



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

**DISEÑO Y CÁLCULO DEL BASTIDOR
TRASERO Y SISTEMA DE DIRECCIÓN DEL
PROTOTIPO DESTINADO A PARTICIPAR EN
LA COMPETICIÓN SHELL ECO-MARATHON**

Autor: D. Sergio Fuentes del Toro

Tutor: Dra. D^a. Ester Olmeda Santamaría

Leganés, Abril de 2011

AGRADECIMIENTOS

En especial doy las gracias a mis padres por creer en mí, por todo el apoyo, la ayuda y consejos que me han dado durante todo este tiempo, ya que gracias a ellos he podido llegar hasta aquí.

A mi hermana, que me comprende y sabe dar su "toque" a todo lo que hace.

También a toda mi familia, y especialmente a mi Yayo, que gracias a él he podido despejar alguna duda que me ha surgido durante todo este tiempo, y al que el haber podido ayudar a su nieto en algunas partes le ha hecho más ilusión que a uno mismo por ver finalizada una etapa de sus estudios.

Doy las gracias a mis amigos, que no hace falta que los nombre porque ellos y ellas ya saben quiénes son, por esos días de no querer hacer nada y terminar dándolo todo, por sus ánimos y opiniones y por estar siempre ahí para afrontar todo lo bueno y malo que vaya surgiendo.

Finalmente, gracias al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III, en especial a Ester Olmeda, por ofrecerme una oportunidad para poder hacer un proyecto que puede terminar en algo más que en simple papel y marcarme el camino para que todo haya quedado lo mejor posible.

Muchas gracias a todos por hacer todo esto posible.

ÍNDICE

Índice.....	5
Índice de figuras	11
Índice de tablas	19
Capítulo I : Introducción	21
Capítulo II : Objetivos.....	23
Capítulo III : Shell Eco-marathon.....	25
3.1. Historia de la Shell Eco-marathon.	25
3.2. Modalidades de los vehículos participantes.	27
3.2.1. Categoría de vehículos.	28
3.2.2. Combustibles.....	29
3.3. El circuito y sus características.	32
3.3.1. Pista EuroSpeed Lausitz para prototipos.....	34
3.4. Normativa.	36
Capítulo IV : Sistema de Dirección	39
4.1. Seguridad activa.....	40
4.2. Seguridad pasiva.....	40
4.3. Suavidad.....	41
4.4. Precisión.....	41

4.5.	Comodidad.....	41
4.6.	Estabilidad.....	42
4.7.	Irreversibilidad.....	42
4.8.	Compatibilidad entre diferentes elementos.....	42
4.9.	Componentes del sistema de dirección.....	42
4.9.1.	Volante.....	42
4.9.2.	Columna de dirección.....	43
4.9.3.	Caja de dirección.....	44
4.9.4.	Barras y palancas de la dirección.....	48
4.10.	Sistemas de dirección.....	49
4.10.1.	Dirección por cremallera y piñón.....	50
4.10.2.	Dirección por brazo de acoplamiento dividido.....	50
4.10.3.	Brazo de acoplamiento y palanca de ataque solidarias a la mangueta.....	51
4.10.4.	Dirección en los autobuses.....	51
4.11.	Cotas geométricas.....	52
4.11.1.	Ángulo de avance (caster).....	52
4.11.2.	Ángulo de salida (kin-pin inclination).....	54
4.11.3.	Ángulo de caída (camber).....	55
4.11.4.	Ángulo de convergencia (toe).....	56
4.12.	Condición de ackerman.....	57



4.13.	Desviación de rodadas.....	60
4.14.	Ayuda a la dirección.	61
4.14.1.	Dirección asistida.	61
4.14.2.	Asistente para el mantenimiento de carril.....	64
4.14.3.	Control electrónico de estabilidad (ESP).....	65
Capítulo V : Diseño del sistema de dirección.....		67
5.1.	Neumático y llanta.....	68
5.2.	Motor.....	69
5.3.	Dimensiones.....	70
5.3.1.	Batalla.....	71
5.3.2.	Ancho de vía.	71
5.4.	Posibles configuraciones de los ejes.....	71
5.4.1.	Eje delantero motriz y directriz.	72
5.4.2.	Eje delantero directriz – eje trasero motriz.	73
5.4.3.	Eje trasero motriz y directriz.	73
5.5.	Diseño del eje trasero direccional.....	74
5.5.1.	Curva máxima a superar.....	74
5.5.2.	Mandos de la dirección.....	80
5.5.3.	Anclaje del motor.	83
5.5.4.	Estructura.	88



5.5.5.	Unión entre bastidor delantero y bastidor trasero.	88
Capítulo VI : Modelado del bastidor directriz		91
6.1.	Modelado en herramientas CAD.	91
6.2.	Piezas que conforman el conjunto.	93
6.2.1.	Pieza lateral salida cigüeñal.....	93
6.2.2.	Pieza lateral arranque.	94
6.2.3.	Base motor.	94
6.2.4.	Lateral hacia rueda.....	95
6.2.5.	Lateral hacia cabina.....	96
6.2.6.	Unión eje giro.....	96
6.3.	Cargas sobre el vehículo.....	97
6.3.1.	Piloto.	97
6.3.2.	Motor.....	98
6.3.3.	Bastidor delantero.	100
6.3.4.	Bastidor trasero.....	100
6.3.5.	Prueba de los 70 kg.....	101
6.3.6.	Componentes del bastidor delantero.	103
6.3.7.	Cables directrices.....	103
6.4.	Materiales.	106
6.5.	Esfuerzos, reacciones y análisis estático del bastidor trasero.	108



6.5.1.	Diseño 1.	110
6.5.2.	Diseño 2.	118
6.5.3.	Diseño 3.	127
6.6.	Simulación en movimiento	135
6.6.1.	Análisis modal.	136
6.7.	Diseño de los mandos dirección.....	141
6.7.1.	Cables de acero.	141
6.7.2.	Palancas de la dirección.....	144
6.8.	Otros elementos a incluir.	146
6.8.1.	Tornillos.....	146
6.8.2.	Rodamientos.	150
Capítulo VII : Conclusiones		153
Capítulo VIII : Trabajos futuros.....		155
Bibliografía		157
Anexo 1: Planos		161
Anexo 2: Normativa Eco-Shell.....		195

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura III.1 Imágenes de las primeras competiciones Shell Eco-marathon.	26
Figura III.2 Prototipo proTRon II de la escuela alemana Frachhochshule Trier.	28
Figura III.3 Vehículo urbano Ecocustom II de la Escuela Politécnica Superior de Alcoy.	29
Figura III.4 Representación esquemática del sistema de alimentación GLP.	30
Figura III.5 Vista aérea del circuito EuroSpeedway Laustz de Alemania.....	32
Figura III.6 Pista EuroSpeedway Lausitz: Recorrido para vehículos urbanos.	33
Figura III.7 Pista EuroSpeedway Lausitz: Recorrido para prototipos.....	34
Figura III.8 Kurve 1 del circuito SuperSpeedway de Alemania.	35
Figura III.9 Kurve 2 del circuito SuperSpeedway de Alemania.	35
Figura III.10 Kurve 3 del circuito SuperSpeedway de Alemania.	36
Figura IV.1 Esquema básico de la dirección de un automóvil.....	39
Figura IV.2 BMW Serie 5 con cuatro ruedas directrices.	40
Figura IV.3 Dispositivo seguridad pasiva: Columna desplazable.	41
Figura IV.4 Volante multifunción con airbag del Volvo C30.....	43
Figura IV.5 Columna de dirección y sus partes.	44
Figura IV.6 Caja de dirección por tornillo sin fin.	45
Figura IV.7 Caja de dirección globoide con sector dentado (izquierda) y con rodillo (derecha).	46



Figura IV.8 Caja de dirección por cilindro de bolas recirculantes.....	46
Figura IV.9 Caja de dirección mediante cremallera.	47
Figura IV.10 Despiece de un sistema de dirección con cremallera y piñón (<i>British Motor Corporation</i>).....	48
Figura IV.11 Partes básicas de una dirección.	48
Figura IV.12 Dirección del Mercedes SLS 65 AMG.	49
Figura IV.13 Dirección por cremallera y piñón.....	50
Figura IV.14 Dirección por brazo de acoplamiento dividido.	51
Figura IV.15 Brazo de acoplamiento y palanca de ataque solidarias a la mangueta.....	51
Figura IV.16 Dirección de un autobús.....	52
Figura IV.17 Ángulos de avance de un vehículo.	53
Figura IV.18 Reacciones debidas al ángulo de avance.....	53
Figura IV.19 Ángulo de salida y sus variantes.....	54
Figura IV.20 Ángulo de caída y sus variantes.....	55
Figura IV.21 Carretera abombada.....	56
Figura IV.22 Ángulo de convergencia y sus variantes.....	56
Figura IV.23 Condición de Ackerman gráfica.....	57
Figura IV.24 Ángulos interiores de las ruedas.....	58
Figura IV.25 Recta de Ackerman.....	59
Figura IV.26 Mecanismo de Jeantaud.....	59

Figura IV.27 Esquema desviación de rodadas.	60
Figura IV.28 Dirección asistida hidráulica.....	62
Figura IV.29 Dirección asistida electrohidráulica.....	63
Figura IV.30 Esquema dirección asistida electromecánica de Volkswagen (izquierda) VS esquema dirección electromecánica de Opel (derecha).	63
Figura IV.31 Esquema del sistema «Lane Assist».....	64
Figura IV.32 Subviraje (arriba) y sobreviraje (abajo) con ESP encendido y apagado.....	65
Figura V.1 Neumático y llanta empleados en el prototipo.	68
Figura V.2 Motor Honda GX25.	69
Figura V.3 Medidas según la reglamentación (en mm).....	70
Figura V.4 Mini con tracción y dirección delantera.	72
Figura V.5 BMW Serie 7 con eje delantero directriz y tracción trasera.	73
Figura V.6 Vista superior de vehículo girando en curva.....	75
Figura V.7 Referencias de adelantamiento en recta.	77
Figura V.8 Adelantamiento con exceso de giro.	78
Figura V.9 Ángulo de giro para curva de 3,6 m de radio.....	79
Figura V.10 Vista superior de prototipo con volante y juego cremallera piñón.	81
Figura V.11 Trineo de nieve.....	82
Figura V.12 Vista superior esquema palancas.	82
Figura V.13 Vistas del motor.	84



Figura V.14 Frontal motor.....	85
Figura V.15 Lado derecho motor.	85
Figura V.16 Lado izquierdo motor.	86
Figura V.17 Base del motor.....	86
Figura V.18 Trasera del motor.....	87
Figura V.19 Vista superior del motor.	87
Figura V.20 Remolque de bicicleta.....	88
Figura VI.1 Diseño 1 y sus diferentes componentes.....	92
Figura VI.2 Evolución (de izquierda a derecha) de "Pieza lateral salida cigüeñal"	93
Figura VI.3 Detalle del punto de anclaje del cable.	94
Figura VI.4 Evolución (de izquierda a derecha) de "Pieza lateral arranque".	94
Figura VI.5 Evolución (de izquierda a derecha) de "Base motor".	95
Figura VI.6 Evolución (de izquierda a derecha) de "Lateral hacia rueda".	96
Figura VI.7 Evolución (de izquierda a derecha) de "Lateral hacia cabina".....	96
Figura VI.8 Unión eje giro.....	97
Figura VI.9 Posición y CDM del piloto.	98
Figura VI.10 Carga puntual del piloto sobre el CDM.	98
Figura VI.11 Peso motor sobre bastidor trasero.....	99
Figura VI.12 Punto aplicación peso estructura delantera.....	100
Figura VI.13 Punto de aplicación peso estructura trasera.....	101

Figura VI.14 Barra de seguridad lateral del bastidor delantero.	101
Figura VI.15 Punto aplicación carga puntual en sección longitudinal.	102
Figura VI.16 Barra de seguridad trasera del bastidor delantero.	102
Figura VI.17 Punto aplicación sobre la barra de seguridad más alta.....	103
Figura VI.18 Posición cables de control, alzado (arriba) y planta (abajo).	104
Figura VI.19 Esfuerzos en el bastidor al girar.	105
Figura VI.20 Equivalencia para estructura simplificada.....	109
Figura VI.21 Diseño 1.....	110
Figura VI.22 Diagrama de carga (Diseño 1 - Situación 1).....	111
Figura VI.23 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 1 - Situación 1).	111
Figura VI.24 Diagrama de carga (Diseño 1 - Situación 2).....	112
Figura VI.25 Cortante en [N] (arriba) y Flector (abajo) [Nmm] (Diseño 1 - Situación 2).	112
Figura VI.26 Diagrama de carga (Diseño 1 - Situación 3).....	113
Figura VI.27 Cortante en N (Diseño 1 - Situación 3).	114
Figura VI.28 Cargas sobre bastidor trasero (Diseño 1) en giro a derecha (b) e izquierdas (a).....	115
Figura VI.29 Uniones roscadas (a) y apoyos (b) en el Diseño 1.....	116
Figura VI.30 Mallado (Diseño 1).	116
Figura VI.31 Tensión Von Mises para Diseño 1 en giro a derechas (a) y giro a izquierdas (b).	117



Figura VI.32 Factor de seguridad para Diseño 1 en giro a derechas (a) y en giro a izquierdas (b).	118
Figura VI.33 Diseño 2.	119
Figura VI.34 Diagrama de carga (Diseño 2 - Situación 1).	120
Figura VI.35 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 2 – Situación 1).	120
Figura VI.36 Diagrama de carga (Diseño 2 - Situación 2).	121
Figura VI.37 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 2 – Situación 2).	121
Figura VI.38 Diagrama de carga (Diseño 2 - Situación 3).	122
Figura VI.39 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 2 – Situación 3).	122
Figura VI.40 Cargas sobre bastidor trasero (Diseño 2) en giro a derecha (b) e izquierdas (a).	124
Figura VI.41 Uniones roscadas (a) y apoyos (b) en el Diseño 2.	124
Figura VI.42 Mallado (Diseño 2).	125
Figura VI.43 Tensión Von Mises para Diseño 2 en giro a derechas (arriba) y giro a izquierdas (abajo).	126
Figura VI.44 Factor de seguridad para Diseño 2 en giro a derechas (a) y en giro a izquierdas (b).	127
Figura VI.45 Diseño 3.	128
Figura VI.46 Diagrama de carga (Diseño 3 - Situación 1).	128
Figura VI.47 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 3 – Situación 1).	129
Figura VI.48 Diagrama de carga (Diseño 3 - Situación 2).	129
Figura VI.49 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 3 – Situación 2).	130

Figura VI.50 Diagrama de carga (Diseño 3 - Situación 3).....	130
Figura VI.51 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 3 – Situación 3).	131
Figura VI.52 Cargas sobre bastidor trasero (Diseño 3) en giro a derecha (b) e izquierdas (a).....	132
Figura VI.53 Uniones roscadas (a) y apoyos (b) en el Diseño 3.....	133
Figura VI.54 Mallado (Diseño 3).	133
Figura VI.55 Tensión Von Mises para Diseño 3 en giro a derechas (a) y giro a izquierdas (b).	134
Figura VI.56 Factor de seguridad para Diseño 3 en giro a derechas (a) y en giro a izquierdas (b).	135
Figura VI.57 Deformada para nodo de vibración nº7 (a) y nº8 (b) por método FFEPLus.	138
Figura VI.58 Deformada para nodo de vibración nº7 (a) y nº8 (b) por método Direct Sparse.....	139
Figura VI.59 Palanca de ataque.....	144
Figura VI.60 Cuerno de bicicleta.....	145
Figura VI.61 Posición de los mandos de la dirección.....	146
Figura VI.62 Tensión cortante en los diferentes planos del triedro girando hacia la derecha: XY (a), YZ (b) y XZ (c).....	147
Figura VI.63 Tensión cortante en los diferentes planos del triedro girando hacia la izquierda: XY (a), YZ (b) y XZ (c).....	148
Figura VI.64 Características del tornillo seleccionado.	149
Figura VI.65 Fragmento de tabla del catálogo de tornillos REYZA.....	149



Figura VI.66 Rodamientos de bolas de dos hileras 4201 ATN9 de SKF.	151
Figura VI.67 Rodamientos de bolas 6000-2RSLTN9/HC5C3WT de SKF.	152

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla III.1 Número de participantes en la última Eco-marathon Shell.	27
Tabla III.2 "Rango de características del vehículo según la reglamentación"	37
Tabla VI.1 Propiedades físicas generales del Acero, Aluminio y Titanio.	107
Tabla VI.2 Propiedades aleación aluminio 7075.	108
Tabla VI.3 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 1 - Situación 1).	112
Tabla VI.4 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 1 - Situación 2).	113
Tabla VI.5 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 1 - Situación 3).	114
Tabla VI.6 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 2 - Situación1).	120
Tabla VI.7 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 2 - Situación 2).	121
Tabla VI.8 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 2 - Situación 3).	123
Tabla VI.9 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 3 - Situación 1).	129
Tabla VI.10 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 3 - Situación 2).	130
Tabla VI.11 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 3 - Situación 3).	131



Tabla VI.12 Frecuencias resonantes.....	137
Tabla VI.13 Revoluciones del motor para resonancia.....	141
Tabla VI.14 Cables seleccionados.....	143
Tabla VI.15 Diámetro mínimo de poleas.....	144
Tabla VI.16 Características rodamientos de aguja para el eje de salida del motor.....	150
Tabla VI.17 Características rodamientos de bolas para el eje trasero.....	151

Capítulo I : INTRODUCCIÓN

Hoy en día todo el mundo está muy concienciado con el gasto energético y con la necesidad de reducirlo, por ello cada vez se intenta que la energía consumida por los equipos sea menor junto con el que el mayor número de fuentes de energía a utilizar sean limpias, como: eólica, solar, hidráulica,...

Además, los gobiernos cada vez imponen mayores sanciones a aquellos que más consumen y más contaminan creando normativas más restrictivas que obliguen a las grandes empresas a aplicar importantes cambios que hagan mejorar los sistemas actuales.

La Royal Dutch Shell, más conocida como Shell es una compañía Anglo-Holandesa de hidrocarburos con negocios en los sectores: petrolífero, gas natural y el refinado de gasolinas. Es una de las cuatro empresas que dominan el mercado del combustible mundial y, además, la creadora de una competición celebrada cada año, llamada Shell Eco-marathon [26], donde el interés reside en la creación de diversos vehículos que alcancen la máxima eficiencia energética posible, de tal forma que las distancias que puedan alcanzar sean cada vez mayores con el mínimo combustible.

Esta competición ha alcanzado el nivel internacional, pues se celebran tres grandes competiciones a lo largo del globo, en América, Europa y Asia. La primera en crearse



fue la americana, seguida por la europea y por último la asiática, que se estrenó en el año 2010.

Los equipos están formados por estudiantes, los cuales representan al centro de estudios en el que se están formando académicamente, y con su participación fomentan el aprendizaje junto con las ganas de innovar, tanto en el diseño como en nuevos sistemas que disminuyan el consumo energético.

Por último queda reseñar que la Shell Eco-marathon ha hecho una apuesta por las energías no fósiles, abriéndose a las alternativas de futuro como el hidrógeno y energía solar entre otras.

Capítulo II : OBJETIVOS

El presente proyecto pretende mejorar el actual bastidor trasero y sistema de dirección [8] del prototipo de la Universidad Carlos III de Madrid destinado a participar en la competición Shell Eco-marathon. Para ello se realizará la búsqueda, cálculo y simulación de sistemas alternativos que permitan un manejo más sencillo de todo el conjunto.

El proyecto completo del vehículo está formado por diferentes apartados (electrónica, frenos, motor, aerodinámica, etc.), los cuales se encuentran repartidos entre varios alumnos de la universidad. Cada uno de ellos se centra en un aspecto del prototipo.

El rediseño del sistema de dirección y los mandos, se deben a cambios en:

- La estructura del prototipo, donde se ha reducido la distancia entre la base del vehículo y el suelo hasta los 5 cm.
- Modificaciones en la normativa de la competición respecto al año anterior.
- Mejoras que harán que se incremente la estabilidad en las curvas situando el motor en una posición más baja, lo que hará que el centro de gravedad del vehículo descienda.



-
- Cambio de circuito. El EuroSpeedway Lausitz en Alemania no es el mismo que el de la competición del año 2009, circuito de Hockenheimring en Alemania.
 - Definición de una alternativa más oportuna para la dirección, como el introducir un volante convencional, o la mejora del actual sistema.

Capítulo III : SHELL ECO-MARATHON

La Shell Eco-marathon es una competición creada por la compañía Shell con unos fines claros: diseñar, construir y conducir un vehículo lo más eficiente energéticamente posible [26].

Esta competición se celebra independiente en tres continentes diferentes: América, Europa y Asia, donde las Universidades y Centros de estudio que los engloban compiten entre sí.

El torneo es accesible a través de dos vías diferentes, mediante la construcción de un vehículo utilitario o a través de un prototipo, que a su vez se vuelven a dividir dependiendo de la fuente de energía que utilicen para propulsar el vehículo (gasolina, Diesel, GLP, hidrógeno, ...).

3.1. HISTORIA DE LA SHELL ECO-MARATHON.

Todo comienza en 1833, cuando Marcus Samuel decide expandir su negocio incorporando aceites provenientes de oriente como nuevos artículos de venta. Esto convirtió a su empresa, Shell, en una de las más importantes en el sector de la industria energética [26].

Cien años después nació la Shell Eco-marathon, debida a una apuesta entre los científicos del laboratorio de investigación de Illinois en los Estados Unidos. La apuesta consistía en ver quién podía aguantar el mayor número de millas con apenas un galón de combustible en el depósito de su propio vehículo. El ganador difícilmente consiguió alcanzar las 50 MPG (unos 20 km por litro) [28].



Figura III.1 Imágenes de las primeras competiciones Shell Eco-marathon.

Estas competiciones se siguieron celebrando entre los trabajadores, pero hasta 1977 no se organizó un evento oficial, donde sus competidores eran básicamente estudiantes (Figura III.1). Para una primera competición europea, hubo que esperar hasta 1985, siendo Francia la sede de ese año. También es en este periodo cuando a la competición se le otorgó el nombre de Shell Eco-marathon.

Los resultados obtenidos en esta primera competición europea conseguían superar en más de 650 km por litro a aquella primera competición de 1939 en Illinois, marca que se ha ido superando año a año.

Debido a la demanda existente, en el año 2002 se incluyó la categoría de coche eléctrico solar y, por el entusiasmo de los participantes al año siguiente, se abrió la posibilidad de participar con vehículos propulsados con combustibles no fósiles, como el hidrógeno, energía eólica y biomasa entre otras.

El record absoluto lo sustenta el equipo de la Escuela técnica federal Suiza de Zurich, que como fuente de energía utilizó la célula de combustible. En el año 2005 consiguió alcanzar una distancia teórica de 5385 km gastando solo 4 gramos de hidrógeno, el equivalente a 1 litro de carburante.

Para las categorías de motor de combustión, las marcas han ido mejorando año a año. En 2004 el Lucée de La Joliveirie (Francia) alcanzaba los 3410 kilómetros. Esta marca no ha sido superada hasta el momento. En el año 2009 el record lo consiguió el equipo FL Smith Roadrunners de la Universidad Técnica de Dinamarca con 589 km/l de consumo.

En la última competición (2010), la primera celebrada fuera de Francia, el circuito EuroSpeedway de Lausitz demostró ser capaz de mejorar las marcas de los participantes, pero sin conseguir superar el record actual.

En el año 2010 se celebró la primera Shell Eco-marathon considerada de carácter mundial, pues el concurso se ha extendido por primera vez hasta Asia.

3.2. MODALIDADES DE LOS VEHÍCULOS PARTICIPANTES.

Para la competición se distinguen dos categorías, prototipos y vehículos urbanos, que a su vez se dividen en varias clases dependiendo del combustible que utilicen.

La Tabla III.1 muestra el volumen de participantes que compitió en las diferentes modalidades, bien por la modalidad de vehículo o por el tipo de combustible empleado. En los siguientes puntos se describirán las características de todos ellos.

Tabla III.1 Número de participantes en la última Eco-marathon Shell.

		Sin plomo 95	Hidrógeno	GPL	Diesel	100% Etanol	GTL	TOTAL
Prototipos	Nº de Participantes	64	11	3	7	6	---	91
	Tanto por uno	0,70	0,12	0,03	0,08	0,07	---	1
Vehículos Urbanos	Nº de Participantes	13	5	3	5	0	2	28
	Tanto por uno	0,46	0,18	0,11	0,18	0,00	0,07	1

3.2.1. Categoría de vehículos.

a. Prototipos.

Las formas que adquirirán estos vehículos no se parecen nada a los que se pueden encontrar circulando por las calles, pues suelen basarse en perfiles lo más aerodinámicos posibles (Figura III.2).



Figura III.2 Prototipo proTRon II de la escuela alemana Frachhochshule Trier.

Son vehículos centrados principalmente en la reducción de las resistencias y aumentando lo máximo posible la eficiencia. No es necesaria la instalación de luces ni otros sistemas que los permitan circular en carreteras convencionales.

b. Vehículos urbanos.

Sus formas se asemejan mucho más al concepto habitual de vehículo que se está acostumbrado a ver, aunque estas se intentan mejorar para disminuir el consumo (Figura III.3).

Están obligados a montar exactamente cuatro ruedas y las correspondientes luces de señalización.



Figura III.3 Vehículo urbano Ecocustom II de la Escuela Politécnica Superior de Alcoy.

3.2.2. Combustibles.

a. Gasolina sin plomo de 95 octanos.

Ha sido la fuente de energía más usada en la última competición celebrada (2010), con más de un 45% en los vehículos urbanos y un 70% para los prototipos [26]. Esto puede ser debido tanto a los bajos costes de carburante como de los motores que lo utilizan.

El funcionamiento de estos motores comienza introduciendo una mezcla de combustible y aire a través de la válvula de admisión, mezcla que se hace explotar mediante una chispa eléctrica creada en bujía. Esta explosión hace que el cilindro se mueva, transmitiendo el movimiento al cigüeñal mediante la biela.

b. Diesel.

Procedente del petróleo, al igual que la gasolina sin plomo, es uno de los combustibles más utilizados en el mercado automovilístico actual, pues sus motorizaciones suponen una reducción considerable del consumo.

Estos motores se hacen funcionar mediante altas presiones, y no por medio de una chispa como los de gasolina. Debido a esto son más pesados y robustos.

c. **GLP.**

Sus siglas significan Gas Licuado de Petróleo y está formado normalmente por una mezcla entre propano y butano. Ello se debe a que el butano para temperaturas inferiores a 0° permanece en estado líquido, lo que le impedirá llegar al motor en las condiciones idóneas para su quemado [18].

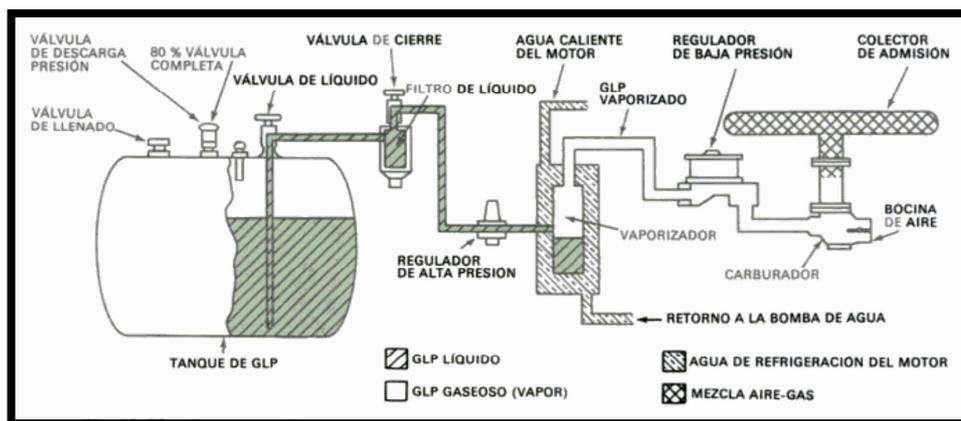


Figura III.4 Representación esquemática del sistema de alimentación GLP.

El método de almacenaje del GPL (Figura III.4) es mediante un tanque donde se conservará a altas presiones permaneciendo así en estado líquido.

d. **GTL.**

Su nombre proviene del inglés (Gas to liquid). Se obtiene transformando el gas natural u otros gases de hidrocarburos en largas cadenas de hidrocarburos como las de la gasolina o el diesel. Además, este producto puede ser utilizado en motores diesel sin la necesidad de tener la precaución de no mezclarlos, pues son compatibles entre sí [6].

El GTL se ha empezado a usar en la Shell Eco-marathon pocos años atrás, siendo en la última competición el combustible que utiliza un menor número de participantes (Tabla III.1) en ambas categorías (prototipos y vehículos urbanos).

e. 100% FAME.

En España es conocido como biodiesel y se logra a partir de grasas animales o aceites vegetales, usando las técnicas de esterificación y transesterificación en plantas especializadas.

Sus propiedades le permiten su uso en los motores diesel, además de poder mezclarse. Se utilizan notaciones de porcentaje por volumen de biodiesel, siendo B100 solo biodiesel. Otras composiciones podrían ser: B5, B30 o B50 [14].

f. 100% Etanol.

Producido por la fermentación del azúcar, es posible su uso en motores de explosión si se mezcla con motonafta, a la vez de realizar pequeñas modificaciones en el sistema de carburación y encendido. Además se pueden conseguir reducciones en las emisiones de hasta un 30 % de CO y entre un 6% y un 10% de CO₂ [3].

En la última competición no se presentó ningún vehículo urbano que utilizase este combustible y solo un 7 % de los prototipos optó por él.

g. Hidrógeno.

Es uno de los combustibles con un gran futuro por delante, en investigación y desarrollo, pues una de sus principales características es que sus emisiones no están formadas por gases contaminantes, sino por H₂O.

El sistema de funcionamiento de la pila de combustible consiste en un ánodo al que se le inyecta combustible (hidrógeno) y un cátodo en el que se introduce el oxidante (aire), donde por medio de la electrólisis se obtiene la corriente eléctrica que impulsará al vehículo.

h. Solar.

Se captura a través de celdas fotovoltaicas, que convierten la energía proveniente del sol directamente en energía eléctrica. Esta se almacena en baterías eléctricas o se utiliza directamente para mover el motor eléctrico.

El record actual lo sustenta el Lycée Louis Pasquet, con 665 km/kWh en 2009, que consiguió mejorar su propia marca del año anterior (570 km/kWh).

3.3. EL CIRCUITO Y SUS CARACTERÍSTICAS.

El circuito que se ha seleccionado en esta próxima edición es el EuroSpeedway Lausitz (Figura III.5), situado a 100 km al sur de Berlín (Alemania).



Figura III.5 Vista aérea del circuito EuroSpeedway Lausitz de Alemania.

Uno de los principales motivos que han hecho que el EuroSpeedway Lausitz sea el elegido es la facilidad de acceso para todos los participantes, ya que se encuentra cerca de dos aeropuertos, el de Berlín y el de Leipzig (una hora por autopista). Además este circuito añade unas características muy interesantes para la prueba de los vehículos dentro del espíritu de la carrera.

Algunas de estas características son:

- Tanto el circuito como el óvalo de pruebas cubren más de 367 hectáreas.
- El circuito interior tiene una longitud de 4534 metros.
- Hay 45 talleres para las inspecciones y 55 boxes.
- Excelente zona para la instalación de un camping y las instalaciones sanitarias correspondientes.

Aunque las dos categorías (vehículos urbanos y prototipos) correrán en el mismo circuito, las trayectorias que seguirán serán diferentes. Para vehículos urbanos se ha seleccionado la Grand-Prix-Track (Figura III.6) y para prototipos la Superspeedway (Figura III.7).

En el caso de vehículos urbanos el trazado será más enrevesado, pues, tendrá un mayor número de curvas además de que estas también serán más cerradas.

El tiempo máximo que tendrán para hacer las 7 vueltas (22096 metros), número marcado en la normativa del concurso, es de 53 minutos, lo que equivale a una velocidad media de 25 km/h.

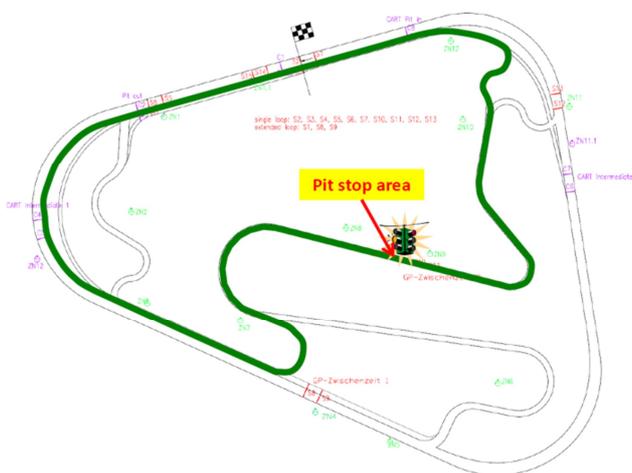


Figura III.6 Pista EuroSpeedway Lausitz: Recorrido para vehículos urbanos.

Para prototipos, el circuito trazado está formado por curvas más suaves y el exterior de los tres óvalos, con una distancia de principio a fin de 3200 metros, diseñada para carreras a altas velocidades. Se darán 8 vueltas (25485 metros) con un máximo de 51

minutos para realizarlas, equivalente a mantener una velocidad media mínima de 30 km/h. Como el vehículo con el que la Universidad Carlos III entrará en la competición pertenecerá a la categoría de prototipos, este será el circuito que se analizará a continuación.

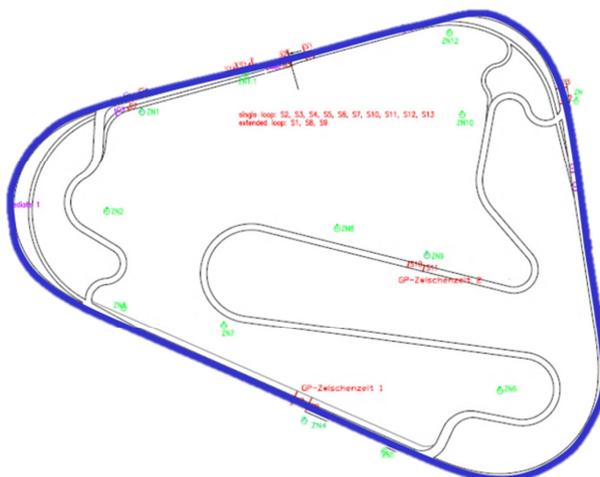


Figura III.7 Pista EuroSpeedway Lausitz: Recorrido para prototipos.

3.3.1. Pista EuroSpeed Lausitz para prototipos.

Como bien se ha comentado antes, la longitud del circuito es de 3200 metros, distribuidos en 3 rectas y tres curvas, alternadas entre sí. El trazado de este circuito se ha tomado de tal forma que todas las curvas se tomen hacia un mismo lado, en sentido antihorario.

La pista se encuentra peraltada en toda su longitud, con una inclinación (peralte) mínima del 6% y máxima del 15%. De esta forma los vehículos podrían alcanzar unas velocidades mayores al tomar las curvas, si se compara con una pista plana.

A continuación se analizarán las tres curvas de forma independiente, de tal forma que se tenga la información suficiente para poder ceñir el diseño a las características del circuito y obtener así unos mejores resultados.

a. Kurve 1.

Es la primera curva (Figura III.8) que se debe de tomar tras pasar la línea de salida, la cual tiene como radio exterior 210,285 m e interior de 186,248 m.



Figura III.8 Kurve 1 del circuito SuperSpeedway de Alemania.

De su peralte se puede decir que comienza con un 6% de inclinación y que llega a alcanzar un 15% más allá de la mitad de la curva, donde empieza a disminuir hasta el 11,3%.

b. Kurve 2.

Segunda curva en el trazado Superspeedway con un radio exterior de 210,181 m e interior de 187,832 m, lo que hace que la pista sea un poco más estrecha que en la Kurve 1.

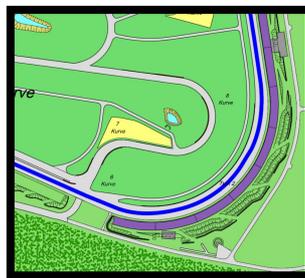


Figura III.9 Kurve 2 del circuito SuperSpeedway de Alemania.

El peralte no cambia en exceso a medida que avanza la curva, pues comienza con un 11,3% que aumenta suavemente un 2,8% hasta mitad de la curva. La pendiente vuelve a disminuir para quedarse en un 12,7%.

c. Kurve 3.

Es la última curva que se toma y, al igual que las otras, sus radios interno (167,056 m) y externo (190,284 m) son constantes en toda su longitud. Además, se puede observar que la presente curva es la más cerradas de las tres (Figura III.10), lo que lleva a un mayor control de la velocidad.



Figura III.10 Kurve 3 del circuito SuperSpeedway de Alemania.

La curva comienza con un peralte del 13,24%, que alcanza su máximo sobre la mitad de la curva con un valor del 14,95%. Finalmente vuelve a disminuir y quedarse en un 9,13% de inclinación.

3.4. NORMATIVA.

La normativa de la competición está formada por una serie de reglas, que procuran tanto que exista un margen de seguridad para que los pilotos no se lesionen durante la carrera, a la vez de que todos los vehículos presentados tengan unas similitudes estructurales para asemejar las oportunidades frente a la victoria.

Cualquier incumplimiento de esta normativa, será motivo de expulsión en la competición, por lo que es muy importante haber leído y tener la normativa presente en todo momento.

A continuación se resumen algunas de las características más destacables, aunque el documento completo está disponible en la página web de la competición [26] y se adjunta en el ANEXO 2.

El primer punto trata sobre la organización de la carrera, donde se especifican, entre otras, las posibles penalizaciones, cómo se realizarán los cronometrajes, cuáles deben ser las dimensiones y posiciones de las pegatinas que identificarán el vehículo y todos los documentos a presentar.

En segundo lugar se habla sobre las condiciones de seguridad que debe de cumplir tanto el piloto como el vehículo para poder entrar en la competición. Así bien, el piloto debe conocer cómo ha de comportarse en caso de colisión, de fallo en el vehículo, y ha de estar equipado con ropa ignífuga, guantes y casco. Además está prohibido y penalizado el consumo de sustancias estupefacientes en el momento de la carrera.

Como tercer punto se han incluido las especificaciones de diseño de los vehículos participantes. Se distinguen dos reglamentaciones diferentes, una para los prototipos y otra para los vehículos urbanos. Este documento se centra en la de prototipo, ya que es el segmento al que la Universidad Carlos III va a presentarse.

Las dimensiones sobre las que se puede construir el prototipo son las especificadas en la Tabla III.2.

Tabla III.2 “Rango de características del vehículo según la reglamentación”.

	Mínimo	Máximo
<i>Alto [cm]</i>	---	100
<i>Ancho de vía [cm]</i>	50	---
<i>Distancia entre ejes [cm]</i>	100	---
<i>Ancho [cm]</i>	---	130
<i>Longitud [cm]</i>	---	350
<i>Peso del vehículo sin piloto [kg]</i>	---	140



La posición del piloto debe ser con las piernas hacia delante. Además, su cabina ha de estar equipada con cinturón de seguridad, un extintor y un claxon. El conductor debe tener una visibilidad de 180° sin la necesidad de ningún dispositivo externo como espejos o cámaras, aunque han de instalarse unos retrovisores con un área mínima de 25 cm².

Por último, cabe destacar en el aspecto de seguridad que el radio que permita girar al vehículo sea lo suficiente para poder realizar cualquier maniobra con un amplio margen de seguridad.

El cuarto y último punto trata sobre las diferentes energías que se pueden utilizar en la competición, ofreciendo algunos consejos como el tamaño del depósito o como ha de ser el encendido.

Se recomienda una lectura completa de la normativa para el diseño del vehículo, pues se compone de muchos puntos que han de ser estudiados con detenimiento para así poder adecuar el diseño lo máximo posible a las especificaciones.

Capítulo IV : SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección es el encargado del guiado de un vehículo proporcionando el giro adecuado a las ruedas directrices del automóvil. Es importante que el trazado de las curvas o las diferentes maniobras que se ejecutan, como adelantamiento o aparcamiento, se realicen lo más suaves y precisas posibles según el conductor las vaya ejecutando.

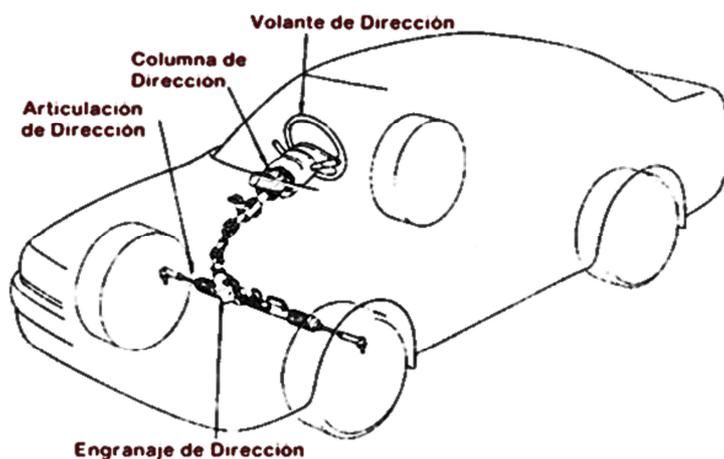


Figura IV.1 Esquema básico de la dirección de un automóvil.

En el caso de vehículos automóviles, lo más frecuente es que las ruedas directrices sean las ruedas delanteras (Figura IV.1), pero también existe algún vehículo que ha

incorporado el giro a las cuatro ruedas, lo que mejora la maniobrabilidad del vehículo a la vez de encarecer y hacer más complicado su diseño (Figura IV.2).

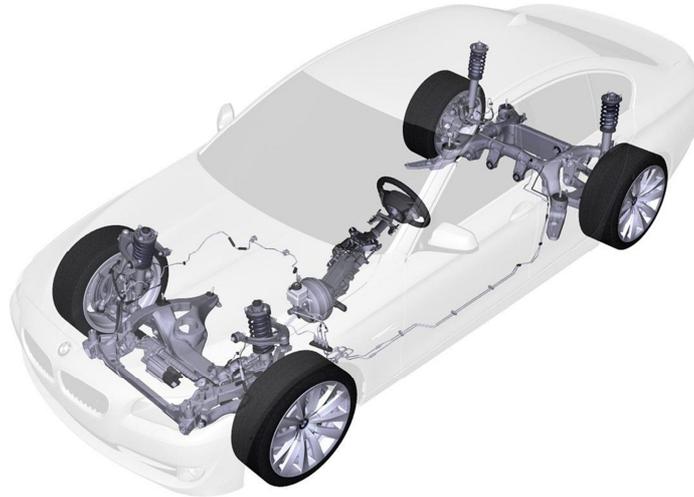


Figura IV.2 BMW Serie 5 con cuatro ruedas directrices.

Para poder diseñar un buen sistema de dirección se le deben de exigir una serie de características imprescindibles [22] [13]:

4.1. SEGURIDAD ACTIVA.

Son todos aquellos elementos del automóvil los cuales están destinados a reducir el riesgo en caso de producirse un accidente. En el caso de la dirección se debe de conseguir un sistema que responda de una forma precisa a todas las órdenes que se le dan.

4.2. SEGURIDAD PASIVA.

Reducirán los daños que les puedan ocurrir a los ocupantes una vez se produzca un accidente. Un ejemplo de ello es la columna de dirección desplazable que se muestra en la Figura IV.3.

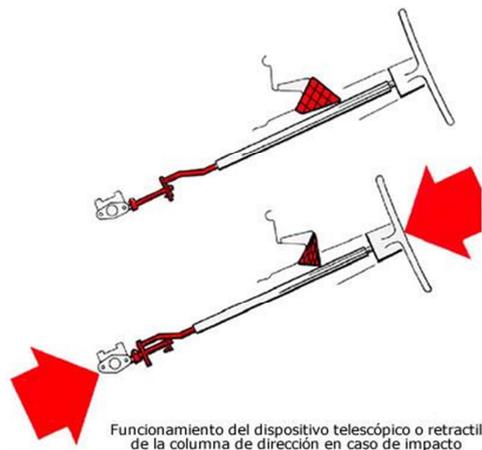


Figura IV.3 Dispositivo seguridad pasiva: Columna desplazable.

4.3. SUAVIDAD.

Para facilitar la conducción no debe suponer un gran esfuerzo el mover el volante, lo que es igual a un coeficiente de desmultiplicación “*i*” alto, siendo *i* definido en la ecuación IV.1.

$$i \approx \frac{a}{n * 360} \begin{cases} a = \text{Giro de la rueda de un lado a otro [grados].} \\ n = \text{n}^\circ \text{ giros de volante posibles.} \\ i = \text{coeficiente desmultiplicador.} \end{cases} \quad (\text{IV.1})$$

4.4. PRECISIÓN.

Se define como el giro más pequeño que hay que transmitir al volante para obtener una respuesta en las ruedas directrices. Cuanto más pequeño sea el ángulo que haya que aplicar al volante mayor será la precisión. Se ve afectada negativamente al aumentar demasiado el coeficiente de desmultiplicación.

4.5. COMODIDAD.

Puesto que la conducción comprende un riesgo, es importante que el conductor se encuentre lo más a gusto posible. Algunos sistemas permiten adaptar la postura del volante hasta llegar a la postura que se considere más agradable.



4.6. ESTABILIDAD.

La estabilidad, también llamado autoguiado, consiste en la recuperación de la posición original de las ruedas tras haber realizado una curva.

4.7. IRREVERSIBILIDAD.

La dirección de un vehículo debe ser irreversible. Esto consiste en que el volante ha de transmitir el movimiento a las ruedas, pero no al revés. De esta forma un impacto sobre una de las ruedas o el estado del asfalto éstas, sólo debe producir una reacción nula o ligera en el sistema de dirección.

4.8. COMPATIBILIDAD ENTRE DIFERENTES ELEMENTOS.

Aquellos elementos que no pertenezcan al grupo de la dirección, pero que vayan montados sobre ella (suspensión, etc.) no deben afectar al comportamiento y orientación de las ruedas.

Merece la pena destacar que la seguridad está estrechamente relacionada con grado de maniobrabilidad, por lo que se intenta que el círculo de giro que describa el coche sea lo más reducido posible.

4.9. COMPONENTES DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.

A continuación se muestran algunos de los componentes más utilizados que conforman la dirección de un vehículo. Dependiendo del sistema que se implante, el número y complejidad de ellos será diferente.

4.9.1. Volante.

Además de volante toma otros nombres como timón o guía, siendo éste el único elemento de la dirección que tiene contacto directo con el piloto. El conductor girará el volante según su deseo, lo que provocará una reacción en todo el sistema instalado tras él. Finalmente, este giro de volante llegará a las ruedas, lo que provocará el giro de éstas según el coeficiente de desmultiplicación " i " que se ha definido en el diseño.

En la actualidad el volante, aun conservando su principal utilidad, ha servido para incorporar otros sistemas auxiliares que mejoran la experiencia de la conducción y añaden un plus a la seguridad evitando apartar la mirada de la calzada. Estos sistemas auxiliares se corresponden a la instalación de mandos en el volante (Figura IV.4) que permiten controlar el equipo de sonido, el control de velocidad, etc. Igualmente, el airbag se puede encapsular en un compartimento en el interior del volante, que se abrirá en el caso de colisión.



Figura IV.4 Volante multifunción con airbag del Volvo C30.

4.9.2. Columna de dirección.

Se encuentra instalada entre el volante y la caja de dirección, transmitiendo el movimiento del primer elemento al segundo.

La columna de dirección (Figura IV.5) suele estar formada por más de una o dos barras ensambladas entre sí con la ayuda de uniones cardan. Es muy importante que el conductor no perciba las perturbaciones del asfalto, para lo que se le añaden a la columna elementos filtrantes en las uniones de las barras.

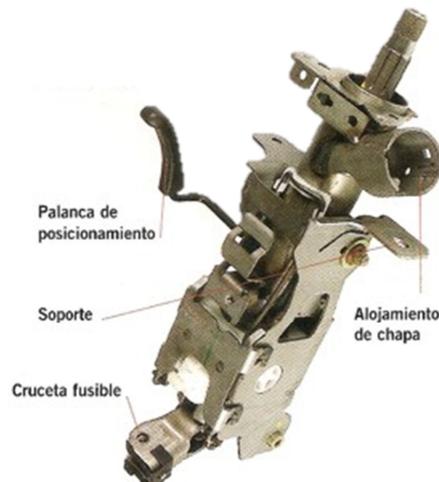


Figura IV.5 Columna de dirección y sus partes.

Otro factor importante es la seguridad, donde ha de trabajarse para que en el caso de colisión, se pueda evitar que la columna de dirección se desplace hacia el tórax del conductor, pues recibir un impacto del volante puede suponer un peligro especial para el conductor. Por ello se han ideado diferentes sistemas que disminuyen el riesgo de lesiones como el incluir partes deformables o uniones fusibles, las cuales se rompen en el momento del impacto de tal forma que el volante permanezca en su posición inicial.

La incursión del airbag ha obligado a que la columna de dirección trabaje conjuntamente con el cinturón de seguridad y el airbag, a través de acoplamientos telescópicos, articulaciones adicionales y mecanismos amortiguadores. Todo ello hace que se reduzcan las cargas que puedan llegar a actuar sobre el pecho y la cabeza del piloto.

4.9.3. Caja de dirección.

Se instala a continuación de la columna de dirección y se encarga de orientar el giro de la columna de dirección para adaptarlo al de las ruedas aplicando un coeficiente de desmultiplicación definido por el fabricante.

El coeficiente de desmultiplicación " i " define la relación entre el desplazamiento angular del volante y el de las ruedas (Ecuación IV.1). Por ejemplo, un coeficiente de

20/1 indica que si se gira 20° el volante se obtiene como resultado un giro de 1° en las ruedas, con el mismo sentido de giro.

El esfuerzo que un conductor debe de ejercer para girar las ruedas directrices no conviene que sobrepase un margen que implique fatiga al piloto, lo que conlleva que cuanto mayor sea el peso soportado por el eje directriz, mayor ha de ser la desmultiplicación. Igualmente, se debe tener en cuenta el tiempo del que se dispone para realizar una maniobra, el cuál será menor cuanto más deprisa se circule [11].

Se pueden instalar sistemas de ayuda a la dirección, como la servodirección, con el fin de hacer más suave el giro y mejorar la maniobrabilidad. Algunos de estos sistemas se encuentran definidos en el apartado 4.6 *Ayudas a la dirección*.

A continuación se muestra una breve muestra de algunas cajas de dirección que se pueden encontrar en el mercado:

a. Tornillo sin fin: cilindro de contacto directo.

Su geometría es muy sencilla (Figura IV.6), y consiste en un tornillo que está conectado al volante a través de la columna de dirección. Una tuerca transmite los movimientos a través del brazo de mando.

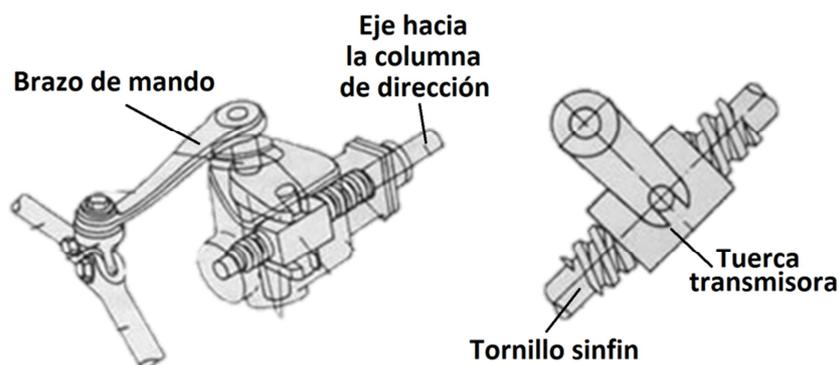


Figura IV.6 Caja de dirección por tornillo sin fin.

b. Tornillo sin fin: globoide.

Es el mismo sistema que el tornillo sin fin cilíndrico de contacto directo, pero con la diferencia de que no hay tuerca sino un engranaje que gira sobre sí mismo. Este engranaje se encuentra unido solidariamente al brazo de mando.

Puede encontrarse bien como sector dentado o en forma de rodillo (Figura IV.7).

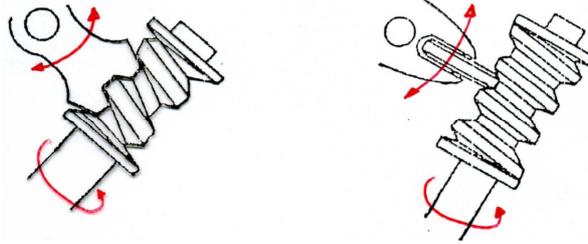


Figura IV.7 Caja de dirección globoide con sector dentado (izquierda) y con rodillo (derecha).

c. Tornillo sin fin: cilindro de bolas recirculantes.

En este tipo de caja de dirección se utilizan bolas entre la rosca del tornillo sin fin y las ranuras de la tuerca esférica, con el fin de reducir el rozamiento entre ambas partes.

Cuando el tornillo sin fin gira, las bolas hacen que la tuerca se desplace moviendo el brazo de mando que transmite el movimiento a la siguiente pieza del mecanismo.

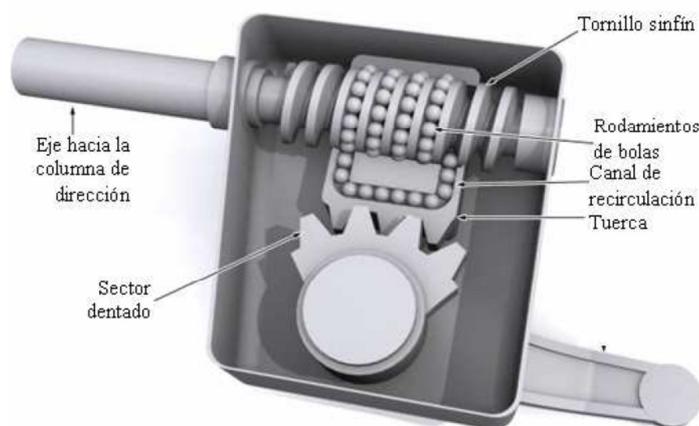


Figura IV.8 Caja de dirección por cilindro de bolas recirculantes.

Este tipo de caja de dirección toma el nombre de recirculante (Figura IV.8), debido a que las bolas circulan de un extremo a otro del tornillo sin fin, pero cuando llegan a un extremo entran en el mecanismo de retorno y vuelven a entrar en la ranura existente entre el tornillo sin fin y la tuerca esférica [18].

d. Cremallera.

Para este sistema es necesario un piñón y una cremallera que engranen entre sí tal y como se puede apreciar en la Figura IV.9.

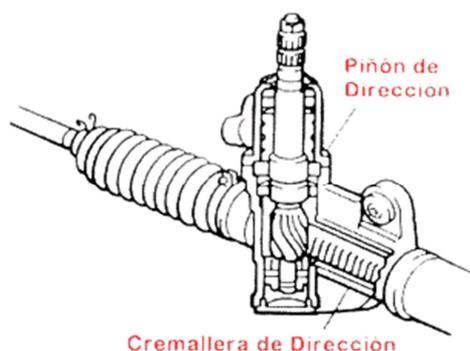


Figura IV.9 Caja de dirección mediante cremallera.

El piñón va unido a la columna de dirección, que tras accionar el volante, gira solidario a la columna provocando que la cremallera se desplace, bien hacia la derecha o hacia la izquierda, de tal forma que se transmite el movimiento a las ruedas por la unión existente entre la cremallera y el brazo de acoplamiento [18]. En la Figura IV.10 aparece un despiece de este sistema donde se muestra la posición que ocupa cada elemento que la compone.

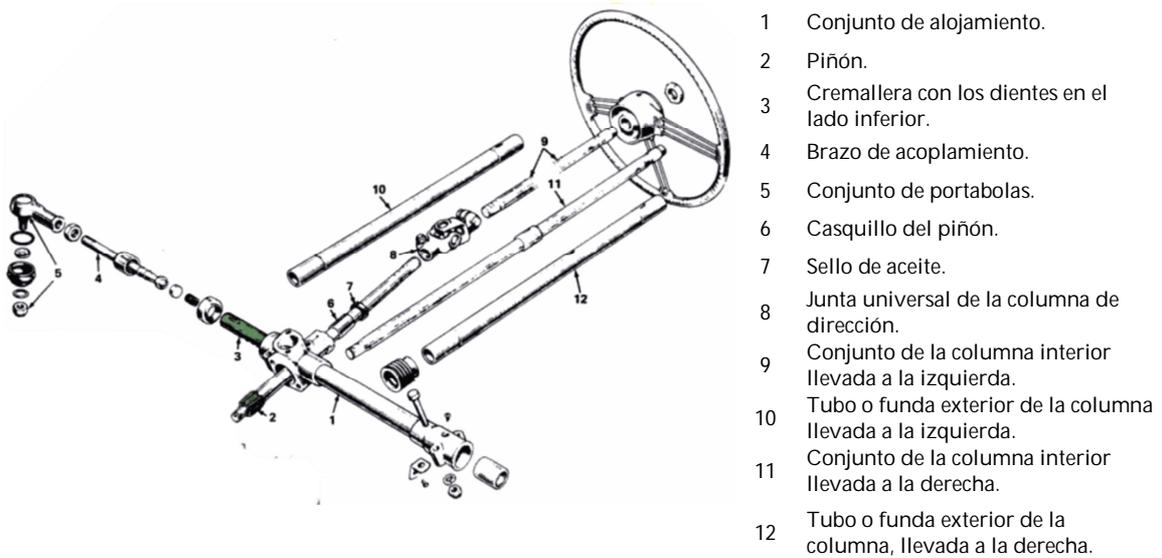


Figura IV.10 Despiece de un sistema de dirección con cremallera y piñón (*British Motor Corporation*).

4.9.4. Barras y palancas de la dirección.

Comprende toda la timonería que se instala a la salida de la caja de la dirección donde, dependiendo del sistema que se utilice y el fabricante que lo diseñe, aparecerán unos u otros elementos. Algunos de ellos se muestran en la Figura IV.11 y se describen a continuación:

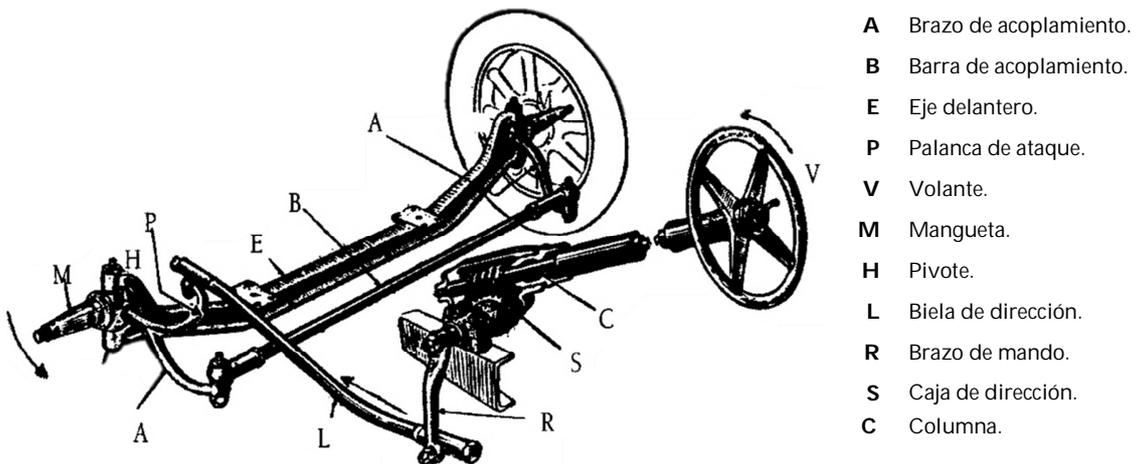


Figura IV.11 Partes básicas de una dirección.

- *Biela de dirección (L)*: Transmite el movimiento a la palanca de ataque.
- *Palanca de ataque (P)*: Presenta una unión solidaria al brazo de acoplamiento.
- *Brazo de acoplamiento (A)*: Al estar unida a la palanca de ataque, transmite todos los movimientos que ésta recibe a las manguetas y a la barra de acoplamiento.
- *Barra de acoplamiento (B)*: se desplaza horizontalmente hacia la derecha o hacia la izquierda, transmitiendo el movimiento deseado a las ruedas.
- *Pivotes (H)*: se utilizan para orientar las manguetas hacia la posición idónea. Unido al eje delantero.
- *Manguetas (M)*: Elemento de sujeción de la rueda.
- *Eje delantero (E)*: Es la base de apoyo de algunas partes implicadas en la dirección.
- *Rótula*: A la vez que une varios elementos, permite el movimiento entre ambos.

4.10. SISTEMAS DE DIRECCIÓN.

Un sistema de dirección correcto debe de garantizar facilidad en el manejo y seguridad para el vehículo. En su totalidad la mecánica desarrollada debe ser capaz de aguantar las situaciones más desfavorables a las que pueda estar sometido, pudiendo llegar a ser sistemas bastante complejos como el de la Figura IV.12 que pertenece a un vehículo de gama alta, donde la dirección empleada es un conjunto de cremallera y piñón.



Figura IV.12 Dirección del Mercedes SLS 65 AMG.

Actualmente algunas compañías están investigando técnicas que incluyan elementos capaces de transmitir los movimientos por medio de cableado, lo que convertirá la dirección en un elemento más ligero que reducirá el peso total del vehículo [24].

4.10.1. Dirección por cremallera y piñón.

Es uno de los sistemas de dirección más usados en vehículos urbanos (Figura IV.13), donde la cremallera se puede situar delante o detrás del bastidor. El giro del piñón δ_L , primeramente se transforma por medio de la cremallera en un movimiento lineal $u_z = u_z(\delta_L)$. Después se transmite por medio de los brazos de mando hasta las ruedas y efectuar así la rotación $\delta_1 = \delta_1(u_z)$, $\delta_2 = \delta_2(u_z)$.

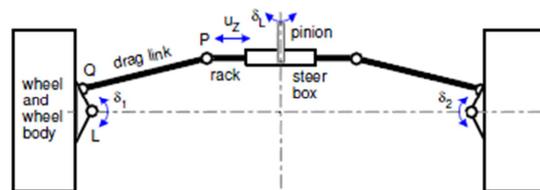


Figura IV.13 Dirección por cremallera y piñón.

4.10.2. Dirección por brazo de acoplamiento dividido.

Usando un brazo de acoplamiento dividido se pueden conseguir grandes ángulos de giro en las ruedas, lo que lo convierte en un sistema ideal para emplearse en camiones.

La dirección por brazo de palanca no requiere que la caja de dirección se instale en el centro del eje, por lo que ofrece un margen de maniobra en la instalación bastante interesante.

El funcionamiento es el siguiente, tras salir el giro de la caja de dirección, (δ_G), se transmite por medio de la timonería (Figura IV.14) hasta las ruedas donde se obtendrá un giro en cada rueda que dependerá de la longitud de las bielas de mando que conformen el conjunto de la dirección [24].

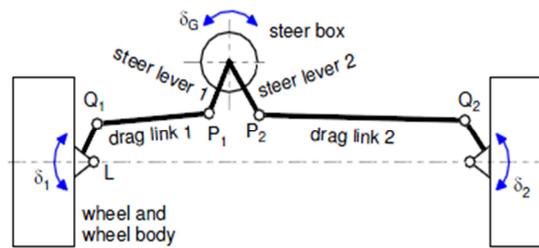


Figura IV.14 Dirección por brazo de acoplamiento dividido.

4.10.3. Brazo de acoplamiento y palanca de ataque solidarias a la mangueta.

Como base para instalarlo se utiliza un eje rígido (Figura IV.15).

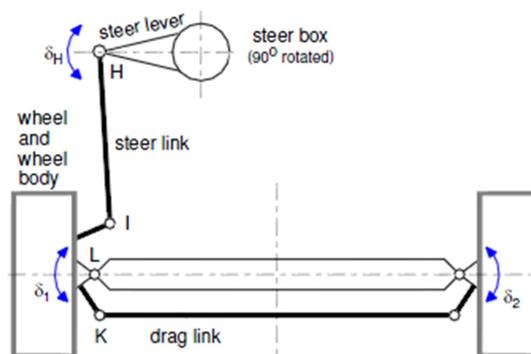


Figura IV.15 Brazo de acoplamiento y palanca de ataque solidarias a la mangueta.

El giro que se obtiene a la salida de la caja de dirección δ_H , se transmite a través del brazo de palanca directamente hacia la rueda izquierda. La barra de acoplamiento transfiere la rotación de la rueda izquierda $\delta_1 = \delta_1(\delta_H)$ hasta la rueda derecha $\delta_2 = \delta_2(\delta_1)$. La desmultiplicación de este sistema está definida tanto por la caja de dirección como por el brazo de palanca [24].

4.10.4. Dirección en los autobuses.

En los autobuses el asiento del conductor se puede encontrar hasta 2 m por delante de la dirección, lo que hace necesario un sistema que dirija el vehículo más complicado (Figura IV.16).

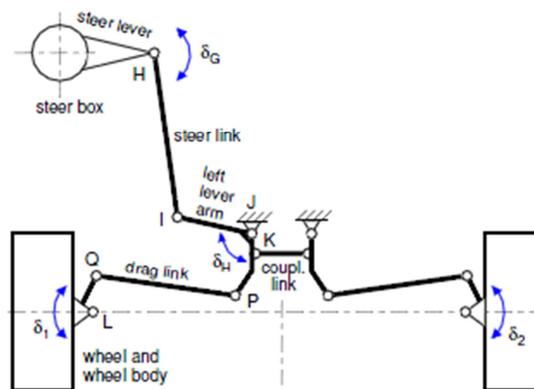


Figura IV.16 Dirección de un autobús.

El giro que el conductor transmite al volante llega hasta la caja de dirección y, una vez sale convertido, δ_G , mueve el brazo de palanca $\delta_H = \delta_H(\delta_G)$. Vía el brazo de palanca el movimiento llega al brazo de acoplamiento izquierdo para finalmente llegar a la rueda izquierda $\delta_1 = \delta_1(\delta_H)$. La rueda derecha gira gracias a una unión existente entre el brazo de acoplamiento izquierdo y el derecho, que también transmite el giro hasta a la rueda derecha $\delta_2 = \delta_2(\delta_H)$ [24].

4.11. COTAS GEOMÉTRICAS.

Para que la dirección cumpla los requerimientos para los que fue diseñada, las ruedas directrices han de verificar una serie de condiciones geométricas llamadas cotas de la dirección [4].

4.11.1. Ángulo de avance (caster).

El ángulo de avance se define, en el plano longitudinal de la rueda, como el ángulo que forma el eje vertical de la rueda con la prolongación del pivote. Este proporciona estabilidad, firmeza y suavidad a la dirección si el ángulo es el adecuado.

La Figura IV.17 define el ángulo de avance de un vehículo, el cual será positivo cuando el eje vertical de la rueda quede por detrás de la prolongación del pivote, y negativo cuando el eje vertical de la rueda quede por delante de la prolongación del pivote.

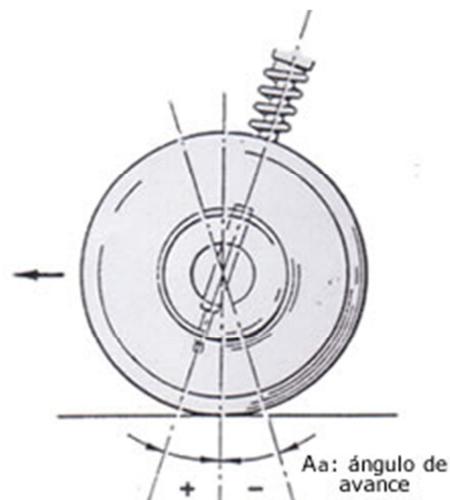


Figura IV.17 Ángulos de avance de un vehículo.

Para ángulo de avance positivo aparece un aumento de la estabilidad en recta, pero una disminución en curva, lo que puede llegar a comprometer la estabilidad y control del vehículo.

El avance positivo tiene otra peculiaridad, el auto-enderezamiento de las ruedas producido por las fuerzas R y S de la Figura IV.18, de tal forma que las ruedas recuperarán su posición inicial al salir de una curva o por irregularidades en el terreno.

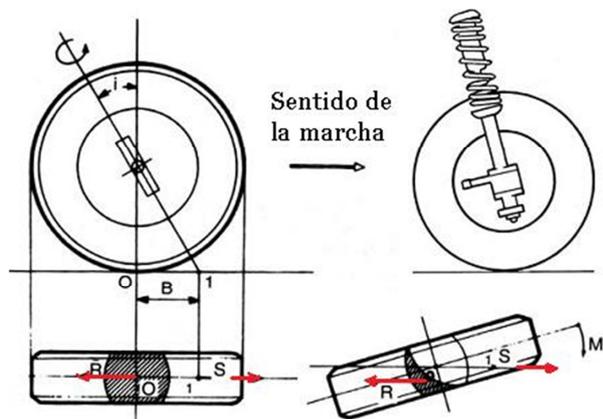


Figura IV.18 Reacciones debidas al ángulo de avance.

Un ángulo de avance negativo se aplica a vehículos pesados, lo cual disminuirá el esfuerzo para girar junto con una estabilidad mayor en las curvas, al contrario que lo que sucedía si se aplicaba un avance positivo.

Si el ángulo de avance es muy grande los esfuerzos serán mayores y la dirección se volverá más dura por motivos del aumento de palanca. Por el contrario, si el ángulo es excesivamente pequeño la dirección será muy blanda y difícil de controlar, definido como *dirección vagabunda*.

4.11.2. Ángulo de salida (*kin-pin inclination*).

Tomando como base el plano transversal de la rueda, se define como el ángulo que aparece entre la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda, y el eje vertical que pasa por el centro del apoyo en la rueda (Figura IV.19).

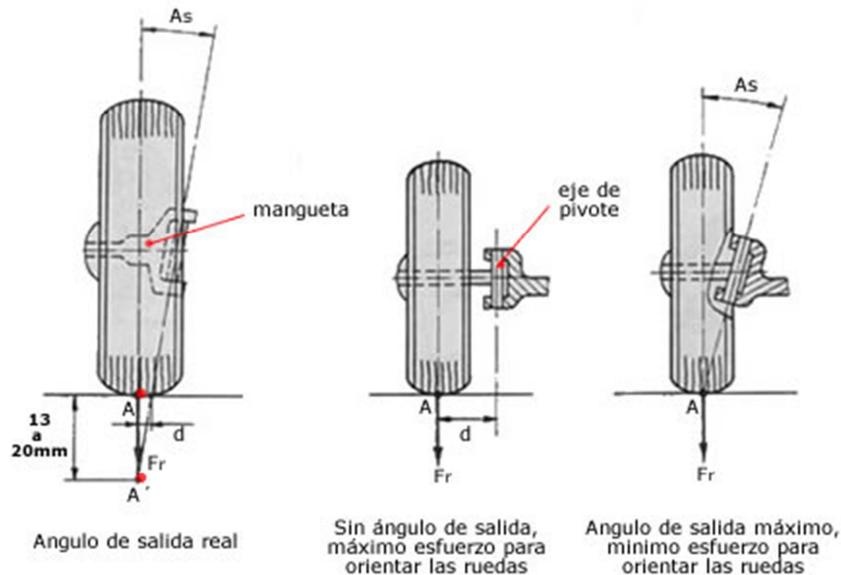


Figura IV.19 Ángulo de salida y sus variantes.

Este ángulo favorece algunos aspectos como:

- Mejora la estabilidad de la dirección.
- Por la inclinación del eje de pivote, en caso de viraje la dirección se rectifica automáticamente.
- Menor desgaste de los neumáticos.
- Disminuye el esfuerzo para girar las ruedas en parada.
- Reduce los momentos que debe de soportar el eje pivote y la manivela.

4.11.3. Ángulo de caída (camber).

El ángulo de caída es la inclinación que tiene la mangueta respecto de la horizontal (Figura IV.20).

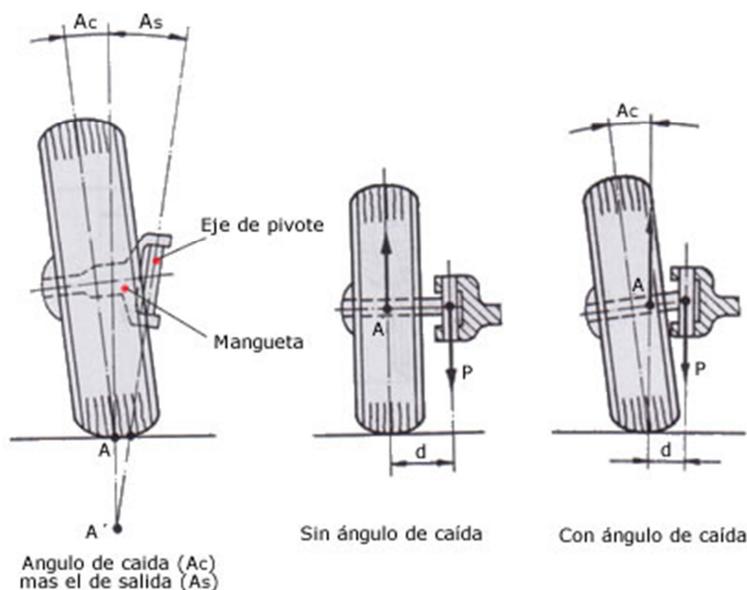


Figura IV.20 Ángulo de caída y sus variantes.

También el ángulo de caída puede ser positivo o negativo dependiendo de la cercanía o lejanía de la rueda respecto al vehículo. Cuando la parte inferior de la rueda esté más cerca del vehículo será positivo y cuando la parte inferior sea la que esté más lejos será negativo.

Se intenta procurar al vehículo de una caída positiva, para que cuando se introduzca carga las ruedas vuelvan a su verticalidad. Además el ángulo de caída reduce los esfuerzos en los cojinetes sobre los que se sitúa la rueda.

Otro de los factores que favorece es una mayor adaptación a las carreteras que se encuentran abombadas, como en la Figura IV.21, evitando las posibles acumulaciones de agua.

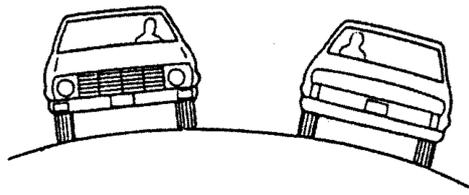


Figura IV.21 Carretera abombada.

4.11.4. Ángulo de convergencia (toe).

Ángulo de convergencia es aquel que aparece, visto desde la parte superior del vehículo, por existir una diferencia entre la distancia de la parte delantera y trasera de unas ruedas situadas en un mismo eje (Figura IV.22).

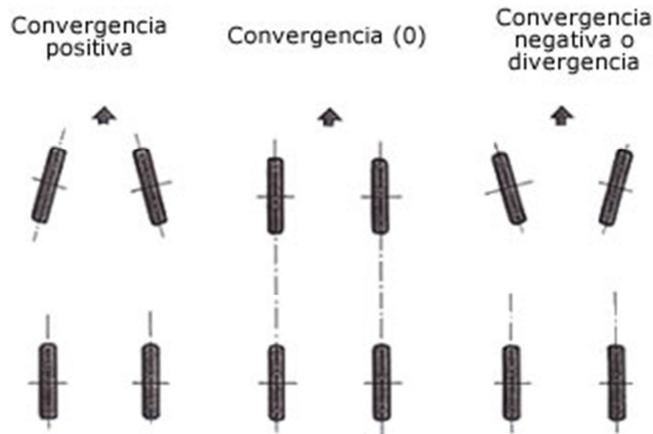


Figura IV.22 Ángulo de convergencia y sus variantes.

Mediante este ángulo se pretende conseguir que las ruedas permanezcan paralelas al iniciar la marcha. Los vehículos que sean empujados desde el eje trasero tienen la tendencia de que las ruedas se abran, por lo que es necesario que se les aplique convergencia para corregir esta tendencia. En vehículos cuyo eje delantero sea tractor, las ruedas harán todo lo contrario, tenderán a cerrarse, por lo que la corrección será aplicando divergencia.

Un mal ajuste de estos ángulos supone un desgaste excesivo del neumático y una dirección incierta. Una convergencia superior a la especificada, producirá desgaste lateral exterior en el neumático y una convergencia insuficiente desgastará la zona interior del neumático.

4.12. CONDICIÓN DE ACKERMAN.

Cuando un vehículo traza una curva las ruedas directrices siguen diferentes trayectorias, o lo que es lo mismo, tienen diferente radio de curvatura. Si el radio de ambas fuera el mismo la que se encontrase en el exterior sufriría un desgaste mayor.

La condición principal que se ha de cumplir es que durante este giro no exista deslizamiento, o sea lo más bajo posible, entre el neumático y la calzada. Esto obliga a que cada rueda tenga una orientación acorde con su radio de giro, es decir, que cuando un vehículo gira, todos los ejes de las ruedas deben concurrir en un mismo punto denominado centro instantáneo de rotación (CIR) [15].

Véase la Figura IV.23 donde se ha representado la condición de Ackerman de una forma gráfica, tal que β , ángulo de la rueda que va por el interior de la curva, es mayor que α , ángulo de la rueda que circula por el exterior. Por este motivo las prolongaciones de los ejes de las ruedas tienen un punto en común, el punto D [5].

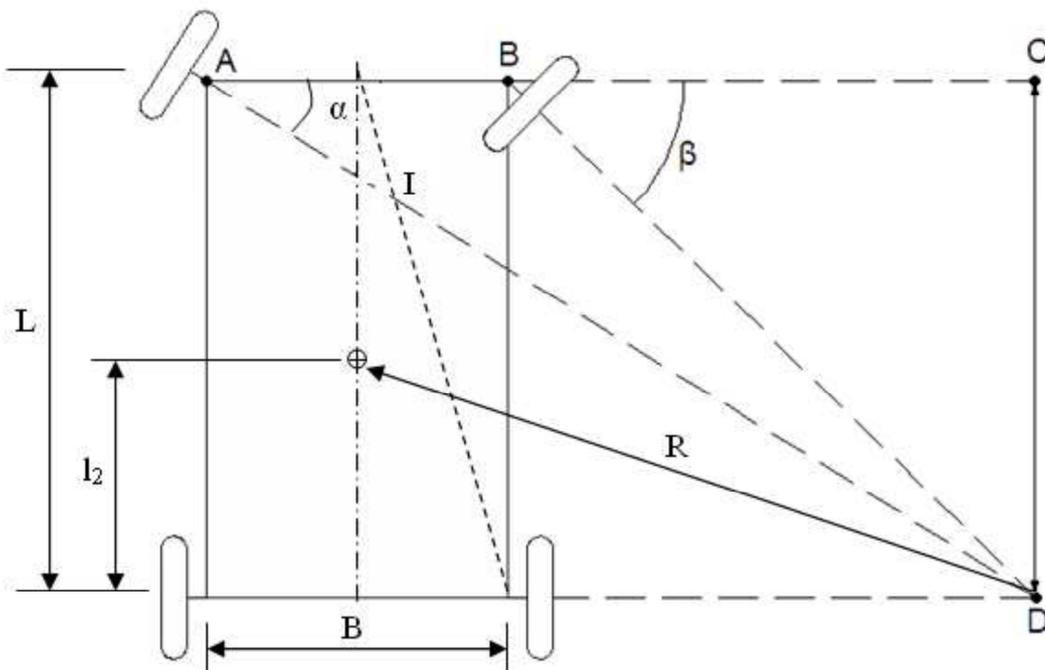


Figura IV.23 Condición de Ackerman gráfica.

Esta misma demostración se puede hacer de forma numérica tal y como se muestra a continuación.

$$\left. \begin{aligned}
 \operatorname{tg} \alpha &= \frac{CD}{AC} \\
 \operatorname{tg} \beta &= \frac{CD}{BC}
 \end{aligned} \right\} AB = \frac{CD}{\operatorname{tg} \alpha} - \frac{CD}{\operatorname{tg} \beta} = CD(\cot \alpha - \cot \beta);$$

$$AB = AC - BC$$

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{AB}{CD} = \frac{\text{Ancho de Vía}}{\text{Batalla}} \quad \text{(IV.2)}$$

Tras ella se consigue una expresión (IV.2) conocida como la condición de Ackerman tras la que se puede deducir que la $\cot \alpha$ será siempre mayor que la $\cot \beta$ y por tanto que el ángulo que toma la rueda exterior (α) será siempre mayor que el ángulo que toma la rueda interior (β).

Este mismo desarrollo se puede hacer si se toman los ángulos que forman los ejes de las ruedas hacia el interior del vehículo (Figura IV.24).

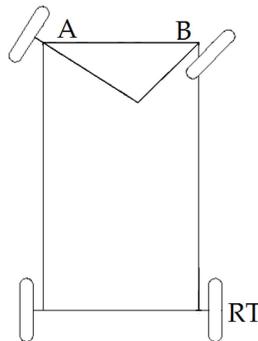


Figura IV.24 Ángulos interiores de las ruedas.

Si se va desarrollando este estudio con diferentes parejas de ángulo (Figura IV.25), se observa que todos los puntos de corte van formando una recta que tiene un extremo en el punto medio de AB y el otro en la rueda trasera que da al interior de la curva (RT). A esta recta se la llama recta de Ackerman [15].

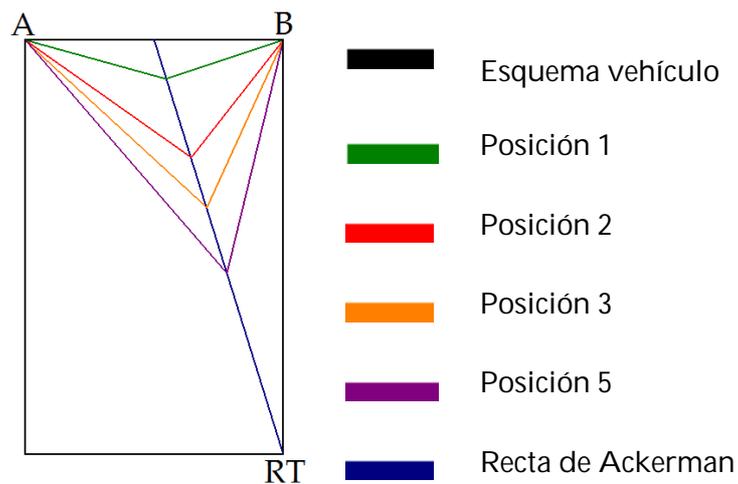


Figura IV.25 Recta de Ackerman.

Aunque no existe ningún mecanismo simple que se ajuste a la condición geométrica exacta de Ackerman, Jeantaud construyó en Francia en 1878 uno (Figura IV.26) que se ajustaba bastante. Lo consiguió aplicando una teoría propia, en la que decía que si los brazos se orientaban tal que sus prolongaciones cortaran en el centro del eje trasero se conseguía una aproximación bastante alta.

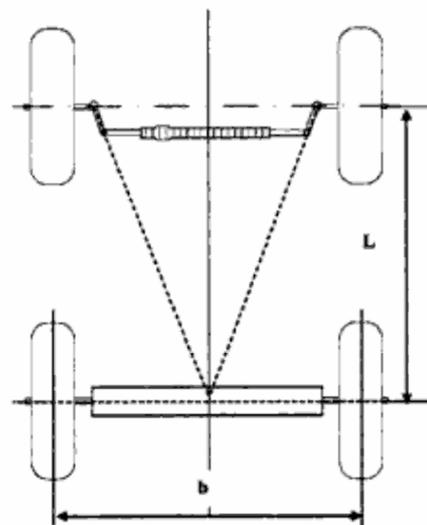


Figura IV.26 Mecanismo de Jeantaud.

De esta forma logró que para un giro comprendido entre los 25° y 27° fuese casi perfecto, pues para ángulos menores los errores cometidos rondaban el 2% mientras que para ángulos mayores el error se elevaba de forma considerable.

Todas estas desviaciones se deben a que al montar las ruedas no se encuentran situadas en el plano vertical, sino que suelen presentar una ligera convergencia [27].

4.13. DESVIACIÓN DE RODADAS.

La desviación de rodadas se define como el desplazamiento lateral que experimenta el centro del eje más retrasado respecto al que va más adelantado. Es un aspecto que afecta a la geometría de la dirección cuando el vehículo realiza un giro a baja velocidad [15].

La desviación de rodadas cobra mayor importancia en aquellos vehículos cuya longitud es bastante grande, pues aumenta con la batalla, como en el caso de autobuses o camiones.

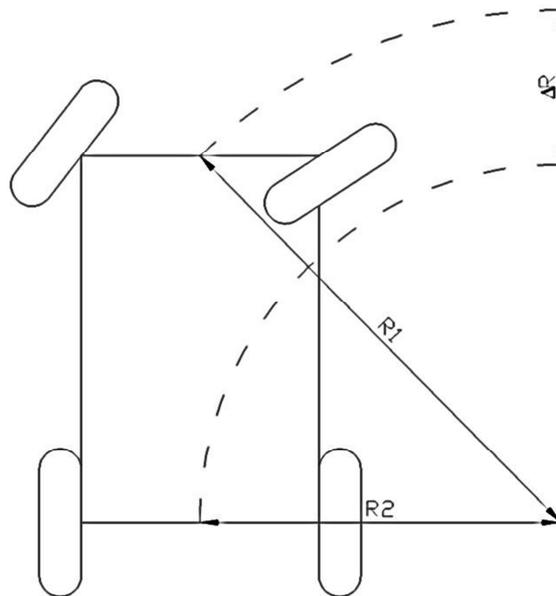


Figura IV.27 Esquema desviación de rodadas.

Si se observa la Figura IV.27 se puede apreciar que el cálculo es muy sencillo, resultado de la siguiente forma.

$$\Delta R = R_1 - R_2 = R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2} \quad \text{(IV.3)}$$

4.14. AYUDA A LA DIRECCIÓN.

A lo largo de los años la comodidad, manejo y seguridad de las direcciones de los vehículos ha ido mejorando. Todo ello se debe a la aparición de sistemas como la dirección asistida o el ESP entre otros.

4.14.1. Dirección asistida.

La dirección asistida mejora la maniobrabilidad de un vehículo reduciendo la fuerza a ejercer sobre el volante cuando se desee girar las ruedas.

Hoy en día se pueden distinguir tres sistemas básicos que cada fabricante modifica según sus necesidades. Uno de ellos es el hidráulico, otro el electrohidráulico y el último el eléctrico.

a. Hidráulico.

Aunque se han diseñado diferentes métodos para conseguir un mismo fin, el más usado es el de tipo de mando hidráulico, del que se muestra un esquema en la Figura IV.28. Su estructura está basada en la de una dirección mediante cremallera y piñón, pero con la diferencia de que la cremallera se encuentra unida a un cilindro con pistón en su interior.

El líquido que forma parte del circuito hidráulico se mantiene almacenado en un depósito alimentado por una bomba [23], la cual proporciona al depósito la presión adecuada para su funcionamiento. Este líquido empuja el pistón que ayuda al movimiento del conjunto mecánico. El fluido pasa al cilindro por medio de una válvula que aumenta o disminuye el paso de caudal dependiendo del estado al que esté sometido el vehículo (parado o marcha).

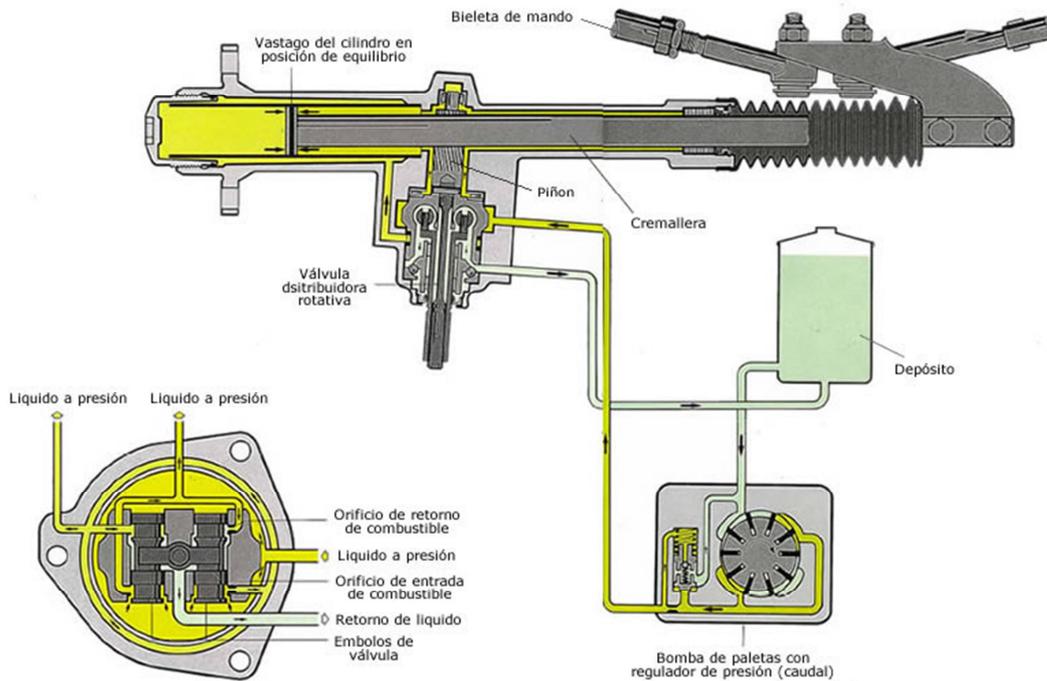


Figura IV.28 Dirección asistida hidráulica.

b. Electrohidráulico.

Hereda del sistema de la dirección asistida hidráulica, pero con la diferencia de que el accionamiento para generar la presión necesaria se hace a través de una bomba hidráulica. Esta bomba se acciona mediante un motor eléctrico que ajustará su actividad dependiendo del nivel de asistencia necesaria. De esta forma, cuando el vehículo esté en reposo o en movimiento con velocidades muy bajas se aumenta el ritmo de bombeo de la bomba hidráulica, lo que producirá un alto grado de asistencia. Por el contrario si se está circulando a velocidades altas, al no necesitar asistencia, el ritmo de bombeo se reduce [30].

Este sistema (Figura IV.29) proporciona la ventaja de que la dirección será suave en el momento que se tenga que realizar alguna maniobra cuando se esté parado y firme al circular a altas velocidades. También permite ahorrar combustible debido a que sólo cuando sea necesario se activará la bomba hidráulica.



Figura IV.29 Dirección asistida electrohidráulica.

c. Electromecánico.

Es un sistema de dirección asistida que varía su respuesta con la velocidad del automóvil. Este sistema no incorpora componentes hidráulicos, con lo que se consigue un consumo menor de combustible junto con valores más altos de confort y seguridad.

Cada fabricante diseña la asistencia electromecánica según considera oportuna para cada vehículo. Se muestran dos ejemplos (Figura IV.30). El primero de ellos es de la casa Opel que instala un motor eléctrico en la columna de dirección. El segundo ejemplo es de Volkswagen que lo consigue mediante un par de piñones, uno de ellos es el piñón de dirección, que transmite los pares aplicados por el conductor, y el otro el piñón de accionamiento, que por medio de un engranaje sin fin y un motor eléctrico facilita el gobierno del vehículo.

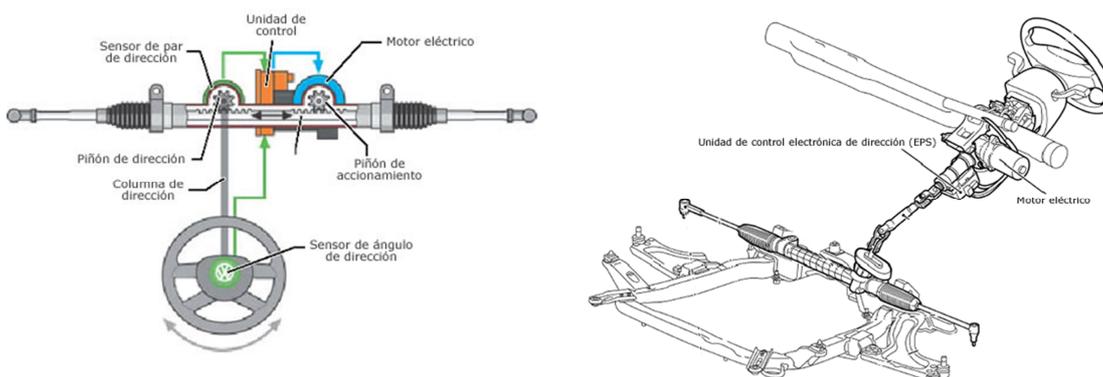


Figura IV.30 Esquema dirección asistida electromecánica de Volkswagen (izquierda) VS esquema dirección electromecánica de Opel (derecha).

Si además se instala una unidad de control se puede conseguir un procesado del estado del vehículo en muchas más condiciones, como en el caso de tener viento de costado o con calzada en mal estado. Todo ello tiene la ventaja de poder ser personalizado según el motor y equipamiento del vehículo.

4.14.2. Asistente para el mantenimiento de carril.

Tal y como su nombre indica es un sistema que asiste al conductor para mantener la trayectoria en una carretera fuera de zona urbana, pues el 14% de los accidentes con heridos son debidos salidas del carril por el que se circula. Ha sido desarrollado por la casa alemana Volkswagen y bautizado como “Lane Assist”.

El sistema (Figura IV.31) está formada por una cámara situada en la parte trasera del espejo retrovisor interior, que es la encargada de detectar la posición de las líneas que delimitan el carril; pudiendo ser blancas o amarillas, continuas o discontinuas. Además no se siente influido en condiciones meteorológicas adversas siempre que el ojo humano también pueda distinguirlo [12].



Figura IV.31 Esquema del sistema «Lane Assist».

Este sistema se encuentra apoyado por la dirección electromecánica, por lo que actuará directamente sobre ella. En el caso de desviarse un ángulo pequeño el sistema se corregirá automáticamente, pero si se intenta cambiar de carril sin señalizar una pequeña presión hacia el lado contrario avisará de que se está haciendo algo incorrecto. Además, es capaz de detectar que se han quitado las manos del volante y advertirá a través de un pitido y una vibración.

4.14.3. Control electrónico de estabilidad (ESP).

Aunque es un sistema que actúa accionando los frenos del vehículo y no sobre la dirección, merece la pena mencionarlo pues su activación se debe a la pérdida de control del vehículo por motivos de adherencia, velocidad excesiva al tomar una curva o por maniobras bruscas del volante. Aparte también ha sido muy bien acogido en el mercado por parte de las casas de coches, que lo utilizan como reclamo en sus modelos y así incitar su compra [9].

Para actuar el vehículo debe analizar diferentes variables como: la velocidad de giro de cada rueda, el ángulo de giro del eje delantero comparado con el marcado por el volante y la aceleración transversal. El sistema electrónico procesa todos estos valores y frena de forma independiente cada rueda tal y como se aprecia en la Figura IV.31 que compara el subviraje (arriba) y el sobreviraje (abajo) con la ayuda electrónica encendida y apagada.

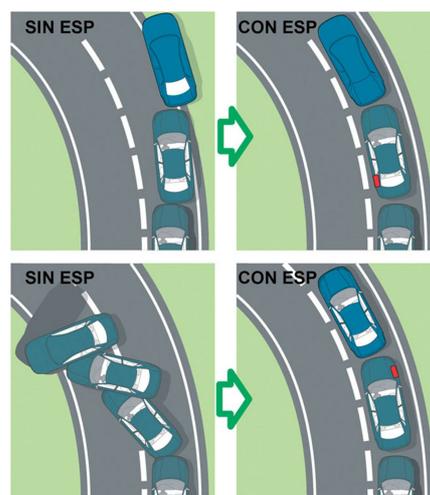


Figura IV.32 Subviraje (arriba) y sobreviraje (abajo) con ESP encendido y apagado.

Capítulo V : DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

En el diseño del sistema directriz que montará el prototipo se han de tener en cuenta aspectos básicos como el de reducir el peso lo máximo posible y a la vez conseguir una dirección que tenga un buen manejo siendo suave, precisa y lo más irreversible posible.

Al ser este un proyecto que intenta mejorar uno ya existente [8], se intentará analizar todos aquellos aspectos positivos del mismo y mejorar todos los que pudieran ocasionar algún tipo problema o conflicto con las nuevas especificaciones y/o reglamentación para la próxima competición. Por ello se analizarán las dimensiones del vehículo, las posibles configuraciones que se pueden tomar o el funcionamiento de la timonería entre otros.

Uno de los factores a los que se tendrá que prestar una mayor atención será a que, en el momento de realizar el giro, la dirección no entre en conflicto con ningún otro elemento cercano como la carrocería o la estructura sobre la que irá montado.

Todos estos parámetros y algunos más se describirán en los siguientes apartados con el fin de intentar analizar la mayoría de los supuestos que puedan aparecer a la hora de construir y conducir el prototipo.

5.1. NEUMÁTICO Y LLANTA.

Los neumáticos que se van a emplear en el prototipo los ha marcado la propia organizadora del evento (Shell) para evitar desventaja entre los diferentes equipos que vayan a competir. Estos neumáticos están fabricados por la compañía francesa Michelin expresamente para la Shell Eco – Marathon de tal forma que favorecen el bajo consumo.

Los neumáticos irán montados sobre una llanta de bicicleta BMX construida con aluminio 6061-T6 de 42 centímetros de diámetro, 3 cm de ancho y 36 radios (Figura V.1).



Figura V.1 Neumático y llanta empleados en el prototipo.

Si se analizan las anteriores competiciones, se puede observar que la mayoría de prototipos utilizan tres ruedas en vez de las cuatro habituales. Esto se debe a que al reducir el contacto con el suelo, también se reduce el rozamiento y las pérdidas generadas a través de él. Además, como el vehículo circulará a una velocidad alrededor de los 40 - 50 km/h, el uso de tres apoyos aumentará la estabilidad del

prototipo. En conclusión, y siguiendo la experiencia de los otros participantes, se decide emplear tres ruedas.

Tanto la llanta como el neumático han sido sometidos a estudio [10] según las condiciones más desfavorables que pueden aparecer en el momento de realizar la carrera.

5.2. MOTOR.

El motor (Figura V.2) que se va a emplear pertenece a la marca HONDA, modelo GX25, que ofrece una potencia máxima de 72 kW a 7.000 rpm. Su funcionamiento es de cuatro tiempos monocilíndrico, alimentado por gasolina con unas dimensiones de: 325 mm de largo, 220 mm de ancho y 300 mm de alto.

Este motor tiene una gran ventaja, y es que su funcionamiento es posible en cualquier posición (360°), con lo que ofrece una gran versatilidad a la hora de diseñar la estructura que lo sustentará. Aunque según las especificaciones del manual del fabricante [19] la posición es irrelevante, se intentará no incurrir en una postura que pueda dificultar la inyección de carburante o salida de los gases de escape.

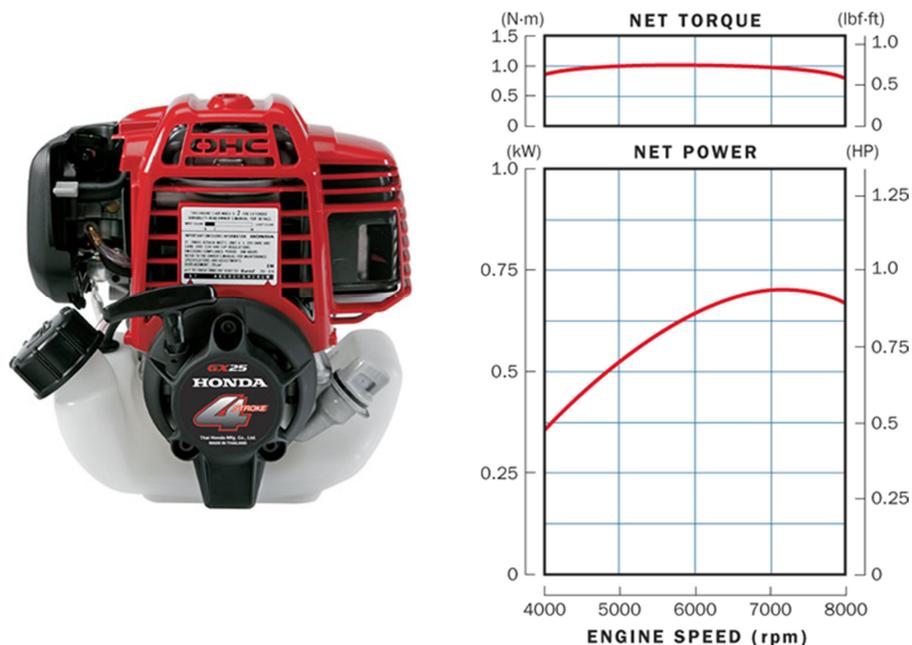


Figura V.2 Motor Honda GX25.

La posición de montaje se ha decidido que sea en el eje trasero debido a varios motivos:

- La comodidad del piloto que se vería disminuida por el calor que desprende el motor si no se ha realizado un aislamiento correcto, el cual incrementaría también el peso total del vehículo.
- La normativa no pone restricciones sobre en qué lugar ha de colocarse la salida de gases de escape, solo indica que la longitud del tubo no debe sobrepasar la parte trasera y que debe salir del habitáculo del vehículo. Por tanto, será beneficioso situarla por detrás del piloto. De esta forma se conseguirá reducir posibles intoxicaciones o falta de visibilidad, y una reducción del peso al no tener que llevar la salida del escape de una punta a otra del prototipo.
- Instalar delante el motor implicaría que el área frontal también aumente, hecho que se intenta evitar, lo máximo posible desde el comienzo, por motivos aerodinámicos.

5.3. DIMENSIONES.

Las dimensiones del prototipo han de cumplir unas especificaciones mínimas, publicadas en la reglamentación (ANEXO II), para poder participar en la carrera y no ser descalificados. Estas medidas se encuentran resumidas en la Figura V.3.

Según estos criterios ha de elegirse el tamaño más idóneo para el vehículo, de tal forma que se consiga la mayor estabilidad en el prototipo a la vez de aprovechar lo máximo posible la energía, intentando reducir el coeficiente aerodinámico.

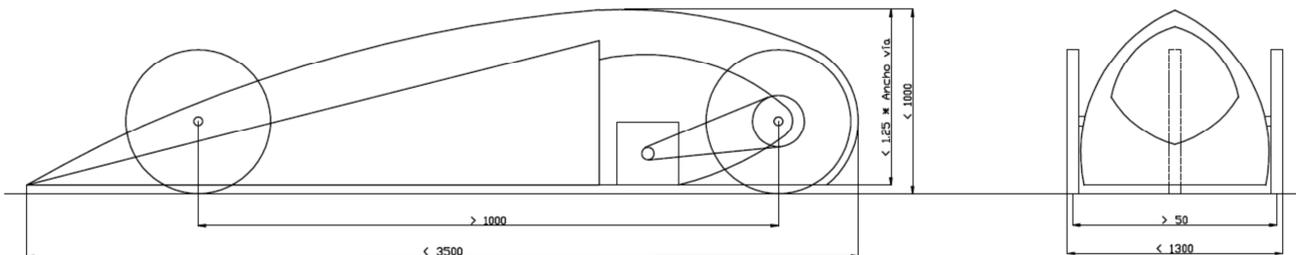


Figura V.3 Medidas según la reglamentación (en mm).

5.3.1. Batalla.

La batalla se define como la distancia entre el centro de las ruedas traseras y el centro de las ruedas delanteras. Este valor se toma cuando el vehículo se encuentra en reposo, en llano y sin ninguna carga de aplicada sobre él.

Hay que tener en cuenta que una batalla grande proporciona una mayor estabilidad a un vehículo, pero a su vez, también hace que el bastidor tenga que ser más grande, más robusto y, por tanto, más pesado. Al participar la Universidad Carlos III de Madrid en una carrera de eficiencia energética se intentará evitar el exceso de peso ajustando su valor para tener la estabilidad necesaria sin poner en peligro al conductor.

La normativa (ANEXO 2) deja muy claro que la distancia entre ejes ha de ser mayor a 1 metro pero con el inciso de que los árbitros de la carrera podrían retirar el vehículo en el caso de que exista alguna duda de peligro. Para el prototipo de la Universidad Carlos III se ha decidido que la batalla sea de 1695 mm.

5.3.2. Ancho de vía.

Ancho de vía es la distancia entre los puntos de contacto con el suelo de dos ruedas situadas en un mismo eje. Es un factor que determinará el área frontal del vehículo, de tal forma que si el ancho de vía crece, también lo hará el área frontal. Esto supondrá una mayor resistencia al avance del vehículo aumentando el gasto de carburante.

Las normas de la competición (ANEXO 2) nos indican que el ancho de vía mínimo ha de ser de 50 cm, siendo este un valor muy cercano al que se utilizará en el prototipo (58 cm) con el fin de que el gasto de combustible sea el mínimo posible.

5.4. POSIBLES CONFIGURACIONES DE LOS EJES.

Este proyecto pretende mejorar un sistema de dirección que ya está diseñado, pero aún así se estudiarán las diferentes configuraciones con el fin de averiguar si un cambio en la geometría puede ser beneficioso.

Se analizarán tres (eje delantero motriz y directriz, eje delantero directriz – eje trasero motriz y eje trasero motriz y directriz) de las cuatro combinaciones posibles, descartando eje delantero motriz – eje trasero directriz por ser totalmente inviable.

5.4.1. Eje delantero motriz y directriz.

Es el sistema más utilizado en los vehículos convencionales (Figura V.4) por ser un sistema que abarata costes, pero que dificultaría el montaje en nuestro prototipo por los siguientes motivos:

- Se ha decidido que por comodidad del conductor el motor vaya situado detrás del piloto, por lo que, para transmitir el movimiento hasta la parte delantera habría que instalar un eje con un par de juntas cardan, lo que implica un factor de pérdidas de potencia a la vez de aumentar el peso del prototipo.
- Un eje delantero directriz obligaría a instalar un diferencial en el eje directriz, añadiendo factores de pérdidas que se intentan evitar.
- Aunque una dirección delantera es más estable y de fácil manejo frente a imprevistos como el subviraje, también ocupa más espacio y obliga a aumentar innecesariamente el área frontal del vehículo añadiendo oposición al avance. Además a la velocidad a la que se va a circular (entre 40 y 50 km/h) no es tan alta como para llegar a producir un subviraje alto o el llegar a derrapar en condiciones normales de conducción.



Figura V.4 Mini con tracción y dirección delantera.

5.4.2. Eje delantero directriz – eje trasero motriz.

Es otro sistema que se puede encontrar en el ámbito comercial aplicado a vehículos que pertenecen a gamas medias – altas (Figura V.5) debido a que se necesitan motores más potentes junto con un sistema que transmita el par del motor hasta el eje trasero.

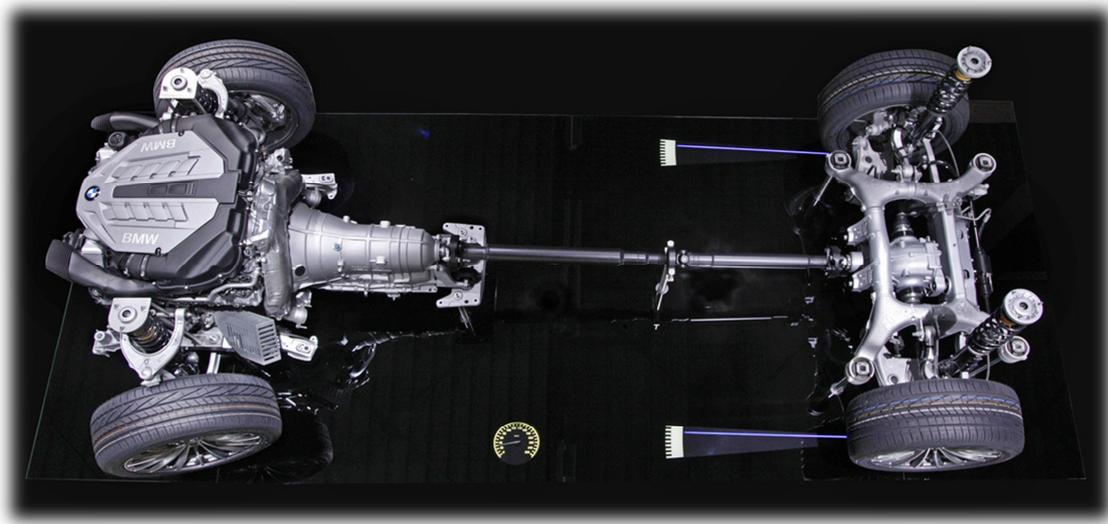


Figura V.5 BMW Serie 7 con eje delantero directriz y tracción trasera.

A través de esta combinación se obtienen ventajas y desventajas:

- Buena tracción y capacidad de ascender rampas.
- Se obtiene un manejo más óptimo en el caso de encontrarse con suelo mojado o en malas condiciones.
- El peso que ofrece el motor al ir montado en la misma posición que la rueda motriz reduce la posibilidad de sufrir pérdida de tracción.
- Se necesita incluir un diferencial en las ruedas delanteras, y como bien se ha comentado anteriormente, añade un factor de pérdida de potencia.

5.4.3. Eje trasero motriz y directriz.

Esta configuración supone un cambio referente a los modelos que se tienen actualmente en el mercado automovilístico, pero que ofrece unas ventajas respecto a las otras disposiciones:



- Tener como eje trasero motriz y directriz simplifica el diseño del bastidor trasero, pues se utilizará una misma estructura tanto para anclar el motor como para orientar la rueda que hará girar al vehículo.
- Al ir montado el motor también atrás ofrece una mayor estabilidad con respecto a los dos casos anteriores.
- Se consiguen minimizar las pérdidas por falta de tracción.
- El sistema de transmisión del movimiento desde la salida del motor hasta la rueda motriz no implica demasiado peso y complejidad.

Debido a las ventajas que supone dicho sistema para el prototipo que se quiere llevar a cabo, como conclusión se decide que se utilizará un eje trasero que haga las veces de sistema motriz y directriz.

5.5. DISEÑO DEL EJE TRASERO DIRECCIONAL.

Teniendo en cuenta todas las especificaciones mencionadas anteriormente junto con el proyecto que precede [8] se va a diseñar y construir un sistema de dirección que cumpla con todas ellas lo más fielmente posible analizando los diferentes factores influyentes como la curva máxima que podrá trazar, mandos o anclaje del motor entre otros.

5.5.1. Curva máxima a superar.

Una de las primeras cosas que hay que tener en cuenta es cuál va a ser el radio mínimo que podrá trazar el prototipo. Para ello habrá que analizar tanto el circuito como todas las posibles maniobras que se puedan ejercer, bien por adelantamiento o para situarlo en la posición de salida.

La única condición que pone la organizadora del concurso se encuentra descrita en el artículo 38 del ANEXO 2, donde solo indican que el radio de giro debe de ser lo suficiente para realizar un adelantamiento seguro junto con el de realizar las curvas del circuito de forma correcta. Si diera la casualidad de que los radios de giro fueran insuficientes, los árbitros de la carrera podrían eliminar el prototipo por no cumplir unos requisitos mínimos.

a. Trazado de curva.

Tanto el circuito como el trazado donde se va a desarrollar la carrera se encuentran en el punto 3.3 *EL CIRCUITO Y SUS CARACTERÍSTICAS*, de las que se han extraído las condiciones más críticas donde la curva más cerrada es la denominada Kurve 3, que tiene un radio exterior de 190,284 m e interior de 167,056 m.

La posición que adquirirá el vehículo sería parecida a la que se muestra en la Figura V.6, donde el bastidor trasero tendrá que girar un ángulo Ω de tal forma que los ejes delantero y trasero se orienten, tal que sus prolongaciones corten en un punto que coincida con el centro de giro de la curva, punto C.

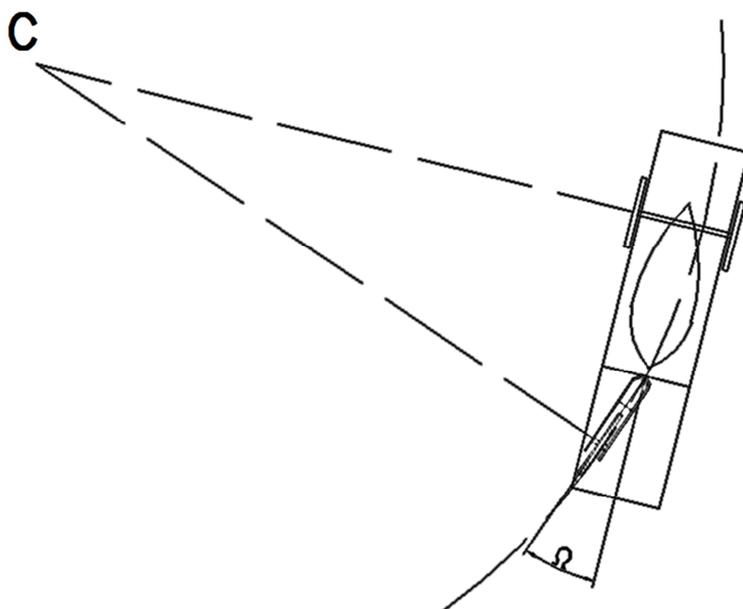


Figura V.6 Vista superior de vehículo girando en curva.

Aunque la Kurve 3 es la curva más pronunciada, sigue siendo un trazado muy abierto que no supondrá un giro límite al bastidor trasero. Por ello se estudiarán condiciones más adversas como el adelantamiento a otro oponente o la maniobrabilidad a la hora de situarlo en la posición de salida.

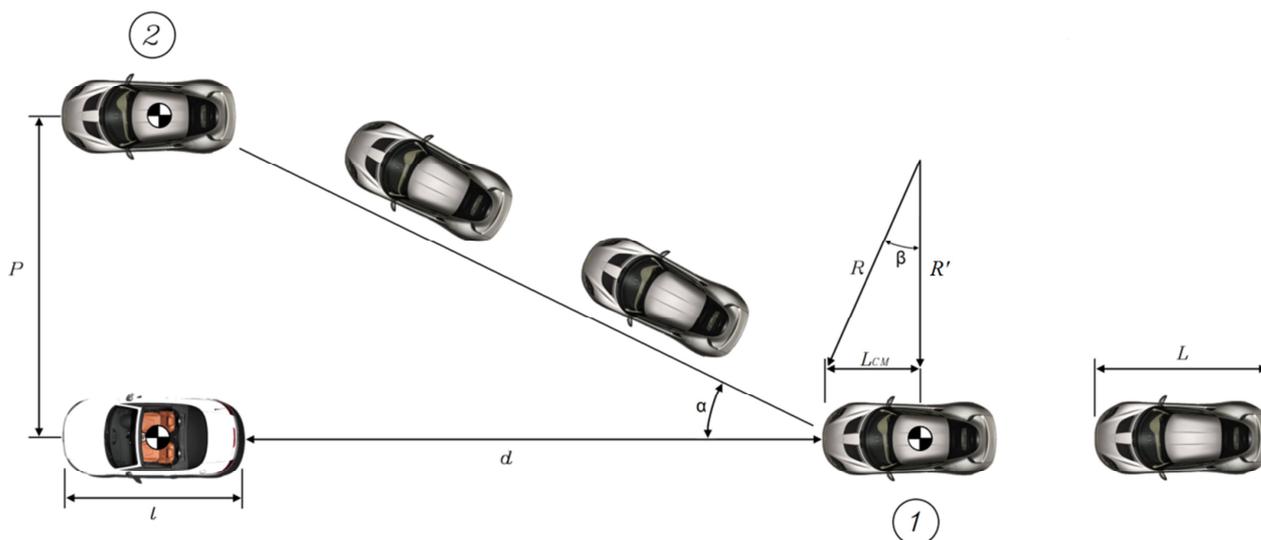


b. Adelantamiento en recta.

Otra causa que obligaría a girar el vehículo sería en el caso de adelantamiento, maniobra que viene regulada por la normativa, donde se impone que tendrá que hacerse sin ocasionar peligro ni riesgo hacia los otros competidores. Para proceder al adelantamiento primero el piloto ha de asegurarse en tenerse el suficiente espacio con el fin de no comprometer a riesgo a los participantes. La maniobra ha de anticiparse avisando con un toque del claxon. Mientras dure la maniobra, el piloto adelantado no deberá de cambiar su trayectoria de forma repentina, con movimientos que pueden llegar a ocasionar accidentes durante la carrera.

Para calcular tanto el radio de giro como el giro del bastidor trasero durante esta maniobra, se supondrá que la velocidad de ambos participantes permanece constante.

En la Figura V.7 se ha representado cual debería de ser la posición que adquirirían ambos vehículos en el momento de realizar el adelantamiento junto con la trayectoria a seguir. Además, servirá de apoyo para poder explicar y realizar los siguientes cálculos.



P: Distancia entre CDG

L: Longitud prototipo.

l: Longitud vehículo a adelantar

d: Distancia a la que comienza el adelantamiento

R: Radio de giro.

R': Distancia desde centro de giro hasta el prototipo

α : Ángulo de giro.

L_{CM} : Distancia desde la parte frontal del prototipo hasta CDG

β : Ángulo de giro

Figura V.7 Referencias de adelantamiento en recta.

Para poder conocer cuál tendría que ser el ángulo que se habría de girar la dirección trasera, lo primero que se debe de conocer es el radio de giro (R), el cual proporcionará la trayectoria adecuada para pasar de la posición 1 a la posición 2.

Para ello han de conocerse algunos datos y resolverse como se muestra a continuación.

Lo primero que ha de hacerse es establecer una serie de medidas mínimas entre los dos vehículos (Figura V.7), tanto en el momento en el que están uno detrás de otro (d) y en paralelo (P).

El valor de d se estimará que ha de ser como mínimo 4 metros y el de P se calculará por medio de la ecuación (V.1), donde el ancho máximo de vía del oponente se toma del Artículo 26 de la normativa (ANEXO 2), el ancho del prototipo a estudio es de 70 cm y dejando una distancia de seguridad entre ambos coches de 60 cm.

$$P = \frac{\text{ancho vía máximo}}{2} + \frac{\text{ancho prototipo}}{2} + \text{distancia de seguridad} \quad \text{V.1}$$

Sustituyendo dichos valores en la ecuación V.1 resulta un valor de $P = 160 \text{ cm}$.

$$P = \frac{130}{2} + \frac{70}{2} + 60 = 160 \text{ cm}$$

El ángulo de β no se puede establecer de forma directa, pero si se analiza el problema, se puede determinar que β nunca puede ser mayor que α para un adelantamiento correcto. Si este valor (β) fuera inferior a α , podría ocasionar que ambos vehículos no se separasen lo suficiente y colisionaran (Figura V.8), pero si el ángulo β fuera mayor a α sucedería lo contrario, se separarían en exceso.

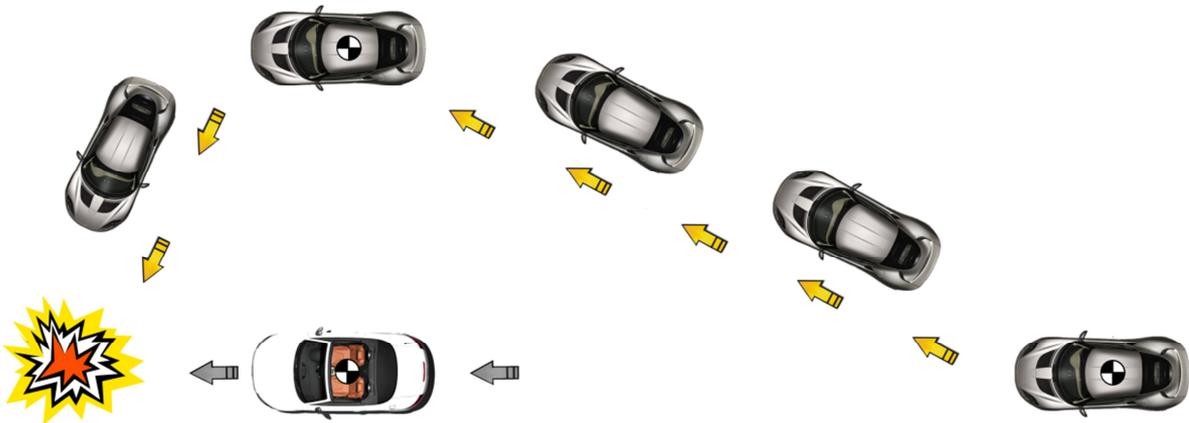


Figura V.8 Adelantamiento con exceso de giro.

Una vez se conoce que β y α son iguales, se puede obtener el radio de la curva (R) empleando semejanza de triángulos y combinándolo con el Teorema de Pitágoras (V.2), siendo el radio de 3,6 m.

$$\frac{P}{d} = \frac{L_{CM}}{R'} \Rightarrow \frac{P}{d} = \frac{L_{CM}}{\sqrt{R^2 - L_{CM}^2}} \Rightarrow R = \sqrt{\left(\frac{L_{CM} \cdot d}{P}\right)^2 + L_{CM}^2} \quad \text{V.2}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{L_{CM} \cdot d}{a}\right)^2 + L_{CM}^2} = \sqrt{\left(\frac{135 \cdot 400}{160}\right)^2 + 135^2} = 363,5 \text{ cm} \approx 3,6 \text{ m}$$

El valor L_{CM} se obtiene a partir a partir de programas de diseño por ordenador [25], situándose a una distancia del eje delantero de 1350 mm.

Tras conocer R se puede averiguar cuanto ha de girarse el bastidor trasero empleando resolución gráfica y geométrica con la ayuda de programas de CAD con dibujo en 2D. Para ello ha de saberse que en el momento en el que el vehículo está tomando la curva las prolongaciones del eje delantero y trasero cortarán en el punto central de la curva como se observa en la Figura V.9.

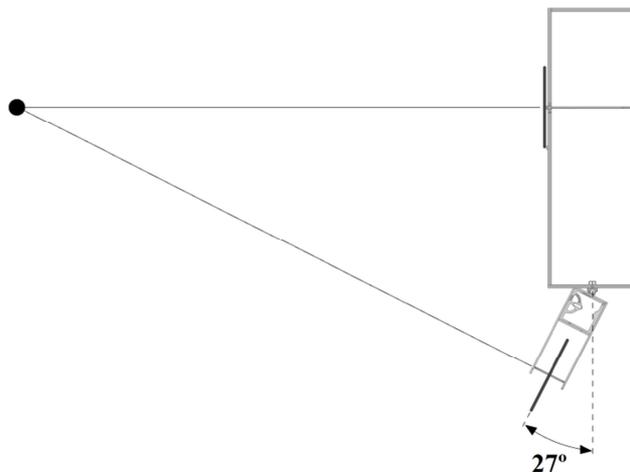


Figura V.9 Ángulo de giro para curva de 3,6 m de radio.

Finalmente el ángulo de giro máximo en adelantamiento que tendría que soportar el prototipo sería de 27° respecto del eje de simetría longitudinal.

c. Adelantamiento en curva.

Una vez que se conoce el comportamiento del vehículo en condiciones de giro en curva y adelantamiento, se puede saber cuál sería ángulo que habría que girar el bastidor trasero para trazar una trayectoria correcta.

La cantidad a girar supondrá la suma de los dos casos anteriores, trazado de curva + adelantamiento en recta. Esto se traduce en que al ser las curvas de circuito muy abiertas, el adelantamiento en curva no diferirá demasiado del adelantamiento en recta y se puede tomar como caso más crítico.



Además, como se va a permitir un margen de maniobra extra hacia ambos lados de giro se podrá realizar la maniobra de adelantamiento en curva sin ningún problema.

d. Maniobras en parado.

Para vehículos que circulan por la calle el radio de giro mínimo suele ser el doble de la batalla [23]. Al no indicar la normativa ningún valor concreto, y teniendo en cuenta que el vehículo va a ser muy ligero y se podrá mover de forma manual, se puede decir que con los resultados anteriores se puede validar el conjunto completo.

5.5.2. Mandos de la dirección.

Aunque los mandos más empleados para el manejo de un automóvil son los volantes, también se pueden estudiar otras alternativas que puedan ofrecer unos mejores resultados, tanto en la comodidad de la conducción como en minimizar los esfuerzos lo máximo posible. Debido a ello, en este proyecto, se analizarán tanto estructuras tradicionales como alternativas que permitan proporcionar dichas mejoras y unos buenos resultados.

a. Volante convencional.

Es el empleado por la mayoría de los vehículos que circulan por la vía pública, el cual transmite el movimiento desde las manos del piloto hasta las ruedas directrices tal y como se explicó en el punto 3.5.1 *Volante*.

Teniendo en cuenta que todo vehículo que circula hoy en día suele emplear el volante para el manejo de la dirección delantera, como mínimo, si se quisiera aplicar este método se tendría que hacer alguna modificación que sitúe el eje directriz en la parte trasera.

Algún otro aspecto del que se tendría que prescindir es de elementos intermedios como la caja de dirección o ayudas al manejo, como el sistema hidráulico o eléctrico, buscando un equilibrio entre simplicidad de montaje, facilidad de conducción y reducción de peso.

En la Figura V.10 se puede ver un boceto de un prediseño de una posible estructura empleando una pareja de piñón – cremallera, que está unida por medio de una serie de cables hasta el bastidor directriz.

El mecanismo funcionaría de la siguiente manera. Cuando la cremallera se desplace sobre la guía, el cable que la une hasta el bastidor transmitirá el esfuerzo creado desde el volante hasta el bastidor. Esto provocará que la estructura trasera gire de tal forma que el vehículo se orientará según lo desee el piloto.

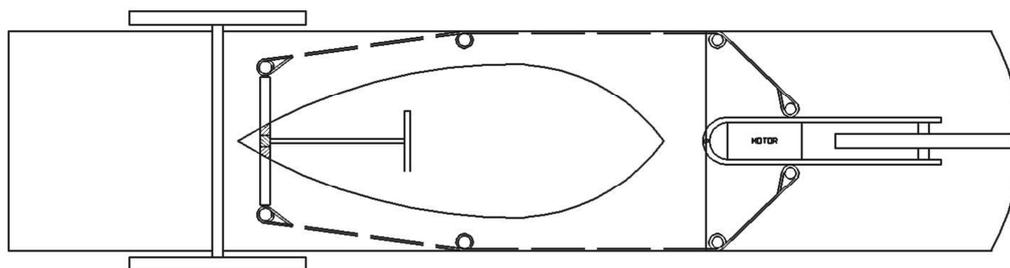


Figura V.10 Vista superior de prototipo con volante y juego cremallera piñón.

b. Palancas.

El sistema se basa en el mismo método que se emplea para el manejo de un trineo de nieve (Figura V.11), donde para orientar se emplean un par de palancas situadas a cada extremo.

El sistema funciona de la siguiente manera. Si se desea girar hacia la derecha se levanta la palanca derecha, lo que hace que una pequeña palanca haga contacto con el suelo reduciendo la velocidad de dicho lado y provocando el giro del trineo. Si se desea girar hacia la izquierda el mecanismo es el mismo.



Figura V.11 Trineo de nieve.

Amoldando este sistema a las necesidades que se disponen, las palancas se situarán a los extremos del asiento. Estas se unirán mediante una serie de cables hasta la estructura directriz, de tal forma que al tirar de una de ellas, por el efecto palanca, se transmita el esfuerzo hasta el bastidor directriz y provoque el giro hacia el lado deseado. Una representación esquemática de este sistema se puede ver en la Figura V.12.

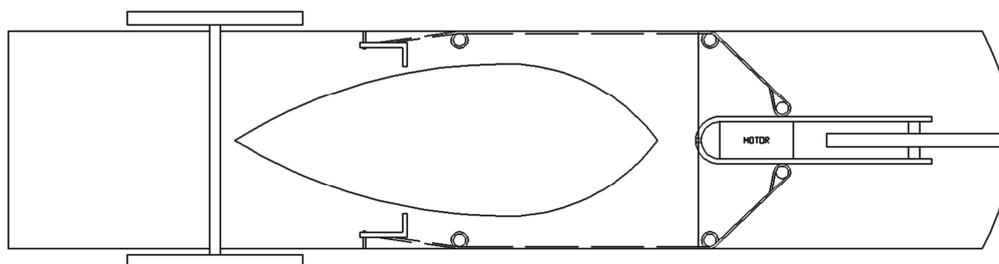


Figura V.12 Vista superior esquema palancas.

c. Conclusiones.

Analizando las dos alternativas arriba expuestas, en ambas soluciones aparecen tanto ventajas como desventajas.

Tanto la primera solución como la segunda, aportan simplicidad estructural, pues ninguna de ellas supondría complejidad en el montaje, lo que ayudaría a reducir problemas y tiempos de revisión.

Si se habla de peso, la opción que emplea palancas supone un plus en ligereza respecto al modelo que incluye volante, pues la cremallera y el volante incrementarían el peso.

Referente a la conducción, la opción que incluye volante no cambia hábitos de conducta a la hora de conducir, lo que lo hace un sistema más intuitivo. También de forma indirecta podría suponer una pequeña ventaja con respecto a la seguridad, pues, a su vez este sistema nos permite controlar el vehículo con un solo brazo independientemente del sentido de giro que se tenga que tomar de una forma más cómoda que empleando palancas.

Por último, los esfuerzos que se deben de aplicar a cada sistema son muy parecidos. Con el sistema que incluye volante se puede jugar con elementos muy sencillos como radio del volante, los cuales se definirán acorde a la cantidad de fuerza necesaria para el movimiento de la rueda trasera y con el sistema de palancas con la longitud de las mismas.

Todo ello junto, con la coordinación y decisión del equipo completo. hace que los mandos a estudiar e implementar en el diseño del prototipo sea la opción de palancas, pues aunque suponga un sistema más rudo puede llegar a ser igual de eficiente que un volante pero con un peso mucho menor, lo que disminuirá el consumo del motor también, que es el objetivo principal en esta competición.

5.5.3. Anclaje del motor.

Debido a que la competición Shell Eco-marathon es un evento que intenta fomentar la eficiencia de los vehículos, se intenta eliminar el mayor número de piezas no imprescindibles del motor, como la carcasa protectora. De esta forma se consigue disminuir el peso del motor, además de reducir las dimensiones hasta valores de: 205 mm de largo, 210 mm de ancho y 210 mm de alto.

El quitar la carcasa protectora deja al descubierto algunos anclajes útiles para amarrar el motor de la forma más adecuada al bastidor trasero.

Una vez se han eliminado aquellas piezas imprescindibles el motor queda tal como se muestra en la Figura V.13.

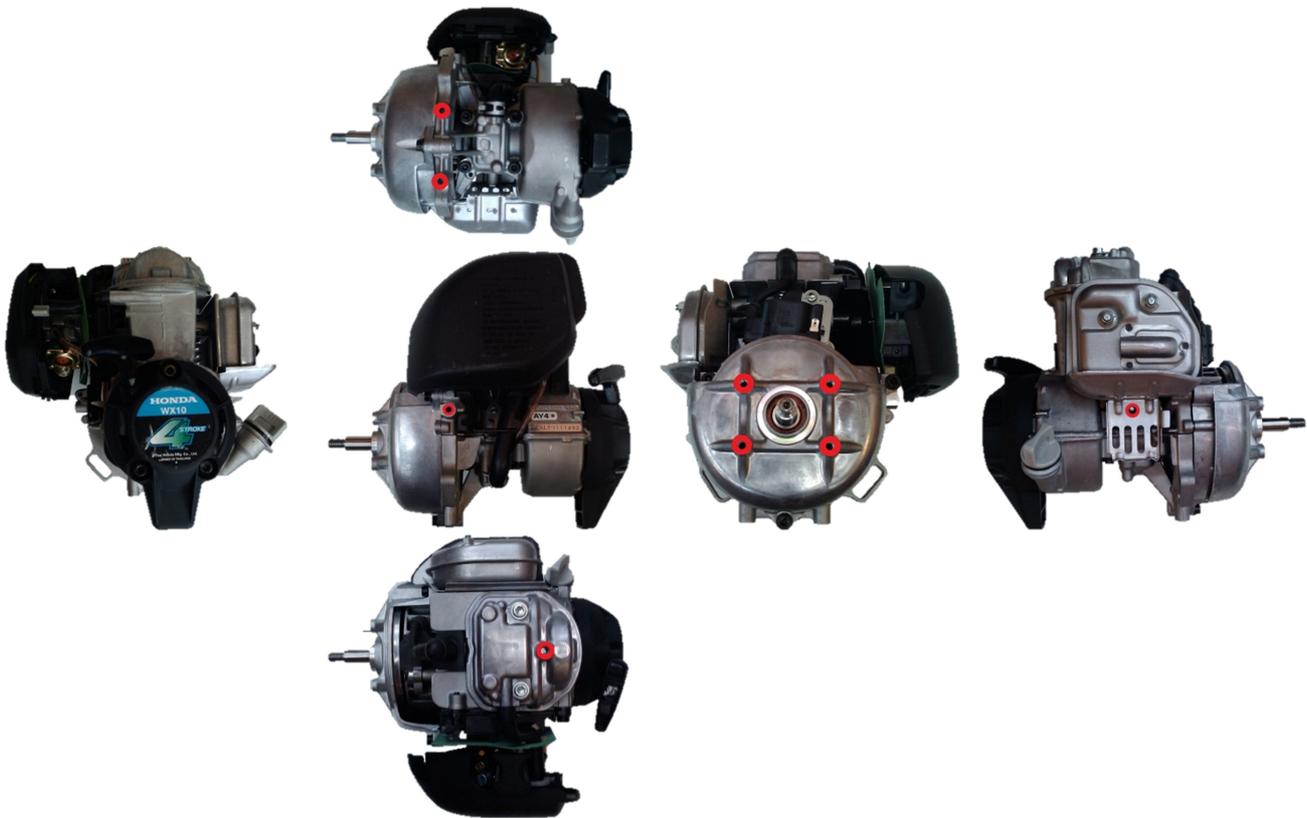


Figura V.13 Vistas del motor.

Por motivos de la normativa, el depósito original no es válido y se sustituirá por uno que proporcionará la organizadora del evento. Este tendrá unas medidas y forma normalizada que procurará equiparar a todos los competidores e igualar las oportunidades de victoria.

Es interesante, antes de comenzar a diseñar el bastidor trasero, revisar el motor para ver cuáles son los puntos de apoyo de los que dispone y destacar aquellos que pueden sujetarlo sin que se desprenda o sin causar vibraciones perjudiciales.

Se comienza por el lado sobre el que sobresale el cigüeñal, donde se pueden identificar cuatro puntos roscados de métrica M5, señalados en la Figura V.14. Estos corresponden

a antiguos anclajes que mantenían el motor sujeto a la bancada de trabajo original, por lo que su diseño es el apropiado para tal fin.

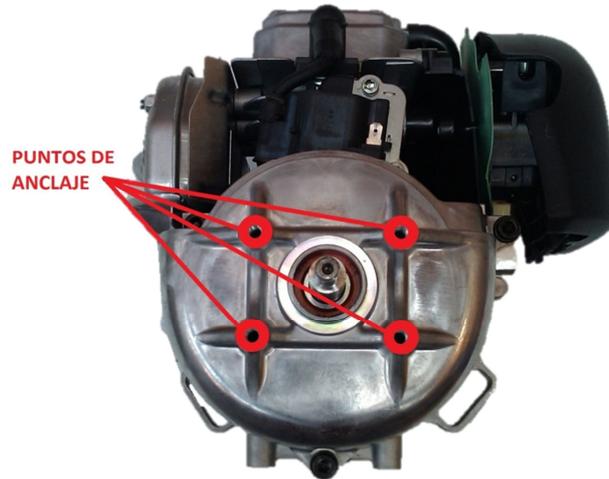


Figura V.14 Frontal motor.

Sobre el lado derecho aparece otro posible punto de unión, resaltado en la Figura V.15, también de métrica M5.

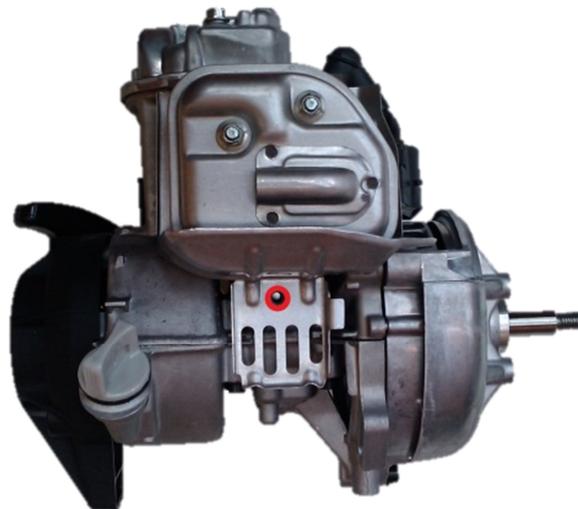


Figura V.15 Lado derecho motor.

Si en vez de girar hacia la derecha se gira la Figura V.10 hacia la izquierda, aparece otro punto, resaltado en la Figura V.16, que puede ser aprovechado para inmovilizar la parte izquierda.



Figura V.16 Lado izquierdo motor.

Al igual que en el lado izquierdo, sobre la base del motor también hay un par de roscas M5 en el mismo anillo que sujeta la carcasa y que se muestran en la Figura V.17. Además, estos agujeros hacen de base para poder apoyar el motor y que permanezca en la posición horizontal.

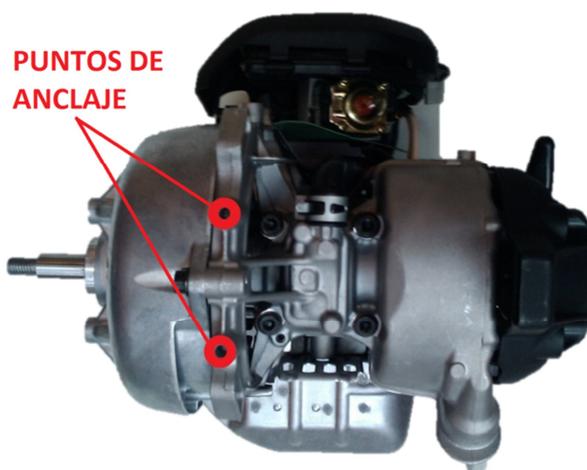


Figura V.17 Base del motor.

Sobre la parte trasera del motor (Figura V.18) está acoplado el arrancador y se encuentra la boca de llenado del depósito de aceite. Es muy importante tener un acceso fácil y rápido a estas zonas, pues tanto la revisión del aceite como el arranque del motor serán acciones bastante solicitadas que tienen que poder hacerse de la forma

más cómoda y rápida posible. Por ello se evitará la unión de esta parte del motor con la estructura trasera.



Figura V.18 Trasera del motor.

Por último se ve la vista superior del motor (Figura V.19) donde en la zona más alta está reslatada una posible unión de rosca M5.



Figura V.19 Vista superior del motor.

De esta forma, y si se emplean todas las roscas descubiertas, se tendrá el motor sujeto totalmente al bastidor directriz. Pero con el fin de intentar evitar posibles futuras vibraciones que afecten negativamente a la estructura, junto con aligerar lo máximo posible la estructura, se omitirá sujetar el motor tanto por la parte superior como por la

parte trasera. Asimismo, se emplean las uniones que aparecen en la cara frontal, derecha e izquierda, que lo mantendrán sujeto a una estructura.

A partir de aquí ha de pensarse qué geometría es la que mejor se amolda a dichas sujeciones, cumpliendo con los requisitos del concurso además de ser lo más ligera posible.

5.5.4. Estructura.

Según las uniones descritas en los puntos anteriores se debe de crear una estructura que soporte el motor en la posición correcta y que permita una maniobrabilidad del vehículo sencilla.

5.5.5. Unión entre bastidor delantero y bastidor trasero.

Una unión para el diseño del eje trasero ha de tener en cuenta que este va a ser tanto directriz como motriz. Además ha de considerarse que el giro sea lo más fluido posible, de tal forma que no suponga un gran esfuerzo su movimiento y que no entre en conflicto con ninguna otra parte de la estructura.

En un primer vistazo, el método más sencillo sería la implementación de un sistema parecido al que se emplea en los remolques de bicicleta (Figura V.20), donde hay un sistema de pivotamiento a lo largo de un eje vertical ligeramente inclinado que lo permite girar tanto hacia la derecha como hacia la izquierda.



Figura V.20 Remolque de bicicleta.



Este método de anclaje es muy cómodo y sencillo para el prototipo que se desea llevar a cabo, pues las medidas que se le pretenden adjudicar para hacerlo lo más aerodinámico posible son muy similares a las del remolque de bicicleta de la Figura V.20.

Aun partiendo de la base anterior habría que hacer alguna que otra modificación para amoldarlo lo mejor posible a las necesidades que presenta el vehículo a diseñar. Uno de los principales cambios sería el situar el eje de giro lo más vertical posibles debido a que si se inclina aumentamos la longitud del vehículo, siendo uno de los aspectos que se desea evitar. Además se intentará reducir la cantidad de material a emplea, por lo que en vez de emplear un cilindro bastaría con dos o tres puntos de giro.

A todos los efectos, podría decirse que el sistema de dirección trabaja como el remolque de un vehículo, de forma que el vehículo puede dividirse en dos partes:

- El bastidor trasero que incluye la rueda directriz junto con el motor.
- El bastidor delantero donde se situará al piloto, se colocarán los mandos de la dirección y el eje delantero.

Capítulo VI : MODELADO DEL BASTIDOR DIRECTRIZ

En el diseño del sistema directriz que montará el vehículo se han de tener en cuenta aspectos básicos como el de reducir el peso lo máximo posible a la vez conseguir una forma que sea lo más compacta posible.

El modelado de las diferentes partes que componen el bastidor trasero junto con el análisis estructural del conjunto completo, se ha realizado empleando el software de CAD [25].

Empleando dichas herramientas ha sido más fácil crear diferentes diseños, simular su comportamiento frente a análisis de cargas en estático y descubrir cuáles son los modos de vibración propios del sistema. Todo esto ayudará a predecir el comportamiento que desarrollará el bastidor trasero del vehículo una vez que se encuentre instalado y dispuesto para su utilización en la competición.

6.1. MODELADO EN HERRAMIENTAS CAD.

Para realizar un primer diseño de lo que sería cada parte del bastidor trasero, el primer paso es definir las medidas básicas del modelo según las especificaciones requeridas junto con el cumplimiento de la norma, y, según ellas, trabajar hasta conseguir el diseño que se desea.

Además, se debe tener en cuenta las dimensiones del motor, la posición que ocupa y la situación de sus anclajes. Todo esto se indica en el punto 5.5.3 *Anclaje del motor* del presente proyecto, donde se analiza el motor en busca de las uniones más adecuadas. Se debe tener en cuenta que el motor será una de las partes más importante del vehículo y que tendrá un mayor número de revisiones en su mantenimiento, por lo que se debe tener en cuenta que hay que añadir espacio a sus lados, tal que permita poder tener a mano aquellos elementos básicos como el nivel de aceite o el arrancador.

El bastidor completo está integrado por un conjunto de seis piezas, las cuales están moldeadas partiendo de unas planchas de un espesor y material que se determinarán posteriormente (apartado 6.4 *Materiales* del presente proyecto). Aunque se barajó la posibilidad de soldar las piezas para formar la estructura, se decidió que sería más conveniente que estas estuvieran unidas a partir de una serie de tornillos, pues es un método más sencillo, además de facilitar el posible desmontaje de alguna zona.

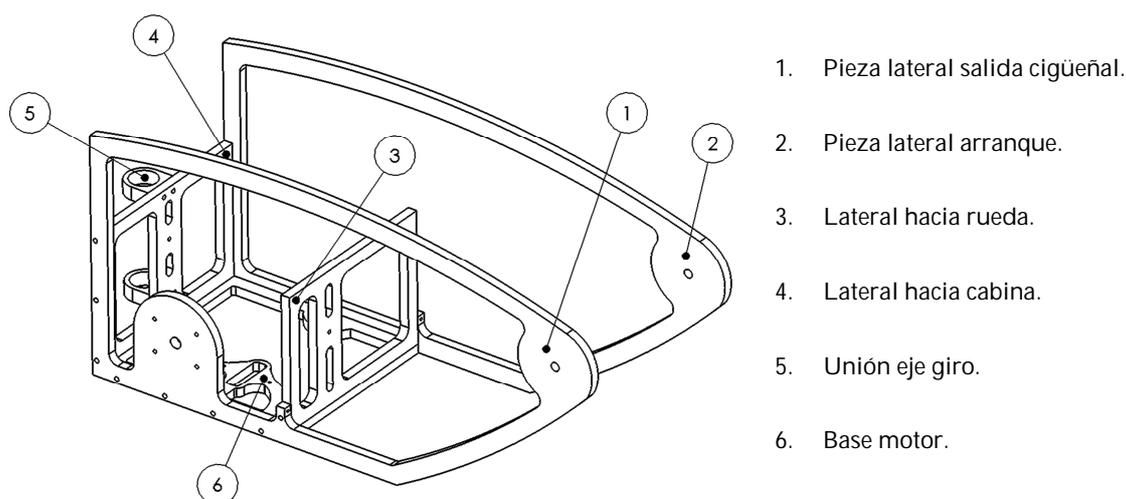


Figura VI.1 Diseño 1 y sus diferentes componentes.

La idea básica para el modelado se encuentra expuesta en el apartado 5.4.3 *Eje trasero motriz y directriz* junto con el apartado 5.5.5 *Unión entre bastidor delantero y trasero*, en los que se describe un eje trasero que trasmite el par motor y la dirección a seguir. Todo ello se encuentra unido al bastidor delantero con una unión tipo bisagra.

Partiendo de los estudios realizados por Adrián Casco [8], se toman como base algunos datos así como la forma de alguna de sus piezas o los perfiles básicos con los que empezar a analizar.

6.2. PIEZAS QUE CONFORMAN EL CONJUNTO.

A continuación se describen todas las piezas que componen el bastidor trasero con su evolución desde el diseño inicial hasta que se obtiene un diseño final.

6.2.1. Pieza lateral salida cigüeñal.

Sobre el lado izquierdo del bastidor sobresale el cigüeñal del motor, que transmite el par hasta la rueda trasera. Para el diseño se ha considerado el hecho de que algunos elementos, como la transmisión, se puedan situar a la salida del eje y no interfieran con la estructura.

También se aprovechan los agujeros de métrica M5 incluidos en la carcasa protectora del eje de salida, los cuales sirven para amarrar el motor sobre el lado izquierdo.

Como diseño inicial se ha creado el que se puede ver en la Figura VI.2, donde se han tomado como referencia algunos datos como: la altura del motor, diámetro de las ruedas, espacio entre rueda - motor y la distancia mínima necesaria hasta el suelo.

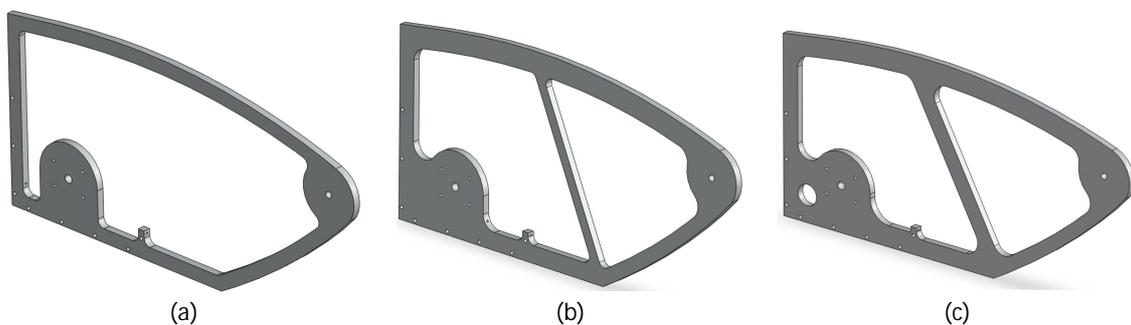


Figura VI.2 Evolución (de izquierda a derecha) de "Pieza lateral salida cigüeñal".

Se ha intentado que el bastidor sea lo más compacto y ligero posible, de tal forma que no suponga demasiado peso y volumen para el conjunto completo. Por ello las formas que se pueden apreciar son en su mayoría curvas, pues de esta forma se evitan puntos con alta concentración de tensiones.

Sobre este lado se ha incluido una pequeña extrusión de material (Figura VI.3) sobre la parte media-baja con un agujero longitudinal que alberga el cable de acero que tirará para girar el bastidor y así orientar el prototipo por la pista.

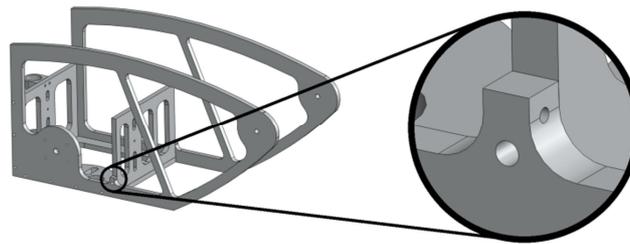


Figura VI.3 Detalle del punto de anclaje del cable.

6.2.2. Pieza lateral arranque.

La "Pieza lateral arranque" se sitúa enfrentada y paralela a la "Pieza lateral salida cigüeñal".

La evolución de esta parte (Figura VI.4) ha sido de forma paralela a la de su semejante, comenzando con un diseño básico en el que se cumplieran las especificaciones y necesidades básicas con el peso más bajo posible hasta alcanzar el tercer diseño donde se aúnan las características iniciales junto con un aumento de la resistencia que permita tener un margen de seguridad amplio.

Al igual que con el otro lateral, sobre este lado también se ha incluido una pequeña zona, donde va amarrado el cable de acero que llega hasta los mandos de la dirección, en la misma posición.

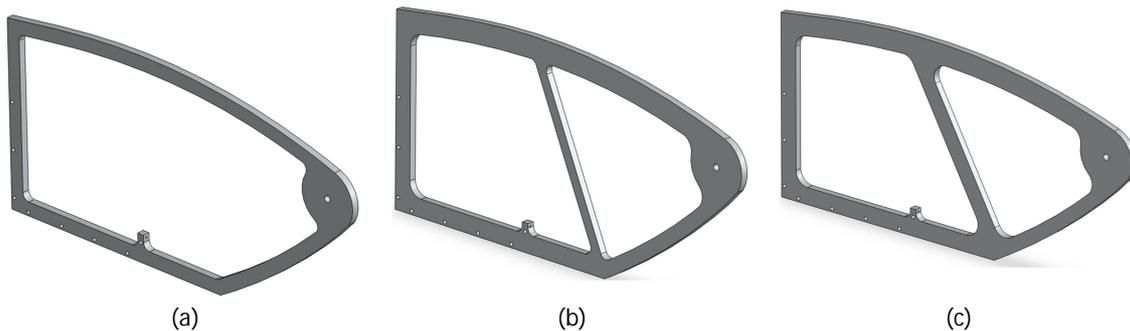


Figura VI.4 Evolución (de izquierda a derecha) de "Pieza lateral arranque".

6.2.3. Base motor.

La pieza denominada "Base motor" es la encargada de sostener y anclar el motor por su base empleando las roscas disponibles, además de unir los dos laterales sobre la parte más baja.

Esta pieza sólo ha tenido dos versiones debido a que una vez que se modificaron aquellos fallos del diseño previo todos los resultados han sido favorables, como se muestra en apartados posteriores. (6.5. *Esfuerzos, reacciones y análisis del bastidor trasero*).

En relación con el primer diseño (Figura VI.5 a), a partir de las posiciones de los agujeros y puntos de apoyo del motor, se creó la base de la estructura de forma que integrara menor material. Este diseño fue ineficiente por tener zonas demasiado estrechas, lo que provocó un cambio a formas más simples y redondeadas (Figura VI.3 (b)).

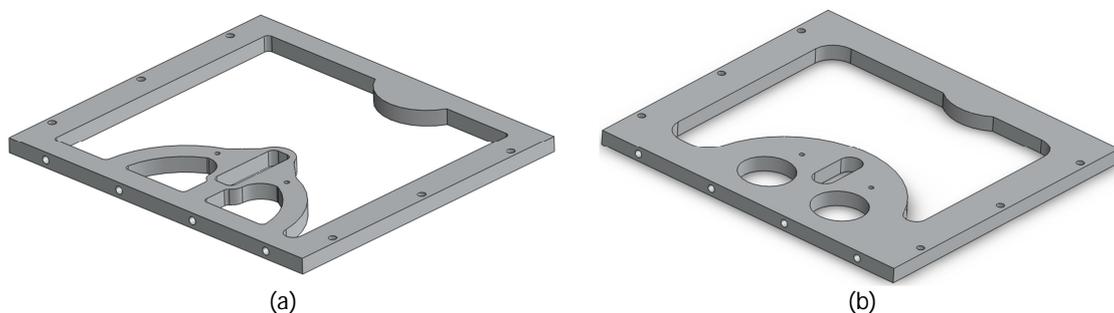


Figura VI.5 Evolución (de izquierda a derecha) de "Base motor".

6.2.4. Lateral hacia rueda.

El fin de esta pieza es el de alojar un tornillo que sujete al motor por el lateral que da hacia la rueda trasera.

La posición en la que está colocada se sitúa perpendicular a ambos laterales, el de arranque y el de la salida del cigüeñal, lo más cerca posible de la rueda trasera.

El primer diseño (Figura VI.6 a) se centró en lo básico sin obtener buenos resultados, por lo que se decidió aumentar el espesor de la pieza. Al ver que el segundo diseño (Figura VI.6 b) era más que suficiente se intentó reducir el peso de la pieza recortándola por la parte superior redondeando sus esquinas superiores, lo que produjo resultados positivos tanto en peso como en resistencia (Figura VI.6 c).

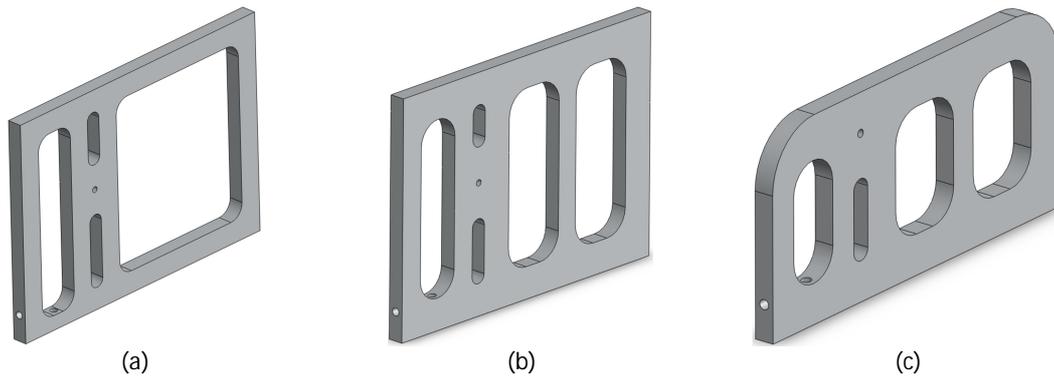


Figura VI.6 Evolución (de izquierda a derecha) de "Lateral hacia rueda".

6.2.5. Lateral hacia cabina.

De la misma forma que el "Lateral hacia rueda" aloja un tornillo para sujetar de forma lateral al motor, la pieza que se trata en este punto también lo hace por el otro lado. Además, aloja tornillos que permitan incluir las piezas necesarias para instalar el eje de giro.

El progreso de esta pieza (Figura VI.7) ha sido el de pasar de unos perfiles estrechos a unos más anchos que soporten las tensiones sin ningún tipo de fallo ni de problema.

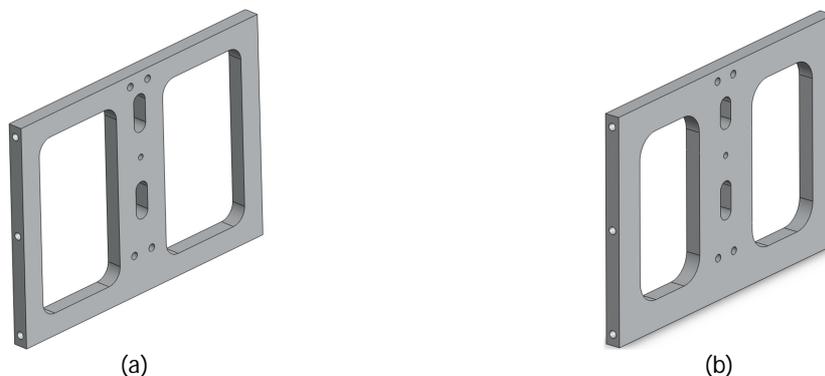


Figura VI.7 Evolución (de izquierda a derecha) de "Lateral hacia cabina".

6.2.6. Unión eje giro.

Como su nombre indica esta pieza (Figura VI.8) alojará el eje de giro, que consiste en una barra de diámetro 15 mm.

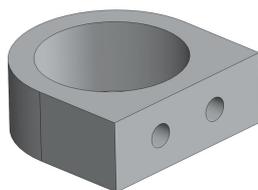


Figura VI.8 Unión eje giro.

Esta se anclará al “Lateral hacia cabina” por medio de un par de uniones atornilladas de M6.

6.3. CARGAS SOBRE EL VEHÍCULO.

Para poder saber si la estructura trasera que se ha diseñado aguanta las tensiones a las que estará sometida, hay que someterla a estudio. Para ello, entre otras, es necesario conocer las reacciones que transmite el bastidor delantero al trasero según sean las sollicitaciones a las que esté sometido el conjunto.

Antes de todo han de conocerse las cargas, su tipo y la posición en la que se encuentran sobre la estructura.

6.3.1. Piloto.

La normativa indica que la masa mínima que hay que considerar para el piloto es de 50 kg, incluido el traje de competición y los equipos de comunicación. Si el piloto que se pusiera al volante no llegara a dicha cantidad, se tendría que recurrir a incluir pesos extra hasta llegar a dicha masa.

Para este prototipo la persona que se va a dedicar a conducirlo supera dicha cantidad, pesando 54 kg, con una altura de 1,64 m.

Empleando estos datos, un componente del equipo ha desarrollado un estudio biomecánico [7] para analizar la postura de conducción correcta además de la posición del centro de masas respecto a la situación de los pies (Figura VI.9).

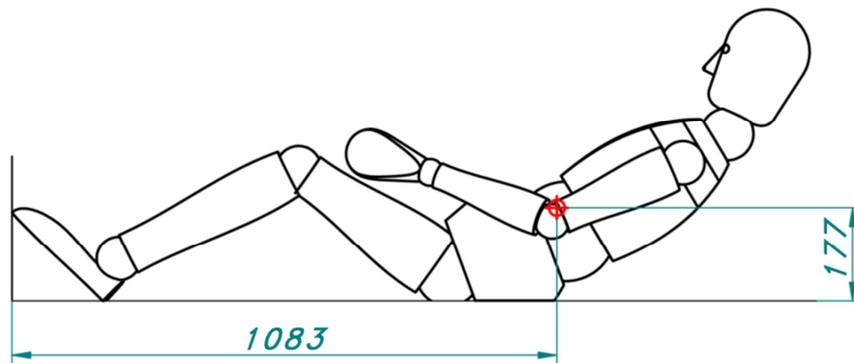


Figura VI.9 Posición y CDM del piloto.

Aunque la realidad es que el peso del piloto es una carga no uniforme distribuida sobre toda la longitud que está en contacto con el suelo del prototipo, se considerará de forma puntual (Figura VI.8) en el CDM, situado a 1083 mm desde el extremo delantero del vehículo, ya que de esta forma se obtendrán reacciones más críticas en la estructura y en las zonas objeto de estudio.

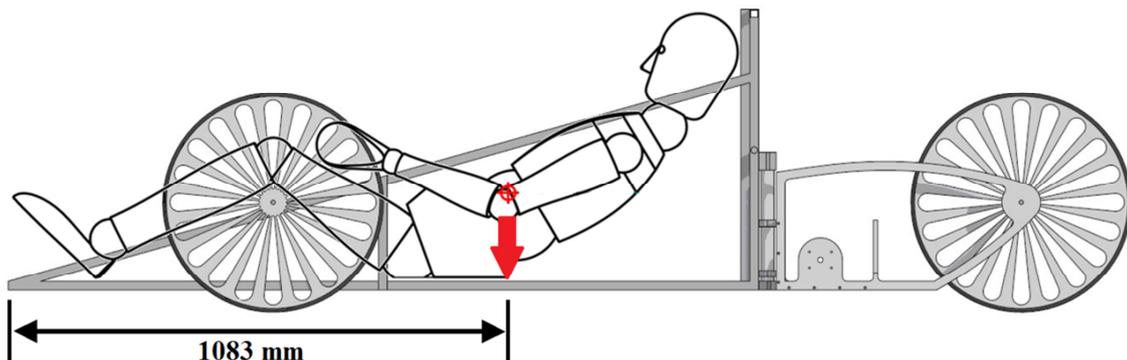


Figura VI.10 Carga puntual del piloto sobre el CDM.

6.3.2. Motor.

Según especificaciones del fabricante Honda, el peso en seco (P_{seco}) del motor es de 61 N. Aunque se han quitado algunos componentes para reducir el peso, el motor se considera con el mismo peso, ya que hay que incluir otras piezas como rodamientos y engranajes en el eje de salida.

Como el peso que facilita el fabricante es en seco, hay que calcular cuánto peso supone llenarlo de aceite y gasolina.

Sabiendo que el motor tiene un volumen de 0,6 litros para almacenar aceite, y que el recomendado por Honda es un SAE 10W-30 con una densidad (ρ_{aceite}) de 0.8782 kg/l, empleando la ecuación VI.1 se obtiene que hay que añadirle al peso del motor 5,3 N.

$$P_{aceite} = \rho_{aceite} \cdot V \quad (VI.1)$$

La masa extra que proporciona la gasolina y el depósito, los cuales serán aportados por los árbitros de la competición, se estiman empleando un coeficiente de ponderación que pueda indicar cuanto será el peso del conjunto completo. Este coeficiente se le asigna un valor de $\gamma_{gasolina} = 1,5$.

Finalmente, el peso del motor se define según la ecuación VI.2 dando como resultado 158 N.

$$P_{Motor\ Total} = P_{motor} + P_{gas+depos+compl} + P_{aceite} \quad (VI.2)$$

$$P_{Motor\ Total} = P_{seco} + P_{seco} \cdot 1,5 + P_{aceite}$$

Para el cálculo de cargas es necesario determinar el punto de aplicación, para lo que se escoge el punto central del motor, por ser prácticamente simétrico. Este punto coincide con el centro del eje de salida, a una distancia desde la parte delantera de 1840 mm.

Al igual que en el caso del peso del piloto, la fuerza se analizará como puntual tal y como se puede ver en la Figura VI.11.

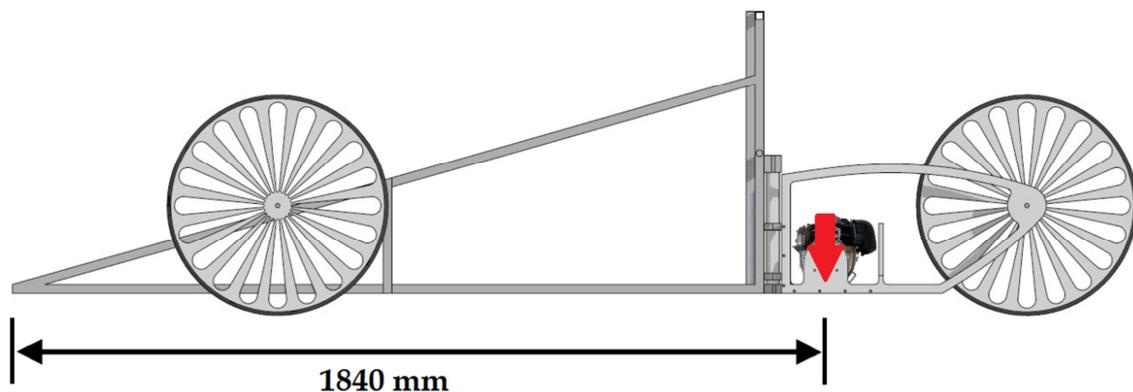


Figura VI.11 Peso motor sobre bastidor trasero.

6.3.3. Bastidor delantero.

El bastidor delantero, diseñado por otro miembro del equipo, está fabricado a partir de perfiles de aluminio cuadrados ensamblados entre sí mediante tornillos.

El peso total de la estructura es de 4 kg con su centro de gravedad a 1275 mm desde la parte delantera.

Para este caso también se tomará fuerza puntual de la forma que se muestra en la Figura VI.12.

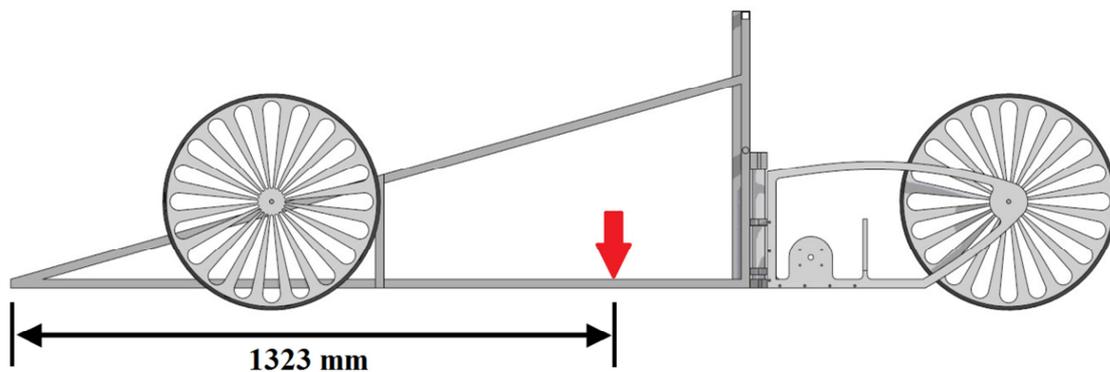


Figura VI.12 Punto aplicación peso estructura delantera.

6.3.4. Bastidor trasero.

El bastidor trasero está formado por una serie de piezas unidas mediante tornillos que engloba un conjunto que aloja en su interior el motor.

Tanto el peso de este conjunto, como el centro de masas, irán cambiando a medida que el estudio vaya avanzando, pues se emplearán métodos iterativos para resolver si el sistema cumple con las condiciones requeridas. En un principio se supondrá una distancia inicial x .

Como sucedió con el bastidor delantero, para este la carga también será puntual sobre su centro de gravedad como se ve en la Figura VI.13.

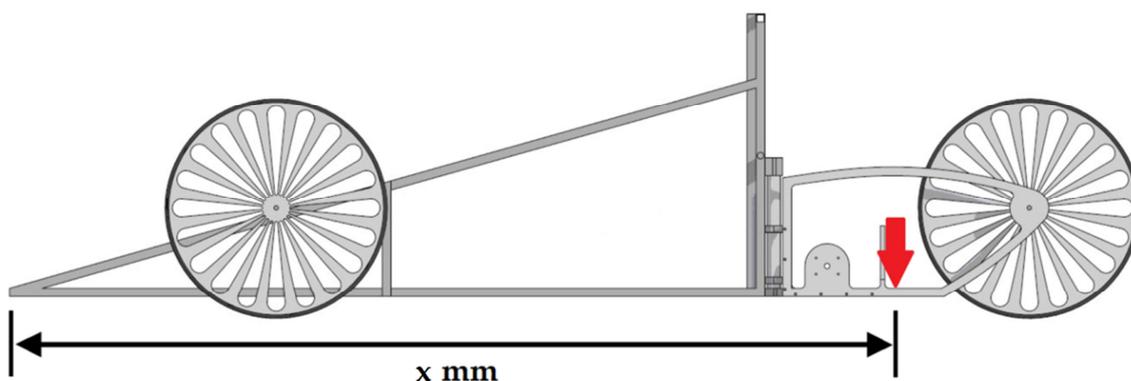


Figura VI.13 Punto de aplicación peso estructura trasera.

6.3.5. Prueba de los 70 kg.

Como bien se indica en el artículo 27 de la normativa (ANEXO 2), todas las barras de seguridad deben ser capaces de resistir una carga estática de 700 N aplicada en la dirección vertical, horizontal o perpendicular sin deformarse. Por ello, habrá que estudiar una a una las barras de seguridad de la estructura delantera y ver el punto más crítico para cada una de ellas.

Se comienza con la vista longitudinal del chasis delantero, para la que la barra de seguridad se encuentra señalada en la Figura VI.14.

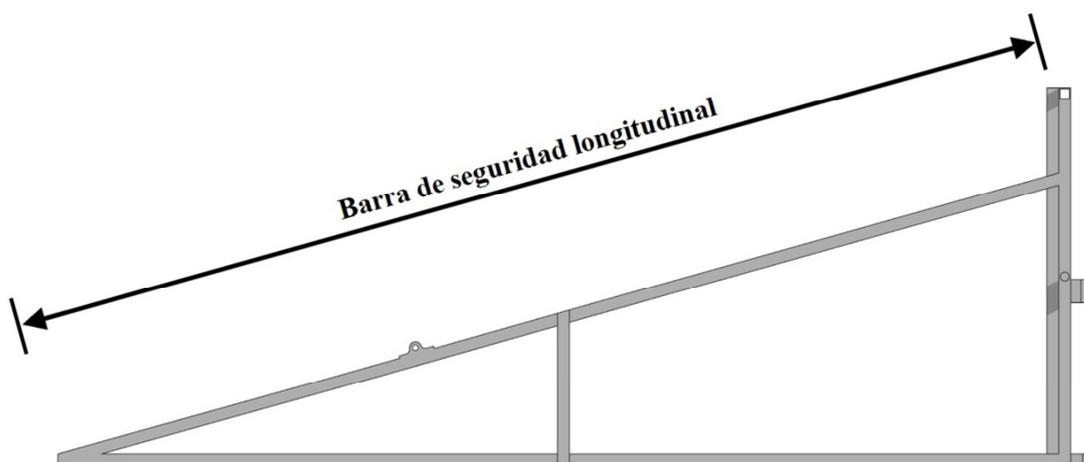


Figura VI.14 Barra de seguridad lateral del bastidor delantero.

Al ser una estructura simétrica respecto al plano longitudinal, es exactamente igual estudiar la vista derecha que la izquierda, pues para ambas la barra de seguridad se

encontrará en la misma posición y producirá los mismos esfuerzos y tensiones en el vehículo.

La dirección que supondrá unos mayores esfuerzos entre la unión del bastidor delantero y trasero será la vertical aplicada lo más lejos posible, es decir, en la cota $x = 0$ como carga puntual (Figura VI.15).

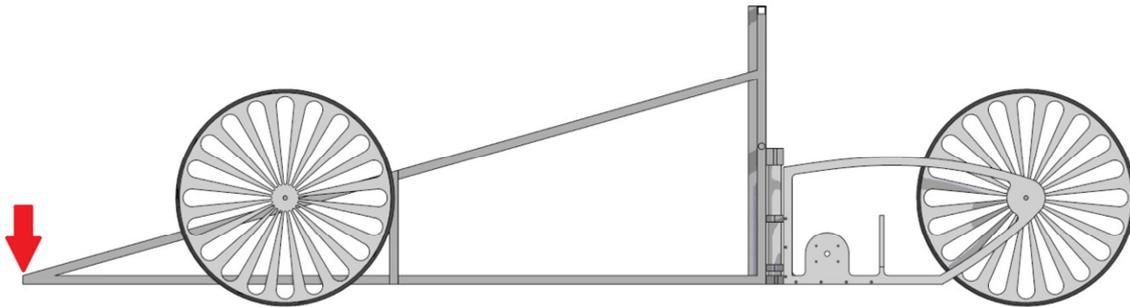


Figura VI.15 Punto aplicación carga puntual en sección longitudinal.

La otra barra sobre la que los árbitros podrán situar el peso de 70 kg será en la que se encuentra más alta en posición horizontal de toda la estructura (Figura VI.16).

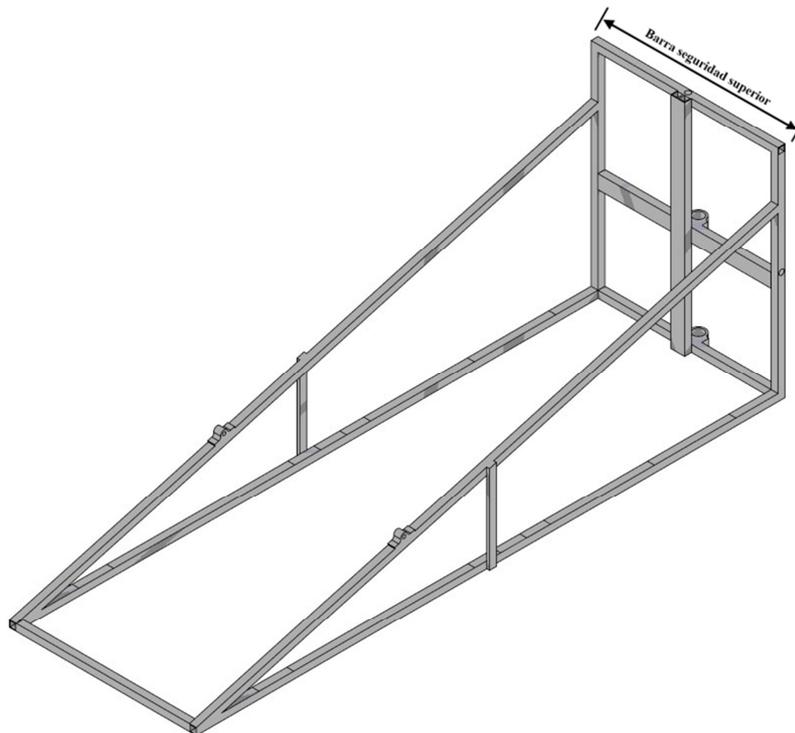


Figura VI.16 Barra de seguridad trasera del bastidor delantero.

De la misma forma que para la sección longitudinal, la carga será de tipo puntual y con dirección vertical según se puede ver en la Figura VI.17.

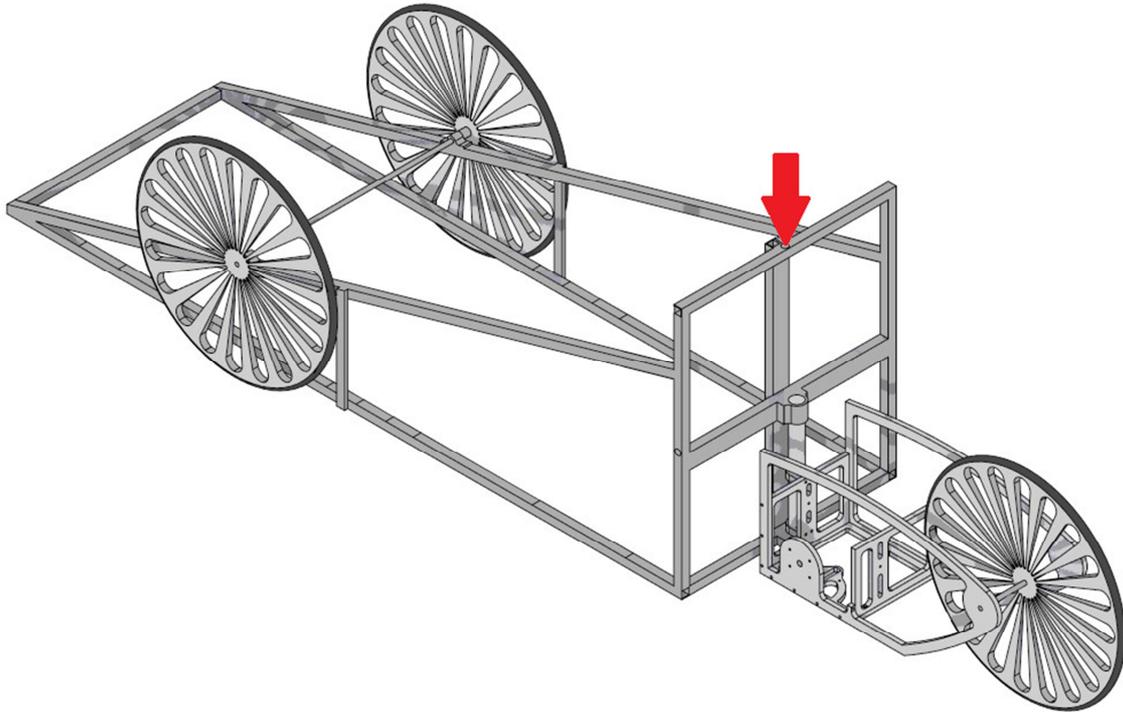


Figura VI.17 Punto aplicación sobre la barra de seguridad más alta.

6.3.6. Componentes del bastidor delantero.

Este conjunto lo forman todos aquellos accesorios como el volante o el extintor entre otros.

Se supone que tiene un valor de un 20% del peso del piloto (540 N) y que se aplica sobre el centro de gravedad de este mismo, pues la posición de los accesorios aún no está determinada y no varía mucho los resultados.

6.3.7. Cables directrices.

Como se comentó en el apartado 5.5.2 *Mandos de la dirección* para unir el sistema directriz con el eje directriz se emplean un par de cables de acero que van enganchados a ambas piezas laterales del bastidor trasero según la Figura VI.18 hasta los mandos delanteros.

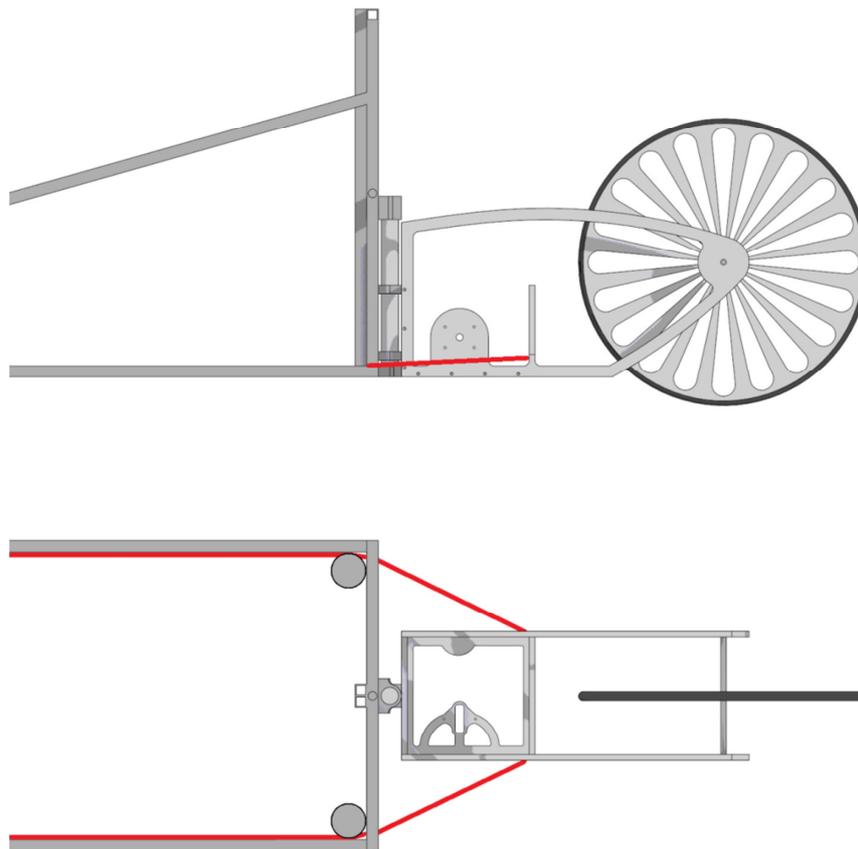


Figura VI.18 Posición cables de control, alzado (arriba) y planta (abajo).

Al girar el vehículo también lo hará el bastidor trasero, lo que provocará la aparición de una tensión en los cables que se transmitirá a los laterales de la estructura.

Para el cálculo de dicha tensión se emplea la Figura VI.19 como complemento a la explicación, donde se puede apreciar las fuerzas que aparecen tanto en el plano XY como en XZ cuando se comienza a girar hacia la izquierda.

La fuerza de rozamiento (F_{roz}) se opondrá al giro y tendrá que ser igualada o superada por la tensión (T) para que pueda realizarse la trayectoria sin problemas. El coeficiente de fricción μ entre neumático y calzada se tomará como 0.8 para todo el proyecto [21].

La tensión (T) será nula en el lado contrario al que se esté realizando el giro, pues el cable no estará tenso, dejando todo el esfuerzo a un solo lado de la estructura.

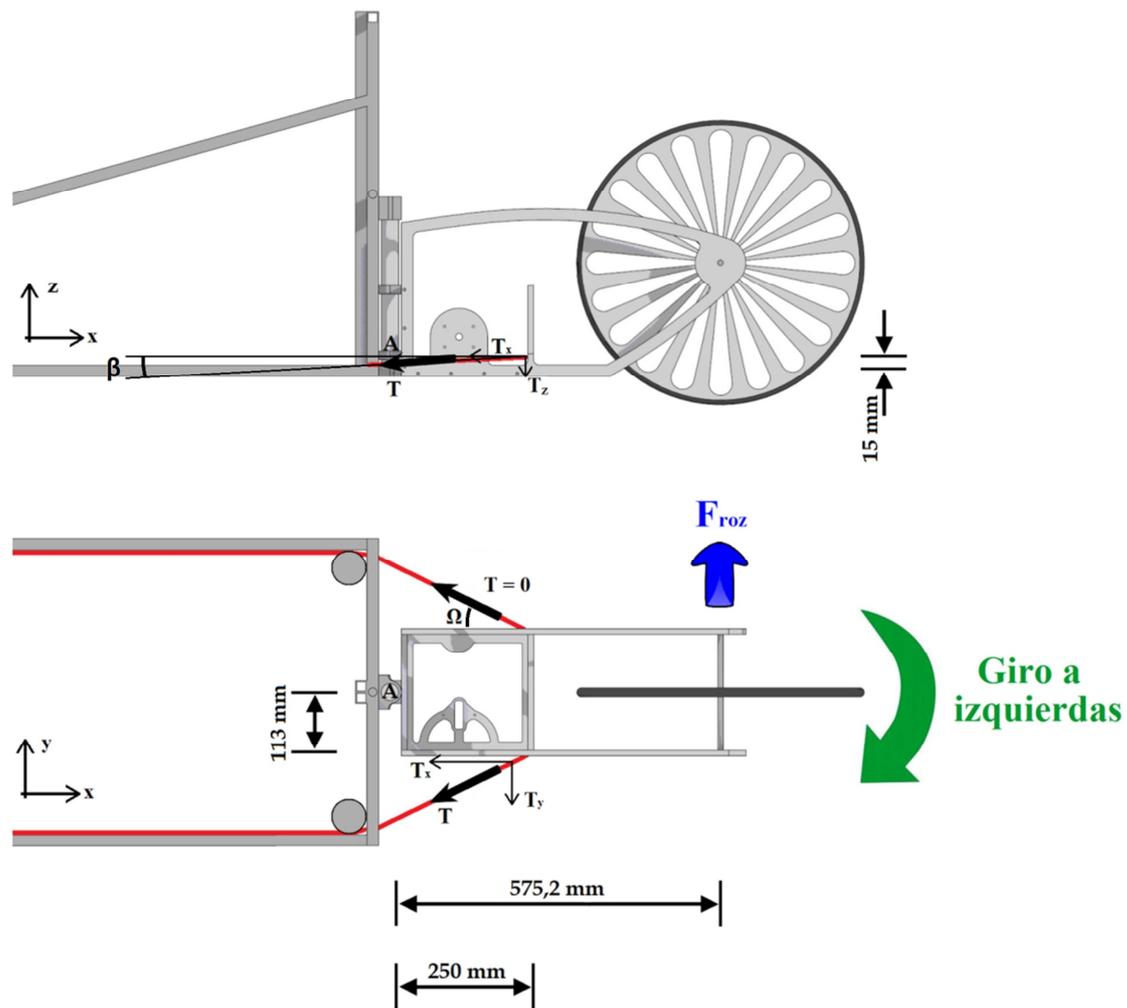


Figura VI.19 Esfuerzos en el bastidor al girar.

La resolución del valor de T se consigue descomponiendo T en los diferentes ejes y aplicando sumatorio de momentos respecto el punto A (ecuación VI.3), eje de giro y unión entre el bastidor delantero y trasero, en los diferentes planos.

$$\text{Plano } XY: \sum M_A = T_x \cdot 113 + T_y \cdot 250 - F_{roz} \cdot 575.2 = 0$$

VI.3

$$\text{Plano } XZ: \sum M_A = T_x \cdot 15 - T_z \cdot 250 = M$$

Conociendo el valor de los ángulos β y Ω y la forma de calcular la fuerza de rozamiento (F_{roz}) (VI.4), aplicando equilibrio de momentos sobre el punto A se consigue tener la ecuación (VI.5) donde solo queda sustituir valores para obtener cuánto vale la tensión del cable.



$$F_{roz} = N \cdot \mu \begin{cases} N: \text{reacción vertical rueda trasera} \\ \mu: \text{coeficiente de fricción neumático – suelo} \end{cases} \quad \text{VI.4}$$

$$\text{Plano XY: } \sum M_A = T \cos \Omega \cdot \cos \beta \cdot 113 + T \cos \beta \cdot \sin \Omega \cdot 250 - N \cdot \mu \cdot 575.2 = 0 \quad \text{VI.5}$$

$$\text{Plano XZ: } \sum M_A = T \cos \Omega \cdot \cos \beta \cdot 15 - T \cos \beta \cdot \sin \Omega \cdot 250 = M$$

El valor de N representa la reacción vertical sobre la rueda trasera, que al igual que sucedía con el peso del bastidor trasero, irá cambiando según avance el análisis de la estructura trasera.

Como en ángulo β será siempre muy pequeño, en el orden de $3,5^\circ$, y su coseno tenderá en todos los casos a la unidad, se puede despreciar la tensión vertical (T_z) y simplificar el sistema según la ecuación VI.6, para la que se puede despejar y tomar el valor de T.

$$\sum M_A = T \cdot \cos \Omega \cdot 113 + T \cdot \sin \Omega \cdot 250 - N \cdot \mu \cdot 575.2 = 0 \quad \text{VI.6}$$

Una vez que se obtiene el valor de la tensión se puede descomponer en sus diferentes ejes utilizando la ecuación VI.7 para luego aplicarlo al modelo de elementos finitos.

$$\begin{aligned} T_x &= T \cdot \cos \Omega \\ T_y &= T \cdot \sin \Omega \end{aligned} \quad \text{VI.7}$$

El punto de sujeción del cable al bastidor se intentará que permanezca constante a lo largo de los diferentes diseños que se estudien. Debido a esto el ángulo Ω tampoco cambiará y tendrá un valor de 32° .

6.4. MATERIALES.

El material que se vaya a elegir para fabricar el elemento es un factor muy importante, pues de ello dependerá la forma que adquirirá el bastidor además de la ligereza de este.

Los materiales que se han considerado desde el primer momento son el acero, titanio y aluminio por ser los más frecuentes a la hora de fabricar elementos estructurales similares. En la Tabla VI.1 se muestra un resumen de las propiedades físicas de estos tres materiales en discusión.

Tabla VI.1 Propiedades físicas generales del Acero, Aluminio y Titanio.

Material	Densidad [kg/m ³]	Límite elástico [MPa]	Módulo elástico [N/m ²]
Acero	7800	785	2,1e11
Aluminio	2700	200	7e10
Titanio	4510	500	1,05e11

El acero es una buena opción debido a su precio, puesto que es un material muy económico y fácil de trabajar. El aluminio tiene a su favor su precio y a su ligereza. El titanio es un material con gran resistencia a la vez de ser muy ligero.

El primero que se descartó fue el acero, ya que, aunque es bastante económico, su densidad es demasiado alta si se quiere ganar ligereza en el modelo.

El material ideal a emplear sería el titanio, pero debido a su alto coste y a que su mecanización es complicada a la vez que costosa, se elimina de la lista.

Por último queda el aluminio, que es un material con un precio bastante asequible para aleaciones comerciales y que además es fácil de trabajar.

Como conclusión, se determina que el material a emplear sea una aleación de Aluminio – Magnesio - Cinc de la serie 7000. Concretamente será Aluminio 7075 por emplearse comúnmente en la industria del automóvil, por tener una resistencia mecánica alta, buena resistencia a fatiga y a la corrosión. Además el procedimiento de fabricación que se emplea asegura un producto homogéneo sin granos, poros e impurezas. También es un material que soporta el taladro, curvado y mecanizado sin deformaciones [20].

Todo esto lo convierte en el material idóneo, pues asimismo es un aluminio con alto consumo comercial, lo que lo hace ser económico y estar disponible en cualquier almacén.



Sus propiedades se muestran en la Tabla VI.2

Tabla VI.2 Propiedades aleación aluminio 7075.

Propiedades	Valor
Módulo elástico [N/m²]	$7,2 \cdot 10^{10}$
Coefficiente de Poisson	0,33
Módulo cortante [N/m²]	$2,69 \cdot 10^{10}$
Densidad [kg/m³]	2810
Límite elástico [N/m²]	$5,05 \cdot 10^8$

6.5. ESFUERZOS, REACCIONES Y ANÁLISIS ESTÁTICO DEL BASTIDOR TRASERO.

En este punto se analizan los diferentes diseños del bastidor directriz a partir de tres pasos diferentes.

El primer paso es conocer el valor que tiene cada una de las cargas a las que está sometido la estructura. A continuación se resuelve la estructura con el fin de conocer cuáles son las reacciones sobre las ruedas y los esfuerzos a lo que está sometida la unión entre bastidor delantero y el bastidor trasero para luego trasladarlos al análisis de elementos finitos. Por último se obtienen una serie de conclusiones que indican si el diseño es correcto o hay que realizar alguna modificación.

Para el cálculo de los esfuerzos y reacciones a los que está sometido el bastidor completo se simplificará la estructura como una viga biapoyada en los puntos coincidentes con las ruedas (Figura VI.20).

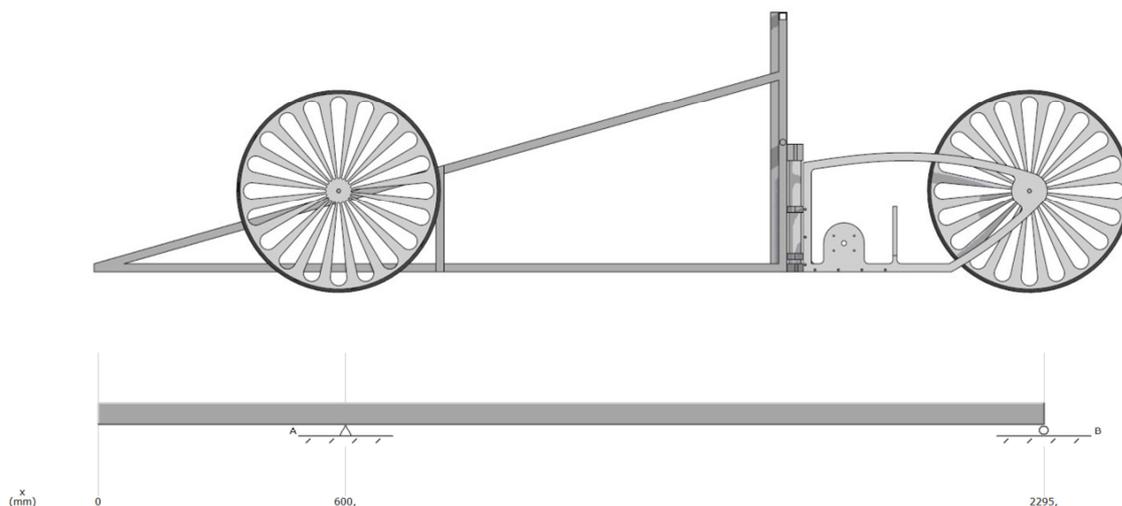


Figura VI.20 Equivalencia para estructura simplificada.

La normativa no indica nada relacionado con los factores de seguridad que han de aplicarse en la estructura, por lo que al no existir tampoco un coeficiente estipulado legalmente para el cálculo de vehículos, se utilizará un factor corrector γ de valor 2 a todas las fuerzas sobre la estructura.

Para el análisis de cargas y reacciones sobre la estructura se tomarán tres situaciones diferentes.

La situación 1 contempla el caso en el que, de todas las cargas mencionadas en el punto 6.3. *Cargas sobre el vehículo*, solo se aplican aquellas que vayan a actuar de forma permanente sobre el bastidor durante todo el tiempo que dure la carrera.

Tanto la situación 2 como la situación 3 sucederán cuando el árbitro de carrera inspeccione el vehículo para ver si es apto o no para participar en la carrera, donde se toman las cargas permanentes del vehículo sin el piloto, junto con un peso de 70 kg en dos posiciones diferentes según los criterios que aparecen en el apartado 6.3.5. *Prueba de los 70 kg*. Para la situación 2 el punto de aplicación de la carga está en el morro del vehículo y para la situación 3 sobre el punto más alto del mismo. Ambas tienen dirección vertical y sentido hacia abajo.

6.5.1. Diseño 1.

Este primer diseño se ha llevado a cabo a partir de las condiciones impuestas en el *Capítulo II: Objetivos*. Además, se ha intentado disminuir lo máximo posible el peso del conjunto, tanto mediante el espesor como el número de piezas. Por otro lado se ha buscado que las zonas críticas sean zonas con baja concentración de tensiones.

El resultado se puede observar en la Figura VI.21 que se someterá a estudio más adelante.

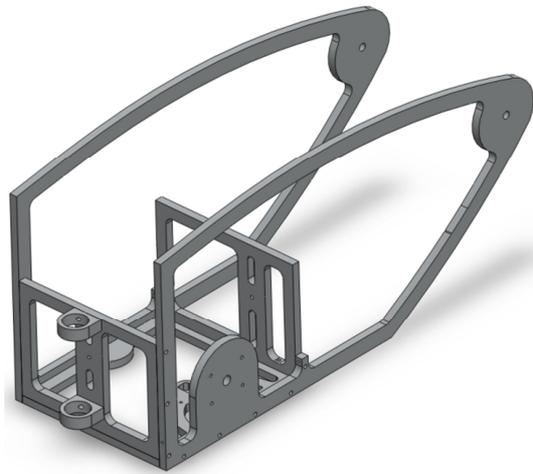


Figura VI.21 Diseño 1.

La estructura sobre la que se presentan los análisis es como primer punto, un análisis de cargas y reacciones sobre las tres situaciones arriba comentadas. Además se ha incluido un cálculo que muestra las tensiones del cable sobre dicha situación. A continuación se procederá con un análisis mediante elementos finitos donde se explica el anclaje, tipo de malla empleada y resultados obtenidos a partir de unas conclusiones.

a. Análisis de cargas y reacciones (Diseño 1).

SITUACIÓN 1 (DISEÑO 1).

Para la situación 1 (cargas que actúan durante la carrera), el diagrama de cargas que resulta se muestra en la Figura VI.22, para el que P1 es el peso del piloto junto con los

componentes del bastidor delantero, P2 es el peso del bastidor delantero, P3 es el peso del motor y todos sus accesorios y P4 es el peso del bastidor trasero.

Para este primer análisis, se supondrá que P4 tiene un valor de 3,5 kg. Este dato se ha obtenido a partir del software de modelado 3D empleado y con material base el aluminio (apartado 6.4 *Materiales* del presente proyecto).

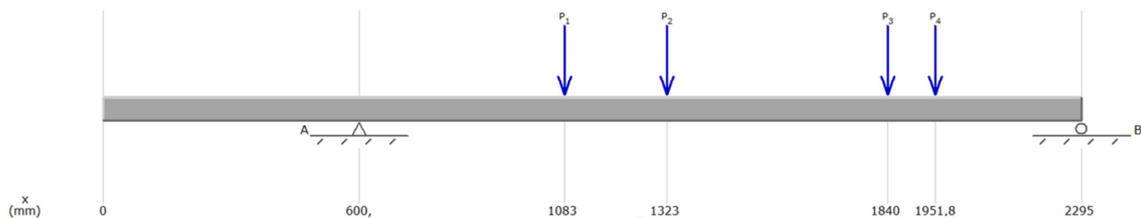


Figura VI.22 Diagrama de carga (Diseño 1 - Situación 1).

El diagrama de tensiones cortantes que se obtiene a partir de dicha configuración de cargas se muestra ver en la Figura VI.23, de la que se pueden obtener las reacciones en el apoyo delantero ($F_d = 524,78$ N) y trasero ($F_t = 337,16$ N), ambas hacia arriba.

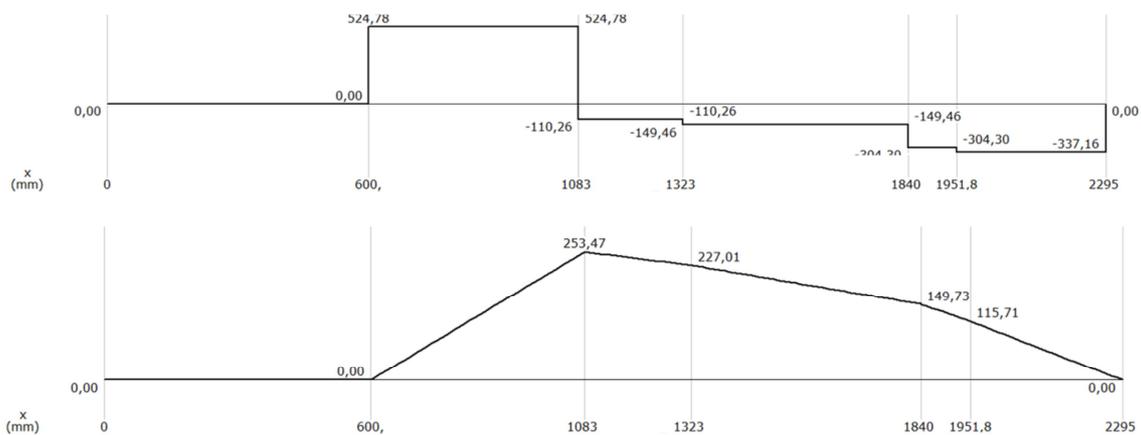


Figura VI.23 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 1 - Situación 1).

Una vez obtenidos estos resultados, interesa saber cuál es el valor del cortante y el momento flector en el eje de unión entre ambos bastidores para poder analizar la estructura por separado mediante el método de elementos finitos. El resultado obtenido está resumido en la Tabla VI.3.

Tabla VI.3 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 1 - Situación 1).

Coordenada x	[mm]	1719,80	
Cortante		[N]	-149,46
Momento		[Nm]	167,70

SITUACIÓN 2 (DISEÑO 1).

Para este estado a P1 se le elimina el peso del piloto, resultando un valor de 105,8 N. P2, P3 y P4 siguen siendo las mismas fuerzas que en la situación 1. Por último se añade una carga vertical (P5) de 70 kg en el extremo del vehículo tal y como se muestra en la Figura VI.24.

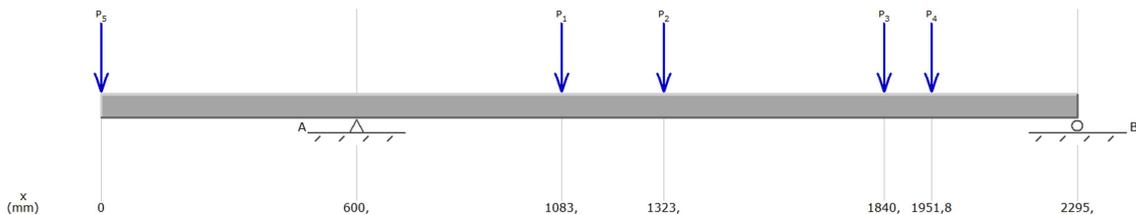


Figura VI.24 Diagrama de carga (Diseño 1 - Situación 2).

Sobre el cortante (Figura VI.25) se pueden sacar las reacciones en los apoyos, siendo para el eje delantero (Fd) de 1075,21 N hacia arriba y para el trasero (Ft) de 56,47 N hacia abajo.

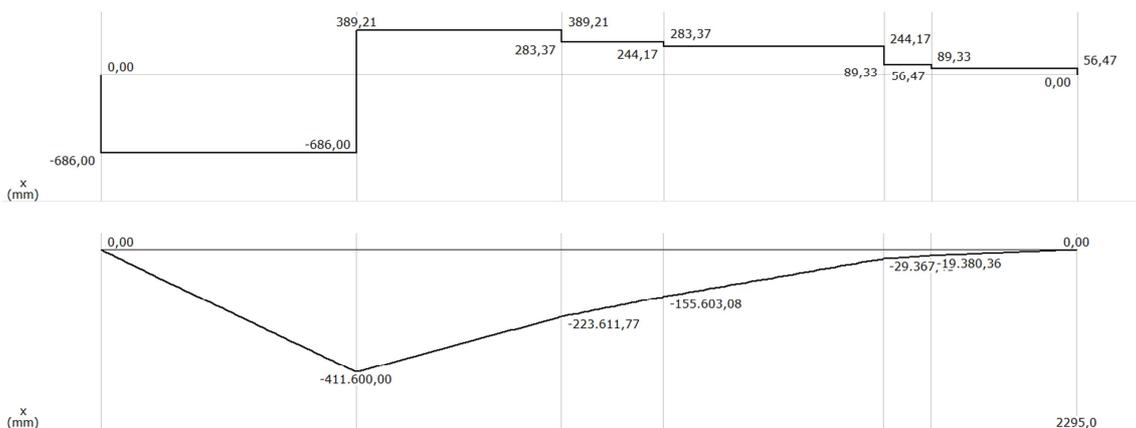


Figura VI.25 Cortante en [N] (arriba) y Flector (abajo) [Nmm] (Diseño 1 - Situación 2).

Tras conocer la forma y valores del cortante y el momento flector a lo largo del bastidor completo del vehículo, se obtienen los valores (Tabla VI.4) de ambos sobre el punto de unión entre las dos partes que forman el bastidor.

Tabla VI.4 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 1 - Situación 2).

Coordenada x	[mm]	1719,80	
Cortante		[N]	244,17
Momento		[Nm]	-58,72

SITUACIÓN 3 (DISEÑO 1).

En la situación 3 (Figura VI.24) P1, P2, P3, P4 y P5 tienen en común el valor y posición con respecto a la situación anterior, pero con la diferencia de que P5 se ha trasladado hasta la barra más alta situada a 1700 mm desde el comienzo del vehículo.

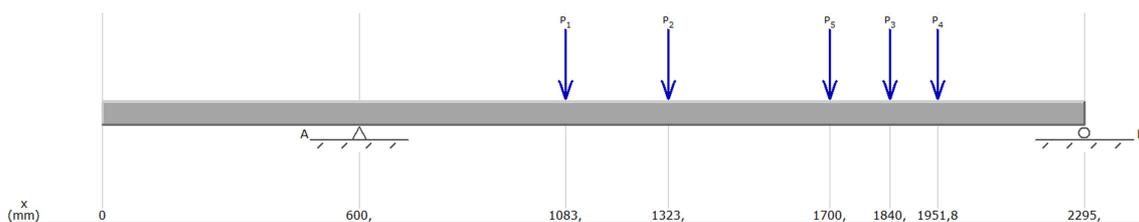


Figura VI.26 Diagrama de carga (Diseño 1 - Situación 3).

Las reacciones del eje delantero y del trasero se obtienen a partir del cortante (Figura VI.25), siendo para el eje delantero de 387,19 N y para el trasero de 631,55 N, ambas hacia arriba.

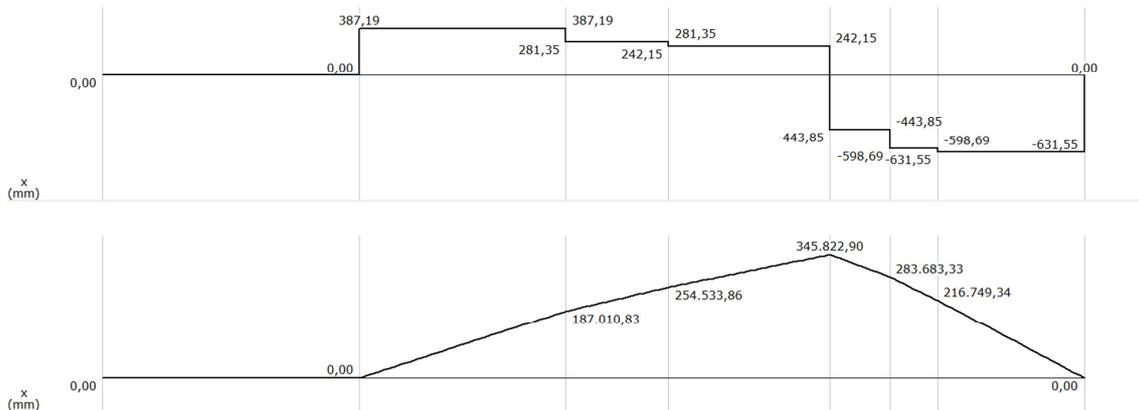


Figura VI.27 Cortante en N (Diseño 1 - Situación 3).

Para la unión entre bastidores los resultados de flectores y cortantes se resumen en la Tabla VI.5.

Tabla VI.5 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 1 - Situación 3).

Coordenada x	[mm]	1719,80
Cortante	 [N]	-433,85
Momento	 [Nm]	337,03

TENSIÓN CABLE DE GIRO (DISEÑO 1).

Al ser el ángulo Ω de valor 32° e invariable para cualquier diseño, se pueden aplicar directamente las ecuaciones VI.6 y VI.7.

El valor de N se tomará como la reacción del eje trasero en la situación 1, pues es el estado real en el que se intentará girar el vehículo.

$$T = \frac{N \cdot \mu \cdot 575,2}{113 \cdot \cos \Omega + 250 \cdot \sin \Omega} = \frac{337,16 \cdot 0,8 \cdot 575,2}{113 \cdot \cos 32 + 250 \cdot \sin 32} = 680 \text{ N}$$

$$T_x = T \cdot \cos \Omega = 680 \cdot \cos 32 = 576,7 \text{ N}$$

$$T_y = T \cdot \sin \Omega = 680 \cdot \sin 32 = 360,4 \text{ N}$$

b. Análisis mediante elementos finitos (Diseño 1).

Para el análisis mediante elementos finitos [25] se han de seleccionar los valores de las cargas a aplicar en el bastidor trasero según los diferentes estudios de cargas y reacciones realizados (Figura VI.28).

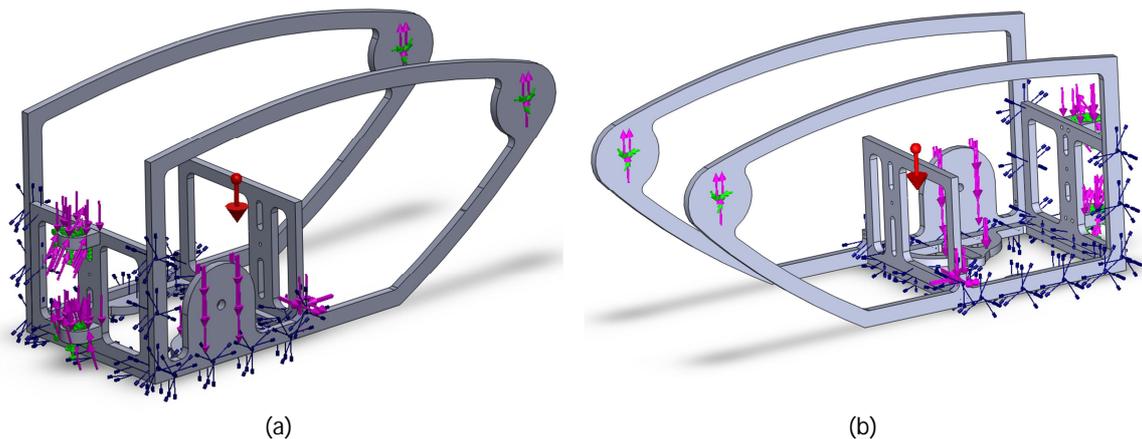


Figura VI.28 Cargas sobre bastidor trasero (Diseño 1) en giro a derecha (b) e izquierdas (a).

Sobre la unión bastidor delantero y bastidor trasero se aplicará el cortante y momento de la situación 3, pues ambos son los máximos obtenidos según las tres situaciones anteriores expuestas en el punto a. *Análisis de Cargas y reacciones (Diseño 1)*.

El peso del motor y sus accesorios se han repartido sobre los puntos donde este apoya, pieza denominada base motor, y donde se ha sujetado mediante uniones roscadas, la pieza de salida del cigüeñal.

En relación con la tensión del cable, también se aplica el valor calculado en el punto anterior (*a. Análisis de Cargas y reacciones (Diseño 1)*). Se estudian dos escenarios diferentes: giro a derechas y giro a izquierdas; donde la única diferencia se da en la posición de la tensión del cable. Esto se debe a que, al no ser simétrico el bastidor trasero en el primer diseño, no es suficiente con analizar un solo giro pues los esfuerzos a los que estará sometido tampoco serán simétricos.

Las restricciones al movimiento del conjunto se han definido como tipo bisagra para la barra de unión de las dos partes del bastidor permitiendo sólo el giro y se ha restringido el movimiento vertical y transversal para el eje de la rueda trasera.

Además, se han especificado todas las uniones atornilladas para que el programa no cree interferencias entre las diferentes piezas (Figura VI.29).

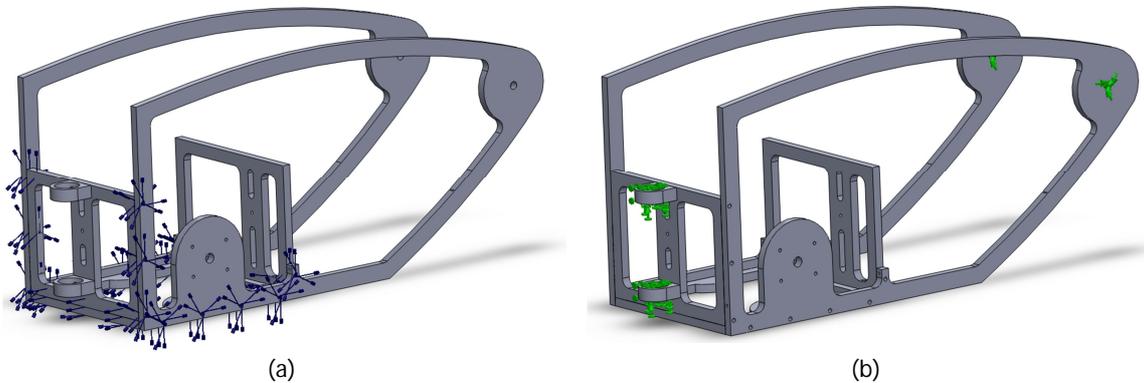


Figura VI.29 Uniones roscadas (a) y apoyos (b) en el Diseño 1.

El mallado empleado para este diseño, y los sucesivos, es un tipo de malla sólida con un mallado estándar. Se han tomado 4 puntos jacobianos por elemento con un tamaño que oscila entre los 6 mm y los 0,3 mm, dependiendo de la zona a tratar para precisar los resultados lo máximo posible (Figura VI.28).

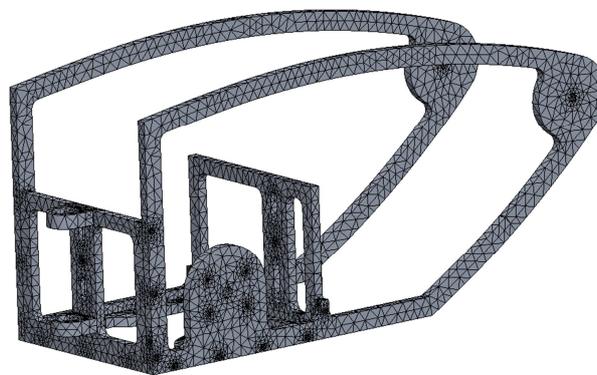


Figura VI.30 Mallado (Diseño 1).

Una vez mallado y tratando el conjunto como sólido rígido, se obtienen las tensiones según el criterio de Von Mises (Figura VI.31). Se puede apreciar que el bastidor se comporta de forma muy similar haciendo el giro a derechas o a izquierdas. Los puntos que soportan más tensiones son aquellos que se encuentran en zonas de radio de acuerdo llegando a alcanzar una tensión máxima de 242,18 MPa en las zonas de color rojo.

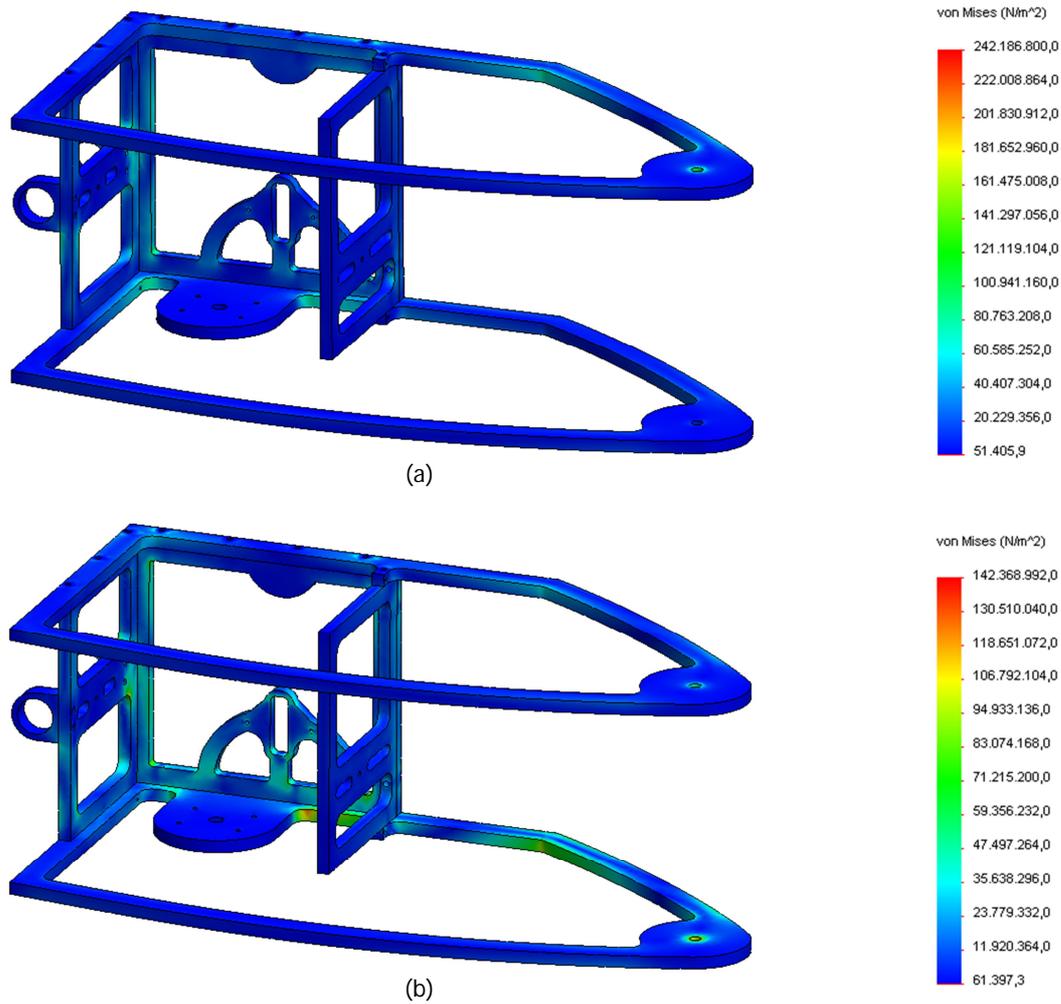


Figura VI.31 Tensión Von Mises para Diseño 1 en giro a derechas (a) y giro a izquierdas (b).

Si se observa la Figura VI.32, que indica el coeficiente de seguridad en las diferentes zonas del bastidor trasero, se ve de forma más clara aquellas zonas que hay que reforzar, aunque el factor mínimo de seguridad sea de 2,09 y supere la unidad. Esto significa que la tensión ejercida sobre el material es menor a la admisible en el material elegido (aluminio 7075), sin embargo, ante esfuerzos dinámicos el coeficiente puede disminuir bruscamente.

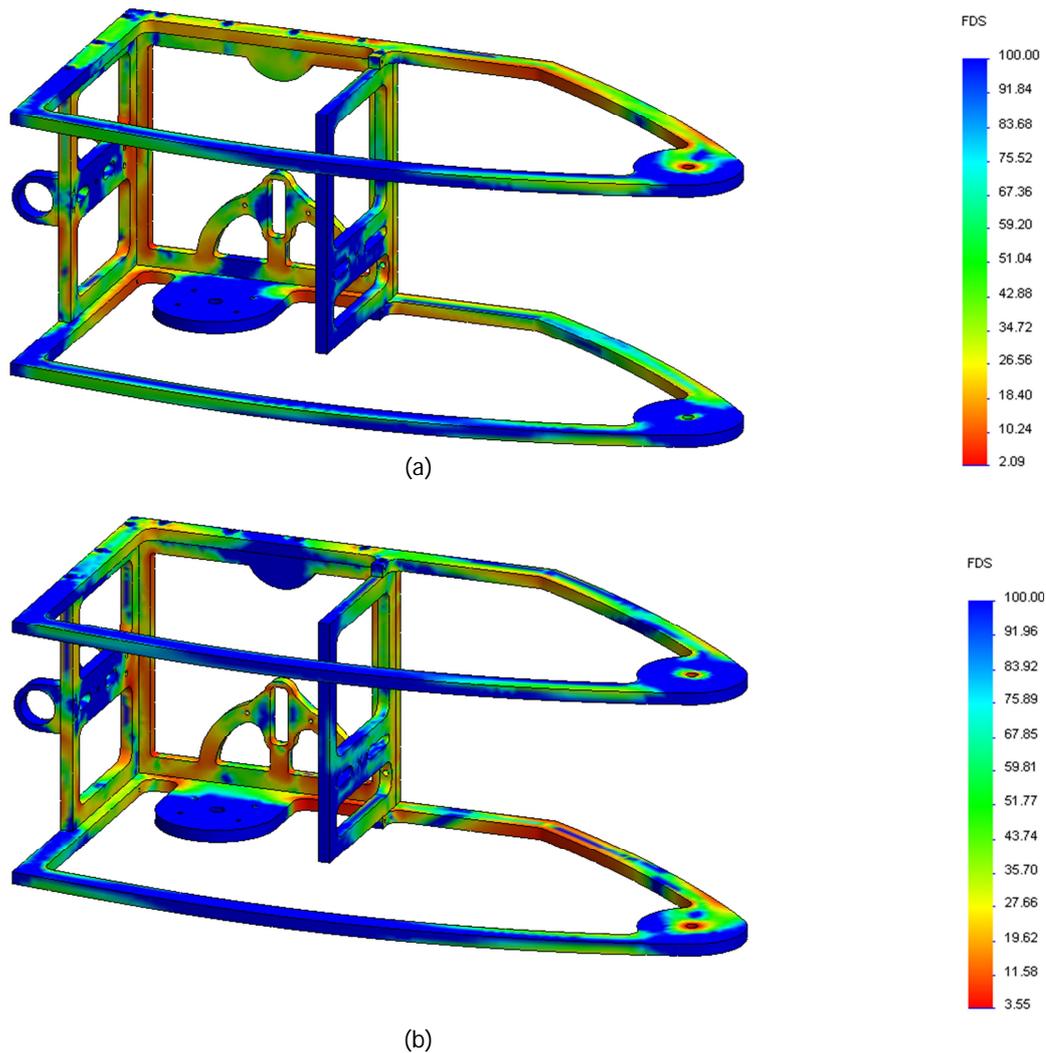


Figura VI.32 Factor de seguridad para Diseño 1 en giro a derechas (a) y en giro a izquierdas (b).

Todos estos datos indican que hay que realizar un rediseño del bastidor de tal forma que el conjunto adquiriera un mayor coeficiente de seguridad frente a posibles fallos.

6.5.2. Diseño 2.

Tomando como referencia los resultados y forma del Diseño 1, se han realizado modificaciones hasta obtener el Diseño 2 (Figura VI.33). En él se han reforzado aquellas zonas donde las tensiones eran máximas y el coeficiente de seguridad mínimo, empleando radios de acuerdo más grandes. Por otro lado, se definen los perfiles 5 cm más ancho en todas las piezas y puntos sometidos a grandes tensiones, siendo anteriormente de 20 cm.

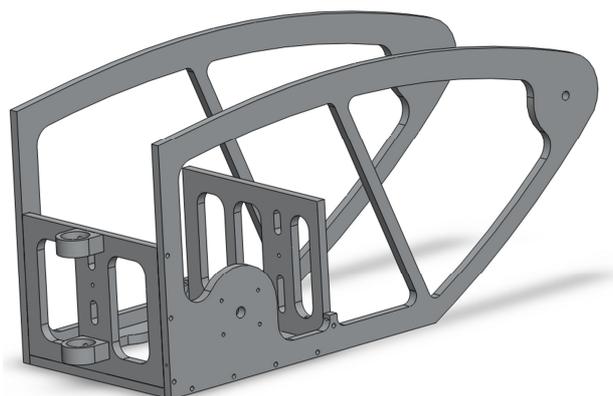


Figura VI.33 Diseño 2.

Además, se ha añadido un nervio sobre cada lado del bastidor, que une el vértice inferior con el centro de la parte superior con el fin de disminuir los desplazamientos en dicha zona.

El añadir todos estos refuerzos ha supuesto un aumento en el peso del bastidor de 1,2 kg, lo que ha hecho que alcance un peso de 4,7 kg.

a. Cargas y reacciones (Diseño 2).

SITUACIÓN 1 (DISEÑO 2).

Al igual que para el Diseño 1, P1 es la componente de la fuerza debido al peso del piloto junto con todos los extras y componentes del bastidor delantero, P2 es la componente de la fuerza debida a el bastidor delantero, P3 debida al motor y accesorios y P4 debido al bastidor trasero, que para este diseño tiene un peso de 4,7 kg y su centro de gravedad está situado a una distancia de 1947,21 mm desde la parte delantera del vehículo.

Un esquema de la posición de las fuerzas muestra en la Figura VI.34.

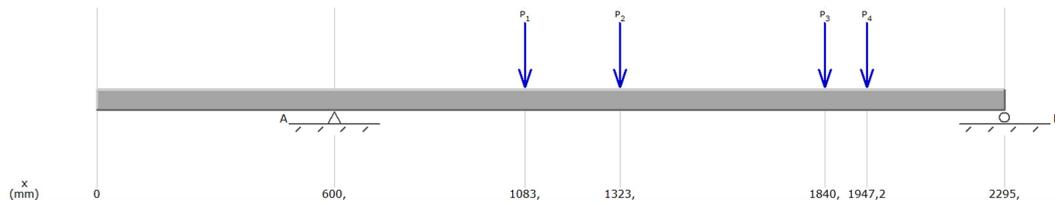


Figura VI.34 Diagrama de carga (Diseño 2 - Situación 1).

A través de los diagrama de cortante y flectores (Figura VI.33), se obtienen las reacciones en los ejes, siendo para el eje delantero de 527,58 N hacia arriba y 347,56 N hacia arriba para el trasero.

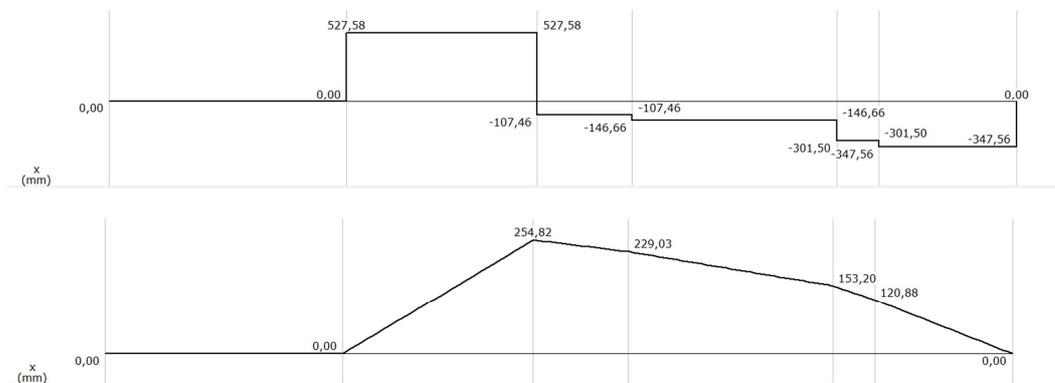


Figura VI.35 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 2 - Situación 1).

Conocida la forma de ambos diagramas, lo importante es saber los valores del flector y cortante sobre la unión entre bastidores para poder analizar de forma independiente cada bastidor. Los valores que aparecen en dicho punto se presentan en la Tabla VI.6.

Tabla VI.6 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 2 - Situación1).

Coordenada x	[mm]	1719,80
Cortante	[N]	-146,7
Momento	[Nm]	170,83

SITUACIÓN 2 (DISEÑO 2).

Los puntos de aplicación de P1, P2, P3 y P4 no cambian respecto a la situación 1. La única diferencia es la cuantía de la fuerza P1, que sólo incluye los extras añadidos al peso del piloto, sin incluir el peso del mismo. Además, P5 vuelve a ser 70 kg aplicados

con dirección vertical y sentido hacia abajo sobre el extremo izquierdo del vehículo (Figura.VI.36).

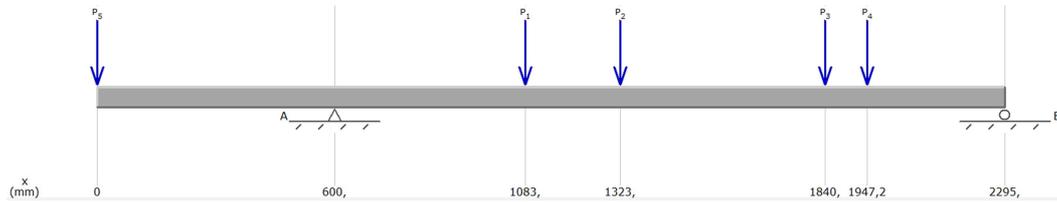


Figura VI.36 Diagrama de carga (Diseño 2 - Situación 2).

El diagrama de cortantes y de momentos flectores se muestra en la Figura VI.37, a través de los cuales se conocen las reacciones del eje delantero, $F_d = 1078,01$ N hacia arriba, y la del eje trasero, $F_t = 46,07$ hacia abajo.

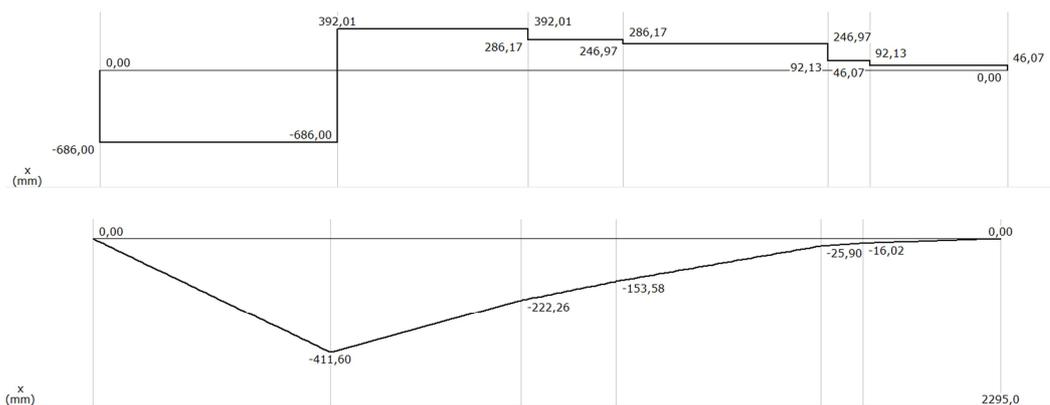


Figura VI.37 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 2 - Situación 2).

Conocida la forma de ambas leyes se saca el valor sobre el punto de giro entre bastidores con valores de cortante y momento según se muestran en la Tabla VI.7.

Tabla VI.7 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 2 - Situación 2).

Coordenada x	[mm]	1719,80
Cortante	[N]	246,97
Momento	[Nm]	-55,58

SITUACIÓN 3 (DISEÑO 2).

El valor, nombre y posición de cada carga que se aplica se conserva respecto a la situación anterior, con excepción de P5, que aunque conserva el mismo valor, varía su punto de aplicación, ya que se desplaza hasta el final del bastidor delantero ($x = 1700$ mm) (Figura VI.38).

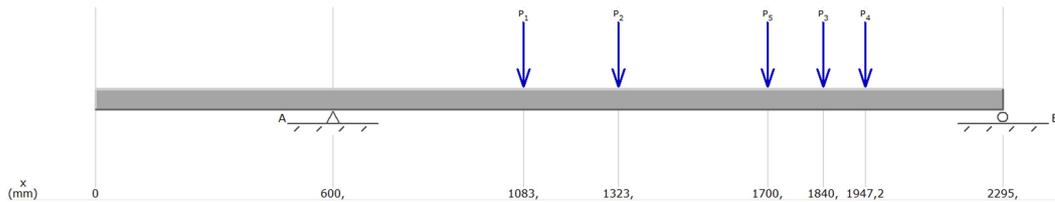


Figura VI.38 Diagrama de carga (Diseño 2 - Situación 3).

Si se observan los diagramas de la Figura VI.39, diagramas de cortantes y flectores, se obtienen las reacciones sobre las ruedas delanteras y la trasera. Siendo $F_d = 389,98$ N y $F_t = 641,96$, ambas hacia arriba.

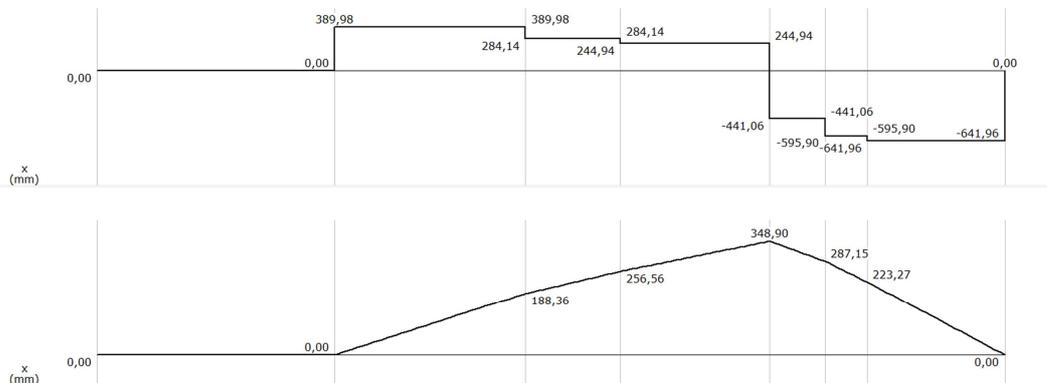


Figura VI.39 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 2 - Situación 3).

Por último, sólo queda conocer el valor de ambas reacciones sobre el eje de giro entre bastidores, valores que aparecen en la Tabla VI.8.

Tabla VI.8 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 2 - Situación 3).

Coordenada x	[mm]	1719,80	
Cortante		[N]	-441,06
Momento		[Nm]	340,17

TENSIÓN CABLE DE GIRO (DISEÑO 2).

El ángulo Ω no se ha modificado respecto al diseño anterior, por lo que empleando las ecuaciones VI.6 y VI.7 se consigue el módulo de la tensión T del cable junto con el valor de sus componentes en los ejes de x e y.

La normal, N, tomará el valor de 347,56 N, pues es la reacción sobre el eje trasero en la situación 1 de del presente diseño. Esto es debido a que dicha situación representa la realidad sobre la que se tomará la curva.

$$T = \frac{N \cdot \mu \cdot 575,2}{113 \cdot \cos \Omega + 250 \cdot \sin \Omega} = \frac{347,56 \cdot 0,8 \cdot 575,2}{113 \cdot \cos 32 + 250 \cdot \sin 32} = 700,5 \text{ N}$$

$$T_x = T \cdot \cos \Omega = 700,5 \cdot \cos 32 = 594,06 \text{ N}$$

$$T_y = T \cdot \sin \Omega = 700,5 \cdot \sin 32 = 371,21 \text{ N}$$

b. Análisis mediante elementos finitos (Diseño 2).

Para realizar el análisis mediante elementos finitos, las cargas que se aplican sobre el bastidor tienen la distribución mostrada en la Figura VI.40.

La carga del motor está situada de la misma forma que en el primer diseño, tanto en puntos de apoyo como en el valor del peso y componentes.

Entre bastidores aparece un momento flector y un cortante que se obtienen de la Tabla VI.8, debido a que son los mayores respecto a las otras dos situaciones.

La carga vertical de la rueda trasera también corresponde al resultado de la situación 3, pues es la mayor de todas las expuestas.

Por último, la tensión del cable se toma directamente y se aplica sobre los ejes correspondientes.

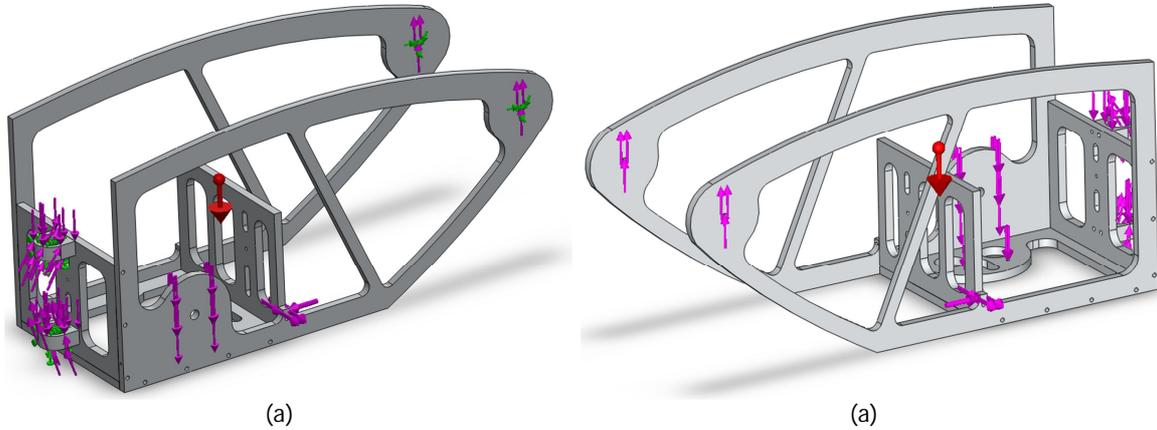


Figura VI.40 Cargas sobre bastidor trasero (Diseño 2) en giro a derecha (b) e izquierdas (a).

Sobre las restricciones al movimiento (Figura VI.41), todas las piezas están unidas empleando la relación de tornillo. Como en el estudio anterior, sobre el eje trasero se permite el movimiento longitudinal y sobre la unión entre bastidores el giro sobre su propio eje.

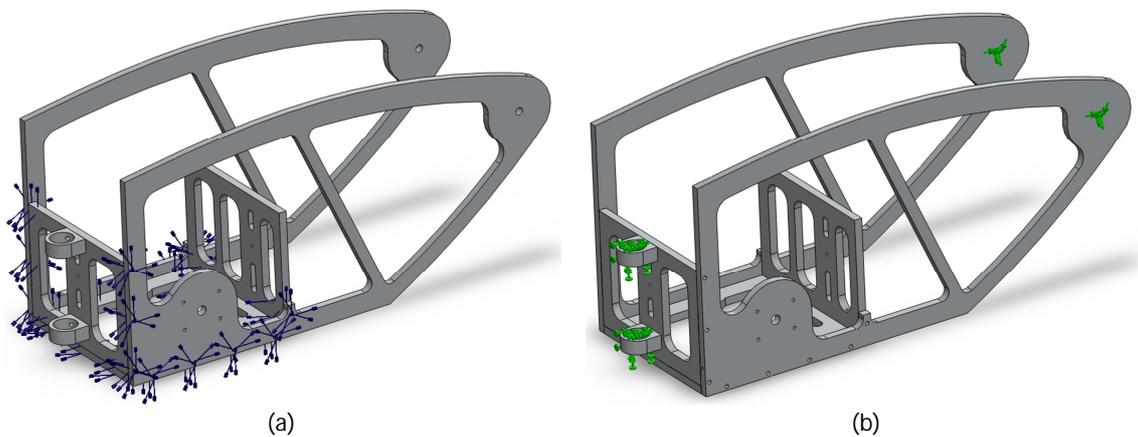


Figura VI.41 Uniones roscadas (a) y apoyos (b) en el Diseño 2.

La malla empleada (Figura VI.42) para poder resolver el sistema ha sido la misma que en el diseño 1, intentando que sobre los agujeros se concentre una mayor cantidad de nodos para conseguir resultados más detallados.

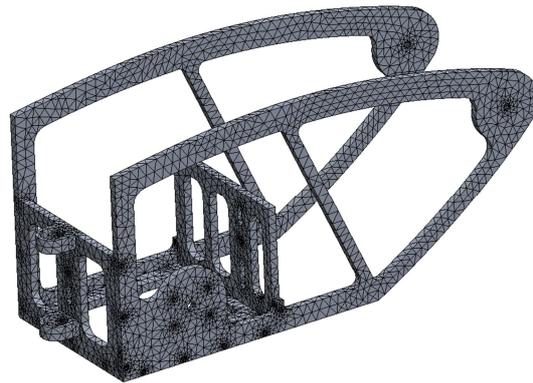


Figura VI.42 Mallado (Diseño 2).

A continuación se resuelven ambos sistemas, giro a derechas y giro a izquierdas empleando el criterio de Von Mises. Las tensiones obtenidas se muestran en la Figura VI.43. En ella se puede apreciar que tanto la tensión mínima como la máxima se han reducido respecto a la versión anterior (Diseño 1) en torno a un 40 % tanto para el caso de giro a derechas como para girar a izquierdas.

Aun así, las zonas que sufren una mayor carga siguen siendo las juntas redondeadas y los agujeros.

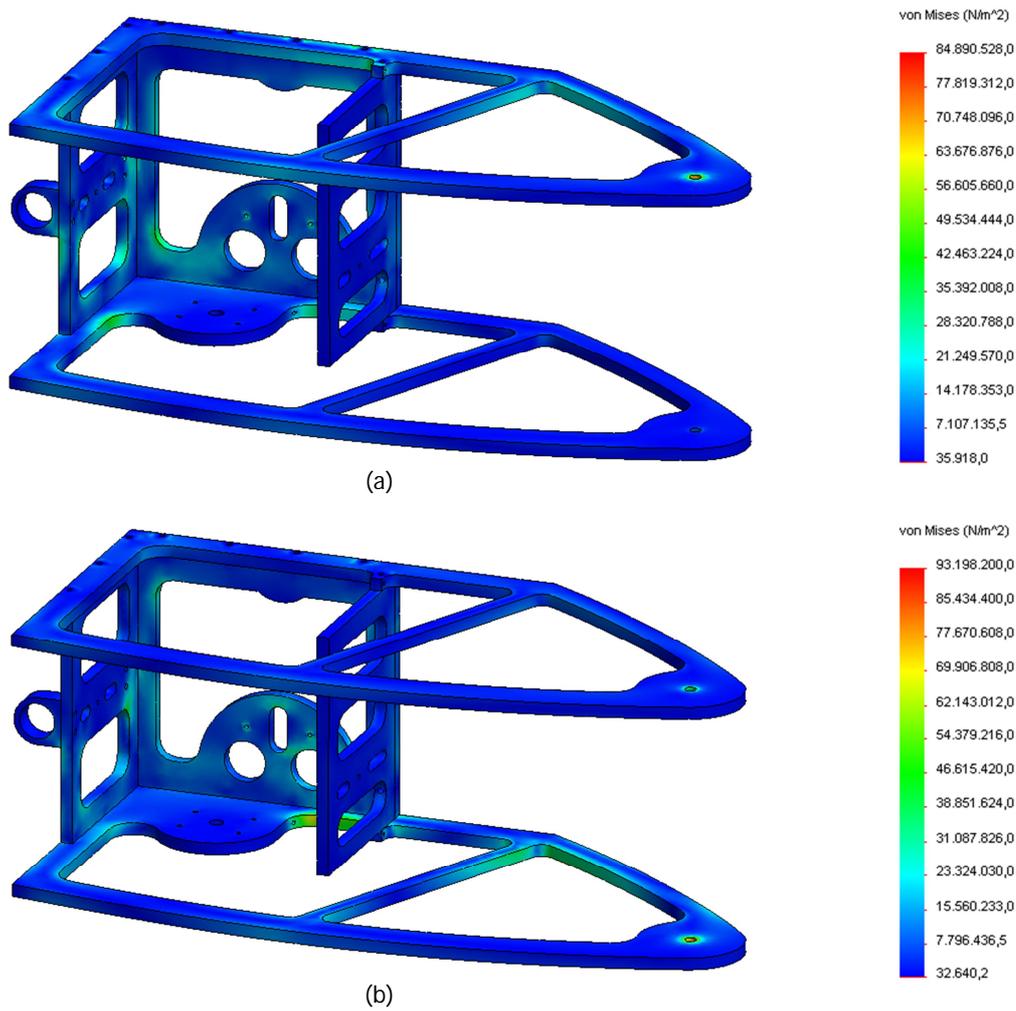


Figura VI.43 Tensión Von Mises para Diseño 2 en giro a derechas (arriba) y giro a izquierdas (abajo).

El coeficiente de seguridad mínimo también se ha visto incrementado hasta alcanzar 5,95 para giro a derechas y 5,42 a izquierdas. Sin embargo, en el caso de giro a izquierdas hay un mayor número de zonas con factor de seguridad bajo: zona baja del agarre del motor y nervio izquierdo (Figura VI.44).

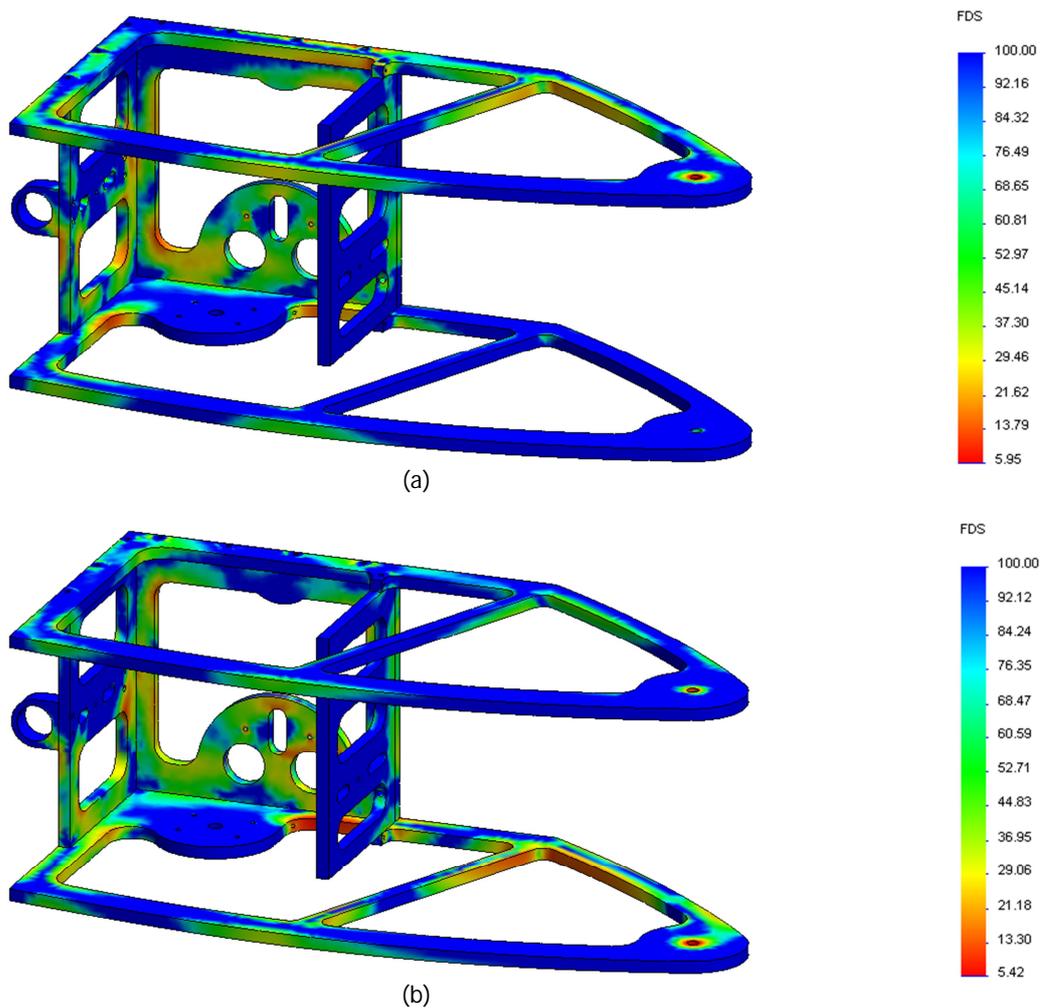


Figura VI.44 Factor de seguridad para Diseño 2 en giro a derechas (a) y en giro a izquierdas (b).

Todos estos resultados indican que hay que hacer pequeñas correcciones respecto al nervio de los laterales y sobre las zonas con bajo coeficiente de seguridad.

6.5.3. Diseño 3.

Partiendo de las conclusiones tras el análisis del Diseño 2, se ha llegado al Diseño 3 (Figura VI.45) donde se ha aumentado el ancho del nervio de ambas piezas laterales. Además, sobre la zona baja del anclaje del motor también se ha añadido material con el fin de aumentar el coeficiente de seguridad en dicha zona.

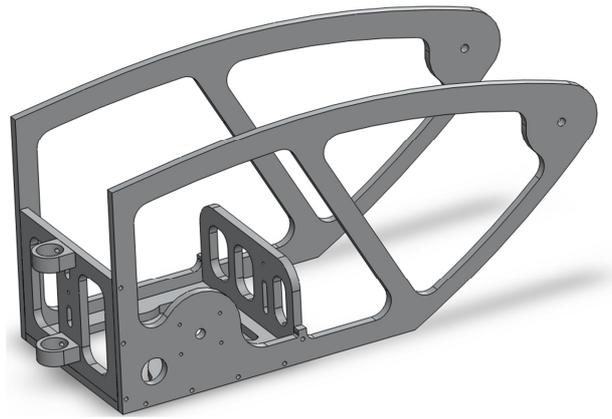


Figura VI.45 Diseño 3.

Debido a todos estos cambios que se han llevado a cabo, se ha producido un aumento de peso en la estructura. Con el fin de compensar un poco este aumento, se ha recortado la pieza denominada 'Lateral hacia rueda' por la zona superior y redondeado sus esquinas, con lo que se alcanza que el peso total de la estructura sea el mismo que para el diseño anterior (4,7 kg).

a. Cargas y reacciones (Diseño 3).

SITUACION 1 (DISEÑO 3).

Todos los valores, nombres y posiciones de las fuerzas son exactamente iguales que para el diseño anterior, pero con la diferencia del punto de aplicación de la fuerza P4 (peso del bastidor trasero) que cambia debido a que la estructura también lo hace, situándose a 1351 mm a partir del eje delantero (Figura VI.46).

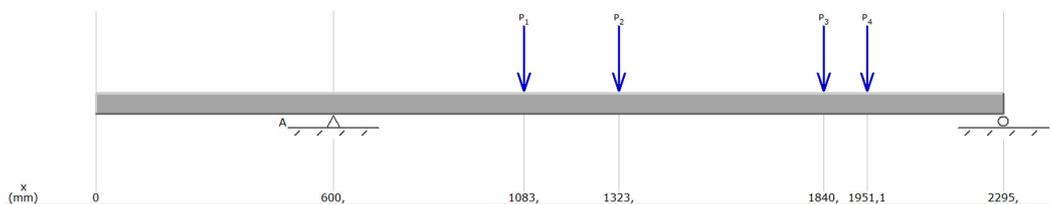


Figura VI.46 Diagrama de carga (Diseño 3 - Situación 1).

Las leyes de momentos flectores y cortantes a las que está sometida la estructura se encuentran representadas en la Figura VI.47. Dichas figuras indican cuales son las

reacciones sobre el eje delantero, 527,47 N hacia arriba, y sobre el eje trasero, 347,67 N hacia arriba.

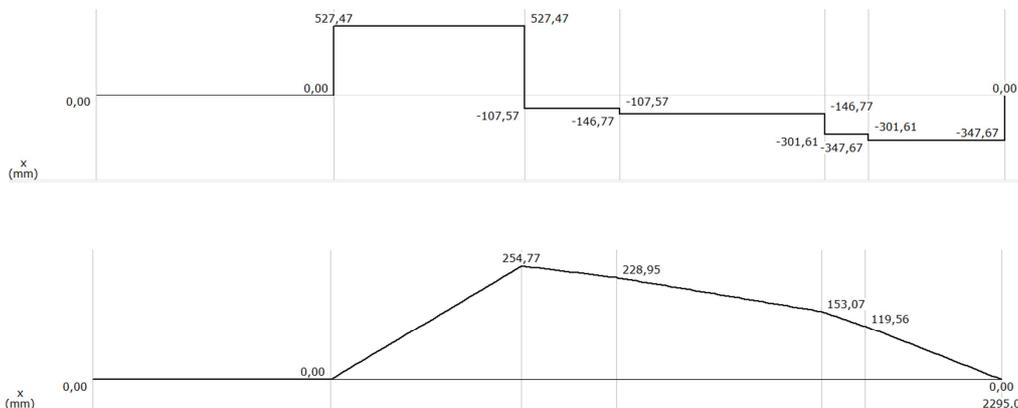


Figura VI.47 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 3 – Situación 1).

Como resultados sobre el punto correspondiente al eje de giro entre los dos bastidores que forman el vehículo, los esfuerzos internos se presentan en la tabla VI.9.

Tabla VI.9 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 3 - Situación 1).

Coordenada x	[mm]	1719,80
Cortante	[N]	-141,77
Momento	[Nm]	170,71

SITUACION 2 (DISEÑO 3).

Para esta situación (Figura VI.48) todas las fuerzas siguen situadas en la misma posición que en la situación anterior, pero con la diferencia de que P1 cambia su valor eliminando el peso del piloto y se añade P5 = 700 N a la parte delantera del vehículo.

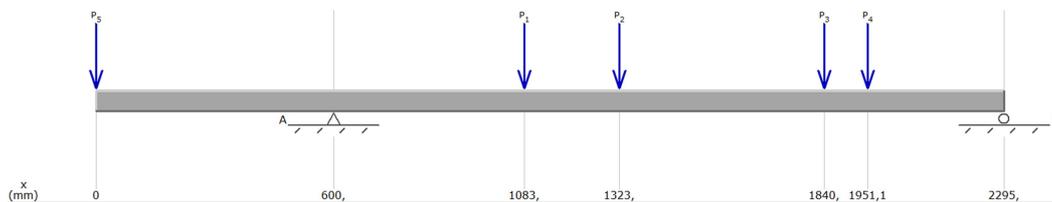


Figura VI.48 Diagrama de carga (Diseño 3 - Situación 2).

Al analizar el diagrama de cortantes (Figura VI.49) se obtienen las reacciones en los dos ejes. Para el delantero $F_d = 1076,9$ N hacia arriba y para el trasero $F_t = 45,96$ N hacia abajo.

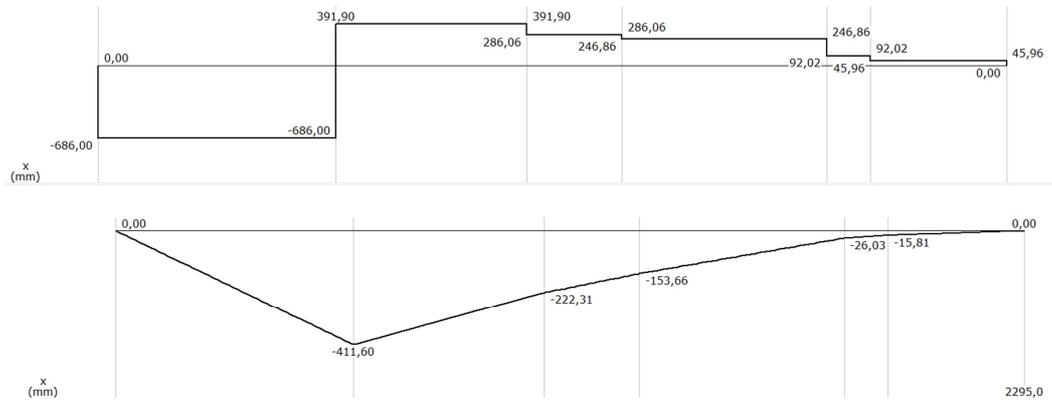


Figura VI.49 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 3 – Situación 2).

Por último se indica en la Tabla VI.10 los esfuerzos a los que se encuentra sometido el eje de giro intermedio, valores que más adelante se discutirán.

Tabla VI.10 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 3 - Situación 2).

Coordenada x	[mm]	1719,80
Cortante		[N] 246,86
Momento		[Nm] -55,70

SITUACIÓN 3 (DISEÑO 3).

La situación 3 (Figura VI.50) consiste en la misma que la situación que la 2, pero cambiando de posición la fuerza P_5 hasta el final del bastidor delantero.

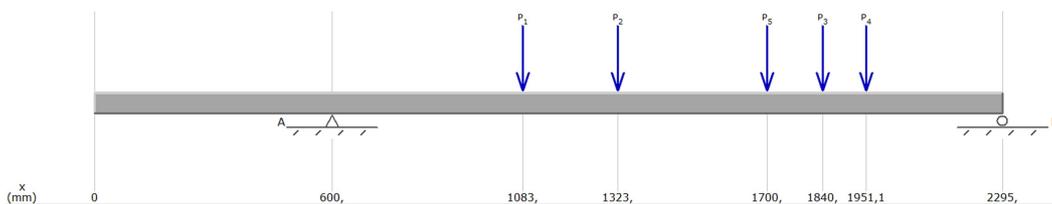


Figura VI.50 Diagrama de carga (Diseño 3 - Situación 3).

Los diagramas de cortante y flector (Figura VI.51) son muy similares a los de la Situación 3 del Diseño 2 y como en otras ocasiones, a partir de ellos se obtienen las reacciones sobre los dos ejes que sostienen el sistema. La reacción para el eje delantero $F_d = 389,88 \text{ N}$ y la del eje trasero de $F_t = 642,06 \text{ N}$, ambas hacia arriba.

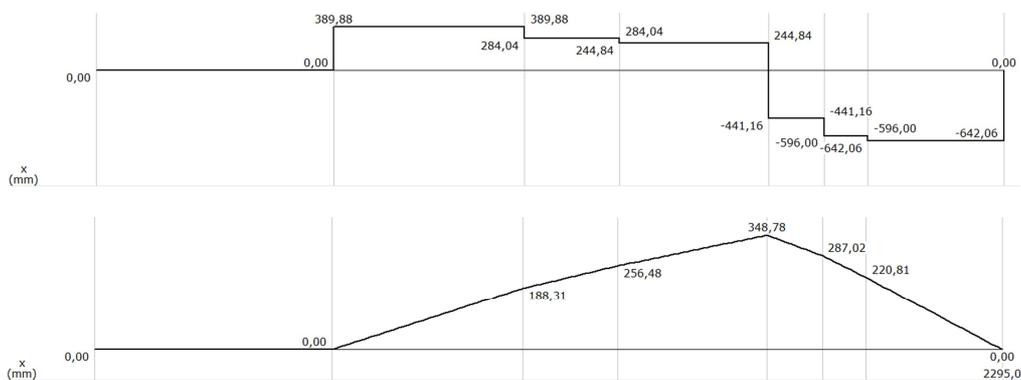


Figura VI.51 Cortante [N] (arriba) y Flector [Nm] (abajo) (Diseño 3 – Situación 3).

En la Tabla VI.11 se han incluido los esfuerzos a cortante y flector a los que está sometido el eje sobre el que gira el bastidor trasero.

Tabla VI.11 Esfuerzos sobre la unión bastidor delantero - trasero (Diseño 3 - Situación 3).

Coordenada x	[mm]	1719,80
Cortante	[N]	441,16
Momento	[Nm]	340,05

TENSIÓN CABLE DE GIRO (DISEÑO 3).

El cable se sigue enganchando en el mismo punto en este diseño, por lo que el ángulo Ω no cambia. De esta forma, utilizando las ecuaciones VI.6 y VI.7 se consigue la tensión T a la que está sometida el cable, y su descomposición en los diferentes ejes de coordenadas.

La normal N toma el valor de la reacción vertical sobre el eje trasero en la situación 2, $F_t = 347,67 \text{ N}$, debido a que esta corresponde a la reacción real a la que se encontrará el vehículo en el momento de realizar el giro.

$$T = \frac{N \cdot \mu \cdot 575,2}{113 \cdot \cos \Omega + 250 \cdot \sin \Omega} = \frac{347,67 \cdot 0,8 \cdot 575,2}{113 \cdot \cos 32 + 250 \cdot \sin 32} = 700,73 \text{ N}$$

$$T_x = T \cdot \cos \Omega = 700,5 \cdot \cos 32 = 594,26 \text{ N}$$

$$T_y = T \cdot \sin \Omega = 700,5 \cdot \sin 32 = 371,33 \text{ N}$$

b. Análisis mediante elementos finitos (Diseño 3).

El sistema cargado con todas las diferentes fuerzas que sobre él actúan y aplicando el coeficiente de mayoración de cargas mencionado anteriormente, cobra la siguiente forma (Figura VI.52).

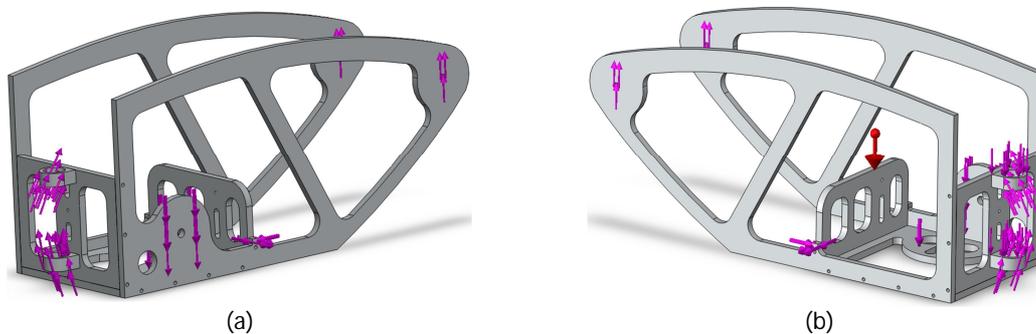


Figura VI.52 Cargas sobre bastidor trasero (Diseño 3) en giro a derecha (b) e izquierdas (a).

El motor no cambia de posición respecto a los diseños anteriores, por tanto el valor de la carga y situación son los mismos que anteriormente.

Entre bastidores aparece un momento flector y un cortante que se han obtenido de la Tabla VI.11, por ser los mayores de las tres situaciones estudiadas.

La reacción sobre la rueda trasera también se ha tomado de la situación 3 por el mismo motivo, es la carga con un valor más alto de las tres diferentes situaciones.

Finalmente, la tensión que se aplica al cable de acero y por tanto al bastidor trasero, se toma directamente de los resultados del punto inmediatamente anterior.

Todas las piezas del conjunto se encuentran unidas mediante relaciones de posición y uniones roscadas (Figura VI.53 a) situadas sobre los agujeros destinados a tal fin. Por otro lado (Figura VI.53 b) se ha restringido el movimiento de todo el conjunto según las

condiciones reales, permitiéndose el desplazamiento horizontal sobre el eje trasero y giro en el eje de unión entre bastidores.

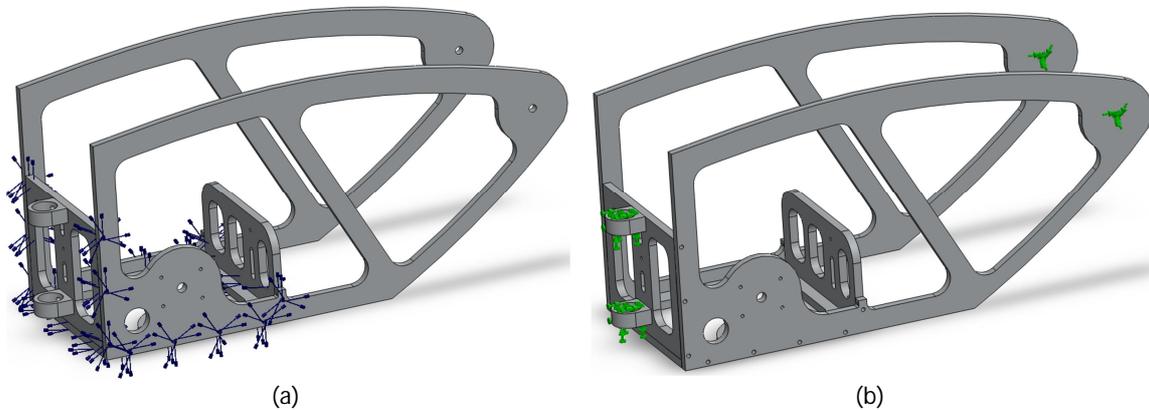


Figura VI.53 Uniones roscadas (a) y apoyos (b) en el Diseño 3.

En relación con el mallado (Figura VI.54) que se ha empleado, es el mismo que para el diseño 2. En él se ha elegido un tamaño de malla pequeño y que se concentre sobre los agujeros y radios de acuerdo de la estructura.



Figura VI.54 Mallado (Diseño 3).

En la Figura VI.55 se muestran los resultados tensionales según Von Mises, donde tanto para el caso de giro a derechas como para el caso de giro a izquierdas se ha reducido el valor de las tensiones en todo el conjunto. Esto produce que las cargas sean más suaves y capaces de ser absorbidas por el sistema.

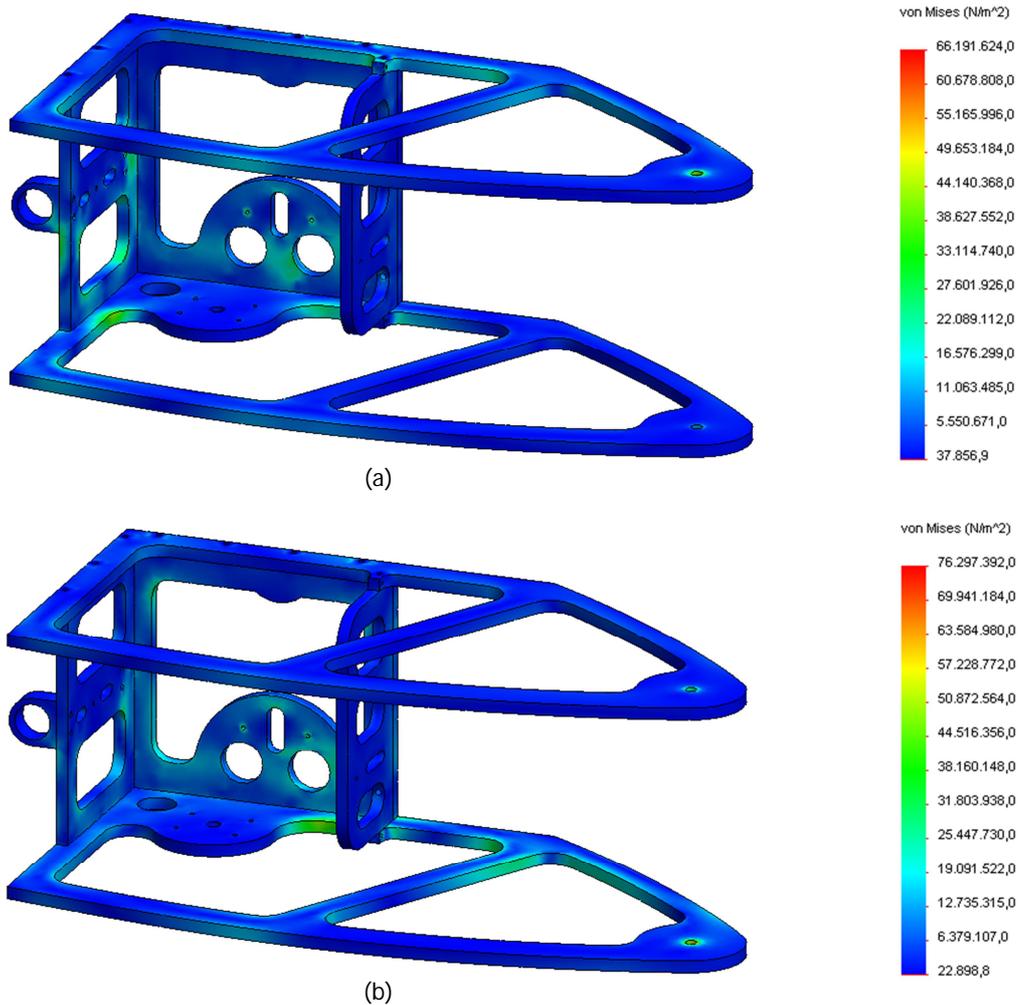


Figura VI.55 Tensión Von Mises para Diseño 3 en giro a derechas (a) y giro a izquierdas (b).

Con el coeficiente de seguridad ha pasado exactamente lo mismo (Figura VI.56). Este ha aumentado en más de un punto tanto para el caso de giro a derecha como a izquierda, alcanzando así un valor mínimo de 7,63 cuando se gire a derechas y de 6,62 cuando se haga a izquierdas.

Algo que sigue sucediendo es que el giro a izquierdas sigue siendo el caso más crítico de los dos, pero aun así con el coeficiente de seguridad alcanzado de 6,62 se puede asegurar que el diseño soportará las sollicitaciones a las que se le someta.

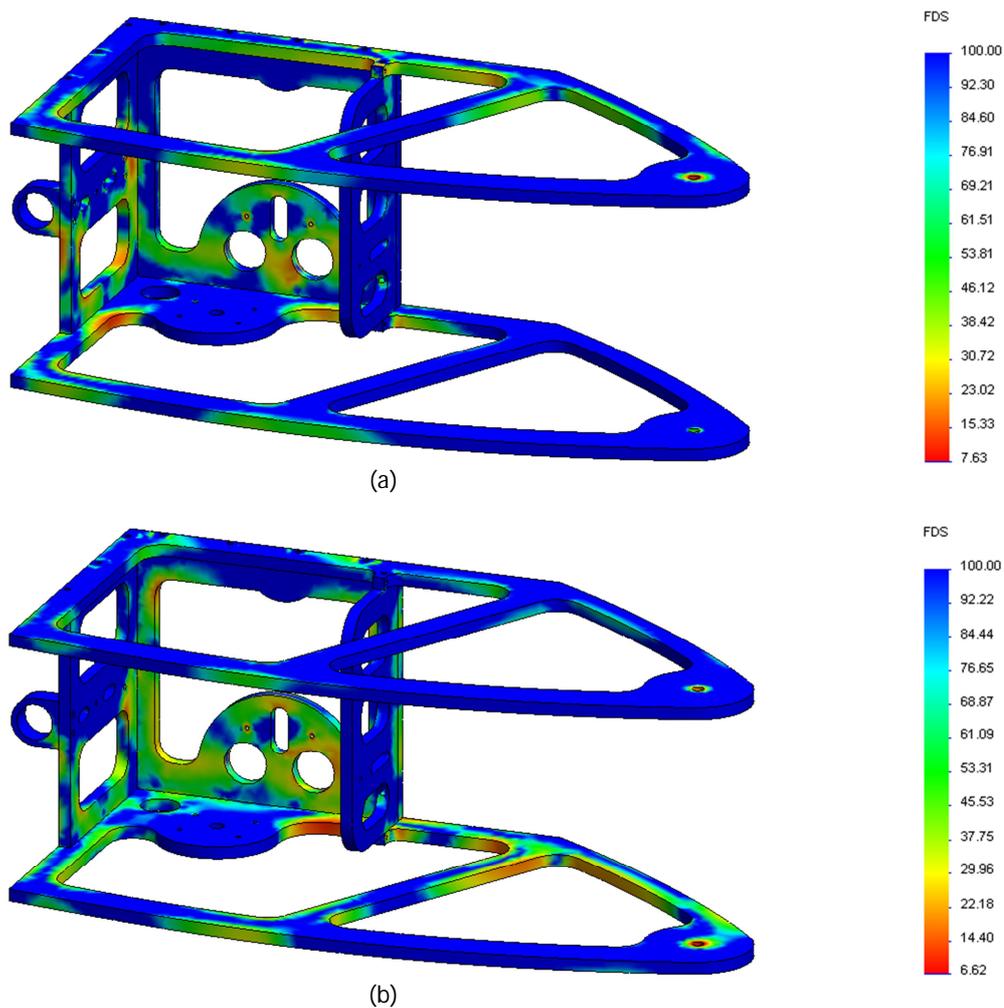


Figura VI.56 Factor de seguridad para Diseño 3 en giro a derechas (a) y en giro a izquierdas (b).

Como conclusión, se puede decir los esfuerzos sufridos por este diseño no difieren mucho de los que sufre el diseño 2. Esto hace que al haber aumentado la sección de alguna de las partes, el coeficiente de seguridad aumente y permita validar el actual diseño como definitivo.

6.6. SIMULACIÓN EN MOVIMIENTO

Una vez que se ha conseguido un diseño que pueda soportar todas las fuerzas y tensiones a las que va a ser sometido el bastidor trasero en estático, el siguiente paso es analizar el conjunto de forma dinámica.



Se ha sometido el modelo a un análisis modal, en el cual se indican los modos de vibración naturales del bastidor trasero y los posibles resultados que se obtendrían, en el caso de que estos se dieran al ser excitado por la calzada o el motor.

6.6.1. Análisis modal.

Toda estructura tiene unas frecuencias denominadas frecuencias naturales o resonantes. Si una carga dinámica excita al sistema con una frecuencia resonante, el sistema sufrirá grandes desplazamientos y tensiones.

Los modos naturales de vibración del sistema permitirán constituir una base que proporcione información de cómo el conjunto se va a comportar en condiciones dinámicas [16].

En el estudio que se ha realizado, el análisis modal se ha resuelto por dos sistemas diferentes, un método iterativo denominado FFEPLus y un de resolución directa denominado Direct Sparse [25].

- El método iterativo FFEPLus se recomienda para sistemas con un alto número de grados de libertad, donde a partir de una serie de ecuaciones de aproximación, se itera hasta conseguir una solución en la que los errores sean mínimos. Este método también está recomendado para aquellos análisis en los que los materiales que se han utilizado no tengan módulos de elasticidad muy diferentes. Para el caso que se estudia se emplea el mismo material en todas las piezas, con las propiedades que se muestran en la tabla VI.2.
- El método directo Direct Sparse representa el problema a través de una serie de ecuaciones algebraicas que emplean como método de optimización los multiplicadores de LaGrange. Es recomendable emplear este método para problemas que tengan contacto entre varias piezas.

La tabla VI.12 muestra los resultados obtenidos sobre el diseño 3 (Figura VI.45) empleando ambos métodos, donde los seis primeros modos de vibración se han despreciado pues coinciden con los grados de libertad de conjunto y sus valores son muy cercanos a 0 Hz.

Tabla VI.12 Frecuencias resonantes.

Nº de modo	Frecuencia de modos propios (Hz)		
	<i>FFEPLus (iterativo)</i>	<i>Direct Sparse (no iterativo)</i>	<i>Promedio</i>
7	29,095	29,27	29,1825
8	59,393	59,38	59,3865
9	71,746	71,714	71,73
10	92,108	92,136	92,122
11	124,22	124,26	124,24
12	200,45	200,51	200,48

Si las vibraciones del sistema coinciden con la frecuencia de resonancia del mismo provocarán que la amplitud de onda generada sea mucho mayor a la que tendría el sistema si fuera excitado de forma independiente. De este modo, el conjunto se deformaría hasta alcanzar unos valores que pondrían en peligro la integridad de la estructura.

En las figuras VI.60 y VI.61 se pueden apreciar algunas deformaciones que corresponden a los modos de vibración número 7 y número 8, pues serán los primeros que aparecerían en el caso de producirse resonancia en el bastidor trasero.

En ambas se puede apreciar que empleando análisis diferentes los resultados son prácticamente idénticos.

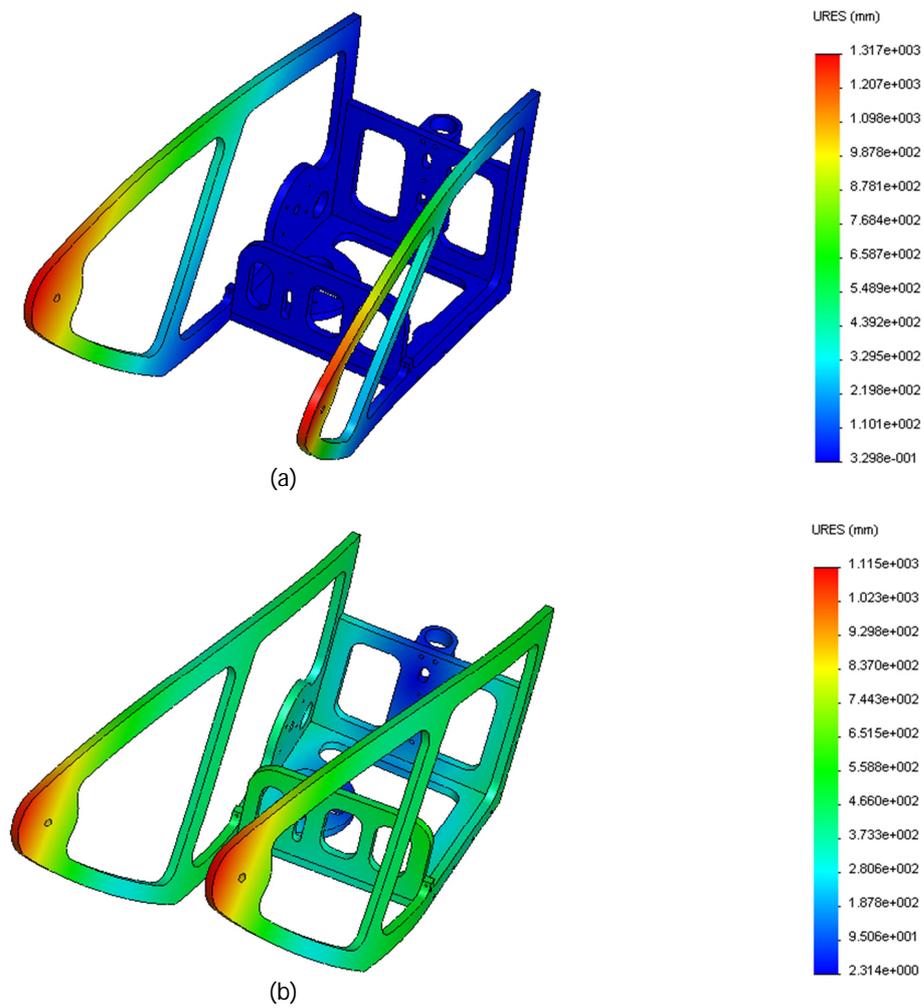


Figura VI.57 Deformada para nodo de vibración n°7 (a) y n°8 (b) por método FFEPLus.

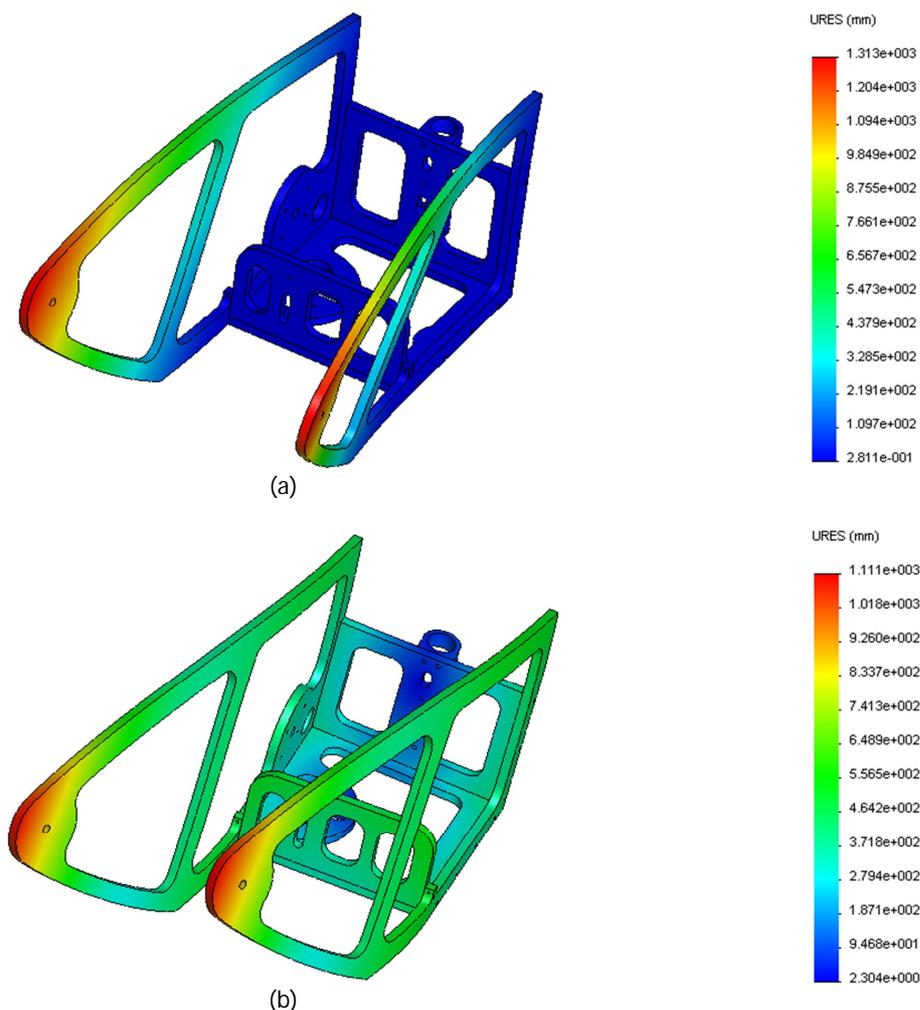


Figura VI.58 Deformada para nodo de vibración n°7 (a) y n°8 (b) por método Direct Sparse.

Una vez que se tienen las frecuencias resonantes del sistema, se han de comparar con todas las excitaciones producidas por los elementos instalados en el bastidor trasero. Debido a que en el momento actual no se conoce ni el tipo de transmisión ni caja de cambios que se va a emplear, se han tomado en cuenta sólo aquellos elementos que, además de conocidos, repercuten de una forma más directa como las vibraciones del motor y las irregularidades de la calzada.

Un circuito de carreras tiene unas irregularidades en la calzada caracterizadas entre los 0,01 y 0,03 ciclos/m. Mediante estos datos y sabiendo que las frecuencias a las que estará excitado el bastidor trasero dependen directamente de la velocidad a la que se circule, se pueden determinar el valor de las frecuencias que se buscan. Para ello,



aplicando la ecuación VI.8, y suponiendo el que el vehículo circula a su máxima velocidad (12 m/s), se obtienen los siguientes valores.

$$f_{calzada} = ireg \cdot V \rightarrow \begin{cases} ireg: irregularidades de la calzada [ciclos/m] \\ V: velocidad del vehículo [m/s] \\ f_{calzada}: frecuencia [Hz] \end{cases} \quad \text{VI.8}$$

$$f_{calzada 1} = 0,01 \cdot 12,5 = 0,125 \text{ Hz}$$

$$f_{calzada 2} = 0,03 \cdot 12,5 = 0,375 \text{ Hz}$$

Al no instalarse ningún tipo de suspensión ni en el eje delantero, ni en el eje trasero, las vibraciones pasan sin filtrar hasta el bastidor trasero. Si se comparan con la Tabla VI.12, se observa que tanto la $f_{calzada 1}$ como la $f_{calzada 2}$ son valores demasiado pequeños para producir que la estructura entre en resonancia.

Por otro lado se tiene el motor, ya descrito, con todas sus características en el apartado 5.2. *Motor*. Este motor trabajará a unas revoluciones ya establecidas de antemano. Con ellas se determinará un rango de frecuencias de trabajo y se verá si supera las pruebas de diseño.

Para minimizar consumos, los responsables del estudio del motor han determinado que se debe de mantener al motor sobre las 4000 rpm. Al ser un motor de un solo cilindro, la frecuencia de giro se calcula empleando la ecuación VI.9.

$$f_{motor} = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega \rightarrow \begin{cases} \omega: velocidad angular motor [rad/s] \\ f_{motor}: frecuencia del motor [Hz] \end{cases} \quad \text{VI.9}$$

$$f_{motor} = \frac{1}{2\pi} \cdot 4000 \cdot \frac{2\pi}{60} = 66,67 \text{ Hz}$$

Una vez se tiene el valor de la f_{motor} , se compara con la tabla VI.12. Dicha frecuencia no coincide con ninguno de los modos de vibración, pero si se encuentra entre dos de ellos: el modo nº 8 (59,3865 Hz) y el modo nº9 (71,73 Hz).

Para conocer de una forma más precisa cuál es el margen sobre el que podrá trabajar el motor para no sufrir ningún fallo, se aplica la ecuación VI.9 a la inversa, de tal forma

que a través del promedio de frecuencias se obtenga la velocidad de giro del motor a la que la estructura sufriría daños por resonancia (Tabla VI.13).

Tabla VI.13 Revoluciones del motor para resonancia.

Nº de modo	Promedio de frecuencias de modos propios [Hz]	Velocidad de giro motor para frecuencias de modos propios [rpm]
7	29,1825	1751
8	59,3865	3563
9	71,73	4304
10	92,122	5527
11	124,24	7454
12	200,48	12029

Aunque existe un margen de alrededor de 300 rpm por encima y menos de 450 por debajo, el motor funciona muy cerca de las frecuencias resonantes. Por ello sería recomendable volver a analizar todo el conjunto teniendo en cuenta los posibles silentblock, cojinetes o elementos de sujeción adicionales que puedan filtrar las vibraciones del motor y hagan que a su vez también cambien las frecuencias de resonancia propias del sistema.

6.7. DISEÑO DE LOS MANDOS DIRECCIÓN.

Como se decidió en las conclusiones del punto "5.5.2. Mandos de la dirección" el bastidor trasero se manejará a través de un par de palancas situadas a cada lado de la cabina, que van unidas mediante cables de acero hasta un punto concreto del bastidor trasero.

Para definir el mecanismo hay que decidir el cable a emplear y el punto donde hay que situar las palancas.

6.7.1. Cables de acero.

En el mercado existe una extensa gama de cables de acero debido a la amplia combinación entre los diferentes elementos que los forman: número, forma, material, distribución y tamaño.



Entre todos ellos, se han seleccionado tres tipos de cable y modelos correspondientes, los cuales representan aquellos que son más utilizados, económicos y útiles para un gran número de aplicaciones. Los tipos de cables son: tipo normales, tipo Warrington y de relleno. Cada uno presenta una serie de ventajas según el trabajo a desempeñar.

Los cables normales, que están formados por cilindros arrollados helicoidalmente alrededor de un núcleo de metal o fibra, aguantan muy bien los esfuerzos a tracción por ser un cable muy homogéneo. La limitación de su uso es debida principalmente a su baja flexibilidad.

En el cable Warrington, la capa exterior de cordones tiene doble número de alambre que la interior, y sus diámetros son alternativamente mayores para encajar perfectamente en los entrantes y salientes de la capa anterior. Son cables muy flexibles aunque no resisten bien el desgaste por rozamiento. Su principal empleo es para aplicaciones en las que haga falta un cable flexible y con desgaste con rozamiento prácticamente nulo.

Por último, el cable de alambre de relleno se caracteriza por tener alambres finos que rellenan los huecos existentes en las últimas capas. Presentan una gran flexibilidad, elevada resistencia al aplastamiento y a los esfuerzos bruscos y dinámicos.

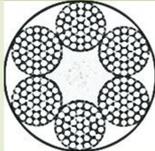
Una vez se saben los tipos de cables que se pueden emplear, se comienza con el cálculo del cable a emplear. El método a emplear [29] es un sistema de 5 pasos, que utiliza coeficientes de seguridad altos para compensar la acciones de los esfuerzos que no se han tenido en cuenta, como el rozamiento.

1. A partir de los datos de la instalación se calcula el esfuerzo a tracción máximo que sufrirá el cable durante el trabajo. Para este caso su valor es de 700,73 N y se toma del Diseño 3.
2. Se elige el coeficiente de seguridad según sea el tipo de trabajo: suave ($k = 6$), duro poco frecuente ($k = 7$) y duro muy frecuente ($k = 8$). Para este prototipo se considerará como trabajo suave.
3. Se obtiene la carga de rotura del cable que es preciso utilizar multiplicando la tensión máxima con el coeficiente de seguridad.

$$C_{rotura} = 700,74 \cdot 6 = 4204,44 \text{ N}$$

4. Entrando con la carga a rotura (C_{rotura}) en una serie de tablas proporcionadas por un fabricante [29] se consigue el cable que correspondiente (Tabla VI.14).

Tabla VI.14 Cables seleccionados.

Modelo de cable	Tipo de cable	Carga rotura [kg]	Peso [Gr/m]
Normal	 $6 \times 37 + 1$	2530	340
Warrington	 $6 \times 26 + 1$	2750	365
Relleno	 $6 \times 25 + 1$	2840	375

Como la carga de rotura con la que se va a trabajar es muy pequeña respecto a los valores que pueden llegar a soportar cada modelo de cable, la elección depende del tipo de poleas que se monten el prototipo.

5. Las poleas a emplear con cada cable será diferente, y su radio mínimo debe de ser igual a un coeficiente multiplicado por el diámetro de los hilos que forman cada cable. Para cada uno de ellos las poleas que se tendrían que emplear son las siguientes (Tabla VI.15):

Tabla VI.15 Diámetro mínimo de poleas.

Modelo de cable	Tipo de cable	Ø alambre [mm]	Coefficiente	Ø polea mín. [mm]
Normal	6 x 37 + 1	0,45	504	226,8
Warrington	6 x 26 + 1	0,74	430	318,2
Relleno	6 x 25 + 1	0,64	480	307,2

Una vez se tienen los resultados de los tres cables y comparando sus características, el cable que sería más idóneo emplear para esta situación sería el de tipo normal, porque el modelo sólo va a estar trabajando a tracción y ofrece un peso y unas poleas a emplear menores respecto a los otros, sin distar mucho en la tensión máxima que los otros pueden llegar a soportar.

6.7.2. Palancas de la dirección.

Los mandos para la conducción (Figura VI.59) están formados por una barra y un mango de bicicleta, a los que se pueda añadir los frenos de bicicleta una vez sean instalados. A su vez, unido por medio de un codo o brida, irá otra barra perpendicular a la anterior que tire del cable y gire sobre su punto medio.

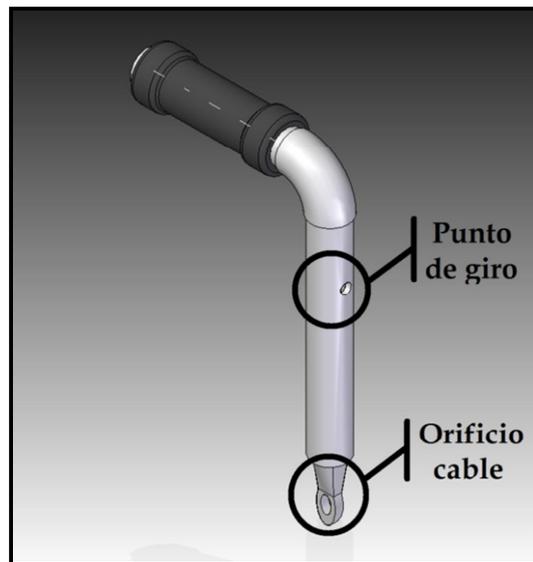


Figura VI.59 Palanca de ataque.

Sobre la Figura VI.59 se aprecian las diferentes partes que lo componen, donde hay que destacar el punto donde se anclarán el cable. Este se sitúa en la parte más inferior, en el que el cable se introducirá de la misma forma que al enhebrar un agujero.

Otra posible solución eliminaría el codo y el manillar, sustituyendo todo por un cuerno de bicicleta (Figura VI.60) que engancharía directamente con la barra vertical apretando la abrazadera que tiene en su extremo.



Figura VI.60 Cuerno de bicicleta.

Todas las piezas que forman dicho conjunto se encuentran normalizadas [2], lo que facilita su obtención.

Si se llevase a cabo el conjunto con codo, el manillar empleado y la tubería vertical tendrían que ser de diámetro 25 mm, debido a que los mangos de bicicleta se encuentran normalizados dentro de unos rangos. El codo que une ambas partes también deberá de tener un radio interior también de 25 mm.

Finalmente, los mandos se colocarían a una distancia de 160 mm desde la base del bastidor trasero, según se muestra en la Figura VI.61. Esto se debe a que dicho punto se encuentra situado en la posición más adecuada y cómoda para el conductor [7].

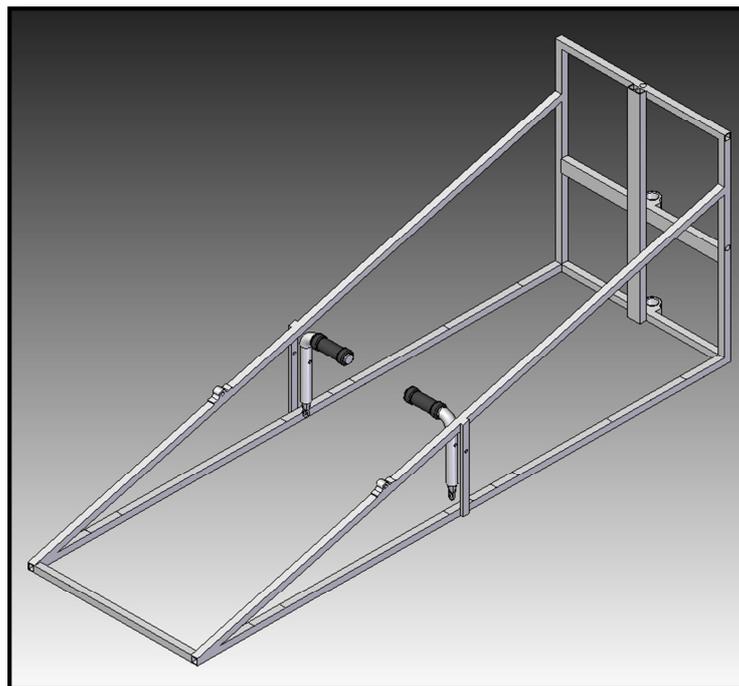


Figura VI.61 Posición de los mandos de la dirección.

6.8. OTROS ELEMENTOS A INCLUIR.

6.8.1. Tornillos.

La estructura que forma el bastidor trasero, al estar formada por diferentes piezas que se fabricarán de forma independiente, se ha de unir empleando tornillos.

En un principio se pensó en emplear tornillería con la cabeza embutida, pero esto implicaba una disminución del espesor de la pieza en la zona donde se situara el agujero. Por ello, la segunda elección fue la de usar tornillos de cabeza hexagonal, que aunque no queden embutidos en la estructura, son fáciles de encontrar, su deterioro es menor que el de otras cabezas, independientemente del número de veces que se tenga que roscar y desenroscar, y el espesor de la cabeza es bastante insignificante.

Una vez se conoce el tipo de tornillo se debe de definir la calidad de este, factor que viene determinado por el cortante máximo que es capaz de soportar. Para este prototipo, en las Figura VI.62 y Figura VI.63 se muestra el valor del cortante en los tres planos principales.

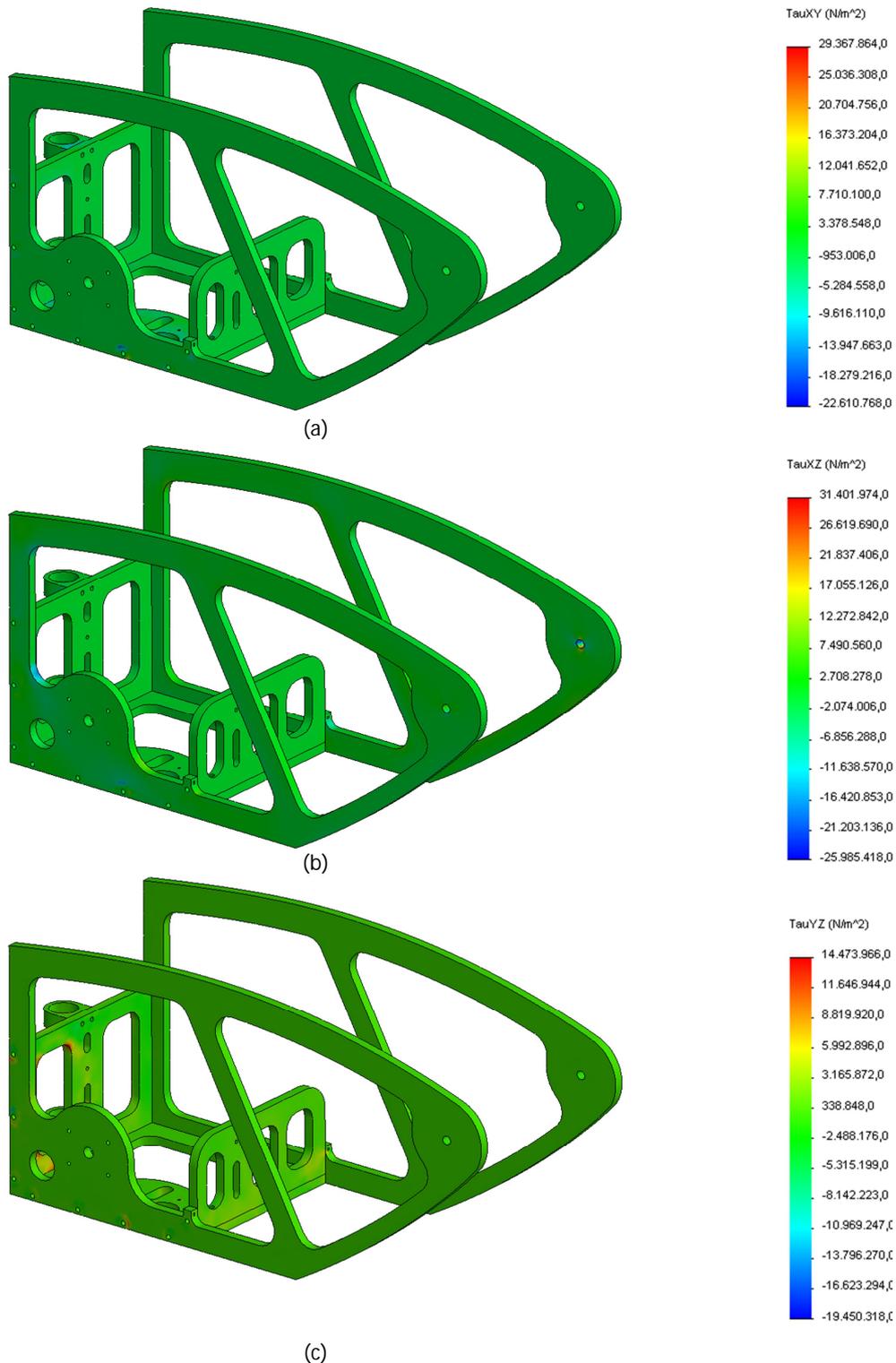


Figura VI.62 Tensión cortante en los diferentes planos del triedro girando hacia la derecha: XY (a), YZ (b) y XZ (c).

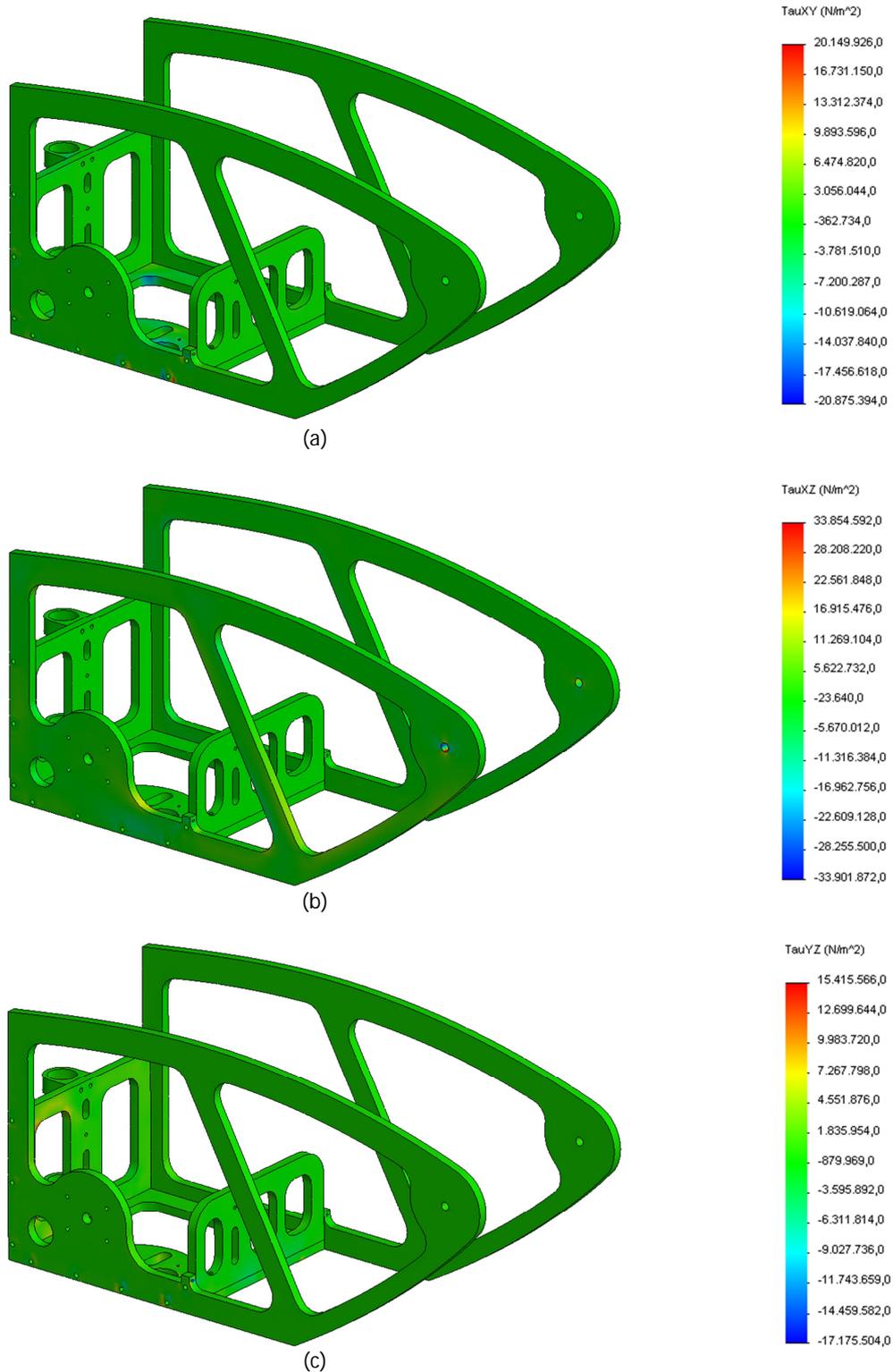


Figura VI.63 Tensión cortante en los diferentes planos del triedro girando hacia la izquierda: XY (a), YZ (b) y XZ (c).

Sobre las seis figuras mostradas arriba, el valor máximo de cortante es de 33,85 N/mm², lo que implica la necesidad de emplear un tornillo con resistencia 8G (resistencia a cortadura de 80 kg/mm² según tablas de fabricante) que proporciona un coeficiente de seguridad de hasta 23.

Acudiendo a los catálogos de los fabricantes con las especificaciones expuestas anteriormente, los tornillos seleccionados se pueden encontrar en el fabricante REYZA (Figura VI.64).



Figura VI.64 Características del tornillo seleccionado.

Este fabricante, en su catálogo, proporciona tornillería de todo tipo de métrica. Para el caso que se trata los tonillos necesarios serían de métrica M5 para el agarre de la parte frontal del motor con el bastidor y de métrica M6 para montar toda la estructura.

Todas las características y datos que se pudieran necesitar de los tornillos se muestran en la Figura VI.65.

D	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	24	Diámetros
Z	0,80	100	100	125	150	175	200	200	250	250	250	300	Pasos
a	2	2,5	2,5	3	3,5	4	5	5	6	6	6	7	Máxima
C	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	Asiento
S	8	10	11	13	17	19	22	24	27	30	32	36	Llave
K	3,5	4	5	5,5	7	8	9	10	12	13	14	15	Altura cabeza

Figura VI.65 Fragmento de tabla del catálogo de tornillos REYZA.



6.8.2. Rodamientos.

En el conjunto del bastidor trasero, hay dos zonas en las que será necesario instalar rodamientos. La primera de ellas es donde apoya el eje de salida del motor, y la segunda sobre los dos agujeros hechos en los laterales de la estructura en los que descansa el eje trasero.

Para seleccionar el rodamiento a instalar se ha acudido al catálogo del fabricante SKF, indicando que el rodamiento debe de tener 12 mm de diámetro interior, estará sometido a carga combinada (radial, axial, momentos) y que las velocidades de giro serán altas.

El resultado obtenido es un rodamiento rígido de bolas de dos hileras con las características de la Tabla VI.16 y forma según la Figura VI.66, debido a que aporta todas las características requeridas, además de ser rodamiento de fácil mantenimiento y espacio reducido.

Tabla VI.16 Características rodamientos de aguja para el eje de salida del motor.

Designación	Dimensiones principales [mm]			Capacidad de carga estática y dinámica [kN]	
	d	D	B	C	C_0
PNA 12/28	12	32	14	10,6	9,15
Carga límite de fatiga	Velocidad de referencia/velocidad máxima			Masa	
P_u [kN]	rpm	$rpm_{máx}$		kg	
0,26	36000	20000		0,053	

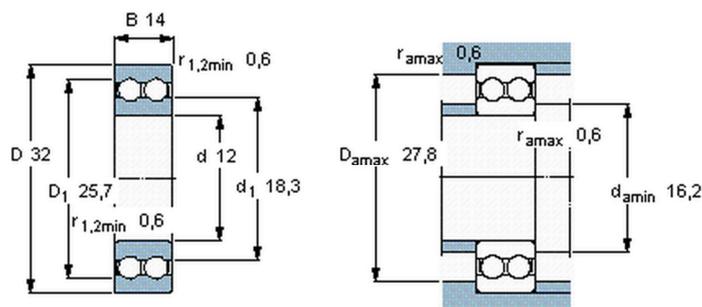


Figura VI.66 Rodamientos de bolas de dos hileras 4201 ATN9 de SKF.

Para la parte posterior, donde irá el eje trasero, se ha tenido en cuenta que los rodamientos estarán sometidos también a cargas combinadas y que el diámetro de origen del eje trasero es de 9,5 mm. Sin embargo, ninguna casa comercial fabrica rodamientos con dicha medida, y hacerlo a medida supondría un coste demasiado elevado. Por ello, se decide cambiar el diámetro del eje trasero hasta los 10 mm. Finalmente la casa SKF proporciona unos rodamientos rígidos de bolas en una hilera con baja fricción, que son válidos para funcionamiento a altas velocidades y de fácil instalación, de características según la Tabla VI.17 y forma tal y como muestra la Figura VI.67.

Tabla VI.17 Características rodamientos de bolas para el eje trasero.

Designación	Dimensiones principales [mm]			Capacidad de carga estática y dinámica [kN]	
	d	D	B	C	C_0
6000-2RSLTN9/HC5C3WT	10	26	8	4,75	1,96
Carga límite de fatiga	Velocidad de referencia/velocidad máxima			Masa	
P_u [kN]	rpm	$rpm_{máx}$		Kg	
0,083	85000	56000		0,018	

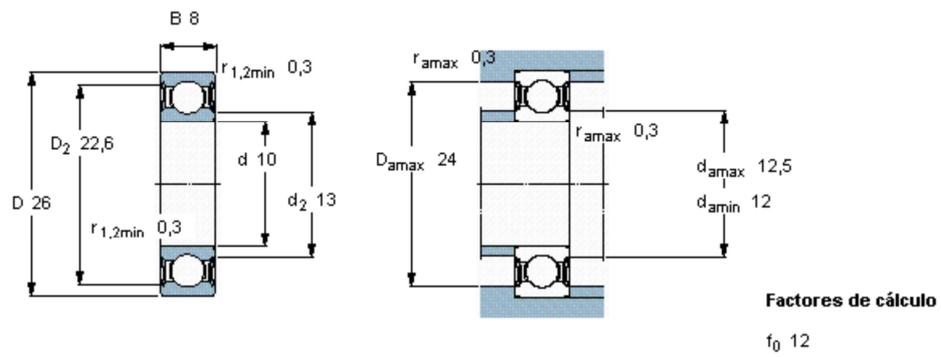


Figura VI.67 Rodamientos de bolas 6000-2RSLTN9/HC5C3WT de SKF.

Capítulo VII : CONCLUSIONES

En el presente proyecto se ha diseñado y calculado el bastidor trasero junto con el sistema de dirección que gobernará el vehículo que la Universidad Carlos III de Madrid quiere llevar a la competición celebrada por la multinacional Shell denominada Shell Eco-Marathon.

Tras realizar los oportunos análisis sobre el bastidor trasero se obtienen las siguientes conclusiones:

- Las dimensiones del prototipo cumplen con el tamaño mínimo exigido por la entidad organizadora de la competición, de tal forma que se ha intentado que el espacio entre los diferentes componentes a instalar sea el mínimo posible.
- El análisis estructural del conjunto se ha desarrollado de forma progresiva, lo que ha conducido a obtener unos valores de resistencia y seguridad que se ajustan a las necesidades del diseño.



- El conjunto completo se sitúa por debajo de los 5 kg, lo que lo convierte en un sistema muy ligero que cumple con las características de diseño impuestas desde un comienzo.
- Los mandos para poder girar el vehículo no requieren de un montaje complicado, lo que facilita el cambio de piezas en el caso de producirse un fallo en alguna de ellas. Además ha sido pensado para que el sistema sea muy ligero para la conducción y que no produzca lesiones al futuro piloto.
- Se ha conseguido que el conjunto sea un sistema que aporte accesibilidad a todo aquello que se aloje en su interior, de modo que su mantenimiento sea sencillo.
- Todas las pruebas realizadas dan como conclusión principal que el prototipo cumple con las especificaciones de resistencia de la organización.



Capítulo VIII : TRABAJOS FUTUROS

Todos los proyectos que se desarrollan siempre tienen puntos sobre los que se puede incidir y modificar para avanzar y/o mejorar. Para el desarrollo de futuros bastidores traseros directrices algunos aspectos importantes sobre los que se debe de prestar atención son los siguientes:

- Intentar disminuir el peso del conjunto utilizando materiales que sean más ligeros y con una mayor resistencia.
- A razón de los resultados obtenidos una vez que se construya el prototipo y en carrera, se debe de tomar nota de cuales son los aspectos que más afectan al conjunto completo con el fin de realizar simulaciones más precisas que lleven a estructuras más eficientes.
- Mayor coordinación entre todo el equipo que quiere llevar a cabo el vehículo, con el fin de mejorar las uniones entre componentes y el comportamiento del vehículo en general.
- Buscar otros sistemas o alternativas para el manejo del vehículo que puedan ser más efectivas y fáciles de manejar.



-
- Adaptar los mando, tipo y posición según las necesidades del piloto una vez que haya tenido contacto con el prototipo.
 - Realizar un análisis dinámico completo (esfuerzos dinámicos y modos de vibración) de todo el conjunto una vez que se conozcan todos los elementos que definitivamente se va a querer instalar en el vehículo definitivo, primeramente mediante simulación y posteriormente una vez esté fabricada la estructura.
 - Debido al desconocimiento y falta de experiencia en estos proyectos, los factores de seguridad que se han empleado son bastante altos, por lo que convendría una vez que se conozca el comportamiento del vehículo, ajustarlos para conseguir un peso del conjunto lo más bajo posible.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Alejandro. Dirección [en línea]. <http://www.almuro.net/sitios/Mecanica/dirección.asp?sw13=1>, Accedido el 27 Marzo 2010.
- [2] <http://www.alu-stock.es/>, Accedido el 10 Noviembre de 2010
- [3] Api_user_11797_niseval2000. *Energías alternativas para Automóvil* [en línea]. <http://www.scribd.com/doc/6560437/Combustibles-Alternativos-Para-Automovil#about>, Accedido el 14 de Marzo de 2010.
- [4] Aria-Paz, M.: *Manual de automóviles* (Dossat 200 S.L., 2004)
- [5] Aparicio Izquierdo, F., Vera Álvarez, C., Díaz López, V.: *Teoría de vehículos automóviles* (Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, 2001)
- [6] Beagel. *Gas to liquid* [en línea]. Wikipedia. 9 de Mayo 2010. http://en.wikipedia.org/wiki/Gas_to_liquids, Accedido el 10 de Mayo de 2010
- [7] Blanco Esteban, P. *Estudio y diseño del bastidor delantero del prototipo destinado a participar en la competición Shell Eco-Marathon*. Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2010
- [8] Casco Hernández, A. *Estudio y diseño del sistema de dirección del prototipo destinado a participar en la competición Shell Eco-marathon*. Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2008
- [9] Comisión Europea: *Europe's Information Society*. [en línea]. http://ec.europa.eu/information_society/activities/intelligentcar/technologies/das/index_es.htm, Accedido el 10 de Junio de 2010
- [10] Crespo Hernández, J., Gismera Pérez, J. M.: *Modelado de una llanta en Ansys*. Trabajo dirigido, Universidad Carlos III de Madrid, 2008.
- [11] Charloteaux, M.: *Suspensión y dirección* (MARCOMBO S.A., 1979)
- [12] Costas, J.: *Circula Seguro* [en línea]. (Michelín y Fundación Mapfre, 2008) <http://www.circulaseguro.com/2008/12/03-lane-assist-asistente-de-mantenimiento-de-carril>
- [13] Díaz, V.: *Teoría de vehículos (Apuntes)* [en línea]. <https://aulaglobal2.uc3m.es/mod/resource/view.php?id=122881>



- [14] Diegusjaimes. *Biodiesel* [en línea]. Wikipedia. 16 de Junio 2010. <http://es.wikipedia.org/wiki/Biodiésel>, Accedido el 25 de Junio de 2010
- [15] Font Mezquita, J., Dois Ruíz, J. F.: *Tratado sobre automóviles* (Universidad Politécnica de Valencia, 1997)
- [16] Gainza, G., Pintor, J.M., Badiolia, V., Miracoli, E.. *Caracterización dinámica de la carcasa de un eje motriz de vehículo industrial. Aplicación del modelo modal a la simulación de las condiciones de uso.* [en línea]. Universidad Pública de Navarra IMAC. 15 Octubre 2003 http://www.imem.unavarra.es/web_imac/documentation/Caracterizacion_Dinamica_de_la_Carcasa_de_un_Eje_Motriz_de_Vehiculo_Industrial_Aplicacion_del_Modelo_Modal_a_la_Simulacion_de_las_Condiciones_de_Us_o_ggainza_aplicaciones_modelo_modal_revTxus02.pdf, Accedido el 20 Enero 2011]
- [17] H. Crouse, W.: *Mecánica del Automóvil I* (MARCOMBO. S.A., 3ed, 1946)
- [18] H. Crouse, W.: *Mecánica del automóvil* (Boixareu, 1993)
- [19] <http://www.honda-engines.com/>, Accedido el 10 de Junio de 2010
- [20] W. Hufnagel: *Manual del aluminio Vol. 1* (Reverte, 2ª Edición, 1992)
- [21] Isasi, L., Calvo, J. A., Pérez, B.: *Laboratorio de Tecnologías IV "Neumáticos"* [en línea]. <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/laboratorio-de-tecnologias-iv/material-didactico>, Accedido el 15 de Diciembre de 2010.
- [22] Martínez, D. H.: *Manual del Automóvil –Reparación y mantenimiento-* (Cultural S.A., 2003)
- [23] <http://www.mecanicavirtual.org/>, Accedido el 20 Junio 2010
- [24] Rill, P. D.: *Vehicle Dynamics* (HOCHSCHULE FÜR TECHNIK WIRTSCHAFT SOZIALES, 2004)
- [25] SolidWorks®. *Diseño y análisis computacional* [DVD]. Windows versión 2010
- [26] <http://www.shell.com/home/content/ecomarathon/>, Accedido el 24 de Junio de 2010
- [27] Tti, Asthana, K. K., J.: *Automobile Engineering* (Tata & McGraw-Hill, 2002)
- [28] *La Eco-marathon una carrera para vehículos que ahorran combustible* [en línea]. terra.org. 9 de Julio 2005. <http://www.terra.org/articulos/art01326.html>, Accedido el 25 de Febrero de 2010
- [29] Trenzas y cables de acero S.A.: *Catálogo de selección*



- [30] *Glosario Técnico* [en línea]. Volkswagen. http://www.volkswagen.es/es/es/experiencia_vw/innovacion/Technik_Lexikon.html, Accedido el 29 de Junio de 2010.



ANEXO 1: PLANOS

1 2 3 4 5 6

A

A

B

B

C

C

D

1

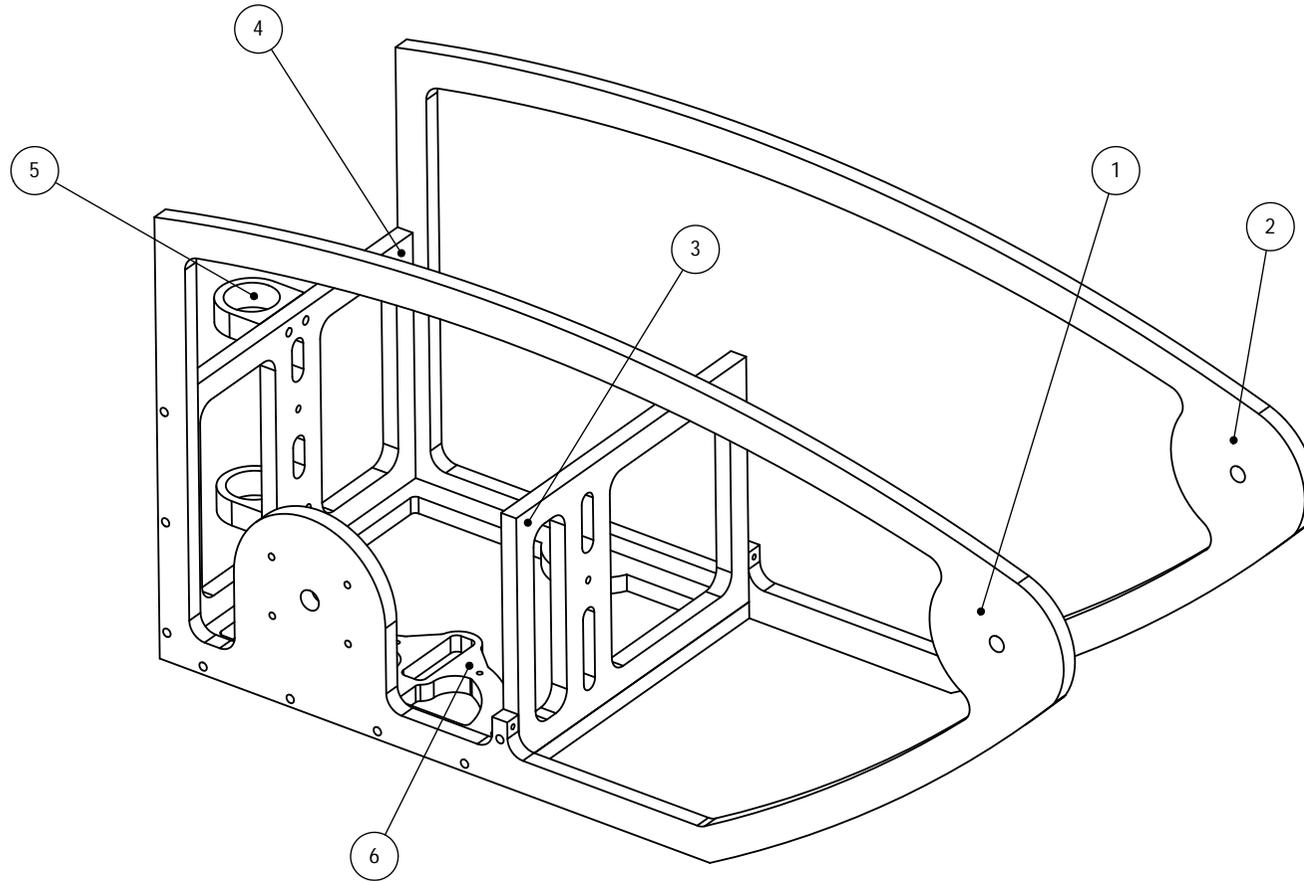
2

3

PESO:

ESCALA:1:4

HOJA 1 DE 7



Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
1	Pieza lateral salida cigüeñal	1
2	Pieza lateral arranque	1
3	Lateral hacia rueda	1
4	Lateral hacia cabina	1
5	Unión eje giro	1
6	Base motor	1

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

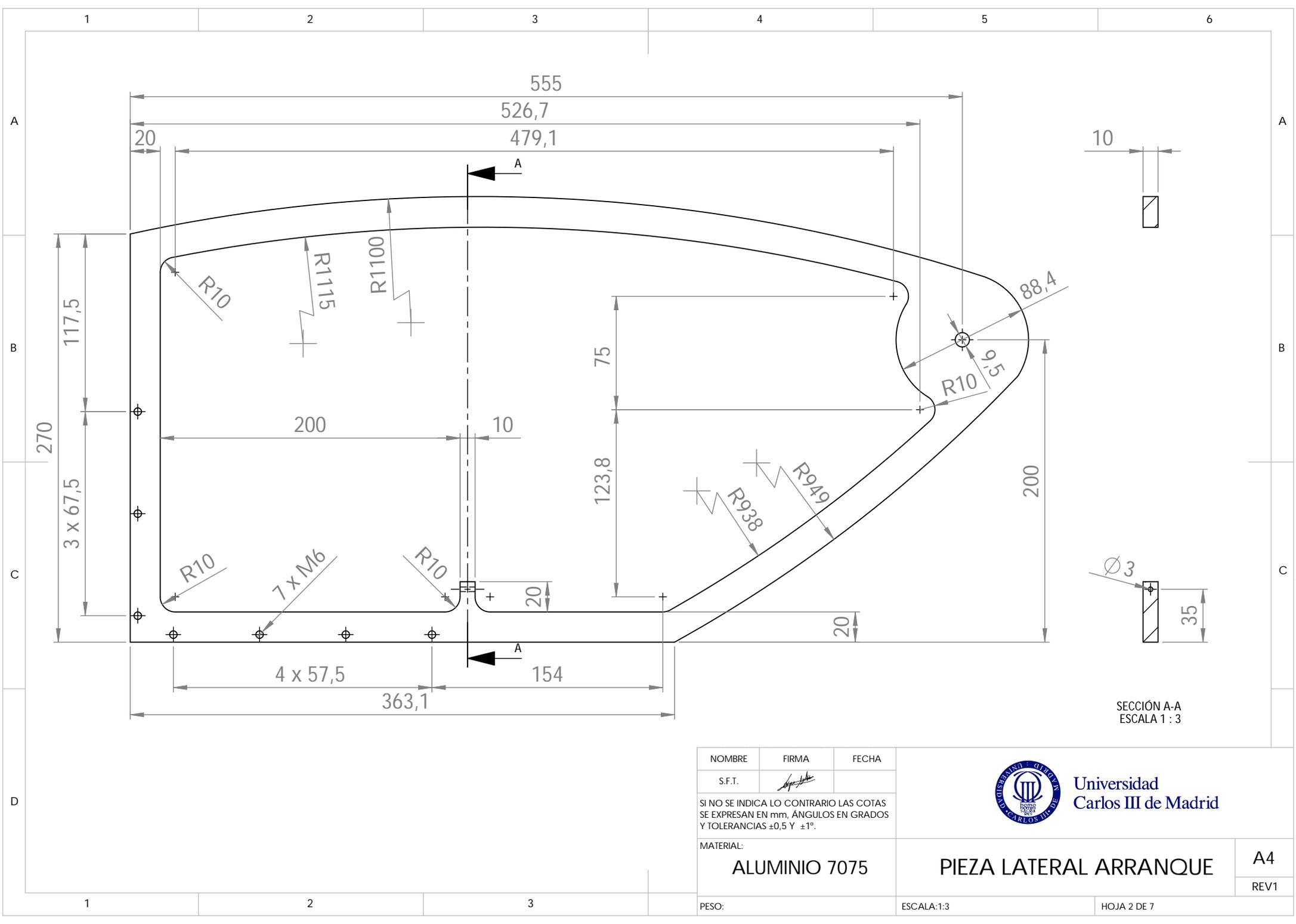


Universidad
Carlos III de Madrid

DISEÑO 1

A4

REV1



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

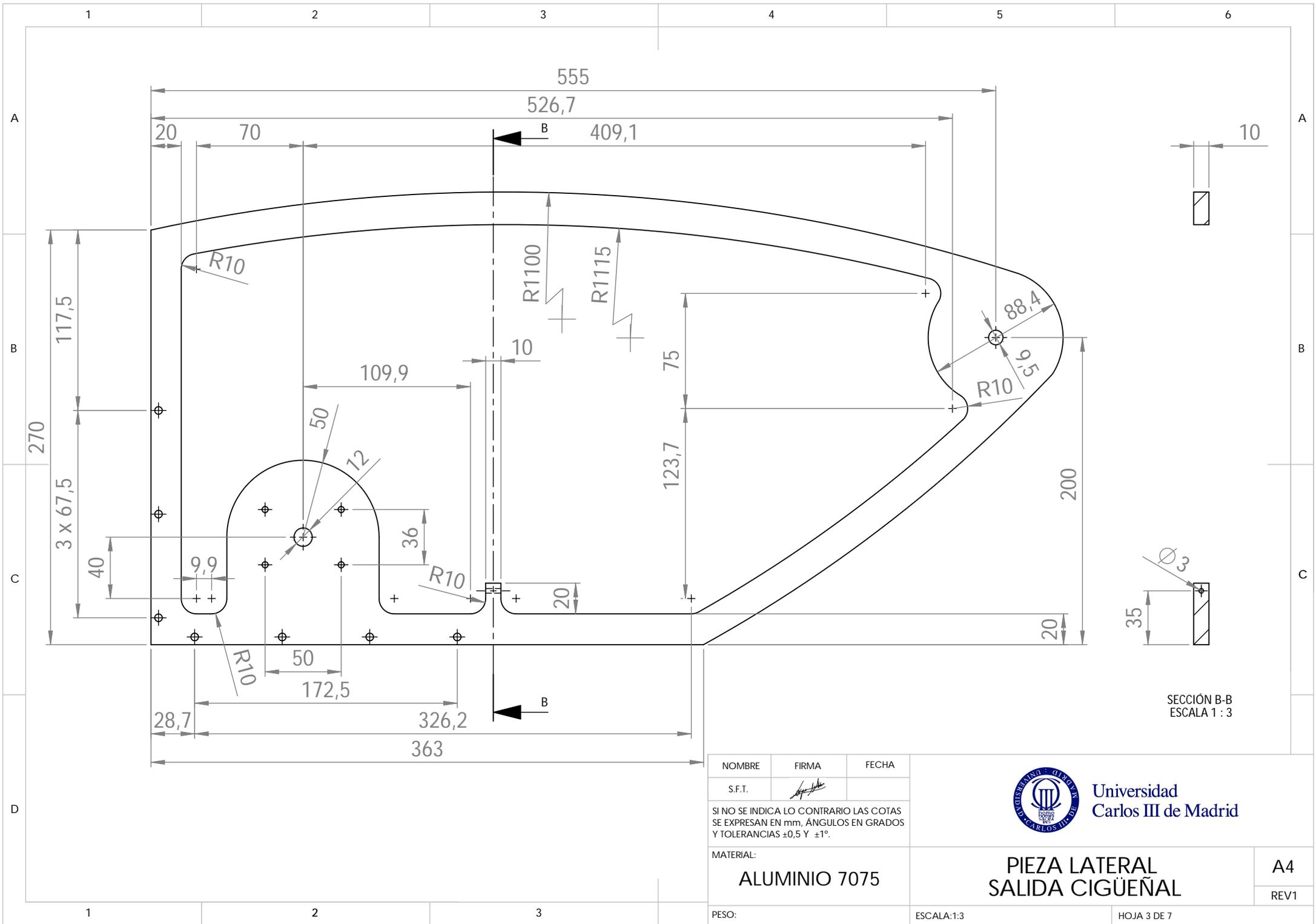
MATERIAL:
ALUMINIO 7075



Universidad Carlos III de Madrid

PIEZA LATERAL ARRANQUE

A4
REV1



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 3

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



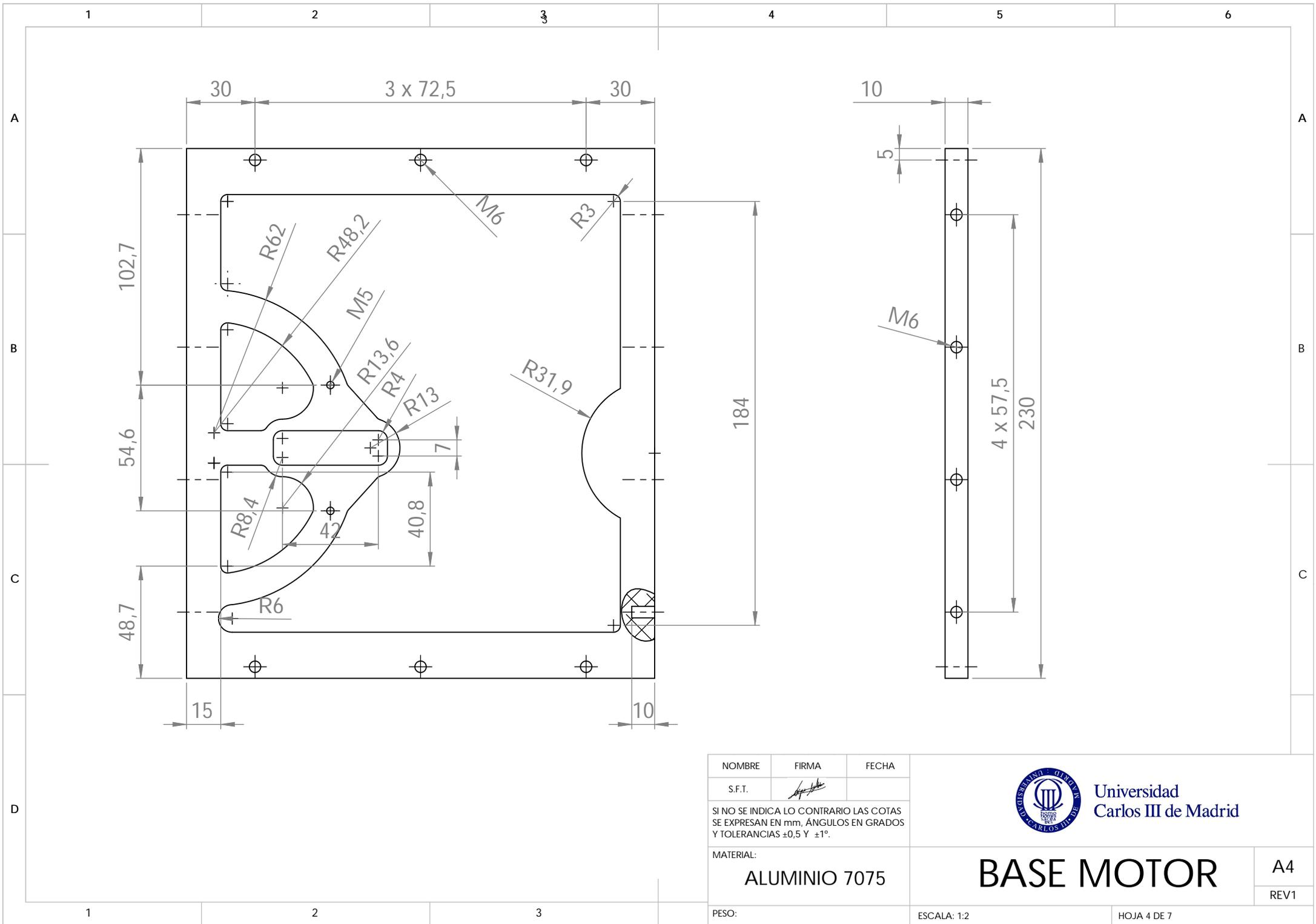
Universidad
Carlos III de Madrid

**PIEZA LATERAL
SALIDA CIGÜEÑAL**

A4
REV1

ESCALA:1:3

HOJA 3 DE 7



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



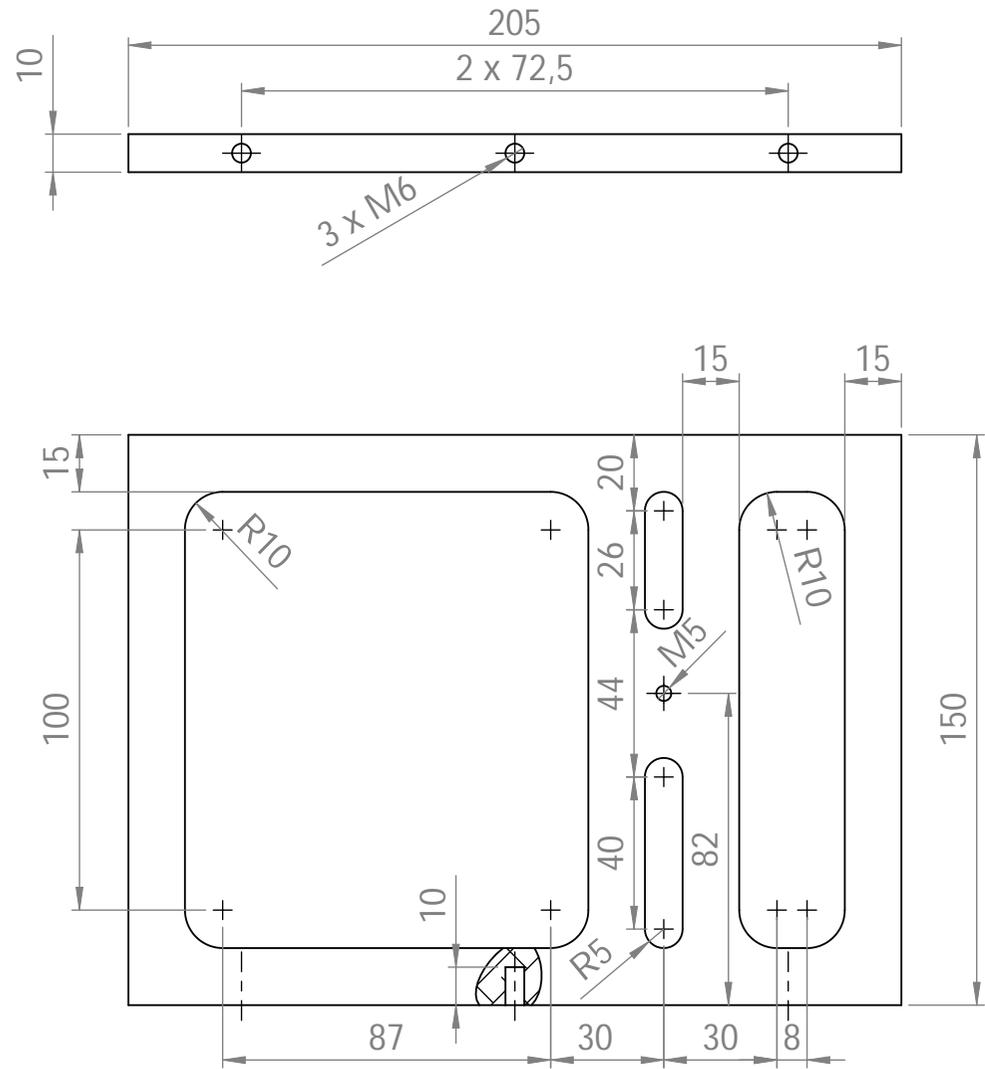
Universidad Carlos III de Madrid

BASE MOTOR

A4
REV1

ESCALA: 1:2

HOJA 4 DE 7



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



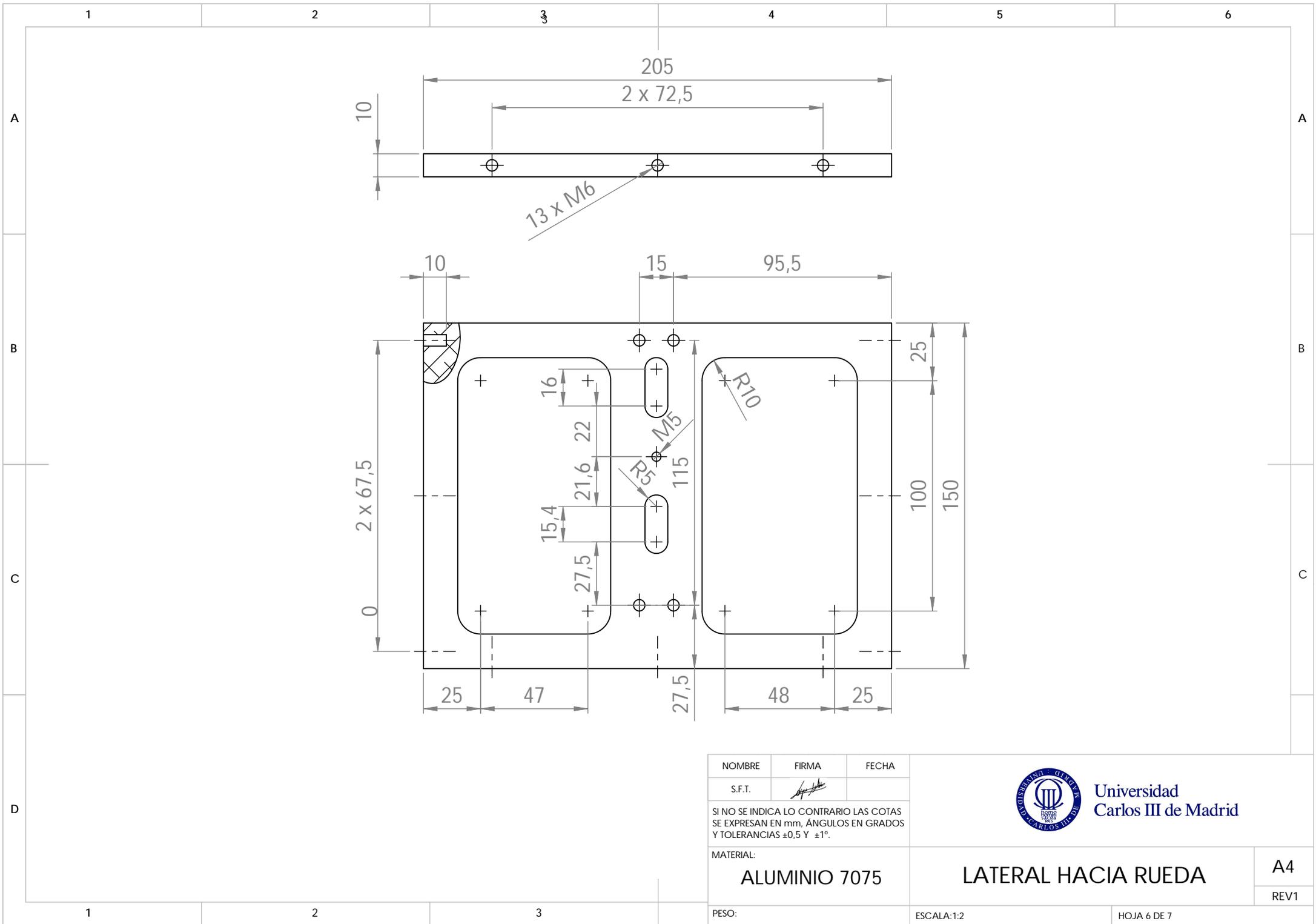
Universidad Carlos III de Madrid

LATERAL HACIA RUEDA

A4
REV1

ESCALA:1:2

HOJA 5 DE 7



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



Universidad Carlos III de Madrid

LATERAL HACIA RUEDA

A4
REV1

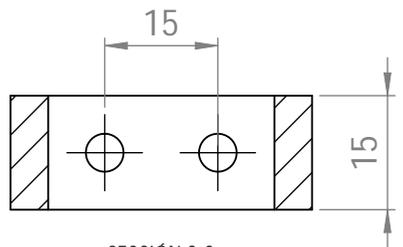
ESCALA:1:2

HOJA 6 DE 7

1 2 3 4 5 6

A

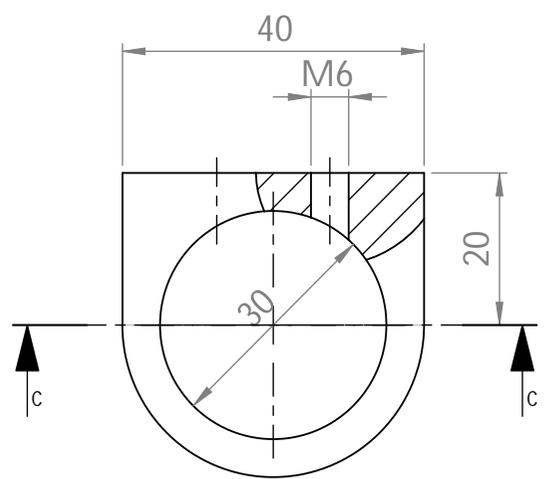
A



SECCIÓN C-C

B

B



C

C

D

1 2 3 4 5 6

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



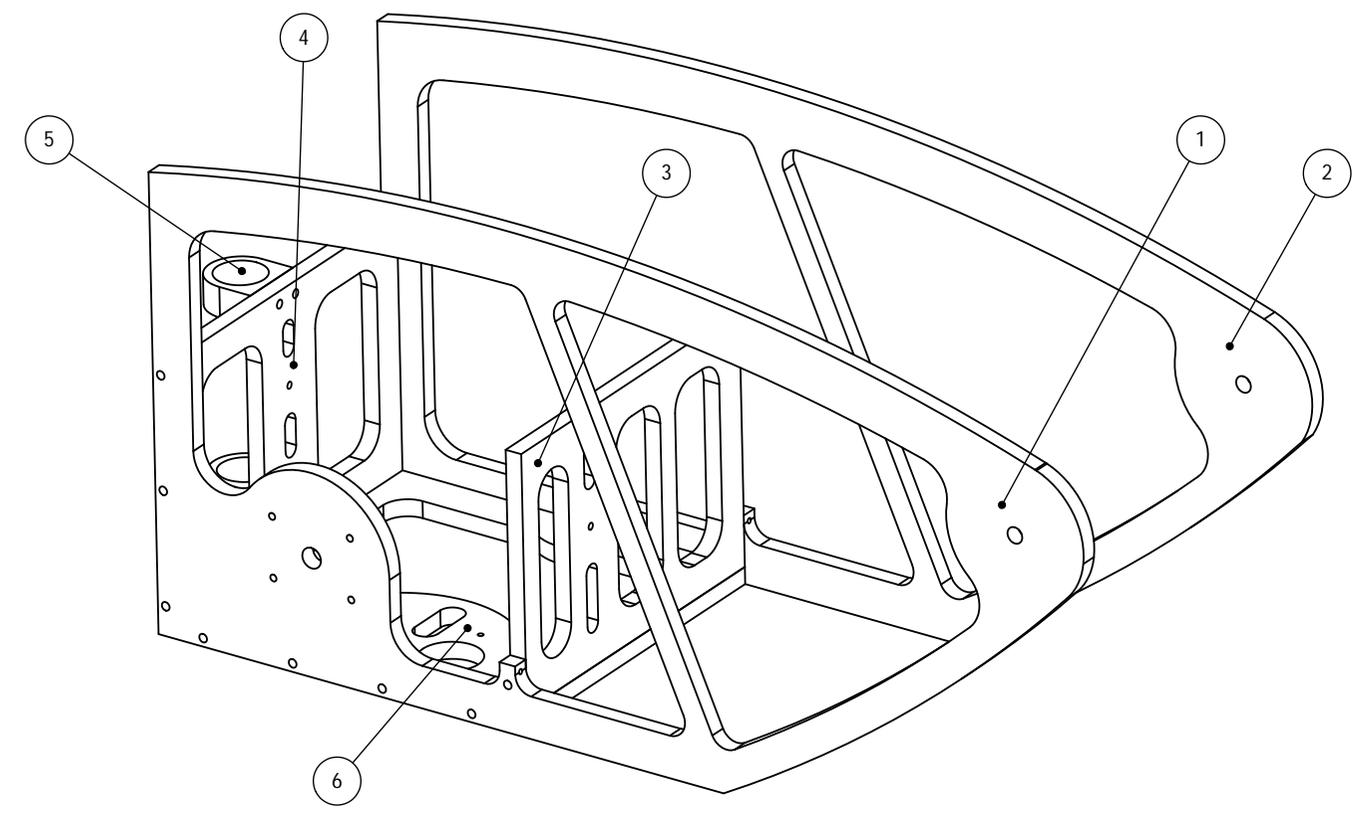
Universidad
Carlos III de Madrid

UNIÓN EJE GIRO

A4
REV1

ESCALA:1:1

HOJA 7 DE 7



Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
1	Pieza lateral salida cigüeñal	2
2	Pieza lateral arranque	2
3	Lateral hacia rueda	2
4	Lateral hacia cabina	2
5	Unión eje giro	1
6	Base motor	2

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



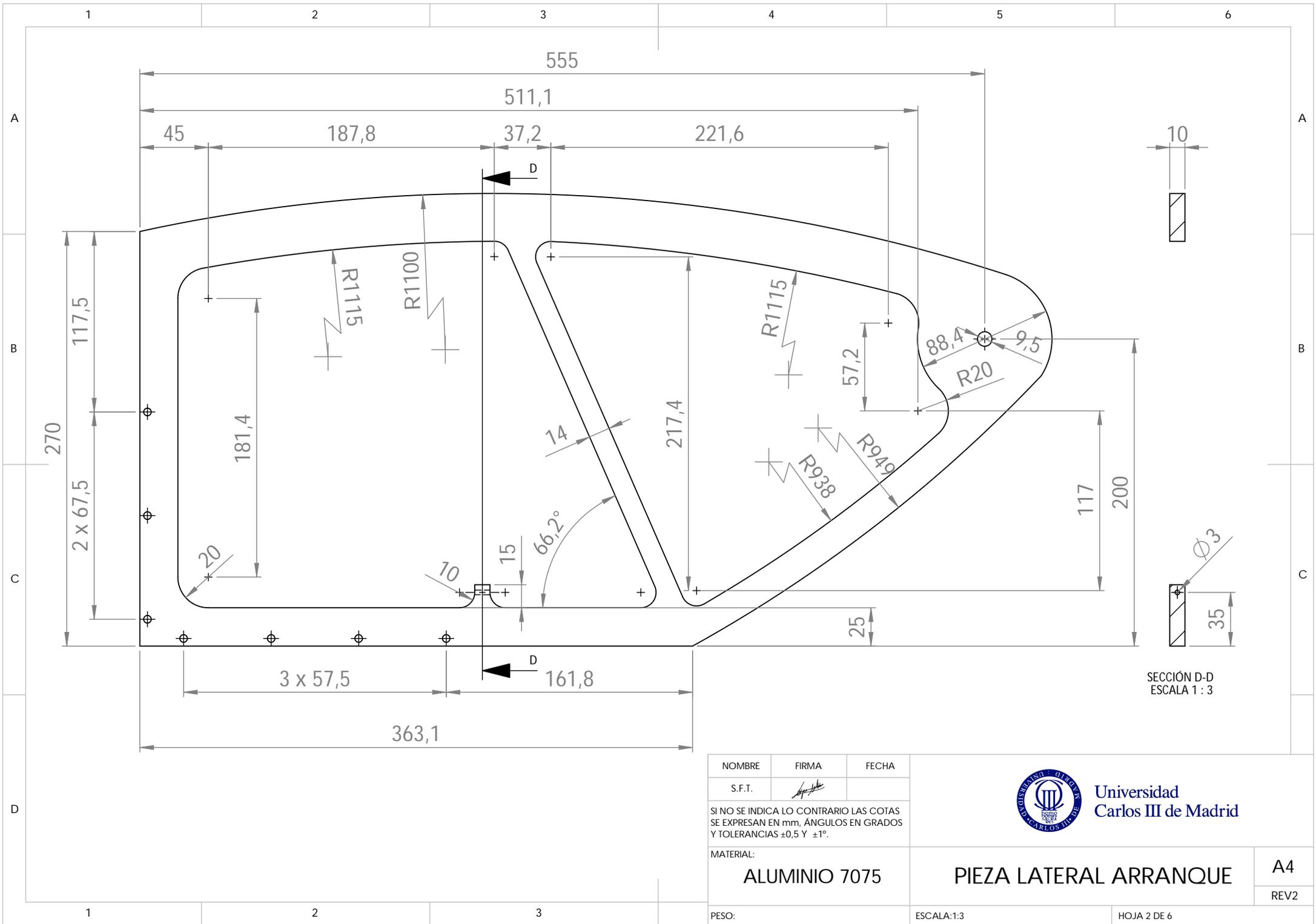
Universidad Carlos III de Madrid

DISEÑO 2

A4
REV2

ESCALA:1:4

HOJA 1 DE 6



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 3

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



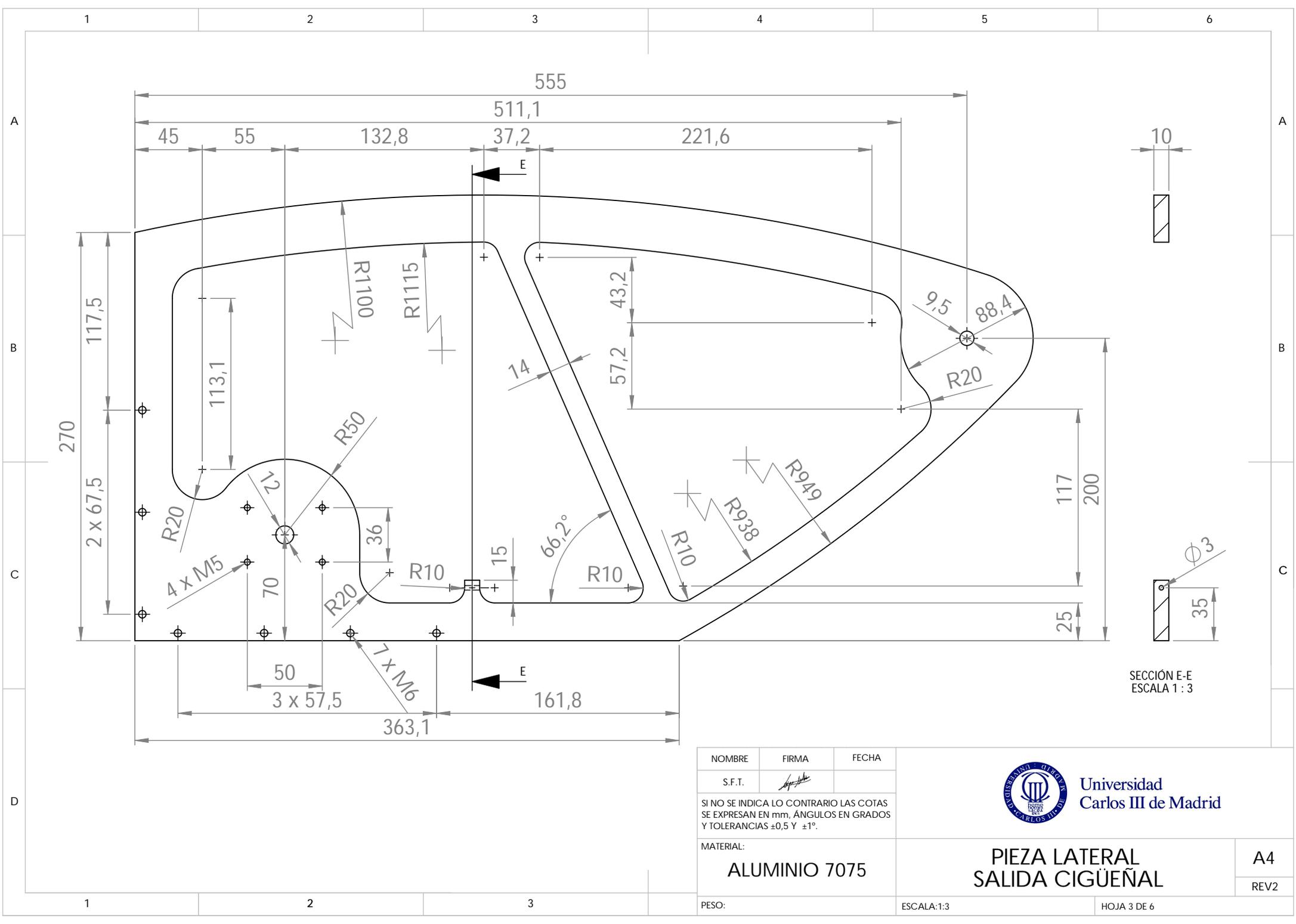
Universidad
Carlos III de Madrid

PIEZA LATERAL ARRANQUE

A4
REV2

ESCALA:1:3

HOJA 2 DE 6



SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 3

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

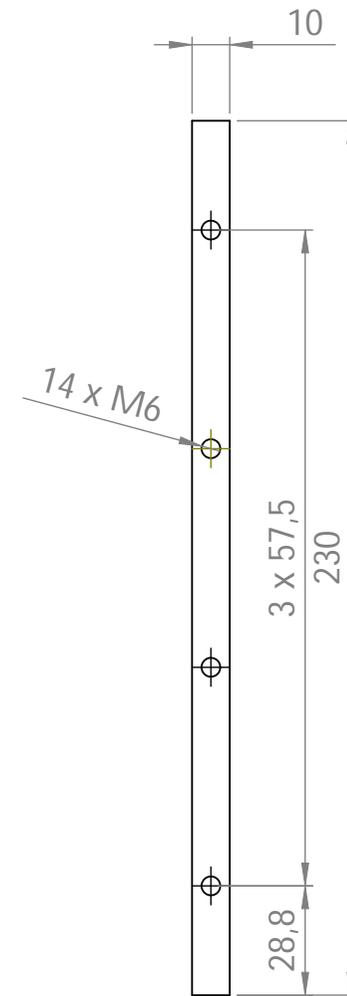
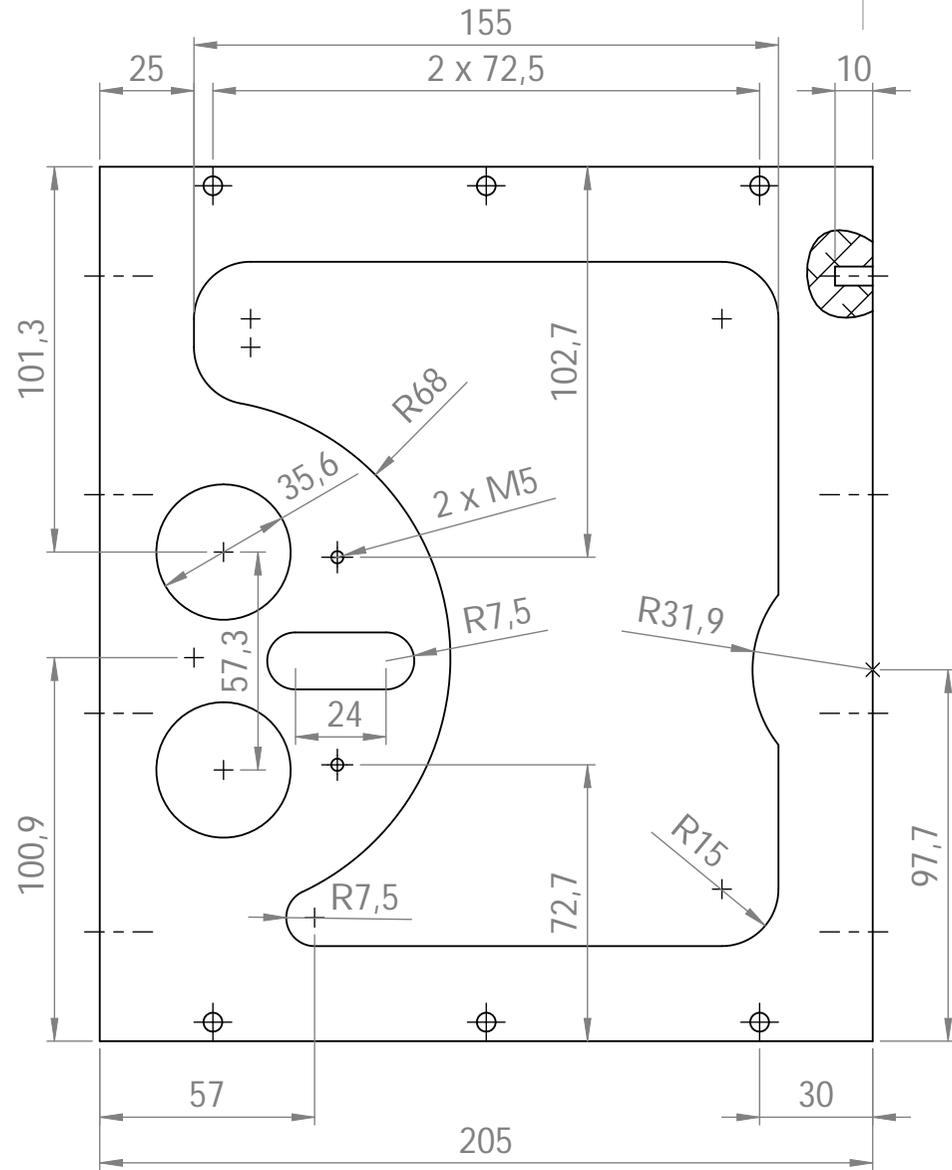
MATERIAL:
ALUMINIO 7075



Universidad
Carlos III de Madrid

**PIEZA LATERAL
SALIDA CIGÜEÑAL**

A4
REV2



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS $\pm 0,5$ Y $\pm 1^\circ$.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



Universidad Carlos III de Madrid

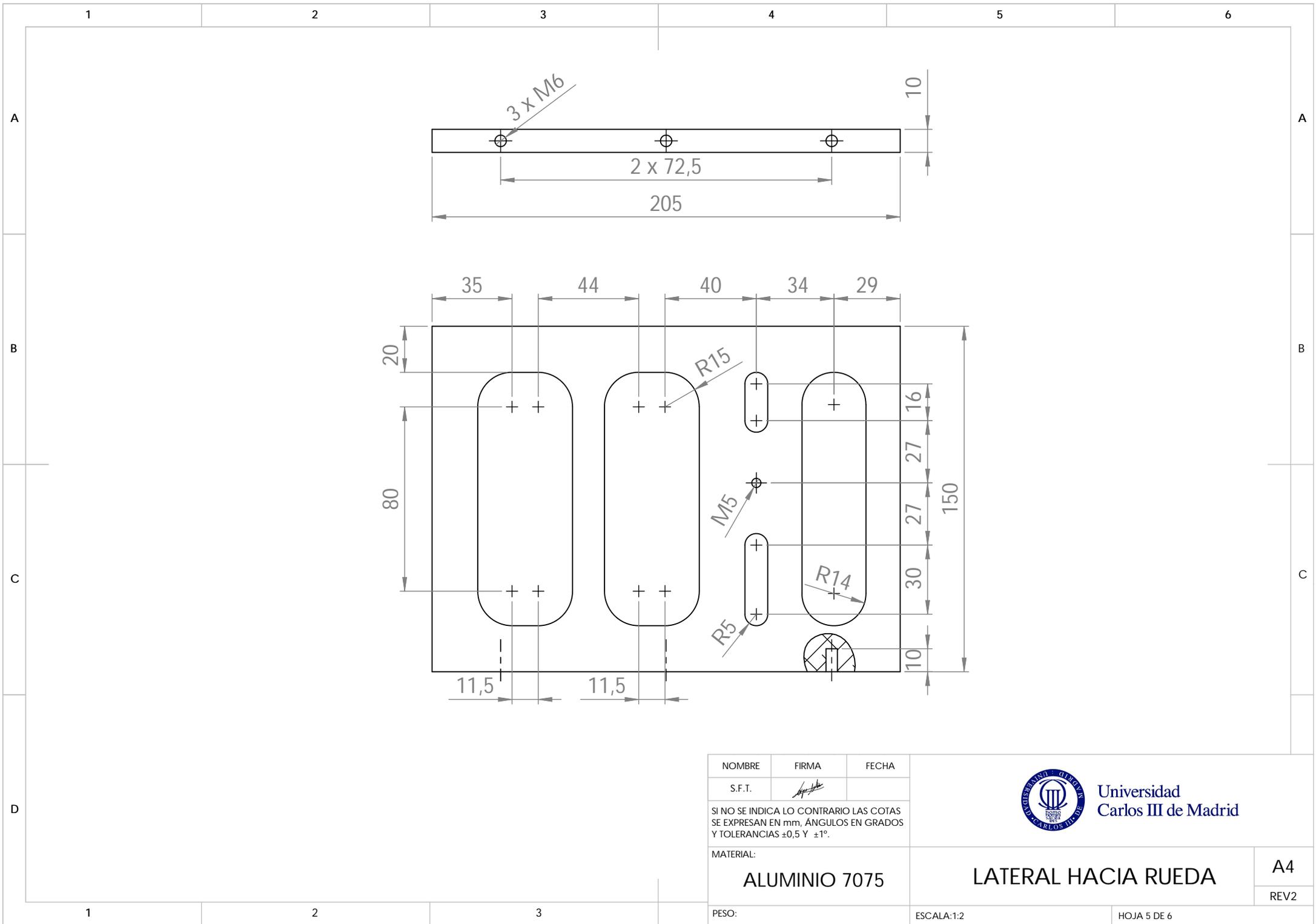
BASE MOTOR

A4

REV2

ESCALA: 1:2

HOJA 4 DE 6



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS $\pm 0,5$ Y $\pm 1^\circ$.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



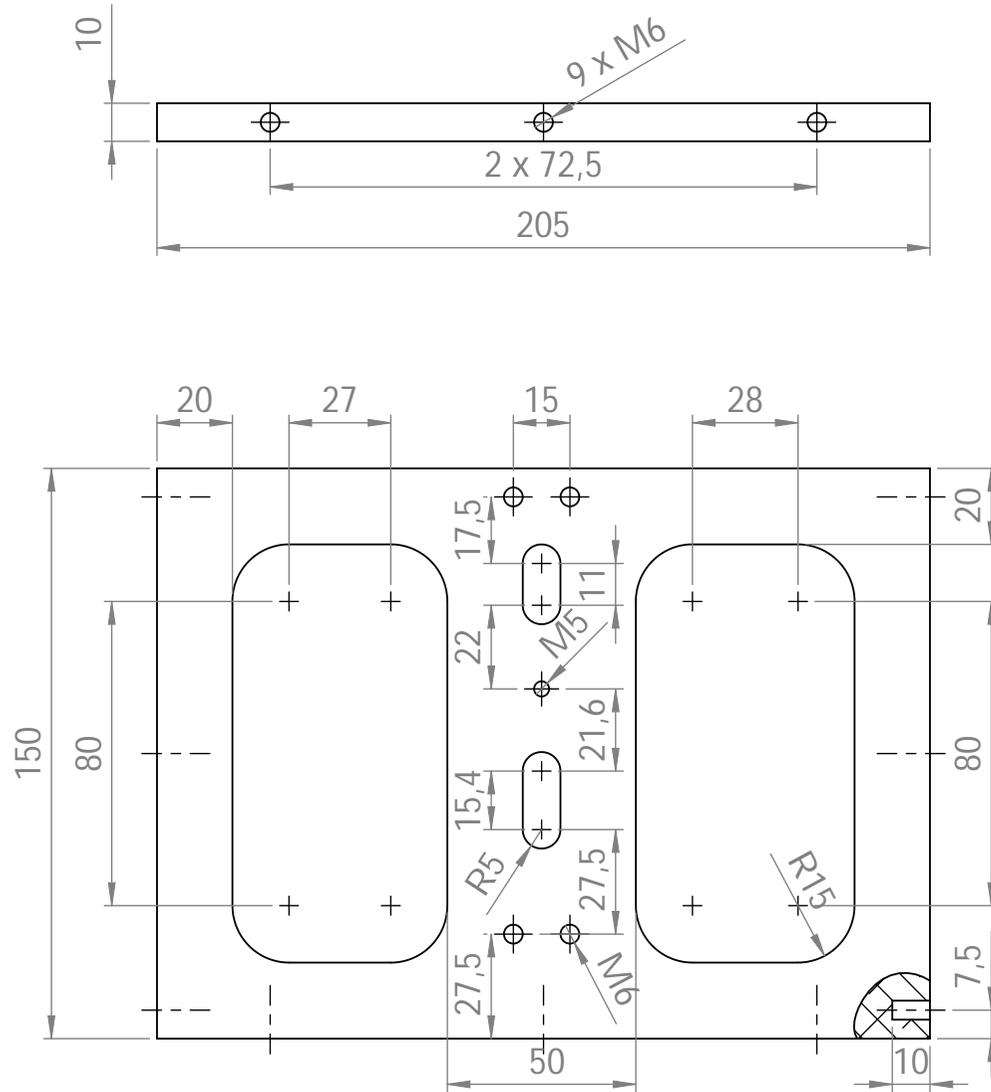
Universidad Carlos III de Madrid

LATERAL HACIA RUEDA

A4
REV2

ESCALA:1:2

HOJA 5 DE 6



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS $\pm 0,5$ Y $\pm 1^\circ$.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:

ESCALA: 1:2



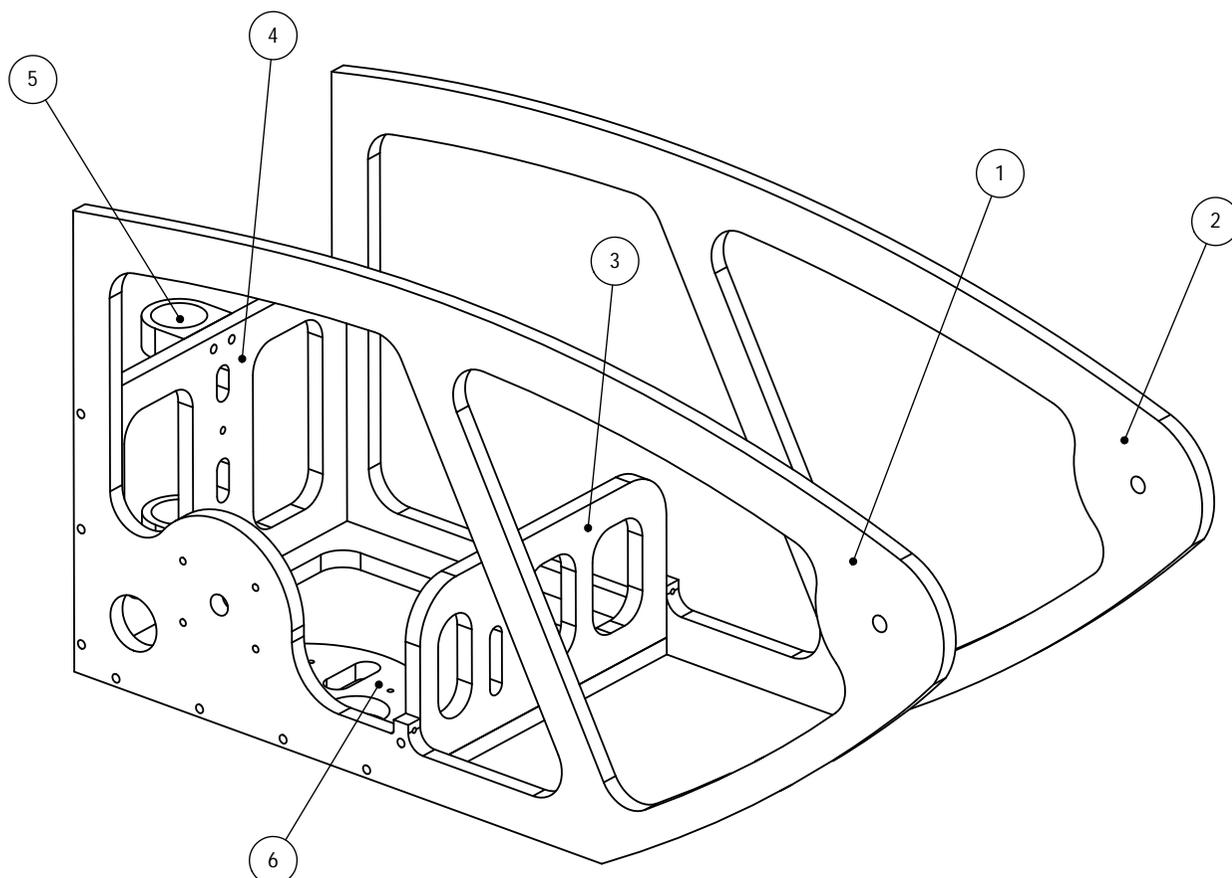
Universidad
Carlos III de Madrid

LATERAL HACIA RUEDA

A4

REV2

HOJA 6 DE 6



Nº	DESCRIPCIÓN	REVISIÓN
1	Pieza lateral salida cigüeñal	3
2	Pieza lateral arranque	3
3	Lateral hacia rueda	3
4	Lateral hacia cabina	2
5	Unión eje giro	1
6	Base motor	2

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Firma]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS $\pm 0,5$ Y $\pm 1^\circ$.

MATERIAL:

ALUMINIO 7075

PESO:

ESCALA:1:4



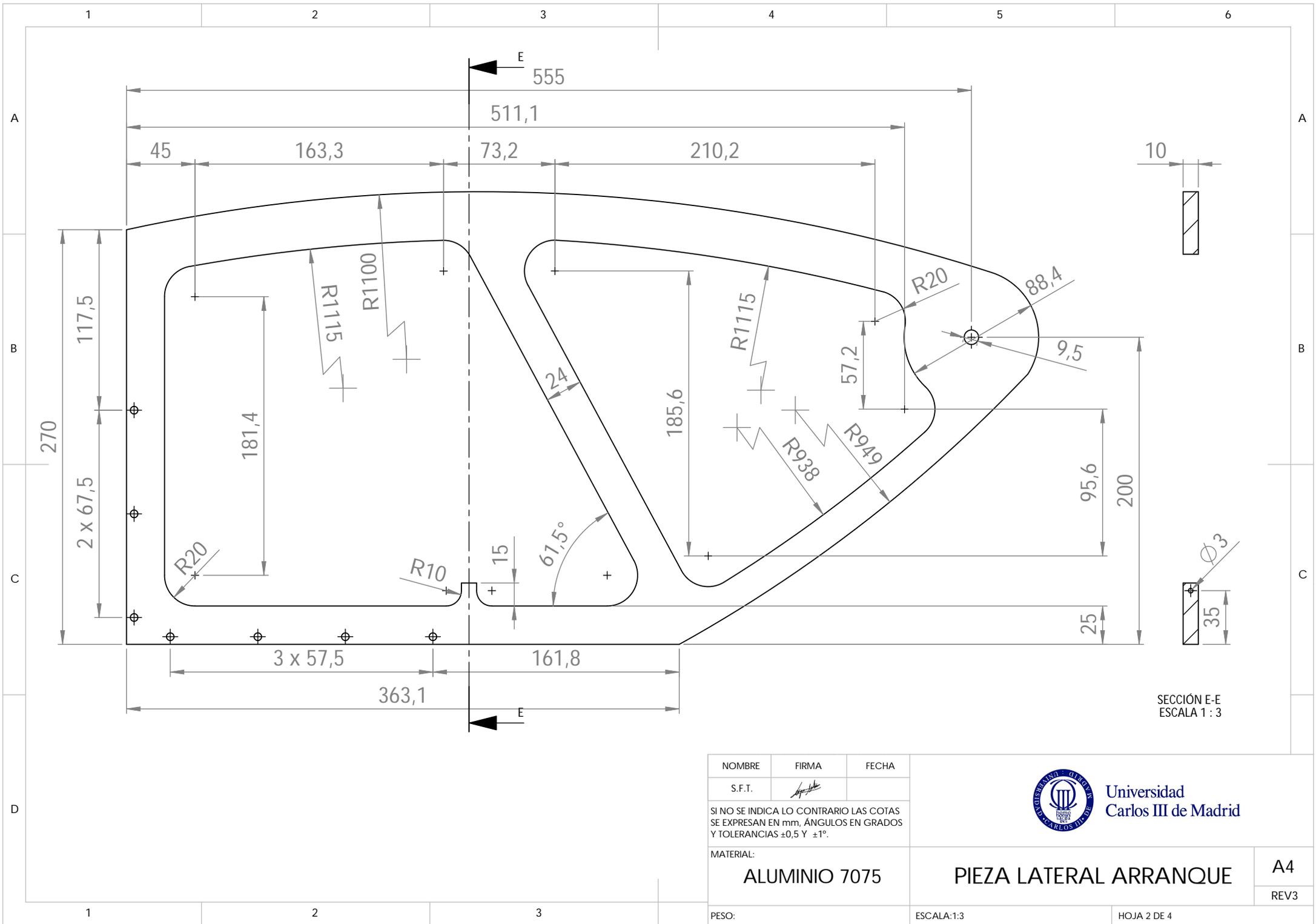
Universidad Carlos III de Madrid

DISEÑO 3

A4

REV3

HOJA 1 DE 4



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



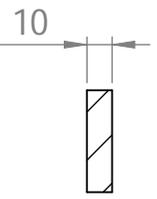
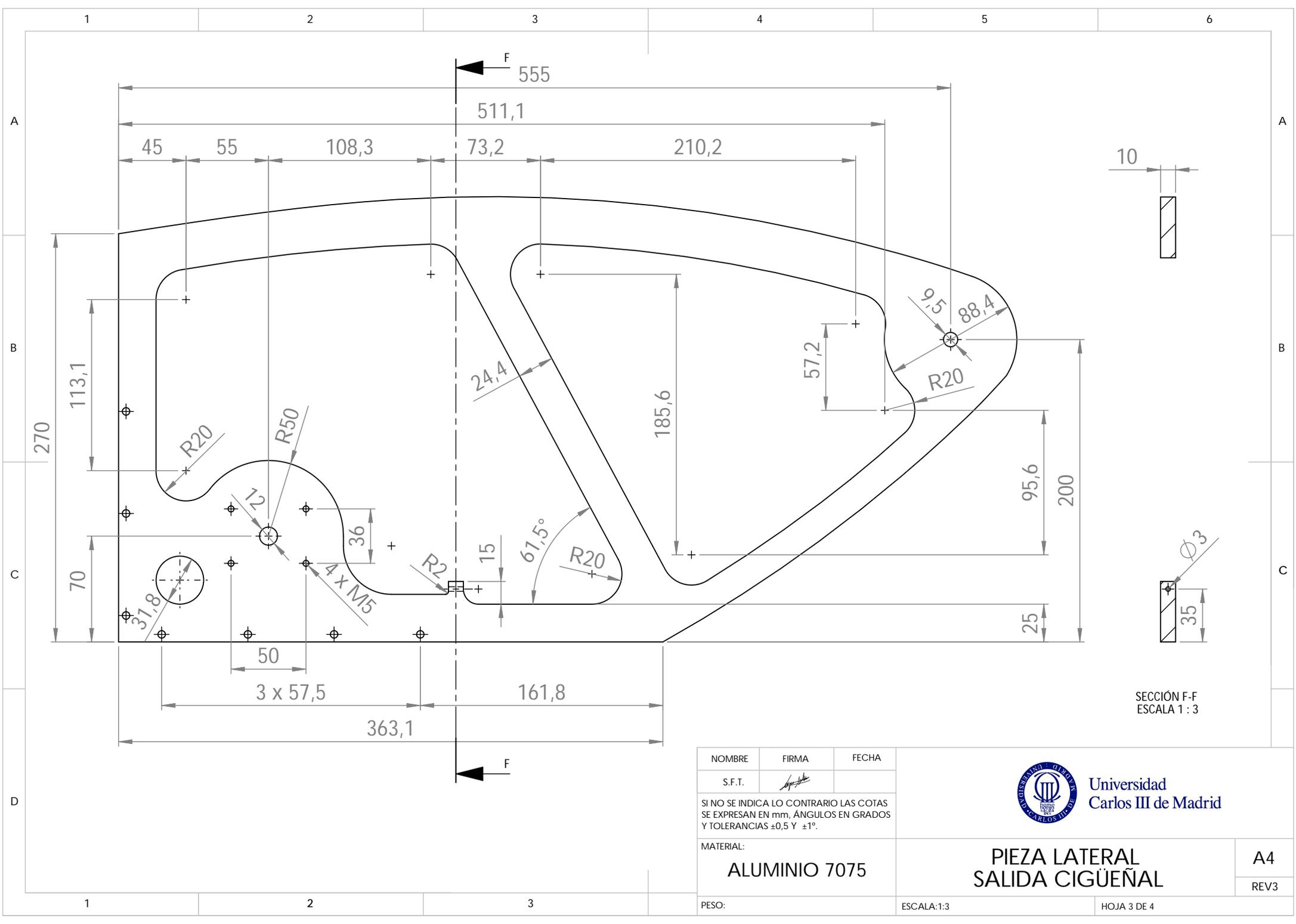
Universidad Carlos III de Madrid

PIEZA LATERAL ARRANQUE

A4
REV3

ESCALA:1:3

HOJA 2 DE 4



SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 3

NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



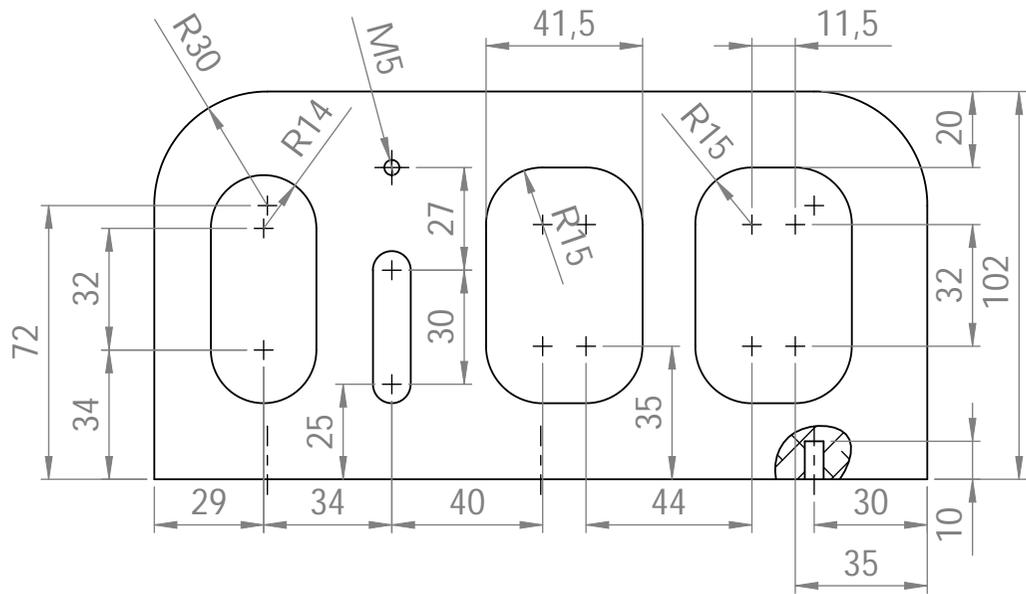
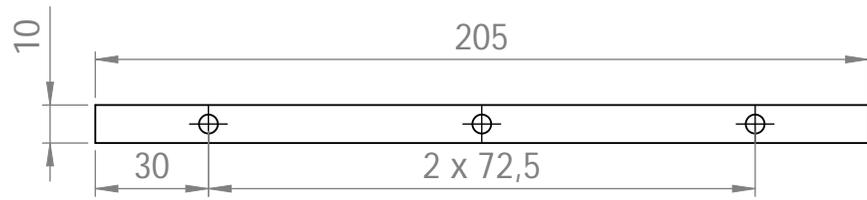
Universidad
Carlos III de Madrid

**PIEZA LATERAL
SALIDA CIGÜEÑAL**

A4
REV3

ESCALA:1:3

HOJA 3 DE 4



NOMBRE	FIRMA	FECHA
S.F.T.	<i>[Signature]</i>	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm, ÁNGULOS EN GRADOS Y TOLERANCIAS ±0,5 Y ±1°.

MATERIAL:
ALUMINIO 7075

PESO:



Universidad Carlos III de Madrid

LATERAL HACIA RUEDA

A4
REV3

ESCALA:1:2

HOJA 4 DE 4



ANEXO 2: NORMATIVA ECO-SHELL



Shell Eco-marathon Europe 2011

EuroSpeedway Lausitz, Germany

26-28 May

CHAPTER II – European rules

CONTENTS

FOREWORD	1	139: Safety Walks	
1 – GENERAL	2	3 – COMPETITION	11
100: Entries		140: Definition of Competition	
101: Participant Reception		141: Track Access Conditions	
102: Deposit		142: Practice Runs and Competition	
103: Ordering Mandatory Equipment		143: Compliance	
104: Insurance		144: Timekeeping	
105: Damages Not Covered by Event Organisers		145: Start and Finish of Competition	
106: Radio Connections		146: Results	
2 – SAFETY PRINCIPLES	4	4 – TENTATIVE TIME SCHEDULE	13
107: Safety Rules		5 – TROPHIES, PRIZES AND AWARDS	14
108: Penalties		147: Award Presentation	
CIRCUIT PREMISES & CAMPSITE RULES	4	148: Grand Prizes and Other Awards	
109: EuroSpeedway Rules and Regulations		149: Off-track Awards	
110: Noise Level			
111: Barbecue Cooking Area			
112: Waste Management			
113: Smoking			
114: Drugs and Narcotics			
115: Alcohol			
116: Moving Prototype and UrbanConcept vehicles			
TRACK AND PIT LANE: SPECIFIC RULES	6		
<i>For Prototype and UrbanConcept vehicles</i>			
117: Driver Weight			
118: Helmets			
119: Driver Clothing			
120: Drivers			
121: Driving Knowledge Test			
122: Driving under the Influence of Alcohol			
123: Access to the Track			
124: Driving Direction			
125: Radio Connections			
126: Overtaking			
127: Breakdowns and Other Incidents			
128: Parking			
129: Pedestrians			
130: Panel Information			
131: Bicycles/Cyclists			
132: Alcohol Policy			
133: Helmets and Clothing			
134: Off-track Cycling			
PADDOCK: SPECIFIC RULES	9		
135: Protective Equipment and Materials			
136: Emergency Exits			
137: Complete Paddock Area Housekeeping			
138: Material Safety Data Sheets (MSDS)			

FOREWORD

The full Shell Eco-marathon Europe 2011 rules comprise the Shell Eco-marathon Official Rules 2011 Chapter I and the European Rules 2011 Chapter II.

Shell Eco-marathon: Challenging hundreds of young people to find innovative solutions to fuel economy and sustainable mobility issues.

This educational project also acts as a springboard for energy optimisation and sustainable development by encouraging the use of new energy types (hydrogen, biofuels, electricity, etc).

Every year Shell organises an energy-economy competition known as Shell Eco-marathon, and this competition is governed by the rules and regulations presented herein.

Participating teams can enter as follows:

Categories:

- **Prototypes:** Three- or four-wheel vehicles.
- **UrbanConcept:** Four-wheel vehicles similar in appearance to regular cars and which are fit for on-road use.

Groups:

- **Schools:** Secondary or technical schools preparing pupils for vocational training certificates, professional certificates or official second-level school-leaving examinations.
- **Universities/Technical Colleges:**
 - Educational establishments preparing students for higher education diplomas (senior technician certificates, university-level technology diploma, etc);
 - Establishments of higher education awarding university-level degree diplomas, or student associations.
- **In all cases drivers shall be students/pupils of the educational institution in question. Proof of enrolment must be provided upon request.**

The following engine types and energy sources are permitted:

Engine types	Energy sources
Internal Combustion Engine (ICE)	Unleaded petrol (gasoline) 95 (EN228); diesel fuel (EN590); Shell Gas to Liquids (GTL); Fatty Acid Methyl Ester (FAME); Ethanol E100
Electric mobility	Hydrogen, Solar, Plug-in Electricity

¹. In 2011, the organiser of the event will be Shell Deutschland Oil GmbH, Suhrenkamp 71-77, 22284 Hamburg.

1 – GENERAL

Shell Eco-marathon Europe 2011 will be held from 26 to 28 May 2011 at the EuroSpeedway Lausitz, at Klettwitz in Germany. From Monday 23 May 2011 teams are allowed on site. The rules and regulations apply during the entire duration of teams' presence on site.

Teams will be allowed on site from 10:00, Tuesday, 24 May 2011. Teams need to clear the infield and paddock areas at the latest by 20:00 Saturday, 28 May 2011. The campsite will be open to teams from 11:00 on Monday, 23 May 2011 and will remain open to Sunday 29 May 2011 to allow for accommodation on Saturday night. Vehicle storage on surveyed grounds will also be provided.

By participating in Shell Eco-marathon, you recognise that the Event Organiser, Shell Deutschland Oil GmbH, and more generally all Shell Group companies, have the right to use your image for advertising, marketing or promotional purposes associated with this event.

Article 100: Entries

For each entry, a team manager, a driver and a reserve driver shall be designated. The team manager shall be responsible for only one vehicle. S/he may be the driver for that vehicle, but for that vehicle alone. The manager shall be the team's sole official liaison with Event Organisers. All information shall be addressed to him/her. For the purposes of the Event, s/he shall be responsible for and speak on behalf of the team. Drivers shall be at least 16 years old on the day of the competition. The main driver for one vehicle may not be the reserve driver for another. One reserve driver may be assigned to two vehicles. However, once s/he has driven one of those vehicles (in practice or in the competition itself) s/he may no longer drive the other vehicle.

Article 101: Participant Reception: opening hours

Tuesday, Wednesday, Thursday, Friday and Saturday, 24 - 28 May 2011, 08:00 - 20:00.

Article 102: Deposit

Upon arrival at the circuit, the team manager must present an official identification (national identity card or passport) and a printed copy of the proof of payment, which had already been completed and agreed during the online application process. The Event Organisers will ask the team manager for a sign-off of this document to charge the amount of €500 in case of damage or loss of the following items:

- Transponder;
- Electrical connections and accessories;
- Joulemeter;
- Damages to track facilities caused by the respective team.

Upon return of the borrowed items intact and undamaged, the deposit order will be returned or deleted. Failure to return the borrowed items intact and undamaged will result in forfeit of the complete deposit.

Article 103: Ordering Mandatory Equipment

This article applies to teams that do not yet have the required equipment in their possession. The following equipment is mandatory and will be purchased via the Event Organisers:

- **Fuel tanks (petrol or diesel fuel)**
Standard fuel tanks shall be obtained from Event Organisers. These tanks are mandatory and shall not be modified.
 - Prototype: 30, 100 or 250 cc
 - UrbanConcept: 30, 100, 250 or 350 cc
- **Hydrogen flow meter**
- **Horn**

Article 104: Insurance

In conformity with legal requirements applicable to motor racing events, Shell in Germany has taken out an insurance policy covering the liability of the Event Organisers, drivers and teams. The policy covers any physical injury for which the Event Organisers or competitors may be held liable. For insurance purposes, competitors are considered as third parties to one another.

- Other damages are not covered by this insurance policy, notably concerning theft or other damage occurring to team vehicles, cars and/or equipment in the pits or in other areas of the motor circuit. The insurance policy shall cover only the period of the practice sessions and the competition.
- Shell shall not be held liable in the event of unauthorised use of the track outside the regularly scheduled hours for practice and competition.

Article 105: Damages Not Covered by the Event Organisers

Any damage caused by competitors to circuit facilities and surroundings and/or to Shell Eco-marathon facilities shall be charged to the teams having caused said damage. The deposit will be used to cover these damages (Art. 102).

Article 106: Radio Connections

Radio communication between the vehicle and the pit area shall be permitted, provided that German law is respected and that the Event Organisers' radio network is not disturbed. Only radio equipment and radio frequencies, which are officially approved by the German Telecom Regulation Authority (Bundesnetzagentur: www.bundesnetzagentur.de), shall be allowed. Teams that want to use radio communication are asked to apply directly to Bundesnetzagentur – respective application forms will be provided by Shell when teams receive final selection confirmation. Shell shall not be held liable for any incidents caused by radio equipment (see Article 1.25). Application cost is approx. €130 per frequency. We suggest teams make use of mobile phones equipped with hands-free devices.

2 – SAFETY PRINCIPLES

Article 107: Safety Rules

As with any Motorsport activity there should be an understanding that certain inherent risks will be present. Recognising and controlling such risks are vital for the wellbeing of people and local surroundings. Safety is an essential consideration for the Event Organisers. These Rules are to protect all individuals and surrounding areas and are in no way intended to curtail the spirit of the competition. Any activity deemed unsafe or outside of the spirit of the event will be met with appropriate sanctions by the Event Organisers.

Therefore, compliance with safe driving, general behaviour and sporting rules will be mandatory for everyone. All team members should comply with safety measures and notify the Event Organisers about any anomalies or incidents. In the event of dangerous conditions team members are required to leave the affected areas immediately. All the areas covered by the event (track, pit lane, paddocks, village, campsite, etc) will be monitored by the Event Organisers to assist teams in ensuring safe practices and behaviour.

Team managers shall be responsible for enforcing the following regulations with their team members, which is in the best interests of all participants and the success of the whole event. Any non-compliance with regulations will lead to the following penalties.

Article 108: Penalties

Non-compliance with the following safety regulations will result in a warning, invalidation of the attempt or disqualification of the team, depending on the severity of the breach.

Event Organisers will exclude, disqualify or otherwise penalise any competitor who, in the judgement of the Site and/or Race Director, will not have respected the safety rules expressed herein.

Except otherwise specified, Event Organisers will apply the following penalties for the following infractions:

- Non-compliance with on-track safety or driving rules (unsafe or unwise behaviour);
- Non-compliance with off-track safety rules including but not limited to in the paddocks, village, campsite, and other off-track facilities.
 - 1st infraction: Formal warning to the Team Manager – no direct consequences;
 - 2nd infraction: Formal warning to the Team Manager – best overall attempt invalidated at the end of the competition;
 - 3rd infraction: Formal warning to the Team Manager – immediate team disqualification.

CIRCUIT PREMISES AND CAMPSITE RULES

Article 109: EuroSpeedway Rules and Regulations

Every participant should comply with the following Rules and Regulations of the EuroSpeedway: Rules and Regulations for Spectators at the EuroSpeedway, Rules and Regulations for the Driver Camp, Speedway Camp Rules & Regulations and the Fire

Protection Regulation. There are also more stringent rules in the current 'Shell Eco-marathon Official Rules 2011'.

The EuroSpeedway Rules and Regulations will be communicated to teams in early 2011.

Article 110: Noise Level

In the interest of neighbourliness and respect for others, noise levels shall be kept to a minimum between 23:00 and 7:00 at the campsite. A team dedicated to safety will have complete freedom and power to impose respect of the appropriate noise level during these hours.

Article 111: Barbecue Cooking Area

Cooking in the campsite is only allowed if officially licensed cooking equipment is used. Additionally a dedicated area is designated in the campsite for barbecue.

Article 112: Waste Management

Each team is responsible for the upkeep of its immediate environment, including waste management. As such, the Event Organisers will put in place a sorted waste collection system at the race circuit. To save both energy and natural resources, participants are required to sort waste and to put it in the appropriate containers and bins.

Article 113: Smoking

Shell draws participants' attention to the fact that smoking is extremely harmful to health. In addition, considering the event type (similar to a car-racing competition), which requires the handling and storage of dangerous components and fluids such as petrol, hydrogen and other fuel materials, **smoking is only allowed in designated smoking areas.**

Article 114: Drugs and Narcotics

German law strictly forbids the use and distribution of narcotics. For further information, visit the German government websites:

- Prevention against Narcotics and Drug Addiction
 - www.drugcom.de (German only)
- Ministry of Health:
 - http://www.bmg.bund.de/clin_110/nn_1195910/DE/Drogen-und-Sucht/drogen-und-sucht_node.html?_nnn=true (German only)

Law enforcement officers may intervene anywhere within the circuit premises to carry out searches for narcotics. In addition to legal prosecutions from the authorities, any drug and narcotics related breach of the regulations will be treated as equivalent to a 3rd infraction of the team (see Article 108), even if no prior violation has occurred.

Article 115: Alcohol

- Shell draws participants' attention to the fact that the abuse of alcohol is harmful to health.
- We reserve the right to intervene and remove from the site, and possibly apply a penalty to, any person found to be in a drunken state.
- Specific rules apply for pilots (Article 122) and cyclists (Article 132).

Article 116: Moving Prototype and UrbanConcept Vehicles

- In all places other than on the track, all Prototype and UrbanConcept vehicles should be moved without the use of the engine. They will be manually pushed or pulled by an accompanying team member. This applies also on the pit lane and in the paddocks.
- It is strictly forbidden to run engine-powered Prototype and UrbanConcept vehicles outside of the track anywhere or at any time in the circuit premises, paddocks, campsite or on public roads.
- Exception: a dedicated 'testing area' is available for testing purposes only during official opening hours of the main track.

TRACK AND PIT LANE: SPECIFIC RULES

For Prototype and UrbanConcept vehicles

Article 117: Driver Weight

- Drivers of Prototype vehicles must weigh at least 50 kg in full driving gear, including communication devices. Ballast must be fitted to the vehicle in the event the minimum weight requirement is not met. This ballast must be provided by the team, and must be effectively tied down and secured to the vehicle to ensure no danger for the driver in the event of collision or roll-over. It must be readily detachable for weighing.
- Drivers of UrbanConcept vehicles must weigh at least **70 kg** in full driving gear, including communication and luggage items. Ballast must be fitted in the luggage in the dedicated compartment of the vehicle in the event the minimum weight requirement is not met. This ballast must be provided by the team, and must be effectively tied down and secured to the vehicle to ensure no danger for the driver in the event of collision or roll-over. It must be easily detachable for weighing.
- The driver (in full driving gear, including communication devices) and the ballast may be weighed before or after each official attempt.

Notice: A **1 kg** disparity between these two weights shall be tolerated in order to take into account weight loss by dehydration.

Article 118: Helmets

- For test runs and competition, drivers must wear motorcycle- or motorsport-style helmets that comply with national/European safety standards, ECE 22-05 are recommended). Labels must be clearly attached to the exterior of the helmet.
- Helmets worn by both the main and reserve drivers will be subject to Inspectors' approval. Only full-face or three-quarter helmets are permitted. Generally, the full-face- and three-quarters-style helmets can be affixed with face shields, which are highly recommended. If a face shield is not utilised, safety goggles are required. The helmets must correctly fit the drivers, otherwise they will not be approved for the event.

Article 119: Driver Clothing

- Drivers will not wear any street or casual clothing.

- A flame retardant racing suit is recommended for all drivers. (Norm DIN EN 531 gives appropriate material names).
- Synthetic underwear or clothing is forbidden.
- Gloves and shoes are required and must be provided by the team; barefoot or socks-only are prohibited.

Article 120: Drivers

Only the registered driver and the reserve driver will be authorised to drive the vehicle. Drivers shall be **at least 16 years old** on the day of the competition. The main driver for one vehicle may not be the reserve driver for another. One reserve driver may be assigned to two vehicles. However, once s/he has driven one of those vehicles (in practice or in the competition itself) s/he may no longer drive the other vehicle.

Article 121: Driving Knowledge Test

During vehicle inspection drivers may be questioned to test their knowledge of the driving race regulations. Any person having to drive a vehicle on the track may be questioned in the same manner.

Article 122: Driving under the Influence of Alcohol

- Driving under the influence of alcohol is forbidden.
- Before using the track either for test runs or the competition, all registered drivers may be subject to random alcohol level checks. Such checks will be systematically conducted in case of serious incidents or accidents on the track.
- Alcohol levels, measured with a breathalyser, must be below the value of 0.1 milligram of alcohol by litre of exhaled air (mg/l).
- Any breach of the limit stated above will be penalised in line with Article 108 and subject to the following additional penalties:
 - Any alcohol-related breach of the regulations will be treated at least as equivalent to a 2nd infraction of the team, even if no prior violation has occurred.
 - In addition, the affected driver is immediately banned from accessing the track as long as his/her alcohol level is above the stated limit. The reserve driver may substitute the main pilot if s/he is eligible to drive.
 - Any second alcohol-related infraction will lead to the immediate disqualification of the entire team.

Article 123: Access to the Track

- Track access is authorised for Prototype and UrbanConcept vehicles only during official opening hours.
- Vehicles must pass safety inspection prior to accessing the track for test runs. A safety sticker will be clearly affixed once the vehicle has passed the inspection. For test runs, only vehicles with a safety sticker will be allowed on the track. For the competition, only vehicles with safety and technical inspection stickers will be allowed to compete.

Article 124: Driving Direction

- Drivers are strictly forbidden to drive their car in the opposite direction to the competition unless this is absolutely necessary in order to move the car from a dangerous position. This also applies to the pit lane.

- Breach of this regulation will be treated as equivalent to a 3rd infraction of the team (see Article 108) leading to the automatic and immediate disqualification of the vehicle and team.

Article 125: Radio Connections

The use of hand-held communication devices is forbidden in all vehicles. However, the use of fully voice-activated "hands-free" kits is allowed.

Article 126: Overtaking

- Drivers are required to give clear passage for other competitors wishing to overtake.
- The driver in the overtaking vehicle must sound its horn and overtake with caution.
- **Attention:** The driver of the overtaking vehicle is responsible for the safety of the manoeuvre.
- The driver of the vehicle being overtaken must use his/her rear- and side-view mirrors and must not change course suddenly.

Reminder: On the track, overtaking is authorised on both the right and the left, as long as the above-mentioned safety rules are followed. It is forbidden to overtake in the pit lane or cross-over areas or when the yellow flag is waved.

Article 127: Breakdowns and Other Incidents

Intentional stopping on the track is forbidden unless it is required by the competition, e.g. for UrbanConcept vehicles. If a vehicle breaks down or is involved in a disabling accident on the track, the driver must immediately make every attempt to drive the vehicle to the shoulder of the track. The driver is allowed 30 seconds to attempt to re-start the vehicle from within its driving position. If unsuccessful, the driver must get out of the car and wait in a safe place off the track for the Track Marshals to arrive and recover him/her and the vehicle. It is forbidden to carry out repairs on the track. In the event of a flat tyre, even when near the starting line, a new start will not be granted for the attempt in question.

Article 128: Parking

- **Off-track:** All vehicles must be parked inside the pit area, outside of the pit lane, for a temporary period or brought back to the paddocks for long-term parking.
- **On-track:** Intentional stopping on the track is forbidden. However, **during test runs only** if a breakdown occurs resulting in a vehicle stopping for less than two minutes, parking is allowed on the inside shoulder of the track only. If repairs require more than two minutes, the vehicle shall be towed back to the pit area by the safety services.

Article 129: Pedestrians

With the exception of the Track Marshals or any other person duly authorised by them and under their control, no pedestrian is allowed either on the track or on the track perimeter. Track reconnaissance on foot is forbidden. However, the Event Organisers understand the need for teams to recognise the track. Only during test run days will pedestrians be allowed free access to the track, and this shall be for a maximum of one hour in the morning before the opening of the track for practice.

Pedestrians are advised that their reconnaissance timing is shared with that for bicycles and should take all precautionary measures to avoid any accidents or collisions. In public areas and on public roads pedestrians are requested to use pavements wherever available and to walk on the left side of roads if no pavement is available.

Article 130: Panel Information

The Event Organisers recognise participants' need to communicate with drivers by the use of panel boards along the pit lane. A dedicated panelling area is designated for these operations on the red strip along the pit lane/track delimitation concrete blocks. Only two team members shall be allowed in said panelling area at any time. It is strictly forbidden to stand up on the concrete blocks as well sitting on them with legs on the track side. Panelling outside this area is strictly forbidden.

BICYCLES/CYCLISTS

Article 131: Bicycles/Cyclists

No bicycles will be allowed on the track during test runs.

Article 132: Alcohol Policy

Article 122 of the section PROTOTYPE/URBANCONCEPT will apply similarly to cyclists.

Article 133: Helmets and Clothing

- When riding a bicycle anywhere inside or outside the circuit premises, cyclists must wear a protective helmet complying with European norm DIN EN-1078 and appropriate footwear. Any cyclist who does not comply with this regulation exposes his/her team to a formal warning and sanction as stated in Article 108 of this document.
- We strongly advise cyclists against riding bicycles with naked arms and legs.

Article 134: Off-track Cycling

- Bicycles or any other rolling device including but not limited to skateboards, roller skates, rollerblades or scooters may not be used in the pit lane, the paddocks or the partner's village.
- In other areas and on inner and outer roads cyclists must pay particular attention to their driving environment, other traffic and particularly pedestrians.
- In addition to possible penalties mentioned in article 108 any breach of this rule or unsafe behaviour will lead to seizure of the bicycle until the end of the event.

PADDOCK: SPECIFIC RULES

Article 135: Protective Equipment and Materials

- Teams will share responsibility for safety matters and are required to provide the following for use at the event:
- Gloves for general work: leather or canvas;
 - Gloves for handling fuel or motor oil: chemical resistant (nitrile gloves are recommended);
 - Safety glasses for all team members (disposable types are permitted);
 - Hearing protection for all team members (approved ear plugs or muffs);
 - Duct tape to secure any cords or cables lying on the pit floor;
 - Lift stands or appropriate raised platforms for vehicle tuning and repairs;

- Operational 6 kg dry-chemical (powder) extinguisher suitable for 'ABC' class fires (European norm DIN EN-3), of which the maintenance date is later than 31/5/2010 (to be placed in the garage);
- Dust masks when required for specific work involving composite material, e.g. for grinding;
- Shell strongly advises participants to undertake work on Prototype and UrbanConcept vehicles with appropriate overalls and clothing and to ban synthetic underwear or clothing.

Article 136: Emergency Exits

Fire and emergency exits must be kept clear from any obstructing equipment or vehicles.

Article 137: Complete Paddock Area Housekeeping

Shell requires participants to exercise care in their stands especially regarding:

- Stand cleanliness;
- Electrical connections (e.g. cabling on ground to be duct-taped or appropriately secured);
- Display of regulatory stickers and posters, e.g. the "no-smoking" and safety posters that will be supplied by the Event Organiser to each team upon their arrival. NB: to develop best-practice sharing in safety, all teams are encouraged to display specific safety pictures or posters in their stands;
- Clear separation between food and toxic/noxious products;
- Proper tidying of fuels and other flammable products;
- Respect of "how to work with hot sources" rule on hydrogen stands;
 - **Extreme caution with heat sources:** A dedicated area will be made available for cooking and barbecues. Therefore, naked fires will be strictly forbidden in the whole paddock area except those absolutely necessary to undertake mechanical work on Prototype and UrbanConcept vehicles. **It is mandatory to contact safety staff to obtain a special fire permit before welding;**
- Wearing of personal protection equipment;
- Proper use of portable electric equipment and its protection.

Any infringement of the paddock area housekeeping rules will expose the offending team to a formal warning and sanctions as stated in Article 108 of this document.

Article 138: Material Safety Data Sheets (MSDS)

Except for approved race fuels or energy sources, upon request by the Event Organisers all teams should be able to provide the MSDS of any products they use in their stands, e.g. solvents, cleaning agents, chemicals, etc.

Article 139: Safety Walks

Structured safety walks will be run during the whole event, day and night, to ensure that safety rules are complied with.

3 – COMPETITION

Article 140: DEFINITION OF COMPETITION

Prototype

Participants in the Prototype category must complete eight (8) laps of the circuit in the normal driving direction.

Minimum speed: For their attempt to be validated, teams must complete the eight laps in a maximum time of 51 minutes with an average speed of approximately 30 km/h. The total distance to cover is 25.485 km (8 laps of 3.2 km minus the distance between the start and finish lines). Each team will be limited to four official attempts: the best result will be retained for the final classification.

UrbanConcept

Participants in the UrbanConcept category must complete six (6) laps of the circuit in the normal driving direction.

Minimum speed: For their attempt to be validated, teams must complete the seven laps in a maximum time of 45 minutes with an average speed of approximately 25 km/h. The total distance to cover is 18.923 km (6 laps of 3.173 km minus the distance between the start and finish lines).

On the part of the track dedicated to the UrbanConcept the driver must make one stop each lap. The point where to stop will be specified by a panel under the control of a Track Marshal. Each team will be limited to four official attempts.

Article 141: Track Access Conditions

During both the practice runs and the race, all vehicles shall comply with technical and safety rules and regulations. Whenever they enter the racetrack, the vehicle body shall be in place and shall bear all the race numbers, partner streamers and Shell logos required by regulations. The Event Organisers will supply these numbers and logos.

Article 142: Practice Runs and Competition

During practice runs and competition, Prototype and UrbanConcept vehicles will have access to the track at the same time; only the section in front of the pit lane will be common, the rest of the track being separated for each vehicle category. Teams will receive a safety briefing to manage driving on the common section, and more specifically in the area where the two separate tracks join together. In case of problems or misconduct on the track, the Event Organisers reserve the right to split the practice runs and competition and thereby reduce the time on track for each category.

Article 143: Compliance

Only those vehicles that comply with the present official rules (SEM Official Rules 2011) are allowed to participate. No vehicle will be allowed on the track for practice or competition until it has been approved by the Event Organisers. The decisions of the Event Organisers are final in all matters concerning the compliance of vehicle design and construction with the present official rules (Chapter I and Chapter II). The Event Organisers reserve the right to rescind vehicle approval upon further or more detailed checks. The Event Organisers must be notified of any modifications to the

vehicle after inspection. Non-compliance with this rule will lead to immediate vehicle disqualification.

Article 144: Timekeeping

All vehicles will be equipped with an extra-flat electromagnetic transponder that will be fitted after vehicle inspection using adhesive tape or nuts, inside or outside the vehicle according to the vehicle's characteristics. A security deposit will be required for this transponder (see Article 102). The transponder shall be returned at the reception at the end of the event.

Article 145: Start and Finish of Competition for Prototype and UrbanConcept Cars

- Only vehicles in full working order, e.g. complete chassis and body together, will be allowed in the queue to access the filling point 1 and starting line.
- The vehicle may be accompanied by a maximum of two persons with ID badges (not including the driver). Once the vehicle has left the starting line, all team members have to leave the starting area.
- The starting area is dedicated for the driver to take his/her place in the vehicle under safe conditions, and to close the body. It is forbidden to work on the vehicle in this area. In case of difficulties of starting power supply, a maximum of one minute will be granted to try again, after which time the team must return the vehicle to the paddock to repair it, and then take place at the end of the queue. No equipment will be tolerated in the starting area, e.g. heater system, trolley, toolbox, etc.
- Drivers must wait until the starting line is clear before starting their attempt.
- They must wait for a signal from the flag bearer (green flag) before starting and will carefully enter the track at the merging point on the track / pit lane.
- At the starting line, vehicles will start one by one. Vehicles must be at a full stop and are not allowed any outside assistance during starting. Any pushing of the vehicle is prohibited.
- At the finish line: Competitors must refrain from any work on their vehicles prior to inspection of the vehicle by the Inspectors. Inspectors/Marshals are the only people authorised to fill or top up the tank.

Article 146: Results

Results will be displayed electronically. The best result obtained during competition will be retained for the final ranking.

NB: Intermediate results shall not be considered official.

- **Internal Combustion Engines:** Results will be expressed in kilometres per litre (i.e. theoretical distance covered using energy of one litre of Shell Unleaded 95) corrected to a temperature of 15 °C.
- **Electric Mobility:** Results will be expressed in kilometres per kWh (i.e. theoretical distance covered using energy of 1 kWh).

4. TENTATIVE TIME SCHEDULE SHELL-ECO MARATHON 2011

The Final Schedule will be confirmed every morning for the day at the mandatory morning team briefing. The Event Organisers reserve the right to change this schedule at any time in case of poor weather conditions or any other unpredictable event.

Monday 23 May

11:00 Camping area open for teams

Tuesday 24 May

08:00 Reception open
10:00 Track reconnaissance laps by foot
10:00 Getting queuing number for technical inspections
13:00 Technical inspection open
15:00 Practice runs for Prototype and UrbanConcept vehicles
18:00 Track closes
23:30 Infield closes (those inside can stay, but no one else may enter after this time)

Wednesday 25 May

06:30 Infield open for participants
08:00 Reception open
08:00 Technical inspection open
09:00 Practice runs for Prototype and UrbanConcept vehicles
18:00 Track closes
23:30 Infield closes (those inside can stay but no one else may enter after this time)

Thursday 26 May

06:30 Infield open for participants
08:00 Reception open
08:00 Technical inspection open
08:30 Practice runs for Prototype and UrbanConcept vehicles
11:00 Official opening ceremony, starting at pit lane
11:15 Competition for Prototype and UrbanConcept vehicles
18:00 Track closes
23:30 Infield closes (those inside can stay but no one else may enter after this time)

Friday 27 May

06:30 Infield open for participants
08:00 Reception open
08:30 Competition for Prototype and UrbanConcept vehicles
18:00 Track closes
23:30 Infield closes (those inside can stay but no one else may enter after this time)

Saturday 28 May

06:30 Infield open for participants
08:00 Reception open
08:30 Competition for Prototype and UrbanConcept vehicles
14:00 Track closes
16:00 Award ceremony
18:00 Dismantling of the participants paddock and partner village

5 – TROPHIES, PRIZES AND AWARDS

Article 147: Award Presentation

Trophies shall be presented to winning teams after the competition. Prize money shall be paid during the month following the competition. The following prizes shall be awarded:

Article 148: Grand Prizes and Other Awards

Trophies, Prizes and Awards

	Prototype		UrbanConcept	
	Winner	2nd place	Winner	2nd place
Combustion Grand Prize (1)	€1,000	€800	€1,000	€800
Fuel Cell Prize (2)	€1,000	€800	€1,000	€800
Plug-in Electricity Prize (3)	€1,000	€800	€1,000	€800
Solar Prize	€1,000	€800	€1,000	€800
CO2 Award (4)	€1,000	€800	€1,000	€800
Petrol (Gasoline) Fuel Award	€800	€800	€800	€800
Diesel Fuel Award	€800	€800	€800	€800
Alternative Petrol (Gasoline) Fuel Award (5)	€800	€800	€800	€800
Alternative Diesel Fuel Award (6)	€800	€800	€800	€800

The recipients of all of the above awards shall also receive a trophy.

(1) Shell Eco-marathon Grand Prize – Combustion Engines

This Grand Prize will be awarded to the 'Internal Combustion Engine (ICE)' vehicle that posts the best fuel economy figure, regardless of the energy source used.

(2) Shell Eco-marathon Prize – Fuel Cells

This Prize will be awarded to the 'Fuel Cell' vehicle that posts the best fuel economy figure, based on the least amount of hydrogen consumed.

(3) Plug-in Electricity Prize

This Prize will be awarded to the 'Plug-in' vehicle that posts the best fuel economy figure, based on the least amount of electric energy used from the on-board energy storage device.

(4) CO₂ Award

This award recognises the team that generates the lowest level of CO₂ emissions from the well to the wheel, i.e. the sum of emissions calculated in the fuel's complete life cycle, from source production to the fuel's use in the vehicle on site. These CO₂ emissions take into account the

production, transport and distribution of the different energy sources used and will be calculated using the international JEC studies WTW 2007*, as references. CO₂ emissions will be calculated based upon the energy consumption measured at the end of each valid race attempt, corrected to 15°C. Solar-powered vehicles are not eligible for this award.

Table of Total Greenhouse Gas Emissions from Well to Wheel:

Total quantity of greenhouse gas emissions (in gram-equivalents of CO₂) from the combustion of 1 MJ of fuel

	Total GHG g-CO ₂ / MJ Basis
Shell ULG 95	85.9
Shell Diesel	87.5
Compressed hydrogen	104.7
Ethanol E100	59.2
Gas to Liquids	95.8
Fatty acid methyl ester (FAME)	47.3
Electricity (Plug-in)	127.6

- **Safety Award**
 - First Prize: €800 and Trophy
 - Second Prize: €500 and Trophy
 - Third Prize: €300 and Trophy

Awarded to the team with the best approach to safety for the entire team, vehicle design and general rules of Shell Eco-marathon.

Technical Innovation Award

- Winner €800 and Trophy
- Highly recommended – UrbanConcept Certificate
- Highly recommended – Prototype Certificate

Awarded to the team, which achieves the most significant technical advancement, which can be a planned, original technical solution or use of new materials.

Eco-friendly Award

- Winner €800 and Trophy
- Highly recommended – UrbanConcept Certificate
- Highly recommended – Prototype Certificate

Awarded to the team that creates a design, which contributes to the fuel efficiency of the vehicle and incorporates recycled and/or eco-friendly materials into the vehicle and production process.

Design Award

- Winner UrbanConcept €800 and Trophy
- Winner Prototype €800 and Trophy
- Highly recommended – UrbanConcept Certificate
- Highly recommended – Prototype Certificate

Awarded to teams with innovative design research in terms of ergonomics, aesthetics, choice of materials and technical feasibility. The originality and overall coherence of the design are also taken into account. The term 'design' includes vehicle structure, driving position, engine, steering, suspension, braking, etc.

Attention:

Vehicles that have already won design prizes in previous years are no longer eligible for the Design Award, except if significant modifications have been made to the construction of the vehicle and its body.

A questionnaire about CO₂ emissions will be available on the online registration system in February 2011. Please note that it is imperative to submit your questionnaire by 31 March 2011 in order for your entry to be validated.

*JRC/EUCAR/CONCAWE: Well-to-Wheels Analysis of Future Automotive Fuels and Powertrains in the European Context. Version 2c, March 2007.

(5) Alternative Petrol Fuel Award

This prize will be awarded to the ethanol vehicle that posts the best fuel economy figure.

(6) Alternative Diesel Fuel Award

This prize will be awarded to the FAME or GTL vehicle that posts the best fuel economy figure.

Article 149: Off-track Awards

Participating teams may also choose to compete for a maximum of two off-track awards; or for three if the application for the Safety Award is included: Safety, Technical Innovation, Eco-friendly, Design, Communication and Marketing, and Best Team Spirit.

Registration for off-track awards shall correspond to a specific project in a chosen area, and as such the special award questionnaires will be made available to teams in February 2011 via the online registration system for teams.

Teams may register for the off-track awards by completing and submitting the questionnaires (available in February 2011) in the registration system, before 15 April 2011.

- **Communication and Marketing Award**

- Winner

€800 and Trophy

Awarded to the team that has made outstanding communications efforts concerning Shell Eco-marathon. All actions throughout the year are taken into account: participation at trade shows, creation of a website and all other activities that successfully promote the competition, its name, its founding principle, its educational aspects, etc. in the team's country of origin.

- **Best Team Spirit**

- Winner

€800 and Trophy

Awarded to the team, which fostered cooperation and collaboration among team members, and between them and others at the competition; demonstrated initiative to learn more about other teams and their vehicles; and contributed to the morale of team members and/or other teams at the competition.

- **Perseverance in the Face of Adversity**

- Winner

€800 and Trophy

Awarded to the team that overcame the greatest obstacles/challenges in order to make it to Shell Eco-marathon Europe or while participating at Shell Eco-marathon Europe, and that demonstrated a can-do positive attitude. Please note that teams cannot self-nominate for this award.

- **Other Awards**

Shell reserves the right to create new awards that are either open to all competitors or restricted to those from a certain country (i.e. Education Award in Germany). Participating teams shall be notified accordingly.