



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



Diseño y cálculo de los principales
componentes de un prototipo de alta
velocidad aplicado al concepto
Hyperloop mediante el Método de los
Elementos Finitos



TITULACIÓN:
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA: 17/09/2018

ALUMNO: FURIÓ ALARCÓN, NÉSTOR

TUTOR: FAYOS SANCHO, JUAN

Tabla de contenido

1. INTRODUCCIÓN	11
1.1. QUE ES HYPERLOOP Y LA ‘HYPERLOOP POD COMPETITION 3’	11
1.2. PRESENTACIÓN HYPERLOOP UPV	14
1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO EN RELACIÓN CON LA ‘HYPERLOOP POD COMPETITION’	19
2. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO DE VALENTIA	20
2.1. EVOLUCIÓN DE VALENTIA	20
2.2. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO FINAL DE VALENTIA	24
2.2.1. DIMENSIONES DE VALENTIA	26
2.2.2. DISTRIBUCION DE MASAS DE VALENTIA	28
2.2.3. POTENCIA Y CONSUMOS DE VALENTIA	30
2.2.4. MATERIALES EMPLEADOS EN VALENTIA	31
2.3. CONDICIONES DE TRABAJO DE VALENTIA	36
2.3.1. ESTUDIO DE TRAYECTORIA DEL PROTOTIPO	36
2.3.2. ESTUDIO DE VIBRACIONES DEL PROTOTIPO	41
3. DISEÑO Y ANÁLISIS DEL CHASIS DE LA ESTRUCTURA.	55
3.1. PROCESO EMPLEADO.	55
3.2. DISEÑO FINAL Y CONSULTA FABRICACIÓN.	56
3.3. ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL ELÁSTICO.	60
3.3.1. BASE TEÓRICA Y OBJETIVOS	60
3.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO	62
3.3.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES	66
3.4. ANÁLISIS DE MODOS PROPIOS.	78
3.4.1. OBJETIVOS	78
3.4.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO	79
3.4.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES	80
4. DISEÑO Y ANÁLISIS DEL LAS PLANCHAS DE LA ESTRUCTURA.	88
4.1. PROCESO EMPLEADO.	88
4.2. DISEÑO FINAL Y CONSULTA FABRICACIÓN.	89
4.3. ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL ELÁSTICO.	91
4.3.1. OBJETIVOS	91
4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO	92
4.3.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES	107
4.4. ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL ELÁSTICO DE ESTRUCTURA Y PLANCHAS.	123
4.4.1. OBJETIVOS	123

4.4.2.	DESCRIPCIÓN DEL MODELO	124
4.4.3.	RESULTADOS Y CONCLUSIONES	127
4.5.	ANÁLISIS DE MODOS PROPIOS.	147
4.5.1.	OBJETIVOS	147
4.5.2.	DESCRIPCIÓN DEL MODELO	148
4.5.3.	RESULTADOS Y CONCLUSIONES	149
5.	DISEÑO Y ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE GUIADO.	157
5.1.	PROCESO EMPLEADO.	157
5.2.	DISEÑO FINAL Y FABRICACIÓN.	158
5.3.	ANÁLISIS ESTÁTICO NO LINEAL ELÁSTICO.	160
5.3.1.	OBJETIVOS	160
5.3.2.	DESCRIPCIÓN DEL MODELO	161
5.3.3.	RESULTADOS Y CONCLUSIONES	165
6.	PLIEGO DE CONDICIONES	173
6.1.	PLIEGO DE CONDICIONES GENERAL	173
6.1.1.	OBJETO DEL PRESENTE PROYECTO	173
6.1.2.	DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PROYECTO Y ENTREGABLES	174
6.1.3.	INTERPRETACIÓN DEL PROYECTO	175
6.1.4.	TRABAJOS NO CONTEMPLADOS EN ESTE PLIEGO	176
6.2.	PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES.	177
6.2.1.	ESPECIFICACIONES GENERALES	177
6.2.2.	ESPECIFICACIONES PARTICULARES.	179
7.	PRESUPUESTO	182
7.1.	PRESUPUESTO DEL TRABAJO DE DISEÑO Y CÁLCULO.	182
7.2.	PRESUPUESTO DE COMPONENTES, FABRICACIÓN Y MONTAJE.	183
7.3.	PRESUPUESTO TOTAL.	185
8.	BIBLIOGRAFÍA	186
9.	ANEXOS	187
9.1.	ANEXO 1: Planos carenado.	187
9.2.	ANEXO 2: Tabla detallada de la masa del prototipo.	188
9.3.	ANEXO 3: Simulador dinámico.	189
9.4.	ANEXO 4: Modelo bastidor chasis.	190
9.5.	Modelos planchas.	192
9.5.1.	ANEXO 5.1: Modelo plancha motor.	192
9.5.2.	ANEXO 5.2.: Modelo plancha central.	194

9.5.3.	ANEXO 5.3.: Modelo plancha inferior trasera.	196
9.5.4.	ANEXO 5.4.: Modelo plancha inferior delantera.	197
9.6.	ANEXO 6: CODIGO CHASIS	198
9.7.	ANEXO 7: CODIGO GUIADO	200
9.8.	ANEXO 8.: DESGLOSE DE COSTES	202

Listado de Tablas.

Tabla 1. Dimensiones del prototipo	27
Tabla 2. Masas separadas por subsistemas	29
Tabla 3. Consumos del sistema de energía	30
Tabla 4. Consumos del sistema de aviónica	30
Tabla 5. Resumen de materiales empleados	31
Tabla 6. Propiedades fibra SL84LV	32
Tabla 7. Propiedades espuma HT251	33
Tabla 8. Propiedades aluminio 6061-T6.....	34
Tabla 9. Propiedades de aluminio 7075-T6.....	34
Tabla 10. Propiedades fibra de carbono SE 84LV.....	34
Tabla 11. Composición pastillas de freno.....	35
Tabla 12. Resumen de condiciones.....	37
Tabla 13. Datos de entrada modelo vibraciones.	45
Tabla 14. Extrusionabilidad del aluminio.	56
Tabla 15. Tabla de contenido del modelo.....	63
Tabla 16. Tabla de masas incluidas en el modelo.	63
Tabla 17. Tabla de chequeos del modelo.....	64
Tabla 18. Resumen de resultados.	77
Tabla 19. Tabla de coeficientes de seguridad.	77
Tabla 20. Descripción de los 10 primeros modos.	82
Tabla 21. Descripción de los 10 primeros modos.	86
Tabla 22. Tabla de contenido del modelo MEF, plancha motor.	95
Tabla 23. Tabla de chequeos en el modelo MEF, plancha motor	95
Tabla 24. Descripción del contenido del modelo.....	99
Tabla 25. Tabla de chequeo del modelo MEF de la plancha central.....	99
Tabla 26. Descripción de contenido del modelo de la plancha inferior trasera.	103
Tabla 27. Tabla de chequeo del modelo MEF de la plancha inferior trasera.....	103
Tabla 28. Descripción de contenido del modelo de la plancha inferior delantera.	105
Tabla 29. Tabla de tensiones admisibles del material.	107
Tabla 30. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha motor.	108
Tabla 31. Tabla de resultados de la plancha motor.	108
Tabla 32. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha central.	111
Tabla 33. Tabla de resultados de la plancha central.....	112
Tabla 34. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha inferior trasera.	115
Tabla 35. Tabla de resultados de la plancha inferior trasera.....	116
Tabla 36. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha inferior delantera.	119
Tabla 37. Tabla de resultados de la plancha inferior delantera.....	120
Tabla 38. Descripción de contenido del modelo chasis completo.....	125
Tabla 39. Tabla de chequeo del modelo MEF del chasis completo.	126
Tabla 40. Resultados de los distintos componentes del modelo chasis en cada caso de carga.	145
Tabla 41. Coeficientes de seguridad de los distintos componentes del modelo chasis en cada caso de carga.....	146

Tabla 42. Resultados de las 10 primeras frecuencias de excitación en situación de apoyo y su descripción.	150
Tabla 43. Resultados de las 10 primeras frecuencias de excitación en situación de aceleración y su descripción.....	152
Tabla 44. Resultados de las 10 primeras frecuencias de excitación en situación de frenada y su descripción.	154
Tabla 45. Propiedades de los materiales empleados.....	162
Tabla 46. Contenido del modelo guiado delantero.	162
Tabla 47. Chequeos del modelo guiado delantero	162
Tabla 48. Resultados de los distintos elementos, en ambos estados de carga.	171
Tabla 49. Coeficientes de seguridad de los distintos elementos en cada estado de carga.	172
Tabla 50. Costes de diseño y cálculo.	182
Tabla 51. Costes de fabricación y montaje del bastidor del chasis.....	183
Tabla 52. Costes de fabricación y montaje de las planchas de fibra de carbono.	183
Tabla 53. Costes de fabricación y montaje del chasis completo.....	183
Tabla 54. Costes de fabricación y montaje del guiado delantero.....	183
Tabla 55. Comparación de costes reales y estimados.....	185

Listado de Ilustraciones.

Ilustración 1. Hyperloop Alpha diseño de concepto.	11
Ilustración 2 Hyper-track SpaceX	12
Ilustración 3. Hyperloop Pod Competition Logo	12
Ilustración 4. Tabla de participantes en la H3	13
Ilustración 5 Foto del equipo	14
Ilustración 6 Componentes de la H3	15
Ilustración 7 Cronología del equipo Hyperloop UPV.....	16
Ilustración 8 Hyper-track.....	17
Ilustración 9. Logo Pod H3.....	17
Ilustración 10. Empresas e instituciones colaboradoras.....	18
Ilustración 11. Logo Zeleros	18
Ilustración 12. Diseño del vehículo de la H2	20
Ilustración 13. Diseño conceptual H3 con carenado.....	21
Ilustración 14. Diseño conceptual estructura H3	21
Ilustración 15. Sistema de tracción conceptual H3	21
Ilustración 16. Diseño final del prototipo H3	22
Ilustración 17. Componentes principales del prototipo H3	22
Ilustración 18. Prototipo fabricado para la H3	23
Ilustración 19. Diseño global del prototipo.....	24
Ilustración 20. Prototipo con carenado (a), Prototipo sin carenado (b)	26
Ilustración 21. Porcentaje de masas por subsistemas.	28
Ilustración 22. Vista explosionada del vehículo.	31
Ilustración 23. Plancha de fibra de carbono.....	33
Ilustración 24. Modelo de fuerzas.....	36
Ilustración 25. Gráfica de velocidad y aceleración.....	38
Ilustración 26. Gráfica de posición.	38
Ilustración 27. Gráfica de fuerza de tracción.	39
Ilustración 28. Perfil de velocidades ensayo atmosférico.....	40
Ilustración 29. Tipología de la principal fuente de vibración.	41
Ilustración 30. Modelo de vibraciones simplificado del sistema del sistema de tracción.	42
Ilustración 31. Ballesta del prototipo.....	43
Ilustración 32. Modelo completo de vibraciones.....	44
Ilustración 33. Diagramas de Bode; desplazamiento inferior del pod delante y detrás.....	47
Ilustración 34. Diagramas de Bode; desplazamiento angular inferior del pod delante y detrás.....	47
Ilustración 35. Diagramas de Bode; desplazamiento medio del pod delante y detrás.....	48
Ilustración 36. Diagramas de Bode; desplazamiento superior del pod delante y detrás.	49
Ilustración 37. Cambio de la frecuencia en función del tiempo	50
Ilustración 38. Diagrama de Campbell.	51
Ilustración 39. Entradas de excitación: a) $S_{inferior, 1F}$, b) $S_{inferior, 2B}$, c) $S_{inferior, 1F}$ zoom y d) $S_{inferior, 2B}$, Zoom	52
Ilustración 40. Respuesta de tiempo del sistema de tracción delantera y trasera: a) $de_{pod, inferior}$, b) $I_{pod, inferior}$, c) $de_{pod, medio}$ y d) $Z_{pod, superior}$	53
Ilustración 41. Respuesta global del tiempo del pod: a) α_{pod} and b) Z_{pod}	54
Ilustración 42. Tabla de aleaciones con posibilidad de tratamiento térmico.....	57
Ilustración 43. Tipología de soldadura del chasis.....	57
Ilustración 44. Planos del bastidor.....	58

Ilustración 45. vista realista del bastidor.	59
Ilustración 46. Vista lateral del modelo bastidor.	62
Ilustración 47. Vista planta del modelo bastidor.	62
Ilustración 48. Vista isométrica del modelo bastidor	63
Ilustración 49. Vista del caso de carga de apoyo del modelo bastidor.	64
Ilustración 50. Vista del caso de aceleración del modelo bastidor.	65
Ilustración 51. Vista del caso de aceleración del modelo bastidor.	65
Ilustración 52. Vista lateral de deformación en condición de apoyo.	66
Ilustración 53. Vista isométrica de deformación en condición de apoyo.	66
Ilustración 54. Vista lateral desplazamientos en condición de apoyo.	67
Ilustración 55. Vista isométrica de desplazamientos en condición de apoyo.	67
Ilustración 56. Vista lateral de componente Y de desplazamiento.	68
Ilustración 57. Vista isométrica de tensiones según von Mises.	68
Ilustración 58. Vista de tensiones en la soldadura.	69
Ilustración 59. Vista lateral de la deformada	69
Ilustración 60. Vista isométrica de la deformada.	70
Ilustración 61. Vista lateral de desplazamientos.	70
Ilustración 62. Vista isométrica de desplazamientos.	71
Ilustración 63. Vista lateral de desplazamientos en Y.	71
Ilustración 64. Vista isométricas de tensiones según von Mises.	72
Ilustración 65. Vista de las tensiones en la soldadura.	72
Ilustración 66. Vista lateral de deformaciones.	73
Ilustración 67. Vista isométrica de deformaciones.	73
Ilustración 68. Vista lateral de desplazamientos.	74
Ilustración 69. Vista isométrica de desplazamientos	74
Ilustración 70. Vista lateral de desplazamientos en eje Y.	75
Ilustración 71. Vista isométrica de tensiones según von Mises.	75
Ilustración 72. Vista de tensiones en la soldadura.	76
Ilustración 73. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de apoyo.	81
Ilustración 74. Deformación de los 10 primeros modos en condición de aceleración.	83
Ilustración 75. Descripción de los 10 primeros modos en caso de aceleración.	84
Ilustración 76. Deformación de los 10 primeros modos en caso de frenada.	85
Ilustración 77. Gráfica de coincidencia de frecuencias en la aceleración.	87
Ilustración 78. Gráfica de coincidencia de frecuencias en frenada.	87
Ilustración 79. Vista de sistema empleado para las uniones.	89
Ilustración 80. Vista de todas las planchas del chasis.	90
Ilustración 81.. Modelo CAD, vista superior de la placha del motor.	92
Ilustración 82. Modelo CAD, vista inferior de la planha motor.	93
Ilustración 83. Modelo de análisis de placas de la plancha del motor.	93
Ilustración 84. Modelo MEF, vista superior de la plancha motor con espesores.	94
Ilustración 85. Modelo MEF, vista inferior de la plancha motor con espesores.	94
Ilustración 86. Modelo MEF, vista del modelo con cargas aplicadas.	95
Ilustración 87. Modelo CAD, vista superior de la plancha central.	96
Ilustración 88. Modelo CAD, vista inferior de la plancha central.	96
Ilustración 89. Modelo MEF de placas de la plancha central.	97
Ilustración 90. Modelo MEF, vista superior de placas con espesores.	97
Ilustración 91. Modelo MEF, vista inferior de placas con espesores.	98
Ilustración 92. Modelo MEF con cargas aplicadas.	98

Ilustración 93. Vista lateral de las cargas aplicadas en la plancha central.....	99
Ilustración 94. Modelo CAD, vista superior plancha inferior trasera.....	100
Ilustración 95. Modelo CAD, vista inferior de la plancha inferior trasera.....	100
Ilustración 96. Modelo MEF, vista del modelo de placas de la plancha inferior trasera.	101
Ilustración 97. Modelo MEF, vista superior del modelo de placas con espesores de la plancha inferior trasera.	101
Ilustración 98. Modelo MEF, vista superior del modelo de placas con espesores de la plancha inferior trasera.	102
Ilustración 99. Modelo MEF, vista con cargas aplicadas de la placa inferior trasera.	102
Ilustración 100. Modelo CAD, vista superior de la plancha inferior delantera.....	103
Ilustración 101. Modelo MEF, modelo de placas de la plancha inferior delantera	104
Ilustración 102. Modelo MEF, modelo con espesores de la plancha inferior delantera.	104
Ilustración 103. Modelo MEF, vista con cargas del modelo de la plancha inferior delantera..	105
Ilustración 104. Modelo MEF, vista lateral de las cargas del modelo.....	105
Ilustración 105. Tabla de chequeo del modelo MEF de la plancha inferior delantera.	106
Ilustración 106. Diagrama de sentiones en Sandwich de compuestos.....	107
Ilustración 107. Vista de deformaciones de la plancha motor.	109
Ilustración 108. Vista de desplazamientos de la plancha motor.	109
Ilustración 109. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha motor.....	110
Ilustración 110. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha motor.....	110
Ilustración 111. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha de motor.....	111
Ilustración 112. Vista de deformaciones de la plancha central.	112
Ilustración 113. Vista de desplazamientos de la plancha motor.	113
Ilustración 114. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha central.....	113
Ilustración 115. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha central.	114
Ilustración 116. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha de central.	115
Ilustración 117. Vista de deformaciones de la plancha inferior trasera.	116
Ilustración 118. Vista de desplazamientos de la plancha inferior trasera.	117
Ilustración 119. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha inferior trasera.....	118
Ilustración 120. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha inferior trasera.....	118
Ilustración 121. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha inferior trasera.	119
Ilustración 122. Vista de deformaciones de la plancha inferior delantera.	120
Ilustración 123. Vista de desplazamientos de la plancha inferior delantera.....	120
Ilustración 124. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha inferior delantera.....	121
Ilustración 125. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha inferior delantera.	121
Ilustración 126. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha inferior delantera.	122

Ilustración 127. Modelo CAD del chasis completo, vista isométrica.	124
Ilustración 128. Modelo de elementos finitos del chasis con las masas puntuales, vista lateral.	124
Ilustración 129. Modelo de elementos finitos del chasis con masas puntuales, vista isométrica.	125
Ilustración 130. Vista del caso de carga de apoyo del modelo chasis.	126
Ilustración 131. Vista del caso de carga de aceleración del modelo chasis.....	126
Ilustración 132. Vista del caso de carga de aceleración del modelo chasis.....	126
Ilustración 133. Deformaciones del modelo chasis en caso de apoyo, vista lateral.....	127
Ilustración 134. Deformaciones del modelo chasis en caso de apoyo, vista isométrica.	127
Ilustración 135. Resultante de desplazamientos en caso de apoyo, vista isométrica.	128
Ilustración 136. Desplazamientos en la componente Y en caso de apoyo, vista lateral.	128
Ilustración 137. Tensiones de von Mises en el bastidor en caso de apoyo, vista isométrica. ..	129
Ilustración 138. Tensiones de von Mises en la zona de soldadura delantera del bastidor en caso de apoyo.....	129
Ilustración 139. Tensiones de von Mises en las capas de fibra de carbono de las planchas en caso de apoyo.....	130
Ilustración 140. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha motor en caso de apoyo..	131
Ilustración 141. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha central en caso de apoyo.	131
Ilustración 142. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de apoyo.....	132
Ilustración 143. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior delantera en caso de apoyo.....	133
Ilustración 144. Deformaciones del modelo chasis en caso de aceleración, vista lateral.	133
Ilustración 145. Deformaciones del modelo chasis en caso de aceleración, vista isométrica. .	134
Ilustración 146. Resultante de desplazamientos en caso de aceleración, vista isométrica.....	134
Ilustración 147. Desplazamientos en la componente Y en caso de aceleración, vista lateral...	135
Ilustración 148. Tensiones de von Mises en el bastidor en caso de aceleración, vista isométrica.	135
Ilustración 149. Tensiones de von Mises en la zona de soldadura delantera del bastidor en caso de aceleración.	136
Ilustración 150. Tensiones de von Mises en las capas de fibra de carbono de las planchas en caso de aceleración.	137
Ilustración 151. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha motor en caso de aceleración.	138
Ilustración 152. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha central en caso de aceleración.	138
Ilustración 153. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de aceleración.	139
Ilustración 154. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior delantera en caso de aceleración.....	139
Ilustración 155. Deformaciones del modelo chasis en caso de frenada, vista lateral.	140
Ilustración 156. Deformaciones del modelo chasis en caso de frenada, vista isométrica.....	140
Ilustración 157. Resultante de desplazamientos en caso de frenada, vista isométrica.	141
Ilustración 158. Desplazamientos en la componente Y en caso de frenada, vista lateral.	141
Ilustración 159. Tensiones de von Mises en el bastidor en caso de frenada, vista isométrica.	142
Ilustración 160. Tensiones de von Mises en la zona de soldadura delantera del bastidor en caso de frenada.	142

Ilustración 161. Tensiones de von Mises en las capas de fibra de carbono de las planchas en caso de frenada.....	143
Ilustración 162. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha motor en caso de frenada.....	143
Ilustración 163. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha central en caso de frenada.....	144
Ilustración 164. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de frenada.....	144
Ilustración 165. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de frenada.....	145
Ilustración 166. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de apoyo.....	150
Ilustración 167. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de aceleración.....	151
Ilustración 168. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de frenada.....	153
Ilustración 169. Gráfica de coincidencia de frecuencias en la aceleración.....	155
Ilustración 170. Gráfica de coincidencia de frecuencias en la frenada.....	155
Ilustración 171. Modelo CAD del sistema de guiado delantero.....	158
Ilustración 172. Modelo de elementos finitos del guiado delantero.....	161
Ilustración 173. Vista del desplazamiento forzado.....	163
Ilustración 174. Restricción de desplazamiento en la parte superior.....	163
Ilustración 175. Fuerzas aplicadas después del pretensado.....	164
Ilustración 176. Deformaciones en estado de precarga del modelo de guiado.....	165
Ilustración 177. Resultante de desplazamientos en estado de precarga.....	166
Ilustración 178. Desplazamiento en la componente Z en estado de precarga.....	166
Ilustración 179. Tensiones de von Mises en estado de precarga, vista completa.....	167
Ilustración 180. Tensiones de von Mises en estado de precarga, vista larguero.....	167
Ilustración 181. Deformaciones del sistema de guiado en estado de perturbación.....	168
Ilustración 182. Resultante de desplazamientos en el guiado en estado de perturbación.....	169
Ilustración 183. Componente Z de desplazamientos en estado de perturbación.....	169
Ilustración 184. Tensión de von Mises en estado de perturbación, vista completa.....	170
Ilustración 185. Tensión de von Mises en estado de perturbación, vista largueros.....	171
Ilustración 186. Grafica de porciones de los costes del prototipo en función del sistema.....	185

1. INTRODUCCIÓN

1.1. QUE ES HYPERLOOP Y LA 'HYPERLOOP POD COMPETITION 3'

El 12 de agosto de 2013, Elon Musk publicó su '[White paper](#)', en el cual describe su primer concepto de Hyperloop.

Hyperloop consiste en un tubo de baja presión que contiene las cápsulas que se transportan a altas velocidades a través de su longitud. Las cápsulas se sustentan por efecto de un cojín de aire, formado por el aire presurizado y la elevación aerodinámica. Las cápsulas se aceleran a través de un acelerador lineal magnético colocado en varias estaciones en el tubo de baja presión. Además, cuenta con compresores contenidos en cada cápsula que ayudan a trasegar el poco aire restante.

Los pasajeros pueden entrar y salir del Hyperloop en las estaciones situadas en los extremos del tubo, o ramas a lo largo de la longitud del tubo. El denominó a su prototipo Hyperloop Alpha que se puede ver en el siguiente boceto.

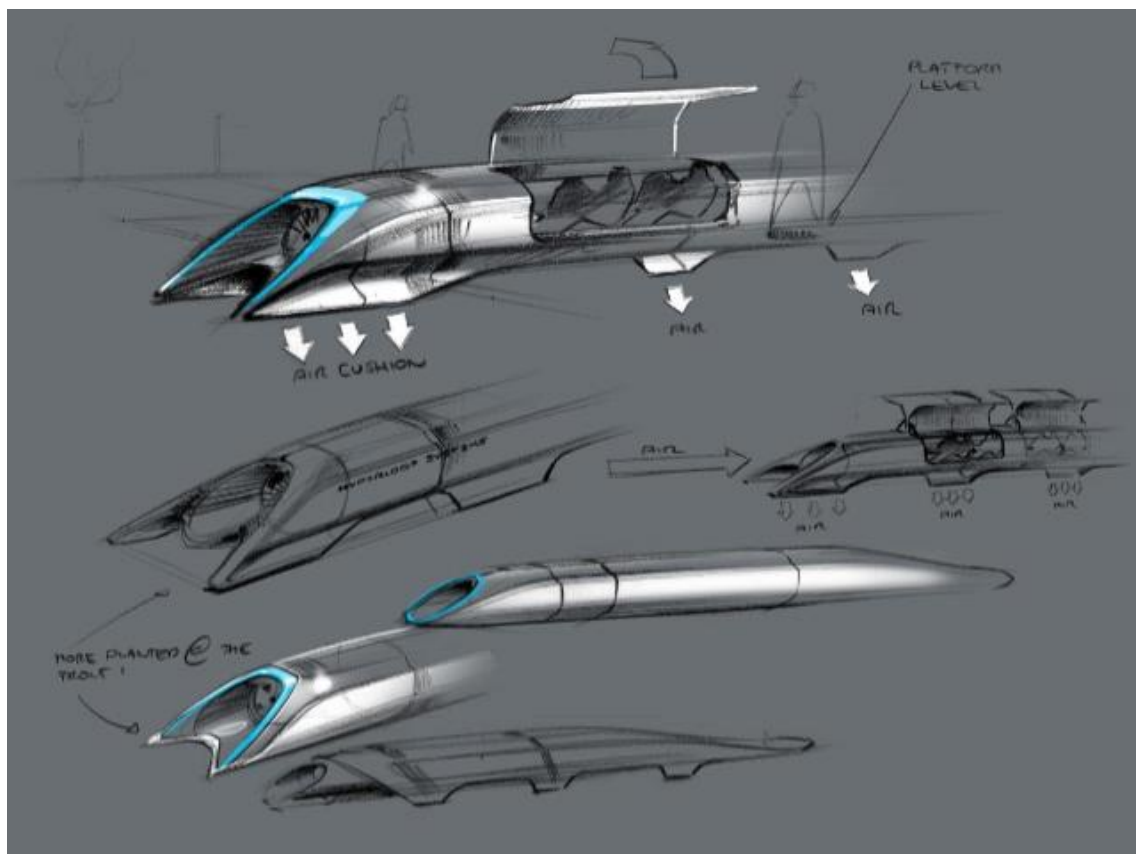


Ilustración 1. Hyperloop Alpha diseño de concepto.

A raíz de presentar Hyperloop, como concepto de alta velocidad del transporte terrestre, con el fin de acelerar el desarrollo de un prototipo funcional, SpaceX se comprometió a colaborar por medio de servicios de Hyperloop a nivel Global.

Actualmente, la compañía provee estos servicios a innovadores y universidades de todo el mundo interesados en tecnología y soluciones de transporte de alta velocidad. El sistema de Hyperloop construido por SpaceX en su sede en Hawthorne, California, es aproximadamente una milla de longitud con un diámetro exterior de seis pies. En la imagen 2. Podemos ver es tubo que tienen en Los Ángeles.



Ilustración 2 Hyper-track SpaceX

Con el fin de acelerar el desarrollo de prototipos funcionales y fomentar la innovación estudiantil, SpaceX anunció la ‘Hyperloop Pod Competition’ en 2015, que desafía a los equipos universitarios para diseñar y construir la mejor cápsula de transporte. Las dos primeras competiciones se celebraron en enero y agosto 2017 y fueron las primeras de su tipo en cualquier parte del mundo.



Ilustración 3. Hyperloop Pod Competition Logo

Sobre la base de estos éxitos, SpaceX ha avanzado con la tercera entrega: ‘2018 Hyperloop Pod Competition’. La competición se centra en un solo criterio — aceleración y frenada máxima. Con el añadido de que todas los Pod deben estar autopropulsados.

El concurso se llevó a cabo el 22 de julio de 2018 y estaba abierto a nuevos equipos estudiantiles.

Los equipos clasificados para la competición de entre más de 400 universidades de todo el mundo son lo que se muestran en la siguiente Imagen.

Team Name	University
Keio Alpha	Keio University
AZLoop	Arizona State University; Embry-Riddle Aeronautical University
Delft Hyperloop	Delft University of Technology
HyperXite	University of California, Irvine
Michigan Hyperloop	University of Michigan
Berkeley Hyperloop	University of California, Berkeley
Swissloop	ETH Zurich
EPFLoop	École Polytechnique Fédérale de Lausanne
WARR Hyperloop	Technical University of Munich
Hyperloop UPV	Universitat Politècnica de València
Hyperloop at VCU	Virginia Commonwealth University
DiggerLoop	Colorado School of Mines
UW Hyperloop	University of Washington
HyperPodX	C.v.O. University of Oldenburg; University of Applied Sciences Emden/Leer
ÉirLoop	Dublin City University; Trinity College Dublin; University College Dublin; Dublin Institute of Technology; Institute of Technology Tallaght; National University of Ireland, Maynooth; Dublin Business School; Dún Laoghaire Institute of Art, Design and Technology
Texas Guadaloop	The University of Texas at Austin
Badgerloop	University of Wisconsin–Madison
HYPED	University of Edinburgh

Ilustración 4. Tabla de participantes en la H3

En esta imagen podemos encontrar al equipo de Hyperloop UPV. El prototipo del cual se estudia en este trabajo.

1.2. PRESENTACIÓN HYPERLOOP UPV

Para participar en la competición SpaceX obliga a emplear una frase que creas que define a tu equipo, y esta frase es una buena forma de empezar.

- *“It isn’t all over; everything has not been invented; the human adventure is just beginning.” - Gene Roddenberry*

Hyperloop UPV es un equipo de estudiantes de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV) Valencia, España, muy trabajador y entusiasta.

El equipo está compuesto por 35 brillantes personalidades de diferentes orígenes de ingeniería. Fueron elegidos individualmente debido a su nivel académico excepcional y la experiencia en diversos campos de la ingeniería.

Se les otorgó “Top Design Concept” y “Propulsion/Compression Subsystem Technical Excellence Award” en el fin de semana de diseño de SpaceX, la primera etapa de la competencia Hyperloop Pod se celebró en Texas el 2016 de enero. Lograron participar en el 'Hyperloop Pod Competition II', completando cada prueba hasta el número 8 de prueba, la prueba al aire libre en Hyperloop de SpaceX.

El equipo cuenta con la ayuda del Dr. Vicente Dolz, PhD. ingeniero mecánico, catedrático de la UPV e investigador del centro de motores térmicos (CMT) en los campos de recuperación de energía de gases de escape, procesos turbo maquinaria, modelización de flujos de calor y Rankine ciclos de uso de fluidos orgánicos (ORC).



Ilustración 5 Foto del equipo

Para una mayor comprensión de las dimensiones del equipo en la siguiente imagen se ilustran todos los componentes involucrados.

Faculty Advisor

Vicente Dolz

Team Captain

Javier Arroyo

Technical Directors

Federico Lluesma - Head of Dynamics
M^a Cruz del Río - Head of Energy Supply
Ferran Quiles - Head of Avionics
Laura Martí - Head of Propulsion and Structures

Structural Analysis

Adrián Arenas, Guillermo Tortosa, Nestor Furió

Propulsion / Braking

Aitor Estarlich, Anderson Peña, Ferran Gil, Marcos Miota

Dynamics

Alberto Ibernon, Ángel González, Salvador Belenguer

Avionics / Software

Adrià Álvarez, Andrés Murgui, Eva Fernández, Guzmán Martín, Jose Manuel Terrés,
Manuel Martínez, Xavier Portilla

Energy Supply

Daniel Fons, Héctor Bernad, Helena Rivera

Creative team

Victor Sánchez - Creative Manager
Alfonso Reyes, Ana Sarrión, David Hernández, Josep Pedro, Pablo Argudo

Economics and Partnerships

Fernando Galtier - Economics Manager
Gemma Guillem, M^a Ángeles Espinosa, Pablo Galán

Collaborators

Colin Dooley, Daniel Orient, Daniel Verdú, David Pistoni, Fermín Moliner, Germán Torres, Iván Torres, José Félix González, Juan Vicén

Ilustración 6 Componentes de la H3

Como breve resumen, en la Ilustración 7 se puede ver la cronología del equipo.



Ilustración 7 Cronología del equipo Hyperloop UPV

La comunidad de Hyperloop UPV sigue creciendo, ya que tiene la intención de demostrar las tecnologías de Hyperloop a todo el mundo. Una versión más pequeña del Hyperloop ha sido instalada por Hyperloop UPV en los terrenos universitarios. El tubo, que se puede ver en la Ilustración 3, tiene 12 m de largo, pero tiene idénticas características al Hyperloop de SpaceX. También está preparado para resistir las condiciones de vacío y ayudará a Hyperloop UPV a probar su vaina casi por completo antes de viajar a los Ángeles.



Ilustración 8 Hyper-track

La "hyper-track", como lo ha nombrado Hyperloop UPV, es, a partir de ahora, la mayor cámara de vacío de España y una de las más grandes de Europa.

Para la 'Hyperloop Pod Competition II', Hyperloop UPV unió fuerzas con la Universidad de Purdue en colaboración. Ambos equipos pudieron construir el Atlantic II, Pod con el que ambas universidades compitieron como una. El pod estaba autopropulsado ya que incorporó motores eléctricos de 25 kW, que fueron alimentados por baterías de alta densidad de energía.

Incorporó los esquís de levitación y frenado, activados y desplegados por sistemas neumáticos, todos ellos reconocidos por los ingenieros de SpaceX y Tesla. La colaboración tuvo muchas ventajas no sólo a nivel de ingeniería, sino también porque significaba que los estudiantes podían beneficiarse de la oportunidad de trabajar juntos y aprender unos de otros.

Este año Hyperloop UPV competirá como un solo equipo, diseñando y construyendo un nuevo pod completamente en la UPV.

El nombre otorgado al prototipo de este año 2018 es 'Valentia'. El logotipo se puede ver en la ilustración 9.

VALENTIA

Ilustración 9. Logo Pod H3

También es importante notar que Hyperloop UPV tiene actualmente más de dos años de experiencia trabajando para el proyecto Hyperloop. Han levantado un apoyo sustancial entre las diferentes empresas e instituciones. Esto ha ayudado a difundir la propuesta de Hyperloop en

todo el mundo, y ha ayudado también al equipo a lograr los recursos necesarios para llevar a cabo el proyecto, e implementar un verdadero prototipo comercial.

Después de haber construido una pod para la última competición, el equipo ha asegurado estas alianzas para la tercera Hyperloop Pod Competition, así como generado nuevas colaboraciones que han demostrado un nivel de compromiso para y por el equipo muy elevado. La ilustración 10 muestra la lista completa de los socios de Hyperloop UPV para el 2018.



Ilustración 10. Empresas e instituciones colaboradoras.

Hyperloop UPV está trabajando arduamente para continuar demostrando cómo Hyperloop es el quinto método de transporte y mostrar cómo las tecnologías Hyperloop pueden y están siendo probadas como confiables, eficientes y viables. El espíritu del equipo es continuar aprendiendo día a día, trabajar lo más duro posible, y seguir demostrando a las empresas e instituciones lo importante que es apostar por el futuro del transporte.

El compromiso con el desarrollo de las tecnologías Hyperloop es tal, que los miembros fundadores originales de Hyperloop UPV han formado su propio Start-up de Hyperloop. Ya no son miembros del equipo, porque ya no son estudiantes, pero estaban interesados en construir su vida profesional alrededor de las tecnologías de Hyperloop. El nombre de la puesta en marcha es Zeleros.

Zeleros no tiene ninguna influencia en el equipo hacia la competición, pero es otra prueba de lo dedicado por la UPV con Hyperloop, y lo mucho que la comunidad está creciendo.



Ilustración 11. Logo Zeleros

1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO EN RELACIÓN CON LA 'HYPERLOOP POD COMPETITION'

El equipo ha evolucionado y está listo para construir un nuevo prototipo, con el objetivo de competir en la 'Hyperloop Pod Competition III'. Teniendo en cuenta cada lección aprendida en las competiciones pasadas y combinarlas con lo que ya ha sido probada por SpaceX como viable, Hyperloop UPV tiene la intención de aportar su mejor diseño aún.

El diseño de este año del prototipo está planteado para alcanzar los 400 km/h, con una aceleración de 1.2 G y una deceleración de 1.5G. Las cifras que estamos manejando son un reto para ingeniería, dado el corto periodo de tiempo disponible para construir un prototipo desde 0, las correctas pautas de diseño y los análisis previos a la fabricación son muy importantes.

Los componentes que tanto SpaceX como Hyperloop UPV detecten como críticos deben presentar un informe de diseño y de análisis mediante técnicas computacionales. Además, los componentes que SpaceX considere como difíciles de representar teóricamente deberán validarse o reforzarse con ensayos físicos.

Todos estos sistemas deben presentar un coeficiente de seguridad, de 2.0 para los comprendidos como estructurales y de 1.5 para componentes no estructurales.

Por tanto, este trabajo resume el diseño y análisis de los siguientes componentes: Ruedas, chasis, planchas de anclaje, frenos, sistema de tracción, sistema de suspensión, concepto completo y análisis de impacto.

Antes de describir cada uno de estos componentes se considera oportuno introducir el concepto general del prototipo, sus principales componentes y condiciones de trabajo.

2. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO DE VALENTIA

2.1. EVOLUCIÓN DE VALENTIA

El proceso de diseño es iterativo y las primeras ideas de las que parte el prototipo son importantes, pero no tienen por qué mantenerse hasta el diseño final del mismo.

En esta convocatoria de la competición lo primero que se hizo fue analizar el diseño presentado en la competición de la H2.

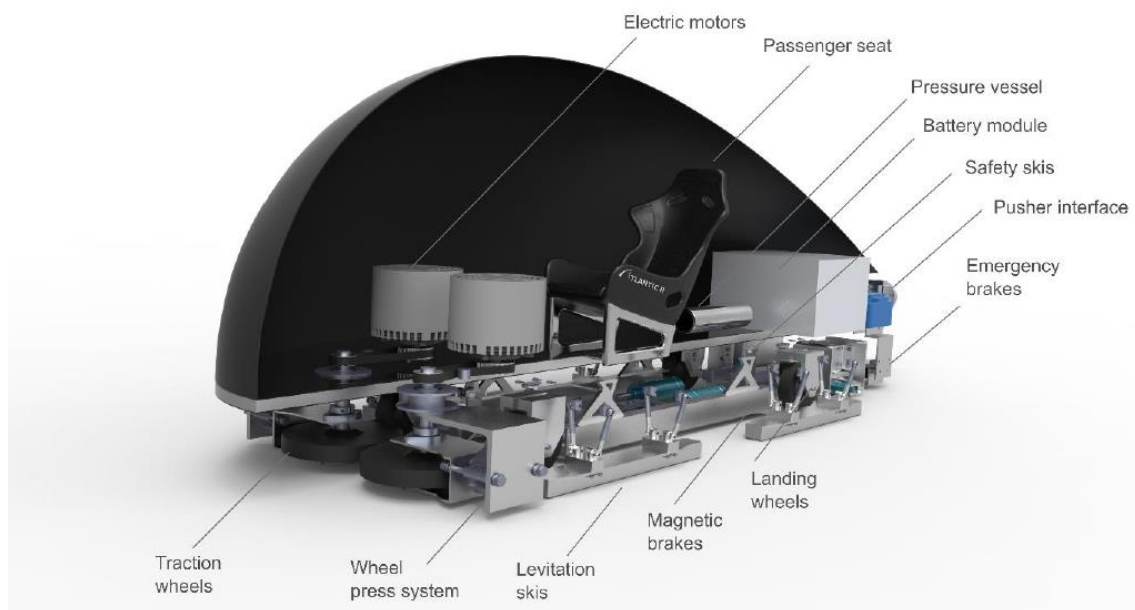


Ilustración 12. Diseño del vehículo de la H2

Las recomendaciones de los participantes de la H2 fueron las siguientes:

- La zona más firme y regular para traccionar es el rail, que evitásemos traccionar sobre la zona del suelo, que estaba preparada para la levitación.
- Aunque la aerodinámica no es importante, la propia dinámica del vehículo durante la aceleración y la frenada sí. Por tanto, hay que construir un prototipo con el centro de masa lo más bajo posible y que los momentos de inercia también fueran más reducidos.
- Las ruedas y los sistemas de frenado habían sido problemáticos durante la competición por su resistencia a elevadas velocidades.
- Evitar los accionamientos neumáticos en la medida de lo posible ya que instalaciones neumáticas complejas no eran bien aceptadas durante la competición.
- Por último, desde SpaceX la levitación que era un aspecto importante en el año anterior en esta convocatoria no se iba a puntuar.

Con estas notas por parte de los antecesores de la H3 se presentó este concepto en la entrega de concepto preliminar del vehículo.



Ilustración 13. Diseño conceptual H3 con carenado



Ilustración 14. Diseño conceptual estructura H3.

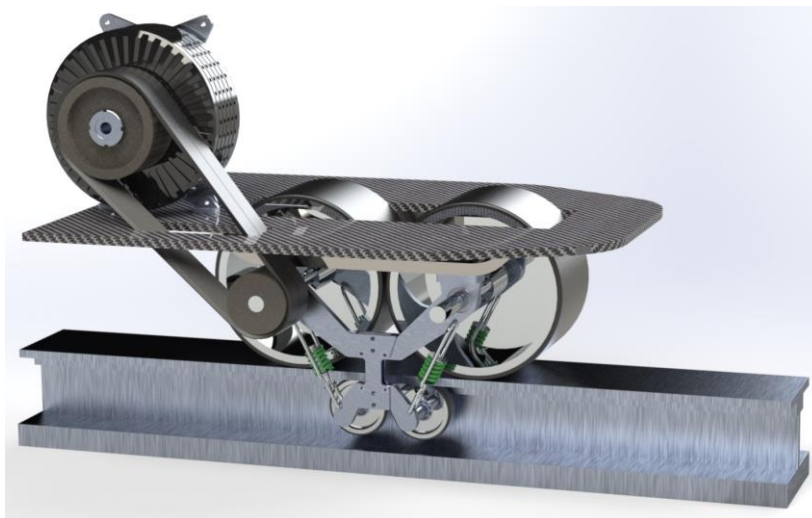


Ilustración 15. Sistema de tracción conceptual H3

Las modificaciones más destacables en el diseño conceptual que se presentó, en base a la experiencia de la H2, fueron las siguientes:

- El Prototipo se adapta lo máximo posible al perfil del rail.
- El sistema de tracción está centrado en asegurar tanto el equilibrio de fuerzas en el rail como en transmitir la máxima tracción posible.
- Tanto el sistema de guiado como el sistema de tracción se basan en accionamiento y precarga mecánica sin ningún sistema externo.
- Los frenos de fricción accionados neumáticamente y los frenos magnéticos se sitúan en el centro del vehículo para ganar estabilidad.

A lo largo del curso 2017-2018 los distintos sistemas se fueron perfeccionando hasta que en la presentación del diseño final se presentó un concepto realista de Valentía.

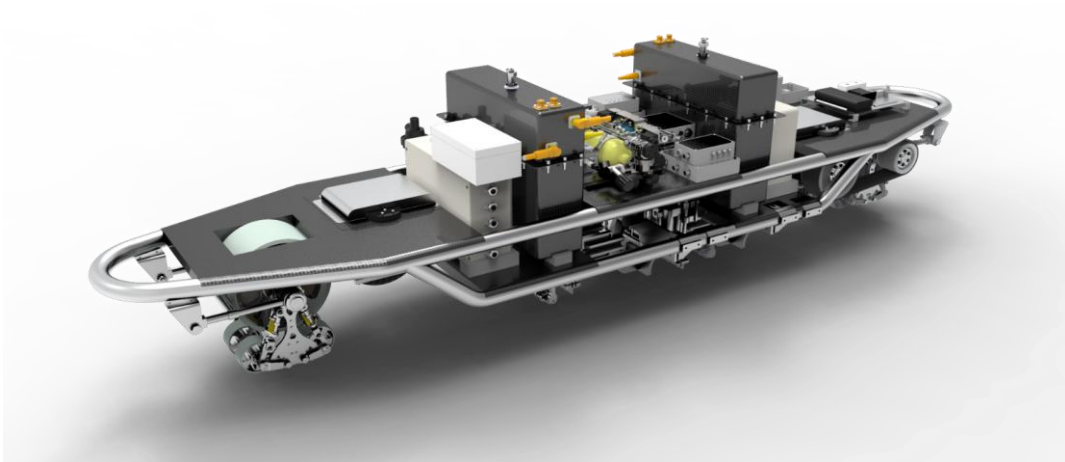


Ilustración 16. Diseño final del prototipo H3

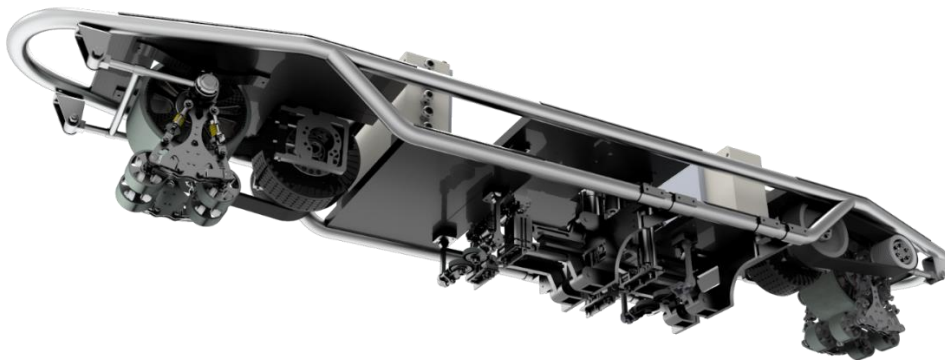


Ilustración 17. Componentes principales del prototipo H3

Los aspectos más destacables se tuvieron que corregir respecto al diseño conceptual fue:

- La reducción a una sola rueda motriz con tal de simplificar el sistema y su funcionamiento, para estabilizar la tracción se empleó un sistema de barras que corrigiese las perturbaciones que no tuvieran la dirección vertical.
- El freno magnético se sustituyó por otro freno de fricción de accionamiento eléctrico.
- El peso del vehículo concentrado en baterías y drivers se colocó en una placa estructural reforzada de fibra de carbono, ya que las mayores inercias durante la frenada y aceleración se encontraban ahí.
- Los componentes más complicados se simplificaron con el fin de abaratar los costes de fabricación que han sido uno de los mayores impedimentos durante la competición.

Gracias al trabajo durante toda la competición, el prototipo ensamblado en Los ángeles guardaba una semejanza destacable al último diseño presentado.



Ilustración 18. Prototipo fabricado para la H3

El principal cambio del prototipo es que, a última hora, se tuvo que fabricar un guiado activo en la parte delantera del pod, además de los dos guiados centrales reactivos con los que ya contábamos.

2.2. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO FINAL DE VALENTIA

La Universidad Politécnica de Valencia planeo construir un vehículo innovador para contribuir al desarrollo de la quinta media de transporte.

El prototipo incorporará componentes de alta tecnología que mejorarán el rendimiento del vehículo, lo que le permitirá alcanzar 400 km/h en menos de 12 segundos.

El vehículo pesa 210 kg, con una longitud de 2,5 m y una anchura de 0,55 m. Una vista de nivel superior de la misma se puede ver en la ilustración 19.

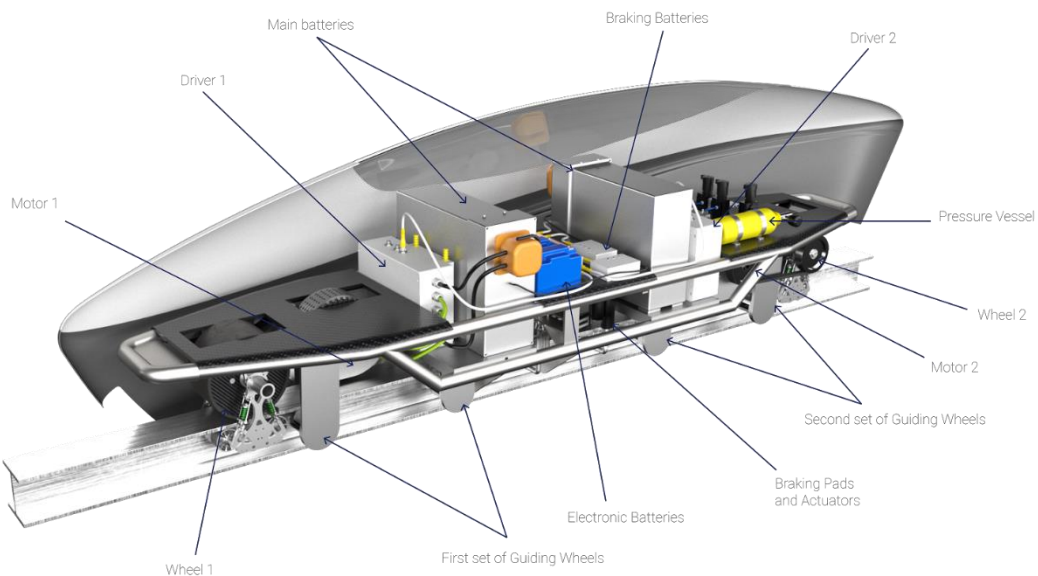


Ilustración 19. Diseño global del prototipo.

El chasis se divide en dos partes: el chasis estructural, que se compone de tubos de aluminio soldados, y un núcleo de fibra donde todos los componentes se apoyan. Se considero la posibilidad de sustituir parte de la soldadura por piezas impresas en 3D, dependencia tanto de la accesibilidad a las impresoras de fibra de vidrio como de las fibras de carbono y de las propiedades estructurales de estos materiales.

El diseño esta propulsado por los motores eléctricos del flujo axial de 2.100 kilovatios. La potencia de los motores se transmitirá a dos ruedas de fibra de carbono que serán el mecanismo de tracción del prototipo. Para garantizar un agarre constante entre el rail y el Pod, cuatro pequeñas ruedas de aluminio (por rueda de tracción) se sitúan en la parte inferior de la brida superior del rail, creando una tensión ascendente que es igual a la descendente de la rueda principal.

El sistema de frenado principal está basado en fricción y actuado neumáticamente, el sistema de frenado de la emergencia también está basado en fricción, pero será accionado eléctricamente. Esto es porque haya redundancia en el sistema de frenado, en caso de fallo de accionamiento neumático, se debe asegurar que el vehículo es capaz de frenar.

En cuanto al sistema de actitud, consiste en cuatro conjuntos de dos rodamientos, a ambos lados de la red de la viga, que limitan el volteo y el desvío.

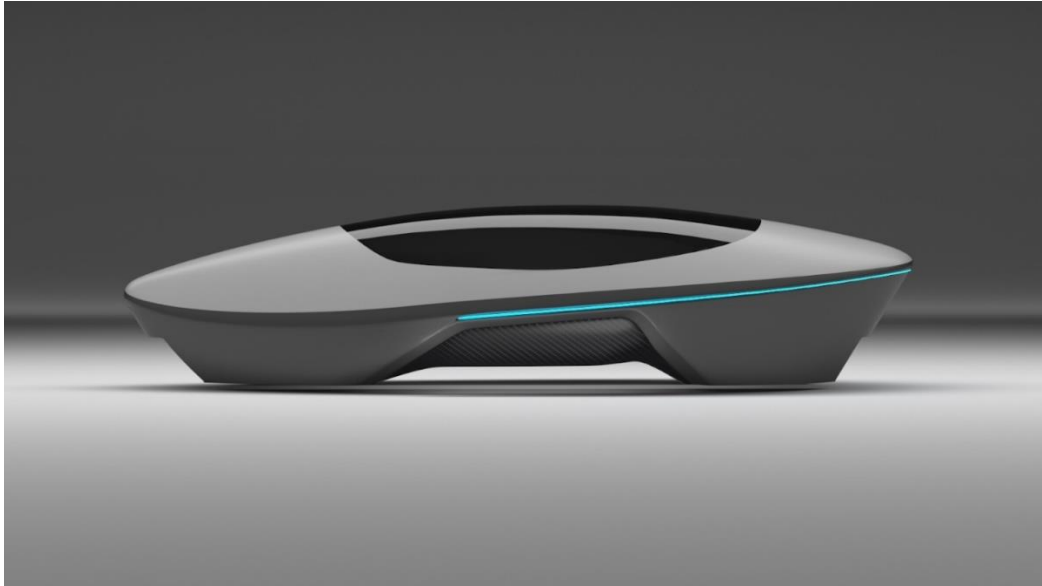
El sistema de navegación tiene diferentes tipos de sensores, capaces de calcular la posición, velocidad y aceleración del vehículo reduciendo el posible error durante la lectura. Los sensores incluyen, para lograr un rendimiento óptimo, revoluciones en las ruedas que estarán en contacto constante con el I-Beam, sensores ópticos para contar las cintas reflectantes en el tubo y Imus.

Las baterías se dividirán en tres grupos diferentes: motores, electrónica y frenado. El bloque de batería principal alimentará los motores, que consta de un total de 24 paquetes de baterías lipo, 12 por motor. En cuanto a la electrónica y el sistema de frenado, habrá dos diferentes baterías seleccionadas específicamente para esta aplicación.

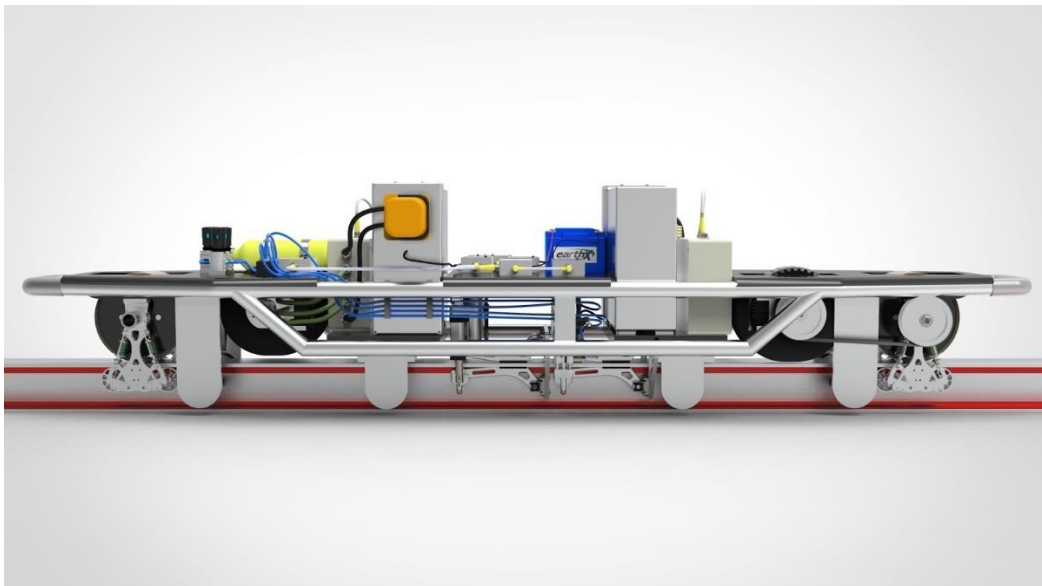
El diseño exterior del vehículo presenta una estética moderna con curvas suaves que aseguran la aerodinámica del prototipo. El carenado incluye características que mostrarán el estado del prototipo mientras se ejecuta cada prueba.

2.2.1. DIMENSIONES DE VALENTIA

Para describir las dimensiones del prototipo hay que hacer una distinción entre vehículo con y sin carenado. Y que durante la competición se realizarán algunas pruebas sin el carenado, con el fin de acceder a los componentes dentro del Pod, además de las posibles razones logísticas. La tabla 3 incluye las dimensiones del vehículo con y sin el carenado. (vea la Imagen 9).



(a)



(b)

Ilustración 20. Prototipo con carenado (a), Prototipo sin carenado (b)

	LARGO	ANCHO	ALTO
SIN CARENADO	2.5 m	0.5 m	0.25 m
CON CARENADO	2.7 m	0.7 m	0.9 m

Tabla 1. Dimensiones del prototipo

Para simplificar el proceso de montaje, el carenado es modular, naturalmente y por lo tanto está diseñado para ser separado en varias piezas ayudando a fácil integración con el chasis, al mismo tiempo que se facilita, la interacción humana con los diferentes elementos internos del prototipo.

Todas las dimensiones pertinentes se incluyen en el anexo 01. Planos del carenado.

2.2.2. DISTRIBUCION DE MASAS DE VALENTIA

Las masas del vehículo son importantes para su estabilidad, ya que en condiciones de frenada y aceleración elevados una masa localizada puntualmente en el prototipo puede generar inercias y momentos difíciles de controlar. Para una mejor visualización de que subsistema concentra más porcentaje del peso se ha empleado la siguiente imagen.

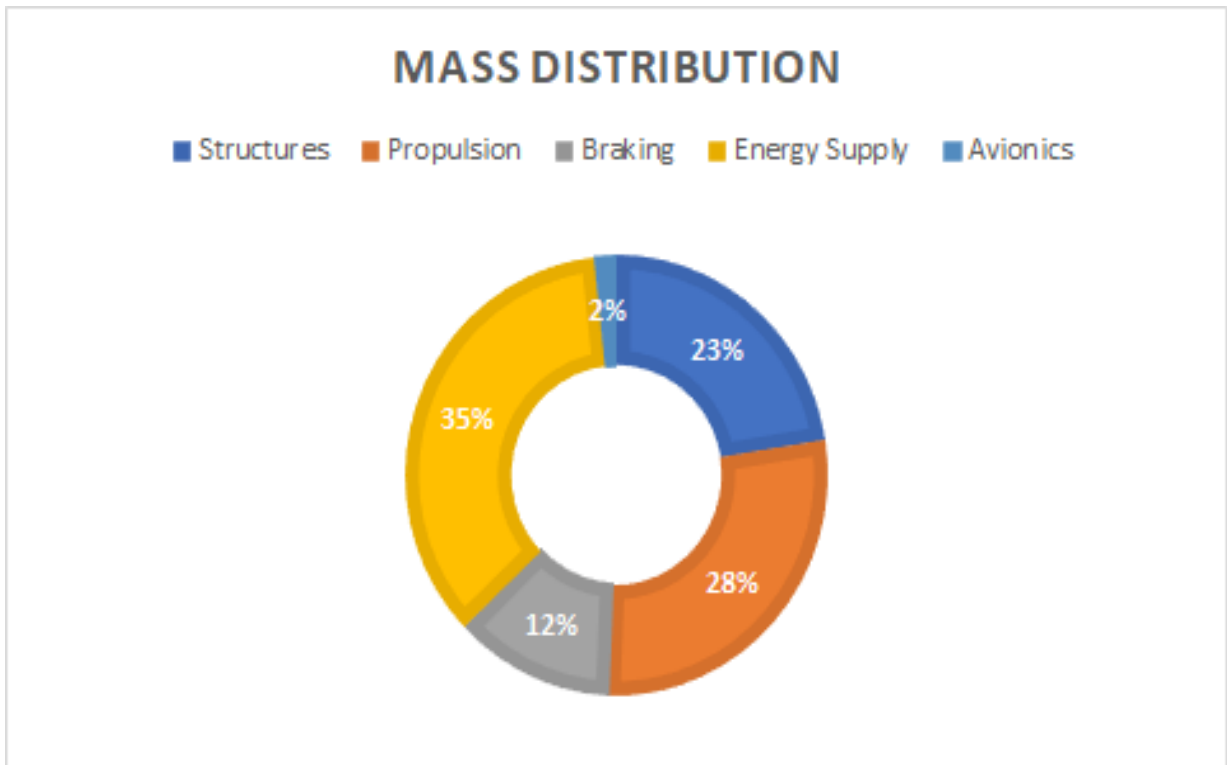


Ilustración 21. Porcentaje de masas por subsistemas.

En este apartado se añade una tabla resumen del peso de los distintos elementos en cada subsistema. Para más información se puede consultar el anexo 2: Tabla detalla de la masa del prototipo.

SUBSISTEMA	ELEMENTO	MASA TOTAL
		212.87 kg
PROPULSIÓN	Motor Driver Transmisión	76.77 kg
FRENOS	Zapatas de freno Actuadores eléctricos Actuadores neumáticos	23.00 kg
ENERGIA	Baterías Cables Protecciones	67.50 kg
ESTRUCTURA	Carenado Chasis Sistema de guiado Muelles Suspensión	34.92 kg
NEUMATICA	Válvula de presión Líneas de presión Válvulas	7.72 kg
AVIONICA	PCBs Sensores	2.96 kg

Tabla 2. Masas separadas por subsistemas

2.2.3. POTENCIA Y CONSUMOS DE VALENTIA

El sistema de alimentación proporciona energía a los motores, el sistema electrónico y los actuadores para el sistema de frenado.

La demanda será suministrada por medio de baterías, cuyas especificaciones se incluyen a continuación. La selección de tres sistemas de alimentación independientes se realizó con el fin de garantizar el suministro de los diferentes sistemas, incluso si uno de ellos falla, aumentando así la fiabilidad.

	BATERÍAS DE MOTOR (2 MOTORES)	SISTEMAS DE AVIÓNICA BATERÍAS	SISTEMA DE FRENADO¹ (4 ACTUADORES)
FUENTE DE ENERGÍA	12 pulso 5 000 mAh unidades en serie (2 módulos)	EarthX 18F (3-2 módulos)	NX MGN0663 (2 módulos)
REQUISITOS DE DEMANDA	621.6 V 180 A 112 kW	12V 11 A _{peak} 132 W _{peak}	24 V 8.1 A
CONSUMO	500 Wh	70 Wh	0.35 Wh

Tabla 3. Consumos del sistema de energía

Detallando un poco más el requerimiento de aviónica. La tabla 4 muestra diferentes subgrupos.

	GAMA DEL VOLTAJE EN	CORRIENTE TOTAL UN	POTENCIA TOTAL EN
MÓDULO DE NAVEGACIÓN	3.3-12	0.917	7.68
MÓDULO DE MOTORES	12	2	24
MÓDULO DE FRENOS/NEUMÁTICA	3.3-5	0.333	1.21
MÓDULO DE ENERGÍA	3.3-5	0.468	1.9
MÓDULO MAESTRO	3.3-5	0.467	1.7

Tabla 4. Consumos del sistema de aviónica

2.2.4. MATERIALES EMPLEADOS EN VALENTIA

Un pequeño resumen de los materiales empleados, en el cual se observa que todos los materiales empleados se han utilizado para reducir el peso del vehículo.

CARENADO	CHASIS	RUEDA	FRENOS
Policarbonato compacto Tejido de fibra de carbono Aluminio	Tejido de fibra de carbono Aluminio Espuma	Tejido de fibra de carbono Compuesto de fibra corta con grafeno Aluminio	Aluminio Ferodo de material orgánico

Tabla 5. Resumen de materiales empleados

A lo largo de esta sección, los materiales para cada pieza se describen con más detalle. En primer lugar, el Figura 22. muestra la distribución de cada parte del carenado y del chasis.

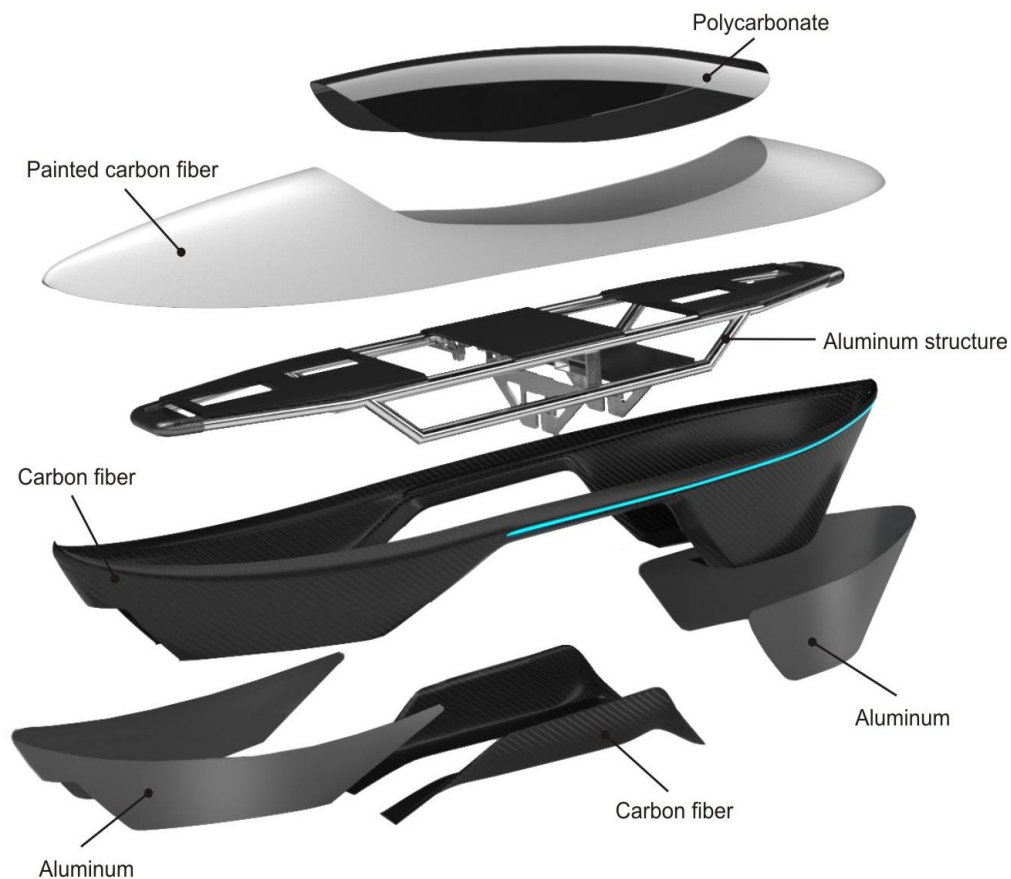


Ilustración 22. Vista explosionada del vehículo.

A continuación, se describen los materiales y ubicación empleados en cada parte del vehículo que mencionamos en la tabla superior.

El carenado es una combinación de Tejidos de fibra de carbono y policarbonato. El material principal usado es fibra de carbono tejido pre-impregnado, siendo aproximadamente 88% de la masa total. Los otros materiales (policarbonato y vinilo decorativo) representan el 12% de la masa total.

La parte superior del prototipo utilizará policarbonato polarizado para la solución de problemas, ya que se puede ver fácilmente. La forma, aunque no completamente aerodinámica, utiliza geometría blanda para reducir el coeficiente de arrastre general.

La fibra de carbono se coloca alrededor de la ventana en la parte superior del carenado. Se coloca estratégicamente para añadir rigidez a esta parte al tiempo que se minimiza el peso. Por último, la carcasa inferior está destinada a minimizar la fricción aerodinámica. Además, proporcionará fuerza mecánica y estructural, ya que cuenta con un vinilo que elimina la rugosidad superficial y unas costillas de fibra que soportan el peso y las cargas.

La fibra de carbono que se usará es: modelo SE 84LV De Gurit, un patrocinador actual del equipo. Las especificaciones de esta clase de fibra del carbón se unen en Tabla 6. Este material es tejido bidireccional de 0º/90º pre-impregnado con epoxy que hay que almacenar en congelador.

FORMATO Y SISTEMA	CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES	CURACIÓN A BAJA TEMPERATURA	MÉTODO DE PROCESAMIENTO RECOMENDADO	MAX TG ₁	USOS COMUNES
SE 84LV	Versátil De alta resistencia	80°C	Autoclave Bolsa de vacío	115°C	Paneles de cuerpo y cierre para aplicaciones automotrices

Tabla 6. Propiedades fibra SL84LV

El otro material es policarbonato una superficie que se integra en el carenado para servir como una ventana, para permitir una visión directa en los componentes internos del prototipo si es necesario durante el funcionamiento.

Ahora se procede a estudiar el chasis, en concreto el bastidor que estará formado por los tubos de aluminio. Se ha construido soldando los perfiles y los sistemas convenientes de fijación tales como tornillos y remaches son de acero.

La base de esta estructura será un núcleo de espuma estructural, recubierto con fibra de carbono en ambas superficies planas para proporcionar la estabilidad estructural necesaria. Esta configuración está representada en la figura 15.

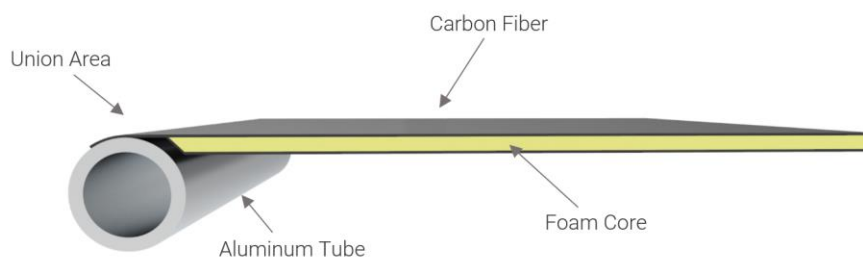


Ilustración 23. Plancha de fibra de carbono

La parte principal del chasis será hecha de una estructura tipo sándwich, combinando fibra de carbono y la espuma. La fibra de carbono, en este caso, actúa como el agente de refuerzo, proporcionando las propiedades mecánicas para resistir las fuerzas que se encontrará.

El material que actuará como la core será la espuma. Su función principal será la de transmitir las fuerzas al agente de refuerzo. Las principales razones para elegir este material son:

- Alta estabilidad dimensional.
- Alta resistencia y rigidez a la relación peso.
- Buena resistencia a la temperatura y aislamiento térmico.

Entre las diferentes combinaciones de fibra y espuma que se podrían utilizar, la que estará presente en el pod es HT251. Este material alcanza todos los requisitos mecánicos y térmicos necesarios, que se recogen en Tabla 7.

	DENSIDAD	MÓDULO DE COMPRESIÓN	FACTOR DE DISIPACIÓN	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA
	[kg/m ³]	[MPa]	[-]	[W/(m*K)]
ESPUMA HT251	250	400	0.0019	0.048

Tabla 7. Propiedades espuma HT251

El aluminio elegido es 6061-T6. Esto se debe a las excelentes propiedades mecánicas que proporciona (visto en la tabla 8) pero, sobre todo, por su ligereza en comparación con cualquier aleación de acero, reduciendo el peso total del sistema.

	DENSIDAD	RANGO DE FUSIÓN	MÓDULO DE YOUNG	COEFICIENTE DE POISSON	LÍMITE ELÁSTICO
	[kg/m ³]	[K]	[MPa]	[-]	[MPa]
ALUMINIO 6061-T6	2 700	848-923	69 500	0.33	110

Tabla 8. Propiedades aluminio 6061-T6

Las piezas siguientes se harán de este aluminio específico:

- Bastidor tubular del chasis.
- Núcleo del sistema de tracción.
- Ruedas de tensión.
- Soportes de los frenos.
- Sistema de actitudes.

Por otra parte, el aluminio 6061-T6 se ha elegido porque es una de las aleaciones de aluminio más comunes, facilitando los procesos que trabajan a máquina y de fabricación.

Otra aleación de aluminio fue seleccionada para el sistema de sujeción, el al 7075-T6. El sistema de tracción tiene la función de aplicar una carga en la rueda de tracción. Por esta razón, es necesario que este sistema sea capaz de soportar tensiones muy altas, en un área reducida. Este material tiene que tener un buen rendimiento mecánico sin dejar de lado las restricciones de peso.

	DENSIDAD	RANGO DE FUSIÓN	MÓDULO DE YOUNG	COEFICIENTE DE POISSON	LIMITE ELÁSTICO
	[kg/m ³]	[K]	[MPa]	[-]	[MPa]
ALUMINIO 7075-T6	2 800	593-643	72 000	0.33	400

Tabla 9. Propiedades de aluminio 7075-T6

Las ruedas estarán hechas de fibra de carbono. Esta es una de las innovaciones más vanguardistas de la vaina para esta competición, debido a su eficiencia y complejidad, desde el punto de vista manufacturero y de diseño. Las principales razones por las que se ha decidido optar por este material son prácticamente las mismas que las mencionadas anteriormente para el chasis, ligero y un buen módulo de tracción. En Tabla 10, se muestran algunas de las propiedades mecánicas de la fibra de carbono elegida.

	DENSIDAD	CARGA DE ROTURA	MÓDULO DE YOUNG	TEMPERATURA DE FUSIÓN	MODULO ESPECIFICO	RESISTENCIA ESPECIFICA
	[kg/m ³]	[MPa]	[MPa]	[K]	[x10 ⁶ m ² /s ²]	[x10 ⁶ m ² /s ²]
FIBRA DE CARBONO	1 750	1 862	155 000	3 973	354	1.24

Tabla 10. Propiedades fibra de carbono SE 84LV

Se ha elegido una capa delgada de un compuesto específico para hacer una lámina de espesor reducido para cubrir las ruedas de tracción y tensión. Se está llevando a cabo un proceso de investigación para implementar grafeno en la matriz compuesta. Este proceso reducirá la erosión de la capa y le dará a la matriz compuesta la capacidad de trabajar mejor en condiciones extremas de abrasión, como esta, que es una situación con altas temperaturas combinadas con altas velocidades. Además, esta capa reduce las posibilidades de que las ruedas deslicen a lo largo del rail.

Los patines de freno son material compactado fabricados de un compuesto del alto rendimiento para el uso en carretas. El material ha sido desarrollado utilizando procesos de vulcanización para dar un par de frenado superior y consistente, asegurando una mayor vida útil de la pastilla.

Las características principales que hacen el compuesto distinguible son:

1. El material de la fricción tiene dureza más baja que el aluminio.
2. La vida del patín es más larga.
3. Deposición baja sobre la superficie contra la cual se presiona.
4. Fricción media/alta con buena estabilidad.
5. Rendimiento constante durante toda la vida de la pastilla.

Como referencia se ha elegido una muestra estándar de las pastillas de freno que contienen componentes de carbono (grafito) y resina fenólica. Su composición se muestra en Tabla 11. La resina fenólica tiene la función de un agente obligatorio, escoria de la palma actúa como llenador, grafito como lubricante, fibra de acero como refuerzo y, finalmente, la alúmina actúa como material abrasivo.

PORCENTAJES DE COMPOSICIÓN POR PESO	(%)
RESINA FENÓLICA	20
FIBRA ORGÁNICA	40
GRAFITO	10
FIBRA DE ACERO	20
VIRUTA DE ALUMINIO	10

Tabla 11. Composición pastillas de freno.

2.3. CONDICIONES DE TRABAJO DE VALENTIA

2.3.1. ESTUDIO DE TRAJECTORIA DEL PROTOTIPO

Antes de resumir la trayectoria del prototipo y las aceleraciones predichas, es conveniente definir físicamente el sistema. El movimiento dinámico de la vaina se ha caracterizado en la dirección longitudinal. Las fuerzas en este problema están representadas en la figura 24, donde la simetría lateral se hace evidente.

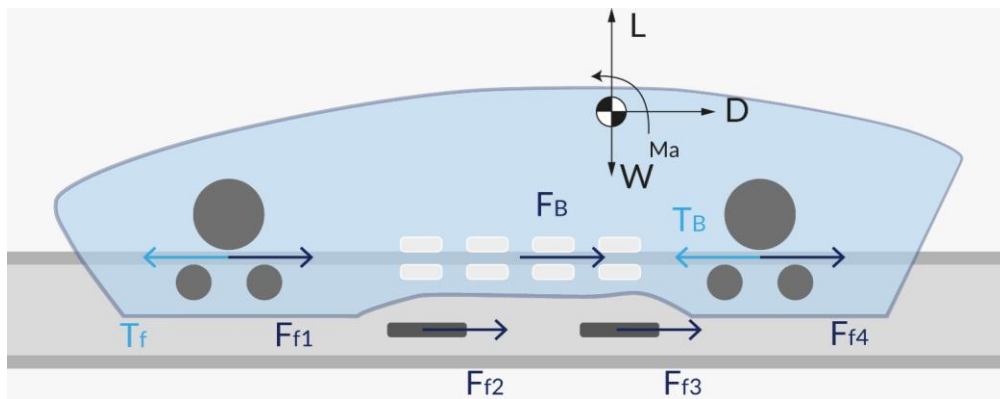


Ilustración 24. Modelo de fuerzas

Hay varias etapas que el prototipo experimentará durante el funcionamiento, con diversas características dinámicas. El modelo descrito en la figura 24 se construye para manejar todos ellos de modo que puedan ser considerados independientemente de la etapa que se ha analizado.

La aceleración de del prototipo se consigue aplicando un par en las dos ruedas más grandes, que actúan en la parte superior de la brida del I-Beam generando una fuerza de tracción (T_f y T_B). Están sujetos a la condición de no deslizamiento, ya que producen una pérdida de empuje. Los datos del fabricante se han utilizado para calcular esta fuerza.

Estas ruedas, juntamente con las ruedas de la estabilización, sufren de la fricción del balanceo. Fuerzas F_{F1} F_{F4} combinan todas las fuerzas de fricción del sistema de tracción, mientras que las fuerzas F_{F2} F_{F3} combinan todas las fuerzas de fricción de todas las ruedas de actitud. Hasta ahora, el valor utilizado en la simulación para el coeficiente de fricción es el obtenido en las pruebas de la H2:

$$\mu_{rodadura} = 0.057 \times R(m)$$

R = radio de la rueda.

El mecanismo de frenado se divide en dos sistemas diferentes. La primera mitad actúa neumáticamente y la segunda mitad actúa eléctricamente. Cada sistema se compone de dos sistemas de dos patines de la fricción que se localizan en cada lado. Cada sistema es capaz de producir la fuerza requerida para asegurar 1,5 GS (F_B) deceleración óptima.

Debido a las bajas presiones de operación, las fuerzas aerodinámicas son mucho más bajas que otras fuerzas que afectan al prototipo. Estas fuerzas y momentos se vuelven más significativos a medida que aumenta la velocidad. Aunque no impactan significativamente la dinámica. La interacción entre el aire circundante y la estructura externa del prototipo crea una fuerza aerodinámica, de la cual las fuerzas de elevación (L) y de arrastre (D) son las más importantes. Dado que el centro de presión no ha sido considerado, un momento aerodinámico (M_a) aparece al aplicar las fuerzas aerodinámicas al centro de gravedad. Sin embargo, la magnitud de ese momento tiende a ser despreciable.

Finalmente, el peso del Pod (W) está representado en el centro de gravedad. Hyperloop UPV ha desarrollado un simulador dinámico (ver anexo 03. Simulador dinámico) para calcular los perfiles de velocidad y aceleración a lo largo de la pista de prueba, teniendo en cuenta todas las fuerzas anteriores.

2.3.1.1. ACCELERACION NOMINAL

En esta simulación, la corriente máxima de las baterías se ha limitado a 180 A por motor, y la deceleración máxima se ha asegurado para no exceder 1,5 Gs.

La cápsula se frenará a una distancia de seguridad de más de 300 ft desde el final de la pista. Teniendo en cuenta todo lo anteriormente mencionado, la velocidad máxima que se prevé que alcance la cápsula es de 253 mph (407 km/h). Este valor y otros parámetros relevantes se muestran en la tabla 12.

VELOCIDAD MÁXIMA	407 km/h
TIEMPO DE VUELO	19.3 s
FASE DE FRENADO INICIADA EN	721 m
DISTANCIA AL FINAL DESPUÉS DE FRENAR	100 m
ACELERACIÓN MÁXIMA	1.16 Gs
DECELERACIÓN MÁXIMA	1.5 Gs
CONSUMO DE ENERGÍA	572 Wh

Tabla 12. Resumen de condiciones.

Gráficamente, los perfiles de velocidad y aceleración se ven en la Figura 25, mientras que la posición en relación con el tiempo se traza en la figura 26.

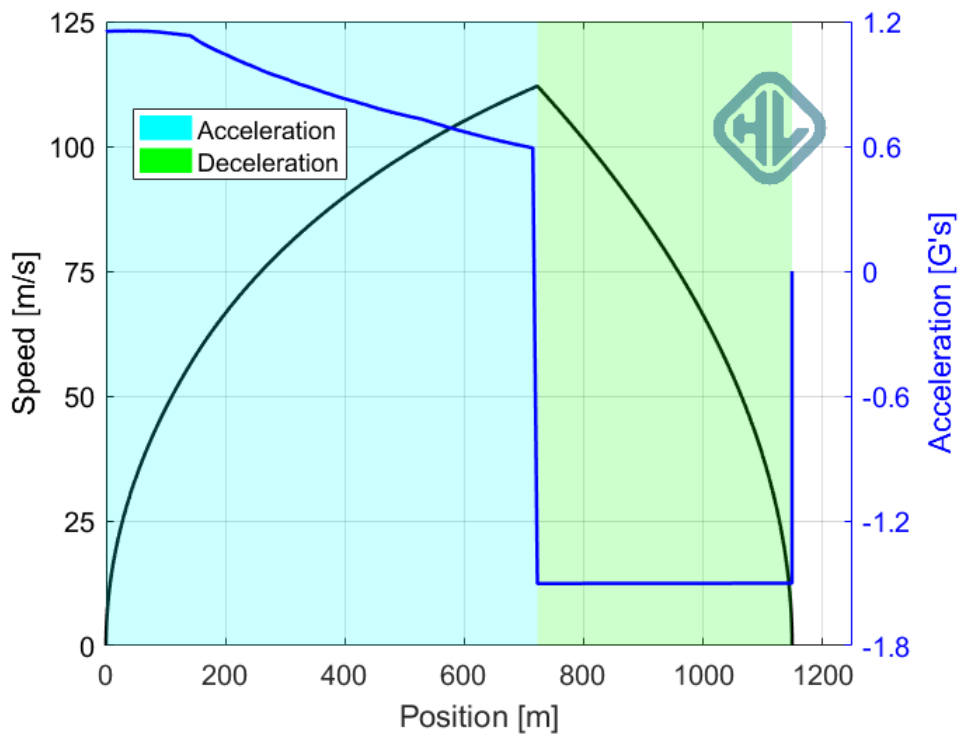


Ilustración 25. Gráfica de velocidad y aceleración.

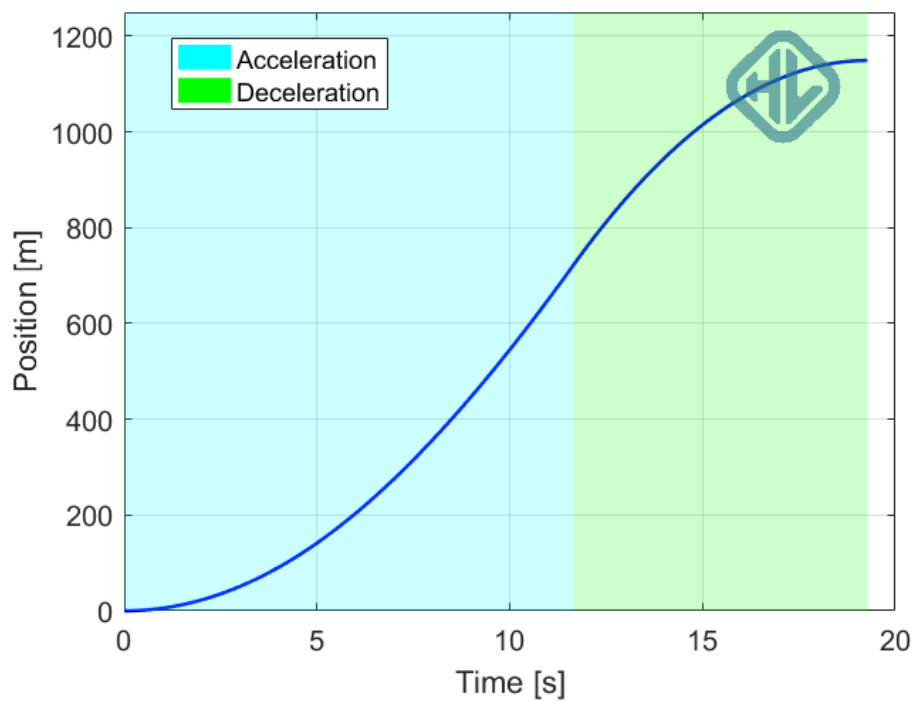


Ilustración 26. Gráfica de posición.

El perfil de la trayectoria del prototipo se divide en una fase en la que los motores están acelerando, y una fase de frenado en la que los motores se detienen y los frenos se accionan. Teniendo en cuenta siempre una distancia de seguridad.

La fuerza normal debida al peso del pod no es suficiente para mantener la aceleración observada en la Figura 18. Se necesita fuerza adicional del sistema de tracción para evitar resbalones. El valor de esta fuerza también es proporcionado por el simulador, y su evolución está representada en la figura 27 durante toda la carrera.

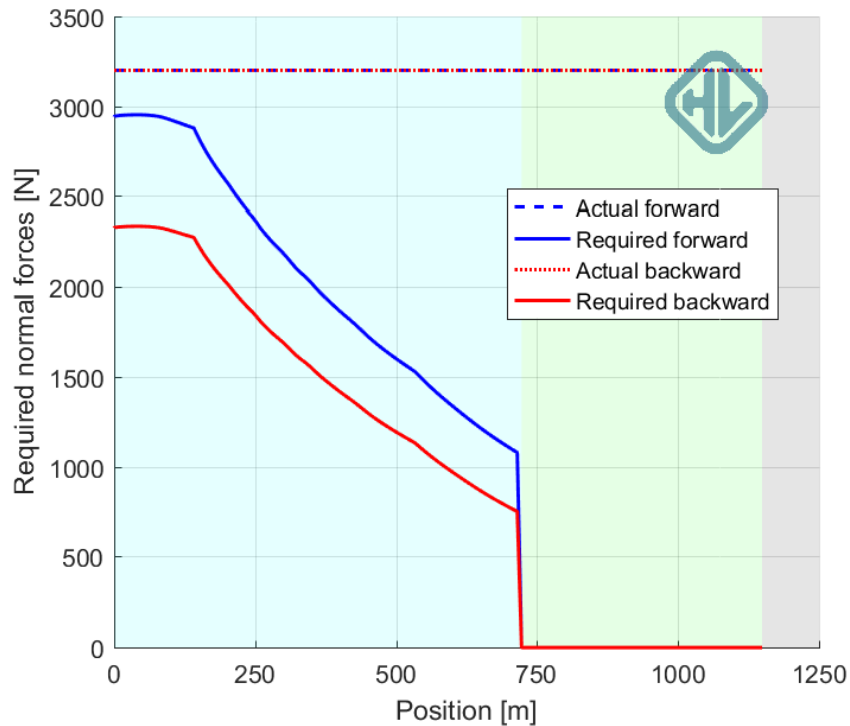


Ilustración 27. Gráfica de fuerza de tracción.

Para asegurarse que el prototipo no va a resbalar, 3200 N se aplicará a los sistemas de tracción delantera y trasera. Esta fuerza será constante durante toda la carrera. La fuerza aplicada será superior a la 3000 n requerida en las ruedas delanteras y la 2350 n en las ruedas traseras para evitar resbalones.

2.3.1.2. TEST DE ACELERACION ATMOSFERICO

Otro escenario importante para simular es el rendimiento en la pista de prueba atmosférica. Esa prueba también se simulaba limitando el frenado a 0,2 GS y la corriente máxima a 23 A por motor.

El perfil resultante se puede ver en la figura 28. A esta baja velocidad, el prototipo pasará la gran mayoría de la prueba a una velocidad constante de 113 km/h.

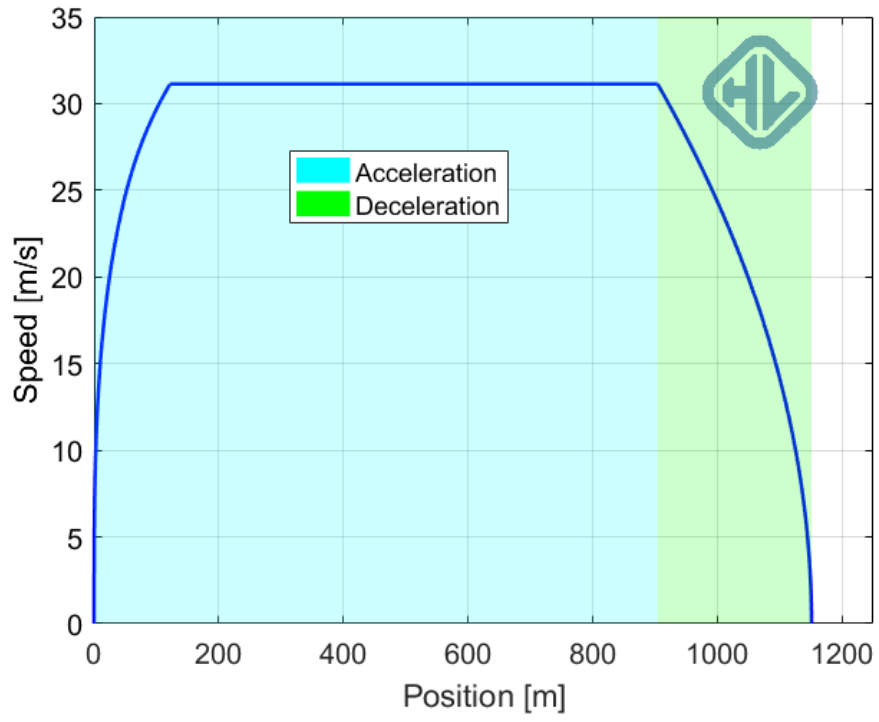


Ilustración 28. Perfil de velocidades ensayo atmosférico

2.3.2. ESTUDIO DE VIBRACIONES DEL PROTOTIPO

2.3.2.1. TIPOLOGÍA DEL ENTORNO DE VIBRACIONES.

La principal fuente esperada de perturbaciones durante la operación de prueba para el vehículo son los espacios entre las secciones de rail con tamaños característicos w (3,175 mm) y h (1,016 mm). Esto conduce a tipologías como se muestra en la figura 29, donde s es la amplitud de vibración que depende del radio de la rueda afectada por la fuente de vibración.

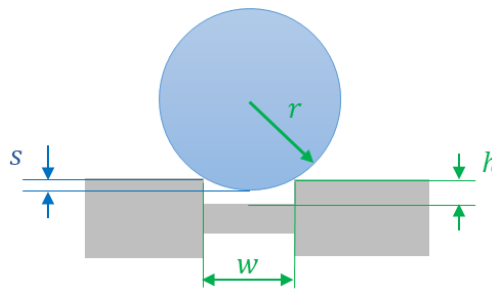


Ilustración 29. Tipología de la principal fuente de vibración.

Se supone que esos huecos se colocan a cada lado del riel en la misma posición longitudinal, separados por la misma distancia (3,81 m).

2.3.2.2. MODELO DE VIBRACIONES.

Teniendo en cuenta que los componentes del prototipo se distribuirán para localizar el centro de gravedad general en la línea central longitudinal del vehículo, se ha tomado ventaja para simplificar el modelo vibratorio asumiendo la simetría en el meridional central. Por lo tanto, los elementos que son únicos para una posición longitudinal determinada verían su masa, rigidez y el coeficiente de amortiguación (si alguno) a la mitad.

Se asumió una simplificación adicional cuando se consideró que los efectos de echada del pod eran insignificantes. En otras palabras, las vibraciones de suspensión trasera no afectan a la suspensión delantera y viceversa. Esta simplificación podría ser comprobada para las vibraciones de amplitud baja y permite desacoplar las suspensiones delanteras y traseras, renderizando un cuarto modelo de vehículo vibratorio como representado en la figura 30.

En cuanto al modelo en sí, se basa en el sistema que conecta el prototipo con el mecanismo de conducción, las ruedas. Comprende 4 grados de libertad que se ven afectados por 3 datos de entrada.

Los grados de libertad podrían resumirse de la siguiente manera:

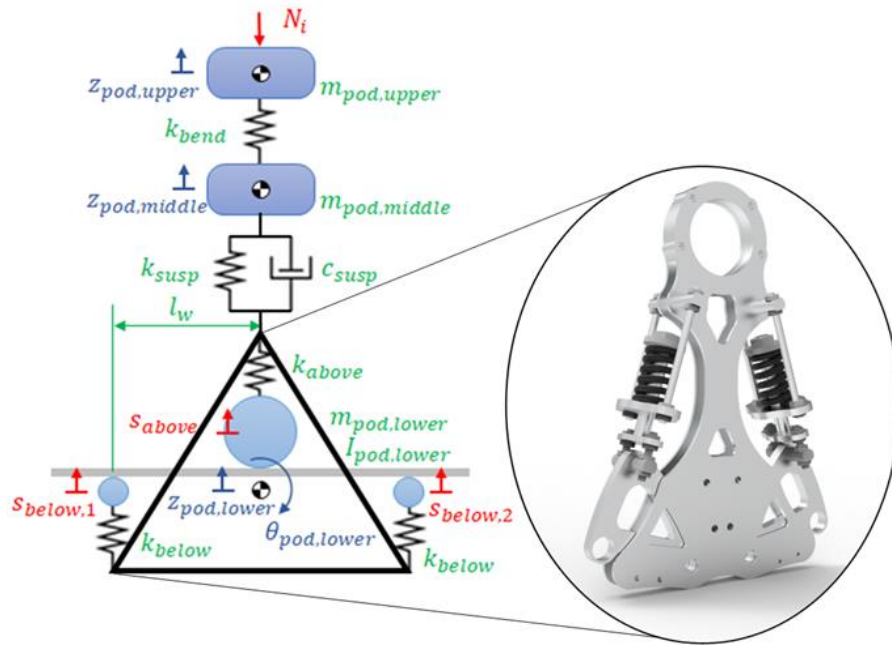


Ilustración 30. Modelo de vibraciones simplificado del sistema del sistema de tracción.

- $Z_{pod.inferior}$: desplazamiento vertical de los componentes inferiores del sistema de tracción representado en la figura 23. Aunque hay resortes asociados a este componente, su propósito es, por un lado, asegurar la fuerza normal del contacto requerida en las ruedas para evitar resbalar cuando se aplica el esfuerzo de torsión máximo, y, por otra parte, para proporcionar estabilidad adicional. Para cumplir con su tarea, la rigidez de los muelles debe ser extremadamente alta. Por lo tanto, la pieza se podía asumir para ser un cuerpo rígido. En consecuencia, el grado de libertad se caracteriza no sólo por la masa del componente mismo sino también por las masas no suspendidas de las ruedas ($m_{pod,medio}$). Ya que comprende las ruedas, la rigidez de cada uno ($k_{inferior}$ para las ruedas debajo de la brida del riel y $k_{superior}$ para la rueda por encima de la brida del riel) se considera actuando entre la entrada de vibración del riel y la masa característica.
- $\theta_{pod,medio}$: desplazamiento angular de los componentes inferiores del sistema de tracción ilustrado en la figura 23. Al igual que el grado anterior de libertad, se compone no sólo del componente encargado de crear la fuerza normal, sino también de las ruedas. En este caso, la característica es una inercia ($I_{pod,medio}$) y no una masa.
- $Z_{pod,medio}$: desplazamiento vertical de los componentes intermedios del sistema de tracción, es decir, la suspensión de la hoja parabólica (figura 24). Se ha modelado como un elemento Kelvin compuesto por una rigidez característica (k_{susp} , que es la rigidez de flexión del arco parabólico y la rigidez de goma en paralelo) y un coeficiente de amortiguación característico (c_{susp} , que es el coeficiente de amortiguación de goma). La suspensión se caracteriza por una masa ($m_{pod,medio}$).

- $z_{pod,superior}$: desplazamiento vertical de los componentes superiores del sistema de tracción. Consiste en todos los componentes restantes del pod, cuyas masas se agrupan en un solo término ($m_{pod,superior}$). La rigidez asociada con el grado de libertad correspondiente a la flexión del chasis ($k_{flexion}$).

Las entradas vibratorias del sistema son:

1. $s_{inferior,1}$: desplazamiento vertical en la primera rueda por debajo de la brida superior del rail.
2. $s_{inferior,2}$: desplazamiento vertical en la segunda rueda por debajo de la brida superior del rail.
3. $s_{superior}$: desplazamiento vertical sobre la rueda por encima de la brida superior del rail.

Otros parámetros implicados en el cálculo de la respuesta vibracional son la separación horizontal entre las ruedas superior y descendente (l_w) y la posibilidad de fuerzas externas (N_i) actuando sobre la parte superior del sistema representado en la figura 31. Estas fuerzas externas tienen en cuenta tanto las contribuciones inerciales como aerodinámicas.

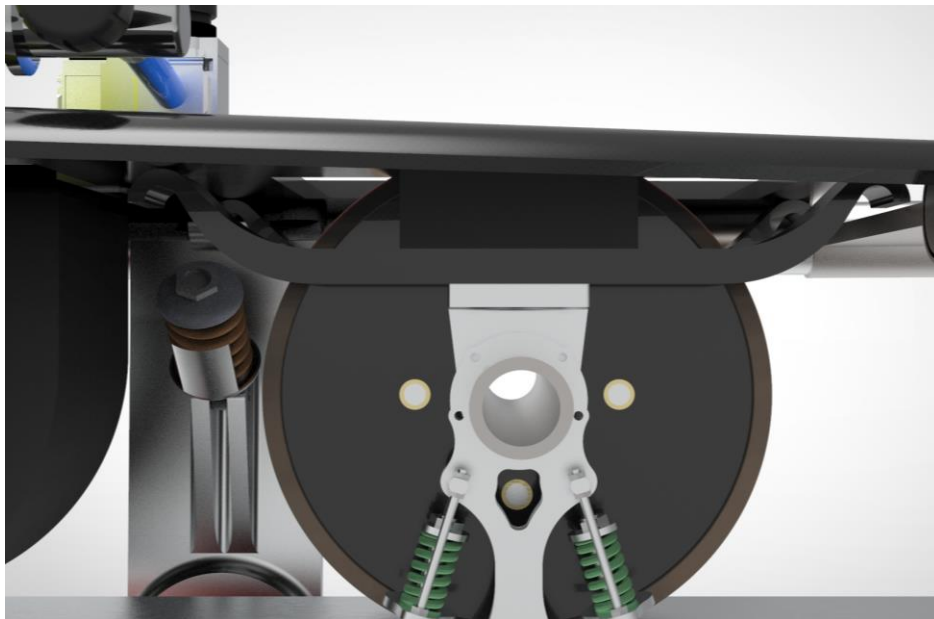


Ilustración 31. Ballesta del prototipo.

El modelo de vehículo cuarto se ha aplicado a los sistemas de vibración frontal y posterior (figura 32), donde el subíndice f hace referencia a la parte delantera y b hace alusión a la parte trasera. Eventualmente, la echada del pod (α_{pod}) y desplazamiento vertical (z_{pod}) se puede calcular, conociendo la posición longitudinal relativa del centro de gravedad del pod ($l_{frontal}$ y $l_{trasera}$, ambos positivos). El modelo se ha desarrollado bajo el supuesto de que hay pocos desplazamientos y el procedimiento en sí está sujeto a la asunción de efectos de pitch del vehículo son insignificantes.

No se tienen en cuenta las fuerzas de fricción lo que transforma los resultados de la respuesta vibracional en conservadores, pues la fuerza de la fricción tiende para reducir el efecto de amplificación de las frecuencias de la resonancia. Actúa como un componente de amortiguación.

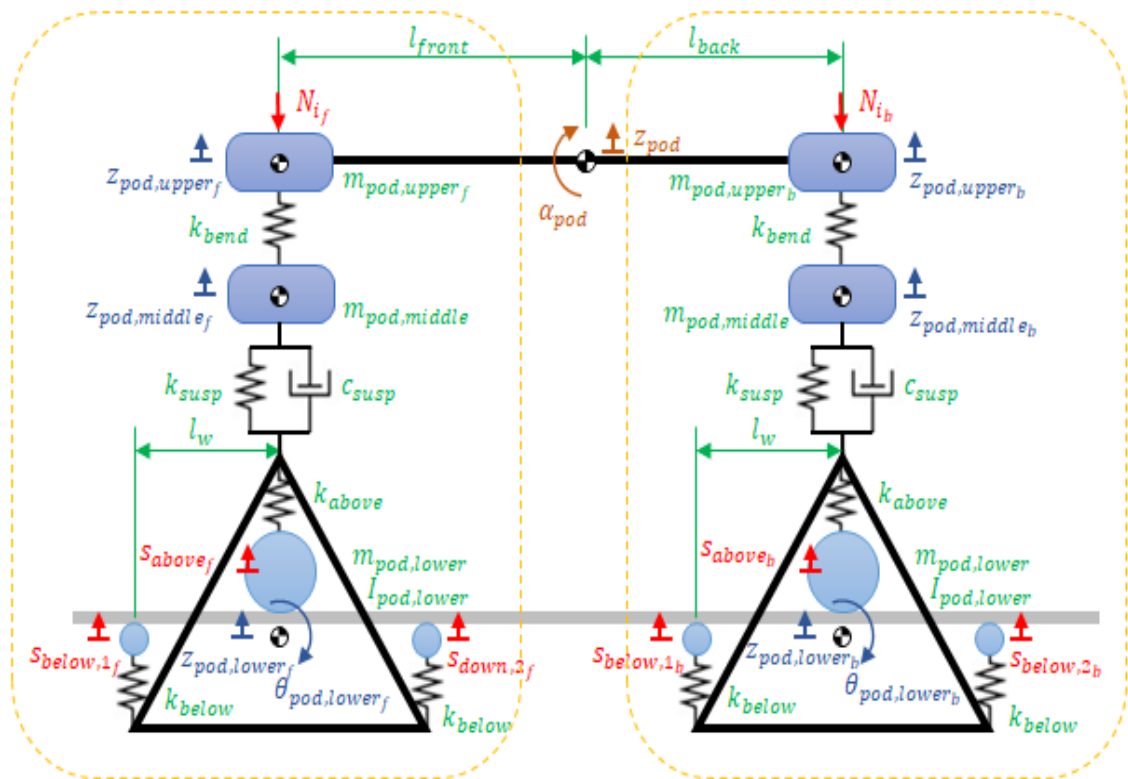


Ilustración 32. Modelo completo de vibraciones.

2.3.2.3. DATOS DE ENTRADA.

Los datos utilizados para la evaluación de la vibración preliminar se basan en los valores conocidos por comerciales y estimaciones de los modelos asistidos por ordenador.

Estos datos se recopilan en tabla 13. Recuerde que, para algunos elementos, la masa de los componentes reales se reduce a la mitad debido a consideraciones de simetría.

m_{pod} [kg]	95 kg
$m_{pod,medio}$ [kg]	4.5 kg
$m_{pod,inferior}$ [kg]	3.25 kg
$I_{pod,inferior}$ [kgm ²]	3 kgm ²
$l_{frontal}$ [m]	1.4 m
$l_{trasera}$ [m]	0.6 m
l_w [m]	0.12 m

$r_{superior}$ [m]	0.114 m
$r_{inferior}$ [m]	0.038 m
$m_{pod,superior_f}$ [kg] $\left(\frac{l_{traseram_{pod}}}{(l_{frontal}+l_{traseram_{pod}})}\right)$	28.5 kg
$m_{pod,superior_b}$ [kg] $\left(\frac{l_{frontalm_{pod}}}{(l_{frontal}+l_{traseram_{pod}})}\right)$	66.5 kg
$k_{flexion}$ [N/m]	$4 \cdot 10^6$ N/m
k_{susp} [N/m]	$8 \cdot 10^5$ N/m
c_{susp} [Ns/m]	$5 \cdot 10^3$ Ns/m
$k_{superior}$ [N/m]	$2.5 \cdot 10^6$ N/m
$k_{inferior}$ [N/m]	$2 \cdot 10^6$ N/m

Tabla 13. Datos de entrada modelo vibraciones.

Observe que para el análisis preliminar y para controlar la posibilidad de evitar puntos problemáticos de la operación durante el funcionamiento (las frecuencias de la excitación que van de 0 hasta un valor máximo determinado por la velocidad máxima y la separación entre los boquetes en el carril), todos los parámetros se mantienen constantes. Esto no es estrictamente cierto para el material polimérico, cuya rigidez y parámetros de amortiguación varían con la frecuencia de excitación y la temperatura. Este comportamiento variable está incluido dentro de los valores determinados para un rango de frecuencias también incluido.

El caucho real será elegido para adaptarse a los requisitos de evitar las frecuencias naturales en lo que se considera la velocidad de diseño del prototipo (velocidad máxima).

2.3.2.4. RESPUESTA EN FRECUENCIA DEL SISTEMA.

Las ecuaciones diferenciales del sistema resultante se pueden solucionar en el dominio de la frecuencia simplemente asumiendo en la entrada una excitación armónica con frecuencia característica (iguales en todas las entradas). En estas circunstancias, la respuesta del sistema también es armónica. Esto permite el cálculo de las relaciones entre las amplitudes de la excitación de los grados de la libertad y las amplitudes de las entradas para cada frecuencia de la excitación, las llamadas funciones de la respuesta de frecuencia (FRF). También, la diferencia de la fase entre la entrada y la salida puede ser estimada. Estas funciones se muestran en la figura 33, figura 34, figura 35 y figura 36. En representaciones conocidas como diagramas de Bode.

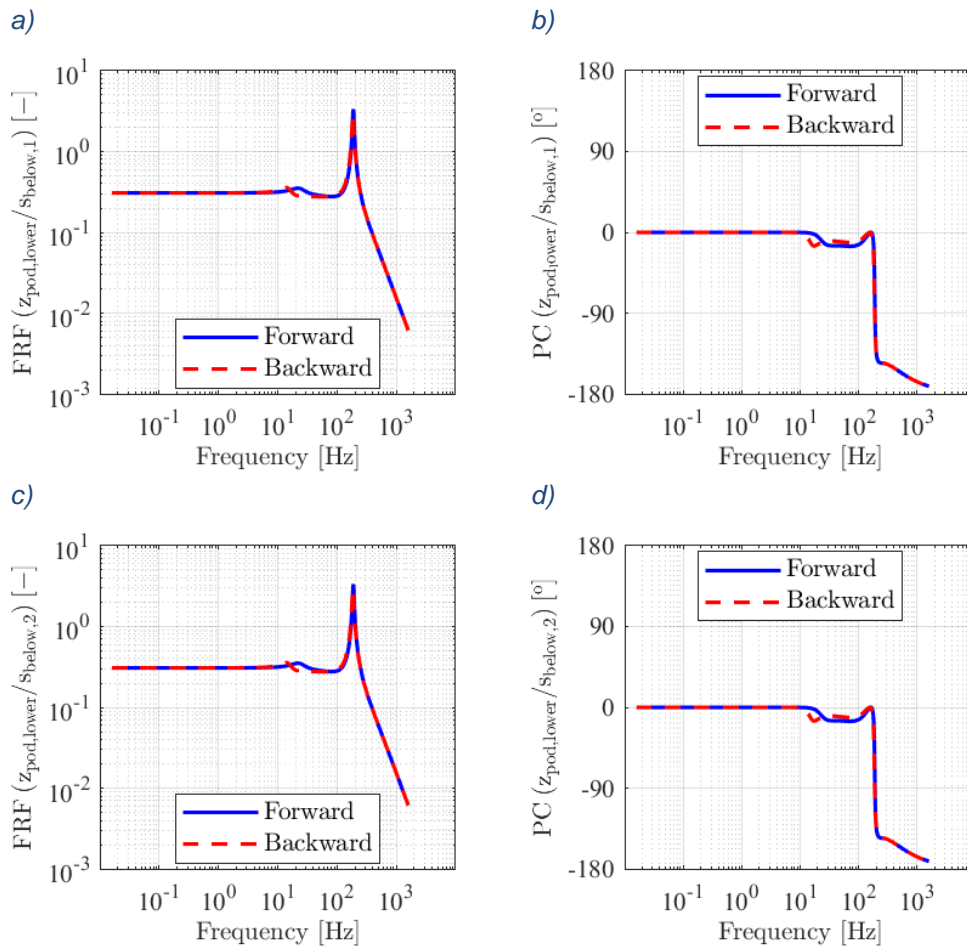
Los picos altos en las funciones de respuesta de frecuencia representan las frecuencias naturales amortiguadas en las que ocurre la resonancia y los picos bajos representan anti-resonancias. Los fenómenos de resonancia también pueden detectarse fácilmente cuando se producen cambios de fase de 180° (por ejemplo, en la figura 33 b) y d). Los fenómenos de anti-resonancia también se caracterizan por cambios de fase de 180° y si ese punto está cerca de una resonancia, pueden

presentarse cambios bruscos de fase de 360° (figura 34 b, d) y f). Un cambio repentino en la fase indica una vibración mal amortiguada, mientras que un cambio gradual significa una vibración amortiguada. Un cambio de fase de 180° es indicativo del hecho de que la vibración tiene lugar exactamente en la dirección opuesta a las oscilaciones de entrada.

Si el vehículo se perturba por tiempo prolongado con frecuencias cercanas a resonancias importantes (aquellas caracterizadas por valores de función de respuesta de alta frecuencia), la amplitud de oscilación de los grados de libertad será mayor a medida que transcurra el tiempo. En cuanto a las anti-resonancias, no son peligrosas por naturaleza.

Tenga en cuenta que el $\theta_{\text{Pod,bajo}}$ el grado de libertad no se ve afectado por la s_{inferior} debido a la asunción de pequeños desplazamientos. Esta es la razón para no representar la función de respuesta de frecuencia y el cambio de fase asociados con esta relación en la figura 26.

Debe tenerse cuidado con los valores de las funciones de respuesta de alta frecuencia de la $z_{\text{pod, inferior}}$ Y $\theta_{\text{pod, inferior}}$ al acercarse a la resonancia (figura 26 y figura 27).



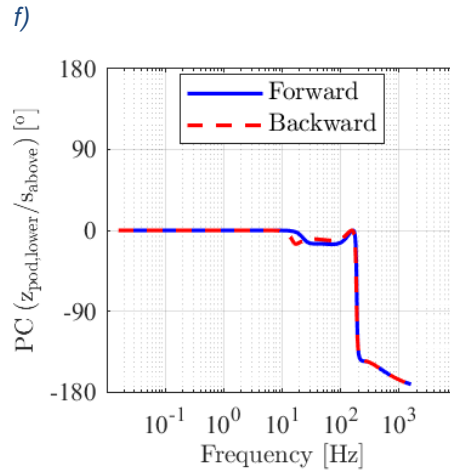
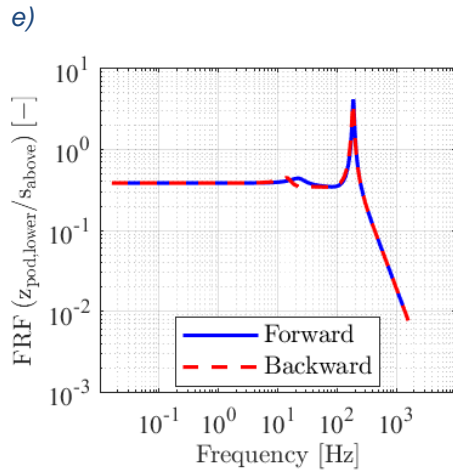


Ilustración 33. Diagramas de Bode; desplazamiento inferior del pod delante y detrás.
a),c) y e) respuesta en frecuencias b),d) y f), desfases

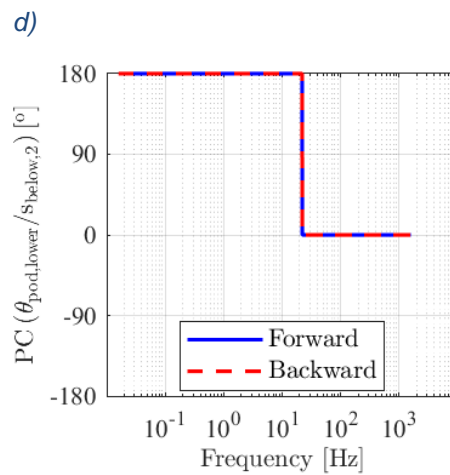
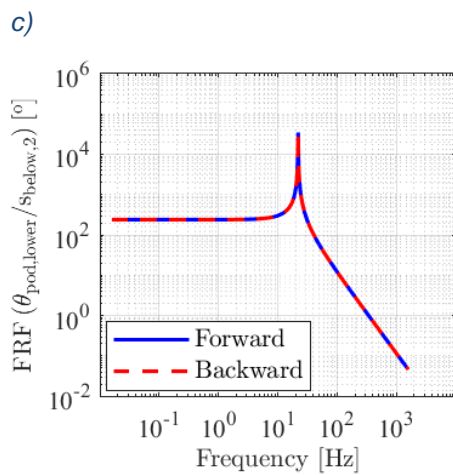
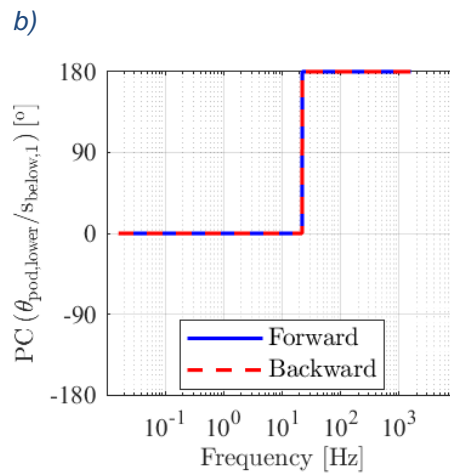
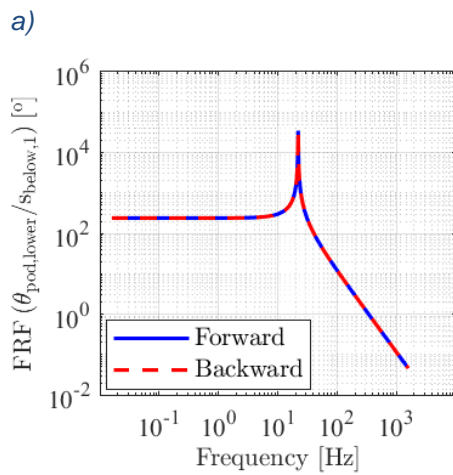


Ilustración 34. Diagramas de Bode; desplazamiento angular inferior del pod delante y detrás.
a),c) y e) respuesta en frecuencias b),d) y f), desfases

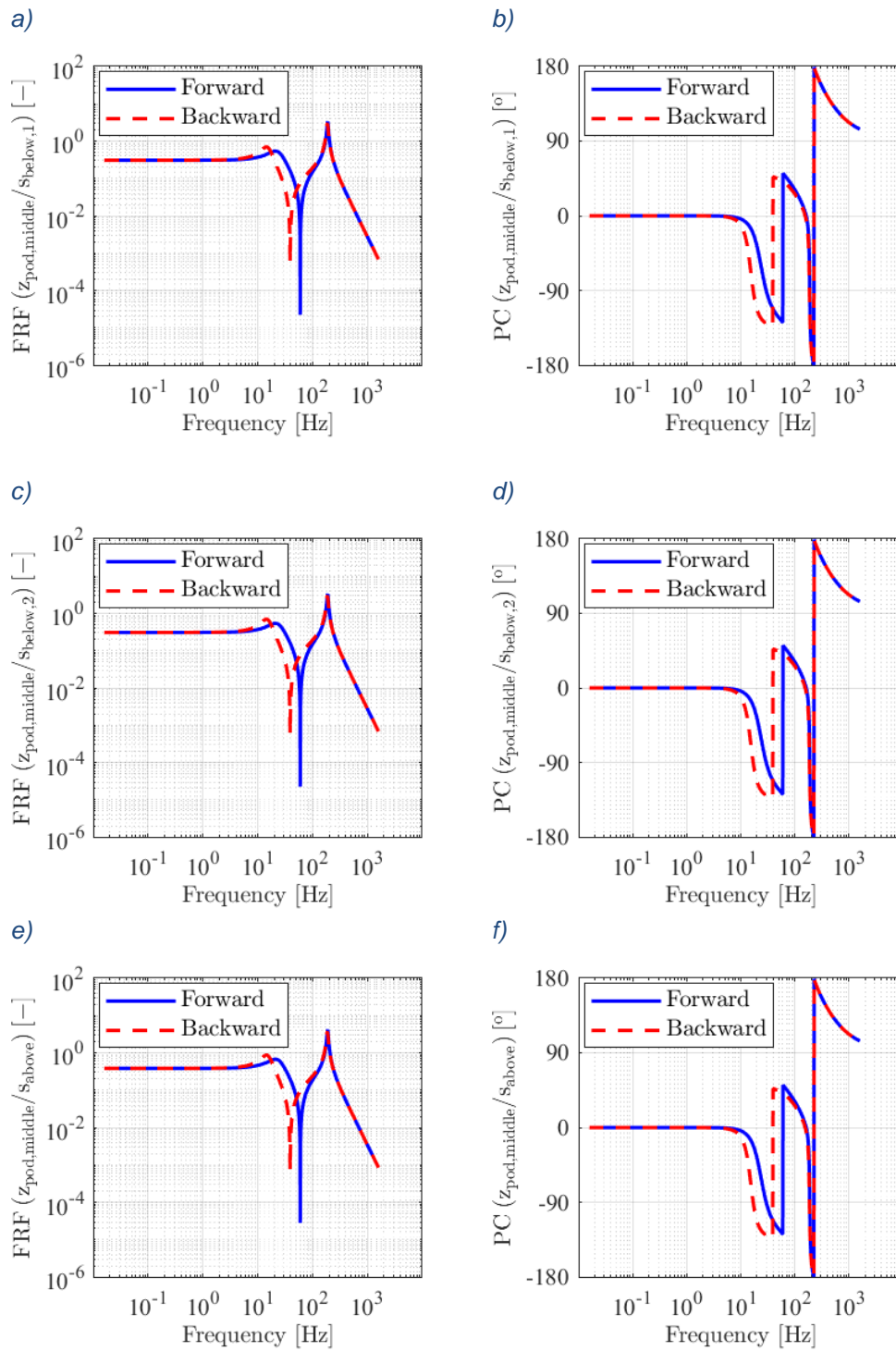


Ilustración 35. Diagramas de Bode; desplazamiento medio del pod delante y detrás. a), c) y e) respuesta en frecuencias b), d) y f), desfases

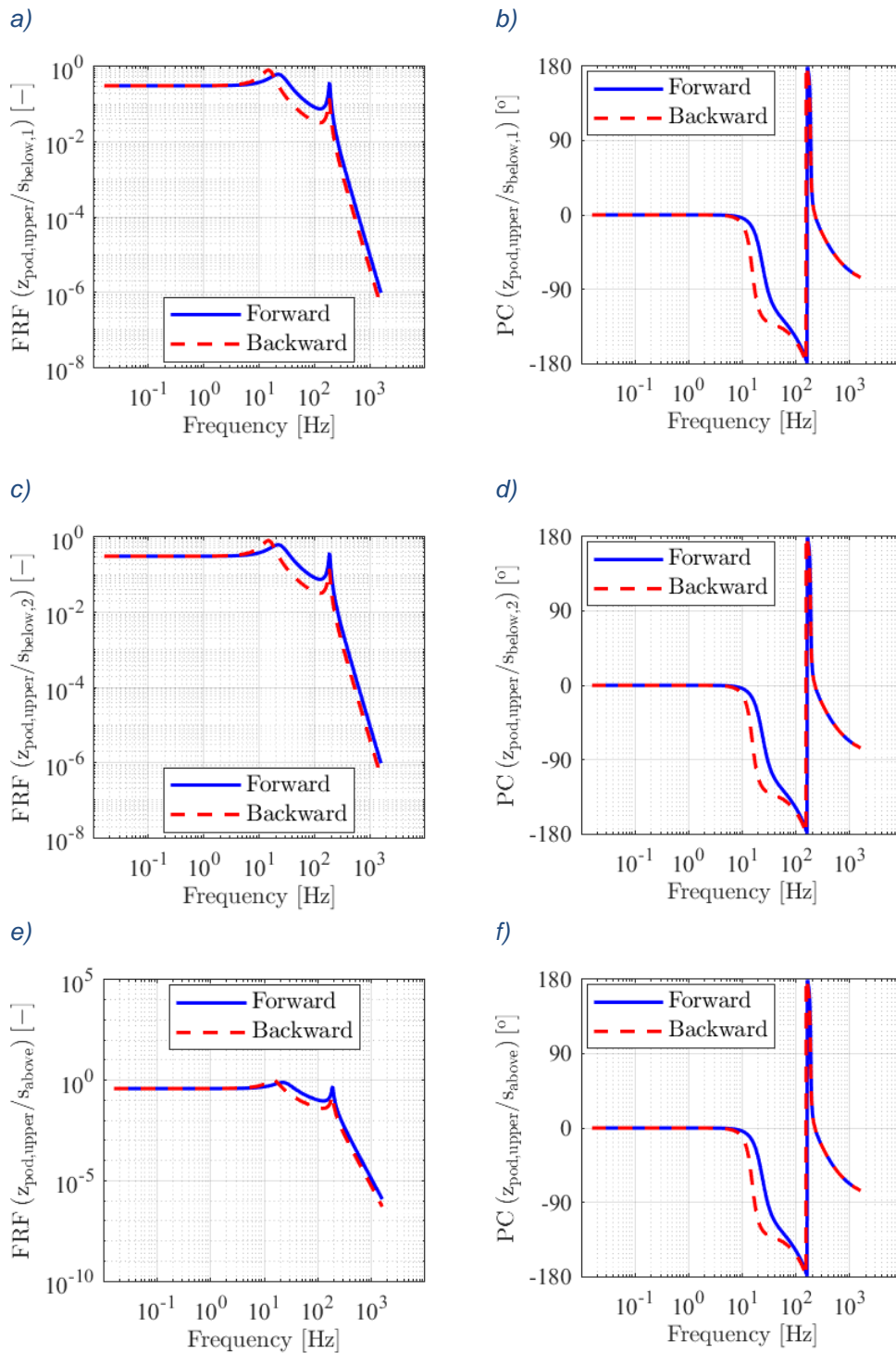


Ilustración 36. Diagramas de Bode; desplazamiento superior del pod delante y detrás. a),c) y e) respuesta en frecuencias b),d) y f), desfases

No obstante, el análisis anterior es válido para una determinada frecuencia. En un funcionamiento de la aceleración-desaceleración con los huecos, probablemente distribuidos de una manera uniforme a lo largo del rail, como entradas, la frecuencia varía constantemente con la velocidad del vehículo. La frecuencia de excitación para el funcionamiento nominal varía como se muestra en la figura 37.

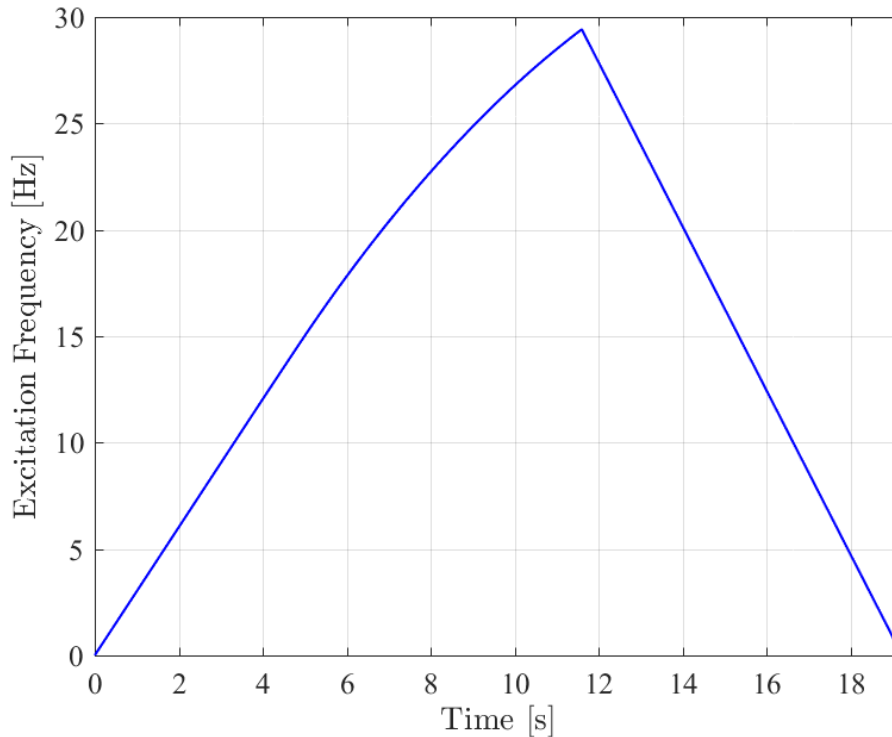


Ilustración 37. Cambio de la frecuencia en función del tiempo

La información que surge de los diagramas de Bode en términos de frecuencias naturales se puede recoger de una manera más fácil de usar con los llamados diagramas de Campbell, a menudo utilizados en el diseño turbo maquinaria. El diagrama de Campbell correspondiente a la operación del vehículo se representa en la figura 38.

El vehículo está sujeto a un primer armónico. Este armónico reflejaría la existencia de las brechas conocidas y, por lo tanto, se debe hacer hincapié en él. Los armónicos subsecuentes serían múltiplos del primero. Físicamente, esto significaría brechas uniformemente distribuidas que puedan existir. La frecuencia asociada con esta brecha uniformemente localizada sería proporcional a la velocidad. La idea principal del diagrama de Campbell es representar estos armónicos junto con las frecuencias naturales del pod para detectar puntos de operación conflictivos. También ayuda a diseñar el funcionamiento del vehículo, con el fin de evitar problemas cuando se ejecuta a velocidades de crucero.

No hay peligro en cruzar los puntos conflictivos si esto se hace lo suficientemente rápido, de manera que las vibraciones no se estabilicen. Como el perfil de la misión para la competencia es completamente transitorio, este problema no existirá, y los problemas de resonancia serán disminuidos. Sin embargo, se debe elegir un caso de diseño. En este caso, la referencia del diseño se considera en la velocidad máxima, significando que el vehículo funcionaría a tal velocidad durante tiempos largos en una fase supuesta del crucero.

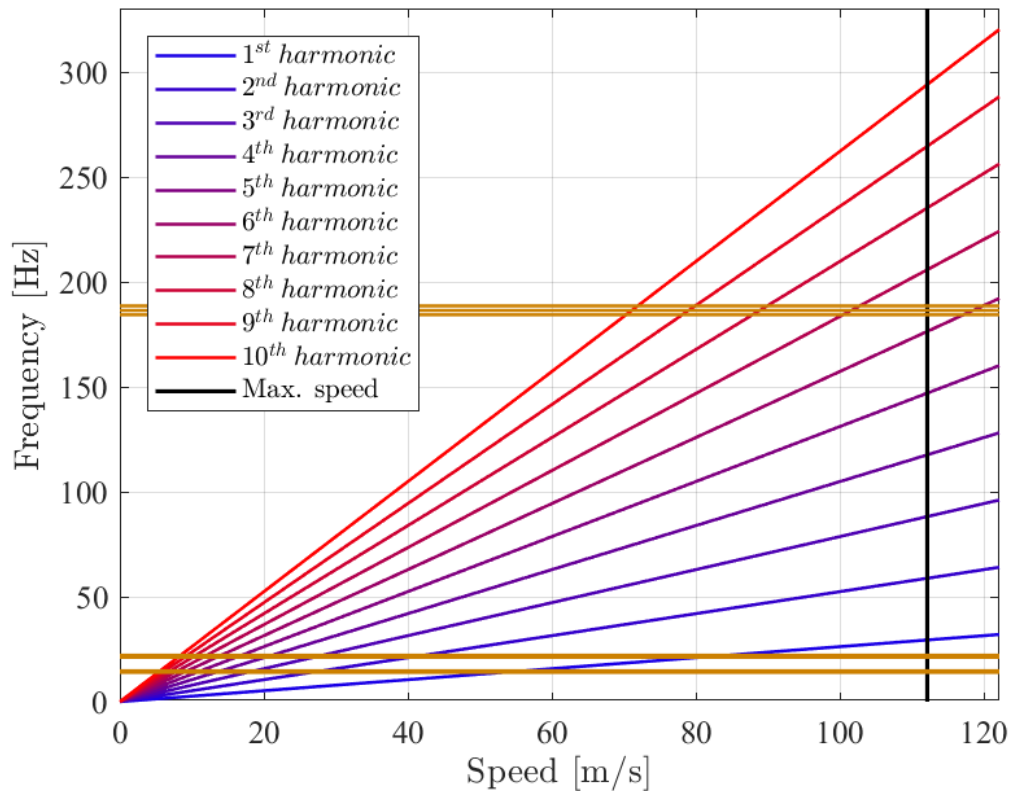


Ilustración 38. Diagrama de Campbell.

Como se puede ver en la figura 38, hay dos puntos conflictivos con el primer armónico (vibraciones debido a los agujeros conocidos). Estos puntos conflictivos están lejos del punto de diseño (velocidad máxima), lo que significa que el diseño podría considerarse exitoso. La observación adicional junto con diagramas de Bode conduce al hecho de que ambos puntos que están en conflicto no corresponden a la mayoría referentes a amplitudes en las funciones de la respuesta de frecuencia ($z_{\text{pod inferior}}$ Y $\theta_{\text{pod, inferior}}$), sino a otras amplitudes menos importantes.

2.3.1.5. RESPUESTA TEMPORAL DEL SISTEMA.

A medida que la frecuencia de excitación cambia con la velocidad del vehículo, es en el dominio temporal donde la respuesta real de los grados de libertad Pod podría ser calculada. Además, los desplazamientos debido a términos no-conservadores con excepción de la gravedad, como fuerzas aerodinámicas (dependiente en velocidad) y fuerzas de inercia (dependiente en la aceleración), podían ser considerados.

Para resolver en el dominio del tiempo, los métodos numéricos de la integración del tiempo se aplican con la suficiente resolución del tiempo para capturar las vibraciones que ocurren en épocas extremadamente cortas. Como el paso de tiempo necesario para detectar todas esas desviaciones es muy pequeño, el uso de un método de integración de alta orden como una integración de Runge-Kutta de cuatro pasos o un método de predictor-corrector Adams-Bashforth sólo agregaría tiempo de cálculo adicional. Por esta razón, se elige un método de integración de Euler más simple y explícito, proporcionando un buen equilibrio entre el tiempo de cálculo y la precisión. Sin embargo, se debe tener cuidado cuando se simulan tiempos largos

de funcionamiento del pod, ya que el error se propaga más rápido a medida que transcurre el tiempo con la aplicación de este método. Llevado al extremo, esta acumulación de errores causará una divergencia. Si esto sucede, el paso del tiempo debe reducirse. El método se mejorará considerando un lapso adaptativo.

Algunas entradas de las ruedas están representadas contra el tiempo en la figura 39.

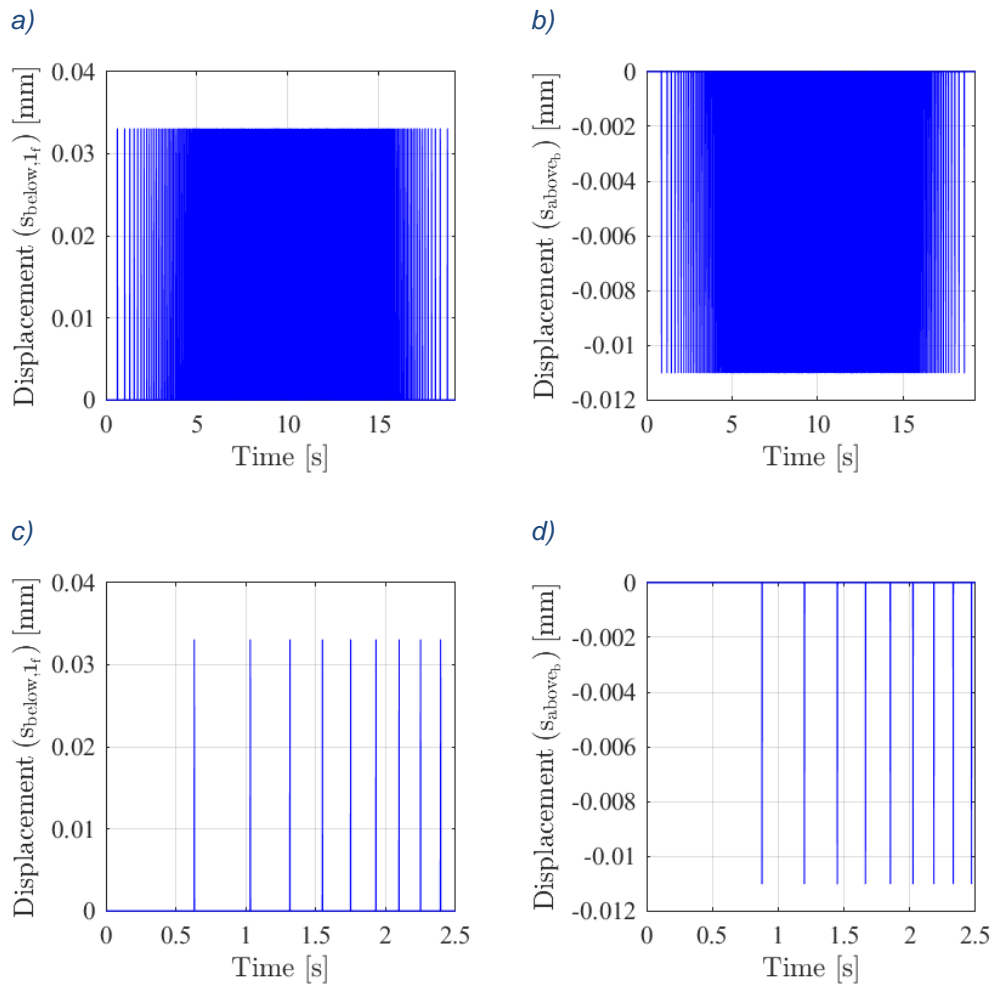


Ilustración 39. Entradas de excitación: a) $S_{inferior, 1F}$, b) $S_{inferior, 2B}$, c) $S_{inferior, 1F}$ zoom y d) $S_{inferior, 2B}$, Zoom

Dependiendo de la ubicación longitudinal de la rueda, la entrada se recibirá con un offset de tiempo. De esta manera, la primera rueda delantera por debajo de la brida del rail sería la primera en recibir los orificios, seguida por la rueda superior delantera y continuada por la segunda rueda delantera debajo de la brida superior del rail. Después de eso, el sistema de tracción trasera recibiría los vacíos en un orden análogo al sistema frontal. Este hecho se puede ver en la figura 39.

Nota de la figura 39 que, la entrada que actúa sobre las ruedas sobre el rail es negativa y la entrada que actúa sobre las ruedas debajo de la brida superior del rail es positiva. Además, es perceptible que a medida que sube la velocidad y, por lo tanto, aumenta la frecuencia, las desviaciones causadas por las brechas se acercan entre sí.

Es también notable que la amplitud de las vibraciones es dramáticamente baja puesto que el diámetro de las ruedas es considerablemente más alto que el tamaño característico de Gap. Esta amplitud aumenta con el diámetro de la rueda decreciente hasta el valor límite correspondiente a h (1,016 mm).

Las respuestas obtenidas para los sistemas de tracción delantera y trasera están representadas en la figura 40.

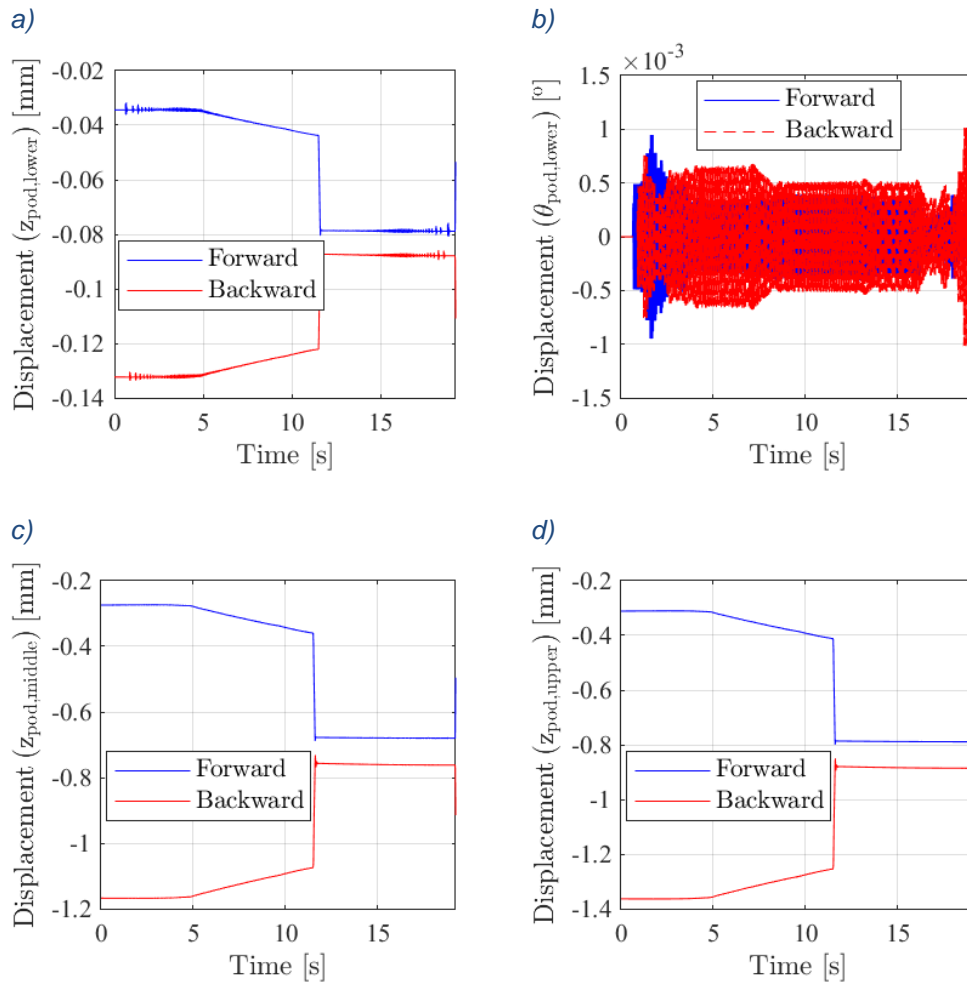


Ilustración 40. Respuesta de tiempo del sistema de tracción delantera y trasera: a) $de_{pod, inferior}$, b) $l_{pod, inferior}$, c) $de_{pod, medio}$ y d) $z_{pod, superior}$.

Estas respuestas no sólo responden a la respuesta vibracional sino también a los efectos gravitacionales, aerodinámicos e inerciales, siendo los desplazamientos con respecto a un sistema estático de gravedad cero. Un cambio del sistema de referencia podría hacerse fácilmente si se desean desplazamientos con respecto a las condiciones estáticas de equilibrio.

De los gráficos anteriores, se puede ver que los efectos vibracionales son de menor orden de magnitud que los efectos inerciales. Es sólo para $z_{pod, inferior}$ esa respuesta vibracional es notable. Otra conclusión es que la posición angular de la parte inferior de los sistemas de tracción ($\theta_{pod, inferior}$) es independiente de los efectos inerciales y aerodinámicos, siendo sólo afectados por las vibraciones. La contribución aerodinámica es también insignificante, pues se caracteriza por órdenes bajas de la magnitud bajo atmósferas de la presión baja.

La inclinación general de la vaina y el desplazamiento vertical están representados en la figura 41.

Los resultados obtenidos conducen a la conclusión de que la hipótesis de efectos de pitch insignificantes fue adecuada para la aplicación. Debido a que las variaciones de cabeceo del vehículo, debido a los efectos vibracionales son insignificantes, los sistemas de tracción delantera y trasera podrían considerarse desacoplados. Esto significa que una vibración en el sistema trasero no afectará eficazmente a los desplazamientos del sistema frontal.

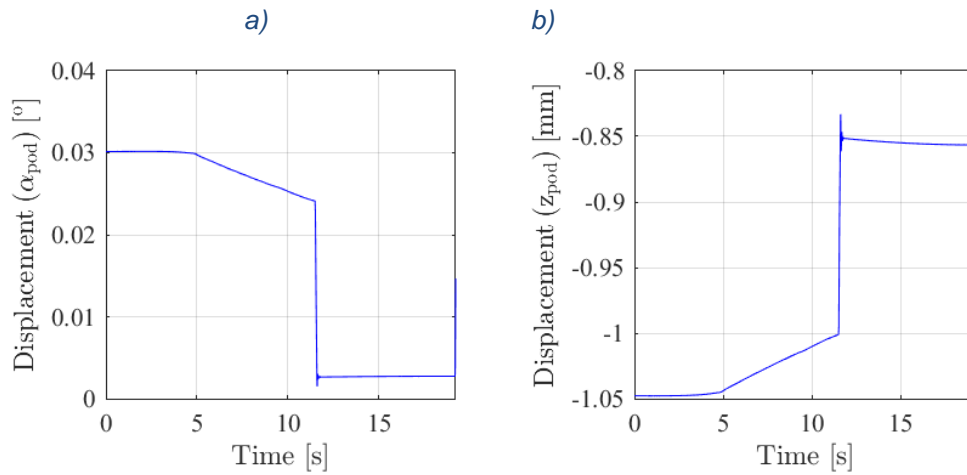


Ilustración 41. Respuesta global del tiempo del pod: a) α_{pod} and b) z_{pod} .

3. DISEÑO Y ANÁLISIS DEL CHASIS DE LA ESTRUCTURA.

3.1. PROCESO EMPLEADO.

El diseño del chasis de la estructura se basaba en tres propósitos esenciales: simplicidad, resistencia y reducción del peso.

Por esa misma razón se eligió uno de los perfiles normalizados más resistentes por geometría, el tubo redondo hueco.

Se estudiaron diversos materiales entre los que trabajar, acero, aluminio y fibra de carbono. De todos el más simple de conseguir y con mejor relación peso/resistencia era el aluminio.

Con estos datos se estableció que por seguridad se diseñaría una estructura de las dimensiones máximas permitidas por SpaceX que son 3 metros. Posteriormente si el tubo se dimensionaba para estas condiciones, al reducir la longitud no tendríamos problemas de resistencia.

El primer diseño era una estructura soldada sin tramos rectos. Este diseño se puede ver en la Ilustración 14.

Una vez validado el concepto por SpaceX se mejoró el diseño pensando en su fabricación.

Por parte del estudio de resistencia del chasis, el diseño final se debe calcular de forma que el número de nodos empleados sea pequeño, ya que este modelo será incluido posteriormente en un modelo global más grande, que debe ser ágil y permitir que se valide de forma casi instantánea ante cambios en las condiciones de contorno. Los estudios realizados al chasis son un caso estático de carga bajo condición de apoyo sobre las ruedas, aceleración y frenada.

A parte de eso se van a estudiar las frecuencias naturales del chasis tanto restringido como sin restringir desplazamientos. Esto a parte de un chequeo para comprobar que no hay elementos sueltos se puede utilizar como estimación ya que los apoyos no están totalmente definidos.

3.2. DISEÑO FINAL Y CONSULTA FABRICACIÓN.

Con el planteamiento de concepto que se planteó el siguiente paso, hablar y reunirse con las personas encargadas de fabricar el perfil, doblarlo y soldarlo. En base a sus anotaciones se extrajo información relevante y notas bastantes concretas.

El material empleado por disponibilidad fue el aluminio 6061. Por la facilidad de fabricar perfiles de extrusión que tiene, este dato se puede observar en la siguiente tabla extraída de documentación facilitada por Alustock.

ALEACIÓN	ÍNDICE DE EXTRUSIONABILIDAD
EN AW 1080	160%
EN AW 1050	135%
EN AW 1200	135%
EN AW 3003	120%
EN AW 6060/6063	100%
EN AW 6082	60%
EN AW 2011	35%
EN AW 5086	25%
EN AW 2014	20%
EN AW 5083	20%
EN AW 2024	15%
EN AW 7075	10%

Tabla 14. Extrusionabilidad del aluminio.

El problema de este material es que la pultrusión de esta aleación tiene un límite plástico bastante bajo, de 55 MPa. La recomendación de Alustock fue tratarla con un tratamiento térmico T6, ya que el material es térmicamente tratable como se puede observar en la imagen 42. Esto deja el material en 276 MPa de límite elástico.

_ALEACIONES BLANDAS | Poco cargadas con elementos de adición:

No tratables térmicamente:

- Aluminio puro: 1050, 1060, 1080, 1100, 1200, 1260, 1350
- Aluminio-Manganeso: 3003, 3004, 3005, 3103, 3105

Tratables térmicamente:

- Aluminio-Magnesio-Silicio: 6005, 6060, 6061, 6063, 6101, 6106, 6082

_ALEACIONES SEMIDURAS

No tratables térmicamente:

- Aluminio-Magnesio (+/- 3 %): 5005, 5050, 5251, 5052, 5754

Tratables térmicamente:

- Aluminio-Zinc: 7003, 7020

_ALEACIONES DURAS

No tratables térmicamente:

- Aluminio-Magnesio (+/- 3,5%): 5086, 5083, 5056

Tratables térmicamente:

- Aluminio-Cobre-Magnesio: 2014, 2017, 2024
- Aluminio-Zinc-Magnesio-Cobre: 7049, 7075

Ilustración 42. Tabla de aleaciones con posibilidad de tratamiento térmico.

Uno de los puntos más conflictivos fue encontrar una dobladora de tubos, la empresa encargada de doblar los tubos nos dijo que podía doblar y soldar el aluminio. Respecto a la soldadura no dio ningún problema, la soldadura empleada es una soldadura de hilo continuo de aporte TIG con canto de perfil en V y asegurando penetración total del material de aporte.

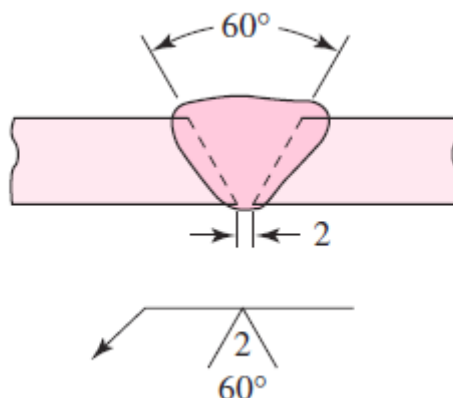


Ilustración 43. Tipología de soldadura del chasis

No hay mucha información sobre la reducción de resistencia del aluminio 6061-T6, después de investigar diversos ensayos, se encontró un documento de la empresa AlcoTec en la cual para este tipo de soldadura en el aluminio 6061-T6 el límite elástico del material se reducía un 0.475 y la parte contigua afectada térmicamente tenía un límite de $0.7 \cdot S_y$. Estos parámetros se aplicaron como condición al análisis.

El método de fabricación se ideó para reducir lo máximo posible el número de soldaduras. En la siguiente imagen mostramos un plano donde se ubican las soldaduras y los ángulos de doblado.

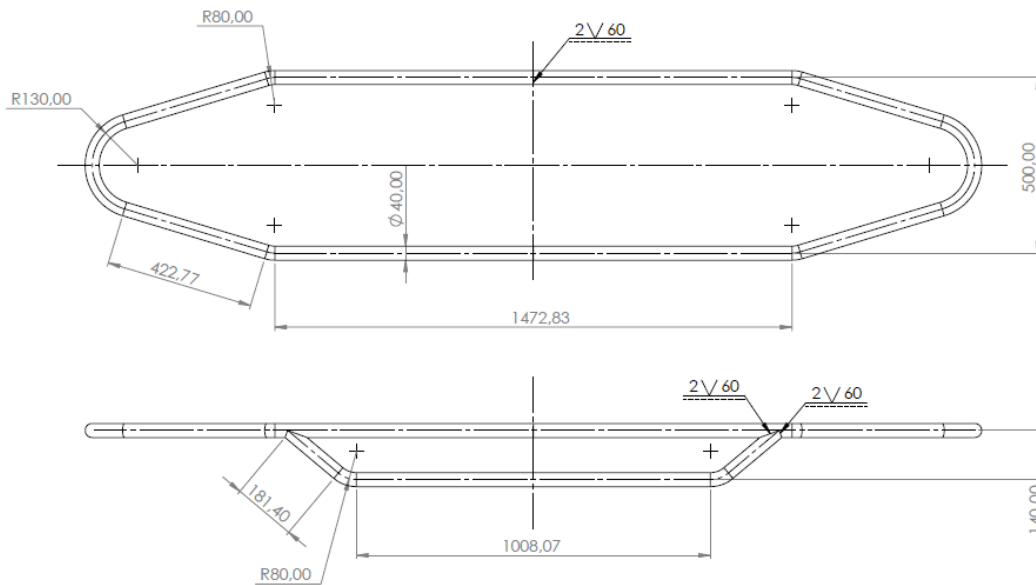


Ilustración 44. Planos del bastidor.

Como se observa en el plano la parte superior se fabrica con una única soldadura en el centro de la estructura. Los tubos inferiores se conectan por cada extremo con el mismo tipo de soldadura. En total encontramos 5 soldaduras en la estructura. El diseño final del chasis lo podemos ver en la imagen siguiente:

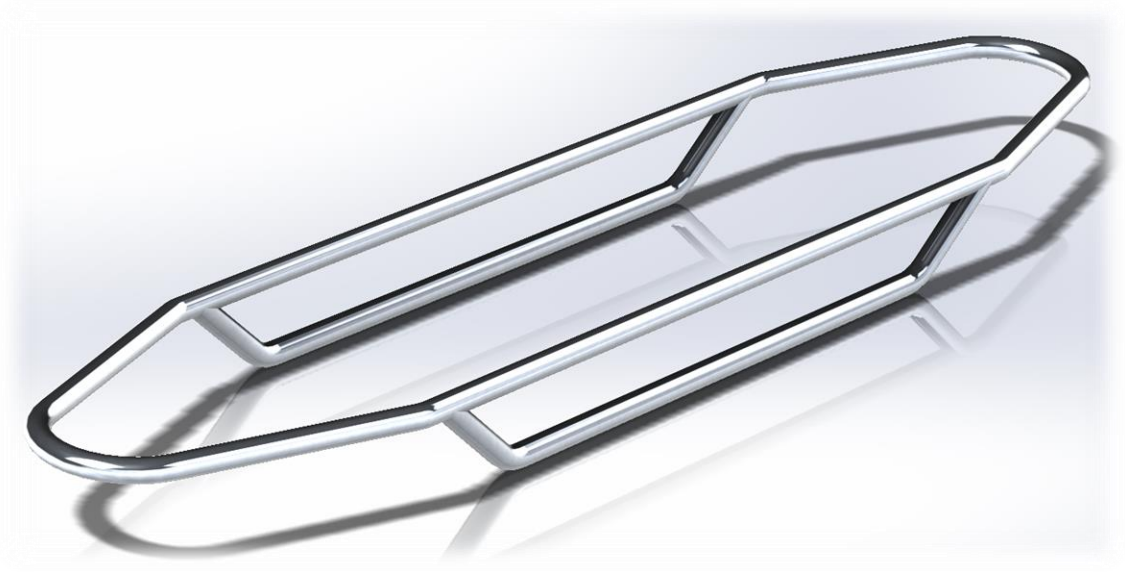


Ilustración 45. vista realista del bastidor.

3.3. ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL ELÁSTICO.

3.3.1. BASE TEÓRICA Y OBJETIVOS

Las ecuaciones que definen el problema elástico no tienen solución analítica para los problemas reales. Para resolver estas ecuaciones diferenciales podemos usar el método variacional, que minimiza el problema. El método de los elementos finitos puede considerarse como un método variacional, basado en la teoría de Rayleigh-Ritz.

El método de Rayleigh-Ritz explica que una estructura compuesta puede representarse como un número finito de grados de libertad, estos gdl son los desplazamientos de cada uno del punto de un volumen continuo. A todo esto, hay que decir que la solución por Rayleigh-Ritz no es exacta, pero es más precisa a medida que se utilizan más gdl.

El procedimiento para problemas de equilibrio o estáticos, considerando el principio de la energía potencial mínima es el siguiente:

Consideramos un cuerpo elástico, en donde se desean calcular los desplazamientos y tensiones causados por las fuerzas aplicadas. El desplazamiento de un punto se define por u , v y w , y cada campo está definido por una serie, cuyo término típico es una función de las coordenadas, $f_i = f_i(x, y, z)$, multiplicado por la amplitud a_i . Estas amplitudes se denominan coordenadas generalizadas.

$$u = \sum_{i=1}^l a_i f_i ; \quad v = \sum_{i=1}^m a_i f_i ; \quad w = \sum_{i=1}^n a_i f_i$$

Cada una de las funciones anteriores de ser admisible, es decir, cumplir las condiciones de contorno. Los grados de libertad son las n amplitudes de a_i . En el caso elástico se pueden determinar sustituyendo en la energía potencial total el campo de desplazamientos exacto por el aproximado. De acuerdo con el principio de energía potencial total, la configuración de equilibrio se define por las n ecuaciones algebraicas.

$$\frac{\partial \Pi_p}{\partial a_i} = 0$$

Donde $i = 1, 2, \dots, n$

Después de resolver los valores de a_i , y sustituirlos en las funciones de los campos de desplazamiento quedan totalmente definidas. Derivando estos campos de desplazamiento se obtienen las deformaciones y por la relación de estas con las tensiones se obtienen las tensiones.

Una solución de Rayleigh-Ritz es más rígida que la exacta. Esto sucede ya que solo se le permite deformar matemáticamente al sistema según las formas que se pueden describir mediante una combinación de las funciones presentes en el campo de desplazamientos. De esta manera, la correcta de deformación queda excluida a no ser que el campo de desplazamiento la contenga exactamente.

Considerando un cuerpo elástico sobre el que se aplica un conjunto de fuerzas definido por F . El trabajo W realizado por las fuerzas es $W = U^T \frac{F}{2}$. La solución aproximada da lugar a desplazamientos U tales que el trabajo es menor que su valor real, por la sobre rigidez del sistema.

Una vez explicada la teoría en la cual nos basamos para los cálculos realizados, el siguiente paso es explicar el objetivo concreto de este análisis.

Realmente analizar del chasis por separado del resto de estructura, formado por chasis y planchas de fibra de carbono, representa una complejidad adicional. Pero uno de los requisitos de SpaceX es que cada de los elementos considerados estructurales se evalúen por separado con un coeficiente de seguridad.

Por tanto, aparte de normativo este análisis nos permite dimensionar el espesor del chasis de forma que lo podemos dimensionar para aguantar los distintos casos de carga independientemente de introducir las planchas.

3.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO

En el modelo empleado para el análisis del bastidor se han estudiado tres casos de carga. El caso estático, el caso de aceleración y el de frenada. Para los estudios de estos casos el modelo ha sido el mismo ya que lo unió que cambiaba eran las condiciones de contorno.

3.3.2.1. ELEMENTOS DEL MODELO GENERAL

El modelo tiene un único elemento modelado que es el bastidor del chasis, este está mallado con elementos planos cuadrados cuadráticos (con 8 nodos), en el lenguaje NASTRAN 'QUAD8', se han empleado estos elementos en vez de los cuadriláteros lineales porque se adaptan mejor a la forma del bastidor. Los elementos triangulares planos tampoco se han empleado porque para un mismo orden de nodos, la cantidad de elementos aumentaba mucho y por tanto aumentaba la rigidez del modelo.

Otros elementos que se han incluido en el modelo, para poder representar correctamente las inercias y el peso global que debe soportar, estos elementos son las masas puntuales 'CONM2' las cuales están ubicadas en el centro de masas de los distintos componentes.

Para conectar las masas puntuales se han empleado elementos de una dimensión de rigidez infinita 'RBE2', estos trasladan el desplazamiento del nodo a los demás que estén conectados.

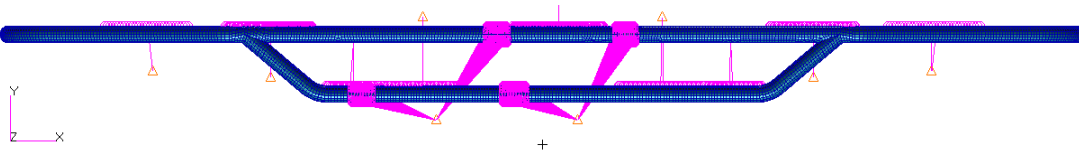


Ilustración 46. Vista lateral del modelo bastidor.

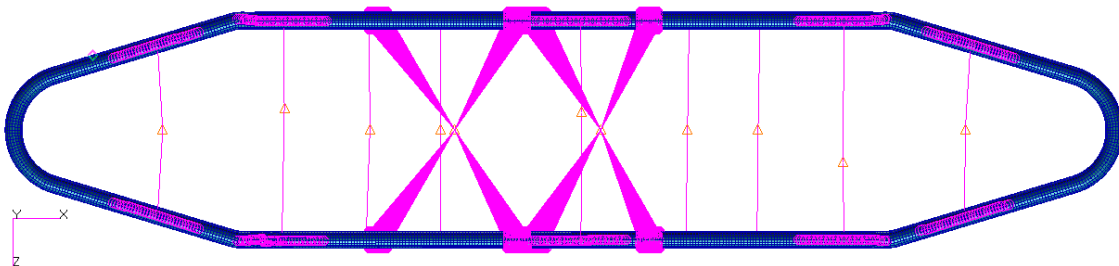


Ilustración 47. Vista planta del modelo bastidor.

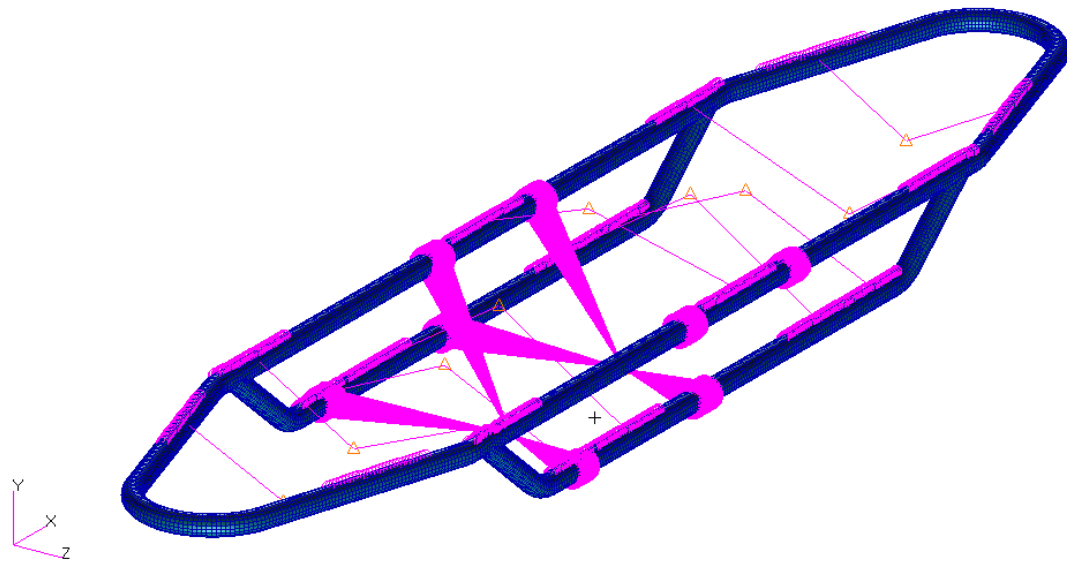


Ilustración 48. Vista isométrica del modelo bastidor

A continuación, se muestran dos tablas una con el contenido del modelo y otra con la masa empleada en los puntos concentrados.

TABLA DE CONTENIDO		
NODOS		66142
ELEMENTOS	Puntos de masa	11
	triangulares	12
	cuadriláteros	22031
MATERIAL		ALUMINIO 6061-T6
ESPESOR DEL MATERIAL		2.5 mm

Tabla 15. Tabla de contenido del modelo.

TABLA DE MASAS	
RUEDAS	5.0 Kg
MOTOR	15.0 Kg
NEUMATICA	14.0 Kg
BATERIA	30.0 Kg
DRIVER	12.0 Kg
FRENOS ELECTRICOS	9.0 Kg
FRENOS NEUMATICOS	6.0 Kg

Tabla 16. Tabla de masas incluidas en el modelo.

Para dar un modelo como valido hay que pasar unos chequeos necesarios que se resumen en la siguiente tabla.

TABLA DE VERIFICACIONES			
Verificar bordes libres	No se perciben bordes abiertos		OK
Verificar normales	Todas las normales de los elementos apuntan al exterior del cilindro		OK
Elementos duplicados	No hay elementos duplicados		OK
Nodos desconectados	No hay nodos desconectados		OK
Verificar masa	CAD = 164.8 Kg FEM = 159.8 Kg		OK
Aspect. Ratio	Max. = 5.0	3.81	OK
Warp angle	Max. = 0.05	0.002	OK
Skew angle	Min. = 30	62	OK
Taper	Max. = 0.5	0.2	OK

Tabla 17. Tabla de chequeos del modelo.

Un resumen del modelo empleado se puede ver en el anexo 4. Modelo bastidor chasis.

3.3.2.2. CASOS DE CARGA.

Como ya hemos comentado anteriormente se estudian tres casos de carga en los que se modifican únicamente las condiciones de contorno.

El primer caso de carga es el apoyo sobre las ruedas. En este las condiciones aplicadas son una condición de restricción es los 6 grados de libertad ubicados en el nodo correspondiente al centro de las ruedas. La tarjeta de NASTRAN empleada es un 'SPC1'.

Otra condición aplicada es la gravedad de 9.81 m/s^2 en el sentido negativo del eje Y. Ambas condiciones se pueden observar en la siguiente ilustración.

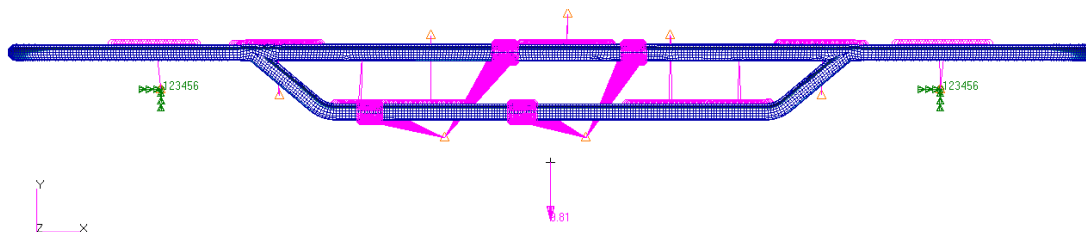


Ilustración 49. Vista del caso de carga de apoyo del modelo bastidor.

El segundo caso de carga considerado es la Aceleración, en esta condición se ha considerado también una restricción en las ruedas de todos los grados de libertad, porque el sistema de tracción se diseña para cumplir esa condición. Lo que si se ha modificado es que, a parte de la gravedad, se ha aplicado otra aceleración de 1.2 Gs con la misma tarjeta 'GRAV' pero en la dirección positiva del eje X.

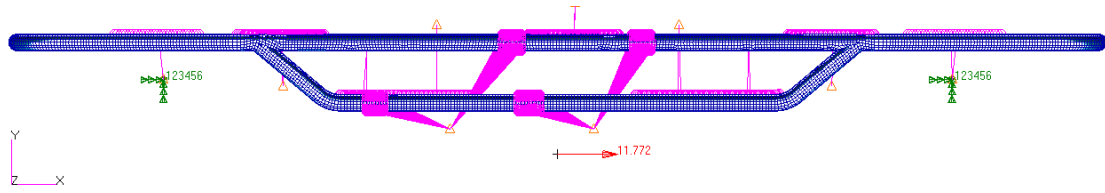


Ilustración 50. Vista del caso de aceleración del modelo bastidor.

El tercer y último caso de carga empleado es el de frenada, en este caso la condición de restricción de 6 grados de libertad se ha empleado en los puntos correspondientes al centro de las pastillas de freno. En este caso similar al caso anterior se ha aplicado una aceleración de 1.6 Gs en el sentido negativo del eje X.

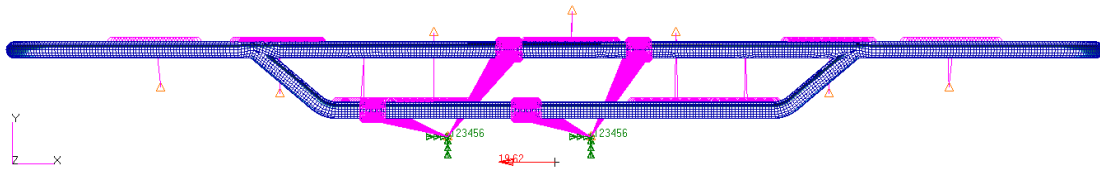


Ilustración 51. Vista del caso de aceleración del modelo bastidor.

Bajo estas condiciones estudiamos el comportamiento del bastidor del chasis en todas sus fases.

3.3.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Los resultados se van a dividir dependiendo el caso de carga estudiado y finalmente se extraerá un resumen y unas conclusiones a partir de los resultados.

3.3.3.1. RESULTADOS DEL APOYO SOBRE LAS RUEDAS

Lo primero que vamos a estudiar en los resultados es la forma de la deformada, para comprobar que tiene coherencia con las condiciones aplicadas y para hacernos una idea de los puntos más conflictivos.

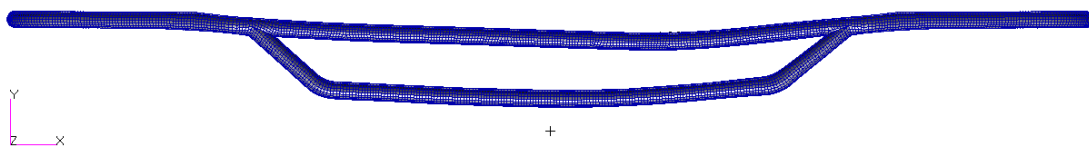


Ilustración 52. Vista lateral de deformación en condición de apoyo.

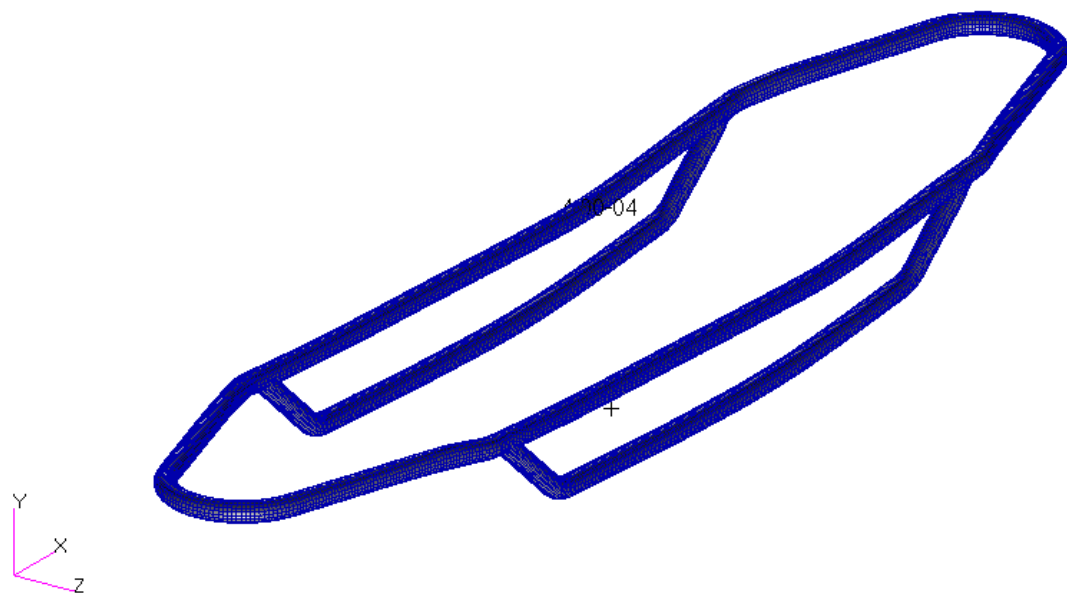


Ilustración 53. Vista isométrica de deformación en condición de apoyo.

Después del estudio de la deformada, sobre esta vamos a mostrar los desplazamientos.

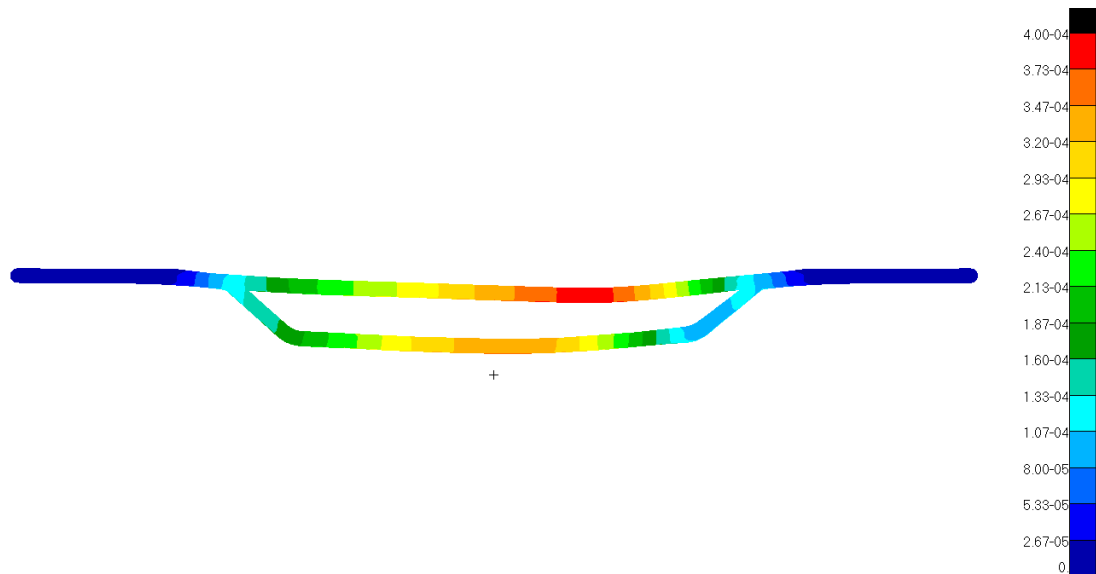


Ilustración 54. Vista lateral desplazamientos en condición de apoyo.

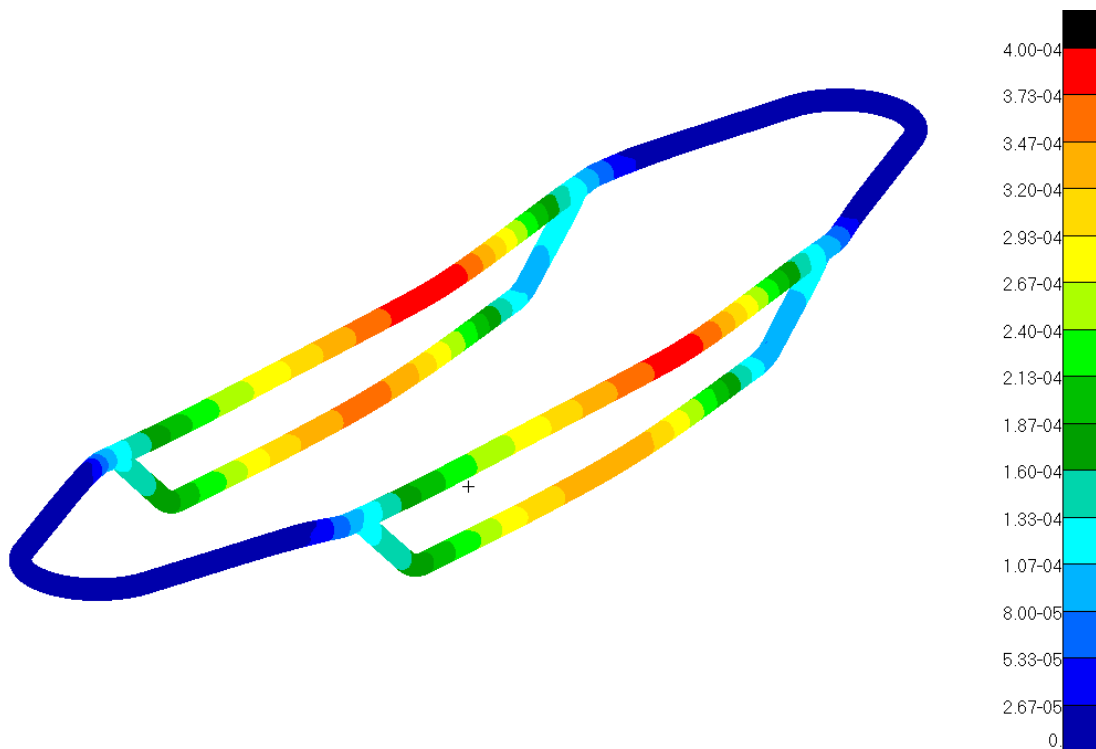


Ilustración 55. Vista isométrica de desplazamientos en condición de apoyo.

Como se puede observar en la visualización de los desplazamientos resultantes en los tres ejes, el más conflictivo y el más interesante para este ensayo es el correspondiente al eje Y.

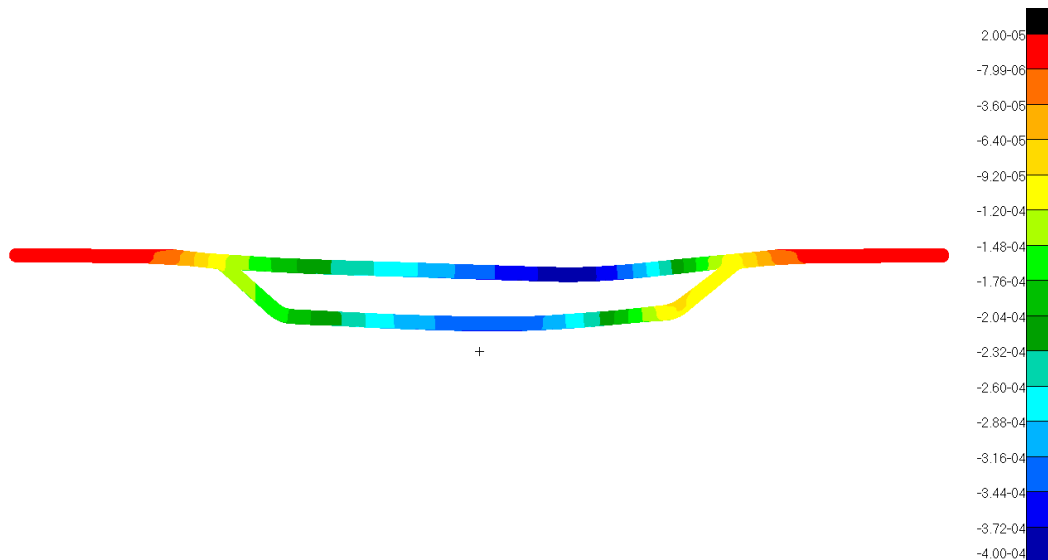


Ilustración 56. Vista lateral de componente Y de desplazamiento.

En la imagen vemos que la deformación en el eje y es casi la misma que la resultante. En este caso de carga vemos como los extremos suben 0.02 milímetros y el centro descende 0.4 milímetros.

Una vez vemos que los desplazamientos con de una escala pequeña continuamos con el estudio de las tensiones.

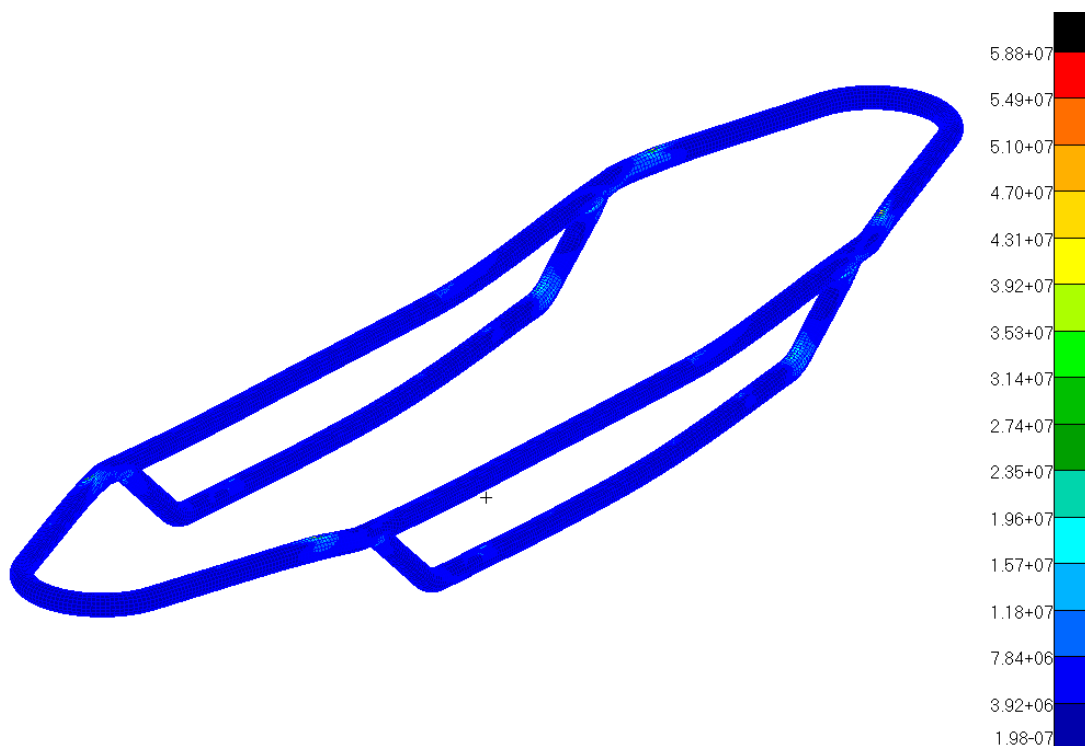


Ilustración 57. Vista isométrica de tensiones según von Mises

En la vista general de las tensiones se observa que los puntos más conflictivos con la parte superior del bastidor justo después de la unión con la parte inferior, en esos puntos se concentran 58.8 MPa que está bastante por debajo del límite elástico del material.

Otro punto que a pesar de no ser máximo es merecedor de estudio es la parte donde encontramos la soldadura. Como se observa en la siguiente imagen encontramos unos valores de en torno a 28.8 MPa en la zona de soldadura.

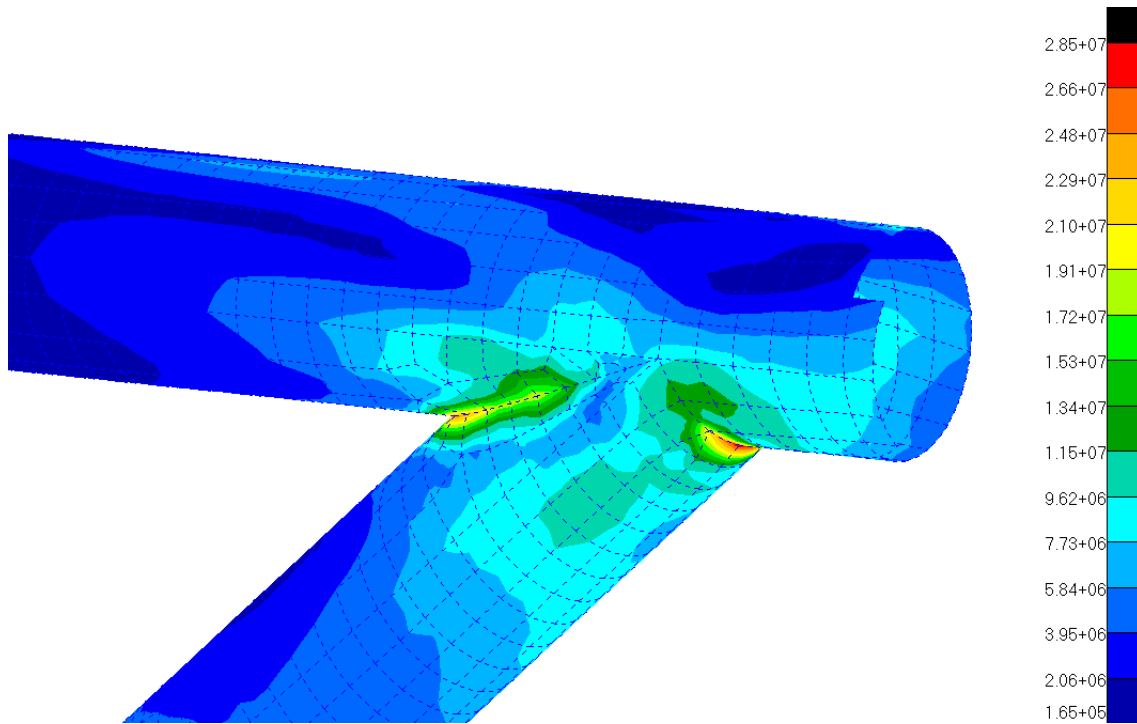


Ilustración 58. Vista de tensiones en la soldadura.

3.3.3.2. RESULTADOS DE ACELERACIÓN

Como en el primer caso empezamos observando las deformadas.

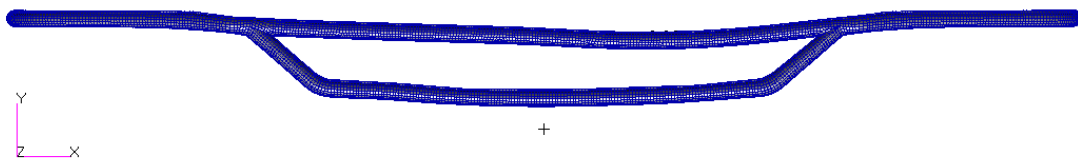


Ilustración 59. Vista lateral de la deformada

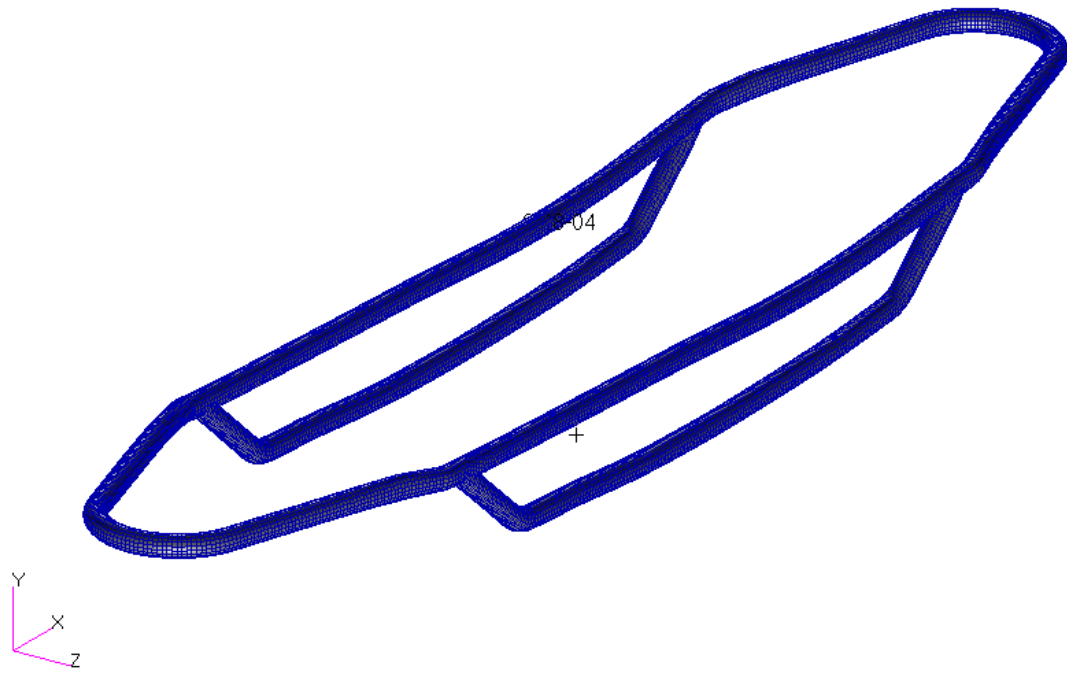


Ilustración 60. Vista isométrica de la deformada.

A primera vista, aunque parece que la deformada es más irregular que en el caso interior los valores máximos son menores, esto se observa mejor cuando se representan los desplazamientos.

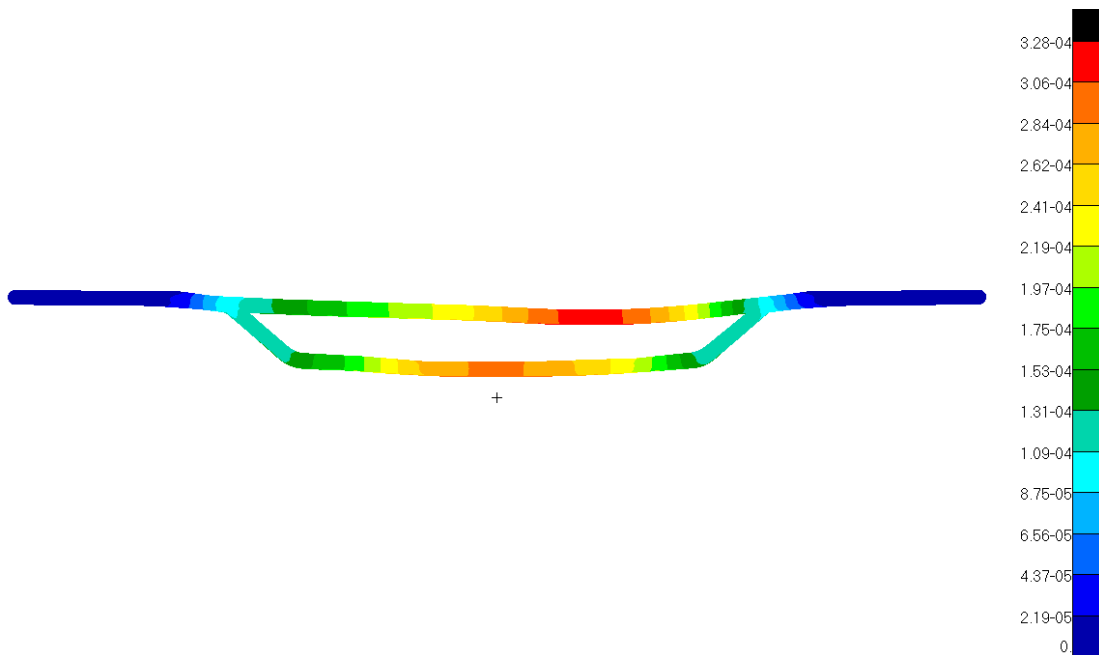


Ilustración 61. Vista lateral de desplazamientos.

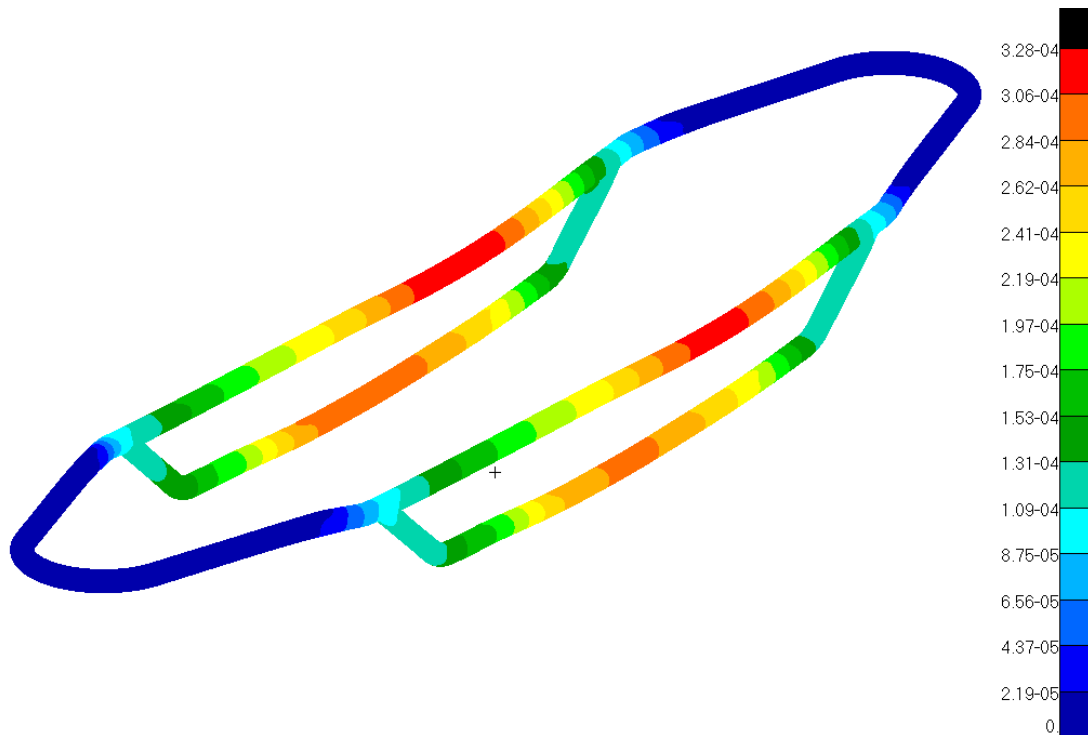


Ilustración 62. Vista isométrica de desplazamientos.

De la misma forma que ocurría con el caso de apoyo la deformada la podemos ver especialmente respecto al eje Y. En la siguiente imagen.

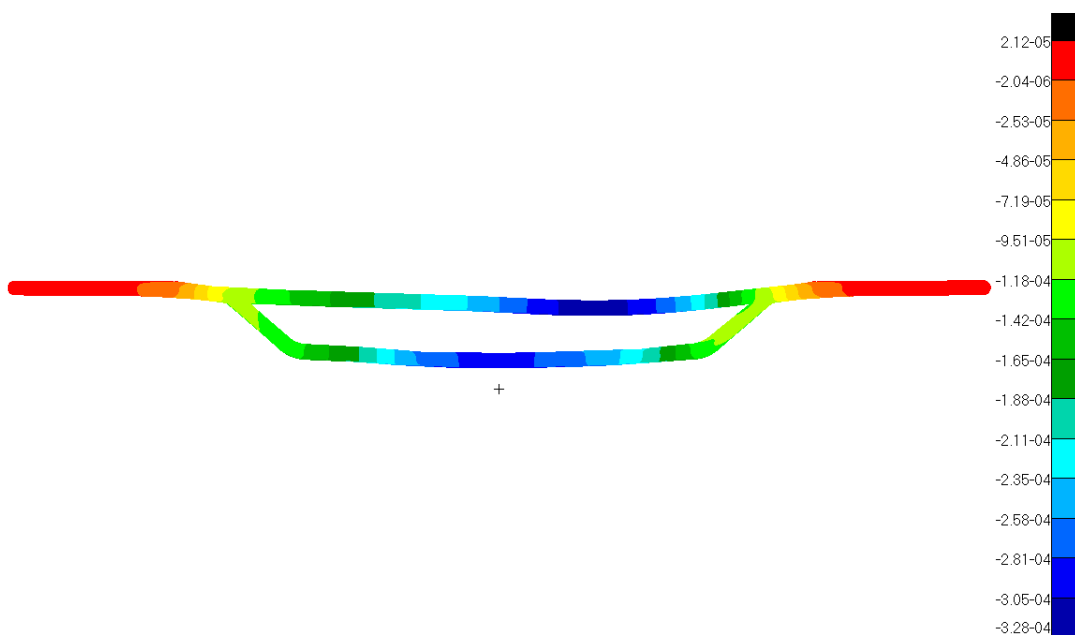


Ilustración 63. Vista lateral de desplazamientos en Y

Una vez se han representado las deformaciones y desplazamientos de nodos pasamos a estudiar las tensiones.

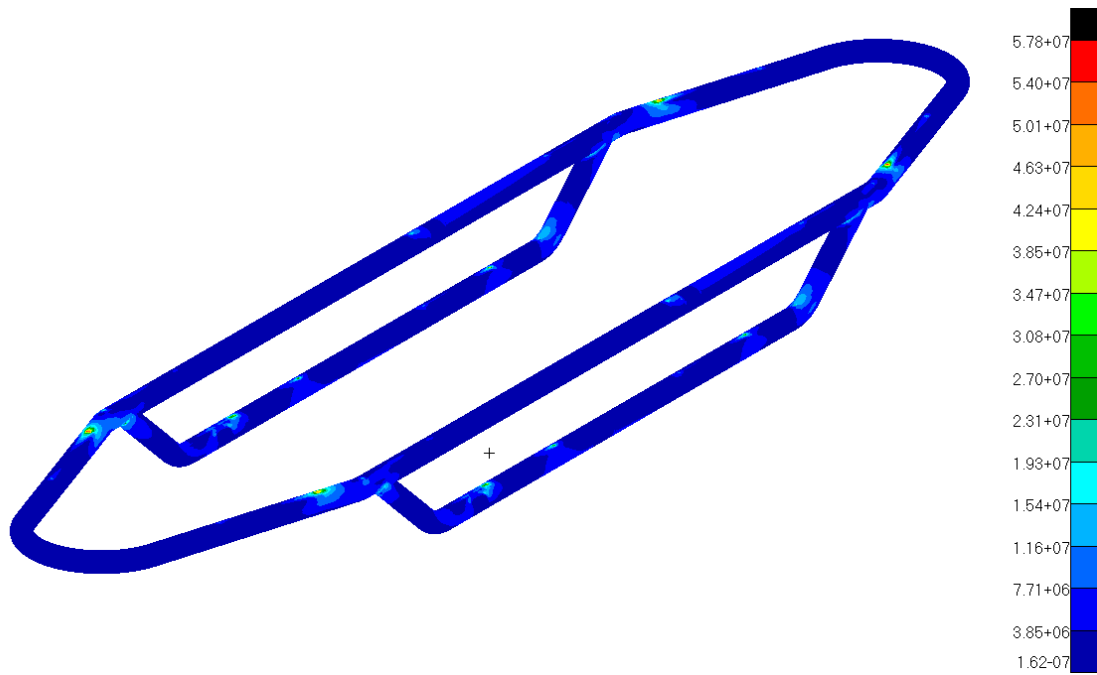


Ilustración 64. Vista isométrica de tensiones según von Mises.

Dado que como en el caso anterior, no hay ningún punto con una excesiva tensión, pasamos a estudiar el punto donde las propiedades del material se reducen como es el caso de la soldadura.

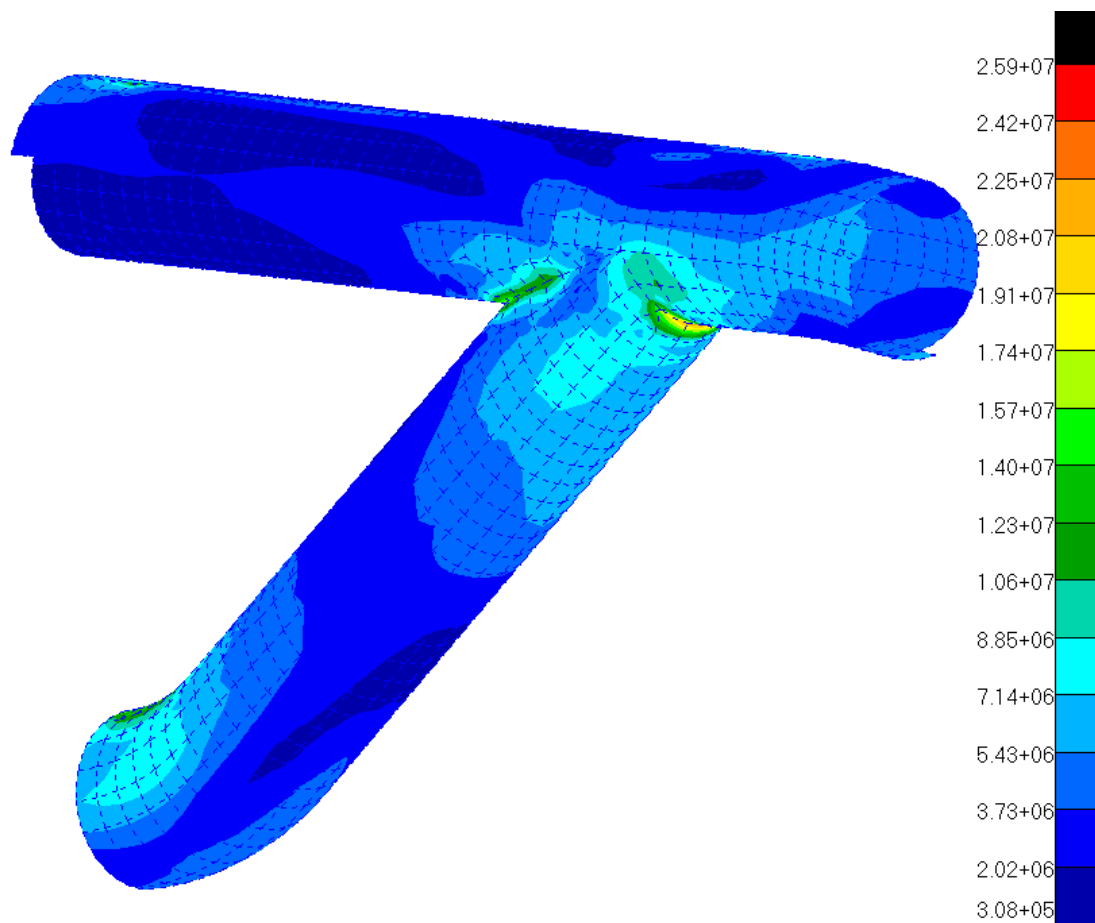


Ilustración 65. Vista de las tensiones en la soldadura.

3.3.3.3. RESULTADOS DE FRENADA

El último caso considerado es la frenada, este es el caso más desfavorable ya que las aceleraciones asumidas aquí con las más grandes.

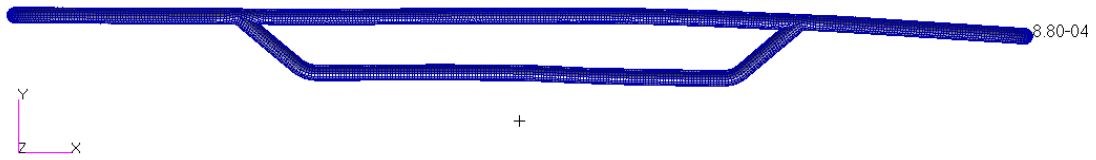


Ilustración 66. Vista lateral de deformaciones.

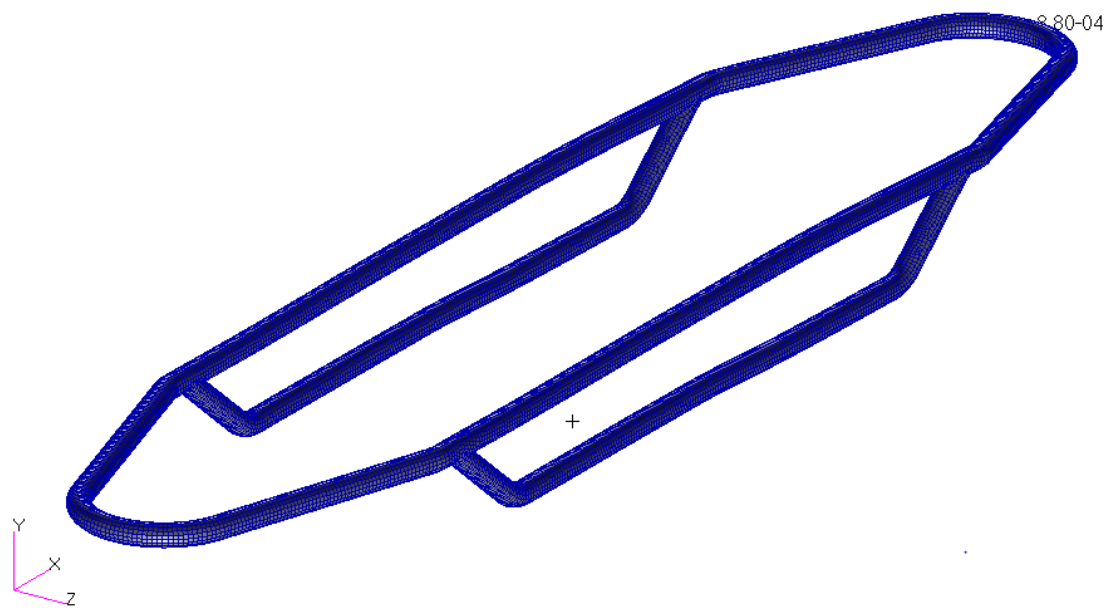


Ilustración 67. Vista isométrica de deformaciones.

En este caso se observa como la deformación más elevada la encontramos en el extremo delantero del bastidor, que asume el cabeceo.

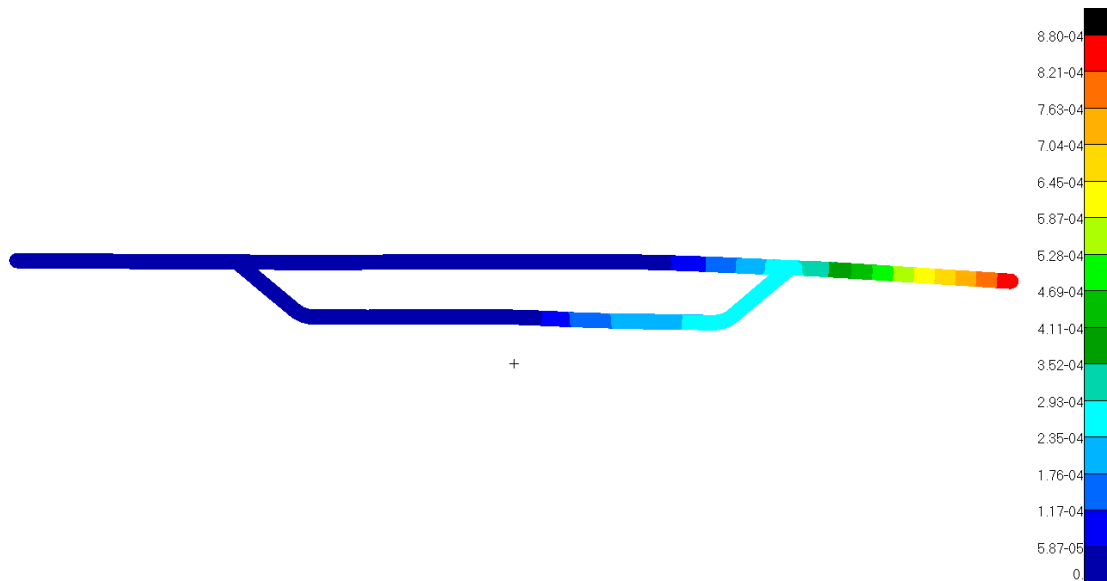


Ilustración 68. Vista lateral de desplazamientos

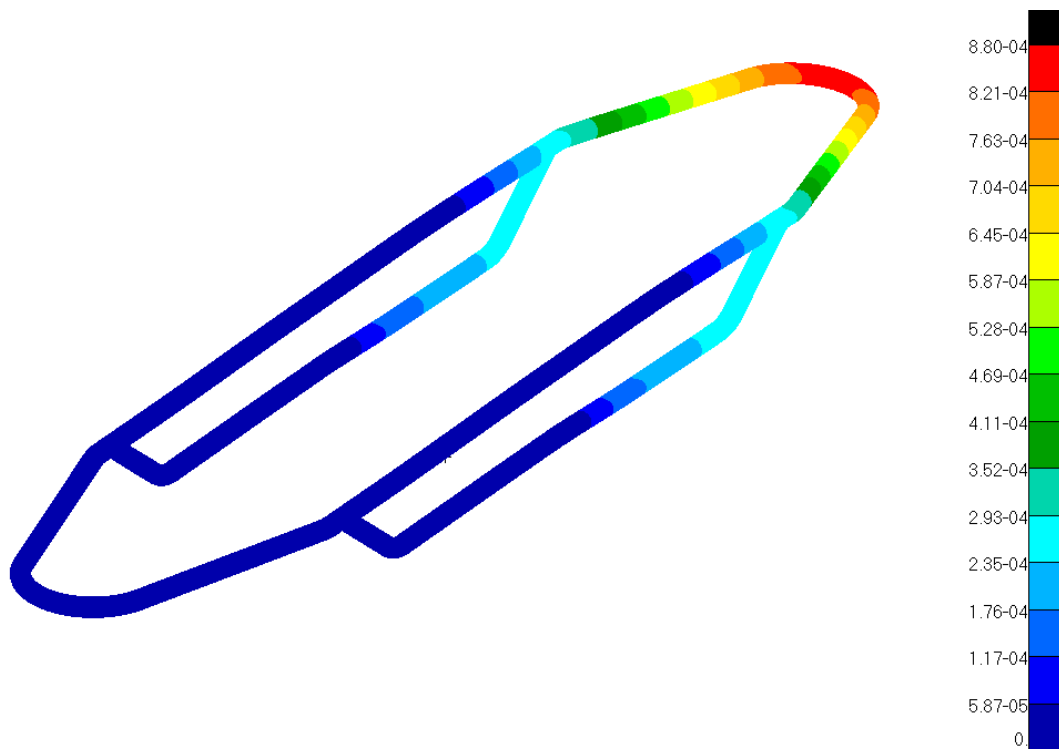


Ilustración 69. Vista isométrica de desplazamientos

Como es normal la principal dirección en la que se puede cuantificar el cabeceo es el eje Y que mostramos en la siguiente imagen.



Ilustración 70. Vista lateral de desplazamientos en eje Y

En este caso las deformaciones y desplazamientos son los más elevados, observando la imagen anterior vemos que la parte trasera del vehículo se eleva 0.05 mm y la parte delantera se inclina hacia abajo 0.9 mm.

Este incremento en las deformaciones repercute en las tensiones como podemos ver en la siguiente imagen.

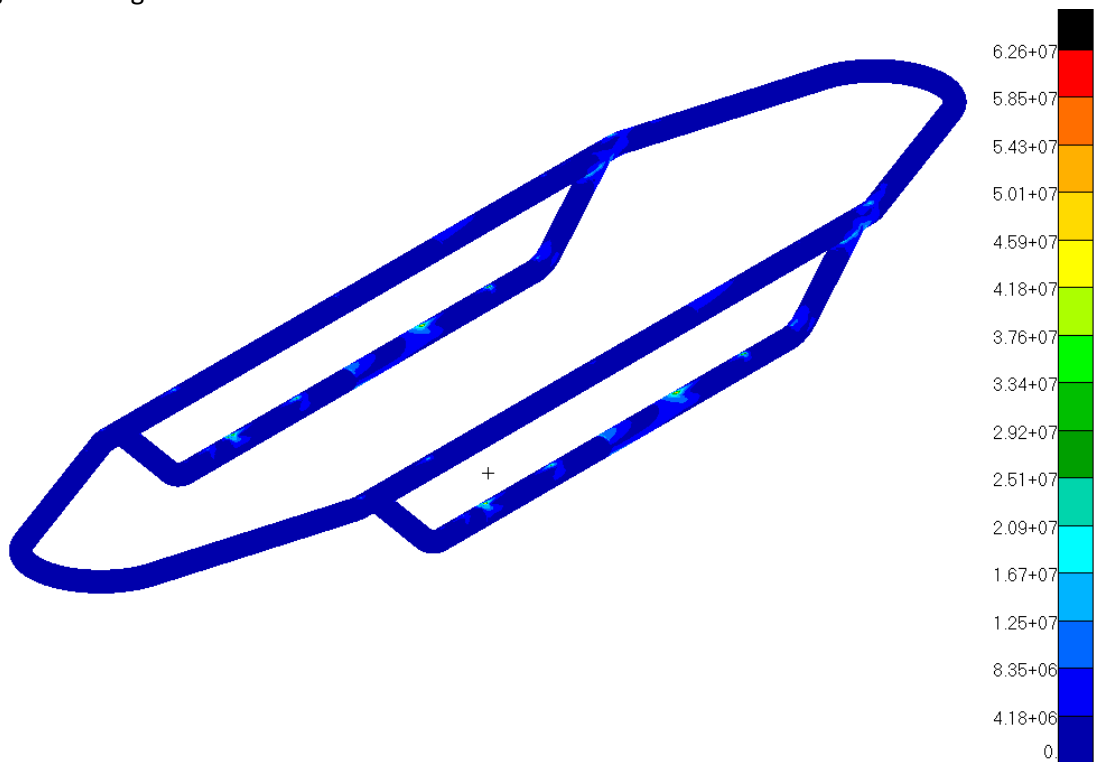


Ilustración 71. Vista isométrica de tensiones según von Mises.

El punto que acumula más tensión es la zona contigua al anclaje de los frenos. Este valor es en la parte más delantera de 62.6 MPa y en la parte trasera de 42.8 MPa.

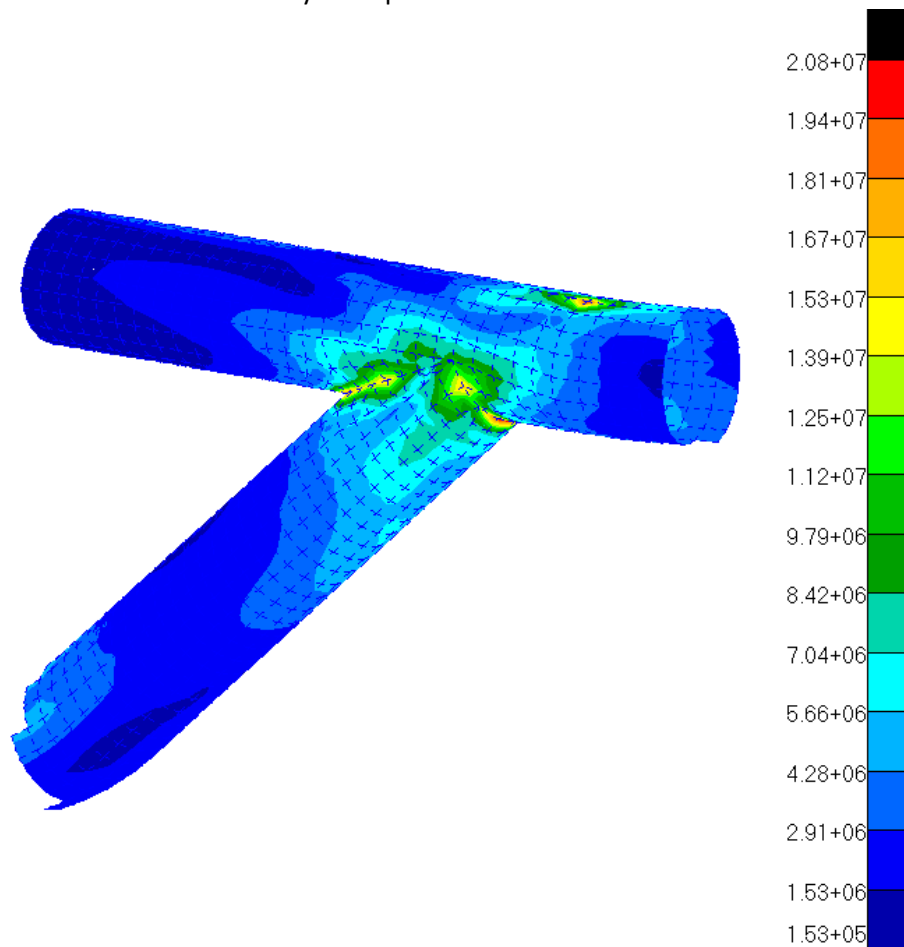


Ilustración 72. Vista de tensiones en la soldadura

La zona correspondiente a la soldadura ha disminuido un poco su valor porque el peso que antes tenía que asumir la unión soldada hasta el apoyo en las ruedas, ahora se redirige directamente a los frenos y por tanto la unión únicamente tiene que asumir las inercias de frenada y por tanto la tensión queda más homogeneizada con un valor de 20.8 MPa.

3.3.3.4. CONCLUSIONES

Una vez analizados todos los casos de carga y para facilitar su comparación se ha empleado una tabla de resultados.

	APOYO SOBRE RUEDAS	ACELERACIÓN	FRENADA
Desplazamiento resultante máximo (mm)	0.4	0.328	0.88
Desplazamiento YY máximo (mm)	0.4	0.328	0.88
Tensión Von mises máxima (Mpa)	58.8	57.9	62.6
Tensión Von mises en soldadura (Mpa)	28.8	25.9	20.8

Tabla 18. Resumen de resultados.

Ahora comparando con las propiedades del material se pueden hallar los coeficientes de seguridad que se han empleado. La tensión admisible con la que se va a trabajar es la del aluminio 6061-T6 que es de 110 MPa. Utilizando la siguiente ecuación calculamos el coeficiente de seguridad.

$$RF = \frac{\sigma_{admisible}}{\sigma_{Von Mises}}$$

Además del cálculo en toda la estructura hay que estudiar también el coeficiente de seguridad empleado en las soldaduras cuya $\sigma_{admisible}$ se considera como $\sigma_{admisible} = S_y \times 0.475$.

Por tanto, la tensión admisible en el caso de la soldadura es de 52.25 MPa. A continuación, resumimos los coeficientes de seguridad empleados en una tabla.

	APOYO SOBRE RUEDAS	ACELERACIÓN	FRENADA
RF MÁXIMO GLOBAL DEL VEHÍCULO	1.87	1.9	1.75
RF MÁXIMO EN SOLDADURA	1.81	2.02	2.51

Tabla 19. Tabla de coeficientes de seguridad.

Los valores indicados en rojo son valores de coeficiente de seguridad que no cumplen los requisitos de seguridad de SpaceX porque son inferiores a 2.0.

Gracias a estos resultados podemos sacar algunas conclusiones, el principal problema es que la empresa encargada de doblarnos los tubos solo puede asumir un diámetro exterior de 40 mm y la empresa que nos fabrica los tubos solo tiene tubos de 2.5 mm de espesor. Este es el caso que hemos simulado y como se puede observar no tiene mucho margen de mejora por requisitos de fabricación, pero si miramos en detenimiento los valores del bastidor no están tan lejos de un margen de 2.0. La idea es que, una vez estudiado el bastidor del chasis, aunque no cumpla los requisitos mínimos, al montarla junto a las planchas de fibra se rigidizara y además repartirá las cargas de forma que puntualmente disminuirán los valores máximos de tensión.

3.4. ANÁLISIS DE MODOS PROPIOS.

3.4.1. OBJETIVOS

Hay que distinguir cual es el objetivo principal de realizar este tipo de análisis en el bastidor del chasis.

Al ser un único elemento, el análisis de modos propios para ver si hay algún elemento desconectado no es necesario. La verdadera razón, es averiguar cuáles son las frecuencias naturales del bastidor del chasis que van a afectar en las diferentes fases de funcionamiento, que son estático, aceleración y frenada, las mismas en las que se ha analizado la carga.

3.4.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO

El modelo que se ha empleado es el mismo que para el análisis estático de carga, de hecho, el modelo aprovecha la deformada de los distintos subcasos estáticos para calcular las frecuencias naturales. La tarjeta empleada se basa que el subcaso de modos propios es el siguiente a un caso estático al cual se le llama con 'STATSUB = N', siendo N el número del subcaso lineal. Esto se puede ver en el anexo 4.

El único cambio que implica en el modelo este análisis es que se ha añadido un parámetro que indica el número de modos propios que ha de extraer a través del método de cálculo de Lanczos. La tarjeta empleada es 'EIGRL'.

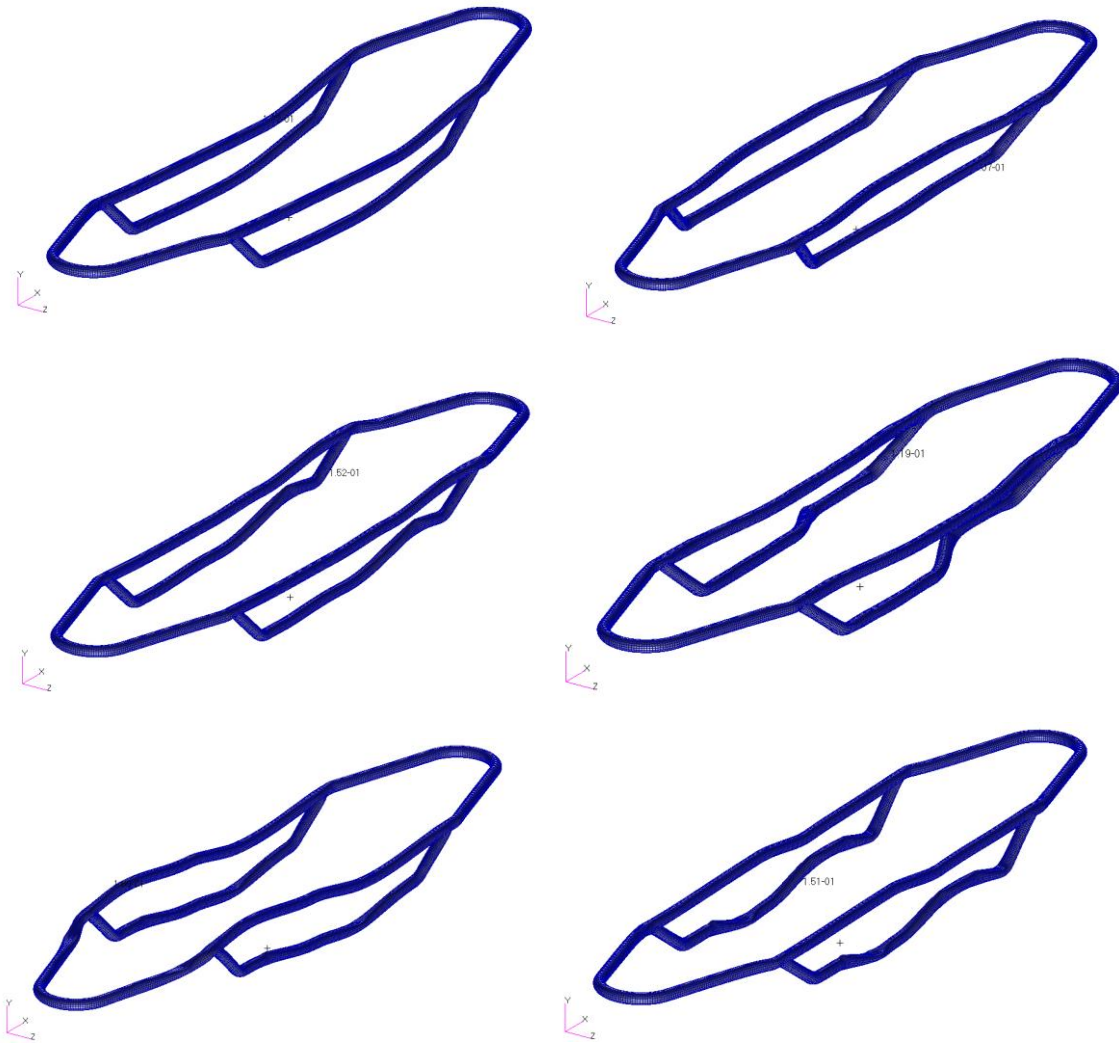
Puesto que no hay grandes cambios en el modelo podemos pasar directamente al análisis de resultados.

3.4.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En los siguientes apartados mostraremos los diez primeros modos de vibración para casa fase a las que está sometido el chasis. Posteriormente, estas frecuencias serán comparadas con las frecuencias de excitación externas en cada caso.

3.4.3.1. CONDICIÓN ESTÁTICA

En las siguientes imágenes hemos representado los modos de vibración de la estructura bajo las condiciones de contorno del caso estático anteriormente descritas. Se representan 10 modos de vibración.



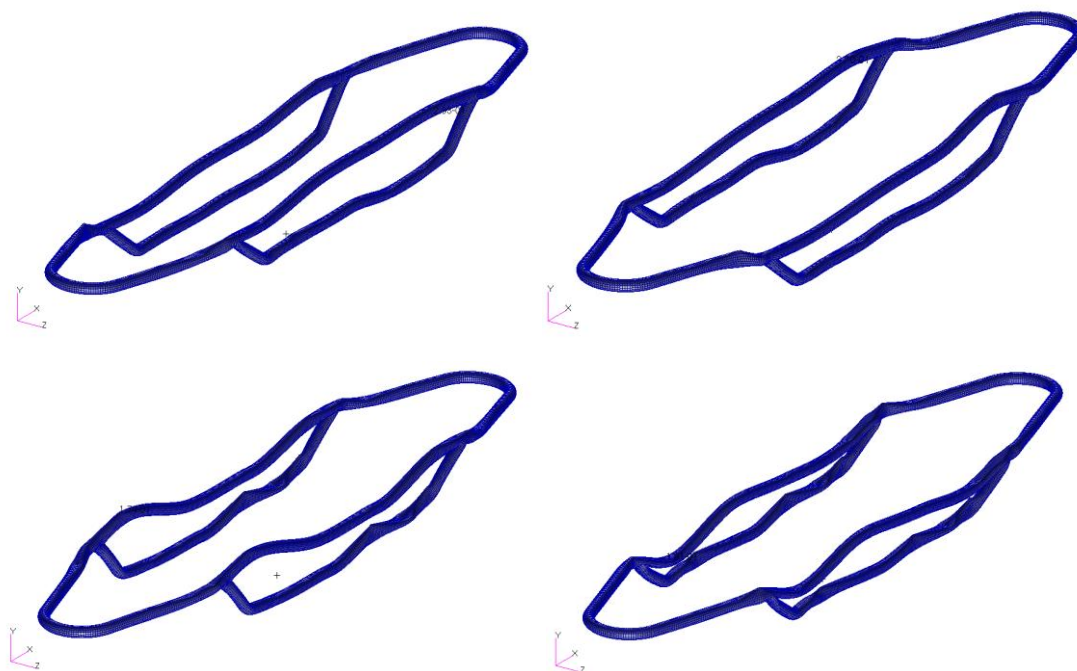


Ilustración 73. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de apoyo.

Dado que las imágenes no aportan mucha información se ha completado con una tabla, que incluye las frecuencias y como afectan a la estructura.

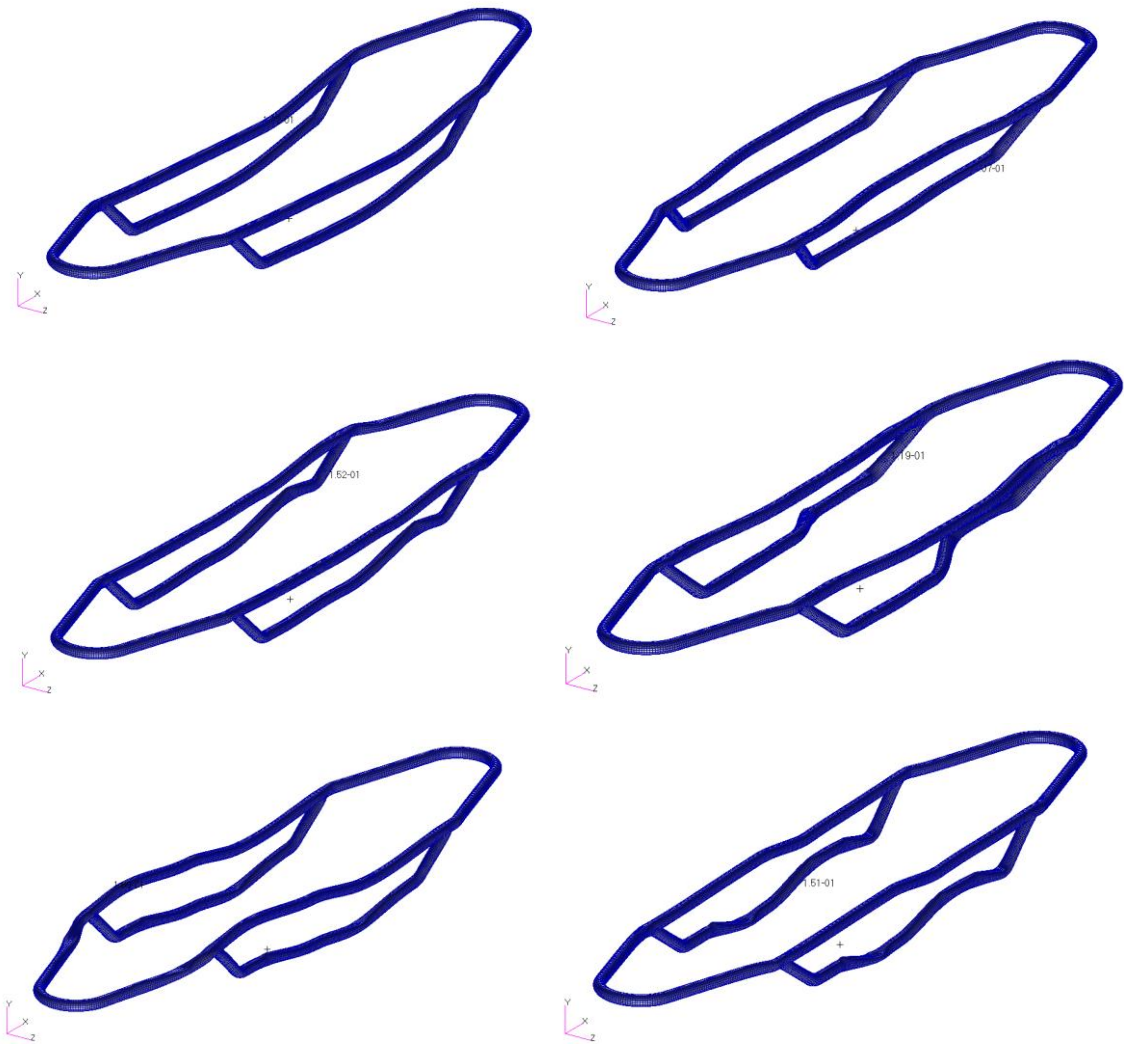
FRECUENCIAS	TIPO	DESCRIPCIÓN
29.043 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona intermedia del bastidor
31.55 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje X de la zona intermedia del bastidor
58.19 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de todo el bastidor
65.93 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje X de todo el bastidor
71.95 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de la zona intermedia del bastidor
86.58 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de la zona intermedia del bastidor
104.77 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de todo el bastidor

109.76 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de todo el bastidor
124.11 Hz	Modo global	Desplazamientos en varios ejes de todo el bastidor
146.43 Hz	Modo global	Desplazamientos en varios ejes de todo el bastidor

Tabla 20. Descripción de los 10 primeros modos.

3.4.3.2. CONDICIÓN DE ACELERACIÓN

En las siguientes imágenes hemos representado los modos de vibración de la estructura bajo las condiciones de contorno del caso de aceleración anteriormente descritas. Se representan 10 modos de vibración, es importante destacar que las frecuencias de excitación son las mismas o muy similares al caso anterior porque los apoyos y restricciones de desplazamiento son las mismas.



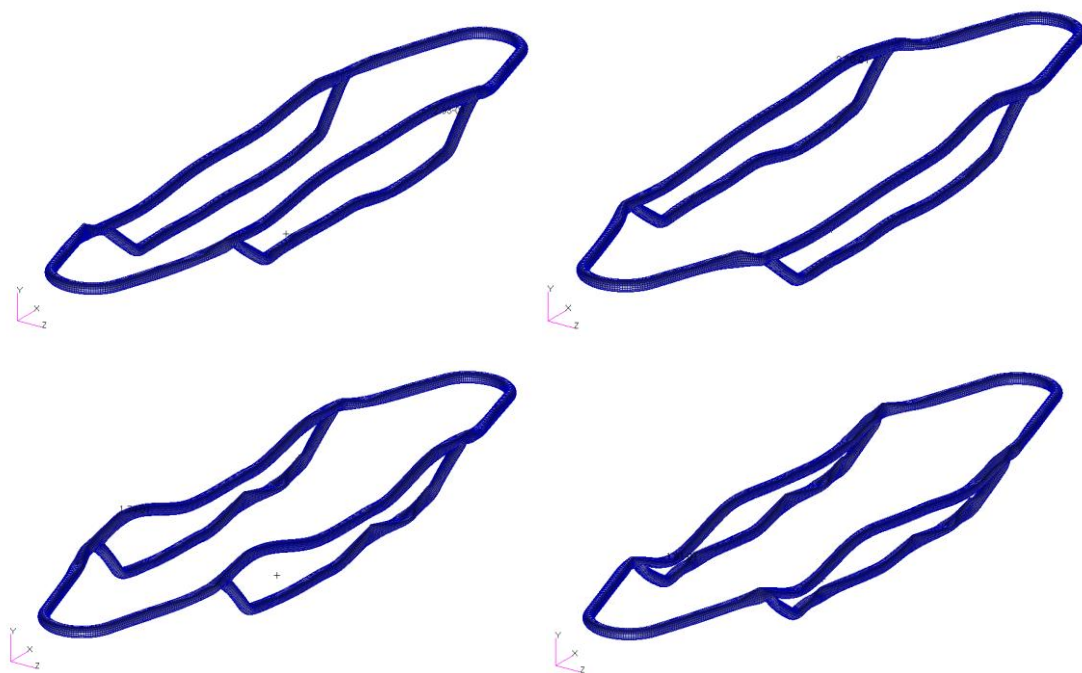


Ilustración 74. Deformación de los 10 primeros modos en condición de aceleración.

Como en el caso anterior, dado que las imágenes no aportan mucha información se ha completado con una tabla, que incluye las frecuencias y como afectan a la estructura.

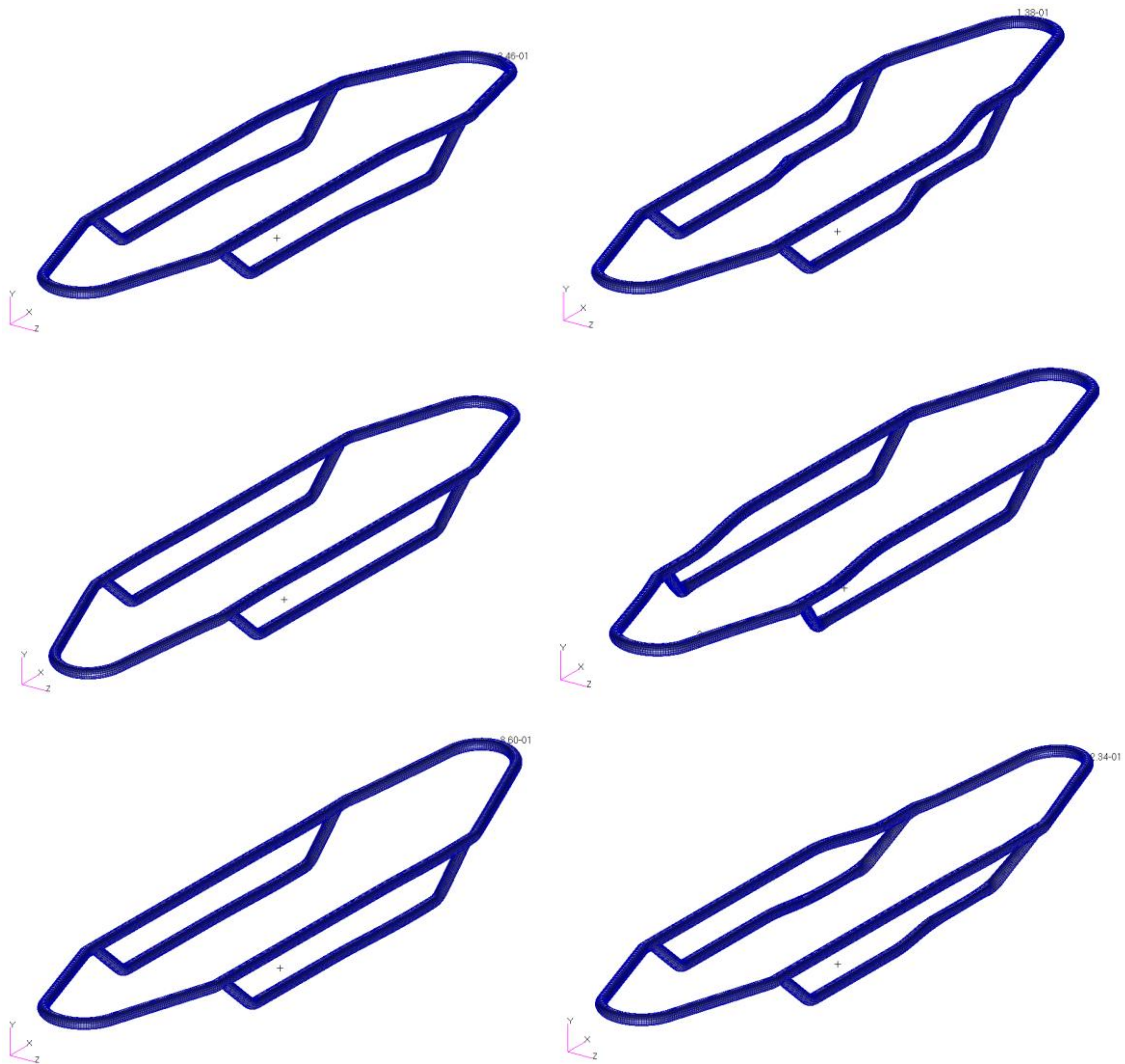
FRECUENCIAS	TIPO	DESCRIPCIÓN
29.04 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona intermedia del bastidor
31.55 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje X de la zona intermedia del bastidor
58.19 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de todo el bastidor
65.93 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje X de todo el bastidor
71.96 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de la zona intermedia del bastidor
86.58 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de la zona intermedia del bastidor
104.77 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de todo el bastidor

109.76 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de todo el bastidor
124.11 Hz	Modo global	Desplazamientos en varios ejes de todo el bastidor
146.43 Hz	Modo global	Desplazamientos en varios ejes de todo el bastidor

Ilustración 75. Descripción de los 10 primeros modos en caso de aceleración.

3.4.3.3. CONDICIÓN DE FRENADA

En las siguientes imágenes, hemos representado los modos de vibración de la estructura bajo las condiciones de contorno del caso de frenada anteriormente descritas. Se representan 10 modos de vibración, en este caso al estar las restricciones de posición más concentradas la rigidez global de la estructura ha disminuido.



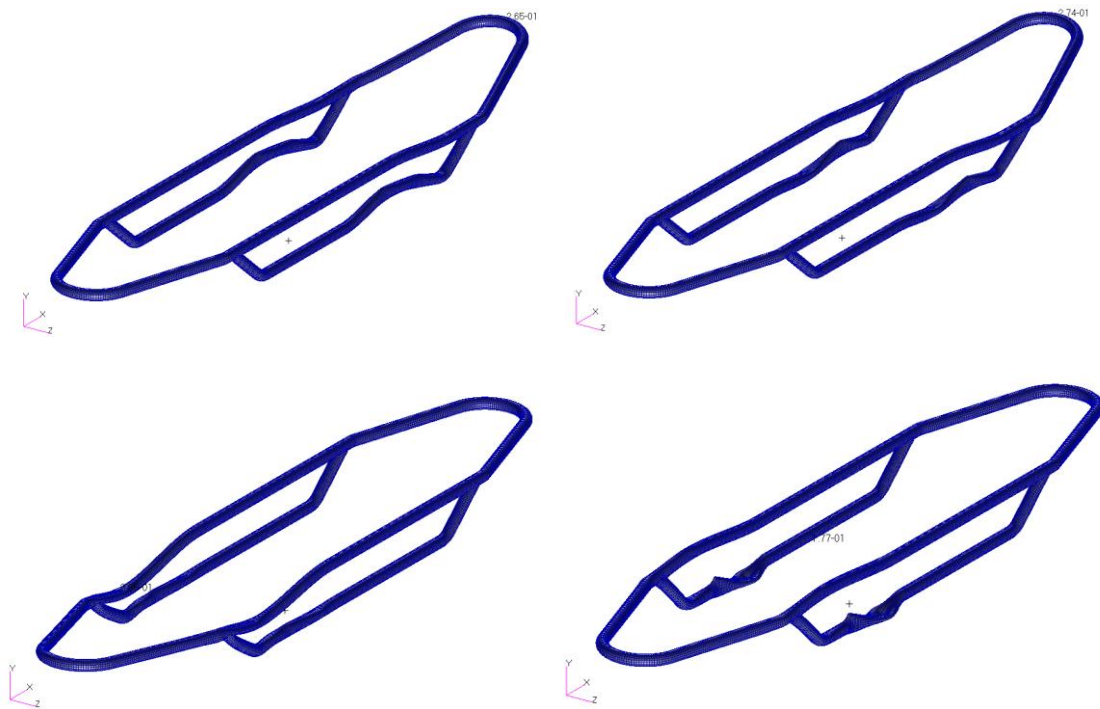


Ilustración 76. Deformación de los 10 primeros modos en caso de frenada.

Como en el caso anterior, dado que las imágenes no aportan mucha información se ha completado con una tabla, que incluye las frecuencias y como afectan a la estructura.

FRECUENCIAS	TIPO	DESCRIPCIÓN
22.3 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona delantera del bastidor
45.95 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje X de la zona delantera del bastidor
52.27 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona trasera del bastidor
55.36 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje X de la zona trasera del bastidor
58.37 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de la zona delantera del bastidor
60.1 Hz	Modo global	Desplazamiento en el eje Z de la zona delantera del bastidor
83.6 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de la

		zona delantera del bastidor
95.51 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de tercer orden en el eje Y de la zona delantera del bastidor
123.87 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de la zona trasera del bastidor
12.72 Hz	Modo local	Deformación de la zona entre frenos de las barras inferiores

Tabla 21. Descripción de los 10 primeros modos.

3.4.3.4. CONCLUSIONES

Las frecuencias de excitación activas en cada caso son las siguientes:

- En el caso estático la única frecuencia de excitación es la velocidad de giro del motor ya que se va a hacer un ensayo en el que se arranca el motor sin mover el pod, ya que esta desconectado de la transmisión.
- En el caso de aceleración las frecuencias de excitación son los huecos presentes en el rail, la velocidad de giro del motor, la velocidad de giro de las ruedas de tracción y las de guiado.
- En el caso de frenada las frecuencias de excitación son los huecos presentes en el rail, la velocidad de giro de las ruedas de tracción y las de guiado.

Dado que el caso estático tiene las mismas frecuencias naturales que el caso de aceleración y la fuerza de excitación del motor se incluye dentro de las frecuencias de excitación de la aceleración, solo se va a representar el caso de aceleración.

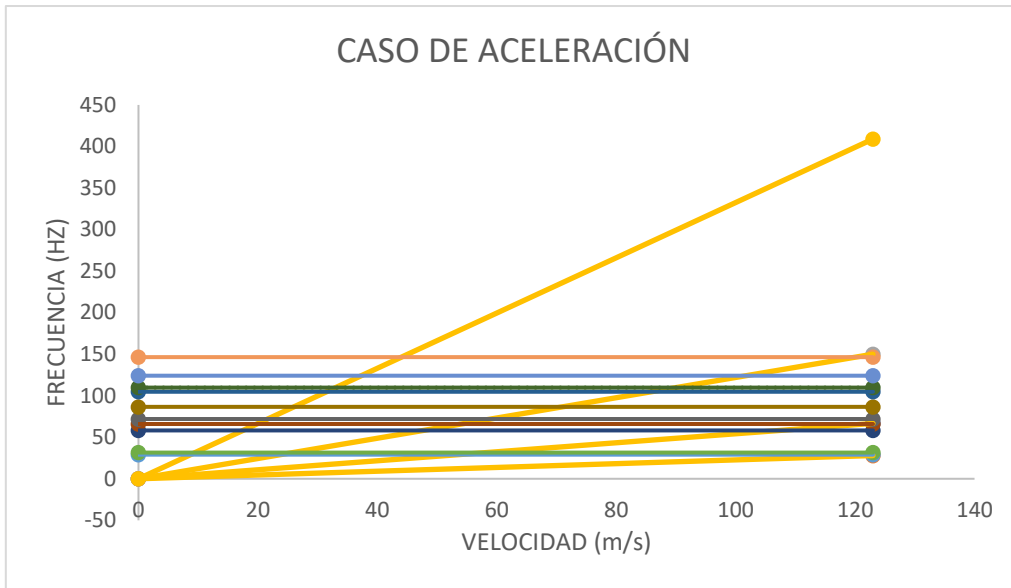


Ilustración 77. Gráfica de coincidencia de frecuencias en la aceleración.

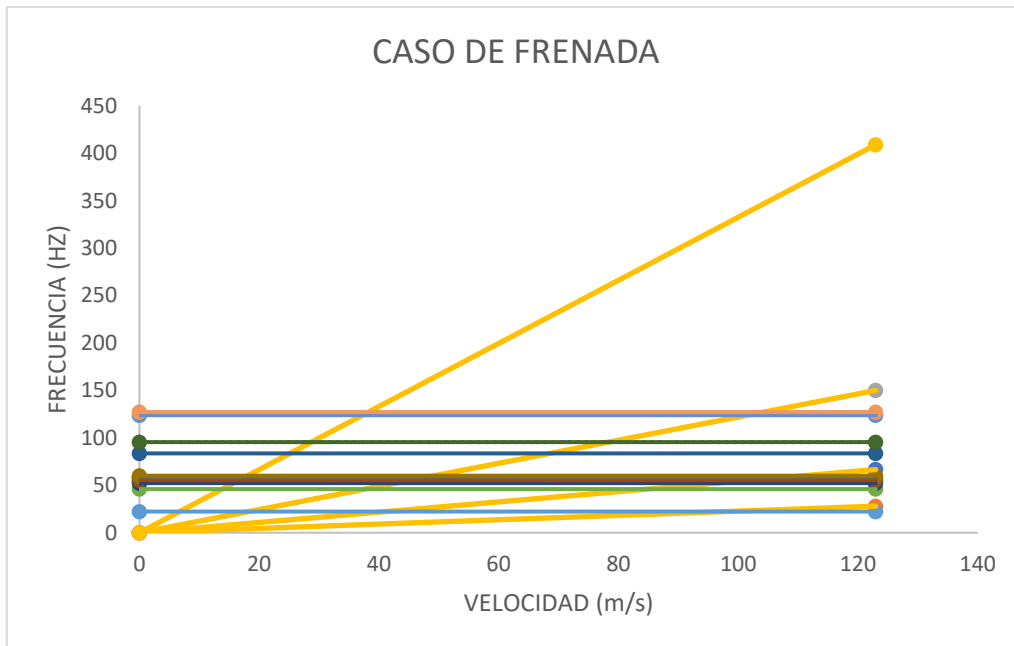


Ilustración 78. Gráfica de coincidencia de frecuencias en frenada.

Como se puede ver en ambas imágenes, el bastidor ha de pasar durante un breve periodo de tiempo por las frecuencias de excitación y dado que el vehículo no llega a régimen estacionario, no es un problema grave, aunque en caso de trabajar en algún momento en régimen estacionario deberíamos evitar estar en las frecuencias que se observan en la tabla.

4. DISEÑO Y ANÁLISIS DEL LAS PLANCHAS DE LA ESTRUCTURA.

4.1. PROCESO EMPLEADO.

Las planchas de fibra de carbono son el segundo elemento que forma el chasis. La importancia de estos elementos es bastante grande, ya que tienen que tener la capacidad de transmitir y soportar las cargas de los distintos elementos del vehículo al bastidor, con la dificultad añadida que el peso debe ser lo más reducido posible.

Dados estos requisitos para el diseño, el material que tenía mayor disponibilidad y cumplía las exigencias era la fibra de carbono.

Con esta idea en mente, se contactó con la empresa Guritz, empresa dedicada a la fabricación de fibra de carbono. Esta, únicamente tenía disponible el tejido bidireccional 0/90° de 600 gr que está descrito en el apartado de materiales.

Una vez conocíamos propiedades y cantidad que nos proporcionaban, hicimos simulaciones para averiguar las capas y la orientación del material que íbamos a usar.

Para reducir los espesores de fibra contactamos con la empresa Diab que fabrica espumas de alta resistencia los núcleos de compuesto.

Con todos los materiales sobre la mesa planteamos un diseño sencillo el cual éramos capaces de fabricar nosotros mismo y calculamos la composición final de cada una de las planchas ya que las condiciones que tenía que soportar cada una de ellas era completamente diferente.

Después de diseñar y calcular cada plancha se ensamblan en el bastidor para comprobar el comportamiento global del chasis

4.2. DISEÑO FINAL Y CONSULTA FABRICACIÓN.

El primer diseño de las planchas siempre fue de fibra de carbono, pero al contactar con las empresas y sacar presupuestos la idea inicial de planchas completas de carbono, requería unas cantidades muy elevadas de fibra y por tanto el presupuesto también era elevado.

La empresa que finalmente colaboro con nosotros era Guritz la cual nos dio 2 rollos de fibra de 1.5 m x 25 m, lo que equivale a 75 m² de fibra de carbono.

En base a esto se realizaron análisis por elementos finitos para averiguar cuantas capas de fibra eran necesarias, el análisis dio como resultado que la plancha más cargada, la del centro donde apoyan los dos sistemas de frenado. El número de capas resultante hacía que la cantidad de fibra a nuestra disposición fuera insuficiente.

Para resolver este problema contactamos con la empresa Diab que fabrica espumas de alta densidad para núcleo de materiales compuestos.

Después de contactar con ellos y sus técnicos dijeron que la espuma con mejores características mecánicas tenía y que se fabricaba en vacío era la HT251, estas propiedades se muestran en la tabla 7. El espesor que tenían disponible en el centro de logística más cercano y nos podían proporcionar, eran dos paneles de 2m x 4m con un espesor de 25 mm.

El siguiente paso era incluir esa espuma en el interior de todas las planchas de fibra de carbono y calcular cuantas capas de fibra eran necesarias para soportar las cargas a las que están sometidas.

Por último, para diseñar materiales de fibra de carbono era necesario contactar con empresas expertas que nos ayudaran. Se estableció contacto con tres empresas Moldes la Safor, Future Fibras Rigging System y MBHA. Las conclusiones de estas reuniones fueron que los elementos que ancláramos a estas planchas tenían que tener embebidas placas de aluminio con casquillos internos para los tornillos, el borde de la plancha lo podíamos remachar al bastidor del chasis y la espuma interior para que pudiera asumir el gradiente de espesores tenía que mecanizarse con CNC. En la siguiente imagen se puede ver el planteamiento empleado para los anclajes con las planchas y los casquillos.

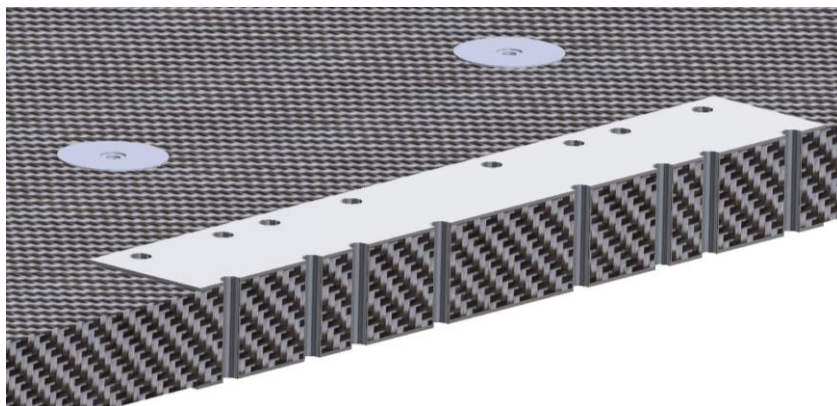


Ilustración 79. Vista de sistema empleado para las uniones.

La fabricación de las planchas se asumió íntegramente por el equipo Hyperloop UPV. Fue un proceso de laminado a mano con tejido pre-impregnado y un curado en autoclave con vacío y cuatro ciclos de temperatura.

El laminado se realizaba sobre moldes de madera fabricados en la UPV. Para cada plancha se generó un molde y un contra molde que se compactaba para asegurar la planitud de las superficies.

Al final el diseño de las planchas después de adaptarse a los distintos componentes se pueden observar en la siguiente imagen.

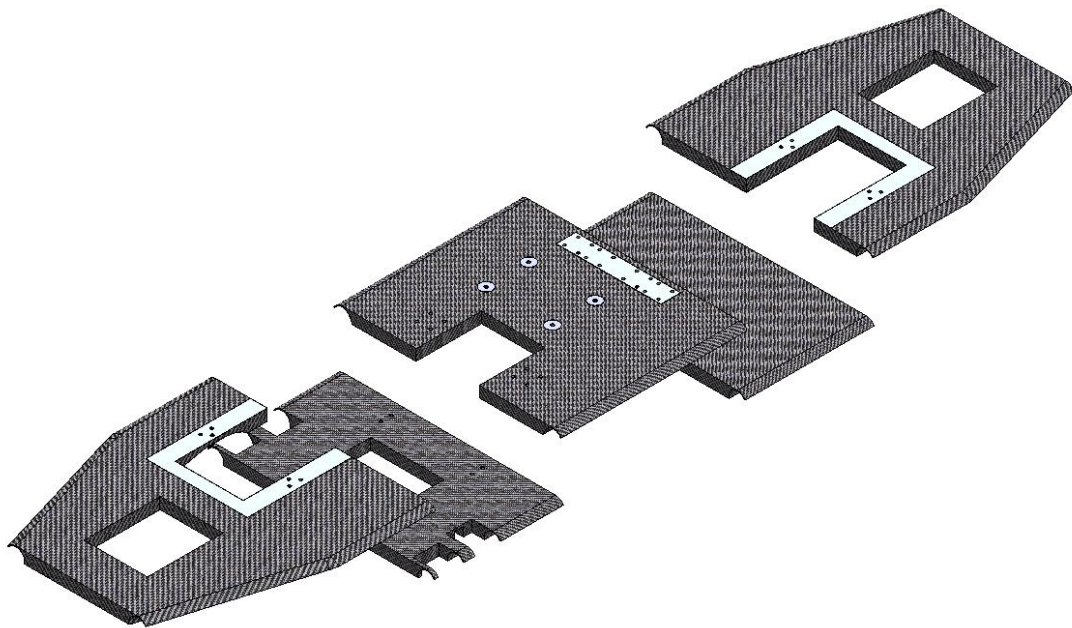


Ilustración 80. Vista de todas las planchas del chasis.

4.3. ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL ELÁSTICO.

4.3.1. OBJETIVOS

El siguiente paso es explicar cuál es el objetivo del análisis. En este caso el objetivo del análisis es modelar cada plancha por separado y aplicarles las reacciones correspondientes en cada caso.

A las planchas se les va a aplicar la condición de frenada ya que es la más desfavorable. Bajo estas condiciones y en base al diseño extraeremos cuantas capas son necesarias para cada plancha y que orientación requieren.

A parte de todo esto hay que tener en cuenta que cuando las planchas cumplan las condiciones la cantidad de fibra no exceda la disponible por Hyperloop UPV.

4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO

Hay 5 planchas de las cuales 4 de ellas son diferentes entre sí. Por tanto, son necesarios 4 análisis distintos que son en los que se va a dividir este apartado.

A parte en cada apartado comentaremos algunas decisiones de diseño particulares de cada plancha.

Todos los modelos se han hecho basándose en un modelo de placas, esta vez lineales excepto los de la curvatura, que para que se adapten mejor son cuadráticos, las propiedades se han establecido por un método de laminado en el que introduces cada capa de material.

4.3.2.1. PLANCHA MOTOR

La plancha del motor es la que se encuentra en la parte trasera y delantera del vehículo y ha de fabricarse dos veces.

Esta plancha está unida al tensor del motor que sujeta el propio motor, al guiado y a las ballestas que sujetan la rueda.

Además, de estos elementos el grosor de la plancha puede entra en conflicto con la polea y la correa que salen del motor, en el diseño se ha ideado una geometría especial que permite el hueco.

Otra interferencia es que para bajar todo el pod tanto el motor como la rueda chocan con la plancha y también ha habido que diseñar un espacio para ellos.

Con todos estos aspectos de diseño la plancha tiene la siguiente forma.

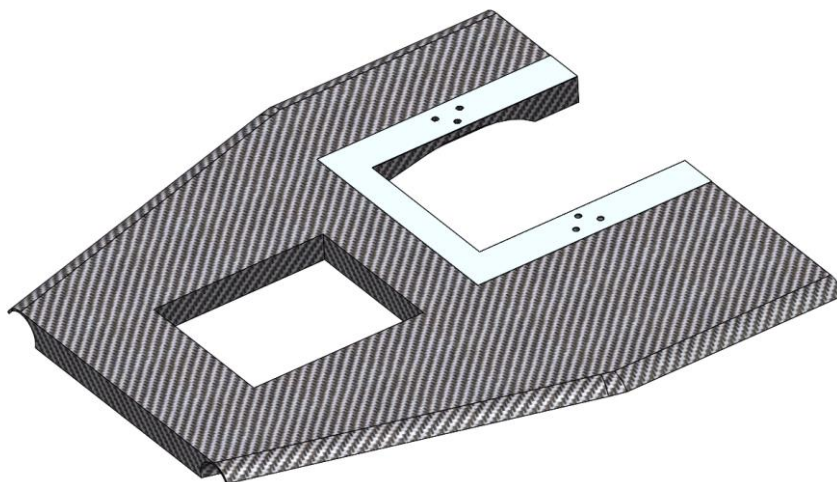


Ilustración 81.. Modelo CAD, vista superior de la plancha del motor.

En esta imagen se ve el hueco delantero de la rueda y el trasero del motor, además se pueden apreciar los puntos de unión al tensor.

La ballesta no tiene puntos de unión porque va anclada, pero cuenta con su propio sistema para no dañar la fibra.

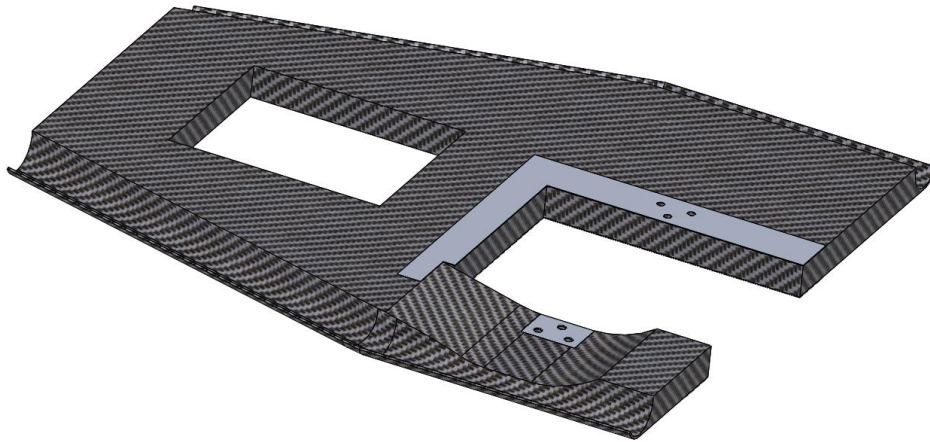


Ilustración 82. Modelo CAD, vista inferior de la plancha motor

Por la parte inferior de la plancha observamos la curvatura para adaptarse al tubo y además podemos ver el hueco de la polea y la correa.

Para representar esta geometría con los distintos espesores la placa se ha dividido en zonas donde se aplican las distintas propiedades.

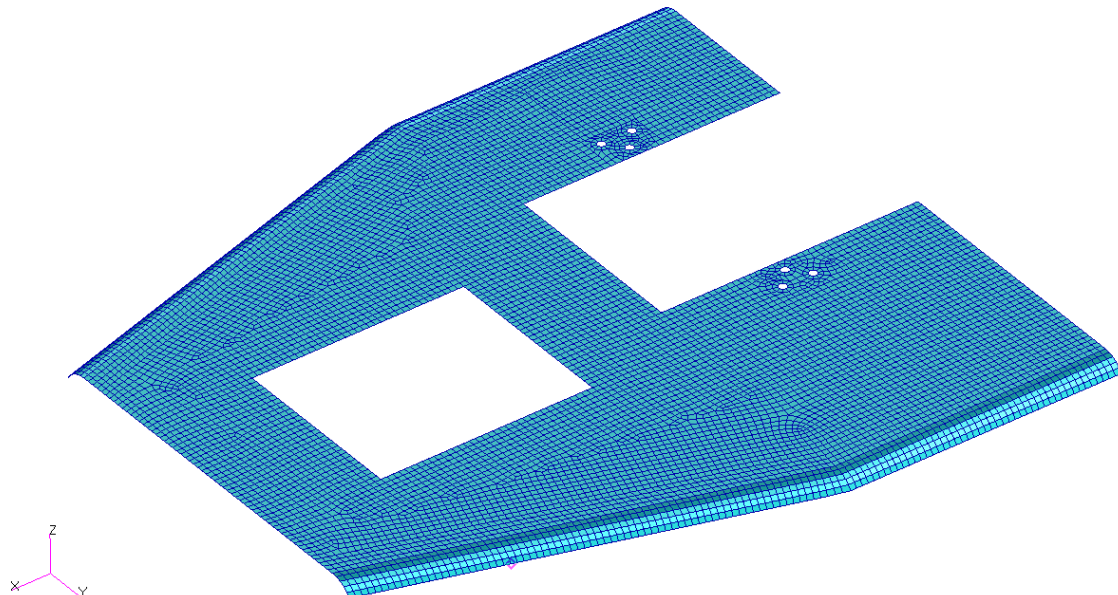


Ilustración 83. Modelo de análisis de placas de la plancha del motor.

Como podemos ver en esta imagen hay una única placa, mallada por elementos de 2D. Para comparar si los espesores están bien aplicados hay representar el espesor como en la siguiente imagen.

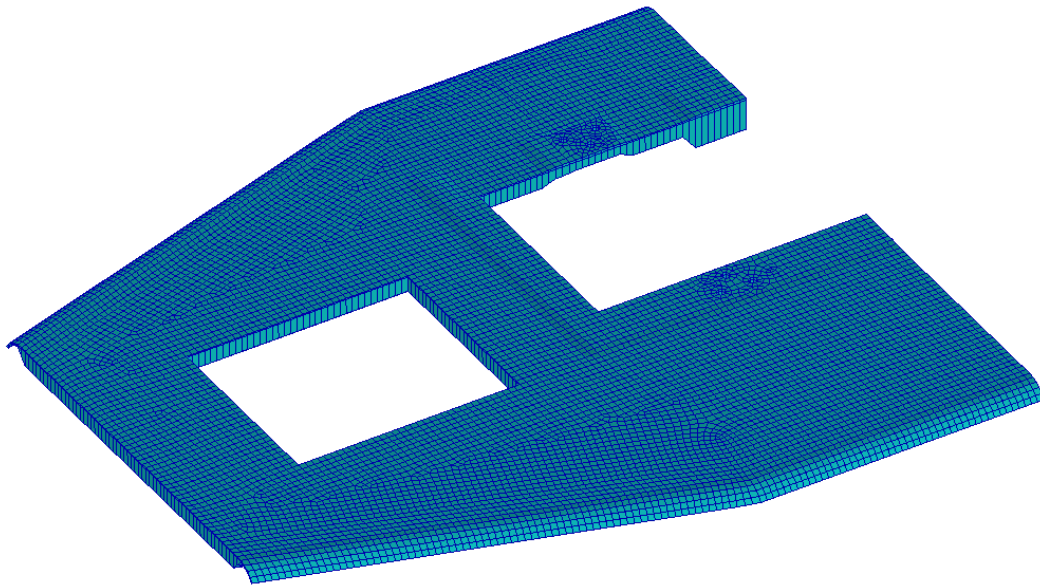


Ilustración 84. Modelo MEF, vista superior de la plancha motor con espesores.

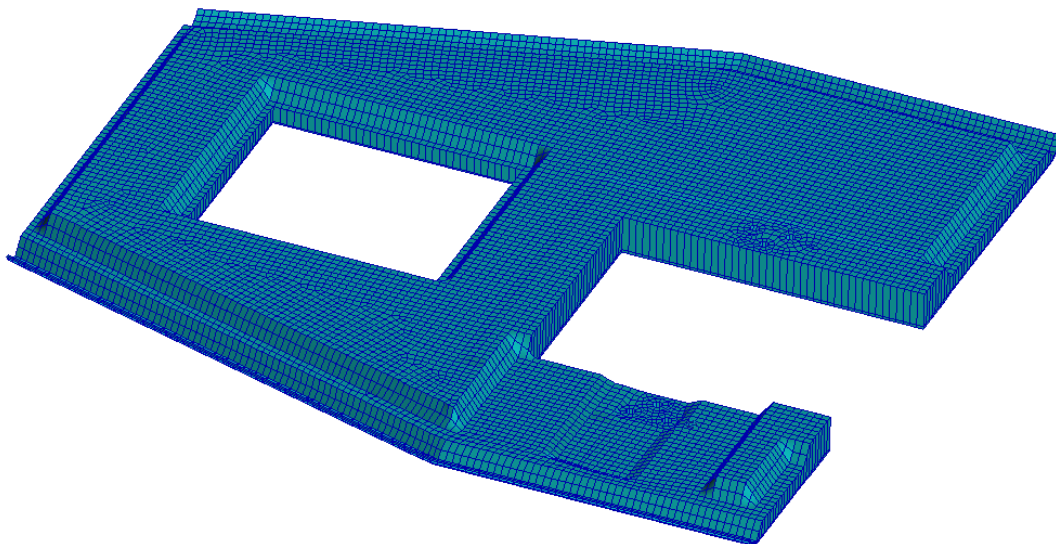


Ilustración 85. Modelo MEF, vista inferior de la plancha motor con espesores.

Para simular la frenada se ha considerado que toda la inercia recae sobre las planchas y el bastidor reacciona, por se ha calculado la fuerza que produce la frenada y se conectado a la ubicación donde se considera su anclaje.

Para la restricción de posición se han colocado restricciones en los 6 gdl en cada uno de los puntos donde hay un remache en la realidad, dada la concentración de remaches y lo pequeña que es la cabeza se ha empleado una restricción en cada nodo.

En la imagen 86 puede verse la fuerza aplicada por el motor de 235 N y la reacción que produce la masa del pod de 3140 N.

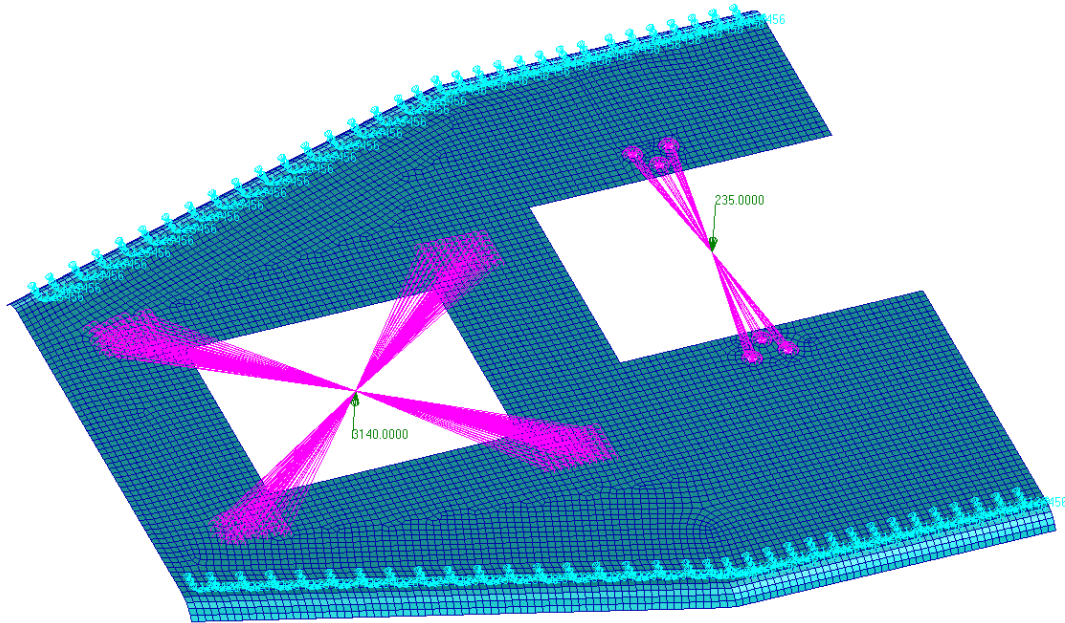


Ilustración 86. Modelo MEF, vista del modelo con cargas aplicadas.

A continuación, se muestran una tabla con los elementos empleados en el modelo.

TABLA DE CONTENIDO		
NODOS		9444
ELEMENTOS	triangulares	1
	cuadriláteros	9098
MATERIAL	Superior	SE-84LV
	Nucleo	HT251
	Inferior	SE-84LV
	Extra	Aluminio 6061-T6

Tabla 22. Tabla de contenido del modelo MEF, plancha motor.

Para dar un modelo como valido hay que pasar unos chequeos necesarios que se resumen en la siguiente tabla.

TABLA DE VERIFICACIONES			
Verificar bordes libres	No se perciben bordes abiertos		OK
Verificar normales	Todas las normales de los elementos apuntan al exterior del cilindro		OK
Elementos duplicados	No hay elementos duplicados		OK
Nodos desconectados	No hay nodos desconectados		OK
Aspect. Ratio	Max. = 5.0	2.24	OK
Warp angle	Max. = 0.05	0.001	OK
Skew angle	Min. = 30	42	OK
Taper	Max. = 0.5	0.41	OK

Tabla 23. Tabla de chequeos en el modelo MEF, plancha motor

Un resumen del modelo empleado se puede ver en el anexo 5.1. Modelo plancha motor.

4.3.2.2. *PLANCHA CENTRAL*

La plancha del central como su propio nombre indica es la placa que se ubica en el centro de la estructura

Esta plancha está unida a los actuadores de los frenos neumáticos y los eléctricos, además en el medio encontramos el sistema de alimentación de la neumática.

Dada la altura de los actuadores eléctricos encontramos una interferencia con la parte trasera de la plancha de ahí que haya habido que quitar esa parte de la plancha.

Con estas adaptaciones y el planteamiento general de las uniones la plancha tiene la siguiente forma.

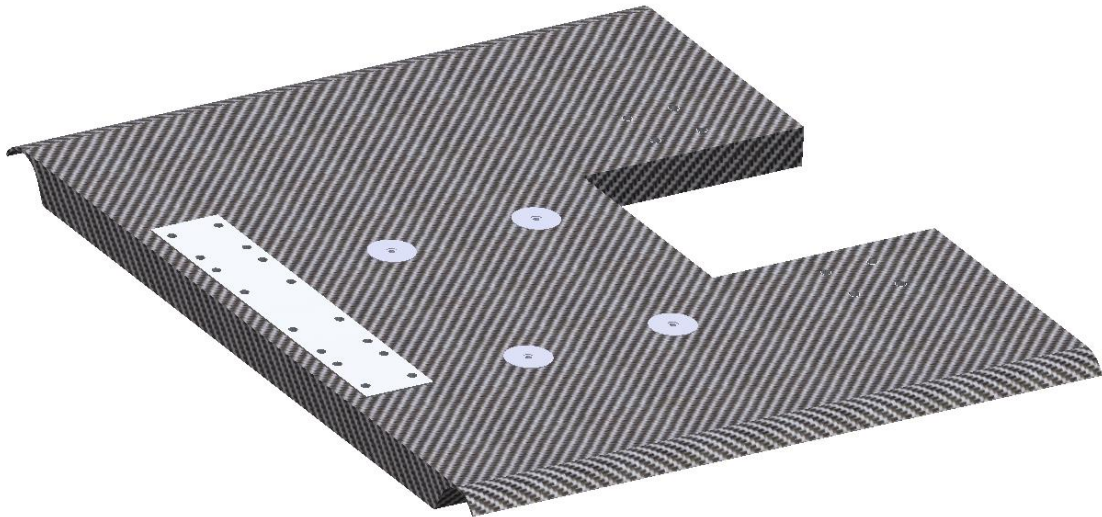


Ilustración 87. Modelo CAD, vista superior de la plancha central.

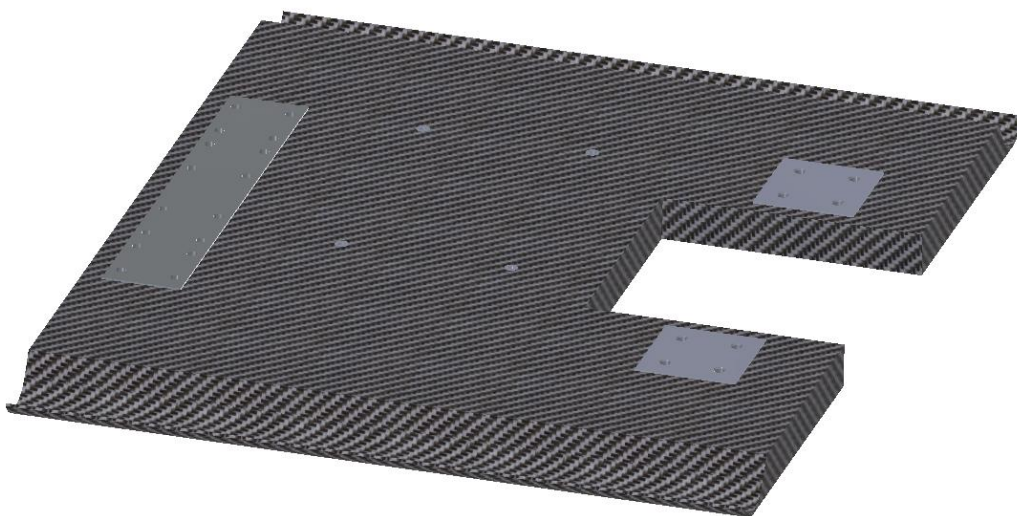


Ilustración 88. Modelo CAD, vista inferior de la plancha central.

Al igual que en la otra plancha la intención es encontrar las capas de fibra que nos permiten obtener el coeficiente de seguridad requerido.

Empleando el modelo de placas como en el caso interior hemos dividido las zonas dependiendo del espesor. Se ha intentado que la malla sea lo más uniforme posible peor al conservar los agujeros que viene bien para posicionar la malla ha quedado un poco más distorsionada, a pesar de eso los criterios de malla los pasa correctamente

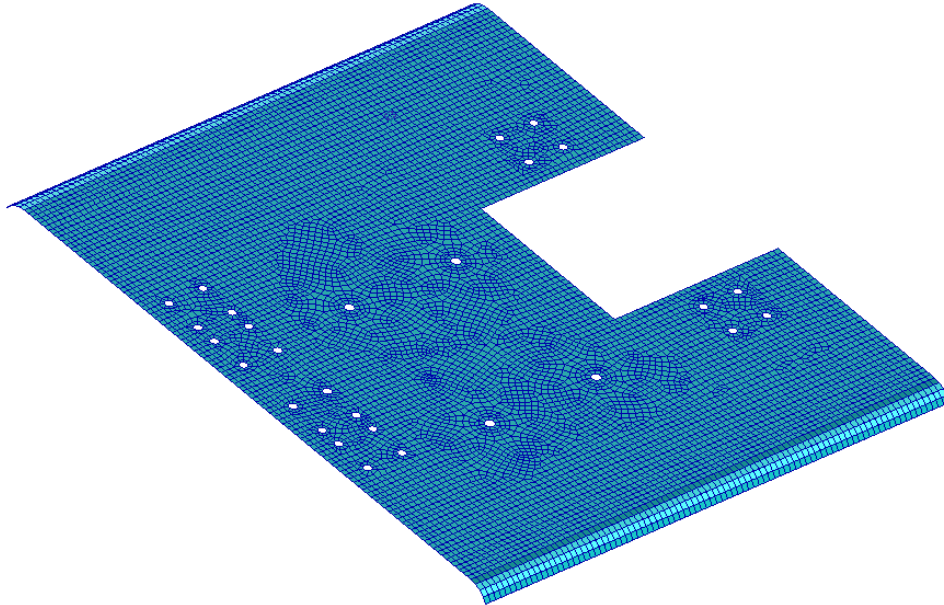


Ilustración 89. Modelo MEF de placas de la plancha central.

Como se puede ver en la imagen anterior la malla se distorsiona en la plancha delantera de los frenos neumáticos y en la trasera de los frenos eléctricos. Esta distorsión es necesaria para conseguir aplicar los espesores correctamente, como puede verse en la imagen 90.

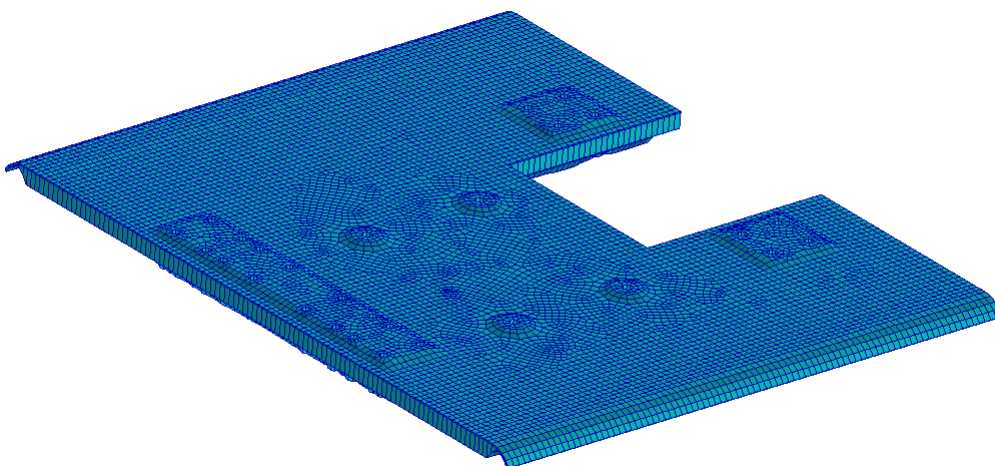


Ilustración 90. Modelo MEF, vista superior de placas con espesores.

En la parte inferior delantera se puede ver como se produce una irregularidad, pero es por los parámetros de visualización de los espesores, en el código interno tienen el espesor adecuado.

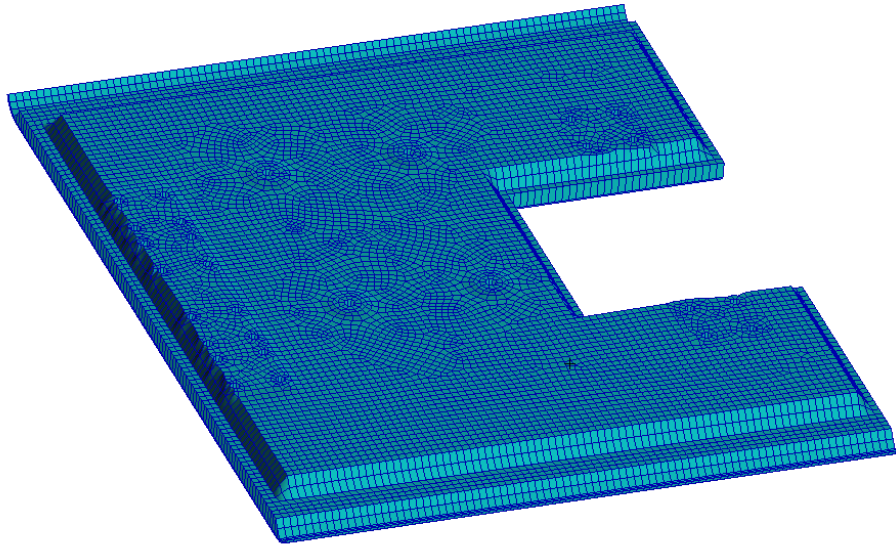


Ilustración 91. Modelo MEF, vista inferior de placas con espesores.

Una vez verificadas las propiedades del modelo y su posición comprobamos las fuerzas, en este caso en el centro de la plancha encontramos el peso de la neumática que después de calcularlo para el caso de la aceleración representa una fuerza de 157 N.

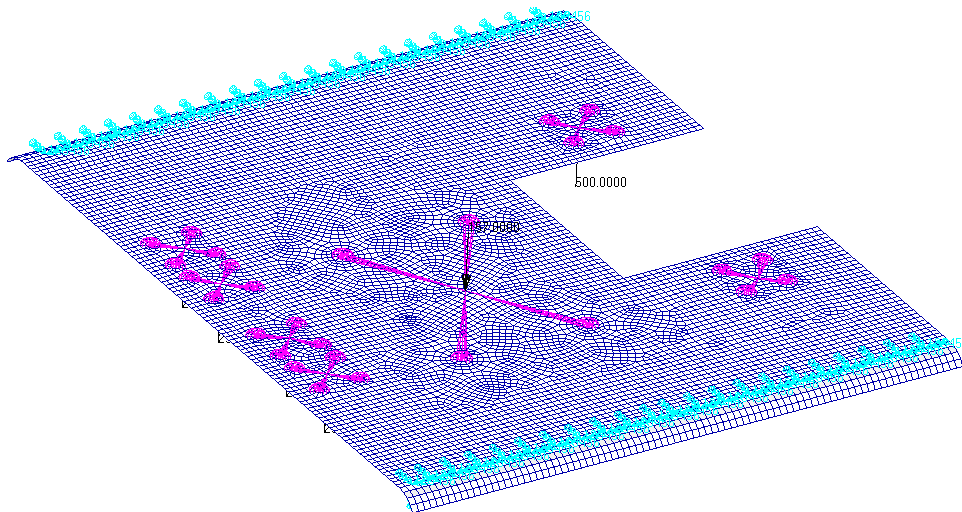


Ilustración 92. Modelo MEF con cargas aplicadas.

Ya que en la imagen anterior no es fácil identificar las cifras, desde una vista lateral se ha extraído otra imagen que nos permite verlas. La parte delantera corresponde a los frenos neumáticos que tienen que hacer una fuerza de frenada de 250 N. En la parte trasera se empleó una simplificación por la que dos actuadores eléctricos hacen la fuerza en el mismo punto, en la realidad no será el caso, pero la resultante debería ser la misma, así que se han puesto en cada punto 500 N

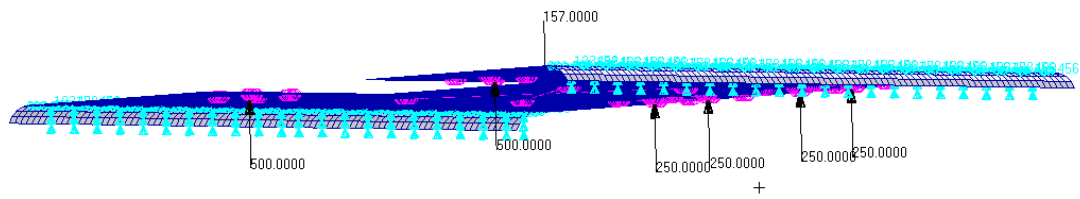


Ilustración 93. Vista lateral de las cargas aplicadas en la plancha central.

La imagen 93 está girada así que la parte de más a la izquierda es la trasera. A continuación, se muestran dos tablas una con el contenido del modelo.

TABLA DE CONTENIDO		
NODOS		9774
ELEMENTOS	triangulares	0
	cuadriláteros	9426
MATERIAL	Superior	SE-84LV
	Nucleo	HT251
	Inferior	SE-84LV
	Extra	Aluminio 6061-T6

Tabla 24. Descripción del contenido del modelo.

Para dar un modelo como válido hay que pasar unos chequeos necesarios que se resumen en la siguiente tabla.

TABLA DE VERIFICACIONES			
Verificar bordes libres	No se perciben bordes abiertos		OK
Verificar normales	Todas las normales de los elementos apuntan hacia la parte superior		OK
Elementos duplicados	No hay elementos duplicados		OK
Nodos desconectados	No hay nodos desconectados		OK
Aspect. Ratio	Max. = 5.0	2.47	OK
Warp angle	Max. = 0.05	0.0001	OK
Skew angle	Min. = 30	40.1	OK
Taper	Max. = 0.5	0.48	OK

Tabla 25. Tabla de chequeo del modelo MEF de la plancha central.

Los chequeos de masa no se están pasando porque la masa del CAD no puede corresponderse con la de cada plancha.

Un resumen del modelo empleado se puede ver en el anexo 5.2. Modelo plancha central.

4.3.2.3. PLANCHA INFERIOR TRASERA

La plancha inferior trasera es una de las planchas que más se ha tenido que adaptar al Pod y por eso también es una de las más complejas de modelar.

Esta plancha está unida al guiado reactivo, es decir que actúa después de las ruedas, y la parte fija del freno neumático.

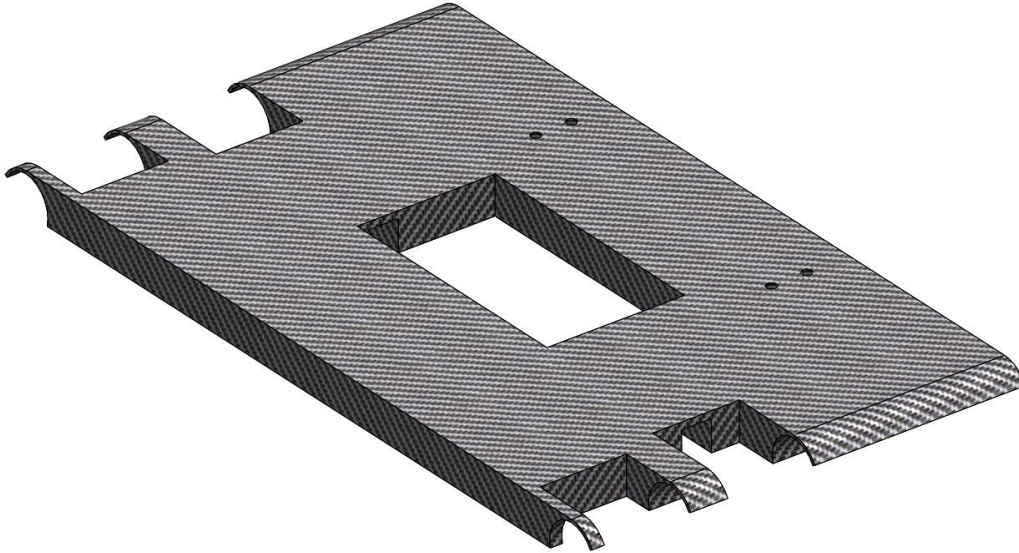


Ilustración 94. Modelo CAD, vista superior plancha inferior trasera.

Como puede observarse tiene los huecos para las mordazas de los frenos y en la parte inferior tiene el ranurado para la placa que sujeta los cojinetes del freno al agujero central aparte de por el movimiento del freno, se ha hecho pasante para accesibilidad.

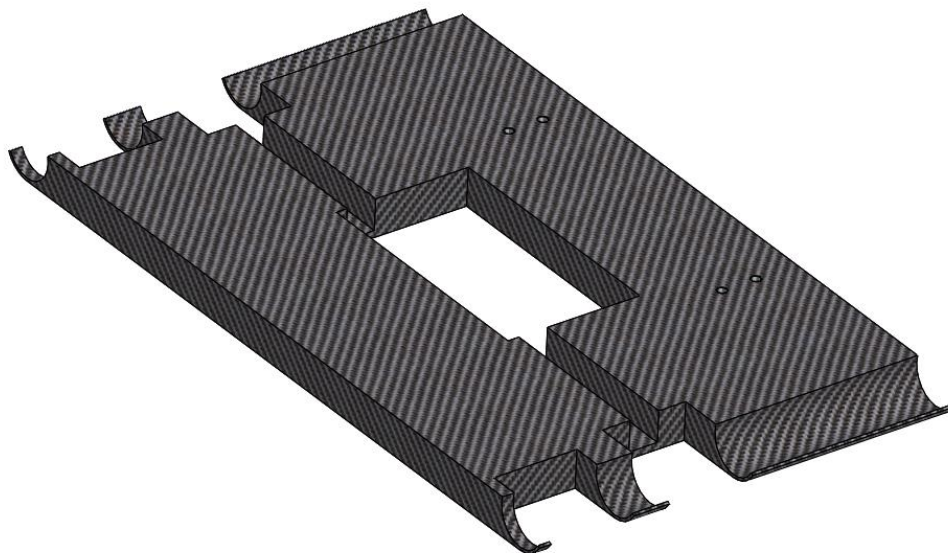


Ilustración 95. Modelo CAD, vista inferior de la plancha inferior trasera.

Finalmente, el diseño de esta placa debe comunicarse al modelo de placas que, aunque no tiene los ranurados sí que debe cumplir con la división de secciones para poder reflejarlo.

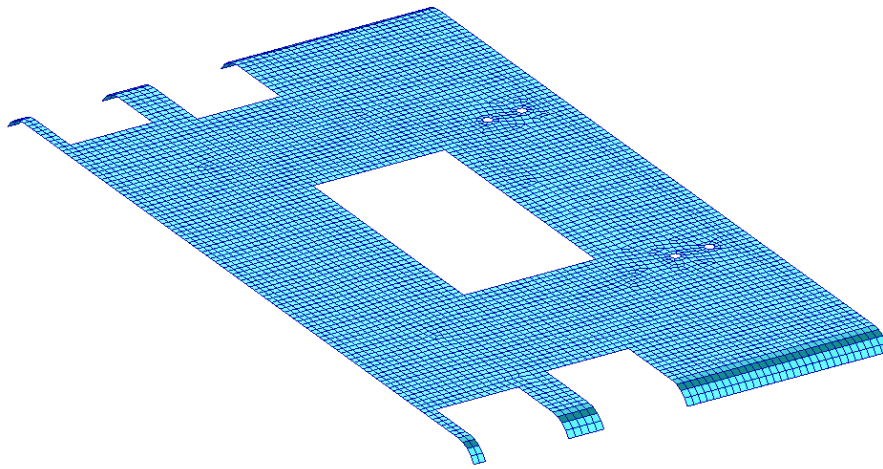


Ilustración 96. Modelo MEF, vista del modelo de placas de la plancha inferior trasera.

Al aplicarlo los espesores podemos verificar que la plancha se ha modelado correctamente.

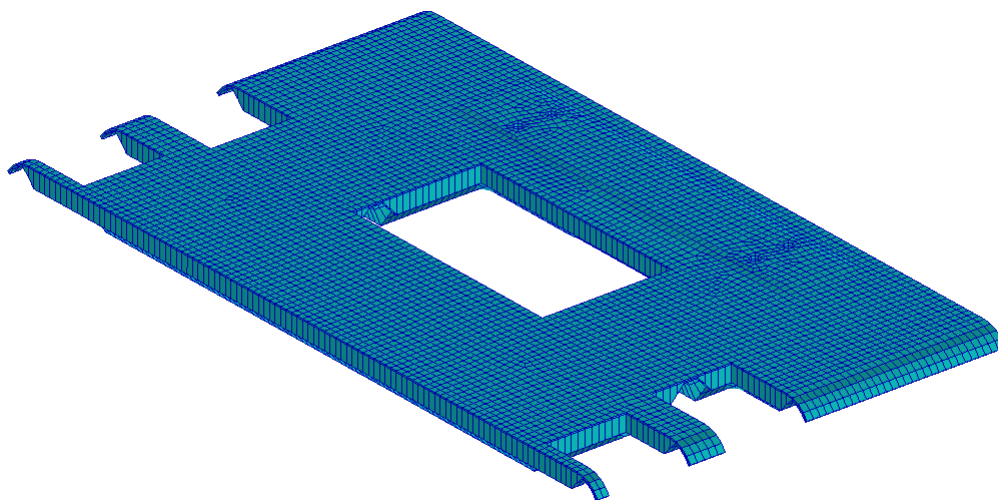


Ilustración 97. Modelo MEF, vista superior del modelo de placas con espesores de la plancha inferior trasera.

La parte inferior también refleja con bastante exactitud el modelo CAD.

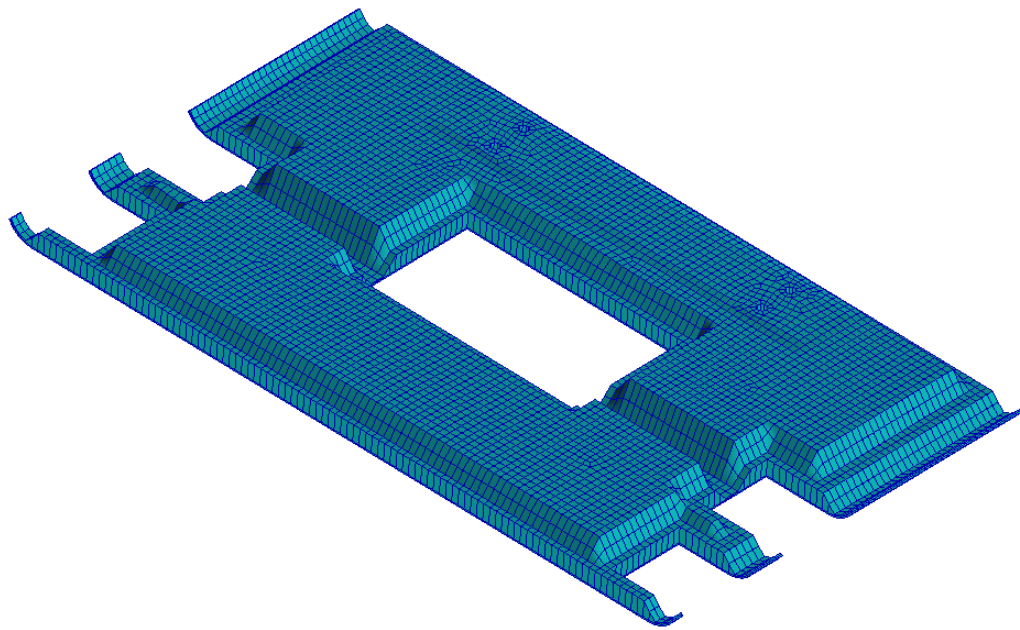


Ilustración 98. Modelo MEF, vista superior del modelo de placas con espesores de la plancha inferior trasera.

Esta plancha no tiene elementos que transmitan una reacción directa, a cambio esta pieza es una de las encargadas de soportar los elementos más pesados del prototipo, que son la batería y el controlador, al calcularse su fuerza en la frenada salen 470 y 392 N respectivamente. LA superficie de aplicación para esta fuerza son la zona en la que se va a pegar las piezas de apoyo impresas en 3D.

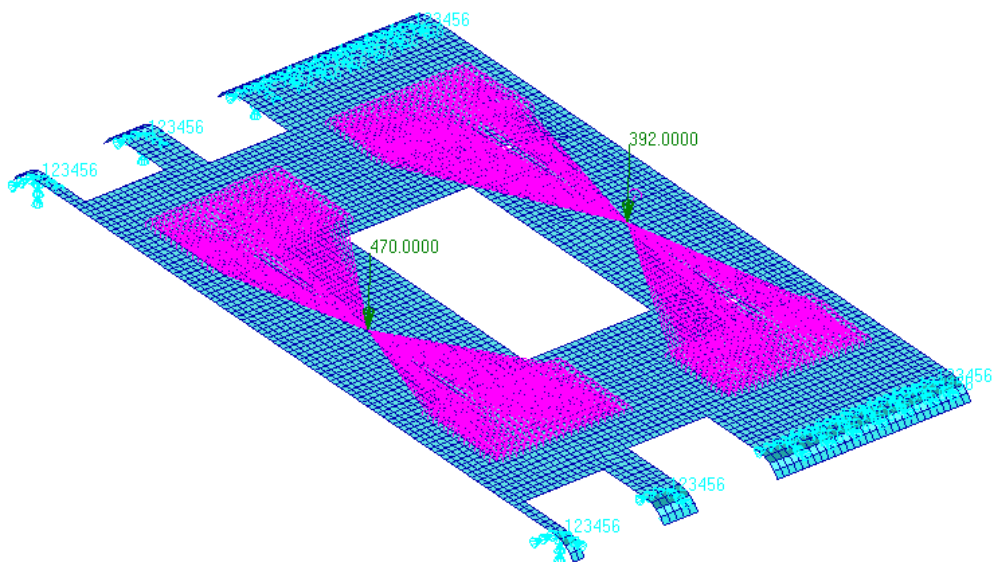


Ilustración 99. Modelo MEF, vista con cargas aplicadas de la placa inferior trasera.

A continuación, se muestran dos tablas una con el contenido del modelo.

TABLA DE CONTENIDO		
NODOS		5761
ELEMENTOS	triangulares	0
	cuadriláteros	5464
MATERIAL	Superior	SE-84LV
	Nucleo	HT251
	Inferior	SE-84LV
	Extra	Aluminio 6061-T6

Tabla 26. Descripción de contenido del modelo de la plancha inferior trasera.

Para dar un modelo como válido hay que pasar unos chequeos necesarios que se resumen en la siguiente tabla.

TABLA DE VERIFICACIONES			
Verificar bordes libres	No se perciben bordes abiertos		OK
Verificar normales	Todas las normales de los elementos apuntan hacia la parte superior		OK
Elementos duplicados	No hay elementos duplicados		OK
Nodos desconectados	No hay nodos desconectados		OK
Aspect. Ratio	Max. = 5.0	1.6	OK
Warp angle	Max. = 0.05	0.00009	OK
Skew angle	Min. = 30	44	OK
Taper	Max. = 0.5	0.45	OK

Tabla 27. Tabla de chequeo del modelo MEF de la plancha inferior trasera.

Los chequeos de masa no se están pasando porque la masa del CAD no puede corresponderse con la de cada plancha a falta de los espesores.

Un resumen del modelo empleado se puede ver en el anexo 5.3. Modelo plancha inferior trasera.

4.3.2.3. PLANCHA INFERIOR DELANTERA

La última plancha que vamos a evaluar es la más sencilla ya que no tiene que adaptarse a ningún elemento, únicamente tiene que servir de apoyo para la batería y el controlador.

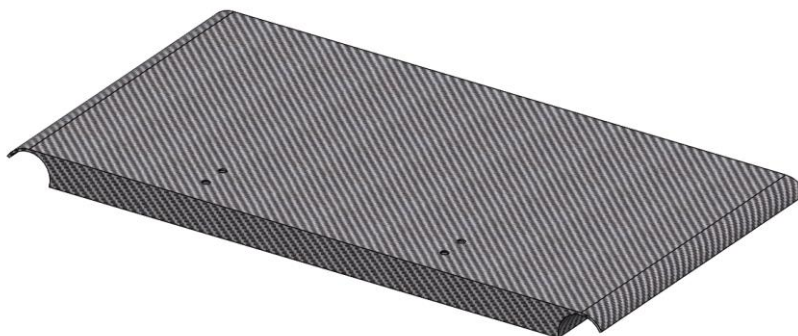


Ilustración 100. Modelo CAD, vista superior de la plancha inferior delantera.

El modelo de esta plancha también conlleva más facilidad.

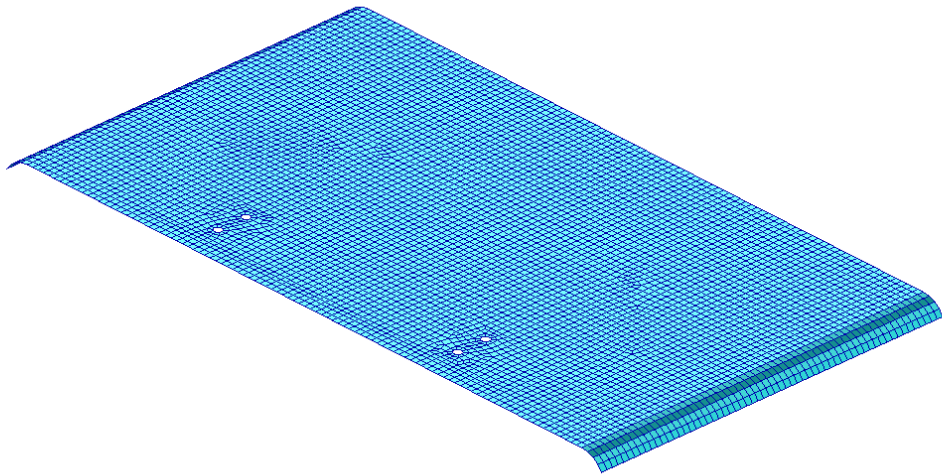


Ilustración 101. Modelo MEF, modelo de placas de la plancha inferior delantera

Hay que mostrar y verificar que están bien aplicados lo que se observa en la imagen 103.

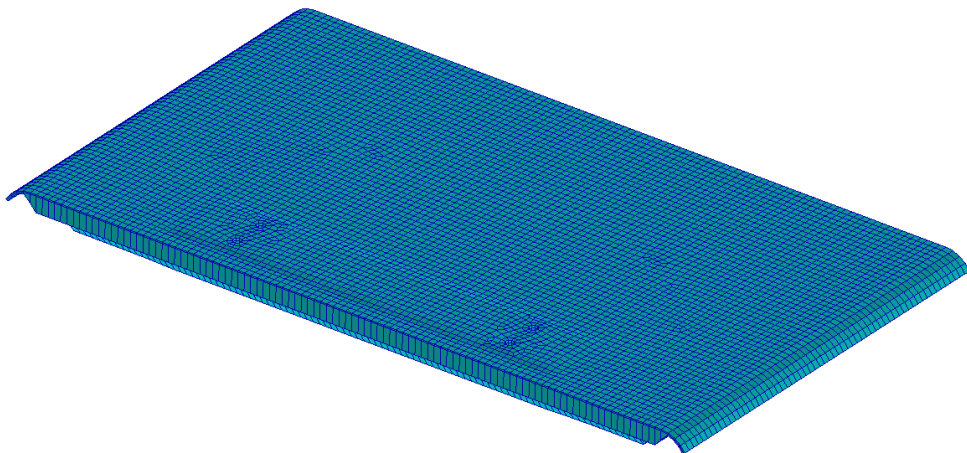


Ilustración 102. Modelo MEF, modelo con espesores de la plancha inferior delantera.

En este caso tampoco hay ningún elemento conectado excepto el guiado el cual no se evalúa. Pero la plancha sigue siendo la encargada de soportar los elementos más pesado del pod. En las siguientes imagines se muestra que la fuerza aplicada es la misma que en la plancha inferior trasera.

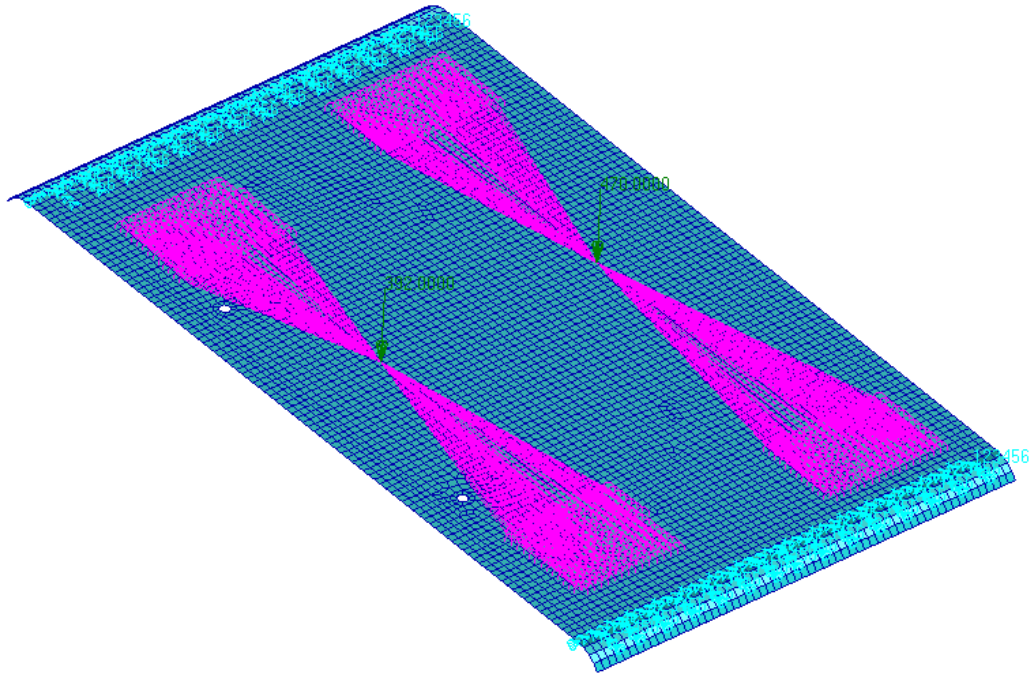


Ilustración 103. Modelo MEF, vista con cargas del modelo de la plancha inferior delantera.

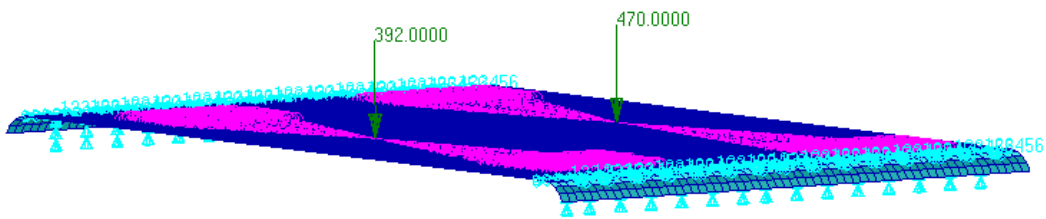


Ilustración 104. Modelo MEF, vista lateral de las cargas del modelo.

A continuación, se muestran dos tablas una con el contenido del modelo.

TABLA DE CONTENIDO		
NODOS		6870
ELEMENTOS	triangulares	0
	cuadriláteros	6670
MATERIAL	Superior	SE-84LV
	Nucleo	HT251
	Inferior	SE-84LV
	Extra	Aluminio 6061-T6

Tabla 28. Descripción de contenido del modelo de la plancha inferior delantera.

Para dar un modelo como valido hay que pasar unos chequeos necesarios que se resumen en la siguiente tabla.

TABLA DE VERIFICACIONES			
Verificar bordes libres	No se perciben bordes abiertos		OK
Verificar normales	Todas las normales de los elementos apuntan hacia la parte superior		OK
Elementos duplicados	No hay elementos duplicados		OK
Nodos desconectados	No hay nodos desconectados		OK
Aspect. Ratio	Max. = 5.0	1.47	OK
Warp angle	Max. = 0.05	0.00013	OK
Skew angle	Min. = 30	44	OK
Taper	Max. = 0.5	0.45	OK

Ilustración 105. Tabla de chequeo del modelo MEF de la plancha inferior delantera.

Los chequeos de masa no se están pasando porque la masa del CAD no puede corresponderse con la de cada plancha a falta de los espesores.

Un resumen del modelo empleado se puede ver en el anexo 5.4. Modelo plancha inferior delantera.

4.3.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Una vez se ha explicado el modelo de cada una de las planchas y las cargas a las que están expuestas, hay que realizar el barrido de capas de fibra para ver cuál es el mínimo que hace cumplir el coeficiente de seguridad de 2.0 requerido por SpaceX.

4.3.3.1. PLANCHA MOTOR

Los resultados de la plancha motor, como en todas las demás, se basan en observar 3 aspectos.

Primero ver la deformada que nos aporta dos datos, ver si el análisis considerado como lineal es válido, ya que la fibra de carbono introduce no linealidades y si la deformación es de orden reducido menor al 2%, podemos considerar que los efectos no lineales del material son depreciables.

Otro aspecto que se ve en la deformación es respecto a que termino de fuerza tenemos que comparar las distintas partes del compuesto ya que al ser una estructura tipo sándwich cada elemento sufre un tipo de fenómeno distinto.

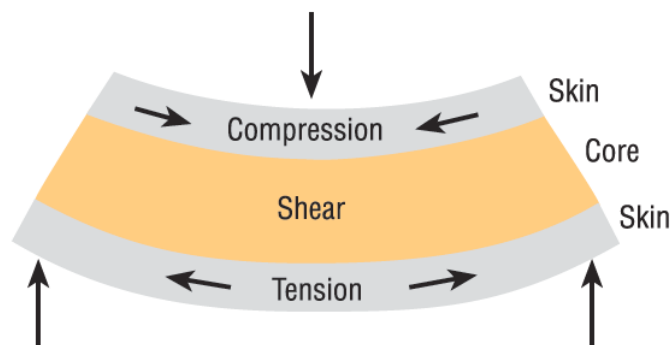


Ilustración 106. Diagrama de secciones en Sandwich de compuestos.

En la siguiente tabla podemos ver los valores respecto a los que hemos de comparar.

	MATERIAL	ORIENTACIÓN	VALOR (MPA)
COMPRESIÓN	Fibra de carbono	0	759
		90	731
CORTANTE	Espuma	0	9.8
TRACCIÓN	Fibra de carbono	0	719
		90	662

Tabla 29. Tabla de tensiones admisibles del material.

Todos estos valores se han extraído de las fichas técnicas proporcionadas por los proveedores.

Después de analizamos las tensiones para cada espesor comparándolo con su correspondiente valor de tensión máxima, en función de donde se ubique.

Finalmente, a estas tensiones se les aplicara el coeficiente de seguridad de SpaceX y se comprobara que cumplan sus requisitos.

El número de capas para los que se van a compararse descubren en la siguiente tabla.

CAPAS	ORIENTACIÓN
1	0°
2	0/90°
3	0/90/0°
4	0/90/0/90°
5	0/90/0/90/0°

Tabla 30. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha motor.

Los resultados los mostramos por capas comparándolos y sacando su coeficiente de seguridad.

CAPAS	UBICACIÓN	DEFORMACIÓN (mm)	PORCENTAJE (%)	VALOR ANÁLISIS (MPa)	VALOR MÁXIMO (MPa)	RF
1	SUPERIOR	0.15	0.6	79.1	719	9.08
	NUCELO			35.6	9.2	0.25
	INFERIOR			23.9	759	31.2
2	SUPERIOR	0.1	0.4	50.7	719	14.6
	NUCELO			10.8	9.2	0.85
	INFERIOR			25.2	759	15.31
3	SUPERIOR	0.087	0.35	37.1	719	19.4
	NUCELO			6.8	9.2	1.35
	INFERIOR			27.4	759	27.7
4	SUPERIOR	0.075	0.3	29.4	719	24.5
	NUCELO			4.7	9.2	1.95
	INFERIOR			21.4	759	35.46
5	SUPERIOR	0.06	0.24	24.3	719	29.6
	NUCELO			1.3	9.2	7
	INFERIOR			17.6	759	43.1

Tabla 31. Tabla de resultados de la plancha motor.

Como podemos observar para esta plancha el número de capas necesario es 5, para este valor de capas se muestran las imágenes a continuación. Primeo empezamos evaluando la deformada donde se observa que las consideraciones de carga de compresión, cortante y tensión están bien definidas.

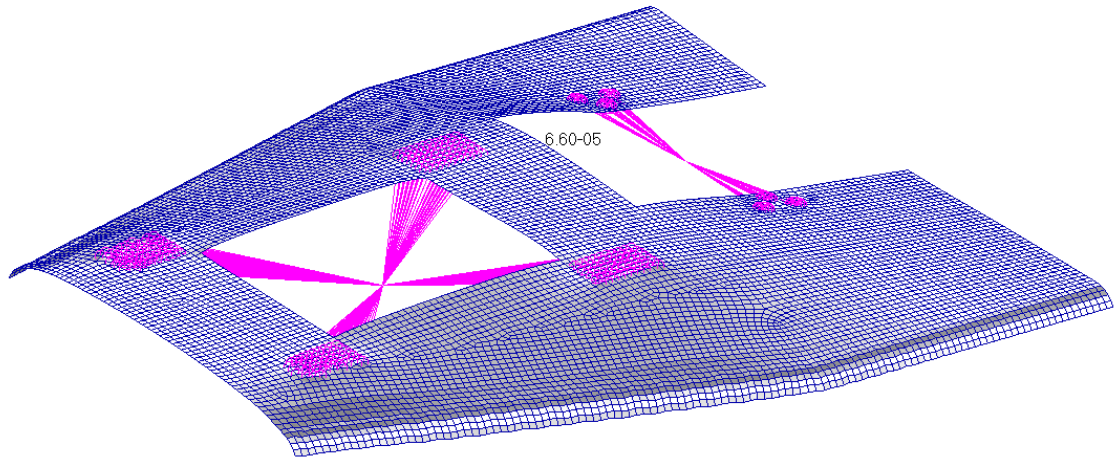


Ilustración 107. Vista de deformaciones de la plancha motor.

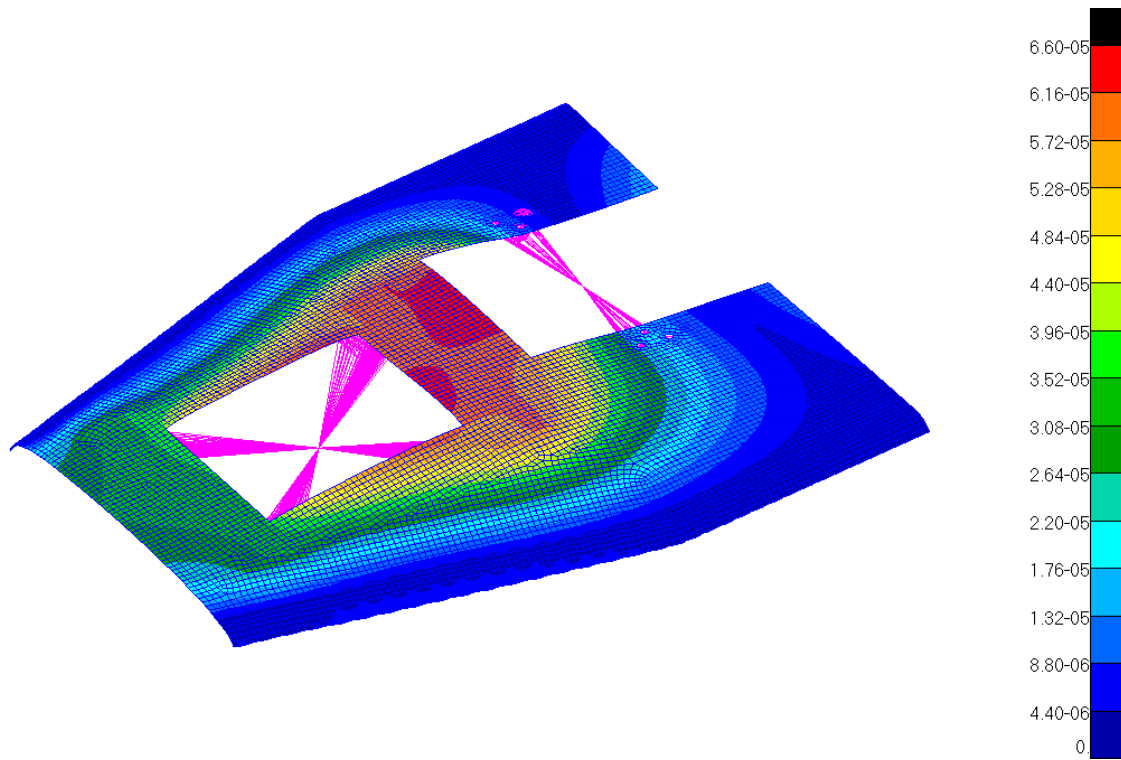


Ilustración 108. Vista de desplazamientos de la plancha motor.

En los valores de deformación se puede observar que no son muy elevados y no muestra ninguna distorsión que haga pensar en la no linealidad del material. Una vez analizada la deformación podemos pasar a ver las tensiones, primero las de las capas superiores.

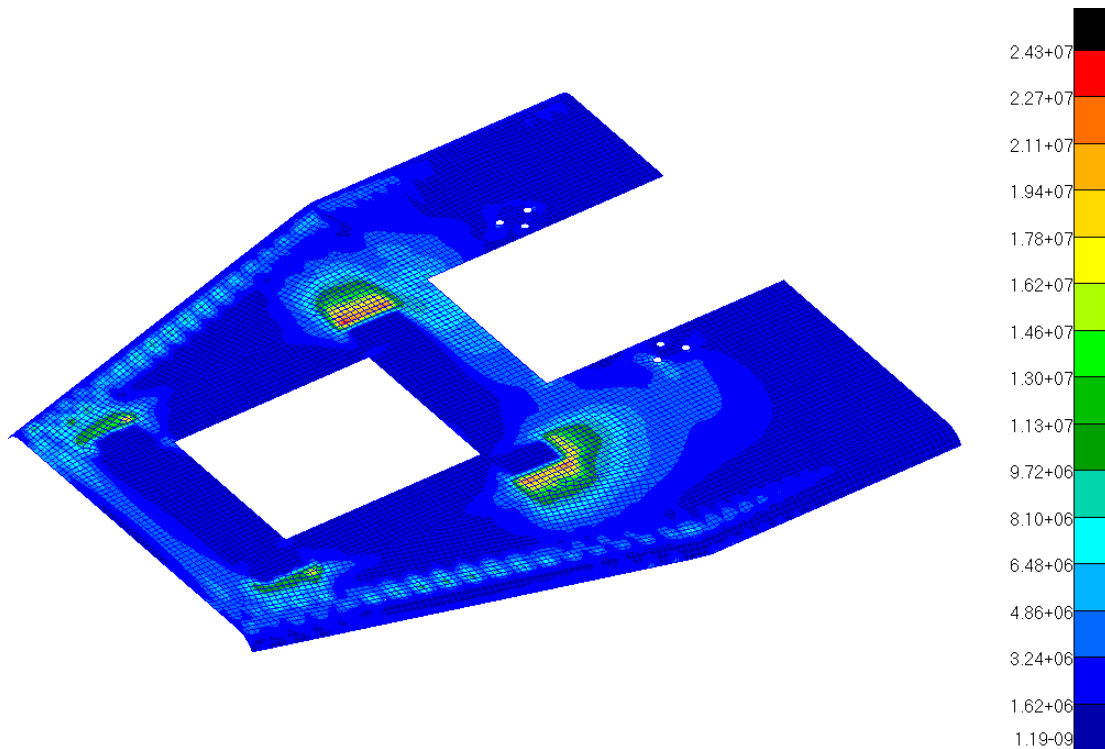


Ilustración 109. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha motor.

Como se puede observar las cargas más elevadas se encuentran en el apoyo de la ballesta que al final es la que más carga va a soportar. Eso se mantiene en todas las capas.

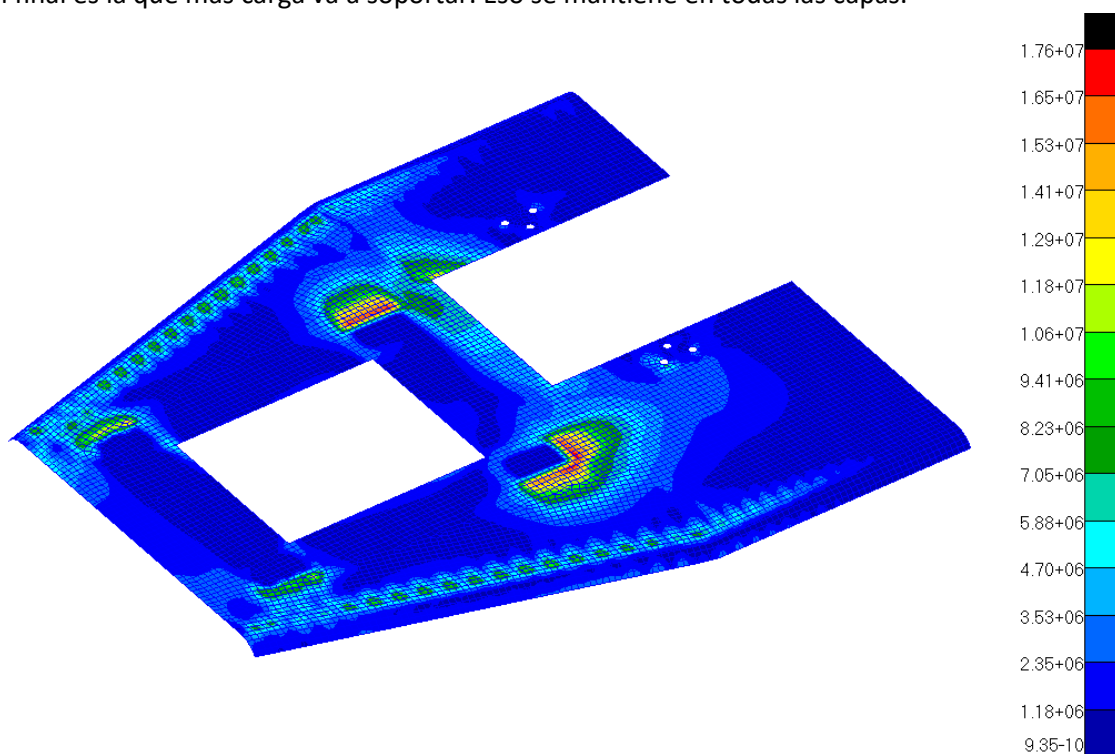


Ilustración 110. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha motor.

En las capas inferiores los valores son más bajos porque la deformación también es menor.

En la última foto vemos la capa de espuma que se tiene que evaluar la cortante, este ha sido el valor más conflictivo.

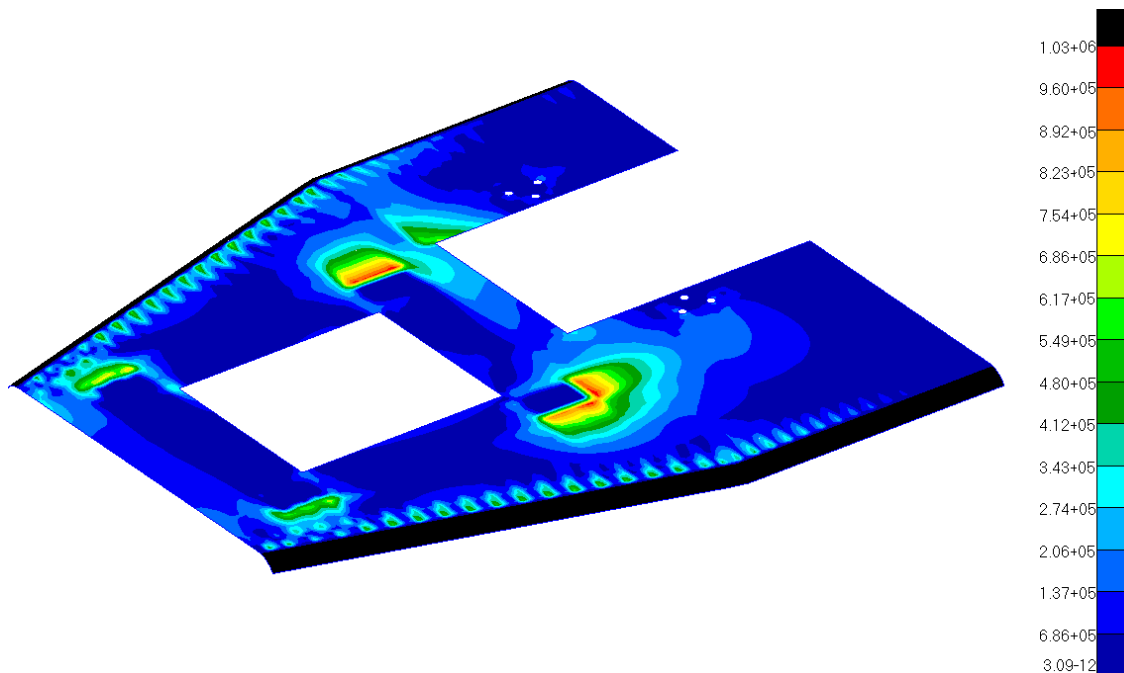


Ilustración 111. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha de motor.

Aunque la espuma ha sido la culpable de tener que aumentar la cantidad de capas de fibra, si las quitáramos y solo trabajáramos con fibra para superar el coeficiente de seguridad a flexión tendríamos que subir a 7 capas por lado.

4.3.3.2. PLANCHA CENTRAL

Empleando las mismas consideraciones y pautas que en la plancha motor, vamos a describir los espesores que se han analizado, con una tala como la del apartado anterior.

CAPAS	ORIENTACIÓN
1	0°
4	0/90/0/90°
7	0/90/0/90/0/90/0°
10	0/90/0/90/0/90/0/90/0°
14	0/90/0/90/0/90/0/90/0/90/0/90/0°

Tabla 32. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha central.

Los resultados los mostramos por capas comparándolos y sacando su coeficiente de seguridad.

CAPAS	UBICACIÓN	DEFORMACIÓN (mm)	PORCENTAJE (%)	VALOR ANÁLISIS (MPa)	VALOR MÁXIMO (MPa)	RF
1	SUPERIOR	0.74	2.8	108	719	
	NUCELO			70	9.2	

	INFERIOR			72	759	
4	SUPERIOR	0.34	1.31	40.2	719	29.58
	NUCELO			22.6	9.2	0.41
	INFERIOR			39.3	759	19.3
7	SUPERIOR	0.24	0.96	27.1	719	26.5
	NUCELO			12.7	9.2	0.72
	INFERIOR			25	759	30.6
10	SUPERIOR	0.15	0.6	29.4	719	30.6
	NUCELO			9.8	9.2	0.94
	INFERIOR			21.4	759	36.0
14	SUPERIOR	0.098	0.4	17.1	719	42
	NUCELO			4.63	9.2	1.99
	INFERIOR			17.8	759	42.6

Tabla 33. Tabla de resultados de la plancha central.

En esta plancha el número de capas necesario para cumplir con las cargas era de 14 por lado, esto es un problema por el hecho de que si no incluyéramos la espuma interior solo tendríamos que introducir 10 capas por lado y nos ahorraríamos 8 capas de fibra. El caso de esta plancha es más delicado porque es donde se ubican los frenos, y para calibrar el sistema de frenada es recomendable que la plancha tenga un espesor más elevado que el de 10 capas de fibra, que es 4.8 mm en total.

De esta forma, aunque consumimos más carbono nos ahorramos problemas para calibrar los frenos.

Para poder corroborar esta tabla mostramos las imágenes de la última plancha elegida. Empezando por representar las deformaciones.

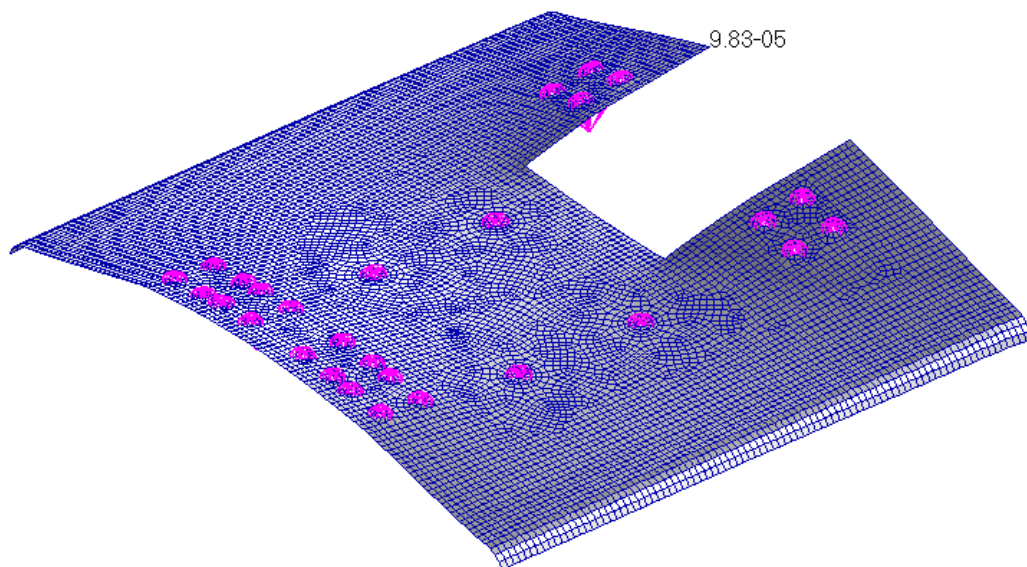


Ilustración 112. Vista de deformaciones de la plancha central.

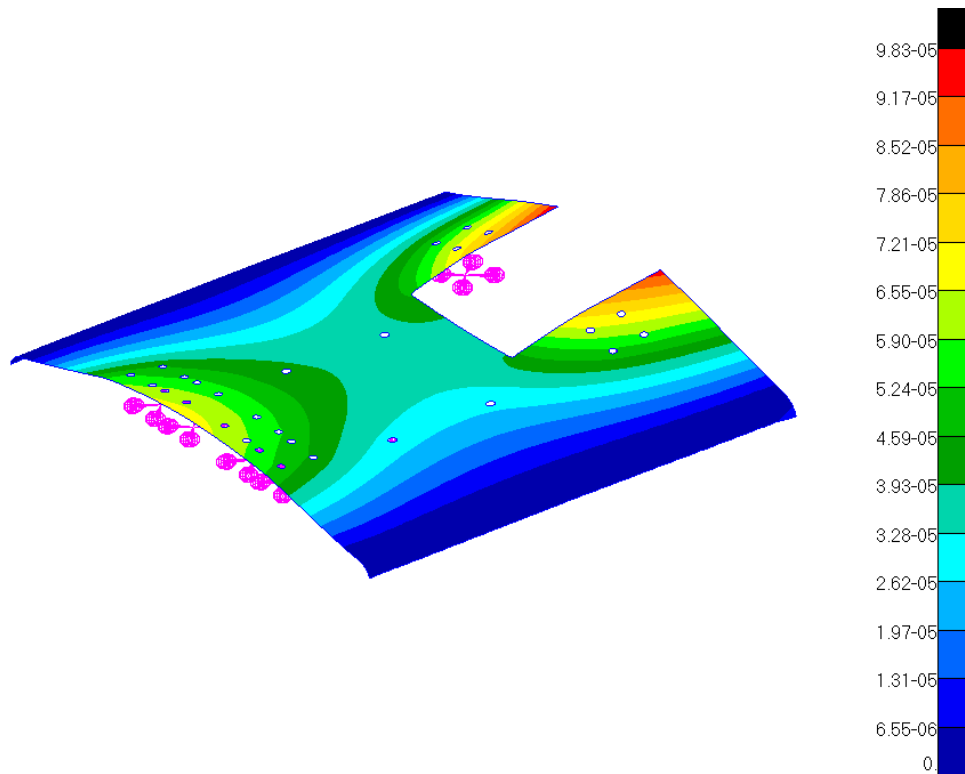


Ilustración 113. Vista de desplazamientos de la plancha motor.

Verificadas las deformaciones, pasamos a evaluar las tensiones en las distintas partes de la plancha. La primera las capas superiores, después las inferiores y finalmente la del núcleo.

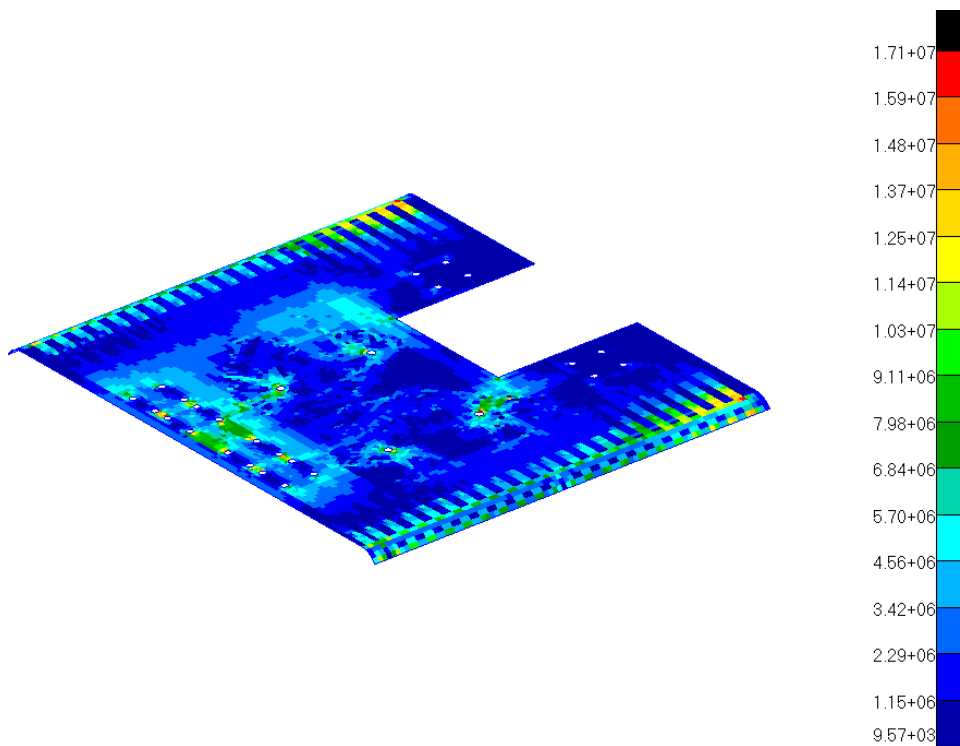


Ilustración 114. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha central.

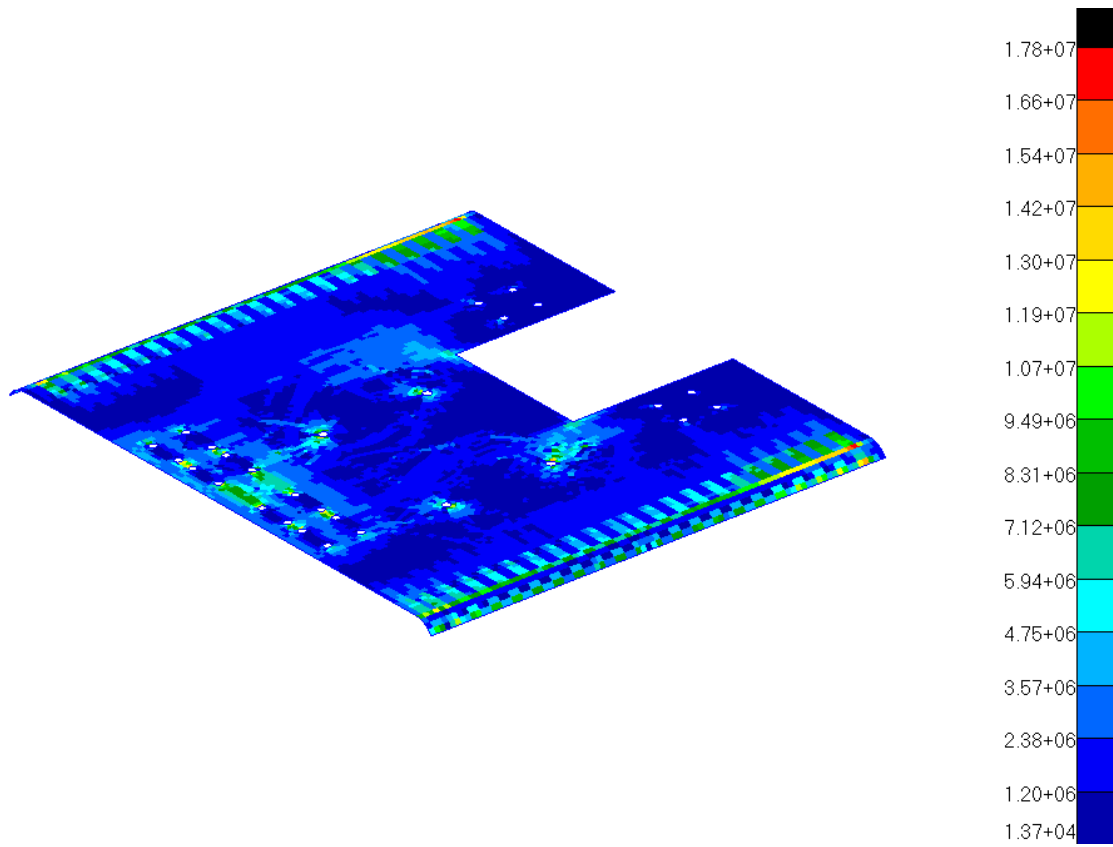


Ilustración 115. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha central.

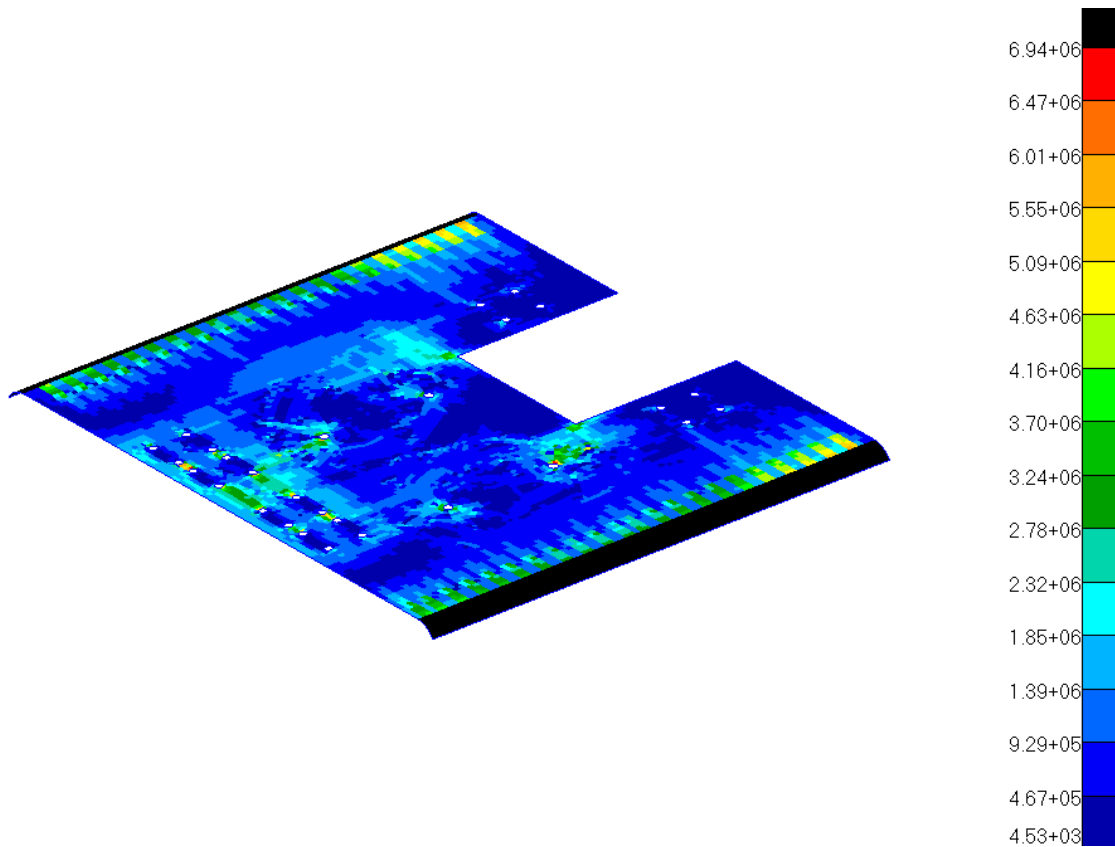


Ilustración 116. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha de central.

En esta última imagen de las tensiones en el núcleo tiene nodos con un valor muy elevado, pero pertenecen a singularidades por parte del modelo, si los filtramos el valor es el considerado de 4.63 MPa.

4.3.3.3. PLANCHA INFERIOR TRASERA

Empleando las mismas consideraciones y pautas que en la plancha motor, vamos a describir los espesores que se han analizado, con una tala como la del apartado anterior.

CAPAS	ORIENTACIÓN
1	0°
2	0/90°
3	0/90/0°
5	0/90/0/90/0°
7	0/90/0/90/0/90/0°

Tabla 34. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha inferior trasera.

Los resultados los mostramos por capas comparándolos y sacando su coeficiente de seguridad.

CAPAS	UBICACIÓN	DEFORMACIÓN (mm)	PORCENTAJE (%)	VALOR ANÁLISIS (MPa)	VALOR MÁXIMO (MPa)	RF
1	SUPERIOR	0.18	0.7	81.3	719	8.84

	NUCELO			43.7	9.2	0.21
	INFERIOR			14.7	759	51.63
2	SUPERIOR	0.14	0.5	48.3	719	14.9
	NUCELO			25.2	9.2	0.37
	INFERIOR			45.6	759	16.6
3	SUPERIOR	0.11	0.44	33.6	719	21.4
	NUCELO			17.8	9.2	0.52
	INFERIOR			32.3	759	23.5
5	SUPERIOR	0.085	0.34	19.7	719	36.5
	NUCELO			11.3	9.2	0.81
	INFERIOR			20.6	759	36.8
7	SUPERIOR	0.067	0.27	12.9	719	55.73
	NUCELO			4.31	9.2	2.13
	INFERIOR			14.9	759	50.9

Tabla 35. Tabla de resultados de la plancha inferior trasera.

La tabla nos indica que el número de capas por lado es de 7 láminas de fibra de carbono. En este caso, la flexión máxima que permitía la fibra impedía cumplir con la geometría diseñada ya que el grosor de las capas de fibra en el ranurado era mayor que el permitido en la realidad.

Con esto definido mostramos en las imágenes las deformaciones y tensiones para la plancha de fibra con 7 capas.

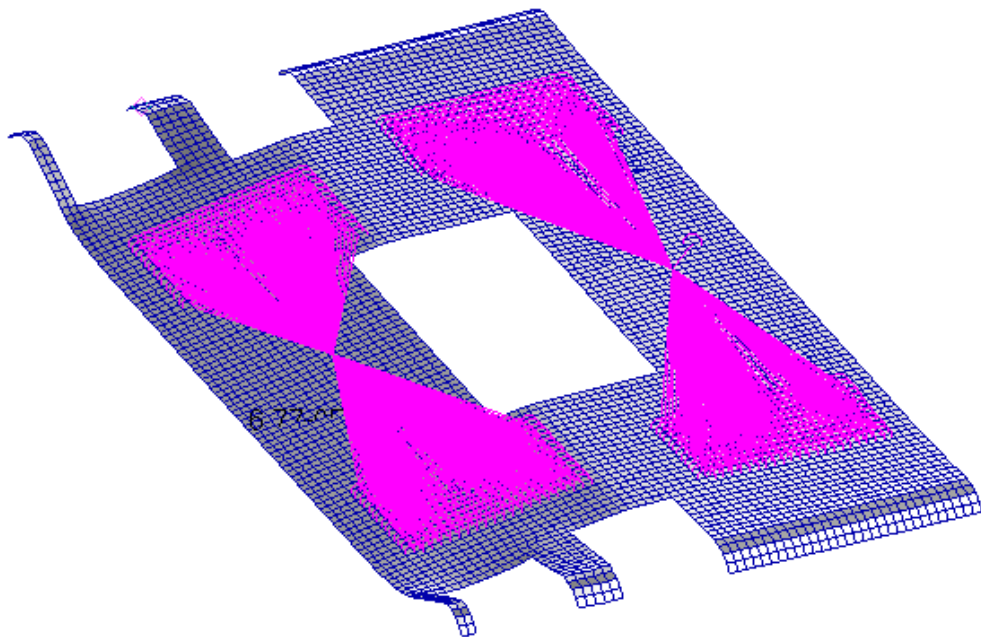


Ilustración 117. Vista de deformaciones de la plancha inferior trasera.

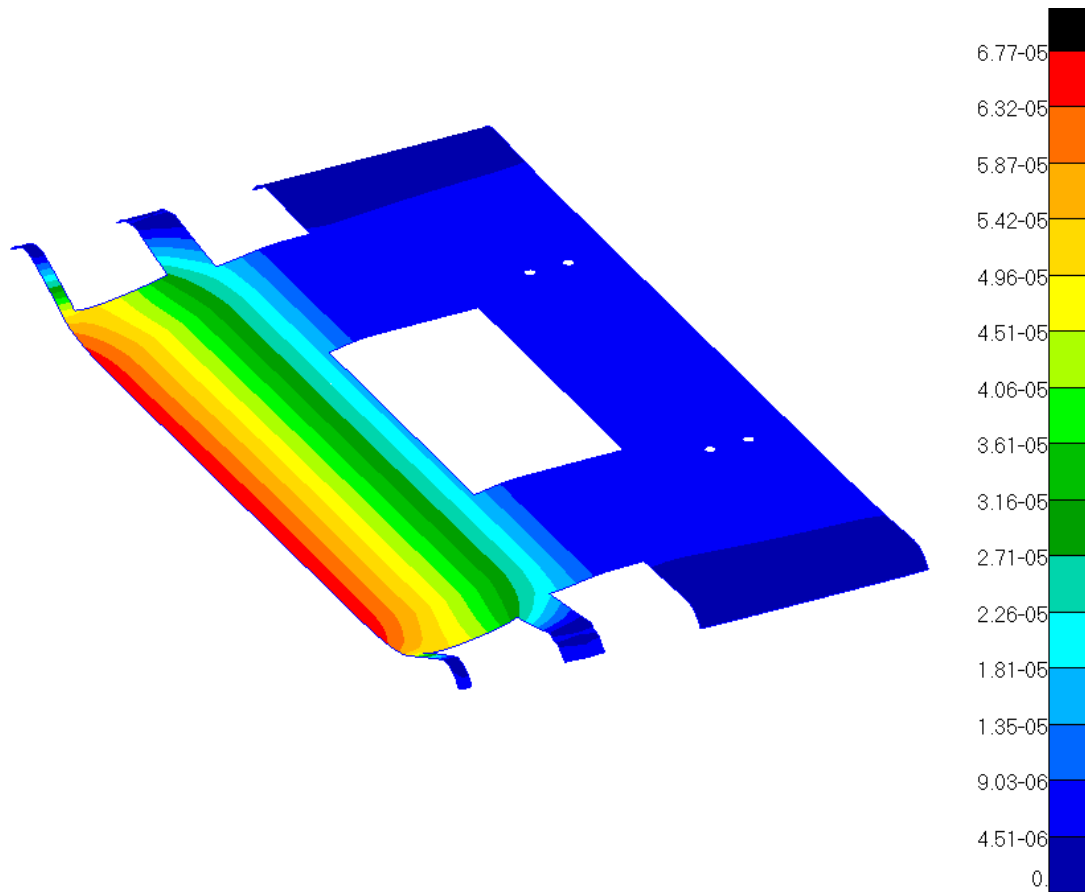


Ilustración 118. Vista de desplazamientos de la plancha inferior trasera.

Se puede observar como el punto que debilita claramente la plancha es el ranurado para la placa de frenos, esto hace que el único punto de sujeción de parte del peso sea las delegadas patas curvadas. Como se puede ver en las siguientes imágenes, esto provoca que sea el punto con tensiones más altas, tanto en las capas superiores como en las inferiores.

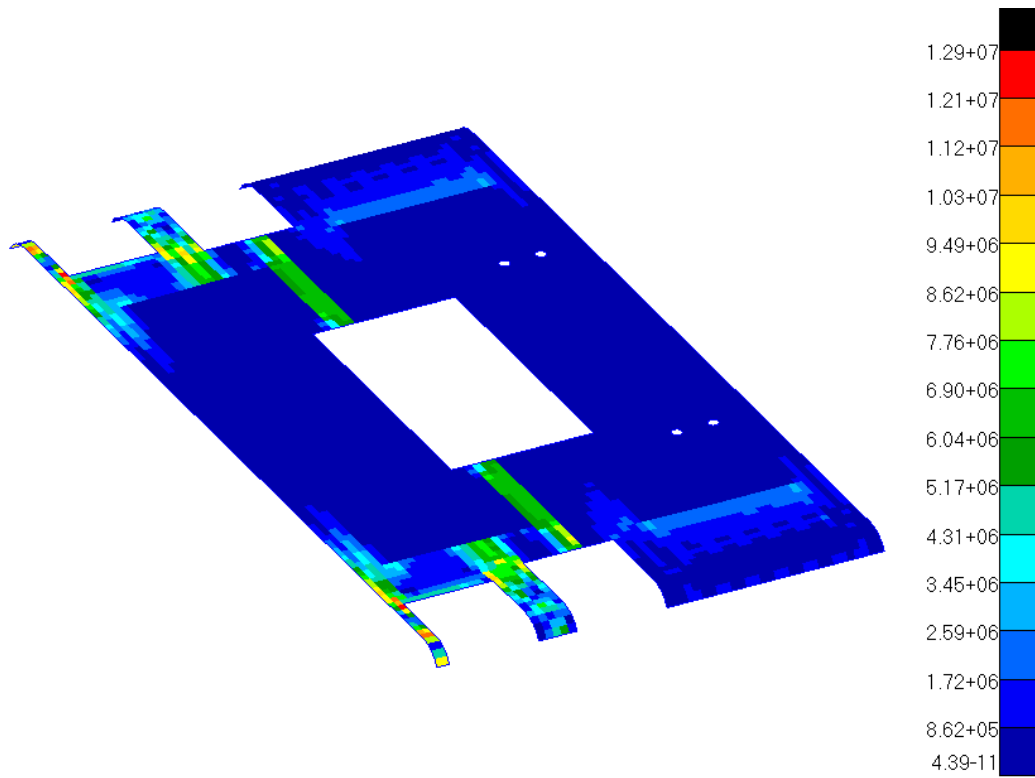


Ilustración 119. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha inferior trasera.

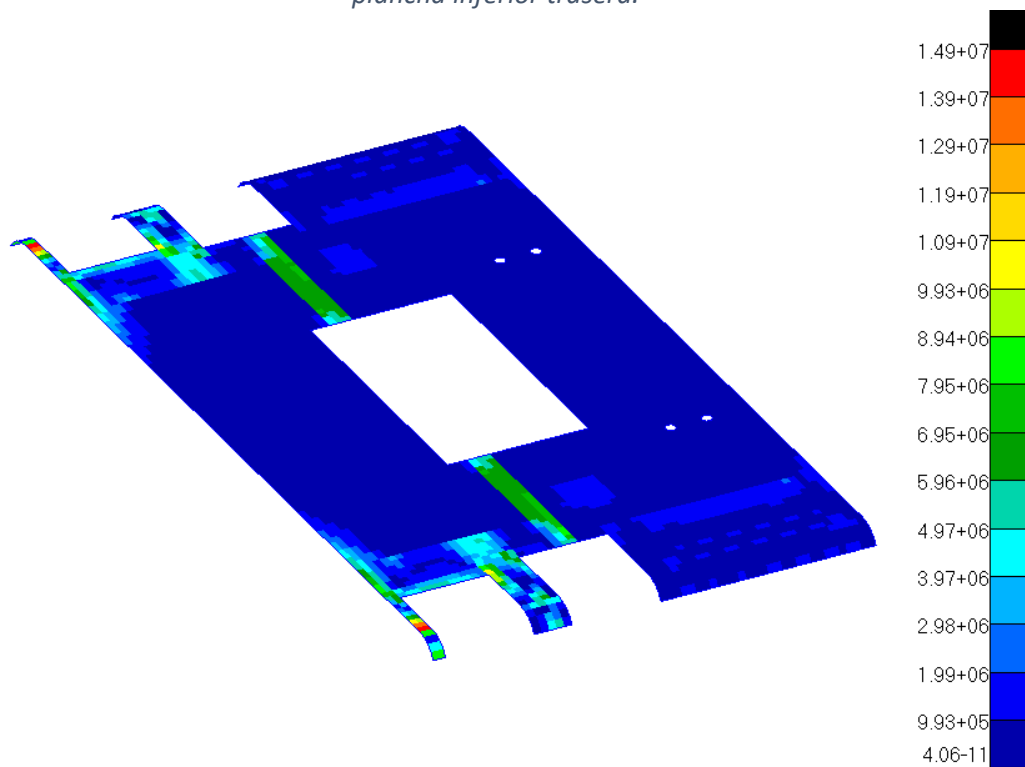


Ilustración 120. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha inferior trasera.

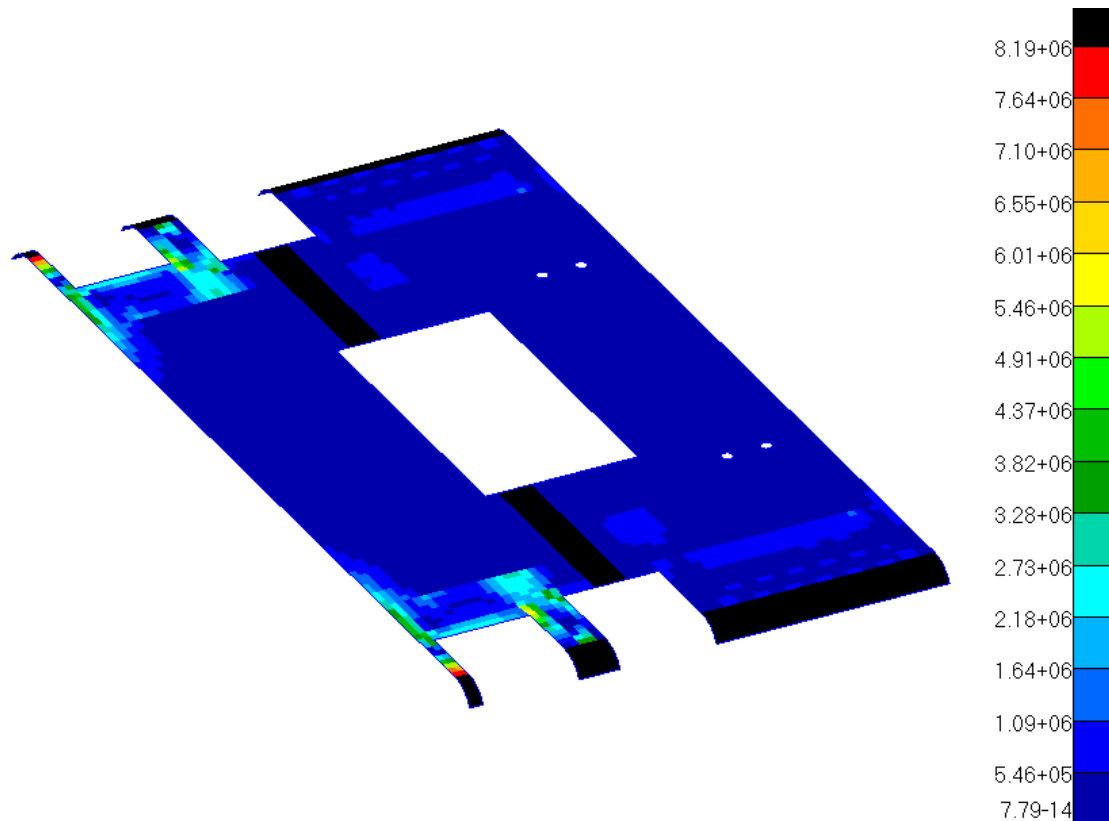


Ilustración 121. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha inferior trasera.

4.3.3.4. PLANCHA INFERIOR DELANTERA

Empleando las mismas consideraciones y pautas que en la plancha motor, vamos a describir los espesores que se han analizado, con una tala como la del apartado anterior. En este caso las tablas son más reducidas porque han hecho falta menos iteraciones para encontrar el número de capas.

CAPAS	ORIENTACIÓN
1	0º
2	0/90º

Tabla 36. Tabla de iteración con número de capas y orientación de la plancha inferior delantera.

Los resultados los mostramos por capas comparándolos y sacando su coeficiente de seguridad.

CAPAS	UBICACIÓN	DEFORMACIÓN (mm)	PORCENTAJE (%)	VALOR ANÁLISIS (MPa)	VALOR MÁXIMO (MPa)	RF
1	SUPERIOR	0.011	0.5	12.4	719	58.0
	NUCELO			5.79	9.2	1.6
	INFERIOR			1.9	759	400.5
2	SUPERIOR	0.0086	0.035	7.66	719	93.86
	NUCELO			0.85	9.2	10.8

	INFERIOR			5.94	759	127.8
--	----------	--	--	------	-----	-------

Tabla 37. Tabla de resultados de la plancha inferior delantera.

Hay que destacar el importante salto que hay entre 1 sola capa de fibra de carbono y 2 capas. En una geometría siempre como esta en la que no hay ninguna discontinuidad severa el método de sándwich es más efectivo de forma que con una capa más tenemos un coeficiente de seguridad 10 veces más elevado.

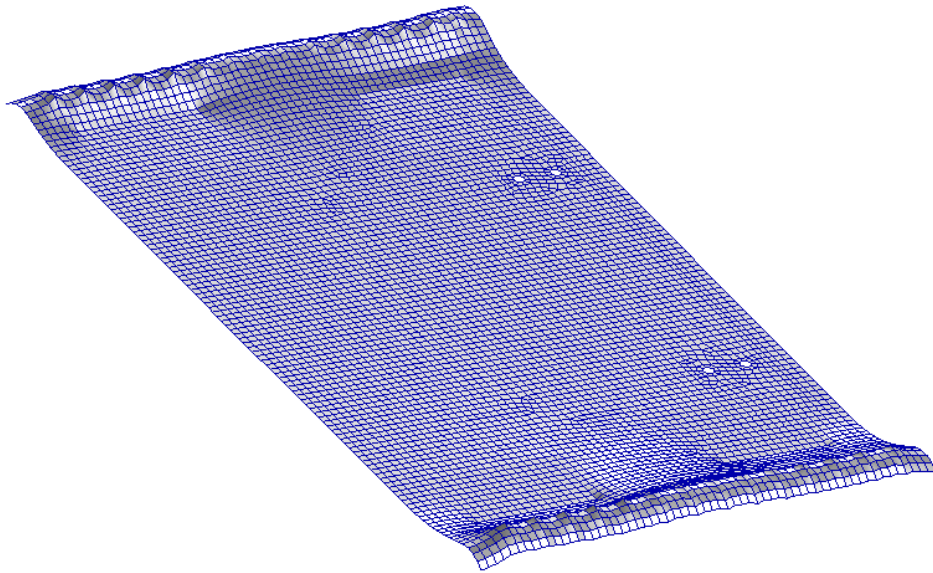


Ilustración 122. Vista de deformaciones de la plancha inferior delantera.

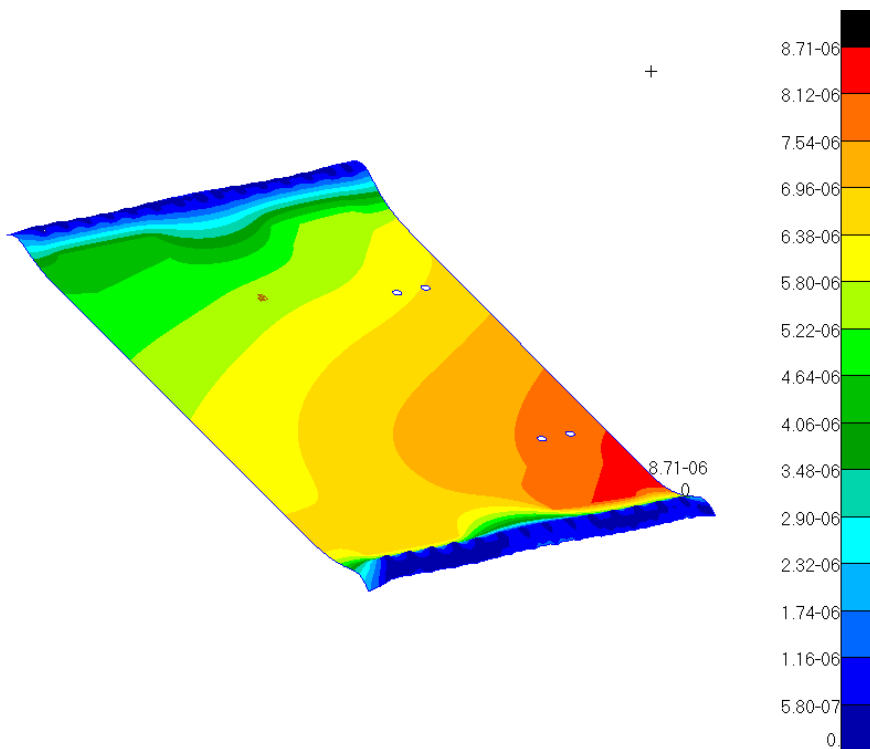


Ilustración 123. Vista de desplazamientos de la plancha inferior delantera.

Las deformaciones son reducidas y por consiguiente las tensiones que vemos en las siguientes imágenes también lo son.

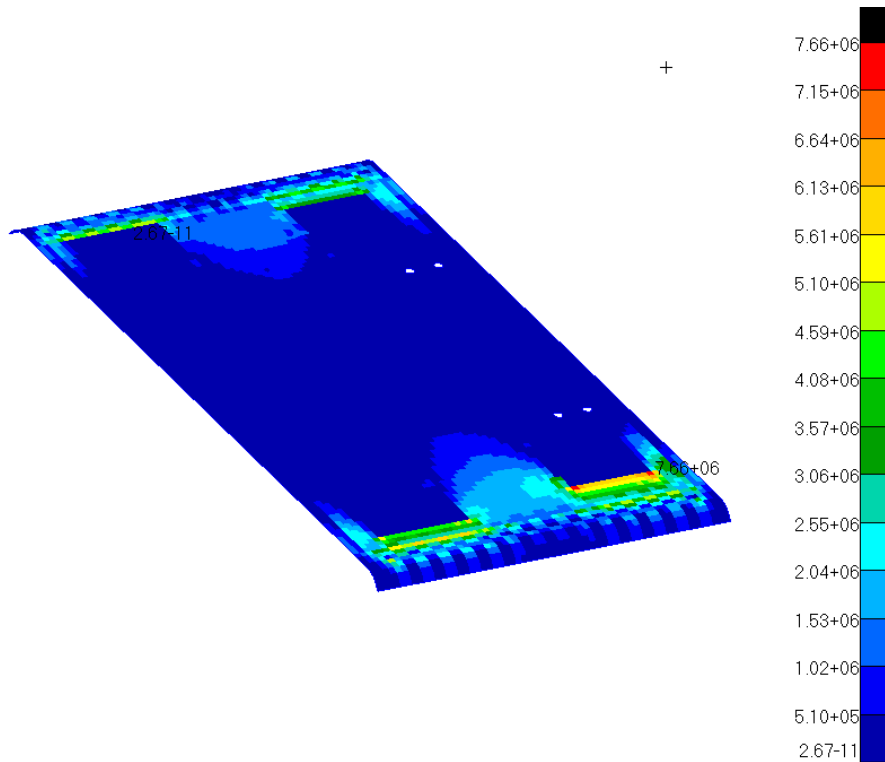


Ilustración 124. Vista de tensiones de von Mises en las capas superiores de la fibra de la plancha inferior delantera.

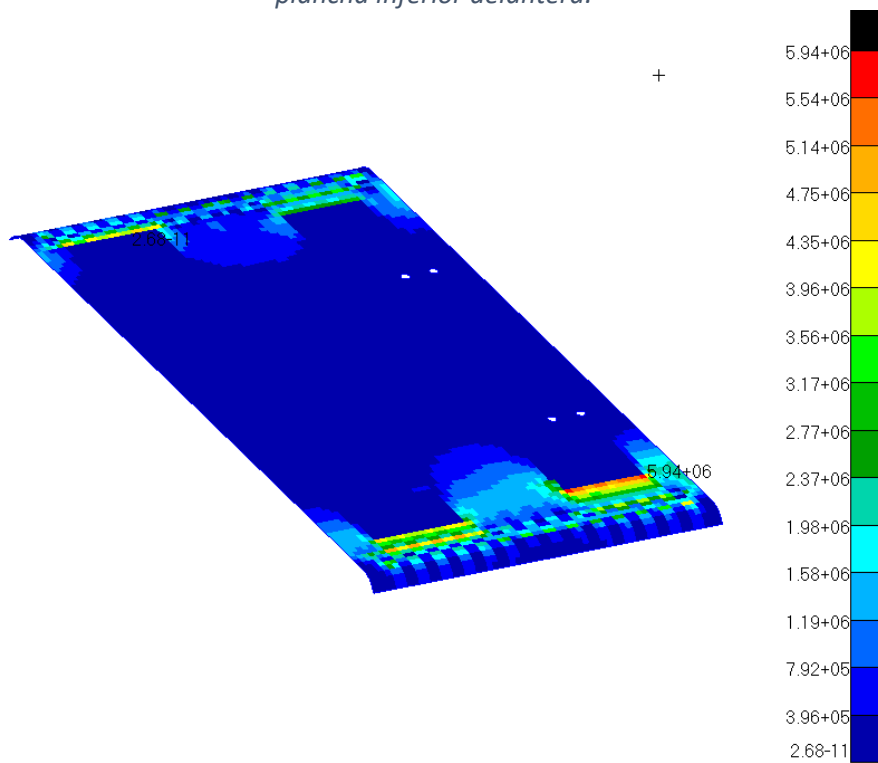


Ilustración 125. Vista de tensiones de von Mises en las capas inferiores de la fibra de la plancha inferior delantera.

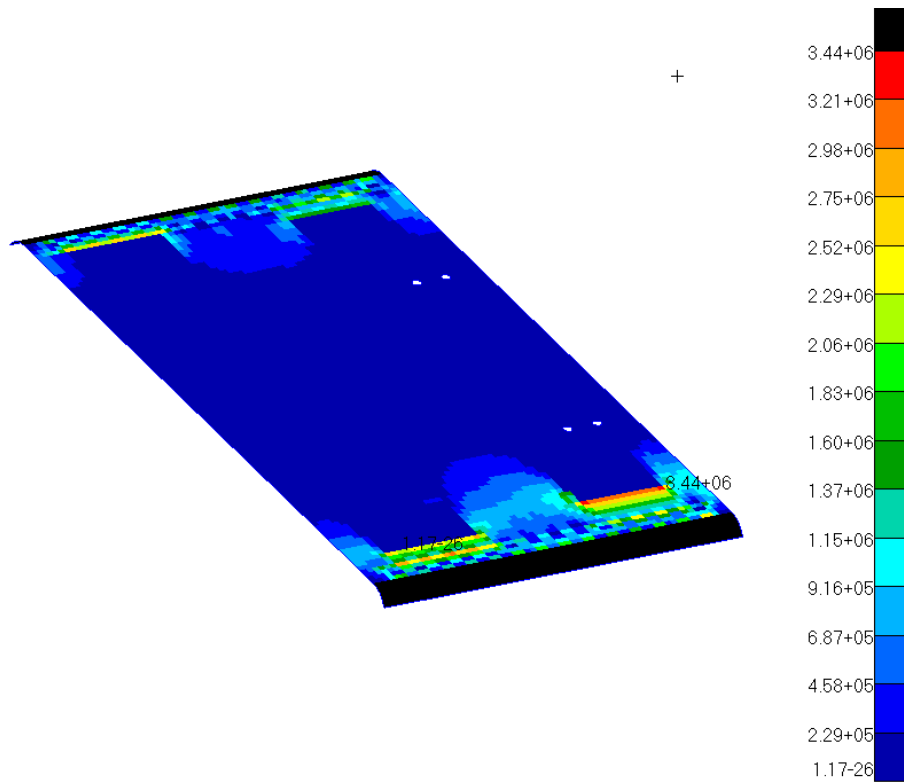


Ilustración 126. Vista de tensiones de cortadura de la capa intermedia de espuma de la plancha inferior delantera.

Con esta última plancha queda terminada la tarea de dimensionar el espesor de cada plancha por separado. En el siguiente ensayo estas planchas se unen al bastidor para poder simular el chasis desde un punto de vista más completo.

4.4. ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL ELÁSTICO DE ESTRUCTURA Y PLANCHAS.

4.4.1. OBJETIVOS

Los objetivos de este análisis siguen siendo los mismos que en todo el documento, conocer el comportamiento de la estructura bajo las condiciones de contorno de apoyo, aceleración y frenada, y adema cumplir en cada una de estas condiciones o fases con el coeficiente de seguridad estructural requerido por SpaceX.

Para evaluar esto se han unido los modelos del bastidor y de cada una de las planchas que tiene el vehículo.

4.4.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO

En la imagen 127 se pueden ver los elementos que se han introducido en el modelo.

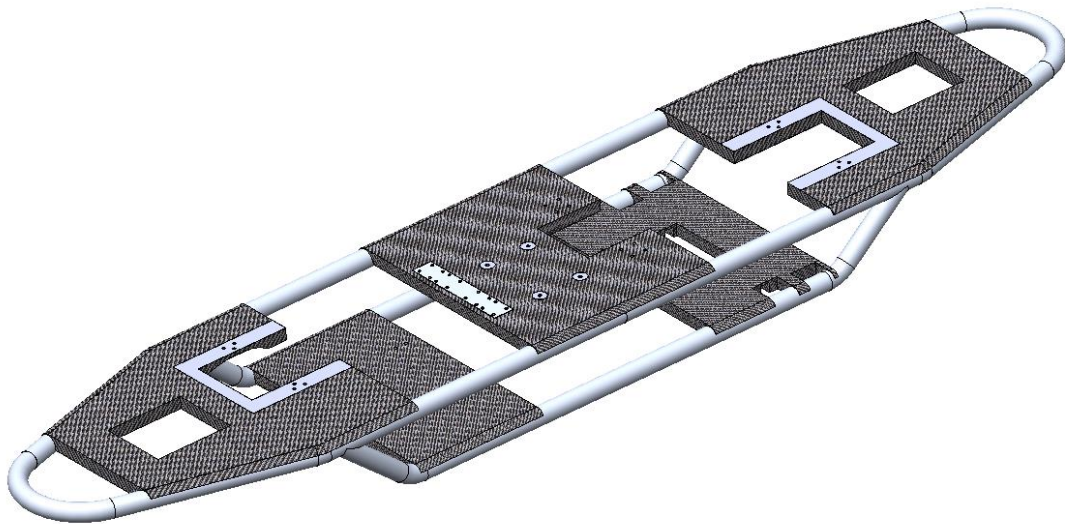


Ilustración 127. Modelo CAD del chasis completo, vista isométrica.

La unión entre ambos elementos se ha realizado mediante elementos rígidos, colocados con la separación a la que se van a colocar los remaches. La tarjeta de Nastran empleada es 'RBE2', su función es la de igualar los desplazamientos de un nodo dependiente y un nodo independiente, de esta forma en la matriz de rigidez la fila correspondiente al nodo dependiente se anula.

Además, como en el análisis del bastidor los elementos con masa no estructurales se han introducido como elementos de masa adicionales y se han conectado en su posición correspondiente.

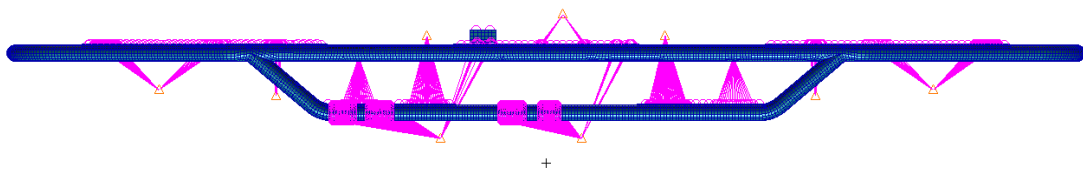


Ilustración 128. Modelo de elementos finitos del chasis con las masas puntuales, vista lateral.

Gracias a estar las planchas definidas en el modelo, las masas puntuales de los elementos se han podido conectar a sus respectivas posiciones. Además, la posición de los frenos queda más definida por la correcta posición de las mordazas que los unen al bastidor.

A pesar de que los frenos forman parte del bastidor según los responsables de SpaceX no es podían considerar como elementos estructurales ya que eran un sistema independiente. Esto a grandes rasgos nos beneficia ya que el coeficiente de seguridad a aplicar es de 1.5 y no de 2.0.

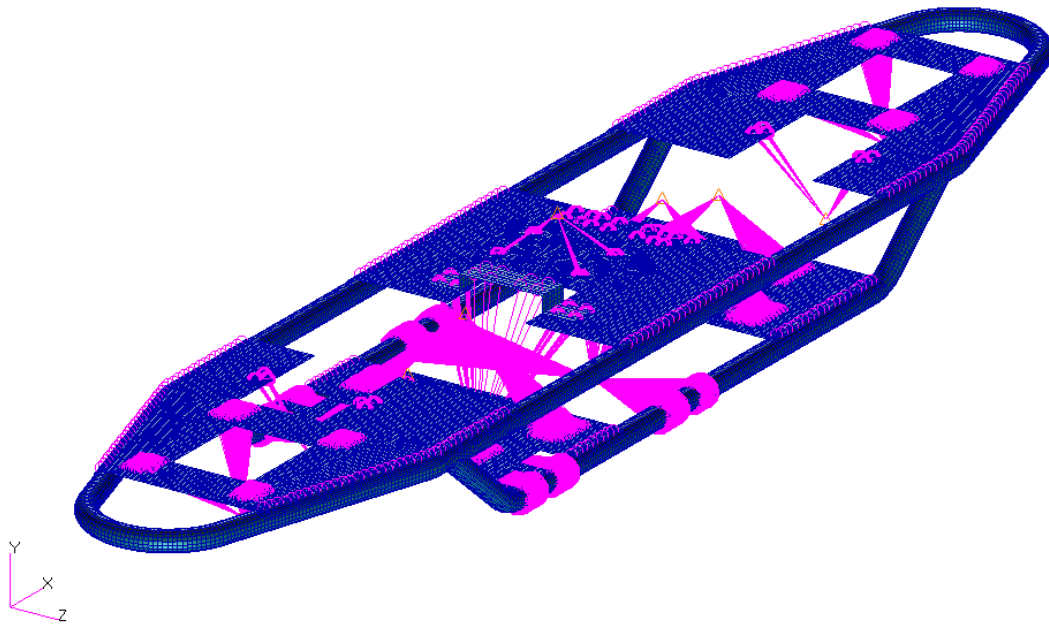


Ilustración 129. Modelo de elementos finitos del chasis con masas puntuales, vista isométrica.

En esta imagen se puede ver la unión nodo a nodo empleada entre el bastidor y la plancha, este análisis, aunque no está descrito en este trabajo nos ha permitido calcular las fuerzas que deben aguantar los remaches.

A continuación, se muestran dos tablas una con el contenido del modelo y otra con la masa empleada en los puntos concentrados.

TABLA DE CONTENIDO		
NODOS		107859
ELEMENTOS	Puntos de masa	11
	triangulares	14
	cuadriláteros	62202
MATERIAL		ALUMINIO 6061-T6
		Fibra de carbono S-84LV
		Espuma HP250

Tabla 38. Descripción de contenido del modelo chasis completo.

Para dar un modelo como valido hay que pasar unos chequeos necesarios que se resumen en la siguiente tabla.

TABLA DE VERIFICACIONES		
Verificar bordes libres	No se perciben bordes abiertos	OK
Verificar normales	Todas las normales de los elementos apuntan al exterior del cilindro	OK
Elementos duplicados	No hay elementos duplicados	OK

Nodos desconectados	No hay nodos desconectados		OK
Verificar masa	CAD = 215.3 Kg FEM = 197.8 Kg		OK
Aspect. Ratio	Max. = 5.0	3.1	OK
Warp angle	Max. = 0.05	0.002	OK
Skew angle	Min. = 30	40.1	OK
Taper	Max. = 0.5	0.42	OK

Tabla 39. Tabla de chequeo del modelo MEF del chasis completo.

Un resumen del modelo empleado se puede ver en el anexo 6. Modelo chasis.

4.4.2.1. CASOS DE CARGA.

Los casos de carga son los mismos que se definieron en el análisis del bastidor. Apoyo sobre las ruedas, aceleración y frenada.

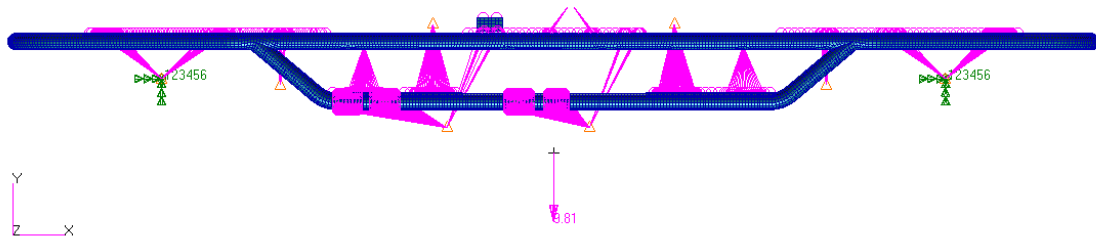


Ilustración 130. Vista del caso de carga de apoyo del modelo chasis.

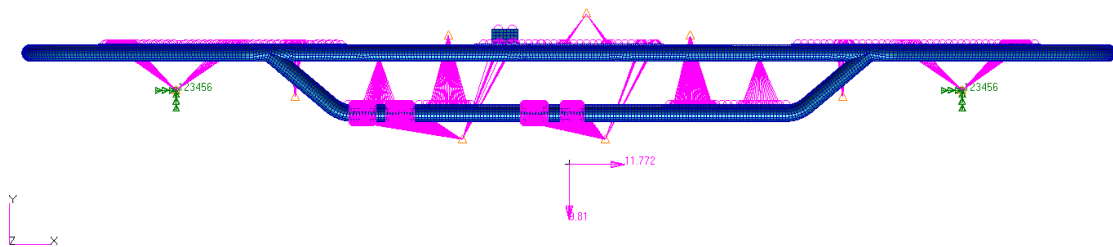


Ilustración 131. Vista del caso de carga de aceleración del modelo chasis.

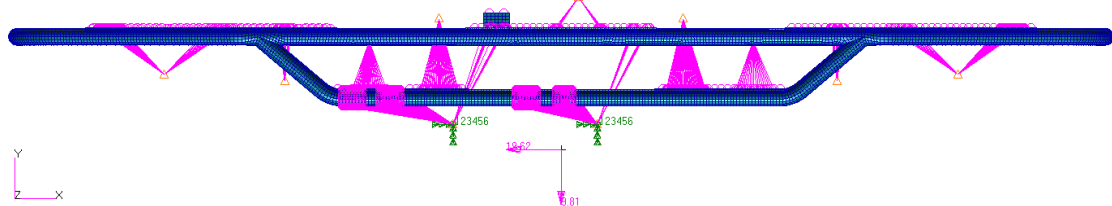


Ilustración 132. Vista del caso de carga de aceleración del modelo chasis.

Dado que los modelos ya están descritos en el apartado 3 no es necesario volver a definir las condiciones de contorno y pasamos directamente a los resultados.

4.4.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Los resultados se van a dividir dependiendo el caso de carga estudiado y finalmente se extraerá un resumen y unas conclusiones a partir de los resultados.

4.4.3.1. RESULTADOS DEL APOYO SOBRE LAS RUEDAS

En los resultados de este modelo hay muchos aspectos a destacar ya que debemos evaluar cada uno de los elementos ya evaluados. Empezamos por visualizar las deformaciones.

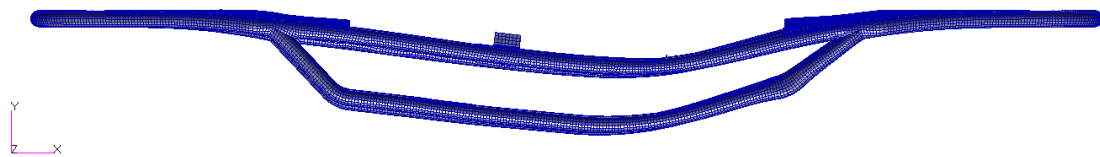


Ilustración 133. Deformaciones del modelo chasis en caso de apoyo, vista lateral.

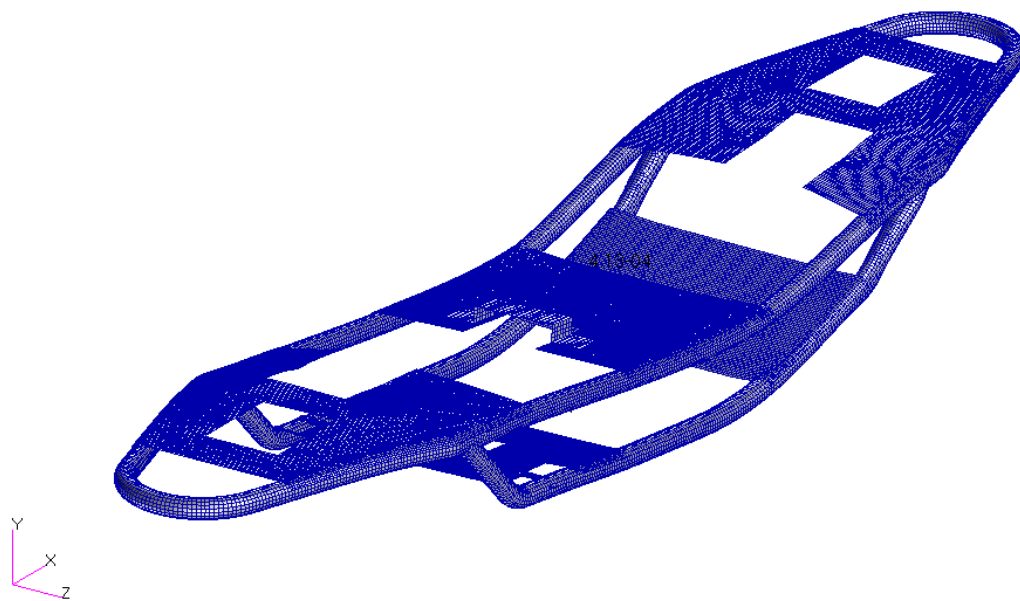


Ilustración 134. Deformaciones del modelo chasis en caso de apoyo, vista isométrica.

Estas no muestran ninguna desconexión en el modelo, ni ninguna deformación irregular de hecho el resultado que puede verse en las imágenes es similar al que ya se veía en el bastidor. Así que continuamos con los desplazamientos.

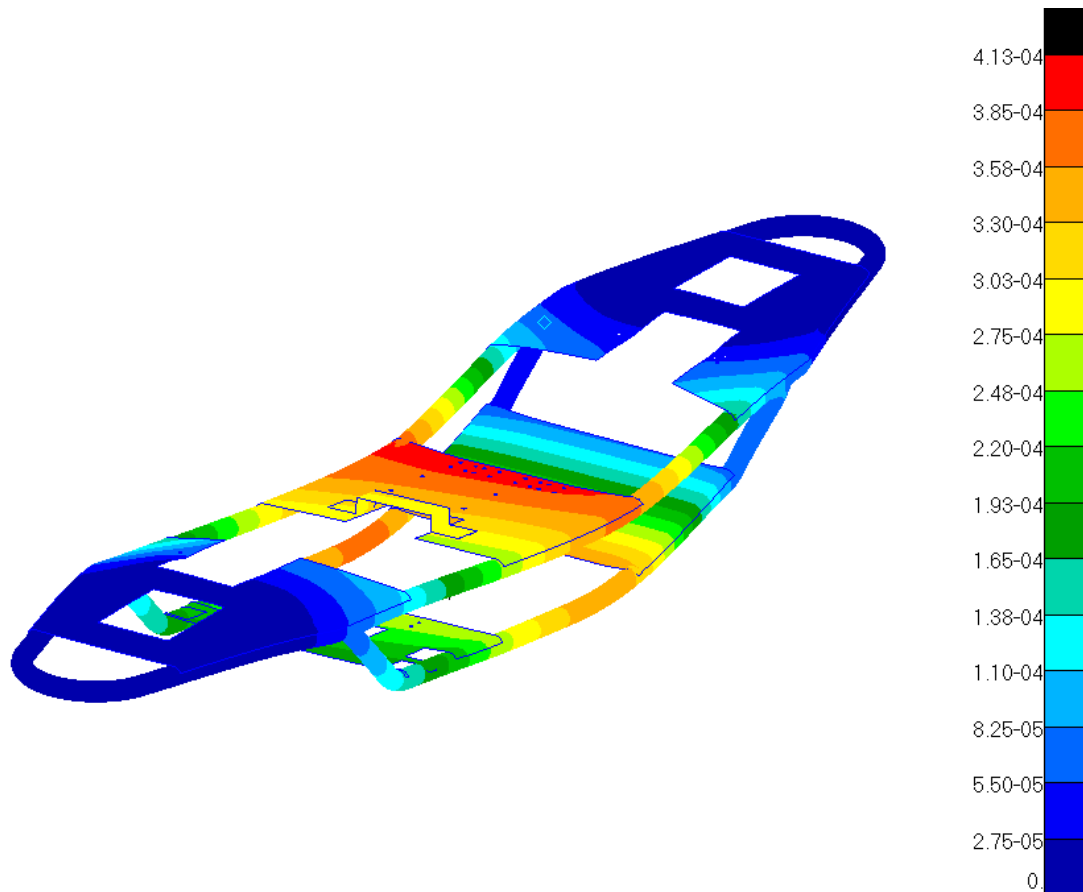


Ilustración 135. Resultante de desplazamientos en caso de apoyo, vista isométrica.

El valor máximo que se puede apreciar evitando singularidades es 0.413 mm. En la imagen 136, vemos como este desplazamiento es principalmente en el eje Y.

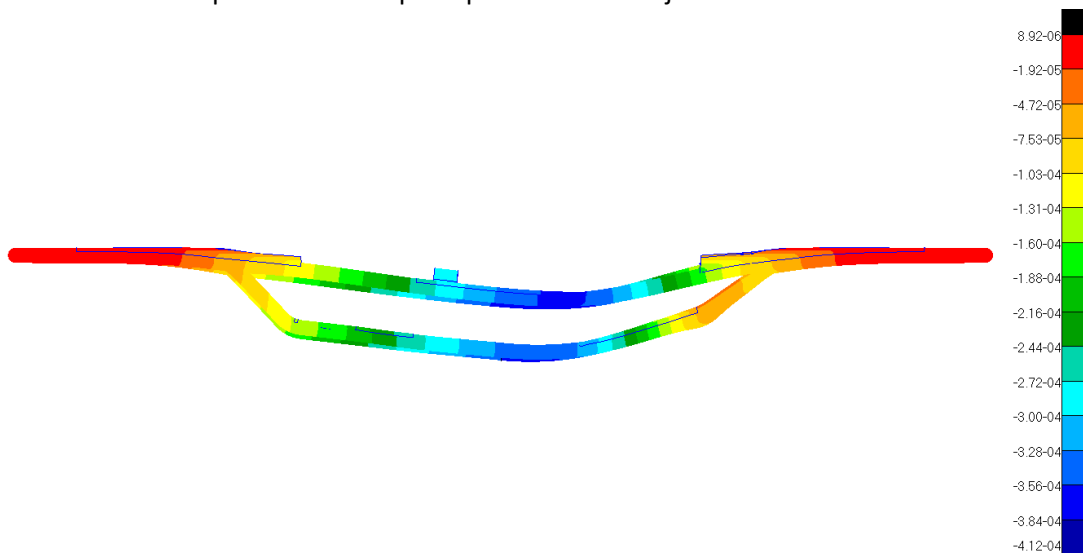


Ilustración 136. Desplazamientos en la componente Y en caso de apoyo, vista lateral.

En este caso distinguimos como las planchas donde van apoyadas las ruedas a penas se desplazan mientras el centro del chasis, en la zona donde se acaba a unión de los frenos, vemos como el desplazamiento se hace máximo 0.412 mm muy similar a la resultante de desplazamientos.

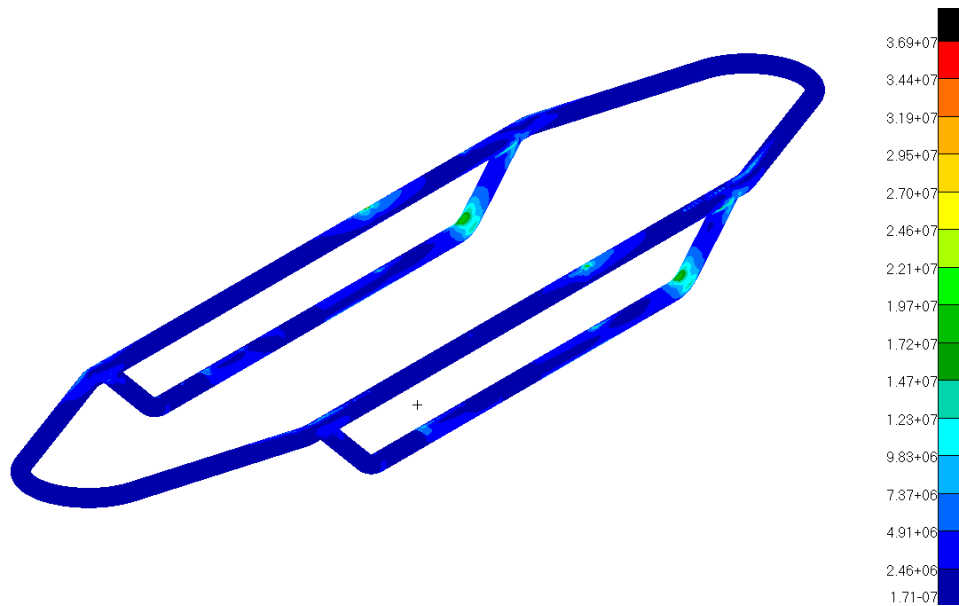


Ilustración 137. Tensiones de von Mises en el bastidor en caso de apoyo, vista isométrica.

En esta imagen vemos como hay dos puntos en los que el bastidor se ve más afectado, el punto central donde la plancha central termina, ahí encontramos el valor máximo de 36.9 MPa, es muy puntual y podríamos considerar ese valor como singularidad dentro del modelo, pero al entrar dentro de límites de seguridad trabajaremos con él.

Otro punto conflictivo la unión delantera donde se encuentran los perfiles de la parte superior e inferior. Para hablar de esto primero debemos estudiar la zona más de cerca.

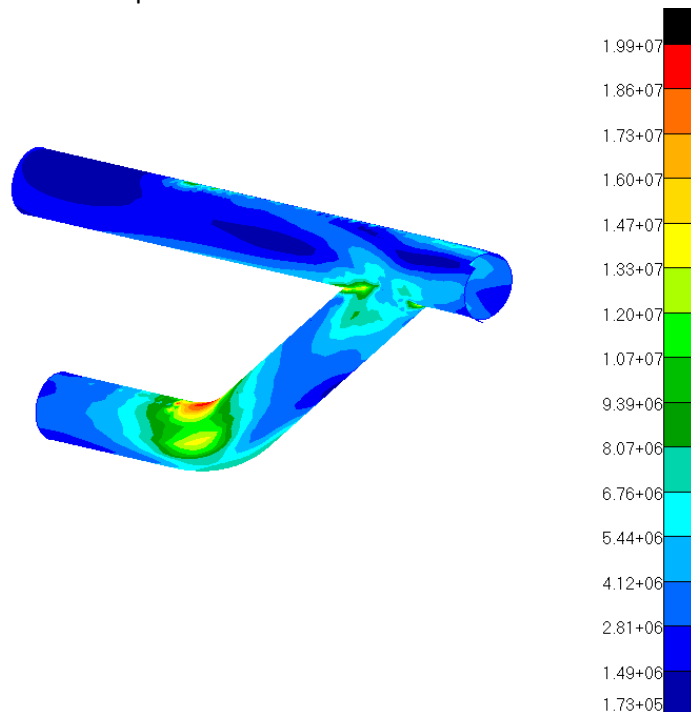


Ilustración 138. Tensiones de von Mises en la zona de soldadura delantera del bastidor en caso de apoyo.

Como se puede observar en la imagen 138 el valor más alto de tensiones se encuentra en el doblado en el cual no se considera una pérdida de propiedades. Dado que la soldadura si es un punto donde las propiedades estas degradadas tenemos que estudiar su valor, que en este caso es de 14.2 MPa.

Una vez evaluado el bastidor tenemos que evaluar las planchas de una forma detallada, dado que hemos comprobado que los valores más altos los encontramos en la zona superior de la fibra de carbono cuando visualizamos las tensiones en las planchas solo analizaremos ese componente.

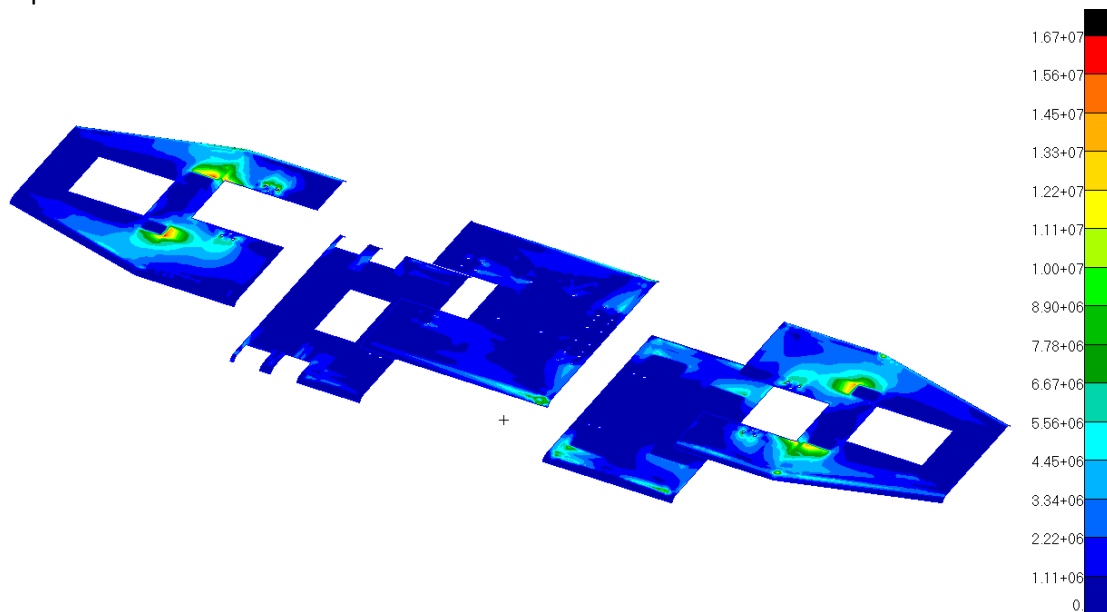


Ilustración 139. Tensiones de von Mises en las capas de fibra de carbono de las planchas en caso de apoyo.

En la imagen se observa que el valor máximo lo encontramos en las planchas del motor con 16.7 MPa, los valores de tensión de las planchas se han registrado individualmente en la tabla 40.

Los siguientes valores que hemos de analizar y los más conflictivos son la cortante máxima que asume la espuma de la plancha, en este caso dado al gran número de singularidades que se observan en los resultados se ha decidido analizar cada plancha por separado.

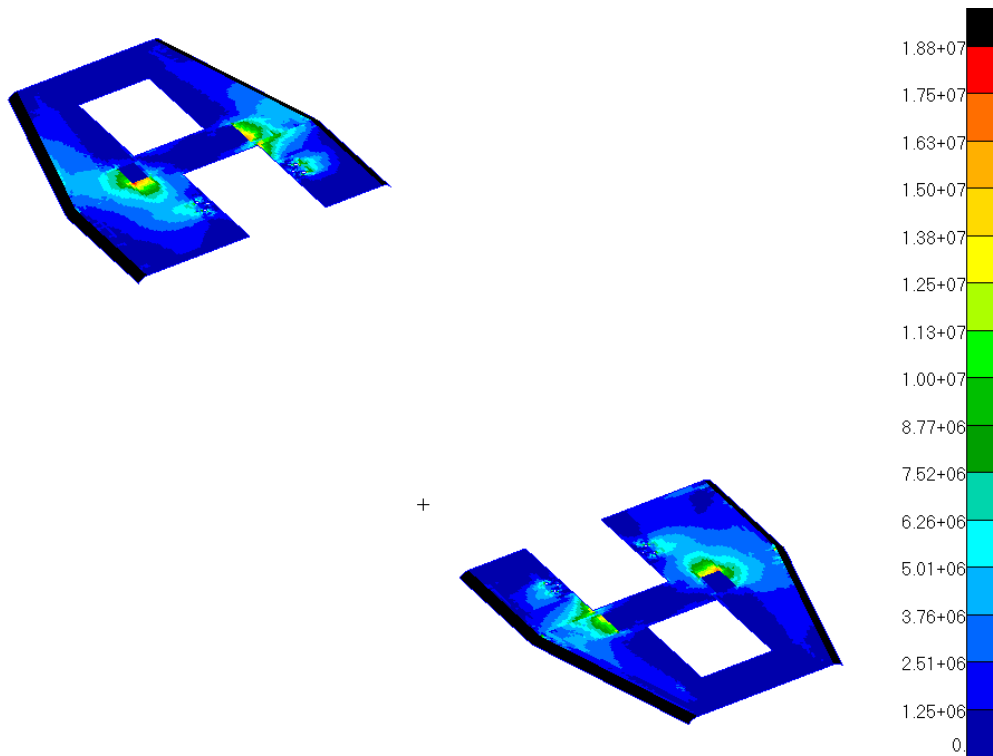


Ilustración 140. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha motor en caso de apoyo.

Las planchas del motor tienen un valor de tensión muy elevado y aun quitando singularidades del mólelo el valor queda de 14.3 MPa

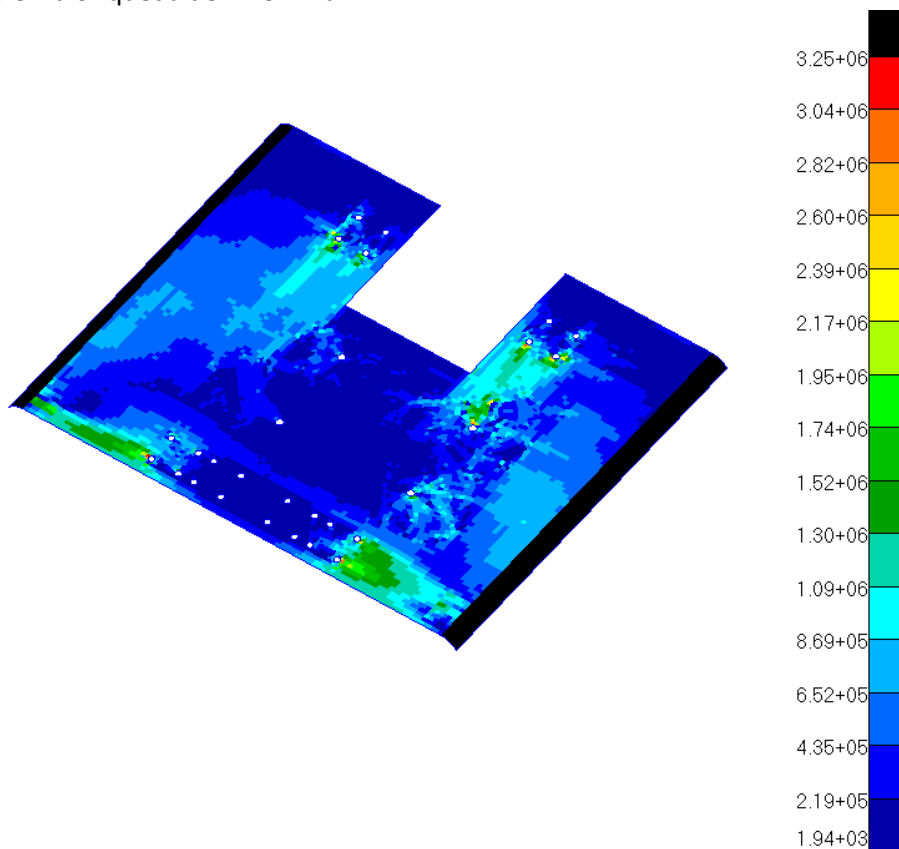


Ilustración 141. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha central en caso de apoyo.

En esta plancha encontramos como valor máximo 3.25 MPa, pero son singularidades introducidas por las uniones rígidas empleadas en los agujeros si despreciamos esa primera fila de contorno el valor baja a 2.18 MPa.

En la siguiente plancha la inferior trasera los valores máximos que encontramos quitando valores pico es de 1.82 MPa. Como se puede ver en la siguiente imagen lo encontramos en la parte delantera.

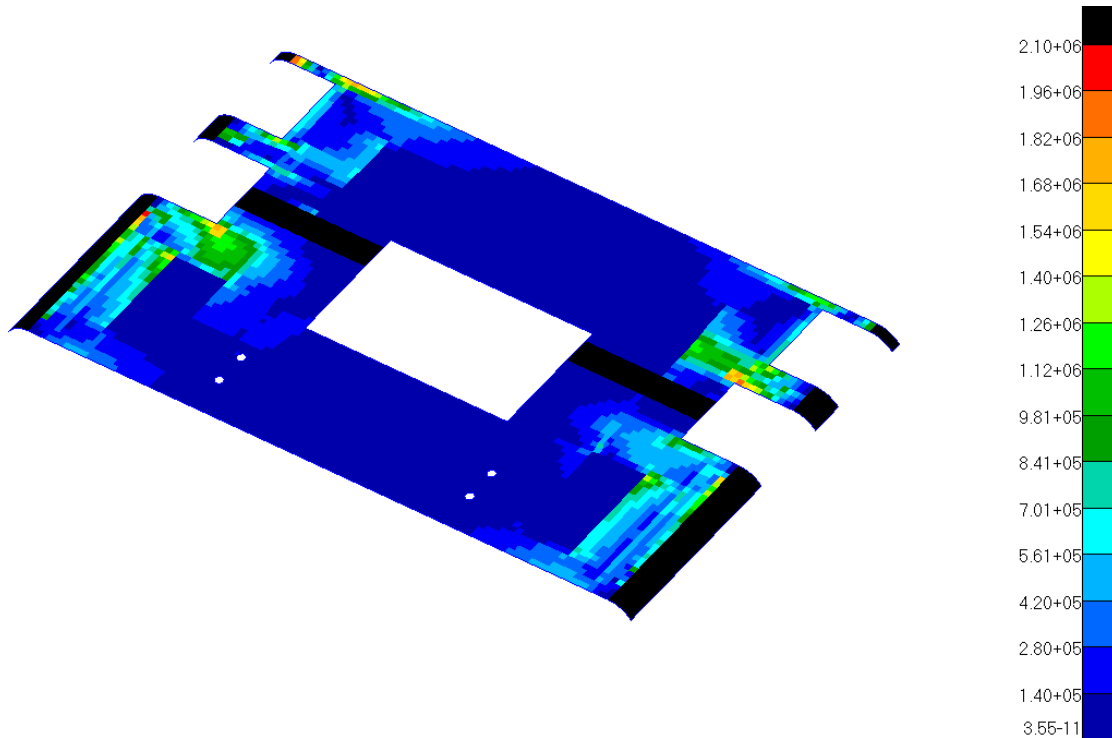


Ilustración 142. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de apoyo.

Por último, la plancha inferior delantera tiene un valor también considerablemente elevado de 5.2 MPa, esto es a causa de que la plancha más fina es la que resulta estar en la zona más conflictiva del chasis.

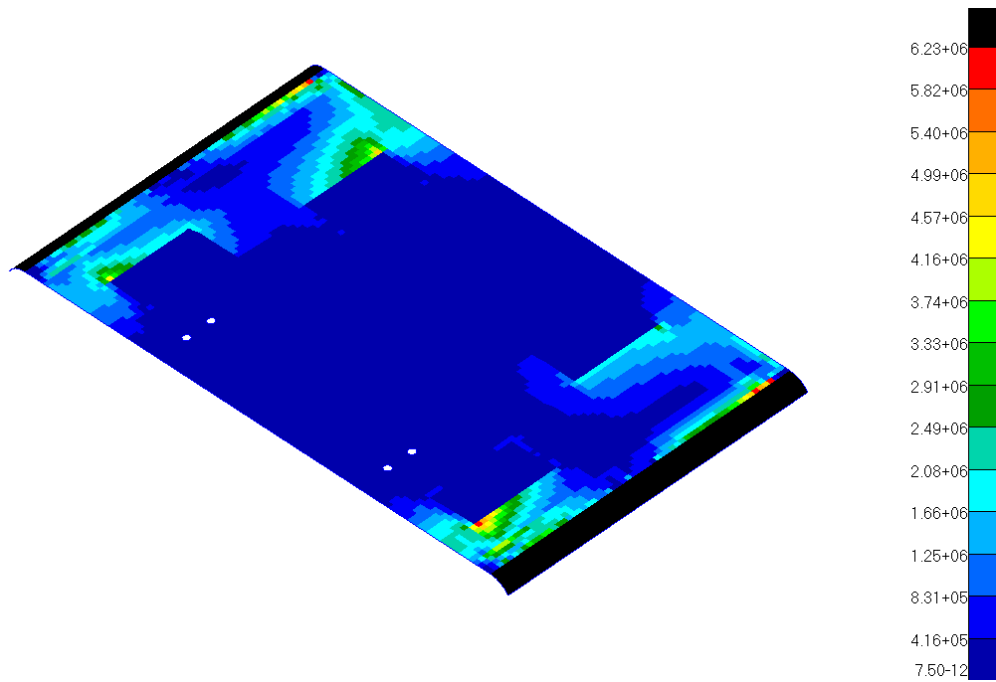


Ilustración 143. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior delantera en caso de apoyo

4.4.3.2. RESULTADOS DE ACELERACIÓN

Al igual que en el caso anterior evaluaremos los resultados en el mismo orden. Primero, se comprobará la coherencia de las deformaciones. Este caso al localizar el apoyo en el mismo sitio es muy similar al caso anterior.

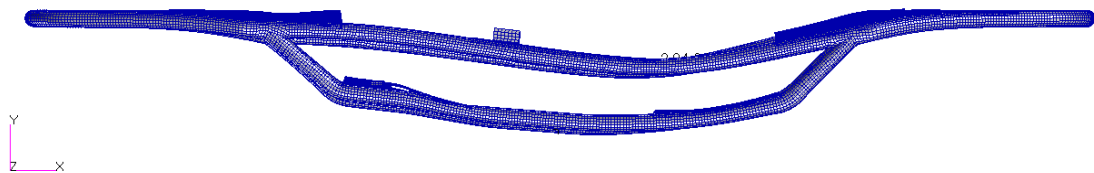


Ilustración 144. Deformaciones del modelo chasis en caso de aceleración, vista lateral.

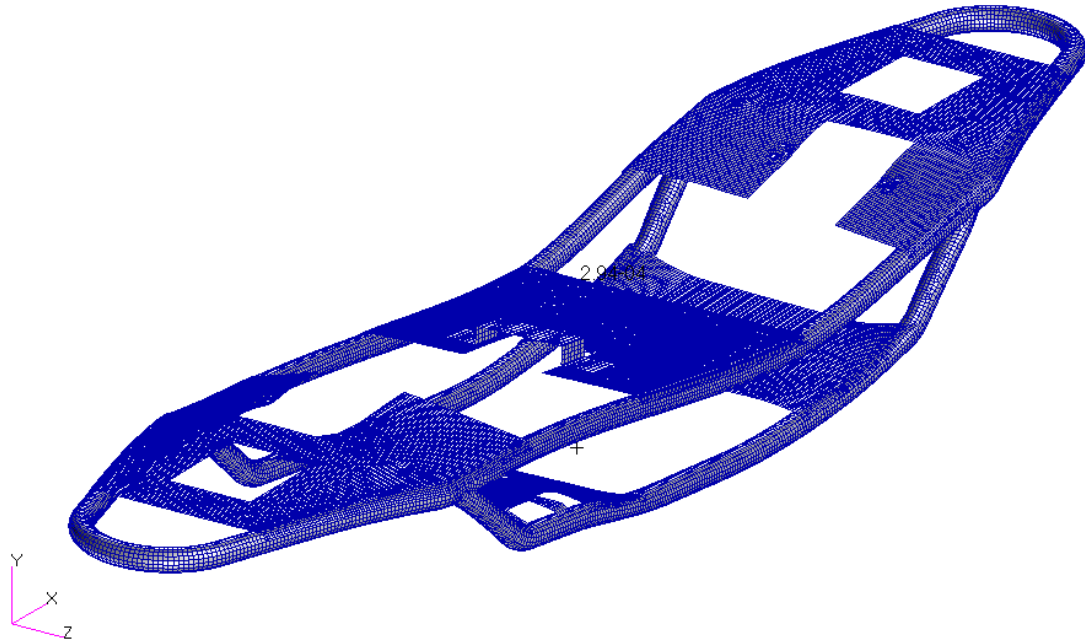


Ilustración 145. Deformaciones del modelo chasis en caso de aceleración, vista isométrica.

Para cuantificar esta deformación se muestran los desplazamientos.

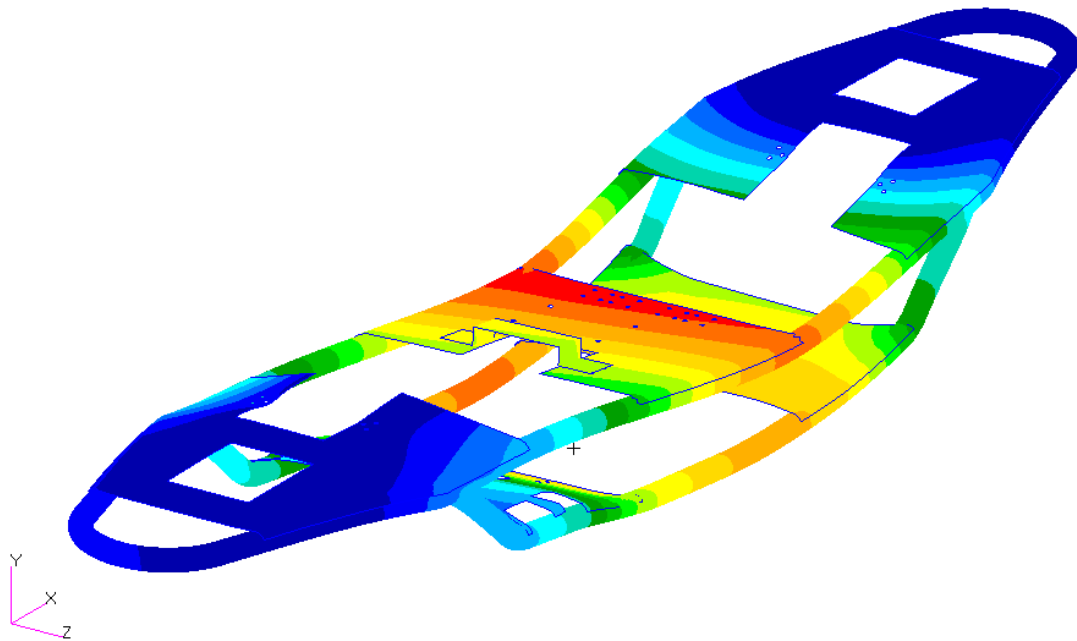


Ilustración 146. Resultante de desplazamientos en caso de aceleración, vista isométrica.

El desplazamiento máximo lo encontramos en la misma zona que en el caso anterior, pero algo menor esta vez de 0.295 mm. Comprobaremos en que eje se establece este desplazamiento como en el caso anterior.

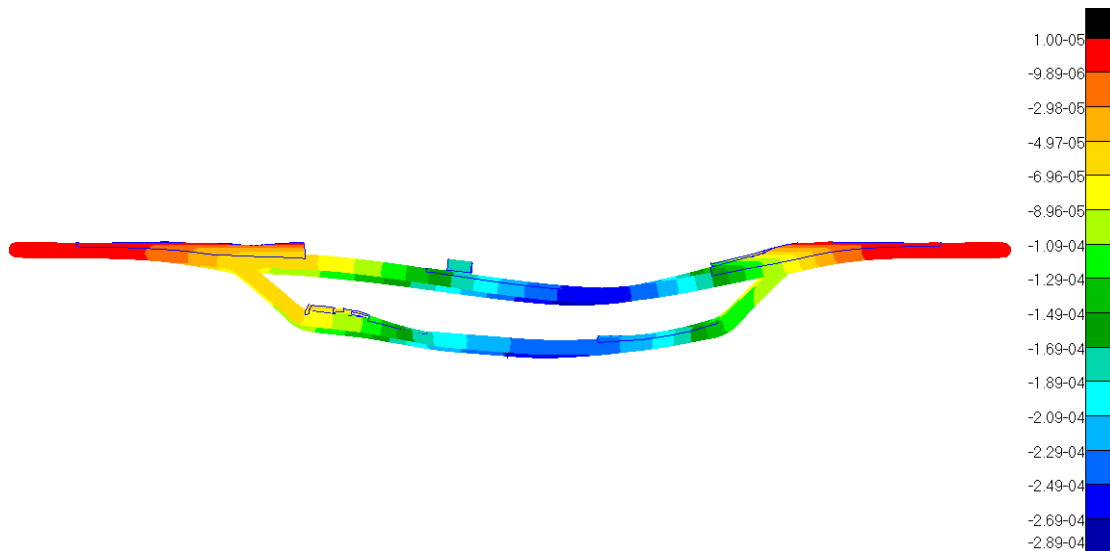


Ilustración 147. Desplazamientos en la componente Y en caso de aceleración, vista lateral.

Dado que los valores de desplazamiento están muy cercanos a las resultantes podemos decir que el desplazamiento es básicamente en eje Y, con un valor de 0.289. La razón de que sea ligeramente menor que en el caso de carga de condición de apoyo porque la aceleración actúa con un momento en la parte delantera de sentido contrario a la gravedad natural.

Esta menor deformación repercute aumentando las tensiones en puntos diferentes al caso de carga anterior.

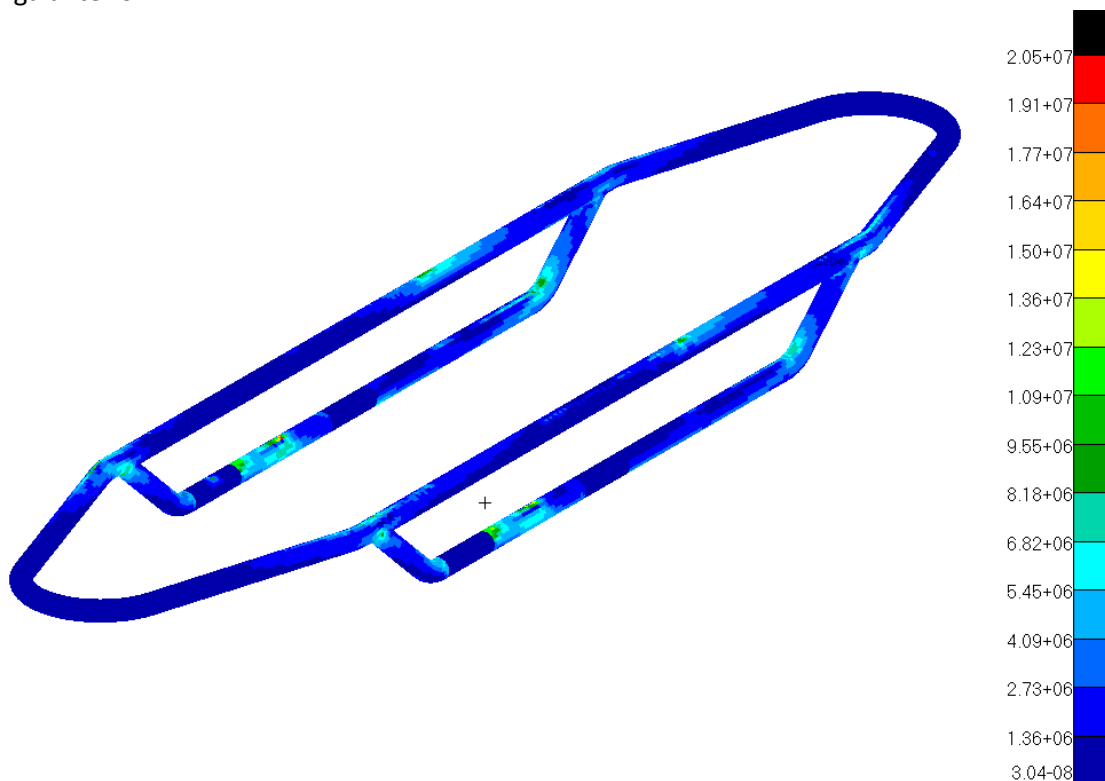


Ilustración 148. Tensiones de von Mises en el bastidor en caso de aceleración, vista isométrica.

Como podemos ver en este caso las tensiones están más repartidas a lo largo del bastidor, en ese caso la zona de delantera donde encontramos las mordazas de los frenos son las peor

paradas con una tensión de 20.7 MPa. Este valor sigue siendo menor al caso de apoyo ya que las cargas están más repartidas, pero la zona de soldadura más afectada al igual que en el caso anterior sigue siendo la parte delantera, con un valor de 10.3MPa como se puede observar en la siguiente imagen.

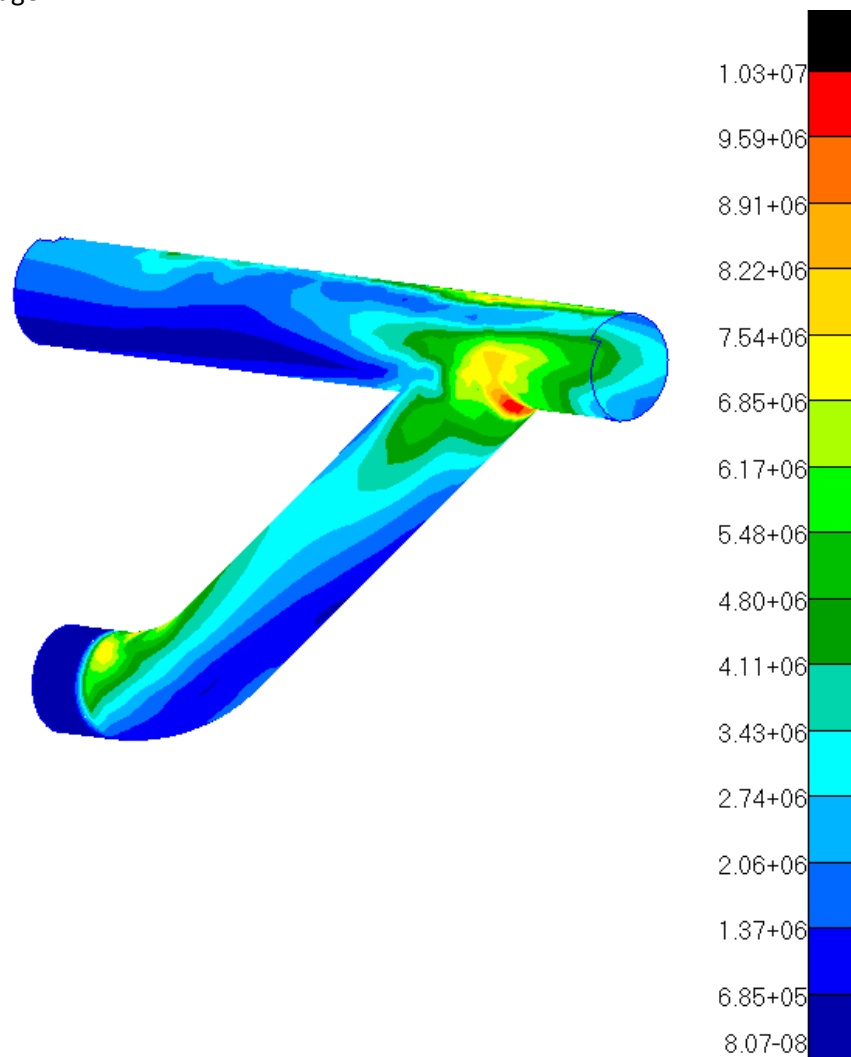


Ilustración 149. Tensiones de von Mises en la zona de soldadura delantera del bastidor en caso de aceleración.

Una vez se han comprobado las tensiones en el bastidor pasamos a estudiar las planchas de fibra de carbono, empezando por las capas de fibra de estas.

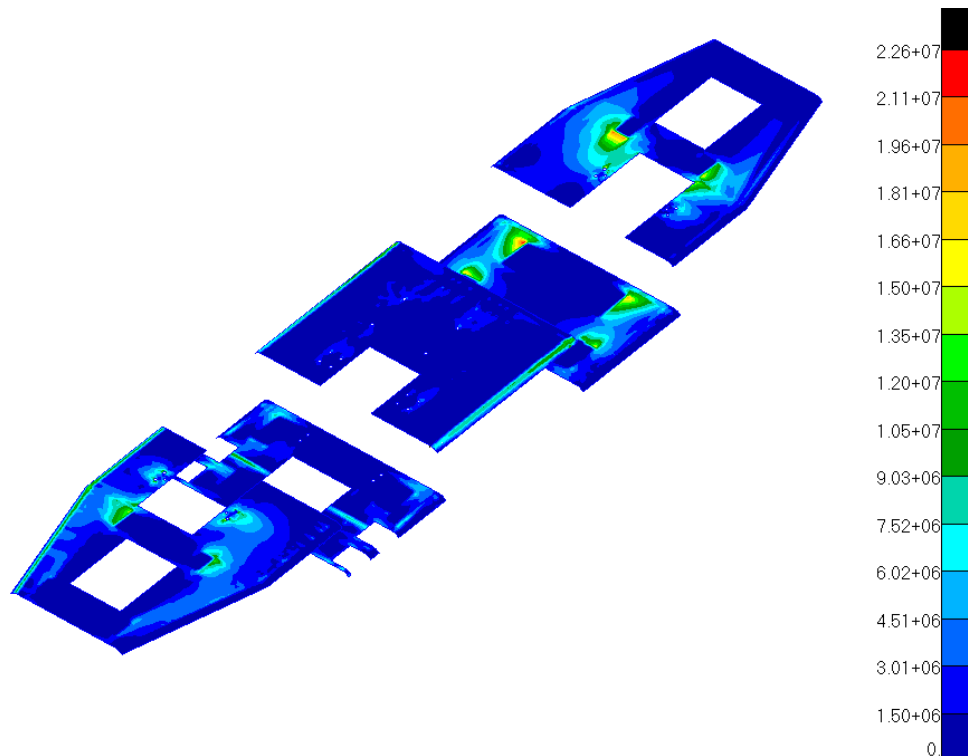


Ilustración 150. Tensiones de von Mises en las capas de fibra de carbono de las planchas en caso de aceleración.

En este caso también encontramos las tensiones más repartidas que en el caso anterior el problema es que las planchas que soportan esta vez la carga no son las que están diseñadas para esas tareas, en este caso la inferior delantera y la inferior trasera, con unos valores de 22.6 MPa y 19.8 MPa respectivamente. Dado que los valores son pequeños respecto al límite de la fibra no hay problema. El verdadero problema lo encontramos en la espuma interior donde también encontraremos valores más altos de tensión a cortadura en planchas menos preparadas para elevados niveles de tensión.

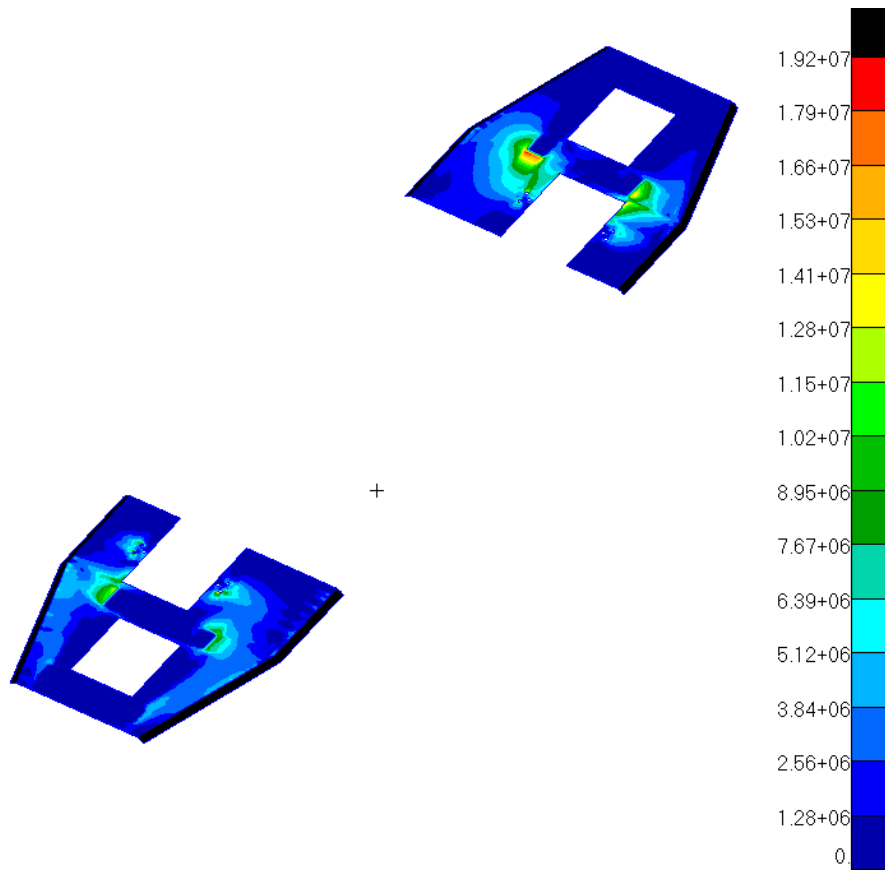


Ilustración 151. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha motor en caso de aceleración.

Las planchas del motor tienen un valor de tensión muy elevado y aun quitando singularidades del mólelo el valor queda de 16.5 MPa

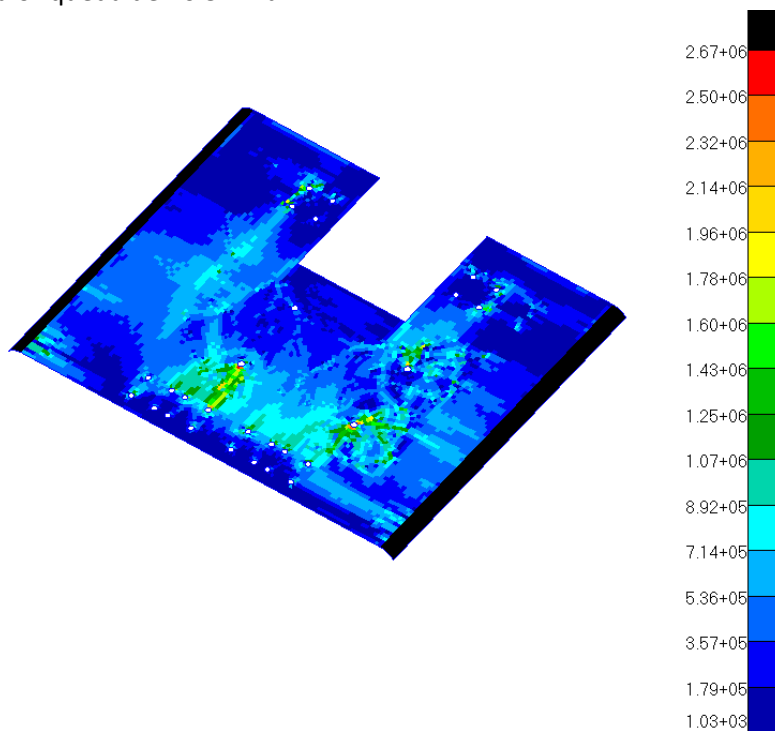


Ilustración 152. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha central en caso de aceleración.

En esta plancha encontramos como valor máximo 2.67 MPa, pero son singularidades introducidas por las uniones rígidas empleadas en los agujeros si despreciamos esa primera fila de contorno el valor baja a 1.78 MPa. De todas formas, vemos como la plancha ha pasado a tener las tensiones más repartidas hacia lo apoyos de los frenos neumáticos en vez los eléctricos.

En la siguiente plancha la inferior trasera los valores máximos que encontramos quitando valores pico es de 4.22 MPa. Como se puede ver en la siguiente imagen lo encontramos en la parte trasera.

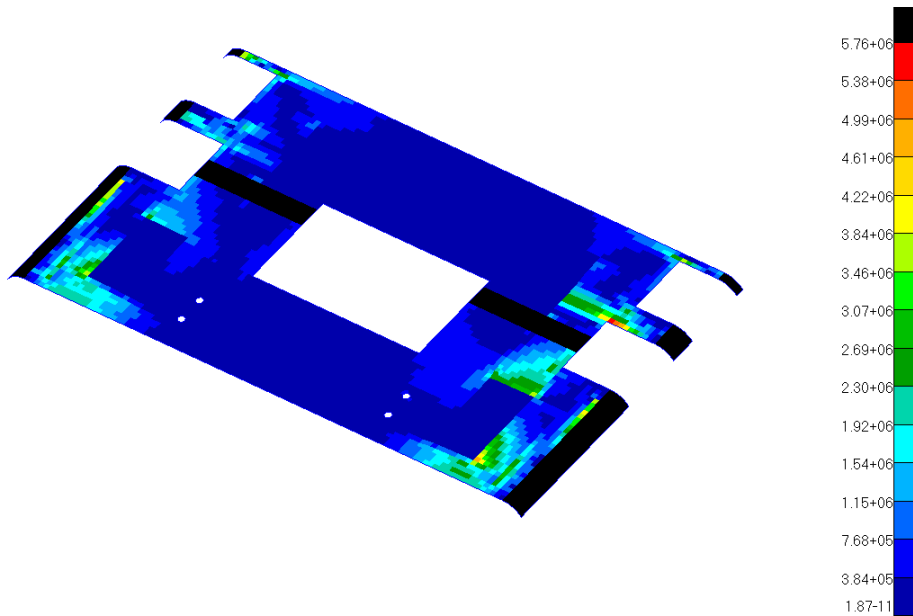


Ilustración 153. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de aceleración.

Lo que podemos extraer de esta imagen y la siguiente es que las tensiones en las planchas inferiores se han duplicado por el momento ejercido en las masas puntuales inferiores.

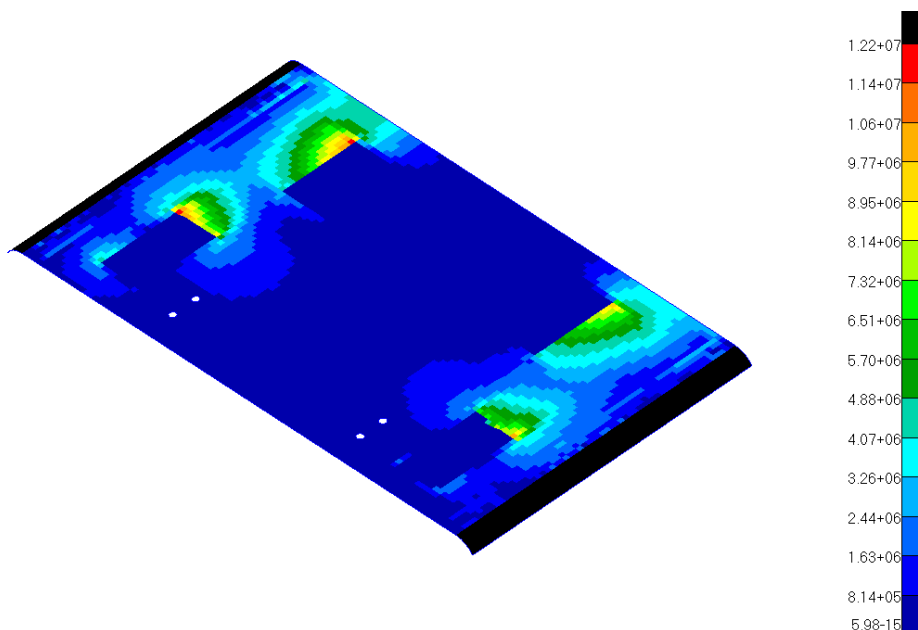


Ilustración 154. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior delantera en caso de aceleración.

En el caso de la plancha inferior delantera quitando las singularidades la tensión a cortadura es de 8.95 MPa, un valor elevado para la espuma.

4.4.3.3. RESULTADOS DE FRENADA

Como hemos visto en análisis anteriores este es el caso más desfavorable. Primero se comprueban las deformaciones para ver cómo responde el chasis ante esta condición.

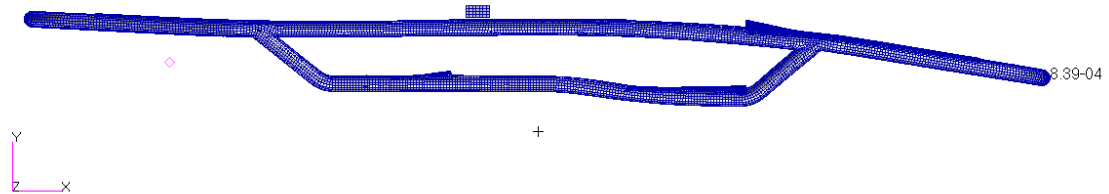


Ilustración 155. Deformaciones del modelo chasis en caso de frenada, vista lateral.

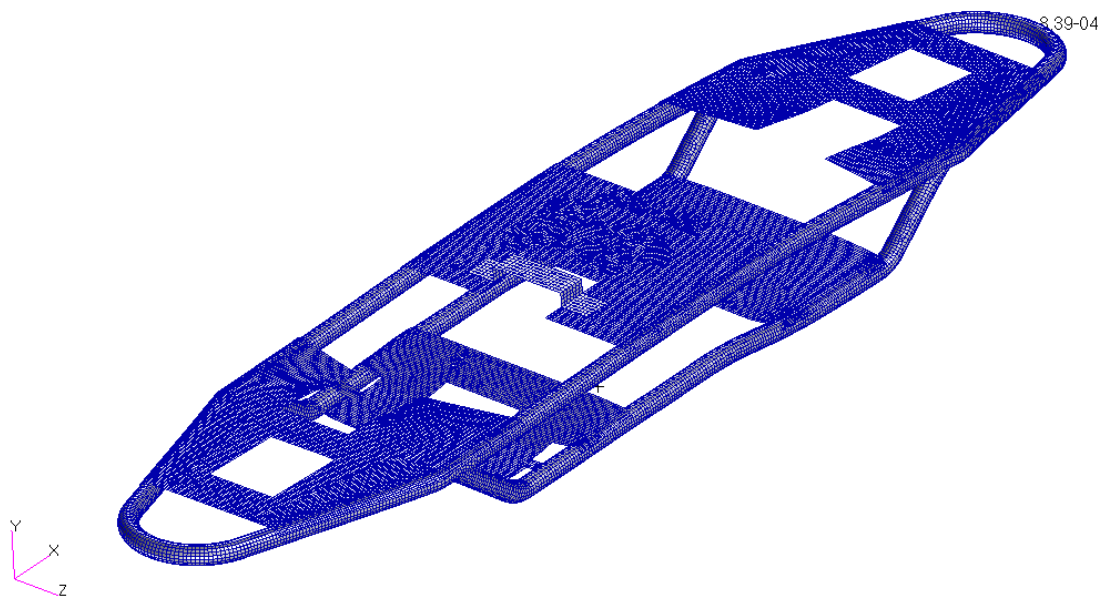


Ilustración 156. Deformaciones del modelo chasis en caso de frenada, vista isométrica.

Se observa que la deformación se produce de forma que la parte delantera del vehículo descende, y la trasera se eleva. Cosa que tiene sentido por el momento que debe asumir de las masas puntuales. Para cuantificar estas deformaciones, se estudian a continuación los desplazamientos.

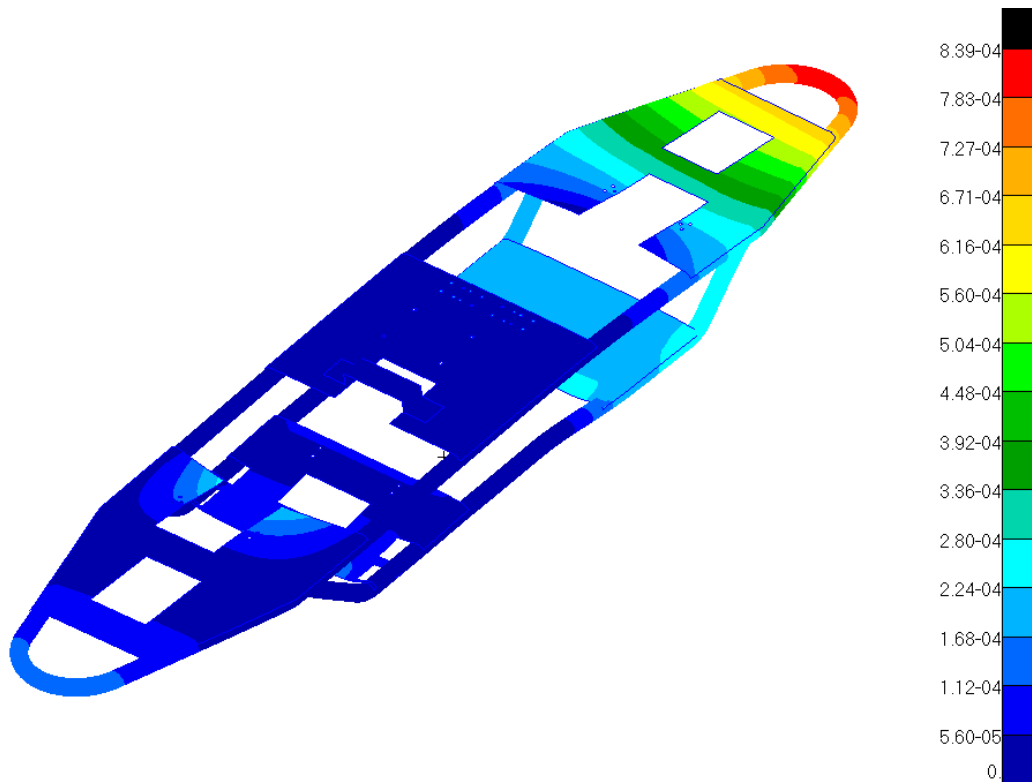


Ilustración 157. Resultante de desplazamientos en caso de frenada, vista isométrica.

El valor que se observa en la imagen 157 es de 0.84mm en la parte delantera, es esta imagen no se aprecia bien cuanto se eleva la parte delantera y dado que parece que el desplazamiento es básicamente en el eje Y, lo comprobamos en la siguiente imagen.

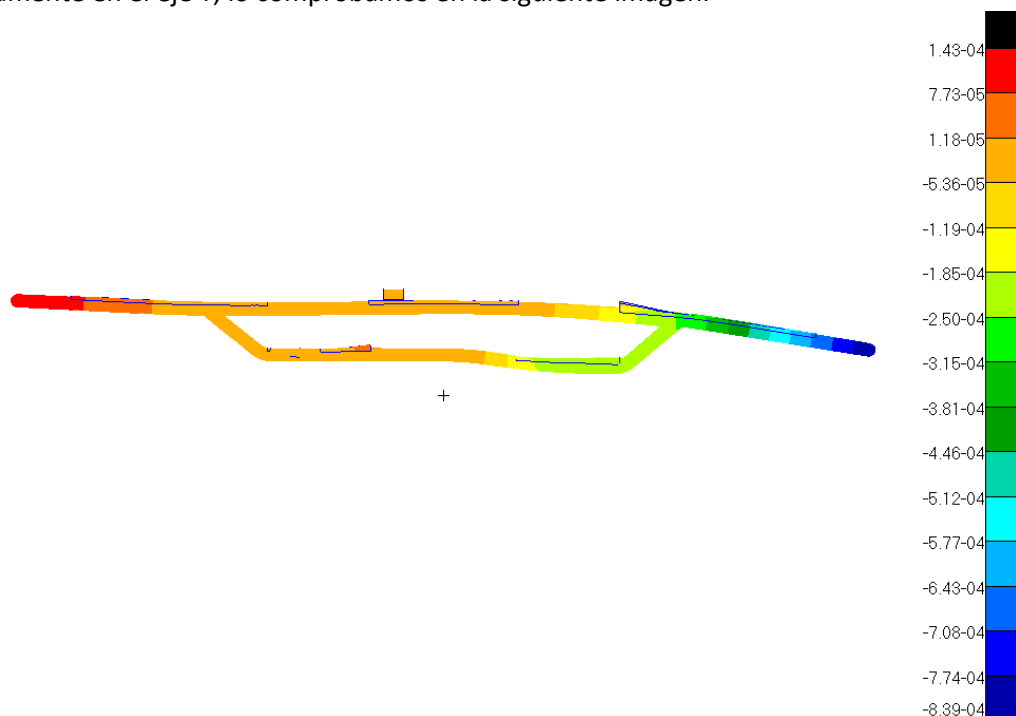


Ilustración 158. Desplazamientos en la componente Y en caso de frenada, vista lateral.

En la imagen 158 se observa mejor como la parte delantera se eleva 0.14mm y la parte delantera descende 0.839mm.

Se comprueban ahora los valores de tensión, en el mismo orden que en el caso anterior.

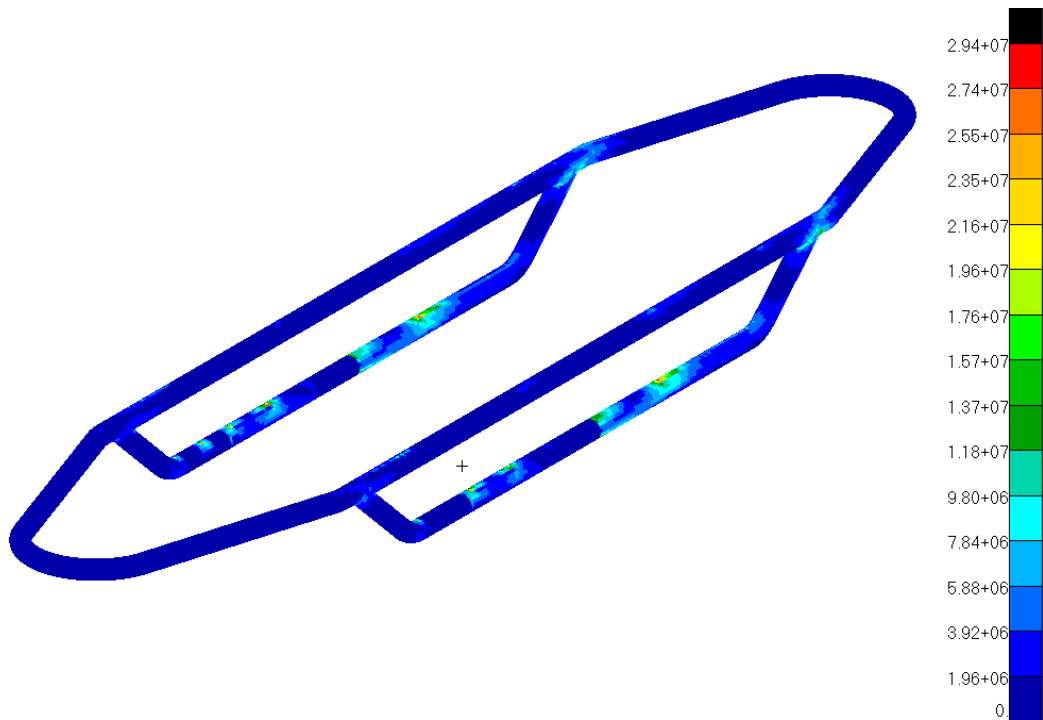


Ilustración 159. Tensiones de von Mises en el bastidor en caso de frenada, vista isométrica.

En esta imagen se aprecia que el valor más elevado lo encontramos en la unión de la plancha inferior delantera, con un valor de 29.4 MPa. Otro punto que comprobar es la soldadura ya que las propiedades son ligeramente diferentes.

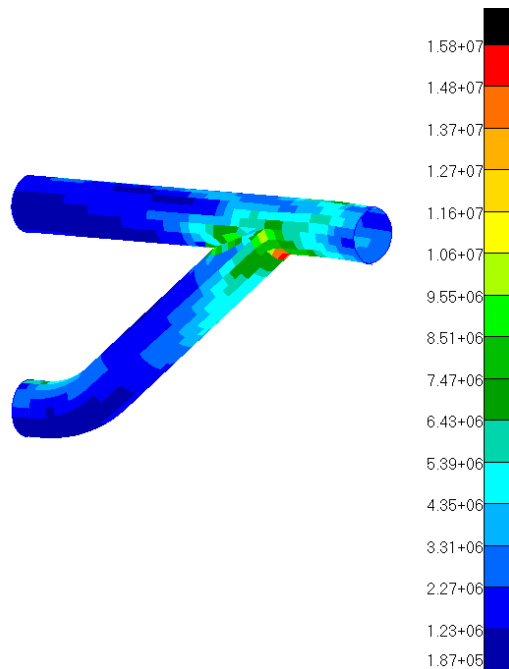


Ilustración 160. Tensiones de von Mises en la zona de soldadura delantera del bastidor en caso de frenada.

Una vez hemos estudiado el bastidor pasamos a las tensiones en las planchas.

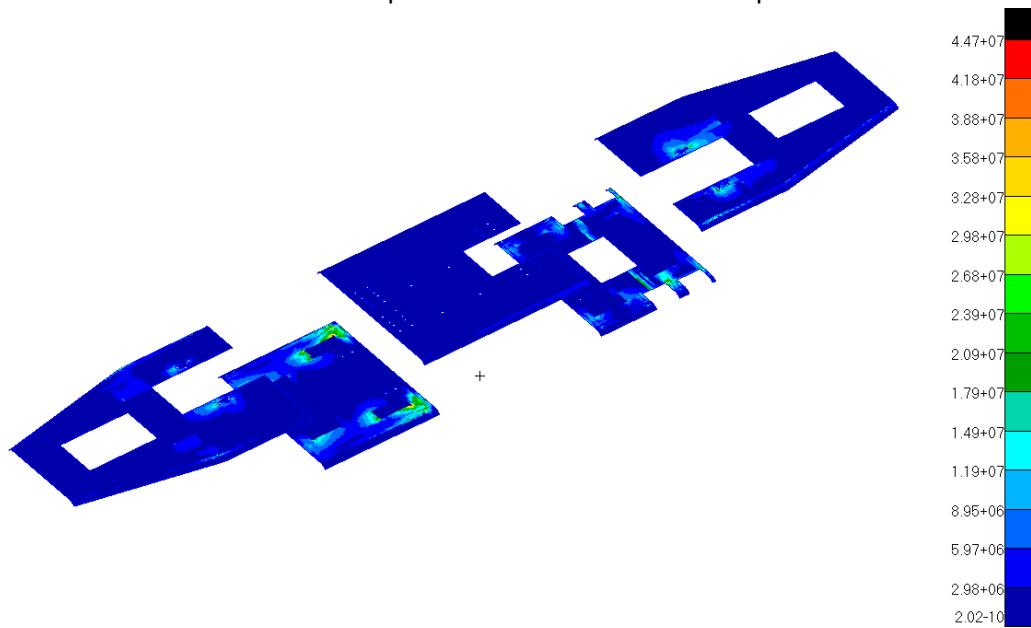


Ilustración 161. Tensiones de von Mises en las capas de fibra de carbono de las planchas en caso de frenada.

La imagen 161 se le ha cambiado la orientación respecto los otros casos, como se puede observar al igual que en el caso anterior las plancha que más sufren los efectos de la frenada son las inferiores y en este caso adema las planchas de los motores no se sobrecargan.

Los valores más conflictivos como en el resto de los casos son los de la espuma que estudiamos a continuación.

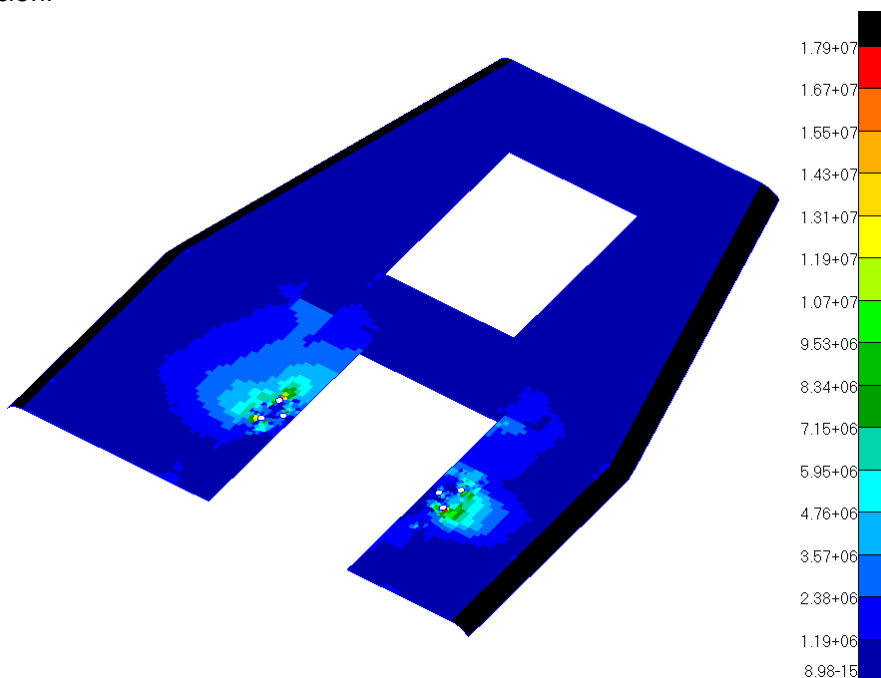


Ilustración 162. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha motor en caso de frenada.

Los valores corresponden a la fuerza del momento de los motores y las ruedas, de forma que el valor disminuyó a 11.9 MPa.

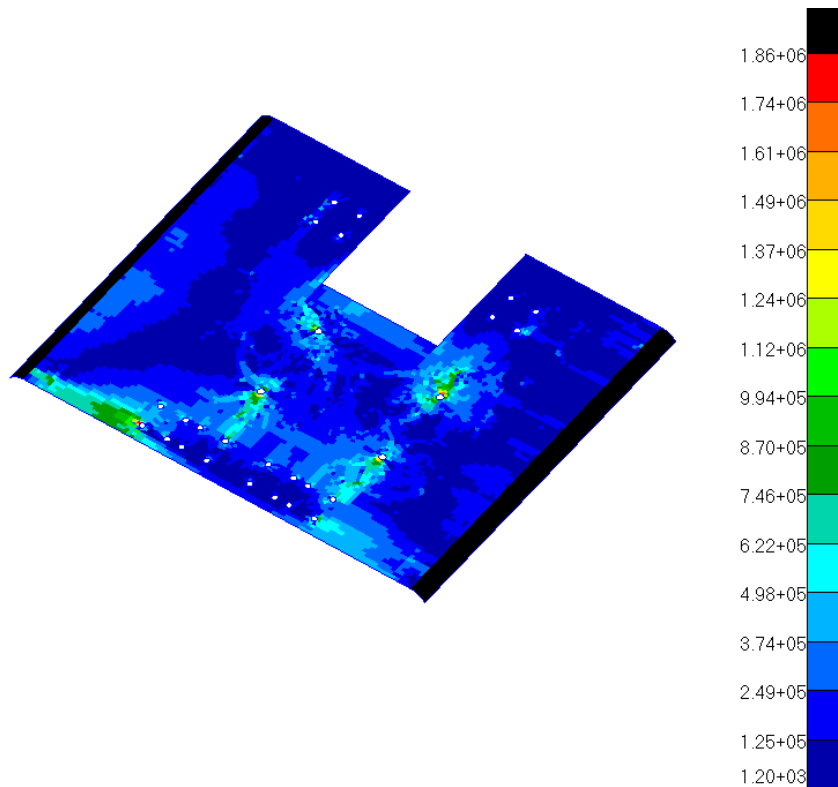


Ilustración 163. Tensión de cortadura en la espuma de la plancha central en caso de frenada.

Los valores en la plancha central han aumentado mucho dado que las reacciones en la frenada se cargan en esa plancha, dejando un valor de 11.2 MPa.

Las planchas inferiores como ya se observaba en la imagen 161 han aumentado mucho sus valores de tensión y en este caso podemos ver como efectivamente tienen un valor de 10.4 MPa, en el caso de la plancha inferior trasera.

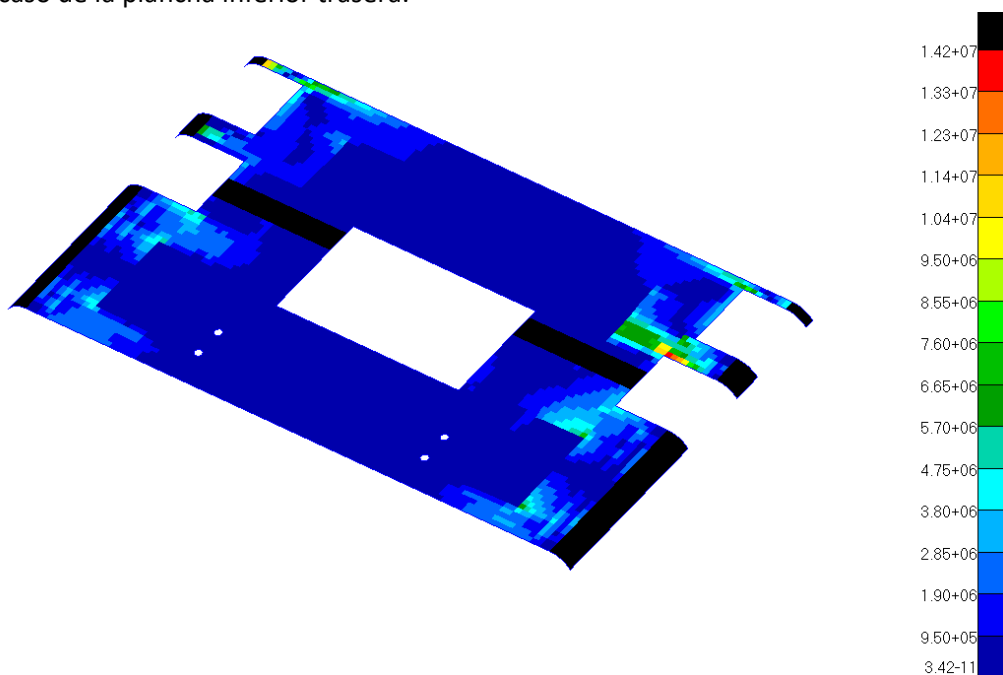


Ilustración 164. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de frenada.

En la plancha delantera podemos ver que los valores también han aumentado a 17.2 MPa un valor muy elevado para la espuma.

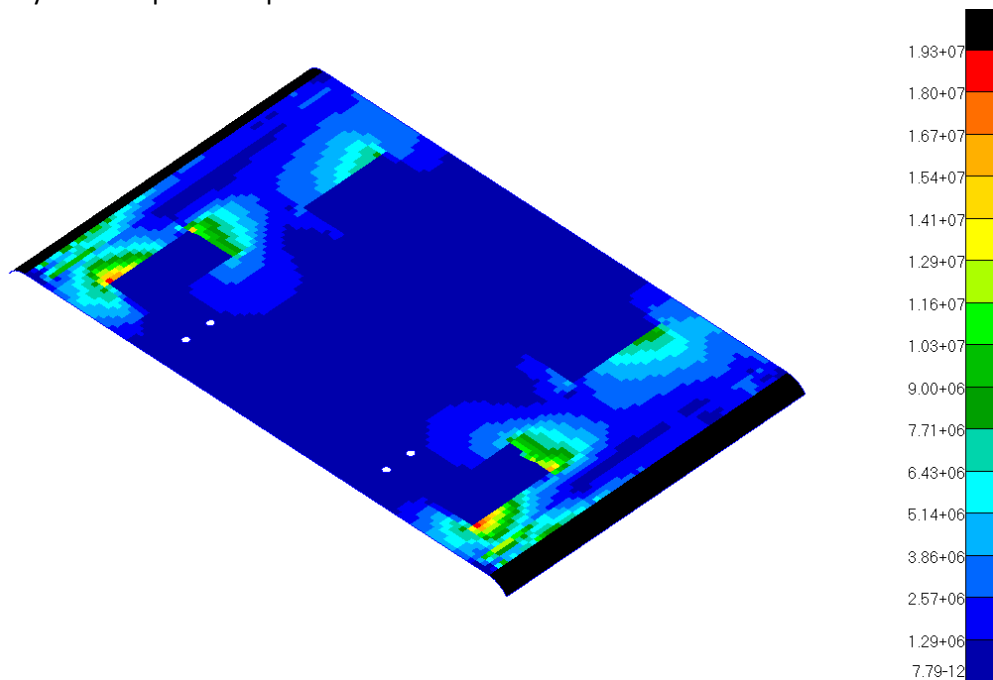


Ilustración 165. Tensión a cortadura de la espuma en la plancha inferior trasera en caso de frenada.

4.4.3.4. CONCLUSIÓN

Una vez analizados todos los casos de carga y para facilitar su comparación se ha empleado una tabla de resultados.

		APOYO SOBRE RUEDAS	ACELERACIÓN	FRENADA
DESPLAZAMIENTO RESULTANTE MÁXIMO (MM)		0.43	0.31	0.89
DESPLAZAMIENTO YY MÁXIMO (MM)		0.41	0.28	0.82
TENSIÓN VON MISES MÁXIMA (MPA)		36.6	20.8	29.7
TENSIÓN VON MISES EN SOLDADURA (MPA)		14.2	10.3	15.8
PLANCHA MOTOR	TENSIÓN CARBONO	16.7	22.6	14.9
	CORTANTE ESPUMA	14.3	19.7	11.9
PLANCHA CENTRAL	TENSIÓN CARBONO	8.9	12.3	8.9
	CORTANTE ESPUMA	2.18	2.63	11.2
PLANCHA INFERIOR TRASERO	TENSIÓN CARBONO	8.1	10.5	29.8
	CORTANTE ESPUMA	1.8	4.61	10.4
PLANCHA INFERIOR DELANTERO	TENSIÓN CARBONO	10.7	20.1	44.7
	CORTANTE ESPUMA	5.2	12.8	17.7

Tabla 40. Resultados de los distintos componentes del modelo chasis en cada caso de carga.

Ahora comparando con las propiedades del material se pueden hallar los coeficientes de seguridad que se han empleado. La tensión admisible con la que se va a trabajar es la del aluminio 6061-T6 que es de 110 MPa, el carbono 84Lv es 759 y la espuma son 9.8 MPa. Utilizando la siguiente ecuación calculamos el coeficiente de seguridad.

$$RF = \frac{\sigma_{admisible}}{\sigma_{Von Mises}}$$

Además del cálculo en toda la estructura hay que estudiar también el coeficiente de seguridad empleado en las soldaduras cuya $\sigma_{admisible}$ se considera como $\sigma_{admisible} = S_y \times 0.475$.

Por tanto, la tensión admisible en el caso de la soldadura es de 52.25 MPa. A continuación, resumimos los coeficientes de seguridad empleados en una tabla.

	APOYO SOBRE RUEDAS	ACELERACIÓN	FRENADA
RF MÁXIMO GLOBAL DEL VEHICULO	3.01	5.2	3.7
RF MÁXIMO EN SOLDADURA	3.1	5.1	3.6
RF CARBONO PLANCHA MOTOR	45.7	31.8	48.3
RF ESPUMA PLANCHA MOTOR	0.52	0.49	1.1
RF CARBONO PLANCHA CENTRAL	80.5	58	80
RF ESPUMA PLANCHA CENTRAL	2.9	3.72	1.0
RF CARBONO PLANCHA INFERIOR TRASERA	88.7	60.5	24.2
RF ESPUMA PLANCHA INFERIOR TRASERA	4.7	2.12	0.95
RF CARBONO PLANCHA INFERIOR DELANTERA	67.2	35.7	16.8
RF ESPUMA PLANCHA INFERIOR DELANTERA	2.14	0.76	0.5

Tabla 41. Coeficientes de seguridad de los distintos componentes del modelo chasis en cada caso de carga.

Los valores indicados en rojo son valores de coeficiente de seguridad que no cumplen los requisitos de seguridad de SpaceX porque son inferiores a 2.0.

Gracias a estos resultados podemos sacar algunas conclusiones, el reparto del peso de forma correcta, permite que el bastidor tenga un coeficiente de seguridad mayor que 2. El problema es que las planchas de fibra de carbono bajo las condiciones de aceleración y frenada no cumplen el coeficiente requerido. La solución adoptada es ampliar la zona de apoyo de las uniones con lamina delgada de acero. Esta opción se planteó en el análisis global

4.5. ANÁLISIS DE MODOS PROPIOS.

4.5.1. OBJETIVOS

El objetivo de este análisis es estudiar el comportamiento en frecuencias del prototipo, y detectar las distintas frecuencias naturales que tiene el vehículo ante los distintos casos de carga.

4.5.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO

El modelo que se ha empleado es el mismo que para el análisis estático de carga, de hecho, el modelo aprovecha la deformada de los distintos subcasos estáticos para calcular las frecuencias naturales. La tarjeta empleada se basa que el subcaso de modos propios es el siguiente a un caso estático al cual se le llama con 'STATSUB = N', siendo N el número del subcaso lineal. Esto se puede ver en el anexo 6.

El único cambio que implica en el modelo este análisis es que se ha añadido un parámetro que indica el número de modos propios que ha de extraer a través del método de cálculo de Lanczos. La tarjeta empleada es 'EIGRL'.

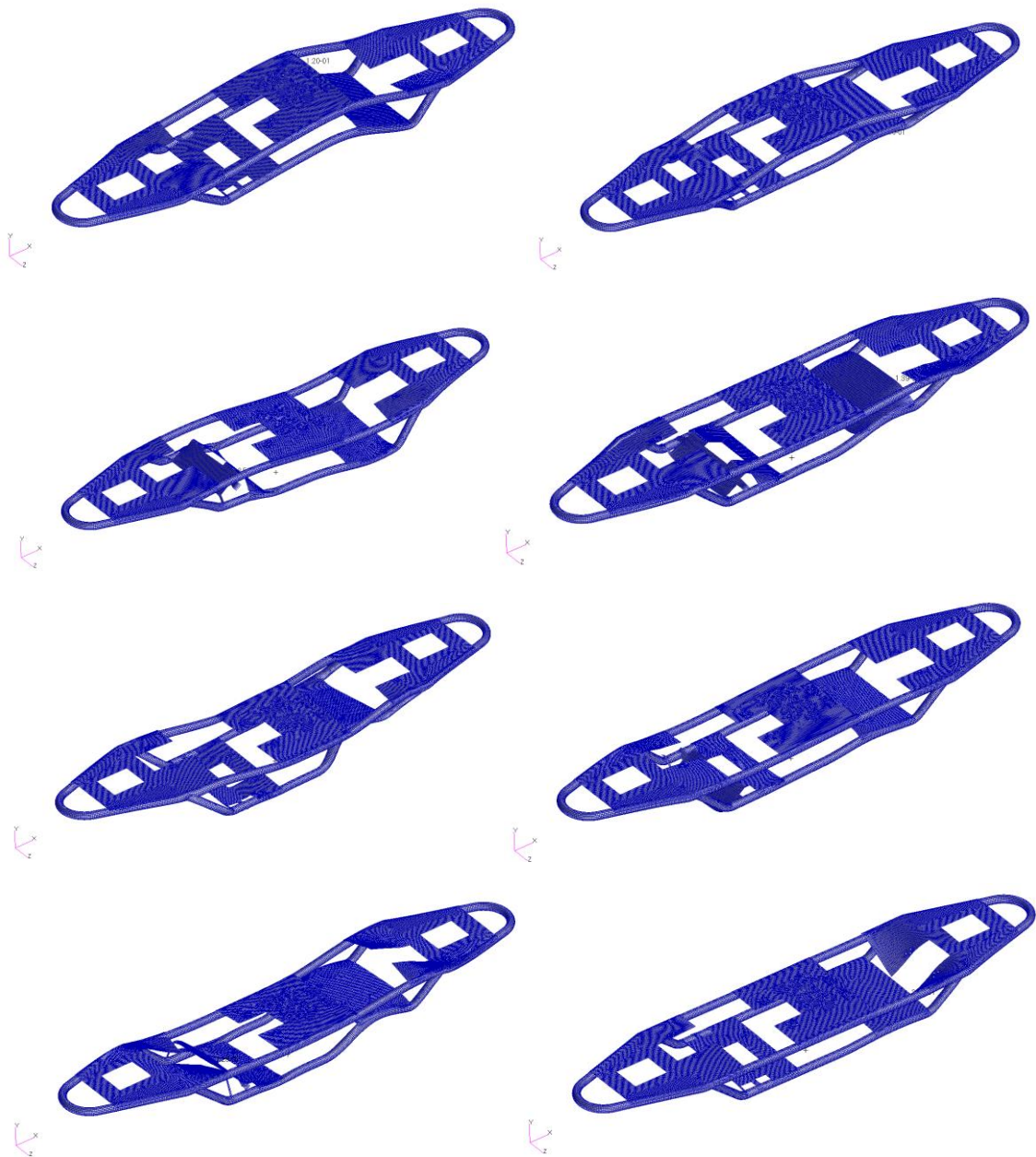
Puesto que no hay grandes cambios en el modelo podemos pasar directamente al análisis de resultados.

4.5.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En los siguientes apartados mostraremos los diez primeros modos de vibración para casa fase a las que está sometido el chasis. Posteriormente estas frecuencias serán comparadas con las frecuencias de excitación externas en cada caso.

4.5.3.1. CONDICIÓN DE APOYO

En las siguientes imágenes hemos representado los modos de vibración de la estructura bajo las condiciones de contorno del caso estático anteriormente descritas. Se representan 10 modos de vibración.



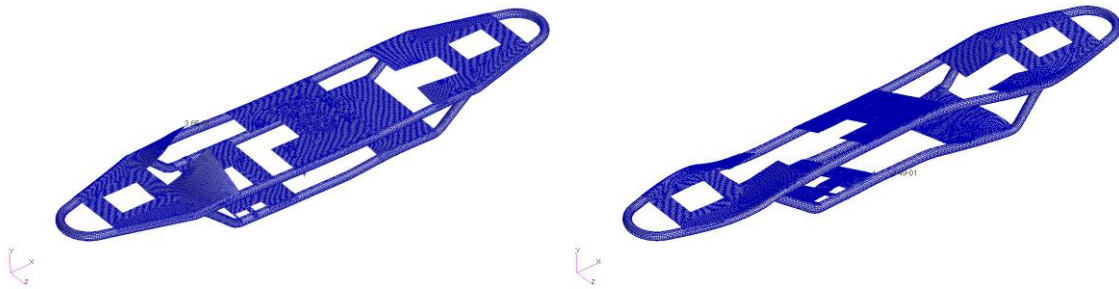


Ilustración 166. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de apoyo.

Dado que las imágenes no aportan mucha información se ha completado con una tabla, que incluye las frecuencias y como afectan a la estructura.

FRECUENCIAS	TIPO	DESCRIPCIÓN
26.5 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona intermedia del chasis
28.6 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y Zona superior del chasis
48.6 Hz	Modo Global / Modo local	Desplazamiento en el eje Y de todo el chasis, y modo local de la plancha inferior trasera.
50.8 Hz	Modo Global / Modo local	Desplazamiento en el eje Y de la parte delantera y modo local de la plancha inferior trasera
53.6 Hz	Modo global	Desplazamiento en el eje Y de la parte delantera
57.6 Hz	Modo local	Modo local plancha inferior trasera
63.2 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de todo el chasis
72.1 Hz	Modo local	Modo local de la plancha del motor delantera
72.9 Hz	Modo local	Modo local de la plancha del motor delantera
90 Hz	Modo global	Torsión de la estructura

Tabla 42. Resultados de las 10 primeras frecuencias de excitación en situación de apoyo y su descripción.

4.5.3.2. CONDICIÓN DE ACELERACIÓN

En las siguientes imágenes hemos representado los modos de vibración de la estructura bajo las condiciones de contorno del caso de aceleración anteriormente descritas. Se representan 10 modos de vibración, es importante destacar que las frecuencias de excitación son las

mismas o muy similares al caso anterior porque los apoyos y restricciones de desplazamiento son las mismas.

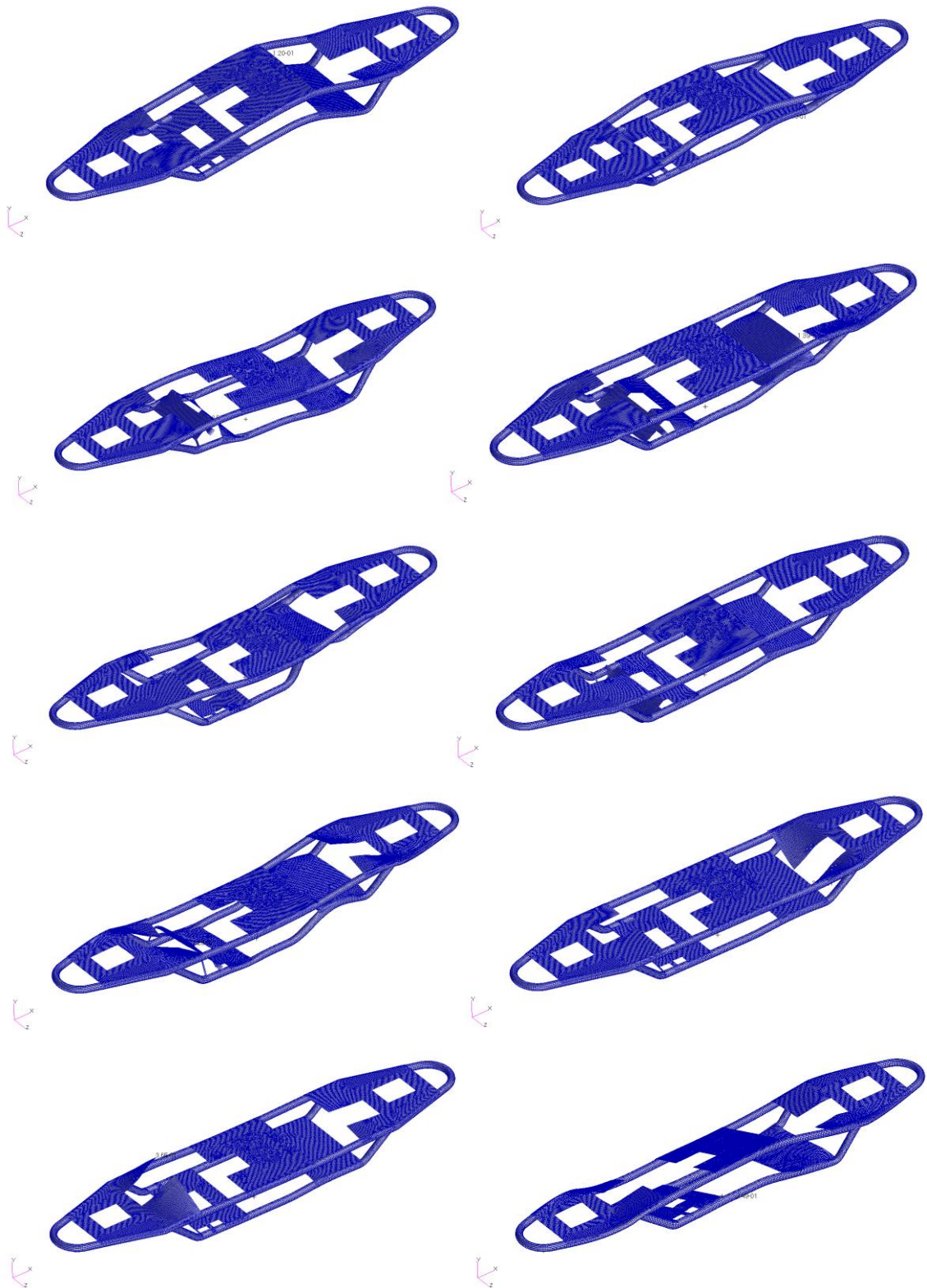


Ilustración 167. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de aceleración.

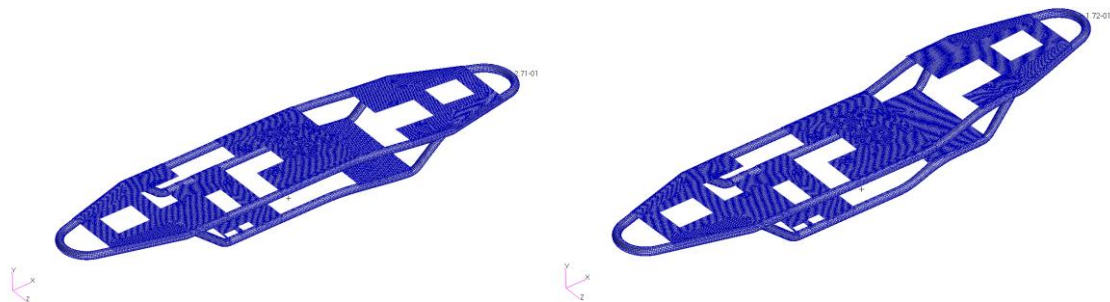
Como en el caso anterior, dado que las imágenes no aportan mucha información se ha completado con una tabla, que incluye las frecuencias y como afectan a la estructura.

FRECUENCIAS	TIPO	DESCRIPCIÓN
26.5 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona intermedia del chasis
28.6 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y Zona superior del chasis
48.6 Hz	Modo Global / Modo local	Desplazamiento en el eje Y de todo el chasis, y modo local de la plancha inferior trasera.
50.8 Hz	Modo Global / Modo local	Desplazamiento en el eje Y de la parte delantera y modo local de la plancha inferior trasera
53.6 Hz	Modo global	Desplazamiento en el eje Y de la parte delantera
63.2 Hz	Modo local	Modo local plancha inferior trasera
57.6 Hz	Modo global	Desplazamiento bajo una función de segundo orden en el eje Y de todo el chasis
72.1 Hz	Modo local	Modo local de la plancha del motor delantera
72.9 Hz	Modo local	Modo local de la plancha del motor delantera
90 Hz	Modo global	Torsión de la estructura

Tabla 43. Resultados de las 10 primeras frecuencias de excitación en situación de aceleración y su descripción.

4.5.3.3. CONDICIÓN DE FRENADA

En las siguientes imágenes hemos representado los modos de vibración de la estructura bajo las condiciones de contorno del caso de frenada anteriormente descritas. Se representan 10 modos de vibración, en este caso al estar las restricciones de posición más concentradas la rigidez global de la estructura ha disminuido.



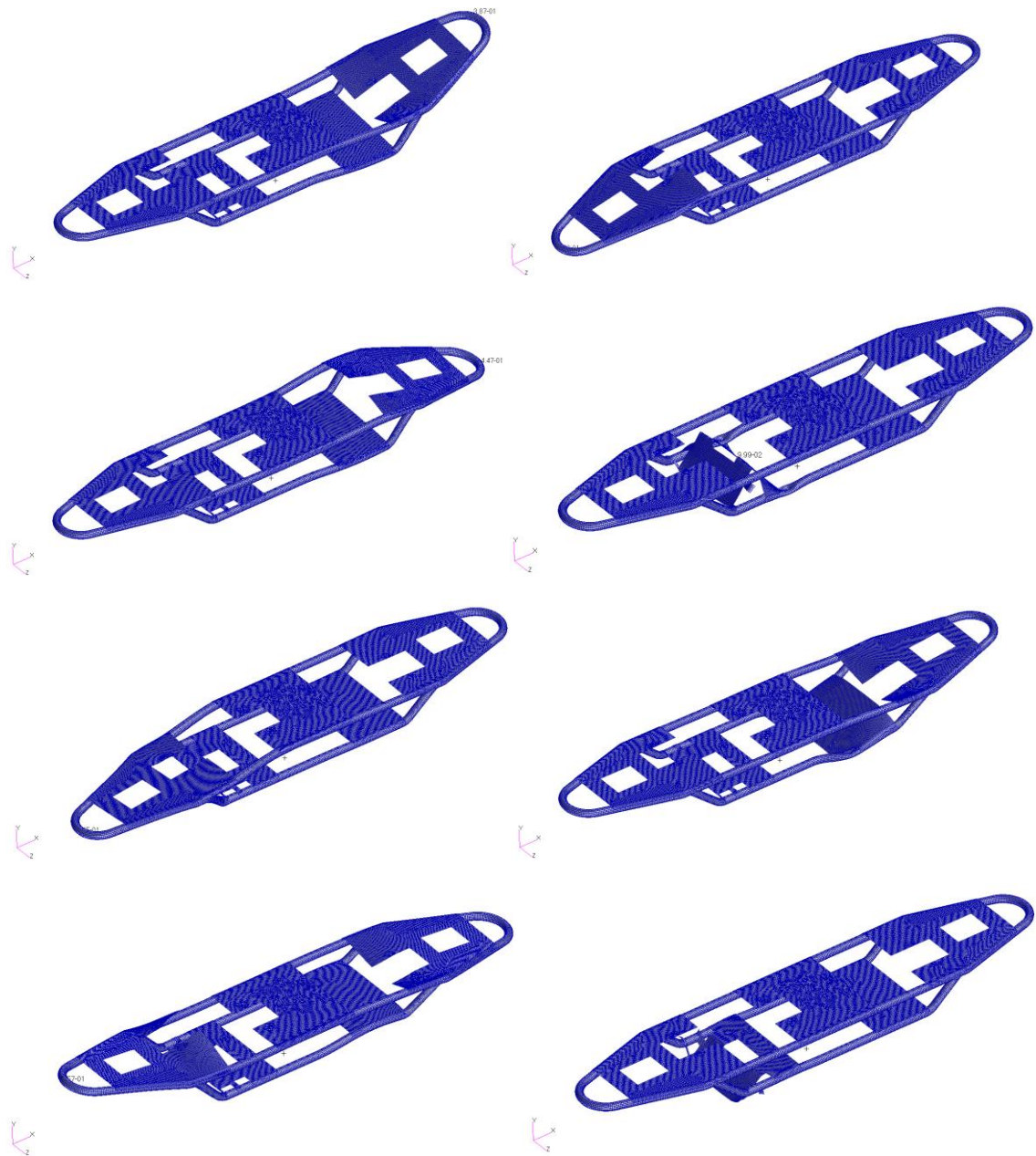


Ilustración 168. Vista de la deformada en los 10 primeros modos en caso de frenada.

Como en el caso anterior, dado que las imágenes no aportan mucha información se ha completado con una tabla, que incluye las frecuencias y como afectan a la estructura.

FRECUENCIAS	TIPO	DESCRIPCIÓN
19.0 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona delantera del chasis
33.3 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona delantera del chasis

41.8 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona delantera del chasis
43.8 Hz	Modo Global	Desplazamiento en el eje Y de la zona trasera del chasis
46.1 Hz	Modo global	Desplazamiento en el eje Y de la zona delantera del chasis
48.7 Hz	Modo local	Modo local de la plancha inferior trasera
52.4 Hz	Modo global	Desplazamiento en el eje Y de la zona trasera del chasis
53.5 Hz	Modo global	Desplazamiento en el eje Y de la zona inferior delantera del chasis
61.9 Hz	Modo global / Modo local	Desplazamiento en el eje Y del chasis y modo local de la plancha inferior trasera
67.5 Hz	Modo local	Modo local de la plancha inferior trasera

Tabla 44. Resultados de las 10 primeras frecuencias de excitación en situación de frenada y su descripción.

4.5.3.4. CONCLUSIONES

Las frecuencias naturales del chasis se van a comparar para las frecuencias de excitación ya mencionadas en el apartado 3.

Dado que el caso estático tiene las mismas frecuencias naturales que el caso de aceleración y la fuerza de excitación del motor se incluye dentro de las frecuencias de excitación de la aceleración, solo se va a representar el caso de aceleración.

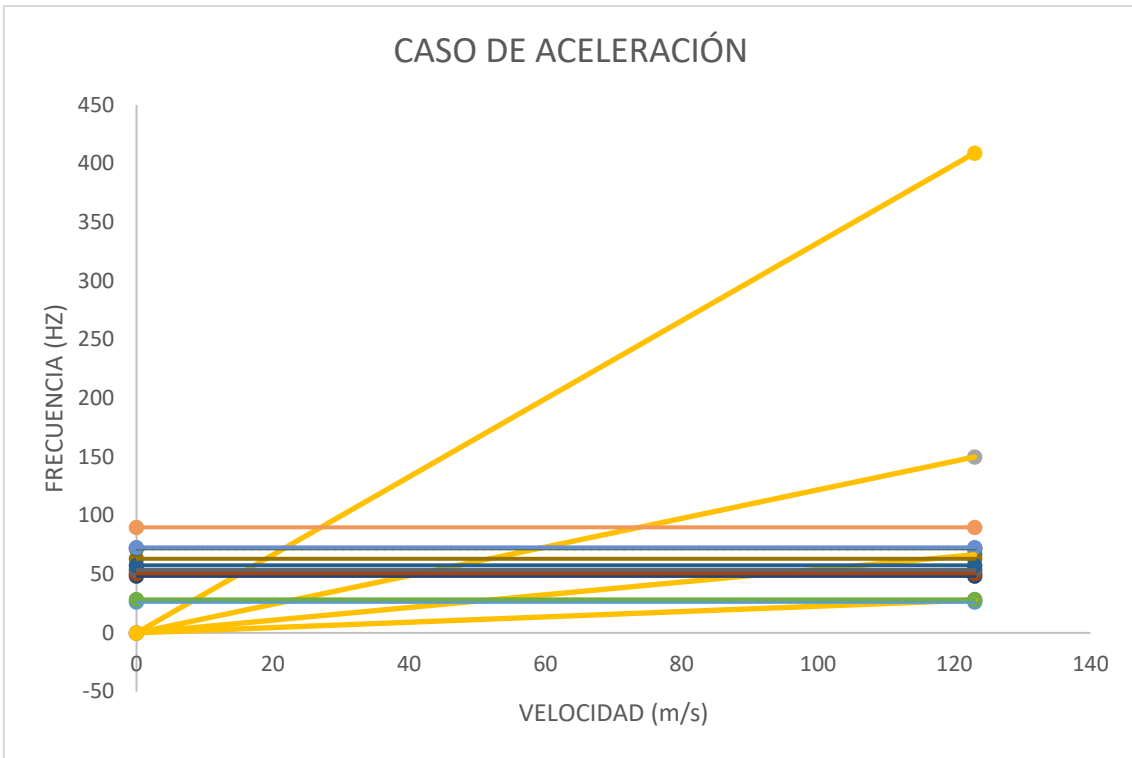


Ilustración 169. Gráfica de coincidencia de frecuencias en la aceleración.

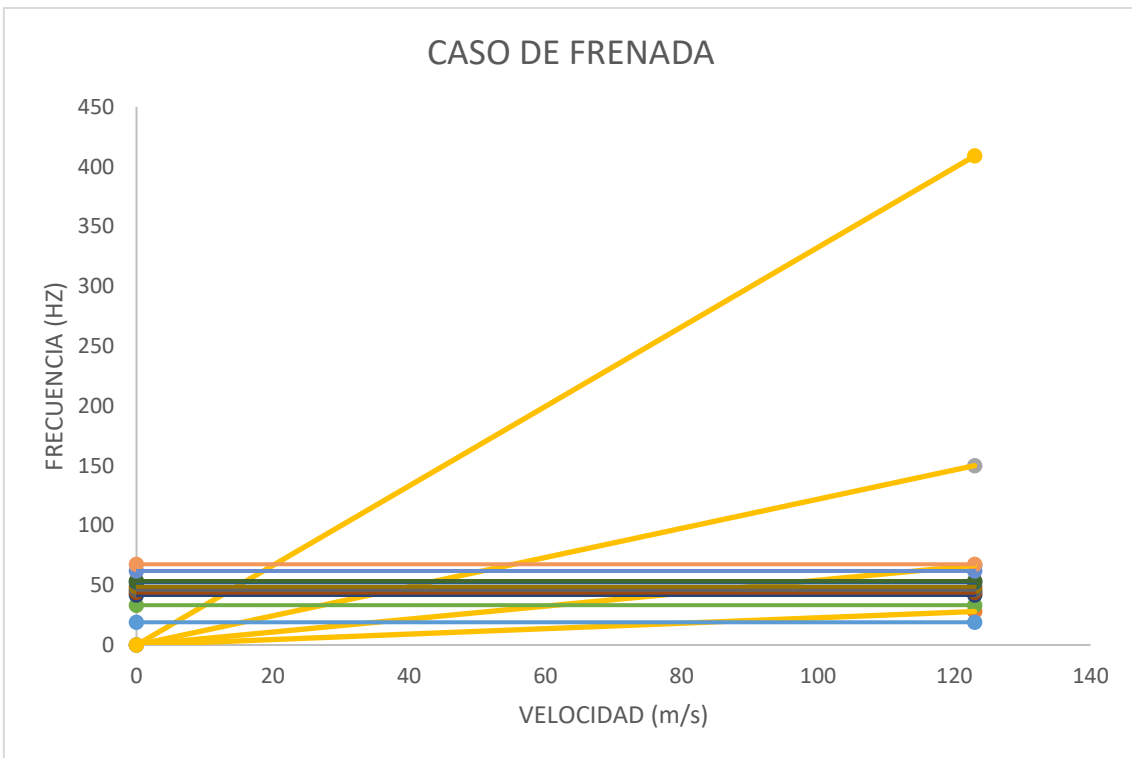


Ilustración 170. Gráfica de coincidencia de frecuencias en la frenada.

Como se puede ver en ambas imágenes, el bastidor va a pasar durante un breve periodo de tiempo por las frecuencias de excitación y dado que el vehículo no llega a régimen estacionario,

no es un problema grave, aunque en caso de trabajar en algún momento en régimen estacionario deberíamos evitar estar en las frecuencias que se observan en la tabla.

Se puede apreciar que la plancha inferior trasera y las esquinas en voladizo del motor introducen modos locales que podrían ser evitables. Otro aspecto que destacar es que, comparando la frecuencia del bastidor con el chasis completo, modos similares en forma se encuentran en distintas frecuencias. Las frecuencias para el chasis completo han disminuido, eso quiere decir que en la relación masa rigidez, las planchas introducidas añaden más peso que rigidez global aportan.

Es un problema complejo de solucionar ya que implicaría el rediseño de la estructura.

5. DISEÑO Y ANALISIS DE LOS SISTEMAS DE GUIADO.

5.1. PROCESO EMPLEADO.

El vehículo cuenta con dos sistemas de guiado, ambos estaban planteados desde el principio, pero uno de ellos se llegó a realizar y otro no por falta de presupuesto.

Ya que el sistema de guiado central era el más fácil de adaptar geométricamente en el pod por espacio y dimensionado, se decidió fabricar y dimensionar el guiado de reacción y no el de acción que se ubica delante de las ruedas.

Nuestra sorpresa allí fue que un único sistema de reacción no era suficiente para los ingenieros de SpaceX, ellos querían que se dimensionara y fabricara por lo menos un sistema de guiado de acción en la parte delantera del pod.

En la propia semana de la competición en una noche se consiguió fabricar, diseñar y analizar el componente, con piezas sobrantes del Pod y sin más herramienta que un taladro de banco. En este apartado se describe el diseño y el origen de cada una de esas piezas, así como el concepto empleado para el guiado y su análisis. En este caso el análisis tuvo es una SOL400 de Nastran dividida en dos pasos un paso de pretensado y otro de carga máxima.

5.2. DISEÑO FINAL Y FABRICACIÓN.

El diseño final del guiado se puede ver en la siguiente imagen.

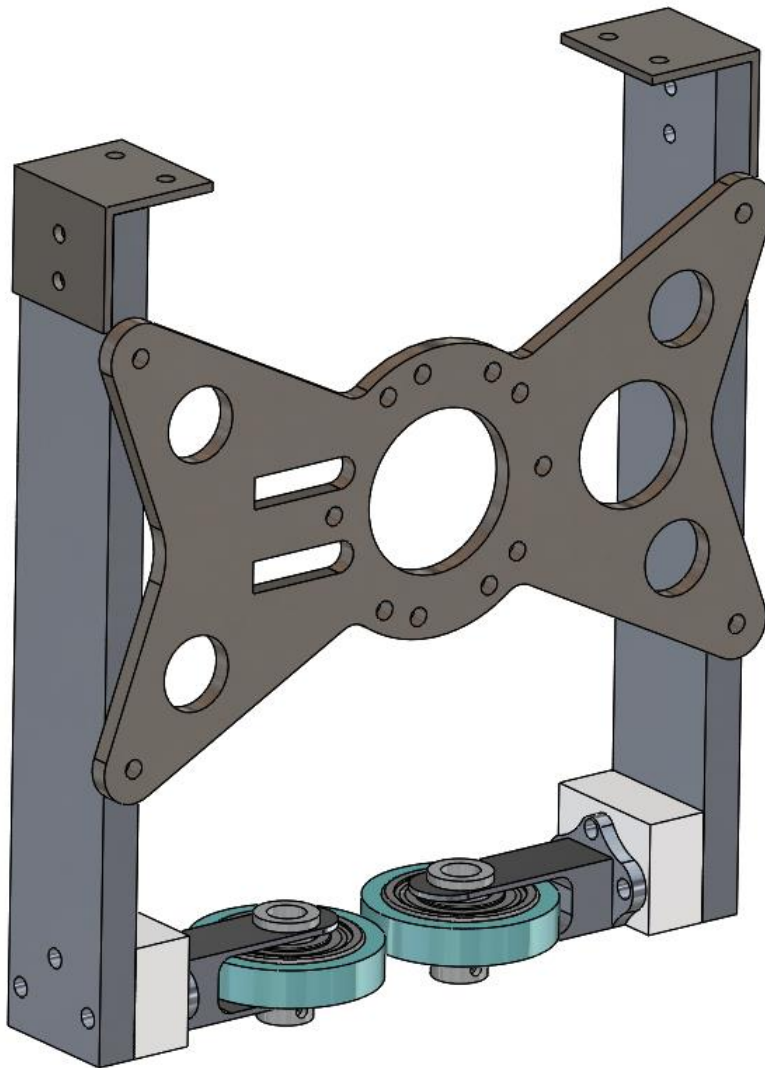


Ilustración 171. Modelo CAD del sistema de guiado delantero.

Lo primero que se hizo fue revisar entre todos los componentes que teníamos a nuestra disposición, ya fueran recambios o material en bruto.

La parte de abajo con las ruedas se recuperó de un recambio del sistema de guiado central. Los perfiles de aluminio 7075-T6 planos fueron material en bruto proporcionado por Alustock, que se cortó con radial de una placa más grande.

La parte superior, el perfil en 'L' se compró en una tienda estadounidense. Es de acero AISI 1010 y también se taladro y corto con radial.

Por último, la parte central es una pieza sobrante del soporte de ensayos del motor que nos proporcionó el propio fabricante del motor EMRAX. Esta placa es de acero inoxidable, sin nomenclatura específica.

Todos estos elementos se consiguieron encajar para parecer un guiado, pero para asegurarnos que, hacia la fuerza, tuvimos que añadir en la parte inferior bloques de material PET que hiciera más pequeño el hueco entre ruedas.

Para dimensionarlo, se midió el rail y el hueco entre ruedas se puso 4 mm más estrecho. Esto provocaría que el aluminio se pretensara con la fuerza necesaria para compensar el momento de inercia del Pod a altas velocidades, y a parte se le aplicaron las perturbaciones propias de la desigualdad entre railes, como una fuerza puntual.

5.3. ANÁLISIS ESTÁTICO NO LINEAL ELÁSTICO.

5.3.1. OBJETIVOS

Los objetivos es demostrar que tanto el pretensado como las perturbaciones durante el funcionamiento se mantienen en la zona elástica del material.

En este caso el coeficiente de seguridad a aplicar es de 1.5 porque no es un componente estructural, sino que es un sistema adicional.

5.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO

Para no emplear mucho tiempo en simplificaciones, los elementos donde la tornillería es pasante se han mallado con metodología de placa y donde los agujeros tienen el roscado o son elementos muy complejos geoméricamente como puede ser la parte inferior se ha mallado por sólidos, en este caso se han usado las tarjetas Nastran CQUAD4 y TET10, respectivamente. Las uniones se han conectado mediante elementos rígidos RBE2.

En el modelo se han eliminado las ruedas porque no se involucran directamente en el cálculo y se han sustituido por un elemento rígido conectado a un nodo central sobre el que se aplicaran los casos de carga.

Y la condición de restricción de desplazamiento se ha aplicado en los agujeros del perfil en L de la parte superior.

Todas estas notas se pueden apreciar en la imagen 172.

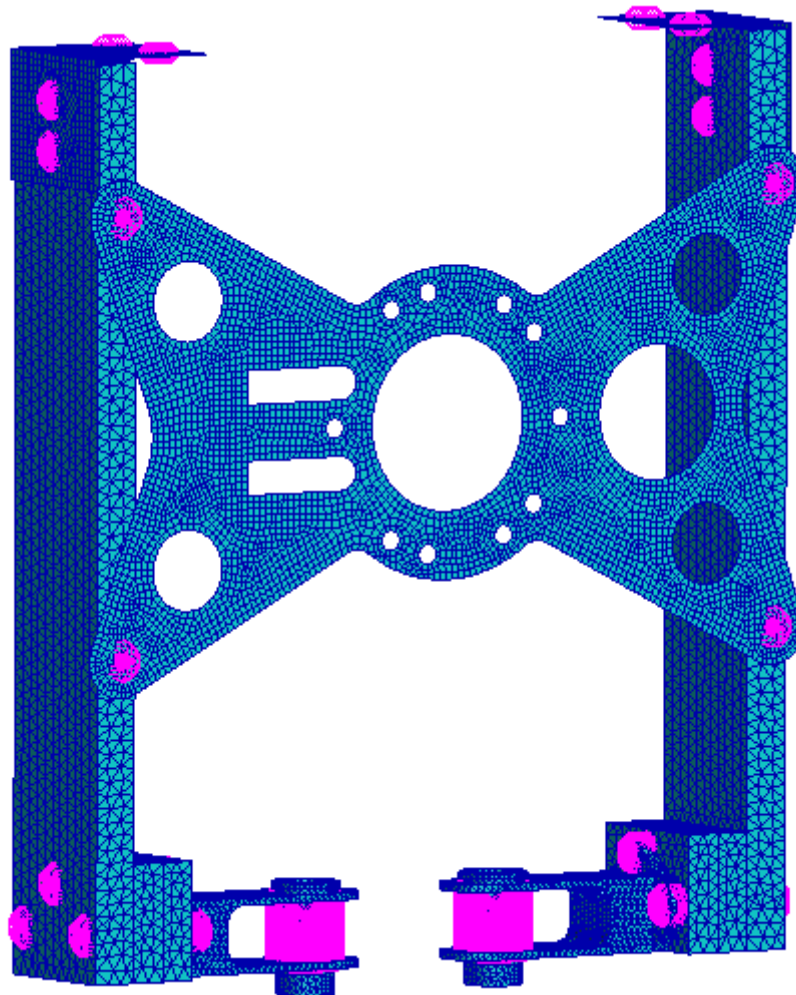


Ilustración 172. Modelo de elementos finitos del guiado delantero.

Los datos de los materiales empleados se pueden resumir en la siguiente tabla.

	DENSIDAD KG/M ³	MÓDULO DE YOUNG	COEFICIENTE DE POISSON	LIMITE ELÁSTICO
ALUMINIO 7075-T6	2700	71100	0.33	465
ACERO INOXIDABLE	8030	200000	0.3	520
AISI 1010	7870	165000	0.29	365
PET	1180	3700	0.4	90

Tabla 45. Propiedades de los materiales empleados.

A continuación, se muestran dos tablas una con el contenido del modelo.

TABLA DE CONTENIDO		
NODOS		137566
ELEMENTOS	triangulares	4
	cuadriláteros	6635
	Tetraédricos	80384

Tabla 46. Contenido del modelo guiado delantero.

Para dar un modelo como valido hay que pasar unos chequeos necesarios que se resumen en la siguiente tabla.

TABLA DE VERIFICACIONES			
Verificar bordes libres	No se perciben bordes abiertos		OK
Verificar normales	Todas las normales tiene concordancia y apuntan al exterior		OK
Elementos duplicados	No hay elementos duplicados		OK
Nodos desconectados	No hay nodos desconectados		OK
Verificar masa	CAD = 2.03 Kg FEM = 2.2 Kg		OK
Aspect. Ratio	Max. = 10.0	9.9	OK
Warp angle	Min. = 30	80	OK
Skew angle	Min. = 30	53	OK
Taper	Max. = 0.5	0.32	OK
Collapse	Min. = 0.01	0.1	OK

Tabla 47. Chequeos del modelo guiado delantero

Con esto queda verificada la calidad del modelo y pasamos a describir los casos de carga.

5.3.2.1. CASOS DE CARGA.

El modelo tiene un único caso de carga considerado, aunque se divide en dos pasos, una precarga establecida por un desplazamiento forzado y después manteniendo la precarga se introduce una fuerza que el elemento ha de poder aguantar.

Tanto el desplazamiento forzado como la fuerza se aplican en el mismo punto en el puno medio del RBE2 ubicado en el eje de las ruedas.

En la siguiente imagen se puede ver el desplazamiento forzado opuesto en los ejes de 2 mm en la dirección contraria al rail.

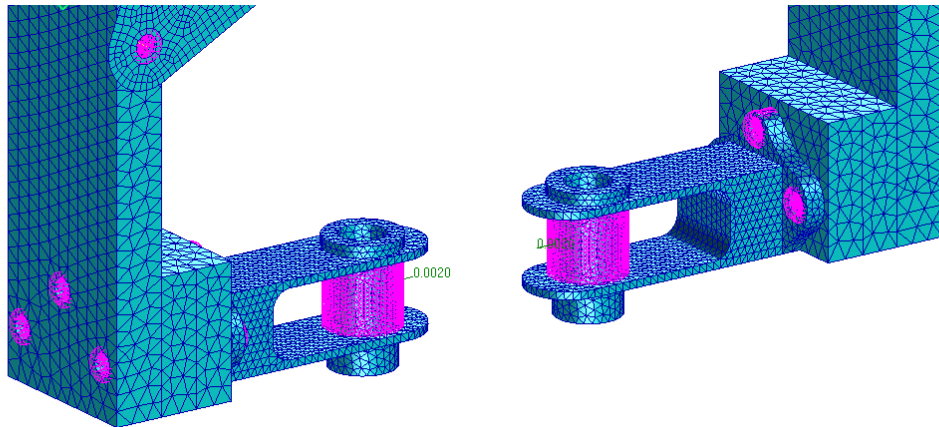


Ilustración 173. Vista del desplazamiento forzado

En la parte superior se fija la estructura como ya se ha mencionado antes.

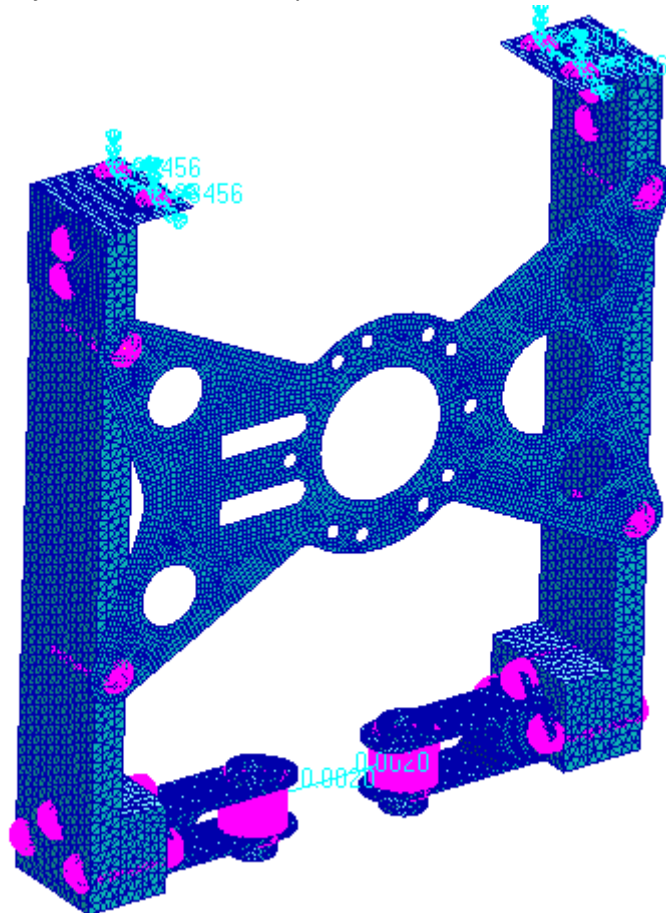


Ilustración 174. Restricción de desplazamiento en la parte superior

Posteriormente se impone otra condición, una fuerza en la misma posición que el desplazamiento forzado y en la misma dirección. Esta fuerza de presión ante la perturbación es de 2200N.

Además de esta fuerza tenemos que contar con la fuerza de fricción que también se impone en el modelo y corresponde a 550 N.

Esto genera una resultante de 2256.1 N, que es lo que se puede apreciar en la siguiente imagen del modelo.

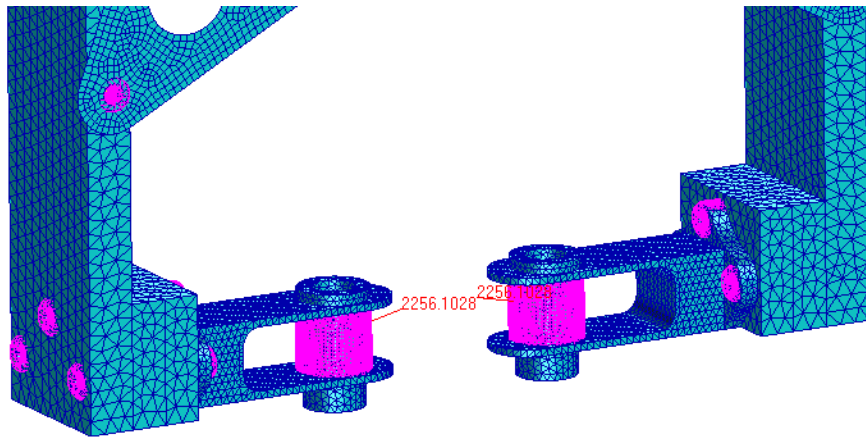


Ilustración 175. Fuerzas aplicadas después del pretensado.

Con esto el modelo queda descrito y podemos pasar a verificar los resultados.

5.3.3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Los resultados se han dividido en el estudio de la precarga y posteriormente el estudio de la perturbación.

5.3.3.1. RESULTADOS EN PRECARGA

Lo primero que se observa es la deformada durante la precarga.

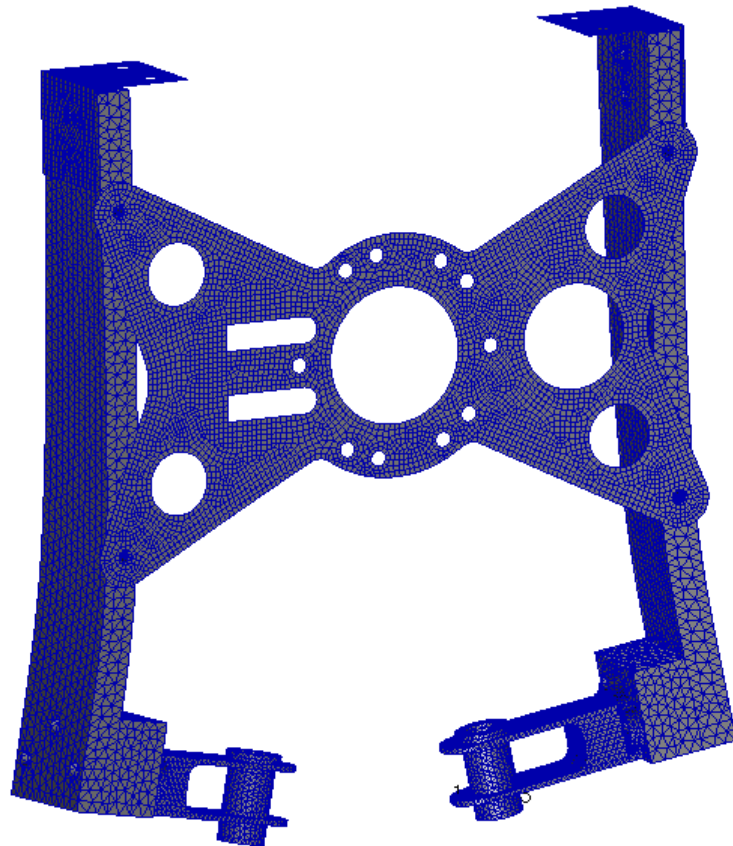


Ilustración 176. Deformaciones en estado de precarga del modelo de guiado

Para cuantificar el valor de estas deformaciones se muestran los desplazamientos, en las dos imágenes inferiores.

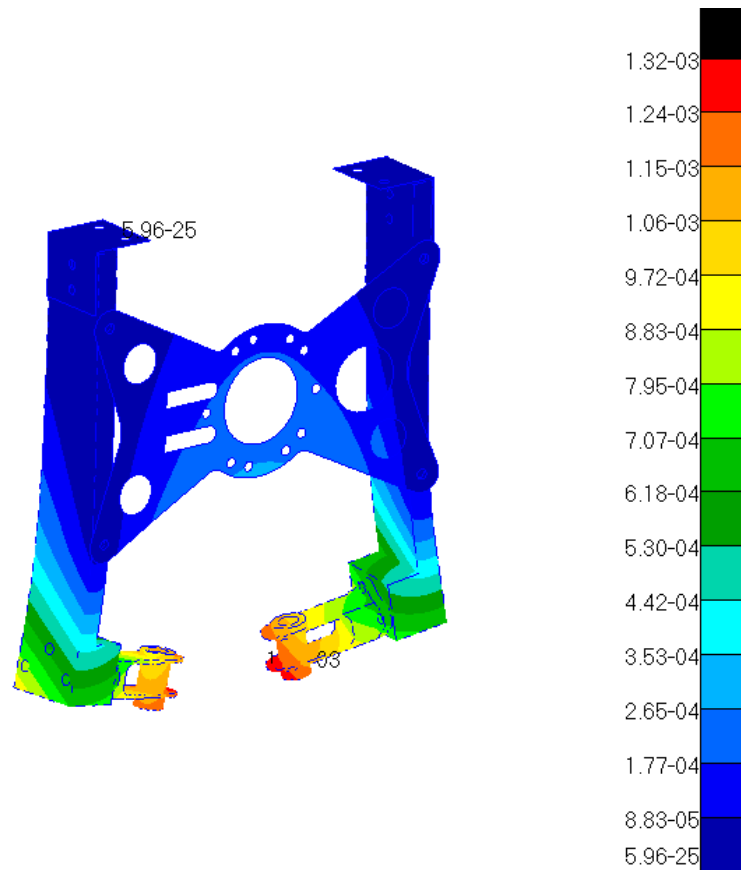


Ilustración 177. Resultante de desplazamientos en estado de precarga.

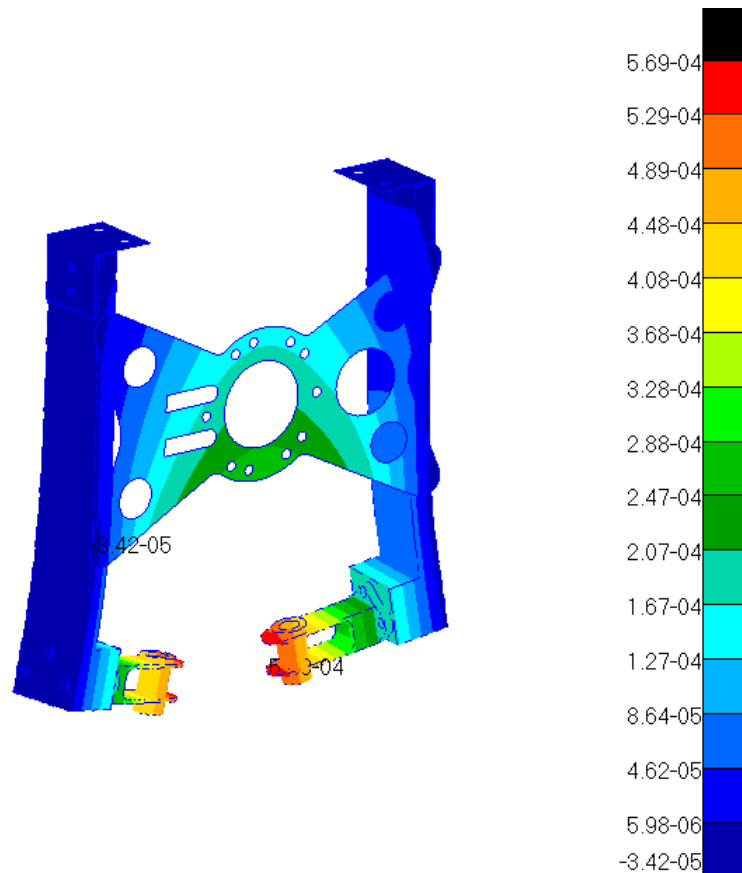


Ilustración 178. Desplazamiento en la componente Z en estado de precarga

Comparando las dos imágenes anteriores podemos ver que los desplazamientos no son únicamente en el eje Z sino que también hay un componente de rotación. Como los desplazamientos no son muy elevados comprobamos las tensiones.

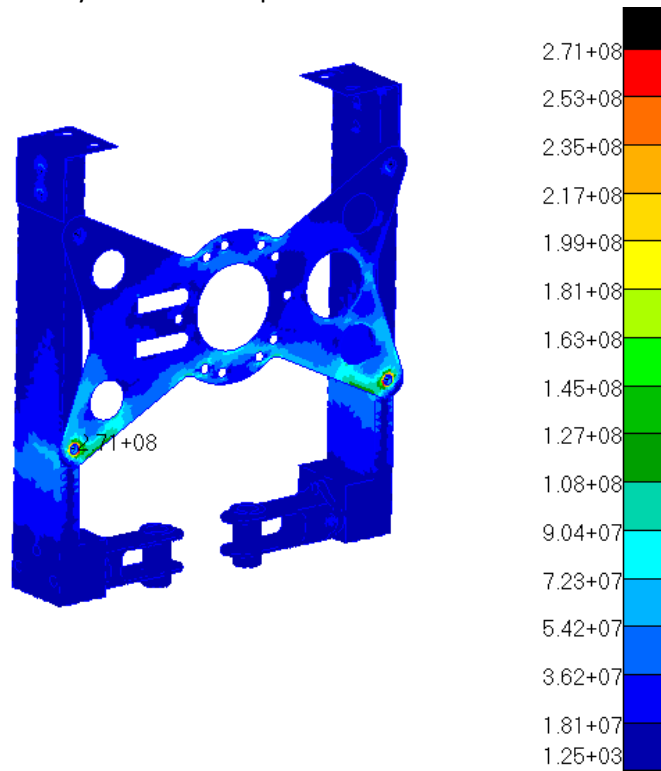


Ilustración 179. Tensiones de von Mises en estado de precarga, vista completa.

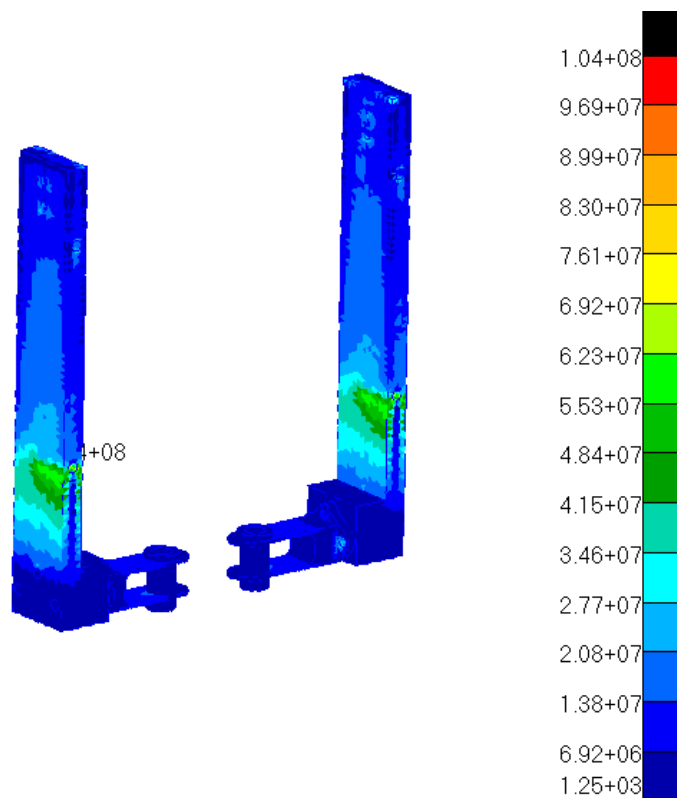


Ilustración 180. Tensiones de von Mises en estado de precarga, vista larguero

En las tensiones observamos que la plancha central, que rescatamos del soporte motor, es la que más tensiones acumula 278 MPa. La tensión se concentra en la unión y dado lo rápido que decrece podemos considerarlo una singularidad, esto significa que el valor real está en 217MPa. Estas elevadas tensiones se trasladan los largueros que son de un material menos resistente, estos largueros acumulan un valor de von Mises de 104 MPa.

5.3.3.2. RESULTADOS EN PERTURBACIÓN

Además del estado de precarga, el guiado debe aguantar la fuerza aplicada al compensar la inercia de desvío del pod a alta velocidad. Por tanto, estos dos estados deben aplicarse al mismo tiempo. Lo primero que se debe observar es como cambia la deformada para ver que concuerde con lo esperado.

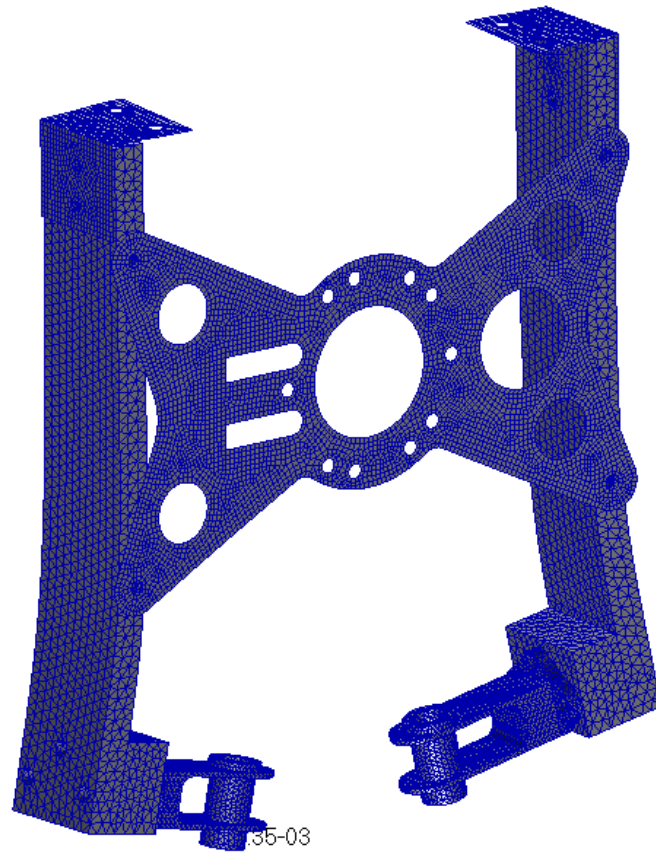


Ilustración 181. Deformaciones del sistema de guiado en estado de perturbación.

En la imagen 181 no se aprecia cambios sustanciales respecto al estado de precarga por eso es necesario estudiar los desplazamientos.

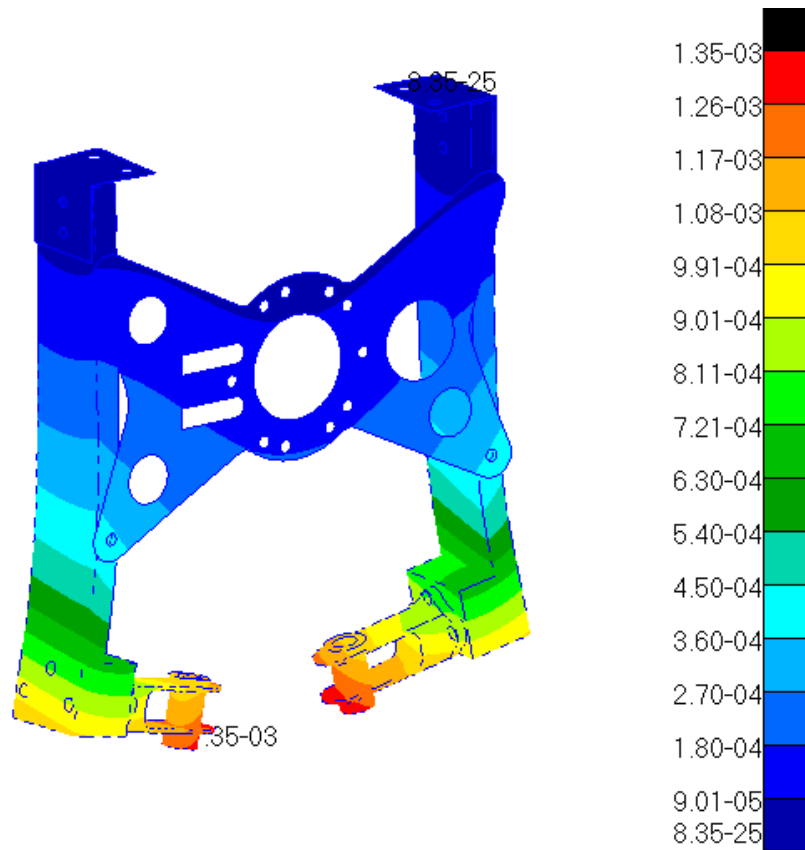


Ilustración 182. Resultante de desplazamientos en el guiado en estado de perturbación.

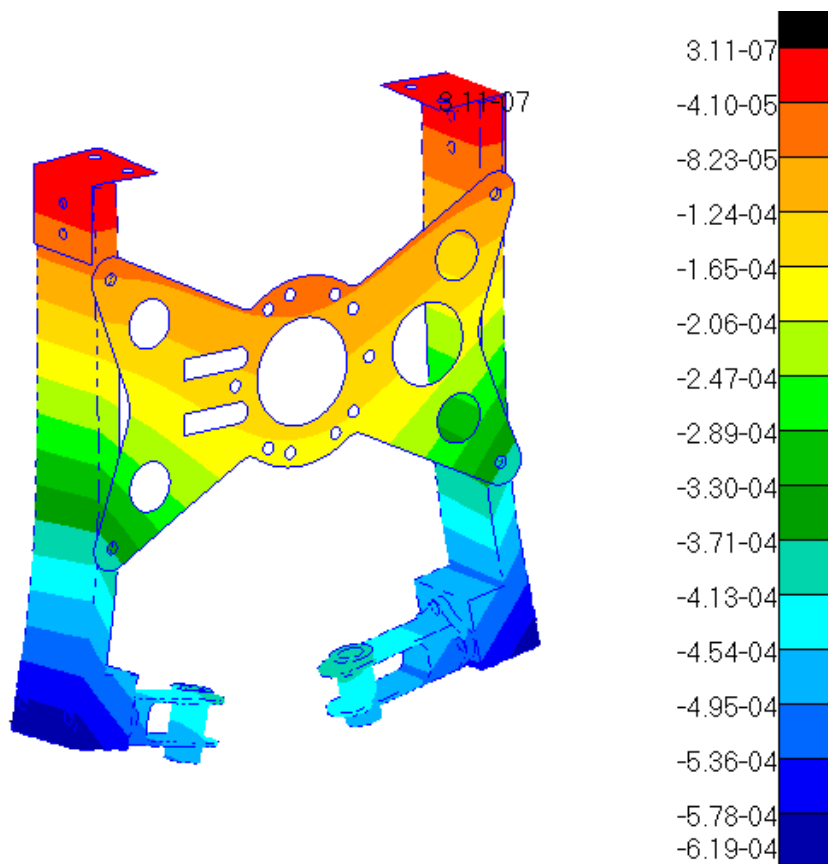


Ilustración 183. Componente Z de desplazamientos en estado de perturbación.

En los desplazamientos observamos como la resultante ha aumentado ligeramente y el desplazamiento en Z también eso significa que la fuerza asumida por el desplazamiento forzado es mayor en relación con la fuerza introducida por la perturbación. Lo que si se aprecia es que la fuerza de rozamiento introducida por las ruedas y el parte aumenta el componente de rotación, esto se observa en las tensiones.

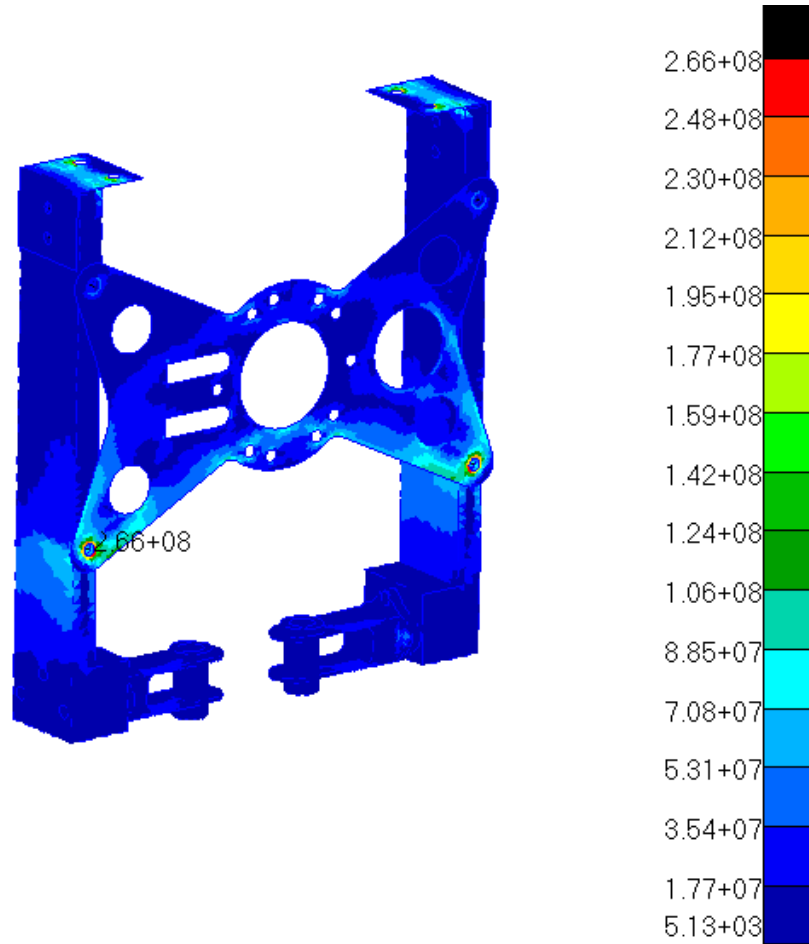


Ilustración 184. Tensión de von Mises en estado de perturbación, vista completa.

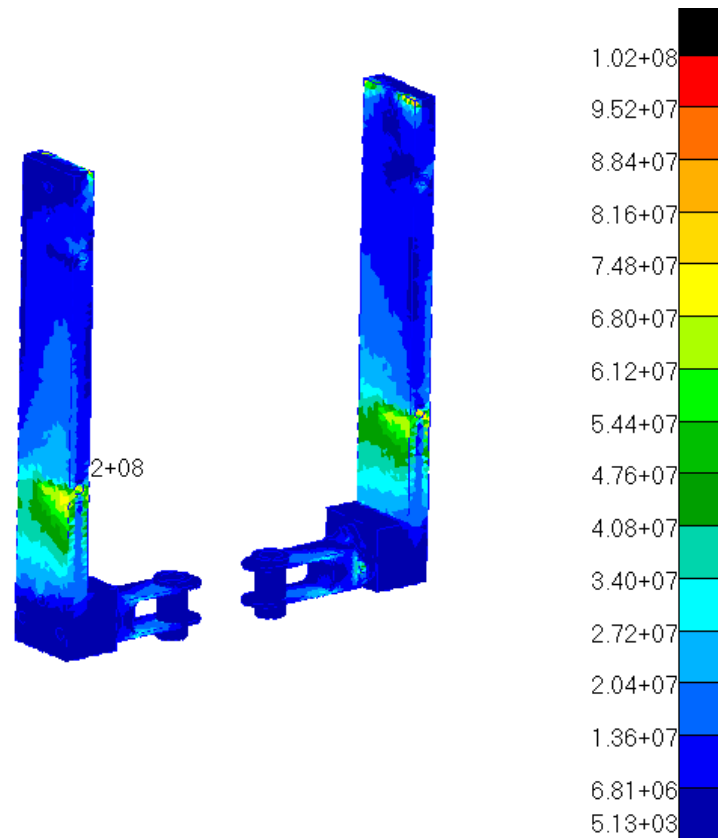


Ilustración 185. Tensión de von Mises en estado de perturbación, vista largueros.

Analizando las imágenes 184 y 185 observamos que la tensión en la unión entre la placa central y los largueros disminuye, esto es debido a que al aumentar la rotación la parte central asume mas parte de deformación y eso se transforma en tensiones en los perfiles en 'L' de la unión superior.

5.3.3.3. CONCLUSIÓN

Una vez analizados todos los casos de carga y para facilitar su comparación se ha empleado un atabla de resultados.

	PRECARGA	PERTURBACIÓN
DESPLAZAMIENTO RESULTANTE MÁXIMO (MM)	1.32	1.36
DESPLAZAMIENTO XX MÁXIMO (MM)	0.51	0.62
TENSIÓN VON MISES MÁXIMA PLANCHA CENTRAL (MPA)	271.0	266.9
TENSIÓN VON MISES MÁXIMA PERFIL LARGO ALUMINIO (MPA)	104.2	102.8
TENSIÓN VON MISES MÁXIMA PERFIL EN L (MPA)	60.6	124.2

Tabla 48. Resultados de los distintos elementos, en ambos estados de carga.

Ahora comparando con las propiedades del material se pueden hallar los coeficientes de seguridad que se han empleado. La tensión admisible que se va a emplear es el limite elástico de los distintos materiales comparado anteriormente en la tabla.

$$RF = \frac{\sigma_{admissible}}{\sigma_{Von Mises}}$$

Se ha empleado una tabla como en apartados anteriores para mostrar el coeficiente de seguridad, la mayor modificación es que el coeficiente de seguridad requerido para este sistema es 1.5.

	PRECARGA	PERTURBACIÓN
RF MÁXIMO PLANCHA CENTRAL	2.06	2.09
RF PERFIL LARGO ALUMINIO	4.47	4.55
RF PERFIL EN L	6.02	2.93

Tabla 49. Coeficientes de seguridad de los distintos elementos en cada estado de carga.

Como podemos observar el color verde en toda la tabla verifica el coeficiente de seguridad de 1.5 estipulado por SpaceX.

Como conclusión el pretensado de la estructura introduce unas tensiones algo mayores que la fuerza aplicada eso puede ser por las condiciones aplicadas en las que el desplazamiento solo se produce en un sentido cuando definimos la perturbación sobre la deformada de la precarga, además de la torsión impuesta por la fuerza de fricción la estructura tiende a doblarse o tensionarse, con lo que alivia las cargas en las uniones de la plancha central y los largueros, produciendo en consecuencia un aumento de la carga en el perfil en L superior.

6. PLIEGO DE CONDICIONES

6.1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERAL

El pliego de condiciones general regula la ejecución del proyecto a nivel técnico y el procedimiento a seguir durante la realización de este para asegurar los niveles de calidad descritos en la memoria y entregables.

6.1.1. OBJETO DEL PRESENTE PROYECTO

El objetivo del presente pliego de condiciones técnicas hace referencia a los requisitos necesarios para la ejecución del proyecto de diseño y cálculo de los componentes estructurales de un prototipo de Hyperloop. Se recogen los aspectos básicos a tener en cuenta para la correcta realización del proyecto.

Para la correcta ejecución del proyecto se deben seguir las especificaciones técnicas descritas en la memoria, anexos y planos, debiendo aplicar los requerimientos descritos en el presente documento. En este documento además se describe la relación y la correcta línea de trabajo a seguir durante la ejecución de las tareas descritas en la memoria.

6.1.2. DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PROYECTO Y ENTREGABLES

Los principales documentos informativos obligatorios son los requeridos por SpaceX durante la competición. Estos son El documento de diseño preliminar, donde se describe el concepto que se quiere presentar a la competición de SpaceX, el documento final de diseño, donde se describe el diseño final, con las comprobaciones técnicas y ensayos pertinentes, y finalmente el documento de seguridad, donde se describen los procesos empleados durante la fabricación y los informes de algunos sistemas que no quedaron bien definidos en el documento final de diseño.

Otros documentos de carácter informativo son los informes internos de diseño, análisis y ensayos realizados a los distintos sistemas. Estos documentos tienen el objetivo de informar internamente al equipo, pero también pueden ser requerido por los responsables de SpaceX.

Los únicos documentos contractuales son los planos, ya que establecen la calidad requerida en las piezas cuando trabajamos con empresas externas. En caso de alguna contradicción en los planos Hyperloop UPV tiene que responder con las acciones a tomar bajo su responsabilidad, en el acabado final de las piezas.

6.1.3. INTERPRETACIÓN DEL PROYECTO

La interpretación de la información recogida en este proyecto recae exclusivamente en los miembros responsables del equipo Hyperloop UPV y los responsables de SpaceX. Estos tienen derecho a ordenar las modificaciones que se consideren necesarias en cualquier fase del proyecto, dentro de un margen de decisión razonable.

El responsable de cada sistema debe responder ante la demanda de más información por parte de otros miembros del equipo o por los responsables de SpaceX, siempre que sea requerido. La última palabra sobre las decisiones tomadas en los elementos pertenece a SpaceX.

6.1.4. TRABAJOS NO CONTEMPLADOS EN ESTE PLIEGO

Estos trabajos se refieren a acciones que debido a su naturaleza no pueden ser previstos con detalle, si no que sus detalles se van determinando a medida que avanza el proyecto.

Si en el transcurso del proyecto se requiere alguna acción no contemplada en los documentos presentados en SpaceX, deberá comunicarse a los responsables de esta organización de forma inmediata y recae sobre ellos la decisión de aceptar la realización de este trabajo o paralizar la ejecución del proyecto dependiendo de la gravedad de las acciones adicionales.

Los responsables de SpaceX tienen plenas atribuciones para sancionar al equipo y solicitar tanto informes como ensayos en cualquier momento antes de la competición.

6.2. PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES.

En este apartado se muestran los requisitos técnicos que deben cumplir cada uno de los elementos estructurales trabajados en la memoria, para la correcta ejecución del proyecto.

6.2.1. ESPECIFICACIONES GENERALES

6.2.1.1. REQUISITOS DE SPACEX

Todos los elementos evaluados en el proyecto deben cumplir un coeficiente de seguridad de 2.0 para los componentes descritos como estructurales.

Todos los elementos evaluados como sistemas no estructurales deben cumplir un coeficiente de seguridad de 1.5.

Los elementos que no obtengan resultados esperados o concluyentes deberán ser evaluados mediante ensayos empíricos.

Las modificaciones empleadas en materiales o diseño de elementos, deben ser comunicadas a la comisión pertinente, en nuestro caso los responsables de Hyperloop UPV en SpaceX.

6.2.1.2. ZONA DE TRABAJO HYPERLOOP UPV

La zona de trabajo de Hyperloop UPV debe estar dividida en dos partes físicamente separadas. La zona de trabajo de ofimática, referente a la parte donde desarrollar el trabajo de diseño y cálculo. Esta zona debe contar con mesas y sillas que permitan trabajar de una forma ergonómica.

La zona de trabajo correspondiente a taller debe contar con espacio de almacenamiento para la herramienta que sea necesaria. Debe contar con un sistema de ventilación apropiada para tareas de corte y tratamiento de fibra de carbono. Dada las distintas tareas que se pueden realizar en el taller, ya sean de carpintería metálica, mezcla química o lubricación debe estar ordenado y limpio de forma que las atareas acabadas no afecten a las demás.

La zona de taller debe contar con vestuario y ducha para poder eliminar posibles residuos peligrosos empleados.

6.2.1.3. SOFTWARE EMPLEADO.

El software empleado para diseño es SolidWorks 2018 versión estudiante. Este software debe descargarse desde la página de la universidad y requiere una conexión continua al servidor para comprobar el correcto uso de la licencia.

El software de cálculo por elementos finitos es NASTRAN, PATRAN y APEX, las licencias de estos softwares son prestadas por distintas empresas como ALTRAN y ZELEROS. El uso de estas licencias es libre para el departamento de estructuras durante el periodo de patrocinio.

6.2.1.4. ALMACENAMIENTO DE ARCHIVOS.

Los archivos de CAD, archivos de cálculo y documentos internos se deben almacenar en la plataforma online Drive, en la que todos los miembros del equipo tendrán acceso a una carpeta compartida.

Para trabajar con esos archivos dado que no es posible saber si están en uso o no, hay un Excel en el que se indica quien esta trabajando con determinado archivo y cuando deja de usarlo.

6.2.1.5. REQUISITOS DE CALIDAD EN EL PROYECTO.

La calidad y especificaciones descritas en los documentos entregados a SpaceX o en los informes de los sistemas, debe cumplirse en el producto final.

Para ello, los elementos comerciales empleados deben certificar las condiciones de trabajo que especifica el fabricante.

Los materiales descritos en el proyecto deben cumplir las condiciones técnicas que se especifican en los documentos, las calidades de estos materiales deben estar publicadas en las normas correspondientes. Tendrán preferencia para la aceptación de estos materiales, los que estén en posesión del documento de idoneidad técnica que avala sus cualidades.

Los diseños, cálculos y planos descritos en la memoria determinan las dimensiones finales de cada pieza y las condiciones en las que debe trabajar.

6.2.2. ESPECIFICACIONES PARTICULARES.

En este apartado estudiaremos las condiciones técnicas a cumplir dentro de las distintas tareas que se describen en la memoria.

6.2.2.1. FABRICACIÓN DEL BASTIDOR DEL CHASIS

El bastidor del chasis se fabricará en el material descrito en la memoria asegurando las propiedades de la partida de material cumple la correspondiente normativa.

Se debe comprobar que las barras de material no presentan signos de abolladura severa, grietas o en general deterioro del material y del tratamiento.

La soldadura en el material será estudiada por la empresa correspondiente bajo inspección visual de forma que se asegure el tipo de soldadura deseada.

Las dimensiones del bastidor se comprobarán en referencia a los planos aprobados por SpaceX.

El transporte del bastidor se debe realizar en vehículos apropiados para sus dimensiones y fijado de forma que no pueda golpearse durante su traslado.

6.2.2.2. FABRICACIÓN DE LAS PLANCHAS DE FIBRA

El material de las planchas de carbono debe conservarse en un congelador a una temperatura de -15 grados Celsius.

Antes de trabajar la fibra de carbono se debe dejar el aire durante 2 h.

El proceso de moldeo de la fibra de carbono será el descrito en la ficha de fabricación década plancha, dejando los tiempos de secado especificados.

Los moldes empleados para la fabricación de las planchas deben ser encerados y se les aplicara el desmoldeante correspondiente. Además, se debe comprobar que las medidas de estos moldes corresponden a las de la realidad.

Las personas que trabajen con fibra de carbono deberán llevar en todo momento los equipos de protección individual pertinentes, además de vestir en manga larga y llevar el pelo recogido.

EL curado de la fibra de carbono se realiza en el horno situado en la planta baja del edificio de edificación. Para transportar las planchas hasta la ubicación del horno se utilizará un carrito diseñado para este fin. El horno, únicamente podrá ser utilizado durante el día y siempre bajo la supervisión de un responsable. El trabajo con los elementos dentro del horno se realizará con los elementos de protección individual necesarios.

6.2.2.3. ENSAMBLADO DEL CHASIS

Para preparar el área de trabajo el chasis se anclará a una útil giratorio que permite trabajar cómodamente con él.

La primera fase de unión se realizará con un adhesivo técnico especial suministrado por 3M. El primer paso por lo tanto es limpiar las zonas que vayan a estar en contacto, con alcohol. Después se aplicará el adhesivo y se dejarán los tiempos de secado especificados por el fabricante.

Dada la toxicidad del adhesivo, las personas que vayan a realizar este trabajo deben estar equipada con los dispositivos de protección, como gafas, mascarilla, guantes y chaqueta. Además, se activará la ventilación del taller.

Para remachar las planchas en su posición se utilizará una remachadora neumática, por condiciones de seguridad, únicamente habrá una persona en el área de trabajo mientras se realice esta tarea. La presión del compresor y la fuerza aplicada será la especificada por el fabricante de la pistola.

6.2.2.4. SISTEMAS FABRICADOS EN LOS ANGELES.

Para el uso de materiales adquiridos en USA se comprobarán antes de su uso las equivalencias con materiales europeos recogidos en las normas UNE y no se adquirirá ningún material que no tenga certificadas sus propiedades.

Dado que durante la estancia en Estados Unidos se disponía de un taller con ventilación y espacio de trabajo adecuado. Todas las tareas de carpintería metálica, torneado y fresado podían realizarse allí. Aunque se intentaría externalizar el trabajo a talleres con experiencia.

6.2.2.5. DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR.

En todo momento el equipo debe ser consciente de que elementos del prototipo está diseñando o modificando, esto se basa en rellenar el Excel correspondiente en Drive.

El diseño se debe realizar en la versión del software acordada.

Debe guardarse periódicamente cada semana una copia de seguridad del trabajo realizado.

Para enviar archivos 3D a colaboradores se utilizará el archivo tipo STEP y para el envío de planos se adjuntarán guardados como PDF y DXF.

6.2.2.6. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.

Los modelos de análisis por elementos finitos deben pasar una serie de verificaciones que aseguran la calidad de un modelo y disminuyen el error en los resultados. Estos se describen en las tablas de la memoria.

Los archivos que deben almacenarse son los .bdf, que son el archivo donde se describe el modelo, el archivo .f06, donde se almacena la información de errores de convergencia, y el .op2, donde se almacenan los resultados.

La cabecera de los archivos donde se almacena la información del modelo debe contener un breve resumen del tipo de análisis realizado y las condiciones de contorno aplicadas.

7. PRESUPUESTO

7.1. PRESUPUESTO DEL TRABAJO DE DISEÑO Y CÁLCULO.

En este apartado se van a evaluar los costes del software empleado, y las horas dedicadas por los distintos ingenieros del proyecto.

En este caso el equipo que ha colaborado en el diseño y cálculo de estos componentes está formado por 2 personas, una encargada de diseño y cálculo, y la otra que asistía de forma parcial al diseño.

El trabajo de diseño de los componentes fue de 2 meses y cada uno de los participantes se dedicaba unas 4 horas diarias al proyecto, aparte de eso la persona encargada del análisis dedicó otras 4 horas más cada día durante otros dos meses.

Contando que un ingeniero capaz de realizar estas tareas de diseño tiene un salario de 15.6€/h y el total de horas empleadas por ambos empleados corresponde a 480 horas de trabajo. El cómputo total en referencia a los costes del personal es de 7488€.

Por otro lado, se deben evaluar los costes de software, aunque en este caso eran versiones gratuitas proporcionadas por la universidad o por empresas colaboradoras y suponían ningún coste. Es conocida la tarifa de los softwares empleados por licencia gracias a la empresa colaboradora.

El programa de diseño es Solidworks versión 2018 el módulo estándar diseñado para empresas emergentes. El valor de una licencia es de 370€ al mes por licencia empleada, en el caso de este trabajo se emplearon 2 licencias durante 2 meses.

El programa de cálculo empleado es NASTRAN/PATRAN/APEX que trabajan bajo la misma licencia de y que corresponde a 7000€ al año.

Para facilitar la comprensión de los costes va a reflejarse en la siguiente tabla:

	COSTES (€)
COSTES TRABAJADORES	7488
COSTES SOFTWARE DE DISEÑO	1480
COSTES SOFTWARE DE CÁLCULO	583
TOTAL	9551

Tabla 50. Costes de diseño y cálculo.

Como podemos ver el total de costes referente a diseño y análisis corresponde a 9551€

7.2. PRESUPUESTO DE COMPONENTES, FABRICACIÓN Y MONTAJE.

En este apartado del presupuesto se van a evaluar los materiales proporcionados por las empresas, el trabajo que las distintas empresas han empleado en ellas y el trabajo tanto de montaje como de gestión de los trabajadores de Hyperloop UPV.

Dada La complejidad de los presupuestos trabajaremos con distintas tablas en función de los componentes y trabajadores.

	COSTES (€)
TUBO DE ALUMINIO DEL CHASIS	600
TRANSPORTE EN CAMIÓN DE LOS TUBOS	200
DOBLADO DE LOS TUBOS PRO INJECT	1 100
TRANSPORTE EN CAMION DE LOS TUBOS	120
SOLDADO DE LOS TUBOS	480
PULIDO DE LOS TUBOS	160
TOTAL	2 660

Tabla 51. Costes de fabricación y montaje del bastidor del chasis.

	COSTES (€)
FIBRA DE CARBONO	3 600
ESPUMA	980
CASQUILLOS Y PLACAS DE ALUMINIO	130
MOLDES DE LAS PANCHAS	1 900
DESMOLDENATES Y CERAS	300
PEGAMENTOS DE RELLENO	630
HORNO DE CURADO	3 000
FABRICACION DE LAS PLANCHAS	13 104
TOTAL	23 644

Tabla 52. Costes de fabricación y montaje de las planchas de fibra de carbono.

	COSTES (€)
REMACHES	80
EMSAMBLAJE DEL CHASIS	2 620.8
TOTAL	2 700.8

Tabla 53. Costes de fabricación y montaje del chasis completo.

	COSTES (€)
DISEÑO Y ANÁLISIS DEL GUIADO	379.6
MATERIALES	230
MONTAJE Y FABRICACIÓN	1 123.2
TOTAL	1 732.8

Tabla 54. Costes de fabricación y montaje del guiado delantero.

Finalmente, el total evaluado en este apartado es de 30 737.6€.

7.3. PRESUPUESTO TOTAL.

Si evalúalos de forma independiente el trabajo que se resume en este documento el coste total es de 9 551€ de la parte de diseño y análisis, y 30 737.6 € de la parte de fabricación. Lo que equivale a 40 288.6 €

Para poder mostrar una visión más global de los costes del proyecto, SpaceX requería de un documento que se evaluaran los costes totales de fabricación del proyecto en materiales y mano de obra. Estos costes se pueden ver en la columna de coste estimados de la siguiente tabla. Pero dado que los patrocinadores, normalmente colaboraban proporcionándonos sus productos de forma gratuita, los costes finales eran bastante más reducidos.

SUBSISTEMA	COSTE ESTIMADO (€)	COSTE REAL (€)
PROPULSIÓN	42 955.19	24 455.84
FRENOS	3 426.48	1 826.48
ALIMENTACIÓN	9 954.19	9 810.53
ESTRUCTURAS	4 147.23	992.64
NEUMÁTICA	1 440.00	1 440.00
AVIÓNICA	3 730.01	1 413.45
TOTAL	65 653.10	39 938.94

Tabla 55. Comparación de costes reales y estimados.

En el anexo 8 se puede ver una tabla con los costes desglosados. De todas formas, para hacer un poco más visual que componentes han ocupado mas parte del presupuesto se ha añadido a continuación un gráfico de sectores.

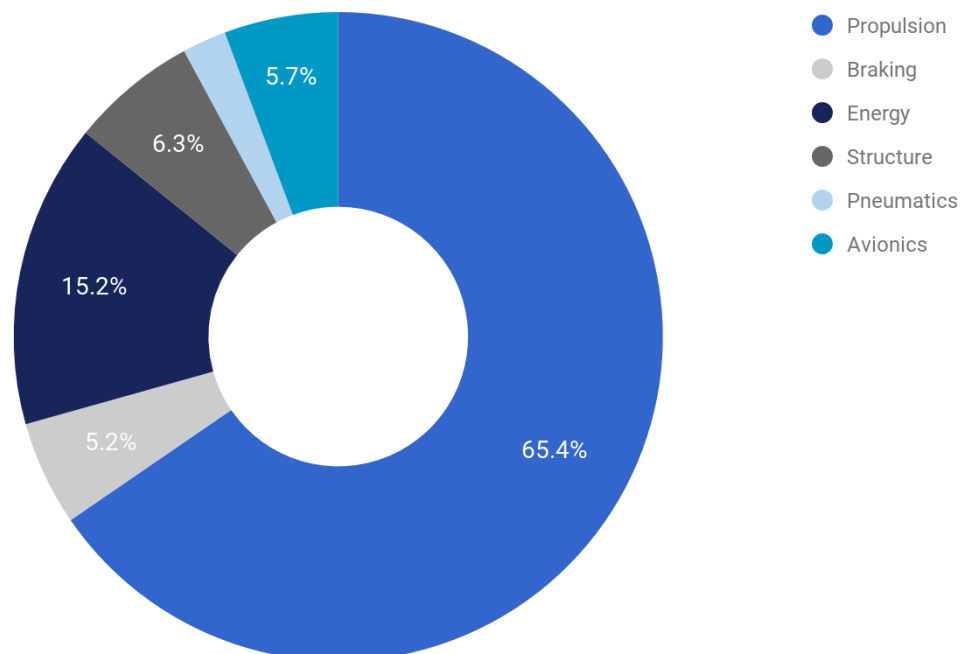


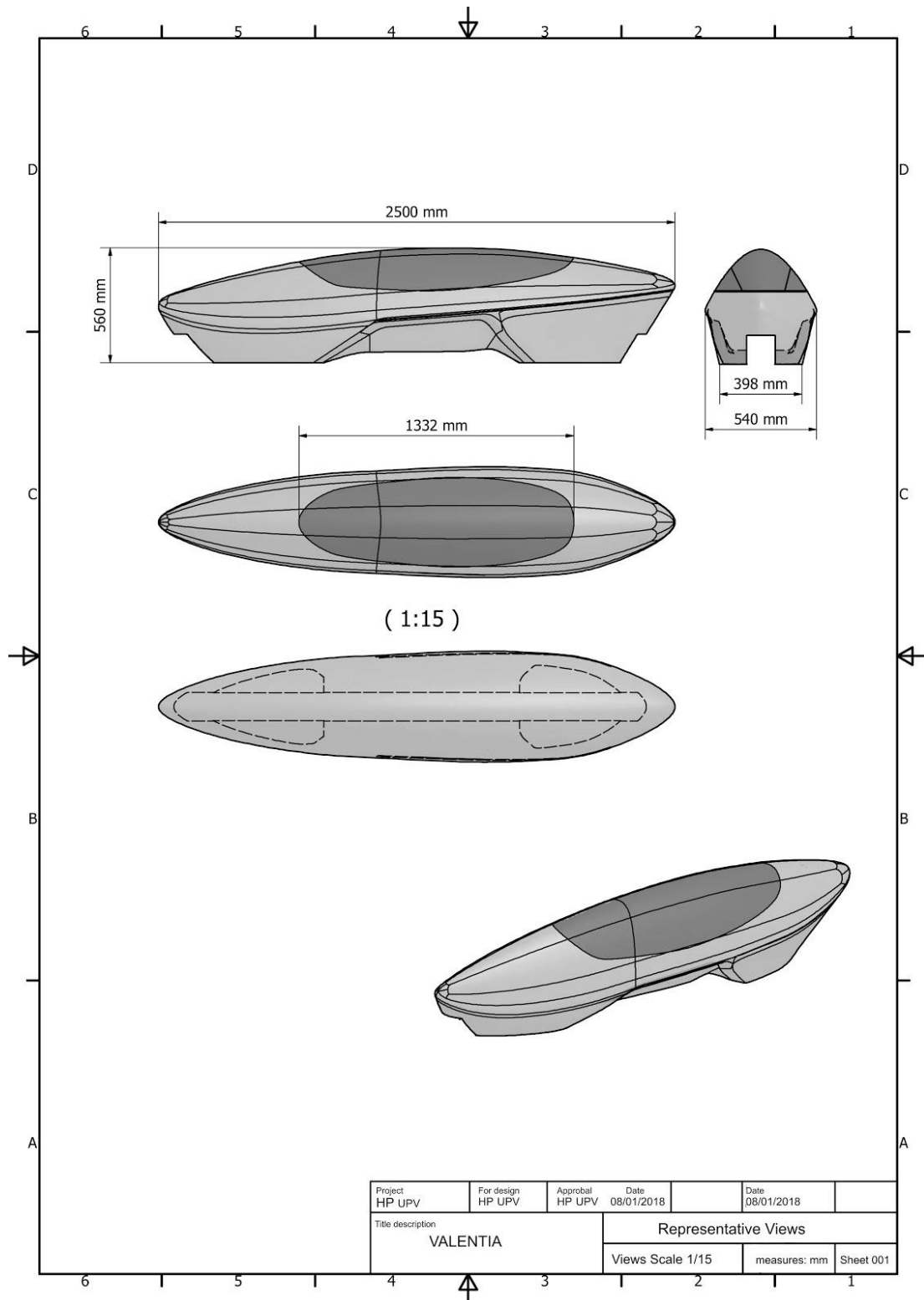
Ilustración 186. Grafica de porciones de los costes del prototipo en función del sistema.

8. BIBLIOGRAFÍA

- HyperloopUPV. (2018). Safety Package. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia
- HyperloopUPV. (2018). Final Design Package. Valencia: Universidad politécnica de Valencia.
- HyperloopUPV. (2018). Preliminar Design Briefing. Valencia: Universidad politécnica de Valencia.
- Elon Musk. (2012). Hyperloop Alpha. Los Angeles, CA: SpaceX.
- Carlos Alberto Bloem, M^o Dolores Salvador, Vicente Amigó y Ángel Vicente. (2000). Estudio microestructural y de resistencia de uniones soldadas de la aleación AW7020 por procedimiento MIG en función de la preparación de bordes. Madrid: Revista Metalúrgica.
- AlcoTec Wire Corporation. (2004). AlcoTec Aluminum Technical Guide. Transverse City.
- DIAB. (2017). Divinycell HP Technical Data. Sweden.
- Gurit. (2014). Guide to composites.
- Gurit. (2016). SE 84 LV technical data.
- MSC Software Corporation. (2018). Linear Static Analysis User's Guide. USA.
- MSC Software Corporation. (2018). Quick Reference Guide. USA.
- MSC Software Corporation. (2018). Nonlinear (SOL 400) User's Guide. USA.
- MSC Software Corporation. (2018). Dynamic Analysis User's Guide. USA.
- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. (2012). Diseño en ingeniería mecánica. México, D.F.: Mc Graw Hill Educación.
- DIM UPV. (2016). Introducción al método de los elementos finitos. Valencia: Universidad politécnica de Valencia.
- DIM UPV. (2016). Planteamiento mediante el método de los elementos finitos. Valencia: Universidad politécnica de Valencia.
- DIM UPV. (2016). Elementos finitos en dinámica y vibraciones. Valencia: Universidad politécnica de Valencia.

9. ANEXOS

9.1. ANEXO 1: Planos carenado.

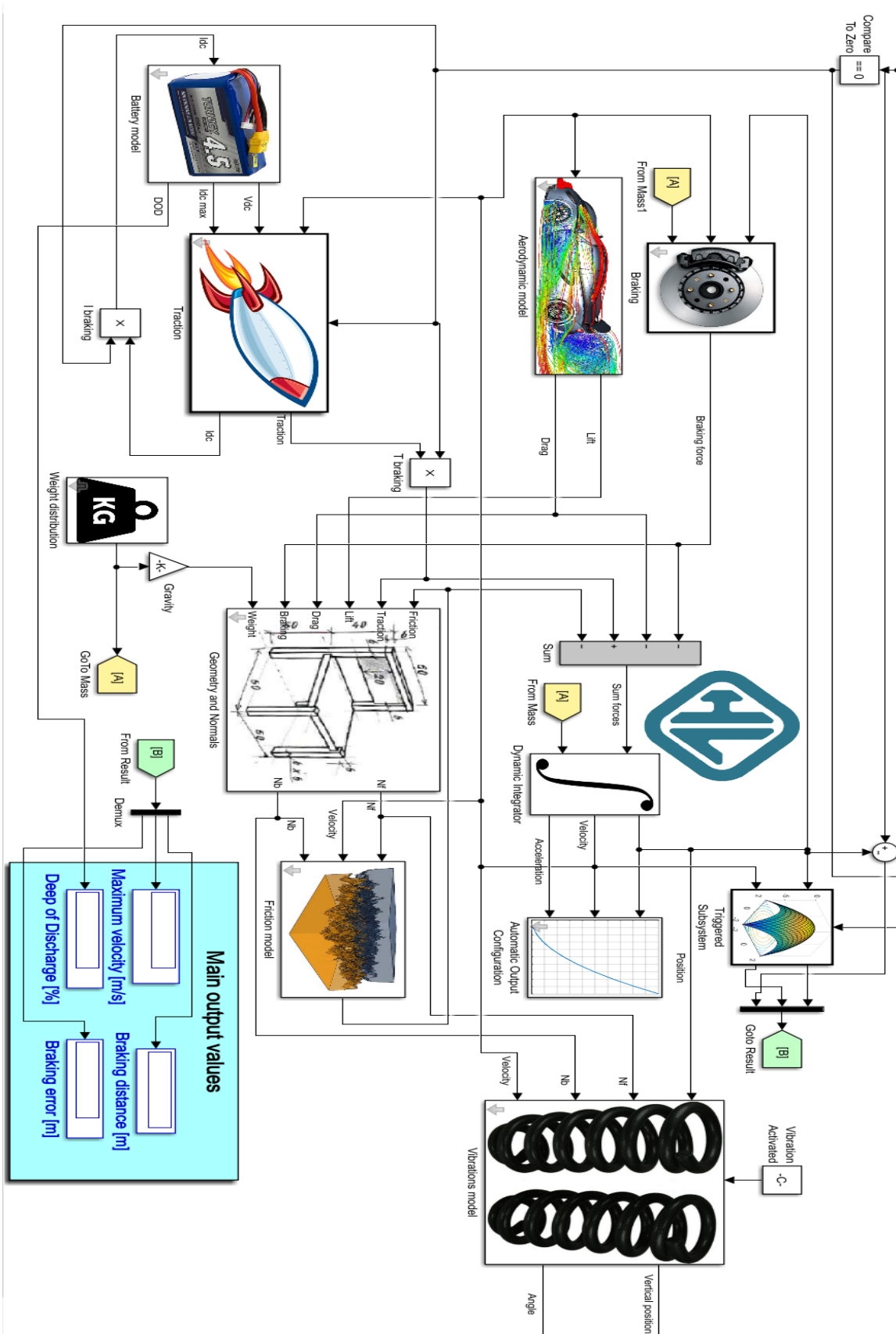


9.2. ANEXO 2: Tabla detallada de la masa del prototipo.

Subsistema	Componente	Cantidad	Masa unitaria	Masa total
				212.87 kg
Propulsión				76.77 kg
Motor	Emrax 228	2	12.30 kg	24.60 kg
	Anclaje motor	2	0.80 kg	1.60 kg
Driver	BAMOCAR-D3	2	8.50 kg	17.00 kg
	Línea de refrigerante para el motor y el conductor	1	4.20 kg	4.20 kg
Transmisión	Sistema de transmisión	2	0.43 kg	0.85 kg
Guiado	Guiado	8	0.56 kg	4.48 kg
Ruedas	Ruedas de aluminio de la tensión pequeña	8	1.23 kg	9.84 kg
	Ruedas grandes de la fibra de la tracción	2	3.80 kg	7.60 kg
Suspensión	Ballesta de suspensión	4	1.65 kg	6.60 kg
Frenado				23.00 kg
Almohadillas	Zapatatas de frenado	4	0.25 kg	1.00 kg
Actuadores	Actuadores eléctricos (actuadores neumáticos en 'neumática')	4	0.50 kg	2.00 kg
Soportes	Soporte de frenos	2	10.00 kg	20.00 kg
Energía				67.50 kg
Conectores	Conexión a las placas O RING terminal M6	100	0.00 kg	0.35 kg
	M6x10 RS Tornillos	100	0.01 kg	0.70 kg
	M6 RS Arandelas	100	0.00 kg	0.35 kg
	Módulo de la batería al conductor	10	0.09 kg	0.88 kg
	M10 RS Arandelas	100	0.00 kg	0.35 kg
	14-16 AWG EC5 Conexión de aviónica	50	0.02 kg	1.00 kg
	Baterías (LV) to M6 16AWG Cableado	10	0.01 kg	0.10 g

9.3. ANEXO 3: Simulador dinámico.

Esto se ha hecho en Matlab y Simulink, utilizando un enfoque modular, que permite al modelo desactivar los diferentes módulos o incluir otros nuevos.



9.4. ANEXO 4: Modelo bastidor chasis.

Resumen del modelo empleado:

```
SOL 103
CEND
ECHO = NONE
SUBCASE 1
SUBTITLE= APOYO_RUEDAS
SPC = 2
LOAD = 3
DISPLACEMENT(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
STRESS(PLOT,SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SUBCASE 2
SUBTITLE = MODOS_APOYO
SPC = 2
LOAD = 3
STATSUB = 1
METHOD = 1
VECTOR (SORT1, REAL)= ALL
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
SUBCASE 3
SUBTITLE= ACELERACION
SPC = 4
LOAD = 5
DISPLACEMENT(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
STRESS(PLOT,SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SUBCASE 4
SUBTITLE = MODOS_ACELERACION
SPC = 4
LOAD = 5
STATSUB = 3
METHOD = 1
VECTOR (SORT1, REAL)= ALL
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
SUBCASE 5
SUBTITLE= FRENADA
SPC = 6
LOAD = 7
DISPLACEMENT(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
STRESS(PLOT,SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SUBCASE 6
SUBTITLE = MODOS_FRENADA
SPC = 6
LOAD = 7
STATSUB = 5
METHOD = 1
VECTOR (SORT1, REAL)= ALL
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
BEGIN BULK
PARAM POST 1
PARAM PRTMAXIM YES
PARAM,BAILOUT,-1
EIGRL 1 10 0
$----- PROPIEDADES -----$
PSHELL 1 1 .0025 1 1
$----- MATERIALES -----$
MAT1 1 6.9+10 2.594+10.33 2700.
$----- GEOMETRIA -----$
CQUAD8 100000 1 125500 125502 125549 125533 125501 125550
125551 125532 0. 0.
CQUAD8 100001 1 125533 125549 125552 125531 125551 125553
125554 125530 0. 0.
...
GRID 100000 -.550319.1389476.269142
GRID 100001 -.54493 .1350738.2691591
GRID 100002 -.547668.1369525.2691506
```

```

...
$----- MASAS -----$
$MASAS$
$Masa_rueda_delantera$
CONM2 100 9000014 5.
$Masa_rueda_trasera$
CONM2 101 9000017 5.
$Masa_motor_1$
CONM2 102 9000002 15.
$Masa_motor_2$
CONM2 103 9000003 15.
$Masa_neumatica$
CONM2 104 9000004 14.
$Masa_bateria_1$
CONM2 105 9000019 30.
$Masa_bateria_2$
CONM2 106 9000020 30.
$Masa_driver_1$
CONM2 107 9000021 12.
$Masa_driver_2$
CONM2 108 9000022 12.
$Masa_frenos_electricos$
CONM2 110 9000000 9.
$Masa_frenos_neumaticos$
CONM2 111 9000001 6.
$----- CONDICIONES CONTORNO -----$
$--- PARADO ---$
SPCADD 2 1
LOAD 3 1. 1. 10
SPC1 1 123456 9000014 9000017
GRAV 10 -1. 0. 9.81 0.
$--- ACELERACION ---$
SPCADD 4 1
LOAD 5 1. 1. 11
GRAV 11 1.2 9.81 0. 0.
$--- FRENADA ---$
SPCADD 6 8
LOAD 7 1. 1. 12
SPC1 8 123456 9000000 9000001
GRAV 12 -2. 9.81 0. 0.
$

```


9.5. Modelos planchas.

9.5.1. ANEXO 5.1: Modelo plancha motor.

```
SOL 101
CEND
ECHO = NONE
SUBCASE 1
$ Subcase name : Default
SUBTITLE=Default
SPC = 2
LOAD = 6
DISPLACEMENT(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
STRESS(PLOT, SORT1, REAL, VONMISES, BILIN)=ALL
BEGIN BULK
PARAM POST 1
PARAM PRTMAXIM YES
$----- PROPIEDADES -----$
PCOMP 1 -0.001
1 0.0002 0. 1 0.0002 90.
1 0.0002 0. 1 0.0002 90.
1 0.0002 0. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
$----- MATERIALES -----$
$ CARBONO $
MAT8 1 155.+9 155.+9 0.45 23.+6 570.
$ ALUMINIO 6061-O $
MAT1 2 6.9+10 .33 2700.
$ FOAM $
MAT1 3 3.+9 .48 780.

$----- GEOMETRIA -----$
CQUAD4 1 1 6626 6687 6688 6558 0. 0.
CQUAD4 2 1 6558 6688 6689 6559 0. 0.

....

GRID 373 .2432455.1011326-.06579
GRID 374 .2419636.0994048-.06579
GRID 375 .2419453.09722 -.06579

....

$----- CONECTORES -----$
RBE2 28851 28738 123456 15308 15309 15310 15311 15312
15313 15314 15315 15316 15317 15318 15319 15320
15321 15322 15323 15324 15325 15326 15327 15328
15329 15330 15331 15332 15333 15334 15335 15336
15337 28634 28635 28636 28637 28638 28639 28640
28641 28642 28643 28644 28645 28646 28647 28648
28649 28650 28651 28652 28653 28654 28655 28656
28657 28658 28659 28660 28661 28662 28663

$----- CONDICIONES CONTORNO -----$
$ Loads for Load Case : Default
SPCADD 2 1
LOAD 3 1. 1. 31 1. 32
$ Displacement Constraints of Load Set : spc.1
SPC1 1 123456 7690 7705 7709 7713 7717 7721
7725 7729 7733 7737 7741 7745 7749 7753
7757 7761 7765 7769 7772 8196 8199 8202
8205 8208 8211 8214 8218 8221 8224 8227
8230 8233 8236 8240 8693 8696 8699 8702
8705 8708 8711 8714 8717 8720 8723 8726
8729 8732 8735 9055 9058 9062 9066 9070
9074 9078 9082 9086 9090 9094 9098 9102
9106 9110 9114 9118 9121
```

FORCE 31 28738 235. 0. 0. -1.
FORCE 32 28740 3140. 0. 0. 1.

9.5.2. ANEXO 5.2.: Modelo plancha central.

```
SOL 101
CEND
ECHO = NONE
SUBCASE 1
$ Subcase name : Default
SUBTITLE=Default
SPC = 2
LOAD = 4
DISPLACEMENT(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
STRESS(PLOT,SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
BEGIN BULK
PARAM POST 1
PARAM PRTMAXIM YES
$----- PROPIEDADES -----$
PCOMP 1 -0.026
2 0.001 0. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 .0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
3 0.0236 0. 1 .0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
2 0.001 0.
$----- MATERIALES -----$
$ CARBONO $
MAT8 1 155.+9 155.+9 0.45 23.+6 570.
$ ALUMINIO 6061-O $
MAT1 2 6.9+10 .33 2700.
$ FOAM $
MAT1 3 3.+9 .48 780.

$----- GEOMETRIA -----$

CQUAD4 2556 1 12286 12285 12315 12316 0. 0.
CQUAD4 2557 1 12285 12283 12314 12315 0. 0.
CQUAD4 2558 1 12283 12282 12313 12314 0. 0.

....

GRID 2634 .1979675.3203628.074213
GRID 2635 .1966992.3186124.074213
GRID 2636 .1967026.316446 .074213

...

$----- CONECTORES -----$
RBE2 58547 57907 123456 2634 2635 2636 2637 2638
2639 2640 2641 2642 2643 2644 2645 2646
2647 2648 2649 2650 2651 2652 2653 2694
2695 2696 2697 2698 2699 2700 2701 2702
2703 2704 2705 2706 2707 2708 2709 2710
2711 2712 2713

$----- CONDICIONES CONTORNO -----$
$ Loads for Load Case : Default
SPCADD 2 1
LOAD 4 1. 1. 2 1. 3 1. 5
$ Displacement Constraints of Load Set : spc.1
SPC1 1 123456 11466 11470 11474 11478 11482 11486
11490 11494 11498 11502 11506 11510 11514 11518
```

11522 11526 11530 11534 11538 11542 11546 11819
11823 11827 11831 11835 11839 11843 11847 11851
11855 11859 11862 11866 11870 11874 11878 11882
11886 11890 11894 11898 11901
\$ Nodal Forces of Load Set : force.2
FORCE 2 57908 0 250. 0. 0. 1.
FORCE 2 57907 0 250. 0. 0. 1.
FORCE 2 57909 0 250. 0. 0. 1.
FORCE 2 57910 0 250. 0. 0. 1.
FORCE 3 57911 0 500. 0. 0. 1.
FORCE 3 57912 0 500. 0. 0. 1.
FORCE 5 57913 0 157. 0. 0. -1.

9.5.3. ANEXO 5.3.: Modelo plancha inferior trasera.

```
SOL 101
CEND
ECHO = NONE
SUBCASE 1
$ Subcase name : Default
SUBTITLE=Default
SPC = 2
LOAD = 5
DISPLACEMENT(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
STRESS(PLOT, SORT1, REAL, VONMISES, BILIN)=ALL
BEGIN BULK
PARAM POST 1
PARAM PRTMAXIM YES
$----- PROPIEDADES -----$
PCOMP 1 -0.001
1 0.0002 0. 1 0.0002 90.
1 0.0002 0. 1 0.0002 90.
1 0.0002 0. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.

$----- MATERIALES -----$
$ CARBONO $
MAT8 1 155.+9 155.+9 0.45 23.+6 570.
$ ALUMINIO 6061-O $
MAT1 2 6.9+10 .33 2700.
$ FOAM $
MAT1 3 3.+9 .48 780.

$----- GEOMETRIA -----$
CQUAD4 7669 4 7936 7935 10435 10404 0. 0.
CQUAD4 7670 4 10404 10435 10436 10405 0. 0.
CQUAD4 7671 4 10405 10436 10437 10406 0. 0.
...
GRID 2039 -.520279-.03887 -.06579
GRID 2040 -.520279-.03403 -.06579
GRID 2041 -.520279-.02919 -.06579
...

$----- CONDICIONES CONTORNO -----$
$ Loads for Load Case : Default
SPCADD 2 1
LOAD 5 1. 1. 3 1. 4
$ Displacement Constraints of Load Set : spc.1
SPC1 1 123456 5248 5251 5255 5259 5263 5267
5271 5368 5397 5547 5568 5618 5622 5626
5630 5634 5638 5642
FORCE 3 90000 392. 0. 0. -1.
FORCE 4 90001 470. 0. 0. -1.
```

9.5.4. ANEXO 5.4.: Modelo plancha inferior delantera.

```
SOL 101
CEND
ECHO = NONE
SUBCASE 1
$ Subcase name : Default
SUBTITLE=Default
SPC = 2
LOAD = 5
DISPLACEMENT(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
STRESS(PLOT, SORT1, REAL, VONMISES, BILIN)=ALL
BEGIN BULK
PARAM POST 1
PARAM PRTMAXIM YES
$----- PROPIEDADES -----$
PCOMP 1 -0.001
1 0.0002 0. 1 0.0002 90.
1 0.0002 0. 1 0.0002 90.
1 0.0002 0. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.
1 0.0002 90. 1 0.0002 0.

$----- MATERIALES -----$
$ CARBONO $
MAT8 1 155.+9 155.+9 0.45 23.+6 570.
$ ALUMINIO 6061-O $
MAT1 2 6.9+10 .33 2700.
$ FOAM $
MAT1 3 3.+9 .48 780.

$----- GEOMETRIA -----$
CQUAD4 7669 4 7936 7935 10435 10404 0. 0.
CQUAD4 7670 4 10404 10435 10436 10405 0. 0.
CQUAD4 7671 4 10405 10436 10437 10406 0. 0.
...
GRID 2039 -.520279-.03887 -.06579
GRID 2040 -.520279-.03403 -.06579
GRID 2041 -.520279-.02919 -.06579

...

$----- CONDICIONES CONTORNO -----$
$ Loads for Load Case : Default
SPCADD 2 1
LOAD 5 1. 1. 3 1. 4
$ Displacement Constraints of Load Set : spc.1
SPC1 1 123456 5248 5251 5255 5259 5263 5267
5271 5368 5397 5547 5568 5618 5622 5626
5630 5634 5638 5642
FORCE 3 90000 392. 0. 0. -1.
FORCE 4 90001 470. 0. 0. -1.
```

9.6. ANEXO 6: CODIGO CHASIS

```
SOL 103
CEND
ECHO = NONE
SUBCASE 1
SUBTITLE= APOYO_RUEDAS
SPC = 2
LOAD = 3
DISPLACEMENT(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
STRESS(PLOT,SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SUBCASE 2
SUBTITLE = MODOS_APOYO
SPC = 2
LOAD = 3
STATSUB = 1
METHOD = 1
VECTOR (SORT1, REAL)= ALL
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
SUBCASE 1
SUBTITLE= ACELERACION
SPC = 4
LOAD = 5
DISPLACEMENT(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
STRESS(PLOT,SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SUBCASE 2
SUBTITLE = MODOS_ACELERACION
SPC = 4
LOAD = 5
STATSUB = 1
METHOD = 1
VECTOR (SORT1, REAL)= ALL
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
SUBCASE 1
SUBTITLE= FRENADA
SPC = 6
LOAD = 7
DISPLACEMENT(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(PLOT,SORT1,REAL)=ALL
STRESS(PLOT,SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SUBCASE 2
SUBTITLE = MODOS_FRENADA
SPC = 6
LOAD = 7
STATSUB = 1
METHOD = 1
VECTOR (SORT1, REAL)= ALL
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
BEGIN BULK
PARAM POST 1
PARAM PRTMAXIM YES
PARAM,BAILOUT,-1
EIGRL 1 10 0

$-----PROPIEDADES-----$
include 'Propiedades_chasis_completo.bdf'
$-----MATERIALES-----$
include 'Materiales_chasis_completo.bdf'
$-----GEOMETRIA-----$
include 'Geometria_chasis_completo.bdf'
$
$ Multipoint Constraints of the Entire Model
RBE2 600 9000014 123456 100264 100265 100432 100588 100632
100667 100668 100681 100682 100725 100726 100727 100728...
```

```

RBE2 601 9000017 123456 142033 142034 142035 142036 142037
142038 142039 142040 142041 142349 142350 142351 142352
$
GRID 9000002 .6371243.1575682.074236
GRID 9000003 -.6385 .1575682-.0483
GRID 9000004 .040155 .35 -.0402
GRID 9000013 -.916221.280249 0.
GRID 9000014 -.916221.17252 0.
GRID 9000016 .916221 .280249 0.
GRID 9000017 .916221 .17252 0.
GRID 9000019 -.282 .3 0.
GRID 9000020 .282 .3 0.
GRID 9000021 -.4431 .25 0.
GRID 9000022 .4431 .25 0.
$NODO FRENOS ELECTRICOS$
GRID 9000000 -.24944 0.05827 0.
$NODO FRENOS NUEMATICOS$
GRID 9000001 0.08374 0.05827 0.
$-----CONDICIONES DE CONTORNO-----$
$MASAS$
$Masa_rueda_delantera$
CONM2 100 9000014 5.
$Masa_rueda_trasera$
CONM2 101 9000017 5.
$Masa_motor_1$
CONM2 102 9000002 15.
$Masa_motor_2$
CONM2 103 9000003 15.
$Masa_neumatica$
CONM2 104 9000004 14.
$Masa_bateria_1$
CONM2 105 9000019 30.
$Masa_bateria_2$
CONM2 106 9000020 30.
$Masa_driver_1$
CONM2 107 9000021 12.
$Masa_driver_2$
CONM2 108 9000022 12.
$Masa_frenos_electricos$
CONM2 110 9000000 9.
$Masa_frenos_neumaticos$
CONM2 111 9000001 6.
$
$----- CONDICIONES CONTORNO -----$
$
$--- PARADO ---$
$
SPCADD 2 1
LOAD 3 1. 1. 10
$
SPC1 1 123456 9000014 9000017
$
GRAV 10 -1. 0. 9.81 0.
$--- ACELERACION ---$
$
SPCADD 4 1
LOAD 5 1. 1. 11 1. 10
$
GRAV 11 1.2 9.81 0. 0.
$--- FRENADA ---$
$
SPCADD 6 8
LOAD 7 1. 1. 12 1. 10
$
SPC1 8 123456 9000000 9000001
$
GRAV 12 -2. 9.81 0. 0.
$
ENDDATA

```


9.7. ANEXO 7: CODIGO GUIADO

```
SOL 400
CEND
SUBCASE 1
STEP 1
SUBTITLE=PRECARGA
ANALYSIS = NLSTATIC
NLSTEP = 1
SPC = 2
LOAD = 202
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
STRESS(SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
MPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
BOUTPUT(SORT1,REAL)=ALL
FORCE(SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
STEP 2
SUBTITLE=PERTURBACION
ANALYSIS = NLSTATIC
NLSTEP = 1
SPC = 205
LOAD = 204
DISPLACEMENT(SORT1,REAL)=ALL
STRESS(SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
SPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
MPCFORCES(SORT1,REAL)=ALL
BOUTPUT(SORT1,REAL)=ALL
FORCE(SORT1,REAL,VONMISES,BILIN)=ALL
$
$ Direct Text Input for this Subcase
BEGIN BULK
PARAM POST 1
PARAM PRTMAXIM YES
PARAM LGDISP 1
NLSTEP 1
FIXED 4
$----- CARGAS -----$
$
$ CONDICIONES_GENERALES $
$ -Empotramiento superior $
SPC1 100 123456 2012 2013 2014 2015
$
$ PRECARGA $
$ Loads for Load Case : PRECARGA1.SC1
SPCADD 2 100 203
$ Dummy Force Required to Activate the Following Enforced Displacements
FORCE 202 419847 0 .57735 .57735 .57735
FORCE 202 419846 0 .57735 .57735 .57735
SPCD 202 419846 3 -.000825
SPCD 202 419847 3 .000825
$ Displacement Constraints of Load Set : movimiento
SPC1 203 3 419847
SPC1 203 3 419846
$
$ PERTURBACION $
$ Loads for Load Case : PERTURBACION2.SC1
SPCADD 205 100 203
LOAD 204 1. 1. 1. 1. 2 1. 202
$ Nodal Forces of Load Set : force.1
FORCE 1 419846 0 2200. 0. 0. -1.
FORCE 1 419847 0 2200. 0. 0. 1.
$ Nodal Forces of Load Set : force.2
FORCE 2 419846 0 185. -1. 0. 0.
FORCE 2 419847 0 185. -1. 0. 0.
$
$----- MATERIAL -----$
$ Referenced Material Records
$ Material Record : ACERO A36
$ Description of Material :
```

MAT1 1 2.1+11 7.778+10.35 7600.
 \$ Material Record : ALUMINIO 6061-T6
 \$ Description of Material :
 MAT1 2 6.9+10 2.594+10.33 2700.
 \$ Material Record : PLASTICO PVC_FIBRA_VIDRIO
 \$ Description of Material :
 MAT1 3 9.65+9 .4 1620.
 \$
 \$----- PROPIEDADES -----\$
 \$PROPIEDADES DE CBUSH\$
 PBUSH 3 K 1.e+9 1.e+9 1.e+9 1.e+12 1.e+12 1.e+12
 \$PROPIEDADES DE PLACA\$
 \$ Elements and Element Properties for region : L
 PSHELL 1 1 .005 1 1
 \$ Elements and Element Properties for region : L_01
 PSHELL 2 1 .005 1 1
 \$ Elements and Element Properties for region : central
 PSHELL 3 1 .006 1 1
 \$PROPIEDADES DE SOLIDO\$
 \$ Elements and Element Properties for region : PLACA_LATERAL
 PSOLID 4 2 0
 \$ Elements and Element Properties for region : PLACA_LATERAL_2
 PSOLID 5 2 0
 \$ Elements and Element Properties for region : PIEZA_SOPORTE_RODAMIENTOS
 PSOLID 6 2 0
 \$ Elements and Element Properties for region : PIEZA_SOPORTE_RODAMIENTOS_2
 PSOLID 7 2 0
 \$ Elements and Element Properties for region : plastico
 PSOLID 8 3 0
 \$
 \$----- MODELO -----\$
 \$ Pset: "L" will be imported as: "pshell.1"
 CQUAD4 1100000 1 1100594 1100593 1101001 1101002 0. 0.
 CQUAD4 1100001 1 1100593 1100592 1101000 1101001 0. 0.
 CQUAD4 1100002 1 1100592 1100590 1100999 1101000 0. 0.
 ...
 \$UNIONES_ANCLAJE\$
 RBE2 1837 2015 123456 1100584 1100585 1100586 1100587 1100588
 1100589 1100590 1100591 1100592 1100593 1100594 1100595 1100596
 1100597
 RBE2 1838 2014 123456 1100570 1100571 1100572 1100573 1100574
 1100575 1100576 1100577 1100578 1100579 1100580 1100581 1100582
 1100583

 \$ Nodes of the Entire Model
 GRID 2012 .01252 -.07935 .4745
 GRID 2013 .03752 -.07935 .4745
 GRID 2014 .01252 -.07935 .2905
 GRID 2015 .03752 -.07935 .2905

 \$
 ENDDATA

9.8. ANEXO 8.: DESGLOSE DE COSTES

SUBSISTEMA	COMPONENTE	CANTIDAD	COSTE UNITARIO	TOTAL	NO GASTADO	TOTAL, REAL
TOTAL				65 653.10 €	-25 714.16 €	39 938.94 €
PROPULSION				42 955.19 €	-18 499.35 €	24 455.84 €
Motor	Emrax 228	2	4 201.00 €	8 402.00 €	0.00 €	8 402.00 €
	Motor Anchoring	2	215.00 €	430.00 €	- 430.00 €	0.00 €
Driver	BAMOCAR-D3	2	3 423.00 €	6 846.00 €	0.00 €	6 846.00 €
	Coolant line for the motor and the driver	1	428.95 €	428.95 €	- 428.95 €	0.00 €
Transmisión	Transmission system	2	986.32 €	1 972.64 €	0.00 €	1 972.64 €
Guiado	Attitude	8	165.10 €	1 320.80 €	0.00 €	1 320.80 €
Ruedas	Small Tension Aluminum wheels	8	368.00 €	2 944.00 €	0.00 €	2 944.00 €
	Big Traction Fiber Wheels	2	2 879.40 €	5 758.80 €	-5 758.80 €	0.00 €
Suspensión	Suspension Crossbow	4	3 713.00 €	14 852.00 €	-11 881.60 €	2 970.40 €
FRENOS				3 426.48 €	-1 600.00 €	1 826.48 €
Patines	Braking Pads	4	26.62 €	106.48 €	0.00 €	106.48 €
Actuadores	Electrical Actuators	4	330.00 €	1 320.00 €	0.00 €	1 320.00 €
	(Pneumatic Actuators at 'Pneumatics')					
Pinzas	Brakes Bracket	2	1 000.00 €	2 000.00 €	-1 600.00 €	400.00 €
ALIMENTACIÓN				9 954.19 €	- 143.66 €	9 810.53 €
Conectores	Connection to the plates O RING terminal M6	100	0.18 €	18.15 €	0.00 €	18.15 €
	M6x10 RS screws	100	0.18 €	17.71 €	0.00 €	17.71 €

	M6 RS washers	100	0.06 €	5.74 €	0.00 €	5.74 €
	Battery Module to Driver	2	11.09 €	22.18 €	0.00 €	22.18 €
	Battery Module to Driver	10	0.79 €	7.94 €	0.00 €	7.94 €
	M10 RS washers	100	0.08 €	8.39 €	0.00 €	8.39 €
	14-16 AWG EC5 Avionics connection	50	1.31 €	70.34 €	0.00 €	70.34 €
	Batteries (LV) to M6 16AWG wiring	10	0.00 €	0.03 €	0.00 €	0.03 €
	Yellow cables Bullet female connector	100	0.05 €	4.90 €	0.00 €	4.90 €
	Yellow cables Bullet male connector	100	0.13 €	13.31 €	0.00 €	13.31 €
	WAGO 3 poles to 1	2	8.34 €	16.68 €	- 16.68 €	0.00 €
	WAGO 5 poles to 1	2	8.49 €	16.98 €	- 16.98 €	0.00 €
	Connector XT90 (1 PAIR)	10	2.25 €	27.50 €	0.00 €	27.50 €
Cableado	25 mm2 AC 4 AWG	2	8.83 €	23.61 €	0.00 €	23.61 €
	25 mm2 DC 4AWG	3	3.18 €	15.49 €	0.00 €	15.49 €
	1.5 mm2 16AWG	3	0.17 €	6.46 €	0.00 €	6.46 €
Baterias	HV motors	24	252.80 €	6 067.20 €	0.00 €	6 067.20 €
	Avionics	3	145.95 €	437.85 €	0.00 €	437.85 €
	Brakes	1	99.99 €	99.99 €	0.00 €	99.99 €
	Pressurizing box	2	1 000.00 €	2 000.00 €	0.00 €	2 000.00 €
Cargadores	Pulse batteries	4	228.81 €	915.24 €	0.00 €	915.24 €
	EarthX batteries	1	110.00 €	110.00 €	- 110.00 €	0.00 €
	Brake batteries	1	48.50 €	48.50 €	0.00 €	48.50 €
Protecciones	LV fuse	7	5.80 €	60.60 €	0.00 €	60.60 €

	HV fuse	2	332.37 €	664.74 €	0.00 €	664.74 €
	Disconnection connector	1	200.00 €	200.00 €	0.00 €	200.00 €
ESTRUCTURA				4 147.23 €	-3 154.59 €	992.64 €
Chasis	Screws, bolts and rivets	44	12.86 €	565.84 €	0.00 €	565.84 €
	Aluminum tubes	1	82.00 €	82.00 €	0.00 €	82.00 €
	Foam Core	1	638.16 €	638.16 €	- 638.16 €	0.00 €
	Chasis anchors	8	43.10 €	344.80 €	0.00 €	344.80 €
Carenado	Fairing	1	2 516.43 €	2 516.43 €	-2 516.43 €	0.00 €
NEUMÁTICA				1 440.00 €	0.00 €	1 440.00 €
Válvula	Vessel	1	200.00 €	200.00 €	0.00 €	200.00 €
Accesorios	Regulator	3	150.00 €	450.00 €	0.00 €	450.00 €
	Valves	2	50.00 €	100.00 €	0.00 €	100.00 €
	Tube	1	30.00 €	30.00 €	0.00 €	30.00 €
	Pressure gauge	2	40.00 €	80.00 €	0.00 €	80.00 €
	Actuators	4	70.00 €	280.00 €	0.00 €	280.00 €
	Provision	1	300.00 €	300.00 €	0.00 €	300.00 €
AVIÓNICA				3 730.01 €	-2 316.56 €	1 413.45 €
Módulos	Can Hub	1	188.11 €	188.11 €	0.00 €	188.11 €
	Motors Module	1	198.80 €	198.80 €	- 99.40 €	99.40 €
	Energy Module	1	266.30 €	266.30 €	- 133.15 €	133.15 €
	Avionics Module	1	2 362.00 €	2 362.00 €	-1 889.60 €	472.40 €
	Brakes Module	1	190.62 €	190.62 €	- 95.31 €	95.31 €
	Master Module	1	198.20 €	198.20 €	- 99.10 €	99.10 €
Accesorios	Cables and connectors	1	325.98 €	325.98 €	0.00 €	325.98 €