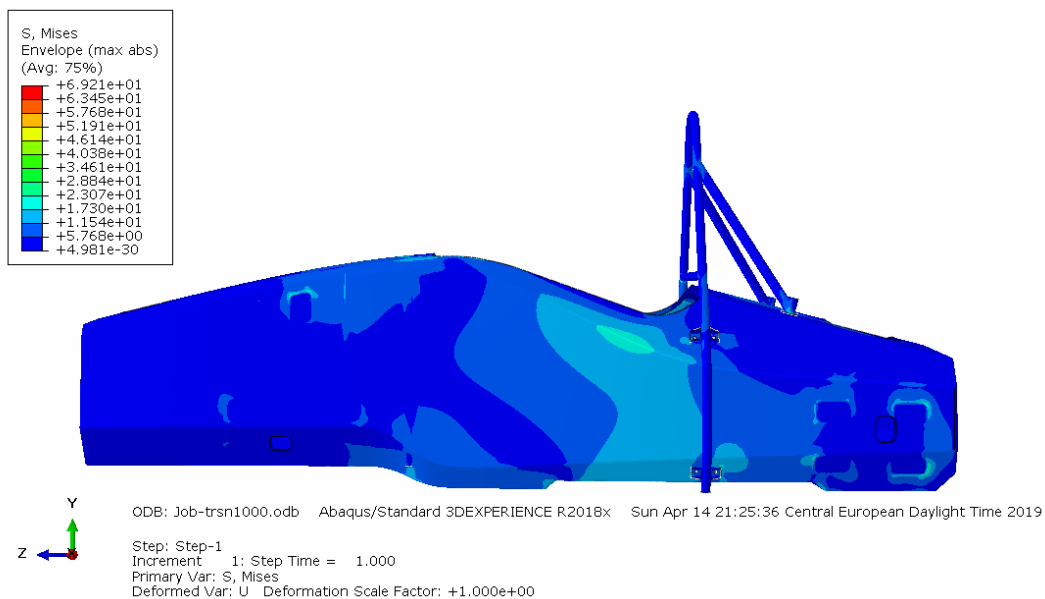
- ukrute i oslonci prednjeg i glavnog obruča,
- bočna udarna zona,
- prednja pregrada (Front bulkhead),
- sustav potpore prednje pregrade (Front bulkhead support system) i
- svi dijelovi šasije i potpore koje prenose opterećenja s pojaseva vozača na gore navedene podsustave.

Na Slici 7. prikazan je model šasije u razvijenim pogledima te su dijelovi šasije obojeni različitim bojama kako bi se mogli raspoznati gore navedeni podsustavi. Na primjer, plavom bojom označena je bočna udarna zona, dok je crvenom bojom označen sustav potpore prednje pregrade. U Tablici 2. bit će navedene debljine sendvič paketa i promjeri cijevi koje su korištene za izradu šasije.

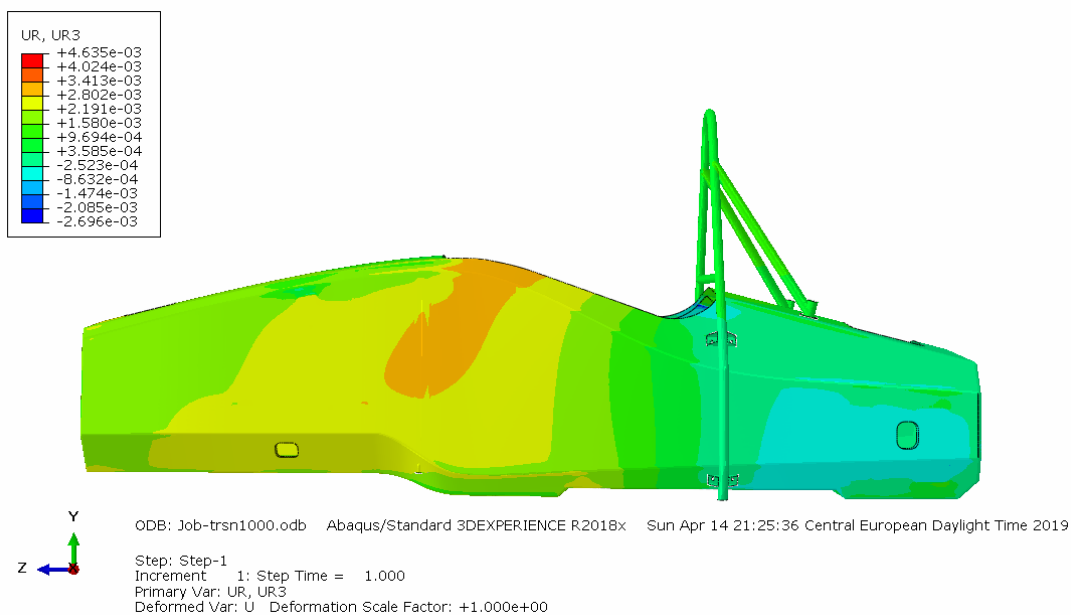
Tablica 2. Debljine sendvič paketa i promjeri cijevi.

Dio primarne strukture	Debljina sendvič paketa / Promjer cijevi
Glavni obruč	28 mm x 1,5 mm
Prednji obruč	35 mm x 2,5 mm
Bočna udarna zona	Jezgra 25 mm + 2,5 mm uglj. vlakana
Prednja pregrada	Jezgra 25 mm + 2,5 mm uglj. vlakana
Sustav potpore prednje pregrade	Jezgra 20 mm + 1,82 mm uglj. vlakana

Kako bi se osim odabira pravih materijala i oblika šasije prema pravilniku Formule Student zadovoljila konstrukcija, potrebno je provesti analizu čvrstoće i krutosti konstruirane šasije prije nego se krene u izradu iste. Analiza konstrukcije šasije provedena je metodom konačnih elemenata pomoću programskog paketa Abaqus. Na slici 8. prikazana je raspodjela naprezanja prilikom čistog torzijskog opterećenja od 1200 Nm preko cijelog prednjeg ovjesa. Slika 9. prikazuje raspodjelu kutnih pomaka oko uzdužne osi prilikom čistog torzijskog opterećenja od 1200 Nm preko cijelog prednjeg ovjesa.



Slika 8. Naprezanja prilikom čiste torzije od 1200 Nm preko cijelog prednjeg ovjesa.



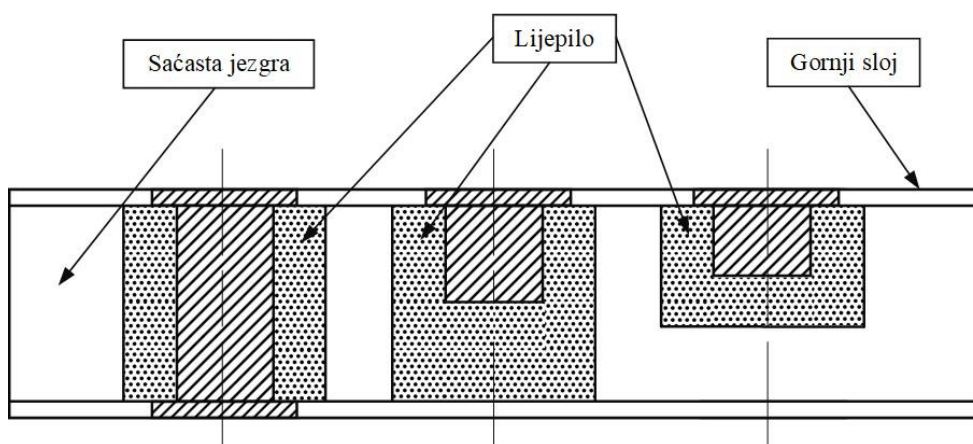
Slika 9. Kutni pomaci oko uzdužne osi prilikom čiste torzije od 1200 Nm preko cijelog prednjeg ovjesa.

Osim simulacija provedenih na računaru, izradili su se razni testni uzorci izrađeni od ugljičnih vlakana i različitih jezgri koji su se kasnije kidali i probijali na ispitnim uređajima kako bi se potvrdilo da odabir vlakana i jezgre zadovoljava te kako bi se zadovoljilo pravilnik Formule Student.

3.1.3. Umetci

Umetak je dio konstrukcije namijenjen spajanju sendvič konstrukcija ili prihvaćanju drugih dijelova konstrukcija. Sastoji se od dva dijela: jedan je fiksni, a drugi se može po potrebi skidati. Dio koji se može skidati najčešće je vijak ili neki drugi dio s navojem koji se može uvrtnuti u fiksni dio odnosno umetak. Umetak je povezan sa sendvič konstrukcijom lijepljenim spojem [6].

Umetci se dijele na tri osnovna tipa: potpuno prolazni umetak (engl. *through the thickness*) – umetak koji prolazi kroz čitavu debljinu sendvič strukture; umetak koji je potpuno uronjen u ljepilo (engl. *fully potted*) – umetak koji ne prolazi kroz čitavu debljinu, ali njegovo ljepilo da; i umetak koji je djelomično uronjen u ljepilo (engl. *partially potted*) – umetak koji ne prolazi kroz čitavu debljinu kompozita, kao ni njegovo ljepilo.



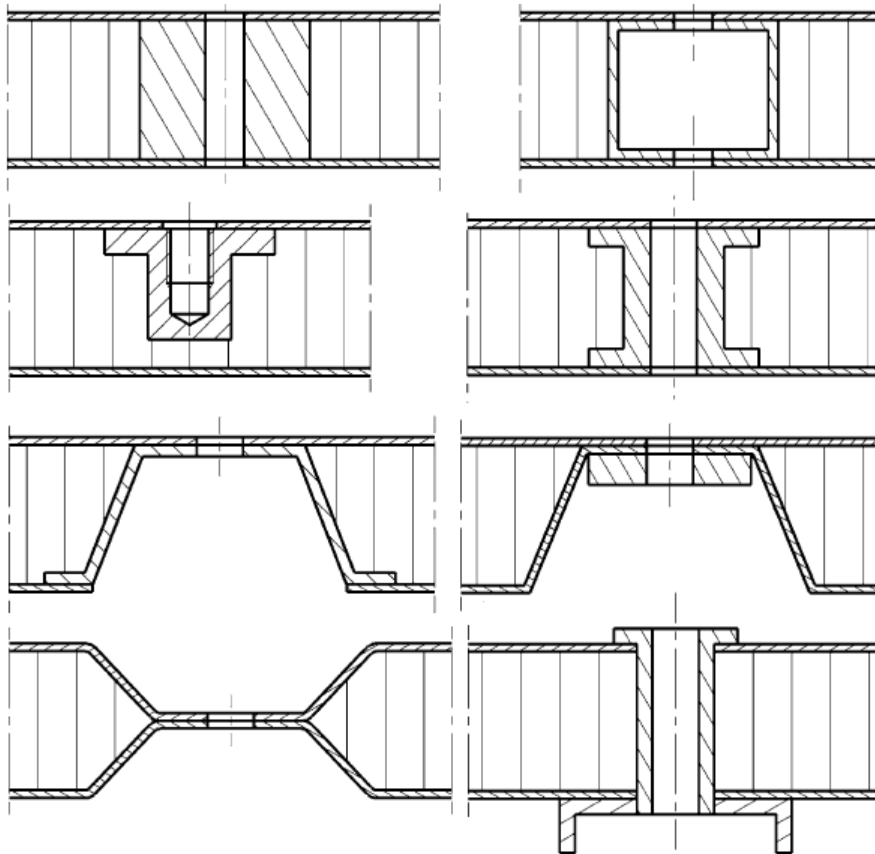
Slika 10. Shematski prikaz umetaka: a) potpuno prolazni umetak, b) umetak koji je potpuno uronjen u ljepilo i c) umetak koji je djelomično uronjen u ljepilo.

Pri odabiru konstrukcijske izvedbe u obzir treba uzeti sljedeće kriterije:

1. način ugradnje u šasiju,
2. čvrstoću prihvata,
3. masu,
4. rastavljivost prihvata te
5. troškove izrade.

Za šasiju bolida Formule Student odabrana je izvedba umetaka u obliku blokova radi niskih troškova izrade, jednostavne ugradnje i veće čvrstoće u usporedbi s drugim izvedbama prolaznih umetaka.

Različite izvedbe umetaka prikazane su na Slici 11.



Slika 11. Različite izvedbe umetaka.

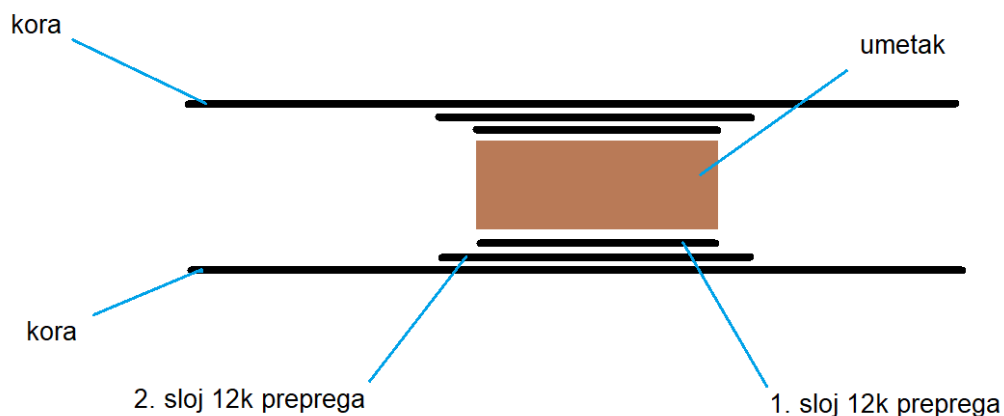
Statička ispitivanja s ciljem određivanja opterećenja koji dovode do narušavanja integriteta kompozitne sendvič konstrukcije provedena su na uzorcima s jezgrom od aluminijskog saća i s umetcima od aluminijske legure i brezove šperploče pri savijanju, vlačnom i tlačnom opterećenju. Ispitivanje koje se mora provesti u sklopu pravilnika je ispitivanje točke prihvata pojaseva vozača kod monocoquea.

Pravila koja se odnose na prihvate pojaseva vozača su sljedeća:

- Monocoque točke prihvata pojaseva za ramena i krilo (engl. shoulder and lap belts) moraju izdržati silu od 13 kN.
- Monocoque točke prihvata za pojaseve protiv podlijetanja vozača (engl. anti-submarine belts) moraju izdržati silu od 6.5 kN.
- Ako su pojasevi za krilo i protiv podlijetanja vozača vezani za isti prihvat, točka prihvata mora izdržati silu od 19.5 kN.

Tablica 3. Podatci o umetcima.

Konačne dimenzije uzorka, mm	340 x 340 x 25
Jezgra	24 mm al. saće
Kora	$0_{12K}/-45_{UD}/+45_{UD}/0_{3K}$
Dodatni slojevi	Dva sloja 12k preprega
Promjer umetaka, mm	80, 100
Debljina umetka, mm	23
Materijal umetka	Šperploča (vodootporna breza)
Broj uzoraka	2



Slika 12. Prikaz kompozitne sendvič konstrukcije.

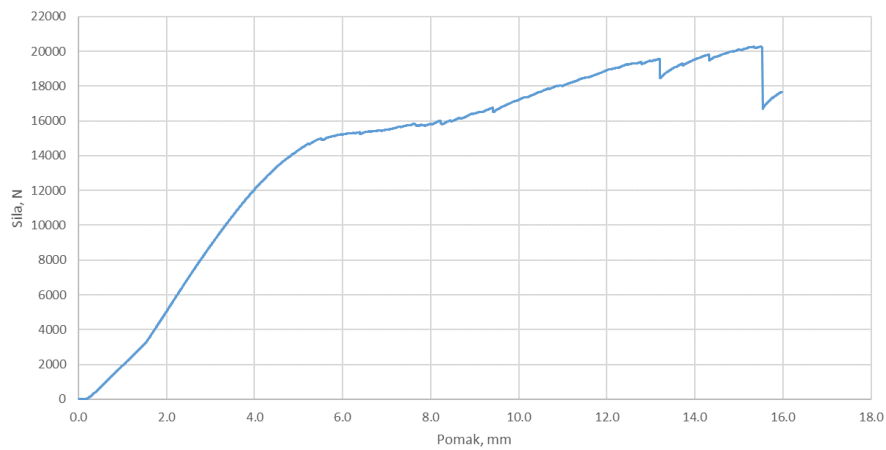
Kako bi se postigla optimalnija distribucija vlačne sile na uzorak, postavljeni su dodatni slojevi preprega na površinu umetka sa svake strane. Adhezivni sloj se postavio samo na bočnu stranu umetka.

Ispitivanje se provelo u laboratoriju za eksperimentalnu mehaniku na FSB-u na kidalici *Messphysik Beta 50-5* (Slika 13.)

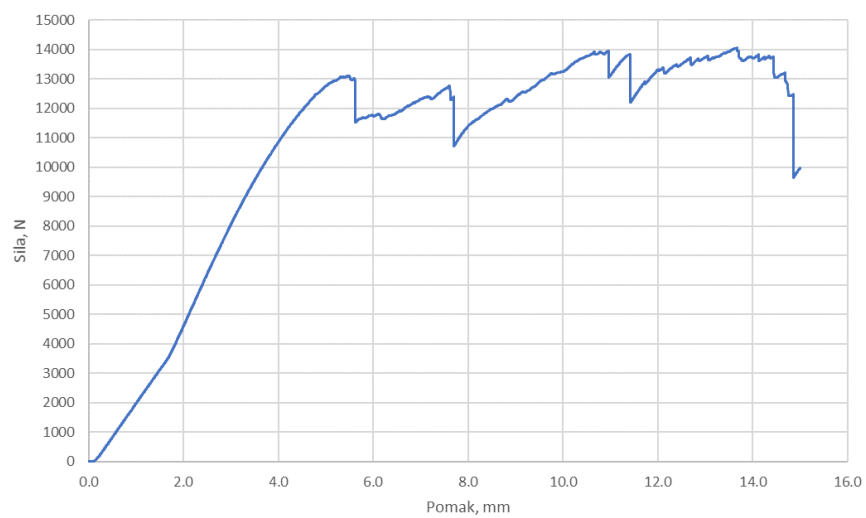


Slika 13. Eksperimentalni postav.

3.1.4. Rezultati ispitivanja



Slika 14. Rezultati ispitivanja uzorka s umetkom promjera 100 mm.

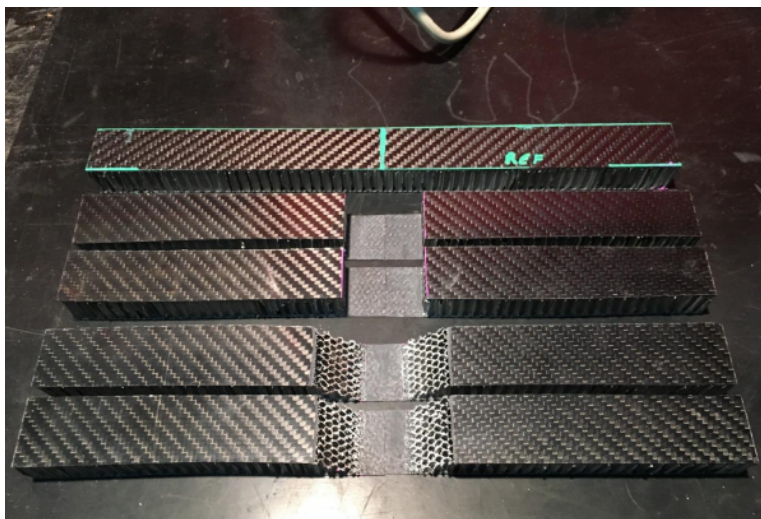


Slika 15. Rezultati ispitivanja uzorka s umetkom promjera 80 mm.

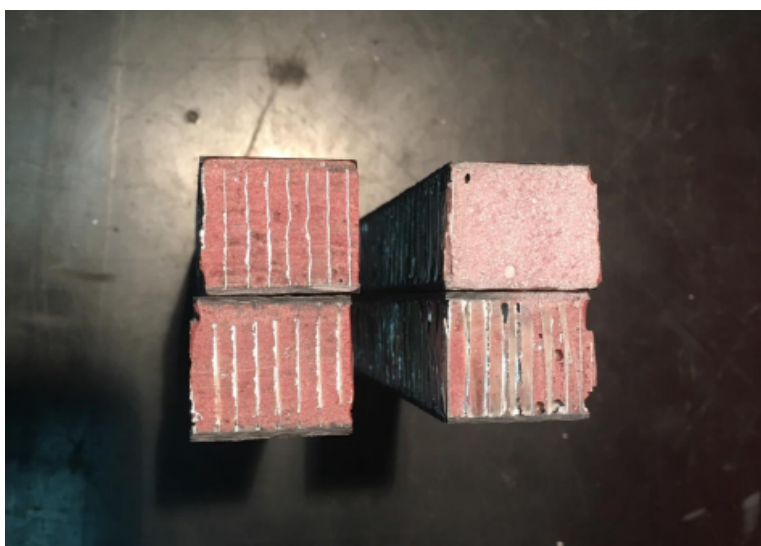
Osim ispitivanja umetaka, kako se šasija izrađuje spajanjem dvije polovice, potrebno je bilo ispitati i spoj te dvije polovice kako bismo osigurali da se polovice neće odvojiti prilikom visokih opterećenja.

Izrađivala su se tri tipa uzoraka, od kojih je svaki izrađen u dva ista komada.

1. Uzorci tipa (S1 i S2) bili su izrađeni s jezgrom od aluminijskog saća (istog kao i korištenog u originalnim sendvičima) na način da su se odrezale okomito i umetnule u napravljeni prorez. Priprema tih uzoraka prikazana je na slici 16. gdje su navedeni uzorci drugi i treći po redu na slici gledajući odozgor prema dolje. Gotovi uzorci prikazani su na slici 18. gdje su navedeni uzorci prvi i drugi gledajući s lijeva.
2. Uzorci tipa (R1 i R2) bili su izrađeni s jezgrom od PMI pjene koja je izrezana u obliku slova V te ubačena u prorez istog oblika. Prorez je imao kosine odrezane pod kutom od 45° . Priprema tih uzoraka prikazana je na slici 16. gdje su navedeni uzorci četvrti i peti po redu na slici gledajući odozgor prema dolje. Gotovi uzorci prikazani su na slici 18. gdje su navedeni uzorci treći i četvrti gledajući s lijeva.
3. Uzorci tipa (EP1 i EP2) izrađeni su na način da su se originalne šipke odrezale na pola, saće na mjestu prereza su se napunile epoksidnom smolom s dodatkom WS 407 fillera na bazi mikrobalona. Nakon umrežavanja, čeone površine sendviča izbrušene su kako bi se dobila što ravnija kontaktna površina, koja se zatim također zalijepila na isti način. Nakon lijepljenja sendviča, sa svake strane nalaminirane su zakrpe kao i na prethodnim uzorcima. Priprema navedenih uzoraka prikazana je na slici 17., a gotovi uzorci prikazani su na slici 18.



Slika 16. Priprema za tip uzorka 1 (drugi i treći gledano s vrha slike) i 2 (treći i četvrti).



Slika 17. Priprema za tip uzorka 3.



Slika 18. Uzorci tip 1 (dva uzorka s lijeve strane) i 2 (dva uzorka s desne strane).



Slika 19. Uzorci tip 3.

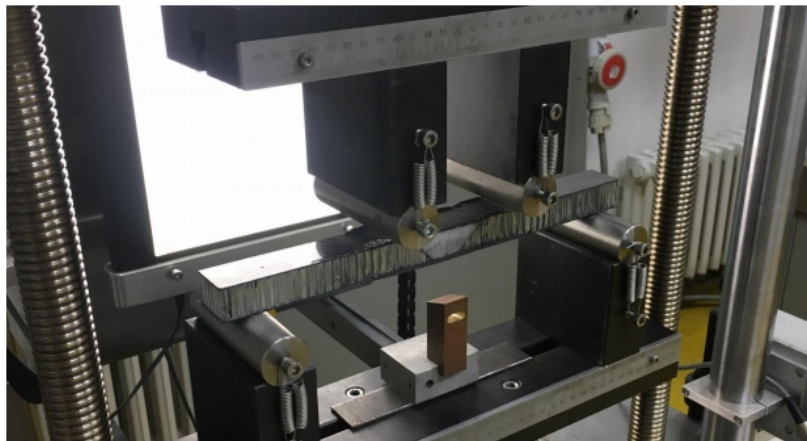
Na Slici 20. vidi se testni postav ispitivanja uzoraka savijanjem u 4 točke. Neki od parametara prilikom ispitivanja bili su:

- Razmak između oslonaca: 280 mm
- Razmak između aplikatora sile: 93 mm
- Promjer oslonaca i aplikatora sile: 30 mm
- Brzina ispitivanja: 3 mm/min

Ispitivanje je provedeno u Laboratoriju za eksperimentalnu mehaniku na FSB-u. Odluka ispitivanja ovim tipom savijanja donesena je jer se u tom slučaju može postići konstantan moment savijanja u srednjem dijelu uzoraka, između dva aplikatora sile, što je povoljnije nego li ispitivanje savijanjem u tri točke, gdje moment savijanja ima vršnu vrijednost upravo na mjestu aplikatora sile. Ispitivanje je provedeno na hidrauličnoj kralici kapaciteta 50 kN te su

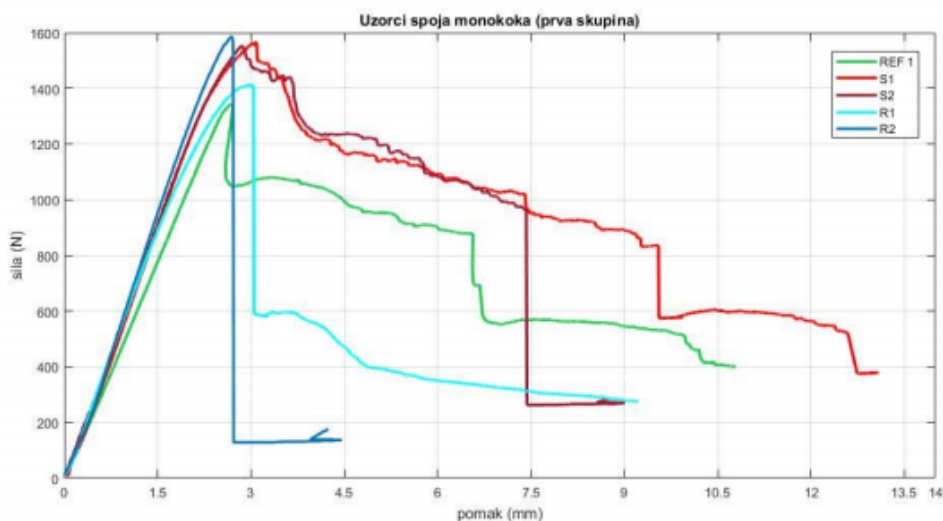
pomaci praćeni pomoću videoekstenzometra. Ovaj način daje puno veću točnost rezultata, pogotovo krutosti, što je dokazano nekoliko puta prema iskustvu profesora i asistenta.

Općenito gledano, spoj monokoka nikad neće biti opterećen ovako lokalno te na čisto savijanje. Spoj će uvijek biti opterećen na više načina odjednom, ali ga se moralo na neki način ispitati. Ispitivanje savijanjem je u ovom slučaju bilo najkorisnije od svih raspoloživih na fakultetu, budući da se mogu vidjeti utjecaji različitih tipova jezgri te njihova povezanost s originalnim sendvičem. Ova tematika dala bi se proučiti puno detaljnije kada bi za to bilo vremena i dovoljno početnog sendviča.

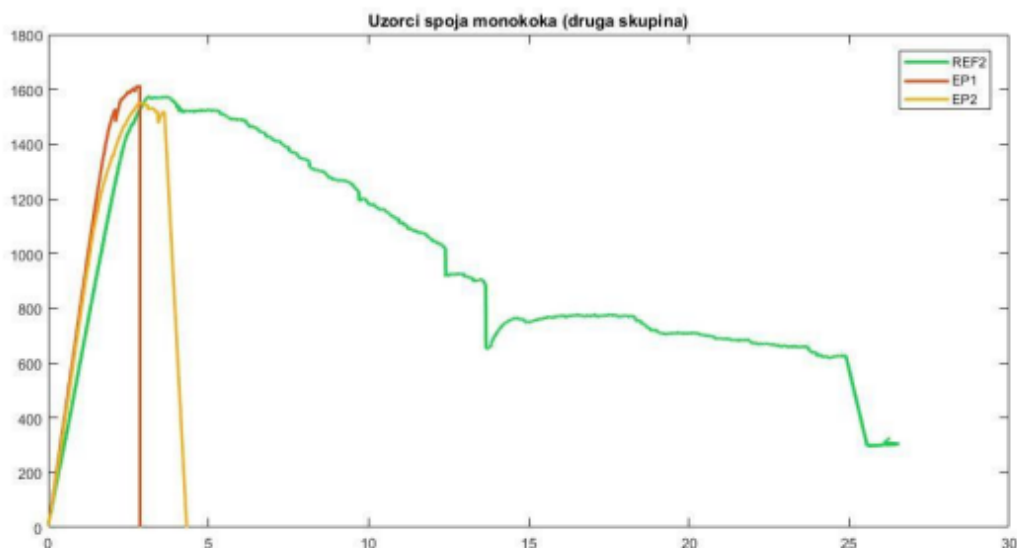


Slika 20. Testni postav ispitivanja uzoraka savijanjem u 4 točke.

Rezultati ispitivanja prikazani su u dijagramima i Tablici 4. U tablici su navedeni uzroci lomova (first failure) te kratki opis daljnjeg razvoja loma i njegovog krajnjeg uzroka.



Slika 21. Pomak ovisan o sili na uzorak (prva skupina).



Slika 22. Pomak ovisan o sili na uzorak (druga skupina).

Tablica 4. Uzroci pucanja uzoraka.

UZORAK	PREKIDNA SILA (N)	OPIS PUKNUĆA
REF 1	1344	Jezgra na tlak (promjer oslonaca ima bitan utjecaj)
S1	1568	Jezgra na smik u smjeru XZ
S2	1554	Jezgra na smik u smjeru XZ
R1	1410	Prijelaz gornje zakrpe
R2	1586	Prijelaz gornje zakrpe
REF 2	1573	Jezgra na smik u smjeru XZ
EP1	1614	Delaminacija donje zakrpe i krhki lom spoja jezgre
EP2	1551	Delaminacija donje zakrpe i krhki lom spoja jezgre

Uzorci s umetnutom jezgrom od aluminijskog saća pokazali su se najboljima u smislu žilavosti i čvrstoće. Uzorci s PMI jezgrom imali su specifičan način pucanja koji je uzrokovan načinom izrade, a ne samim materijalom. U prilog spoju monocoquea umetanjem aluminijskog saća ide i to što su one do određene mjere savitljive te se zbog toga mogu lako koristiti na blago zakrivljenim površinama. Uzorci s lijepljenom jezgrom pokazali su također visoku čvrstoću, ali i krhkost, te zato nisu predviđeni za korištenje na našem monocoqueu. Osim toga, proizvesti dobar lijepljeni spoj polovica monocoquea (tako da se dobiju dvije savršeno ravne površine) nije jednostavan zadatak u odnosu na ostale.

3.1.5. Izrada šasije

„Monocoque“ šasija izrađuje se laminiranjem ugljičnih vlakana i različitih jezgri u predviđenom kalupu, koji se sastoji od lijeve i desne polovice te dva poklopca. Kalup je izrađen od drva, odnosno medijapana koji se lijepio u slojevima te ga se kasnije na obradnom centru obradilo prema CAD modelu. Medijapan je odabran jer njegova cijena nije velika u odnosu na konkurentne materijale za izradu kalupa i jer ima mali toplinski koeficijent širenja, pa se prilikom pečenja sendvič paketa dimenzije kalupa ne mijenjaju značajno. Nakon glodanja kalupa potrebno ga je premazati smolom kako ne bi upio vlagu iz zraka, što i znači dimenzijsku promjenu. (Slika 23.)



Slika 23. Premazivanje kalupa smolom.

Nakon premazivanja smolom potrebno je na kalupu ispraviti sitne greške i nepravilnosti nastale prilikom obrade pomoću dvije vrste „auto kita“ kako bi površina gotovog proizvoda izgledala čim bolje (Slika 24.). Dvokomponenti kit na bazi epoksida koristi se za veće greške i nepravilnosti, dok se za popunjavanje sitnih mikro pora u medijapanu koristi kit u obliku laka koji se nanosi zračnim kistom (Slika 25.). Višak nanesenog kita mora se pobrusiti, kao i cijela površina s čim finijom gradacijom brusnog papira (Slika 26.).



Slika 24. Popravljanje većih površinskih grešaka "auto kitom".



Slika 25. Nanošenje kita u obliku laka na površinu kalupa.



Slika 26. Izgled površine nakon nanošenja kita i finog brušenja.

Nakon što je površinska točnost kalupa zadovoljavajuća, može se početi s postavljanjem preprega u kalup. Prepreg od ugljičnih vlakana jednostavnije je postavljati u kalup od suhog tkanja ugljičnih vlakana jer unaprijed u sebi sadrži infuziju smole, pa se vlakna lakše priljubljuju uz vertikalne površine i komplicirane geometrije. (Slika 27.)



Slika 27. Postavljanje preprega u kalup.

Nakon što se u kalup postavio dovoljan broj slojeva preprega, prije pečenja se u kalup još postavljaju umetci. Kako bi točnost postavljanja umetka na pravu poziciju bila velika, u kalupu su probušene rupe za lokatore svakog specifičnog umetka kao što se može vidjeti na Slici 27. U rupu se postavlja cilindrični lokator na kojeg se postavlja umetak koji u sebi već ima probušenu rupu promjera lokatora. Umetak se lijepi u poziciju u kojoj je postavljen te se lokatori vade iz kalupa. (Slika 28.)



Slika 28. Umetci postavljeni na vanjsku koru sendvič paketa.

Nakon svih navedenih postupaka potrebno je kalup, odnosno prepreg i umetke pripremiti za pečenje. U kalup se stavlja „release film“, „breather“ tkanina te naposljetku vreća za vakumiranje svega navedenog. Prvo se na prepreg postavlja „release film“ kako se tkanina ne bi zalijepila na direktno na prepreg. Tkanina se postavlja kako se vreća za vakumiranje prilikom stvaranja vakuuma ne bi oštetila na oštrim rubovima kalupa (Slika 29). Preko tkanine se stavlja vreća za vakuum koja se hermetički zatvara te se uz pomoć vakuum pumpe izvlači preostali dio zraka ispod vreće.



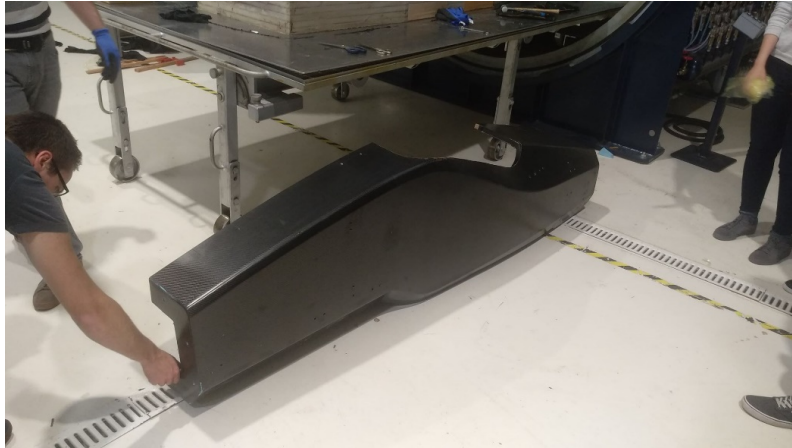
Slika 29. Vakuumiranje vreće.

Kad je utvrđeno da vreća nigdje ne propušta slijedi pečenje u autoklav pećnici. Autoklav pećnica je cilindrična metalna posude čvrstih stijenki, koja se hermetički zatvara, a povezana je s tlakomjerom, termometrom i uređajem za zagrijavanje. Kalup se peče određeno vrijeme pri visokoj temperaturi i pod visokim tlakom. Nakon pečenja slijedi postavljanje aluminijskih i PMI jezgri na ispečenu vanjsku koru. (Slika 30.)



Slika 30. Postavljanje jezgri na vanjsku koru sendvič paketa.

Kako se jezgre ne bi pomicala, na vanjsku koru te između samih jezgri se postavlja adhezivni film. Adhezivni film je ljepilo na bazi smole koje pri visokoj temperaturi ekspandira i do 300% te spaja jezgru s korom i ostalim jezgrama u dodiru s njom. Kad su sve jezgre postavljene, preko njih se opet postavlja nekoliko slojeva preprega. Nakon toga se ponavlja isti postupak vakumiranja i pečenja koji je prethodno opisan. Završetkom tog procesa dobivamo gotovu polovicu. (Slike 31. i 32.)



Slika 31. Ispečena lijeva polovica monocoque šasije.



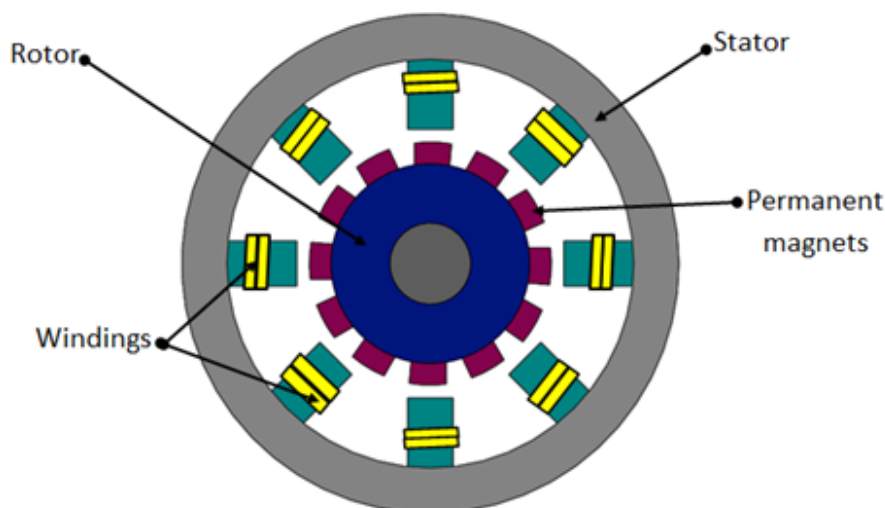
Slika 32. Unutrašnjost lijeve polovice monocoque šasije.

Isti se postupak ponavlja i za drugu polovicu šasije. Nakon ispečene druge polovice, lijeva i desna polovica kalupa se spajaju. Unutar polovica kalupa nalaze se ispečene polovice monocoque šasije. U toj poziciji polovice se spajaju po rubovima pomoću prepreg vlakana i aluminijske jezgre. Vrsta i način izrade spoja prethodno su ispitani kako bi se osiguralo da se polovice pri velikim opterećenjima neće odvojiti jedna od druge, kao što je spomenuto ranije.

3.2. Pogon

3.2.1. Električni motor

Električni motori su strojevi koji pretvaraju električnu energiju u mehaničku. Svoju praktičnost, pouzdanost i upravljivost već su pokazali, primjerice u području robotike i automatike. Njihov brzi odziv, mala inercija i veliki moment omogućuju strojevima brz rad i nagle promjene brzine što vodi većoj produktivnosti. Također, visoke razine korisnosti ovih strojeva, do čak 96 %, i mogućnosti direktnog napajanja iz obnovljivih izvora energije još su jedna prednost. Zbog velike gustoće snage zauzimaju vrlo malo prostora te su pogodni za ugradnju u razne sustave, procese i postrojenja. Električni motori bez četkica, koji su sve češći u upotrebi, ne iskre, te su pogodni i za rad u eksplozivnim uvjetima. S obzirom na to da imaju samo jedan pokretni dio, a to je rotor, zanemare li se dva klasična kuglična ili valjkasta ležaja, zahtijevaju jako malo održavanja, a također ne zahtijevaju nikakav dodatan sustav podmazivanja. Kod dodatnog povećavanja gustoće snage pojavljuju se sustavi vodenog hlađenja motora. Kanali za hlađenje nisu kompleksni kao kod motora s unutarnjim izgaranjem, već se radi o jednostavnom protoku vode kroz plašt kućišta motora, koje je najčešće valjak. Vanjski plašt sastoji se od kućišta motora s glodanim kanalima i cilindričnog poklopca, što omogućuje jednostavnu proizvodnju i montažu. Elektromotor korišten u bolidu bit će tipa PMSM (Permanent Magnet Synchronous Motor – eng. sinkroni motor s permanentnim magnetima) (Slika 33.). Ovi motori nemaju klasičan komutator na principu lamela i četkica, kao DC motori, već se za izmjenu napona po fazama motora brine učinski pretvarač koji ima veću korisnost od klasičnog komutatora.



Slika 33. Pojednostavljeni prikaz sinkronog motora.

Pri izboru motora nije bilo mnogo nedoumica budući da je tvrtka Alta Motors bila voljna isporučiti motor TM-40 (Slika 34.) traženih karakteristika (Tablica 5.) po simboličnoj cijeni dok su ostali dobavljači poput EMRAX-a, Bosch-Rexroth-a i HSTec-a imali previsoku potražnju koju nije bilo moguće ispuniti. Alta Motors tvrtka je iz Sjedinjenih Američkih Država osnovana 2010. godine koja proizvodi serije električnih motocikala za Motocross i Supermoto.



Slika 34. Sinkroni motor tvrtke Alta Motors.

Tablica 5. Tehnički podaci motora TM-40.

Maksimalni napon napajanja	450 V DC
Vršna struja	180 A RMS
Vršna snaga	43 kW
Vršni moment	50 Nm
Maksimalna brzina vrtnje	14000 min ⁻¹
Masa	6,8 kg
Dimenzije (φ x L)	130 x 217 mm
Senzor temperature namotaja	da
Maksimalna temperatura namotaja	150 °C
Mjerenje brzine i položaja	Inkrementalni enkoder

Povoljna značajka odabranog motora je mala masa koja zauzvrat nudi visoke performanse uz veliku gustoću snage. Sa svojim specifikacijama izrazito je prikladan za pogonske aplikacije za mala vozila kao što je bolid FSB Racing Team-a. Također još jedna povoljna činjenica je ta da odabrani učinski pretvarač provjereno funkcionira s odabranim motorima, što bi trebalo olakšati puštanje cjelokupnog pogonskog sustava u rad i lako otklanjanje većine poteškoća ako se pojave u nepravilnom radu elektromotora.

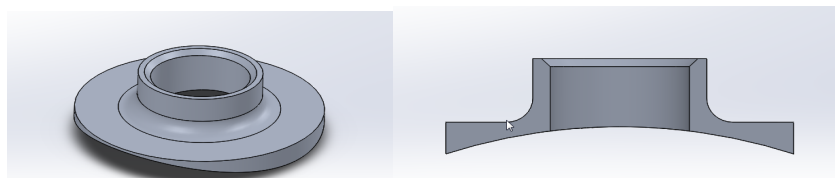
Jedina komponenta sklopa motora koju je potrebno prilagoditi je već ranije spomenuti oklop kućišta motora. Osim omogućavanja strujanja rashladne tekućine oko kućišta motora kako bi hladio namotaje on također štiti i brtvi stražnju stranu motora gdje se nalaze izvodi za napajanje i inkrementalni enkoder. Oklop motora sastoji se od plašta motora, kape motora te sitnih elemenata poput uvodnica, vijaka i brtvi.

S obzirom na to da radna temperatura namotaja motora može doseći temperaturu do 150 °C potrebno je odabrati materijal koji može podnijeti tolike temperature uz zahtjev da je čitav sklop što lakši i jednostavniji za izradu. Prvotna ideja bila je čitav sklop izraditi metodom PolyJet trodimenzionalnog ispisa, no pokazalo se da materijali koji su na raspolaganju imaju maksimalnu radnu temperaturu do 90 °C, što ne odgovara zahtjevima eksploatacije.

Iduća ideja bila je korištenje aluminijskog oklopa koji bi se izrađivanjem kružnim savijanjem i zavarivanjem iz aluminijskog lima ili tokarenjem iz debelostjene aluminijske cijevi. Prva opcija je eliminirana iz razloga što je nemoguće na taj način postići potrebnu kružnost unutarnje stijenke kako bi se osiguralo odgovarajuće brtvljenje. Druga opcija odbijena je jer debelostjena cijev potrebnih dimenzija nije standardna te bi ju bilo izrazito teško ili čak nemoguće nabaviti.

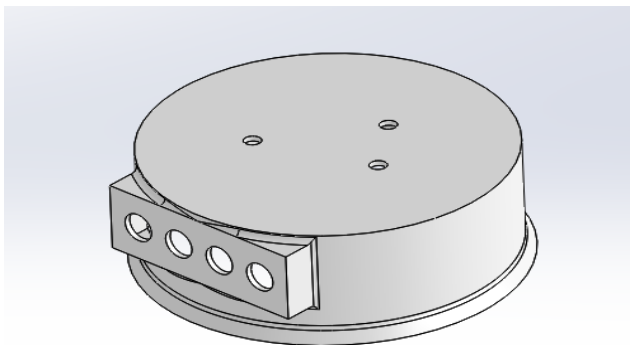
Nakon ponovnog razmatranja, odlučeno je da će se toplinski najopterećenija komponenta sustava, plašt motora, izraditi od ugljičnih vlakana, a toplinski manje opterećena kapa motora postupkom PolyJet. Pronađena je specijalna visokotemperaturna smola koja može izdržati radne temperature u eksploataciji.

Priključci cijevi za vodu (Slika 35.) bit će izrađeni od aluminijske cijevi te naknadno zalijepljeni na plašt motora. Tako je olakšana izrada i samih priključaka i plašta motora.



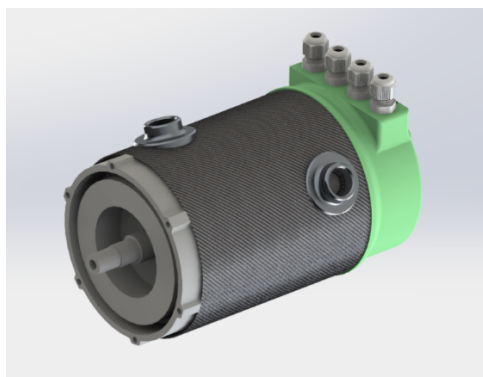
Slika 35. Priključak cijevi za vodu.

S obzirom na to da je kapa motora najmanje toplinski opterećena, ona će biti izrađena postupkom PolyJet od materijala RGD5160-DM, radi se o Stratasys-ovom materijalu predviđenom za rad na povišenim temperaturama (Slika 36.). Vrijednost HDT-a nakon toplinske obrade mu je 92 - 95 °C. Razlog ovog izbora je maksimalno olakšana tehnologija izrade relativno komplicirane geometrije, a istovremeno je omogućena vrlo mala masa komponente od samo 62 grama.



Slika 36. Kapa motora s provrtima za vijke i uvodnice.

Kompletna masa čitavog sklopa je 7008 grama, od čega na motor otpada 6800 grama (Slika 37.). Iz toga je vidljivo da je kao posljedica primjene polimernih i kompozitnih materijala masa čitavog sklopa malena.



Slika 37. Sklop TM-40 motora.

3.2.2. Učinski pretvarač

Jednofazni, trofazni i višefazni izmjenični motori (sinkroni i asinkroni) za svoj rad zahtijevaju rotirajuće armaturno magnetsko polje stvoreno isključivo izmjeničnom strujom. U namjeri iskorištavanja izmjeničnih motora u kompleksnim primjenama poput električnih vozila postoji zahtjev za jednostavnim upravljanjem njihovim položajem, brzinom vrtnje, momentom, ali i strujom i naponom izvora kojim se oni napajaju, u svrhu postizanja željene dinamike i ostalih

specifičnih zahtjeva (zahtjevi na brzinu promjene napona, valni oblik struje izvora, stupanj korisnosti, inducirane elektromagnetske smetnje itd.). Kako bi se ostvarili navedeni zahtjevi potrebno je koristiti adekvatan učinski pretvarač. Ovisno o vrsti izvora energije kojom se opskrbljuje elektromotor, učinski pretvarač može biti frekvencijski pretvarač (neizravni izmjenjivač), koji energiju izmjeničnog izvora prenosi u elektromotor, omogućujući promjenu valnog oblika, iznosa i frekvencije napona i struje, ili izmjenjivač, koji energiju istosmjernog izvora prenosi u elektromotor pritom dajući na svom izlazu izmjenični napon i struju promjenjivog valnog oblika, iznosa i frekvencije. Zamišljeno je koristiti učinski pogonski pretvarač za primjenu u električnom bolidu FSB Racing Teama. Takvo električno vozilo napaja se iz vlastitog elektrokemijskog izvora istosmjernog napona, odnosno baterije, te stoga pogonski pretvarač mora omogućiti pretvaranje istosmjernog napona baterije u izmjenični napon potreban za napajanje elektromotora, što ga čini izmjenjivačem.

U ovom prvom električnom bolidu FSB Racing Teama odlučeno je da će se koristiti učinski pretvarač koji trenutno postoji na tržištu za komercijalnu upotrebu zbog nedostatka vremena i resursa za razvoj i izradu vlastitog. Učinski pretvarači koji su korišteni su MC-40 (Slika 38) čiji je proizvođač hrvatska tvrtka Cogntitio elektronika. Odluka za korištenje spomenutih pretvarača donesena je vrlo lako. Odabrani su zbog njihove provjerene kompatibilnosti s odabranim pogonskim motorima, nabavne cijene i odlične podrške proizvođača.

Odabrani pretvarač razvijen je kako bi dosegao visoke zahtjeve za performansama i sigurnošću koje zahtijevaju električna vozila i alatni strojevi. Sposoban je pogoniti trofazne izmjenične asinkrone motore i motore s permanentnim magnetima. Izbor dvije razine snage omogućuje maksimalnu izlaznu snagu za dani ulazni napon napajanja. Dane specifikacije (Tablica 6) su za osnovni model pretvarača.

Ostale specifikacije koje karakteriziraju ovaj pretvarač:

- Projektiran za ISO 26262 sukladnost
- Redundantni A/D pretvarač za analogne signale
- Redundantni DSP s dvije jezgre
- Napredna samozaštita
- Samodijagnostika
- Elektronički sklop za prekostrujnu zaštitu
- Programabilna amplituda rezolvera
- 2-kanalni CAN-bus



Slika 38. Učinski pretvarač MC-40.

Povoljna činjenica je ta da osnovni model može biti modificiran po zahtjevima naručitelja. Raspon modifikacija uključuje fizički oblik, električnu funkcionalnost i softver. Budući da je osnovna verzija pretvarača namijenjena za industrijsku primjenu i relativno su teški, nekoliko je izmjena moralo biti obavljeno kako bi se reducirala ukupna masa.

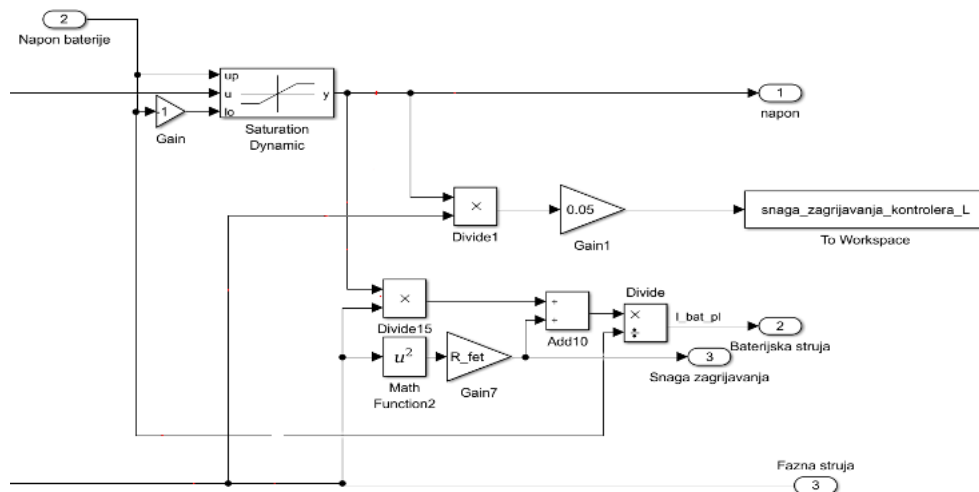
Tablica 6. Specifikacije učinskog pretvarača MC-40.

Električne specifikacije	
Napajanje	370 DC maks. ili 750 DC maks.
Struja	180 A RMS maks. (370 DC) ili 90 A RMS maks. (750 DC)
Kontinuirana snaga	40 kW (ovisno o hlađenju)
Vršna snaga	55 kW (ovisno o hlađenju)
Frekvencija sklapanja učinskih sklopki	16 kHz maks.
Dimenzije/integracija	
Masa	5,3 kg
Dimenzije (D x Š x V)	140 x 320 x 82,5 mm
Napajanje logike	12 V ili 24 V

Površinski presjek ulaznog HV vodiča	25 mm ²
Komunikacija	2x CAN, RS-485 i I/O proširenje
Termalne specifikacije	
Rashladni medij	50/50 voda/etilen-glikol
Protok rashladnog medija	4 do 8 l/min
Unutarnji promjer cijevi rashladnog sustava	9,5 mm (3/8")
Temperatura rashladnog medija	-40 °C do +85 °C
Temperatura radnog okoliša	-40 °C do +85 °C
Pad tlaka rashladnog medija	0,11 bara na 4/l min
Maksimalni pad tlaka rashladnog medija	2,5 bara

Budući da iz visokonaponskog napajanja dolazi samo jedan istosmjerni ulaz, bilo je potrebno prepakirati pretvarače oba motora u isto metalno kućište. Glavni nedostatak osnovne verzije pretvarača je njihovo hlađenje. Budući da su pretvarači industrijski, masa nije toliko bitna proizvođaču te je hlađenje radi sigurnosti moglo biti predimenzionirano. Dakle, glavni cilj bio je redizajn rashladnog sustava s fokusom na minimiziranje mase bloka hladnjaka, uz ograničenje temperature površine na kojoj se nalaze učinske sklopke, koja iznosi 100 °C.

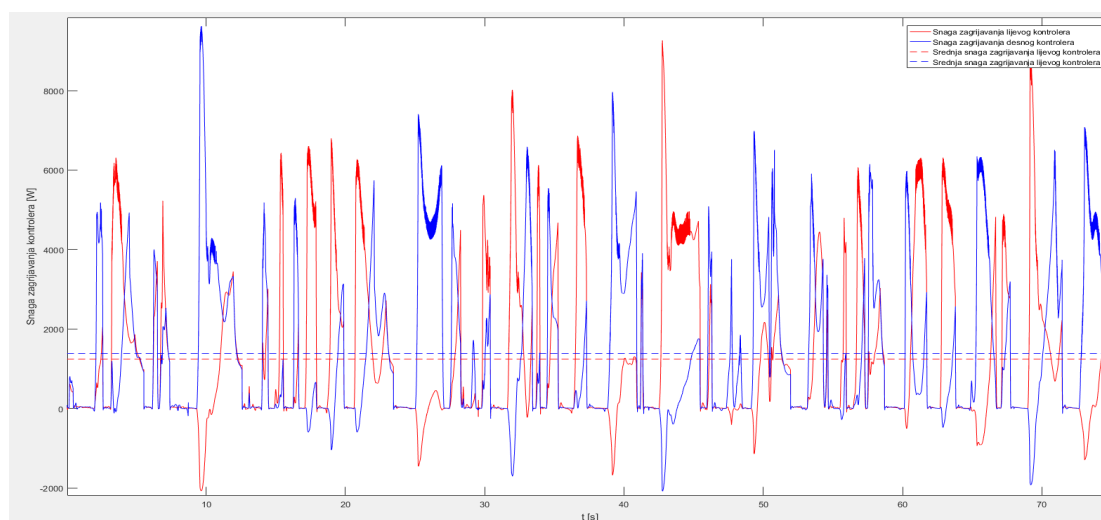
Kako bi se hladnjak mogao pravilno projektirati, a kasnije i simulacijski provjeriti, potrebno je procijeniti potrebnu snagu hlađenja pretvarača. To je izvedeno tako da se nadopunio postojeći Simulink model dinamike vozila (Slika 39.) u kojem je izrađen detaljan model pogona. Po podacima dobivenim iz tvrtke Cognitio elektronika, snaga zagrijavanja jednog pretvarača iznosi 5 % od maksimalne snage jednog motora.



Slika 39. Model zagrijavanja jednog motora u Simulink-u.

Isti model napravio se za oba pretvarača kako bi se dobila snaga zagrijavanja oba pretvarača. Simulink model se nalazi unutar simulacijskog paketa CarSim u kojemu su prisutne longitudinalna, lateralna i vertikalna dinamika vozila. Nakon odrađenih simulacija, izlaz snage zagrijavanja se sprema u MATLAB-ov radni prostor i onda se izvršava prikaz rezultata.

Kao što se može primijetiti na Slici 40, srednja snaga zagrijavanja lijevog pretvarača iznosi oko 1,25 kW, dok snaga zagrijavanja desnog pretvarača iznosi oko 1,4 kW. Tolika razlika u snagama zagrijavanja može se pripisati činjenici da staza na kojoj je odvezen ciklus jednog kruga ima smjer kretanja u smjeru kazaljke na satu.

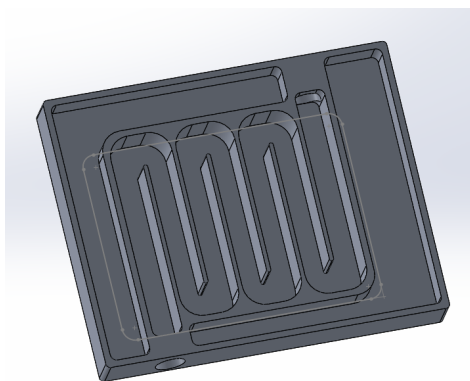


Slika 40. Trenutna snaga zagrijavanja oba pretvarača i srednja snaga.

Nakon što su dobivene potrebne ulazne vrijednosti za projektiranje hladnjaka pretvarača, bilo je potrebno osmisliti koncept hladnjaka pretvarača. Zatim je iz tog koncepta bilo potrebno

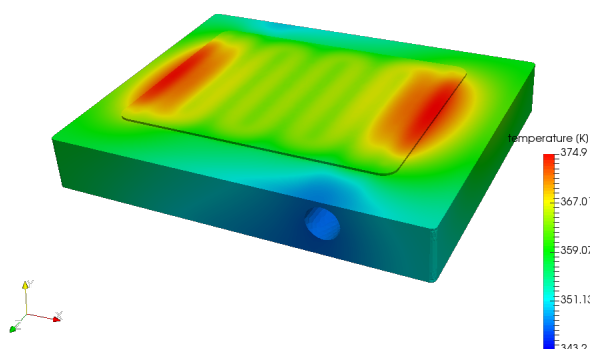
izraditi inicijalni CAD model te taj model testirati dobivenim ulaznim podacima o snazi zagrijavanja. Nakon toga, ako je došlo do neravnomjernog zagrijavanja, potrebno je iterirati prilagodbu CAD modela dok se ne dobiju zadovoljavajući rezultati ili potpuno promijeniti koncept.

Nakon što je izrađen inicijalni model hladnjaka pretvarača, prikazan na Slici 41, bilo je potrebno podvrgnuti ga zagrijavanju snagom od 1400 W s gornje strane dok je donja površina bila zatvorena, a kroz kanale strujala voda. U SimScale simulacijskom softveru učitani je model hladnjaka gdje je podvrgnut rubnim uvjetima (koeficijent prijelaza topline, početna temperatura krutog tijela, materijal i temperatura vode).



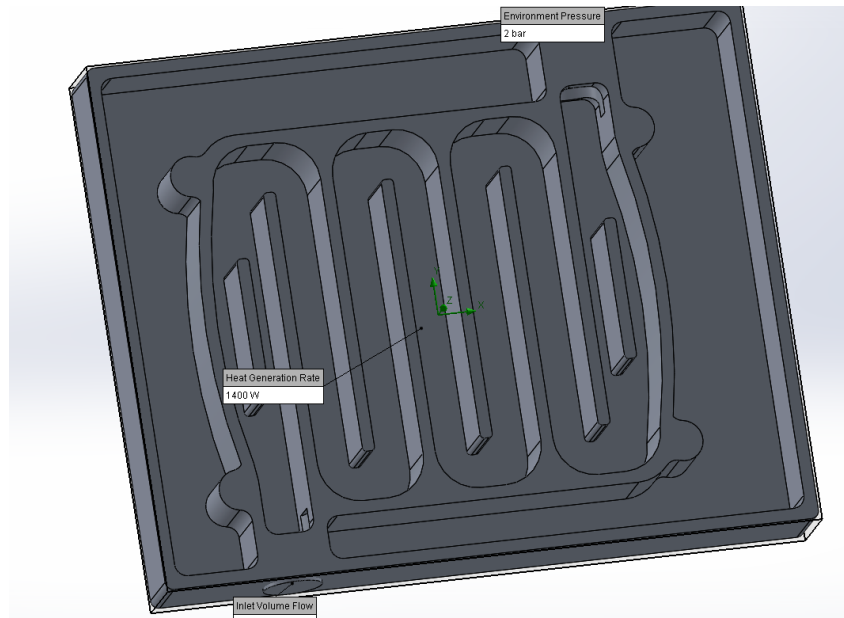
Slika 41. Inicijalni CAD model hladnjaka pretvarača.

Nakon što je provedena simulacija s analitički izračunatim početnim veličinama, na Slici 42. može se vidjeti da postoji velika koncentracija zagrijavanja na krajevima površine zagrijavanja jer je s druge strane površine zrak, a ne voda. Također se može vidjeti da na sredini zagrijane površine dolazi do velikog prijenosa topline preko „peraja“ koje su u dodiru s vodom primarno zbog činjenice jer su pretanke i ne mogu prenijeti toliko topline zbog prebrzog hlađenja.



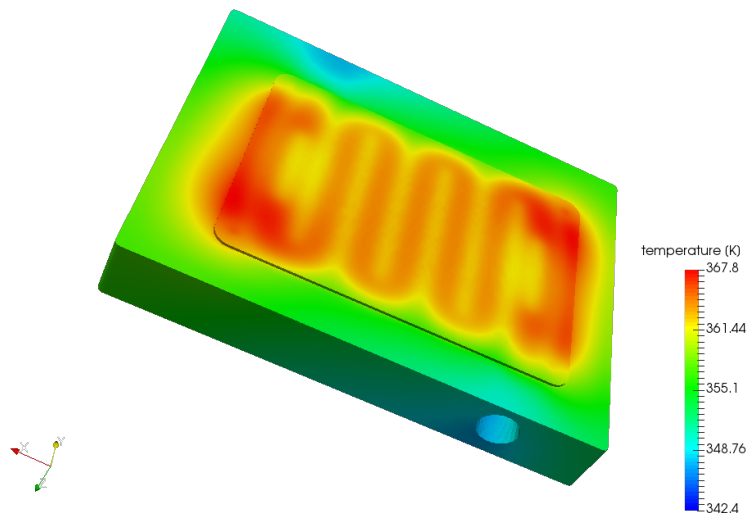
Slika 42. Rezultati simulacije zagrijavanja hladnjaka pretvarača - prva iteracija.

Nakon što su zamijećeni nedostaci napravljena je sljedeća iteracija CAD modela prikazana na Slici 43. Kao što se vidi na slici, u tom modelu proširene su krajnje stranice, dodane još dvije kraće „peraje“ te su debljine svih peraja povećane na 3 mm zbog lakše izrade i boljeg provođenja topline.



Slika 43. CAD model hladnjaka pretvarača - druga iteracija.

Nakon što se ovaj model unio u SimScale dobiven je profil zagrijavanja prikazan na Slici 44.



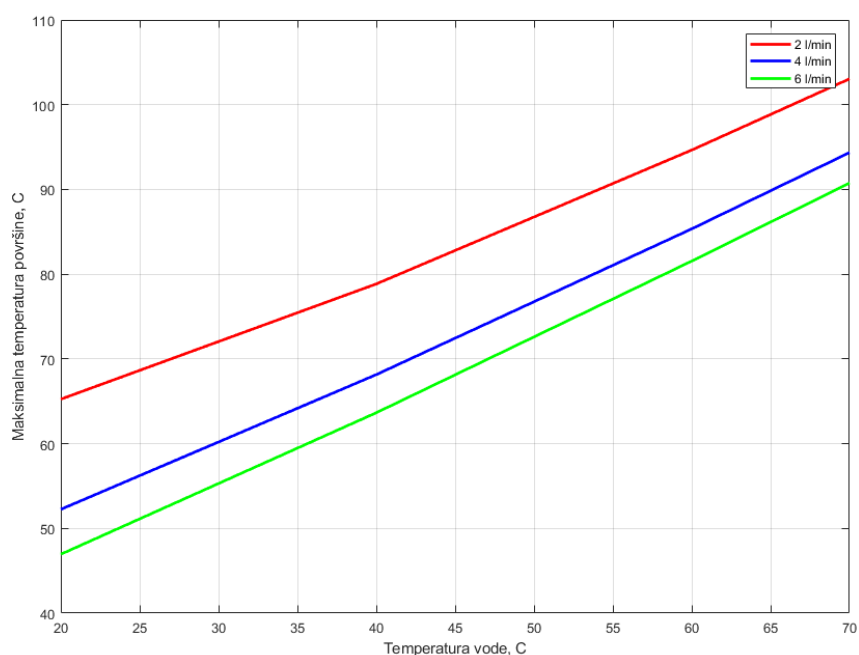
Slika 44. Rezultati simulacije zagrijavanja hladnjaka pretvarača - druga iteracija.

Kao što je vidljivo na slici, zagrijavanje je dosta ravnomjernije te je maksimalna temperatura površine gotovo 7 °C manja za identične početne uvjete.

Kad je dobiven korektan CAD model, pristupilo se izmjenjivanju početnih uvjeta, odnosno koreliranju ulazne temperature vode i protoka vode s promjenom temperature površine. Koeficijent prijelaza topline i brzine vode računao se modelom vodoravne cijevi. Vrijednosti maksimalne temperature površine u ovisnosti o ulaznom protoku i temperaturi vode tablično su prikazane u Tablici 7., a grafički na Slici 45.

Tablica 7. Maksimalna temperatura površine u ovisnosti o ulaznom protoku i temperaturi vode – FEM analiza.

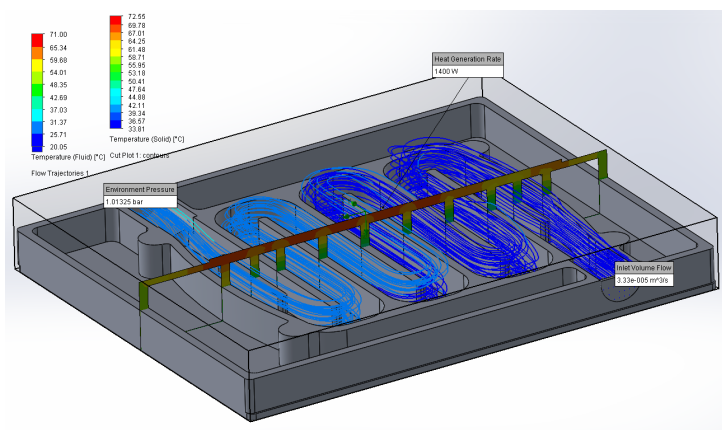
Ulazni protok\Temp. vode	20 °C	40 °C	60 °C	70 °C
2 l/min	65,25 °C	78,85 °C	94,65 °C	103,05 °C
4 l/min	52,25 °C	68,15 °C	85,35 °C	94,35 °C
6 l/min	46,95 °C	63,65 °C	81,55 °C	90,75 °C



Slika 45. Maksimalna temperatura površine u ovisnosti o ulaznom protoku i temperaturi vode.

Budući da su se ove simulacije izvodile u SimScale-u, postoje određene netočnosti jer je to bila FEM analiza. Odnosno, bilo je potrebno unijeti koeficijent prijenosa topline koji se morao

analitički izračunati po nekom modelu, što je također unosilo neke netočnosti. Nadalje, taj koeficijent prijelaza bio je modeliran na svim površinama koje mogu biti u dodiru s vodom, a u stvarnosti to može biti drugačije, zbog toka vode ne moraju sve površine biti u dodiru s vodom, a samim time neće imati jednaku sposobnost provođenja topline. Iz tih razloga provedena je analiza u SOLIDWORKS Flow okruženju koje je CFD alat. Tu je bilo potrebno zadati snagu i površinu zagrijavanja, ulazni protok te materijal i izlazni tlak. Rezultati simulacije prikazani su na Slici 46.

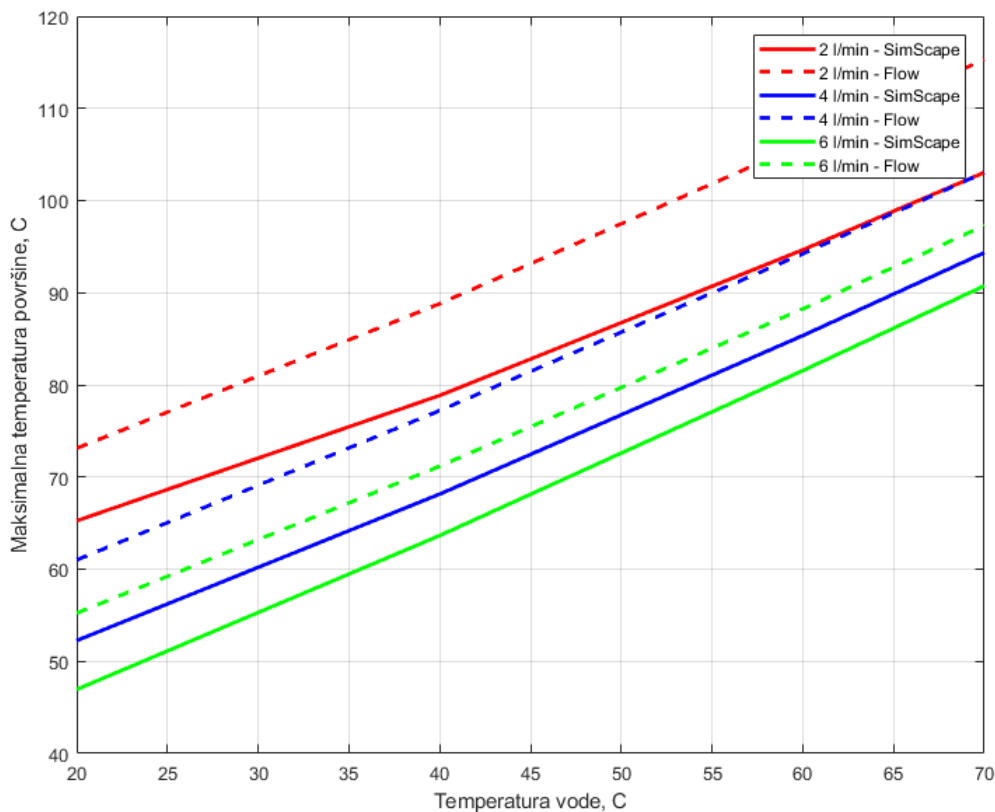


Slika 46. Rezultati simulacijske zagrijavanja hladnjaka pretvarača – treća iteracija.

Kao što se moglo i pretpostaviti iznosi zagrijavanja su veći u CFD simulaciji jer realnije prikazuje hlađenje vodom i potrebni su veći protoci vode za adekvatnije hlađenje. Dobiveni rezultati tablično su prikazani u Tablici 8., a grafički na Slici 47.

Tablica 8. Maksimalna temperatura površine u ovisnosti o ulaznom protoku i temperaturi vode – CFD analiza.

Ulazni protok\Temp. vode	20 °C	40 °C	60 °C	70 °C
2 l/min	73,12 °C	88,81 °C	106,16 °C	115,33 °C
4 l/min	61,00 °C	77,21 °C	94,23 °C	103,05 °C
6 l/min	55,23 °C	71,18 °C	88,25 °C	97,29 °C

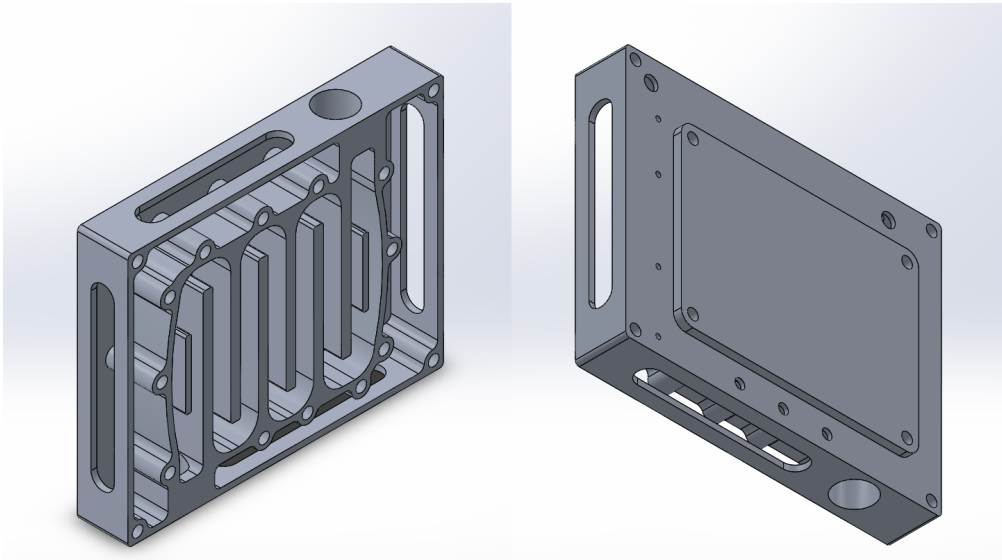


Slika 47. Usporedba zagrijavanja u SimScale-u (FEM) i Solidworks-u (CFD).

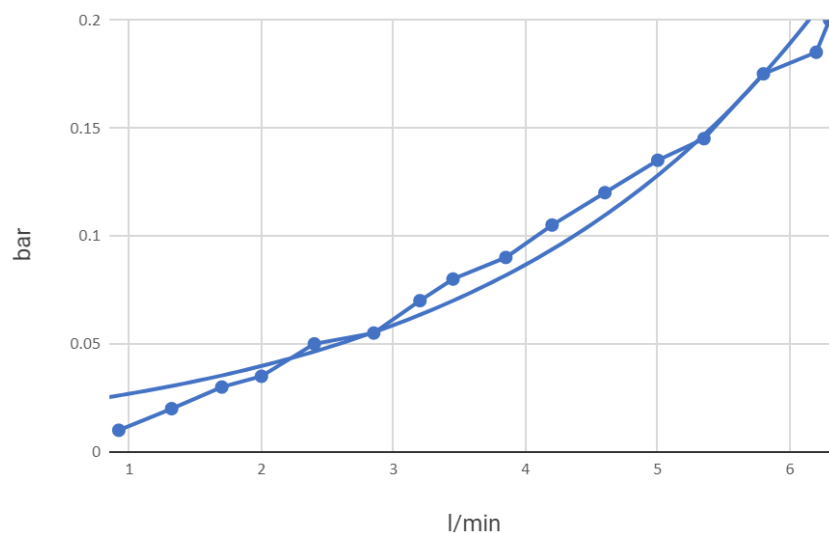
Kao što se moglo i pretpostaviti iznosi zagrijavanja veći su prilikom CFD simulacije jer realnije prikazuje hlađenje vodom i potrebni su veći protoci vode za adekvatnije hlađenje. No, rezultati su unatoč tome zadovoljavajući ako se primjenjuje protok vode od 6 l/min za sve temperature vode.

Nakon što su simulacije ocijenjene zadovoljavajućim, moglo se pristupiti tehnološkom dovršavanju modela hladnjaka na kojem su napravljene preostale radnje te se tako došlo do konačnog modela koji je spreman za ugradnju. (Slika 48.)

Nakon što je izrađen hladnjak, na njemu se vršila eksperimentalna provjera pada tlaka u ovisnosti o protoku vode. (Slika 49.) Pad tlaka na izrađenom hladnjaku otprilike je jednak kao i slučaj za originalni hladnjak te je bio korišten kao ulazni podatak za dimenzioniranje rashladnog sustava.

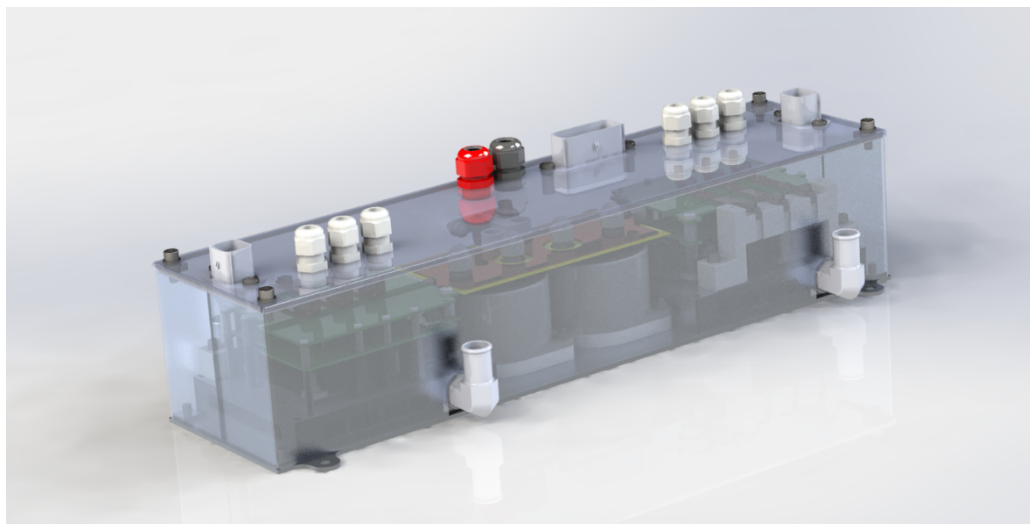


Slika 48. Konačan model hladnjaka.



Slika 49. Eksperimentalna provjera pada tlaka na hladnjaku pretvarača u ovisnosti o protoku vode.

Nakon što je hladnjak izrađen bilo je potrebno napraviti CAD model kućišta pretvarača (Slika 50.). CAD model koji je dobiven nakon mnogo iteracija lakši je od originalnog skupa invertera za 2,8 kg, odnosno težak je 7,8 kg uz činjenicu da je cijeli put visokog napona osiguran mehanizmima pozitivnog odvrtnja, čega nema u originalnom pretvaraču, a to je bio jedan od zahtjeva pravilnika natjecanja. Također, na prerađenom kućištu nalaze se metalne uvodnice koje omogućuju uzemljenje visokonaponskog kabela.



Slika 50. Konačni model pretvarača (uz transparentni prikaz stranica).

3.2.3. Baterija

Baterija je glavni izvor energije vozila. Baterijske ćelije pohranjuju energiju u obliku kemijske energije, koja se pretvara u električnu energiju koja se koristi za napajanje motora i svih sustava unutar vozila. U nastavku se navode dostupne tehnološke izvedbe baterijskih ćelija, argumentira odabir ćelija, pozicija cijelog baterijskog paketa, potrebni kapacitet baterije i dizajn baterijskog paketa.

3.2.3.1. Baterijski paket

Baterijski paket sačinjen je od baterijskih ćelija, potrebnih spojnih elemenata između ćelija i kućišta. Cilj baterijskog paketa je da baterijske ćelije spoji u cjelinu.

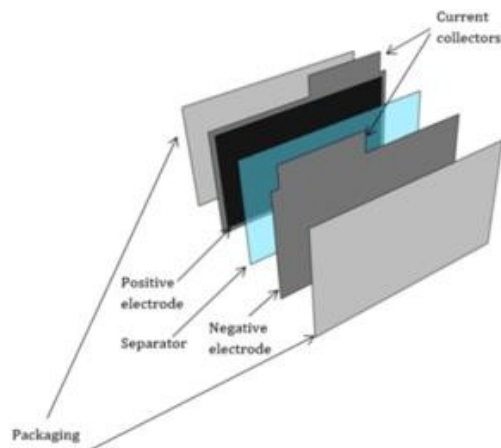
3.2.3.1.1. Vrste ćelija

Postoje dvije glavne vrste ćelija koje se koriste: *Pouch* ćelije prikazane na slikama 51. i 52.



Slika 51. Melasta ćelija.

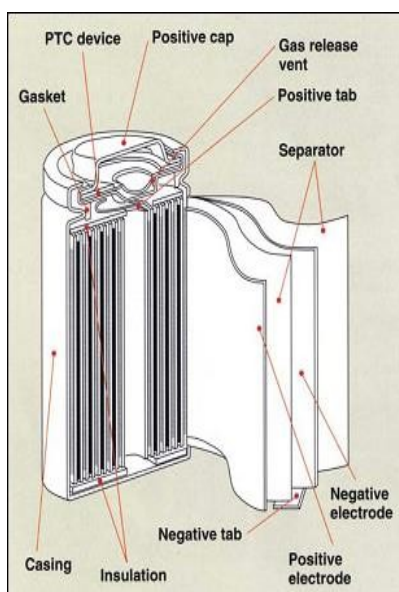
Te cilindrične ćelije, nazivaju se 18650 ($\varnothing 18$ mm promjer, 65 mm duljina). U *pouch* ćelijama elektrode leže paralelno jedna drugoj na istoj ravnini tvoreći tako pravokutni oblik gdje su terminali na istom rubu ćelije. *Pouch* ćelije imaju „mekano“ kućište te moraju biti pritisnute silom izvana kako bi djelovale u svom idealnom rasponu performansi. Isto tako, mekano kućište predstavlja opasnost, jer je mnogo lakše probiti kroz ćeliju te izazvati kratki spoj koji može



Slika 52. Sastav *pouch* ćelije.

rezultirati naglim ispuštanjem energije – najčešće zapaljenjem.

Cilindrične ćelije imaju elektrode zamotane u aluminijski cilindar te terminale na suprotnim krajevima ćelije. Aluminijski cilindar osigurava potreban pritisak na elektrode unutar ćelije te samim time nema potrebe za vanjskim pritiskom za optimalne performanse. Istovremeno, zbog aluminijskog kućišta 18650 ćelije mnogo su robusnije i otpornije na vanjske udarce nego *pouch* ćelije. (Slike 53.)



Slika 53. Sastav 18650 cilindrične ćelije (lijevo), cilindrična ćelija (desno).

Razlika u energiji između tih dvaju različitih tipova ćelija je u načinu na koji proizvođači definiraju energiju ćelije. Za pouch ćelije, kapacitet se definira za 10 C pražnjenje, dok se za cilindrične 18650 ćelije kapacitet definira na 1C pražnjenju. Zbog toga, iako 18650 ćelija po proizvođačevim podacima ima deklariranu energiju, to ne vrijedi ako se ćelija prazni brže od deklariranih 1 C. „C pražnjenje“ – pojam je koji se koristi za opisivanje brzine punjenja ili pražnjenja ćelije. Na primjer, ćelije mogu imati jednaku energiju od 10,8 Wh, jednak nazivni napon od 3,6 V te kapacitet od 3 Ah, ali ako imaju različit koeficijent C pražnjenja – prva ima 1 C, a druga 10 C, ne može se istom strujom opteretiti te ćelije.

Za 1 C ćeliju:

$$I_{max} = C \cdot [Ah] = 1 \cdot 3 = 3 A \quad (1)$$

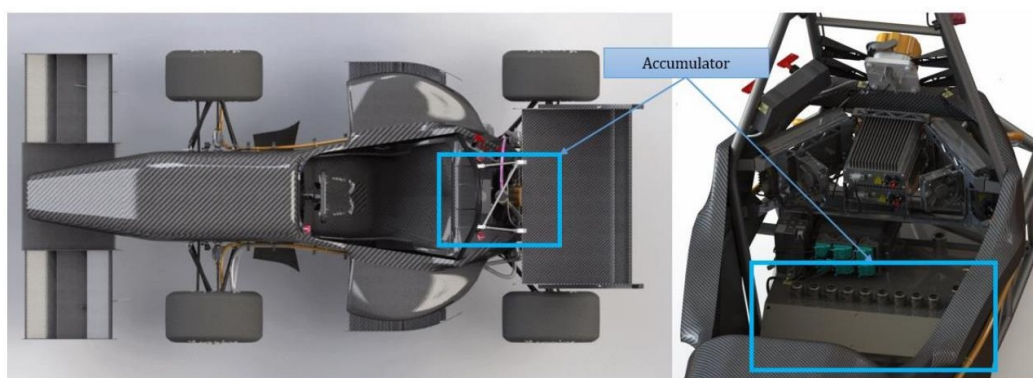
Za 2 C ćeliju:

$$I_{max2} = C \cdot [Ah] = 10 \cdot 3 = 30 A \quad (2)$$

Generalno, *pouch* ćelije imaju veći koeficijent C nego cilindrične ćelije pa ih se zbog toga može prazniti s većom strujom što je jedna od prednosti te ćelije. [4]

3.2.3.1.2. Pozicija baterijskog paketa

Baterijski paket postavljen je centralno iza vozača kao što je prikazano na Slici 54.



Slika 54. Pozicija baterijskog paketa.

Druga mogućnost bila je da se baterijski paket razdvoji na dva dijela i postavi pokraj vozača što bi bilo povoljnije zbog boljeg rasporeda mase. Međutim, to ima mnogo više nedostataka kao što su povećana masa zbog dvostrukih sustava za svaki segment baterije (npr. kućišta, dvostruki broj konektora, ožičenje...) i veći polarni moment inercije oko vertikalne osi jer se masa baterije nalazi na većem kraku nego kod centralno postavljene baterije i to rezultira tromijem ponašanjem bolida.

3.2.3.1.3. Ciljevi

Za početak bilo je potrebno odrediti ciljeve koji će se odnositi na baterijski paket. (Tablica 9.)

Tablica 9. Ciljevi baterijskog paketa.

Funkcionalnost	Mehanička svojstva	Električna svojstva
<ul style="list-style-type: none"> • Mogućnost vađenja baterijskog paketa kroz donji dio šasije • Što niže težište • Jednodijelni baterijski paket • Integrirani sustav hlađenja baterijskog paketa 	<ul style="list-style-type: none"> • Masa ispod 50 kg • Kompozitno kućište baterijskog paketa • Što bolja iskoristivost dostupnih tehnologija povezivanja ćelija – microTIG • Izolacija između baterijskih segmenata sa UL94V-0 materijalom • Kućište mora zadovoljavati ekvivalent od 0,9 mm čelika 	<ul style="list-style-type: none"> • Iskoristivi kapacitet od 6 – 7 kWh • Maksimalna snaga 80 kW • Maksimalni napon do 600V

3.2.3.2. Potrebna količina energije

Do potrebne količine energije došlo se korištenjem softvera za simulaciju dinamike vozila njemačke firme IPG naziva CarMaker. Simulacije dinamike vozila imaju veliko područje primjene: ulazni podaci za razvoj ovjesa, pogona, baterijskog paketa, aerodinamike, sustava upravljanja itd. [20]

U nastavku opisivat će se korištenje CarMakera u svrhu dobivanja potrebnog kapaciteta baterije.

3.2.3.2.1. CarMaker – Modeliranje bolida

Modeliranje bolida vrši se tako da se za svaki sustav bolida unose karakteristike te podaci koji opisuju taj sustav. Popis glavnih sustava u programskom okruženju CarMaker. (Tablica 10.)

Tablica 10. Sustavi u CarMakeru.

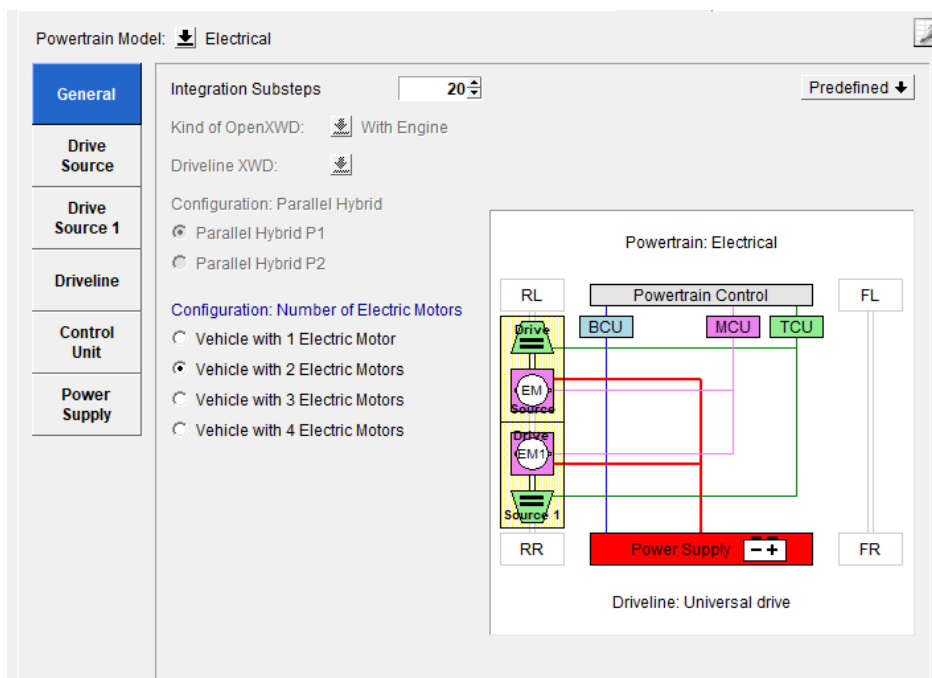
Engleski naziv	Hrvatska interpretacija	Opis
Vehicle Body	Ovješena masa vozila	Definiranje masa i inercija za ovješeni dio vozila
Bodies	Neovješena masa vozila	Definiranje masa i inercija za neovješeni dio vozila
Suspensions	Ovjes	Definiranje parametara ovjesa

Steering	Upravljanje	Definiranje parametara upravljanja
Tires	Gume	Definiranje modela guma
Brake	Kočnice	Definiranje parametara kočionog sustava
Powertrain	Pogon	Definiranje pogona – benzinski ili električni
Aerodynamics	Aerodinamika	Definiranje parametara za aerodinamiku

U nastavku objasniti će se samo pogon, a ostali sustavi bit će detaljno opisani u zasebnim poglavljima.

3.2.3.2.2. Pogon

CarMaker jedan je od vrlo rijetkih softvera koji izvorno podržava električni pogon. Ovom području posvetilo se najviše pažnje jer točno modeliranje sustava pogona direktno određuje točnost simulacije potrebne količine energije. Prikaz prvog sučelja pri modeliranju sustava pogona prikazan je na Slici 55.



Slika 55. Sučelje za modeliranje sustava.

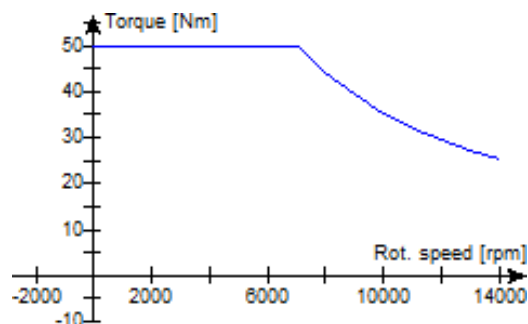
Odabrana je konfiguracija od dva elektromotora, gdje svaki elektromotor pogoni jedan stražnji kotač. Sljedeća stavka je modeliranje elektromotora. Prije samih karakteristika potrebno je pojasniti korišteni elektromotor. Odabrani elektromotor razvila je tvrtka Alta Motors (California, USA) za svoju seriju motocikala.

Motor je PMSM tipa, odnosno Permanent Magnet Synchronous Motor, što se na hrvatski prevodi kao sinkroni motor s permanentnim magnetima. Motor je vođeno hlađen, vrlo male mase te vrlo velike brzine vrtnje. Točne specifikacije dane su u Tablici 11. [21].

Tablica 11. Karakteristike motora.

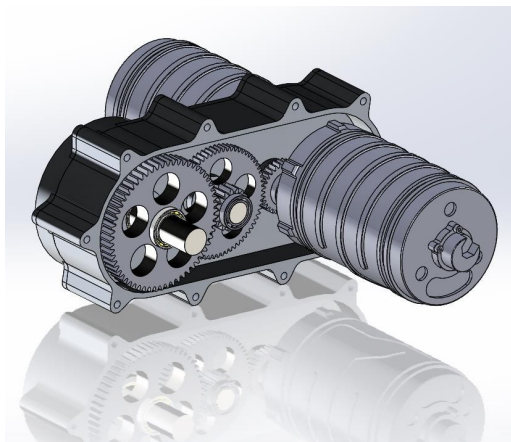
Proizvođač	Alta Motors
Vrsta motora	Sinkroni motor s permanentnim magnetima
Maksimalna trajna snaga	30 kW
Vršna snaga	40 kW
Ulazni napon	350 V
Nominalna struja	85 A
Maksimalni moment	50 Nm
Maksimalni broj okretaja	14 000
Vrsta hlađenja	Vodeno hlađenje
Masa motora	6,8 kg

Pripadna momentna krivulja dobivena od proizvođača prikazana je na Slici 56.



Slika 56. Momentna krivulja motora.

Ova krivulja ulazni je podatak za elektromotor u sučelje CarMaker skupa s pripadajućim prijenosnim omjerom reduktora koji iznosi 11,7. Taj prijenosni omjer definiran je potrebnom maksimalnom brzinom od 110 km/h. Prikaz sklopa reduktora i elektromotora prikazan je na Slici 57.

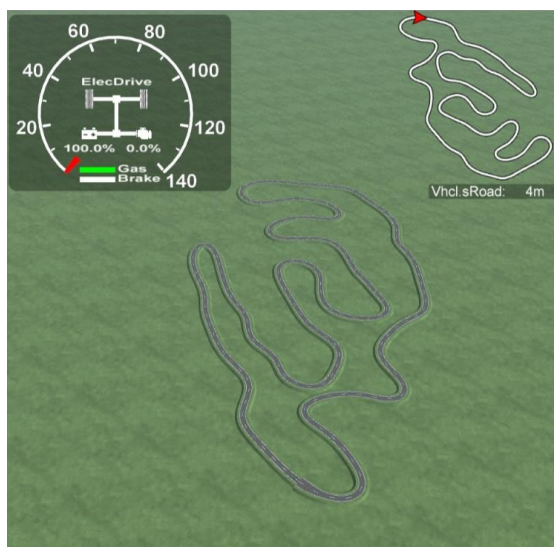


Slika 57. Dvostupanjski reduktor FSBRT06e bolida.

3.2.3.2.3. Modeliranje staze Formula Student Njemačka

Nakon uspješno modeliranog vozila, potrebno je modelirati stazu koja odgovara stazi na kojoj će se bolid voziti. Od razmatranih staza u koje spadaju Formula Student Germany, Formula Student Austria i Formula Student UK – Silverstone, odabrana je staza s natjecanja u Njemačkoj zbog najvećih zahtjeva za bolid. Za modeliranje korišteni su tlocrt staze iz priručnika natjecanja i GPS podaci s vožnje od NTNU Revolve tima iz Norveške.

Prvi izvor pokazao se vrlo teško ostvarivim zbog male preciznosti i teškog skaliranja kako bi se dobila točna duljina staze. Drugi slučaj pokazao se puno boljim rješenjem te su vrlo lako



Slika 58. Generirana staza – FS Njemačka.

izvučene koordinate staze koje odgovaraju realnosti. Modelirana staza prikazana je na Slici 58.

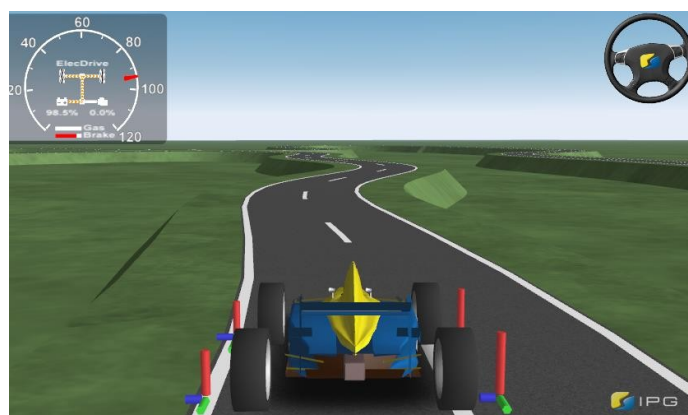
3.2.3.2.4. *Rezultati simulacija*

Nakon modeliranog bolida i staze, simulacija je iterirana pritom mijenjajući agresivnost virtualnog vozača, sve dok se nije ostvarilo najbolje vrijeme za jedan krug. Nakon toga istovremeno je puštena simulacija u realnom vremenu te video bolida tima TU Munich iz čega je vidljivo da se simulacija i realna vožnja po stazi dobro prate. Iz navedenog zaključuje se da simulacija odlično opisuje realno ponašanje. Usporedba simulacije i realne vožnje prikazana je na slikama **Error! Reference source not found..** i **Error! Reference source not found..**

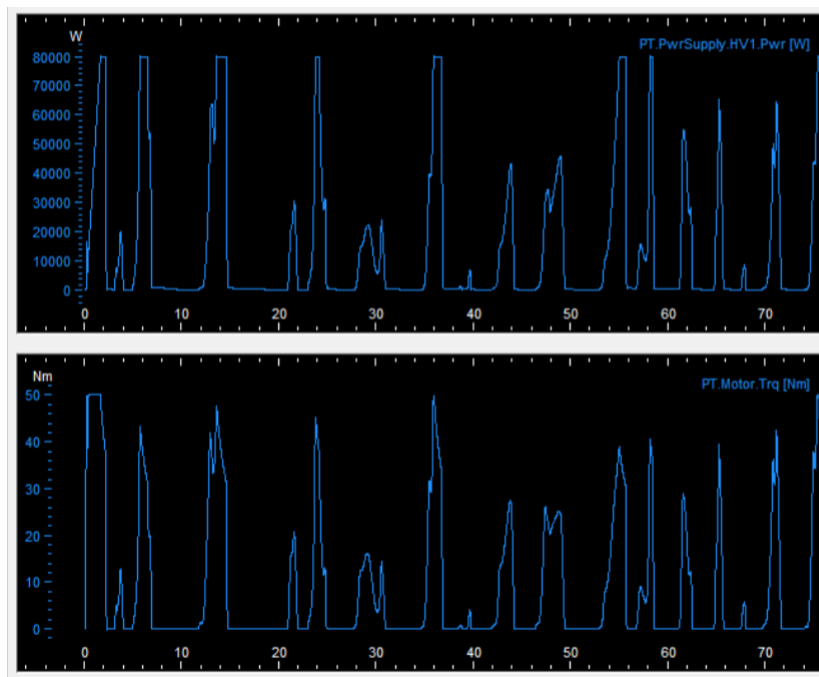
Za navedenu simulaciju izrađeni su dijagrami snage te momenta motora koji su prikazani na slici 62.



Slika 59. UNI Munich na FS Njemačka 2016.



Slika 60. CarMaker simulacija.



Slika 61. Ciklus snage i momenta.

Nakon toga rezultati su učitani u Matlab te se prikazana snaga integrirala kako bi se dobio kapacitet. Dobivena energija iznosi 6,8 kWh što je dobra polazna točka za odabir ćelije te njene konfiguracije.

3.2.3.3. Izbor ćelije

Temeljem rezultata dobivenih iz simulacije dobivena je potrebna količina energije, a to je 6,8 kWh. Ovdje je bitno naglasiti iskoristiva energija jer to znači da će nominalni kapacitet biti veći od 6,8 kWh, međutim zbog velikog opterećenja ćelije na utrci iskoristivi kapacitet bit će nešto manji. Točan kapacitet izmjerit će se nakon što se pretpostavi ćelija.

3.2.3.3.1. Popisivanje ćelija

Izbor ćelija započeo je popisivanjem mogućih izbora i njihovih pripadajućih karakteristika.

Neki od glavnih termina i varijabli koji su bitni pri odabiru ćelije su: [22]

1. Gustoća snage [W/kg] – odnos snage ćelije i njezine mase,
2. Gustoća energije [Wh/kg] – odnos između energije koju baterija sadrži i njezine mase ili volumena,
3. State Of Charge – SoC – stanje napunjenosti ćelije, izražava se u postotku 0 - 100 %.

Ćelije su podijeljene u dvije grupe – 18650 te *pouch* ćelije. Prvih pet navedenih su 18650 ćelije, ostatak su *pouch* ćelije. Većina podataka izvučena je iz specifikacija proizvođača te provjerena

eksperimentalnim mjerenjima provjerenih izvora (NASA, NREL, batterybro, budgetlight). Podaci koji nisu pisali u podatkovnom listu proizvođača ili se nisu mogli pouzdano pronaći – izmjereni su. Za većinu ćelija unutarnji otpor mjereno je u tvrtki Rimac Automobili koristeći njihovu opremu (Hioki BT4560 za mjerenje impedancije, iCharger 4010 duo za punjenje/praznjenje ćelija). Mjerenja su rađena na približno sobnoj temperaturi (25 stupnjeva) te 50 % SoC-a.

Tablica 12. Karakteristike ćelija – prvi dio.

Ime ćelije	Nominalni napon [V]	Nominalni kapaciteti [mAh]	C kont.	C Vršno	Struja kont. [A]	Struja Vršno [A]	Masa [g]	Unutarnji otpor [mOhm]
Samsung	3.6	2500	8	40	20	100	45.00	17.29
LG HE4	3.6	2500	8	12	20	30	47.00	20.00
LG HG2	3.6	3000	7	10	20	30	44.86	30.12
Sony VTC5	3.6	2600	8	12	20	30	44.30	18.00
Sony VTC6	3.6	3120	10	13	30	40	46.40	16.00
EPS 6300	3.7	6300	30	60	189	378	133.00	3.60
EPS 4500	3.7	4500	20	40	90	180	89.00	4.00
Grepow 5300	3.7	5300	20	25	104	130	110	3.86
Melasta 8000	3.7	8000	20	20	160	160	178	2.18
Melasta 6300	3.7	6300	15	15	94.5	94.5	127	2.97
Gens 5300	3.7	5300	20	25	104	130	110	2.41
Melasta	3.7	7150	10	10	71.5	71.5	140.00	2.50

Tablica 13. Karakteristike ćelija – drugi dio.

Ime ćelije	Dimenzije [mm]	Volumen [mm ³]	Toplinski Kapacitet [J/kgK]	Cijena [€]	Gustoća energije [Wh/kg]	Gustoća snage [W/kg]
Samsung 25R	20,2 x 20,2 x 65	26523	950	2,65	200	1600
LG HE4	20,2 x 20,2 x 65	26523	950	2,67	191	1531
LG HG2	20,2 x 20,2 x 65	26523	950	4,05	240	1604
Sony VTC5	20,2 x 20,2 x 65	26523	950	3,59	211	1625
Sony VTC6	20,2 x 20,2 x 65	26523	950	5,19	242	2327
EPS 6300	8,6 x 45 x 148	57276	1011	23	175	5257
EPS 4500	7,1 x 44,5 x 129	40758	1011	12,5	187	3741
Grepow 5300	9 x 42 x 127,5	48195	1011	15	178	3498
Melasta 8000	8 x 64 x 156	79872	1011	33	166	3325
Melasta 6300	10,6 x 42 x 127,5	56763	1011	25,82	183	2753
Gens 5300	9 x 42 x 127,5	48195	1011	16,66	178	3498
Melasta SLPB8850140	140,5 x 50,5 x 8,6	61019	1011	?	189	1890

S dostupnim podacima o svakoj ćeliji potrebno je napraviti tablicu koja opisuje baterijske pakete sačinjene od tih ćelija. Ćelije se spajaju u serijsko-paralelnu kombinaciju kako bi se dobio željeni nominalni napon te kapacitet baterijskog paketa.

3.2.3.3.2. *Serijski spoj ćelija*

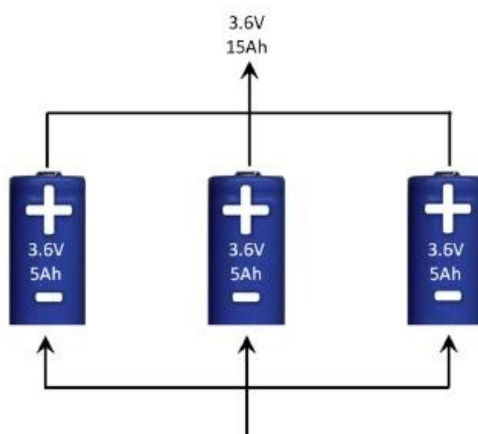
Serijski spoj najlakše je opisati kao „plus na minus, plus na minus“. Rezultira povećanjem napona, odnosno napon serijski povezanih ćelija suma je napona individualnih ćelija. Kapacitet je isti kao kapacitet jedne ćelije. (Slika 62.)



Slika 62. Serijski spoj ćelija

3.2.3.3.3. *Paralelni spoj ćelija*

Paralelni spoj ćelija najlakše je opisati kao „plus na plus, minus na minus“. Rezultira povećanjem kapaciteta dok napon ostaje isti. Kapacitet povezanih ćelija jednak je sumi kapaciteta individualnih ćelija. (Slika 62.)



Slika 63. Paralelni spoj ćelija.

3.2.3.3.4. *Karakteristike ćelija*

Za slučaj gdje je nominalni napon 350 V odabrana je kombinacija od 96 serijski spojenih ćelija, a broj ćelija spojenih u paralelu varirao je ovisno o ćeliji tako da se dobije kapacitet što bliži 6,8 kWh ili više. Također, iz unutarnjeg otpora i RMS vrijednosti struje koja je dobivena iz CarMaker simulacije prikazane u prošlom poglavlju izračunala se prosječna snaga zagrijavanja ćelija.

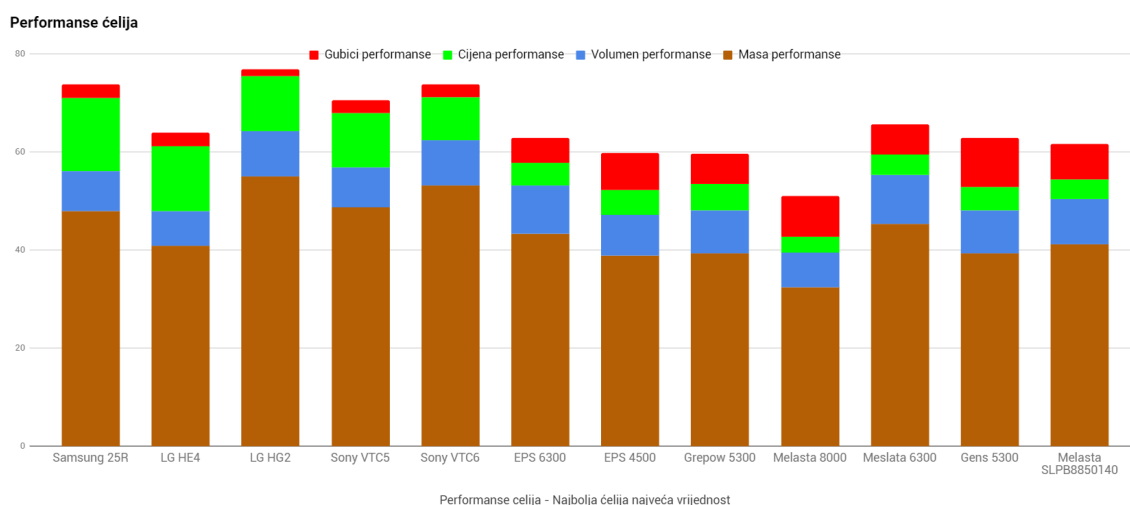
postotcima za svaki kriterij. Prema tome LG HG2 ima vrijednost 100 % za masu, dok sve druge ćelije imaju manju vrijednost jer imaju veću masu, odnosno lošije su po kriteriju mase.

Svaki kriterij ima jednu ćeliju koja ima vrijednost 100 % koja predstavlja najbolje performanse za taj kriterij, a sve druge se skaliraju u odnosu na nju. Na kraju, za svaku ćeliju zbroji se njezin performans prema svakom kriteriju te se dobije ukupni performans te ćelije. Ćelija sa najboljim performansom predstavlja najbolji izbor za navedena četiri kriterija. Grafički prikaz tih vrijednosti prikazan je na Slici 65. Međutim, ovaj dijagram vrijedi za pretpostavku da je svaki kriterij jednako bitan što nije realno. Nakon više iteracija zaključena je tablica težinskih faktora (Tablica **Error! Reference source not found.**).

Tablica 15. Težinski faktori.

	Masa	Volumen	Cijena	Gubici
Težinski faktori	50	10	15	10

Za ovako postavljene težinske faktore, grafički prikaz performansi prikazan je na Slici 64.



Slika 64. Performanse ćelija bez težinskih faktora.

Procesom eliminacije izbačen je cijeli desni kraj od EPS6300 jer su zbog cijene njihove performanse vrlo loše. Gledajući ostatak ćelija, VTC5 nema smisla koristiti jer je u izboru uključen njegov nasljednik VTC6. Najbolje ćelije po dijagramu su Samsung 25R, LG HG2 i Sony VTC6. Samsung 25R je ćelija s manjim kapacitetom nego ostale, što znači da bi broj ćelija trebao biti veći za jednaku količinu energije i zbog toga ispadaju iz izbora.

Ostale su ćelije Sony VTC6 i LG HG2 pa je bilo potrebno provjeriti koja od tih ćelija ima bolje realne performanse jer podaci od proizvođača ne moraju biti apsolutno točni kada se uspoređuju tako male veličine.

3.2.3.3.5. Testiranje ćelija

Da bi se odlučilo koja ćelija ima bolja svojstva potrebno ih je testirati. Testiranje se provodilo na tri ćelije spojene paralelno koje su se opteretile ciklusom snage skaliranim na tri ćelije spojene paralelno. Prilikom testiranja mjereno je napon ćelije, struja kroz ćeliju, temperatura ćelije i unutarnji otpor ćelije. Pomoću tih informacija posredno su izračunate vrijednosti za dobivenu energiju, dobiveni kapacitet i snagu opterećene ćelije.

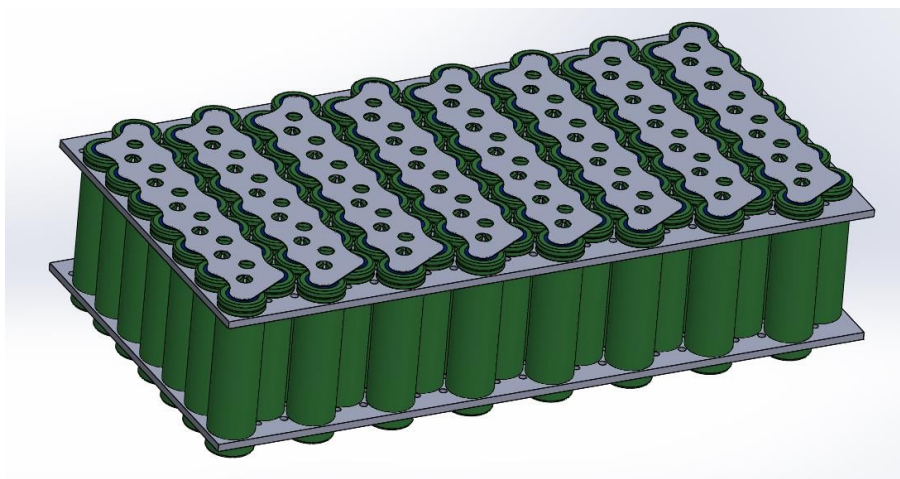
Nakon testiranja uočeno je da se iz Sony VTC6 ćelije može izvući 3,3 Ah po ćeliji dok je kod HG2 izvučeno 2,9. Da bi se napravio zamišljeni baterijski paket od 6,8 kWh iskoristive energije svaka ćelija mora imati iskoristivi kapacitet od 2,43 Ah, a taj uvjet ispunjavaju obje ćelije. Na kraju je odabrana ćelija VTC6 jer je tijekom testiranja pokazala bolja svojstva od HG2.

3.2.3.4. Koncepti baterijskog paketa

Ukupni baterijski paket koristeći Sony VTC6 ćelije sastoji se od 672 ćelije u 96s7p konfiguraciji, odnosno 96 ćelija u serijskom spoju, 7 u paralelnom. To daje nazivni napon od 350 V i nominalni kapacitet od 7,5 kWh (6,8 kWh iskoristivo).

Prema pravilniku baterijski paket potrebno je razdvojiti na segmente od kojih ni jedan ne smije imati veći maksimalni napon od 120V niti sadržavati više od 1,667 kWh (kapacitet se računa s maksimalnim naponom ćelije – 4.2 V – Pravilnik). Također, maksimalna temperatura koju bilo koja od mjerenih ćelija smije postići je 60 °C.

Konfiguracija segmenta koji zadovoljava nazivni napon od 350 V je 16s 7p, tj. 16 serijski spojenih ćelija i 7 paralelnih koji su prikazani na Slici 65.



Slika 65. Konačna verzija segmenta.

Još je bilo potrebno dodati mehanički nosač zbog loše otpornosti zavara na ćelijama uslijed vibracija koje nastaju prilikom vožnje koji je također vidljiv na Slici 65.

3.2.3.5. Hlađenje baterijskog paketa

Prva opcija za hlađenje baterijskog paketa bilo je hlađenje zrakom, no nakon provedene analize uočeno je da se baterija ne može dovoljno hladiti bez ventilatora. U slučaju kada se koristi ventilator dolazi do velike potrošnje energije koja iznosi 5 % energije ukupnog baterijskog paketa te se zbog toga odlučilo potražiti drugo rješenje.

Najbolja opcija bila je hlađenje potapanjem ćelija u rashladnu tekućinu. To rješenje je vrlo jednostavno jer tako tekućina prenosi toplinu na sebe, tj. služi kao toplinski spremnik. Tekućina mora biti nezapaljiva, neotrovnost, nevodljiva, ne smije uzrokovati korodiranje komponenti i mora imati što veći specifični toplinski kapacitet kako bi preuzela što više topline. Još jedan cilj bio je da se pronađe tekućina koja ima nisko vrelište da bi došlo do promjene faze i da nam služi kao toplinski spremnik jer pri promjeni faze temperatura ostaje ista.

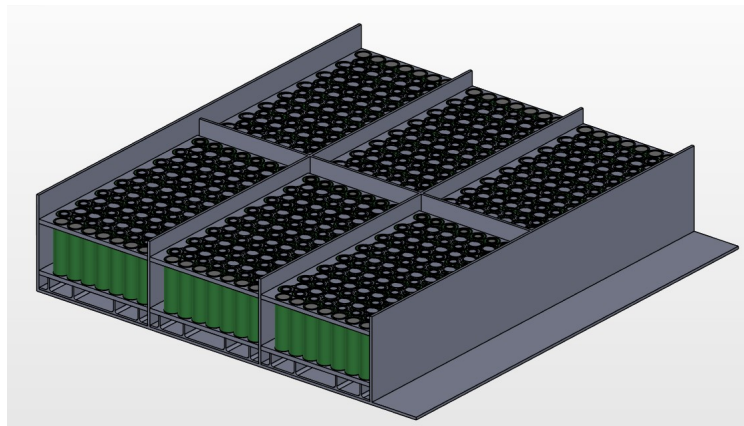
Odabrana tekućina je tekućina tvrtke Solvay pod imenom Galden koja služi za prijenos topline i za ostale high-tech aplikacije u elektronici. Karakteristike Galdena HT55 prikazane su u Tablici 16.

Tablica 16. Karakteristike Galdena HT55.

Galden HT55		
Temperatura isparavanja	[°C]	55
Specifični toplinski kapacitet	[J/(kgK)]	963
Gustoća	[kg/m ³]	1650
Toplina isparavanja	[kJ/kg]	92,1

3.2.3.6. Modeliranje

Nakon što su odabrane ćelije i način hlađenja, ostalo je modelirati baterijski paket. Koncept paketa prikazan je na Slici 66. U paketu svi su segmenti postavljeni u istu ravninu zbog postizanja što nižeg težišta. Ovakvim rasporedom segmenata također je riješen problem raspodjele rashladne tekućine.



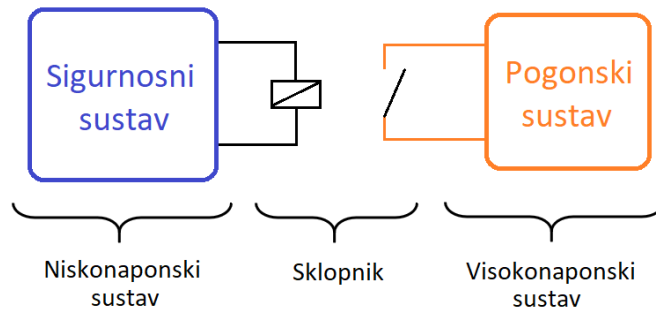
Slika 66. Baterijski paket – Konačni raspored segmenata.

3.2.4. Sigurnosni sustav

3.2.4.1. Svrha sigurnosnog sustava

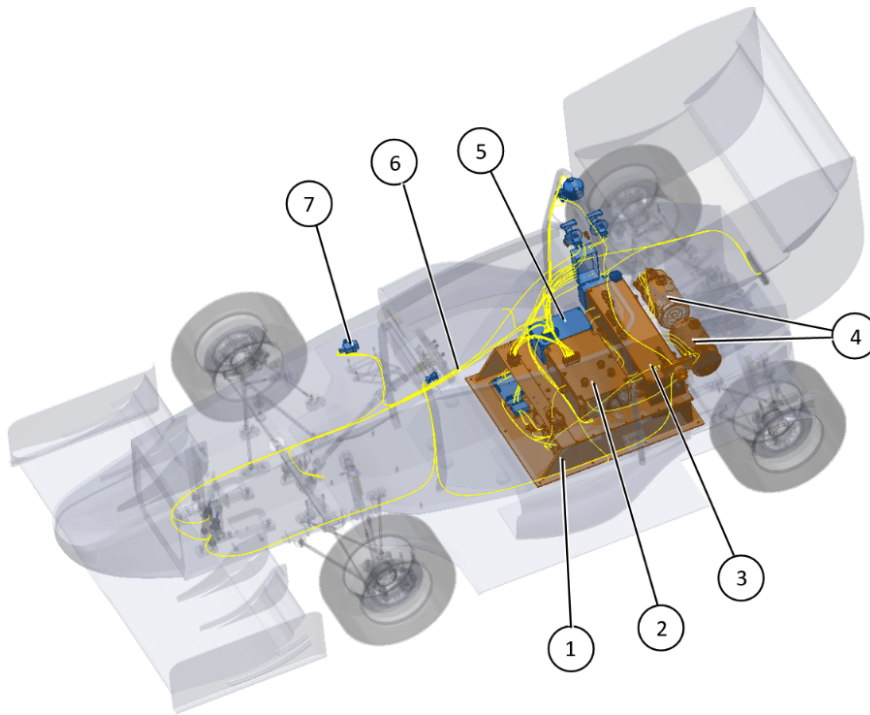
Motor sport sam je po sebi vrlo opasan, a budući da je pogonski sklop ovog vozila u potpunosti električni, veliki rizik predstavlja i visoki napon koji može biti smrtonosan. Iz tog razloga, bilo je potrebno projektirati što pouzdaniji sigurnosni sustav.

Cijeli električni sustav bolida može se podijeliti u dva jasno odvojena područja; visokonaponski (HV) pogonski sustav i niskonaponski (LV) električni sustav. Visokonaponski pogonski sustav obuhvaća visokonaponsku bateriju, kontrolere elektromotora, elektromotore i cijelo visokonaponsko ožičenje. Niskonaponski sustav obuhvaća sve komponente koje se napajaju iz izvora od 12 V. Sigurnosni sustav nalazi se unutar niskonaponskog sustava i njegov je najvažniji dio. Glavna svrha mu je utvrditi je li trenutno stanje vozila ispravno i sigurno. U slučaju da je to ispunjeno, sigurnosni sustav dopustit će aktiviranje visokonaponskog pogonskog sustava uključanjem sklopnika koji pak zatvaraju strujni krug pogonskog sustava. Tako je fizički omogućen tok struje između baterije i motora. Očito je da su visokonaponski pogonski sustav i niskonaponski sustav međusobno logički i fizički odvojeni sustavi, pri čemu sklopnici čine vezu između njih. To se može vidjeti na Slici 67.

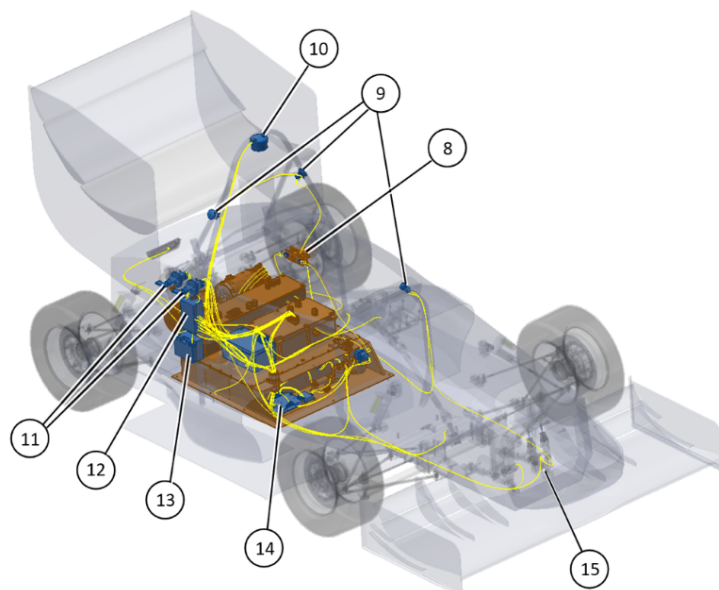


Slika 67. Odvojeni visokonaponski i niskonaponski sustav.

Niskonaponski sustav uz sigurnosni sadrži još neke elemente kao što su 12 V baterija, upravljački sustav vozila, sustav za prikazivanje i bilježenje trenutnog stanja vozila te pripadni senzori.



Slika 68. Prostorni razmještaj glavnih elemenata u bolidu.



Slika 69. Prostorni razmještaj glavnih elemenata u bolidu – nastavak.

Tablica 17. Glavni elementi električnog sustava.

	Element	Opis
1	Baterijski paket	Objedinjuje i štiti baterijske ćelije, nazivni napon baterije je 350 V i njime se napaja pogonski sustav
2	PDU	<i>Power Distribution Unit</i> služi za smještaj visokonaponskih komponenti i za račvanje žica prema drugim elementima
3	Inverteri	Pretvaraju napon baterije u napon prikladan elektromotorima, upravljaju brzinom, snagom i smjerom vrtnje elektromotora
4	Elektromotori	Sinkroni motori s permanentnim magnetima tvrtke Alta Motors, svaki motor zasebno pokreće jedan stražnji kotač
5	Upravljačka jedinica	Upravljačka jedinica je mikroračunalo koje upravlja raznim elementima vozila i obrađuje informacije sa senzora
6	Ožičenje	Sastoji se od visokonaponskih i niskonaponskih žica
7	Senzor sudara	Isključuje visokonaponski sustav u slučaju sudara

8	HVD	<i>High Voltage Disconnect</i> ili visokonaponski prekidač, služi za onemogućavanje visokonaponskog sustava prilikom radova na vozilu
9	Sigurnosni prekidači	Služe za isključivanje vozila u slučaju nužde
10	Svjetlo aktivnog pogonskog sustava + zvučna signalizacija	Upozorava prisutne o trenutnom stanju bolida
11	Glavni prekidači	Služe za uključivanje niskonaponskog i visokonaponskog sustava
12	Kutija sa osiguračima	Objedinjuje osigurače niskonaponskog sustava
13	Baterija od 12 V	Napaja cijeli niskonaponski sustav i omogućuje uključivanje visokonaponskog
14	Sustav upravljanja baterijama	Kontinuirano nadzire stanje i ispravnost baterija
15	Sklopka prekoračenja hoda kočnice	Isključuje bolid u slučaju neispravnosti kočnice

3.2.4.2. *Krug za isključivanje*

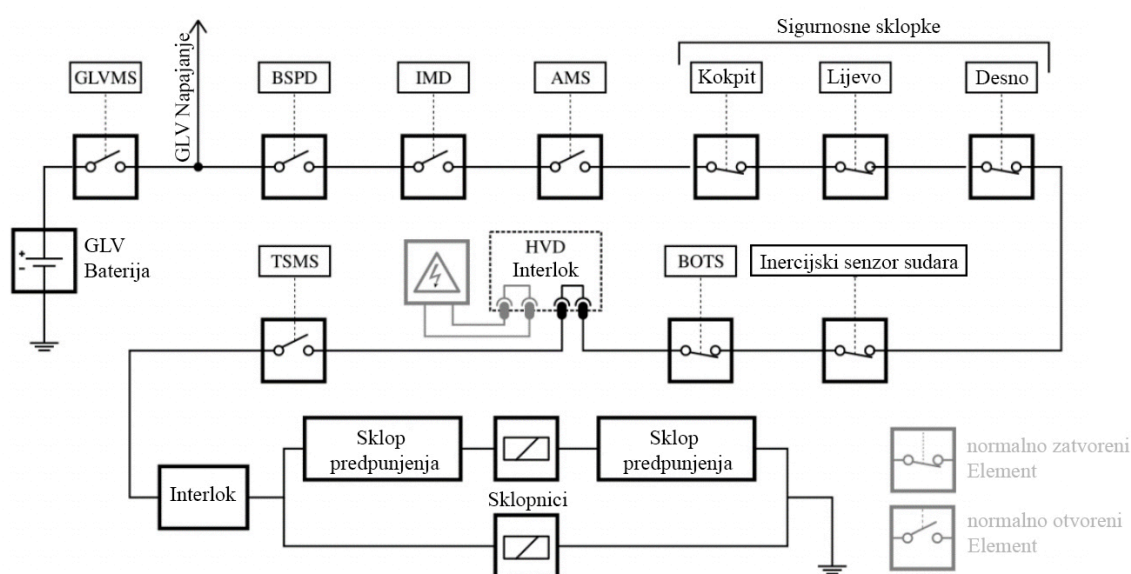
Središnji dio sigurnosnog sustava čini krug za isključivanje (*Shutdown Circuit*), koji je u suštini serijski spoj raznih sklopki. Njegova svrha je da provodi struju koja napaja sklopnike (kontaktore) te se koristi za uključivanje i isključivanje pogonskog sustava.

Elementi koji čine krug za isključivanje su:

- dva glavna prekidača (*Master Switches*),
- tri sigurnosne sklopke, tzv. „gljive“ (*Shutdown Buttons*),
- sklopka za prekoračenje hoda kočnice (*Brake Over Travel Switch*),
- uređaj za nadzor izolacije (*Insulation Monitoring Device*),
- inercijski senzor sudara (*Inertia Sensor*),

- uređaj za provjeru pouzdanosti kočionog sustava (*Brake System Plausibility Device*),
- sustav upravljanja baterijama (*Accumulator Management System*),
- *interlock* i
- sklopnici (*Accumulator Isolation Relay*).

Svi ovi elementi spojeni su u seriju, kao što je prikazano na slici 0. Ako se bilo koji element prekine, strujni krug postaje otvoren, struja prestaje teći te će se sklopnici na oba pola baterije otvoriti. Time će visokonaponski pogonski sustav biti onemogućen.



Slika 70. Shematski prikaz kruga za isključivanje.

3.2.4.2.1. *Interlock*

Interlock je mehanizam koji stvara međuovisnost dvaju ili više sustava na način da jedan sustav ne može promijeniti svoje stanje ako drugi sustav nije u svom ispravnom stanju. Tako se sprječavaju neželjena stanja. U slučaju bolida Formule Student, interlock je potreban na svim konektorima pogonskog sustava koji se mogu odspojiti bez upotrebe alata. Kada je konektor odspojen, krug za gašenje je prekinut te ne može doći do uključivanja visokonaponskog pogonskog sustava koji bi u suprotnom postao izložen.

prekidač se spaja izravno unutar kruga za isključivanje te služi za pokretanje visokonaponskog sustava (Slika 73.).



Slika 73. Glavni prekidač.

Slika 73. Glavni prekidač.

3.2.4.2.4. Sigurnosna sklopka

Sigurnosne sklopke su izvedene tako da su normalno zatvorene, odnosno u normalnim okolnostima provode struju. U trenutku kada se pritisnu, njihovi se kontakti odspajaju i prekida se strujni krug. U bolidu se nalaze tri sigurnosne sklopke, jedna u kokpitu te po jedna sa svake bočne strane vozila (Slika 74.).



Slika 74. Sigurnosna sklopka.

3.2.4.2.5. Sklopka prekoračenja hoda kočnice

Ta sklopka fizički je aktivirana papučicom kočnice u onom trenutku kada se pojavi takav kvar koji rezultira hodom papučice kočnice izvan njenog uobičajenog raspona. To može biti rezultat mehaničkog oštećenja papučice kočnice ili nedostatak ulja u kočionom sustavu. Sklopka je normalno zatvorena i u slučaju kvara ona će se otvoriti i prekinuti krug za isključivanje.

3.2.4.2.6. Uređaj za nadzor izolacije

Visoki napon predstavlja ozbiljan rizik ako bi došao u kontakt s vodljivim dijelovima vozila i šasije zbog proboja u izolaciji. U tu svrhu potrebno je koristiti uređaj koji će pravodobno reagirati kada bi došlo do takvog slučaja (eng. Insulation Monitoring Device – IMD).

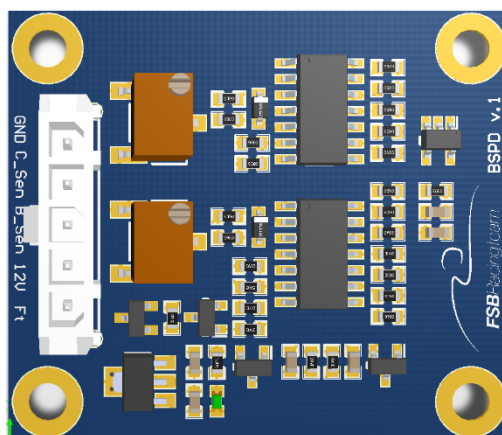
Upotrijebljeni uređaj je ISOMETER IR155-3203 tvrtke Bender. IMD kontinuirano nadgleda vrijednost otpora izolacije između visokonaponskog i niskonaponskog sustava. Ako se pojavi neki problem s izolacijom, točnije, ako izmjereni otpor padne ispod definirane granice, taj uređaj signalizira grešku nakon čega se pogonski sustav gasi (Slika 75.).



Slika 75. Uređaj za nadzor izolacije.

3.2.4.2.7. Uređaj za provjeru pouzdanosti kočionog sustava

Uređaj za provjeru pouzdanosti kočionog sustava (Brake System Plausibility Device) osigurava da ako se na motorima razvija snaga preko 5 kW i istovremeno se pritišće papučica kočnice, nakon pola sekunde isključit će se visokonaponski sustav. Drugim riječima, ako vozač daje naredbu za ubrzanje vozila i istovremeno pritišće kočnicu dulje od dopuštenog vremena, bolid će se isključiti. Slika 76. prikazuje izgled projektirane tiskane pločice.



Slika 76. 3D prikaz tiskane pločice BSPD-a.

3.2.4.2.8. Inercijski senzor sudara

Inercijski senzor aktivira se kada je izložen unaprijed definiranom iznosu deceleracije. Često se koriste u vozilima pogonjenim motorom s unutarnjim izgaranjem gdje prekidaju rad pumpe za gorivo u slučaju sudara. U vozilima s električnim pogonom takav senzor također čini vrlo bitan dio sigurnosnog sustava. U slučaju nesreće, baš kao što ne bismo htjeli da gorivo curi po oštećenom vozilu s mogućim iskrama i vrućim dijelovima, jednako je tako opasno da je vozilo pod visokim naponom jer može doći u doticaj s vozačem ili drugim osobama. Upotrijebljen je Sensata Technologies 360° Resettable Crash senzor koji reagira na udare iz svih smjerova. Radi na principu mase uzdržavane magnetima. U slučaju udara, senzor će isključiti sklopnike prekidanjem strujnog kruga i onemogućiti pogonski sustav. (Slika 77.)



Slika 77. Inercijski senzor sudara.

3.2.4.2.9. Sklopnici

Sklopnici (*Accumulator Isolation Relay*) tvore vezu između niskonaponskog i visokonaponskog sustava. Sklopnici su elektromagnetske sklopke koje mogu uključivati veća opterećenja od releja i raditi s visokim naponima. Uz glavne kontakte sadrže i pomoćne kontakte koji se mogu upotrijebiti kao povratna informacija uklopljenosti glavnih kontakata. U bolidu je u svrhu preklapanja visokih napona upotrijebljen visokonaponski DC sklopnik GX12 tvrtke Gigavac (Slika78.).



Slika 78. Sklopnik za visoke napone korišten u bolidu.

3.3. Ovjes

3.3.1. Ciljevi u razvoju sustava ovjesa bolida

Za električni bolid *RT06E* razvijen je sustav ovjesa koji napušta poprečni opružni element primijenjen na prošlom bolidu zbog veće podesivosti opružnih karakteristika, kinematičkih značajki i statičke visine bolida. Također, odabrani prigušni elementi omogućuju velik raspon podesivosti prigušnih karakteristika. Jedan od ciljeva je i razviti sustav prijenosa sila na opružno-prigušne elemente koji osigurava pretežno aksijalno opterećenje cijevi poprečnih ramena. To za zavarenu izvedbu poprečnih ramena omogućava odabir čeličnih cijevi manjih promjera i debljina stijenki. Uz to, ostavlja i mogućnost razvoja poprečnih ramena izrađenih od kompozitnih cijevi u lijepljenoj izvedbi s aluminijskim kućištima ležaja, što bi donijelo dodatnu uštedu na masi.

Model bolida izrađen je u *Adams Car* simulacijskom alatu za dinamiku više tijela (engl. *Multibody Dynamics*) zbog daleko većih mogućnosti analize i podešavanja komponenata sustava ovjesa i upravljanja bolida. Takav softver omogućuje implementaciju modela gume koji vjerno opisuje stvarne karakteristike odabranih trkaćih pneumatika [16]. To dovodi do povećanja točnosti simuliranog dinamičkog ponašanja bolida u usporedbi sa stvarnim bolidom. Kroz simulacije procedura vožnje cilj je odrediti opružno-prigušne karakteristike te osnovne kinematske parametre ovjesa bolida u svrhu postizanja što boljih voznih karakteristika. Nakon završetka definiranja svih parametara ovjesa, moguće je iz simulacija procedura vožnje bolida ispisati opterećenja elemenata sustava ovjesa koja će se kasnije koristiti za dimenzioniranje elemenata kroz analitičke proračune i numeričke analize.

3.3.2. Konstrukcijska ograničenja

Pravilnik Formule Student je skup pravila za koja se utvrđuje jesu li ispunjena na tehničkom pregledu (engl. *Technical scrutineering*) koji je osnovni dio svakog *FS* natjecanja. Ako bolid ne zadovoljava bilo koji dio pravilnika, njime nije dozvoljeno sudjelovati u dinamičkim disciplinama natjecanja. Za sustave ovjesa i upravljanja postoji prilično velika sloboda pri razvoju, iako prema [1] na njihov razvoj utječu pravila poput:

- (T2.3.1) Vozilo mora biti opremljeno prednjim i stražnjim sustavom ovjesa koji uključuje amortizere te omogućuje vertikalni pomak kotača od minimalno 50 mm.
- (T2.3.2) Statička udaljenost od tla (engl. *ground clearance*) bilo koje komponente vozila osim guma mora iznositi minimalno 30 mm.
- (T2.6.2) Zakret upravljača mora izravno mehanički zakretati prednje kotače.
- (T2.6.11) Zakret stražnjih kotača, koji može biti elektronički reguliran, smije iznositi maksimalno 6°.
- (T2.7.1) Međuosovinski razmak vozila smije iznositi minimalno 1525 mm.

- (T2.8.1) Ako je jedan od tragova kotača (prednji ili stražnji) uži od drugog, ne smije iznositi manje od 75 % većeg traga kotača.
- (T2.8.2) Tragovi kotača i visina težišta vozila moraju pružati visoku stabilnost od prevrtanja.
- (T10) Skup pravila koja osiguravaju pravilnu izvedbu svih kritičnih vijčanih spojeva.

Naravno, pravilnik indirektno utječe na sustav ovjesa i upravljanja kroz druge sustave vozila. Na dinamičkim disciplinama postoje zavoji unutarnjeg radijusa od minimalno 6 m, što definira koliko određeno vozilo mora biti u mogućnosti zakrenuti prednje (a neka vozila i stražnje) kotače. *Tilt test*, koji se sastoji od zakretanja vozila za 60° oko uzdužne osi na platformi, ispituje bočnu stabilnost bolida bez utjecaja aerodinamičkog paketa. *Brake test* sastoji se od ispitivanja sposobnosti bolida da zablokira sva 4 kotača odjednom. Oba su spomenuta ispitivanja dio tehničkog pregleda na svakom natjecanju Formula Student.



Slika 79. Strix R na Tilt test-u; FS Czech 2018. godine.

Za bolid *RT06E* razvijena je prva *monocoque* šasija u Hrvatskoj, što samo po sebi donosi niz nepoznanica u razvoju. Prema zahtjevu natjecanja Formule Student tijekom izrade takve šasije potrebno je ispuniti i službenu tablicu strukturalne ekvivalencije (engl. *Structural Equivalency Spreadsheet*) kojom se kroz usporedbu s cijevnom šasijom prostorne rešetke validira konstrukcija kompozitne šasije. Također, potrebno je testirati umetke prihvata ovjesa na vlačno i smično/savojno opterećenje kojima se validira vlastita izvedba [5]. Zbog velikih troškova izvođenja takvih ispitivanja odlučeno je maksimalno pojednostaviti plohe šasije na koje se pričvršćuju prihvatni elementi ovjesa [7].

Kod bolida *RT06E* konstrukcija vozila razvijena je na način da je prioritet zahtijevana ergonomija kokpita vozača, dok su elementi pogona pozicionirani što niže i centralnije unutar

vozila. Na taj se način visina težišta (engl. *Center of Gravity height*) i inercija zakretanja oko vertikalne osi (engl. *Yaw inertia*) bolida zadržavaju minimalnim. Manja visina težišta povoljno utječe na mehaničko prijanjanje bolida zbog manjih preraspodjela sila uslijed uzdužnih i poprečnih akceleracija. Manja inercija zakretanja oko vertikalne osi bolida dovodi do bolje upravljivosti jer se manje opire promjeni smjera vožnje. To je svojstvo kritično za brzu vožnju po trkaćim stazama na Formula Student natjecanjima, koje se pretežno sastoje od zavoja unutarnjeg radijusa od 6 do 50 metara te širine 3 m.

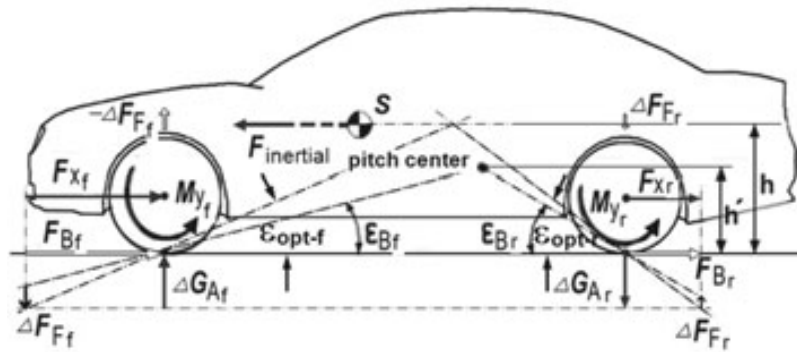
3.3.3. Kinematičke značajke

3.3.3.1. Općenito o kinematičkim parametrima ovjesa

Gibanje sustava ovjesa s hodom kotača promatra se kroz mnoštvo značajki koje imaju utjecaj na vozne karakteristike bolida. Uglavnom se kinematika prednjeg ovjesa razmatra kroz hod kotača (engl. *jounce*), valjanje šasije (engl. *roll*) i zakretanje kotača oko osi zakretanja (engl. *steer*), dok se za analizu stražnjeg ovjesa izostavlja zakretanje kotača oko osi zakretanja, budući da su kotači neupravljani.

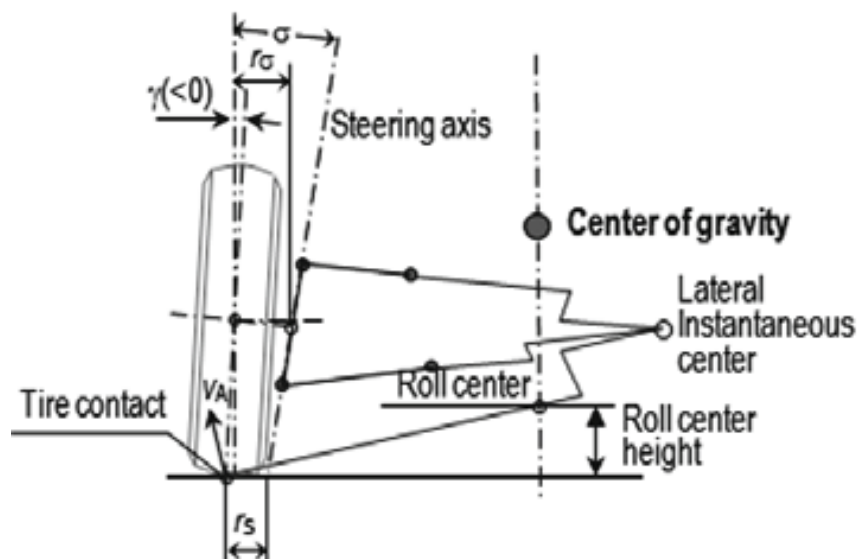
Vodilice ovjesa se za određeni vertikalni položaj kotača zakreću oko trenutne osi (*instantaneous axis*) koju se pojednostavljuje razmatranjem u dvije dimenzije kroz tri trenutna centra rotacije. Uz pomoć njih izvode se centar valjanja (engl. *roll center*) u poprečnoj ravnini i centar poniranja (engl. *pitch center*) u uzdužnoj ravnini. Te dvije točke definiraju na koji način sile trenja na kontaktu guma s podlogom utječu na gibanje ovješene mase.

U bočnom pogledu (Slika .) iz trenutnih centara rotacije definiraju se za prednji ovjes *anti-dive* značajka, a za stražnji *anti-squat*. Te značajke utječu na gibanje ovješene mase na način da uslijed pojave longitudinalnih sila trenja na kontaktu s podlogom induciraju dodatne vertikalne komponente sila koje djeluju s neovješene na ovješenu masu. Iako se te dodatne vertikalne komponente prenose ramenima vozila umjesto opružnim elementima, povoljne su za smanjivanje utjecaja uzdužnih akceleracija na gibanje ovješene mase bez povećanja krutosti vožnje vozila. Kod putničkih se vozila *anti-dive* značajka ekstenzivno koristi kako bi se uz mekan ovjes (niska krutost vožnje) izbjeglo udaranje prednjeg dijela vozila u tlo zbog velikog prevjesa pri naglom kočenju. Bolidi opremljeni sustavom ovjesa koji odvojeno ostvaruje krutost vožnje i valjanja imaju bolju podesivost opružnih karakteristika, čime se može izbjeći potreba za implementacijom *anti* značajki.



Slika 80. Pitch center u bočnom pogledu na vozilo [8].

U prednjem pogledu (Slika 80.) izvodi se položaj centra valjanja (engl. *roll center*). Proporcionalno njegovoj visini raste i iznos dodatne vertikalne sile inducirane iz bočne komponente sile trenja na kontaktu s podlogom. Ta vertikalna sila djeluje s neovještene na ovješenu masu na način da ju podiže (engl. *jacking*). Pojava *jacking*-a je za trkači bolid nepovoljna te se teži njen utjecaj na gibanje ovještene mase što više smanjiti. Pritom uz centar valjanja u razini tla ne dolazi do *jacking*-a, ali je krak momenta valjanja ovještene mase povećan. Os valjanja (engl. *roll axis*) proteže se uzduž vozila pod određenim kutom, a određena je prednjim i stražnjim centrom valjanja. Položaj osi valjanja uzduž vozila poželjno postići je ispod osi masa uz što ujednačeniji nagib tih osi. Razlog za to je postizanje ujednačenog kraka djelovanja momenta valjanja na ovješenu masu uslijed centrifugalne sile, što pojednostavljuje proračun potrebne krutosti valjanja bolida za prednji i stražnji ovjes.



Slika 81. Centar valjanja (roll center) izveden u prednjem pogledu na kotač, pozitivan radijus zakretanja kotača (r_s) [8].

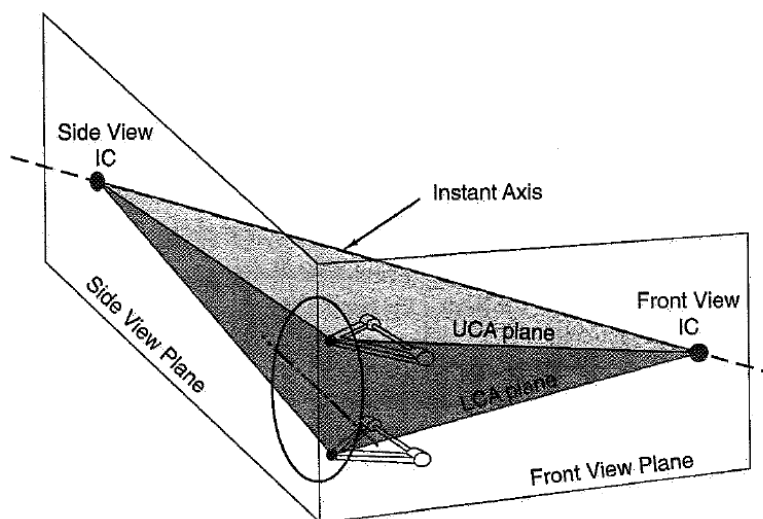
3.3.4. Odabir kinematičkih značajki

Pneumatik kao jedini kontakt s podlogom i viskoelastični element vrlo je osjetljiv na položaj kotača u odnosu na podlogu te ovisno o tom položaju prenosi sile prijanjanja i omogućuje promjenu brzine gibanja i vođenje po zahtijevanom putu. Kinematičke značajke bolida odabrane su prema preporukama koje se odnose na odabranu konstrukciju pneumatika. Detaljan utjecaj pojedinih značajki na pneumatik u općenitom je smislu obrađen u poglavlju 3.3.14. Svakako je potrebno osigurati primjerene promjene bočnog nagiba kotača (engl. *camber*), usmjerenosti kotača (engl. *toe*), traga kotača (engl. *track*) i međuosovinskog razmaka (engl. *wheelbase*). Ostale ključne kinematičke značajke vozila koje se također mijenjaju s vertikalnim pomakom kotača i valjanjem šasije također će biti prikazane.

Promjena bočnog nagiba kotača svakako je neizbježna pri vertikalnom hodu kotača, valjanju šasije i zakretu upravljivih kotača. Teoretski je moguće ostvariti konstantan bočni nagib kroz vertikalni hod kotača uz paralelna poprečna ramena, no u tom slučaju postoji velika promjena bočnog nagiba kotača pri valjanju šasije. Ukoliko poprečna ramena nisu paralelna, njihove se ravnine sijeku u trenutačnoj osi, oko koje se kotači kružno gibaju pri svom vertikalnom pomaku (Slika **Error! Reference source not found.**). Ako su poprečna ramena izvedena tako da je trenutni centar u poprečnom smjeru njihove rotacije ujedno i centar valjanja (nalazi se na uzdužnoj vertikalnoj plohi vozila), tada je konstantan bočni nagib kotača pri valjanju šasije, no dolazi do velike varijacije pri vertikalnom hodu kotača. Zbog ta dva razloga dolazi do kompromisa pri odabiru udaljenosti središta rotacije od uzdužne vertikalne ravnine bolida. Iznos bočnog nagiba kotača u bilo kojem trenutku vožnje uvjetuje ostvarivu silu prijanjanja. *Camber thrust* je efekt uz čiju pojavu dolazi do induciranja bočne sile prijanjanja na kontaktu gume s podlogom. Iznos te sile razmjernan je bočnom nagibu kotača i normalnoj sili na podlogu, no s povećanjem oba parametra sve je manji dobitak na bočnoj sili prijanjanja [9].

Naravno, s iznosom bočnog nagiba kotača je moguće i pretjerati, pri čemu dolazi do slabog iskorištenja pune širine gume za prijanjanje, te povećanog trošenja ruba gume prema kojem je guma nagnuta. Dobar pokazatelj pravilno postavljenog bočnog kuta nagiba kotača je mjerenje temperature gazne površine pneumatika pirometrom. Ukoliko je pirometar izveden s mjernom iglom onda je moguće mjeriti temperaturu gaznog sloja pneumatika nekoliko milimetara duboko, i to na unutarnjem, srednjem i vanjskom dijelu. Logično, za ravnomjerne temperature na vanjskom i unutarnjem rubu gume dokazana je i najbolja iskoristivost prijanjanja te ujednačeno trošenje pneumatika. Općenito, radijalne gume zahtijevaju veći bočni kut nagiba kotača zbog mekših bočnih stranica (engl. *sidewall*), dok su gume dijagonalne konstrukcije osjetljivije na promjene kuta bočnog nagiba kotača. Općenito radijalne gume imaju viši vršni faktor trenja za određeni kut bočnog klizanja (engl. *slip angle*) ili faktor klizanja kotača (engl.

slip ratio), dok dijagonalne gume reagiraju visokom silom prijanjanja i za veće kutove bočnog klizanja ili faktora klizanja kotača [9]. To svojstvo dijagonalnih guma omogućuje vozačima da ostanu u zoni visoke sile prijanjanja čak i ako pretjeraju s kutom bočnog klizanja pri npr. ulasku u zavoj prevelikom brzinom, što je česta pojava u Formula Student natjecanjima zbog općenitog manjka iskustva vozača.

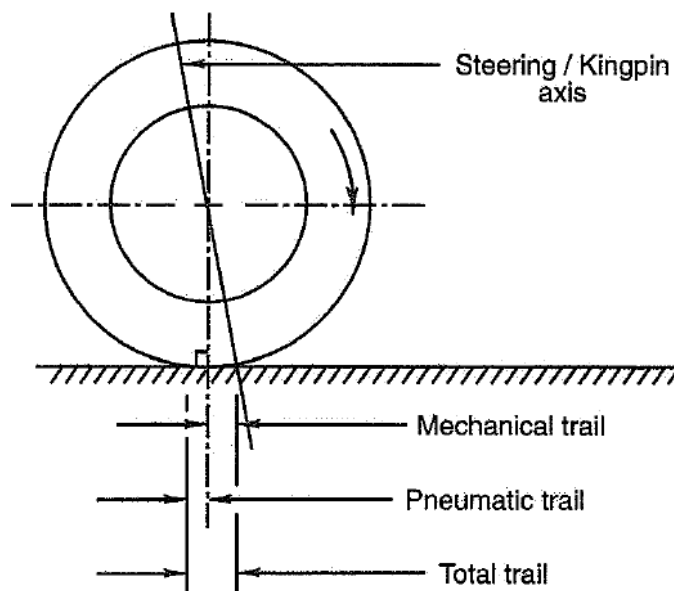


Slika 82. Trenutna os izvedena iz geometrije vodilica kotača [9].

Minimiziranje promjene usmjerenosti kotača postiže se geometrijskim određivanjem karakterističnih točaka spona ovjesa nakon što se definiraju ravnine poprečnih ramena u prednjem pogledu na vozilo [9]. Ukoliko je u sustav ovjesa ugrađen i određen iznos anti značajki (engl. *anti dive*, *anti squat*) potrebno je nakon toga i iterirati položaj karakterističnih točki spona da bi se postigla što manja promjena usmjerenosti kotača pri njihovom vertikalnom hodu i valjanju šasije bolida. Usmjerenost kotača čak i pri vrlo malenim iznosima igra veliku ulogu u upravljivosti vozilom. Uz pozitivan polumjer zakretanja kotača (engl. *scrub radius*), koji je odabran iz konstrukcijskih razloga, pri kočenju prednji kotači zbog elastičnosti sustava imaju tendenciju divergirati čime bi izazvali nestabilno ponašanje vozila. Taj je efekt prisutan i kod stražnjih kotača, ali je kod njih kočna sila puno manja zbog preraspodjele vertikalnih sila na prednje kotače, pa utjecaj nije toliko izražen. Pri ubrzanju vučna se sila dovodi na kontakt stražnjih kotača s podlogom, što uz također pozitivan radijus zakretanja dovodi do konvergencije kotača.

Kod vozila s pogonjenim stražnjim kotačima velik utjecaj na osjećaj na upravljaču imaju kinematičke značajke kotača u bočnom pogledu (Slika 82.). Os zakretanja kotača (engl. *steering axis*) u odnosu na vertikalnu os čini nagib osi zakretanja kotača u bočnom pogledu. Duljina između presjecišta vertikalne osi kotača s podlogom i presjecišta osi zakretanja s podlogom je mehanički krak. Ukoliko bi se hvatište bočne sile na kontaktu kotača s podlogom

nalazilo u središtu kontakta, ta bi kinematička veličina bila krak djelovanja momenta stabilizacije. Kako je pneumatik elastičan, dolazi do uzdužnog pomicanja hvatišta bočne sile prijanjanja, a time i do promjene ukupnog kraka (engl. *total trail*) djelovanja momenta stabilizacije. Razlika između te dvije kinematičke značajke definirana je kao *pneumatic trail*.



Slika 83. Kinematičke značajke kotača u bočnom pogledu [9]. Os zakretanja kotača (steering axis), mehanički krak (mechanical trail), promjena ukupnog kraka (total trail), razlika između mehaničkog kraka i promjene ukupnog kraka je pneumatski krak (pneumatic trail)

Elastokinematičke efekte na iznos bočnog nagiba i usmjerenosti kotača teško je kvantificirati pri razvoju, te je zato omogućena podesivost statičkog iznosa tih značajki u širokom iznosu. U konstrukcijskoj izvedbi bolid a statički bočni nagib kotača podesiv je od iznosa $-2,68^\circ$ do $-0,86^\circ$ za prednje te od $-2,1^\circ$ do $-0,06^\circ$ umetanjem pločica na prihvata gornjih ramena ovjesa. Statička usmjerenost kotača podesiva je u rasponu od -2° do 2° promjenom duljina spona (podesivost duljine spona u rasponu 4 mm).

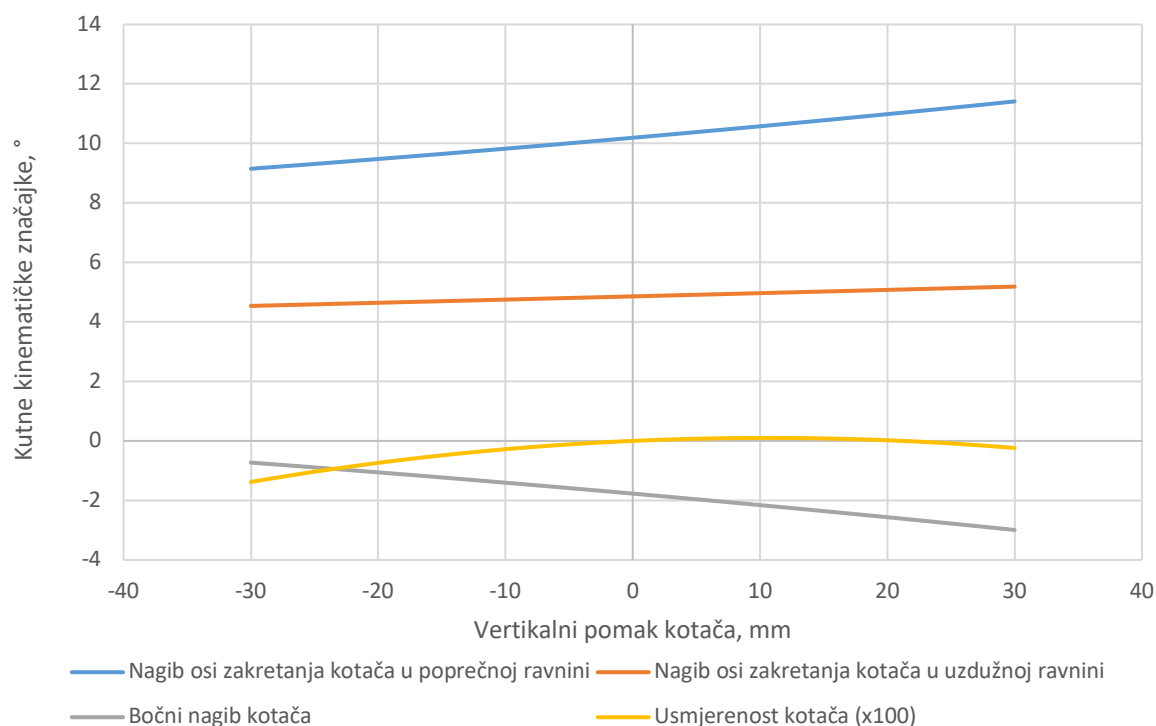
Podesivost visine vozila (engl. *ride height*) omogućena je na aktuatorima klackalica (engl. *pushrods*) jednostavnom promjenom duljine njih samih. Nakon što se ravno pravno podesi visina na svim kotačima, potrebno je postaviti vozilo na pojedinačne vage kojima se mjeri statički iznos težine na svakom kotaču. Tada je bitno maksimalno ujednačiti vertikalne sile na kotačima promjenama duljine aktuatora klackalica te predopterećenja (engl. *preload*) spiralnih opruga na amortizerima. Najpovoljnije je postići jednake zbrojeve težina parova međusobno dijagonalnih kotača kako bi se vozilo podjednako ponašalo pri vožnji desnim i lijevim zavojima [10].

3.3.5. Grafički prikaz kinematičkih značajki

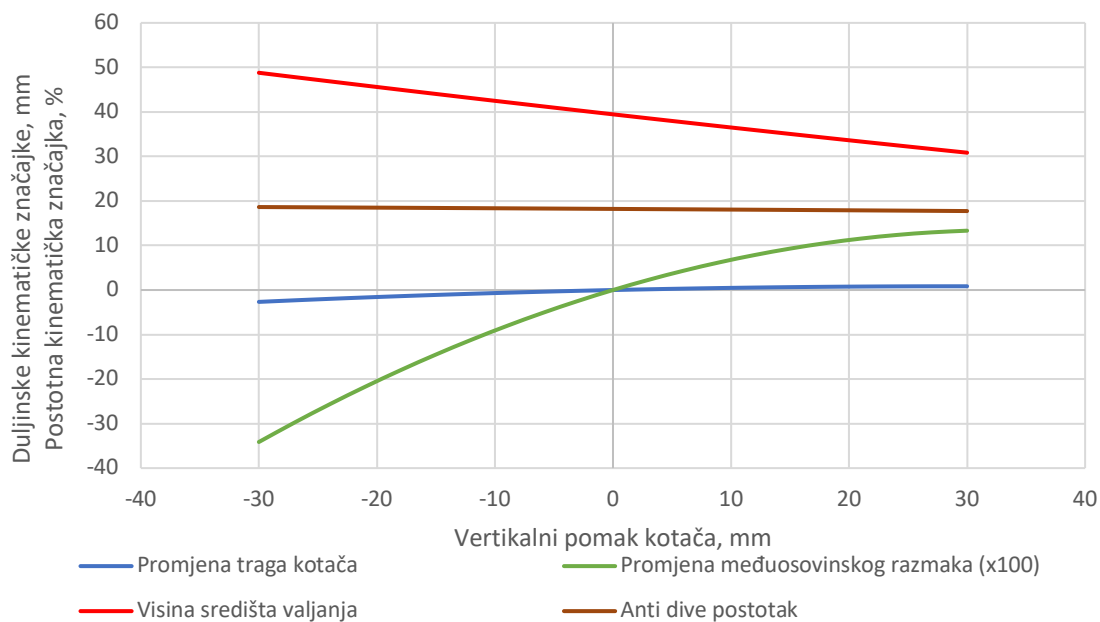
U nastavku su grafički prikazane ključne značajke ovjesa bolida pri vertikalnom pomaku kotača. Iznosi promjene usmjerenosti kotača (engl. *toe angle change*) i međuosovinskog razmaka (engl. *wheelbase change*) na dijagramu su multiplicirani 100 puta kako bi bilo moguće uočiti promjenu u njihovu iznosu. Kutne su značajke prikazane na Slikama 84. i 86., dok su duljinske i postotne značajke prikazane na Slikama 85. i 87.

Elastičnost sustava u sljedećim dijagramima nije razmatrana, dok pri vožnji zbog visoke elastičnosti pneumatika dolazi do velikih pomaka gaznog sloja gume u odnosu na naplatak uslijed sila koje djeluju na kontaktu gume s podlogom, pa je očekivano i veliko rasipanje kinematičkih veličina poput radijusa zakretanja kotača i mehaničkog predvođenja.

3.3.5.1. Prednji ovjes

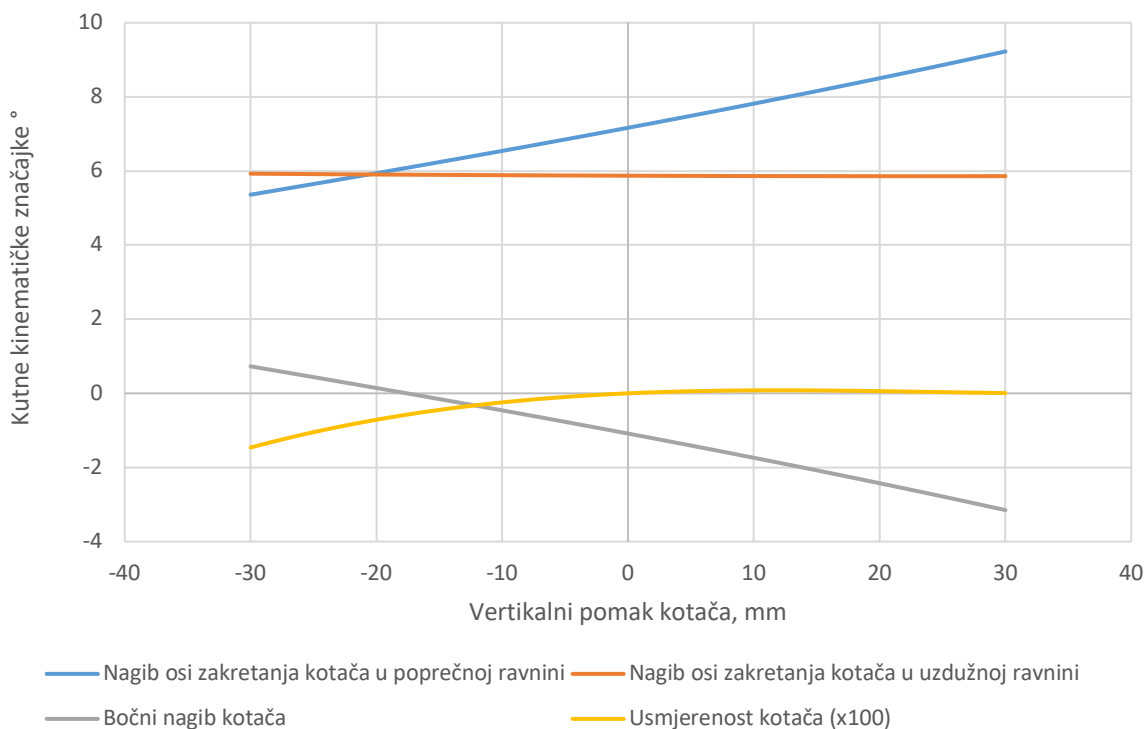


Slika 84. Kutne kinematičke značajke prednjeg ovjesa bolida.

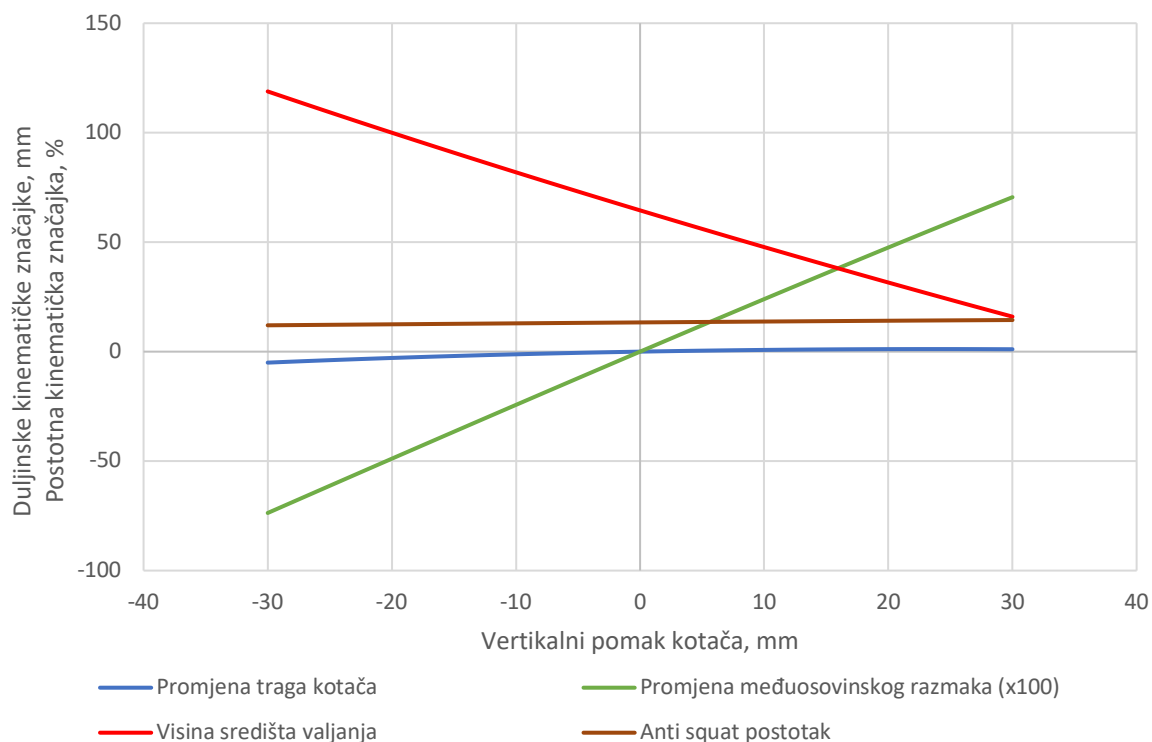


Slika 85. Duljinske i postotne kinematičke značajke prednjeg ovjesa bolida.

3.3.5.2. Stražnji ovjes



Slika 86. Kutne kinematičke značajke stražnjeg ovjesa bolida.



Slika 87. Duljinske i postotne kinematičke značajke stražnjeg ovjesa bolida.

3.3.6. Opružno-prigušne karakteristike

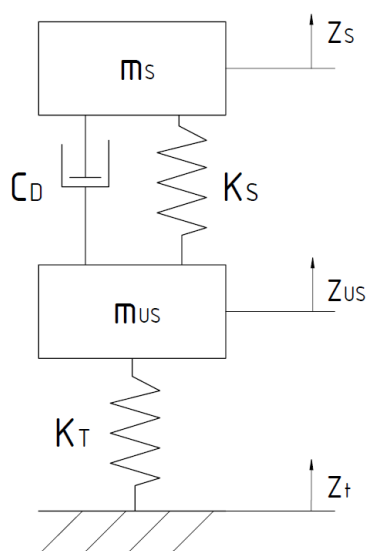
Zadaća ovjesa bolida je da održi što ujednačeniji kontakt s podlogom pri vožnji. To je osnovni uvjet za ostvarivanje sila priranja s podlogom koje utječu na gibanje vozila, koje su uz aerodinamičke sile jedini vanjski utjecaji na gibanje vozila. Performanse vozila primarno su određene kapacitetom ostvarivanja sila priranja s podlogom, kojima se mase vozila ubrzavaju, a inercije tih masa pri tranzijentnim stanjima gibanja savladavaju. Kontrola gibanja vozila postiže se pomoću opružnih i prigušnih elemenata. U ovom su slučaju za opružne elemente odabrane zavojne torzijske opruge, a za prigušne elemente amortizeri na koje se te opruge i ugrađuju. Za svaki kotač neovisno je ugrađena opruga i amortizer, dok su za dodatnu podesivost krutosti valjanja ugrađeni stabilizatori koji spajaju lijeve s desnim kotačima te se opiru njihovom relativnom pomaku u vertikalnom smjeru.

Proračun u ovom poglavlju proveden je iterativno pomoću Microsoft Excel-a. Kao ulazne veličine uzete su pojedine ovješene i neovješene mase, inercije zakretanja oko sve tri globalne osi te položaj težišta iz gotovo završenog CAD sklopa bolida. Pritom je dodano 15 kg ovješene mase zbog nedostatka rashladne tekućine u spremniku baterije, vode za hlađenje u crijevima te raznih elektroničkih komponenti. Inercija nije rasla zbog relativno bliskog položaja navedenih komponenata težištu ovješene mase bolida. Ostale ulazne veličine su kinematičke značajke bolida prethodno određene pomoću *Lotus Suspension Analysis* alata, poznate vertikalne

krutosti odabranog pneumatika te odabrane prigušne karakteristike amortizera. Najprije će se izračunati potrebna krutost vožnje koristeći četvrtinski model bolida. Nadalje, sprežanjem četvrtinskih modela promatrat će se uzdužna i poprečna dinamika vozila na pojednostavljen način. Kroz vertikalni pomak prednjih i stražnjih kotača kod uzdužnog modela dolazi do poniranja ovješene mase vozila, dok se kroz vertikalni pomak lijevih i desnih kotača kod poprečnog modela dobiva valjanje ovješene mase vozila. U poglavlju 3.3.11. određuju se prigušne karakteristike bolida iskazane kroz omjere prigušenja određenih gibanja.

3.3.7. Četvrtinski model bolida

U svrhu promatranja vertikalne dinamike i analitičkog određivanja krutosti vožnje koristi se četvrtinski model. Taj se model sastoji od ovješene mase, opružnih i prigušnih elemenata, neovješene mase i podloge. Vibracijski je sustav dva tijela koja imaju svaki po jedan stupanj slobode (Slika 88.) te je detaljnije objašnjen u [9] (poglavlje 6.2.). Proračun je proveden po 16. poglavlju iste knjige.



Slika 88. Četvrtinski model bolida.

Koristeći četvrtinski model vozila, moguće je promatrati i ponašanje vozila ovisno o frekvenciji uzbude. U industriji se pri razvoju vozila najčešće krutost vozila iskazuje kroz vlastite rezonancijske frekvencije ovješene mase (prednje i stražnje), budući da prikazuju krutost normaliziranu po masi vozila. Za putničke automobile prema [9] preporučeno je imati krutost vožnje prednje osovine oko 10 % nižu od stražnje kako bi pri nailasku na neravninu bilo spriječeno poniranje automobila. Nedostatak tog načina određivanja omjera krutosti vožnje je to što se poniranje sprječava samo za određen raspon brzina vožnje. U Formula Student natjecanjima staze su relativno glatke i sastavljene od uskih zavoja, pa je naglasak na kontroli valjanja i poniranja bolida pri raznim kombinacijama uzdužnih i bočnih ubrzanja. Zbog toga bi

u budućnosti bilo zanimljivo razmotriti izvedbu ovjesa s odvojenim opružno-prigušnim elementima u smislu krutosti vožnje i krutosti valjanja.

Zahtjev postavljen na krutost vožnje bolida je osigurati da ni jedan dio bolida osim guma ne dolazi u kontakt s podlogom pri vožnji. Pritom su elementi vozila koji su najviše izloženi kontaktu s podlogom prednje krilo (zbog poniranja pri kočenju) i podnica (zbog valjanja pri velikim bočnim ubrzanjima). Iz ovog će se razloga krutost vožnje dobivena iz četvrtinskog modela vozila provjeriti u sklopu modela uzdužne dinamike vozila, a krutost valjanja u sklopu modela poprečne dinamike vozila. Zbog smanjenja udaljenosti ovješene mase od tla pri vožnji povećanom brzinom uslijed negativne sile uzgona (engl. *downforce*), treba uzeti u obzir da se udaljenost elemenata vozila od tla za određeni kut poniranja pri kočenju ili valjanju u zavoju smanjila. Uz navedena ograničenja cilj je odabrati krutosti vožnje koje će biti na mekšoj strani kako bi na bolid minimalno utjecale neravnine na trkaćoj stazi. Na natjecanjima Formule Student česti su bolidi bez aerodinamičkih paketa zbog formata staza koji uvjetuje niske brzine vožnje i pravilnika koji uvjetuje niske snage motora. Smanjenjem mase bolida i koeficijenta otpora zraka zbog izuzimanja aerodinamičkog paketa može se postići vrlo dobre rezultate, no uz dobru usklađenost razvoja aerodinamičkog paketa s ovjesom bolida prednosti su ipak vidljive, što kroz rezultate timova, što na stazi.

3.3.7.1. Proračun krutosti vožnje prednjeg ovjesa bolida

Tražena vlastita frekvencija ovješene mase prednjeg kraja bolida:

$$f_{n,S-F} = 3,2 \text{ Hz} \quad (3)$$

Računska krutost vožnje prednjeg ovjesa iznosi:

$$K_{RR-F} = 4\pi^2 \cdot f_{n,S-F}^2 \cdot \frac{m_{S-F}}{2 \cdot 1000} = 4\pi^2 \cdot 3,2^2 \cdot \frac{107,98}{2 \cdot 1000} = 21,8 \frac{N}{mm} \quad (4)$$

Računska krutost vertikalnog pomaka prednjeg kotača iznosi:

$$K_{WR-F} = \frac{K_{RR-F} \cdot K_T}{K_T - K_{RR-F}} = \frac{21,8 \cdot 105}{105 - 21,8} = 27,52 \frac{N}{mm} \quad (5)$$

Računska krutost opruge pri vertikalnom pomaku prednjeg kotača iznosi:

$$K_{SR-F} = \frac{K_{WR-F}}{MR_F^2} = \frac{27,52}{0,74^2} = 50,25 \frac{N}{mm} \quad (6)$$

Odabrana krutost prednje opruge iz dostupnih krutosti opruga iznosi:

$$K_{S-F} = 52,54 \frac{N}{mm} \left(= 300 \frac{lb}{in} \right) \quad (7)$$

Krutost vertikalnog pomaka prednjeg kotača iznosi:

$$K_{W-F} = K_{S-F} \cdot MR_F^2 = 52,54 \cdot 0,74^2 = 28,77 \frac{N}{mm} \quad (8)$$

Krutost vožnje prednjeg kraja bolida iznosi:

$$K_{R-F} = \frac{K_{W-F} \cdot K_T}{K_T + K_{W-F}} = \frac{28,77 \cdot 105}{105 + 28,77} = 22,58 \frac{N}{mm} \quad (9)$$

Statički progib prednje spiralne opruge iznosi:

$$\Delta S_{S-F} = \frac{F_{ST-F} \cdot MR_F}{K_{S-F}} = \frac{617,73 \cdot 0,74}{52,54} = 8,70 \text{ mm} \quad (10)$$

3.3.7.2. Proračun krutosti vožnje stražnjeg ovjesa bolida

Tražena vlastita frekvencija ovješene mase stražnjeg kraja bolida:

$$f_{n,S-R} = 3,5 \text{ Hz} \quad (11)$$

Računska krutost vožnje stražnjeg ovjesa iznosi:

$$K_{RR-R} = 4\pi^2 \cdot f_{n,S-R}^2 \cdot \frac{m_{S-R}}{2 \cdot 1000} = 4\pi^2 \cdot 3,5^2 \cdot \frac{128,37}{2 \cdot 1000} = 31 \frac{N}{mm} \quad (12)$$

Računska krutost vertikalnog pomaka stražnjeg kotača iznosi:

$$K_{WR-R} = \frac{K_{RR-R} \cdot K_T}{K_T - K_{RR-R}} = \frac{31 \cdot 105}{105 - 31} = 44 \frac{N}{mm} \quad (13)$$

Računska krutost stražnje opruge pri vertikalnom pomaku kotača iznosi:

$$K_{SR-R} = \frac{K_{WR-R}}{MR_R^2} = \frac{44}{1,05^2} = 39,91 \frac{N}{mm} \quad (14)$$

Odabrana krutost stražnje opruge iz dostupnih krutosti opruga iznosi:

$$K_{S-R} = 39,41 \frac{N}{mm} \left(= 225 \frac{lb}{in} \right) \quad (15)$$

Krutost vertikalnog pomaka stražnjeg kotača iznosi:

$$K_{W-R} = K_{S-R} \cdot MR_R^2 = 39,405 \cdot 1,05^2 = 43,44 \frac{N}{mm} \quad (16)$$

Krutost vožnje stražnjeg kraja bolida iznosi:

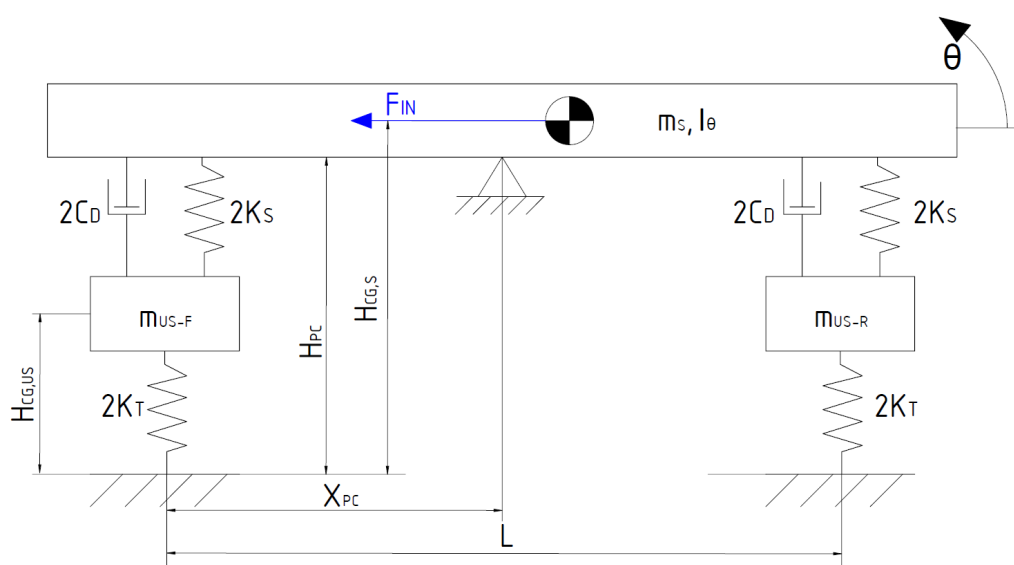
$$K_{R-R} = \frac{K_{W-R} \cdot K_T}{K_T + K_{W-R}} = \frac{43,44 \cdot 105}{105 + 43,44} = 30,73 \frac{N}{mm} \quad (17)$$

Statički progib stražnje spiralne opruge iznosi:

$$\Delta S_{S-R} = \frac{F_{ST-R} \cdot MR_R}{K_{S-R}} = \frac{734,38 \cdot 1,02}{39,41} = 13,79 \text{ mm} \quad (18)$$

3.3.8. Uzdužna dinamika bolida

Sastavljanjem modela od po dva paralelna četvrtinska modela vozila (prema [8]) koji su međusobno uzdužno udaljeni za međuosovinski razmak kotača može se promatrati kakav utjecaj imaju uzdužna ubrzanja na gibanje ovješene mase (Slika 89.). Na taj način bit će provjereno je li odabrana krutost poniranja ovješene mase dovoljna da ne dođe do udaranja prednjeg krila u tlo pri kočenju. To je kritičan slučaj uzdužne akceleracije zato što prednje krilo predstavlja veliki geometrijski prevjes ispred središta prednjeg kotača. Pritom će biti uzeti u obzir djelovanje vršne deceleracije pri 80 km/h, zato što ju je skoro nemoguće postići na natjecanju uz višu brzinu vožnje. Iznos maksimalne deceleracije iznosi 1,8 g, a definiran je iz faktora prijanjanja pneumatika s podlogom kao limitirajućeg faktora.



Slika 89. Uzdužni model vozila (4 stupnja slobode gibanja).

3.3.8.1. Gradijent poniranja bolida

Krutost ovjesa pri poniranju ovješene mase iznosi:

$$K_\theta = \{2 \cdot K_{R-F} \cdot X_{PC}^2 + 2 \cdot K_{R-R} \cdot (L - X_{PC})^2\} \cdot \frac{\pi}{180} \quad (19)$$

$$K_\theta = \{2 \cdot 22,58 \cdot 650,22^2 + 2 \cdot 30,73 \cdot (1530 - 650,22)^2\} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{1}{1000} \quad (20)$$

$$K_\theta = 1163,53 \frac{Nm}{deg} \quad (21)$$

Inercija poniranja se određuje iz inercije ovješene mase bolida oko osi paralelne s y osi koja prolazi kroz težište te mase (os Y_0) i to pomoću teorema paralelnih osi.

Inercija poniranja ovješene mase bolida (oko osi Y_0 , očitano iz CAD modela vozila) iznosi:

$$I_{\theta 0} = 79,73 \text{ kgm}^2 \quad (22)$$

Inercija poniranja ovještene mase oko osi poniranja iznosi:

$$I_{\theta} = I_{Y0} + m_S \cdot \left(\frac{(H_{CG,S} - H_{PC})}{1000} \right)^2 \quad (23)$$

$$I_{\theta} = 79,73 + 236,35 \cdot \left(\frac{(280,88 - 30,86)^2}{1000} \right) \quad (24)$$

$$I_{\theta} = 94,51 \text{ kgm}^2 \quad (25)$$

Prirodna rezonancijska frekvencija poniranja bolida iznosi:

$$f_{n,\theta} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{\theta}}{I_{\theta}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1163,53}{94,51}} = 4,23 \text{ Hz} \quad (26)$$

Gradijent poniranja iznosi:

$$\frac{\theta}{a_X} = g \cdot m_S \cdot \frac{(H_{CG,S} - H_{PC})}{K_{\theta} \cdot 1000} = 9,81 \cdot 236,35 \cdot \frac{(280,88 - 30,86)}{1163,53 \cdot 1000} \quad (27)$$

$$\frac{\theta}{a_X} = 0,50 \frac{\text{deg}}{g} \quad (28)$$

3.3.8.2. Gibanje ovještene mase pri kočenju

Izračunom preraspodjele opterećenja pri zadanoj deceleraciji moguće je odrediti koliki su iznosi pomaka prednjih i stražnjih kotača, koji dovode do poniranja bolida. Za dobiveni kut poniranja će biti provjerena udaljenost prednjeg krila od podloge.

Uzdužna elastična preraspodjela opterećenja ovještene mase uslijed deceleracije iznosi:

$$\Delta W_{X,EL,S} = m_S \cdot g \cdot A_X \cdot \frac{H_{CG,S} - H_{PC}}{L} = 236,35 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{280,88 - 30,86}{1530} \quad (29)$$

$$\Delta W_{X,EL,S} = 681,99 \text{ N} \quad (30)$$

Uzdužna geometrijska preraspodjela opterećenja ovještene mase uslijed deceleracije iznosi:

$$\Delta W_{X,G,S} = m_S \cdot g \cdot A_X \cdot \frac{H_{PC}}{L} = 236,35 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{30,86}{1530} \quad (31)$$

$$\Delta W_{X,G,S} = 84,18 \text{ N} \quad (32)$$

Uzdužna geometrijska preraspodjela opterećenja neovještene mase uslijed deceleracije iznosi:

$$\Delta W_{X,G,US} = m_{US} \cdot g \cdot A_X \cdot \frac{H_{CG,US}}{L} = 39,31 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{227}{1530} \quad (33)$$

$$\Delta W_{X,G,US} = 102,99 \text{ N} \quad (34)$$

Ukupna uzdužna preraspodjela opterećenja pri promatranoj deceleraciji iznosa $a_x = 1,8 \text{ g}$:

$$\Delta W_{BRK} = \Delta W_{X,EL,S} + \Delta W_{X,G,S} + \Delta W_{X,G,US} \quad (35)$$

$$\Delta W_{BRK} = 681,99 + 84,18 + 102,99 = 869,16 \text{ N} \quad (36)$$

Pritom dolazi do vertikalnih pomaka kotača iznosa:

$$\Delta S_{BRK-F} = \frac{\Delta W_{BRK}}{2 \cdot K_{R-F}} = \frac{869,159}{2 \cdot 22,58} = 19,24 \text{ mm} \quad (37)$$

$$\Delta S_{BRK-R} = -\frac{\Delta W_{BRK}}{2 \cdot K_{R-R}} = -\frac{869,159}{2 \cdot 30,73} = -14,14 \text{ mm} \quad (38)$$

Iz čega se izračunava kut poniranja bolida:

$$\theta_{BRK} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{\Delta S_{BRK-F} - \Delta S_{BRK-R}}{L} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{19,24 + 14,14}{1530} = 1,25^\circ \quad (39)$$

Vertikalni pomaci kotača uslijed djelovanja negativne sile uzgona (engl. *downforce*) pri 80 km/h iznose:

$$\Delta S_{L-F} = \frac{F_{L-F}}{2 \cdot K_{R-F}} = \frac{460,52}{2 \cdot 22,58} = 10,20 \text{ mm} \quad (40)$$

$$\Delta S_{L-R} = \frac{F_{L-R}}{2 \cdot K_{R-R}} = \frac{547,48}{2 \cdot 30,73} = 8,91 \text{ mm} \quad (41)$$

Dopušteni kut poniranja pri kočenju iznosi:

$$\theta_{Dop} = \frac{180}{\pi} \cdot \arctg \left(\frac{H_{FW} - \Delta S_{L-F}}{X_{FW} + X_{PC}} \right) \quad (42)$$

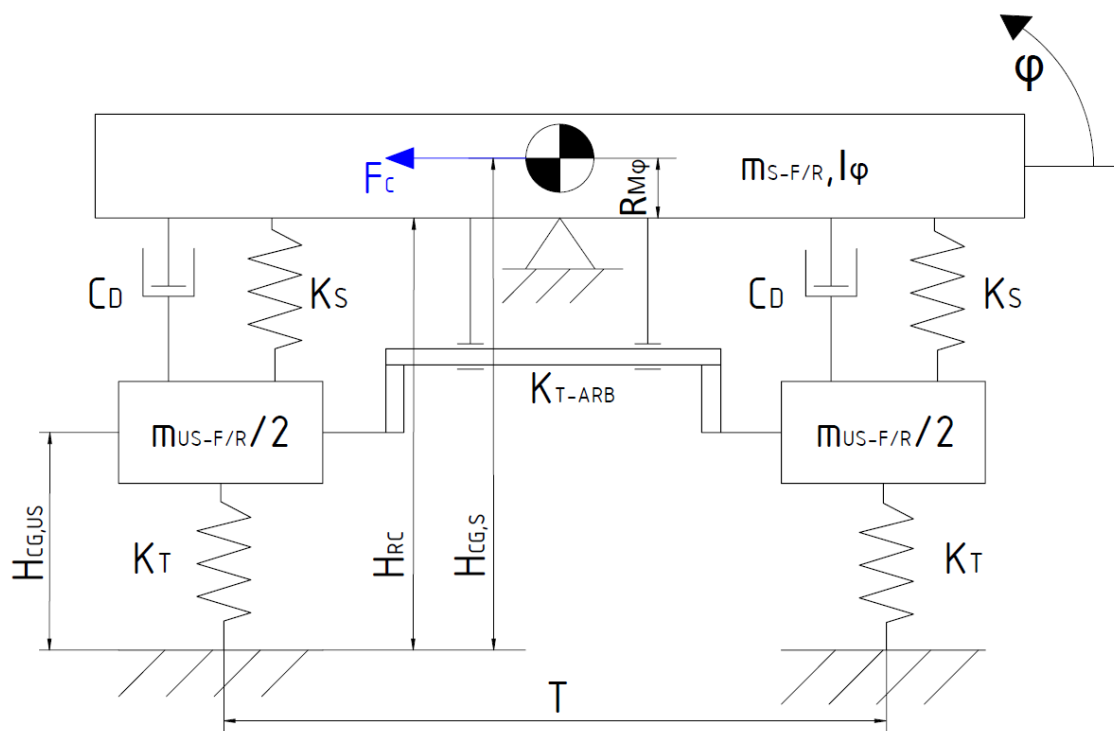
$$\theta_{Dop} = \frac{180}{\pi} \cdot \arctg \left(\frac{45 - 10,196}{920 + 650,22} \right) = 1,27^\circ \quad (43)$$

Pri usporedbi (3.37) s (3.41) zaključeno je da krutost vožnje zadovoljava zadani uvjet jer je $\theta_{BRK} < \theta_{Dop}$.

3.3.9. Poprečna dinamika bolida

Sastavljanjem modela prednjeg ili stražnjeg ovjesa od dva četvrtinska modela međusobno udaljena tragom kotača (prema [8]) moguće je izračunati krutost valjanja bolida te promatrati utjecaj centrifugalne sile na valjanje ovješene mase. Krutost valjanja bolida je uzrokovana jednim dijelom krutošću opruga, a drugim dijelom stabilizatora. Kako je krutost opruga definirana u potpoglavlju 3.2. uz već navedene uvjete, preostaje dimenzionirati

stabilizatore. Zbog konstrukcijskih ograničenja je odabrana „U“ izvedba stabilizatora, što znači da je stabilizator ravna bešavna cijev koja je poprečno postavljena u bolidu. Pri ulasku vozila u zavoj vanjski se kotač u odnosu na šasiju podiže te unutarnji spušta, dok se stabilizator svojom torzijskom krutošću opire razlici u vertikalnom pomaku lijevog i desnog kotača i time smanjuje valjanje neovještene mase. Takva izvedba stabilizatora omogućuje širok raspon podešivosti krutosti valjanja prednjeg i stražnjeg ovjesa neovisno, čime se pri podešavanju bolida može utjecati na iznos gradijenta podupravljanja. Za proračun stabilizatora za prednji i stražnji ovjes može se povećati ili smanjiti krutost valjanja podešavanjem kraka poluge stabilizatora. Za proračun su korišteni poprečni modeli bolida za prednji i stražnji trag kotača prikazan Slici 90.



Slika 90. Poprečni model jednog traga kotača (4 stupnja slobode gibanja).

3.3.9.1. Gradijent valjanja bolida

3.3.9.1.1. Krutost valjanja uslijed krutosti opruga

$$K_{\phi,S-F} = K_{R-F} \cdot \frac{T_F^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 22,58 \cdot \frac{1300^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 333049,5 \frac{Nmm}{^\circ} \quad (44)$$

$$K_{\phi,S-R} = K_{R-R} \cdot \frac{T_R^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 30,73 \cdot \frac{1240^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 412322,2 \frac{Nmm}{^\circ} \quad (45)$$

3.3.9.1.2. Izračun krutost valjanja uslijed krutosti stabilizatora

Izračun za prednji stabilizator:

- torzijska krutost prednjeg stabilizatora iznosi:

$$K_{T,ARB-F} = \frac{I_{P,ARB-F} \cdot G}{L_{ARB-F}} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{5401,97 \cdot 81000}{675} \cdot \frac{\pi}{180} = 11313,86 \frac{Nmm}{^\circ ARB} \quad (46)$$

- krutost vertikalnog pomaka prednjeg kotača uslijed otpora valjanju stabilizatora iznosi:

$$K_{W,ARB-F} = \frac{K_{T,ARB-F} \cdot MR_{ARB-F}}{R_{ARB-F}} = \frac{11313,86 \cdot 0,15}{105} = 15,94 \frac{N}{mm} \quad (47)$$

- krutost vožnje prednjeg ovjesa uslijed otpora valjanju stabilizatora iznosi:

$$K_{R,ARB-F} = \frac{K_{W,ARB-F} \cdot K_T}{K_{W,ARB-F} + K_T} = \frac{15,94 \cdot 105}{15,94 + 105} = 13,84 \frac{N}{mm} \quad (48)$$

- krutost valjanja prednjeg ovjesa uslijed otpora valjanju stabilizatora iznosi:

$$K_{\phi,ARB-F} = K_{R,ARB-F} \cdot \frac{T_F^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 13,84 \cdot \frac{1300^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} \quad (49)$$

$$K_{\phi,ARB-F} = 204064,4 \frac{Nmm}{^\circ} \quad (50)$$

Izračun za stražnji stabilizator:

- torzijska krutost stražnjeg stabilizatora iznosi:

$$K_{T,ARB-R} = \frac{I_{P,ARB-R} \cdot G}{L_{ARB-R}} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{579,62 \cdot 81000}{696,6} \cdot \frac{\pi}{180} = 1176,32 \frac{Nmm}{^\circ ARB} \quad (51)$$

- krutost vertikalnog pomaka stražnjeg kotača uslijed otpora valjanju stabilizatora iznosi:

$$K_{W,ARB-R} = \frac{K_{T,ARB-R} \cdot MR_{ARB-R}}{R_{ARB-R}} = \frac{1176,32 \cdot 0,35}{120} = 3,41 \frac{N}{mm} \quad (52)$$

- krutost vožnje stražnjeg ovjesa uslijed otpora valjanju stabilizatora iznosi:

$$K_{R,ARB-R} = \frac{K_{W,ARB-R} \cdot K_T}{K_{W,ARB-R} + K_T} = \frac{3,41 \cdot 105}{3,41 + 105} = 3,30 \frac{N}{mm} \quad (53)$$

- krutost valjanja stražnjeg ovjesa uslijed otpora valjanju stabilizatora iznosi:

$$K_{\phi,ARB-R} = K_{R,ARB-R} \cdot \frac{T_R^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 3,30 \cdot \frac{1240^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} \quad (54)$$

$$K_{\phi,ARB-R} = 44294,03 \frac{Nmm}{^\circ} \quad (55)$$

3.3.9.1.3. Izračun ukupne krutosti valjanja ovjesa

- ukupna krutost valjanja prednjeg ovjesa iznosi:

$$K_{\phi F} = K_{\phi, S-F} + K_{\phi, ARB-F} = 333049,5 + 204064,4 \quad (56)$$

$$K_{\phi F} = 537113,9 \frac{Nmm}{\circ} \quad (57)$$

- ukupna krutost valjanja stražnjeg ovjesa iznosi:

$$K_{\phi R} = K_{\phi, S-R} + K_{\phi, ARB-R} = 412322,2 + 44294,03 \quad (58)$$

$$K_{\phi R} = 456626,3 \frac{Nmm}{\circ} \quad (59)$$

3.3.9.1.4. Izračun prirodne rezonancijske frekvencije valjanja bolida

Inercija valjanja se određuje iz inercije ovješene mase bolida oko osi paralelne s x osi koja prolazi kroz težište te mase (os X_0) i to uz pomoć teorema paralelnih osi.

Inercija valjanja ovješene mase bolida (oko osi X_0 , očitano iz CAD sklopa bolida) iznosi:

$$I_{\phi 0} = 16,02 \text{ kgm}^2 \quad (60)$$

Inercija valjanja ovješene mase oko osi valjanja iznosi:

$$I_{\phi} = I_{X_0} + m_S \cdot \left(\frac{R_{M\phi}}{1000} \right)^2 \quad (61)$$

$$I_{\phi} = 16,02 + 236,35 \cdot \left(\frac{225,78}{1000} \right)^2 \quad (62)$$

$$I_{\phi} = 28,07 \text{ kgm}^2 \quad (63)$$

Prirodna rezonancijska frekvencija valjanja bolida iznosi:

$$f_{n,\phi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{180}{\pi} \cdot \frac{K_{\phi F} + K_{\phi R}}{1000 \cdot I_{\phi}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{180}{\pi} \cdot \frac{537113,9 + 456626,3}{1000 \cdot 28,07}} \quad (64)$$

$$f_{n,\phi} = 7,17 \text{ Hz} \quad (65)$$

3.3.9.1.5. Izračun gradijenta valjanja bolida

Moment valjanja nastaje uslijed centrifugalne sile pri prolasku kroz zavoj, a djeluje na težište ovješene mase i zakreće vozilo oko osi valjanja. Po jedinici bočne akceleracije iznosi:

$$\frac{M_{\phi}}{a_Y} = m_S \cdot g \cdot R_{M\phi} = 236,35 \cdot 9,81 \cdot 225,78 \quad (66)$$

$$\frac{M_{\phi}}{a_Y} = 523480,45 \frac{Nmm}{g} \quad (67)$$

Konačno, postignuti gradijent valjanja uz ugrađene stabilizatore iznosi:

$$\frac{\phi}{a_Y} = \frac{M_{\phi}}{A_Y} \cdot \frac{1}{K_{\phi F} + K_{\phi R}} = 523480,45 \cdot \frac{1}{537113,9 + 456626,3} \quad (68)$$

$$\frac{\phi}{a_Y} = 0,53 \frac{deg}{g} \quad (69)$$

Dok je gradijent valjanja bez ugrađenih stabilizatora iznosa:

$$\left(\frac{\phi}{a_Y}\right)_S = \frac{M_\phi}{A_Y} \cdot \frac{1}{K_{\phi,S-F} + K_{\phi,S-R}} = 523480,45 \cdot \frac{1}{333049,5 + 412322,2} \quad (70)$$

$$\left(\frac{\phi}{a_Y}\right)_S = 0,70 \frac{deg}{g} \quad (71)$$

3.3.9.2. Gibanje ovještene mase pri vožnji kroz zavoj

Proračun krutosti valjanja se provodi za vožnju zavojem maksimalnom bočnom akceleracijom, koja je limitirana od strane faktora trenja prijanjanja pneumatika i podloge te iznosi $a_Y = 1,8 g$. Pri vožnji bočnom akceleracijom tog iznosa će biti provjerena udaljenost podnice od podloge te omjer preraspodjele opterećenja za prednji ovjes u odnosu na ukupnu.

Za prednji ovjes:

- Poprečna elastična preraspodjela opterećenja prednje ovještene mase pri vožnji zavojem iznosi:

$$\Delta W_{Y,EL,S-F} = m_S \cdot g \cdot A_Y \cdot \frac{1}{T_F} \cdot \left(\frac{K_{\phi F} + m_S \cdot g \cdot R_{M\phi} \cdot (1 - a_s)}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - m_S \cdot g \cdot R_{M\phi}} \right) \quad (72)$$

$$\Delta W_{Y,EL,S-F} = 236,35 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{1}{1300} \cdot \left(\frac{537113,9 + 236,35 \cdot 9,81 \cdot 225,78 \cdot (1 - 0,46)}{537113,9 + 456626,3 - 236,35 \cdot 9,81 \cdot 225,78} \right) \quad (73)$$

$$\Delta W_{Y,EL,S-F} = 398,65 N \quad (74)$$

- Poprečna geometrijska preraspodjela opterećenja prednje ovještene mase pri vožnji zavojem iznosi:

$$\Delta W_{Y,G,S-F} = m_S \cdot g \cdot A_Y \cdot \frac{1}{T_F} \cdot (1 - a_s) \cdot H_{RC-F} \quad (75)$$

$$\Delta W_{Y,G,S-F} = 236,35 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{1}{1300} \cdot (1 - 0,46) \cdot 39,45 \quad (76)$$

$$\Delta W_{Y,G,S-F} = 68,79 N \quad (77)$$

- Poprečna geometrijska preraspodjela opterećenja prednje neovještene mase pri vožnji zavojem iznosi:

$$\Delta W_{Y,G,US-F} = m_{US-F} \cdot g \cdot A_Y \cdot \frac{H_{CG,US}}{T_F} = 21,4 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{227}{1300} \quad (78)$$

$$\Delta W_{Y,G,US-F} = m_{US-F} \cdot g \cdot A_Y \cdot \frac{H_{CG,US}}{T_F} = 21,4 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{227}{1300} \quad (79)$$

- Ukupna poprečna preraspodjela opterećenja prednjeg ovjesa pri promatranoj bočnoj akceleraciji iznosa $a_Y = 1,8 g$:

$$\Delta W_{Y-F} = \Delta W_{Y,EL,S-F} + \Delta W_{Y,G,S-F} + \Delta W_{Y,G,US-F} \quad (80)$$

$$\Delta W_{Y-F} = 398,65 + 68,79 + 65,98 = 533,42 N \quad (81)$$

Za stražnji ovjes:

- Poprečna elastična preraspodjela opterećenja stražnje ovješene mase pri vožnji zavojem iznosi:

$$\Delta W_{Y,EL,S-R} = m_S \cdot g \cdot A_Y \cdot \frac{1}{T_R} \cdot \left(\frac{K_{\phi R} + m_S \cdot g \cdot R_{M\phi} \cdot a_s}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - m_S \cdot g \cdot R_{M\phi}} \right) \quad (82)$$

$$\Delta W_{Y,EL,S-R} = 236,35 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{1}{1240} \cdot \left(\frac{456626,3 + 236,35 \cdot 9,81 \cdot 225,775 \cdot 0,46}{537113,9 + 456626,3 - 236,35 \cdot 9,81 \cdot 225,78} \right) \quad (83)$$

$$\Delta W_{Y,EL,S-R} = 355,63 N \quad (84)$$

- Poprečna geometrijska preraspodjela opterećenja stražnje ovješene mase pri vožnji zavojem iznosi:

$$\Delta W_{Y,G,S-R} = m_S \cdot g \cdot A_Y \cdot \frac{1}{T_R} \cdot a_s \cdot H_{RC-R} \quad (85)$$

$$\Delta W_{Y,G,S-R} = 236,35 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{1}{1240} \cdot 0,46 \cdot 64 \quad (86)$$

$$\Delta W_{Y,G,S-R} = 98,41 N \quad (87)$$

- Poprečna geometrijska preraspodjela opterećenja stražnje neovješene mase pri vožnji zavojem iznosi:

$$\Delta W_{Y,G,US-R} = m_{US-R} \cdot g \cdot A_Y \cdot \frac{H_{US}}{T_R} = 17,91 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cdot \frac{227}{1240} \quad (88)$$

$$\Delta W_{Y,G,US-R} = 57,90 N \quad (89)$$

- Ukupna poprečna preraspodjela opterećenja stražnjeg ovjesa pri promatranoj bočnoj akceleraciji iznosa $a_Y = 1,8 g$:

$$\Delta W_{Y-R} = \Delta W_{Y,EL,S-R} + \Delta W_{Y,G,S-R} + \Delta W_{Y,G,US-R} \quad (90)$$

$$\Delta W_{Y-R} = 355,63 + 98,41 + 57,90 = 511,94 \text{ N} \quad (91)$$

Iz izračunatih poprečnih preraspodjela opterećenja se izračunava omjer preraspodjele opterećenja za prednji ovjes (*front load transfer ratio*) koji pokazuje u kojoj mjeri vozilo ima tendenciju podupravljanju ili preupravljanju.

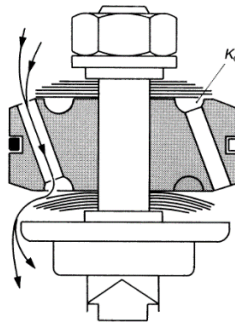
$$FLT = \frac{\Delta W_{Y-F}}{\Delta W_{Y-F} + \Delta W_{Y-R}} = \frac{533,42}{533,42 + 511,94} = 0,51 \quad (92)$$

3.3.10. Prigušne karakteristike

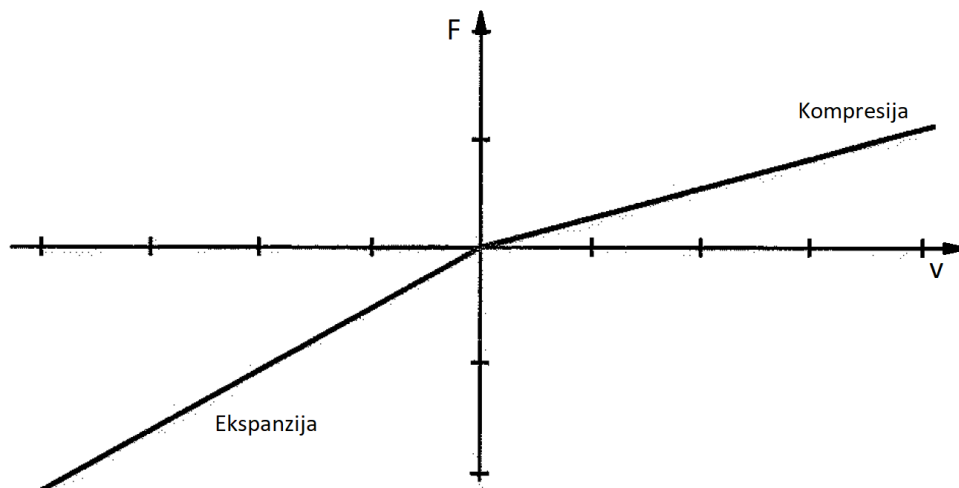
Do sada je gibanje bolida promatrano u stacionarnom stanju kroz jednodimenzijски četvrtinski model te dvodimenzijски uzdužni model i poprečni model bolida. U vožnji dolazi do tranzijentnih gibanja pri kojima se kotači gibaju vertikalno, a šasija se valja i ponire. Pritom se induciraju oscilacije tih gibanja, a kako bi se neželjeno velike amplitude i vremena trajanja oscilacija spriječili koriste se amortizeri. Oni svojim prigušnim djelovanjem dovode do bržeg stabiliziranja gibanja pri npr. ulasku u zavoj ili početku kočenja. Finim podešavanjem amortizera postiže se kontrola brzine opterećivanja bolida jer su prigušne sile amortizera ovisne o relativnoj brzini gibanja između njegova klipa i cilindra. Iako se namještene prigušne karakteristike amortizera najčešće razlikuju od onih koje su proračunate, bitno je shvatiti princip na koji one utječu na gibanje bolida kako bi ih bilo moguće naknadno mijenjati u svrhu poboljšanja ponašanja bolida na stazi.

Amortizeri se ugrađuju između ovješene i neovješene mase vozila, te u kombinaciji sa spiralnim torzijskim oprugama čine vrlo kompaktan sklop. Za razliku od opruga, sila kojom djeluju na vozilo ne ovisi o pomaku, već o brzini kompresije ili ekspanzije. Pri relativnom gibanju klipa i cilindra amortizera dolazi do prolaza viskoznog fluida kroz uske provrte pri čemu se konstrukcija amortizera opire protoku fluida (Slika 91.), čime uslijed stlačivanja fluida dolazi do prigušivanja gibanja. Pritom je sila prigušenja približno proporcionalna brzini gibanja. Najčešće je prigušenje pri kompresiji manje nego pri ekspanziji, što se može pripisati omjeru ovješene i neovješene mase. Pri nailasku na neravninu kotačem prvo dolazi do gibanja neovješene mase (koja je puno manja od ovješene) te istovremene kompresije amortizera. Tek nakon toga dolazi do istovremene ekspanzije amortizera i podizanja ovješene mase u neutralan položaj. Na Slici 92. je prikazano na koji način se kod amortizera s linearnom karakteristikom prigušenja manifestira razlika u prigušenju pri kompresiji i ekspanziji. Pritom je

prigušenje definirano kao omjer prigušne sile i relativne brzine gibanja između klipa i cilindra amortizera.



Slika 91. Prolaz viskoznog fluida kroz provrt u klipu amortizera, deformacija lamelnih ventila [12].



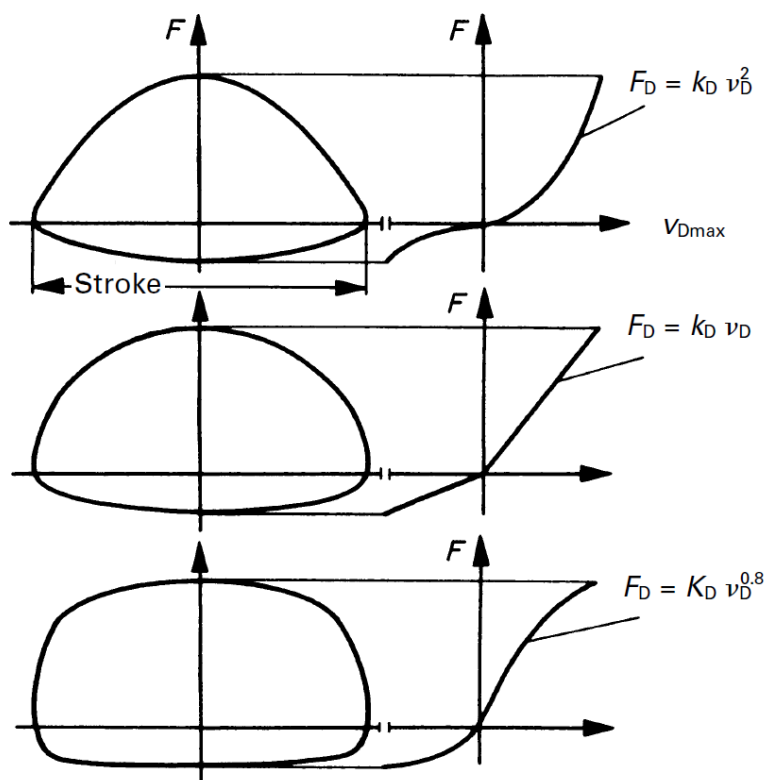
Slika 92. Razlika u prigušenju pri kompresiji i ekspanziji, pritom je prigušna sila ovisna o brzini [9].

Proizvođači amortizera ciljane iznose prigušenja postižu razmještajem i veličinom provrta na klipu za prolaz viskoznog fluida te lamelnim ventilima koji se svojom krutošću opiru prolasku fluida. Dodatne promjene prigušnih karakteristika se postižu ugradnjom prigušnih ventila i unutarnjih opruga u takvim izvedbama da nude podesivost prigušenja bez rastavljanja amortizera.

Pri prigušivanju oscilacija dolazi do pretvaranja kinetičke energije u toplinsku, pa ukoliko se radi o vrlo neravnoj podlozi može doći do zagrijavanja fluida u amortizeru. Time njemu opada viskoznost, prigušno djelovanje amortizera je smanjeno, a time i prigušenje gibanja vozila. Kako se fluid grije povećava mu se i volumen, a pošto je ulje približno nestlačivo potreban je dodatni fluid unutar amortizera koji će biti stlačiv i preuzeti na sebe promjenu volumena ulja pri

zagrijavanju. Kod kvalitetnih amortizera se kao stlačiv fluid koristi dušik, a kod ostalih zrak. Uz plutajući klip između stlačivog i nestlačivog fluida sprečava se njihovo miješanje, što rezultira manjom histerezom sile prigušenja amortizera. Histereza se manifestira kao nepoklapanje prigušnih sila pri kompresiji i ekspanziji amortizera za (apsolutno) jednake relativne brzine gibanja [12].

Sila prigušenja se mjeri na ispitnom uređaju koji svoje rotacijsko gibanje pogonskog elektromotora pretvara u translacijsko gibanje (engl. *dampner dyno*). Amortizer se prihvaća s jedne strane na fiksnu točku uređaja, a s druge na dio mehanizma koji se translacijski giba. Na taj način se amortizer ciklički opterećuje (iz kompresije u ekspanziju i obrnuto) te se očitava pomak i sila prigušenja. Na Slici 93. su lijevo prikazani grafovi ovisnosti sile prigušenja ovisno o pomaku dobiveni pri mjerenju. Na istoj su slici desno prikazane krivulje prigušenja izvedene iz lijevih grafova deriviranjem pomaka po vremenu. Time je dobivena ovisnost sile prigušenja o brzini kretanja stapa amortizera u odnosu na cilindar. Pritom prigušenje označava nagib krivulje unutar desnih grafova (gradijent).

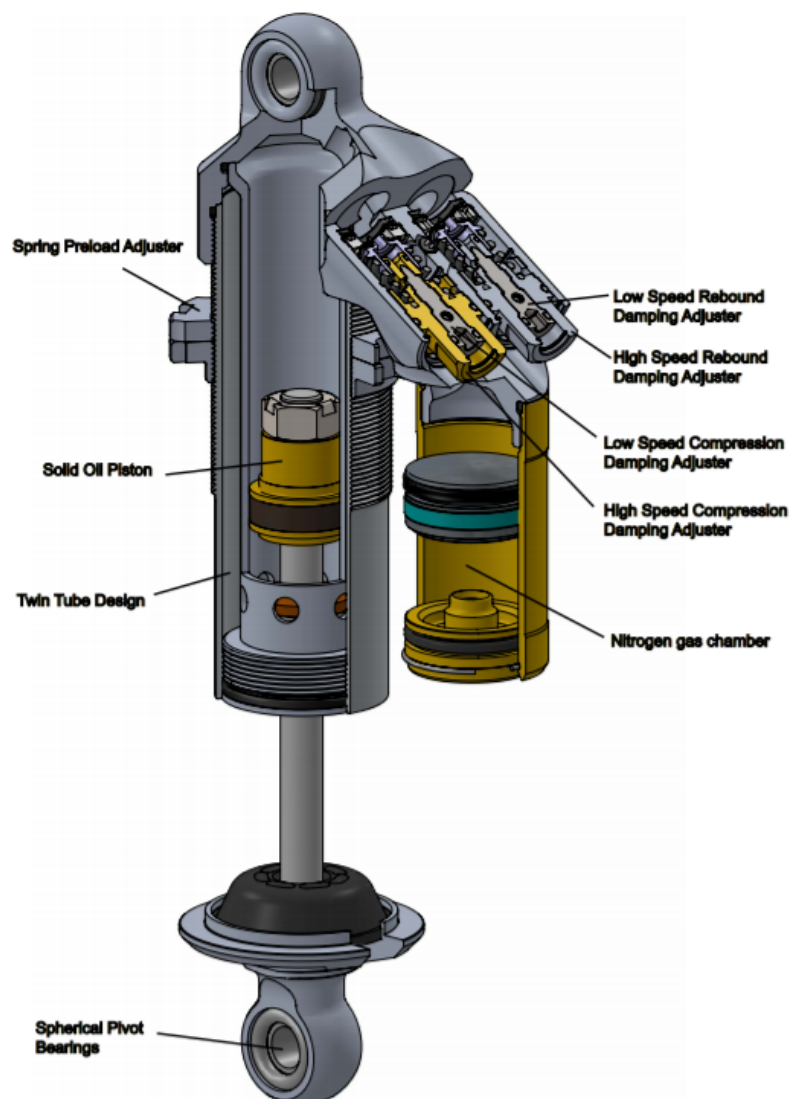


Slika 93. Vrste krivulja prigušenja amortizera (redom: progresivna, linearna, degresivna) [11].

3.3.11. Odabir amortizera

Za bolid *RT06E* je odabran model amortizera *Öhlins TTX25 Mk2*, dvocijevni amortizer s odvojenim spremnikom dušika i dvostrukom karakteristikom prigušenja (engl. *dual rate*

damper), što znači da je prigušenje različito za brzine veće i manje od brzine loma krivulje (engl. *knee speed*). Kako ne bi došlo do upjenjivanja ulja unutar amortizera, ono je od dušika odvojeno plutajućim klipom koji po svom obodu ima brtve. Svojom konstrukcijskom izvedbom nude mogućnost podešavanja prigušenja pri niskim i visokim brzinama relativnog gibanja klipa i tijela amortizera. Grubo se podešavanje izvodi zamjenom unutarnjih opruga u svrhu dobivanja različitog prigušenja pri visokim relativnim brzinama te zamjenom prigušnih ventila u svrhu promjene prigušenja pri niskim relativnim brzinama. Fino je podešavanje omogućeno na 4 načina, za kombinacije kompresije i ekspanzije kod visokih i niskih brzina, što ih čini vrlo pogodnim za brzo namještanje pri testiranju ili na natjecanju. Na Slici 94. su prikazani vijci kojima se izvode fine postavke prigušenja. Također, zamjenom ulja u amortizeru moguće je dodatno mijenjati raspon prigušenja postignutog amortizerom.

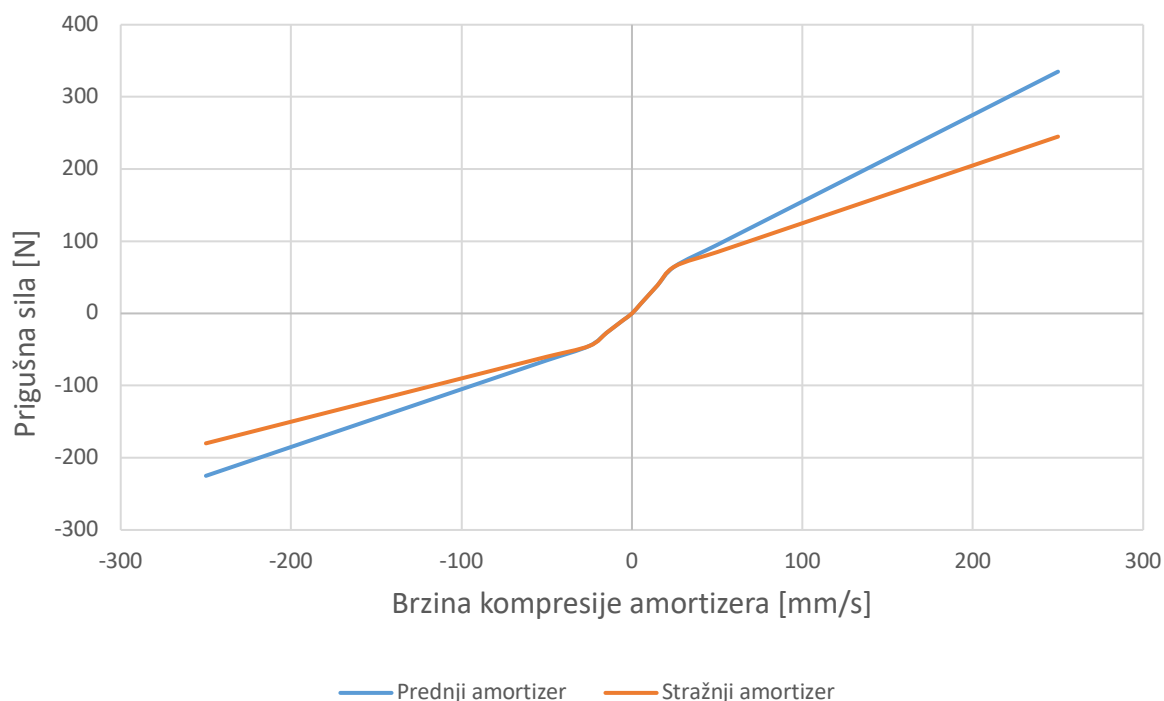


Slika 94. Prikaz konstrukcijske izvedbe amortizera Öhlins TTX25 Mk2 [13].

Na web stranici proizvođača [13] su dostupne krivulje prigušenja amortizera za sve mogućnosti namještanja, te su za ovaj bolid odabrane karakteristike prigušenja dobivene uz:

- za prednji amortizer:
 - veliki prigušni ventil i srednju krutost unutarnje opruge (20 N/mm),
 - 4 „klika“ vijka za podešavanje prigušenja pri niskim brzinama,
 - 4,3 zakreta vijka za podešavanje prigušenja pri visokim brzinama,
- za stražnji amortizer:
 - veliki prigušni ventil i srednju krutost unutarnje opruge (20 N/mm),
 - 4 „klika“ vijka za podešavanje prigušenja pri niskim brzinama,
 - 3 zakreta vijka za podešavanje prigušenja pri visokim brzinama.

Uz prethodno navedene postavke amortizera dobivene su krivulje prigušenja za prednji i stražnji amortizer (Slika 94.).



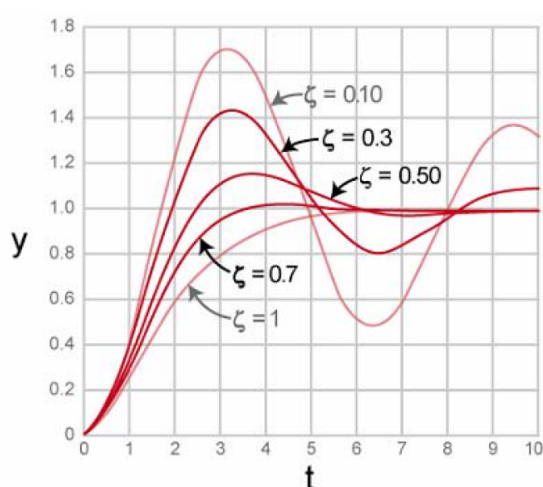
Slika 95. Odabrane prigušne karakteristike amortizera.

3.3.12. Izračun omjera prigušenja gibanja bolida

Kod Formula Student bolida, koji se natječu na uglavnom glatkim stazama, je bitno postignuti kontrolu poniranja i valjanja ovješene mase. Kako bi vozač imao osjećaj kontrole pri naglim promjenama smjera gibanja, ubrzanjima i kočenjima potrebno je osigurati omjer prigušenja od 0,5 do 1 za takva gibanja. Takvo prigušenje osigurava usporenje preraspodjele opterećenja, koja bi kod neprigušenih vibracija bila prenapla i pretjerano dugo bi oscilirala. Pri vertikalnom pomaku kotača malom brzinom je također poželjan taj raspon omjera prigušenja, dok je za

velike brzine pomaka kotača potrebno imati vrlo niske iznose omjera prigušenja od 0,2 do 0,4 da pri naglim nailascima na neravnine ne dođe do destabilizacije ovješene mase te odvajanja kotača od podloge [14].

Na Slici 96. su prikazani odzivi sustava na *step* ulaznu funkciju pobude uz različite omjere prigušenja. Kod podkritično prigušenog gibanja je omjer prigušenja te dolazi do prebačaja preko stacionarnog iznosa pomaka (engl. *overshoot*). Za kritično prigušeno gibanje ($\zeta = 1$) se stacionarni iznos pomaka postiže u najkraćem vremenu bez prebačaja. Ukoliko je sustav nadkritično prigušen stacionarni iznos pomaka se postiže kasnije. Zbog vrlo jednostavne relacije između omjera prigušenja i odziva gibanja najlakše je prigušenje promatranog gibanja normalizirati pomoću omjera prigušenja [14].



Slika 96. Odziv sustava na step pobudu ovisno o omjeru prigušenja [15].

Omjer prigušenja se određuje kao omjer postignutog prigušenja promatranog gibanja s iznosom kritičnog prigušenja takvog gibanja.

Pri izračunu prigušenja poniranja i valjanja bolida su uzete u obzir brzine kompresije i ekspanzije amortizera manje od brzine loma krivulje (25 mm/s). Kada vozilo ponire pri kočenju dolazi do kompresije prednjih amortizera te ekspanzije stražnjih amortizera, koji predstavljaju dva para amortizera u paralelnom spoju. Pri poniranju tokom ubrzavanja dolazi do obrnutog slučaja u kojem su stražnji amortizeri u kompresiji, a prednji u ekspanziji. Vožnjom kroz zavoje dolazi do valjanja vozila te su za prednji i stražnji ovjes amortizeri u serijskim prigušnim spojevima. Tada su amortizeri vanjskih kotača u kompresiji, a amortizeri unutarnjih kotača u ekspanziji.

Omjer prigušenja poniranja pri kočenju iznosi:

$$\zeta_{BRK-\theta} = \frac{C_{BRK-\theta}}{C_{CR-\theta}} = \frac{4275,95}{5021,3} = 0,85 \quad (93)$$

Omjer prigušenja poniranja pri ubrzavanju iznosi:

$$\zeta_{ACC-\theta} = \frac{C_{ACC-\theta}}{C_{CR-\theta}} = \frac{5270,88}{5021,3} = 1,05 \quad (94)$$

Omjer prigušenja valjanja pri vožnji kroz zavoj iznosi:

$$\zeta_{\phi} = \frac{C_{\phi}}{C_{CR-\phi}} = \frac{2787,42}{2528,8} = 1,10 \quad (95)$$

Iz izračunatih omjera prigušenja je vidljivo da će za valjanje i poniranje bolida biti prisutan nikakav ili mali prebačaj (engl. *overshoot*) gibanja pri stabilizaciji nakon postizanja određene uzdužne ili bočne akceleracije. Za vertikalni pomak kotača su postignuti željeni iznosi omjera prigušenja uz koje će pri niskim brzinama pomaka kotača bit postignuto brzo prigušenje vibracija, dok će za visoke brzine pomaka kotača gibanje biti vrlo podprigušeno, što rezultira slabijim utjecajem pobude visokih frekvencija na destabilizaciju vozila.

Kako su amortizeri podesivi u širokom rasponu prigušenja, cilj je bio razumjeti na koji način svaka postavka utječe na odziv gibanja vozila. Pri testiranju vozila i mijenjanju postavki potrebno je odziv gibanja bolida povezati s uzrokom takvome gibanju, kojeg se može odrediti analitički.

3.3.13. Aerodinamičke sile

Pri vožnji trkaćih vozila su najprimjetniji utjecaji aerodinamičkih sila na spuštanje ovješnog dijela vozila (engl. *heave*) s povećanjem brzine uslijed sile negativnog uzgona (engl. *downforce*) te poniranje (engl. *pitch*) uslijed sile otpora zraka (engl. *drag force*). Omjer između (negativnog) faktora uzgona i faktora otpora zraka označava efikasnost aerodinamičkog paketa bolida (engl. *aerodynamic efficiency*). Naravno, cilj je postići što višu efikasnost zbog povoljnih efekata negativnog uzgona na prianjanje bolida i nepovoljnog utjecaja otpora zraka na ubrzavanje bolida na način da smanjuje rezervu snage preostalu za ubrzavanje bolida.

3.3.13.1. Sila uzgona zraka

Svojim utjecajem na normalnu silu između kotača i podloge pozitivno djeluje na performanse trkaćeg vozila ako je predznak negativan. Porastom iznosa (negativne) sile uzgona raste i opterećenje kotača te time i potencijal za prenošenjem sila prianjanja. Raspodjela dodatnog opterećenja prednjih i stražnjih kotača uslijed sile uzgona također utječe i na stabilnost vozila, te može rezultirati promjenom gradijenta podupravljanja s porastom brzine gibanja.

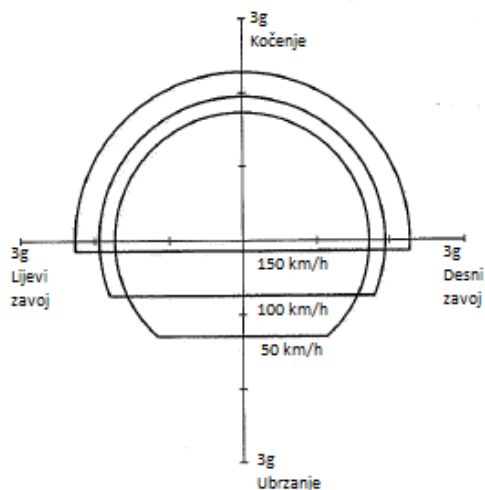
Izraz po kojem se računa iznos sile uzgona glasi:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_L \cdot A_F \quad (96)$$

gdje je:

- $c_L [-]$; koeficijent otpora zraka,
- $A_F [m^2]$; frontalna površina vozila,
- $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$; gustoća zraka,
- $v \left[\frac{m}{s} \right]$; brzina gibanja vozila.

Iz prethodnog izraza je vidljivo da je sila uzgona ovisna o kvadratu brzine, što znači da pri višim brzinama vozilo može imati velike prednosti u pogledu performansi uz nešto veći faktor (negativnog) uzgona. Iako je utjecaj faktora uzgona zraka pri brzinama kojima se vozi na natjecanjima Formule Student manji, to ne znači da naponi pri optimiranju aerodinamičkog paketa trebaju biti išta manji, jer bolja efikasnost aerodinamičkog paketa donosi kompetitivnu prednost. Na Slici 97. je prikazan „g-g-v“ dijagram koji služi za kvantificiranje ostvarivih performansi vozila. Promjer kružnog luka pri stacionarnom položaju vozila je određen primarno faktorom trenja prijanjanja guma, dok je uz porast brzine vožnje velik utjecaj ima i faktor uzgona. Za bolid s negativnim faktorom uzgona se povećava promjer kruga po paraboli 2. reda zbog ovisnosti sile uzgona o kvadratu brzine vožnje.



Slika 97. Generički „g-g-v“ dijagram za različite brzine vožnje [9].

Ukoliko je hvatište sile uzgona ispred ili iza težišta ovješene mase, uslijed djelovanja te sile nastaje i moment poniranja koji s povećanjem brzine vožnje utječe na gibanje vozila na način da inducira poniranje ovješene mase. To može biti povoljna ili nepovoljna pojava zbog promjene napadnog kuta krila i nagiba difuzora te time i promjene aerodinamičkih karakteristika vozila. Također se može ovješeni element vozila pretjerano približiti podlozi pri visokim brzinama te uslijed neravne podloge oštetiti.

3.3.13.2. Sila otpora zraka

Kompromis kod agresivnosti aerodinamičkog paketa postoji upravo zbog sile otpora zraka, koja negativno utječe na performanse vozila povećanjem otpora vožnje. Pri razlici u visini hvatišta sile otpora zraka i težišta ovješene mase, također dolazi do pojave momenta poniranja, čiji su efekti na gibanje vozila već spomenuti u prethodnom odlomku. Teoretski je moguće neutralizirati moment poniranja uslijed aerodinamičkih sila na ovješenu masu ravnotežom momenata oko njezina težišta, pri čemu dolazi do ravnomjerne raspodjele normalne sile na prednje i stražnje kotače uslijed aerodinamičkih sila.

Izraz po kojem se računa sila otpora zraka glasi:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_D \cdot A_F [N] \quad (97)$$

gdje je $c_D [-]$ koeficijent otpora zraka, a ostale su ulazne veličine jednake kao za izraz (4.6).

U Formula Student natjecanjima se rijetko prelazi preko 80 km/h brzine vožnje. Zbog toga je implementacija aerodinamičkog paketa opravdana ukoliko je njegova efikasnost dovoljna te masa paketa nije pretjerana. Prema Slici 99. je smanjenje ostvarive akceleracije pri ubrzanju najvećim dijelom uzrokovano porastom snage potrebne za savladavanje otpora zraka s kubom brzine vožnje čime se smanjuje rezerva snage za ubrzanje.

3.3.14. Utjecaj promjene parametara ovjesa bolida na ostvarive performanse

3.3.14.1. Utjecaj promjene kinematičkih značajki ovjesa bolida na performanse

Uz pomoć programa *Adams Car* biti će promotreno na koji način promjene kinematičkih značajki kotača utječu na ostvarive performanse bolida. U ovom će se slučaju varirati iznosi kuta bočnog nagiba kotača (engl. *camber angle*) te kuta usmjerenosti kotača (engl. *toe angle*). Najprije će se značajke mijenjati pojedinačno te evaluirati koja postavka rezultira najboljim performansama (najvećom bočnom akceleracijom). Kada se odrede optimalne postavke kuta bočnog nagiba kotača i kuta usmjerenosti kotača, usporediti će se s modelom koji kombinira te postavke. Na kraju će se usporediti ostvarene performanse i odrediti omogućuje li kombinacija optimalnih postavki kinematičkih značajki još bolje performanse.

3.3.14.2. Teoretski utjecaj kinematičkih značajki na ponašanje vozila [17]

Usmjerenost kotača prvotno utječe na trošenje gazne površine pneumatika, stabilnost pri vožnji po ravnoj putanji te na ponašanje pri ulazu vozilom u zavoj. Kako bi se smanjilo trošenje pneumatika te otpori vožnje, kotači bi trebali postavljeni s neutralnom usmjerenosti kotača

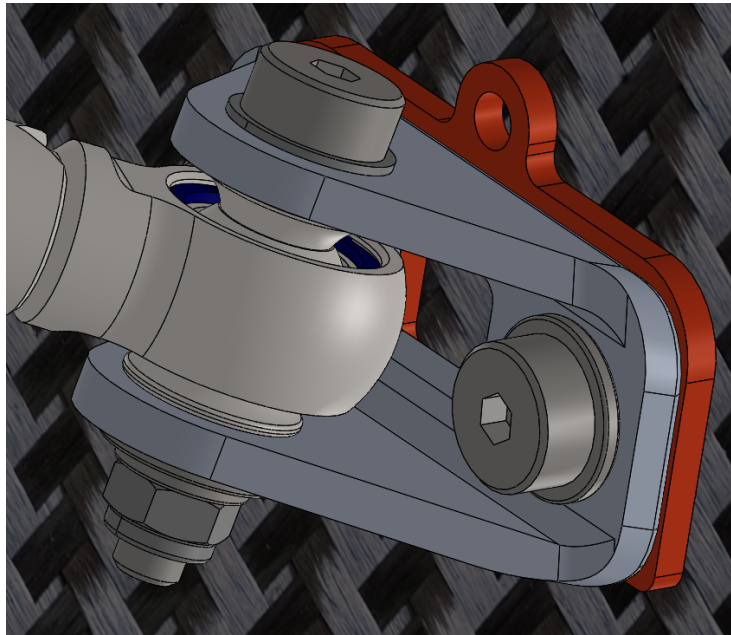
(nulti kut usmjerenosti kotača). Konvergencija prednjih kotača povećava stabilnost vožnje po ravnome pravcu, dok divergencija istih povećava osjetljivost vozila na zakret upravljačem. Pritom je posljedica konvergirajućih prednjih kotača usporen odziv vozila na zakret upravljačem, a divergencije nestabilnost vozila. Za stražnje kotače koji su konvergirajuće postavljeni ostvaruje se veća stabilnost vožnje po pravcu te bolje prijanjanje na izlazu iz zavoja.

Naravno, veći se dio bočne sile prijanjanja postiže uslijed kuta bočnog klizanja kotača, no uz dodatak bočnog nagiba kotača moguće je ostvariti još veći iznos sile prijanjanja za određeno vertikalno opterećenje. Do toga dolazi zbog dodatne elastične deformacije pneumatika pri ulasku u kontakt s podlogom pod kutom bočnog nagiba kotača, pri čemu ima tendenciju povratka u početni (nedeformirani) položaj. Pritom je za jednak kut bočnog klizanja i nagiba kotača oko deset puta veća bočna sila prijanjanja stvorena uslijed kuta bočnog klizanja, pa se u tom omjeru i namještanju usmjerenost te bočni nagib kotača.

Dakako, vertikalnim pomakom kotača u odnosu na šasiju te valjanjem šasije dolazi do promjena kinematičkih značajki. U slučaju usmjerenosti kotača se uz veliku varijaciju tog kuta vozilo ponaša vrlo nestabilno i nepredvidljivo. Prema [9], geometrijskim izvođenjem položaja karakterističnih točaka spona ostvaruje se minimalna varijacija kuta usmjerenosti s vertikalnim hodom kotača i valjanjem šasije vozila. Spomenute se karakteristične točke određuju iz položaja karakterističnih točaka vodilica kotača te je pritom cilj presijecati trenutni centar ovjesa produžetkom linije spona u prednjem pogledu kroz cijeli opseg gibanja kotača.

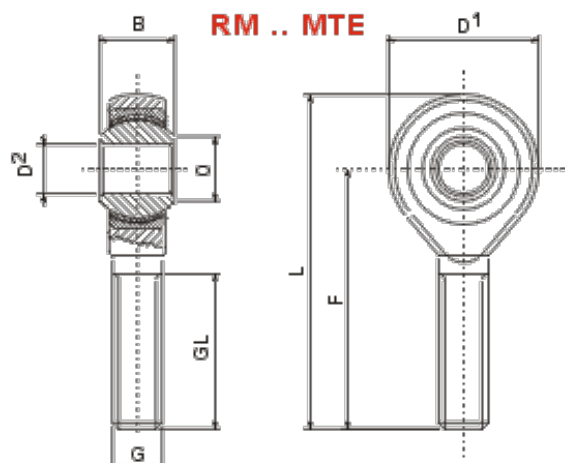
3.3.14.3. Fizičko podešavanje kinematičkih značajki na bolidu

Na bolidu se promjena bočnog nagiba kotača postiže umetanjem pločica na mjestu prihvata gornje vilice i spona na šasiju (slika 98.). Vozilo je konstruirano s jednom pločicom umetnutom na gornjoj vilici i jednom na sponi. Skidanjem pločica bočni nagib kotača postaje negativniji, a umetanjem još pločica postaje pozitivniji. Pritom se mijenja nagib osi zakretanja kotača u prednjem pogledu te radijus zakretanja kotača zbog premještanja karakterističnih točaka ovjesa. Također je moguća promjena bočnog nagiba kotača na vanjskom ležaju gornje vilice, no praktičnije je to izvoditi na prihvatima na šasiju jer je poznato koja kombinacija pločica za gornju vilicu i sponu poništava promjenu usmjerenosti kotača.

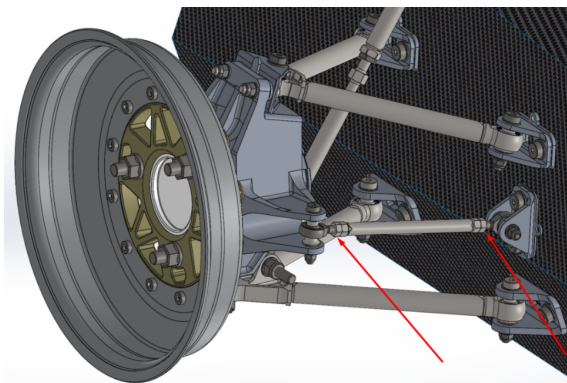


Slika 98. Pločica za podešavanje bočnog nagiba kotača (označena crvenom bojom), ugrađena na prihvat gornje vilice na šasiji.

Kako bi se izvela promjena usmjerenosti kotača, na krajevima spone su ugrađene zglobne glave (engl. *rod end spherical bearings*). Na jednom kraju spone je ugrađena desnovojna, a na drugom lijevovojna zglobna glava (slika 99.). Uz takvu konstrukciju se zakretanjem cijevi spone postiže približavanje ili udaljšavanje vanjske karakteristične točke šasiji (slika 100.), što rezultira promjenom kuta usmjerenosti kotača. Pritom se odvrtnje zglobnih glava pri vožnji osigurava kontramaticama koje predopterećivanjem vijčanih spojeva sprečavaju njihovo odvrtnje.



Slika 99. Rodobal RM MTE zglobna glava.

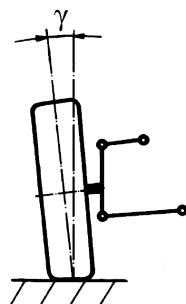


Slika 100. Zglobne glave koje služe za podešavanje usmjerenosti kotača, ugrađene na krajevima spone.

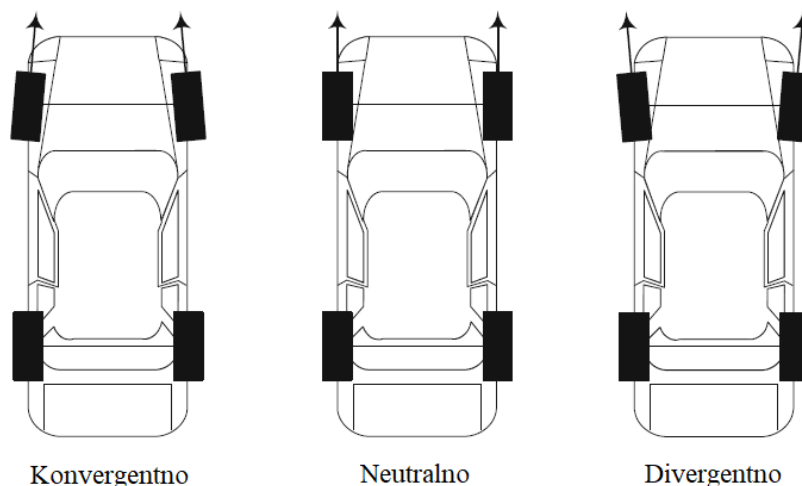
3.3.14.4. Utjecaj kinematičkih značajki na performanse bolida u proceduri vožnje zavojem konstantnog radijusa

Provedene su simulacije postavki kinematičkih značajki vozila uz model bolida za koji su mijenjane postavke kinematičkih značajki kuta bočnog nagiba kotača i usmjerenosti kotača za proceduru vožnje zavojem konstantnog polumjera. U ovom slučaju se radi o polumjeru od 20 m te ubrzavanju s 30 na 70 km/h kroz 20 sekundi. U tablici 12. su prikazane postavke vozila te ostvarene performanse. Najbolje performanse postiže ona postavka vozila koja daje najveću bočnu akceleraciju kroz proceduru. Simulacije su označene u odnosu na postavke kinematičkih značajki jednako kao i u prošleme potpoglavlju. Na kraju je provedena i simulacija uz kombinaciju postavki za koje se pokazalo da daju najbolje rezultate.

Pritom je predznak bočnog nagiba kotača definiran kao pozitivan ako je gornji dio oboda pneumatika udaljeniji od vertikalne uzdužne ravnine vozila u odnosu na donji dio (Slika 101.). Usmjerenost kotača je definirana kao pozitivna ili konvergentna ako se vertikalne uzdužne ravnine kotača ovjesa sijeku ispred vozila, a u suprotnom slučaju je usmjerenost kotača negativna ili divergentna (Slika 102.).

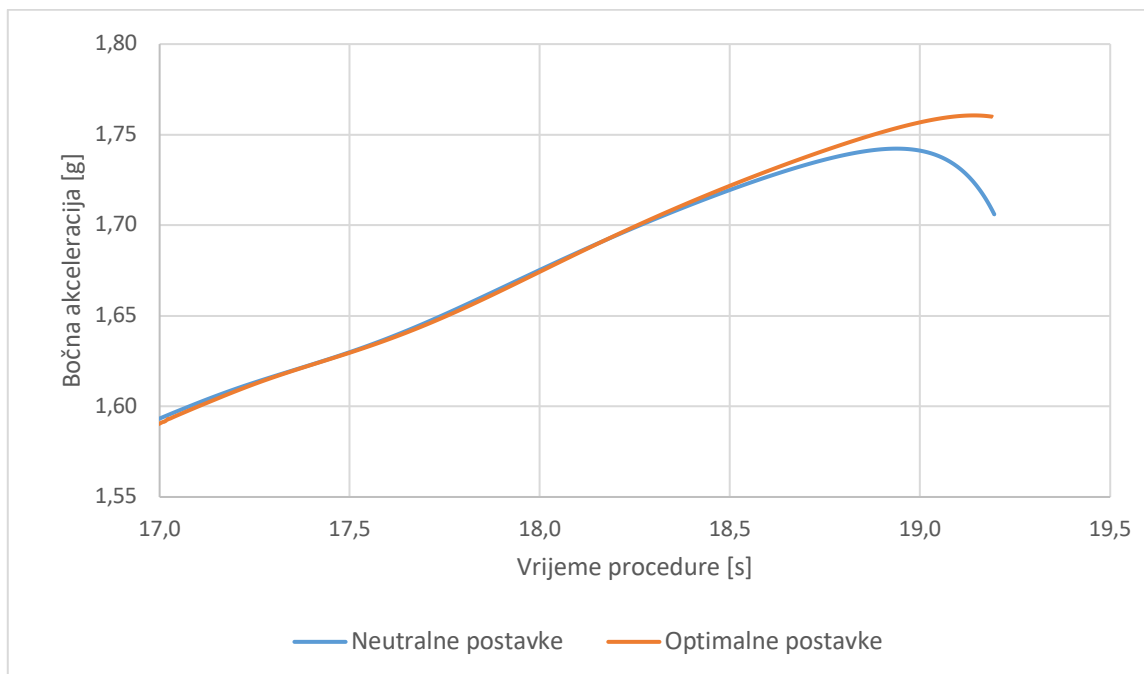


Slika 101. Pozitivan bočni nagib kotača.

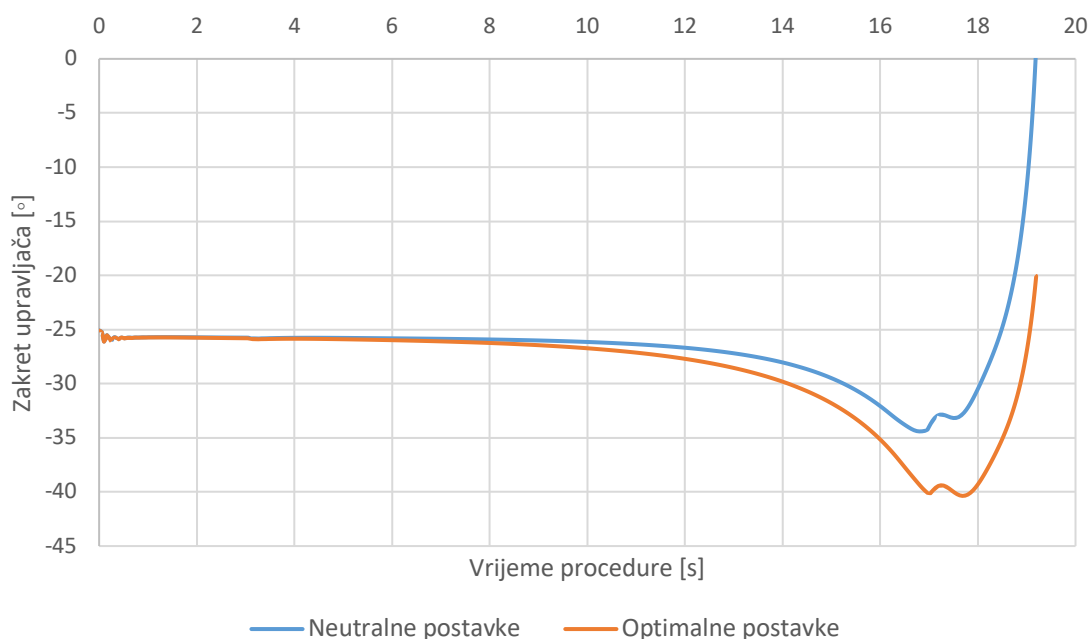


Slika 102. Definicija kuta usmjerenosti kotača, prikazano na prednjem ovjesu.

Kombinacijom optimalnih postavki promatranih kinematičkih značajki ne dolazi do značajnog poboljšanja performansi u odnosu na optimalne vrijednosti za pojedine značajke. Usporedbom postignute bočne akceleracije uz sve neutralne postavke i kombinaciju optimalnih, ipak je vidljiv iskorak u postignutoj bočnoj akceleraciji. Pritom vršna vrijednost bočne akceleracije ovisi o stanju podloge na stazi i stanju pneumatika pri vožnji, pa ovdje prikazane performanse ne znače da će i u stvarnosti uvijek biti postignute.



Slika 103. Ovisnost bočne akceleracije o vremenu procedure vožnje zavojem konstantnog radijusa za neutralne postavke te za kombinaciju optimalnih postavki.



Slika 104. Ovisnost kuta zakreta upravljača o vremenu procedure vožnje zavojem konstantnog radijusa za neutralne te za kombinaciju optimalnih postavki.

Kako promatrani bolid ima pozitivan polumjer zakretanja kotača na prednjem i stražnjem ovjesu, pri kočenju dolazi do divergencije kotača uslijed elastičnosti komponenti na koje djeluje uzdužna sila s podloge na kotač. Zbog tih istih uzroka pri ubrzavanju (uz vozilo sa stražnjim pogonskim kotačima) dolazi do konvergencije stražnjih kotača.

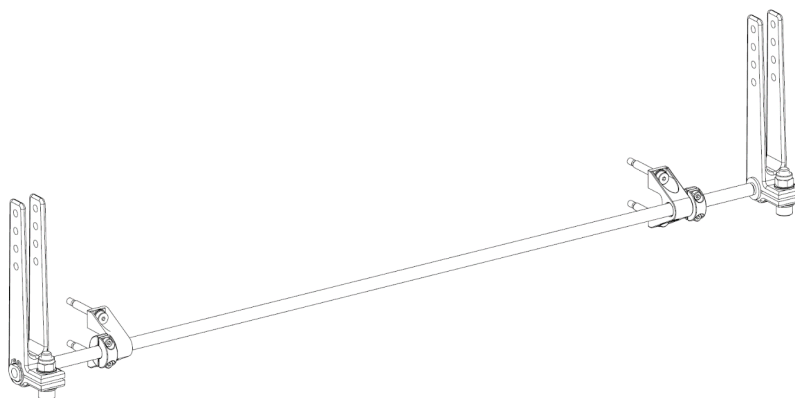
Kod putničkih automobila se velike promjene kinematičkih značajki manifestiraju uslijed elastičnosti zglobova ovjesa. To nije slučajno, jer proizvođači time povećavaju razinu komfora zbog prigušenja vibracija visokih frekvencija i uzdužnih udarnih sila [18]. Za trkaće vozilo koje se u ovom slučaju analizira su sve kinematičke veze izvedene krutim zglobnim glavama i sfernim ležajevima s teflonskom kliznom površinom, čime se rasipanja kinematičkih značajki značajno smanjuju. Naravno, konstrukcija je elastična te je zbog toga moguće da će u stvarnosti biti potrebne drukčije postavke kutova bočnog nagiba i usmjerenosti kotača kako bi se postigle što bolje performanse.

Kut nagiba osi zakretanja kotača u uzdužnoj vertikalnoj ravnini ponajprije utječe na upravljačke karakteristike vozila. Negativan iznos tog kuta dovodi do toga da pri zakretanju vanjskog kotača u zavoju bočni nagib kotača postaje negativniji. To je pogodno za stvaranje velike bočne sile prianjanja na tom kotaču jer je zbog preraspodjele opterećenja više opterećen od unutarnjeg. Unutarnjem kotaču bočni nagib postaje pozitivniji što je također povoljno za stvaranje bočnih sila prianjanja. Osim navedenih efekata, negativni iznos tog kuta povećava iznos mehaničkog predvođenja, koje povoljno utječe na stabilnost pri vožnji na ravnom pravcu

i osjećaj na upravljaču. Nulti iznos tog kuta smanjuje moment potreban za zakretanje upravljača, što u većini slučajeva nije dobro zbog gubitka osjećaja na volanu. Također u tom je slučaju i stabilnost pri vožnji ravnim pravcem vrlo slaba.

3.3.14.5. Utjecaj promjene opružnih karakteristika ovjesa bolida na performanse

Kako će ovaj bolid biti opremljen sustavom podesivih stabilizatora na prednjem i stražnjem ovjesu, u ovome će se poglavlju promotriti kakav je utjecaj tih promjena na ponašanje bolida pri vožnji kroz zavoj konstantnog radijusa. Kao što je vidljivo na Slici 104., poluge na kraju stabilizatora imaju nekoliko provrta kojima je moguće podešavanje kraka aktucije stabilizatora. Kako je zakret stabilizatora povezan s vertikalnim gibanjem kotača, pri razlici u vertikalnom pomaku kotača istog ovjesa, dolazi do uvijanja stabilizatora. Svojim elastičnim svojstvima se stabilizator opire relativnom pomaku kotača, a time i valjanju ovješene mase bolida. Ukoliko je krak stabilizatora manji, on se za jednak relativni vertikalni pomak kotača istog ovjesa više uvija, te je time postignuta veća krutost valjanja zbog linearne ovisnosti momenta uvijanja o relativnom kutu uvijanja krajeva stabilizatora. Pritom je zanemareno savijanje nastalo zbog udaljenosti između poluge stabilizatora i prihвата stabilizatora na šasiju unutar kliznog ležaja.

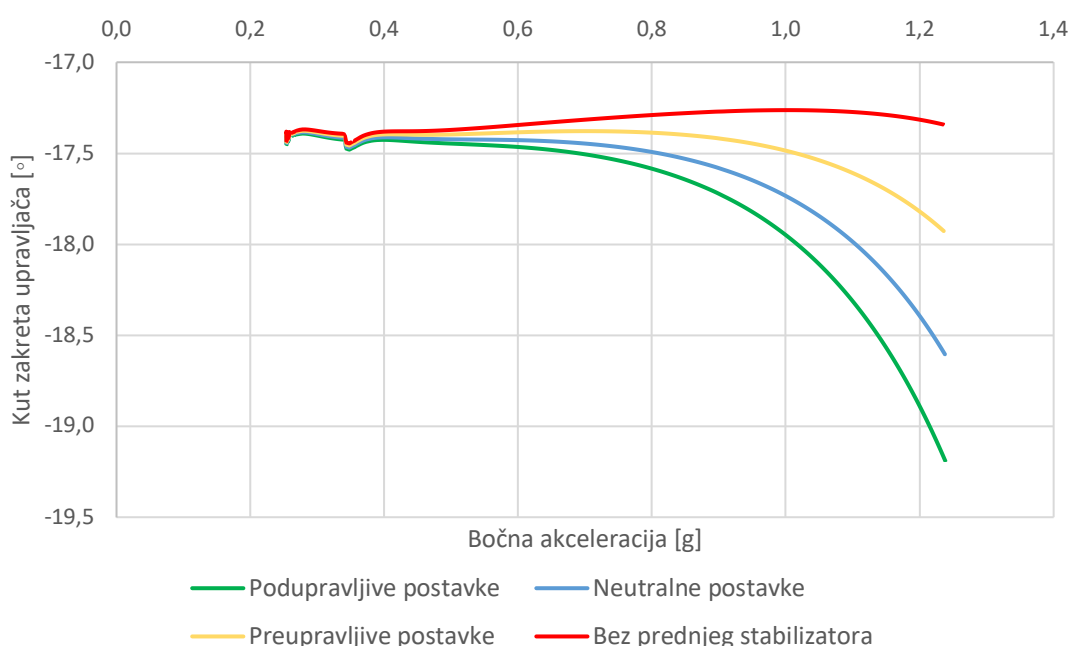


Slika 105. Sklop stražnjeg stabilizatora.

Kroz kutove bočnog klizanja mogu se donijeti zaključci o ponašanju bolida na putanji konstantnog radijusa. Npr. kod podupravljivog bolida se prosjek kutova bočnog klizanja prednjih kotača brže povećava od onog stražnjih kotačima [19], što dovodi do potrebe za „dodavanjem“ kuta zakreta upravljača kako bi se vozilo zadržalo na putanji jednakog radijusa. U suprotnom slučaju, gdje vozač „oduzima“ kut zakreta upravljača, radi se o preupravljivom vozilu.

U ovoj analizi su provedene simulacije četiri postavke vozila (engl. *set-up*) za proceduru vožnje zavojem konstantnog polumjera (ulazne veličine prikazane u potpoglavlju 4.1.4.). U ovom slučaju se radi o polumjeru od 30 m.

Analizom rezultata prikazanih na slici 106. je moguće zaključiti da pri neutralnim postavkama vozilo uslijed malo „dodavanja“ volana kroz relativno širok raspon porasta bočne akceleracije lagano podupravlja. Povećanjem krutosti valjanja stražnjeg ovjesa te smanjenjem krutosti valjanja prednjeg ovjesa se postiže neutralniji odziv bolida. Najveći udio promjene kuta upravljača s povećanjem bočne akceleracije je uzrokovan momentom poniranja uslijed sile otpora zraka. Kako je hvatište sile otpora zraka 304,5 mm iznad težišta ovješene mase, uslijed stvorenog momenta oko težišta dolazi do sve veće preraspodjele opterećenja s prednjih na stražnje kotače pri povećanju brzine gibanja. Pritom se bolid podupravljivije ponaša zbog sve manje vertikalne sile na kontaktu prednjih kotača s podlogom u odnosu na stražnje. Iako je za neutralne postavke postignuto lagano podupravljivo ponašanje bolida, zbog niske razine iskusi vozača bolida Formule Student, poželjnije je imati lagano podupravljivo ponašanje vozila. Skidanjem prednjeg stabilizatora se bolid pri nižim brzinama vožnje ponaša preupravljivo, dok za više brzine zbog preraspodjele opterećenja uslijed momenta poniranja ima tendenciju podupravljanju.



Slika 106. Ovisnost kuta zakreta upravljača o bočnoj akceleraciji za različite postavke krutosti valjanja (prema tablici 13.).

3.3.15. Zaključak

Kroz detaljan analitički proračun opružno-prigušnih karakteristika moguće je povezati odziv vozila pri raznim akceleracijama s uzrocima tih gibanja. Izračunate su vrijednosti uspoređene sa simuliranim procedurama vožnje u programima *Adams Car* i *CarSim*. Pritom je zaključeno da iako vrijednosti u nekim slučajevima odstupaju, do toga dolazi zbog pojava koje je teško analitički uzeti u obzir te da su odstupanja logična.

Kako promjene prigušenja vozila predstavljaju velik utjecaj na performanse vozila pri tranzijentnim gibanjima, odabrani su amortizeri koji omogućuju brzu promjenu širokog raspona postavki prigušenja. Kako bi se postigli preporučeni omjeri prigušenja prema literaturi [14], iterativnim proračunom su izračunata potrebna prigušenja gibanja do kojih dolazi pri vožnji. Pritom su korištene karakteristike prigušenja koje daje proizvođač [13].

Programski paket *Adams Car* nudi modul za analizu kinematičkih značajki mehanizma ovjesa te se karakteristične točke unose direktno u model, čime je potreba za drugim softverom poput *Lotus Suspension Analysis*-a poništena. Pri izradi modela su korištene elastične (engl. *bushing*) kinematičke veze čime je omogućen ispis sila za sve ležajeve ovjesa, koje se mogu koristiti za analitičko i numeričko određivanje čvrstoće i krutosti konstrukcije.

Kroz simulacije procedura vožnje u 7. poglavlju pokazalo se da dolazi do vrlo malih promjena u ostvarivim performansama za promjene kinematičkih značajki poput kuta bočnog nagiba kotača i usmjerenosti kotača. U stvarnosti se zbog elastičnosti konstrukcije očekuje veći utjecaj tih značajki. Nadalje, zaključuje se da je uz određene postavke krutosti valjanja ovjesa moguće postići to da se bolid ponaša vrlo neutralno u prolasku kroz zavoj. Svakako je cilj za bolid Formule Student da vozilo bude lagano podupravljivo, što je i postignuto uz srednje postavke krutosti valjanja za prednji i stražnji ovjes.

3.4. Upravljanje

Upravljanje je jedan od značajnijih podsustava bolida. Preko upravljanja vozač izravno utječe na vožnju te dobiva povratne informacije o mogućnostima bolida. Te povratne informacije izvrstan su izvor informacija te je potrebno na temelju zapažanja vozača utvrditi nedostatke postojećeg rješenja pa kroz proračune i simulacije doći do novog, boljeg rješenja.

3.4.1. Ulazni podaci

Upravljanje bolida Vulpes konceptualno se bazira na prethodnom modelu, Strix-u, što znači da je relativan položaj letve volana u odnosu na središte kotača ostao nepromijenjen te se

može smatrati kao svojevrsna iteracija. Pokazalo se da su moment i potreban kut zakreta volana preveliki što predstavlja dva oprečna zahtjeva. Podignut je volan u odnosu na vozača kako bi se postigla bolja ergonomija i samim time olakšalo vozaču savladavanje većih momenta na volanu. Također je uočen otežani prolazak prošlogodišnjeg bolida kroz uske zavoje zbog čega je potrebno povećati maksimalni zakret kotača. Konačno se postavlja uvijek prisutan zahtjev za što lakšom konstrukcijom.

3.4.2. Određivanje osnovnih veličina

Krenulo se od određivanja karakterističnih veličina paralelno s konstrukcijom ovjesa zbog velike međuovisnosti. Definirane su veličine kojima će se nastojati smanjiti vrijednosti te su pomoću programa Lotus Suspension Analyser pronađene kinematske veličine koje odgovaraju. Potom su, radi brze provjere, veličine s najvećim utjecajem uvrštene u sljedeći izraz:

$$M_{volan} = \frac{r}{l} \cdot \frac{d}{2} \cdot F \cdot k, \quad (98)$$

gdje l predstavlja polugu na rukavcu kotača na koju je pričvršćena spona, r je mehaničko predvođenje kotača, d je promjer zupčanika, F je lateralna sila i k je utjecaj ostalih čimbenika geometrije ovjesa kojem je u ovom slučaju pretpostavljena vrijednost 1. Time dobivamo relativnu usporedbu prošlog i trenutnog momenta na volanu.

Pošto se za zakret kotača koristi zupčasta letva slijedi izraz potrebnog pomaka letve x za neki kut zakreta volana φ :

$$x = \varphi \cdot d, \quad (99)$$

Zbog manje duljine poluge na rukavcu i većeg promjera zupčanika dobiva se manji potreban zakret volana za veći maksimalni zakret kotača. Zbog toga će vozač morati ulagati manji napor prilikom vožnje, ali to nije povoljno utjecalo na kinematiku ovjesa. Najviše se utjecalo na kut predvođenja čijim smanjenjem se u određenoj mjeri smanjio povoljni utjecaj istog kuta na bočni nagib kotača u zavojima. Razlika između početnih i krajnjih karakterističnih vrijednosti prikazana je u Tablici 18.

Tablica 18. Usporedba početnih i krajnjih karakterističnih vrijednosti.

	Početno	Konačno
r [mm]	35	19 (11)
l [mm]	80	69

d [mm]	22,34	28
M [Nm] za silu 1N	4,89	3,85 (2,23)

U ADAMS Car programu provedena je simulacija kako bi se ispitalo koliko je upravljanje utjecalo na kinematiku ovjesa. Uspoređena je kinematika prošlogodišnjeg bolida s trenutnim sa stajališta sila koje se generiraju u području kontakta kotača i tla te momenta na volanu ovisno o lateralnoj akceleraciji i radijusu skretanja. Dobiveni rezultati su sličniji od onih dobivenih brzim proračunom, ali i dalje su povoljni. Stavka koju nije bilo moguće izmjeriti je koliko će vozaču pridonijeti povoljniji položaj volana.

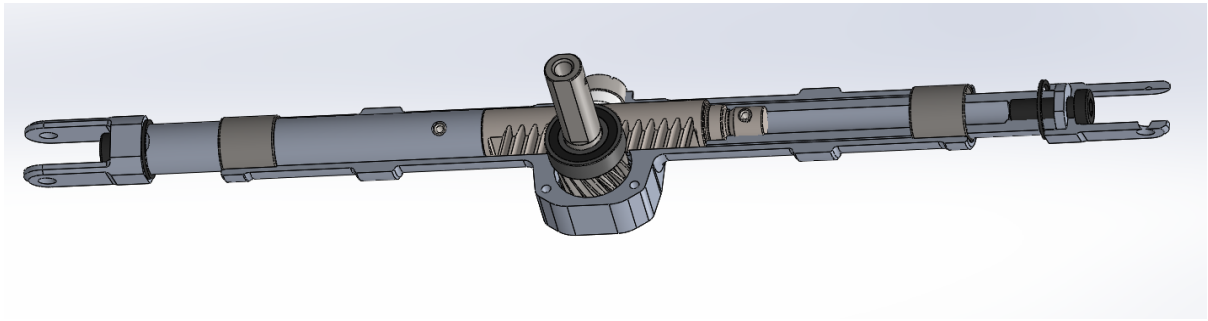
Osim povećanog zakreta kotača, povećana je i razlika u zakretu unutarnjeg i vanjskog kotača. Pritom je pretpostavljeno da će pri oštrim zavojima biti smanjeno klizanje guma zbog čega treba težiti većoj vrijednosti *Ackermann*-a. Problem se javio sa stajališta konstrukcije rukavca kotača što je zahtijevalo veći broj iteracija dok se postigla maksimalna vrijednost zakreta unutarnjeg kotača. (Tablica 19.)

Tablica 19. Usporedba konačnih vrijednosti zakreta kotača.

Geometrija ovjesa	Zakret vanjskog kotača	Zakret unutarnjeg kotača	Srednja vrijednost	Zakret volana do full lock
Vulpes- 33mm hod letve	27,5°	31,3°	29,6°	135°
Vulpes- 30mm hod letve	25,0°	28,2°	27,6°	127°
Strix	24,7°	27,2°	26°	180°

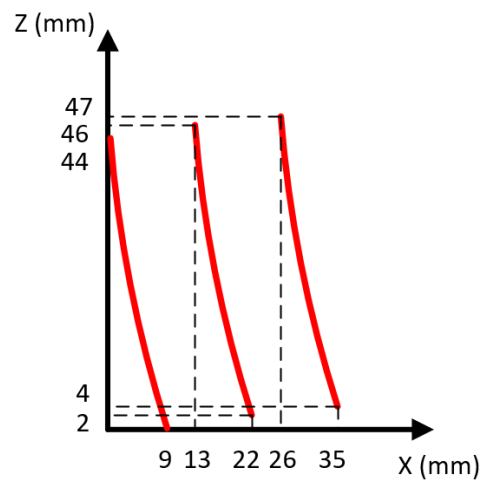
3.4.3. Konstrukcija

Pri konstrukciji naglasak je stavljen na promjenu materijala s ciljem smanjenja mase. Tako je većina komponenti izrađena od aluminija dok su samo pojedine, poput ozubljenog dijela letve, zupčanika i vratila volana čelične. Karakteristično je i to što je letva izrađena iz tri dijela, dva aluminijska i čeličnog ozubljenog. Time se uštedjelo 400 grama samo na letvi. (Slika 107.)



Slika 107. Presjek kućišta letve volana.

Moguće je namjestiti volan prema željama vozača pomoću nosača pričvršćenog na šasiju. Uzdužno se može pomaknuti u tri karakteristične pozicije s ukupno 30 mm pomaka, dok se po visini može kontinuirano namještati s mogućih 40 mm pomaka. (Slika 108.)



Slika 108. Raspon mogućih položaja volana.

Moguće je i podešavanje unutarnjih točaka spona pomicanjem po Y osi automobila kako bi se nadoknadila eventualna odstupanja nastala pri izradi bolida.



Slika 109. Konačna konstrukcija sklopa upravljanja.

3.5. Kočnice

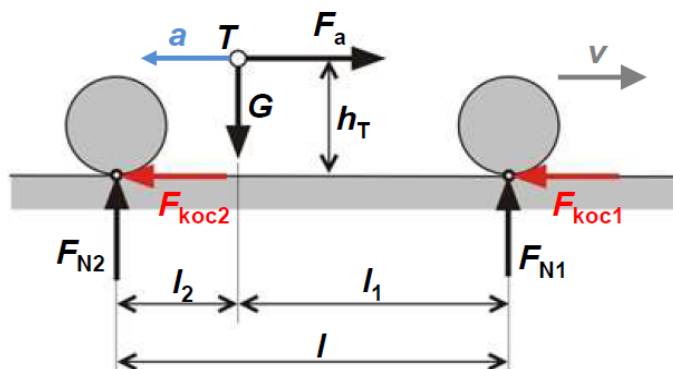
3.5.1. Uvod

Kočnice su dio vozila koji osigurava zaustavljanje vozila i obavezne su za sigurnost vozača. Pravilnik Formule Student zahtjeva da bolid ima ugrađena dva odvojena sustava kočenja (kočnice za prednje i kočnice za stražnje kotače) kako bi u slučaju kvara drugi sustav kočenja mogao zaustaviti bolid. Također, prema pravilniku bolid mora imati dovoljno snažne kočnice kako bi mogao zablokirati sve kotače [1]. To je pokazatelj da kočnice mogu nadvladati maksimalnu deceleraciju koju pneumatici mogu ostvariti.

3.5.2. Moment kočenja

Kako bi vozač na utrci ostvario najbolje moguće vrijeme, svako njegovo kočenje bit će na granici prijanjanja kotača. To omogućuje da bolid što manje vremena provede usporavajući i time gubi najmanje vremena. Kada se tako jako koči, tada se javlja maksimalni moment kočenja. Pneumatici bolida Formule Student imaju prijanjanje do deceleracije od 1,8 g (17,6

m/s^2) te ta vrijednost ulazi u proračun. Prilikom kočenja dolazi do preraspodjele opterećenja, tj. prednjoj osovini se povećava opterećenje, a stražnja osovina se rasterećuje.



Slika 110. Raspored sila tijekom kočenja.

Na Slici 110. vidi se kako deceleracija označena slovom a djeluje suprotno smjeru gibanja vozila.

Tablica 20. Statičko i dinamičko opterećenje.

	Prednja desna		Prednja lijeva	
	[N]	[kg]	[N]	[kg]
Statičko opterećenje	686,7	70	686,7	70
Dinamičko opterećenje	1139	116,1	259	26,4
	Stražnja desna		Stražnja lijeva	
	[N]	[kg]	[N]	[kg]
Statičko opterećenje	711,2	72,5	711,2	72,5
Dinamičko opterećenje	259	26,4	259	26,4

Tablica 20. prikazuje koliko se mijenja opterećenje prednje i stražnje osovine prilikom kočenja od 1,8 g. Proračun je napravljen uz podatke za međuosovinski razmak od 1530 mm i visinu težišta bolida 272,5 mm.

Nakon toga mogu se izračunati potrebni momenti kočenja koji za ovaj bolid iznose:

Tablica 21. Momenti kočenja na pojedinim kotačima.

Prednji kotač	Stražnji kotač
461,3 Nm	104,9 Nm

U Tablici 21. napisani su momenti kočenja za pojedinačni kotač, a da se sazna vrijednost za prednju ili stražnju osovinu (oba kotača na istoj osovini) potrebno je pomnožiti vrijednost iz tablice s faktorom 2.

3.5.3. Dimenzioniranje kočnog diska

Kočni disk element je koji preuzima silu kočenja, tj. on je član sustava koji služi da sila pritiskanja koja se vrši nad njim rezultira u prijenosu momenta kočenja na pneumatik i podlogu te da tako dođe do usporjenja, odnosno zaustavljanja vozila.

Promjer diska mora biti kompromis između dovoljno velikog promjera kako bi kočenje bilo što lakše i jače, te težnje za smanjenjem mase. Disk zbog svoje mase i dimenzija stvara veliki moment inercije koji odmaže kod ubrzanja vozila, a još je k tome neovješena masa koja nepovoljno utječe na upravljivost vozila. Idealan odabir je disk što manjih dimenzija sve dok omogućuje zadovoljavajuće performanse kočenja.

Iz prethodno utvrđenih razloga odlučeno je da će diskovi biti debljine 4,6 mm. Disk prednjih kočnica bit će vanjskog promjera 185 mm, a disk stražnjih kočnica vanjskog promjera 180 mm. Budući da je moment kočenja na prednjoj osovini znatno veći, tako su i diskovi na prednjim kotačima veći.

3.5.4. Odabir kočionih kliješta prednjih kotača

Kako bi se omogućilo blokiranje prednjih kotača, svaki kotač mora kočiti momentom od 461 Nm. Uz previđeni srednji promjer diska od 165 mm i faktor trenja pojedine obloge dobije se iznos radne sile kojom kliješta moraju tlačiti disk da bi se kotač zablokirao. U Tablici 22 navedena su kliješta korištena na bolidu Strix (prethodnom bolidu FSB Racing Team) i neke druge opcije. Navedena kliješta prikazana su na Slici 111.



Slika 111. CP 4227-2S0 (lijevo), GP320 (sredina), 22-048 (desno).

Tablica 22. Usporedba kliješta prednjih kotača.

Naziv	AP Racing CP4227-2S0	Wilwood GP320	ISR 22-048
Promjer klipa [mm]	25,4	31,75	25
A ukupno [m ²]	2,027 *10 ³	3,167*10 ³	1,9635*10 ³
Max tlak [bar]	70	82	100
μ obloge	0,4	0,62	0,65
Temp obloge [°C]	350	700+	300
Radna sila [N]	9085	5333	5591
Radni tlak [bar]	87	36	57
Masa [g]	500	771	460
Min./Max. Ø Diska [mm]	160/220	228,6/279,4	150/250

U sva tri slučaja radi se o kliještima s četiri klipa. Kliješta AP Racing u startu otpadaju jer se kod njih javlja preveliki tlak i nisu sigurna za upotrebu. Budući da zbog promjera kotača disk ne može biti veći od cca. 210 mm mogu se pojaviti problemi s Wilwoodovim kliještima zato što je za njih minimalni promjer diska 228 mm. Također kod Wilwooda nedostatak je masa koja je za 68 % veća u odnosu na ISR. Pozitivna strana Wilwooda je to što je potreban puno manji tlak u sustavu da bi se osiguralo dobro kočenje budući da su mu klipovi većeg promjera. Druga prednost je što njegove obloge mogu pružiti iznimno dobro prianjanje čak i na visokim temperaturama. Kod ISR je također dobar faktor trenja, ali njegove obloge ne mogu izdržati toliko visoke temperature. Ipak, za potrebe bolida FSB Racing Teama nije potrebno da obloge izdrže više od 300 °C, a tlak malo veći od 50 bara ne bi trebao biti problem. Kada se sve navedeno uzme u obzir, najbolji odabir je ISR 22-048 zbog svoje mase i faktora trenja.

3.5.5. Odabir kočionih kliješta stražnjih kotača

Kako bi se omogućilo blokiranje stražnjih kotača svaki kotač mora kočiti momentom s 104,9 Nm. Uz previđeni srednji promjer diska od 160 mm i faktor trenja pojedine obloge dobije se

iznos radne sile kojom kliješta moraju tlačiti disk da bi se kotač zablokirao. U Tablici 23. navedena su kliješta korištena na bolidu Strix i neke druge opcije. Navedena kliješta prikazana su na Slici 112.



Slika 112. CP4226-2S0 (lijevo), GP200 (sredina), 22-049 (desno).

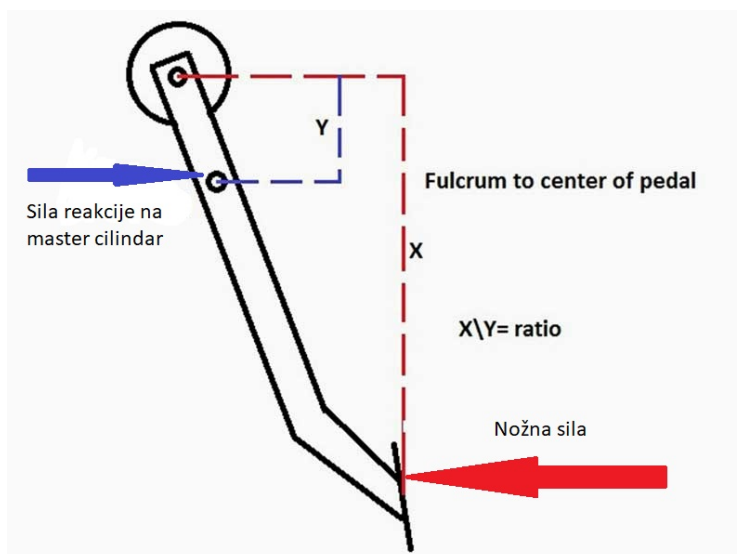
Tablica 23. Usporedba kliješta stražnjih kotača.

Naziv	AP Racing CP4226-2S0	Wilwood GP200	ISR 22-049
Promjer klipa [mm]	25,4	31,24	25
A ukupno [m ²]	1,013*10 ³	1,533*10 ³	0,982*10 ³
Max tlak [bar]	70	82	100
μ obloge	0,4	0,62	0,65
Temp. obloge [°C]	350	700+	300
Radna sila [N]	2130	1374	1311
Radni tlak [bar]	48	21	31
Masa [g]	240	408	290
Min./Max. Ø Diska [mm]	160/220	203,2/279,4	150/250

Kako je vidljivo iz Tablice 23., sva su kliješta u optimalnom području što se tiče tlaka tako da to u ovom slučaju neće biti kriterij za odabir. Wilwood kliješta imaju znatno veću masu od druge dvije alternative pa prema tom kriteriju ispadaju iz odabira. Nastavlja se izbor između AP Racinga i ISR-a. AP Racing ima najmanju masu, ali budući da razlika u masi nije velika (ukupno 100 g) ISR kliješta predstavljaju bolji izbor jer su odabrana i za prednje kotače. Razlog je taj što imaju iste obloge pa se porastom temperature faktor trenja obloga jednako mijenja. U slučaju da su obloge različite, faktor trenja bi se mogao mijenjati nejednoliko pa bi se zbog toga i omjer sile kočenja morao mijenjati dosta često. Kada se sve navedeno uzme u obzir, najbolji odabir je ISR.

3.5.6. Odabir glavnih kočionih cilindara (master cilindar)

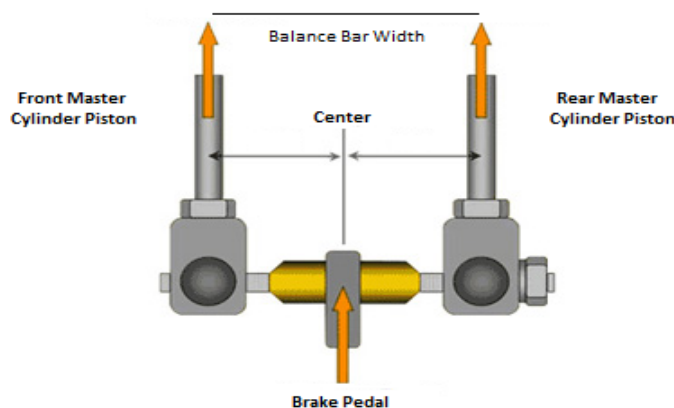
Glavni kočioni cilindar služi za postizanje potrebnog tlaka za kočenje. Bolid ima dva takva cilindra, po jedan za prednje odnosno stražnje kočnice. Papučicom kočnice djeluje se na klip u cilindru koji tada tlači tekućinu za kočenje. Iz proračuna je poznato da je za prednji kočni sustav potreban tlak od 56 bara, a za stražnji 26 bara. Da bi se postigao takav tlak potrebno je djelovati nožnom silom. Odlučeno je da željena sila za pritisak papučice kočnice iznosi 500 N. Kako bi se dobila točna sila kojom se djeluje na glavni kočioni cilindar, 500 N potrebno je pomnožiti s krakom poluge koji iznosi 5. (Slika 113.)



Slika 113. Omjer sila na papučici kočnice.

Omjer sila izračunat je sumom momenata oko točke rotacije pedale. Tako je dobivena sila od 2500 N kojom se djeluje na oba glavna cilindra. Sila od 2500 N dijeli se na oba cilindra u omjeru postavljenom pomoću *brake bias* poluge. Za odabir cilindara uzet je *brake bias* od 50:50, tj. da se nožna sila dijeli jednako na oba cilindra.

Na Slici 114. prikazana je ilustracija *brake bias* poluge. Jednostavnim zavrtnjem navoja u jednu ili drugu stranu mijenja se omjer sile kočenja (*brake bias*) tako što se jedan cilindar tlači većom silom u odnosu na drugi.



Slika 114. Brake bias bar.

S obzirom na potrebni radni tlak i moguću silu kočenja koju vozač može ostvariti, odabrani su glavni kočioni cilindri sljedećih dimenzija. Za prednje kočnice odabran je promjer klipa 5/8" (15,9 mm), a za stražnje kočnice promjer klipa 13/16" (20,64 mm). Glavne kočione cilindre za trkaće potrebe te za Formula Student natjecanja proizvode tvrtke Tilton i Ap Racing. Neki od glavnih kočionih cilindara koji se mogu koristiti su Ap Racing CP2623 i Tilton 78-series (Slika 115.). Oba tipa cilindra dostupna su u željenim dimenzijama, a cijena im je oko 200 €.

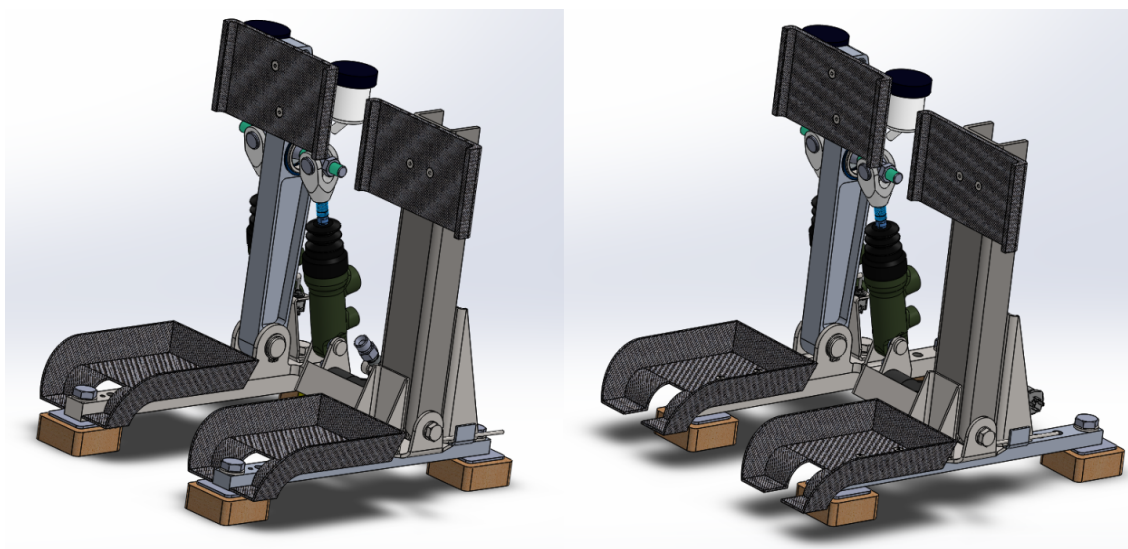


Slika 115. CP2623 (lijevo), Tilton 78 (desno).

Odabran je Tilton 78 tip cilindra zbog toga što ima mogućnost rotacije na mjestu sfernog ležaja što je povoljno jer se tako može napraviti sklop papučica koji je kompaktniji.

3.6. Pedalbox

Sklop papučica služi za interakciju vozača s bolidom tako da se pritiskom na pojedinu papučicu može utjecati na ubrzavanje ili kočenje bolida. U bolidu se nalaze dvije papučice, gas i kočnica, dok je papučica spojke izostala jer je bolid na električni pogon te ima samo jedan stupanj prijenosa. Papučice imaju mogućnost pomicanja od 120 mm u uzdužnom smjeru bolida pa se tako mogu prilagoditi vozačima različitih visina u rasponu od 24 cm.

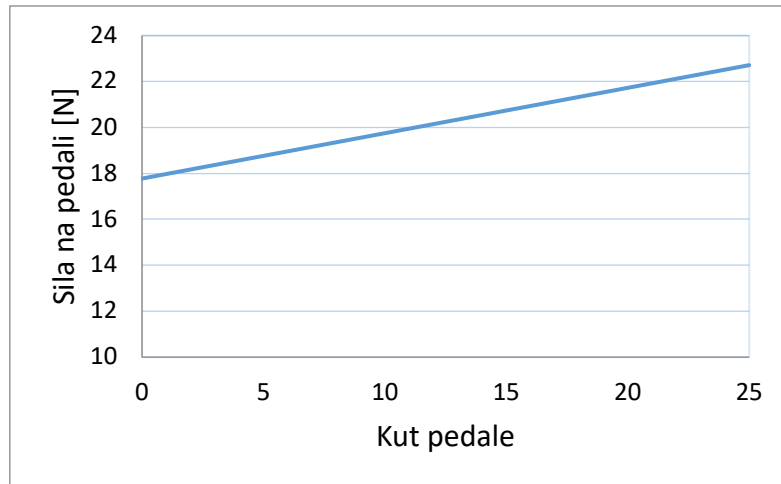


Slika 116. Položaj pedalboxa.

Na Slici 116. prikazane su papučice u njihovim krajnjim položajima. Sklop papučica je pomoću vrlo čvrstih drvenih umetaka pričvršćen na šasiju. Obje papučice imaju pomične kadice za petu koje su izrađene od ugljičnih vlakana kako bi imale zadovoljavajuću čvrstoću i što manju masu. Također, te kadice služe da bi vozačeva stopala bila osigurana od pomicanja. Uz to, svaka papučica ima profilirano gazište kako vozačevo stopalo ne bi nehotice skliznulo tijekom vožnje.

3.6.1. Papučica gasa

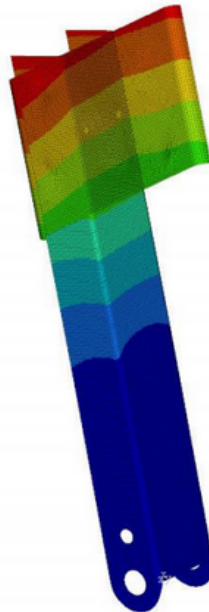
Sklop papučice gasa izrađen je kombinacijom ugljičnih vlakana, visoko čvrstog aluminija i čelika pa je tako cijeli sklop prilično olakšan. Pravilnik propisuje da papučica gasa mora imati dvije opruge za povratak u početni položaj. Osim toga, pravilo je da jedna opruga sama mora moći izvršiti to u slučaju zatajenja druge opruge [1]. Iz tog razloga postavljene su dvije torzijske opruge.



Slika 117. Dijagram sila-pomak.

Na Slici 117. prikazan je dijagram koji pokazuje ovisnost sile o pomaku papučice gasa. Kada je papučica gasa u početnom položaju (0°) inicijalna sila je približno 18 N, a kako vozač pritišće papučicu i povećava kut tako i sila raste do maksimuma od gotovo 23 N.

Kako bi papučica gasa bila što lakša i što veće čvrstoće, za izradu su korištena ugljična vlakna.

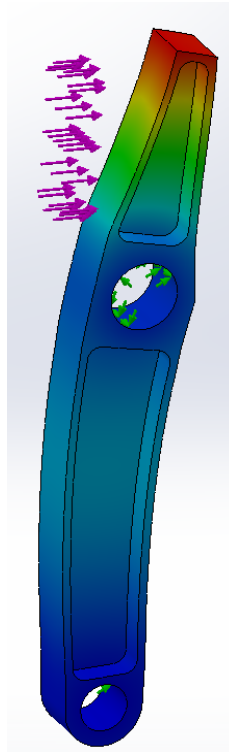


Slika 118. Progib papučice gasa.

Analiza konačnih elemenata je pokazala da opisano konstrukcijsko rješenje pedale gasa daje dobru čvrstoću, mali progib i malu masu. (Slika 118.)

3.6.2. Papučica kočnice

Za izradu sklopa kočnice korišteni su aluminij 7075-T6, čelik 42CrMo4 te ugljična vlakna. Pravilnik određuje da papučica kočnice mora biti napravljena od aluminija ili čelika pa je odabran aluminij radi manje mase. Analiza konačnih elemenata pokazala je da ovaj model papučice može izdržati potrebno opterećenje. Pravilnik propisuje da pedala kočnice mora izdržati silu od 2000 N [1]. Sudci na natjecanju striktno provjeravaju papučicu kako bi se uvjerali da je sve izrađeno prema pravilniku.



Slika 119. Progib papučice kočnice.

Na Slici 119. prikazan je rezultat analize. Pri opterećenju od 2000 N papučica ima progib od svega 0,3 mm što je zadovoljavajuće.

3.7. Reduktor

3.7.1. Uvod

Reduktor na bolidu Formule Student služi za povećanje momenta motora u svrhu da se na kotaču dobije potrebna sila za pogon vozila. Zbog toga što elektromotor daje konstantan moment na širokom rasponu brzina vrtnje, nije potrebno imati mjenjač s više stupnjeva prijenosa, nego je razvijen reduktor koji ima konstantan prijenosni omjer, tj. omjer brzine vrtnje motora i brzine vrtnje kotača. Ta izvedba omogućuje konstrukciju s manjom masom, jednostavnije i jeftinije izrade, te se za razliku od izvedbe s mjenjačem ne troši vrijeme koje je potrebno za promjenu stupnja prijenosa, čime se skraćuje vrijeme kruga te dobiva više bodova i bolji plasman na natjecanju. Za razliku od bolida s motorom s unutarnjim izgaranjem kod kojih se snaga iz motora preko mjenjača i diferencijala prenosi do kotača, električni pogon otvara mogućnost da se svaki pogonski kotač pogoni svojim motorom. To omogućuje bolje upravljanje dinamičkim karakteristikama vozila, kao što je regulacija kutne brzine oko vertikalne osi, što značajno povećava upravljivost i stabilnost. Kako je odabran koncept vozila s pogonom na dva kotača, dva elektromotora će preko svojih reduktora pogoniti stražnje kotače bolida. Korišteni motori su sinkroni motori s permanentnim magnetima tvrtke „Alta Motors“ koji imaju vršnu snagu od 40 kW te maksimalnu brzinu vrtnje od 14 000 o/min. Na osnovu toga odabran je prijenosni omjer reduktora od 11,57, što s odabranim pneumaticima daje maksimalnu brzinu vozila od 105 km/h. Ova brzina je odabrana jer su staze na kojima voze bolidi Formule Student tehničkog karaktera, s mnogo oštih zavoja i s kratkim ravnim dijelovima, pa bolidi vrlo rijetko dostižu brzine veće od 100 km/h.

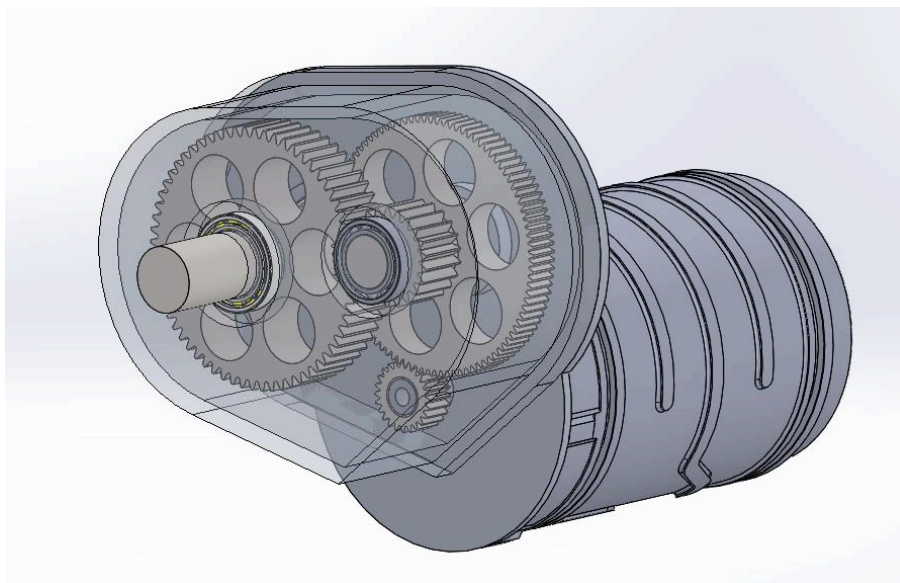
3.7.2. Konceptualna razrada

Za daljnju razradu odabran je zupčanički reduktor zbog svoje velike pouzdanosti, mirnog rada te velike iskoristivosti. Zadani prijenosni omjer od 11,57 je sa zupčaničkim reduktorom isplativo zadovoljiti s dvostupanjskom izvedbom ili jednostupanjskim planetarnim prijenosnikom. U svrhu pronalaženja optimalnog rješenja generirano je nekoliko koncepata koji će u nastavku biti opisani. Za svaku izvedbu je provedeno dimenzioniranje zupčanika te je modelirano jednostavno kućište u svrhu dobivanja okvirnih dimenzija te mase pojedinih koncepata.

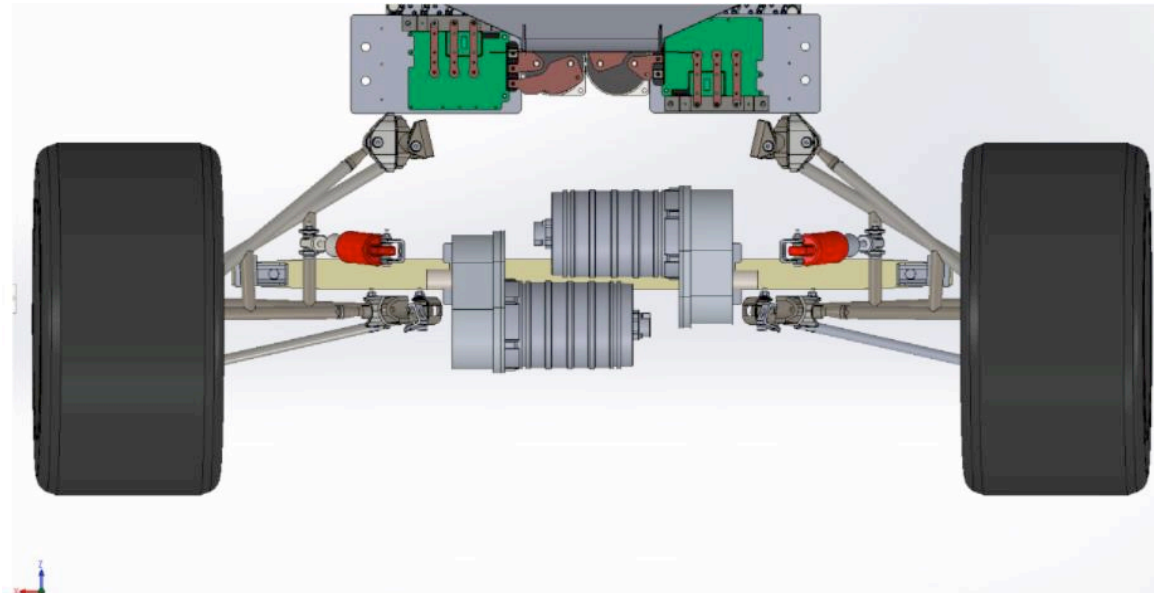
3.7.2.1. Izvedba s odvojenim kućištima

Kod standardnih zupčaničkih prijenosnika je za prijenosne omjere veće od 8. isplativije primijeniti dva stupnja redukcije jer bi u slučaju jednog stupnja izlazni zupčanik bio vrlo velikih dimenzija, što bi negativno utjecalo na masu i dimenzije samog reduktora. Zbog toga je odabrana izvedba s dvostupanjskim reduktorom kod koje su motori postavljeni jedan pored

drugog te je na svakoj strani pripadajući reduktor. Ova izvedba daje vrlo uski pogonski sklop, ali i nešto povisuje težište te smješta motore dalje od težišta bolida, što negativno utječe na raspodjelu mase i moment inercije oko vertikalne osi vozila.



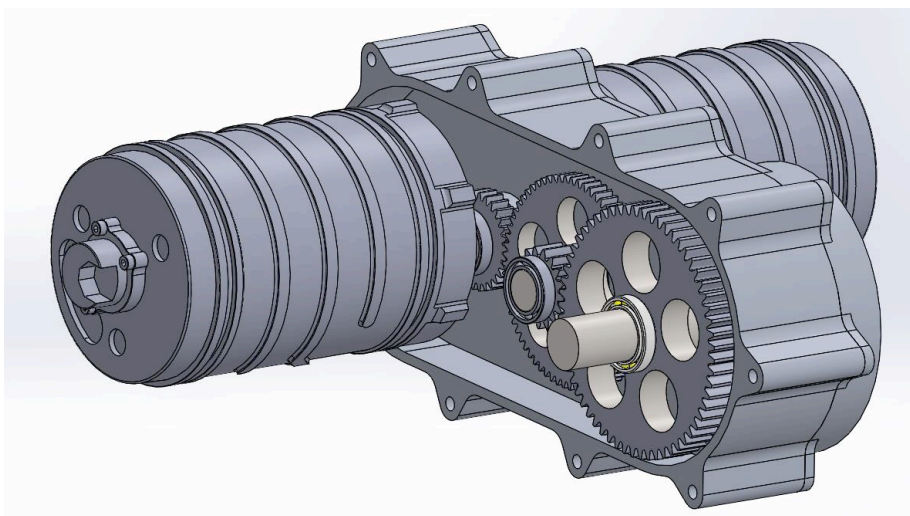
Slika 120. Izvedba s odvojenim kućištima.



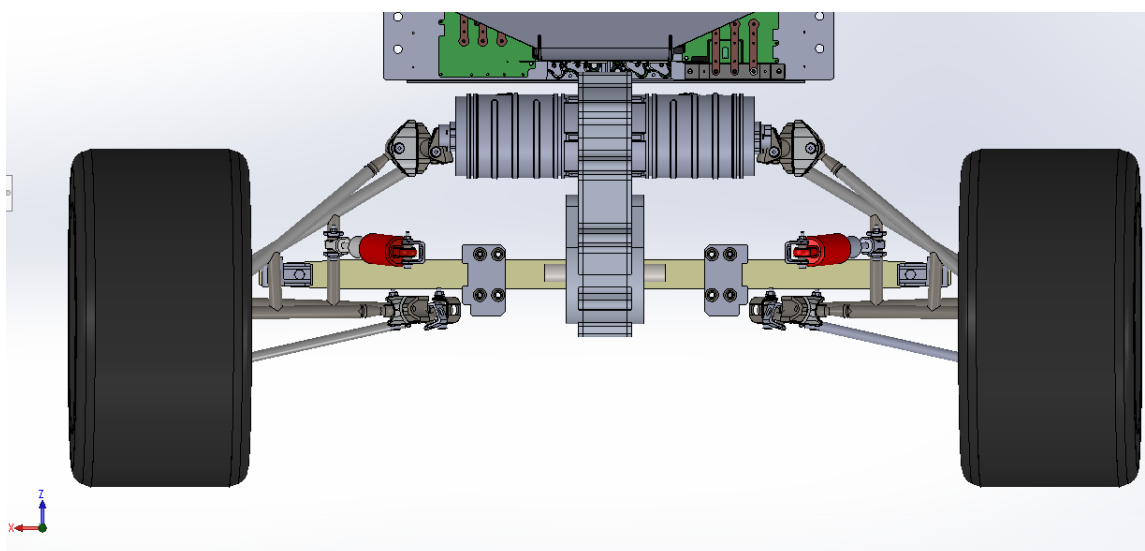
Slika 121. Smještaj izvedbe s odvojenim kućištima.

3.7.2.2. Izvedba sa zajedničkim kućištem

Na uzdužnu raspodjelu mase bolida povoljno bi utjecalo pomicanje elektromotora prema naprijed, što bi također smanjilo moment inercije oko vertikalne osi i pozitivno utjecalo na vozne karakteristike bolida. Postoji i potencijal smanjenja mase i širine pogonskog sklopa ukoliko se oba reduktora smjeste u jedno kućište na sredini vozila. Za dodatno smanjenje širine je na prvom zupčaničkom paru dodan međuzupčanik koji povećava međuosovinski razmak, te omogućuje da prihvatni elektromotora budu uži od širine drugog zupčaničkog para. Osim navedenih prednosti ova izvedba daje i niže težište, ali pod cijenu veće mase, šire izvedbe pogonskog sklopa, te manje iskoristivosti zbog dodatnog zupčaničkog para.



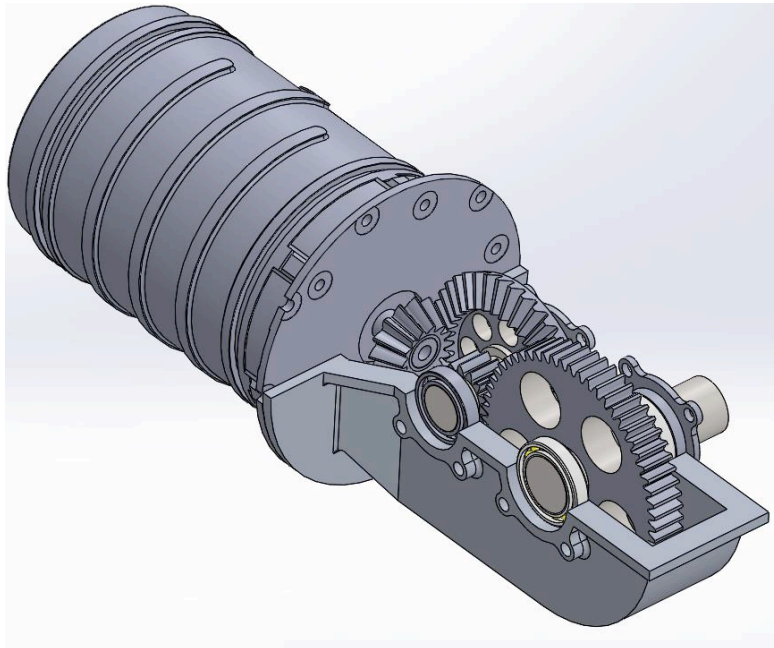
Slika 122. Izvedba sa zajedničkim kućištem.



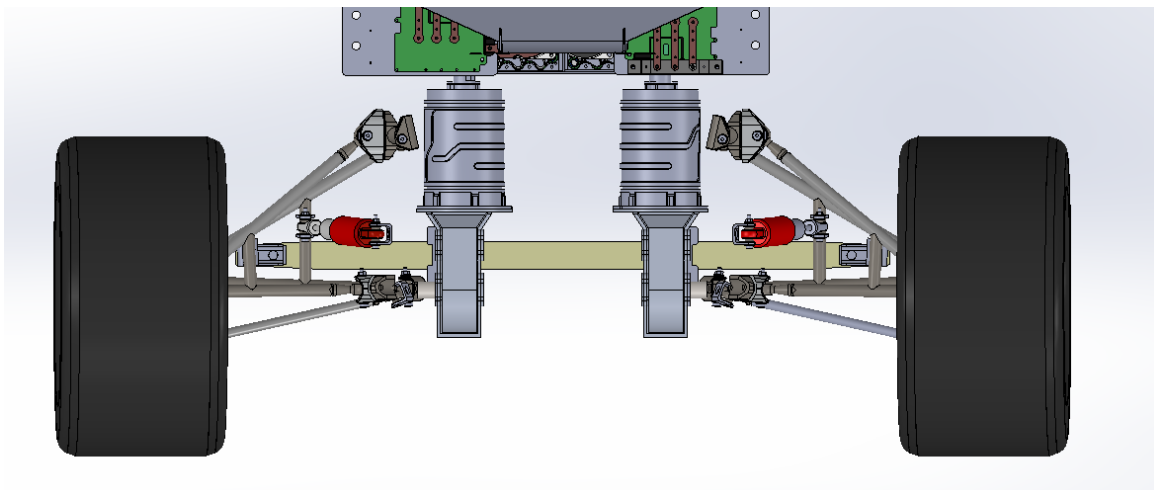
Slika 123. Smještaj izvedbe sa zajedničkim kućištem.

3.7.2.3. Izvedba sa stožnicima

Stožasti zupčanici omogućuju prijenos snage s osima ulaznog i izlaznog zupčanika pod kutom. Zbog toga se elektromotori mogu okrenuti uzdužno u odnosu na vozilo što pozitivno utječe na raspodjelu mase te je moguće izraditi vrlo kompaktni i uski reduktor koji će imati malu masu. No stožnici generiraju velike aksijalne sile koje vrlo nepovoljno djeluju na ležajeve te na kućište. Osim toga, izrada i montaža takvih zupčanika značajno je kompliciranija od izvedbe s čelnicima.



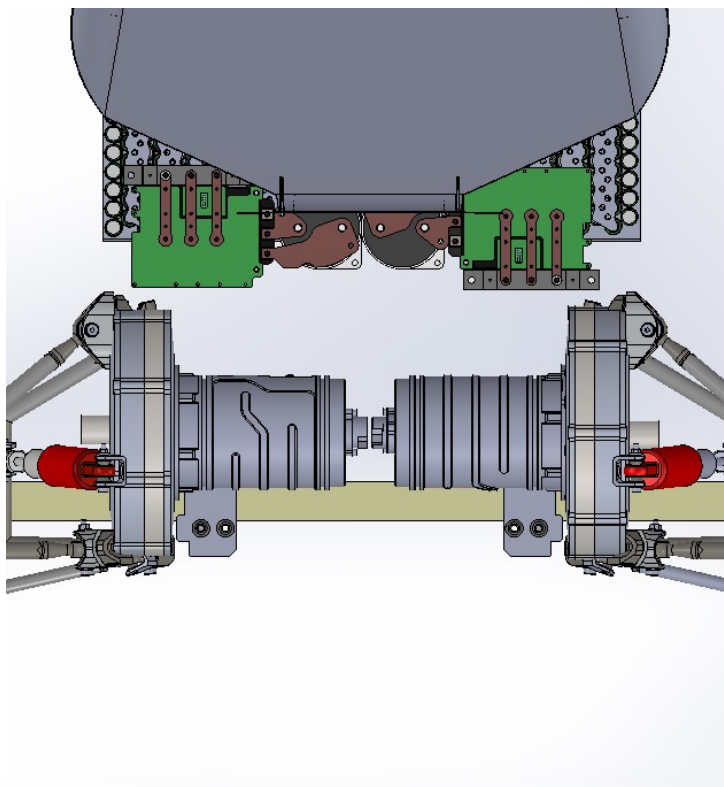
Slika 124. Izvedba sa stožnicima.



Slika 125. Smještaj izvedbe sa stožnicima.

3.7.2.4. Izvedba planetarnog reduktora

Za razliku od standardnih prijenosnika kod kojih svi zupčanci vrše isključivo rotacijsko gibanje oko osi vratila uležištenih u čvrsta kućišta, kod planetarnih prijenosnika neki zupčanci, tzv. sateliti, vrše osim rotacije oko vlastite osi i rotaciju oko osi planetarnog prijenosnika. Kod izvedbe s tri satelita moment na ulaznom zupčanicu se dijeli na tri zupčana para, što smanjuje opterećenje na pojedine zube. Zbog toga je moguća kompaktna i lagana izvedba. No pogonski sklop je vrlo velike širine te su motori postavljeni više straga.



Slika 126. Smještaj izvedbe planetarnog reduktora.

3.7.2.5. Odabir najboljeg koncepta

Odabir najboljeg koncepta izvršen je metodom s težinskim koeficijentima. Prvo su navedeni kriteriji po kojima je provedeno odlučivanje. Svakom konceptu dodijeljena je ocjena u ovisnosti koliko dobro ispunjava navedeni kriterij. Svaki kriterij ima težinski faktor koji predstavlja značaj tog kriterija. Na osnovi težinskih faktora izračunat je normalizirani težinski faktor dijeljenjem pojedinih težinskih faktora zbrojem svih težinskih faktora. Konačno, ukupna ocjena pojedinog koncepta je dobivena zbrojem umnožaka ocjene za pojedini kriterij i pripadnog normaliziranog težinskog koeficijenta.

3.7.2.5.1. Kriteriji ocjenjivanja

Masa

Masa je vrlo bitan kriterij za svaki trkaći automobil jer izravno utječe na sposobnost ubrzavanja i brzinu prolaska kroz zavoj. Koncepti s manjom masom dobivaju veće ocjene jer poboljšavaju performanse vozila.

Raspodjela mase

Bitno je da raspodjela mase na prednju i stražnju osovinu bude što sličnija jer utječe na raspodjelu sila u zavojima i time na stabilnost i upravljivost vozila. Budući da je koncept cijelog vozila takav da su komponente veće mase smještene bliže stražnjoj osovini, koncepti s težištem bližim naprijed dobivaju veće ocjene jer poboljšavaju raspodjelu mase.

Kompaktnost

Kompaktnija izvedba reduktora znači da će se ostale komponente moći pozicionirati na mjesta koja im više odgovaraju te će sama šasija moći biti kompaktnija i aerodinamičnija.

Iskoristivost

Na natjecanjima Formule student ocjenjuje se potrošnja energije, a snaga je ograničena pravilnikom. Zbog toga je iskoristivost svih elemenata pogona bitna, pa tako i reduktora. Koncepti s više kontakata zupčanika i više ležajnih mjesta bit će manje učinkoviti te dobivaju manje ocjene.

Jednostavnost izrade

Projekt je vođen strogim rokovima, a konačni je rok natjecanje koje ima fiksni termin. Koncepti čija je izrada jednostavnija i brža smanjuju rizik od probijanja zadanih rokova, što ukoliko se dogodi u konačnici smanjuje vrijeme za testiranje vozila koje je vrlo bitno za dobar rezultat na natjecanju.

Jednostavnost montaže

Koncepti koji se sastoje od više dijelova i oni kod kojih je potrebno vrlo precizno pozicioniranje dijelova također povećavaju rizik probijanja rokova, a osim toga na natjecanjima je bitna brzina demontaže i montaže ukoliko dođe do kvara. Zato su koncepti čija je montaža jednostavnija ocjenjeni boljim ocjenama.

Visina težišta

Visina težišta utječe na preraspodjelu opterećenja na kotače dok vozilo ubrzava u nekom od smjerova. Što je veća preraspodjela opterećenja, gubi se više potencijala prijanjanja pneumatika s podlogom te su vozne karakteristike vozila lošije. Visina težišta svake

komponente utječe na ukupnu visinu težišta vozila, pa su zato koncepti s višim težištem ocjenjeni lošije.

Moment inercije oko vertikalne osi

Na ulasku u zavoj i izlasku iz zavoja bolid mijenja kutnu brzinu oko vertikalne osi. Moment inercije predstavlja otpor zakretanju, tj. promjeni brzine zakreta. Ukoliko vozilo ima velik moment inercije oko vertikalne osi, potreban mu je veći moment kojeg generiraju sile kontakta pneumatika s podlogom da bi ušao istom brzinom u zavoj nego vozilo s manjim momentom inercije. To znači da bi bočne sile koje generiraju pneumatici trebale biti veće, no ograničene su samim pneumaticima. Iz toga proizlazi da će vozilo s većim momentom inercije oko vertikalne osi sporije prolaziti kroz zavoj. Da bi se smanjio moment inercije, mase moraju biti što više koncentrirane blizu težišta vozila, pa su koncepti čija su težišta bliža težištu automobila ocijenjeni boljom ocjenom.

Opterećenje ležajeva i kućišta

Koncepti kod kojih se javljaju aksijalne sile uslijed kontakata zupčanika značajno više opterećuju ležajeve zbog čega oni moraju biti veće mase. To dodatno dovodi do nepoželjnih savijanja kućišta, što znači da ona moraju biti ojačana. Budući da u ovoj fazi još nije napravljen proračun tih elemenata reduktora, preko ovog kriterija kompenziran je dodatak masi i nepoželjna promjena raspodjele kontakta među zubima zupčanika do koje dolazi uslijed savijanja stjenki kućišta.

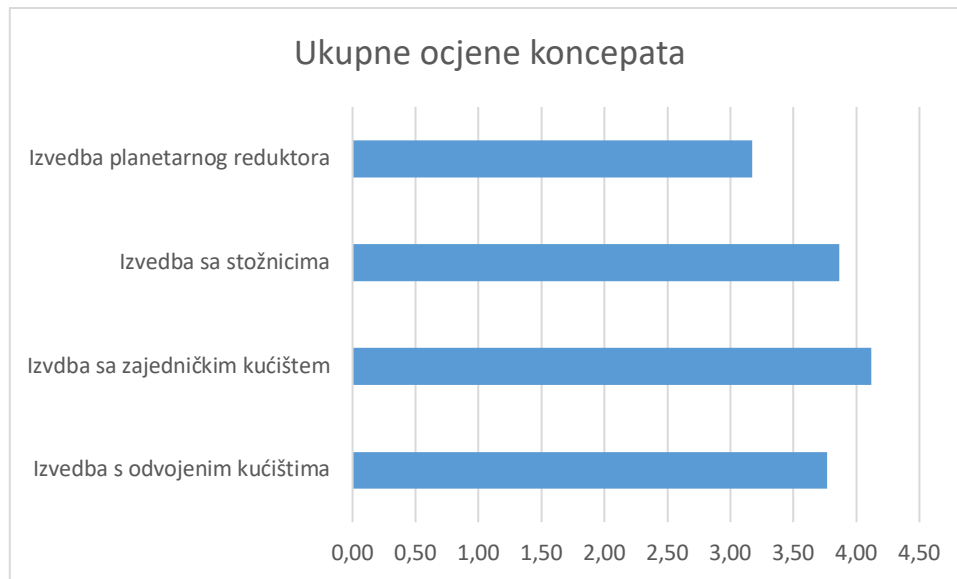
3.7.2.5.2. Težinski koeficijenti

Masa i raspodjela mase imaju visoke težinske koeficijente jer značajno i izravno utječu na performanse vozila. Kompaktnost pojednostavljuje smještaj komponenata u vozilu, no nije toliko bitna kao ostali kriteriji, pa ima mali težinski koeficijent. Iskoristivost također izravno utječe na broj bodova na natjecanju, no razlike među konceptima nisu velike, pa je težinski koeficijent nešto manji nego kod mase. Jednostavnost izrade i montaže kriteriji su koji utječu na vrijeme izrade i popravka bolida što je od srednjeg značaja, pa su im dodijeljeni i srednje visoki težinski koeficijenti. Jednostavnost izrade ima nešto veći koeficijent zbog ograničenosti tvrtki koje mogu izrađivati kompliciranije dijelove. Visina težišta vrlo je bitan parametar bolida, no u usporedbi s ostalim koeficijentima vrlo se malo mijenja, stoga joj je dodijeljen srednje visok težinski koeficijent. Moment inercije oko vertikalne osi te opterećenje ležajeva i kućišta kriteriji su koji su djelomično zastupljeni u već navedenim kriterijima zbog čega imaju manji značaj i dodijeljeni su im niski težinski koeficijenti.

3.7.2.6. Izračun ukupnih ocjena

Tablica 24. Odabir koncepta reduktora.

	masa	raspodjela mase	kompaktnost	iskoristivost	jednostavnost izrade	jednostavnost montaže	visina težišta	moment inercije oko vertikalne osi	opterećenje ležajeva i kućišta	ukupno
Izvedba s odvojenim kućištima	3	2	4	5	5	5	4	3	5	3.77
Izvedba sa zajedničkim kućištem	3	5	3	3	5	4	5	5	5	4.12
Izvedba sa stožnicima	5	4	5	4	2	2	5	4	2	3.87
Izvedba planetarnog reduktora	4	2	4	3	3	2	4	3	4	3.17
Težinski koeficijent	10	9	4	7	6	4	5	4	3	52
Normalizirani težinski koeficijent	0.192	0.173	0.077	0.135	0.115	0.077	0.096	0.077	0.058	1

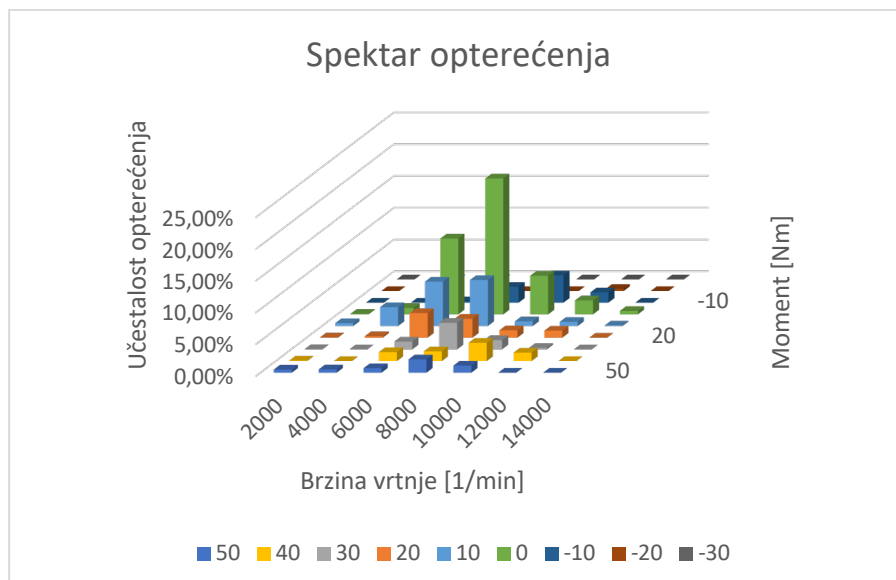


Slika 127. Ocjene koncepata reduktora.

Iz rezultata analize vidljivo je da je najbolje rješenje standardni dvostupanjski reduktor sa zajedničkim kućištem pa je on odabran za detaljniju razradu koja je opisana u nastavku.

3.7.3. Proračun zupčanika

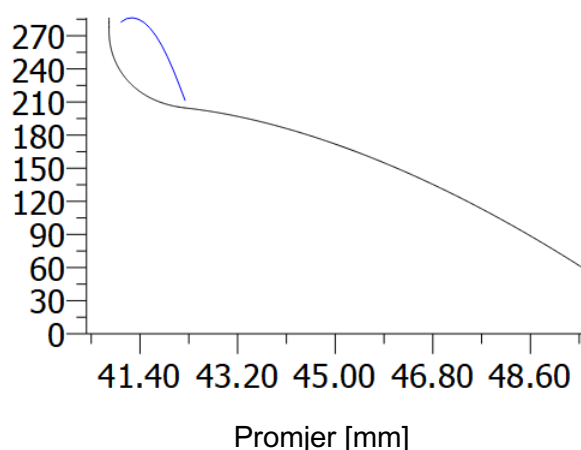
U programskom paketu za simulaciju dinamike vozila provedena je simulacija vožnje bolida na stazi. Iz rezultata simulacije dobili su se podaci o brzini vrtnje i momentu elektromotora u svakom trenutku, iz čega se dobio spektar opterećenja za proračun zupčanika.



Slika 128. Spektar opterećenja.

Proračun zupčanika proveden je u odgovarajućem programskom paketu. Odabrano je evolventno ozubljenje zbog jednostavnosti izrade. Bokovi zuba su ravni da se ne generira aksijalna sila u vratilima koja bi dodatno opterećivala ležajeve i kućište. Da bi se povećala efikasnost prijenosa, odlučeno je ukloniti međuvratilo na prvom stupnju, te međuosni razmak kompenzirati povećanjem samih zupčanika. Raspodjela prijenosnog omjera odabrana je na način da se što više smanji masa zupčanika te da gonjeni zupčanici oba para budu sličnih promjera, čime se povećala jednostavnost kućišta i smanjila njegova masa. Modul i širina zupčanika dobiveni su proračunom čvrstoće zubi na osnovi danog spektra opterećenja.

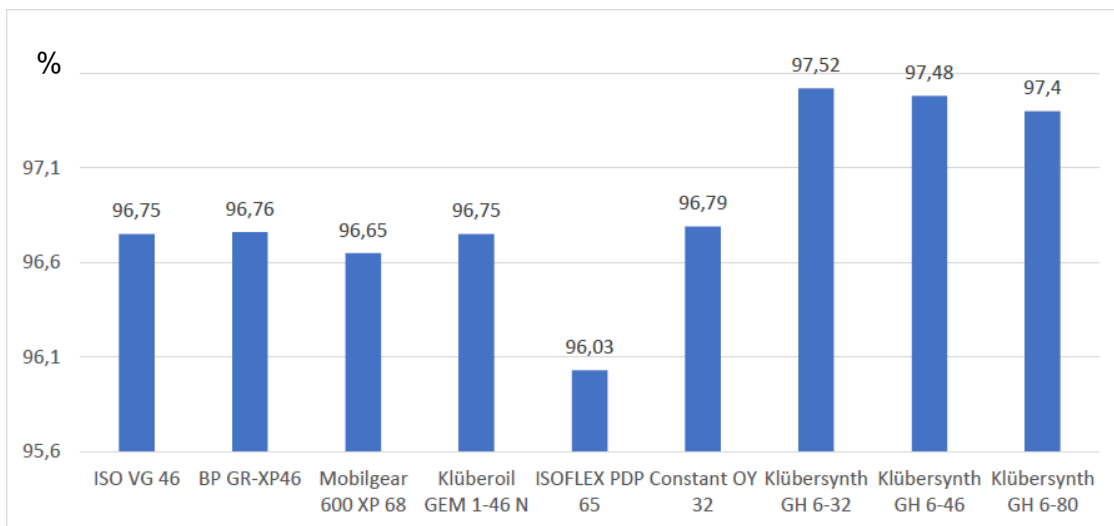
Naprezanja u korijenu zuba [N/mm^2]



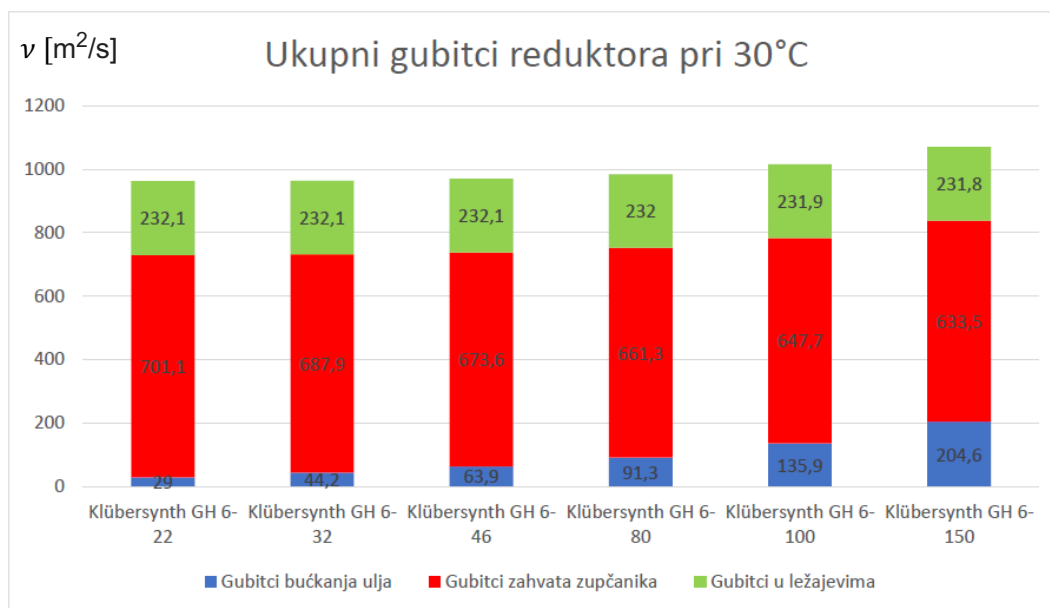
Slika 129. Naprezanja u korijenu zuba.

3.7.4. Odabir ulja

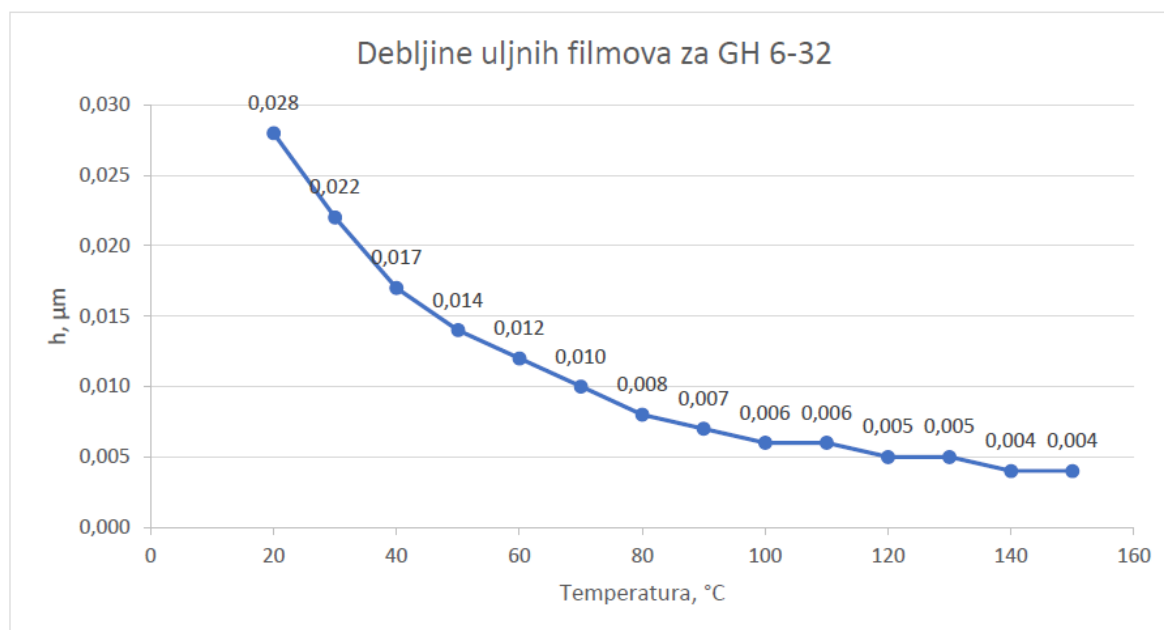
U svrhu odabira ulja za podmazivanje elemenata reduktora provedena je analiza debljine uljnog filma u zahvatu zupčanika te ukupne učinkovitosti reduktora za različita ulja. Proračunom su dobiveni podatci o debljini uljnog filma te o gubitcima zahvata zupčanika, bućkanja ulja i u ležajevima. Uočeno je da ulja proizvođača Klübersynth daju značajno veću učinkovitost za našu primjenu u odnosu na ostala ulja, pa je za njih provedena detaljnija analiza. Odabrano je ulje Klübersynth GH 6-32 zbog najmanjih gubitaka.



Slika 130. Iskoristivost reduktora s različitim uljima u postotcima [%].



Slika 131. Pojedini gubitci u reduktoru za ulja različitih viskoznosti.

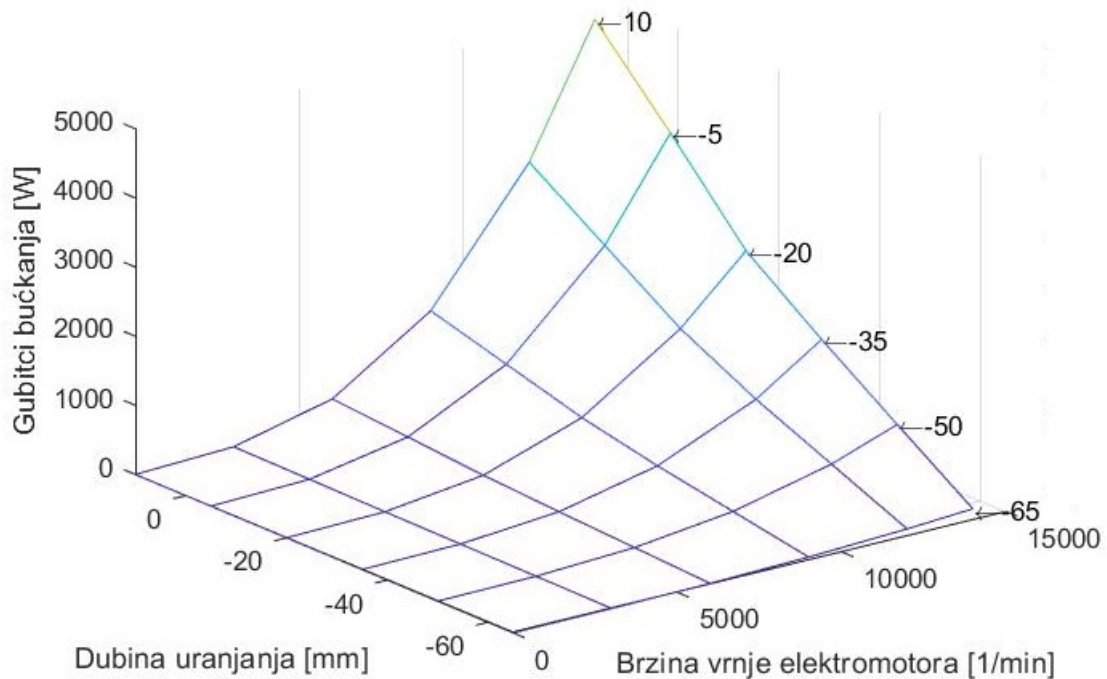


Slika 132. Ovisnost debljine uljnog sloja o temperaturi.

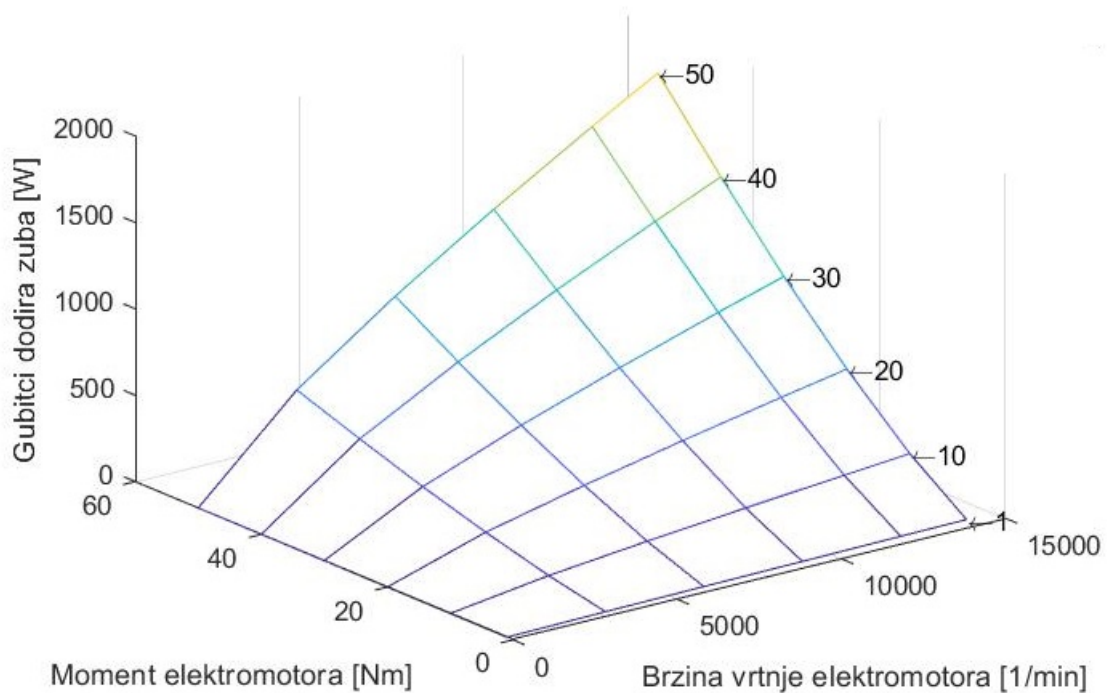
3.7.5. Zagrijavanje reduktora

Zbog gubitaka snage u reduktoru, kao što su trenje u ležajevima, gubitci na dodiru zupčanika i gubitci zbog bućkanja ulja, reduktor se grije. Na povišenoj temperaturi može se dogoditi da ulje izgubi fizikalna svojstva potrebna za normalan rad reduktora. Proračun gubitaka u ležajevima proveden je prema preporuci proizvođača SKF-a. Proračunom su dobivene vrijednosti gubitaka na dodiru zubi zupčanika i zbog bućkanja ulja za različite uvjete rada te su u proračun zagrijavanja ubačene u obliku „lookup tablica“. Parametri koji su mijenjani u proračunu efikasnosti su moment motora, brzina vrtnje motora, viskoznost ulja te dubina uranjanja zupčanika u ulje.

Te su vrijednosti popisane za po 6 različitih momenata motora, brzina vrtnje motora, razina uranjanja (visina površine ulja u odnosu na plohu kroz osi sva tri vratila) te za ulja: ISO-VG 100 pri 40 °C, ISO-VG 220 pri 40 °C, ISO-VG 460 pri 40 °C, ISO-VG 68 pri 40 °C, ISO-VG 46 pri 40 °C, ISO-VG 100 pri 72,4 °C ($v = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$), ISO-VG 100 pri 100 °C ($v = 11,1 \text{ mm}^2/\text{s}$), ISO-VG 46 pri 100 °C ($v = 6,7 \text{ mm}^2/\text{s}$), te je zbog provjere proveden i proračun s uljem ISO-VG 100 na temperaturi pri kojoj je viskoznost jednaka ulju ISO-VG 68 i ISO-VG 46 zbog provjere da se dobiju približno isti gubitci za različita ulja na različitim temperaturama ali s istom viskoznošću. Iz snage gubitaka zbog bućkanja ulja može se zaključiti da su ti gubitci proporcionalni s viskoznošću ulja, pa se nisu računali za sva ulja.



Slika 133. Mapa gubitaka bućkanja.



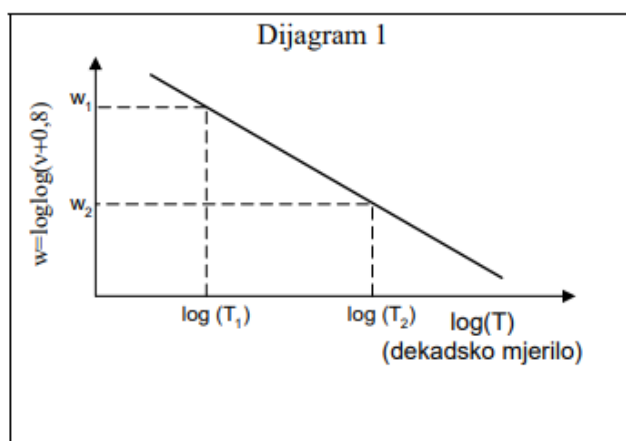
Slika 134. Mapa gubitaka dodira zuba.

Kao termalne mase uzeti su čelični dijelovi kao što su zupčanici i vratila, aluminijski dijelovi kao što je kućište, te masa ulja. Njima su pridodani odgovarajući toplinski kapaciteti s tim da je toplinski kapacitet ulja uveden kao ovisan o temperaturi.

U proračun je ugrađen jednostavni model hlađenja kod kojega je koeficijent prijelaza topline za reduktore u zatvorenom prostoru bez posebne cirkulacije zraka:

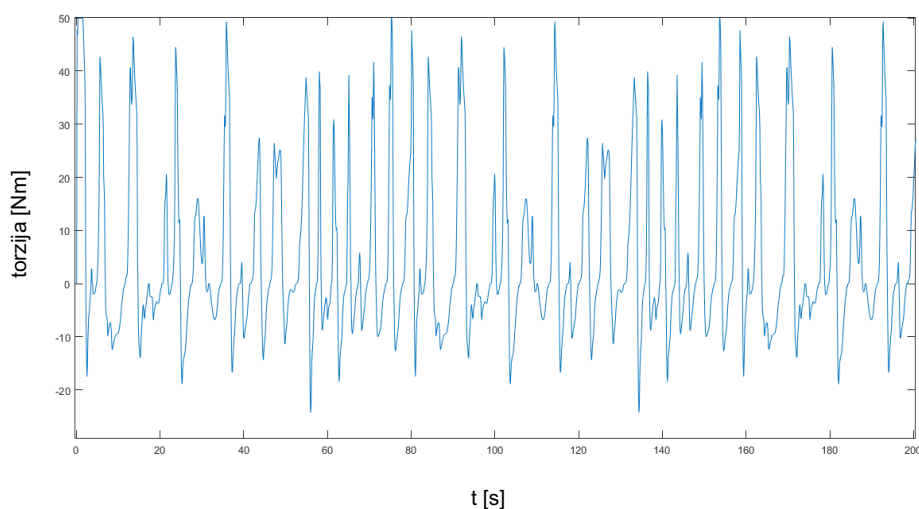
$$\alpha_s = 32 \frac{kJ}{m^2 h K} \quad (100)$$

Ovisnost viskoznosti ulja o temperaturi opisana je Waltherovom formulom kod koje se iz viskoznosti ulja računa nova veličina w koja u dijagramu u kojem je temperatura u logaritamskom mjerilu daje linearnu ovisnost iz koje se tada može izračunati viskoznost na bilo kojoj temperaturi dovoljno bliskoj početnoj.

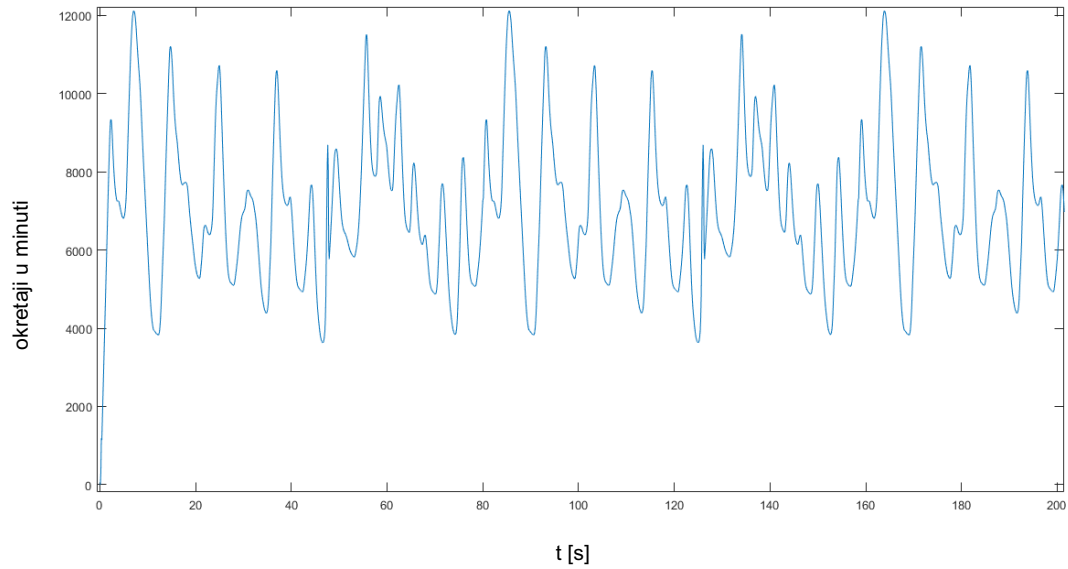


Slika 135. Waltherova formula.

Ulaz u simulaciju bio je profil momenta i brzine vrtnje elektromotora dobiven simulacijom vožnje jednog kruga na modeliranoj stazi Formula Student natjecanja u programskom paketu za simulaciju dinamike vozila. Dijelovi navedenih profila prikazani su na sljedećim slikama.

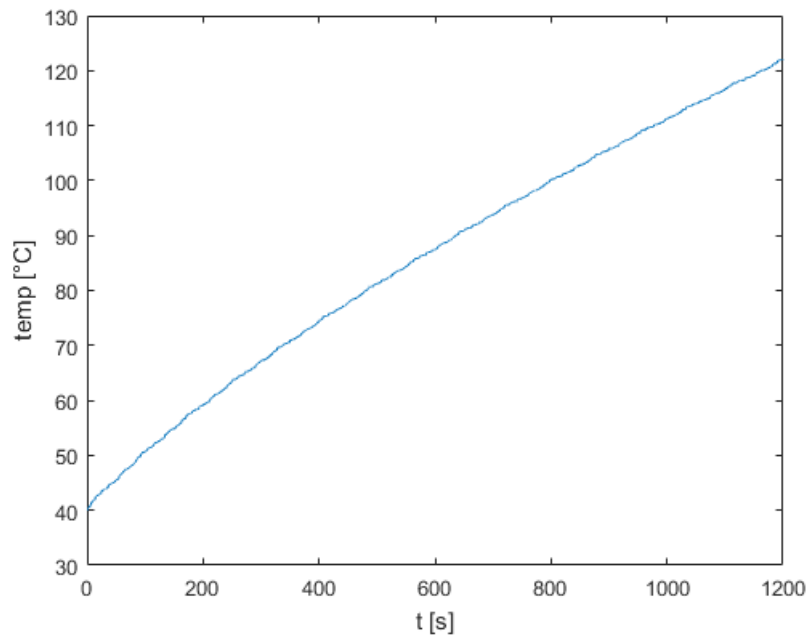


Slika 136. Profil momenta motora.

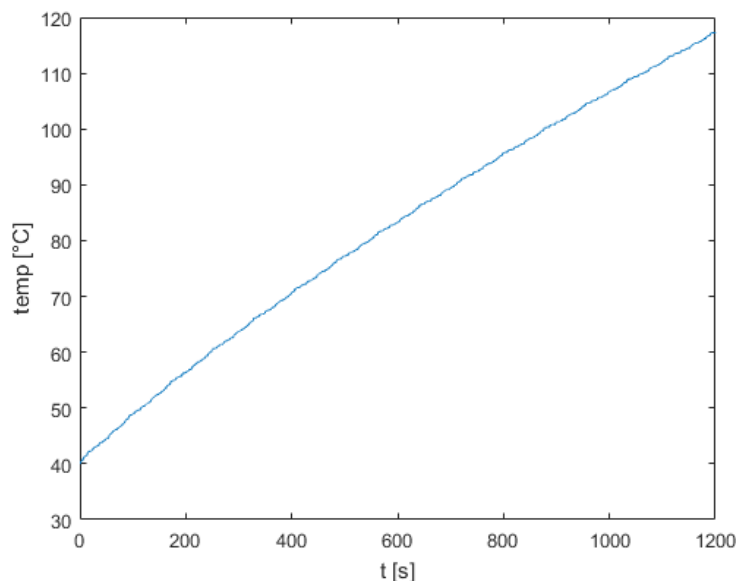


Slika 137. Profil brzine vrtnje motora.

Simulacija je provedena za vrijeme vožnje od 20 minuta, te je bila promatrana temperatura reduktora za različite vrijednosti raznih parametara. Na sljedećim je slikama prikazan profil temperature za dva različita ulja.



Slika 138. Temperatura reduktora za ulje ISO-VG 100.



Slika 139. Temperatura reduktora za ulje ISO-VG 46.

3.7.6. Oblikovanje kućišta

U sustavu prijenosa snage od motora do kotača na bolidu Formule Student sastavni je dio i reduktor. On omogućuje postizanje željenog povećanja okretnog momenta motora kao i redukciju njegove brzine vrtnje. U ostvarivanju tog cilja sudjeluju aktivne i pasivne komponente reduktora. Aktivne komponente reduktora čine vratila, zupčanici, ležajevi i sl. Pasivne komponente čine kućište, brtve, osiguravajuće matice, distantni prstenovi, poklopci, itd.

Uloga kućišta je:

- osiguravanje točnog položaja vratila i zupčanika u svim režimima rada,
- osiguravanje preuzimanja sile i reakcijskih momenata te njihovo daljnje provođenje do šasije,
- zaštitu svih elemenata reduktora od vanjskih utjecaja,
- zadržavanje maziva te njegova zaštita od vanjskih utjecaja,
- odvođenje topline te
- prigušenje buke i vibracija.

3.7.6.1. Izbor materijala

Kod kućišta namijenjenih za industrijsku primjenu najčešće se izvode čelična kućišta. Takve izvedbe osiguravaju veliku čvrstoću i krutost, ali i veliku masu. Kako je mala masa bolida jedan od najbitnijih zahtjeva na bolidu, primijenjen je materijal većeg omjera krutosti i gustoće. To osigurava dobru osnovu da se pametnim oblikovanjem geometrije kućišta dobije dovoljno kruto i čvrsto kućište koje je istovremeno i lagano. Takav materijal legura je aluminija Al 7075 T6. Kako je kućište namijenjeno pojedinačnoj proizvodnji prirodno je da izabrana tehnologija

proizvodnje bude obrada odvajanjem čestica. Kod te tehnologije aluminij kao materijal pruža povoljno svojstvo lake obradivosti što dodatno ide u prilog njegovom izboru.

Svojstva aluminija Al 7075 T6 su:

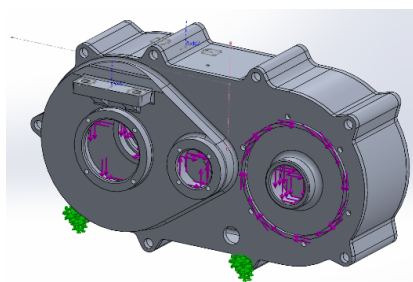
- granica tečenja: $Re = 505 \text{ N/mm}^2$,
- vlačna čvrstoća: $Rm = 572 \text{ N/mm}^2$,
- modul elastičnosti: $E = 71,7 \text{ GPa}$,
- Poissonov faktor: $\nu = 0,33$,
- elongacija loma: 11 %.

3.7.6.2. **Određivanje opterećenja**

Kako je jedna od glavnih uloga kućišta preuzimanje reakcijskih sila i momenata, oni predstavljaju i dominantno opterećenje. Kao rezultat proračuna aktivnog dijela prijenosnika proizlaze sile u ležajnim mjestima te momenti na mjestima ulaza odnosno izlaza. Kućište prijenosnika opterećeno je momentima na ulazu, gdje je za njega pričvršćen motor, te reakcijama u ležajnim mjestima. Kako bi prijenosnik bio fiksiran u bolidu, nužno ga je učvrstiti i za šasiju. Takvo učvršćenje s gledišta elementarne mehanike predstavlja mjesta na kojim se javljaju reakcijske sile kućišta prema okolini. Kako se u sustav uvodi okretni moment kroz elektromotor, tako rastu i sile reakcije na mjestima učvršćenja kako bi ga poništile. Time je ispunjen i osnovni zakon statike koji govori da zbroj momenata koji djeluju na tijelo mora biti jednak nuli.

3.7.6.3. **Konstruktivska razrada**

U razradu konačnog oblika kućišta kreće se nakon definiranja svih komponenti aktivnog dijela prijenosnika sa svim potrebnim izmjerama i dimenzijama. Definirane aktivne dijelove prijenosnika obuhvaća se inicijalnim odnosno grubim te približnim kućištem. Takvo početno kućište prikazano je na Slici 140.



Slika 140. Početno kućište.

Budući da je samo kućište sklop triju dijelova; središnjeg dijela te lijevog i desnog poklopca, pravilno bi i najtočnije bilo da se simulacije provode u sklopu ta tri dijela, odnosno da se simuliraju i uvjeti na mjestima kontaktnih površina između poklopaca i središnjeg dijela kućišta.

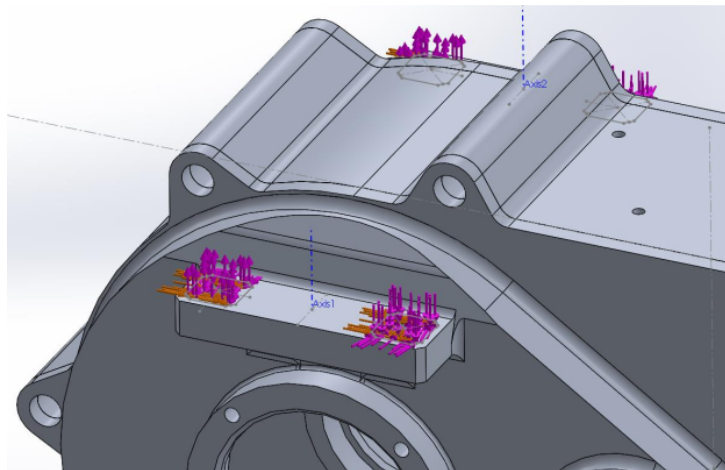
Time bi se u krutost cijelog sustava uzeo u obzir i gubitak krutosti na kontaktnim površinama. Kako je taj postupak numerički složen postupak za njega je potrebno imati i računala visoke procesorske snage. Zbog izostanka takvih računala, odlučeno je sklop poklopaca i središnjeg dijela kućišta modelirati kao jedan dio, odnosno zanemariti postojanje spoja poklopaca i središnjeg dijela. To u rezultate uvodi grešku koja se zbog velike količine vijaka koji drže poklopce i kućište smatra zanemarivom.

Nakon pronalaženja približnog modela kućišta koji obuhvaća sve potrebne komponente, nužno je odrediti i režime opterećenja kućišta.

Kao kritični režimi kućišta prepoznata su tri slučaja:

1. Pogon samo jednog kotača (jedne strane reduktora) najvećim momentom motora (50 Nm) dok druga strana ne prenosi moment (agresivni *torque vectoring*),
2. Pogon oba kotača najvećim nazivnim momentom motora (50 Nm) i
3. Bez pogona, ali s najvećim kočionim momentom.

Na Slici **Error! Reference source not found.** prikazana su aktivna opterećenja jedne strane reduktora (ljubičasta boja) te oslonci na šasiju (zelena boja). Opterećenja uslijed kočenja prikazana su na Slici 141. Tu je kočiona sila s pakni kliješta reducirana na prihvat kliješta na poklopcima. Prilikom redukcije u obzir su uzete sile koje slijede iz induciranih momenata savijanja po horizontalnoj osi, moment savijanja po okomitoj osi te sam prijenos sile kao smične komponente. Takav postupak implicira da je neutralna linija prihвата kliješta na sredini između dva vijka, odnosno da su sama kliješta beskonačne krutosti.



Slika 141. Opterećenja na prihvat za kočiona kliješta.

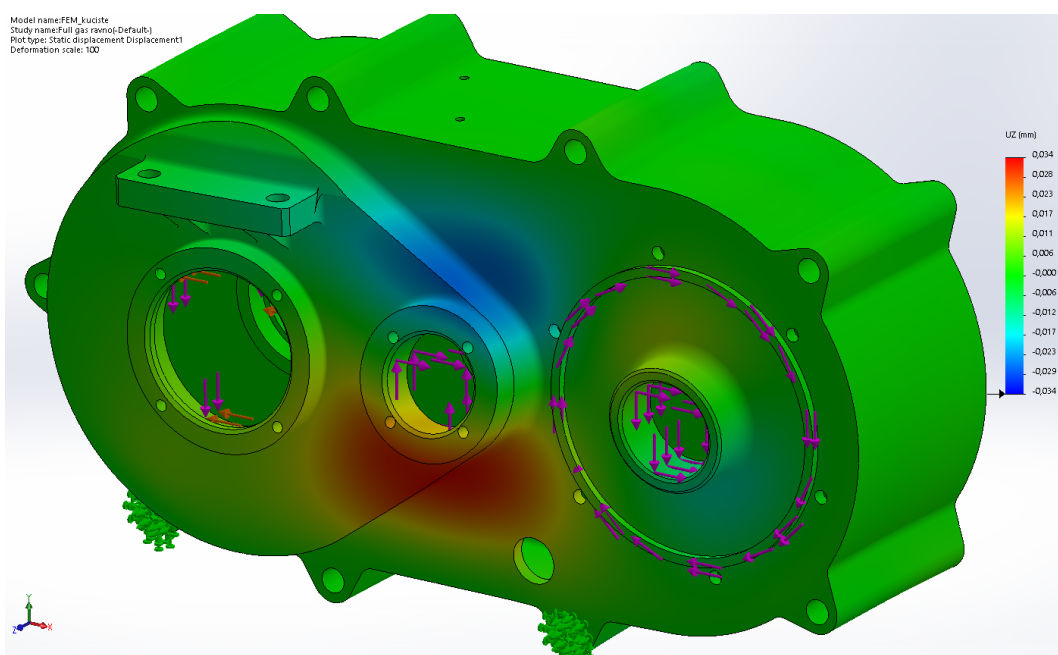
Kriteriji za provjeru zadovoljava li konstrukcija uvjete deformacija koji su na nju postavljeni su:

- posjedovati dovoljnu rezervu naprezanja do granice razvlačenja (uvjet čvrstoće),

- taj uvjet provjerava se pregledom najvećeg ekvivalentnog naprezanja prema Von Mises teoriji metodom konačnih elemenata,
- posjedovati dovoljnu krutost kako bi pomaci ležajnih mjesta bili dovoljno mali da se osigura ispravan rad ležajeva, odnosno da ne postoji opasnost od zaglavljivanja ležajeva ili drugog havarijskog kvara,
 - taj uvjet slijedit će iz računanja pomaka na dijametralnim točkama prstena ležajnog mjesta te izračunavanja kuta zakreta između osi vanjskog i unutarnjeg prstena ležaja,
- posjedovati dovoljnu radialnu krutost ležajnih mjesta kako se vratila odnosno zupčanici ne bi previše geometrijski zamaknuli, što bi dovelo do nejednakosti u nošenju bokova zuba te potencijalnog havarijskog kvara.

3.7.6.3.1. Rezultati inicijalne simulacije

Slika 142. prikazuje pomake u smjeru osi vratila prilikom pogona jedne strane reduktora.



Slika 142. Pomaci u smjeru osi vratila prilikom pogona jedne strane reduktora veći od 0,01 mm.

Iz tog prikaza izmjereni su pomaci u smjeru vratila te izračunati kutovi zakreta. Rezultati su prikazani u Tablici 25.

Tablica 25. Kutovi zakreta ležajnih mjesta kod pogona na jedan kotač.

	Slučaj opterećenja				
	Puno opterećenje na jedan kotač				
Ležaj broj	1	2	3	4	5
d [mm]	35	35	35	62	47
delta z [mm]	0,024	0,026	0,039	0,027	0,017
kut zakreta [deg]	0,039289	0,042563	0,063844	0,024951	0,020724

Crvenom bojom označeno je ležajno mjesto koje se najviše zakreće, odnosno koje rezultira najvećim zakretom vanjske u odnosu na unutarnju košuljicu ležaja.

Na ekvivalentan način dobiveni su i rezultati za slučaj pogona oba kotača. Za pogon oba kotača kutovi zakreta ležajnih mjesta prikazani su u Tablici 25.

Tablica 26. Kutovi zakreta ležajnih mjesta kod pogona na oba kotača.

	Slučaj opterećenja				
	Puno opterećenje na oba kotača				
Ležaj broj	1	2	3	4	5
d [mm]	35	35	35	62	47
delta z [mm]	0,017	0,031	0	0,014	0
kut zakreta [deg]	0,027829	0,050748	0	0,012938	0

Zanimljivo je prokomentirati rezultate za kutove zakreta na ležajnim mjestima 3 i 4 za slučaj opterećenja pogona na oba kotača. Ležajevi 3 i 4 nalaze se na razdjelnoj strani središnjeg dijela kućišta. Naime, ležajevi 3 i 4 ne zakreću se kutno već kod njih postoje samo pomaci u ravnini za taj slučaj opterećenja. To se može objasniti tako što su ispunjena 3 uvjeta mehaničke simetrije: simetrija geometrije (kućišta), simetrija učvršćenja i simetrija opterećenja. Kad su ta tri uvjeta ispunjena, svaka deformacija u bilo kojem smjeru mora biti simetrična s obzirom na ravninu simetrije. To znači da pomaci moraju biti simetrični, a to ne bi bilo moguće bez razdvajanja samih elemenata odnosno materijala, što je fizikalno nemoguće.

Prema [23] dopuštene vrijednosti kutova zakreta ležajnih mjesta iznose: Od 0,0573 do 2 stupnja. Najveći zakret ležajeva u reduktoru je 0,0638 stupnja (Tablica 25.), što je na samom početku dopuštenog intervala.

U sva tri načina opterećenja čvrstoća odnosno naprezanja koja se javljaju u materijalu nisu kritična. Najveće naprezanje javlja se pri pogonu samo na jedan kotač te iznosi 114 MPa. To osigurava faktor sigurnosti u odnosu na granicu tečenja od 4,4.

Kako je kut zakreta ležajnih mjesta u ovom početnom modelu tek na početku dozvoljenog intervala, pristupit će se postupku topološke optimizacije kojim će se na mjestima koja slabo utječu na krutost sustava dio materijala ukloniti. Istovremeno će se dio materijala dodati na mjesta koja su po ovoj simulaciji niske krutosti odnosno kod kojih se javljaju visoke deformacije.

Konačni je cilj dobiti znatno manju masu kućišta uz sličnu krutost.

3.8. Aerodinamika

3.8.1. Uvod

Aerodinamika je znanost koja proučava djelovanje zraka na tijela koja se kroz njega gibaju te sile koje pri tome nastaju. Područje aerodinamike usko je vezano uz mehaniku fluida i dinamiku plinova. Parametri koji se pojavljuju u analizi aerodinamičkih problema su brzina, tlak, gustoća i temperatura. Spomenuti parametri se mijenjaju u vremenu i prostoru, a razumijevanje vrste strujanja omogućava izračunavanje sila i momenata sila koje djeluju na izložena tijela. Također, aerodinamika je veliki predmet promatranja u svijetu utrivanja zadnjih 40 godina. Glavna primjena aerodinamike je u svrhu povećanja pritisne sile na kotač bez dodavanja mase.

Na Formula Student natjecanjima velika pozornost je stavljena na razvoj aerodinamičkog paketa. Iako na spomenutim natjecanjima prevladavaju niže brzine, funkcionalnost i efikasnost aerodinamičkog paketa se ne smije zanemariti. Osim povećanja pritisne sile na kotač bez dodavanja mase, aerodinamički paket je vrlo koristan i pri namještanju balansa bolida. Na samim Formula Student natjecanjima, uz dinamički dio testiranja boduje se dizajn aerodinamičkog paketa. Stoga, bitno je da svaka aerodinamička komponenta ima svoju funkciju i svrhu te da izravno utječe na stvaranje boljih performansi bolida.

Razvijanje aerodinamičkog paketa za natjecanje Formula Student izvodi se koristeći računalnu dinamiku fluida. Aerodinamički paket ovakvog bolida sastoji se od prednjeg krila, stražnjeg krila, podnice i difuzora te bočnih elemenata.

3.8.2. Računalna dinamika fluida

Navier-Stokes jednadžba, nazvana po fizičarima Claude-Louis Navieru i George Gabriel Stokesu, opisuje gibanje viskoznih fluida. Jednadžba se zasniva na pretpostavci da je fluid, na određenoj promatranoj skali, kontinuum umjesto skupina diskretnih čestica. Izvodi se primjenom jednadžbe kontinuiteta na sačuvanje mase, količine gibanja i energije. Navier-Stokes jednadžba je korisna pri opisu fizikalnih procesa u problemima koji su interesantni u znanosti i inženjerstvu. Pomoću nje možemo modelirati vremenske prilike, promatrati gibanje vode u cijevi ili zraka oko krila zrakoplova.

Dinamika fluida je grana fizike koja je, uz zakone termodinamike, opisana Navier-Stokes jednadžbom i jednadžbom kontinuiteta. Analitičko rješenje spomenutih jednadžbi je poznato samo za jednostavne slučajeve i to uz zanemarivanje određenih članova samih jednadžbi. Stoga, u rješavanju Navier-Stokes jednadžbe veliku ulogu imaju numeričke metode.

Računalna dinamika fluida (eng. *Computational Fluid Dynamics*) je podgrana dinamike fluida u kojoj se primjenjuju spomenute numeričke metode. S konstantnim porastom računalne snage

i kapaciteta te padom cijena, pogotovo najviše klase računala, simulacije računalne dinamike fluida su postale veoma proširene i jednostavno dostupne. Njihova popularnost se temelji na činjenicama da se rezultati dobivaju značajno brže, jeftinije i s informacijama o cijelom polju strujanja, za razliku od tradicionalnih eksperimentalnih metoda

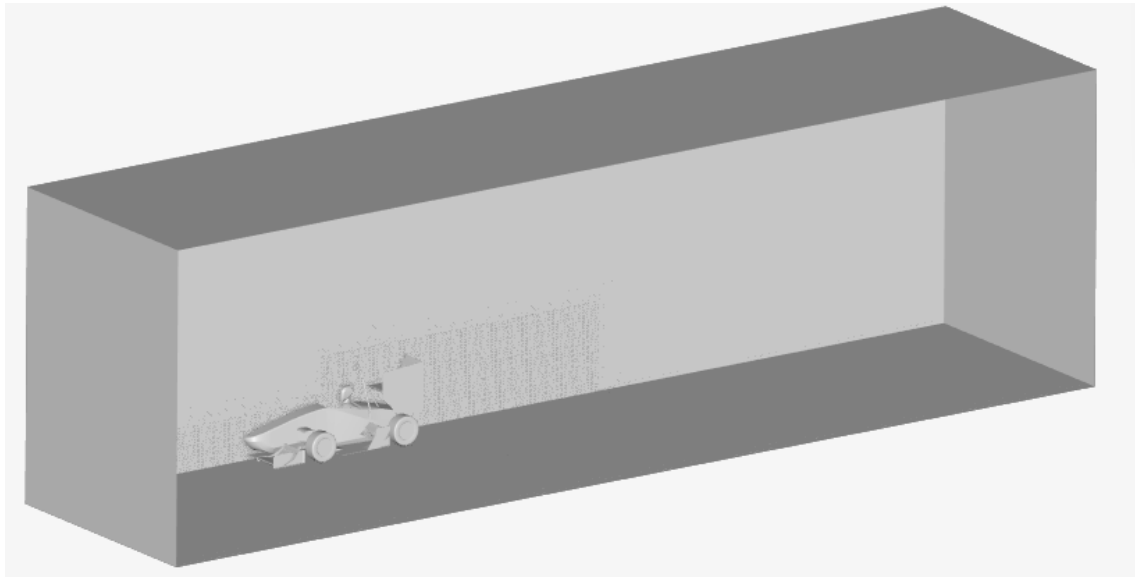
3.8.3. Priprema simulacije

Prije početka razvoja aerodinamičkih elemenata, potrebno je napraviti mrežu i odabrati prikladne rubne uvjete simulacije. Generiranje mreže, postavljanje prikladnih rubnih uvjeta i pokretanje simulacije se izvodi koristeći Simscale, softverski paket baziran na računarstvu u oblaku. Koristeći takav softverski paket, članovima tima omogućeno je pokretanje simulacija koje se izvode koristeći serversku procesorsku snagu Simscale-a.

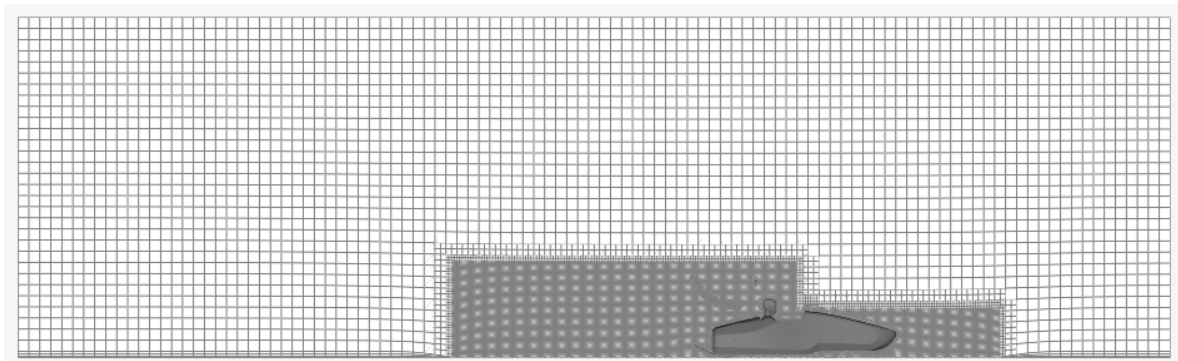
3.8.3.1. Proračunska domena

Dimenzije virtualnog zračnog tunela su mnogo veće od dimenzija automobila jer je potrebno na granicama tunela ostvariti uvjete što sličnije neporemećenom strujanju. Širina tunela je jednaka deseterostrukoj vrijednosti najveće širine automobila, a visina tunela je jednaka deseterostrukoj vrijednosti najveće visine automobila. Duljina tunela iznosi šesnaest duljina automobila, s tim da se ispred automobila nalazi pet duljina, a iza automobile deset duljina.

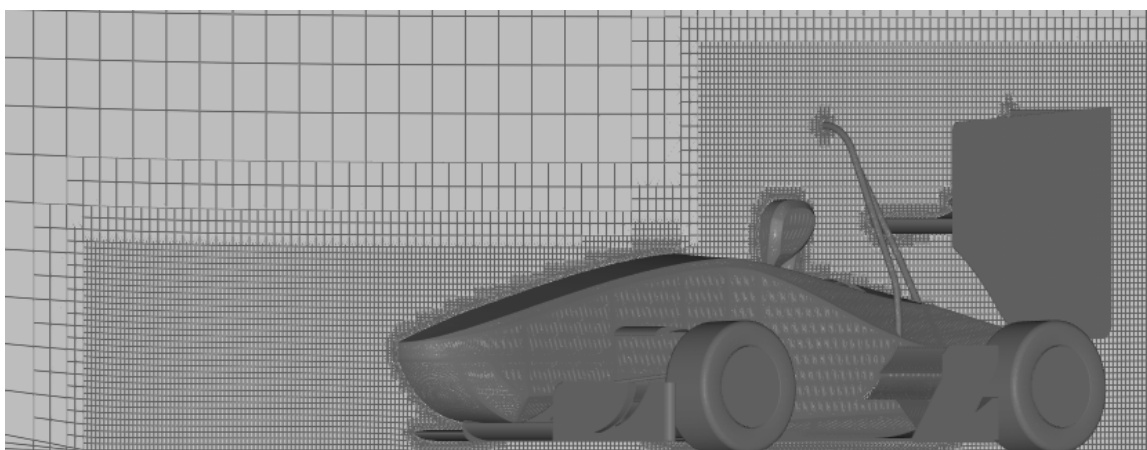
Prostorna diskretizacija područja proračuna provedena je pomoću tetraedarskih i heksaedarskih konačnih volumena. Mreža je najgušća u samoj blizini automobila a prorjeđuje se udaljavanjem od njega. Razlog tome je veliki iznos gradijenata koji se očekuje u blizini površine automobila gdje je potrebna gušća mreža kako bi se kvalitetno uhvatile promjene koje se odvijaju u tom području. Provedbom ovog postupka diskretizacije, područje proračuna je diskretizirano pomoću **x-y-z** konačna volumena. Prilikom ravninskog strujanja zraka po zadanoj koordinatnoj osi; domena je svedena na polovicu budući da time štedimo računalne sate te smanjujemo kompleksnost i vrijeme diskretizacije, a u konačnici i vrijeme simulacije.



Slika 143. Prikaz pozicioniranog modela vozila u virtualnom zračnom tunelu.

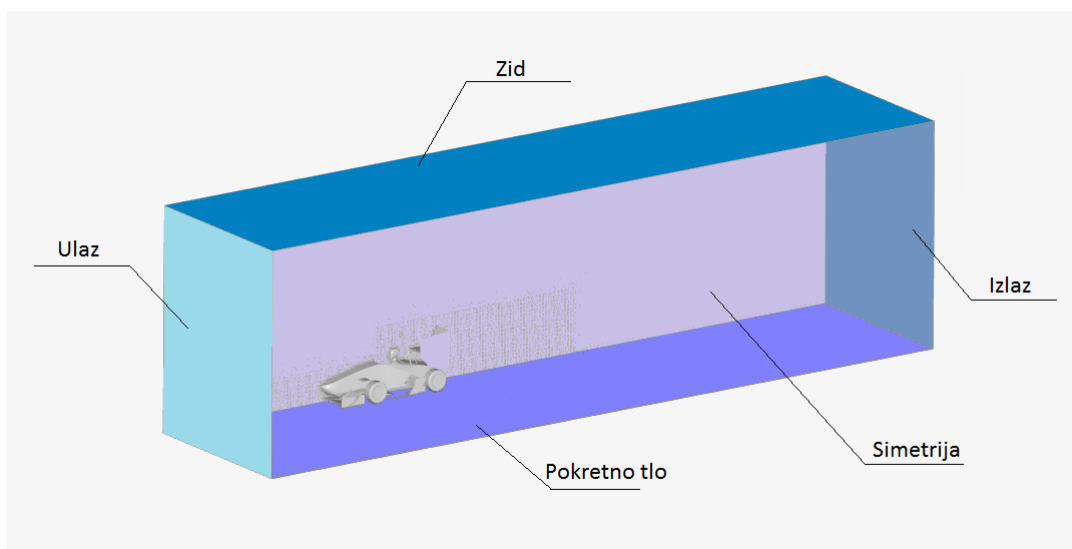


Slika 144. Prikaz diskretizirane proračunske domene na bočnom presjeku vozila.



Slika 145. Prikaz gustoće proračunske mreže u neposrednoj okolici vozila unutar ukupne domene.

3.8.3.2. Rubni uvjeti



Slika 146. Prikaz plohi na kojima se primjenjuju rubni uvjeti.

Nakon generiranja mreže, potrebno je postaviti rubne uvjete domene. Dirichletov i Neumannov su dva tipa rubnih uvjeta. Dirichletov propisuje vrijednost parcijalne diferencijalne jednačbe, a Neumannov vrijednost nultog gradijenta. U slučaju generaliziranog Neumannovog uvjeta, propisuje se proizvoljna vrijednost gradijenta varijable u smjeru normale na površinu granice. U računalnoj dinamici fluida najčešći rubni uvjeti su ulazna granica, izlazna granica i zid. Ulazna granica, na kojoj zadajemo Dirichletov uvjet, određuje brzinu nastrujavanja ulaznog fluida. Na izlaznoj granici, na kojoj zadajemo Neumannov uvjet, za tlak se postavlja konstanta vrijednost. Zid ima ulogu nepropusne granice, gdje kod viskoznog strujanja fluid ima brzinu jednaku brzini napredovanja zida. Nazivi ploha na kojima primjenjujemo rubne uvjete prikazani su na Slici 146.

Za odabranu geometriju postoji jedna ulazna granica na kojoj definiramo konstantu brzinu fluida. Ta brzina odgovara brzini pri kojoj želimo promatrati utjecaj aerodinamičkog paketa. Ista vrijednost brzina se primjenjuje na zid ispod bolida, pokretno tlo. Nadalje, zid pod nazivom simetrija ima ulogu pretpostavke jednakih uvjeta s druge strane zida. S obzirom da je naš bolid simetričan, primjena takvog uvjeta nam uvelike skraćuje vrijeme izvođenja simulacije. Na zid koji se nalazi iznad bolida postavljamo uvjet propusne granice. Na izlaznoj granici odabrana je konstanta vrijednost za tlak. S ciljem lakše analize rezultata, odabrana referenta vrijednost tlaka na granici je 0 Pa.

3.8.4. Razvoj aerodinamičkog paketa

Razvoj aerodinamičkog paketa podrazumijeva razvoj prednjeg krila, stražnjeg krila, podnice i difuzora te bočnih elemenata. S obzirom da je prednje krilo prvi element aerodinamičkog paketa koji dolazi u doticaj sa zrakom i zadaje strujanje zraka niz bolid, razvoj počinje s tim elementom. Nakon razvoja prednjeg krila, razvoj se usmjerava na stražnje krilo te podnicu i difuzor. Razvoj spomenutih elemenata se odvija u isto vrijeme uz suradnju članova koji dizajniraju same elemente.

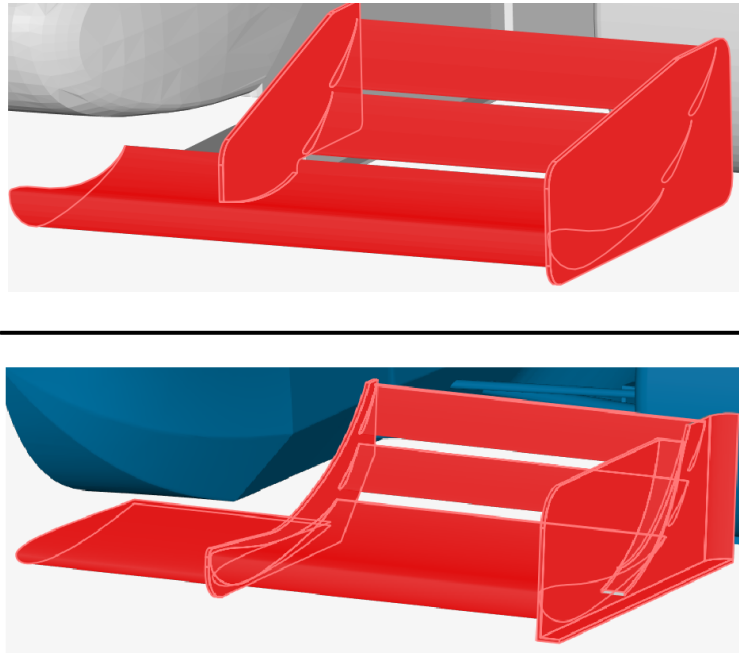
3.8.4.1. Prednje krilo

Glavna uloga prednjeg krila je stvaranje negativnog uzgona na prednjem dijelu bolida. Na taj način se težište bolida prenosi na prednji dio, što utječe na dinamiku bolida prilikom prolaska kroz zavoje. Interakcija fluida kroz koji se bolid kreće i bolida započinje upravo na prednjem krilu. S obzirom da znatno utječe na aerodinamičku efikasnost cijelog bolida, neophodno je analizirati ponašanje i tok fluida nakon odvajanja toka od prednjeg krila.

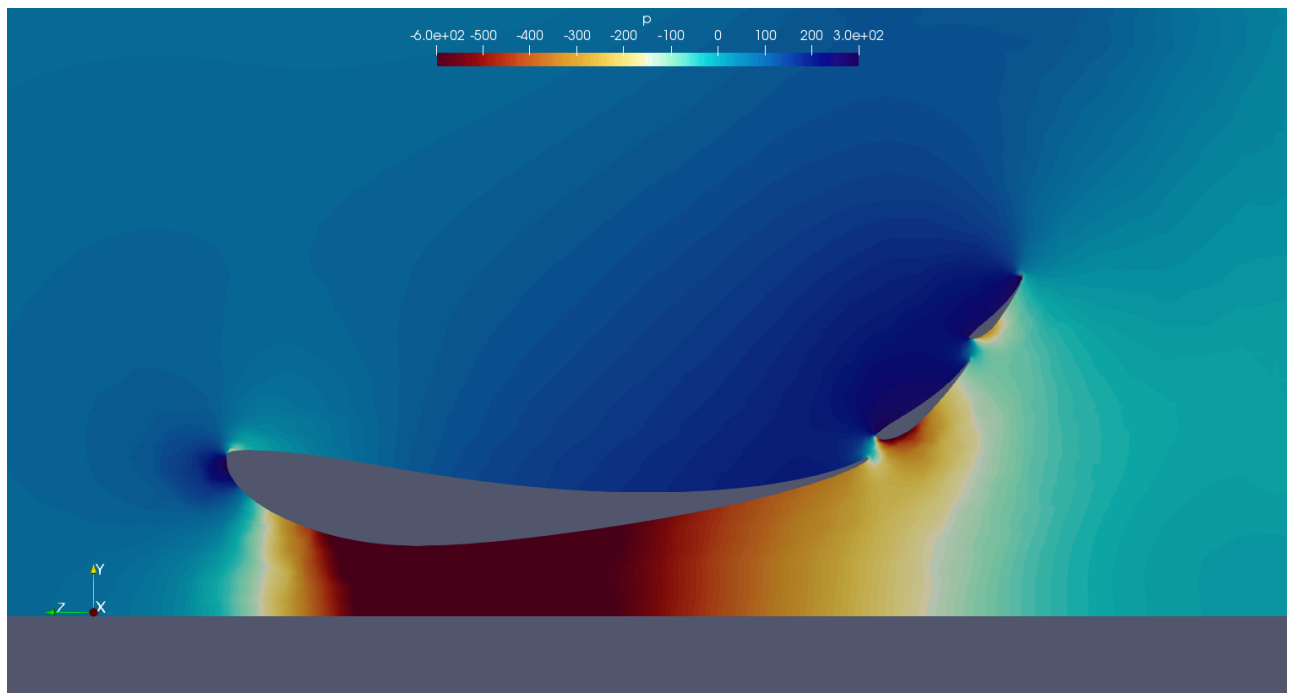
Uz stvaranje pritisne sile, uloga prednjeg krila je i kontrola toka fluida preko prednjih kotača. Budući da su prednji kotači otvoreni, zrak nastrojava direktno na gumu koja rotira te se pri većim brzinama stvaraju turbulentni vrtlozi, koji nerijetko mogu naštetiti stabilnosti bolida. Pri relativno manjim brzinama, pojava takvih turbulentnih vrtloga izražena je u manjoj mjeri. Unatoč tome, poželjno je potrebno smanjiti mogućnost nastajanja spomenutih pojava.

Prednje krilo se u većini slučajeva sastoji od 3 flapa, geometrijskog oblika visokog aerodinamičkog utjecaja, i okomite ploče (eng. *endplate*), elementa koji se nalazi na samim krajevima prednjeg krila. Krilo razvijeno za bolid RT06 je upravo takvo. S obzirom da postoji mnogo različitih flapova, odabran je određen broj najrelevantnijih za našu situaciju. Kombinirajući sve odabrane flapove napravljeno je mnogo simulacija gdje se promatrao utjecaj odabranih flapova na aerodinamičke sile cijelog krila. Takvim iterativnim procesom razvijeno je krilo koje je stavljeno na bolid RT06. Što se tiče okomitih ploča na krajevima krila, napravljeno je nekoliko različitih modela koji su se simultano iterirali uz odabir raznih flapova. Prednje krilo koje je korišteno kao baza za početne iteracije i prednje krilo koje je stavljeno na bolid RT06 prikazano je na Slici 146.

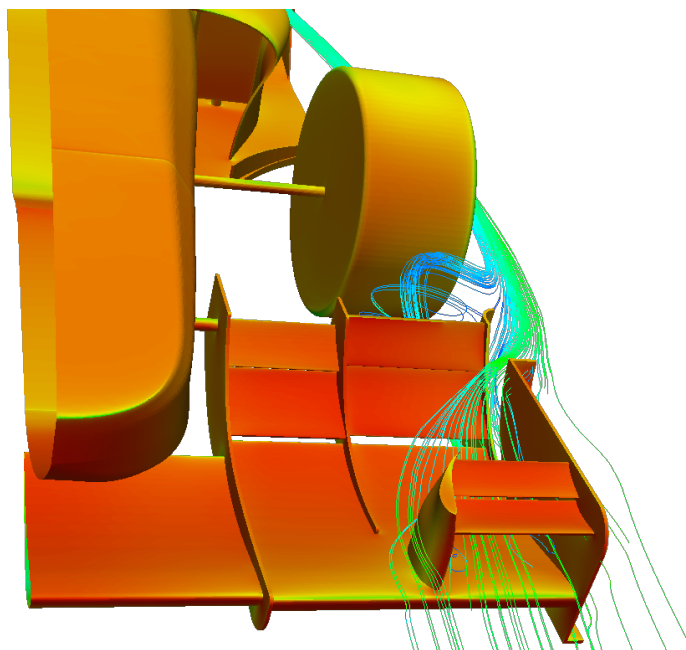
Polje tlaka sa bočne strane konačne verzije prednjeg krila prikazano je na Slici 147. Nadalje, utjecaj prednjeg krila na tok zraka niz bolid prikazan je na Slici 148.



Slika 147. Usporedba početne iteracije prednjeg krila (gore) i prednjeg krila postavljeno na bolid RT06 (dolje).



Slika 148. Prikaz polja tlaka u presjeku prednjeg krila.



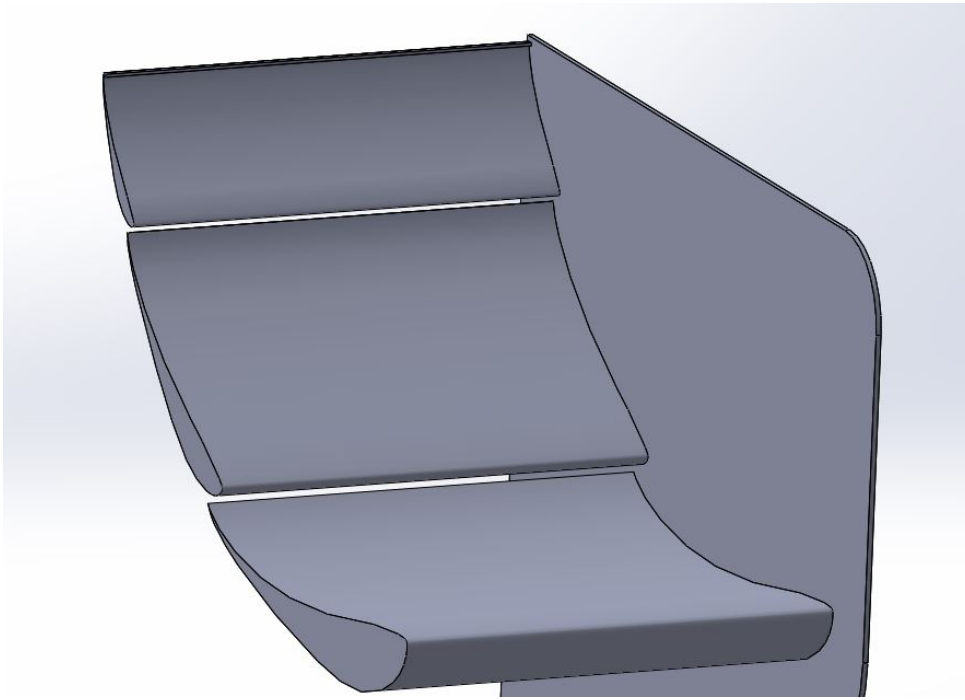
Slika 149. Tok zraka niz bolid nakon prolaska kroz prednje krilo uz prikaz polja tlaka na geometriji.

3.8.4.2. Stražnje krilo

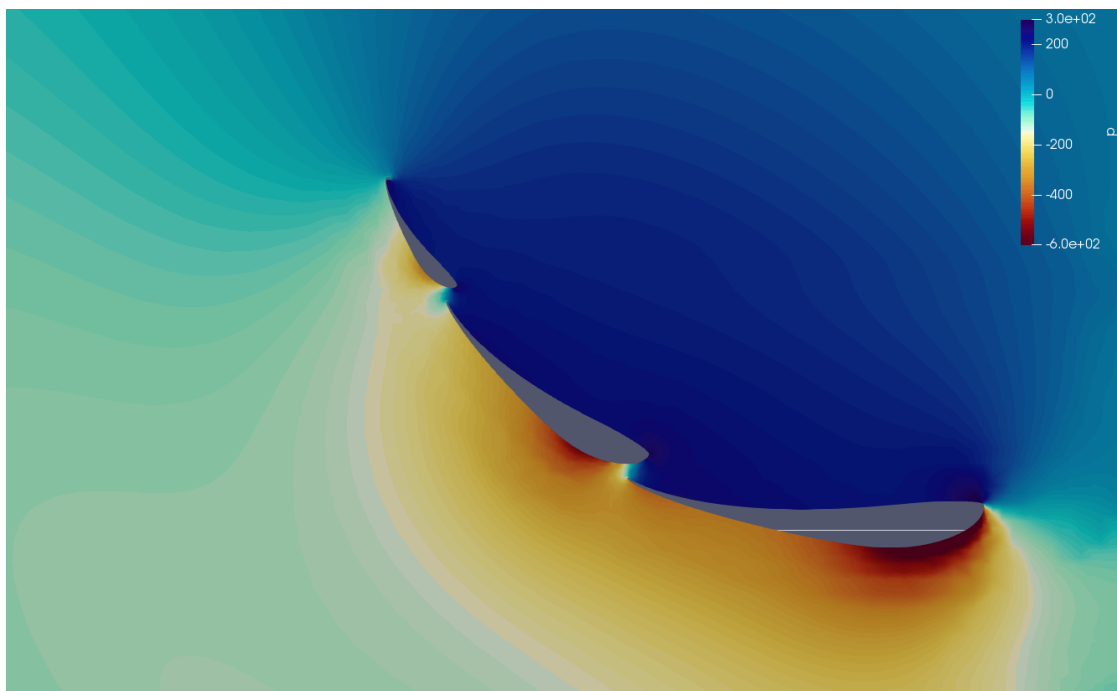
Stražnje krilo stvara najviše sila uzrokovanih protokom fluida zbog svoje veličine. S obzirom na veličinu, potrebno je iskoristiti sav potencijal koje ono nudi te uravnotežiti trošak izrade i razvoja s performansama. Za slučaj kada nam nije potreban velik doprinos pritisne sile, kao prilikom akceleracije na ravnoj putanji, koristi se DRS (eng. *Drag reduction system*) postavka stražnjeg krila koje pruža minimalan otpor zraka. Pri takvoj postavci stražnjeg krila, svi flapovi krila se postavljaju vodoravno.

Na temelju mnogo iteracija simulacija računalne dinamike fluida, odabrano je krilo s tri flapa istog oblika različitih debljina, kutova nagiba itd. Takvo krilo pokazalo se najbolje u usporedbi s drugim testiranim postavkama. Korištenjem više elemenata poboljšana je strujanje fluida oko stražnjeg krila zbog manjeg postotka separacije. Okomite ploče na krajevima krila sprječavaju odvajanje toka fluida prema vanjskoj strani prije dolaska do stražnjeg ruba krila zbog razlike u tlakovima gornje i donje površine krila.

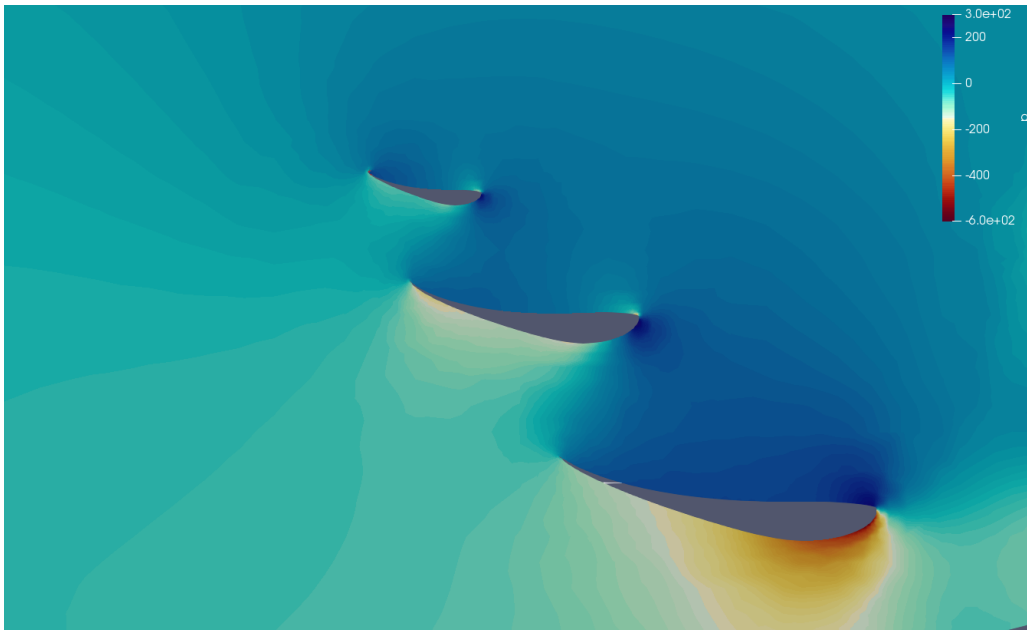
Stražnje krilo postavljeno na bolid prikazano je na Slici 150. Polje tlaka na bočnom presjeku stražnjeg krila prikazano je na Slici 151., a polje tlaka na bočnog presjeku stražnjeg krila u DRS poziciji prikazano je na Slici 152.



Slika 150. Prikaz stražnjeg krila postavljenog na bolid RT06.



Slika 151. Prikaz polja tlaka na bočnom presjeku stražnjeg krila.



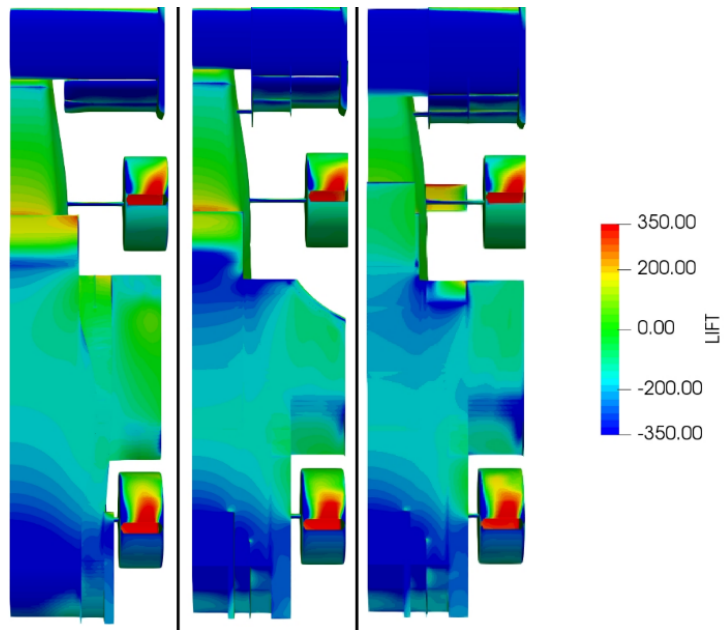
Slika 152. Prikaz polja tlaka na bočnom presjeku stražnjeg krila u DRS poziciji.

3.8.4.3. Podnica i difuzor

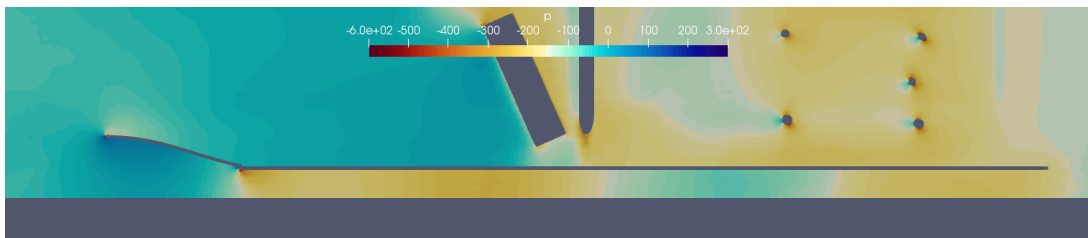
Podnica je aerodinamički element koji se nalazi ispod šasije bolida. Pravilno dizajnirana i razvijena podnica može stvoriti veće područje niskog tlaka, pri kojem se iskorištava potencijal efekta tla (eng. *ground effect*) i u konačnici doprinosi većim tlačnim gradientima vozila po presjecima čime stvaramo dodatnu pritisnu silu. Područje izlaza zraka iz podnice se naziva difuzor, te sadrži određeni profil naglog proširenja kako bi iskoristili potencijal venturijevog kanala te dodatno kreirali pad tlaka koji omogućuje privlačenje stražnjeg dijela auta prema tlu.

Podnica i difuzor su razvijeni nakon dizajna prednjeg krila koje određuje tok zraka koji ulazi u samu podnicu. Dizajniran je veći broj verzija podnice i difuzora te je usporedba generirane sile pritiska kod raznih verzija prikazana na Slici 153.

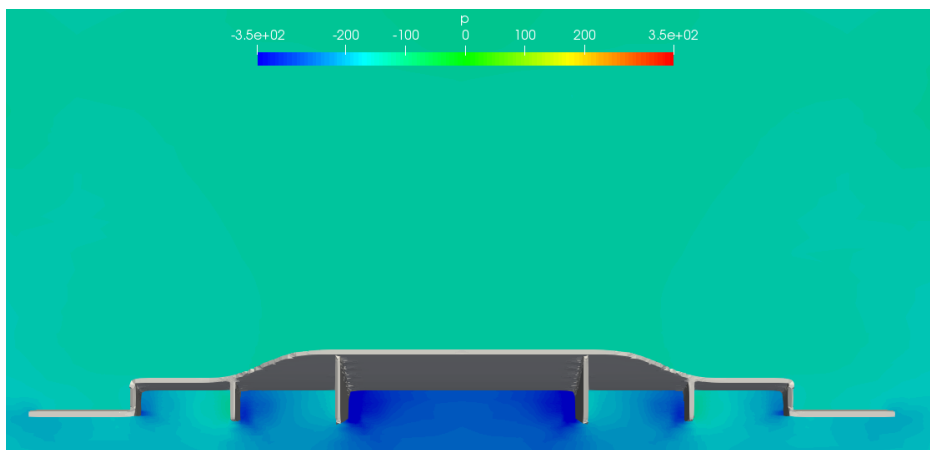
Polje tlaka podnice i difuzora koji su postavljeni na bolid prikazano je na Slici 154. i Slici 155.



Slika 153. Usporedba polja sile pritiska na različitim verzijama podnice i difuzora.



Slika 154. Prikaz polja tlaka sa bočne strane po sredini podnice.



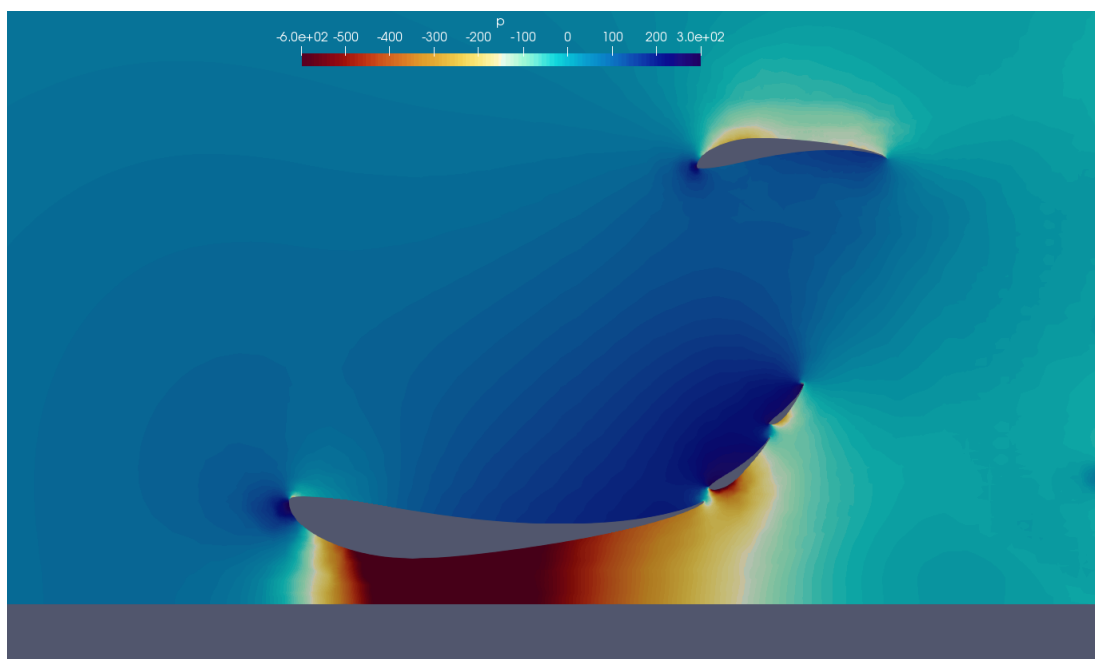
Slika 155. Prikaz polja tlaka na izlazu iz difuzora.

3.8.4.4. Bočni elementi

Na bočnom području šasije je pozicionirana implementacija jedne postavke aerodinamičkog profila pod jakim napadnim kutom. Ovakva postavka omogućuje dodatnu pritisnu silu te niz aerodinamičkih benefita koji se mogu opaziti niz bolid. U vidu aerodinamike, balans vozila je bitno poboljšan lokalno te pogotovo u vožnji zavoja. Sa aspekta proizvodnje i kompleksnosti izrade, hladnjak je približen maksimalno šasiji što omogućuje lakši prihvat komponente te nema kompleksne geometrije koja je inače često viđena u tom području bolida. Bitno je napomenuti da je upravo zbog potrebne kvalitetnijeg nastrojavanja u hladnjak implementirana dodatna komponenta krilca montiranog na šasiju u blizini spoja ovjesa i šasije, s ciljem preusmjerenja toka zraka na niže područje hladnjaka.

Razvoj takvoj elementa podrazumijeva modeliranje više oblika te njihovo simuliranje koristeći računalnu dinamiku fluida.

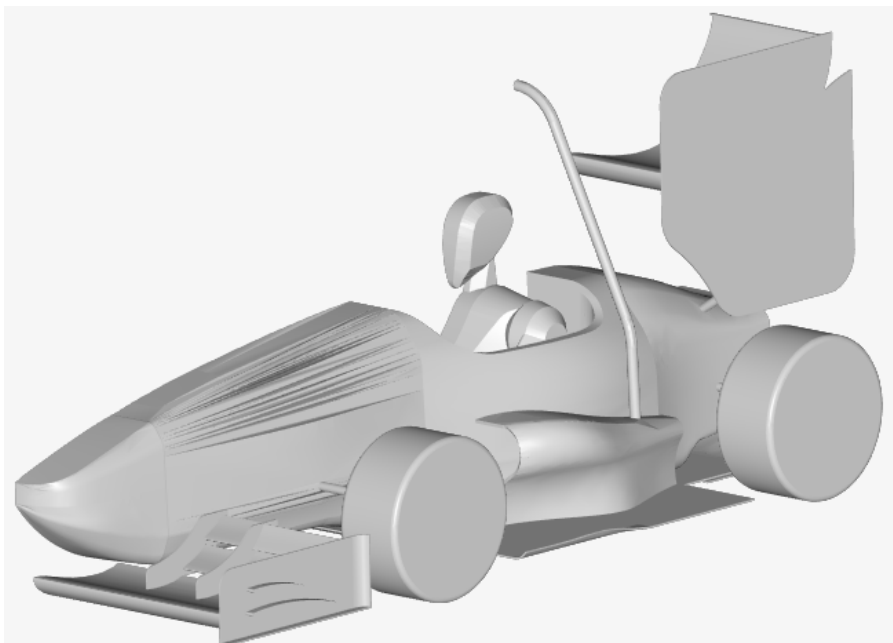
Polje tlaka bočnog elementa, uz polje tlaka prednjeg krila, prikazano je na Slici 156.



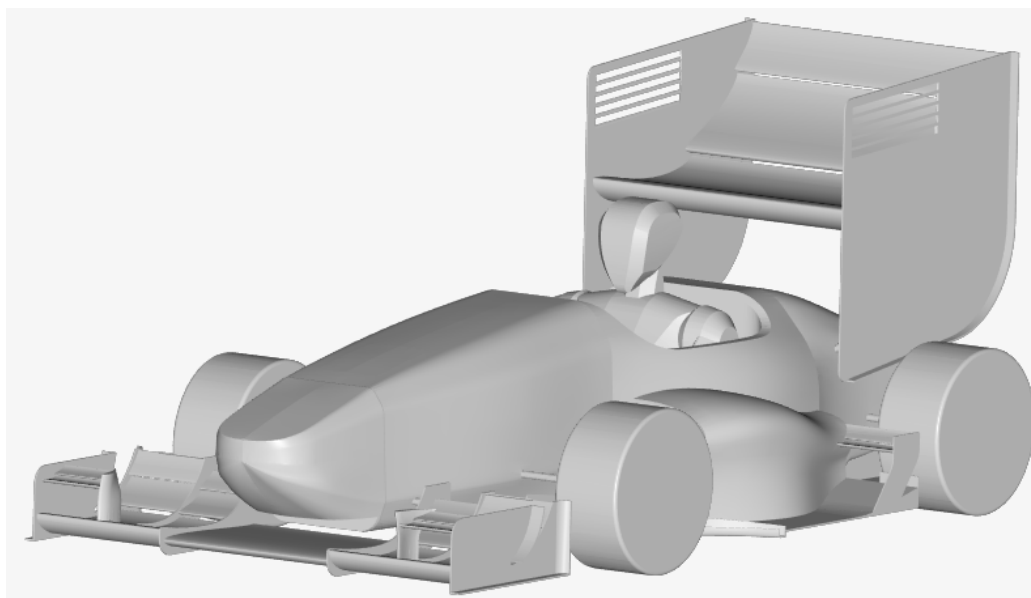
Slika 156. Polje tlaka bočnog elementa uz prikaz polja tlaka prednjeg krila.

3.8.4.5. Faze razvoja

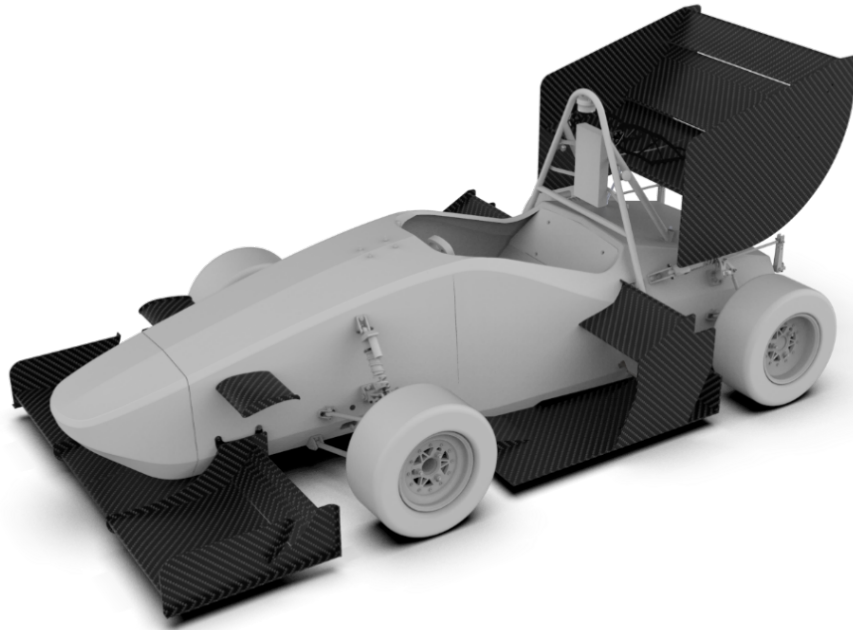
Stanje aerodinamičkog paketa u različitim fazama razvoja prikazano je u nastavku. Početna faza razvoja prikazana je na Slici 157. Srednja faza razvoja prikazana je na Slici 158. Finalna verzija aerodinamičkog paketa prikazana je na Slici 159. i Slici 160.



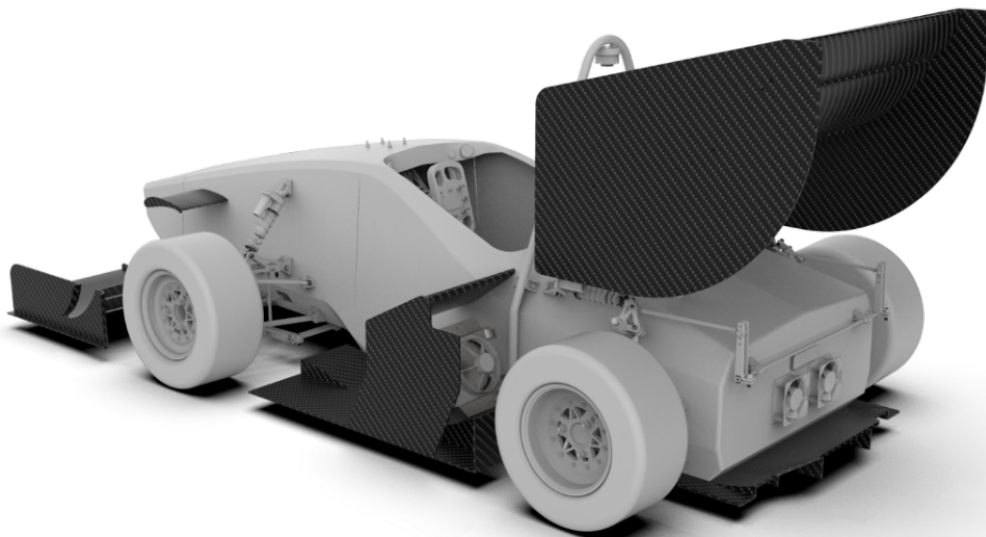
Slika 157. Prikaz početne faze razvoja bolid RT06.



Slika 158. Prikaz kompleksnije geometrije cijelog bolida RT06 u srednjoj fazi razvoja.



Slika 159. Prikaz finalnog aerodinamičkog paketa bolida RT06.

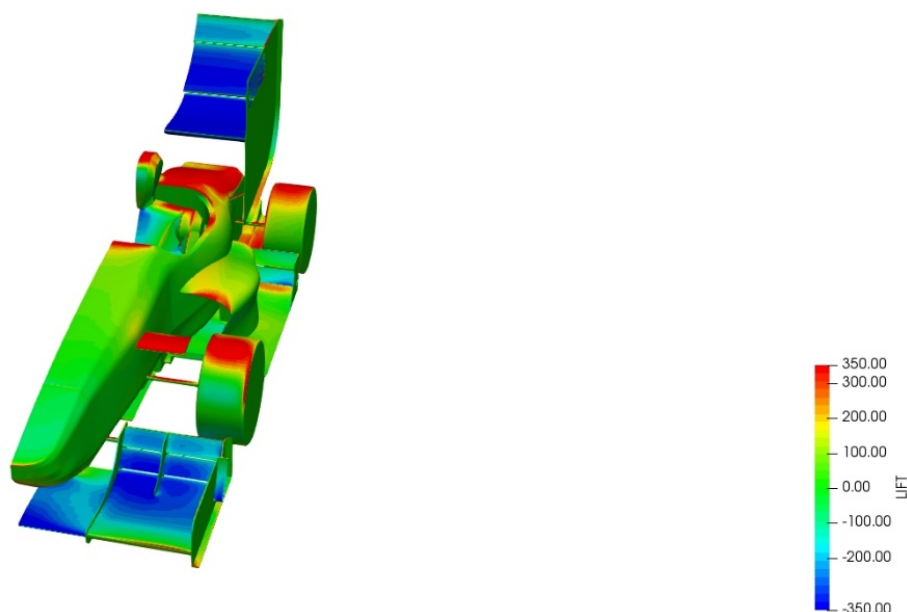


Slika 160. Prikaz finalnog aerodinamičkog paketa bolida RT06.

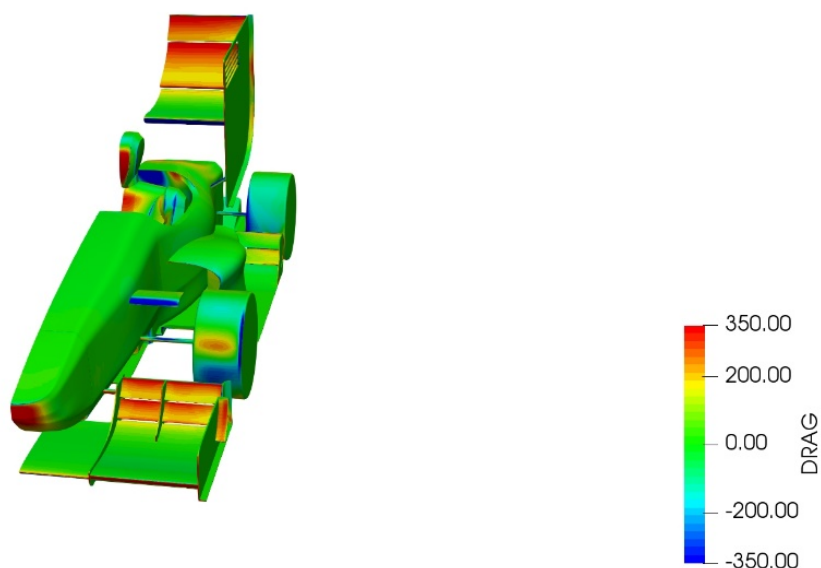
3.8.5. Rezultati simulacija cijelog bolida

Nako razvoja svih komponenata odrađena je simulacija cijelog aerodinamičkog paketa bolida. Pritisna sila uzrokovana aerodinamičkim učinkovim uvelike dolazi od strane prednjeg krila, stražnjeg krila i podnice. Navedeni elementi su primarne strukture zaslužne za namještanje željenog balansa aerodinamičkih opterećenja. Šasija stvara pozitivan uzgon uslijed strujanja zraka zbog karakteristične geometrije stražnjeg segmenta. Uz šasiju, uzgon se pojavljuje i na ulazu u bočne elemente i na rotirajućim kotačima. Otpor zraka je kreiran većinom zbog prisutnosti krila većih dimenzija i velike frontalne površine šasije. Šasija igra veliku ulogu u kreiranju otpora zraka budući da je na stražnjem segmentu vrlo širokih dimenzija, što ekspankira područje niskog tlaka neposredno iza šasije.

Polje pritisne sile i sile otpora zraka na površini polovice bolida prikazano je na Slici 161. i Slici 162.



Slika 161. Polje pritisne sile na površini polovice vozila.



Slika 162. Polje sile otpora zraka na površini polovice bolidia.

Rezultati simulacija finalnog aerodinamičkog paketa prikazani su u Tablici 27. Prikazani su rezultati za prednje krilo, stražnje krilo i cijeli bolid.

Tablica 27. Rezultati simulacija finalnog aerodinamičkog paketa.

Parametri	Ulazna brzina zraka iznosi 80 km/h					
Element	Površina [m ²]	Sila otpora zraka [N]	Sila uzgona [N]	C _d	C _l	Aerodinamička efikasnost
Prednje krilo	0.151736	58.3049	-385.97	1.30064751	8.610098	6.619855278
Stražnje krilo	0.421887	181.866	-432.924	1.45914537	3.473431	2.38045594
Cijeli bolid	1.02759	447.393	-952.451	1.47371161	3.137372	2.128891154

Kao što se može vidjeti u Tablici 27., ključni aerodinamički koeficijenti bolidia RT06 iznose:

- Koeficijent otpora zraka, $C_D = 1.47$
- Koeficijent lift-a: $C_L = 3.14$
- Ukupni koeficijent aerodinamičke efikasnosti iznosi 2.13

Ostvarenjem koeficijenta aerodinamičke efikasnosti od 2.13 postigli smo naš primarni cilj, koji je bio modeliranje aerodinamičkog paketa tako da koeficijent aerodinamičke efikasnosti iznosi minimalno 2.0.

4. Literatura

- [1] Formula Student Rules 2019 V1.1
- [2] Findrik, N. – Izrada računala motora bolida Formule Student, diplomski rad, FSB, Zagreb, 2018.
- [3] Pečanić, M. – Modeliranje i simulacija električnih i toplinskih pojava kod prototipa Formule Student, završni rad, FSB, Zagreb, 2017.
- [4] Skutari, M. – Projektiranje i izrada baterijskog paketa za bolid Formule Student, završni rad, FSB, Zagreb, 2018.
- [5] Adamović, P. – Eksperimentalno ispitivanje umetaka nosive konstrukcije bolida Formule Student uslijed različitih opterećenja, završni rad, FSB, Zagreb, 2018.
- [6] Ripa, A. – Eksperimentalno ispitivanje različitih izvedbi umetaka nosive konstrukcije Formule Student, završni rad, FSB, Zagreb, 2019.
- [7] Juraić, M. – Dimenzioniranje sendvič struktura te njihova primjena za izradu kompozitne šasije bolida Formule Student, diplomski rad, FSB, Zagreb, 2019.
- [8] Heissing, B.; Ersoy, M. – Chassis Handbook, Springer, Wiesbaden, 2011.
- [9] Milliken, W. F.; Milliken, D. L. – Race Car Vehicle Dynamics, SAE, Warrendale, 1995.
- [10] <https://grassrootsmotorsports.com/articles/understanding-corner-weights/>
- [11] Reimpell, J.; Stoll, H.; Betzler, J.W. – The Automotive Chassis: Engineering Principles, 2nd edition, Elsevier, Oxford, 2001.
- [12] https://www.chassissim.com/wp-content/uploads/DN_Damper_Work_book.pdf
- [13] <https://www.ohlinsusa.com/suspension-products/ttx25-mkii>

- [14] <http://www.kaztechnologies.com/wp-content/uploads/2014/03/A-Guide-To-Your-Dampers-Chapter-from-FSAE-Book-by-Jim-Kasprzak.pdf>
- [15] https://www.chassissim.com/wp-content/uploads/DN_Damp_guide_part_2.pdf
- [16] Pacejka, H. B. – Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd edition, Elsevier, Oxford, 2006.
- [17] Jazar, R. N. – Vehicle Dynamics, Theory and Application, 3rd edition, eBook, Springer, 2017.
- [18] Genta, G.; Morello, L. – The Automotive Chassis, Volume 1: Components Design, eBook, Springer, 2009.
- [19] Lulić, Z.; Ormuž, K.; Šagi, G. – Motorna vozila, podloge uz predavanja, FSB, Zagreb, 2018.
- [20] Gabriele, S. - SD 2229-2230 - Vehicle Dynamics Project Course KTH Formula Student, 2016.
- [21] <https://www.altamotors.co/technology#the-motor>, 2018.
- [22] https://en.wikipedia.org/wiki/Battery_pack, 2018.
- [23] K. Vučković, EK 2 prezentacije, Vratila, slajd 91, 2018.

5. Sažetak

FSB Racing Team projekt je studentske udruge Hrvatska studentska asocijacija strojarskih fakulteta, osnovan je 2004. godine na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu. Glavni zadatak tima je koncipiranje, konstruiranje i izrada trkaćeg bolida jednosjeda prema pravilniku Formula Student natjecanja te sudjelovanje na spomenutim natjecanjima.

Formula Student natjecanja okupljaju studentske timove s raznim sveučilišta iz Europe, ali i ostatka svijeta. Natjecanje je podijeljeno u tri kategorije: vozila s motorom na unutarnje izgaranje, vozila s električnim motorom i autonomna vozila. Natjecanje se sastoji od statičkih i dinamičkih disciplina, a naglasak nije na utrkivanju i brzini već na inženjerskim rješenjima koja su korištena prilikom izrade bolida. Suci na natjecanju su poznati profesori i ugledni inženjeri iz vrhunskog motor sporta, a neki su i voditelji timova u Formula 1 natjecanjima.

U ovom radu prikazan je postupak razvoja bolida Vulpes, prvog električnog bolida FSB Racing Teama. Dan je prikaz razvoja šasije, električnog pogona, ovjesa, upravljanja, kočnica, pedal boxa, reduktora te aerodinamike. Cjelokupni razvoj samostalno su radili studenti, članovi tima. Bolid je proizveden i sastavljen te je sudjelovao na Formula Student natjecanju u Austriji 2019. godine.

6. Abstract

The FSB Racing Team, a project of the Croatian Student Association of the Faculties of Mechanical Engineering, was founded in 2004 by the students of the University of Zagreb's Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture. The team's principal task is designing and manufacturing single-seater race cars to take part in the Formula Student competition, complying with its stringent rulebook.

Formula Student competitions pit teams from universities across all of Europe and the wider world against each other in a series of static and dynamic events, with the emphasis primarily being on creative engineering solutions rather than raw power and speed. The competition spans three classes: vehicles with combustion engines (CV), electric vehicles (EV), and driverless vehicles (DV), and the teams' vehicles are judged by a panel including renowned professors and engineers from the top echelon of motorsports.

This paper presents the development of Vulpes, the FSB Racing Team's first electric vehicle. An overview of the development of the chassis, electric powertrain, suspension and steering, brake system, pedal box, gearbox and aero package is given. The entire process, from design to assembly, was carried out by students- members of the Team. After its manufacture and assembly, Vulpes took part in the 2019 edition of the Formula Student Austria competition.

7. Popis autora rada

Fakultet strojarstva i brodogradnje

Domagoj Alagušić
Paolo Berljavac
Matej Čorak
Bruno Dobrić
Zvonimir Ercegovac
Domagoj Groznica
Marta Kubala
Matija Levatić
Alan Malnar
Leon Malnar
Mark Marasović
Luka Milek
Bruno Mraz
Marin Pavlaković
Ana Ripa
Josip Roban
Borna Savović
Arian Suša
Davor Vrbos

Fakultet elektrotehnike i računarstva

Marin Jakovčev
Ivor Šlibar

Prirodoslovno-matematički fakultet

Marin Vilović

Studij dizajna

Katarina Trpčić

8. Zahvala

FSB Racing Team zahvaljuje članovima i bivšim članovima koji su pomogli pri realizaciji projekta FSB-RT06E Vulpes:

Mislav Bošnjak

Tino Černi

Krunoslav Haramina

Mislav Hihlik

Vedran Ivković

Matija Juračić

Krunoslav Klarić

Petar Makarun

Matko Pečanić

Matija Ritoša

Davor Ruganec

Matko Skutari

Ivan Škrtić

Niko Trumbić