CONTENIDOS

1 Objetivos 7
2 Características principales del vehículo 8
2.1 Antecedentes 8
2.2 Diseño conceptual 9
2.2.1 Neumáticos 11
2.2.2 Llantas 15
2.2.3 Sistema de Frenos 16
2.2.4 Estudio previo al diseño del sistema de suspensión 17
3 Geometría y dinámica del sistema de suspensión 24
3.1 Geometría de las manguetas 24
3.1.1 Definición geométrica de las manguetas delanteras 24
3.1.2 Geometría de la dirección. Condición de Ackerman 27
3.1.3 Definición geométrica de las manguetas traseras 29
3.2 Sistema de suspensión 30
3.2.1 Cinemática de la suspensión 31
3.2.2 Modelo CAD de la suspensión 36
3.3 Estudio dinámico 40
3.3.1 Descripción del método 40
3.3.2 Cálculos 47
3.3.3 Definición de la geometría de la suspensión 55
3.4 Análisis de la geometría de la suspensión 56
3.4.1 Objetivo del análisis 56
3.4.2 Modelos del sistema de suspensión 57
3.5 Diseño mecánico de las manguetas 72
3.5.1 Requisitos y funciones 72
3.5.2 Mangueta delantera 82

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.3 Mangueta Trasera 96
4 Chasis 104
4.1 Diseño estructural 104
4.2 Estructura 106
4.2.1 Ergonomía 107
4.2.2 Restricciones geométricas 108
4.2.3 Definición geométrica de la estructura 109
4.2.4 Material 112
4.2.5 Perfiles estructura 112
4.2.6 Vistas y dimensiones 113
4.3 Análisis de la rigidez torsional 114
4.3.1 Aplicación de la carga y condiciones de contorno 114
4.3.2 Cálculo de la rigidez 119
4.3.3 Análisis de tensiones 122
4.4 Análisis del comportamiento a flexión 123
4.4.1 Flexión ante carga lateral. 123
4.4.2 Flexión ante carga vertical. 125
4.5 Estudio de seguridad. Casos de carga para la homologación. 127
4.5.1 Impacto frontal 127
4.5.2 Impacto lateral 131
4.5.3 Vuelco 134
4.6 Estudio de los modos de vibración 141
5 Vistas del vehículo 143

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Ergonomía piloto 10
Ilustración 2 Posicionamiento de la pinza 16
Ilustración 3 Pinza de freno AP Racing 17
Ilustración 4 Esquema del tren delantero 19
Ilustración 5 Dimensiones piloto 19
Ilustración 6 Pedalera AP Racing 20
Ilustración 7 Diferencial y semieje de transmisión 21
Ilustración 8 Dimensiones básicas 23
Ilustración 9 Geometría de la mangueta (1) 25
Ilustración 10 Geometría de la mangueta (2) 25
Ilustración 11 Geometría de la mangueta (3) 26
Ilustración 12 Variacion fuerza normal 27
Ilustración 13 Ackermann (1) 28
Ilustración 14 Ackermann (2) 28
Ilustración 15 Swing arm length 32
Ilustración 16 Centros instantaneous 33
Ilustración 17 Reacciones en el Centro de Balanceo 34
Ilustración 18 Cargas sobre los neumáticos 36
Ilustración 19 Modelo CAD cinematic (1) 37
Ilustración 20 Modelo cinemática (2) 39
Ilustración 21 Estudio dinámico (1) 41
Ilustración 22 Estudio dinámico (2) 42
Ilustración 23 Centro de gravedad 42
Ilustración 24 Estudio dinámico (3) 44
Ilustración 25 Amortiguador 50
Ilustración 26 Estudio dinámico (4) 51
Ilustración 27 Estudio dinámico (5) 52
Ilustración 28 Momentos balanceo 53
Ilustración 29 Tranferencia lateral de carga 54

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Ilustración 30 Esquema suspensión delantera 57
Ilustración 31 Esquema suspensión trasera 57
Ilustración 32 Basculante delantero 59
Ilustración 33 Vista de los elementos elásticos de la suspensión 60
Ilustración 34 Esquema suspensión delantera modificada 60
Ilustración 35 Esquema suspensión trasera modificada 61
Ilustración 36 Localización diferencial 62
Ilustración 37 Coordenadas suspensión delantera 63
Ilustración 38 Coordenadas barra estabilizadora delantera 63
Ilustración 39 Suspensión delantera en ADAMS 63
Ilustración 40 Coordenadas suspensión trasera 64
Ilustración 41 Coordenadas barra estabilizadora trasera 64
Ilustración 42 Suspensión trasera en ADAMS 65
Ilustración 43 Variación de caida 66
Ilustración 44 Variación del avance 66
Ilustración 45 Variación del pivote 67
Ilustración 46 Variación del desplazamiento 67
Ilustración 47 Variación de la convergencia 67
Ilustración 48 Variación de la rigidez de los muelles 68
Ilustración 49 Altura del Centro de balanceo delantero 68
Ilustración 50 Variación de la caida en balanceo 68
Ilustración 51 Variación de la convergencia en balanceo 69
Ilustración 52 Variación de caida 69
Ilustración 53 Variación de la caida en balanceo 69
Ilustración 54 Altura del Centro de Balanceo trasero 70
Ilustración 55 Localización del Centro de Balanceo trasero 70
Ilustración 56 Swing arm length 70
Ilustración 57 Convergencia 71
Ilustración 58 Variación de la rigidez del muelle 71
Ilustración 59 Vista rueda delantera 72
Ilustración 60 Vista rueda trasera 72
Ilustración 61 Camber lock 74
Ilustración 62 Esquema del montage del camber lock 74

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Ilustración 63 Diseño previo del buje delantero 76
Ilustración 64 Diseño parametrizado del buje 79
Ilustración 65 Cargas sobre el buje 80
Ilustración 66 Tensiones en el buje delantero 81
Ilustración 67 Desplazamientos en el buje delantero 81
Ilustración 68 Diseño parametrizado de la mangueta delantera 84
Ilustración 69 Diseño definitivo de la mangueta delantera 86
Ilustración 70 Subprograma de cálculo de cargas 87
Ilustración 71 Mangueta delantera cargada 88
Ilustración 72 Tensiones en frenado 90
Ilustración 73 Desplazamientos en frenado 90
Ilustración 74 Condiciones de contorno de la mangueta delantera ante carga lateral ... 91
Ilustración 75 Tensiones ante carga lateral 91
Ilustración 76 Desplazamientos ante carga lateral 93
Ilustración 77 Condiciones de contorno carga vertical 93
Ilustración 78 Tensiones ante carga vertical 94
Ilustración 79 Desplazamientos ante carga vertical 95
Ilustración 80 Esquema mangueta trasera 97
Ilustración 81 Condiciones de contorno mangueta trasera en frenado 98
Ilustración 82 Tensiones en mangueta trasera en frenado 99
Ilustración 83 Desplazamientos en frenado 100
Ilustración 84 Condiciones de contorno carga lateral 100
Ilustración 85 Tensiones carga lateral 101
Ilustración 86 Desplazamientos carga lateral 102
Ilustración 87 Condiciones de contorno carga vertical 103
Ilustración 88 Tensiones carga vertical 102
Ilustración 89 Desplazamientos ante carga vertical 103
Ilustración 90 Vista chasis y componentes 107
Ilustración 91 Vista superior chasis y componentes 109
Ilustración 92 Puntos de anclaje de la suspensión 110
Ilustración 93 Chasis A1 110
Ilustración 94 Chasis A2 111
Ilustración 95 Chasis B1 111

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Ilustración 96 Chasis B2 111
Ilustración 97 Sección tubos 112
Ilustración 98 Vistas chasis 113
Ilustración 99 Geometría del chasis en Abaqus 114
Ilustración 100 Propiedades material en Abaqus 115
Ilustración 101 Propiedades secciones 116
Ilustración 102 Condiciones de contorno del chasis 117
Ilustración 103 Mallado del chasis 118
Ilustración 104 Tensiones en el chasis en torsión 119
Ilustración 105 Desplazamientos en el chasis en torsión 120
Ilustración 106 Características físicas del chasis 121
Ilustración 107 Condiciones de contorno del chasis en flexión 123
Ilustración 108 Tensiones en el chasis en flexión 124
Ilustración 109 Desplazamiento del chasis en flexión 125
Ilustración 110 Condiciones contorno impacto frontal 127
Ilustración 111 Tensiones en el chasis en impacto frontal 128
Ilustración 112 Desplazamientos en el chasis en impacto frontal 129
Ilustración 113 Reacciones en los arneses 129
Ilustración 114 Condiciones de contorno de los arneses 130
Ilustración 115 Condiciones de contorno impacto lateral 131
Ilustración 116 Tensiones ante impacto lateral 132
Ilustración 117 Deformaciones ante impacto lateral 132
Ilustración 118 Condiciones de contorno vuelco 135
Ilustración 119 Tensiones ante vuelco 136
Ilustración 120 Deformaciones ante vuelco 136
Ilustración 121 Vistas vehículo sin carrocería 143
Ilustración 122 Vistas vehículo con carrocería 144

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

1 Objetivos

La idea inicial, que desembocó en el presente Proyecto de Fin de Carrera, fue la de adquirir los principales conocimientos técnicos que imperan en el mundo de la automoción de competición, aplicándolos posteriormente de forma mesurable en el desarrollo de un prototipo.

Esta idea evolucionó posteriormente y maduró al concretarse la forma en que se alcanzarían estos objetivos acotando cuantitativa y cualitativamente el proyecto a desarrollar. Se escogió una categoría en la que quedase enmarcado el vehículo a desarrollar en el presente proyecto, teniendo en cuenta para ello la economía y el grado de complejidad de los vehículos pertenecientes a cada categoría.

Quedó así determinado el objeto del Proyecto de Fin de Carrera como el de diseñar, y en la medida de lo posible desarrollar, un prototipo de vehículo de competición enmarcado en una de las categorías en las que se compite en España.

La categoría elegida fue la CM, perteneciente al Campeonato de España de Montaña. El desarrollo de vehículos para ser homologados en esta categoría están regidos por su correspondiente normativa Técnica.

El objeto del Proyecto de Fin de Carrera es desarrollar un chasis y un sistema de suspensión competitivos enmarcados en la normativa técnica de la categoría, seleccionando además los componentes que forman parte del vehículo, cuyo diseño y elaboración quedan fuera de lugar, de forma coherente con las prestaciones que se pretenden alcanzar.

No es posible acotar numéricamente los objetivos, tales como prestaciones del prototipo en desarrollo, al no haberse desarrollado antes un proyecto similar y no contar con datos de los vehículos de la categoría.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2 Características principales del vehículo

2.1 Antecedentes

Una vez definido los objetivos del Proyecto de Fin de Carrera, y habiéndose concretado la categoría en la que enmarcar el vehículo a proyectar previamente, se acometió la tarea de investigar los antecedentes al proyecto a desarrollar.

El objeto de esta investigación inicial es la de conocer las tecnologías implicadas en la automoción de competición a la escala que nos exige la categoría del vehículo a proyectar, los diferentes diseños y sus resultados y las soluciones constructivas para llevar a cabo cada uno de los diferentes diseños.

La investigación se desarrolló secuencialmente de la siguiente manera.

Primero se consultó la bibliografía para consolidar conocimientos anteriormente adquiridos, para profundizar en éstos y para ampliarlos. Se investigaron los vehículos que actualmente compiten en la Categoría CM del Campeonato de España de Montaña y los que están en fase de desarrollo, así como vehículos similares (vehículos con chasis tubular propulsados mediante un motor de motocicleta) existentes o en fase de desarrollo.

Vehículos existentes pertenecientes a la categoría CM

Bango Racing Cars

Speed Car

Silver Car

Jemma Development

Semog

Tecnicar

FTR (no construido)

Otras categorías y vehículos utilizados como referencia

Fórmula SAE, Fórmula Student

Radical

Stohr

Norma

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.2 Diseño conceptual

Como primer paso, y no de forma definitiva se deben determinar las características fundamentales del vehículo a proyectar, y dimensionar éstas según los criterios que atañen al uso posterior del vehículo, que no es otro que la competición.

Las primeras etapas del diseño del vehículo revierten sobre el sistema de suspensión del mismo, para cuyo diseño se debe estimar previamente una batalla y unos anchos de vía delantero y trasero. Estas últimas dimensiones son esenciales para emprender posteriormente un estudio cinemático de la suspensión y clave en el comportamiento dinámico del vehículo. Por otra parte, la batalla también condicionará notablemente el comportamiento dinámico del vehículo, y dada la tipología de terreno en el que se le dará uso, se acortará prudentemente a la mínima que permita alojar todos los componentes.

La normativa impone las siguientes dimensiones máximas del vehículo: *(punto 3.1 Reglamento Técnico)*

Longitud máxima	3750mm
Anchura máxima	1750mm
Altura máxima	1030mm
Voladizo delantero	730mm
Voladizo trasero	630mm

Inicialmente, y tras una primera estimación del espacio necesario para alojar los diversos elementos a bordo del vehículo y un estudio de la ergonomía del habitáculo (ver normativa técnica) se tomaron las medidas máximas permitidas por el Reglamento Técnico, obteniendo una batalla de 2390mm.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

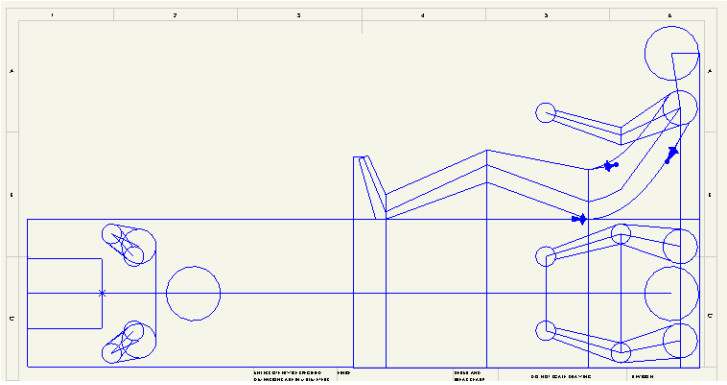


Ilustración 1 Ergonomía piloto

También fue necesario, en estas tempranas etapas de la elaboración del proyecto, el estudio de propuestas innovadoras para el vehículo, fruto de una "lluvia de ideas" inicial. Éstas fueron tenidas en cuenta según su verosimilitud y su compatibilidad con el Reglamento Técnico de la categoría, ya que la influencia de la materialización de estas ideas en el resto de sistemas y componentes del vehículo sería muy importante y deberían tenerse en cuenta desde el principio.

Para resumir, se describirá el estudio de aquella idea que más atención mereció y a la que más tiempo se dedico, ya que las demás fueron incompatibles con el Reglamento Técnico (ideas tales como la sobrealimentación del grupo motopropulsor, instalación de faldones laterales…).

La idea consistía en dotar al vehículo de una transmisión de potencia tal que las cuatro ruedas de éste tuvieran la capacidad de transmitir la potencia del motor al suelo. Esta solución daba grandes ventajas a un vehículo de alta potencia específica en entornos de baja adherencia, y en general en cualquier escenario en el que se solicitasen de manera importante los neumáticos al acelerar, repartiendo el esfuerzo tractor entre los diferentes puntos de contacto con el piso.

Se profundizó en la idea al estudiar el Reglamento Técnico y ver que éste no suponía ninguna restricción para el desarrollo de un vehículo de la categoría dotado de cuatro ruedas motrices. La transmisión se debía componer de dos etapas. La transmisión primaria del grupo motopropulsor al diferencial central, y la transmisión secundaria del diferencial central a los diferenciales delantero y trasero respectivamente.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se estudiaron dos variantes para la misma aplicación, según la naturaleza de la transmisión.

La transmisión primaria se realizaría en las dos variantes por medio de una cadena diferencial central, pudiéndose variar la relación de transmisión cambiando los piñones de entrada y salida del diferencial y motor respectivamente. El diferencial sería autoblocante y es común a las dos soluciones constructivas.

La transmisión secundaria varía de una variante a otra.

En la primera, se realizaría mediante árboles de transmisión, acometiendo éstos a su vez en los diferenciales trasero y delantero. Su principal inconveniente es su elevado peso, y su principal ventaja, su compacidad.

En la otra variante la transmisión se confía a dos cadenas que transmiten la potencia a sendos diferenciales trasero y delantero. Su principal inconveniente es lo relativamente aparatoso de su instalación, y sus destacadas ventajas la ligereza, gran compacidad alcanzable. Cabe además destacar el hecho de poder variarse la relación de potencia enviada a cada tren desde el puesto de conducción, pudiéndose corregir tendencias sobreviradoras o subviradoras con gran agilidad en orden de marcha.

Finalmente, y sin haber sido completado en detalle el estudio del sistema de transmisión de potencia a las cuatro ruedas, se abandonó el desarrollo de la idea por ser prohibida por la Real Federación Española de Automovilismo al ser consultada.

2.2.1 Neumáticos

El primer paso en el diseño del vehículo de competición es la elección de los neumáticos. Se trata del elemento que tendremos en cuenta directa o indirectamente en cuenta a la hora de tomar la mayoría de las decisiones y soluciones constructivas que tomemos, ya que son éstos los que nos proporcionan la única interacción con el pavimento, transmitiendo a través de la huella de

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

contacto las fuerzas que permitirán acelerar el vehículo en las diferentes direcciones. Sólo las decisiones tomadas teniendo como principal objeto la seguridad del piloto se eximen de ser tomadas sin tener en cuenta la influencia sobre los neumáticos.

No olvidemos que lo que finalmente nos proponemos es, no sólo conseguir las máximas aceleraciones posibles, longitudinales para variar rápidamente la velocidad, y laterales, para conseguir un paso por curva lo más rápido posible. Nuestro propósito ha de ser además el de conseguir un determinado equilibrio del agarre entre el tren trasero y delantero para proveer el adecuado momento de guiñada (*Yaw moment*) en el instante necesario, consiguiendo así un coche equilibrado y predecible en todas las fases de la curva y estable en recta.

Esto nos llevará a tratar con la máxima delicadeza los neumáticos, atenuando todo lo posible los cambios de fuerza normal en la huella de contacto neumático-piso, tratando de mantener el valor del ángulo de caída de las ruedas en un estrecho margen y proveyendo el óptimo ángulo de convergencia o divergencia a los neumáticos según la distribución del agarre que se pretenda conseguir en un determinado momento.

En este aspecto se ha de convivir con la dificultad de no tener apenas información con la que modelizar el neumático a usar, lo cual obliga a dotar al vehículo del mayor numero de parámetros ajustables que nos sea posible, para ser capaces de adaptarlo y desarrollarlo posteriormente, en la etapa de pruebas del vehículo, al comportamiento de los neumáticos.

Ante el amplio abanico de neumáticos del mercado, se escogieron los de la marca Avon Tyres para las pruebas de montaña, por el rango de compuestos que ofrece y la especialización de la firma en subidas (*hillclimb*).

De todo el rango de neumáticos ofertados, se eligieron los 7.2/20.0-13 para las ruedas delanteras y los 9.0/21.0-13 para las ruedas del tren trasero.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se eligieron estos neumáticos por una serie de razones.

La primera, es que el reglamento permite únicamente la utilización de llantas de 13",14" y 15" *(puntos 8.2 y 8.3 Reglamento Técnico).* Tras esta, una de las que mayor peso tiene en la decisión es que todos los vehículos de esta categoría los montan en las ruedas, por lo que, no sólo se compite a su nivel, sino que además mengua la vulnerabilidad ante un posible fallo en el suministro y los hace más económicos, dada la gran demanda.

Otros dos razonamientos acerca de los neumáticos entran en conflicto. Un mayor diámetro procura una mayor dimensión longitudinal huella de contacto, por lo que nos ofrece un mayor agarre, pero por el contrario, aumenta el momento de inercia de la rueda, la masa no suspendida, aumenta el precio del juego de neumáticos y aumenta el precio y masa de la llanta.

Un mayor diámetro de llanta nos procuraría también a su vez un mayor espacio para los discos y pinzas de freno (más adelante se afrontará el problema del alojamiento de éstos en las llantas de 13"de diámetro), pero esto también aumentaría la masa no suspendida, y se debe tener en cuenta que en un vehículo como el que se trata de diseñar el apoyo aerodinámico es muy reducido y montar frenos demasiado potentes sería no sólo inútil, sino perjudicial para el comportamiento global del vehículo.

Se escogió un neumático trasero sensiblemente mayor que el delantero dada la distribución de pesos que se estimó para el vehículo, aproximadamente 40% delante, 60% detrás y dado que se trata de un vehículo de una relativamente alta potencia especifica (unos 0.32 cv/kg).

Esta distribución de pesos de estimó con la masa del piloto (85kg) y la masa del grupo motopropulsor (105kg). Más tarde, según se seleccionaban los componentes más pesados del vehículo, se volvió a estimar, no siendo digna de mención la variación en la distribución.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

TYRE SIZE	RIM CHOICE	RIM USED	MEASURED AT		DIAMETER		SECTION		TREAD		REVOLUTIONS	
			psi	bar	ins	mm	ins	mm	ins	mm	mile	km
6.0/19.5-13	5.5 - 6.5	6.00	20	1.36	19.35	491	6.6	168	6.1	154	1042	651
6.5/19.5-13	5.5 - 7.0	6.00	20	1.36	19.25	488	6.8	173	6.3	160	1048	655
7.0/19.5-13	5.5 - 8.0	6.00	20	1.36	19.3	490	7.1	180	6.9	175	1045	653
7.5/19.5-13	6.0 - 8.5	6.00	20	1.36	18.9	480	8.6	218	7.6	193	1067	667
8.0/19.5-13	7.0 - 9.0	8.00	20	1.36	19.3	490	8.7	221	7.9	200	1045	653
8.5/19.5-13	8.0 - 10.0	8.00	20	1.36	19.6	497	8.9	226	8	203	1029	643
9.0/19.5-13	9.0 - 11.0	9.00	20	1.36	19.9	505	10.5	267	9.3	236	1013	633
6.2/20.0-13	5.5 - 6.5	6.00	20	1.36	19.9	505	7.2	183	6.1	154	1013	633
6.5/20.0-13	5.5 - 7.0	6.00	20	1.36	20.1	510	7.3	185	6.5	165	1003	627
7.0/20.0-13	6.0 - 8.0	7.00	20	1.36	20.1	510	8	203	7.4	187	1003	627
7.2/20.0-13	***6.0 - 8.0***	***8.00***	***20***	***1.36***	***20.2***	***513***	***9***	***229***	***7.1***	***180***	***998***	***624***
7.5/20.0-13	6.5 - 8.5	8.00	20	1.36	20.25	514	9	229	7.7	195	996	622
8.2/20.0-13	7.0 - 9.0	9.00	20	1.36	19.95	506	9.75	248	8.5	215	1011	632
9.0/20.0-13	8.0 - 10.0	10.00	20	1.36	20	508	10.65	271	9.2	233	1008	630
10.0/20.0-13	9.0 - 11.0	10.00	20	1.36	19.8	502	11.1	282	10.2	259	1018	636
6.0/21.0-13	5.5 - 7.0	6.00	20	1.36	20.5	520	7.4	188	6.2	157	984	615
6.5/21.0-13	5.5 - 7.5	7.00	20	1.36	20.5	520	9	229	6.5	165	984	615
7.0/21.0-13	6.0 - 8.0	8.00	20	1.36	20.6	523	9	229	7.2	182	979	612
7.5/21.0-13	6.5 - 8.5	8.00	20	1.36	20.5	520	8.5	216	7.4	187	984	615
8.0/21.0-13	7.0 - 9.0	9.00	20	1.4	20.8	528.3	9.9	252	8.1	205.7	969	602
8.5/21.0-13	7.5 - 9.0	9.00	20	1.36	20.8	528	10.2	259	8.5	215	969	606
9.0/21.0-13	***8.0 - 10.0***	***10.00***	***20***	***1.36***	***21***	***533***	***10.9***	***277***	***9.1***	***231***	***960***	***600***
7.0/22.0-13	6.5 - 8.5	7.50	20	1.36	21.6	548	8.7	221	6.9	175	934	584
8.2/22.0-13	7.0 - 10.0	9.00	20	1.36	22	558	10.1	257	8.6	218	917	573
9.2/22.0-13	8.5 - 10.5	10.00	20	1.36	22.4	568	11.1	282	9.1	231	900	562
10.0/22.0-13	9.0 - 12.0	11.00	20	1.36	22.1	561	11.9	302	10.3	261	912	570
10.5/23.0-13	9.5 - 11.5	11.00	20	1.36	23.5	596	12.3	312	10.3	261	858	536
12.0/23.0-13	12.0 - 14.0	13.00	20	1.36	23.2	589	14.5	368	12.3	312	869	543
13.0/23.0-13	13.0 - 15.0	14.00	20	1.36	23.25	590	15.15	385	13	330	867	542
14.0/23.0-13	14.0 - 15.0	14.00	20	1.36	23.25	590	15.55	395	13.6	345	867	542
13.0/24.5-13	13.0 - 15.0	14.00	20	1.36	24.3	617	15.5	394	12.5	317	830	519

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.2.2 Llantas

El reglamento permite la utilización de llantas de 13",14" y 15", siendo la máxima anchura de garganta de la llanta a montar de 7" delante y 8.5"y 8" detrás según sea la llanta de 13"o14", o 15" respectivamente (puntos 9.1 y 9.2 del Reglamento Técnico).

La elección de unas llantas venía parcialmente predeterminada por la restricción que suponía tener que montar unos neumáticos para llanta de 13" de diámetro. Por tanto, las cuatro llantas serian de 13" de diámetro.

Se eligieron las Braid Formrace, ya que el uso para el cual están diseñadas es tan restrictivo que permiten una ligereza sin rival. Ningún otro fabricante consultado ofertaba llantas tan ligeras ni con tanta variedad en sus medidas en el momento en que se llevo a cabo la elección. Las llantas seleccionadas están destinadas al uso en asfalto para vehículos de una masa máxima de 650 kg.

Las llantas delantera y trasera tienen unas masas de 3.2 kg y 3.6 kg y sus medidas son 13"x7" y 13"x8.5" respectivamente. La elección del bombeo (*u Offset*) de la llanta será objeto de elección más adelante, estando comprometido por la necesidad de alojamiento de los diferentes componentes en el interior de éstas. Los bombeos ofertados son de +31, +18, +5, -8, -21 y -32 para las llantas delanteras y de +50, +37, +24, +1, -2, -15, -26 y -32 para las llantas traseras.

Se obtuvo posteriormente, contactando con el fabricante de las llantas, el perfil interno de éstas. Esta información es de suma importancia en las siguientes etapas de la concepción del vehículo, ya que en el interior de ésta quedarán alojados el disco y pinza de freno, la mangueta, parte de los triángulos y bieleta de la dirección, teniendo que lidiar con los diferentes compromisos para resolver un problema de espacio y llegar a una solución óptima.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.2.3 Sistema de Frenos

Se acometió posteriormente la selección de los frenos delanteros. Ante la idea de montar el sistema de freno trasero a bordo del vehículo, anclado en el diferencial o en los semiárboles de transmisión, se dejo para más tarde el estudio de la viabilidad de éste y de las soluciones constructivas que demandara, así como las posibles alternativas en caso de que no fuera viable dicho diseño.

El Reglamento Técnico restringe el uso de discos de más de 280mm de diámetro y de pinzas de freno de más de 2 pistones por pinza y no más de una pinza por rueda *(puntos 8.2 y 8.3 Reglamento Técnico)*.

Se consultó la oferta de diferentes fabricantes de sistemas de freno para vehículos de competición y se decidió seleccionar de la firma AP Racing el sistema de freno por ser el único que se ajustaba a las características específicas del tipo de vehículo y por su experiencia en la categoría.

La principal dificultad que se tuvo al seleccionar el sistema de freno del tren delantero, pinza y disco de freno, residió en limitado espacio con el que se cuenta en el interior de la llanta. Si bien el diámetro máximo del disco de freno permitido por el Reglamento Técnico es de 280mm, el diámetro del círculo que contiene a la pinza que muerde tal disco es muy superior al diámetro del alojamiento.

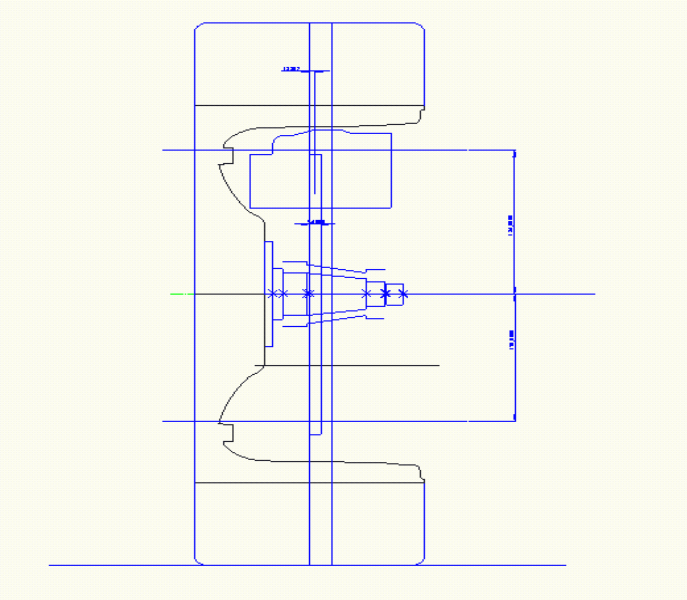


Ilustración 2 Posicionamiento de la pinza

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se debió iterar varias veces, y con varias combinaciones pinza-disco, hasta encontrar un conjunto que, para un determinado desplazamiento (*et*) de la llanta, fue posible alojar correctamente y con la suficiente holgura en el interior de la llanta.

El proceso de iteración y estudio del montaje del conjunto en el interior de la llanta se llevó a cabo con un software de CAD.

Se seleccionó un disco sólido flotante de 265mm de diámetro y 9.6 mm de espesor (ref. CP2866-179) mordido por una pinza de dos pistones de 41.28 mm de diámetro con un radio efectivo de 111.0 mm (ref. CP3676-1) de montaje radial.

Ilustración 3 Pinza de freno AP Racing

El montaje de estos elementos está pensado para ser alojados en una llanta con un bombeo de 31mm, montando el disco de freno sobre un sombrero de 34.4mm.

2.2.4 Estudio previo al diseño del sistema de suspensión

El siguiente paso para abordar el diseño del sistema de suspensión del vehículo fue la definición de las restricciones geométricas de éste, tanto en las ruedas como a bordo, en el chasis.

Por una parte, la suspensión delantera tiene fijada la posición de parte de sus elementos en la mangueta delantera, en el interior de llanta. Por otra parte, está fijada al chasis en diferentes puntos. La ubicación de éstos está restringida por los elementos contenidos en el interior del chasis.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En la parte delantera, se encuentran los elementos pertenecientes al sistema de suspensión (basculante, conjunto muelle-amortiguador, barra estabilizadora,…), la pedalera, la caja de la dirección y el espacio necesario para alojar al piloto no sólo cómodamente, sino además conforme al Reglamento Técnico.

En el tren trasero, la suspensión está nuevamente restringida por los anclajes a las manguetas traseras por el lado de las ruedas. Las restricciones en la parte trasera del chasis están constituidas por la presencia del sistema de transmisión y de los componentes de la suspensión.

Se emprendió la definición y concreción de los espacios, elementos y soluciones técnicas de todos estos sistemas, necesarias para determinar las restricciones geométricas del sistema de suspensión.

Se optó por la configuración "pull rod", suspensión sustentada y actuada mediante un tirante, en vez del más común empujador "push rod". La elección de esta forma constructiva se sustenta en varios principios.

Las dos principales, disminuir la altura del centro de gravedad del vehículo, reduciendo la altura a la que se encuentran los componentes de la suspensión y disminuir la masa de los componentes, de especial manera en el tirante, que trabajando a tracción evita los riesgos de pandeo, y por tanto precisa de menos material.

Por otra parte, liberar la parte superior del chasis de los muelles y amortiguadores permite reducir la altura del capó, mejorando la visibilidad del piloto y posibilitando la instalación de un baquet más reclinado, ayudando a reducir la altura del centro de gravedad del piloto, ésta ya de digna de tener en consideración.

En un principio se dispusieron los muelles y amortiguadores en sentido transversal del vehículo, debajo de los pies del piloto. Esto podría implicar complicaciones a la hora de ajustar estos elementos al realizar el setup del vehículo. Esto se puede solucionar si estos elementos de la suspensión son accesibles desde la parte superior, una vez retirado el carenado de la parte delantera. Esta solución ayuda también en la purga del sistema de frenos y ajuste de la pedalera.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

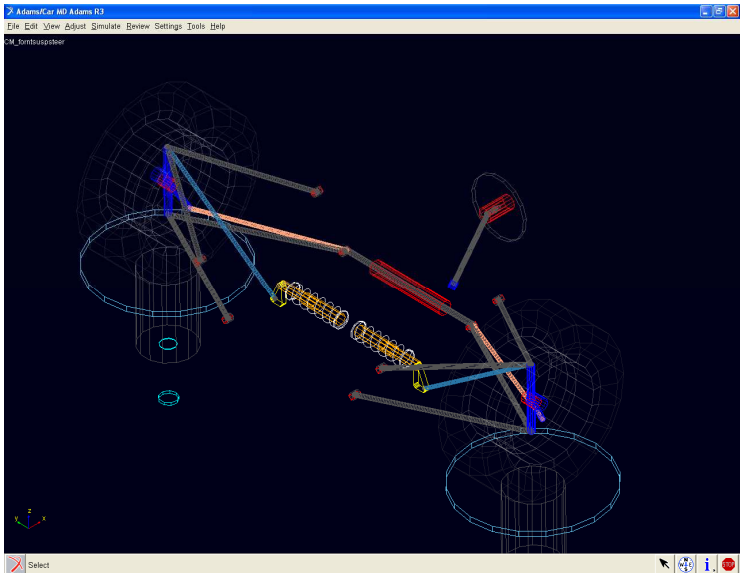


Ilustración 4 Esquema del tren delantero

En cuanto a la restricción que supone el alojar al piloto, el espacio mínimo exigido por el Reglamento Técnico para el piloto es más de lo ergonómicamente exigible, por lo que se diseñó el habitáculo según lo definido en éste (punto 10 del Reglamento Técnico).

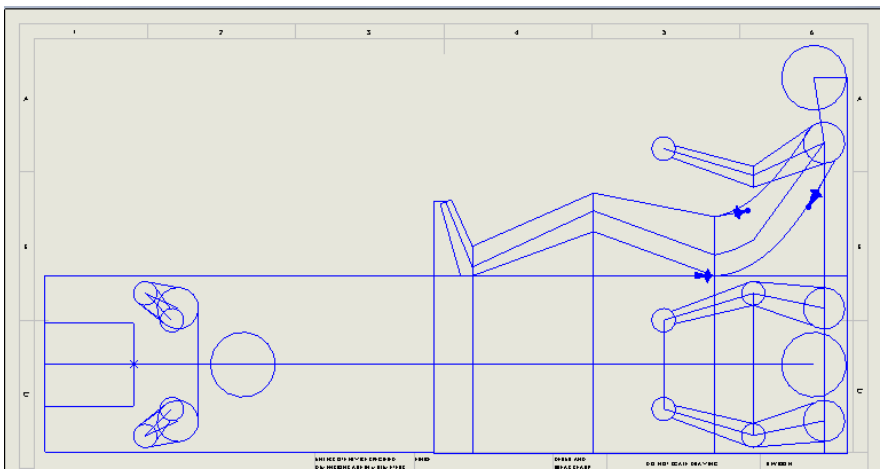


Ilustración 5 Dimensiones piloto

En este punto se definió completamente el espacio ocupado por un piloto con unas dimensiones que contenían al percentil 95. Se eligió un baquet bajo la condición de que permitiese una postura de conducción reclinada y a la vez cómoda.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El modelo seleccionado es el Tillet GRP B4, el cual cumple de manera notable con las características demandadas, con sólo 790mm de altura máxima y siendo con sus 4kg notablemente ligero.

Posteriormente se eligió una pedalera manufacturada por el mismo fabricante del sistema de frenos elegido, AP Racing, tanto para concentrar los productos en un número reducido de proveedores como para proveer una necesaria coherencia entre el sistema de frenos y el sistema de gobierno de éstos.

De entre las diferentes configuraciones de pedaleras ofertadas, se escogió una pedalera anclada por su parte inferior y accionada por compresión directa de los émbolos (*push type*). Esta pedalera permite el control del reparto de frenada desde el puesto de conducción. Su designación es la CP5500-505.

Ilustración 6 Pedalera AP Racing

Respecto a las restricciones que impone el chasis en la parte trasera del vehículo, se debió acometer la selección de los componentes de la transmisión, así como el estudio de la viabilidad del montaje del sistema de frenos a bordo.

Instalándose a bordo en lugar de en las ruedas, se logra reducir la masa no suspendida en el tren trasero, aprovechando el uso de los semiejes de la transmisión para transmitir pares de ambos signos.

Se estudió la oferta de diferenciales autoblocantes para vehículos propulsados mediante motor de motocicleta accionados por cadena. El Reglamento Técnico obliga a montar de una u otra manera la posibilidad de engranar una marcha atrás desde el cockpit.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Esto da pie a tres soluciones.

-Se puede sustituir una de las marchas de la caja de cambios de la motocicleta por una rueda dentada inversora. No se pensó en esta posibilidad, dada la vital importancia de un correcto escalonamiento de las marchas en un vehículo, ya sea de competición o no, para el uso correcto del motor y para poder hacer uso de un mayor rango de velocidades.

-Otra solución, con cierto sentido, pero también desestimada, consiste en intercalar un inversor entre el motor y el diferencial. Un superficial estudio de esta solución reveló el aumento, no sólo en masa, sino también del presupuesto.

-La tercera y última solución consiste en montar en el vehículo un diferencial que incluya un inversor en él. Este tipo de diferenciales es el que montan todos los vehículos de la categoría CM y tienen una masa de aproximadamente 17kg.

Se escogió un diferencial autoblocante tipo Torsen (*Torque Sensitive*) de la firma Quaife con una disposición muy compacta de sus elementos y gran simplicidad en el accionamiento de la marcha atrás, mediante una horquilla y un sincronizador que le permite tener una masa de 12kg.

El modelo del diferencial es el Quaife PowerTec QBA7R . Este diferencial puede montar semiejes de transmisión con salida de caja tanto de la caja IB5 del Ford Escort como de la del Ford Fiesta.

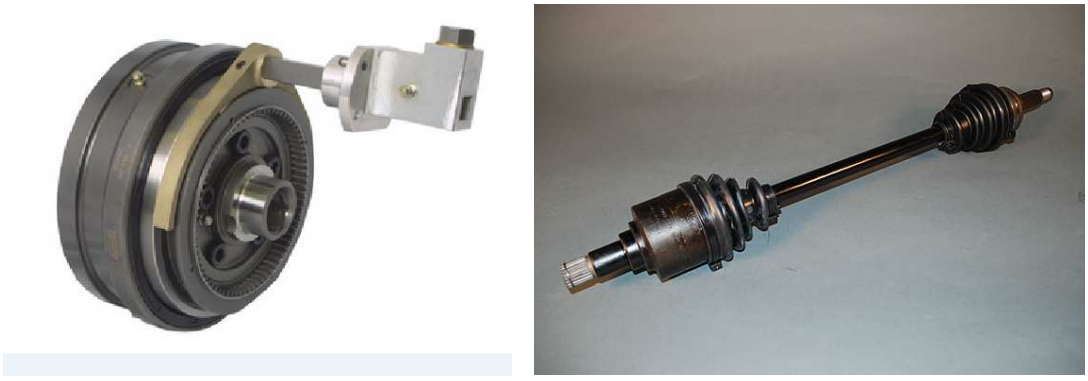


Ilustración 7 Diferencial y semieje de transmisión

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se estudiaron físicamente estas salidas de caja, tanto para posibilitar posteriores estudios del empaquetamiento (junto con otros elementos contiguos) como para conocer la holgura en la junta trípode que permite su translación ante elongaciones del semieje de la transmisión como efecto del movimiento relativo de la suspensión, y más concretamente, de la mangueta.

Se seleccionó un cubo de rueda valorando en su forma constructiva la forma de montarlo en la mangueta, para hacer ésta lo más simple posible. De entre el abanico de posibilidades que existen, se prefirió un cubo montado con prensa en un alojamiento cilíndrico en la mangueta, frente a los que además de prensados, se aseguran a la mangueta mediante tornillos. De esta manera se evita colocar alojamientos roscados para el cubo, simplificando la mangueta.

Las razones económicas y la razón anteriormente expuesta restringían suficientemente el problema de la elección, y se escogió el de referencia 15732 de la firma SNR. Este cubo de rueda es el montado por diversos vehículos de serie del grupo VAG en el tren anterior, tales como el Volkswagen Polo, Seat Córdoba e Ibiza IV y Skoda Fabia, por lo que suministro es fluido, seguro y se puede llevar a cabo mediante diferentes proveedores, e incluso, otros fabricantes.

La definición inicial de las manguetas traseras se hizo de tal forma que no se viera influenciada por la disposición del sistema de frenos trasero, ya que aún no se había encarado el estudio de viabilidad del sistema de frenos abordo.

Otra dimensión que influye de manera importante en el espacio final disponible para el alojamiento del sistema de suspensión es el ancho de vía.

Al montarse diferente ancho de neumático en los trenes delantero y trasero, ajustando los dos ejes al máximo ancho del vehículo, se obtienen los anchos de vía.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

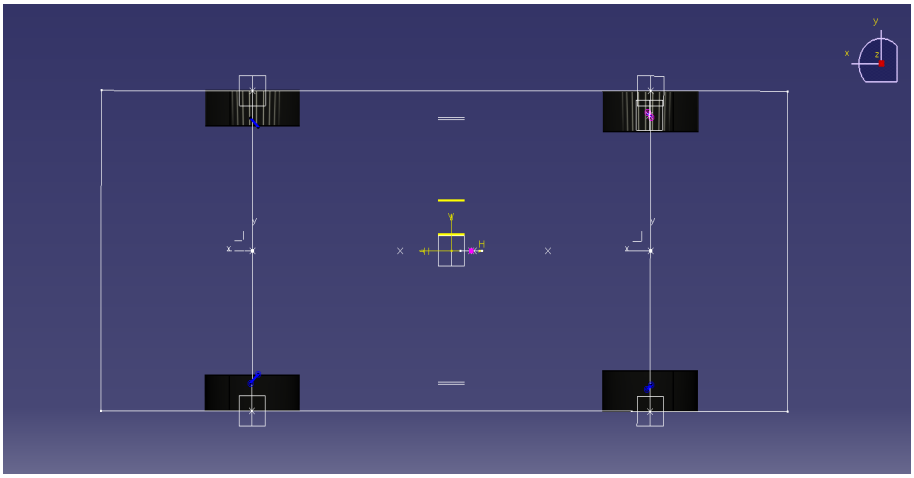


Ilustración 8 Dimensiones básicas

En el tren delantero se fijo el ancho máximo que permite el reglamento, que impone el ancho máximo del vehículo, estableciéndose un ancho de vía de 1570mm. Se decidió que el ancho de vía trasero debía ser menor que el delantero, debido a que la transferencia de peso lateral se reparte entre los dos ejes, delantero y trasero, de manera proporcional a la rigidez relativa al balanceo en cada eje. De esta manera, al reducir la transferencia de peso lateral en el tren trasero, disminuimos la variación de fuerza normal en la huella de contacto, procurándonos ésta mejor adherencia al aplicar potencia en el transcurso de una curva.

Esta rigidez al balanceo depende tanto de la rigidez de los elementos elásticos de la suspensión como del brazo de palanca con el que actúa ese elemento elástico respecto al CIR (*Centro Instantáneo de Rotación*) de la suspensión. Así, al disminuir el ancho de vía trasero, disminuimos la rigidez al balanceo de ese eje. De esta manera, se estableció un ancho de vía trasero de 1519mm.

Más adelante, se profundizará en estos conceptos al diseñar los componentes elásticos de la suspensión, teniendo en cuenta todos los parámetros que intervienen.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3 Geometría y dinámica del sistema de suspensión

3.1 Geometría de las manguetas

3.1.1 Definición geométrica de las manguetas delanteras

La determinación de las restricciones de la suspensión delantera en el interior de la rueda obligaba a determinar las cotas de la suspensión, incluyendo las que configuran la dirección, definiendo así las principales magnitudes de las manguetas delanteras.

Cuatro parámetros definen principalmente la geometría de la mangueta. Ángulo de avance, avance, ángulo de pivote y distancia entre el centro de la huella de contacto y el eje de pivote. Para definir completamente la localización de los puntos de anclaje de los triángulos, push-rod, pull-rod o conjunto muelle amortiguador y bieleta de dirección en las manguetas, hará falta estudiar la cinemática completa del sistema de suspensión, así como otros compromisos que se deberán tener en cuenta.

El ángulo de avance y el avance están relacionados. Para un mismo ángulo de avance, el avance es la suma de dos distancias. El avance neumático (*pneumatic trail*) y el avance mecánico (*mechanical trail*). El avance neumático es creado por la proyección lateral de distancia entre el centro de la huella de contacto y el punto de aplicación de la fuerza y el avance mecánico es creado por la proyección lateral de la distancia entre la intersección del eje de la mangueta y el suelo y el centro de la huella de contacto.

Un ángulo de avance positivo inducirá cambios en el ángulo de caída y tenderá a elevar el vehículo al girar las ruedas sobre el eje de pivote de la mangueta. Al mismo tiempo, un avance mecánico mayor proveerá de un mayor momento en el volante, creado por la fuerza lateral del neumático. Esto hará que el conductor pueda sentir de una mejor manera la fuerza lateral en el neumático, en vez del momento autoalineante, que puede llevara a confusión.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

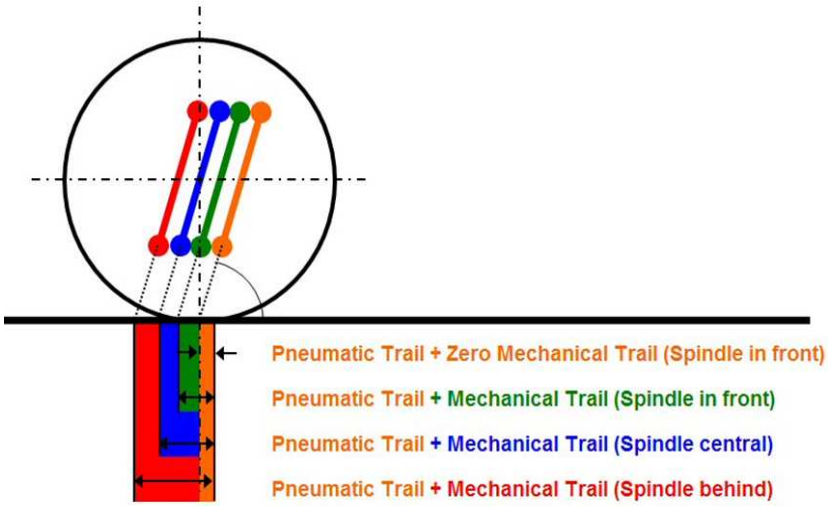


Ilustración 9 Geometría de la mangueta (1)

El ángulo de pivote y la distancia, en proyección frontal, desde la intersección del eje de la mangueta están también relacionados de una manera similar al ángulo de avance y la distancia de avance. Este desplazamiento entre el eje de la mangueta y el centro de la huella de contacto permite al conductor sentir las fuerzas de frenado mediante el momento que generan y que se transmite a través de la dirección hasta el volante. Esto es especialmente útil en condiciones de pista deslizante.

El ángulo de pivote induce también variaciones del ángulo de caída del neumático y eleva el vehículo al pivotar ruedas. Este efecto afectará a la transferencia de carga, cargando los neumáticos en una diagonal y descargando los neumáticos en la otra.

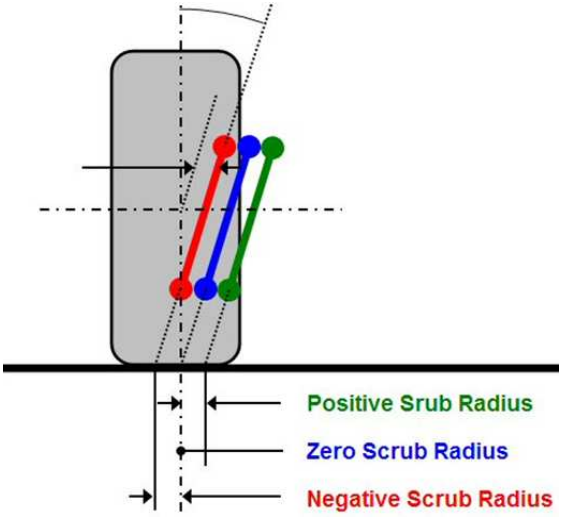
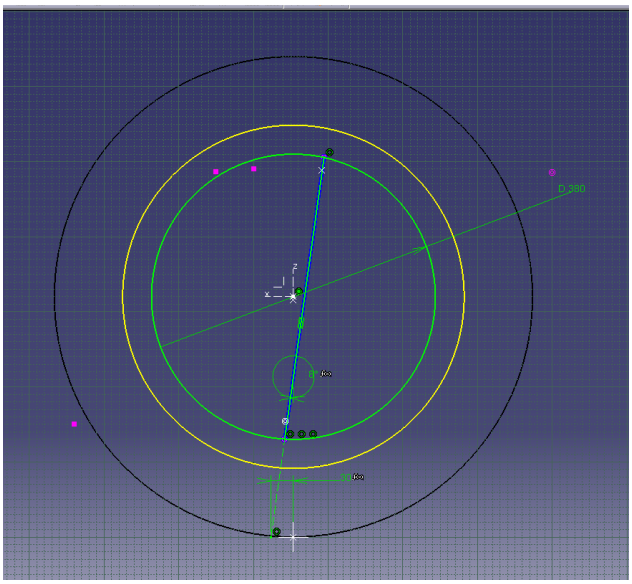
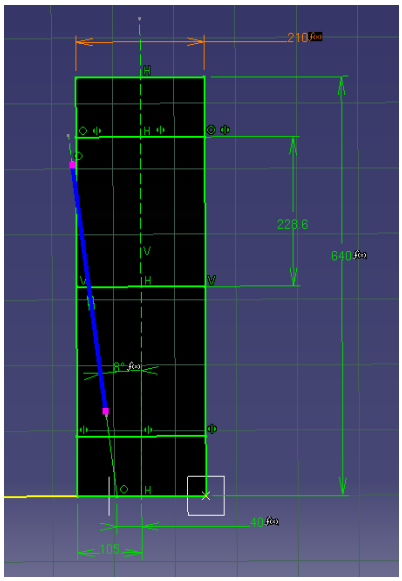


Ilustración 10 Geometría de la mangueta (2)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se optó inicialmente por un ángulo de pivote de 8º, y un offset entre el centro de la huella de contacto y el eje de pivote de 40mm (*scrub radius*).





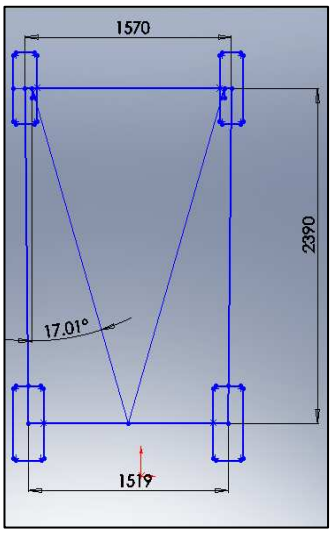
El ángulo de avance se propuso que fuera el mínimo tal que en caso de cabeceo nunca llegase a ser negativo, lo cual generaría inestabilidades muy serias en la dirección del vehículo. A éste se le dio un valor inicial de 8º.

Posteriormente se tomo en consideración el cambio en el ángulo de caída al actuar sobre la dirección del coche, efecto aprovechable en curvas cerradas a modo de control del ángulo de caída, adaptando ligeramente este parámetro a cada tipo de curva. Esta observación llevo a pensar en una sencilla manera de poder ajustar el ángulo de avance sin grandes complicaciones, aunque influyendo en el comportamiento dinámico de la dirección (*bump steer*).

Ilustración 11 Geometría de la mangueta (3)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.1.2 Geometría de la dirección. Condición de Ackerman



La definición de la condición de Ackerman en la dirección regirá la relación entre el ángulo de guiado en cada rueda en función del ángulo de guiado en el volante. Gracias a esta geometría, podremos diseñar una dirección tal que, al actuar, los neumáticos operen con el ángulo de deriva óptimo para la carga vertical a la que estén sometidos debido a la transferencia de peso, resultado de la aceleración lateral y función de la distribución de rigidez anti balanceo del vehículo.

Este concepto es igualmente aplicable en el tren trasero, para obtener el mayor agarre posible de los neumáticos. De esta manera, para cada carga vertical tendremos un ángulo de deriva óptimo al que operar. El control del ángulo de deriva en el tren trasero se lleva a cabo mediante dirección a las cuatro ruedas o controlando el *bump steer* mediante las bieletas (*toe links*).

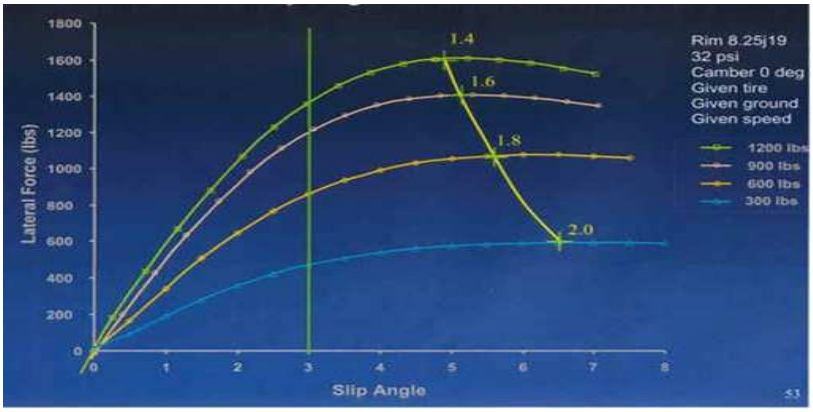


Ilustración 12 Variación fuerza normal

En nuestro caso, el no contar con información sobre el neumático no nos permite definir la geometría de la dirección de manera apropiada. Es por ello que en el modelo de CAD la geometría Ackerman está parametrizado y puede variar. Igualmente, se pretende hacer de esta geometría un parámetro ajustable en el vehículo, cuya puesta a punto se llevaría a cabo al obtener información de los neumáticos y al variar la distribución de la rigidez anti balanceo del vehículo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

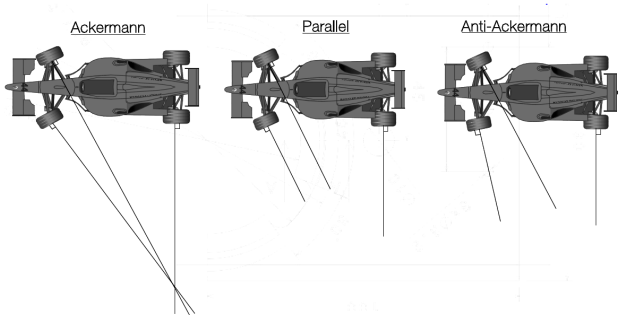


Ilustración 13 Ackerman (1)

Existen dos formas de dotar de cierto grado de ajustabilidad del porcentaje de Ackerman. Una es configurando la mangueta de forma que el extremo de la bieleta de la dirección pueda ser posicionado en diferentes alojamientos de ésta, y la otra es dotar a la caja de la dirección de la posibilidad de ser emplazada más adelante o más atrás, mediante la inclusión de separadores entre ésta y sus fijaciones al chasis.

La geometría 100% Ackerman o Ackerman pura se define como la geometría de la dirección que cumple que las líneas que conectan los ejes de pivote de las manguetas con los puntos de anclaje de las bieletas de la dirección intersecan en el eje trasero en el plano de simetría del vehículo.

Cuando se pretende definir esta geometría en un modelo tridimensional, será un plano el que contenga la línea definida en el plano del suelo anteriormente y el eje de pivote de la mangueta. En este plano se localizará el punto de anclaje de la bieleta de dirección, a una distancia por determinar.

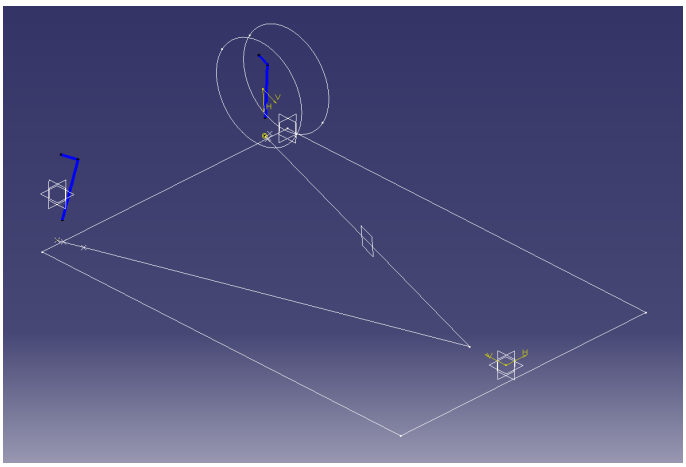


Ilustración 14 Ackerman (2)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se estimó un brazo de palanca para la bieleta de la dirección de 80mm, y teniendo definido el ángulo de avance, se determinó la altura del punto de anclaje del triángulo inferior a la mangueta, permitiendo una holgura entre estos puntos y la llanta para evitar que el contacto entre estos elementos en condiciones extremas.

3.1.3 Definición geométrica de las manguetas traseras

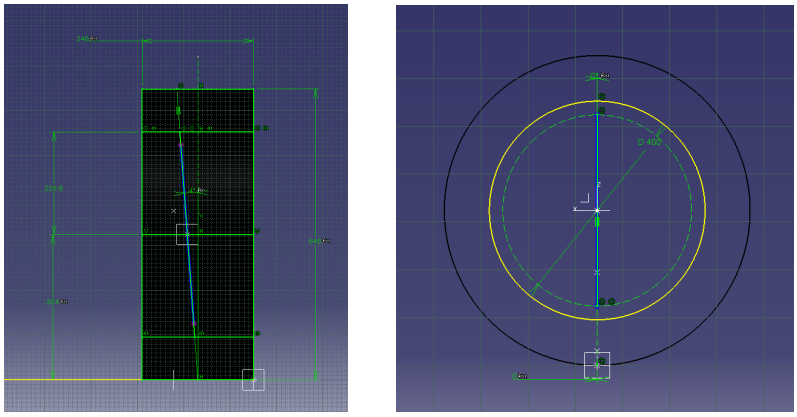
En el caso de las manguetas traseras, que no devolverán ninguna información al piloto de los niveles de agarre del tren trasero a través de los elementos de la suspensión, los cuatro parámetros que configuran la geometría de la mangueta (Ángulo de avance, avance, ángulo de pivote y distancia entre el centro de la huella de contacto y el eje de pivote) serán definidos de forma que comuniquen las cargas que pasan a través de este elemento de la forma más simple. Esto que permitirá aligerar las manguetas y los demás elementos que transportan la carga desde el neumático hasta el chasis.

Las fuerzas actuando en la huella de contacto harán que la mangueta (y la llanta, los triángulos, …) se deformen, y esto distorsionará la posición definida por la cinemática de la suspensión para el neumático, no llegando a los niveles de agarre de que se dispone.

Para minimizar estas deformaciones, y así conservar más fielmente la orientación del neumático, se pueden tomar dos caminos. Se deben minimizar los momentos que actúan sobre la mangueta, por lo que se puede minimizar las fuerzas que actúan en la huella de contacto, o se pueden minimizar las distancias a las que éstas actúan.

Dado que maximizar el valor de las fuerzas que actúan en la huella de contacto es algo que dota al vehículo de una mayor velocidad de paso por curva, mayores aceleraciones y frenadas, serán las distancias a las que están aplicadas estas fuerzas los parámetros que intentaremos minimizar. Por otra parte, tendremos que tener en cuenta que en la mangueta deberá ser posible montar ciertos elementos que comprometen la geometría de esta.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Se dotará a la mangueta trasera de un ángulo de avance de 0º, un avance mecánico de 0mm, una distancia lateral de 0mm y un ángulo de pivote de 4º, debido a la necesidad de alojar el rodamiento y el buje en el interior de la mangueta.

3.2 Sistema de suspensión

Los siguientes tres apartados relativos a la suspensión definen conjuntamente y en gran manera la dinámica del vehículo y están íntimamente relacionados. Ello conlleva que el proceso por el cual se desarrolla la geometría de la suspensión sea una consecución de iteraciones, evaluando los compromisos tomados y tomando otros posteriormente.

El sistema de suspensión es necesario para controlar la posición relativa entre los neumáticos y el suelo para obtener de estos el máximo rendimiento posible. Este sistema controlará la trayectoria de las ruedas en el rango de recorrido de la suspensión, el recorrido de los centros instantáneos, controlando la cantidad de balanceo, cabeceo.

El sistema de suspensión del vehículo objeto de este proyecto es definido por la normativa. Éste debe ser un sistema de doble triángulo superpuesto y no podrá contener en él más amortiguadores y elementos elásticos que el número de ruedas del vehículo. Nos interesa tener permitido el diseño de un vehículo dotado de una suspensión independiente, ya que esto nos permite orientar cada neumático para alcanzar su máximo rendimiento para su caso particular de carga.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El sistema no será completamente independiente, dado que se hará uso de elementos elásticos que conectan las ruedas dos a dos, y que nos permitirán controlar la distribución del momento anti-balanceo.

La suspensión, como todo subsistema del vehículo, se pretende que sea lo más rígido y ligero posible. Esto nos enfrenta a un clásico compromiso en el que la optimización del camino por el que se transmiten las cargas ayudará a minimizar los efectos que tienen las deformaciones de los elementos mecánicos en las prestaciones del vehículo.

3.2.1 Cinemática de la suspensión

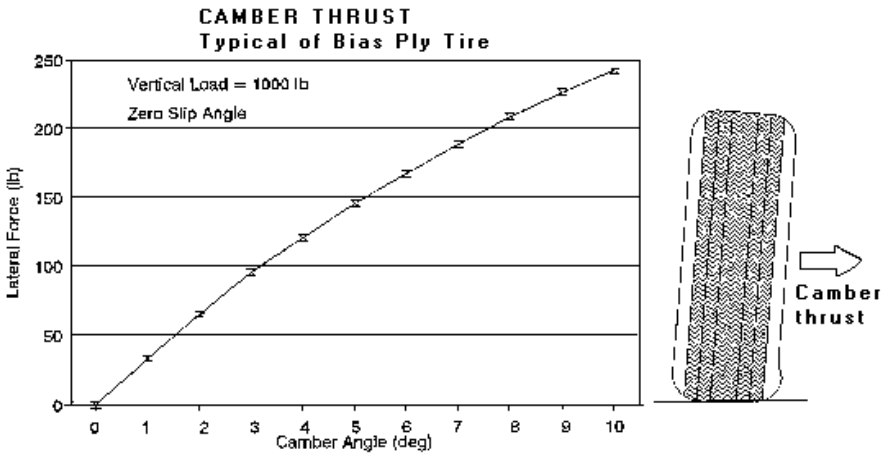
El estudio del comportamiento cinemático del sistema de suspensión persigue mantener los neumáticos el mayor tiempo posible en la posición relativa al piso que permita obtener de éstos el máximo agarre que pueden proveer.

Parámetros que definen la orientación de los neumáticos.

- *Caída*

  Es el ángulo definido entre el plano medio del neumático y un plano perpendicular al piso. Este parámetro tiene una gran influencia en las prestaciones del neumático y, por tanto, del vehículo.

  Se pretende que la variación de caída de los neumáticos sea mínima cuando la suspensión se mueve verticalmente (compresión-extensión) y cuando el vehículo se balancea. Estas dos premisas son incompatibles y se debe alcanzar un compromiso.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

- *Convergencia/divergencia*

  Es el ángulo que forma la dirección hacia donde apunta el neumático con la intersección del plano medio del vehículo con el suelo. Este parámetro influye sustancialmente en el comportamiento de los neumáticos, alterando su desgaste, temperatura, estabilidad del vehículo cuando circula en línea recta y curva. Su variación dinámica es una forma de crear el ángulo de deriva óptimo en cada instante.

Parámetros que gobiernan la cinemática de la suspensión

- *Centros Instantáneos de Rotación*. Dos para cada cuarto de vehículo, el Polo de balanceo y el de cabeceo.

- *Longitudes entre los Polos y la huella de contacto* (Swing Arm Length) y variación de éstas. Este parámetro tiene gran influencia en la variación de la caída y avance de la rueda, así como en la variación de los anchos de vía y la batalla del vehículo.

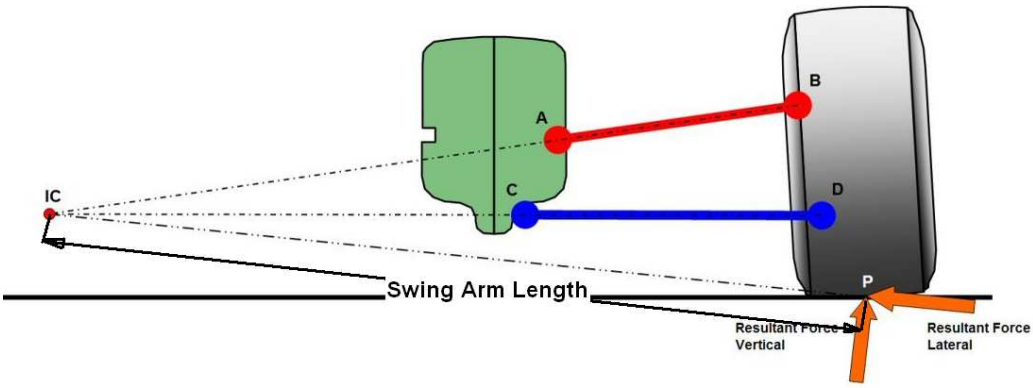


Ilustración 15 Swing arm length

- *Centros de balanceo y cabeceo*. Posición y movimiento relativos. Sus alturas y posiciones relativas determinan la proporción de transferencia de carga elástica y geométrica, influyendo considerablemente en la proporción del agarre que producen los ejes delantero y trasero.

  Además, la proporción de transferencia de carga elástica y geométrica influirá en los ángulos de balanceo y cabeceo, lo cual repercute finalmente en la posición relativa entre los neumáticos y el piso.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se deben tener en cuenta además otros consecuencias de su localización como son el efecto gato (jacking effect, packing), y de la proporción de transferencia de carga geométrica y elástica ya que toda carga que no pase por el conjunto muelle-amortiguador lo hará sin control, y perjudicará la estabilidad de la fuerza normal en la huella de contacto.

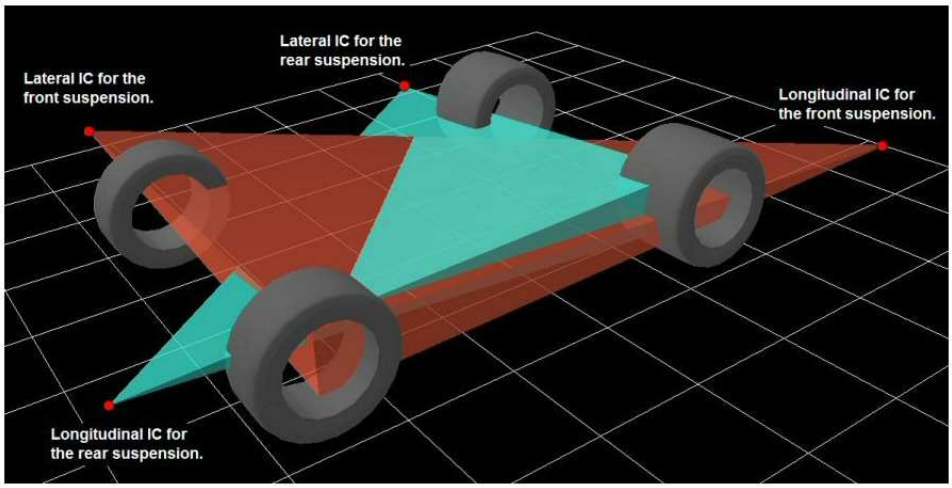


Ilustración 16 Centros instantaneous

Sus distancias al centro de gravedad influyen en las inercias al cabeceo y al balanceo del tren al cual corresponda. Esto justificará, junto con las consecuencias dinámicas que conlleva, que se busque un Centro de Balanceo trasero más alto que el delantero, para una correcta distribución de la resistencia al momento de resistencia al balanceo.

Controlando el movimiento de los centros de balanceo conseguiremos un vehículo mas predecible, minimizando la variación de la carga normal en las huellas de contacto, lo cual aumenta el agarre disponible y minimiza su variación. Un vehículo predecible es más seguro y más fácil de conducir, y por tanto facilita la labor al piloto, que será capaz de conseguir mejores resultados.

Propiedades de los Centros Instantáneos.

Las parejas de centros instantáneos (centros de balanceo delantero y trasero, centros de cabeceo derecho e izquierdo) definen los ejes de balanceo y cabeceo. Estos ejes son aquellos alrededor de los cuales el chasis se balanceará y

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

cabeceará cuando le sean aplicadas cargas laterales y longitudinales respectivamente.

Esto significa que los elementos elásticos de la suspensión actuarán contra el momento de balanceo definido por la fuerza lateral actuando en el CG y la distancia entre este punto de concentración de masa y el eje de balanceo. A la vez, los elementos rígidos de la suspensión deberán actuar contra el momento de balanceo generado por la fuerza anterior aplicada en cada centro de balanceo.

De esta manera, podemos decir que la altura del centro de balanceo definirá la proporción de transferencia carga que pasa por los elementos elásticos de la suspensión y la que pasa a través de los elementos rígidos de la misma.

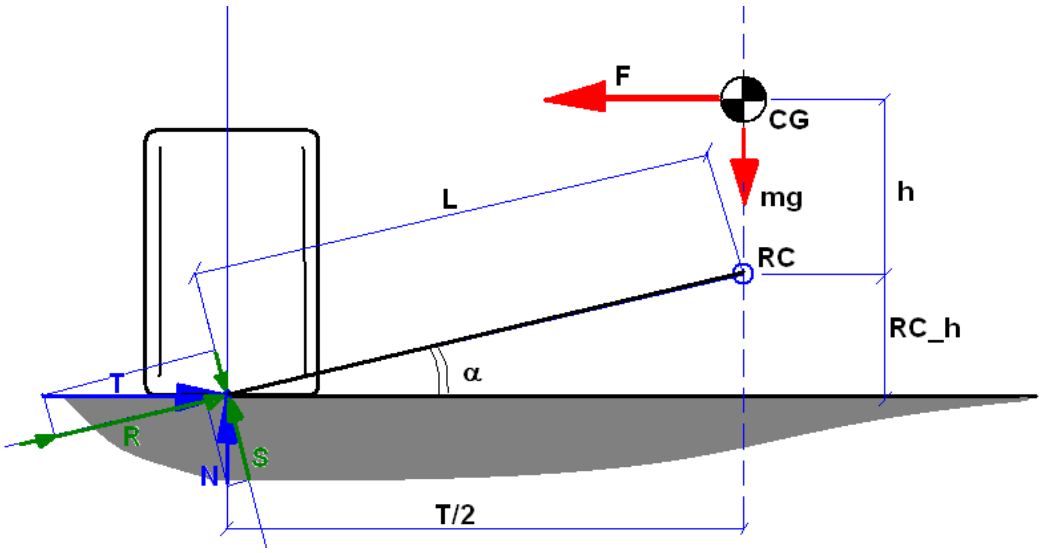


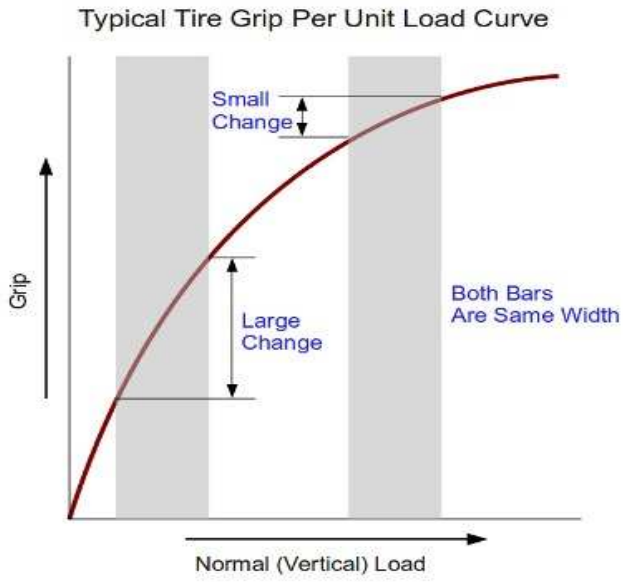
Ilustración 17 Reacciones en el Centro de Balanceo

Estos mismos conceptos son aplicables al movimiento de cabeceo. Previamente se ha definido el eje de cabeceo como aquel alrededor del cual el chasis cabecea, uniendo los centros de cabeceo de ambos lados. La carga longitudinal será contrarrestada en cierta proporción por un momento anti-cabeceo de los elementos elásticos y un momento anti-cabeceo geométrico. Esto se traduce en una transferencia longitudinal de carga elástica y otra geométrica.

Estas propiedades definen la variación de carga vertical por transferencia de carga cuando algún tipo de carga inercial es aplicada. Si añadimos la transferencia de carga de la masa no suspendida, la carga estática y la carga

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

aerodinámica a estos conceptos anteriores, podemos conocer en cada momento las variaciones de carga normal de baja frecuencia en las huellas de contacto.



Estas transferencias de carga vertical disminuyen las prestaciones del vehículo en conjunto, ya que, como se ve en la gráfica anterior, es mayor la magnitud de la fuerza lateral que se pierde en el neumático que se descarga que la magnitud de la que se genera en el neumático que se carga.

Esto se debe a que el coeficiente $\boldsymbol{\mu}$ disminuye al aumentar la carga vertical. Por ello, las transferencias de carga son unos fenómenos que se intentarán minimizar en todo casi todo momento, no pudiéndose evitar, y se utilizará como herramienta para conseguir un vehículo equilibrado. Casi todo momento, ya que en el caso de aceleración longitudinal positiva, los únicos neumáticos que aceleran al vehículo son los traseros, a los cuales intentaremos hacer llegar la máxima carga vertical.

Además, conocer la carga vertical en cada neumático es vital para proporcionarle su orientación óptima.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

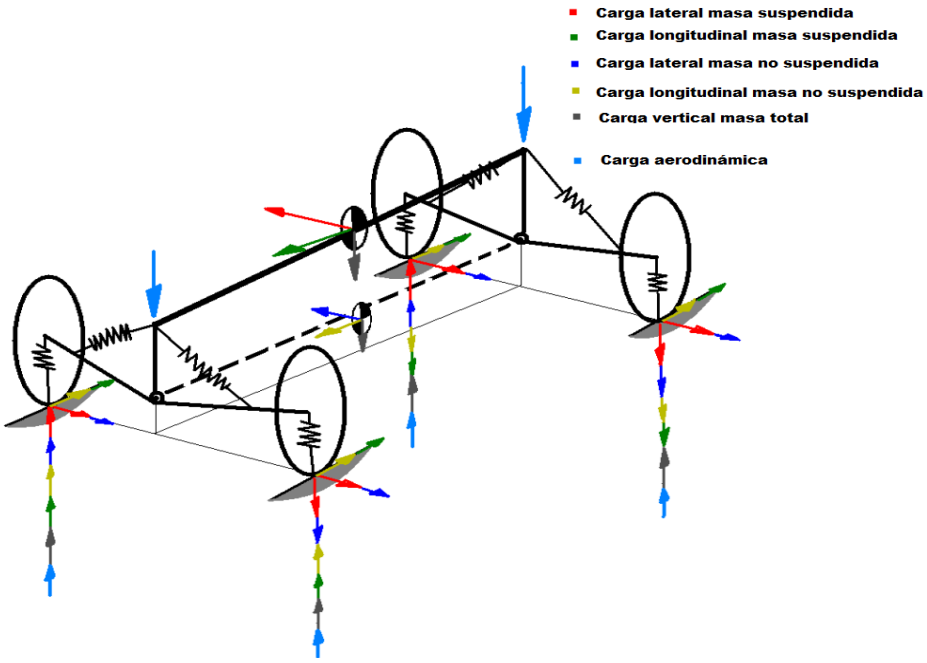


Ilustración 18 Cargas sobre los neumáticos

Siendo los centros instantáneos aquellos que dividen la transferencia de carga entre geométrica y elástica, es fundamental mantener sus posiciones estables en todo momento para mantener el nivel de prestaciones del vehículo equilibradas y estables.

3.2.2 Modelo CAD de la suspensión

En esta etapa, se construyó un modelo parametrizado en CAD de la suspensión del vehículo, representando las características objetivo perseguidas en el diseño. Se trata de un modelo tridimensional en el que se representan esquemáticamente las manguetas del vehículo, los diferentes polos de la suspensión, tanto de cabeceo como de balanceo, los centros de balanceo y cabeceo del vehículo y las principales restricciones geométricas del sistema de suspensión a bordo del vehículo

Éstas últimas están definidas por el espacio mínimo que el reglamento impone al habitáculo de conducción en la parte delantera y el espacio ocupado por la transmisión en la parte trasera, teniendo en cuenta siempre el uso potencial de

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

elementos aerodinámicos en el fondo del coche (difusores delantero y trasero), para lo cual se intentará siempre dejar el mayor espacio posible, dentro de un razonable compromiso entre la cinemática y la aerodinámica.

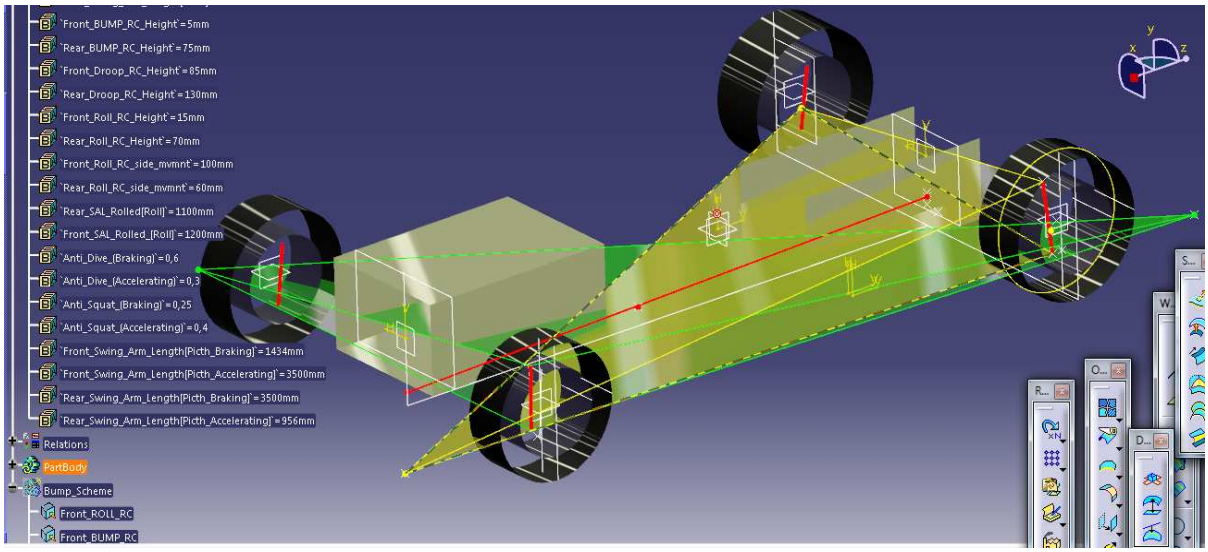


Ilustración 19 Modelo CAD cinemática (1)

En el modelo se representaron los parámetros anteriormente descritos (centros instantáneos, centros de balanceo..) en las ubicaciones deseadas en las posiciones de extensión, compresión, y por combinación de éstas, balanceo y cabeceo. Quedan así definidos los ejes de balanceo y cabeceo para los casos de compresión, extensión, balanceo y cabeceo del vehículo.

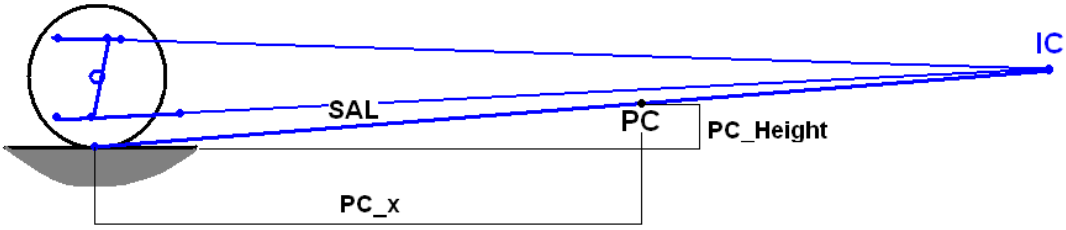
Mediante este procedimiento los brazos de la suspensión quedan contenidos en los planos definidos por los siguientes tres puntos; el punto de anclaje en la mangueta, el centro instantáneo de balanceo y el centro instantáneo de cabeceo. Este procedimiento se repite para cada uno de los tres casos en cada esquina del vehículo, y la intersecciones de los planos ya mencionados en este párrafo definirán los lugares geométricos de las posibles ubicaciones de los anclajes de la suspensión, de forma que ésta cumpla con los requerimientos impuestos. Finalmente serán las restricciones a bordo del vehículo las que los definan el lugar donde se quiere que tengan lugar estas intersecciones.

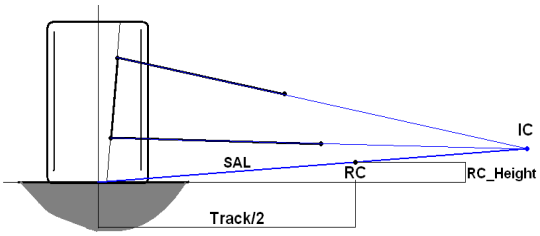
Lo primero que se debió hacer fue definir los centros de balanceo y cabeceo para cada eje para las posiciones estáticas, de compresión y extensión. De esta

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

manera podemos obtener, por combinación, los centros instantáneos para los tres movimientos principales del vehículo: traslación vertical, balanceo y cabeceo.

Estos centros instantáneos que imponemos a la geometría del modelo son las características que deseamos que nuestro sistema de suspensión posea.





	A	B	C
1	Wheelbase (mm)	2693	
2	Width (mm)	1900	
3	Front_Wheel_Diameter (mm)	640	
4	Rear_Wheel_Diameter (mm)	648	
5	Front_Tyre_Width (mm)	210	
6	Rear_Tyre_Width (mm)	240	
7	Mech_Trail_Front (mm)	30	
8	Mech_Trail_Rear (mm)	0	
9	Caster_Angle_Front (deg)	8	
10	KingPin_Angle_Front (deg)	8	
11	KingPin_Angle_Rear (deg)	0	
12	Caster_Angle_Rear (deg)	0	
13	Scrub_Radius (mm)	40	
14	Front_SAL_Static_FrontView (mm)	5000	
15	Front_SAL_Bump_FrontView (mm)	5000	
16	Front_SAL_Droop_FrontView (mm)	5000	
17	Front_SAL_Static_SideView (mm)	10000	
18	Front_SAL_Bump_SideView (mm)	10000	
19	Front_SAL_Droop_SideView (mm)	10000	
20	Rear_SAL_Static_FrontView (mm)	5000	
21	Rear_SAL_Bump_FrontView (mm)	5000	
22	Rear_SAL_Droop_FrontView (mm)	5000	
23	Rear_SAL_Static_SideView (mm)	10000	
24	Rear_SAL_Bump_SideView (mm)	10000	
25	Rear_SAL_Droop_SideView (mm)	10000	
26	Length.31 (mm)	0	
27	CG_Height (mm)	350	
28	Weight_Distribution_Front	0.45	
29	Antidive_Static	0.3	
30	Antisquat_Static	0.3	
31	Front_Wheel_Travel (mm)	18.43	
32	Rear_Wheel_Travel (mm)	18.11	
33	Picth_Center_Long_Location_Static (mm)	1500	
34	Picth_Center_Long_Location_Dive (mm)	1400	
35	Picth_Center_Long_Location_Squat (mm)	1600	
36	Front_RollCenter-Car_Distance_Static (mm	300	
37	Front_RollCenter-Car_Distance_Bump (mm	305	5
38	Front_RollCenter-Car_Distance_Droop (mm	295	5
39	Rear_RollCenter-Car_Distance_Static (mm)	320	
40	Rear_RollCenter-Car_Distance_Bump (mm)	325	5
41	Rear_RollCenter-Car_Distance_Droop (mm)	315	5
42	PitchCenter-Car_Distance_Static (mm)	305	
43	PitchCenter-Car_Distance_Dive (mm)	305	
44	PitchCenter-Car_Distance_Squat (mm)	320	

Para definir completamente el modelo, las distancias de las huellas de contacto a los centros instantáneos (*Swing Arm Length ó SAL*) se debieron incluir.

En esta etapa, se debió definir cual se pretendía que fuera el movimiento de los centros instantáneos. El principal objetivo de este modelo es el de definir un sistema de suspensión que haga equilibrado al coche. Para ello, definimos el máximo desplazamiento que permitiremos a los centros instantáneos.

Una vez definidos, y acotadas las distancias de los centros instantáneos a las huellas de contacto, las superficies que contendrán los triángulos de la suspensión quedan definidas. El modelo de CAD está relacionado con una hoja de cálculo de Excel, que contiene los parámetros que

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

definen el modelo, de forma que cualquier cambio realizado en esta hoja actualizará automáticamente el modelo de la suspensión.

El modelo también contiene parámetros de salida. Estos parámetros devuelven al usuario información del modelo, como son las localizaciones de los centros instantáneos de la suspensión; centros de balanceo y cabeceo. Estos parámetros de salida son después necesarios para hacer los cálculos dinámicos que nos permitan juzgar la geometría según los objetivos anteriormente mencionados.

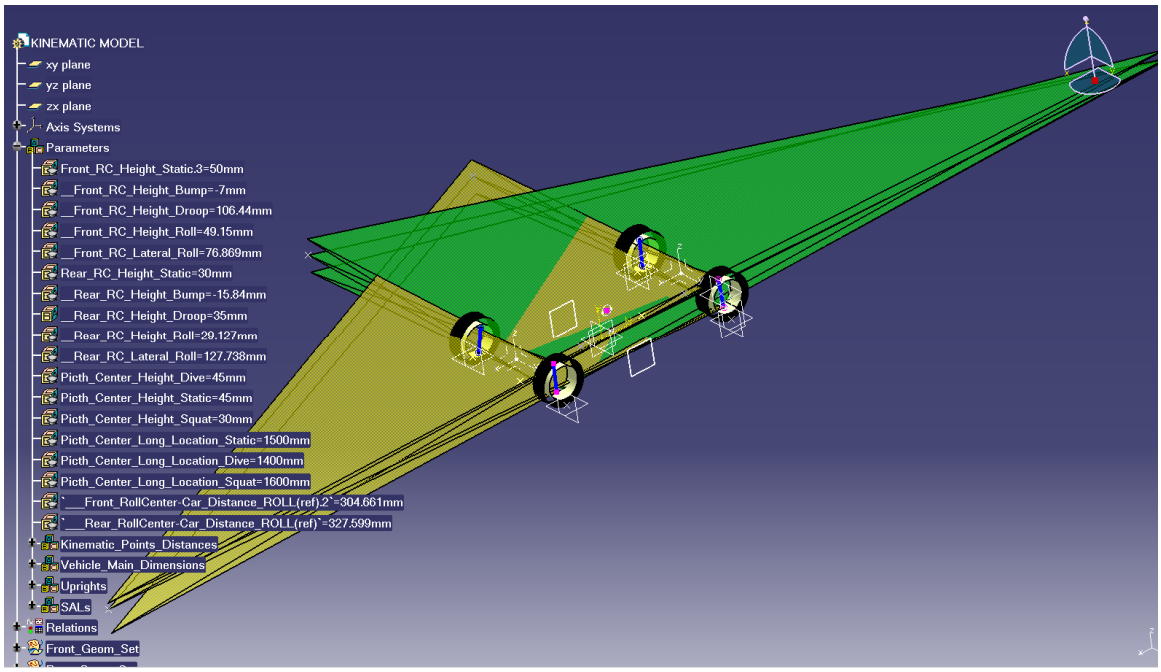


Ilustración 20 Modelo cinemática (2)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.3 Estudio dinámico

3.3.1 Descripción del método

Para la plantear la configuración de los parámetros de la suspensión, se debieron estudiar los efectos que sobre las transferencias de carga tienen, para, de esta forma, conseguir un vehículo equilibrado cuyo equilibrio sea estable y no varíe en gran manera al cambiar su posición relativa (balanceo, cabeceo..). Este equilibrio dependerá de la proporción de transferencia de carga elástica que cada tren tenga que resistir y de la proporción del total de transferencia de carga suspendida que supone la transferencia de carga elástica para cada eje.

El estudio dinámico está dividido en varias fases. Primero, hay una serie de parámetros que son datos de entrada y consisten en características que el usuario quiere que el modelo cumpla. En la hoja de cálculo que se muestra en páginas posteriores, estos parámetros están escritos en letra azul.

- *Accel Y (g)* Es la máxima aceleración lateral estimada.
- *Max Accel X (Acc) (g)* Es la máxima aceleración longitudinal positiva estimada.
- *Max Accel X (Braking) (g)* Es la máxima aceleración longitudinal negativa estimada.
- *Roll Stiffness (º/g)* Es la relación deseada entre la aceleración lateral y el ángulo de balanceo correspondiente.
- *Pitch Stiffness (º/g)* Es la relación deseada entre la aceleración longitudinal y el ángulo de cabeceo correspondiente.
- *Front Spring MR (Ratio)* Es la relación entre el desplazamiento de la rueda delantera y el desplazamiento del muelle delantero.
- *Rear Spring MR (Ratio)* Es la relación entre el desplazamiento de la rueda trasera y el desplazamiento del muelle trasero.
- *Front ARB MR (Ratio)* Es la relación entre la rotación de la barra estabilizadora delantera y la rotación del chasis.
- *Rear ARB MR (Ratio)* Es la relación entre la rotación de la barra estabilizadora delantera y la rotación del chasis.
- *Front Frequency (Hz)* Es la frecuencia natural asociada al tren delantero.

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

- *Flat Ride Ref Speed (m/s)* Es la velocidad a la cual el usuario desea que el vehículo cese el cabeceo transcurrido un sólo ciclo después de atravesar un bache, manteniéndose horizontal.

- *Roll Stiffness distribution front (Ratio)* Es la proporción porcentual de momento anti balanceo generado por el tren delantero respecto del total.

Max Accel Y	2.5 g
Max Accel X (Acc)	1.5 g
Max Accel X (Braking)	3 g
Roll Stiffness	0.5 °/g
Picth Stiffness	0.6 °/g
Front wheel travel	18.43 mm
Rear wheel travel	18.11 mm
Picth Angle Allowable	0.78 °
Pitch Angle max (Accel)	0.90 °
Pitch Angle max (Braking)	1.8 °
Roll Angle max (Braking)	1.25 °

Front_Spring_Stiffness	8405.35 N/m
Rear_Spring_Stiffness	39412.79 N/m
Front_Spring_MR	3 ratio
Rear_Spring_MR	2 ratio

Front_ARB_Stiffness	131.59 N*m/°
Rear_ARB_Stiffness	-101.55 N*m/°
Front_ARB_MR	15 ratio
Rear_ARB_MR	12 ratio

Front_Frequency	3.00 Hz
Rear_Frequency	4.08 Hz
Front_Wheel_Rate (1/4)	75648.15 N/m
Rear_Wheel_Rate (1/4)	157651.16 N/m
Flat_Ride_Ref_Speed	30.56 m/s

Dynamic Study

Front track	1690 mm
Rear track	1660 mm
Wheelbase	2693 mm
Car Width	1900 mm
Mass	978 kg
Weight Distribution	0.45 ratio front
CG_Height	350 mm
Unsprung Mass	72 kg
USM Distribution	0.47 ratio front
USM_CG_Height_Front	317.5 mm
USM_CG_Height_Rear	320 mm
Sprung Mass	906 kg
SM Distribution	0.47 ratio front
SM_CG_Height	362.48 mm

SMCG-RollAxis_Distance	361.88 mm
Roll_Axis_Inclination	-0.426 °
Roll_Moment	8040.88 N*m
Roll_Stiffness_Average	6432.71 N*m/°
Roll_Stiffness_Distr_Front	0.6 ratio front

Spring_ARStiffness_Front	2357.21 N*m

Ilustración 21 Estudio dinámico (1)

Hay otros parámetros que definen las principales características del vehículo. Algunas de estas deben ser calculadas a partir de las directamente mesurables.

- *Front track* Ancho de vía delantero
- *Rear track* Ancho de vía trasero
- *Wheelbase* Batalla
- *Car Width* Ancho
- *Mass* Masa
- *Weight distribution* Distribución de peso (% delante)
- *CG_Height* Altura del Centro de Gravedad
- *Unsprung Mass* Masa no suspendida
- *USM Distribution* Distribución de la masa no suspendida.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

-USM CG Height Front Altura del centro de gravedad de la masa no suspendida delante

-USM CG Height Rear Altura del centro de gravedad de la masa no suspendida detrás

-Sprung Mass Masa suspendida

-SM Distribution Distribución de la masa suspendida

-SM CG Height Altura del centro de gravedad de la masa suspendida

Front track	1690 mm
Rear track	1660 mm
Wheelbase	2693 mm
Car Width	1900 mm
Mass	978 kg
Weight Distribution	0.45 ratio front
CG_Height	350 mm
Unsprung Mass	72 kg
USM Distribution	0.47 ratio front
USM_CG_Height_Front	317.5 mm
USM_CG_Height_Rear	320 mm
Sprung Mass	906 kg
SM Distribution	0.47 ratio front
SM_CG_Height	352.48 mm

Ilustración 22 Estudio dinámico (2)

Se estimó la posición del centro de gravedad del vehículo objeto de este proyecto, teniendo en cuenta los elementos que más masa concentran, tales como el piloto, el motor y el grupo diferencial. Éste se encuentra en un punto a 1434 mm del plano vertical que pasa por los centros de las ruedas del tren delantero, tal que la distribución de pesos es de un 40% delante y un 60% detrás, hallándose a una altura del suelo de 320.3mm.

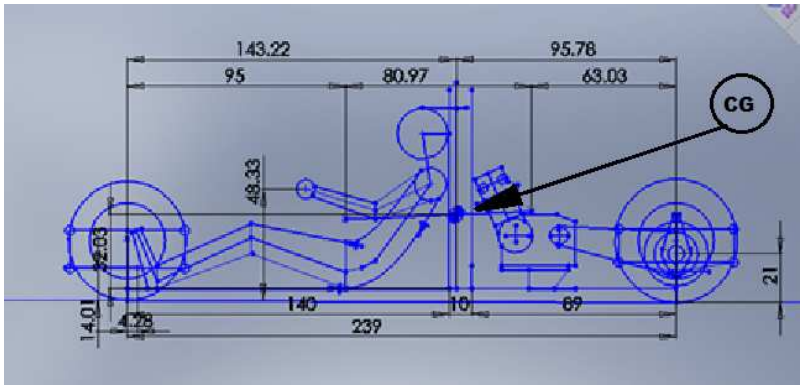
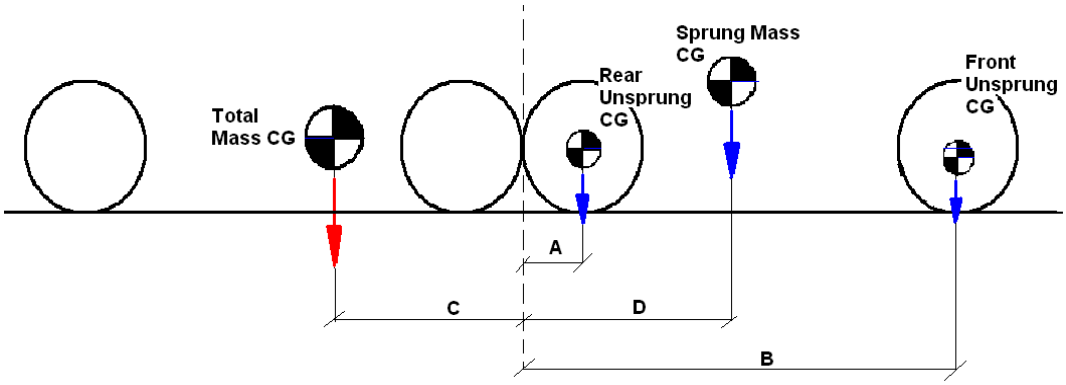


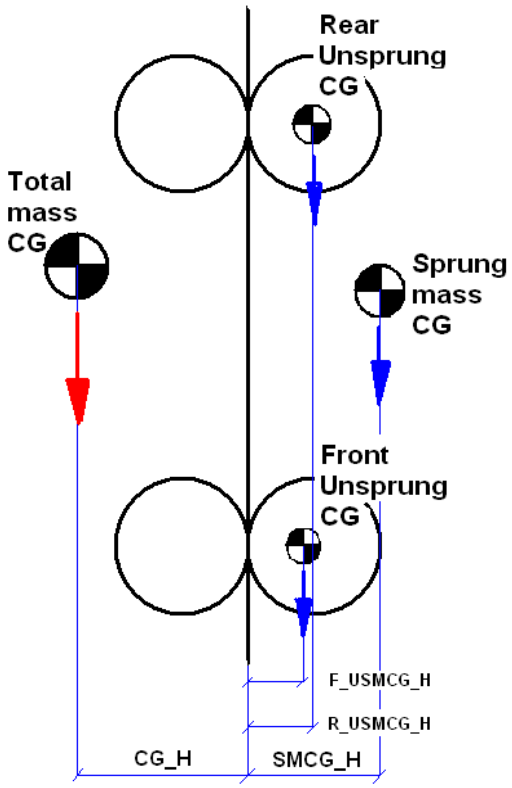
Ilustración 23 Centro de gravedad

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Los siguientes diagramas se utilizaron para calcular la ubicación del Centro de Gravedad de la masa suspendida. El primero es el correspondiente al cálculo de la ubicación longitudinal del Centro de Gravedad de la masa suspendida y el segundo es el correspondiente al cálculo de la altura de dicho Centro de Gravedad.



$$D = \left(\frac{(TM \cdot C - (R_USM \cdot A + F_USM \cdot B))}{SM} \right)$$



$$SMCG_H = \left(\frac{(tm \cdot cg_h - (r_usm \cdot r_usmcg_h + f_usm \cdot f_usmcg_h))}{sm} \right)$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El siguiente conjunto de parámetros constituyen la salida del modelo de CAD. Serán estos los que sean utilizados posteriormente para realizar los cálculos dinámicos, cuyos resultados nos guiarán al hacer cambios en la geometría de la suspensión.

-Front_RC_Height_Static Altura del centro de balanceo delantero en posición estática.
-Front_RC_Height_Bump Altura del centro de balanceo delantero en posición comprimida.
-Front_RC_Height_Droop Altura del centro de balanceo delantero en posición extendida.
-Front_RC_Height_Roll Altura del centro de balanceo delantero en balanceo.
-Front_RC_Lateral_Roll Desplazamiento lateral del centro de balanceo delantero en balanceo.
-Rear_RC_Height_Static Altura del centro de balanceo trasero en posición estática.
-Rear_RC_Height_Bump Altura del centro de balanceo trasero en posición comprimida.
-Rear_RC_Height_Droop Altura del centro de balanceo trasero en posición extendida.
-Rear_RC_Height_Roll Altura del centro de balanceo trasero en balanceo.
-Rear_RC_Lateral_Roll Desplazamiento lateral del centro de balanceo trasero en balanceo.

Front_RC_Height_Static (mm)	50
Front_RC_Height_Bump (mm)	-7
Front_RC_Height_Droop (mm)	106.44
Front_RC_Height_Roll (mm)	49.15
Front_RC_Lateral_Roll (mm)	76.86
Rear_RC_Height_Static (mm)	30
Rear_RC_Height_Bump (mm)	-15.84
Rear_RC_Height_Droop (mm)	35
Rear_RC_Height_Roll (mm)	29.12
Rear_RC_Lateral_Roll (mm)	127.738
Picth_Center_Height_Dive (mm)	45
Picth_Center_Height_Static (mm)	45
Picth_Center_Height_Squat (mm)	45

Ilustración 24 Estudio dinámico (3)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Estos parámetros, a diferencia de aquellos que son datos de entrada para el modelo de CAD deben ser extraídos manualmente para introducirlos en la hoja de cálculo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

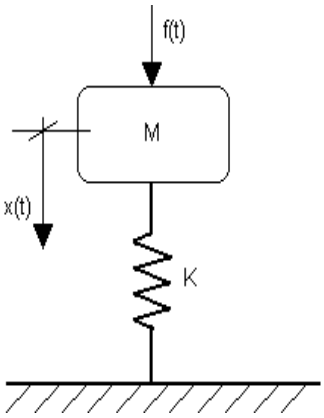
upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.3.2 Cálculos

Teniendo estos datos de entrada para la hoja de cálculo, los cálculos se realizan siguiendo la siguiente secuencia.

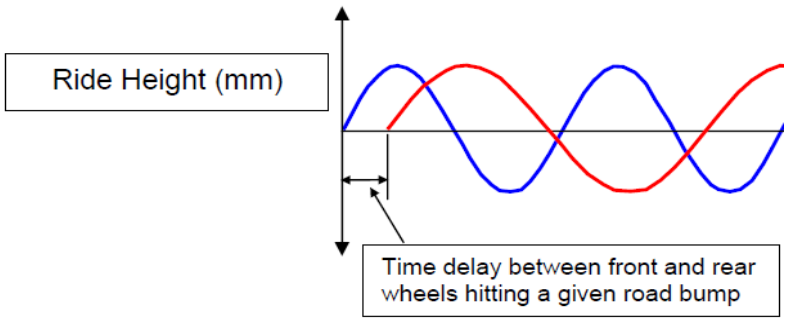
3.3.2.1 Rigidez de los elementos elásticos

Conociendo la velocidad a la cual se desea que el vehículo deje de cabecear tras atravesar un obstáculo en la pista, y conociendo la frecuencia natural del tren delantero, podemos calcular la frecuencia del tren trasero de forma que a esa velocidad el vehículo deje de cabecear transcurrido un ciclo.



Cuando el tren anterior pasa sobre un bache, este comienza a oscilar de acuerdo con su frecuencia natural hasta que los amortiguadores detienen la vibración. El tren posterior pasará sobre el bache poco tiempo después que el tren anterior, y comenzará a oscilar según su propia frecuencia natural.

Si las frecuencias naturales de ambos trenes no cumplen cierta relación, el coche comenzará a cabecear hasta que los amortiguadores detengan la oscilación. Para evitar esto, la frecuencia del tren posterior ha de ser tal que, en menos de un ciclo, alcance la oscilación del tren anterior.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Llamemos T_0 al tiempo que trascurre desde que el tren delantero atraviesa la perturbación hasta que lo hace el tren trasero. Este intervalo es función de la velocidad para la cual se hace el estudio y la batalla del vehículo.

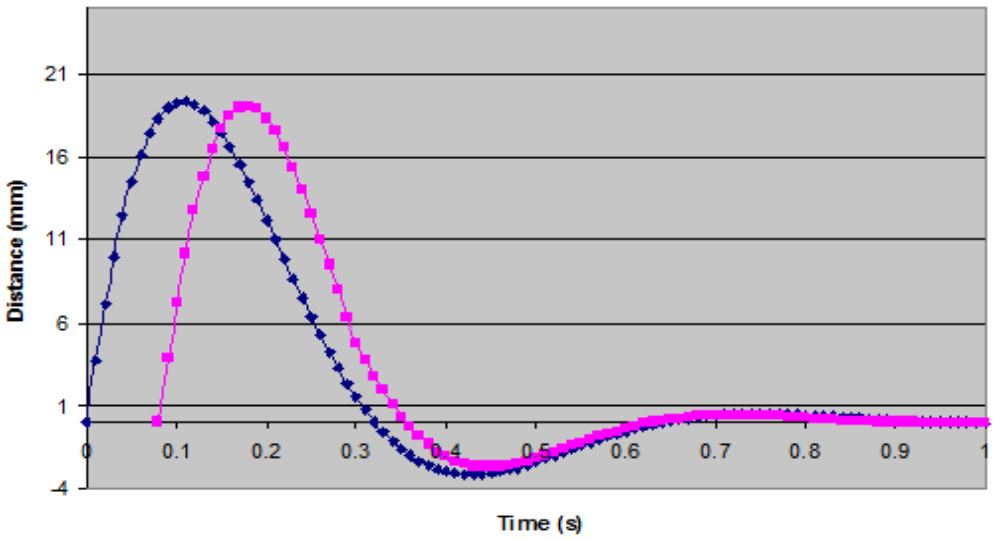
Se estudiará el fenómeno para aquellas curvas en las que el apoyo aerodinámico sea un factor importante, y por ello se deba procurar mayor estabilidad a la plataforma. Esto se da en las curvas rápidas.

$$t_0 = \frac{\text{Batalla}}{\text{Velocidad}}$$

Se estudia el fenómeno durante un solo ciclo. El amortiguamiento del sistema debería ser tal que, transcurrido un ciclo, éste volviera al reposo. Obtenemos así que la frecuencia natural del tren trasero será tal que:

$$\text{Frecuencia tren delantero} \equiv \omega_{nd} = \frac{1\ \text{ciclo}}{t_1}$$

$$\textit{Frecuencia tren trasero} \equiv \omega_{nt} = \frac{1\ \text{ciclo}}{(t_1 - t_0)}$$



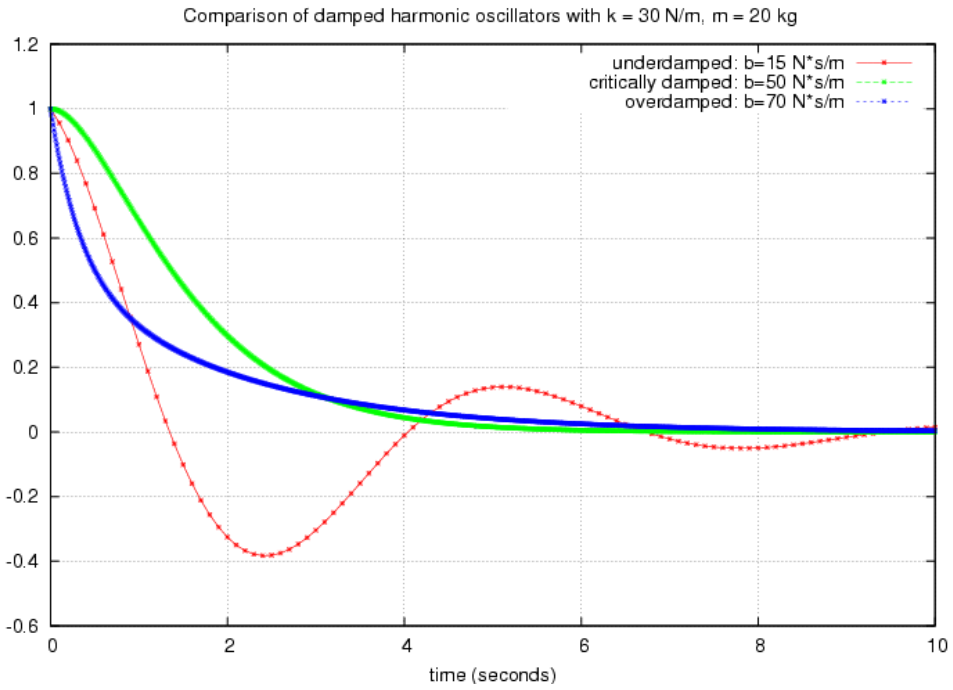
Una vez conocidas las frecuencias asociadas a los trenes anterior y posterior del vehículo, se cuenta con los datos necesarios para calcular las rigideces de los elementos elásticos de la suspensión.

$$\omega^2{}_n \cdot m = k$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.3.2.2 Amortiguamiento de la suspensión

Un sistema no amortiguado tenderá siempre a vibrar eternamente en su frecuencia natural. Según el coeficiente de amortiguamiento crece, la oscilación se extingue conforme el sistema se aproxima al valor estático. El amortiguamiento crítico se alcanza cuando se tiene la respuesta más rápida sin solape. Más allá del amortiguamiento crítico, el sistema tiene una respuesta lenta.



Es importante entender a la hora de poner a punto los amortiguadores en el coche es que, una vez que hay algún tipo de amortiguamiento, éste no cambia los valores estáticos, variando únicamente el desfase y la forma en que se transmiten las cargas dinámicas.

En los vehículos, la suspensión presenta un amortiguamiento subcrítico, de modo que su comportamiento se puede resumir fundamentalmente en:

- Extingue en un tiempo relativamente corto las vibraciones libres
- Reduce la elongación de las vibraciones forzadas y acota a valores finitos en el caso de resonancia.
- Reduce ligeramente la frecuencia natural de vibración (frecuencia natural amortiguada).

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El amortiguamiento en un sistema de suspensión proviene esencialmente de un elemento disipador de energía. En nuestro caso, un disipador hidráulico.

Ilustración 25 Amortiguador

De la misma forma que tenemos diferentes frecuencias para el movimiento vertical, balanceo y cabeceo del vehículo, también tendremos diferentes coeficientes de amortiguamiento para estos modos. El primer paso es calcular el amortiguamiento deseado en el movimiento vertical de la suspensión en una rueda, posteriormente en balanceo y finalmente en cabeceo.

La elección del coeficiente de amortiguamiento es un compromiso entre el tiempo de respuesta y el desfase. Siempre se desea que los dos sean lo menor posibles. Normalmente, en los vehículos de pasajeros, se suele utilizar un coeficiente de amortiguamiento de 0.25 para maximizar el confort. En vehículos de competición, coeficientes en el rango de 0.65 a 0.7 es una buena aproximación. Esto permite un mejor control del chasis que en un vehículo de pasajeros, y una respuesta más rápida que en un sistema críticamente amortiguado.

3.3.2.3 Momento de balanceo

El momento de balanceo alrededor del eje de balanceo es generado por la carga inercial en el Centro de Gravedad, situado a una cierta distancia del eje de balanceo. Para conocer el valor de este momento, esta distancia debe conocerse previamente.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Esta distancia depende de la altura de los centros de balanceo delantero y trasero, la batalla y la posición del CG. Primero se deberá calcular la inclinación del eje de balanceo.

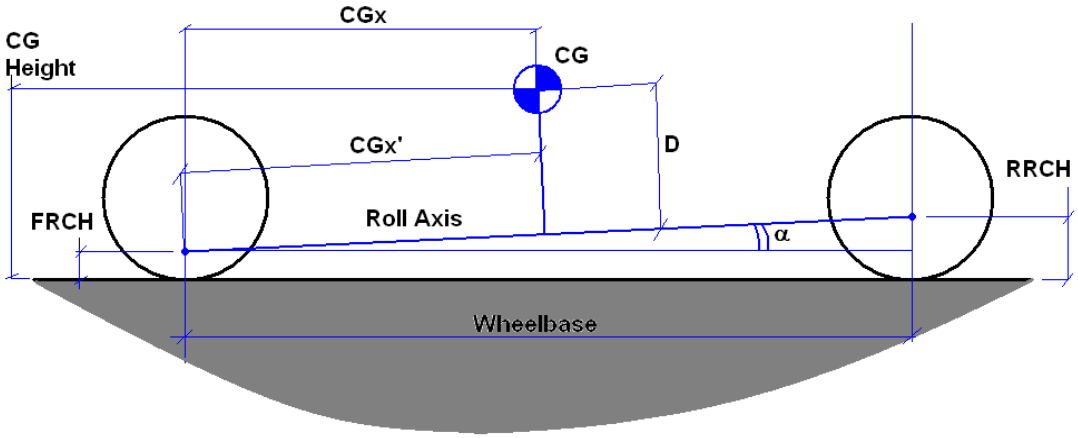


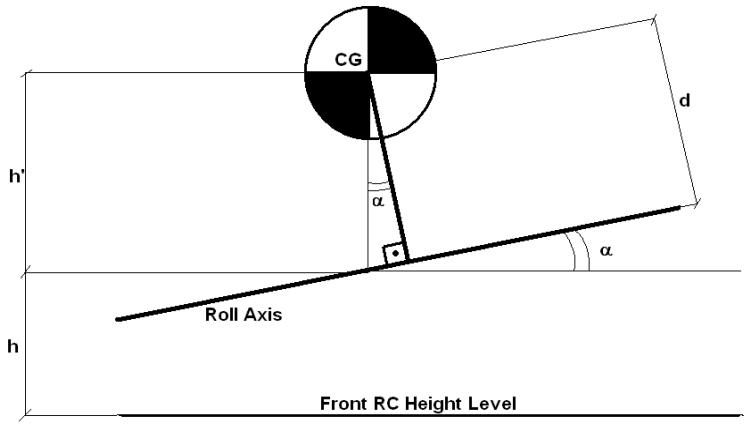
Ilustración 26 Estudio dinámico (4)

$$\alpha = ArcTg\left(\frac{(RRCH - FRCH)}{Wheelbase}\right)$$

Posteriormente, la posición longitudinal del CG a lo largo del eje de balanceo se calcula.

$$CGx' = \frac{CGx}{Cos\alpha}$$

Y finalmente se calcula la distancia de la manera expuesta en la siguiente figura.



$$h = CGx' \cdot Sen(\alpha) = \left(\frac{CGx}{Cos\alpha}\right) \cdot Sin(\alpha) \qquad h' = CGHeight - h$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

$$d = h' \cdot Cos(\alpha)$$

Una vez conocida la distancia, se necesita conocer la fuerza que actúa sobre el Centro de Gravedad. Esta fuerza es la carga inercial provocada por la actuación de la aceleración lateral sobre la masa suspendida. Ambos parámetros serán datos de entrada para la hoja de cálculo.

3.3.2.4 Rigideces de las barras anti balanceo.

El momento de balanceo es equilibrado mediante las reacciones de las ruedas delanteras y traseras en cierta proporción. Cada uno de los trenes genera una cantidad de momento anti balanceo según la carga que le sea transmitida. Esta proporción de carga está definida por la distribución de la rigidez anti balanceo, que será a su vez un dato de entrada para la hoja de cálculo.

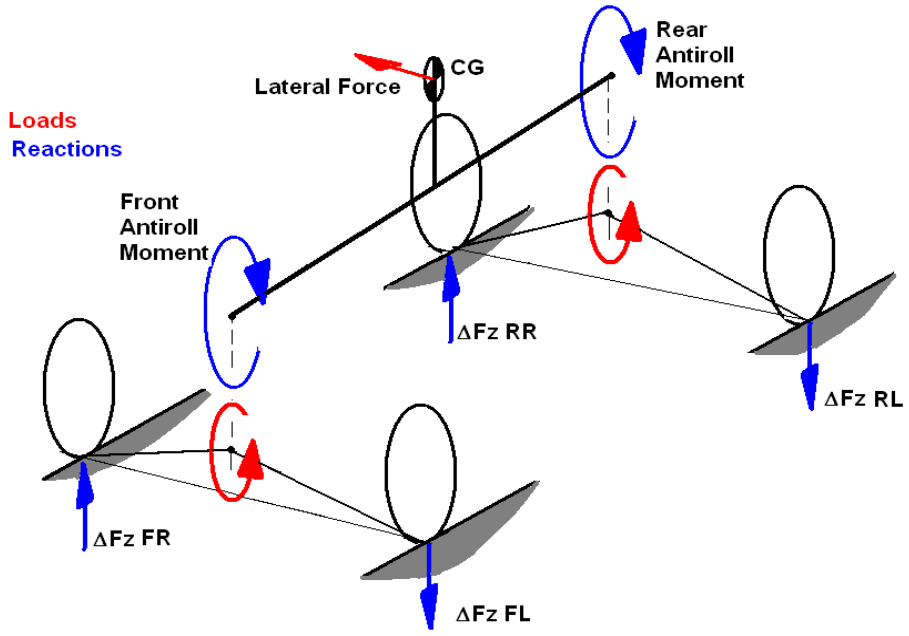


Ilustración 27 Estudio dinámico (5)

Para el caso de paso por curva en régimen permanente, los únicos elementos que generan momento anti balanceo son los muelles y las barras anti balanceo. En el caso transitorio, se deberán tener en cuenta además el aporte de los amortiguadores, cuando el chasis tiene una velocidad de balanceo.

Como las rigideces de los muelles ya han sido definidas, son las barras anti balanceo los elementos mediante los cuales ajustaremos el momento anti balanceo deseado, y su distribución.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Como se conoce, por ser datos ya calculados o datos de entrada, el momento de balanceo y la distribución del momento anti balanceo, los momentos anti balanceo delantero y trasero son conocidos.

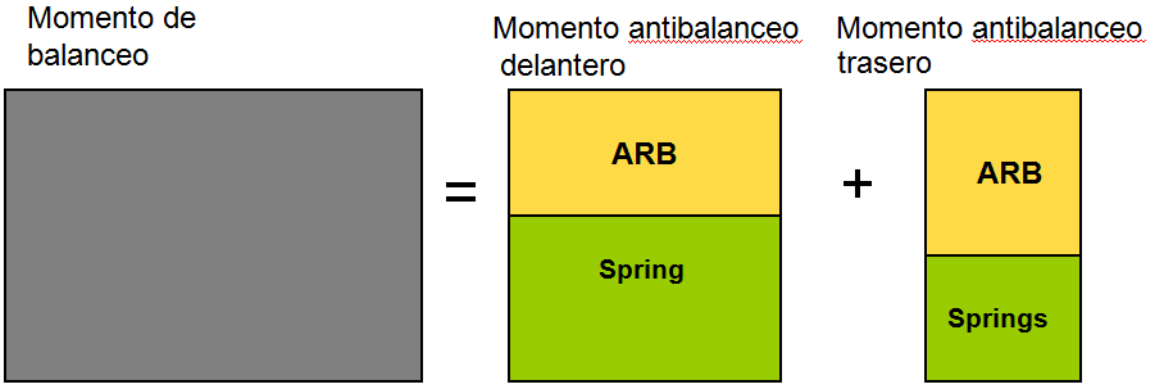
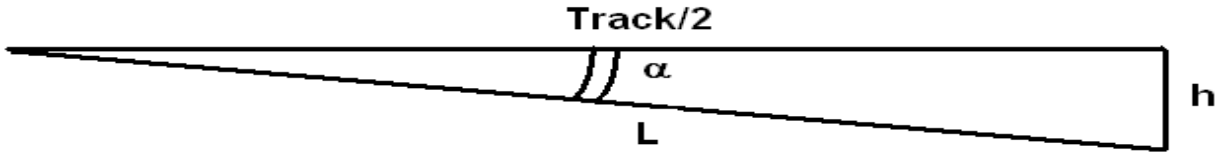


Ilustración 28 Momentos balanceo

La rigidez al balanceo del vehículo ha sido fijada como dato de entrada, así que, conociendo la aceleración lateral para la cual se realizan los cálculos, se conoce el ángulo de balanceo. Una vez conocido el ángulo de balanceo, el desplazamiento de las ruedas es fácilmente calculado.



$$Wheel_Displacement = (track/2) \cdot Tg(\alpha)$$

La fuerza sobre el muelle es equivalente al producto de su rigidez por su desplazamiento. Multiplicadas por el ancho de vía correspondiente, las fuerzas de los muelles en la huella de contacto crean el momento anti balanceo correspondiente a los muelles. La diferencia entre el momento anti balanceo que debe generar un tren y el que generan los muelles será el que deberá generar la barra anti balanceo. Como la relación de movimiento (motion ratio) de la barra anti balanceo, definida por la relación entre el ángulo de torsión de ésta y el ángulo de balanceo del chasis, se puede calcular la rigidez que deberá tener.

Una vez conocidas las rigideces de todos los elementos elásticos de la suspensión, podemos calcular, conociendo los parámetros cinemáticos de la suspensión que tomamos como salida del modelo de CAD, las transferencias de carga en cada neumático.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.3.2.5 Transferencia lateral de carga

Transferencia de carga lateral en el tren delantero

$$\Delta Fz_Delante = \Delta Fz_NoSuspendida_D + \Delta Fz_Suspendida_D + \Delta Fz_Elástica_D$$

$$\Delta Fz_NoSuspendida_D = 2 * MNSD * Ay * CGMNSD / AVD$$

$$\Delta Fz_Geométrica_D = MS * (L2/L) * Ay * ACBD / AVD$$

$$\Delta Fz_Elástica_D = ((MD / MRMD^2) * ((AVD/2) * \tan(AB)) + ((MRBED * AB * BED)/(AVD/2))$$

Transferencia de carga lateral en el tren Trasero

$$\Delta Fz_Trasera = \Delta Fz_NoSuspendida_T + \Delta Fz_Suspendida_T + \Delta Fz_Elástica_T$$

$$\Delta Fz_NoSuspendida_T = 2 * MNST * Ay * CGMNST / AVT$$

$$\Delta Fz_Geométrica_T = MS * (1-(L2/L)) * Ay * ACBT / AVT$$

$$\Delta Fz_Elástica_T = ((MT / MRMT^2) * ((AVT/2) * \tan(AB)) + ((MRBET * AB * BET)/(AVT/2))$$

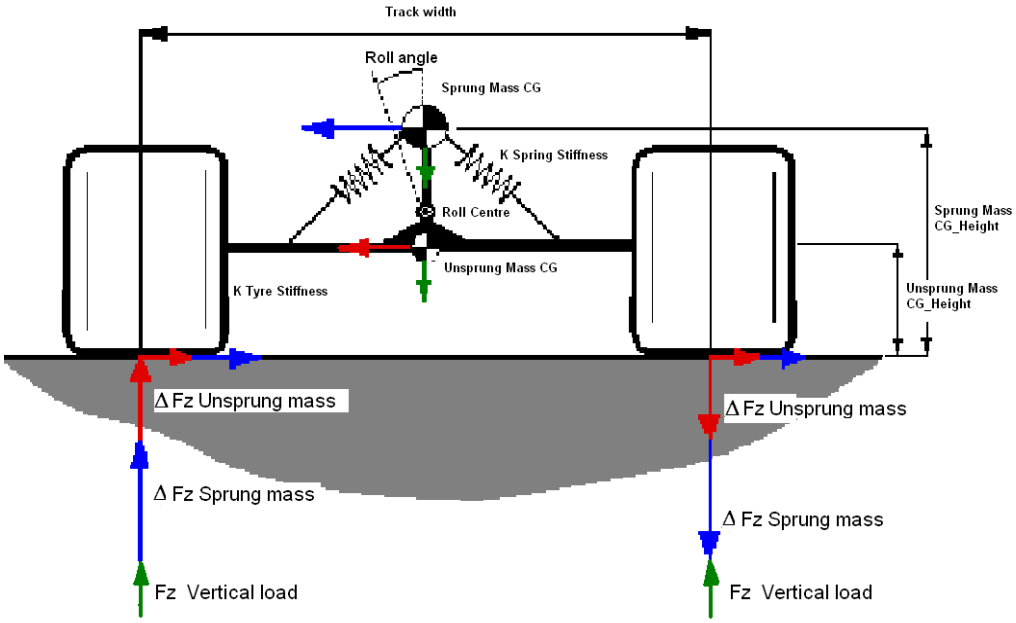


Ilustración 29 Transferencia lateral de carga

Siendo

MNSD,MNST	Masa no suspendida delantera y trasera
CGMNSD,CGMNST	Centro de Gravedad de la masa no suspendida delantera y trasera
AVD,AVT	Ancho de vía delantero, trasero
MS	Masa suspendida
AB	Ángulo de Balanceo

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ACBD, ACBT	*Altura del centro de balanceo delantero, trasero*
MD, MT	*Muelle delantero, trasero*
MRMD, MRMT	Motion ratio muelle delantero, trasero
BED, BET	Barra estabilizadora delantera, trasera (rigideces)
MRBED, MRBET	Motion ratio de la barra estabilizadora delantera, trasera
Ay	Aceleración lateral

Se calculó la transferencia de carga para dos casos, cuando el vehículo se halla balanceado, y cuando este aún no lo haya hecho. De esta manera se podría estudiar el equilibrio en la transferencia de pesos a medida que el vehículo se balancea. Estos cálculos no se hicieron, dado que dependen de la velocidad de balanceo, y para ello se precisa de información precisa de los amortiguadores.

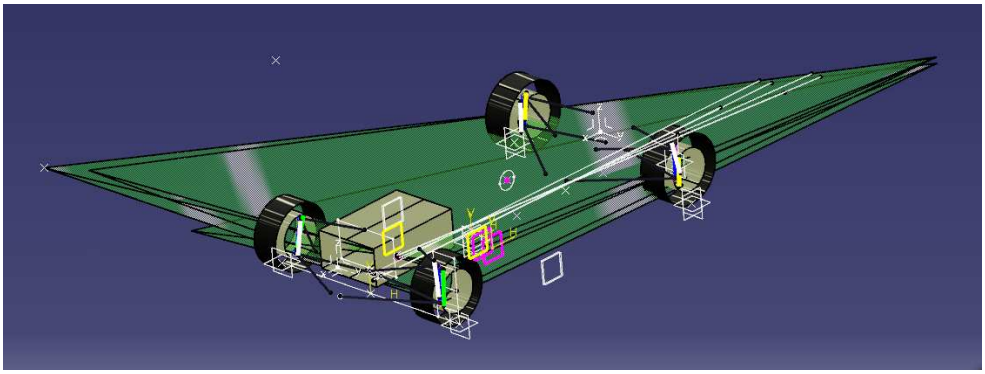
3.3.3 Definición de la geometría de la suspensión

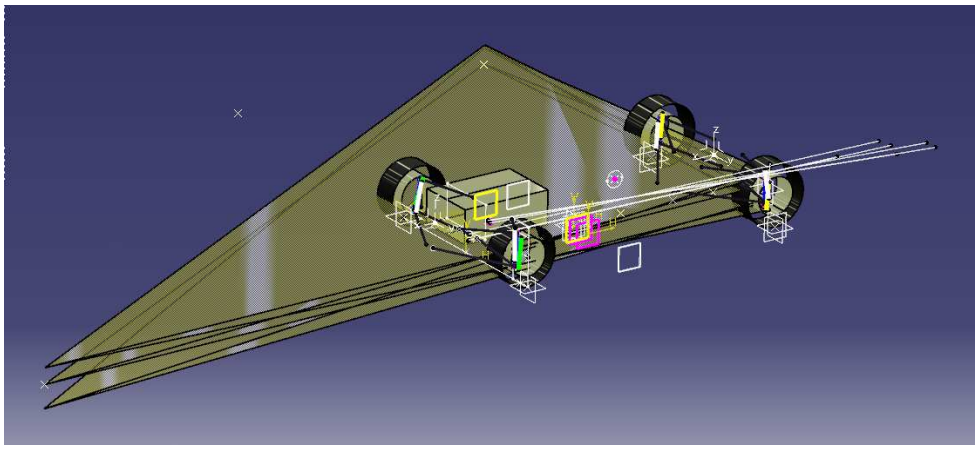
Estos cálculos sirvieron de guía para construir los planos que definían, mediante sus intersecciones, los centros instantáneos que cumplían con los requerimientos dinámicos deseados en el modelo de CAD. Una vez definidos los planos para las tres posiciones (estática, compresión y extensión) se deben definir los puntos de anclaje de los elementos de la suspensión.

Para cada una de las tres posiciones, los tres puntos de anclaje (dos en el chasis, uno en la mangueta) deben estar contenidos en su plano correspondiente. Para cumplir esta condición en cada uno de los planos que definen cada una de sus tres posiciones, los puntos de anclaje montados en el chasis deberán localizarse en las intersecciones de estos planos.

En la imagen inferior se puede observa cómo se han construido los anclajes de la suspensión sobre las intersecciones de los planos definidos en el modelo de CAD.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira





Las coordenadas de los puntos de anclaje de la suspensión fueron extraídas para construir el modelo en un software de multicuerpos, en que se analizará la cinemática de la suspensión.

3.4 Análisis de la geometría de la suspensión

3.4.1 Objetivo del análisis

Los cálculos anteriores nos han llevado a las coordenadas de los puntos de anclaje de la suspensión que hacen que el vehículo cumpla ciertas condiciones dinámicas. Dado que de las soluciones a las intersecciones de los planos se obtiene una zona aproximada, se deberá iterar varias veces con la geometría en esta zona acotada para acercarnos al máximo a las condiciones impuestas en el modelo.

Los principales objetivos de este análisis es dotar a los diferentes parámetros de la suspensión de una variación controlada dentro del rango que para cada uno de ellos sea óptimo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.4.2 Modelos del sistema de suspensión.

3.4.2.1 Disposición preliminar

Cómo se ha comentado previamente (punto […]), el sistema de suspensión ha sido definido de forma que los amortiguadores y la barra estabilizadora estuvieran ubicados bajo las piernas del piloto por razones dinámicas, implicando esto mínimas complicaciones a la hora de ajustar dichos elementos.

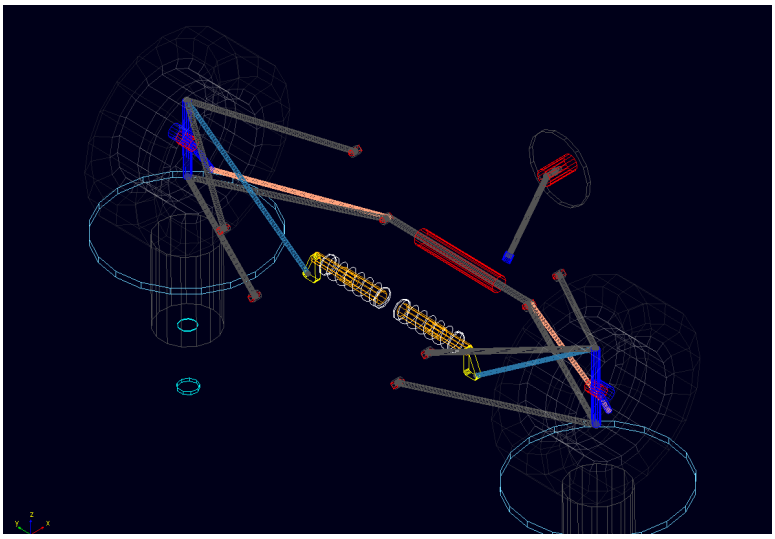


Ilustración 30 Esquema suspensión delantera

De la misma forma, la suspensión trasera también sigue la configuración de tirante (pull-rod), con los amortiguadores y barra antibalanceo delante del grupo diferencial. En esta disposición, el ajuste de estos elementos es accesible despojando al vehículo del carenado del cófano del motor, teniendo a la vez un sistema muy compacto.

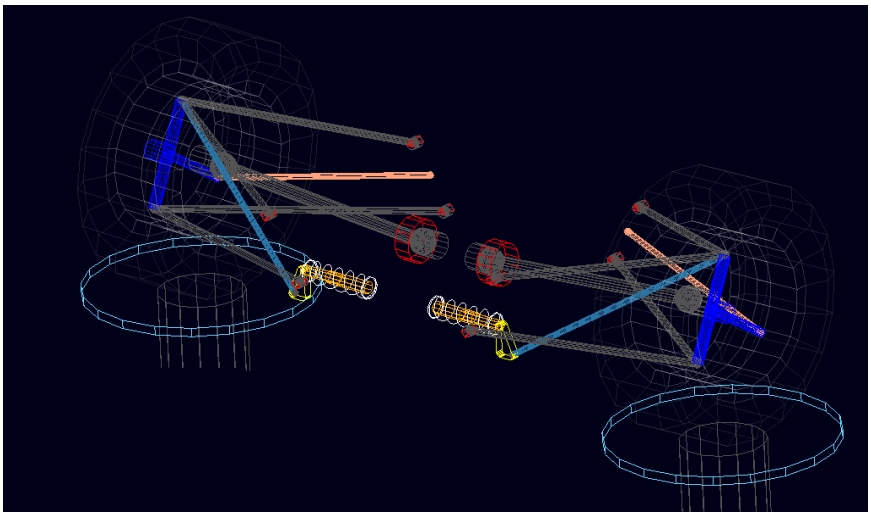


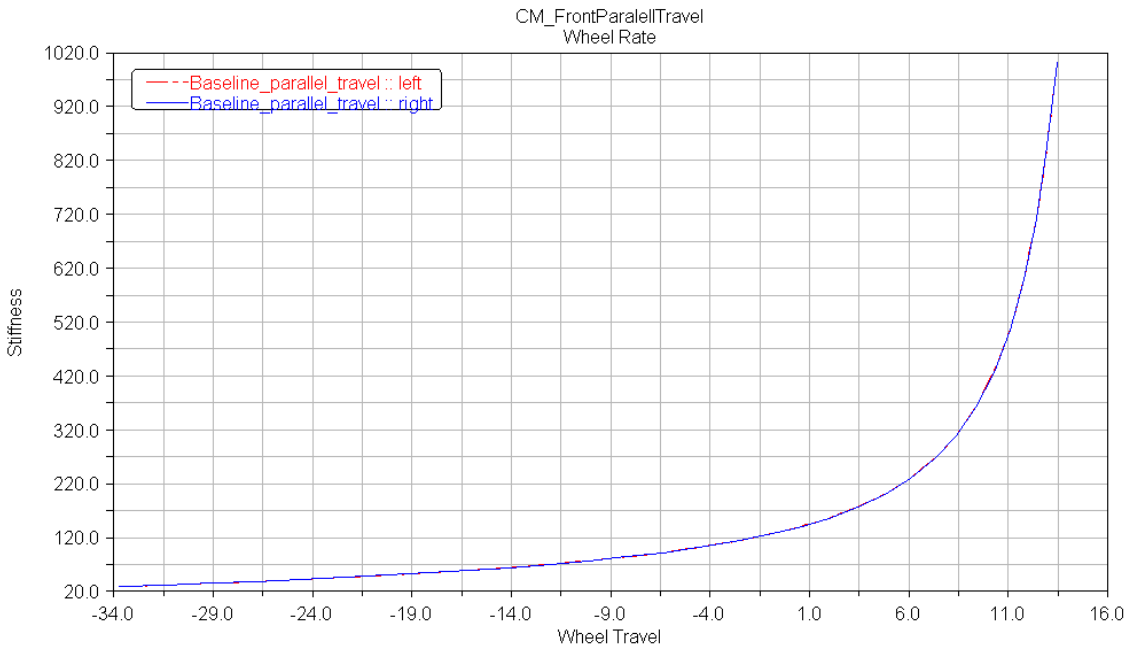
Ilustración 31 Esquema suspensión trasera

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En los primeros análisis de la geometría de la suspensión, éste reveló tener un grave defecto que debia ser corregido. El basculante del muelle-amortiguador alcanzaba la posición de volquete en el rango de recorrido para el cual se diseñaba la suspensión.

Al alcanzarse la suspensión se volvía infinitamente rígida (en teoría) en solo 10 mm de desplazamiento vertical de la rueda, entre los 6 y 16mm. Esto ocurría tanto en la suspensión delantera como en la trasera, siendo especialmente grave en la primera.

Este defecto provocaría cargas muy altas, golpes y fallo mecánico prematuro en los elementos que transportan la carga y variaciones muy rápidas de la fuerza normal en las huellas de contacto de los neumáticos, no siendo capaz de alcanzar altos niveles de carga lateral.



Este defecto hizo pensar en la geometría de los basculantes (rocker) de la suspensión y en el efecto sobre la relación de movimientos (motion ratio) del giro de este elemento, al elongarse o acortarse las distancias a las que actuan las diferentes fuerzas. De esta manera, la carga que llega al muelle varía en función de estos brazos de palanca, y el wheel rate, ó efecto de la rigidez del muelle en la huella de contacto del neumático, varía, de manera creciente o decreciente.

En nuestro caso se llevo a cabo el diseño de un basculante de forma que el efecto de la rigidez del muelle en la huella de contacto fuera creciente. De esta manera, la rueda exterior se carga más rapidamente que la interior, y da al vehículo una más rápida respuesta en la entrada y salida de curva.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

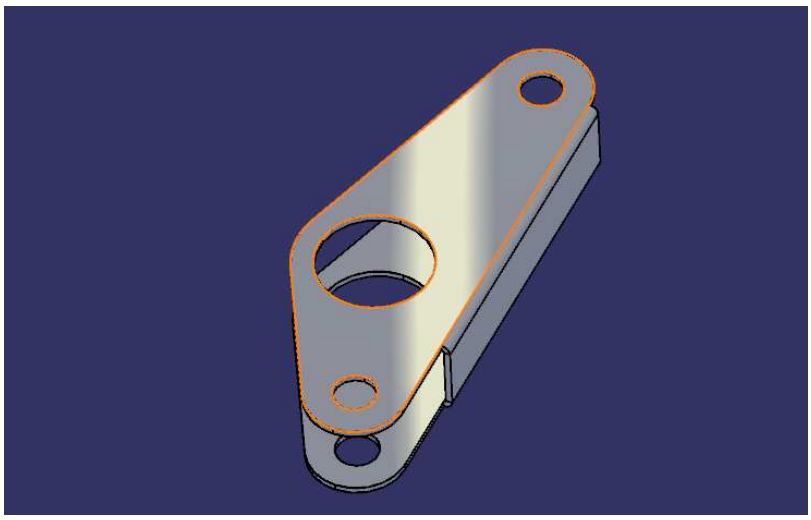
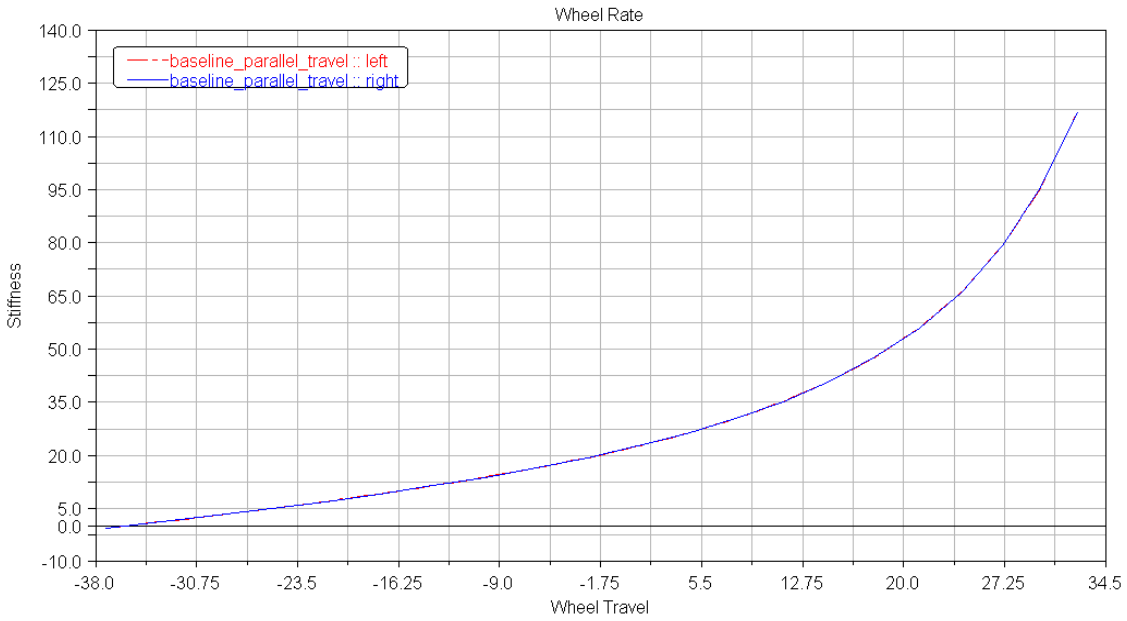


Ilustración 32 Basculante delantero

Implementar el nuevo basculante en el vehículo con la configuración previa se mostró muy dificil por implicar compromisos en otros subsistemas de este. La distancia vertical entre el punto mas bajo y el punto más alto del nuevo basculante impedían acomodar las piernas del piloto en la posición estudiada y comprometían el flujo de aire bajo y trás el difusor delantero.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

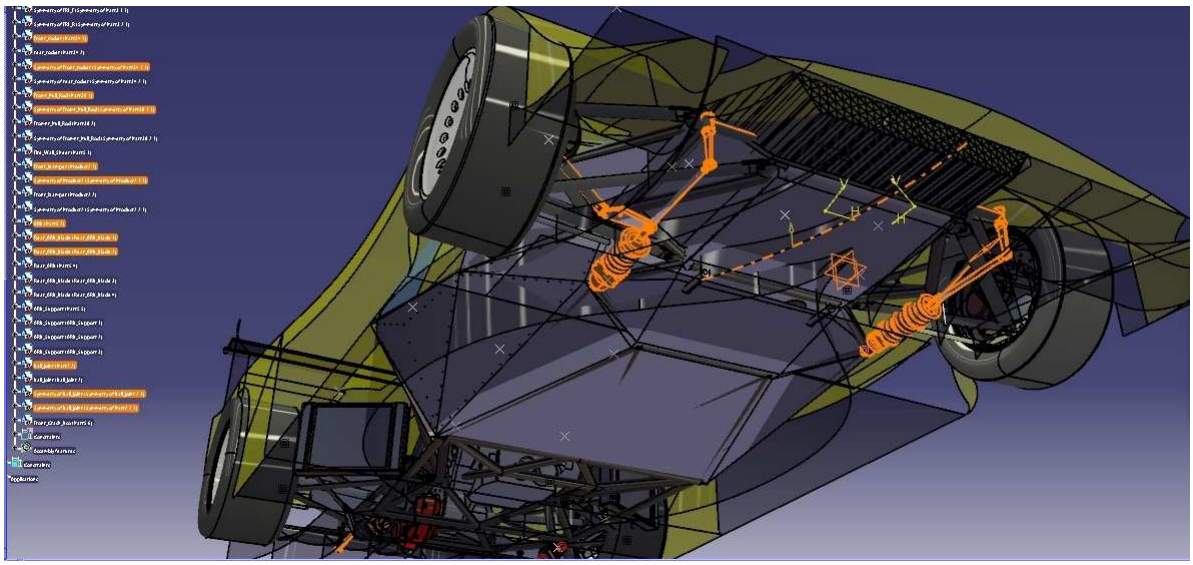


Ilustración 33 Vista de los elementos elásticos de la suspensión

Esto llevó a considerar una nueva ubicación y/ó orientación de los muelles-amortiguadores que eliminase las compromisos anteriores, y supusiera un alojamiento compacto y accesible.

Se dispusierón a ambos lados del habitáculo en posición longitudinal y tratando de situar sus centros de gravedad lo más próximos posible del centro de gravedad del vehículo. De esta forma la barra antibalanceo quedó ubicada en la cara frontal del chasis, en su parte inferior.

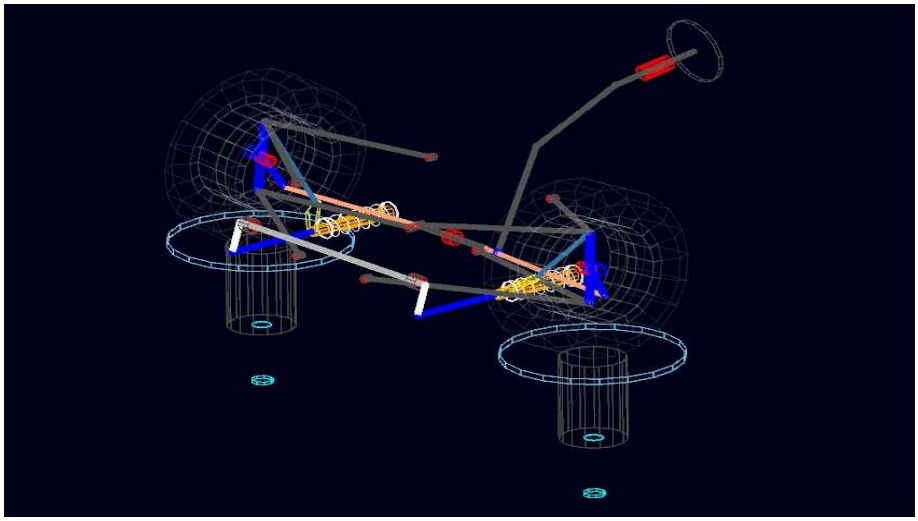


Ilustración 34 Esquema suspensión delantera modificada

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En el tren trasero se optó por la misma disposición de los componentes a bordo del vehículo que en el tren delantero. El problema al cual se quiso poner solución de esta manera era la compleja forma constructiva que deberían tener los anclajes de los basculantes traseros al adoptar lanueva geometría.

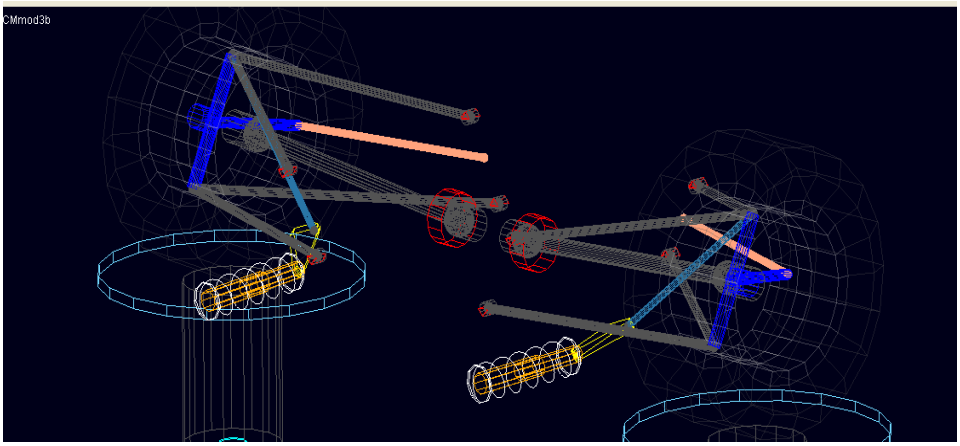


Ilustración 35 Esquema suspensión trasera modificada

En cuanto a los “toe links”, “tie rods” o bieletas de la dirección y quinto brazo de la suspensión trasera, sus puntos de anclaje debian ser ubicados de forma que se evitase el efecto de “bump steer”. Este efecto se trato de evitar dado que no se contaba con información de los neumáticos, y por tanto no se podía intentar controlar dinámicamente el ángulo de deriva de cada neumático dependiendo de su carga vertical.

En el tren delantero, al tener restringida la geometría de la mangueta por la condición de Ackerman, se calcularían los puntos de anclaje en la caja de la dirección mediante la geometría de Bobillier.

En cambio, en el tren trasero, el punto fijo para mantener dicha geometría fue el anclaje de la suspensión en el chasis. De esta forma los anclajes se encuentran próximos entre sí y ordenados de manera sencilla en el chasis, de manera que se evita que éste contenga geometrías complejas.

Pero, a diferencia del tren delantero, también se debe tener en cuenta los semiárboles de la transmisión, de forma que se minimice el desplazamiento en la deslizadera al desplazarse verticalmente la mangueta.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Este desplazamiento causa pérdidas mecánicas, y cuando siendo excesivo, el trípode alcanzá sus expremos, se producen daños que causan el fallo del elemento. Para ello se dispusieron los elementos a bordo del vehículo de forma que cumpliesen la condición de Bobillier.

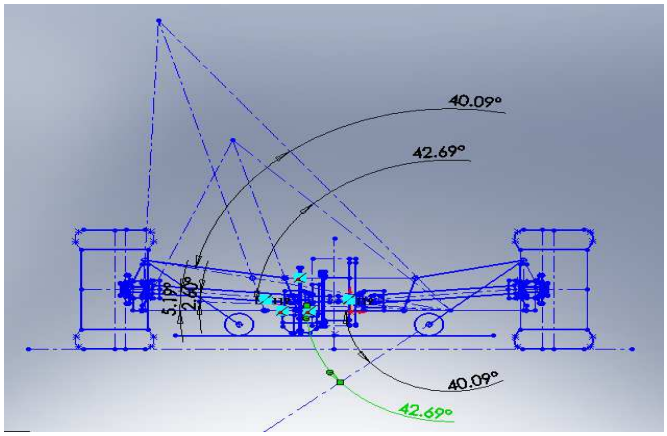


Ilustración 36 Localización diferencial

3.4.2.2 Modelizado del vehículo

Para analizar la geometría de la suspensión y la variación de sus parámetros, se simuló el comportamiento en extensión, compresión y balanceo del vehículo mediante un software especializado. Se utilizó el software MSC Adams/Car.

Para llevar a cabo dicho análisis, se debió modelizar el vehículo (no solamente el sistema de suspensión). El grado de fidelidad del modelo es aquel que el marco de este Proyecto de Fin de Carrera y sus restricciones han permitido. En nuestro caso, sólo se usará el presente software para analizar la geometría de la suspensión, pero se podría llevar a cabo un análisis dinámico de gran profundidad si se contase con un mayor tiempo e información.

Para construir un modelo del vehículo completo se precisa construir previamente modelos de todos los subsistemas de este. En nuestro caso no precisamos de modelizar elementos como el grupo motor, sistema de transmisión ni chasis.

En nuestro caso fueron analizados separadamente dos modelos. Uno para el tren anterior y otro para al tren posterior. Se muestran a continuación algunos de los subsistemas que forman parte de ellos.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En la imagen inferior se muestran los puntos de anclaje de la suspensión delantera, conteniendo la geometría de las manguetas, triángulos, bieleta de la dirección, basculantes y conjunto muelle/amortiguador.

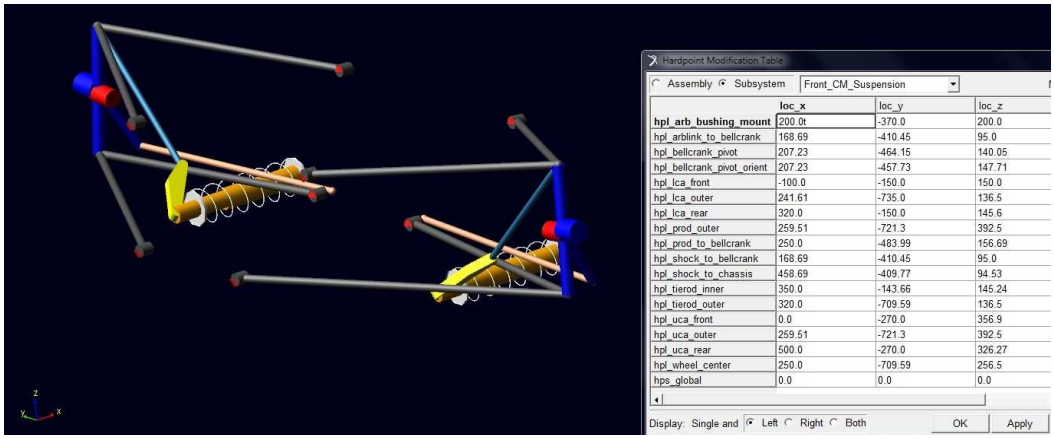


Ilustración 37 Coordenadas suspensión delantera

Posteriormente se definen la geometría, emplazamiento y propiedades de la barra estabilizadora.

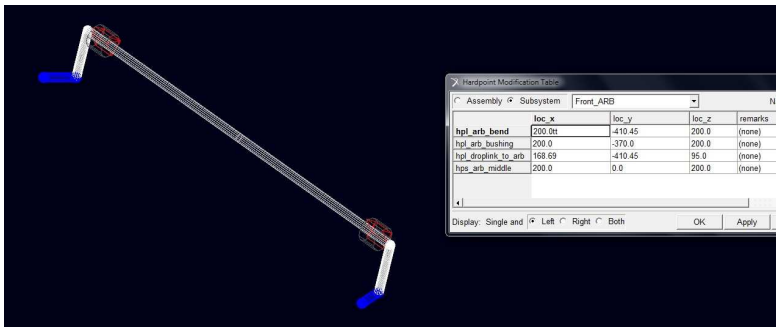


Ilustración 38 Coordenadas barra estabilizadora delantera

Una vez definidos todos los subsistemas, se construye un ensamblaje constituido por los elementos anteriores.

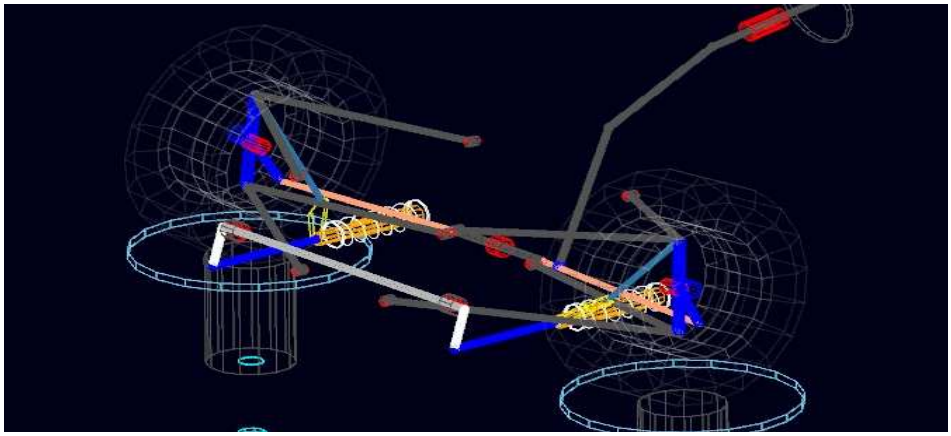


Ilustración 39 Suspensión delantera en ADAMS

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El esquema mostrado en la imagen inferior muestra la disposición y localización de los elementos de la suspensión trasera, conteniendo la geometría de las manguetas, triángulos, basculantes, conjuntos muelle/amortiguador y los semiárboles del sistema de transmisión.

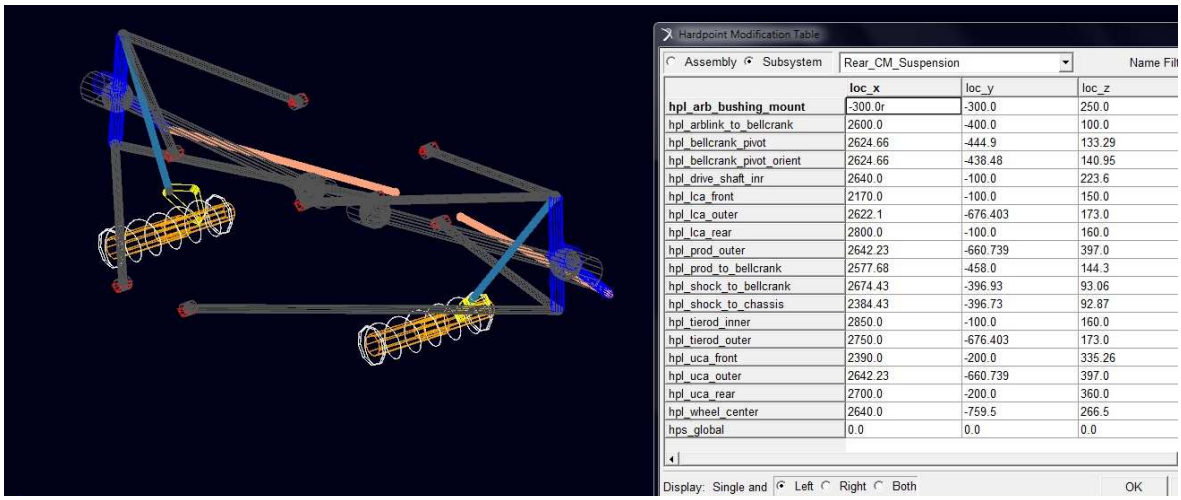


Ilustración 40 Coordenadas suspensión trasera

De la misma manera que para el tren delantero, se definen la geometría, ubicación y propiedades de la barra estabilizadora trasera.

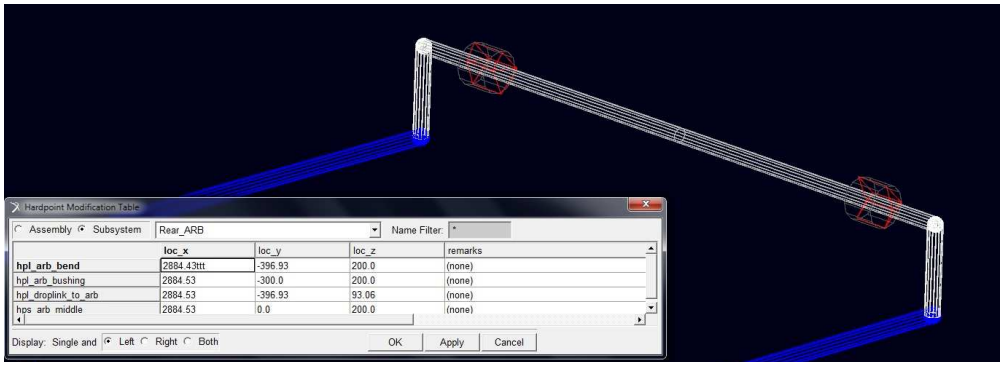


Ilustración 41 Coordenadas barra estabilizadora trasera

Una vez definidos todos los subsistemas, de debe introducir información sobre el vehículo, como la distancia entre ejes, masa total, masas no suspendidas, rigidez vertical de los elementos elásticos y de los neumáticos y dimensiones de estos últimos.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

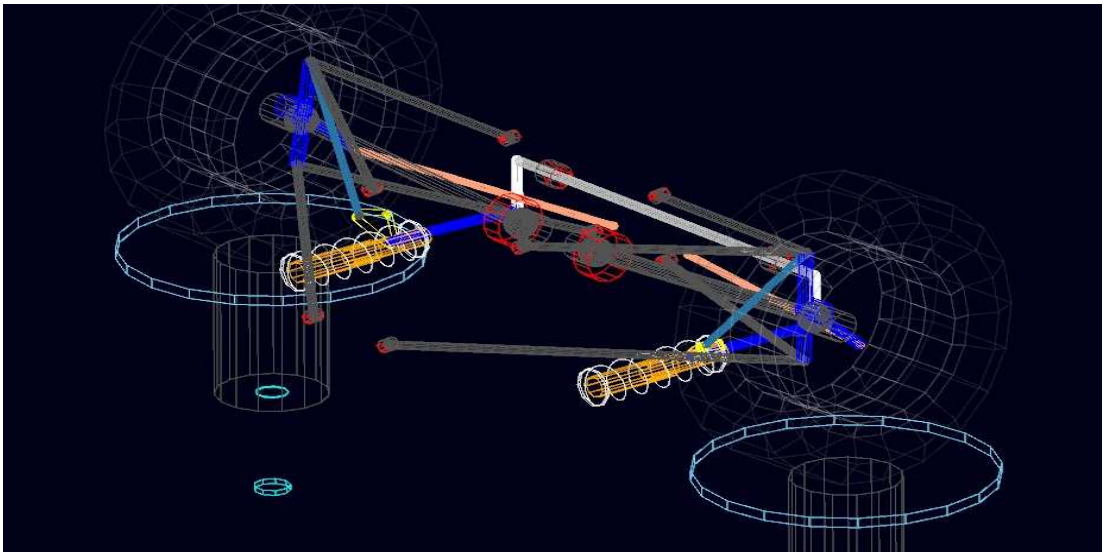


Ilustración 42 Suspensión trasera en ADAMS

3.4.2.3 Resultados

En dichas simulaciones se persiguieron de manera más destacada una adecuada variación del ángulo de caída, procurando hacerlo variar lo mínimo en compresión/extensión y en balanceo. Esto supone un compromiso que se abordará de forma coherente con el tipo de pruebas que el vehículo disputará.

También se persigue minimizar la variación del ancho de vía y controlar la variación de la divergencia/convergencia de las ruedas en compresión y extensión y el control del desplazamiento de los centros de balanceo delantero y trasero.

Finalmente, se controlará la variación en la localización de los centros instantáneos, procurando en todo momento acotarla a variaciones mínimas.

De manera más general, se extrajo la siguiente información de cada nueva simulación para comprobar el efecto de los cambios de una iteración a otra, y así mejorar paso a paso el comportamiento cinemático del sistema de suspensión.

-Camber angle (ángulo de caída)
-Caster angle (ángulo de avance)
-Kingpin Inclination angle (ángulo de pivote)
-Scrub Radius (offset del pivote)
-Toe angle (ángulo de convergencia, divergencia)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

-Wheel rate (rigidez del muelle trasladada a la huella de contacto)

-Roll centre height (altura del centro de balanceo)

-Roll centre location (localización del centro de balanceo)

-Roll Camber (Variación del ángulo de caída con el balanceo)

-Steer Camber (Variación de la caída inducido por un cambio en la dirección)

3.4.2.3.1 Suspensión delantera

Camber angle (front)

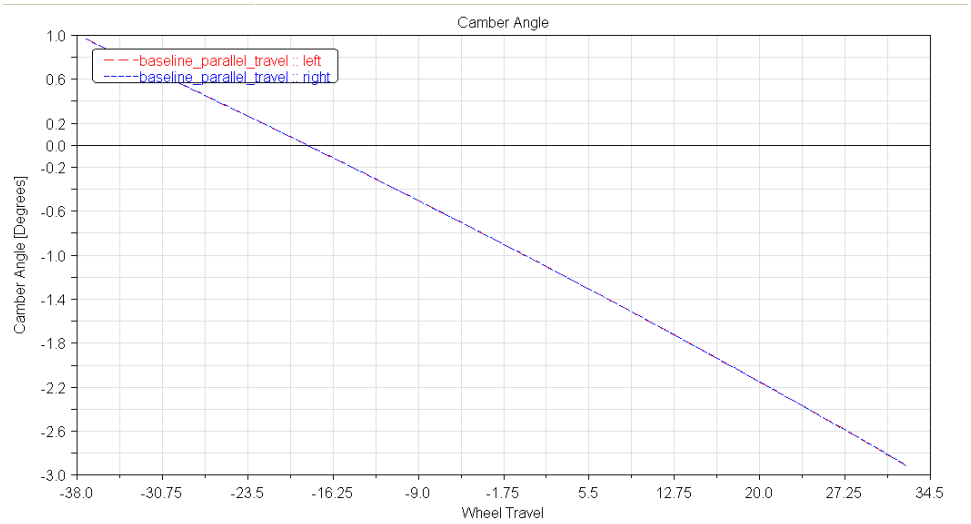


Ilustración 43 Variación de caída

Caster angle (front)

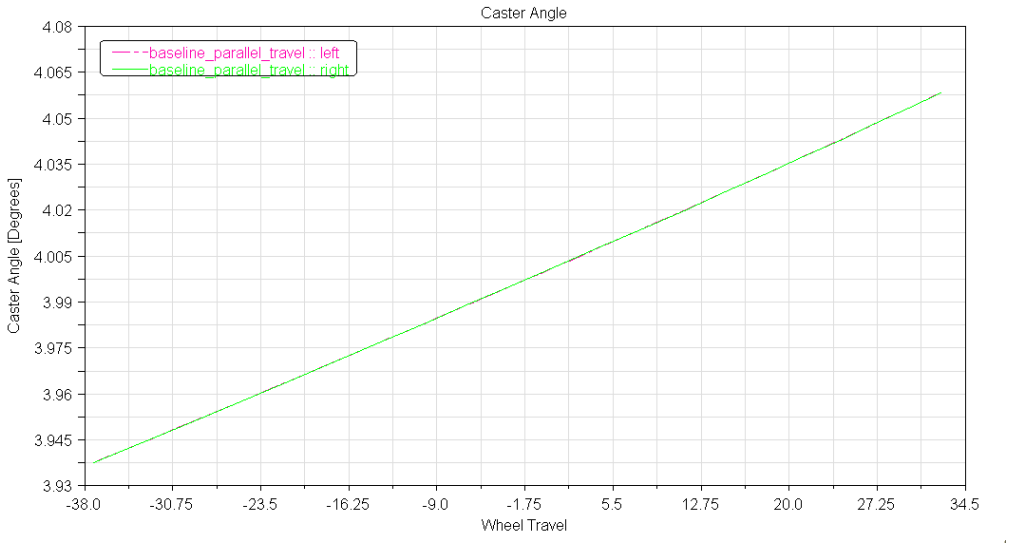


Ilustración 44 Variación del avance

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Kingpininclinationangle(front)

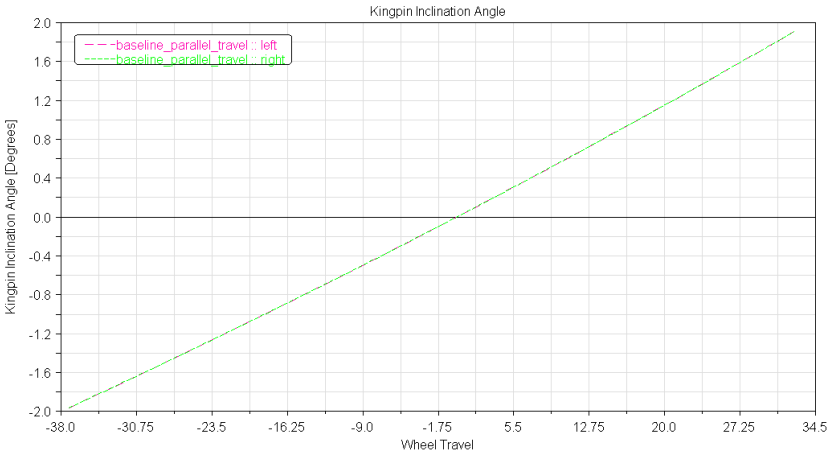


Ilustración 45 Variación del pivote

Scrub radius (front)

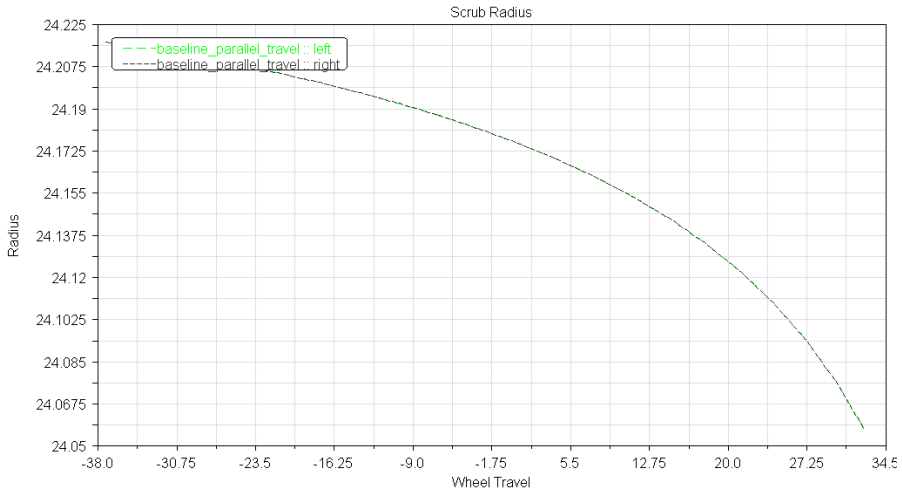


Ilustración 46 Variación del desplazamiento

Toe angle (front)

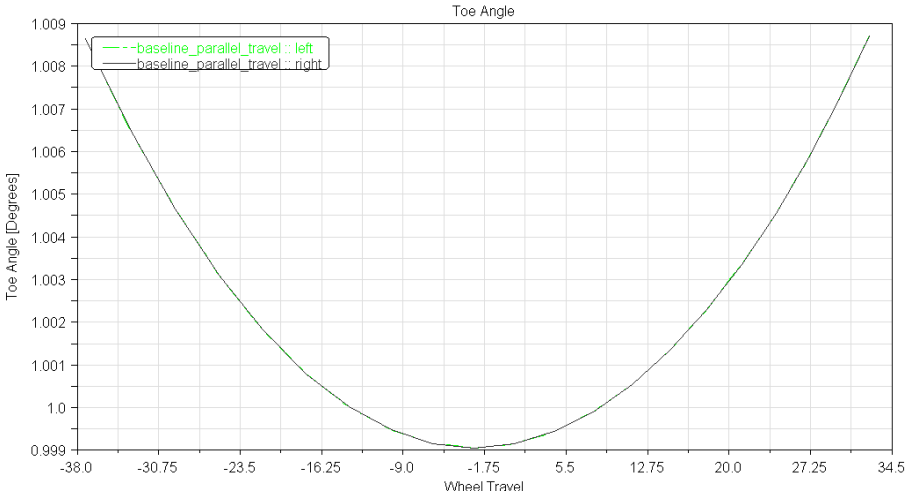


Ilustración 47 Variación de la convergencia

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Wheel rate (front)

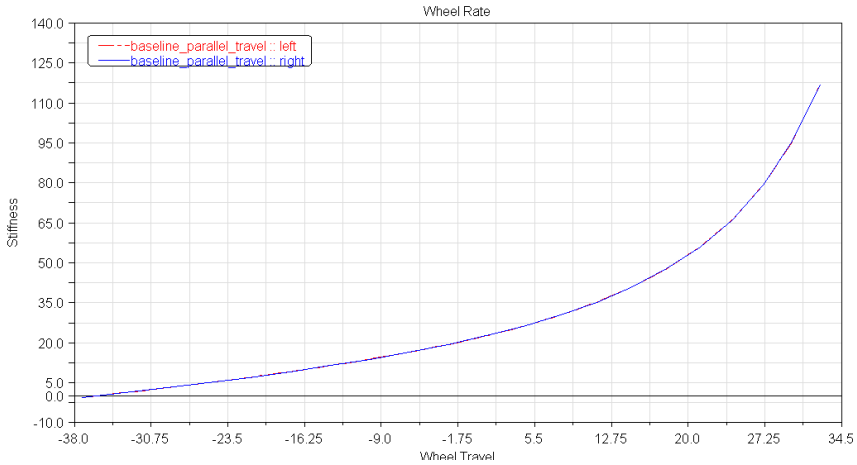


Ilustración 48 Variación de la rigidez de los muelles

Roll Center location (front)

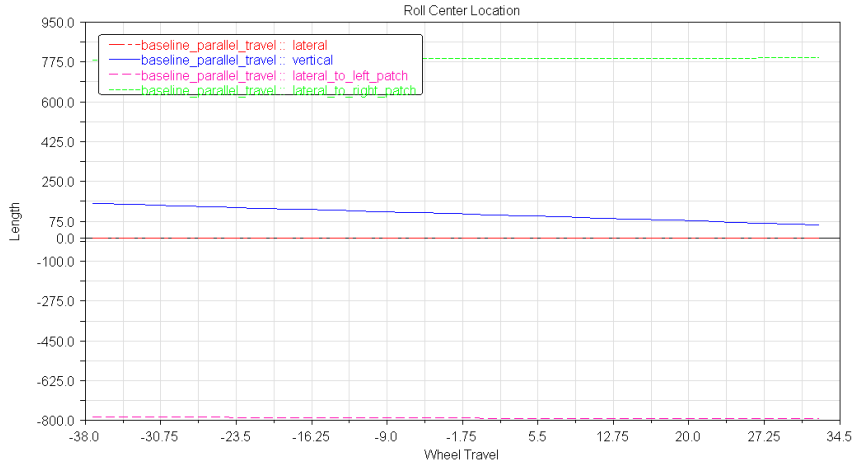


Ilustración 49 Altura del Centro de balanceo delantero

Roll Camber (front)

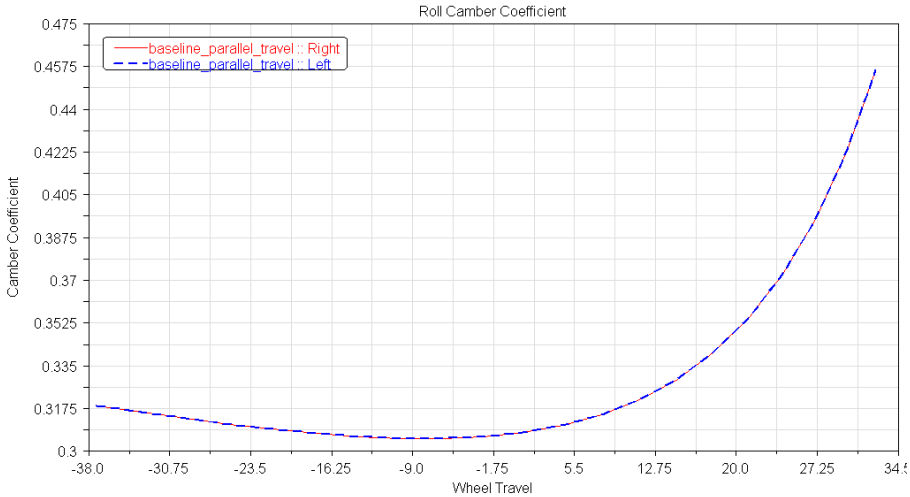


Ilustración 50 Variación de la caída en balanceo

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Roll Steer (front)

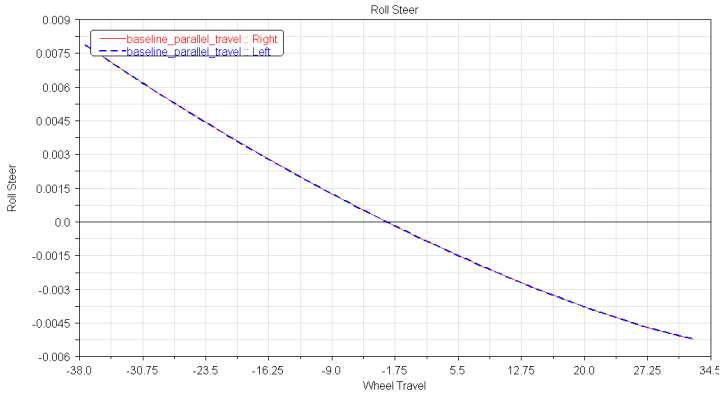


Ilustración 51 Variación de la convergencia en balanceo

3.4.2.3.2 Suspensión trasera

Camber angle (rear)

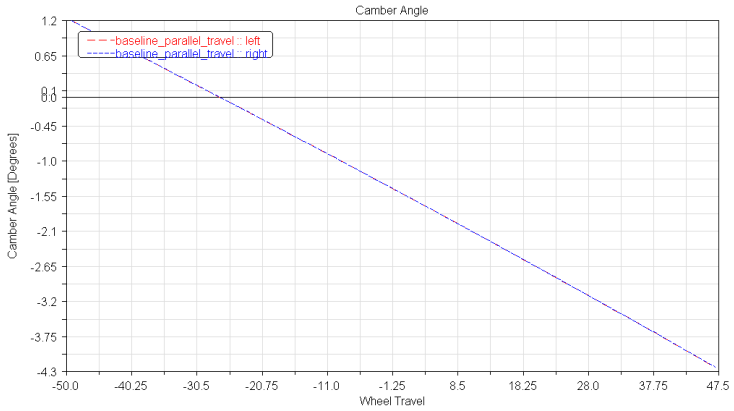


Ilustración 52 Variación de caída

Roll Camber (rear)

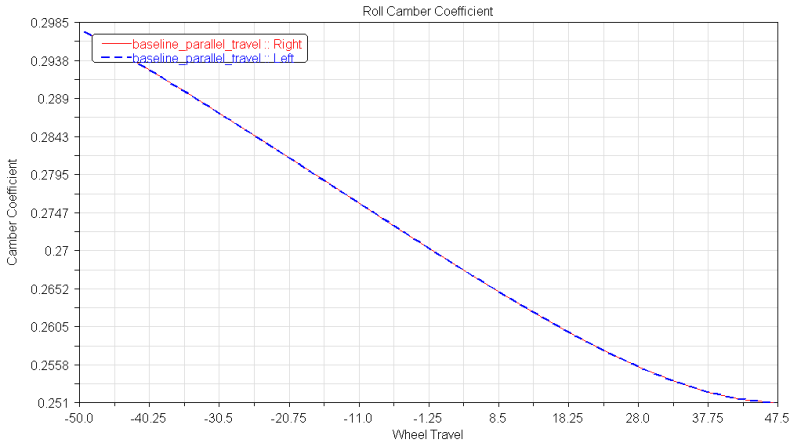


Ilustración 53 Variación de la caída en balanceo

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Roll Center height (rear)

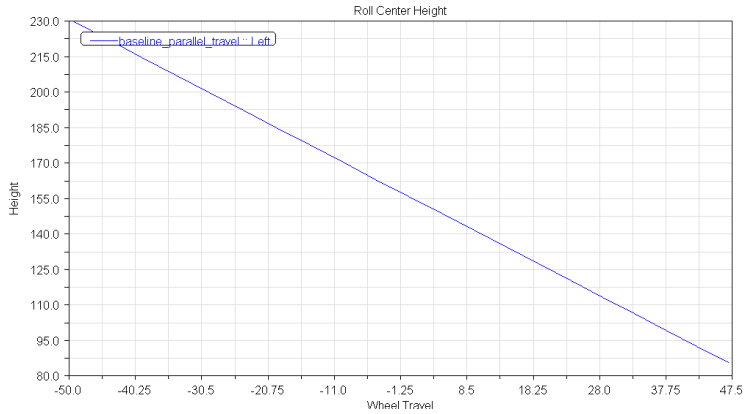


Ilustración 54 Altura del Centro de Balanceo trasero

Roll Center location (rear)

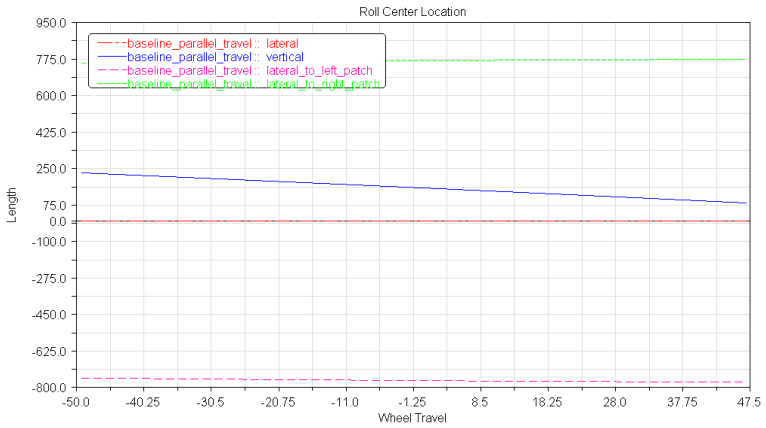


Ilustración 55 Localización del Centro de Balanceo trasero

Swing Arm Length (rear)

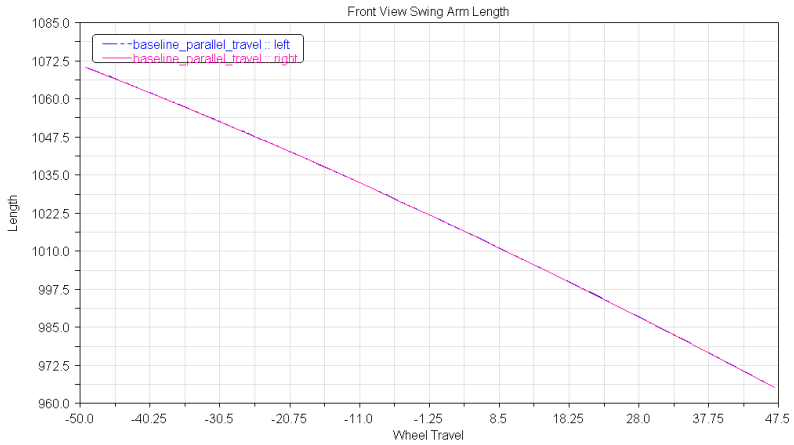


Ilustración 56 Swing arm length

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Toe angle (rear)

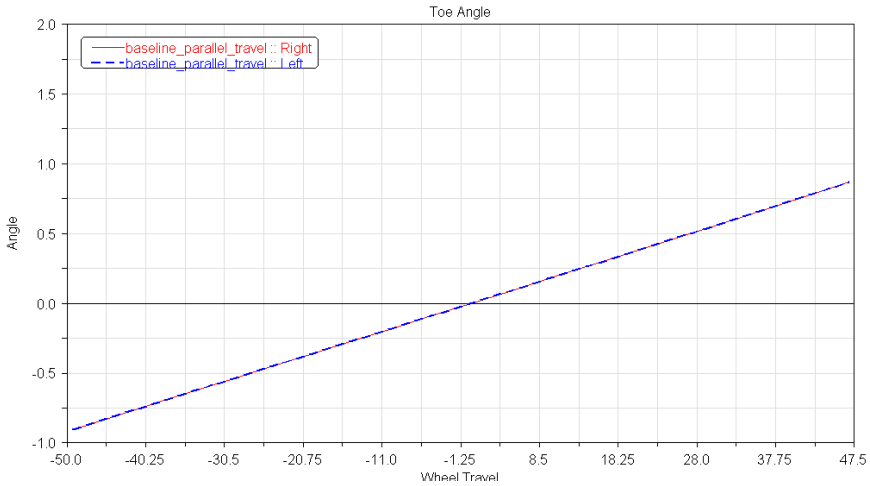


Ilustración 57 Convergencia

Wheel rate (rear)

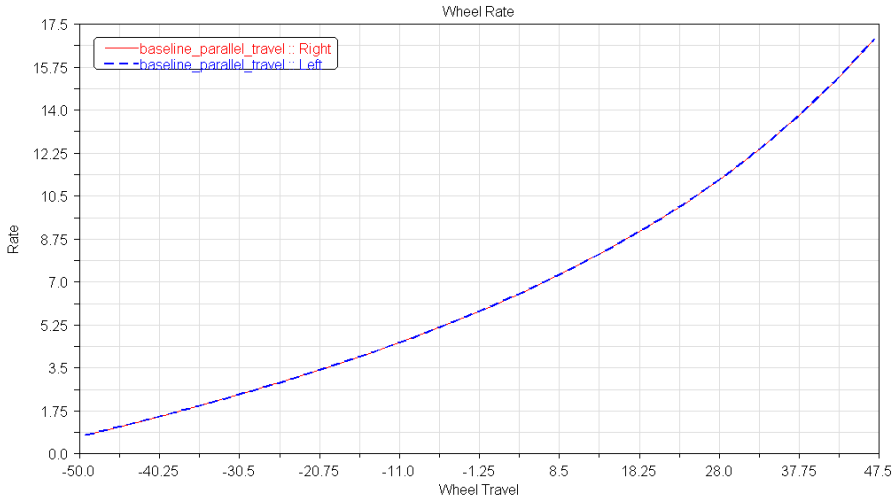


Ilustración 58 Variación de la rigidez del muelle

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5 Diseño mecánico de las manguetas

3.5.1 Requisitos y funciones

Las manguetas son los elementos mecánicos que unen rígidamente la rueda a los elementos de la suspensión, conduciendo la carga desde la primera hasta los brazos del sistema de suspensión.

Concretamente, las cargas le serán aplicadas a la mangueta en los alojamientos de los rodamientos del buje y en los soportes de la pinza de freno, actuando las reacciones que las compensarán en los soportes de los triángulos superior, inferior, tirante/empujador (pull rod/push rod) y palier para el momento que genera el esfuerzo tractor y de frenado en el caso de que el sistema de freno se encuentre a bordo del vehículo.

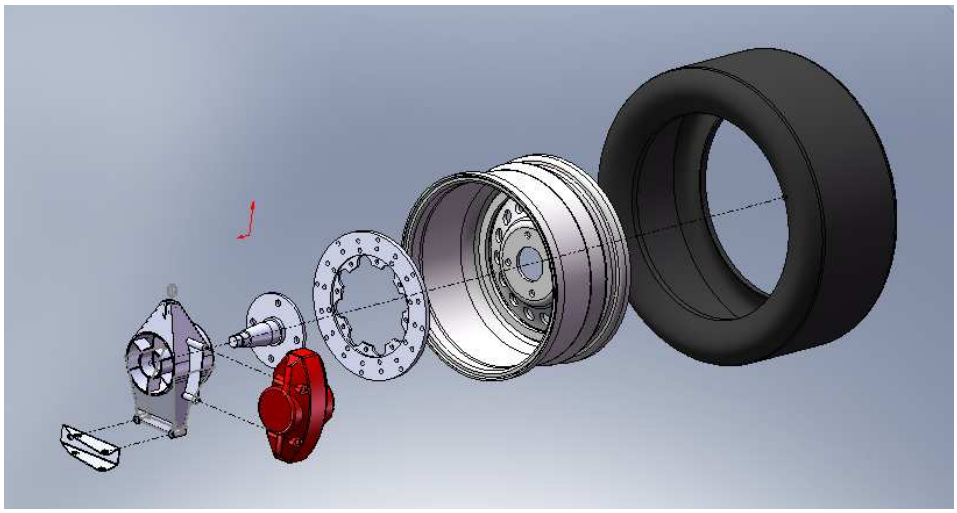


Ilustración 59 Vista rueda delantera

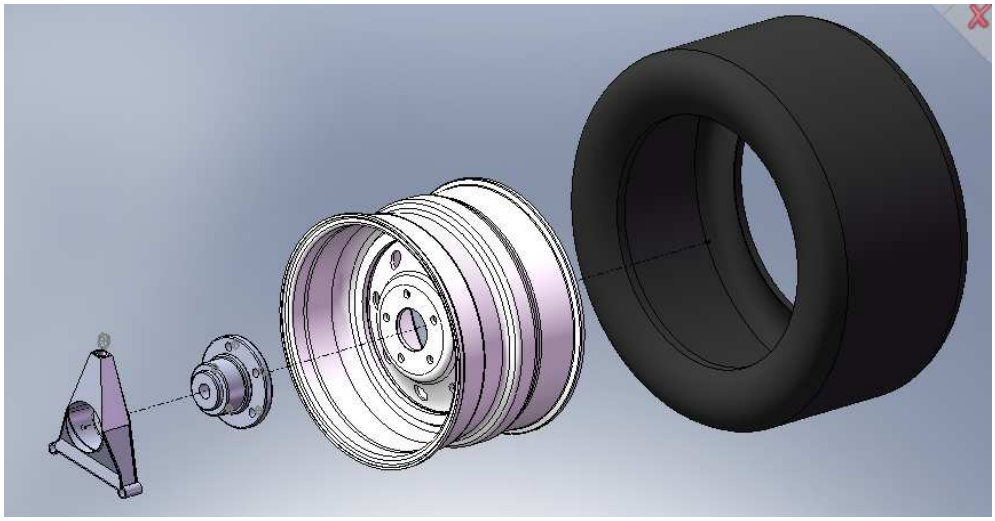


Ilustración 60 Vista rueda trasera

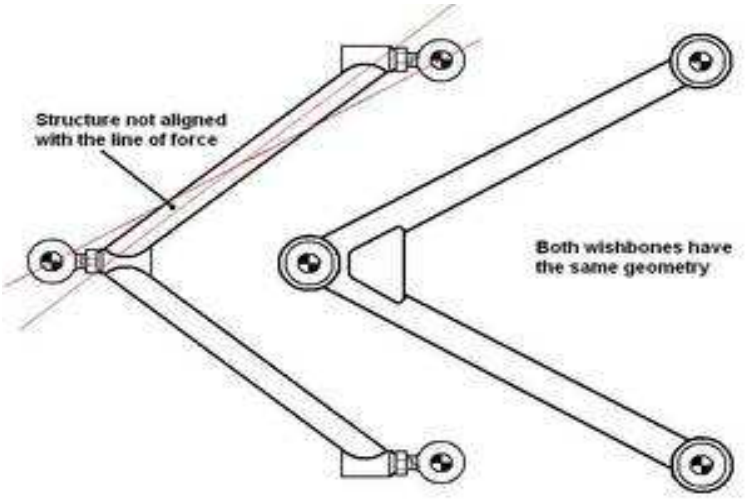
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Los objetivos que se persiguen en esta etapa de diseño mecánico (no olvidemos que geométricamente ya se han definido los puntos principales de la mangueta en el estudio previo del sistema de suspensión) es el de definir un elemento ligero y rígido que conduzca las cargas a través suya cumpliendo una serie de requisitos relacionados con el sistema de freno, la adaptabilidad de la orientación relativa del neumático.
La mangueta deberá alojar sobre ella y en su interior los elementos que sustenten la rueda, como son el buje y sus rodamientos, elementos pertenecientes al sistema de freno del vehículo, y elementos que permitan ajustar el ángulo de caída.

3.5.1.1 Ajuste de la posición de la rueda

Por esto, y para dotar al vehículo de la máxima adaptabilidad, se optó por hacer ajustable al ángulo de caída (ajustaremos la convergencia de las ruedas mediante la longitud de la bieleta de la dirección). Para ello existen varias posibilidades, entre las cuales destaca por su sencillez el ajuste del ángulo de caída regulando la extensión de los extremos roscados de las rótulas.

Esta solución lleva a dos problemas de diseño, que se alejan en mayor o menos medida de la óptima, ya que se hace trabajar el extremo roscado de la rótula a flexión en algunos casos de carga (frenado) y también se solicita con momentos flectores las barras que componen los triángulos, llevando todo esto a la selección y/o diseño de componentes más pesados.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

La otra solución consiste en anclar uno de los triángulos a un subelemento de la mangueta (Ackerman bracket) que queda fijado a ésta mediante varios tornillos pudiendo interponer entre ambos elementos un separador para definir diferentes ángulos de caída.

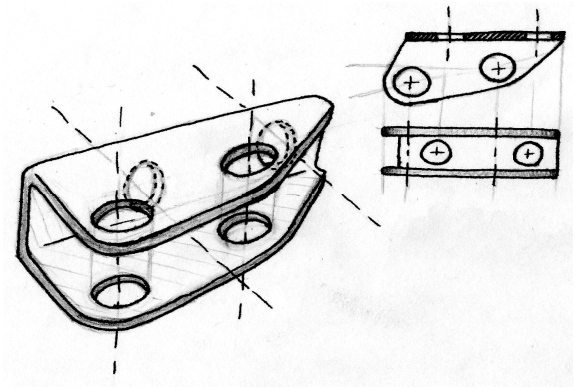


Ilustración 61 Camber lock

El anclaje del triángulo superior se colocó en el punto intersección entre la línea que forma un ángulo igual al de avance y el círculo concéntrico interior al de la llanta a una distancia equivalente a la holgura definida anteriormente.

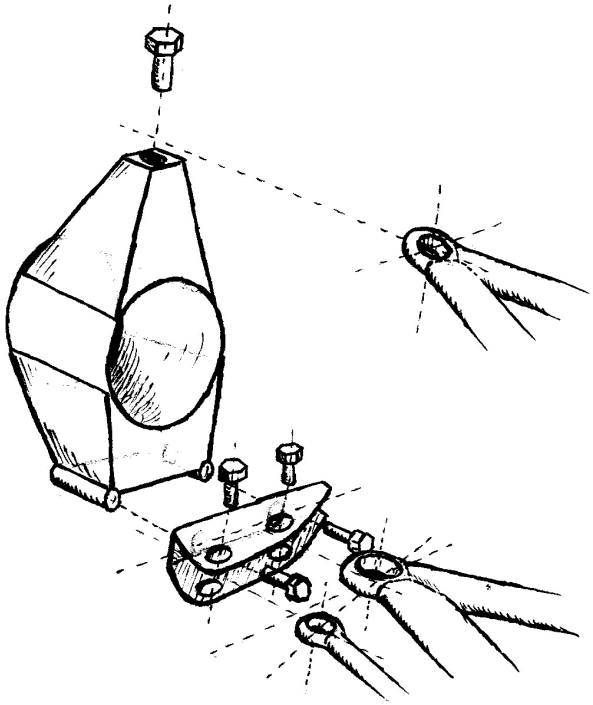


Ilustración 62 Esquema del montaje del camber lock

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.1.2 Alojamiento de los bujes

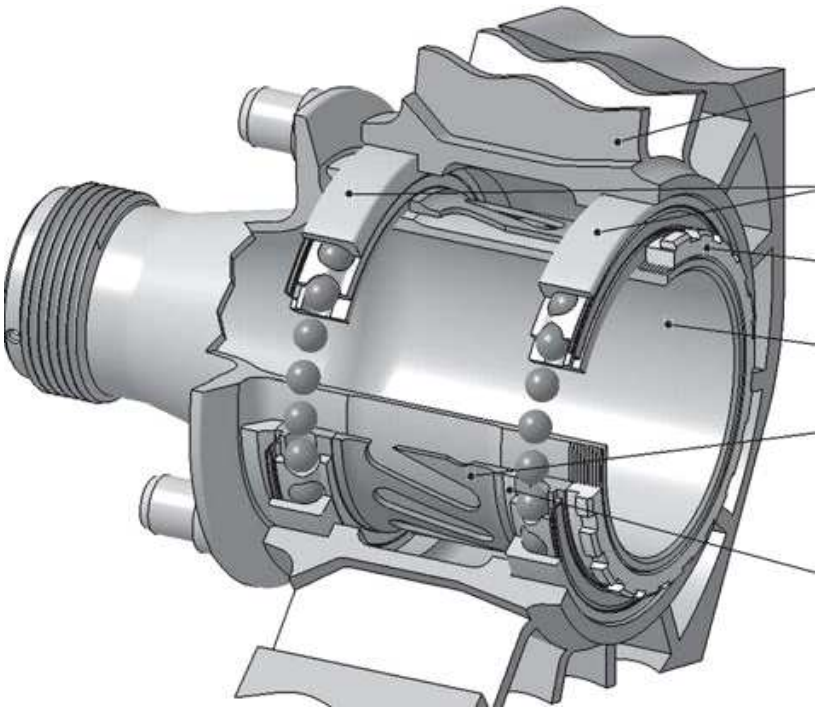
La mangueta, mediante los elementos que la mantienen orientada relativamente al chasis, restringe todos los grados de libertad de la rueda excepto el giro alrededor de su eje.

Para ello se debe instalar en la mangueta un elemento, al que la rueda se halle anclada, cuyo único grado de libertad sea la rotación sobre su mismo eje. Éste será montado sobre uno o más rodamientos que minimicen las pérdidas por fricción y transmitan la carga proveniente de la rueda.

Diseño de los bujes delanteros

El buje es un elemento mecánico a través del cual pasarán gran parte de los esfuerzos generados en la huella de contacto hacia la mangueta (todos, exceptuando el par de frenado).

Primeramente se presentan dos variantes en la forma constructiva de los bujes, el buje fijo empotrado en la mangueta, cuya principal ventaja era la ligereza, dado que no gira y se ve menos castigado por la fatiga mecánica, y el buje giratorio, que a priori es más pesado por estar sometido a flexión rotativa, pero tiene la ventaja de ser desmontable.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Un estudio más profundo reveló que para una vida acotada, tras la cual habría que cambiar los bujes, el buje giratorio es más ligero que el empotrado, no resultando la vida útil del mismo excesivamente corta (una temporada completa).

De esta manera, una avería en el buje no inutiliza completamente la mangueta, cuyo coste no es nada despreciable.

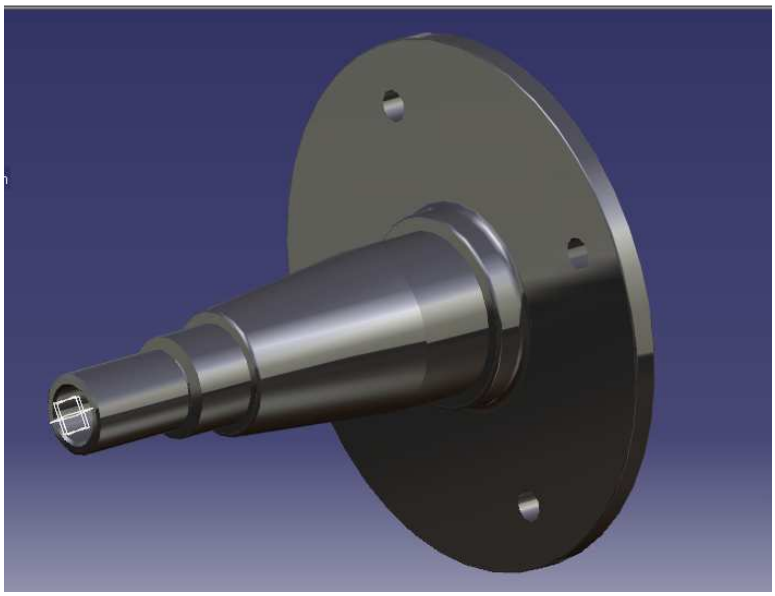


Ilustración 63 Diseño previo del buje delantero

Dado que el buje es un elemento mecánico fuertemente solicitado, se debió hacer previamente un estudio de los diferentes casos de carga a los que iba a estar sometido.

Estos casos tienen validez para posteriores estudios de carga sobre los diferentes elementos mecánicos del vehículo, tales como manguetas, triángulos e incluso el propio chasis, ya que de manera individual, o combinados, serán responsables de todas las solicitaciones mecánicas a las que esté sometido el vehículo.

Se han distinguido tres casos de carga independientes:

-Cargas verticales.

-Cargas longitudinales.

-Cargas laterales.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Las primeras son debidas a aceleraciones en una dirección vertical, perpendicular al plano del piso que sustenta al vehículo. El peso propio y la variación de la fuerza normal en las huellas de contacto debido a las irregularidades del terreno son dos ejemplos claros.

Las cargas longitudinales son las provocadas por aceleraciones actuando en la dirección del eje longitudinal del vehículo, tales como aceleración y frenado.

Se hizo un estudio de las solicitaciones mecánicas en cada uno de los anteriores casos , partiendo del equilibrio del vehículo completo como sólido rígido, teniendo en cuenta las transferencias de carga y asumiendo unas aceleraciones laterales máximas de 19.62 m/s (dos veces **g**, la aceleración de la gravedad) .

Posteriormente se estimó la vida útil, en número de ciclos, que se pretende que duren los bujes antes de su sustitución. Para ello se consultaron los calendarios de las diferentes pruebas de los dos campeonatos en los que participan los vehículos de la categoría CM, y así poder sumar el número de kilómetros que se ruedan en total en cada uno de ellos y calcular la vida para aquel en el que más ciclos deban completar los bujes.

El Campeonato de España de Montaña consta de las siguientes pruebas.

Prueba	***Distancia***
-Subida a Ubrique	4450m
-Subida Internacional al Fito	6100m
-Subida a Santo Emiliano	5200m
-Subida a Arrate	5000m
-Subida a Chantada	4100m
-Subida a Cortegada	4200m
-Subida a Denia	3600m

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El Open CM de circuitos está constituido por las siguientes citas.

Prueba	*Perímetro*	*Duración*	*Distancia*
-Circuito de Cheste	4000m/vuelta	9 vueltas	36000m
-Circuito de Jarama	3750 m/vuelta	9 vueltas	33800m
-Circuito de Almería	4000 m/vuelta	9 vueltas	36300m
-Circuito de Albacete	3800 m/vuelta	10 vueltas	35400m
-Circuito de Alcañiz	5400 m/vuelta	8 vueltas	42700m
-Circuito de Cartagena	3500 m/vuelta	10 vueltas	35000m

Se debe tener en cuenta, tanto en las pruebas de montaña como en las de circuito, que en ambas cada prueba está constituida por varias tandas.

En el caso de las pruebas de montaña, éstas constan de una tanda de subida de entrenamiento libre, y otras dos de subida cronometrada. En las pruebas de circuito quedan incluidas una sesión de entrenamientos libres, una de entrenamientos cronometrados, y dos carreras.

Una de las medidas de seguridad que tomamos en el diseño de los bujes fue tomar como recorrido medio de las pruebas de cada campeonato el mayor de éstos y aplicar posteriormente un coeficiente de seguridad, mayorando esta distancia con un coeficiente de 1,5.

Para obtener el número de ciclos de giro que repite el buje en una temporada en estos campeonatos, se dividió el recorrido mayor total entre el perímetro de la circunferencia que configura la banda de rodadura del neumático delantero sin presentar deformación alguna.

Para toda una temporada, el número de ciclos para cada uno de los dos campeonatos es el siguiente.

-Campeonato de España de Montaña 707.300,60 ciclos

-Open CM 107.668,71 ciclos

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Posteriormente se predimensionaron los bujes atendiendo a razones de empaquetamiento, para hacer coincidir sus cotas con diámetros comerciales de rodamientos, con el núcleo de la llanta y otras restricciones geométricas que imponen los elementos mecánicos contiguos.

Una vez predimensionado el buje, y conocidas las cargas que lo solicitan, se eligieron los rodamientos, a montar entre el buje y la mangueta, de la firma SKF. Dado que las cargas a las que estarán sometidos son tanto axiales como radiales, se escogieron dos rodamientos cónicos dispuestos simétricamente.

Rodamiento SKF 32008 X/Q	40mm	68mm	Diámetros interior y exterior
Rodamiento SKF 32005 X/Q	25mm	47mm	Diámetros interior y exterior

Con los casos de cargas calculados y conocida la vida útil de los bujes se calcularon los diferentes diámetros del buje atendiendo el Criterio de Goodman. Se optó por una solución de buje hueco, para obtener la máxima inercia de la sección con la masa mínima del elemento.

Se procedió posteriormente a analizar, mediante el método de los elementos finitos, la resistencia y rigidez del buje.

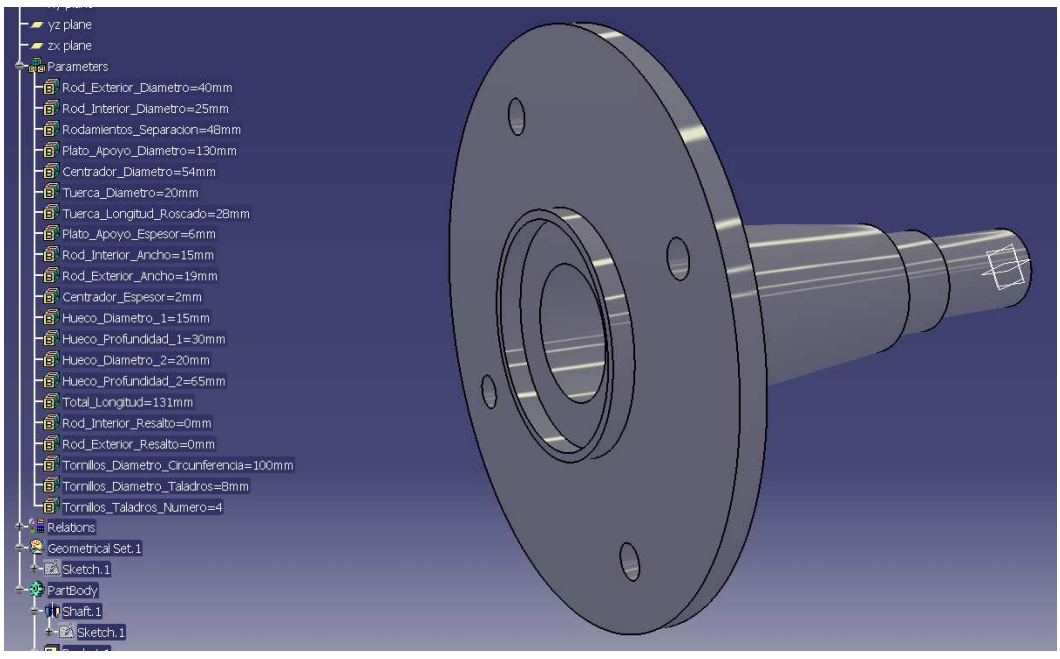


Ilustración 64 Diseño parametrizado del buje

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se partió de un modelo de CAD totalmente parametrizado, de forma que las variaciones en su geometría permitiesen un proceso iterativo ágil. Se aplico el material, acero, a la pieza y se aplicaron las correspondientes restricciones.

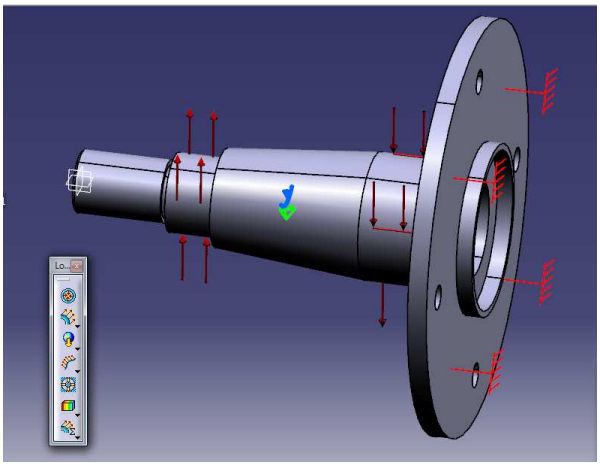


Ilustración 65 Cargas sobre el buje

Se siguió un proceso iterativo en el que la geometría fue siendo modificada para alcanzar el mejor compromiso entre la ligereza y la rigidez del elemento. En la tabla que se muestra a continuación pueden verse las variaciones de los diferentes parámetros en las sucesivas etapas del análisis

H1 (mm)	D1 (mm)	D2 (mm)	Masa (kg)	Δz (mm)
30	30	80	1.18	0.47
30	28	80	1.21	0.42
30	26	80	1.237	0.406
28	24	80	1.262	0.394
26	24	80	1.266	0.39
26	24	75	1.403	0.366
			1.173	0.399
			1.169	0.396

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

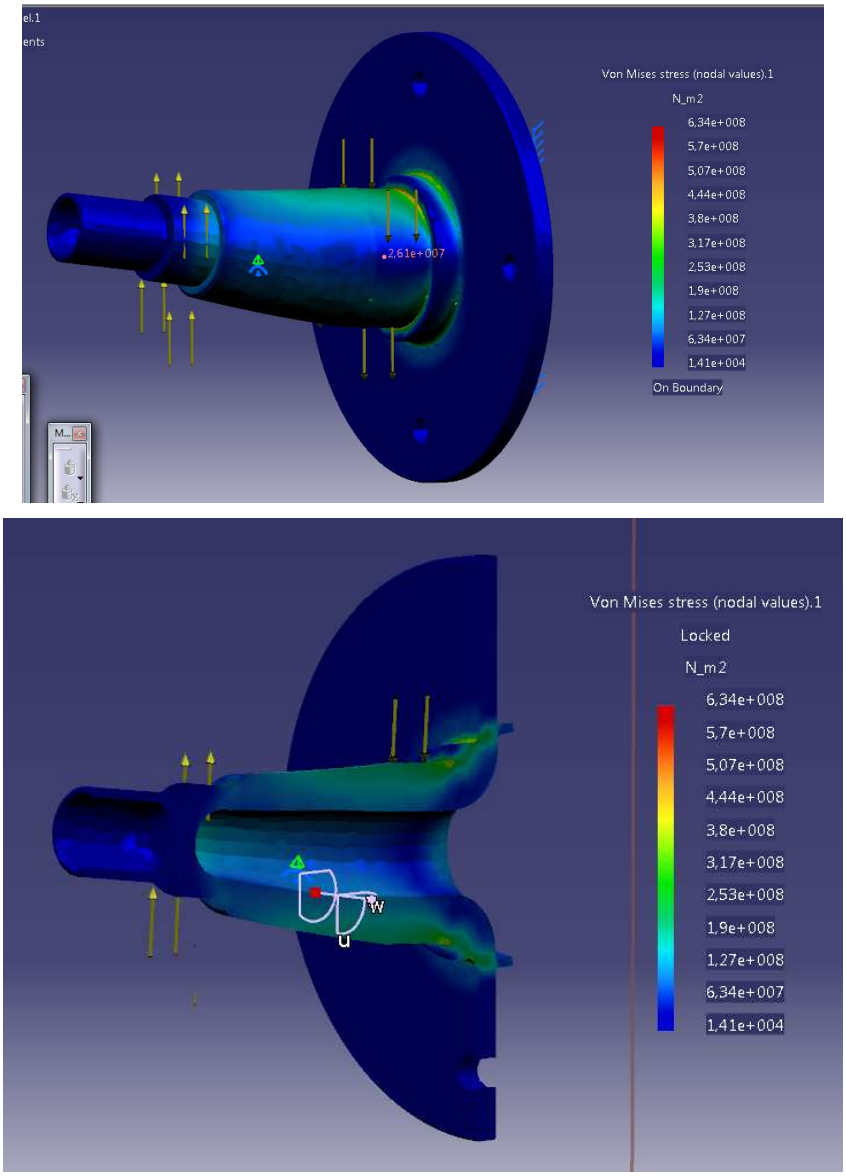


Ilustración 66 Tensiones en el buje delantero

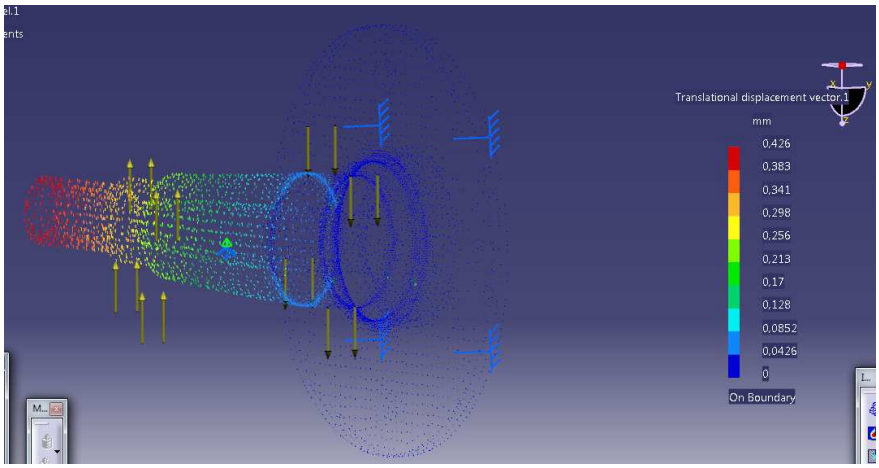


Ilustración 67 Desplazamientos en el buje delantero

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.1.3 Ligereza y rigidez

La ligereza es una característica que deseamos para cada elemento de un coche de competición, pero en mayor grado para los elementos que constituyen la masa no suspendida del vehículo, ya que del valor de esta masa depende en gran manera la variación de la carga normal en la huella de contacto ante excitaciones de alta frecuencia por parte del piso.

La rigidez que se desea para las manguetas responde a la necesidad de controlar de la mejor manera la orientación relativa de los neumáticos. Las cargas que pasan a través de las manguetas causan deformaciones en las mismas, variando la posición relativa del neumático respecto a la definida por la cinemática de los elementos de la suspensión. Se da mucha importancia a la variación de la caída y convergencia de la rueda causadas por la deflexión de la mangueta ante cargas verticales y laterales, y longitudinales respectivamente. Geométricamente ya se han definido las manguetas para tratar de minimizar los efectos causados por las deformaciones.

3.5.2 Mangueta delantera

3.5.2.1 Definición geométrica de la mangueta delantera

La definición geométrica de la mangueta depende sustancialmente de las funciones que se le encomiendan y los requisitos demandados. La mangueta deberá estar completamente alojada en el interior de la llanta, deberá a su vez alojar en su interior el buje y sus rodamientos, montará la pinza de freno con dos anclajes en una localización predeterminada, deberá permitir ventilar correctamente los componentes del sistema de freno alojados en el interior de la llanta y deberá permitir el ajuste del ángulo de caída.

Estas condiciones predefinen ciertas zonas de la mangueta, que constituyen puntos de aplicación de las cargas a las que ésta se hallará sometida posteriormente. Por lo tanto, para conseguir un buen resultado al juzgar el compromiso entre rigidez y masa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

del elemento, es importante analizar los caminos de transmisión de las cargas (load paths).

Las cargas provenientes de las caras donde se apoyan los rodamientos del buje y de los anclajes de la pinza de freno son equilibradas por las reacciones actuando sobre los puntos de anclaje de los triángulos de la suspensión.

Tendremos, debido a las fuerzas provenientes de los alojamientos de los rodamientos del buje, un momento flector ante cargas laterales. Las cargas de frenado llegan a la mangueta a través de los anclajes de la pinza de freno y actúan sobre el anillo principal. Este momento es equilibrado por el momento de las reacciones de los triángulos. Por esto, los elementos de unión del anillo principal y el alojamiento de los rodamientos no transmiten momento en ningún caso de carga.

Tras analizar los forma en la que son aplicadas y equilibradas las cargas, se define la geometría de forma que se minimicen las tensiones en los elementos cargados.

El núcleo de la mangueta, aquel que aloja los rodamientos, queda ya predefinido por la geometría del buje y las dimensiones de los rodamientos. El anillo principal tiene como diámetro la distancia que separa los dos anclajes de la pinza de freno, de forma que el par de frenado caiga en éste. Este diseño permite además una adecuada refrigeración de los componentes del sistema de freno que se encuentran en el interior de la rueda.

Para transportar los esfuerzos desde el anillo principal hasta los anclajes de los triángulos de la suspensión se disponen dos elementos que estarán sometidos posteriormente a dos momentos flectores. La sección de estos miembros de la mangueta debería variar de forma acorde a la ley de momentos que los solicite.

Esto es así en el miembro superior, donde sólo se fija el triángulo superior, mientras que el miembro inferior deben anclarse, mediante un soporte, el triángulo inferior y la bieleta de la dirección. También, a la hora de dar forma a estas zonas de la mangueta, se debe tener en cuenta las dimensiones del disco de freno y del sombrero que mantiene fijo el disco al buje.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

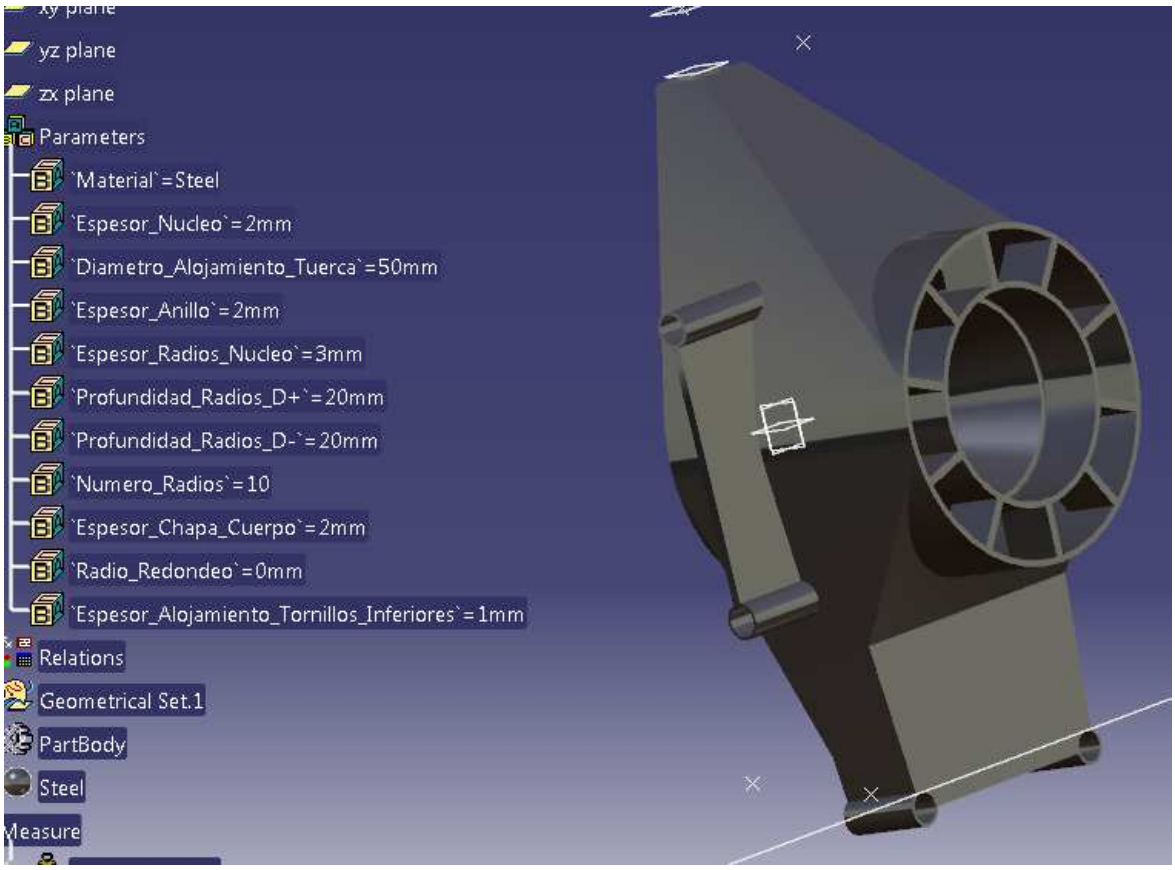


Ilustración 68 Diseño parametrizado de la mangueta delantera

3.5.2.2 Material

La fabricación de la estructura se realiza a partir de acero 4310. La composición química de este acero es la siguiente.

C	Si	Mn	P máx.	S máx.	Cr	Mo
0.28-0.33	0.15-0.35	0.40-0.60	0.035	0.040	0.80-1.10	0.15-0.25

Las propiedades mecánicas del material son las siguientes

Tensión de rotura (Mpa)	593
Límite elástico (Mpa)	386
Elongación (%)	7

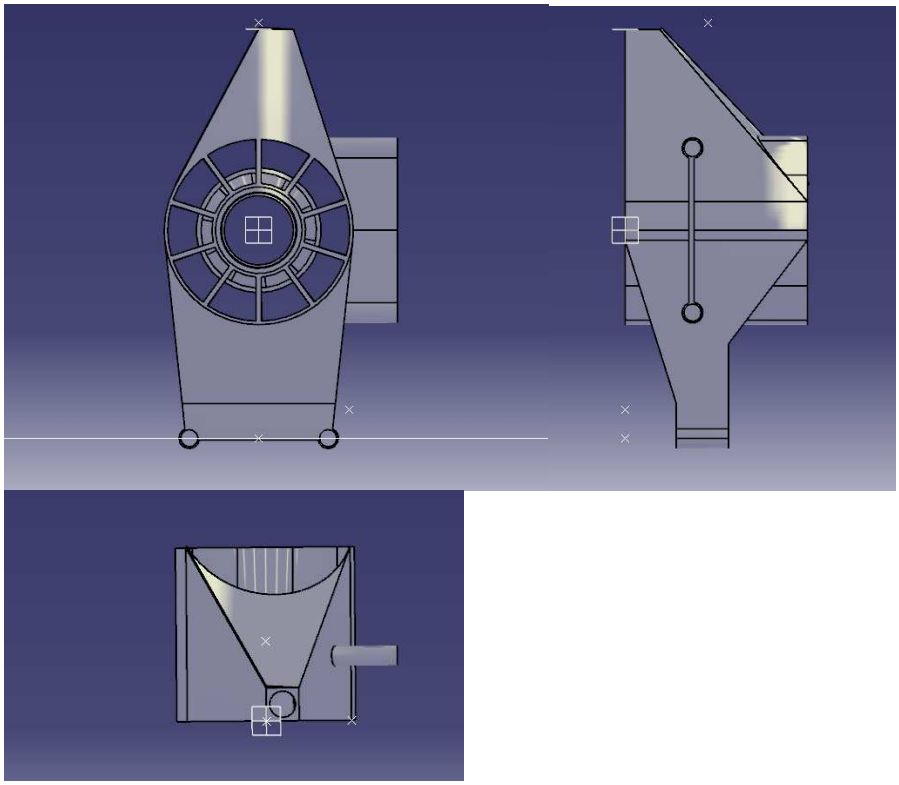
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El material fue elegido por su límite elástico y por su uso es habitual en la industria, hecho que lo hace fácil de encontrar y más asequible. Es usado en buen número de automóviles de competición y es ofertado en una amplia gama de chapas.

Ancho	Largo	Espesor
18	72	0.025
36	72	0.032
18	72	0.040
18	72	0.050
36	72	0.063
20	43	0.074
36	72	0.080
18	72	0.086
18	72	0.090
18	42	0.093
36	72	0.100
18	72	0.125
18	35	0.213

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.2.3 Vistas y dimensiones



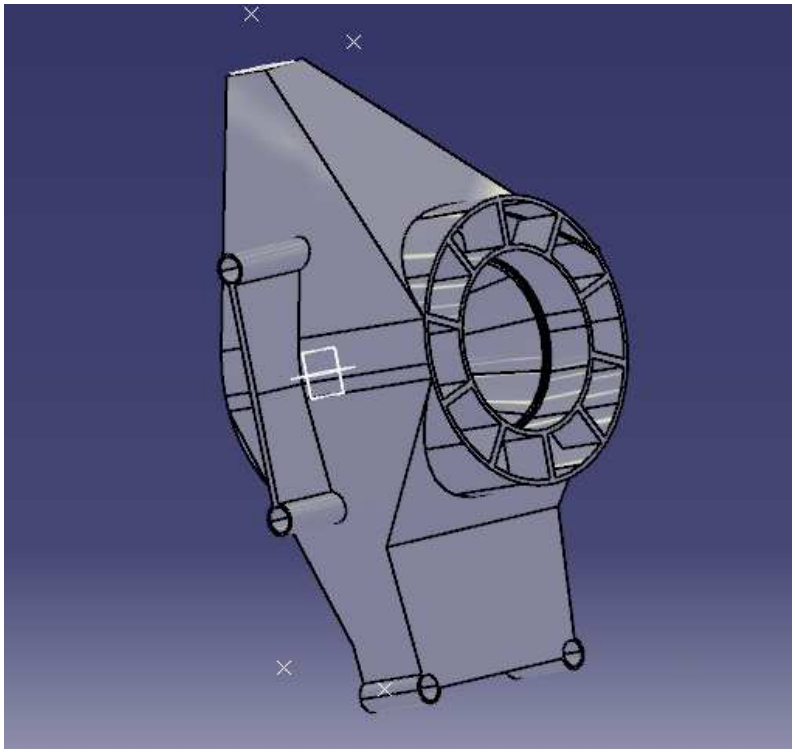


Ilustración 69 Diseño definitivo de la mangueta delantera

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.2.4 Análisis rigidez y resistencia

Una vez definida la geometría en un modelo parametrizado de CAD, se deben calcular las cargas que actuarán sobre la mangueta para poder llevar a cabo el análisis mediante el método de los elementos finitos de ésta. Una vez más, distinguimos tres casos fundamentales de carga. Carga longitudinal, lateral y vertical. Estas cargas han sido estimadas de las prestaciones que se obtienen actualmente en competición de los neumáticos escogidos para el vehículo.

Para el cálculo de las cargas sobre los soportes de los diferentes elementos se desarrollo un sencillo programa de cálculo en el que intervienen los parámetros que definen la geometría del problema y las variables que definen las cargas inerciales. De esta forma se puede evaluar el impacto de cada uno, y se puede reutilizar el programa con el mismo propósito en otros diseños. Los cálculos detrás de este programa quedan recogidos en el anexo correspondiente.

Se muestran a continuación la hoja de cálculo y un esquema que muestra los parámetros geométricos que intervienen en el cálculo.

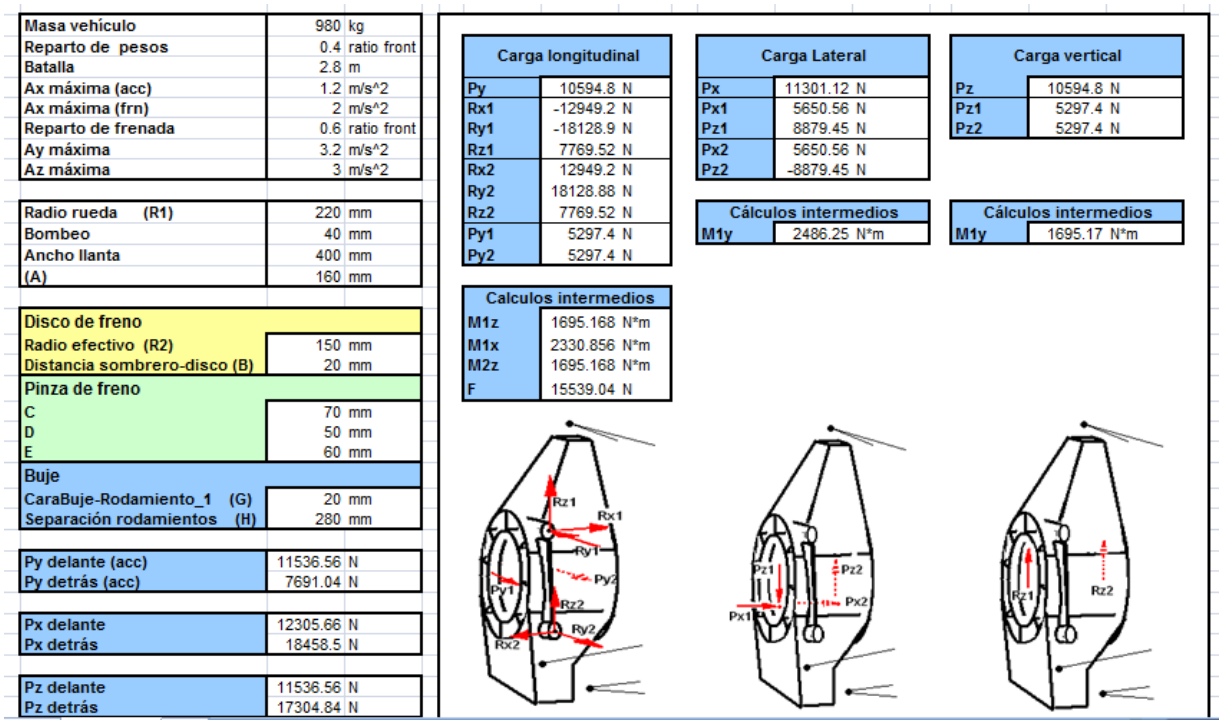
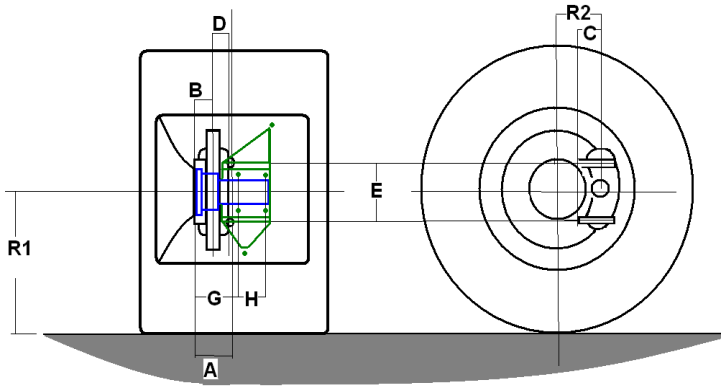


Ilustración 70 Subprograma de cálculo de cargas

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Una vez analizadas y calculadas las cargas, se puede proceder al análisis de resistencia y rigidez del elemento para cada caso de carga.

3.5.2.4.1 Carga longitudinal

Las cargas longitudinales son las provenientes de fuerzas actuando en la dirección *x* en la huella de contacto de los neumáticos. En la mangueta delantera existirán en dos variantes: la causada por la resistencia a la rodadura del neumático y las pérdidas del rodamiento y la causada por la actuación del sistema de freno. El efecto de esta última solicita el elemento a un nivel muy superior a la resistencia por rodadura.

La carga de frenado en la huella de contacto se transmite a través de este hasta la llanta, y esta la transmite al disco de freno y al buje de la mangueta, ambos girando solidariamente a la llanta. El buje comunica la carga a través de los dos rodamientos sobre los que se apoya y el disco la comunica a través de la pinza de freno hasta los soportes de ésta.

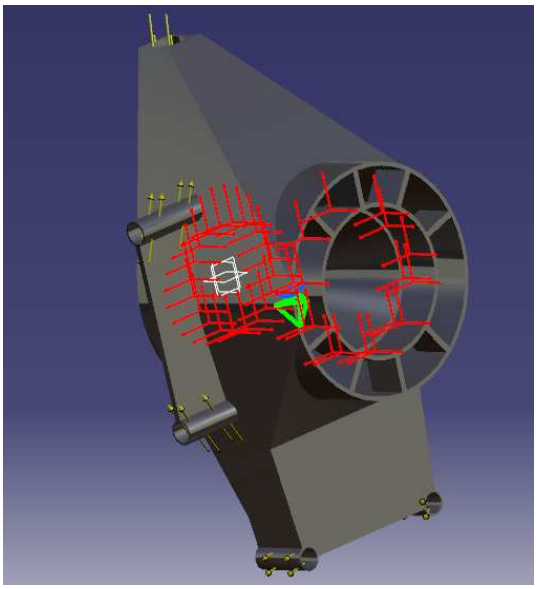
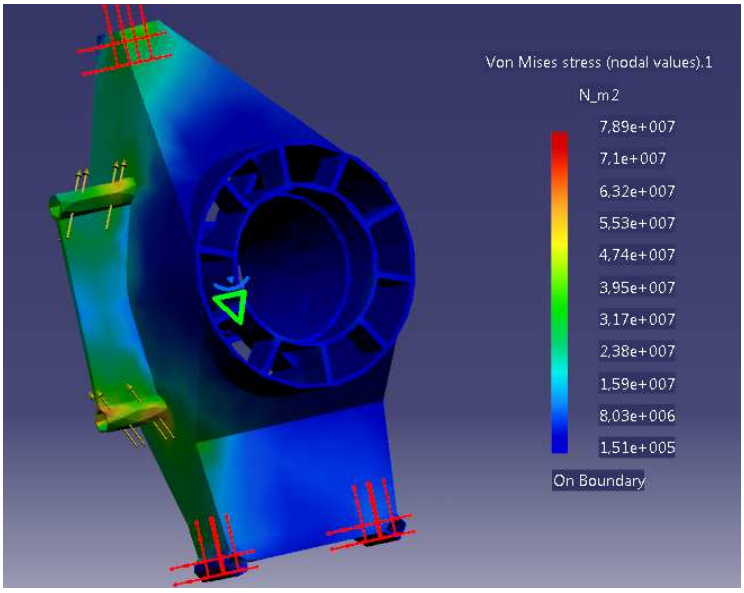
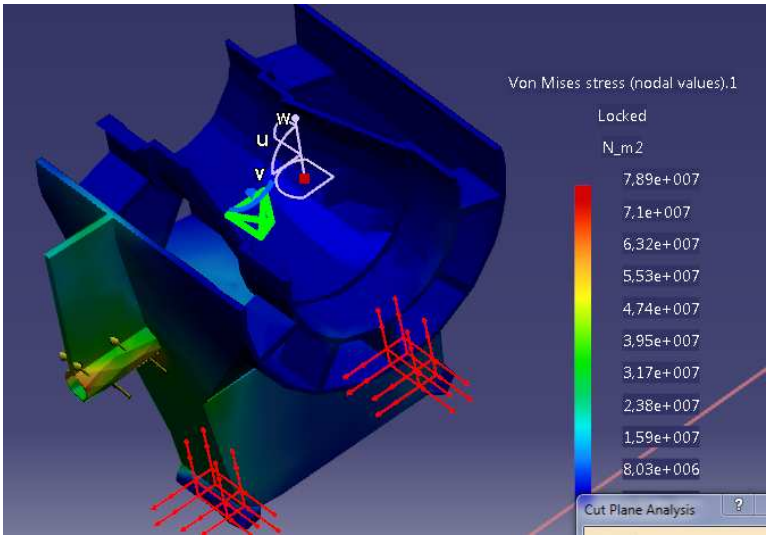


Ilustración 71 Mangueta delantera cargada

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En la imagen anterior se aprecia la aplicación de las condiciones de contorno sobre la mangueta. Por el principio de acción y reacción, se pueden aplicar las cargas como cargas o como reacciones mientras se mantenga el equilibrio entre ambas.





En las anteriores imágenes se muestran las tensiones en la superficie exterior del cuerpo de la mangueta delantera y en diferentes secciones de esta. Los valores máximos que se alcanzan en esta alcanzan los 79 MPa, cifra muy inferior a los 386MPa de su límite elástico.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

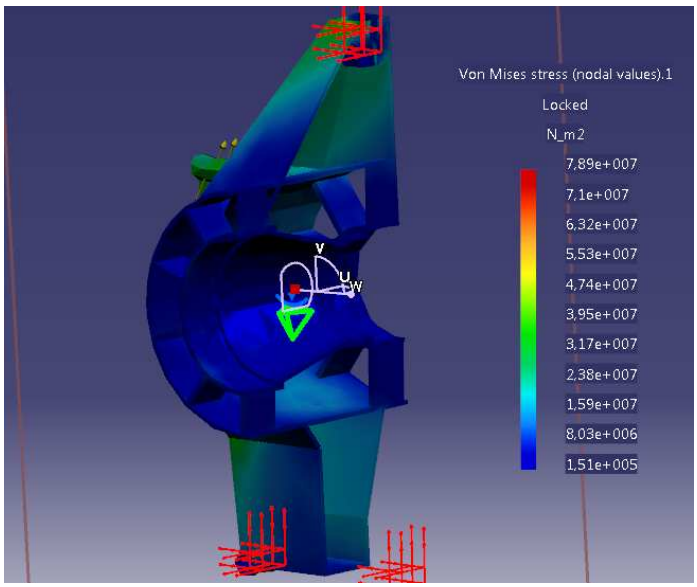


Ilustración 72 Tensiones en frenado

Una vez validada la resistencia, se debe valorar la aptirud de la deflexión del elemento. Se consideró como objetivo para cualquier deformación en el cuerpo de la mangueta una deflexión de 0.05mm. Los puntos que mayores desplazamientos presentan esta localizados en las caras exteriores de los soportes de las pinzas de freno y los anclajes de los triángulos de la suspensión, no llegando nunca a superar el desplazamiento objetivo.

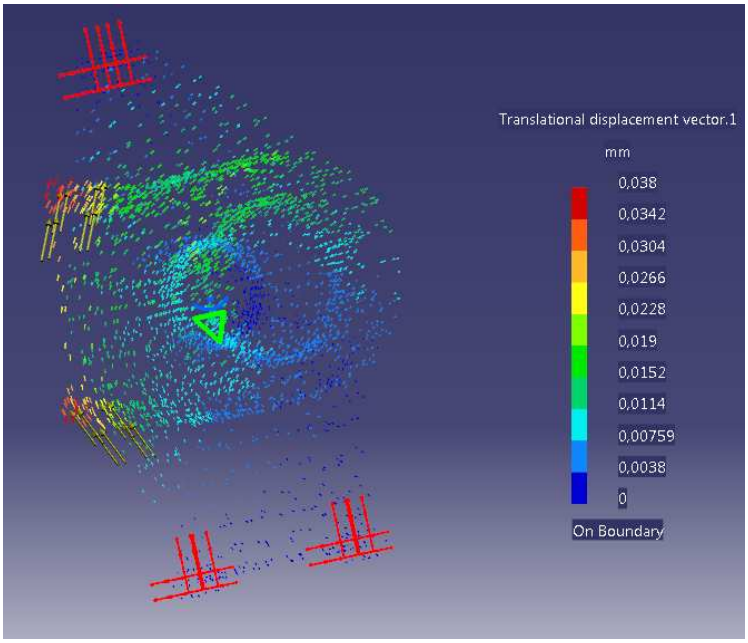


Ilustración 73 Desplazamientos en frenado

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.2.4.2 Carga lateral

Las cargas laterales son las provenientes de fuerzas actuando en la dirección *y* en la huella de contacto de los neumáticos.

La carga lateral generada en la huella de contacto se transmite a través de este hasta la llanta, y esta a su vez al buje de la mangueta. El buje comunica la carga a la mangueta a través de los dos rodamientos sobre los que se apoya. Nuevamente, las acciones se pueden aplicar en estos puntos, aplicando las condiciones de contorno en los anclajes de los brazos de la suspensión, o viceversa.

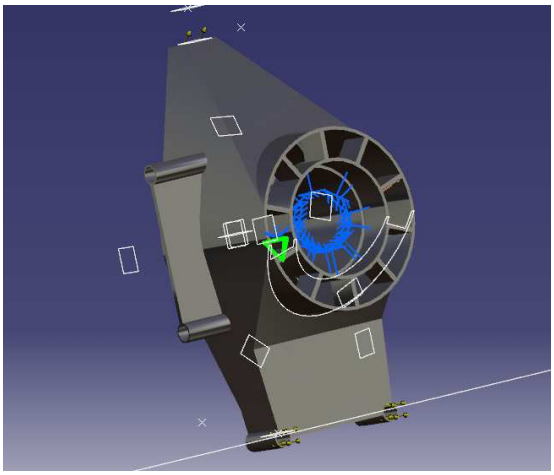


Ilustración 74 Condiciones de contorno de la mangueta delantera ante carga lateral

En la siguiente imagen se ven representadas las tensiones sobre el exterior de la mangueta. El valor de la tensión máxima que se alcanza en esta es de 59.5MPa, inferior al límite elastico de 386MPa.

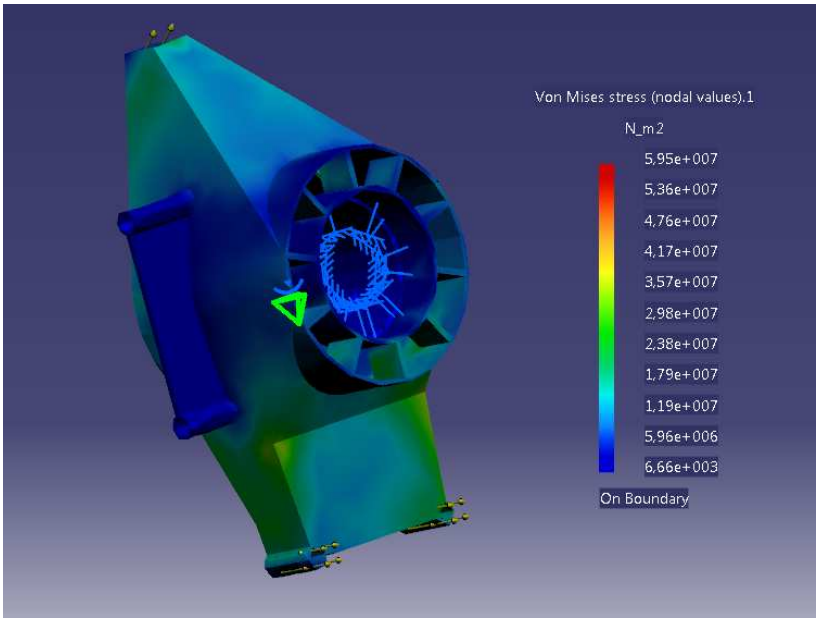
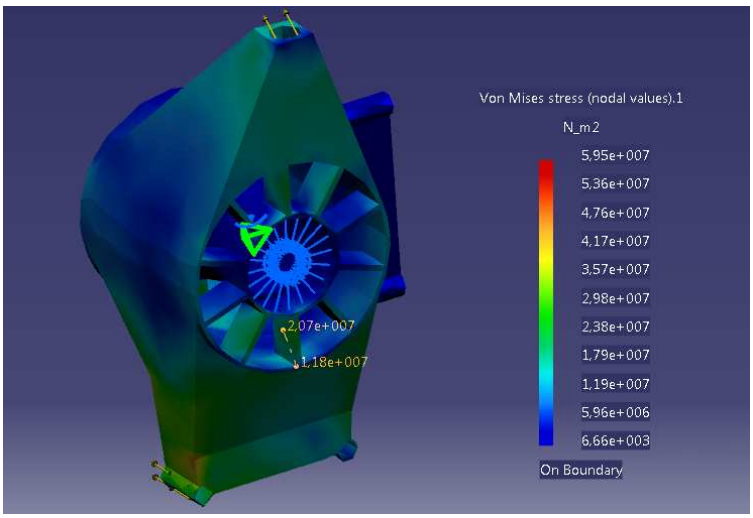
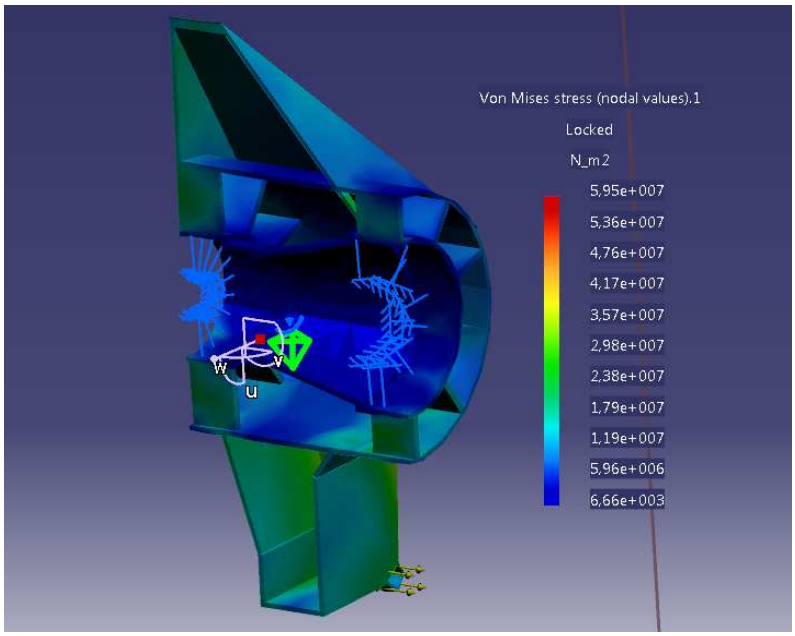


Ilustración 75 Tensiones ante carga lateral

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Las tensiones en los elementos interiores de la manguetas pueden verse coloreadas también mediante secciones.



Una vez validada la resistencia, se debe valorar la aptirud de la deflexión del elemento. Se consideró como objetivo para cualquier deformación en el cuerpo de la mangueta una deflexión de 0.05mm ya que se quiere evitar la variación del ángulo de caida del neumático con la carga lateral. Los puntos que mayores desplazamientos presentan esta localizados en los anclajes de los triángulos de la suspensión, no llegando nunca a superar el desplazamiento objetivo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

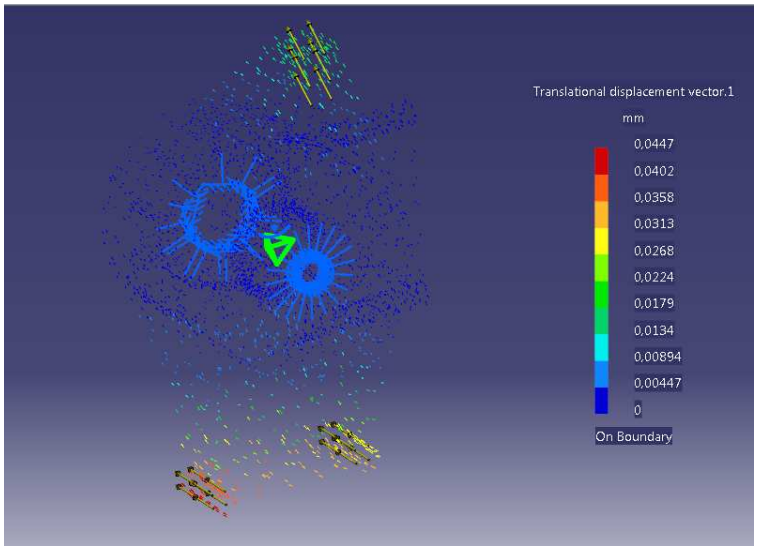


Ilustración 76 Desplazamientos ante carga lateral

3.5.2.4.3 Carga vertical

Las cargas verticales son las provenientes de fuerzas actuando en la dirección *z* en la huella de contacto de los neumáticos.

La carga lateral generada en la huella de contacto se transmite a través de este hasta la llanta, y esta a su vez al buje de la mangueta. El buje comunica la carga a la mangueta a través de los dos rodamientos sobre los que se apoya. Las acciones se pueden aplicar en estos puntos, aplicando las condiciones de contorno en los anclajes de los brazos de la suspensión, o viceversa.

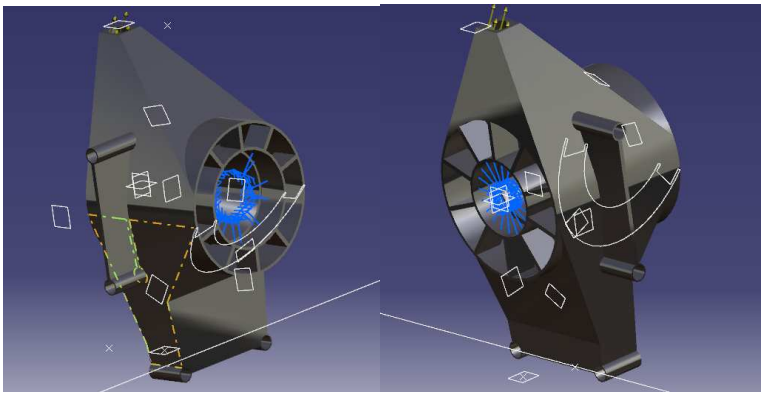


Ilustración 77 Condiciones de contorno carga vertical

En la siguiente imagen se ven representadas las tensiones sobre el exterior de la mangueta. El valor de la tensión máxima que se alcanza en esta es de 175MPa, inferior al límite elastico de 386MPa.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se muestran las vistas anterior y posterior de la mangueta, donde se aprecian las distribuciones de las tensiones en el camino por el que se transmite la carga, desde el alojamiento de los rodamientos hasta el anclaje del triángulo superior.

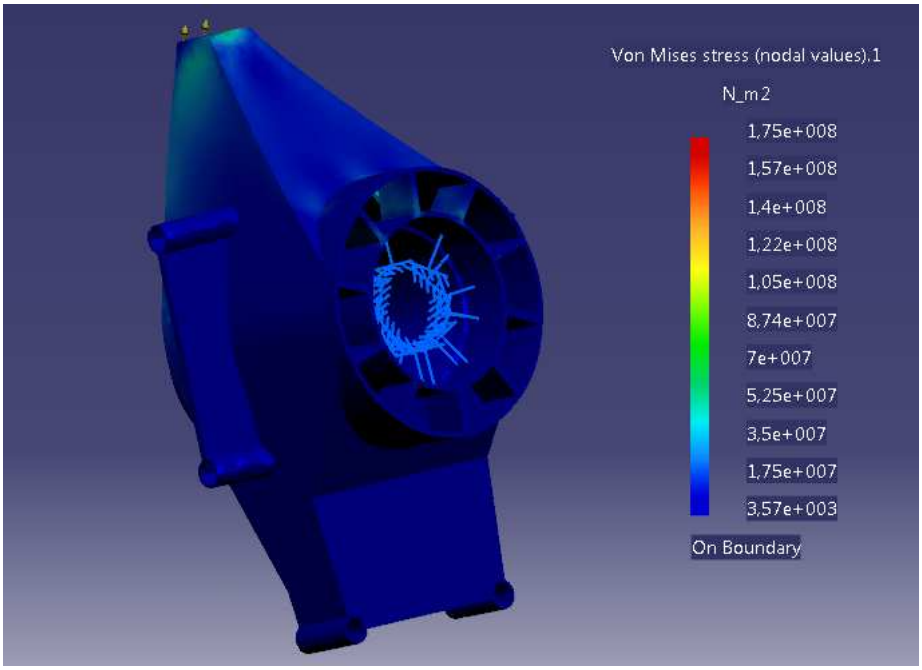
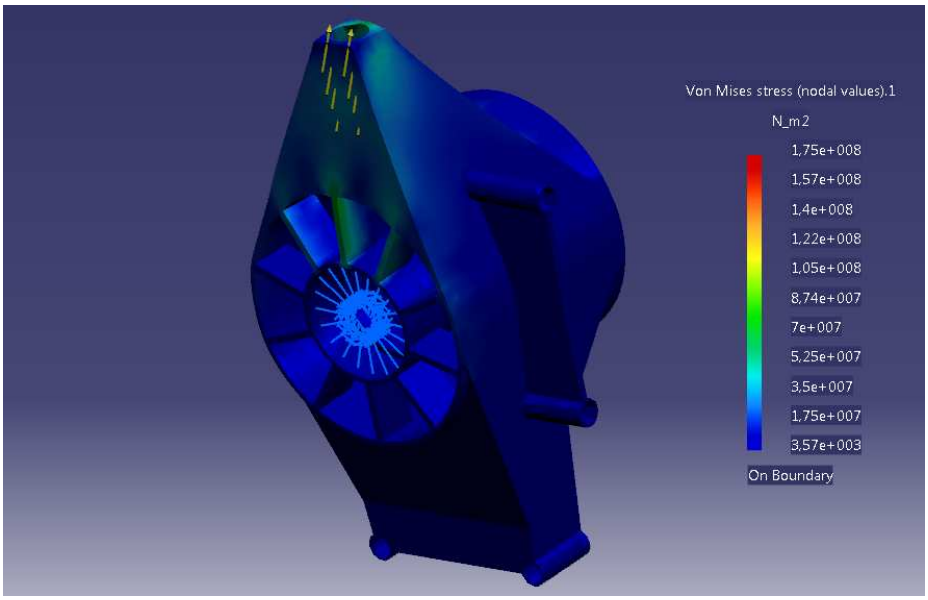
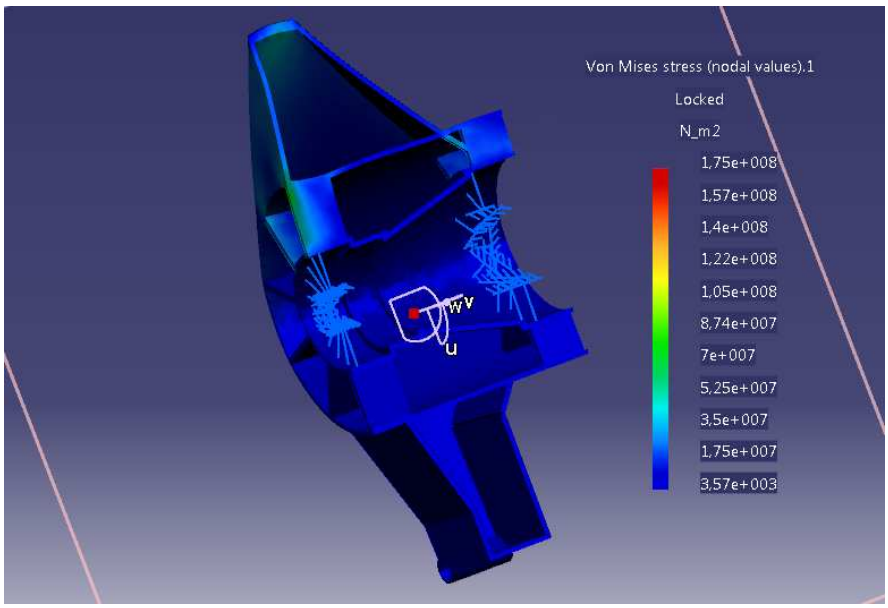


Ilustración 78 Tensiones ante carga vertical



Las tensiones en los elementos interiores de la manguetas pueden verse coloreadas también mediante secciones.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



El siguiente paso es validad nuevamente la rigidez de la mangueta. Los puntos que mayores desplazamientos presentan esta localizados en el anclaje del triángulo superior de la suspensión, no llegando nunca a superar el desplazamiento objetivo.

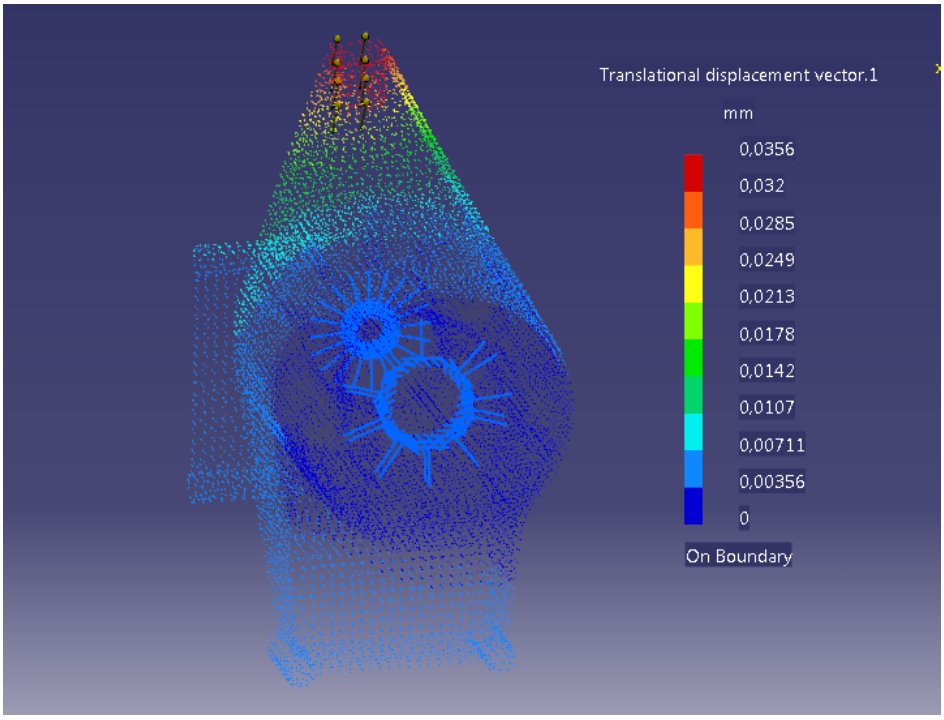


Ilustración 79 Desplazamientos ante carga vertical

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.3 Mangueta Trasera

3.5.3.1 Definición geométrica

La definición geométrica de la mangueta depende sustancialmente de las funciones que se le encomiendan y los requisitos demandados. La mangueta trasera deberá estar completamente alojada en el interior de la llanta, deberá a su vez alojar en su interior el buje y sus rodamientos, deberá permitir ventilar correctamente los componentes del sistema de freno alojados en el interior de la llanta y deberá permitir el ajuste del ángulo de caída. A diferencia de la mangueta delantera, en la mangueta trasera el buje y sus rodamientos son un único componente, mencionado anteriormente en el estudio previo del sistema de suspensión. Además, ésta carecerá de los soportes de la pinza de freno, que va alojada en el interior del vehículo, junto al diferencial.

Al no tener la pinza de freno en la mangueta, el par de frenado es reaccionado por el palier en vez de por medio de los triángulos de la suspensión. Los triángulos soportarán las fuerzas longitudinales de frenado y aceleración por igual, sin momentos. La cargas laterales, serán reaccionadas de la misma manera que en la mangueta delantera.

El núcleo de la mangueta, aquel que aloja los rodamientos, queda ya predefinido por la geometría del buje y rodamientos. En el caso de la mangueta trasera, el alojamiento del buje es un solo anillo, y no se precisan anclajes para las pinzas de freno.

Se debe tener en cuenta, siendo una suspensión dotada de tirante (*pull-rod*), que en la parte superior de la mangueta se anclará solamente el triángulo superior, mientras que en la parte inferior se fijará el triángulo inferior y el tercer brazo (*toe link).* Será en esta parte de la mangueta donde se coloque el soporte mediante el cual la caída de las ruedas traseras será ajustada, de idéntica manera que en el tren delantero.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.3.2 Vistas y dimensiones

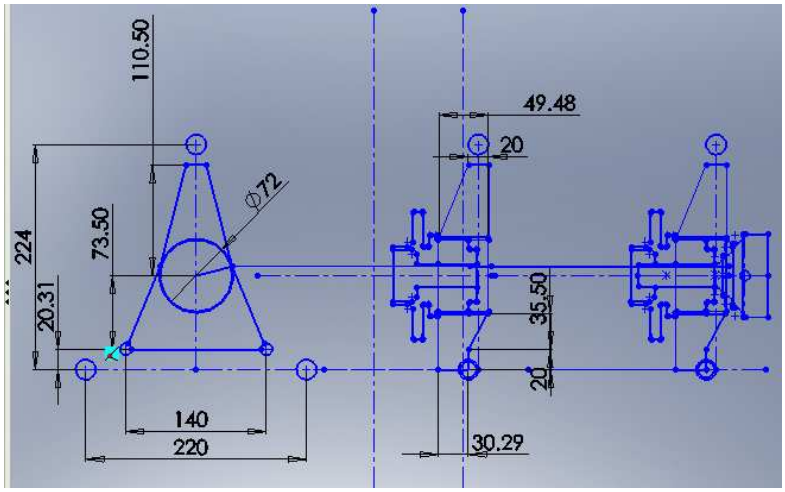
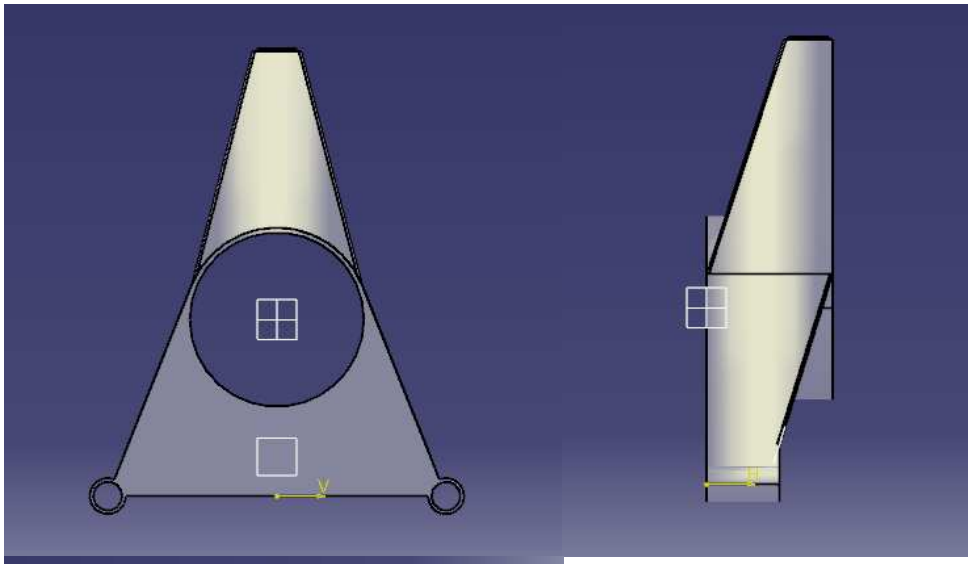
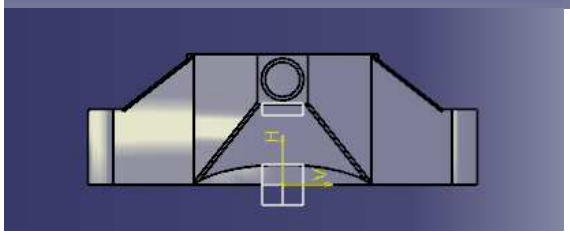
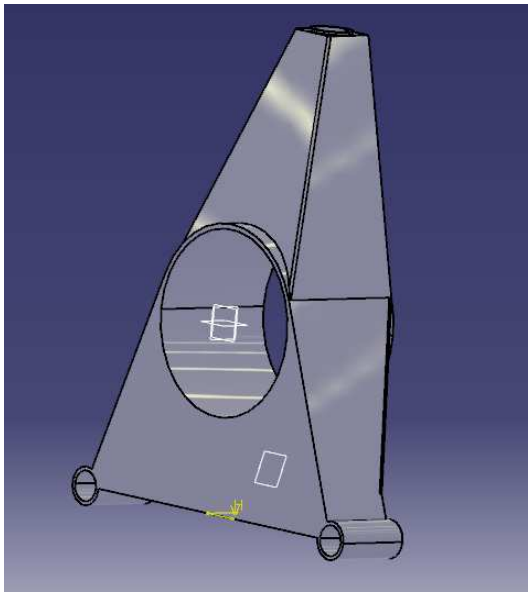


Ilustración 80 Esquema mangueta trasera







Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5.3.1 Análisis de rigidez y resistencia

3.5.3.1.1 Carga longitudinal

Las cargas longitudinales son las provenientes de fuerzas actuando en la dirección *x* en la huella de contacto de los neumáticos. A diferencia de la mangueta delantera, en la mangueta trasera el momento que genera la fuerza de frenado no es contrarrestado por el momento que generan las reacciones de los triángulos de la suspensión, sino que es absorbida por el semieje de transmisión, dado que el freno se encuentra al otro extremo de este.

La carga de frenado en la huella de contacto del neumático se transmite a través de este hasta la llanta, y esta la transmite hasta el buje. El buje comunica la carga al semieje, que termina en el grupo diferencial. Girando solidariamente a este se halla el disco de freno.

Por lo tanto, los triángulos de la suspensión no se ven solicitados de la manera en que lo estaban los delanteros.

En el caso de la mangueta trasera, se han aplicado las cargas en los soportes de la suspensión y se han restringido los seis grados de libertad en el alojamiento del buje.

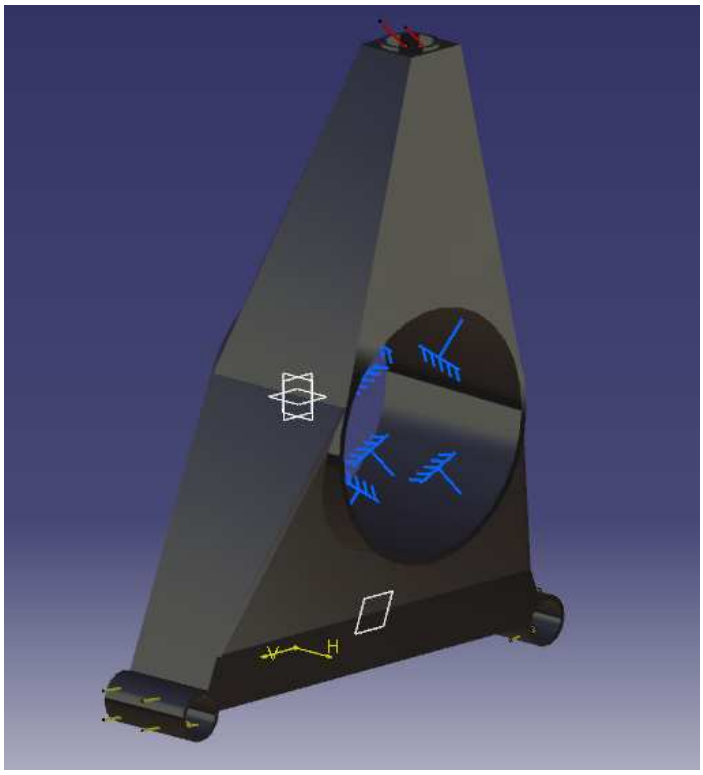


Ilustración 81 Condiciones de contorno mangueta trasera en frenado

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En las siguiente imágenes se muestran las tensiones en la superficie exterior del cuerpo de la mangueta trasera. Los valores máximos que se alcanzan en esta alcanzan los 57.7MPa, cifra muy inferior a los 386MPa de su límite elástico.

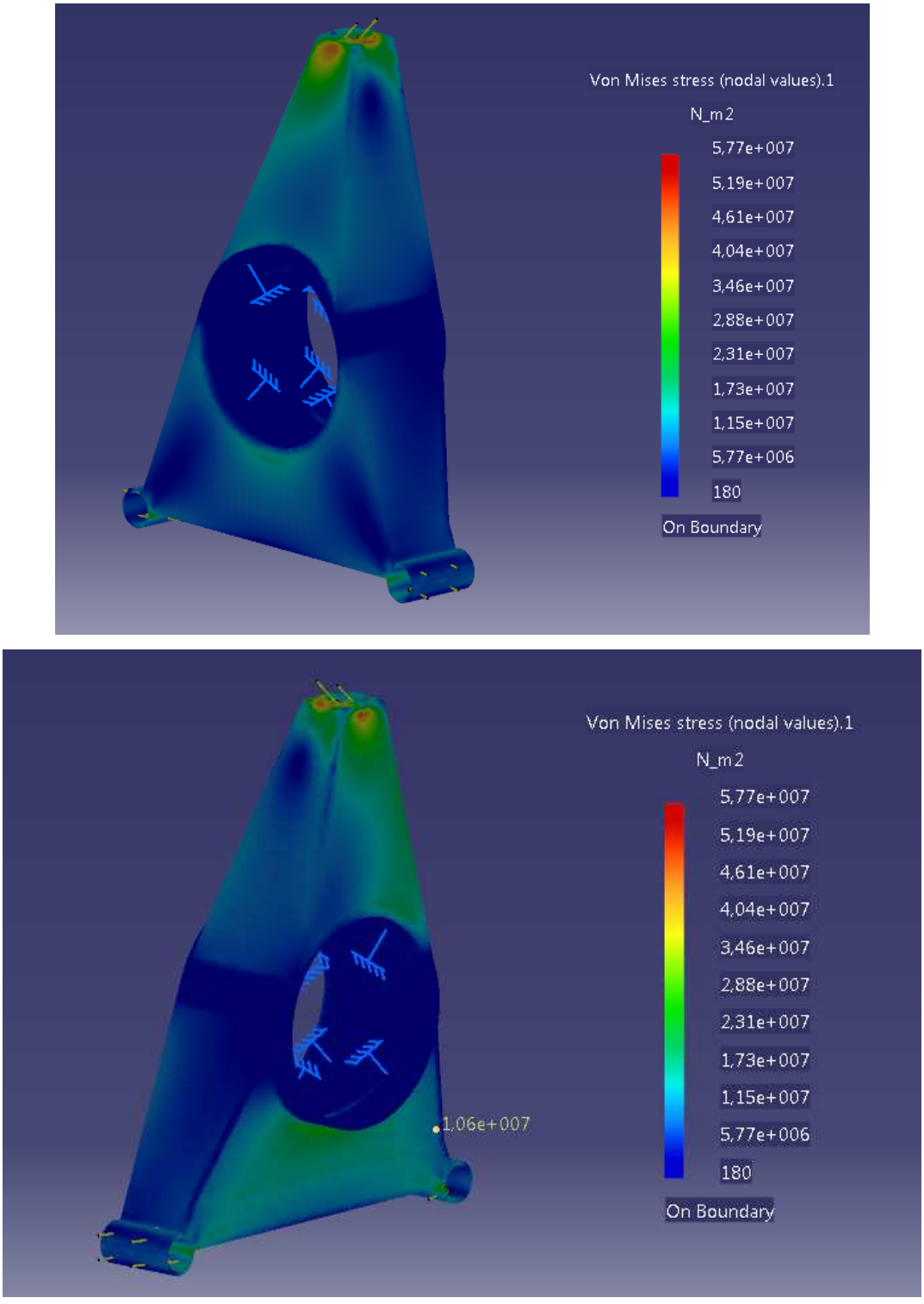


Ilustración 82 Tensiones en mangueta trasera en frenado

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Una vez validada la resistencia, se debe valorar la aptirud de la deflexión del elemento. Los puntos que mayores desplazamientos presentan esta localizados en los anclajes de los triángulos de la suspensión, no llegando nunca a superar el desplazamiento objetivo.

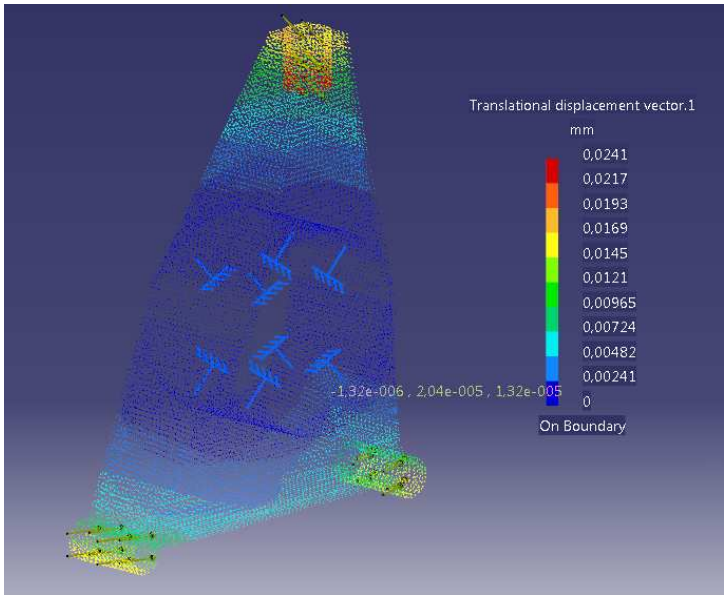


Ilustración 83 Desplazamientos en frenado

3.5.3.1.2 Carga lateral

Las cargas laterales son las provenientes de fuerzas actuando en la dirección *y* en la huella de contacto de los neumáticos. De manera similar a la mangueta delantera, las cargas llegan a la mangueta a través del buje, y es la mangueta el elemento mecánico que debe transmitir dichas cargas hasta el punto donde son contrarrestadas, en los anclajes de la suspensión.

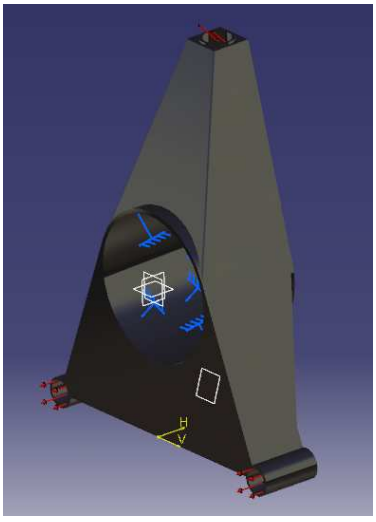


Ilustración 84 Condiciones de contorno carga lateral

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Igual que en el caso de carga longitudinal, se han aplicado las cargas en los soportes de la suspensión y se han restringido los seis grados de libertad en el alojamiento del buje.

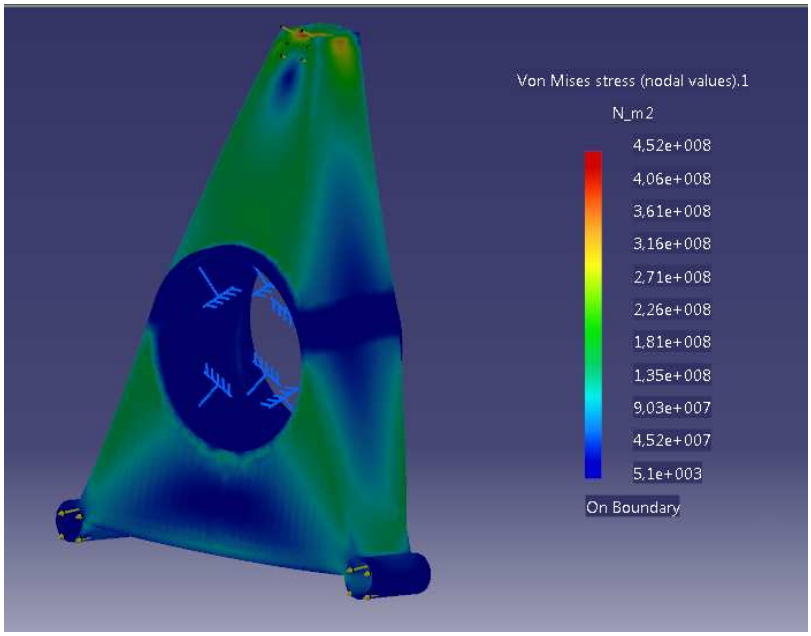
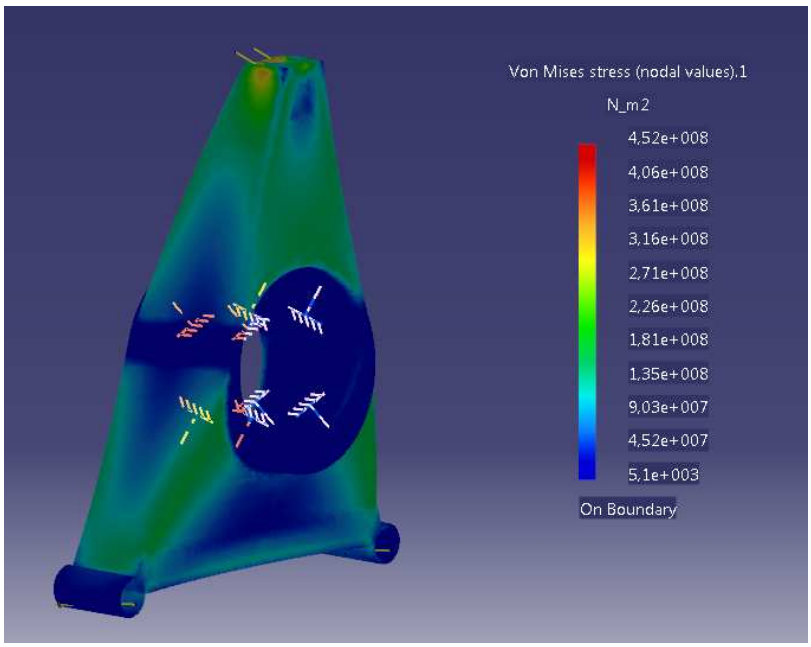


Ilustración 85 Tensiones carga lateral



En las siguiente imágenes se muestran las tensiones en la superficie exterior del cuerpo de la mangueta trasera. Los valores máximos que se alcanzan en esta alcanzan los 45.2MPa, cifra muy inferior a los 386MPa de su límite elástico.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Una vez validada la resistencia, se debe valorar la aptirud de la deflexión del elemento. Los puntos que mayores desplazamientos presentan esta localizados en los anclajes de los triángulos de la suspensión, no llegando nunca a superar el desplazamiento objetivo.

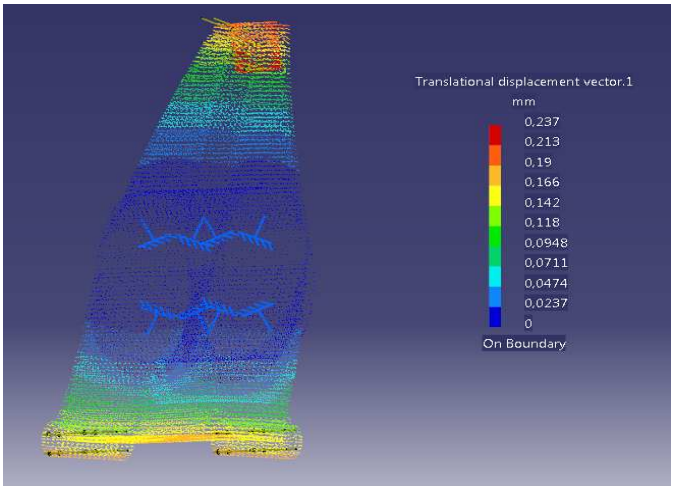


Ilustración 86 Desplazamientos carga lateral

3.5.3.1.3 Carga Vertical

Las cargas verticales son las provenientes de fuerzas actuando en la dirección z en la huella de contacto de los neumáticos. De manera similar a la mangueta delantera, las cargas llegan a la mangueta a través del buje, y es la mangueta el elemento mecánico que debe transmitir dichas cargas hasta el punto donde son contrarrestadas, en los anclajes de la suspensión en los que se sostiene el tirante (*pull-rod*) de la suspensión.

Igual que en el caso de carga longitudinal, se han aplicado las cargas en los soportes de la suspensión y se han restringido los seis grados de libertad en el alojamiento del buje.

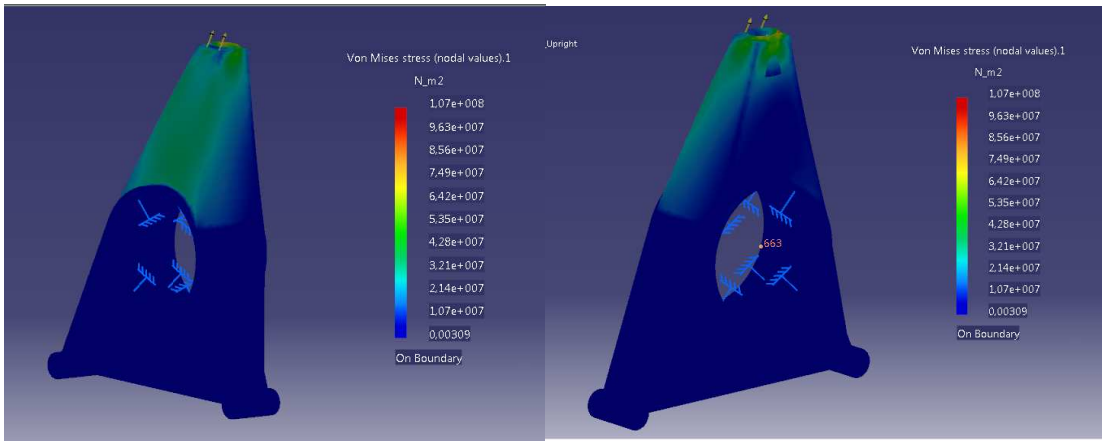


Ilustración 87 Tensiones carga vertical

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

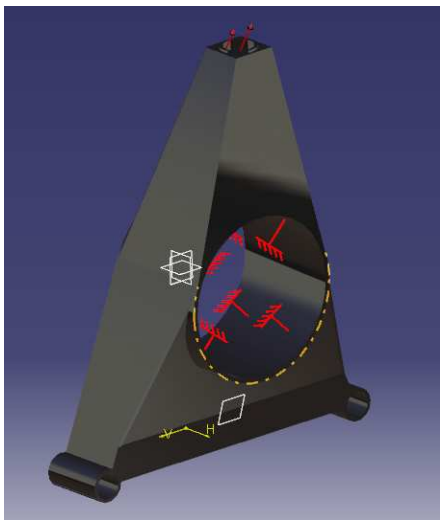


Ilustración 88 Condiciones de contorno carga vertical

En las siguiente imágenes se muestran las tensiones en la superficie exterior del cuerpo de la mangueta trasera. Los valores máximos que se alcanzan en esta alcanzan los 107MPa, cifra muy inferior a los 386MPa de su límite elástico.

Una vez validada la resistencia, se debe valorar la aptirud de la deflexión del elemento. Los puntos que mayores desplazamientos presentan esta localizados en los anclajes de los triángulos de la suspensión, no llegando nunca a superar el desplazamiento objetivo.

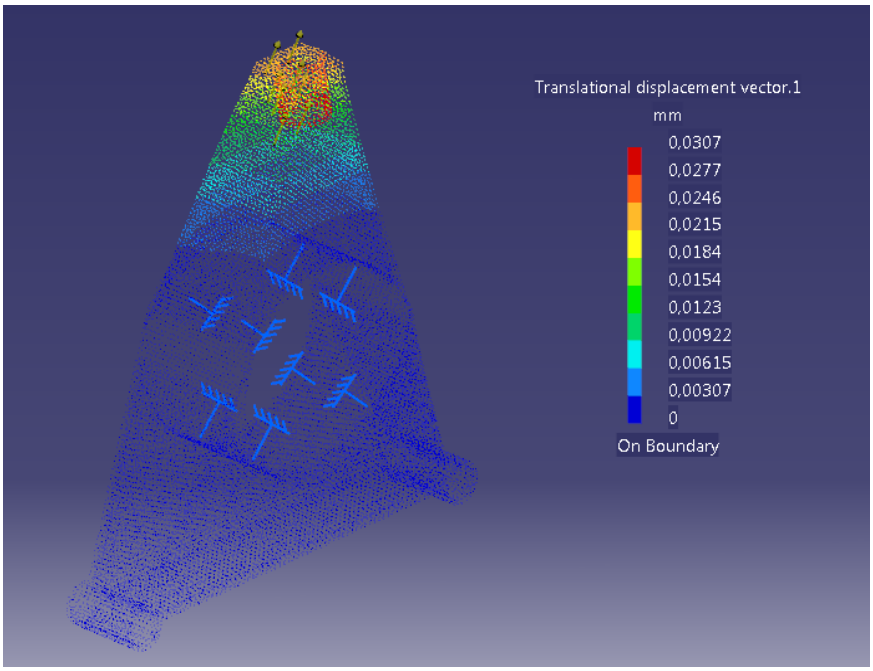


Ilustración 89 Desplazamientos ante carga vertical

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4 Chasis

4.1 Diseño estructural

La estructura del vehículo es una de las principales partes que lo componen puesto que sobre él se soportan el resto de elementos y los une rígidamente, transportando los esfuerzos desde los elementos de la suspensión hasta cada uno de ellos, y virtualmente, hasta el centro de gravedad de la masa suspendida.

El diseño ha de ser lo más eficiente posible para que la estructura sea capaz de responder de manera adecuada ante las solicitaciones mecánicas a las que pueda ser sometida. Un chasis eficiente es aquel que combina de forma óptima una elevada rigidez (torsional en mayor medida, pero también a flexión en los ejes z e y) con el mínimo peso posible, a la vez que permite una posición cómoda para el piloto, no sólo en posición normal de conducción, sino también a la hora de entrar, y más importante si cabe, al salir del vehículo. La importancia de esta última reside en los criterios de seguridad. El piloto ha de ser fácilmente evacuable sin ayuda del mismo.

Un buen diseño proporciona una resistencia tanto estática como dinámica del vehículo, ya sea en línea recta, acelerando, frenando, en paso por curva, o al variar la carga vertical sobre los neumáticos. Se ha de considerar para su posterior construcción, ya que de ir soldados los componentes estructurales se hace necesario comprobar la resistencia a fatiga de las uniones más solicitadas, como pueden ser aquellas en las que se anclan los elementos de la suspensión, el grupo propulsor o los elementos del sistema de transmisión.

para el diseño del chasis, los aspectos considerados de cara a conseguir una mayor eficacia han sido los siguientes:

-Elevada rigidez torsional

El objetivo es dotar a la estructura de una rigidez acorde a unos valores en torno a un orden de magnitud superior al de los elementos elásticos de la suspensión, pudiendo simplificar el sistema, garantizando que, mayormente, son los componentes elásticos del vehículo los únicos que se deforman.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

-Minimizar la masa

Igual que se busca aumentar la rigidez torsional del chasis, es interesante que este aumento se consiga sin aumentar en el mismo grado la masa del componente. Como en todos los componentes del vehículo, las masas e inercias incrementarán las transferencias de carga y empeoraran las características dinámicas de éste. Ha de tomarse en consideración, que, ante una masa mínima del vehículo, será el chasis el elemento al que le serán asignados los kg de masa hasta completar el mínimo, obteniendo así la mayor rigidez en el este componente.

-Restricciones geométricas

El chasis deberá respetar unas restricciones geométricas, unas de naturaleza ergonómica y otras derivadas de la localización de los diferentes componentes constituyentes del vehículo, como son los anclajes de los elementos de la suspensión, grupo propulsor, transmisiones, absorbedores de impactos y la carrocería del vehículo.

-Ergonomía

La comodidad del piloto a la hora de conducir es un factor importante de cara a maximizar el rendimiento que se puede extraer de un vehículo. Pero no sólo durante la conducción es importante, ya que el piloto ha de poder acceder cómodamente al interior del vehículo. Más importante aún, el piloto ha de poder salir del interior del vehículo rápidamente con facilidad, o poder ser extraído de éste sin su ayuda.

Además, el diseño del chasis tiene que ser tal que los componentes sean accesibles para los mecánicos que trabajan en el vehículo, permitir su extracción y por supuesto, su inclusión en el conjunto.

-Seguridad

La normativa exige unas medidas mínimas en los arcos principales por razones de seguridad y unas cargas que el chasis ha de soportar sin deformación plástica alguna. Se deben considerar las transmisiones de carga a lo largo del chasis para impedir intrusiones en el habitáculo ante un impacto en puntos donde este no esté cargado habitualmente. Para ellos se estudiará el montaje de elementos que distribuyan las

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

cargas de impacto entre el mayor número de nudos posible y absorban gran cantidad de energía, limitando las aceleraciones.

-Economía

Los aspectos técnicos comentados han de ser alcanzables con el mínimo coste posible, ya que de no ser así, el vehículo no sería rentable. Para el estudio de la viabilidad económica se cuenta con información del precio de estos vehículos en el mercado, por lo que se asignará un porcentaje a cada componente para sumar una cantidad similar.

-Manufacturabilidad

El diseño resultante debe ser ejecutable. Esto supone tener en mente que el chasis ha de ser soldado en una mesa por un soldador, que tiene que poder acceder a todos las uniones que se deseen soldar, y lo tiene que hacer con una cierta comodidad.

Se intentara diseñar un chasis de forma que el número de operaciones sea mínimo, estandarizando radios de curvatura, diámetro de tubo, espesor de chapa, anclajes, y todo componente con cierta multiplicidad.

Este factor impactará sobre el factor económico, y podría impactar en el factor de la seguridad.

4.2 Estructura

La solución constructiva adoptada para el diseño de este chasis es el de una estructura formada por tubos de acero soldados con TIG. Es así por ser la única permitida por el reglamento.

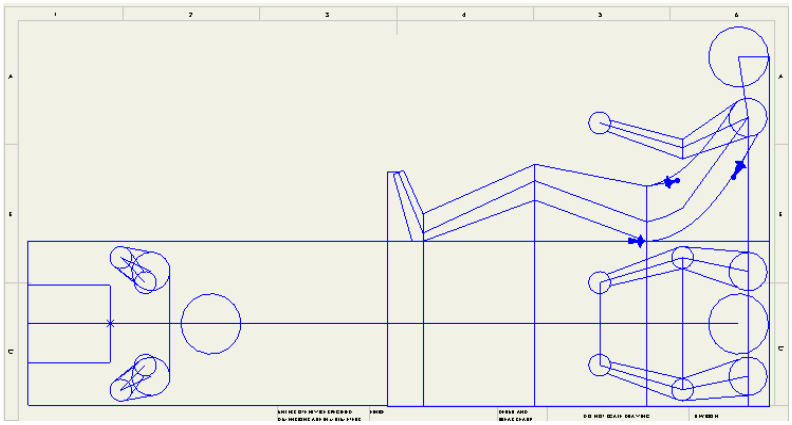
El diseño final de la estructura tubular ha de cumplir de la mejor forma posible con los objetivos marcados anteriormente para un chasis, para lo cual se habrán de considerar ciertos aspectos importantes en el diseño para llegar a un buen compromiso que cumpla de la mejor manera con todos los objetivos anteriores.

Se presentarán las construcciones de las diferentes versiones y evoluciones que fueron surgiendo y el porqué de la elección de las que prevalecieron hasta dar forma al chasis definitivo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.2.1 Ergonomía

En esta etapa, en la que se lleva a cabo el diseño del chasis, la ergonomía se tiene en cuenta en todo lo mencionado en los objetivos anteriormente exceptuando la posición del piloto. Ésta es considerada, en esta etapa, como una restricción geométrica heredada del estudio previo que se hizo para el estudio de restricciones a bordo del vehículo y posición del centro de gravedad para el diseño de la geometría de la suspensión.



Nos concentraremos aquí en proporcionar al piloto un área de apertura de ambas puertas que facilite su entrada, salida y extracción del vehículo. El reglamento define las dimensiones mínimas de la puerta, por lo que primeramente adoptaremos estos valores.

También, para hacer más sencillo el mantenimiento del vehículo sin reducir su rigidez excesivamente, se incluirán elementos desmontables para la extracción de componentes de gran tamaño atrapados en el entramado de barras, como son el motor, el diferencial y el depósito de combustible.

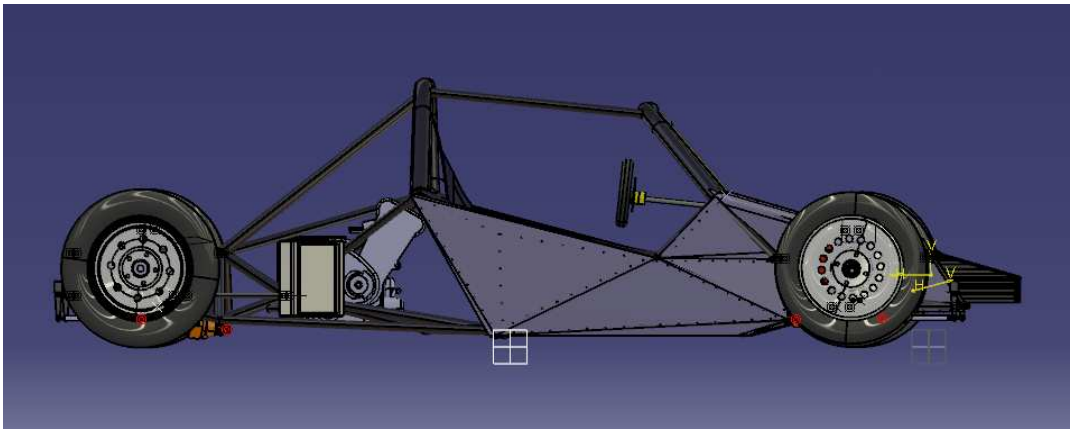
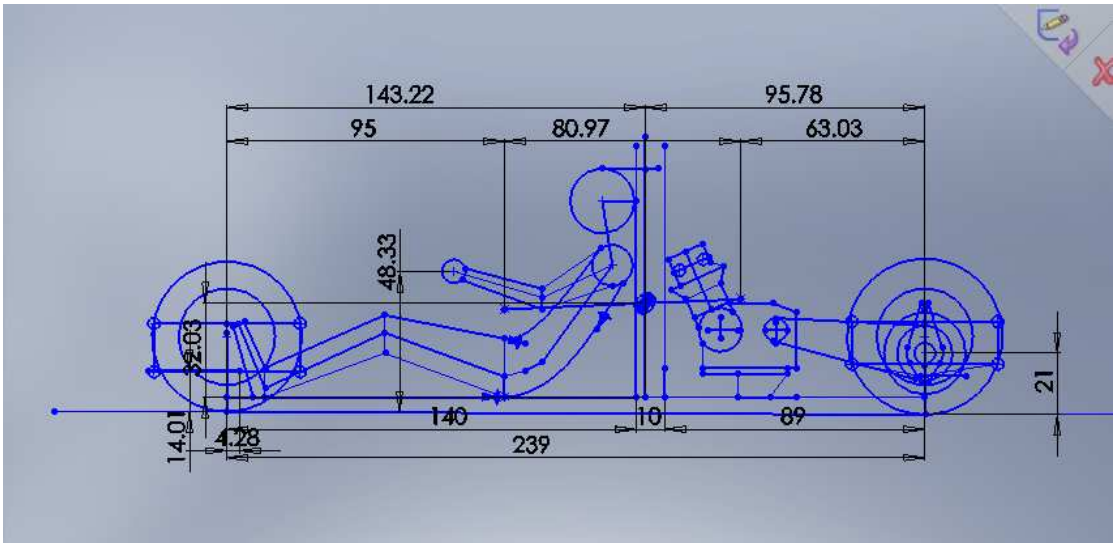


Ilustración 90 Vista chasis y componentes

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.2.2 Restricciones geométricas

Se establecen aquí las restricciones que suponen las soluciones adoptadas en etapas anteriores. Es importante tener en cuenta que estas restricciones no sólo definen los lugares geométricos de los puntos que deben estar contenidos en el chasis, sino que además imponen a este último la ubicación de parte de sus elementos para anclar los subsistemas y accesorios que componen estas restricciones.



Los absorbedores de impactos frontal y trasero estará localizados en las partes delantera y trasera respectivamente. El diseño de la geometría de la suspensión permite su alojamiento dentro de las dimensiones máximas del vehículo, por lo que la única exigencia desde este punto de vista es el de exponer el mayor área posible para el anclaje de estos elementos. De esta manera se distribuye de una mejor manera la carga de impacto proveniente del absorbedor.

Los absolvedores laterales no sólo suponen una restricción para el chasis, sino además un compromiso con la rigidez torsional. Esta última es función de la inercia estática de la sección del chasis, que será función a su vez del ancho y alto del vehículo. Siendo la altura del vehículo una dimensión a limitar, es el ancho del chasis el factor que comprometerá la rigidez de las secciones intermedias del chasis. El ancho máximo del chasis será inferior al ancho máximo del vehículo para alojar los mencionados absorbedores.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

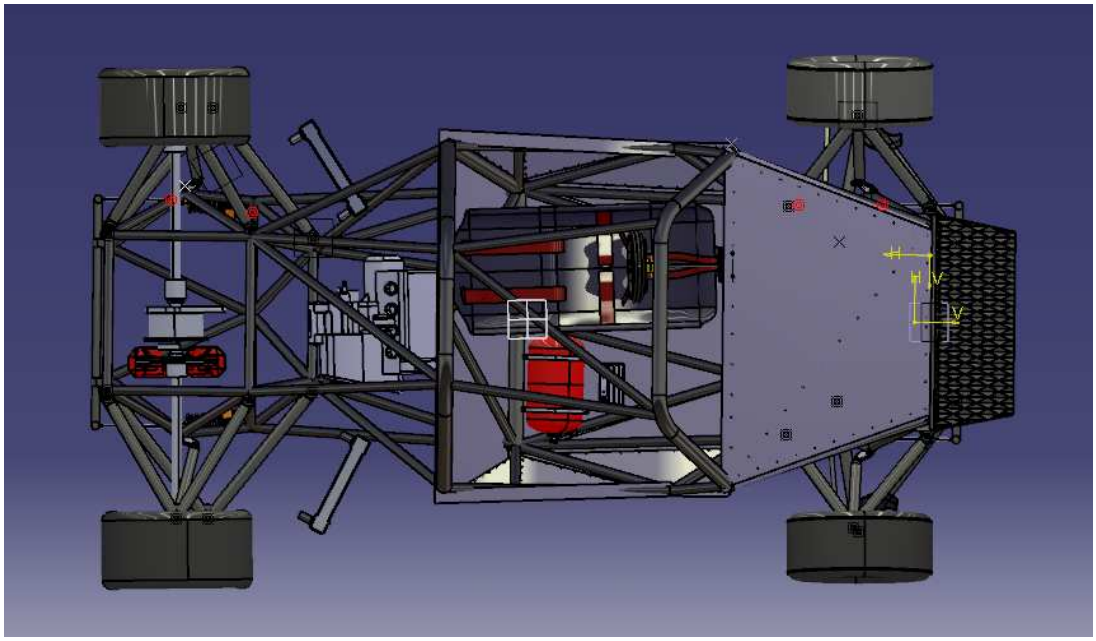


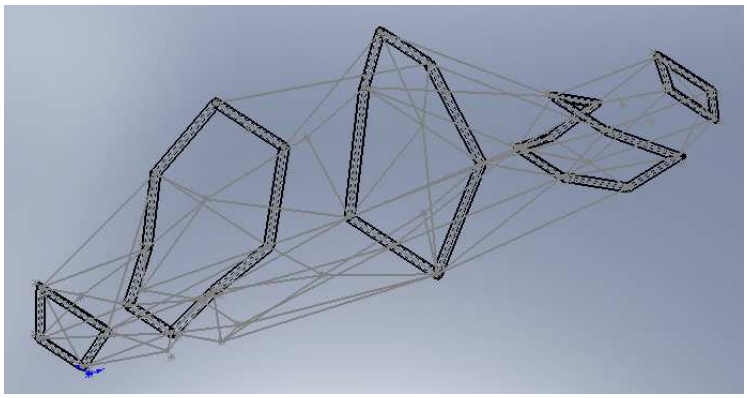
Ilustración 91 Vista superior chasis y componentes

4.2.3 Definición geométrica de la estructura

Una vez posicionados todos los elementos que componen el vehículo, se continúa estableciendo las subestructuras del vehículo. Se define una en cada extremo del vehículo uniendo los puntos donde se anclaran los soportes de la suspensión.

Esto supone dejar una distancia entre los puntos donde se ubicarán las rótulas de los brazos de suspensión y los puntos donde se situarán, en el chasis, los anclajes de la suspensión.

Otra subestructura es el arco principal de seguridad, situado detrás del asiento del piloto. Para su definición hay que tener en cuenta que se trata de un elemento estructural de gran importancia en caso de vuelco, por lo que, aunque definido plano inicialmente, se intentará compartir los esfuerzos que sobre la parte superior de éste caigan sobre el mayor número de elementos estructurales adyacentes.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

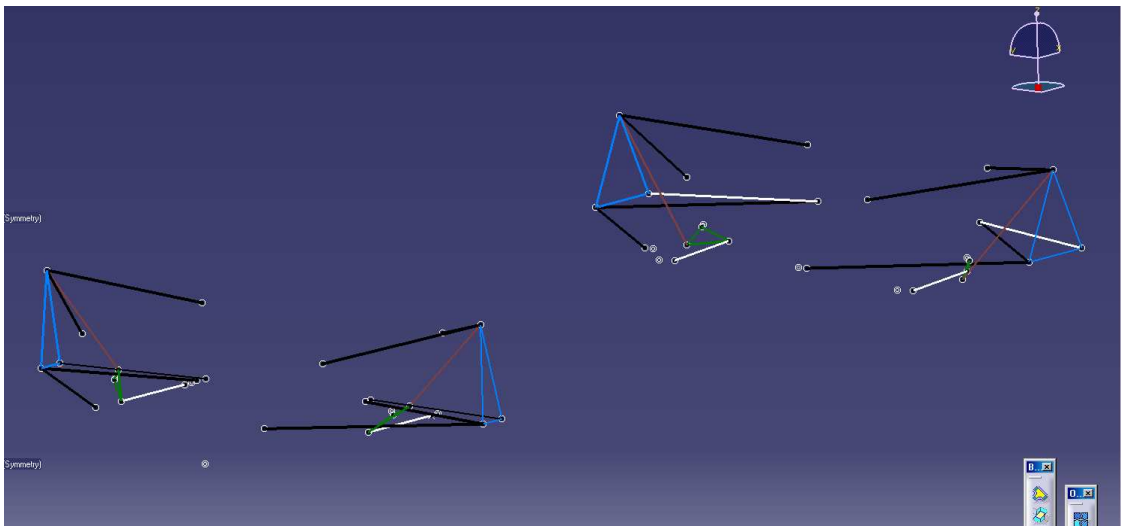


Ilustración 92 Puntos de anclaje de la suspensión

El proceso que sigue es en gran manera intuitivo, uniendo los diferentes nudos de las subestructuras de forma que los elementos, no sólo no formen mecanismos, sino que suponga una estructura triangulada. En este proceso se tendrá siempre en mente los casos de cargas a los que estará sometido el vehículo y el camino por el que se transmitirán las acciones y reacciones por los elementos del chasis.

Se obtienen de esta manera varios diseños diferentes sobre la misma base y cumpliendo las condiciones impuestas. Las diferentes soluciones provienen de una diferente forma de juzgar ciertos compromisos.

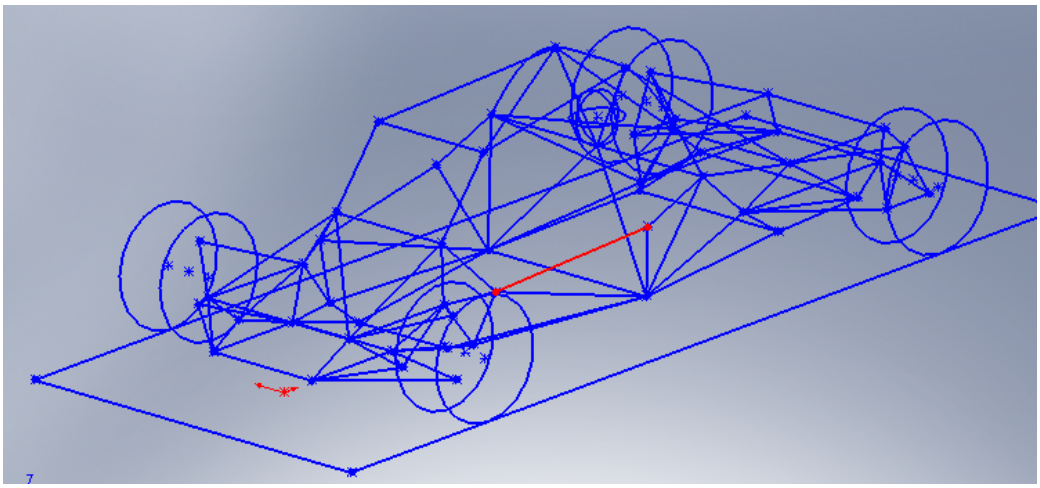


Ilustración 93 Chasis A1

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

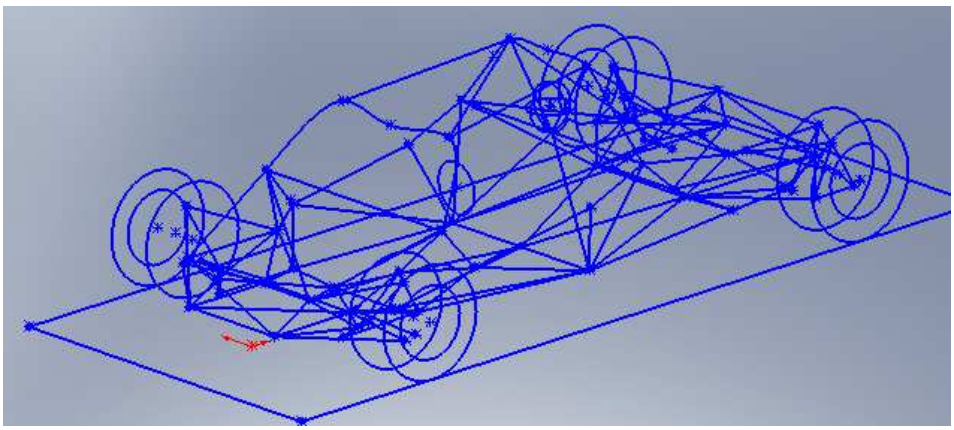


Ilustración 94 Chasis A2

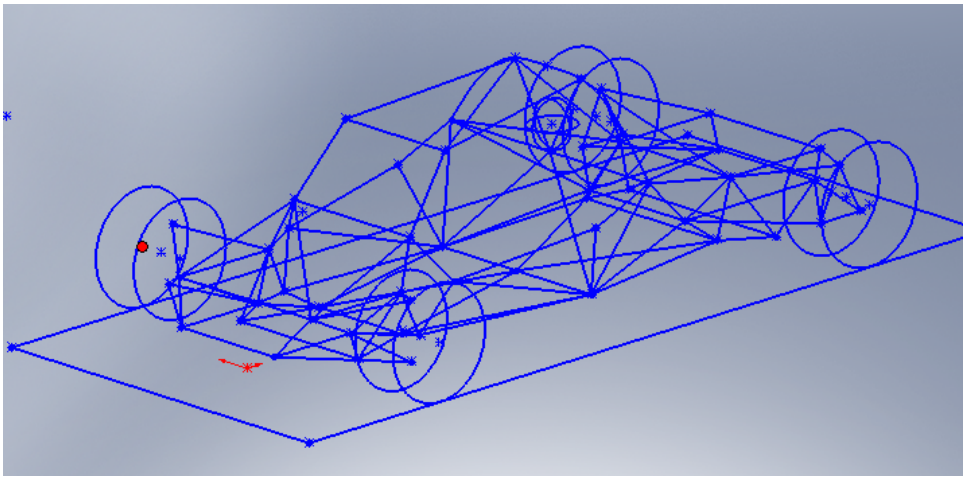


Ilustración 95 Chasis B1

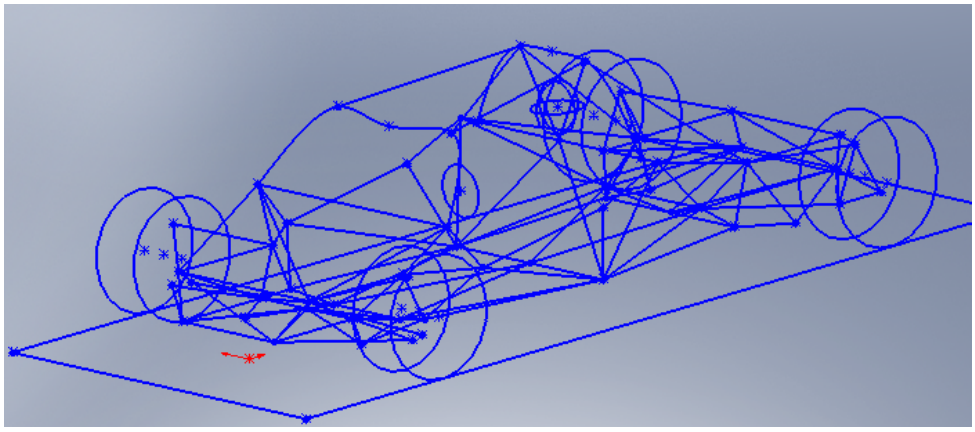


Ilustración 96 Chasis B2

Se debe, ahora, elegir de entre las posibles combinaciones, la que de mejor manera satisfaga los objetivos y la que más asumibles compromisos implique.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.2.4 Material

La fabricación de la estructura tubular se realiza a partir de acero de precisión DUCAL de calidad St-52 DIN2391-BK sin tratamiento posterior a su conformado en frío. La composición química de este acero es la siguiente.

C(%)	Si(%)	Mn(%)	P(%)	S(%)
0.16-0.21	0.15-0.45	1.3-1.6	0.045 max	0.045 max

Las propiedades mecánicas del material son las siguientes

Tensión de rotura (Mpa)	640
Límite elástico (Mpa)	512
Elongación (%)	5

El material fue elegido por su límite elástico y por su uso es habitual en la industria, hecho que lo hace fácil de encontrar y más asequible. Es usado en buen número de automóviles de competición.

4.2.5 Perfiles estructura

El reglamento impone unas dimensiones de tubo mínimas para los arcos principales delantero y trasero, ofreciendo dos posibilidades, de 50 x 2mm y 45 x 2.5mm.

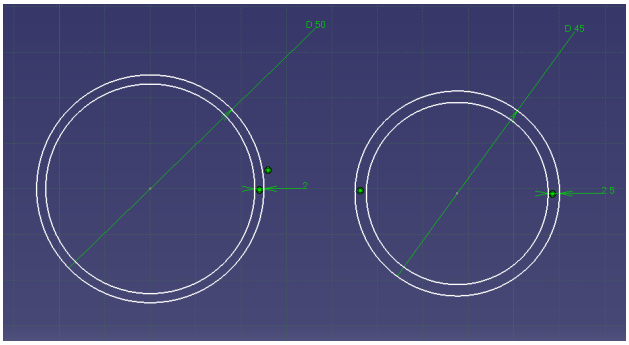


Ilustración 97 Sección tubos

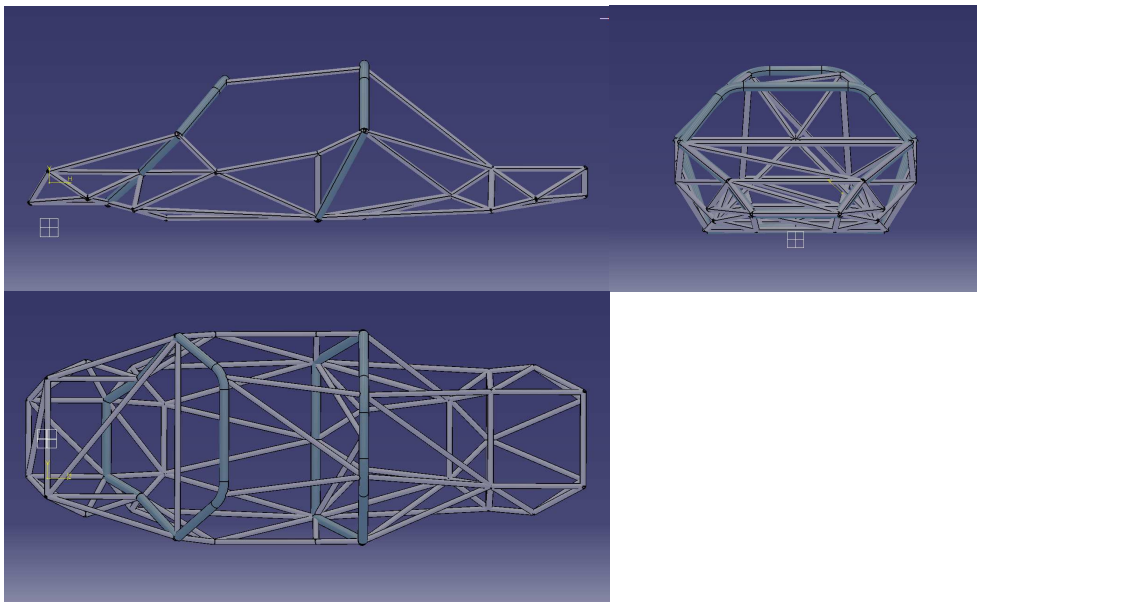
Sección	e (mm)	D (mm)	d (mm)	Área sección (m^2)	Iy,Iz (mm^4)
50 x 2	2	50	48	3.02E-04	46219.90
45 x 2.5	2.5	45	42.5	3.34E-04	41139.45

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Ofreciendo una mayor inercia, la sección 50 x 2 resultará además en elementos más ligeros por unidad de longitud.

El resto de elementos estructurales se definirán inicialmente en tubo de 35 x 1.5, y durante el análisis mediante el método de los elementos finitos con un programa CAE se dimensionarán nuevamente, intentando en todo momento que el número de secciones diferentes sea reducido por razones económicas.

4.2.6 Vistas y dimensiones



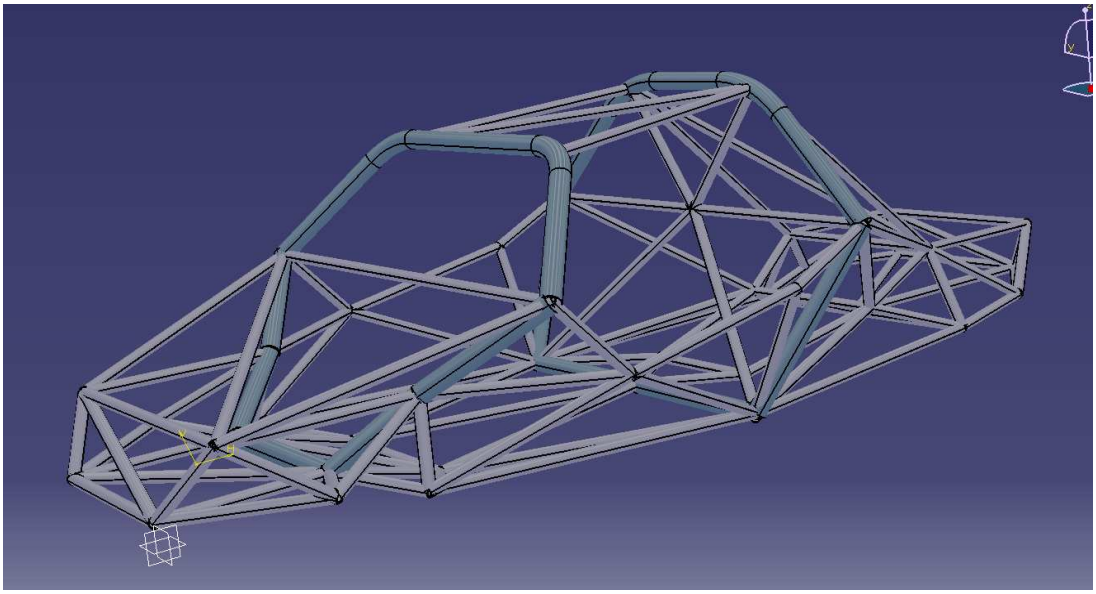


Ilustración 98 Vistas chasis

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.3 Análisis de la rigidez torsional

4.3.1 Aplicación de la carga y condiciones de contorno

Para el estudio de la rigidez torsional de la estructura, se simulan las posibles situaciones en las cuales se puede encontrar el vehículo durante su uso. Para llevar a cabo estas simulaciones se utiliza un software de CAE.

Se simula la torsión del chasis como parte de los efectos del tránsito por curva del vehículo, en la que la rigidez del chasis de éste es de gran importancia para el correcto funcionamiento de la suspensión.

El software no tiene definido ningún sistema de unidades, por lo que es responsabilidad del usuario usar un sistema de unidades coherentes entre sí para poder obtener resultados válidos. Las unidades utilizadas son las siguientes.

Longitud	**mm**
Fuerza	**N**
Masa	**TM**
Tiempo	**S**
Tensión	**Mpa**
Energía	**MJ**
Densidad	**TM/mm^3**
Ángulo	**Radian**

Importamos en el programa la geometría definida en el software de CAD previamente como una estructura de alambre (wireframe) en formato IGS. Añadimos además cuatro puntos, que representarán posteriormente el centro de las huellas de contacto de los neumáticos con el piso.

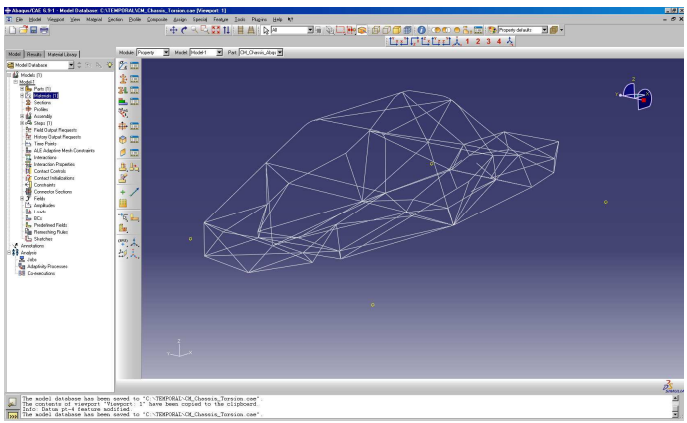


Ilustración 99 Geometría del chasis en Abaqus

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Creamos un material, con las propiedades del acero. Módulo de Young de 210.000 MPa y coeficiente de Poisson con un valor de 0,28.

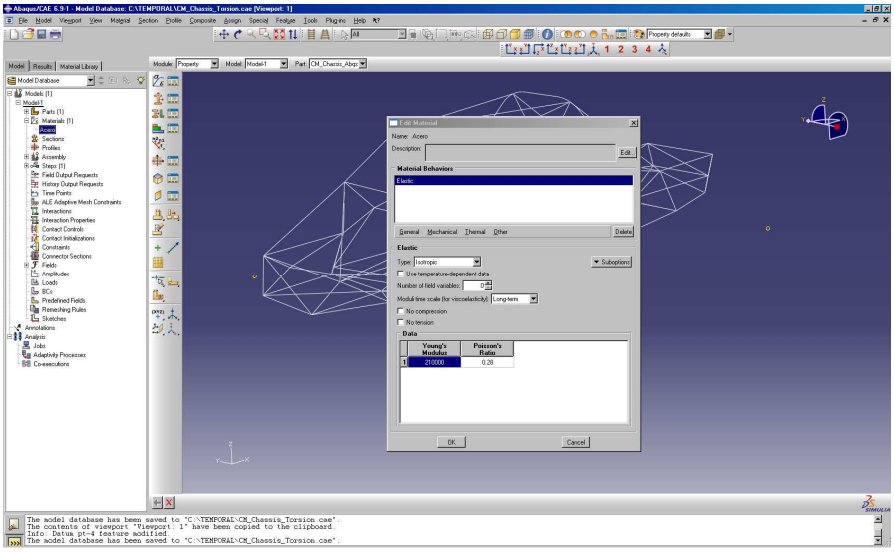
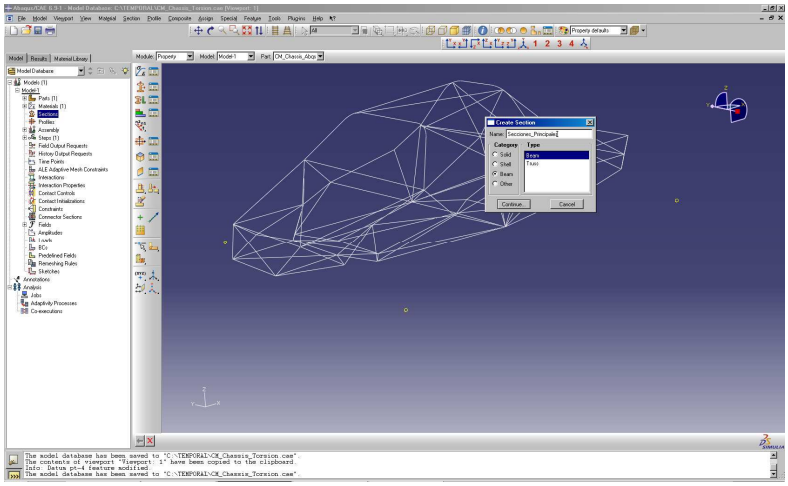


Ilustración 100 Propiedades material en Abaqus

El siguiente paso es seleccionar el tipo de elementos que forman la estructura. Se podría calcular la estructura mediante miembros de dos fuerzas (truss), ya que se trata de una estructura isostática. Varias razones nos llevan a no simular el comportamiento de la estructura con este tipo de elementos. Por una parte, Los miembros tienen en realidad impedido el giro de sus extremos por la unión soldada con los otros elementos y esto hace que transmita momentos.

Además, la estructura consta entre sus miembros de varios elementos curvados, en los que se inducirán momentos flectores. Por otra parte, el programa no puede calcular la estructura con este tipo de elementos porque interpreta que los elementos que forman el arco del parabrisas forma un mecanismo.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Posteriormente, se crean los diferentes perfiles que se desean asignar a los elementos que constituyen la estructura. Se crea, de aquellos que el reglamento obliga a dotar a los arcos principales, el perfil 50 x 2mm, y un perfil de 30 x 1.5mm para el resto.

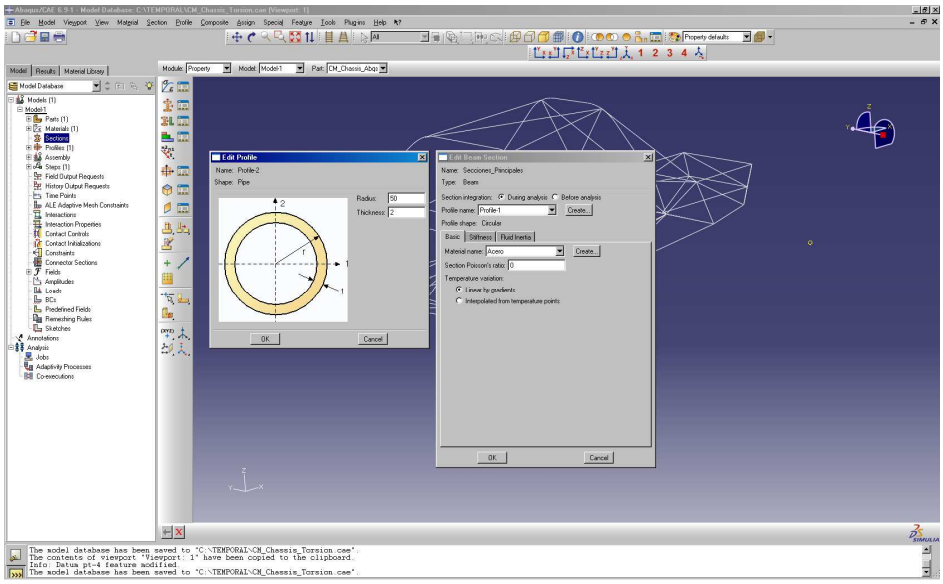
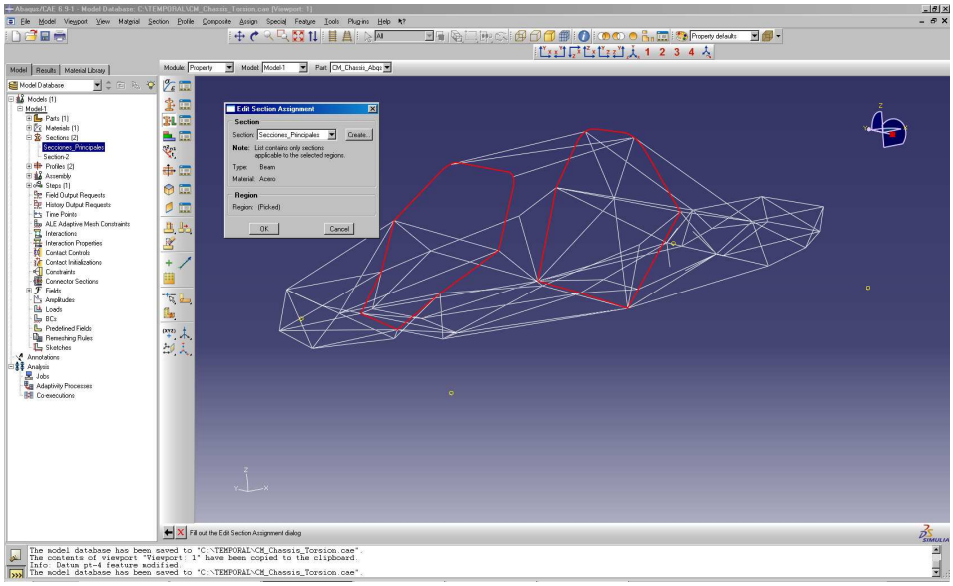


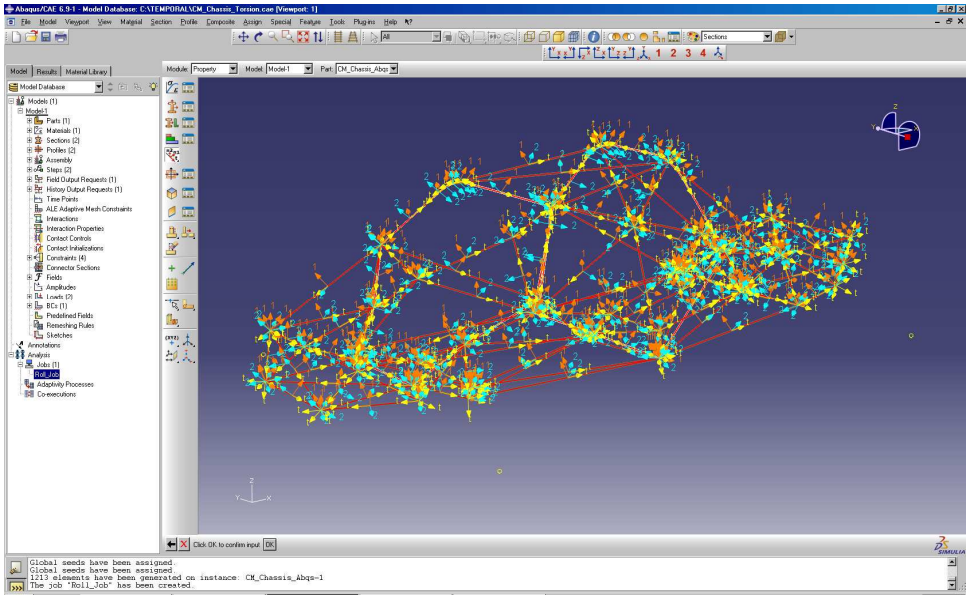
Ilustración 101 Propiedades secciones

El siguiente paso es asignar los diferentes perfiles anteriormente definidos a las secciones a las que deberán pertenecer. En nuestro caso son dos grupos de elementos.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Una vez asignados los perfiles, se deben determinar para cada barra las direcciones principales de ésta. Si se utilizase un perfil no circular, se deberían asignar también las direcciones principales de la sección.



Como en el modelo introducido no contiene los elementos constituyentes de la suspensión, y se pretende obtener la rigidez del chasis únicamente, se unen los puntos de las huellas de contacto con el chasis mediante elementos rígidos que transmiten la carga a los puntos de anclaje de la suspensión.

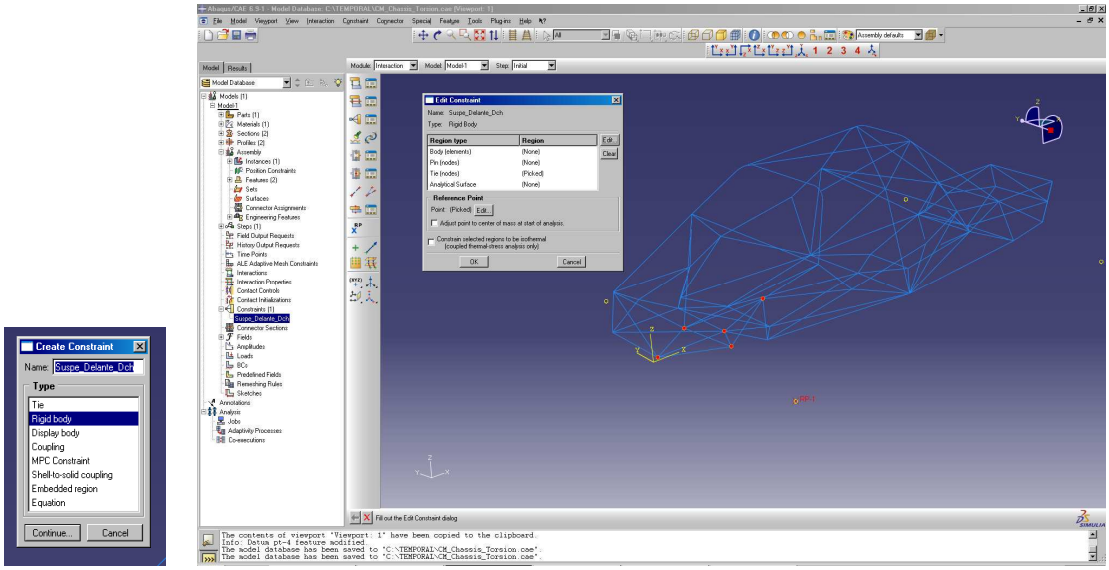
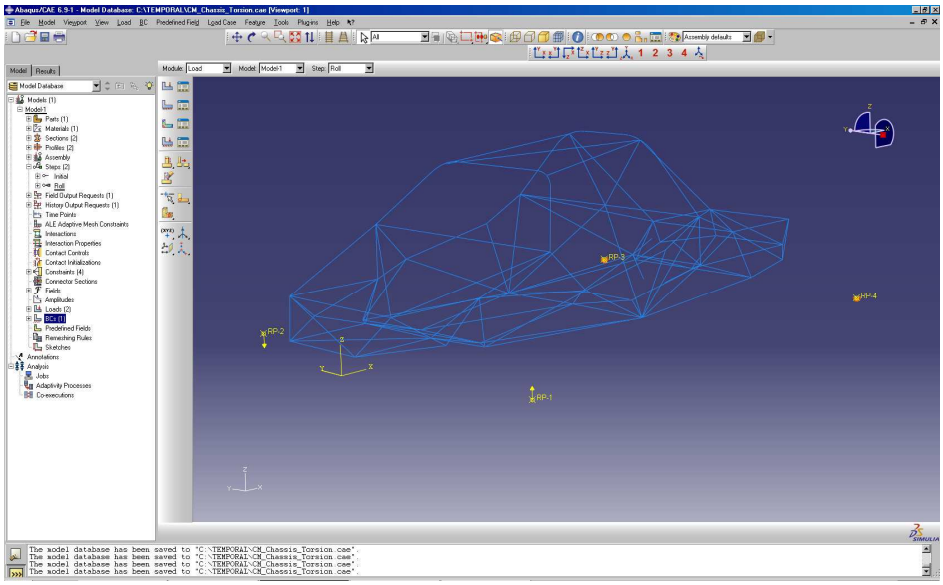


Ilustración 102 Condiciones de contorno del chasis

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se aplican dos fuerzas de igual módulo y sentido opuesto en la ubicación de las huellas de contacto de las ruedas delanteras, y se restringe la traslación en las tres direcciones en las huellas de contacto de las ruedas traseras.



Se malla la estructura uniformemente con elementos de un tamaño de 50mm de longitud.

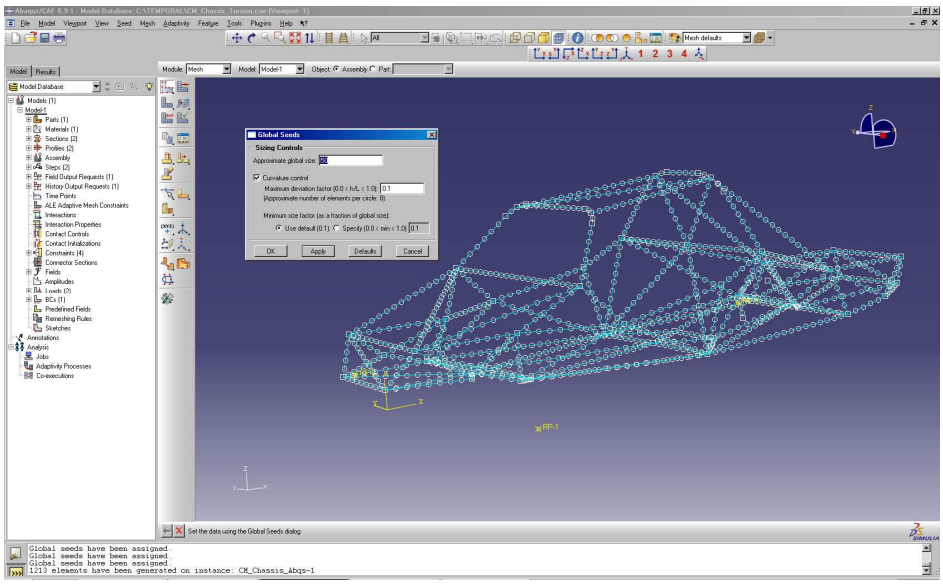


Ilustración 103 Mallado del chasis

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.3.2 Cálculo de la rigidez

A partir del desplazamiento vertical máximo obtenido en la simulación, es posible realizar el cálculo de rigidez torsional basándose en las siguientes ecuaciones.

$$Momento_torsor \equiv M_T = F \cdot (a/2)$$

$$Ángulo_Torsion \equiv \theta = Arctg(dv/(a/2))$$

Siendo a el ancho de vía y dv el desplazamiento vertical del punto de aplicación de la carga en la huella de contacto.

Ante el temor de que el giro de los elementos de la estructura haga de rigidez un parámetro variable con el ángulo de deflexión, se ejecuta el mismo ensayo con diferentes cargas para estudiar la linealidad de la rigidez del chasis. Las cargas aplicadas en las diferentes simulaciones son 1000N, 2000N, 3000N, 4000N y 10000N. Al estar aplicada la fuerza en el centro de las huellas de contacto, el brazo de palanca es aproximádamente de 900mm. Por lo tanto los momentos torsores aplicados son de 1800Nm, 3600Nm, 5400Nm, 7200Nm y 18000Nm.

Se presentan a continuación únicamente los resultados obtenidos al aplicar la máxima carga del rango anterior.

Los desplazamientos son un resultado que revelarán la rigidez torsional de la estructura. El desplazamiento máximo de la estructura puntualmente es de 11mm. Como se esperaba, éste se produce en el punto de aplicación de la carga, que no es otro que el dentro de la huella de contacto del neumático con el piso.

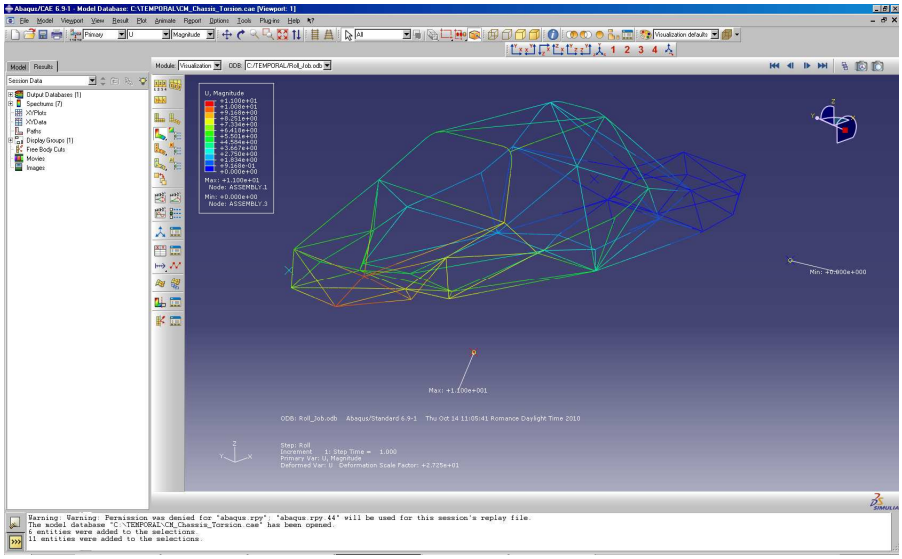


Ilustración 104 Tensiones en el chasis en torsión

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se estudia también la rotación de los diferentes elementos del chasis, para contrastar la rotación calculada mediante el desplazamiento. Ésta esta expresada en radianes, siendo su valor de $27.21\ 10^{3}$ Rad, lo que equivale a 1.55º.

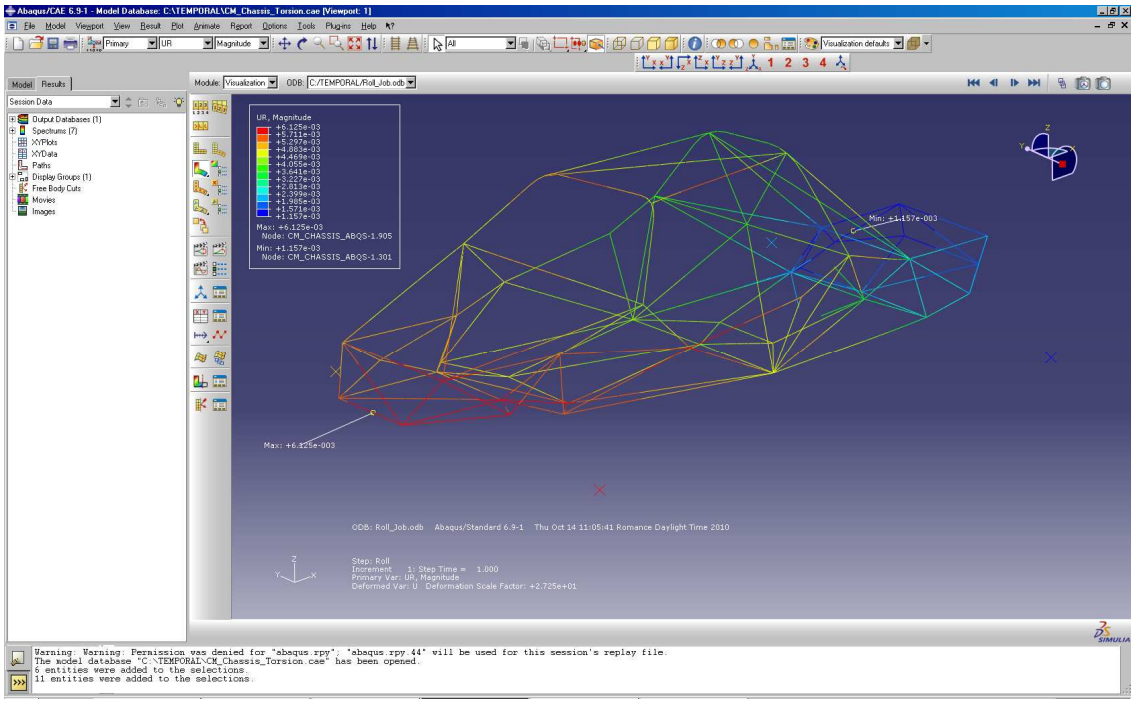
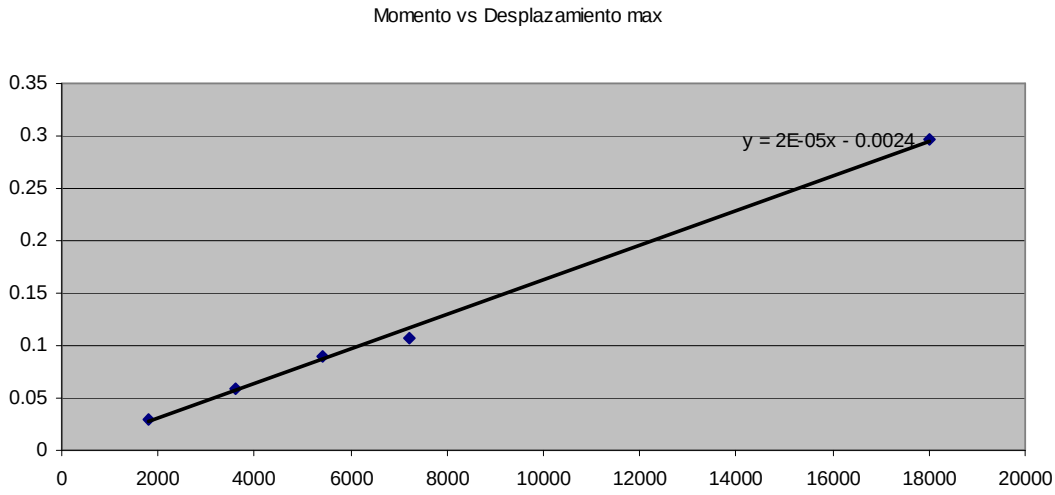


Ilustración 105 Desplazamientos en el chasis en torsión

Momento	Desplazamiento	Ángulo	Rigidez	Rigidez unitaria
Nm	mm	º	Nm/º	Nm/ºmm
1800	2.45	0.1559	11540.57	4.83
3600	4.82	0.3068	11732.20	4.91
5400	7.4	0.4710	11462.82	4.80
7200	9.8	0.6238	11541.00	4.83
18000	24.5	1.5593	11543.39	4.83

Para evaluar, por comparación con otros chasis con la misma forma constructiva, la rigidez torsional del chasis, se hace necesario comparar en unidades equivalentes. Así pues, teniendo en cuenta que los chasis con los que se compara el del vehículo objeto de éste proyecto, el primer paso es establecer una Rigidez por Unidad de Longitud.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Es sabido que de dos cuerpos sometidos a torsión, con idéntica sección transversal y mismo material pero de distinta longitud, se obtendrán ángulos de giro diferentes al serles aplicado un mismo momento torsor.

Es por esto que evaluaremos la rigidez del chasis por unidad de longitud, dividiendo la rigidez torsional en Nm/º entre la longitud en mm entre los puntos de aplicación, en nuestro caso, la distancia entre ejes.

Es necesario también, tener en cuenta la masa del chasis, ya que para una misma rigidez por unidad de longitud, chasis con diferentes masas no son igualmente eficientes.

Para obtener la masa del chasis, se aplicó en el software de CAD el material (acero, $\rho = 7850 Kg/m^3$) se midió esta. Se obtienen además propiedades de la estructura como son los momentos de inercia y productos de inercia. Éste último se utilizará posteriormente, junto con los demás elementos que forman parte del vehículo, para calcular el producto de inercia total del vehículo.

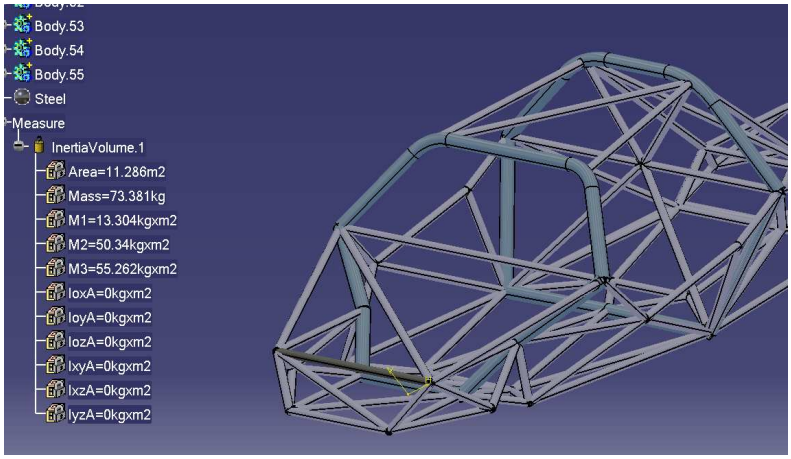


Ilustración 106 Características físicas del chasis

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Una vez obtenida la masa del chasis, podemos calcular la rigidez torsional específica del chasis por unidad de longitud.

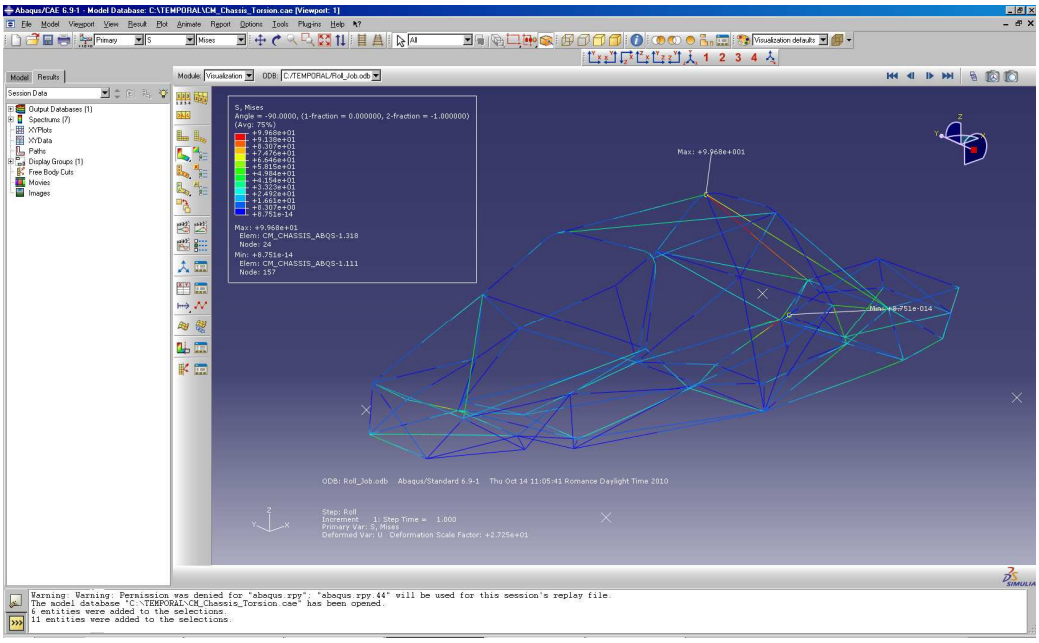
Rigidez unitaria (Nm/º mm)	Masa (Kg)	Rigidez espécifica (Nm/º mm Kg)
4.83	73.381	0.066

4.3.3 Análisis de tensiones

Además del cálculo de rigidez, es necesario comprobar a través de la tensión de Von Mises que las estructura es capaz de soportar el estado de carga simulado. Como se puede observar, los puntos más críticos están localizados en los tirantes posteriores del cófano que alberga el motor.

Diferentes compromisos impiden mejorar la distribución de tensiones en esta parte sin poner en peligro al piloto alterando la estructura de seguridad del habitáculo o alterando el punto de anclaje delantero del triángulo posterior superior. Salvo estos elementos, el valor de las tensiones es uniforme por todo el chasis.

Esto significa que, en el caso de carga de torsión, todos los elementos alcanzarán a la vez los diferentes estados tensionales, no suponiendo ninguno de ellos ningún límite pudiendo trabajar todos de forma eficiente.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

La estructura ha sido simulada en estados de carga abarcando los casos de carga máxima a los que estará sometido en su uso normal, y ante un momento de 18000 Nm, aplicado como dos cargas de 10000 N en sentido contrario en las huellas de contacto, la tensión máxima es de 100.9 MPa. Teniendo en cuenta que el límite elástico del material es de 512 MPa , la estructura aguantará los esfuerzos manteniéndose dentro de la zona elástica. Por ello podemos decir que la solución es aceptable.

4.4 Análisis del comportamiento a flexión

Además de la simulación del esfuerzo torsor sobre la estructura, debemos simular la flexión sobre esta en los planos *xz* y *xy*. En esta simulación se somete a la estructura a cargas equivalentes a las que experimentaría el vehículo ante una aceleración vertical y lateral respectivamente.

Se toma como valor de la masa el mínimo permitido en orden de marcha multiplicado por un factor de seguridad de 1,5 y se toman como aceleraciones $39{,}24 m/s^2$ (4g) y $19{,}62\ m/s^2$ (2g) para los casos de carga vertical y lateral respectivamente. Para la simulación, se restringen las traslaciones en los puntos de anclaje de la suspensión como anteriormente.

4.4.1 Flexión ante carga lateral.

La carga lateral se aplica sobre un punto de referencia, anclado rígidamente mediante una restricción a diferentes puntos del chasis, donde se localizan los soportes de los elementos que mayor proporción de la masa del vehículo concentran.

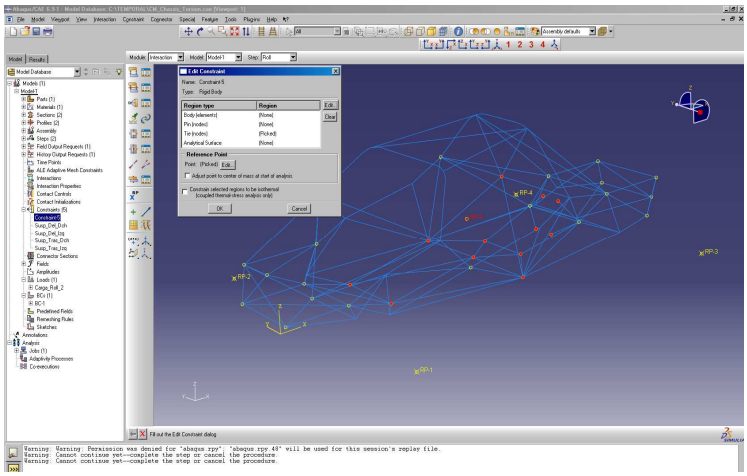
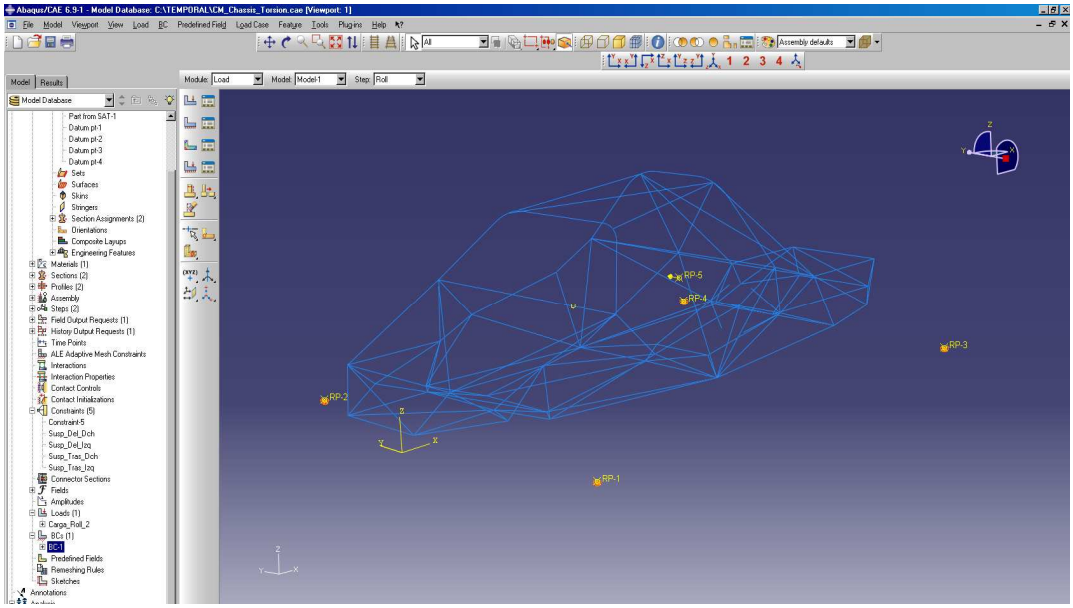


Ilustración 107 Condiciones de contorno del chasis en flexión

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Se puede observar en las dos figuras siguientes las tensiones y desplazamientos en la estructura al ser sometida a la carga de flexión. Las tensiones máximas se alcanzan en las diagonales del arco principal, con un valor de 15,20 MPa. Siendo el límite elástico del material 512MPa, la estructura es válida para este caso desde el punto de vista de la resistencia.

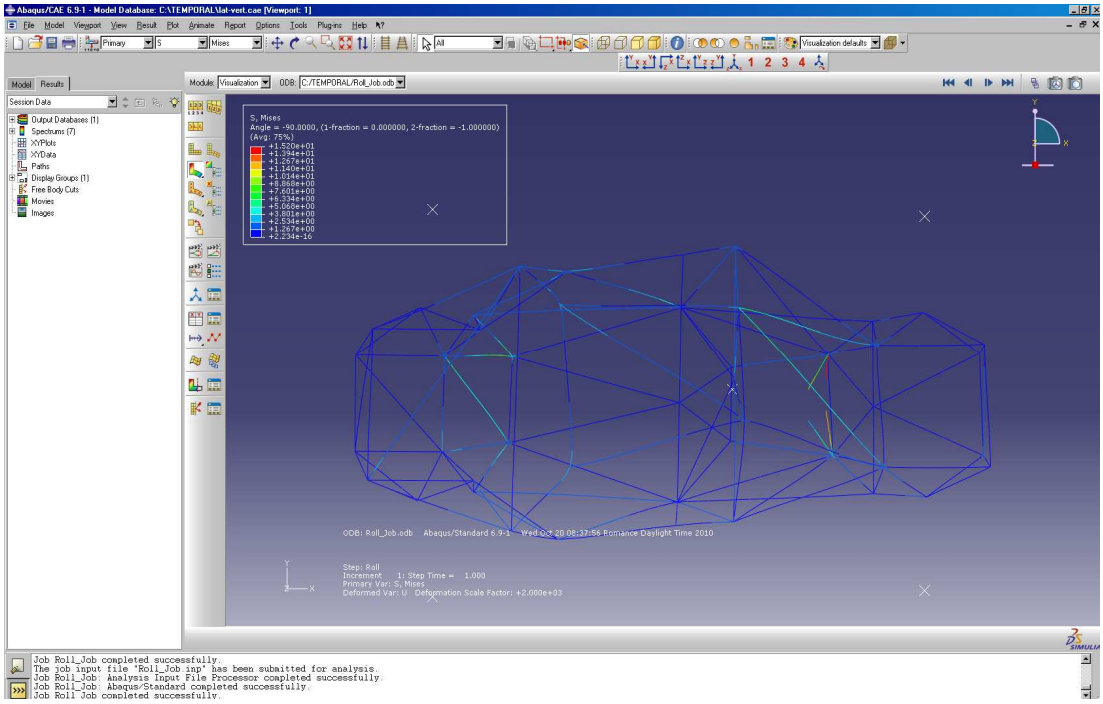


Ilustración 108 Tensiones en el chasis en flexión

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Desde el punto de vista de la rigidez, la estructura tiene un desplazamiento máximo en el parte interior (interior de la curva, si imaginamos el vehículo tomando una curva) de la sección central del chasis (parte trasera del habitáculo).

El desplazamiento en ese punto es de 0,86mm. Este resultado valida la estructura en lo que a deformaciones respecta.

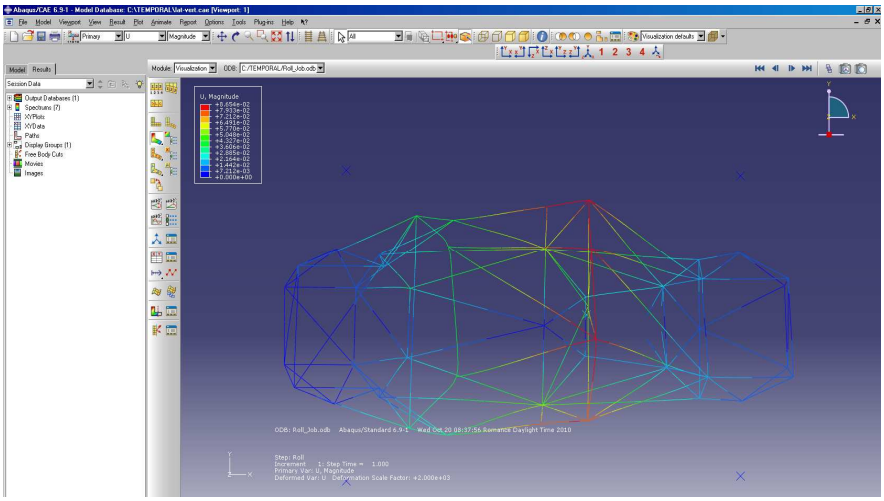
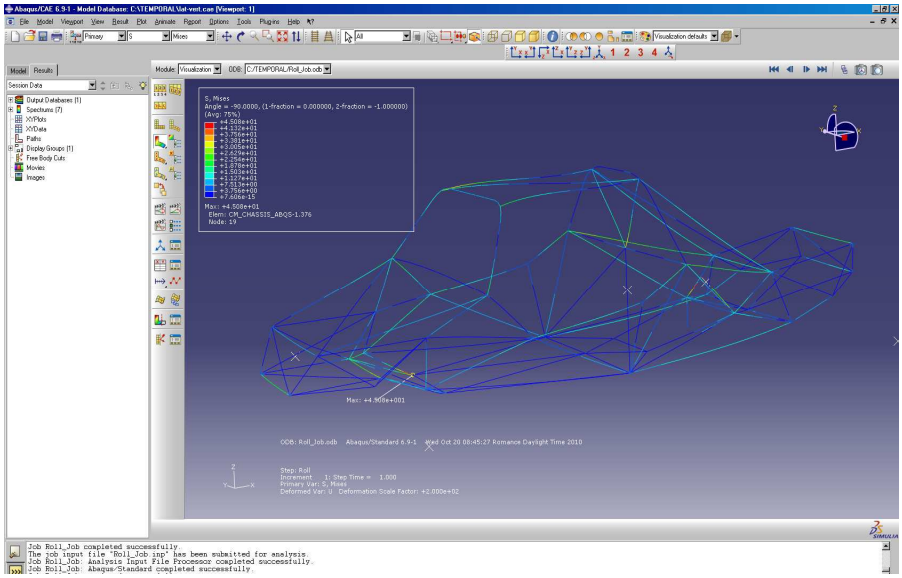


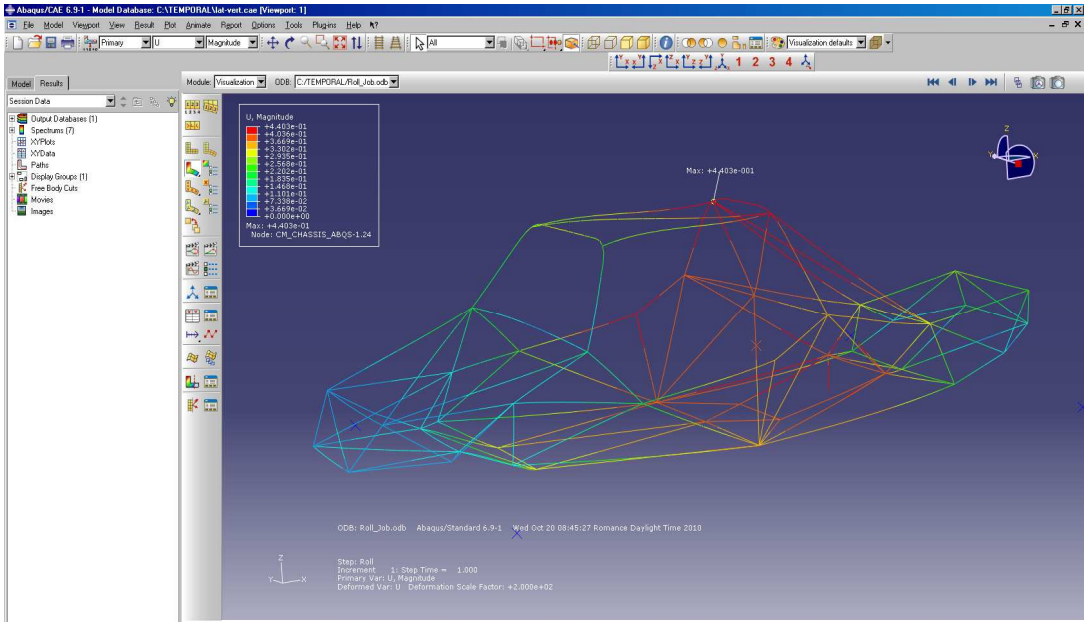
Ilustración 109 Desplazamiento del chasis en flexión

4.4.2 Flexión ante carga vertical.

La carga vertical se aplica en un punto de referencia, del mismo modo que se ha hecho en los anteriores casos, anclado rígidamente a los mismos puntos que en el caso de flexión ante carga lateral.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Se aprecia en las imágenes que las mayores tensiones se hallan localizadas en los anclajes posteriores del motor y en la zona inferior delantera del chasis en este caso de carga. Estas alcanzan en esa zona unos valores de 45.08 MPa.

Sin embargo, las máximas deformaciones tienen lugar en la sección central del chasis, cerca de la zona de aplicación de la carga y lejos de las restricciones (condiciones de contorno).

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.5 Estudio de seguridad. Casos de carga para la homologación de la estructura.

En el punto 11.1.2 del reglamento técnico se establecen una serie de casos de carga que deben estar contenidos en el estudio de resistencia de la estructura, demostrando que la estructura es capaz de soportar dichas cargas.

El reglamento no define de qué manera se define la aptitud de un chasis ante la actuación de dichas cargas. Juzgaremos la aptitud de la estructura en función de las deformaciones que se produzcan en esta.

4.5.1 Impacto frontal

El reglamento técnico establece una carga longitudinal de 2P, siendo P el peso del vehículo en orden de marcha más el peso de una masa añadida de 75 Kg. Para garantizar un amplio margen de seguridad, en vez de sumar 75 Kg a la masa del vehículo se multiplicó la masa por un factor de seguridad 1,5. Este factor de seguridad cumple con el reglamento, ya que $75 < 550 \cdot 0.5$.

Ante la dificultad de aplicar una carga uniformemente, aplicando una misma aceleración a las diferentes masas, se aplico la carga en el peor caso posible, atravesando completamente la estructura. Se aplica la carga en la parte anterior del chasis a través de un cuerpo rígido que la distribuya entre los cuatro puntos y se restringen las traslaciones de los puntos de la sección trasera de este.

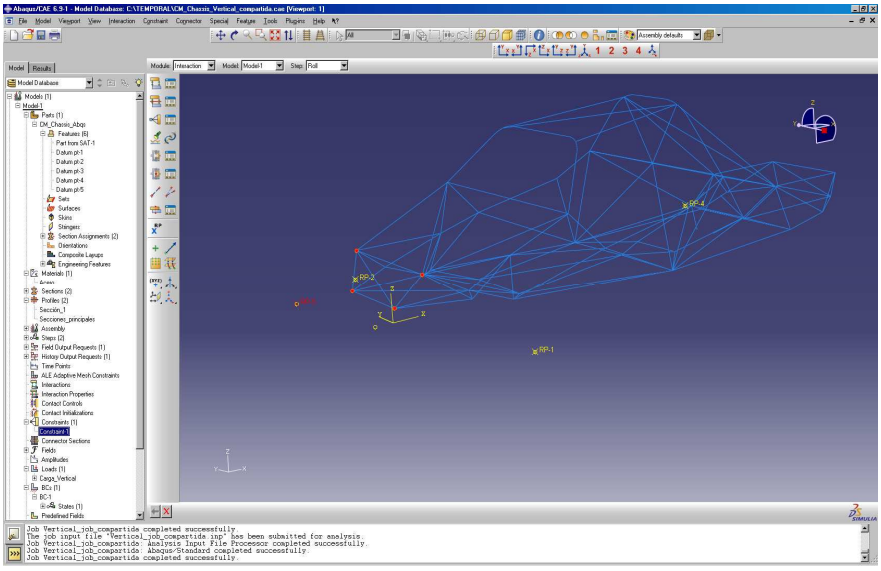
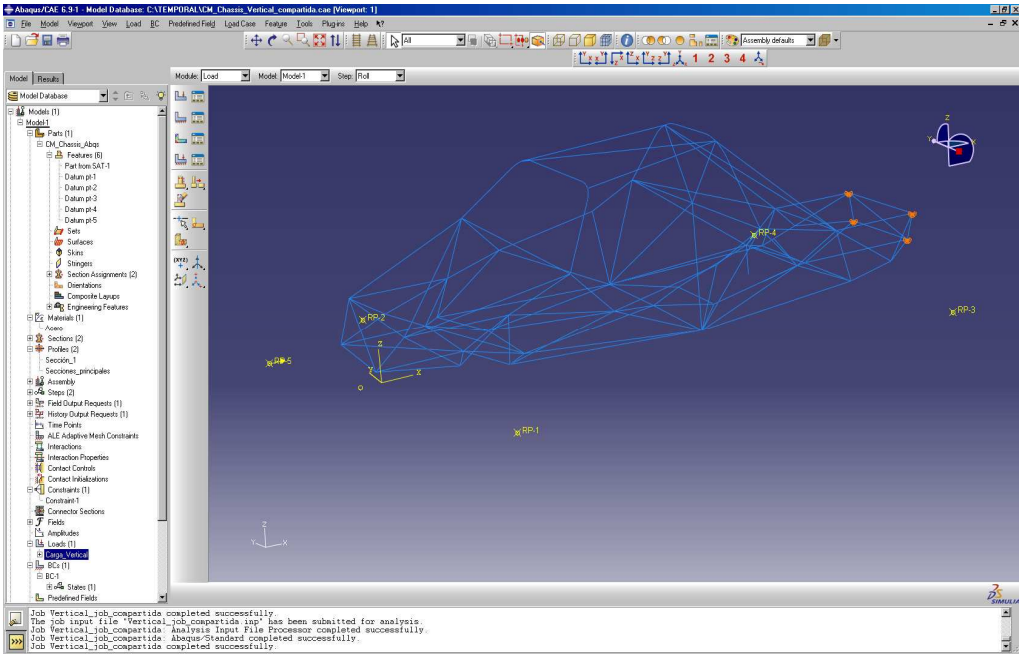


Ilustración 110 Condiciones contorno impacto frontal

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Se obtienen los siguientes resultados. Una tensión máxima de 52.65MPa en zonas cercanas a las de aplicación de la carga y de las condiciones de contorno y un desplazamiento máximo de 2.27mm de la sección frontal debido a la compresión del conjunto de la estructura.

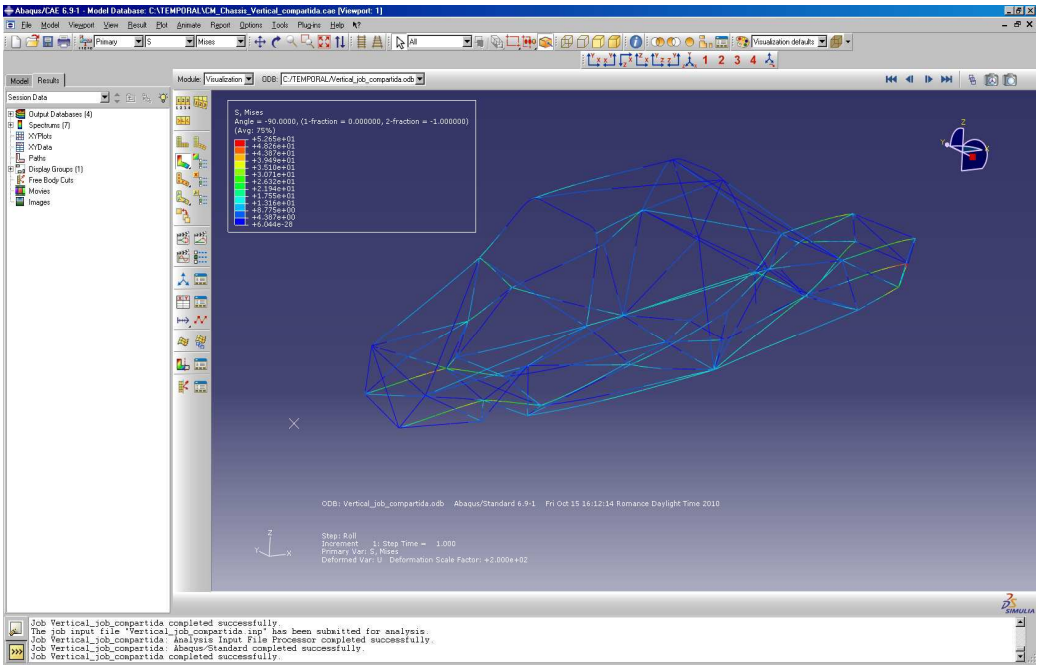


Ilustración 111 Tensiones en el chasis en impacto frontal

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

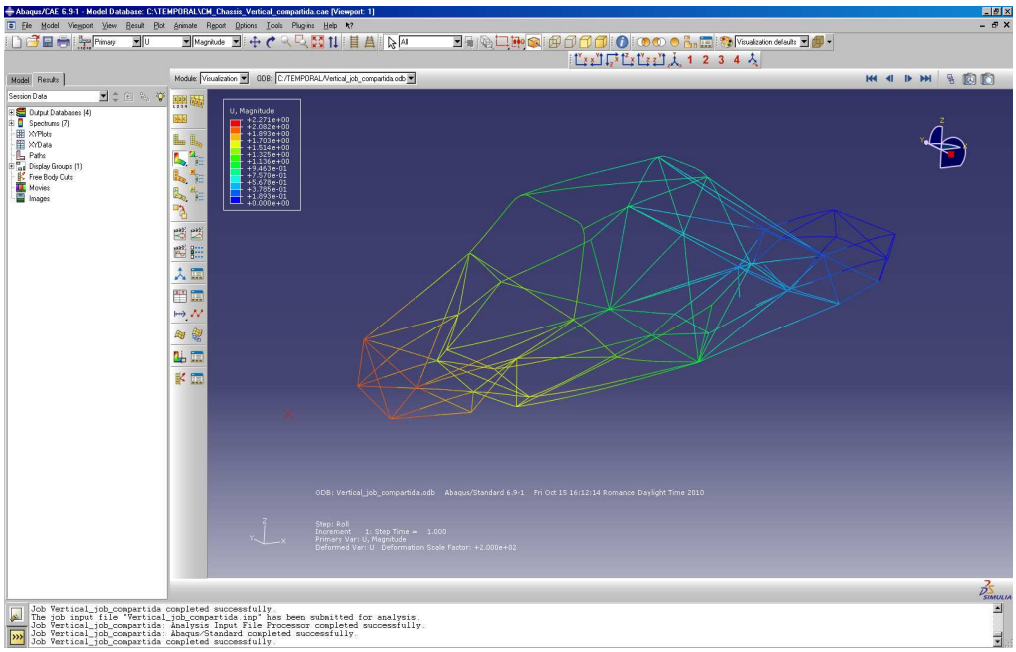


Ilustración 112 Desplazamientos en el chasis en impacto frontal

En este caso particular de carga longitudinal, en el que se pretende analizar la aptitud de la estructura ante la eventualidad de una colisión frontal, se debe comprobar, no sólo que la estructura mantiene al piloto protegido del exterior, sino que además, los arneses de seguridad obtienen del chasis la reacción necesaria para mantener al piloto en el interior del vehículo.

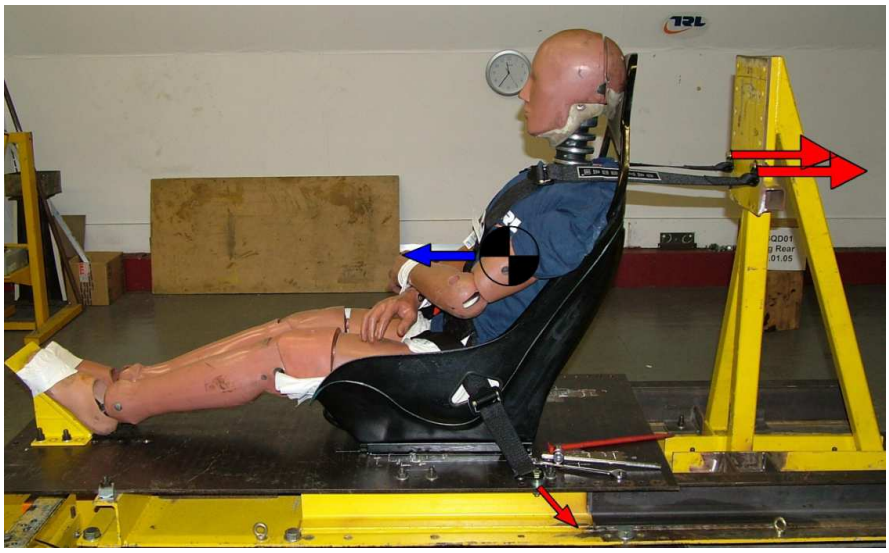


Ilustración 113 Reacciones en los arneses

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Por ello, analizamos mediante una nueva simulación el comportamiento del chasis, sobretodo en la zona de anclaje de los arneses, en el caso de una colisión frontal. La carga es la correspondiente a una masa de 100Kg sometida a una aceleración de 58.86 m/s^2 (6g), multiplicada por un factor de seguridad de 1.5 y se reparte entre los dos puntos de anclaje de la sección trasera del habitáculo, asumiéndose que son estos los que están sometidos a mayor carga.

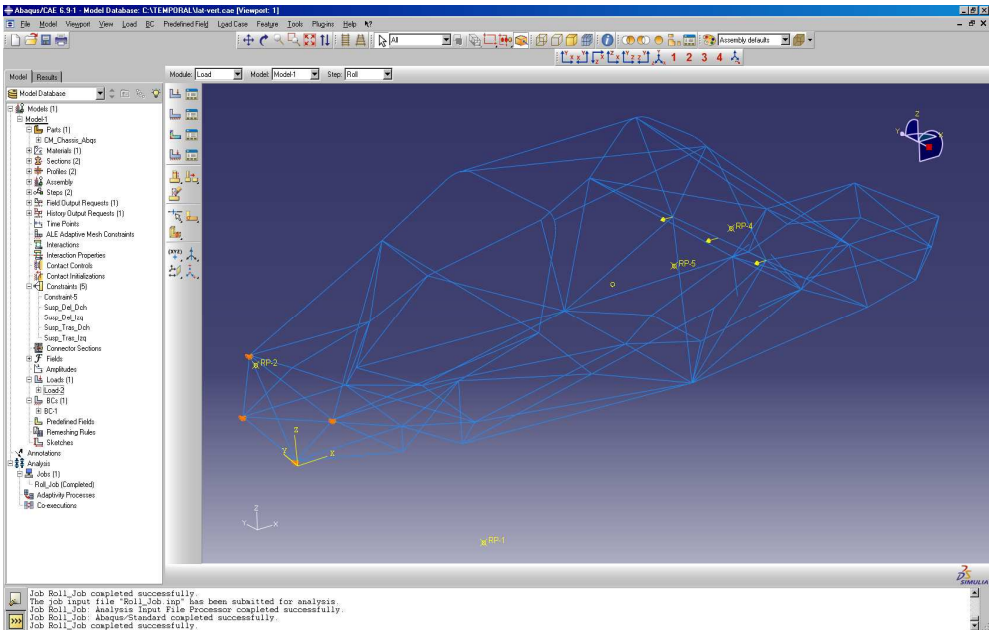
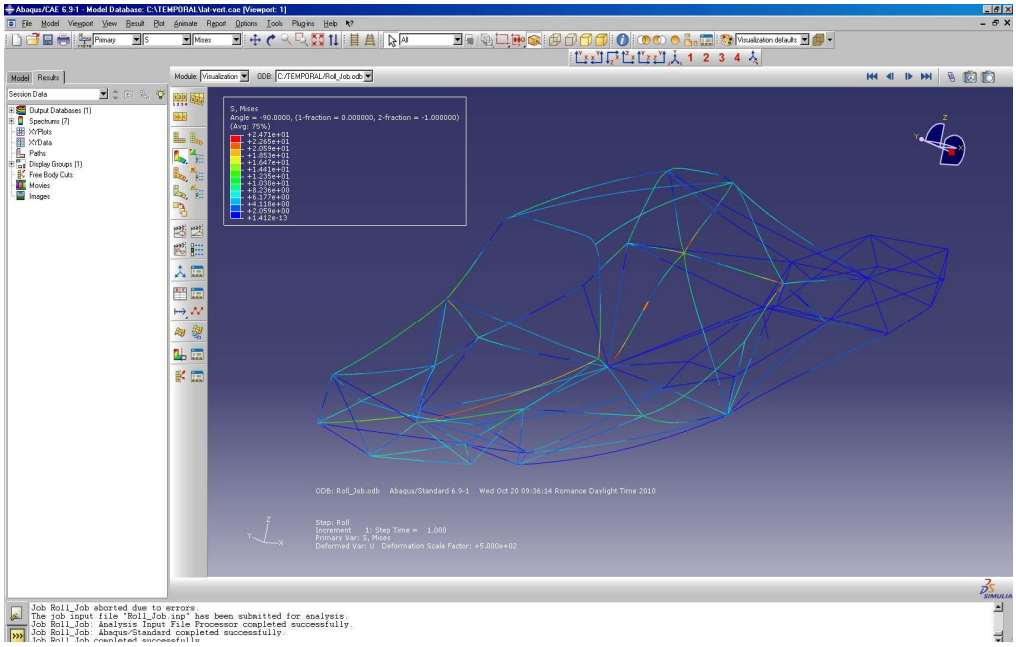
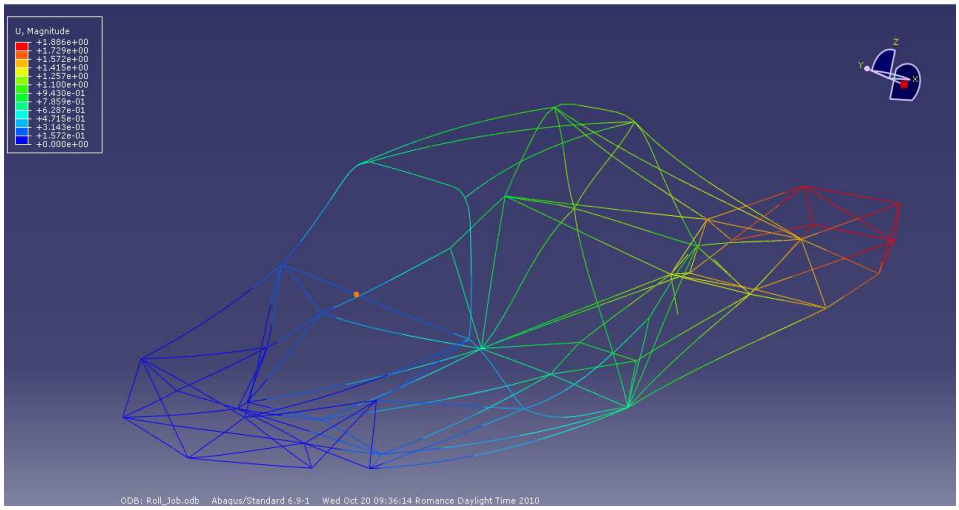


Ilustración 114 Condiciones de contorno de los arneses



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



Obtenemos para este caso de carga una tensión máxima de 24.71 MPa en la zona inferior de las diagonales de la sección posterior del habitáculo de seguridad. Los desplazamientos máximos se producen en la zona trasera del chasis, por deflexión del conjunto de la estructura, alcanzándose unos valores máximos de 1.88mm . En la zona de la sección posterior del habitáculo próxima a los anclajes de los arneses, se obtienen unos desplazamientos de 1.12mm

4.5.2 Impacto lateral

El reglamento técnico establece para el caso de carga lateral, una carga de 2P, siendo P el peso ya definido anteriormente. Dado que el reglamento no establece los puntos donde se debe cargar la estructura para simular los efectos de un impacto lateral sobre la estructura para validarla ante esta solicitación, y para cubrir el máximo rango posible de casos de impacto lateral por seguridad, se decide realizar dos simulaciones de impacto, teniendo en cuenta diferentes casos de carga.

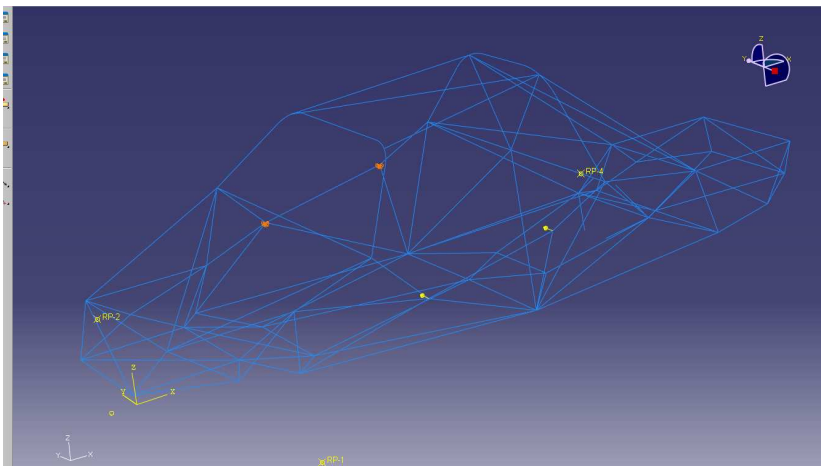


Ilustración 115 Condiciones de contorno impacto lateral

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En la primera, se simula el aplastamiento de la estructura, siendo aplicada la carga en los nudos de la parte de la estructura que cierra el habitáculo del piloto por el lateral. Se restringe la traslación en las tres direcciones de los nudos que cierran el habitáculo del vehículo ubicados en el lado opuesto del vehículo.

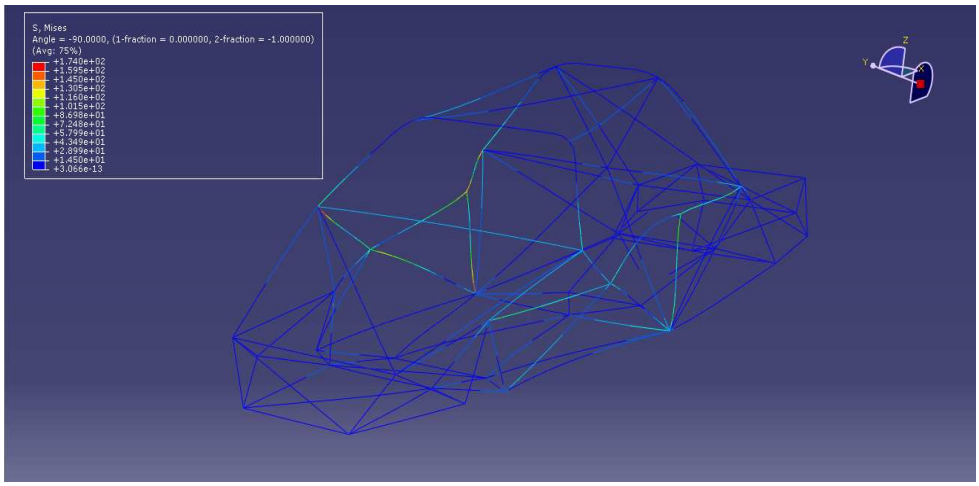


Ilustración 116 Tensiones ante impacto lateral

Se obtienen en este caso una tensión equivalente de Von Mises máxima de 174 MPa en el lateral cuyos nudos tienen restringido el movimiento. Esto hace pensar que quizás sea un valor superior al que realmente se obtendría. Este valor es inferior al valor del límite elástico del material, de 512MPa.

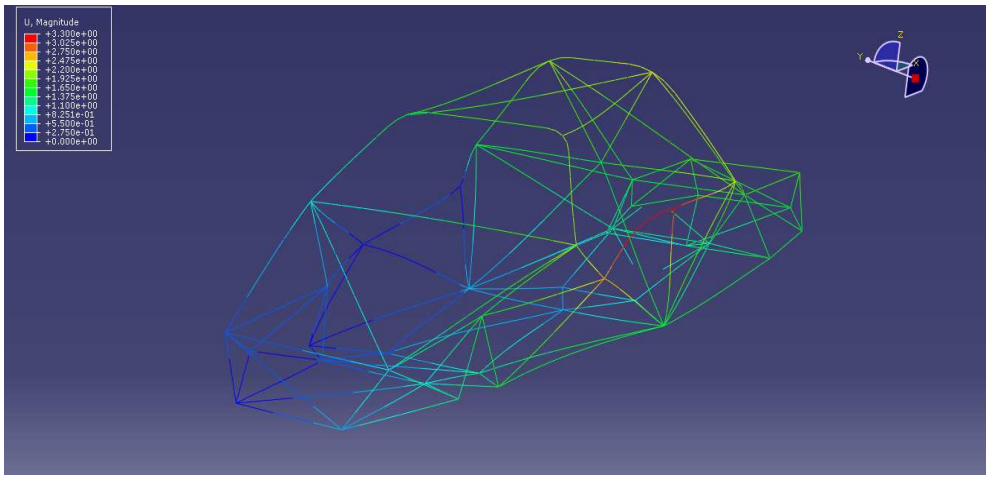


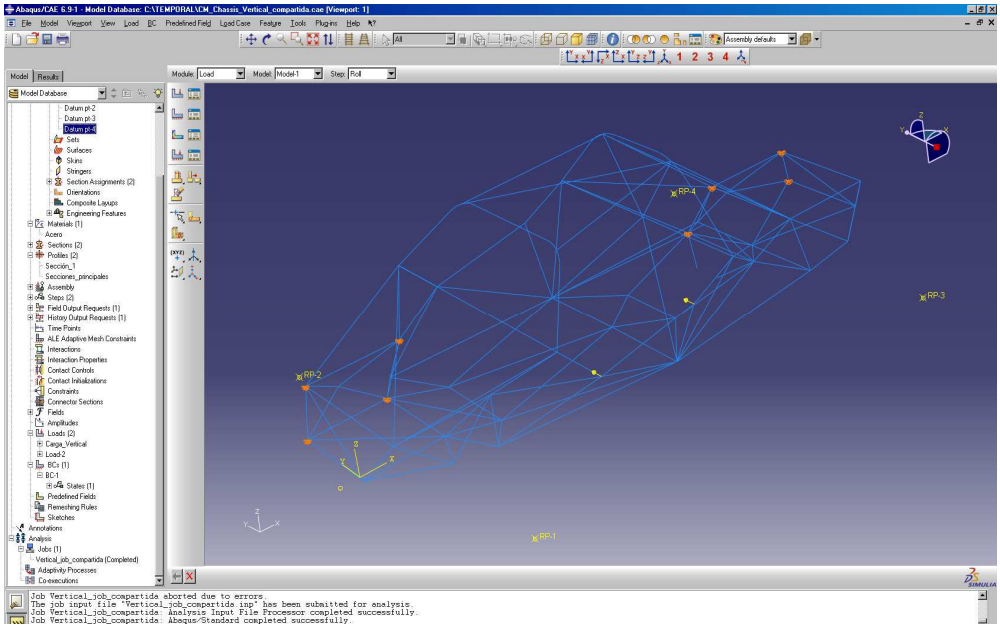
Ilustración 117 Deformaciones ante impacto lateral

Mayor importancia asignamos en este apartado a los desplazamientos de la estructura, para mantener siempre en condiciones de seguridad al piloto. La zona en la que se producen los mayores desplazamientos es aquella en la que se ha aplicado la

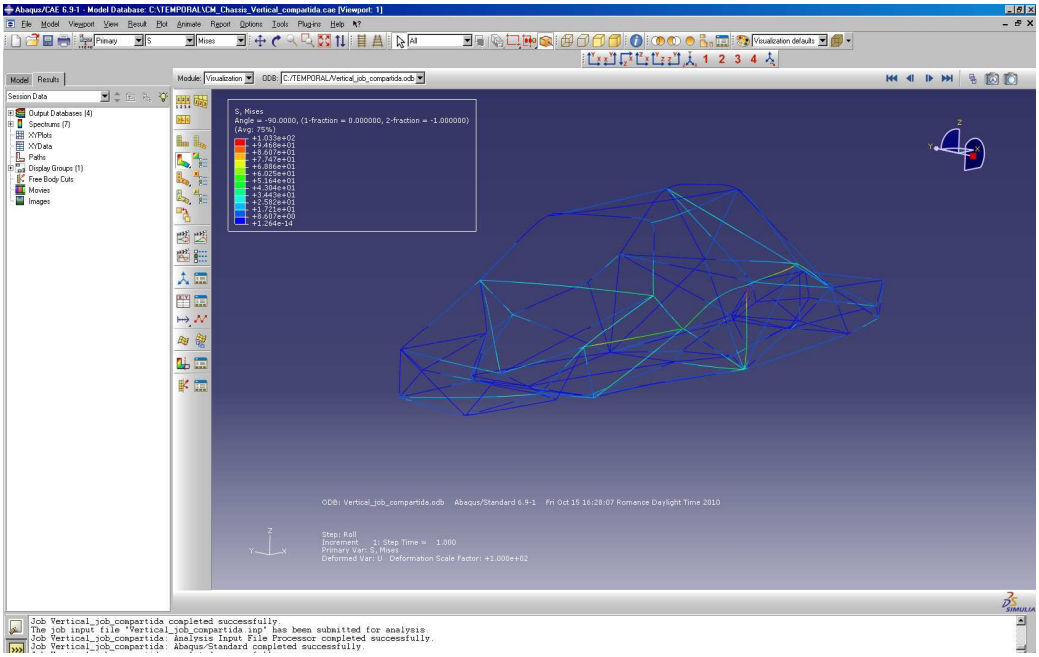
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

carga, con un valor máximo de 3.3mm. Esto nos permite dar como válida la estructura para el caso de carga lateral que evaluamos.

El otro caso de carga lateral es aquel en el que el vehículo recibe un impacto lateral, siendo a través de las ruedas desde donde llega al chasis las reacciones.

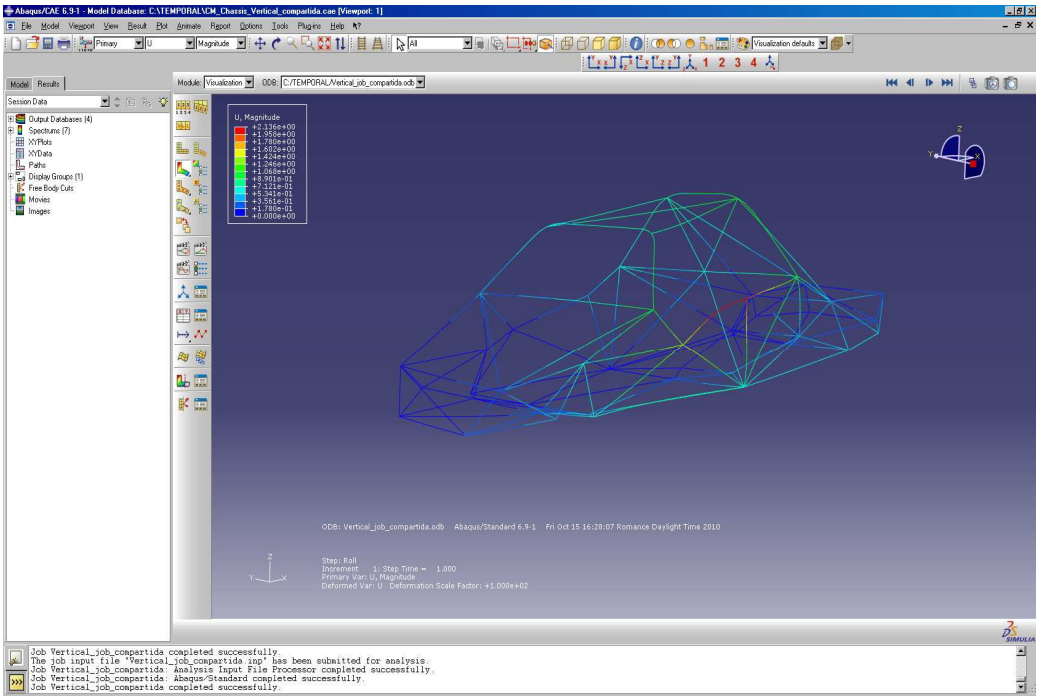


En este caso nos hallamos ante un caso parecido al caso de flexión ante carga lateral del apartado 1.41, diferenciándose en el valor de la carga y sobretodo en la localización del punto de aplicación de ésta.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se obtienen en este caso de carga una tensión máxima de 103.3 MPa en el nudo de unión de los tres elementos que constituyen la estructura de protección lateral. Es en los dos elementos longitudinales de esta parte del chasis en la que se localizan los mayores desplazamientos, llegando a valores de 2.13mm.



Los desplazamientos en estos elementos son relativamente homogéneos a lo largo de toda la barra, por lo que podemos decir que dicho desplazamiento de debe tanto a la traslación de los dos nudos que definen cada uno de los elementos, como a la flexión del mismo miembro.

4.5.3 Vuelco

El reglamento técnico establece para el caso de carga lateral, una carga de 8P, siendo P el peso ya definido anteriormente, y constituyendo esta la mayor carga a la que se somete la estructura.

Nuevamente, el reglamento no indica ni impone donde deben ser aplicadas dichas cargas. Es de nuevo responsabilidad del proyectista analizar los posibles casos de carga asociados al vuelvo del vehículo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se han considerado tres casos de carga. El primero es aquel en el que la estructura recibe la carga de vuelco en el arco principal de seguridad, situado inmediatamente detrás del piloto. El segundo es aquel en el que la estructura recibe la carga en el arco del parabrisas, y el tercer caso es aquel en el que la carga es aplicada en el lateral de ambos arcos, simulándose el vuelvo sobre un lateral.

En los tres casos las reacciones de localizan en los anclajes delanteros y traseros de la suspensión, para cargar, no solamente los arcos principales de seguridad, sino la totalidad de la estructura.

4.5.3.1 Vuelco sobre el arco principal de seguridad

Se describe en este apartado el proceso de simulación del vuelco en el que la carga cae sobre el arco principal de seguridad.

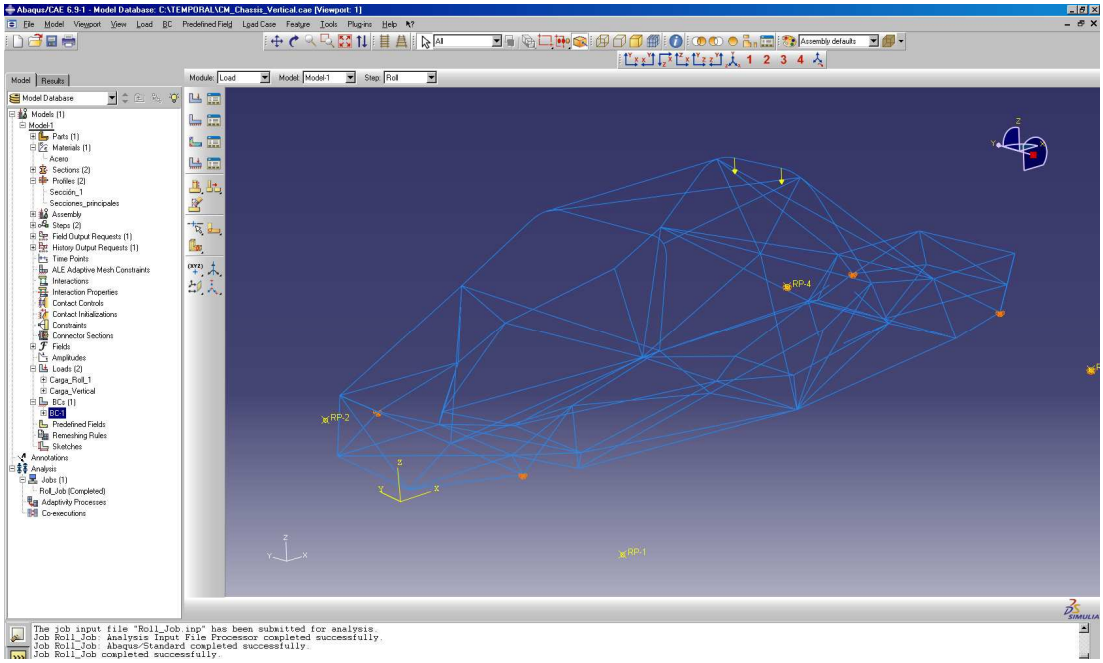


Ilustración 118 Condiciones de contorno vuelco

Se obtienen como resultado de la simulación un estado tensional de la estructura en la que el máximo valor de tensión es de 29.65 MPa, localizado en los nudos de unión entre el arco de seguridad del parabrisas y los elementos longitudinales que componen la parte superior de la estructura del habitáculo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

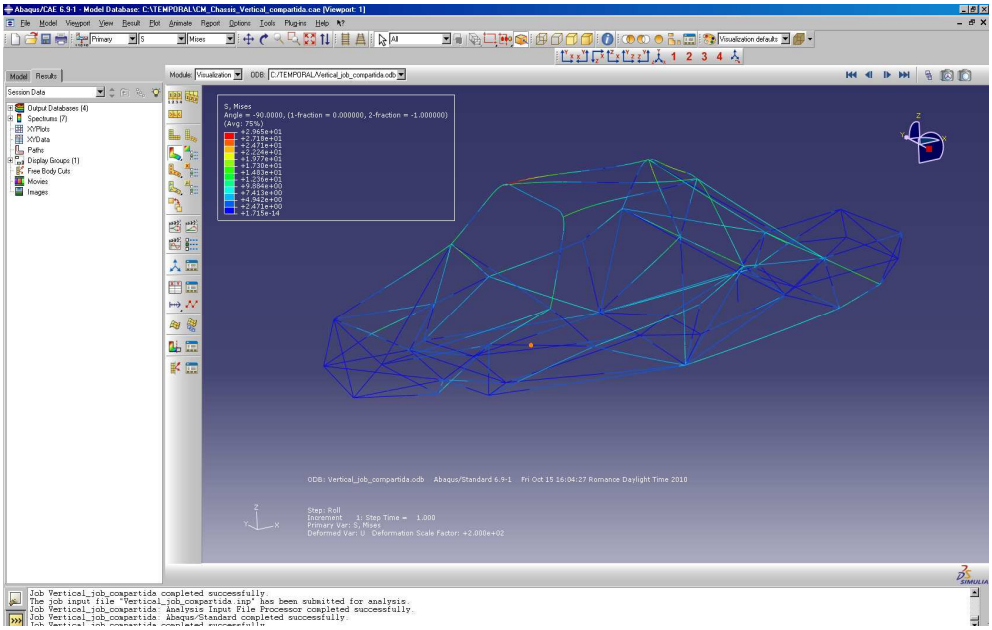


Ilustración 119 Tensiones ante vuelco

Se obtiene una buena distribución de la carga entre los elementos que componen el chasis, ya que las tensiones son bastante uniformes por toda la estructura. Esto significa que la carga se comparte entre varios elementos en vez de ser tomada exclusivamente por el arco principal de seguridad.

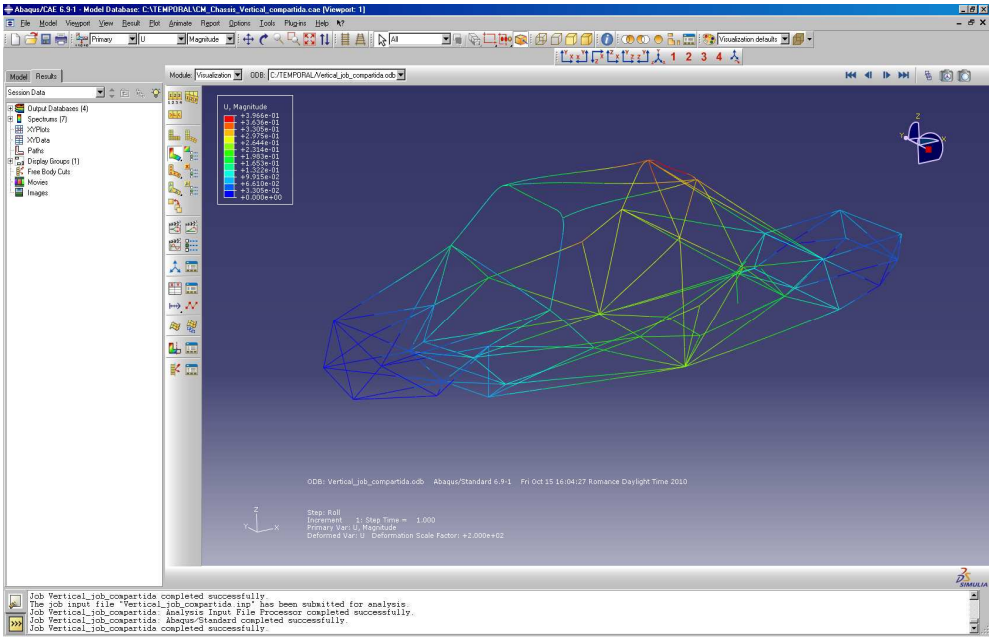


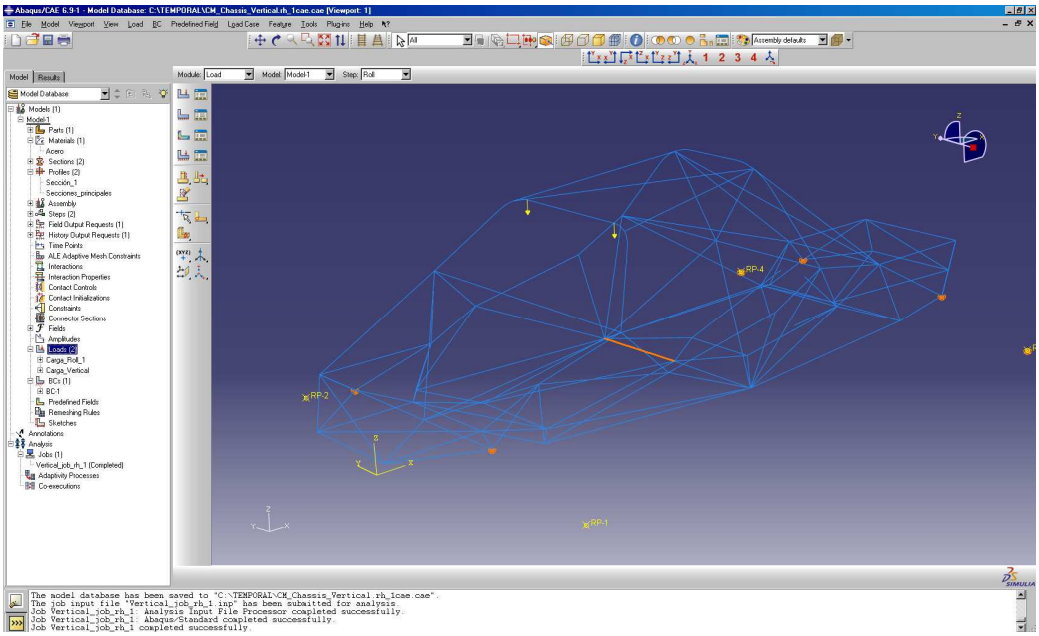
Ilustración 120 Deformaciones ante vuelco

A su vez, obtenemos el desplazamiento máximo en el miembro superior del arco principal de seguridad, siendo este de un valor de 0.39mm.

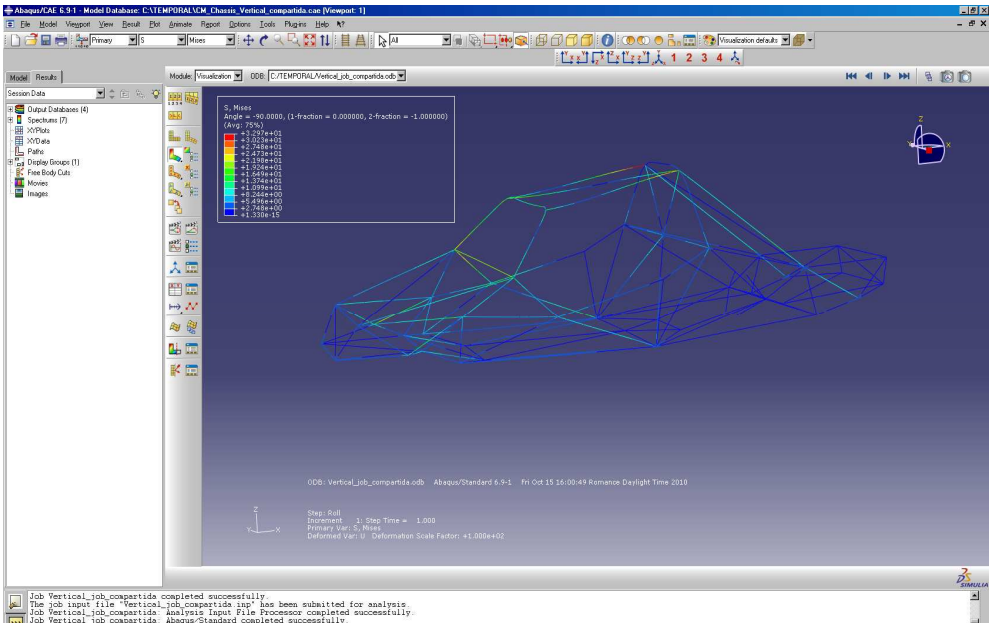
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.5.3.2 Vuelco sobre el arco de seguridad delantero

En este segundo caso de carga, como se ha explicado anteriormente, se aplica la carga en el arco de seguridad del parabrisas.

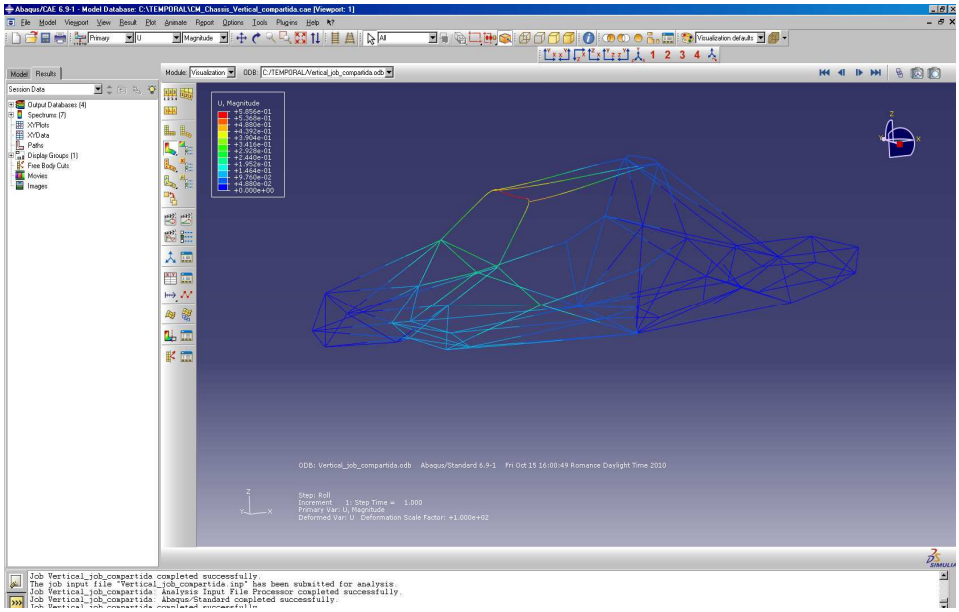


De manera análoga a lo ocurrido en el caso de carga de vuelvo con la carga aplicada en el arco principal de seguridad, se obtiene la tensión máxima en los nudos de unión entre los elementos longitudinales y el otro arco de seguridad, en este caso, el trasero. Esta tensión tiene un valor de 32.97MPa.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Como era de esperar, la distribución de tensiones en este caso es menos homogénea que en el caso en el que la carga vertical estaba aplicada sobre el arco principal de seguridad. Esto se debe a que en este caso la carga no es compartida, dada la carencia de elementos alrededor del arco de seguridad del parabrisas, que soporten parte de la carga.



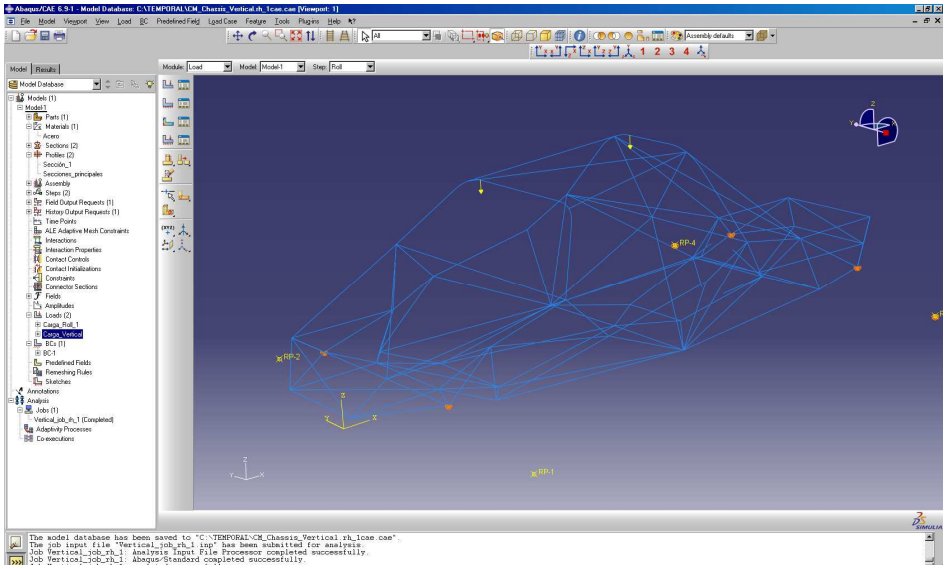
Se obtienen unos desplazamientos cuyos valores máximos son los de los puntos localizados en el parte horizontal del arco de seguridad, que alcanzan como máximo valores de 0.58mm.

Cos estos valores de tensiones y desplazamientos damos por válida la estructura para este caso particular de carga vertical.

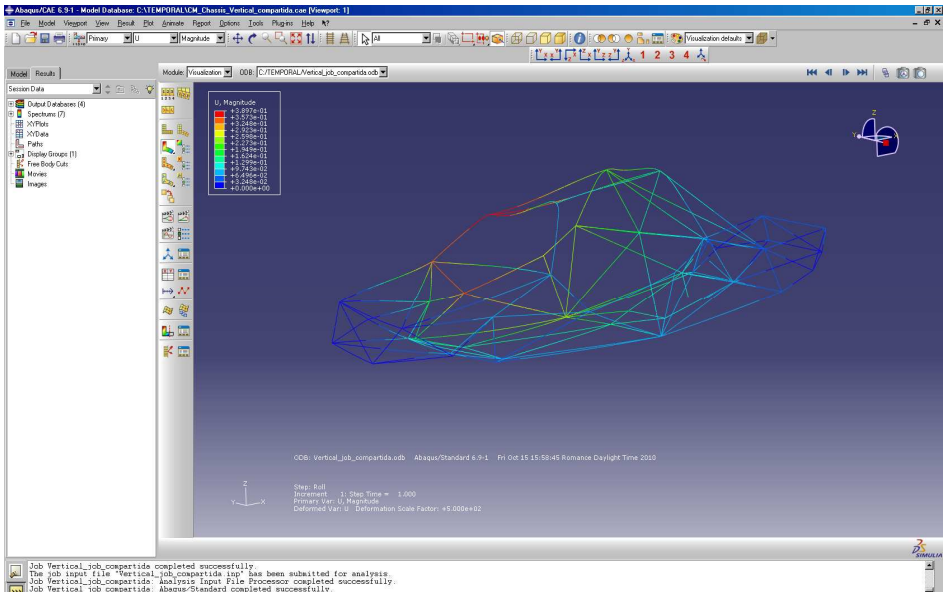
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.5.3.3 Vuelco sobre el lateral de ambos arcos de seguridad

En el último caso de carga vertical, simulamos el caso de vuelco sobre un lateral del techo, recibiendo así la carga ambos arcos de seguridad en un lateral.

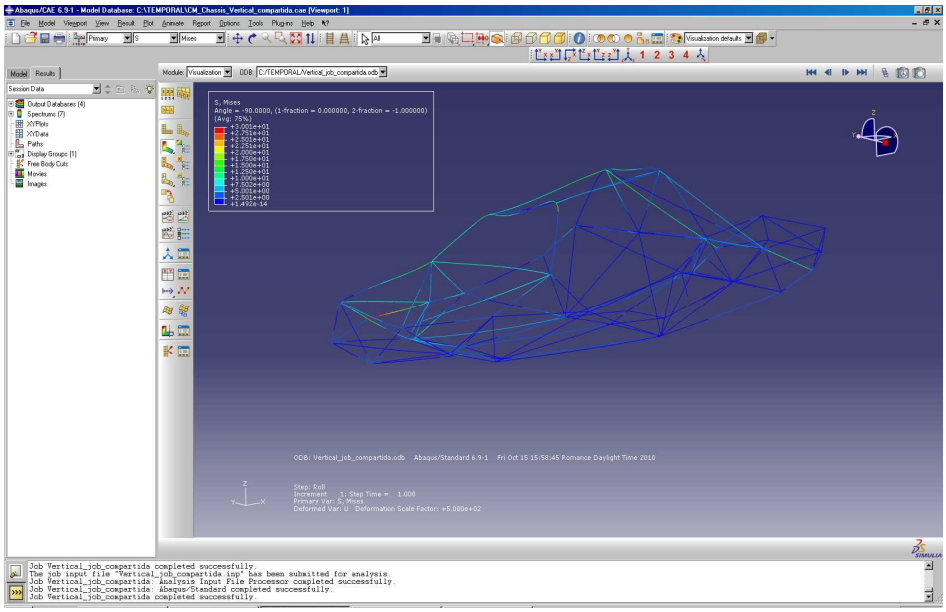


Se observa en los resultados la diferente forma en la que trabajan los arcos seguridad delantero y trasero (parabrisas y principal) ante la carga de vuelco lateral. Se obtienen desplazamientos mayores en la zona del arco de seguridad delantero, por las razones descritas en el caso de carga anterior.



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El valor del desplazamiento máximo de la estructura en este caso de carga es de 0.38mm, por lo que la estructura es apta para este caso de carga. Queda demostrado que los perfiles que la normativa obliga a dotar a las secciones principales son suficiente, tanto en resistencia como en rigidez, para los casos de carga a los que se debe someter la estructura para poder ser homologada.



Se obtiene un valor de tensión máxima de 30 MPa. Éste se obtiene un área alejada del lugar de aplicación de la carga, en uno de los montantes de los anclajes de la suspensión delantera.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.6 Estudio de los modos de vibración

El análisis modal permite predecir el comportamiento en cuanto a modos propios de vibración de la estructura, que se ve afectada principalmente por la rotación del motor y por las perturbaciones procedentes de las irregularidades de la superficie sobre la que rueda el vehículo.

Para obtener los modos propios de vibración, primero se ha de conocer el régimen de giro del motor al ralentí (2500 rpm) y la ventana en la que el motor opera en condiciones normales, de 8500rpm (par máximo) a 14000rpm (potencia máxima).

El objetivo es que los modos de la estructura queden alejados de las frecuencias de las excitaciones del motor y de la pista.

A la hora de simular el modelo, a la estructura tubular se le añaden las masas correspondientes a los elementos mecánicos más importantes, como son el motor, el diferencial. Se debe añadir también la masa del piloto y de la propia estructura.

El mallado de la estructura es el mismo que para las simulaciones anteriores, con la única diferencia de que no se aplican condiciones de contorno sino que se deja libre la estructura.

P R O B L E M S I Z E

NUMBER OF ELEMENTS IS 1236
NUMBER OF ELEMENTS DEFINED BY THE USER AND *TIE 1233
NUMBER OF NODES IS 3624
NUMBER OF NODES DEFINED BY THE USER 1158
NUMBER OF INTERNAL NODES GENERATED BY THE PROGRAM 2466
TOTAL NUMBER OF VARIABLES IN THE MODEL 6948
(DEGREES OF FREEDOM PLUS ANY LAGRANGE MULTIPLIER VARIABLES)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

JOB TIME SUMMARY

USER TIME (SEC) = 1.0000

SYSTEM TIME (SEC) = 0.10000

TOTAL CPU TIME (SEC) = 1.1000

WALLCLOCK TIME (SEC) = 2

1	6.83752E+05	826.89	131.60	4.67656E-02	0.0000
2	1.47465E+06	1214.4	193.27	5.24713E-02	0.0000
3	1.59322E+06	1262.2	200.89	1.02256E-02	0.0000
4	2.06371E+06	1436.6	228.64	1.43638E-02	0.0000
5	2.26206E+06	1504.0	239.37	3.25260E-03	0.0000
6	2.37760E+06	1541.9	245.41	4.24772E-03	0.0000

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

5 Vistas del vehículo

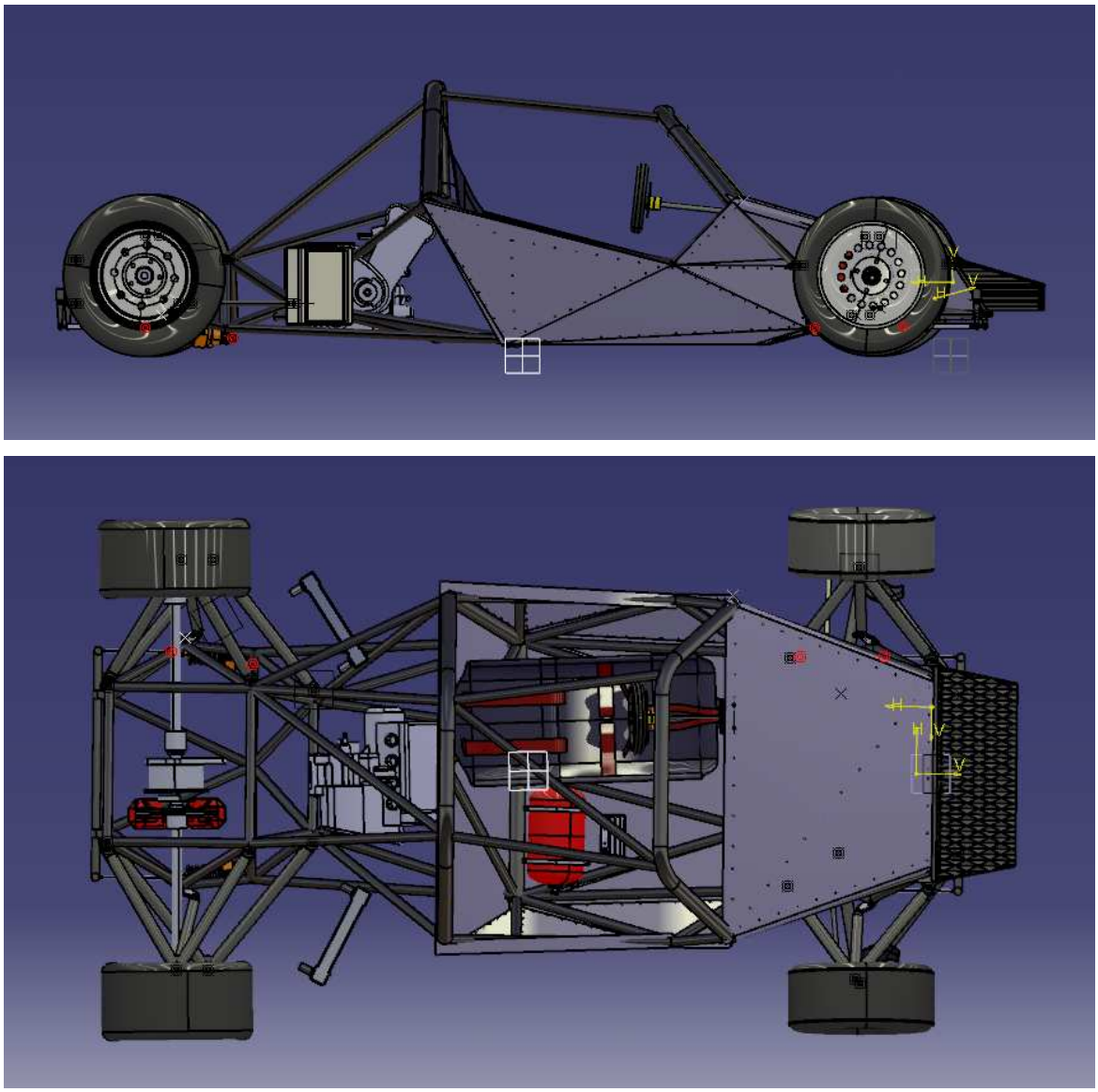
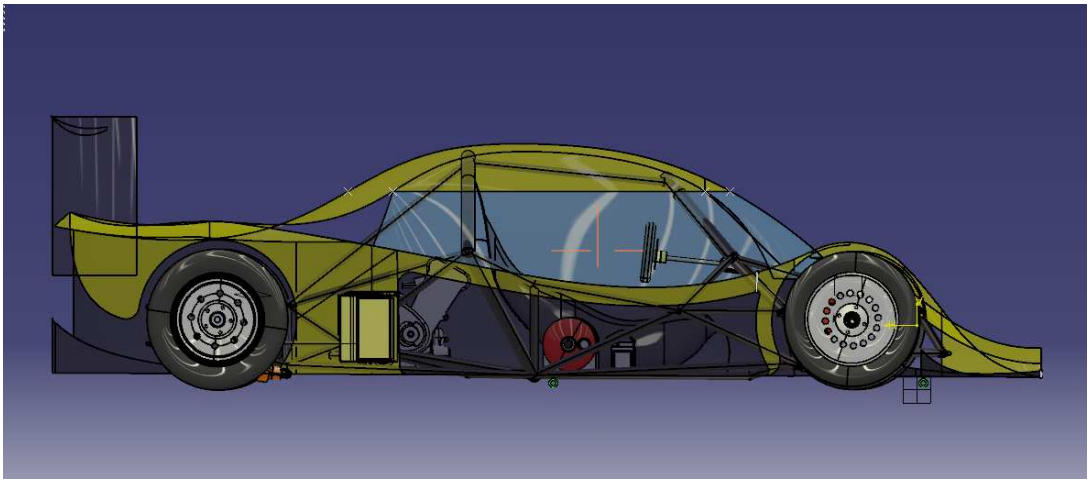
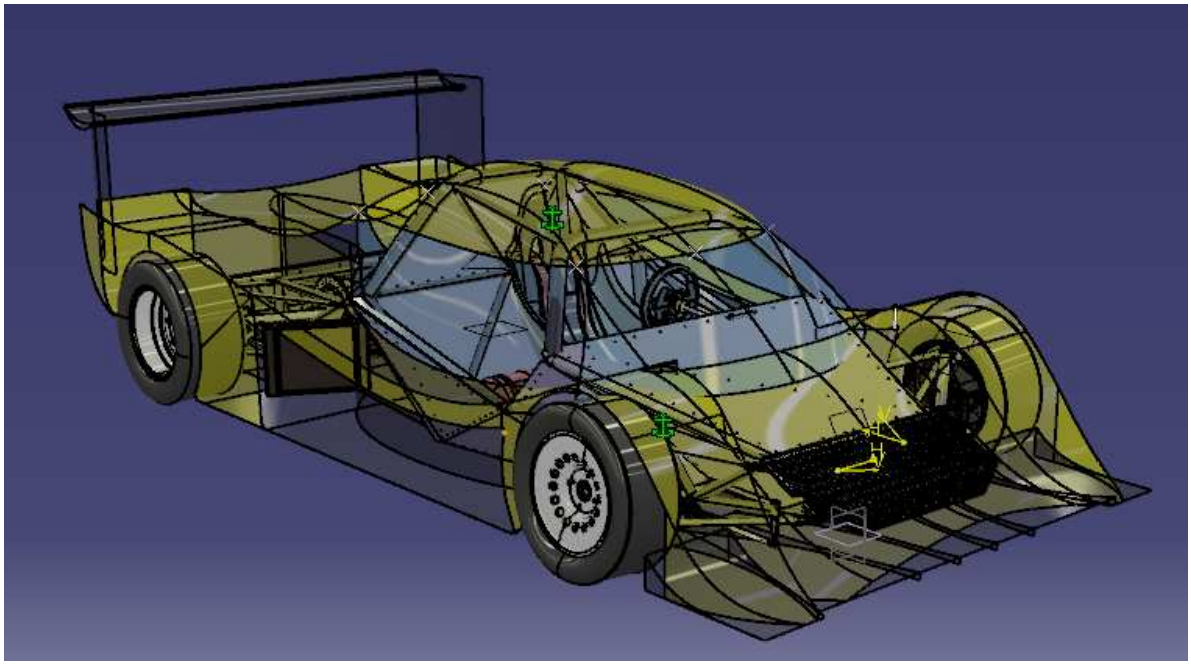


Ilustración 121 Vistas vehículo sin carrocería

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira





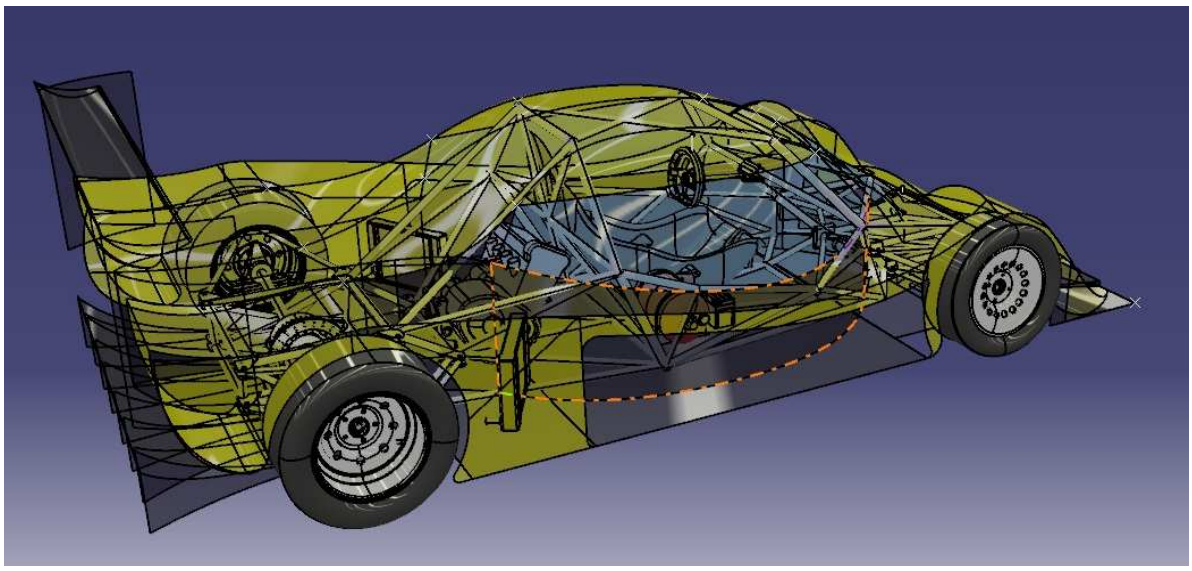
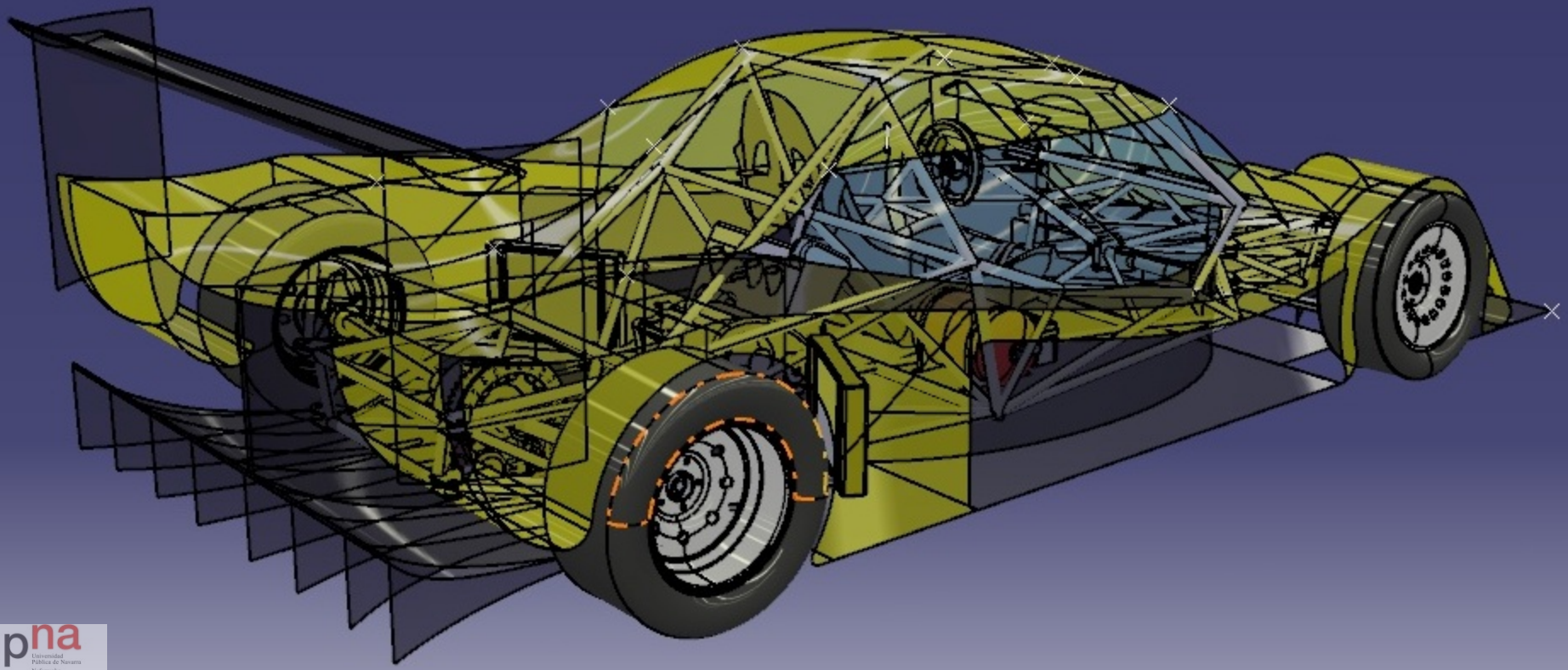
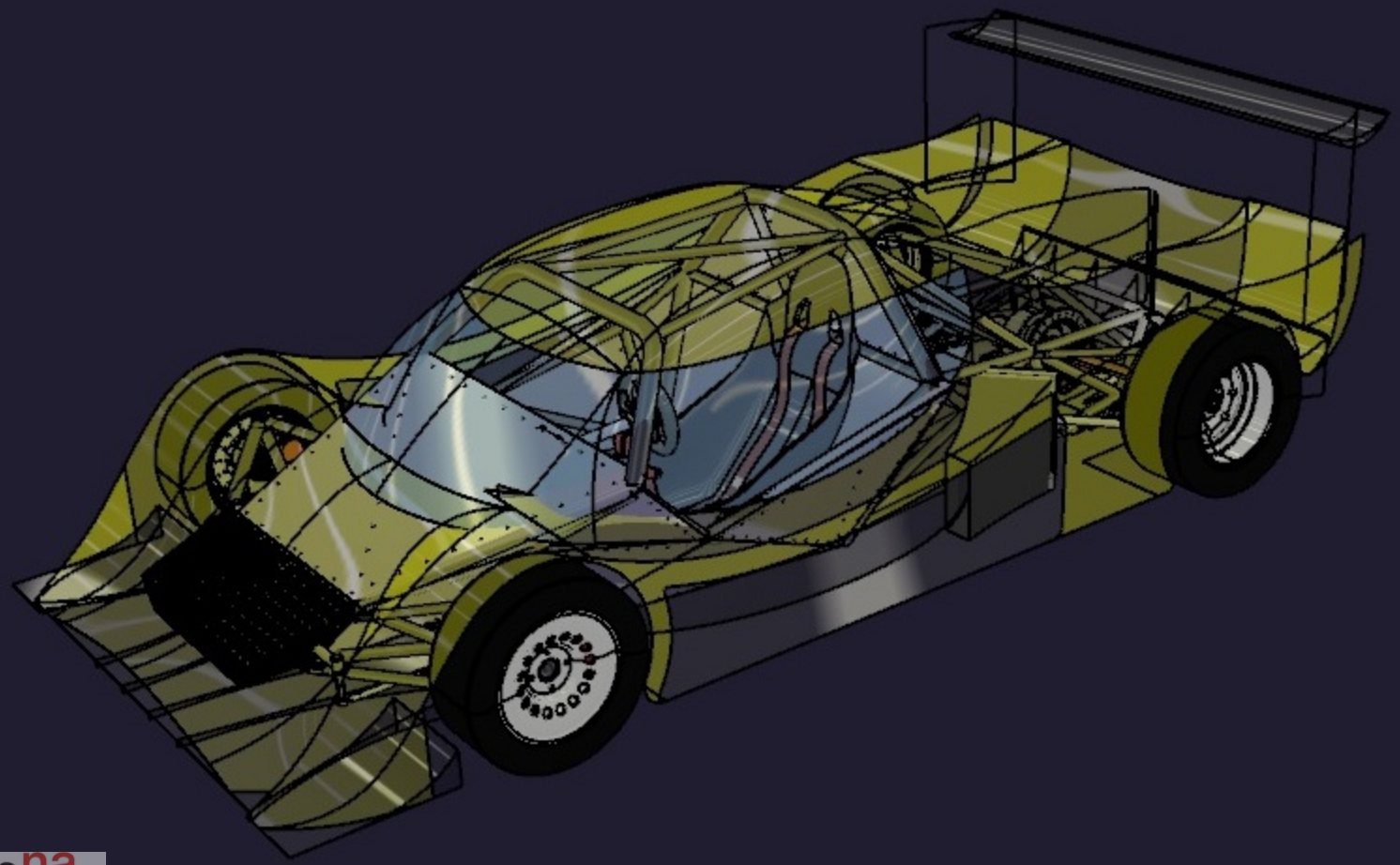


Ilustración 122 Vistas vehículo con carrocería

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

CONTENIDOS

1 Cálculos de las cargas sobre los bujes delanteros y predimensionamiento... 4
1.1 Estimación del número de ciclos 4
1.2 Cargas a las que se solicitan los bujes 6
1.3 Cálculo de los pares máximos en la transmisión 7
2 Cálculo cargas en los elementos de la suspensión 15
2.1 Suspensión delantera 15
2.1.1 Carga Vertical 15
2.1.2 Carga lateral 16
2.2 Carga longitudinal 20
2.3 Suspensión trasera 24
2.3.1 Carga lateral 26
2.3.2 Carga longitudinal 28
2.4 Cargas mínimas y máximas 30
2.4.1 Suspensión Delantera 30
2.4.2 Suspensión trasera 30
2.5 Cargas en las rótulas 31
2.5.1 Suspensión delantera 31
2.5.2 Suspensión trasera 31
2.6 Basculante delantero 32
2.7 Basculante trasero 33
2.8 Cargas en las manguetas delanteras 34
2.8.1 Reacciones en los anclajes inferiores de la mangueta delantera 35
2.8.2 Cargas simplificadas sobre las manguetas delanteras 36
2.9 Cargas en las manguetas traseras 37
2.9.1 Reacciones en los anclajes inferiores de la mangueta 38
2.9.2 Cargas simplificadas sobre las manguetas traseras 39
3 Reacciones en la transmisión y frenos traseros 40
3.1 Reacciones en las fijaciones de los frenos traseros 40
3.2 Reacciones en la fijación de la corona del diferencial 41
3.3 Reacciones en las pinzas de freno traseras 41

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.4 Cargas sobre los tornillos de la corona 42
3.4.1 Frenado 42
3.4.2 Aceleración 42
3.5 Validación del semiárbol de transmisión ante esfuerzos de frenado 43
4 Cargas en los tornillos de los bujes 44
4.1 Tornillos buje delantero 44
4.2 Tornillos buje trasero 44
5 Cargas en los rodamientos 45

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Cargas sobre la rueda 6
Ilustración 2 Transferencia lateral de carga 6
Ilustración 3 Cargas sobre el buje 10
Ilustración 4 Criterio de Goodman 13
Ilustración 5 Carga vertical sobre el triángulo A-C-A' 16
Ilustración 6 Carga lateral 17
Ilustración 7 Triángulo A-C-A' ante carga lateral 18
Ilustración 8 Triángulo B-C-B' ante carga lateral 19
Ilustración 9 Cargas frenado 20
Ilustración 10 Carga longitudinal sobre mangueta 21
Ilustración 11 Tríangulo A-C-A' ante carga longitudinal 23
Ilustración 12 Triángulo B-C-B' ante carga longitudinal 23
Ilustración 13 Carga vertical a través de la suspensión trasera 24
Ilustración 14 Efecto del tirante descentrado 25
Ilustración 15 Triángulo A-C-A' ante carga vertical 25
Ilustración 16 Suspensión trasera ante carga lateral 26
Ilustración 17 Carga a través del basculante delantero 32
Ilustración 18 Carga a través del basculante trasero 33
Ilustración 19 Cargas mangueta delantera 34
Ilustración 20 Cargas en el anclaje de la mangueta delantera 35
Ilustración 21 Cargas simplificadas mangueta delantera 36
Ilustración 22 Cargas mangueta trasera 37
Ilustración 23 Cargas en el soporte de la mangueta trasera 38
Ilustración 24 Cargas simplificadas mangueta trasera 39
Ilustración 25 Cargas en el sistema de freno trasero 40
Ilustración 26 Reaciones corona diferencial 41
Ilustración 27 Reacciones fijación pinza freno trasero 41
Ilustración 28 Equilibrio de momentos en palier 43
Ilustración 29 Tablas de cálculo SKF (1) 45
Ilustración 30 Tablas de cálculo SKF (2) 46

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

1 Cálculos de las cargas sobre los bujes delanteros y predimensionamiento

1.1 Estimación del número de ciclos

Open CM

Cheste	4000	9	25	36000
Jarama	3750	9	25	33800
Almería	4000	9	25	36300
Albacete	3800	10	25	35400
Alcañiz	5400	8	25	42700
Cartagena	3500	10	25	35000

Jerez 4500
Guadix 3000
Kotarr 2300
Los Arcos 4000
Olaberría 1100
Pau Arnos 3000
Paul Armanac 3600

Campeonato España de Montaña

Subida a Ubrique	4450
Subida Internacional al Fito	6100
Subida a Santo Emiliano	5200
Subida a Arrate	5000
Subida a Chantada	4100
Subida a Cortegada	
Subida a Denia	3600

Campeonato Vasco de Montaña

Subida a Gorla	4900
Subida a Aia	4000
Subida a Urkiola	3300
Subida a Arrate	5000
Subida a Udana	4600
Subida a Urraki	6450
Subida a Urbasa	5600

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Número de ciclos

Circuito **1 Carrera Open CM** $L_{max} = 42700\ m$

2 Carreras Open CM (1 meeting) $L_{max} = 85400\ m$

$$N^o\ ciclos_{1C} = \frac{42700 \quad 1.5}{1.63} = 39294.47\ ciclos$$

$$N^o\ ciclos_{2C} = 78588.95\ ciclos$$

Montaña **1 Ascensión** $L_{max} = 6500\ m$

3 Ascensiones $L_{max} = 19500\ m$

$$N^o\ ciclos_{1M} = \frac{6500 \quad 1.5}{1.63} = 5981.59\ ciclos$$

$$N^o\ ciclos_{3M} = 17944.77\ ciclos$$

Toda una temporada

Nº ciclos Temporada Circuitos =

$6 \quad 3 \quad 39294.47 = 707300.6\ ciclos = 0.71\ 10^6\ ciclos$

Nº ciclos Temporada Montaña =

$7 \quad 3 \quad 5981.59 = 107668.71\ ciclos = 0.11\ 10^6\ ciclos$

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

1.2 Cargas a las que se solicitan los bujes

$$\sum F_X = 0 = R_1 \cos\alpha + R_3 \cos\gamma - R_2 \cos\beta - T$$
$$\sum F_Y = 0 = R_1 \sin\alpha - R_3 \sin\gamma - R_2 \sin\beta + N$$
$$\sum M_C = 0 = (T\ R) + (N\ e)$$

$$N := N(a_L)$$
$$T := T(a_L)$$

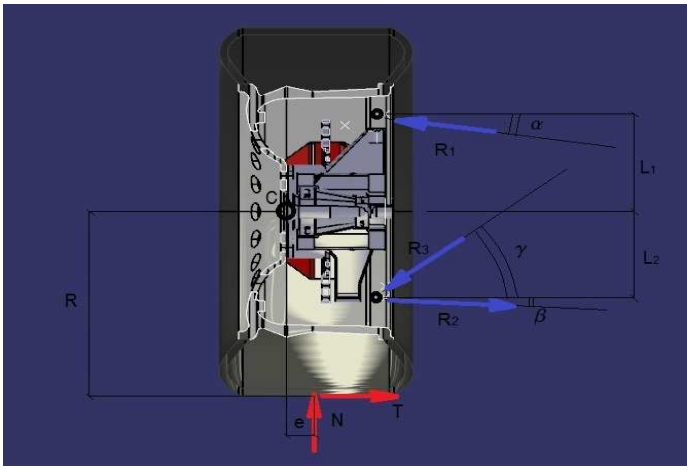


Ilustración 1 Cargas sobre la rueda

$$\sum F_X = 0 = R_{LA} + R_{LB} - (m\ a_L)$$
$$\sum F_Y = 0 = R_{VA} + R_{VB} - (m\ g)$$
$$\sum M_C = 0 = [(m\ g)\ A`] - [R_{VB}\ 2\ A`] - (m\ a_L\ h)$$

$$R_{VA} = 2697.75 + 1491\ a_L$$
$$R_{VB} = 2697.75 - 1491\ a_L$$

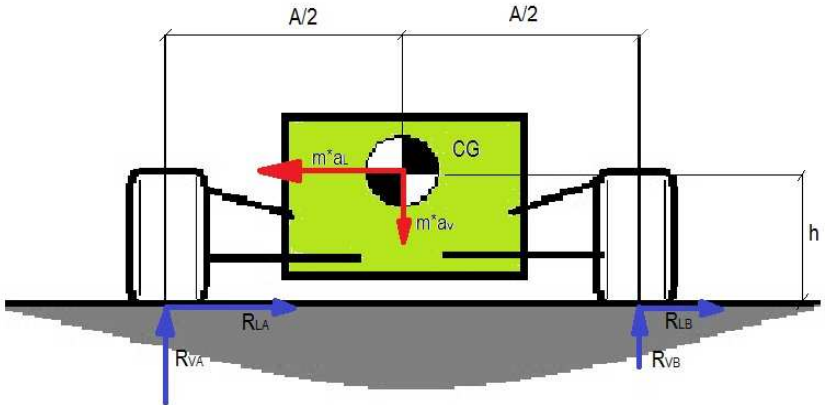


Ilustración 2 Transferencia lateral de carga

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

$N := N(a_L) = N_0 + N(a_L) = 2697.75 + 1491\, a_L$

$T := T(a_L) = (m\ a_L) = 550\, a_L$

$M_C := M_C(a_L)$

$M_C = [N(a_L)\ e] - [T(a_L)\ R]$

$M_{C0} = (N_0\ e)$

Offset llantas Braid Formrace

e_{front} {+31, +18, +5, −8, −21, −32}

e_{rear} {+50, +37, +24, +11, −2, −15, −26, −39}

$M_{CF}(e = +31) = 2995.67\ Nm$

$M_{CR}(e = -39) = -2027.06\ Nm$

1.3 Cálculo de los pares máximos en la transmisión

Pares máximos motores

Honda 112 Nm (8500 rpm)

Kawasaki 113 Nm (8700 rpm)

Yamaha 112.7 Nm (10000)

Aprilia 103 Nm (8000)

$M_1\ \omega_1 = M_2\ \omega_2\ \eta_m$

$\omega_1\ R = \omega_2,\ R = \frac{\omega_2}{\omega_1}$

$M_1\ R^{-1} = M_2$

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Estimación de las relaciones de transmisión del grupo diferencial

* **Circuito**

$\omega_2 \; r = v_2$

$v_2 = 220\,10^3 \; m/h = 61.1 \; m/s$

$r = 266.5 \; 10^3 \; m$

$$\omega_2 = \frac{v_2}{r} = \frac{61.1 \; m/s}{266.5 \;\; 10^{-3} \;\; 0.5} = 458.53 \; Rd/s$$

$\omega_{motor} \; R_T = \omega_2$

$$\omega_{motor\,max1} = \frac{12000 \;\; 2 \;\; \pi}{60} = \omega_1 = 1256.63 \; Rd/s$$

$$R_1 = \frac{458.53}{1256.63} = 0.364$$

$$\omega_{motor\,max1} = \frac{12500 \;\; 2 \;\; \pi}{60} = \omega_1 = 1309 \; Rd/s$$

$$R_2 = \frac{458.53}{1309} = 0.351$$

$$\omega_{motor\,max1} = \frac{10000 \;\; 2 \;\; \pi}{60} = \omega_1 = 1047.2 \; Rd/s$$

$$R_3 = \frac{458.53}{1047.2} = 0.437$$

* **Montaña**

$v'_2 = 180\,10^3 \; m/h = 50 \; m/s$

$r = 266.5 \; 10^3 \; m$

$$\omega_2 = \frac{v'_2}{r} = \frac{50 \;\; m/s}{266.5 \;\; 10^{-3} \;\; 0.5} = 375.23 \; Rd/s$$

$$R'_1 = \frac{375.23}{1256.63} = 0.298$$

$$R'_2 = \frac{375.23}{1309} = 0.286$$

$$R'_3 = \frac{375.23}{1047.2} = 0.358$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Pares de salida

*** Circuito**

$$M_{21} = \frac{112}{0.364} = 307.69\ Nm$$

$$M_{21} = \frac{112}{0.351} = 319.08\ Nm$$

$$M_{21} = \frac{112}{0.437} = 256.29\ Nm$$

*** Montaña**

$$M'_{21} = \frac{112}{0.298} = 375.83\ Nm$$

$$M'_{21} = \frac{112}{0.286} = 391.60\ Nm$$

$$M'_{21} = \frac{112}{0.358} = 312.84\ Nm$$

Mayoración de las cargas

$M_{CF} = 2995.67\ Nm$	$M'_{CF} = 3744.6\ Nm$
$M_{CR} = -2027.06\ Nm$	$M'_{CR} = 2533.82\ Nm$
$F = 10791\ N$	$F' = 13488.75\ N$
$P = 6129.48\ N$	$P' = 7661.85\ N$
$T = 391.60\ Nm$	$T' = 489.5\ Nm$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

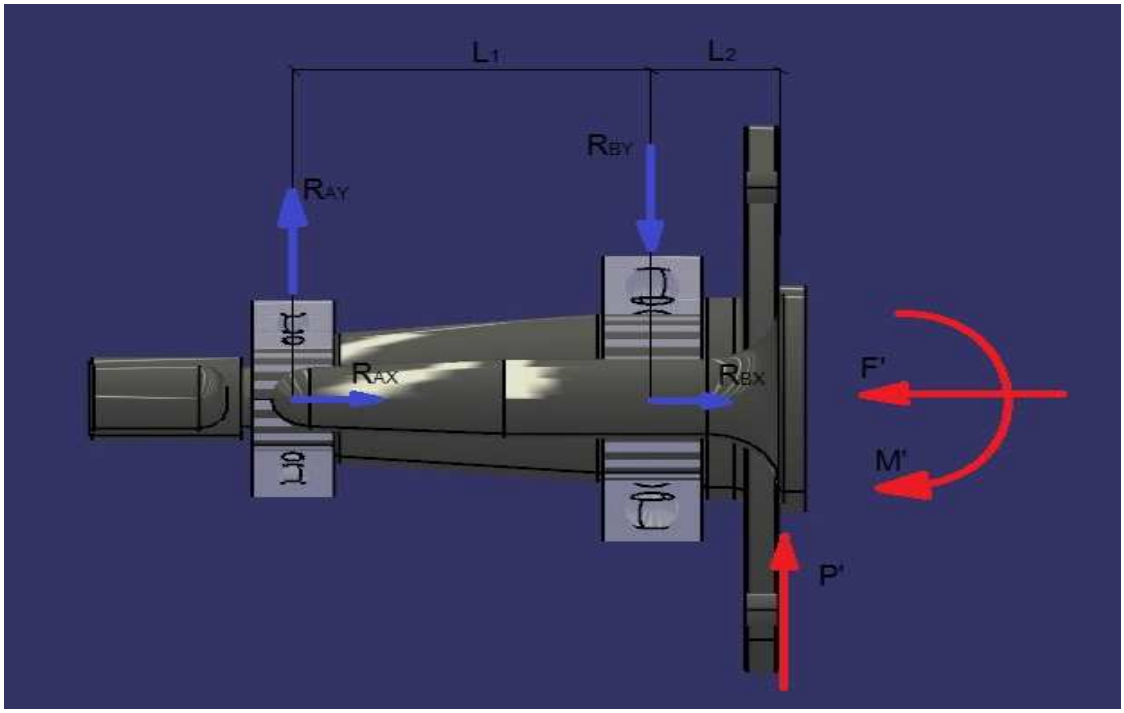


Ilustración 3 Cargas sobre el buje

$$\sum F_x = 0 = B - R_{BX}$$
$$\sum F_y = 0 = R_{AY} + P - R_{BY}$$
$$\sum M_c = 0 = R_{AY}\,(L_1 + L_2) - (R_{BY}\,L_2) + M$$

Fijamos $L_1 = 30\ mm$

$L_2 = 60\ mm$

$R_{BY\,front} = 9961.66\ N$

$R_{AY\,front} = 2299.81\ N$

$R_{BX\,front} = 13488\ N$

$R_{BY\,rear} = 9918.76\ N$

$R_{AY\,rear} = 2256.9\ N$

$R_{BX\,rear} = 13488\ N$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

$M'_F = 2587.45\ Nm$

$F'_F = 134888.75\ N$

$P'_F = 7661.85\ N$

$$\sum F_X = 0 = R_{BX} - F'_F$$

$$\sum F_y = 0 = R_{AY} - R_{BY} + P'_F$$

$$\sum M_C = 0 = R_{AY}\ (L_1 + L_2) - (R_{BY}\ L_2) + M'_F$$

$R_{BY\,front} = -31631.38\ N$

$R_{AY\,front} = -39293.22\ N$

$R_{BX\,front} = 13488.75\ N$

$Numero\ de\ ciclos = 0.86\ 10^6\ ciclos$

$$S_{UT} = 100\ Kg/mm^2\ \ 9.81\ N/Kg\ \frac{1\ 10^6\ mm^2}{m^2} = 981\ 10^6\ Pa = 981\ MPa$$

$S_E = K_A\ K_B\ K_Q\ K_D\ K_E\ K_G\ K_C\ S'_E\ ;$

$Acero\ \ S_{UT} = 981\ MPa \leq 1400\ MPa;$

$S'_E = 0.504\ S_{UT} = 494.42\ MPa$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Factores modificativos

-Superficie $K_A = 1.58\ (981)^{-0.085} = 0.8797$

-Tamaño $K_B = \left(\frac{50}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.808$

-Carga $K_Q = 1$

-Temperatura $K_D = 1$

-Concentración de tensiones $K_E = \frac{1}{K_F} = 0.62 \qquad r = 1.5 \rightarrow q = 0.88$

$K_{F1} = 1 + 0.88\ (0.25) = 1.22 \qquad K_{T1} \rightarrow \frac{r}{D1} = \frac{1.5}{50} = 0.03;$

$K_T = 1.25$

$K_{F2} = 1 + 0.88\ (0.25) = 1.22 \qquad K_{T2} \rightarrow \frac{r}{D2} = \frac{1.5}{48} = 0.031;$

$K_T = 1.25$

$K_{F3} = 1 + 0.88\ (0.7) = 1.22 \qquad K_{T3} \rightarrow \frac{r}{D3} = \frac{1.5}{20} = 0.075;$

$K_T = 1.7$

$K_{F'} = 1 + \left(\frac{0.3\ \ 981}{700} - 0.1\right)\ (0.62) = 1.2$

-Efectos diversos $K_G = 1$

-Confiabilidad $K_C = 1 - (0.08\ \ 1.3) = 0.896$

$S_E = (0.8797\ \ 0.808\ \ 1\ \ 1\ \ 0.62\ \ 1\ \ 0.896)\ 494.42 =$
$195.2778\ MPa$

$0.9\ \frac{S_U}{K_{F'}} = 0.9\ \frac{981}{1.2} = 735.75\ MPa$

$n = 0.86\ 10^6\ ciclos$

$$\frac{\text{Log}\ (735.75) - \log\ (195.28)}{6 - 3} = \frac{\log\ (735.75) - \log\ (S_N)}{\log\ (0.86\ 10^6) - 3}$$

$S_N = 203.704\ MPa$

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

-Goodman

$$\left(\frac{\sigma_m}{\left(\frac{S_{UT}}{C.S.}\right)}\right)+\left(\frac{\sigma_a}{\left(\frac{S_N}{C.S.}\right)}\right)=1$$

$$M=\left[\left(2697.73\ \ 31\ \ 10^3\right)+(550\ \ 19.62\ \ 0.26)\right]+$$
$$-\left[174.91\ (19.62)\ \ 31\ \ 10^3\right]=2889.3+-106.4\ Nm$$

Buje macizo

$$\sigma_m=\frac{M\ \frac{d}{2}}{I_Z}=\frac{2889.3\ \ \frac{d}{2}}{\left(\frac{\pi\ d^4}{32}\right)}=\frac{14715.08}{d^4}$$

$$\sigma_a=\frac{M\ \frac{d}{2}}{I_Z}=\frac{106.42\ \ \frac{d}{2}}{\left(\frac{\pi\ d^4}{32}\right)}=\frac{541.89}{d^3}$$

$$\left(\frac{\left(\frac{14715.08}{d^4}\right)}{\left(\frac{981\ \ 10^6}{1.25}\right)}\right)+\left(\frac{\left(\frac{541.89}{d^3}\right)}{\left(\frac{203.704}{1.25}\right)}\right)=1$$

$$d=\sqrt[3]{1.7575\ \ 10^{-5}}=0.02599\ M=25.99\ mm$$

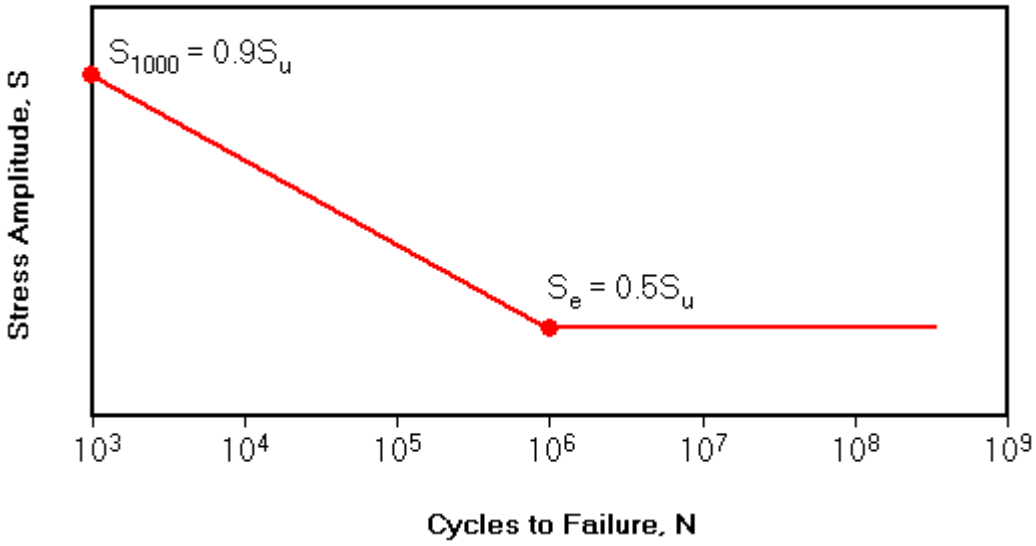


Ilustración 4 Criterio de Goodman

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Buje hueco

$$I_Z = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi}{32}\left(D^4 - d^4\right)$$

$$\sigma_m = \frac{2889.3 \ \frac{D}{2}}{\frac{\pi}{32}\left(D^4 - d^4\right)} = 14715.08 \ \frac{D}{\left(D^4 - d^4\right)}$$

$$\sigma_a = \frac{106.42 \ \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32}\left(D^4 - d^4\right)} = 541.89 \ \frac{D}{\left(D^4 - d^4\right)}$$

$$\left(\frac{\left(14715.08 \ \frac{D}{\left(D^4 - d^4\right)}\right)}{\left(\frac{981 \ 10^6}{1.25}\right)}\right) + \left(\frac{\left(541.89 \ \frac{D}{\left(D^4 - d^4\right)}\right)}{\left(\frac{203.704}{1.25}\right)}\right) = 1$$

$$\frac{D}{\left(D^4 - d^4\right)} = 42981.48$$

$D = 0.045 \text{ m}$

$$\frac{0.045}{\left(0.045^4 - d^4\right)} = 42981.48 \rightarrow d = 0.041 \text{ m} = 41 \text{ mm};$$

$$\text{Área sección} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) = 2.04 \ 10^{-4} \text{ m}^2$$

$D = 0.040 \text{ m}$

$$\frac{0.040}{\left(0.040^4 - d^4\right)} = 42981.48 \rightarrow d = 0.0369 \text{ m} = 37 \text{ mm};$$

$$\text{Área sección} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) = 1.872 \ 10^{-4} \text{ m}^2$$

$D = 0.038 \text{ m}$

$$\frac{0.038}{\left(0.038^4 - d^4\right)} = 42981.48 \rightarrow d = 0.0345 \text{ m} = 34.5 \text{ mm};$$

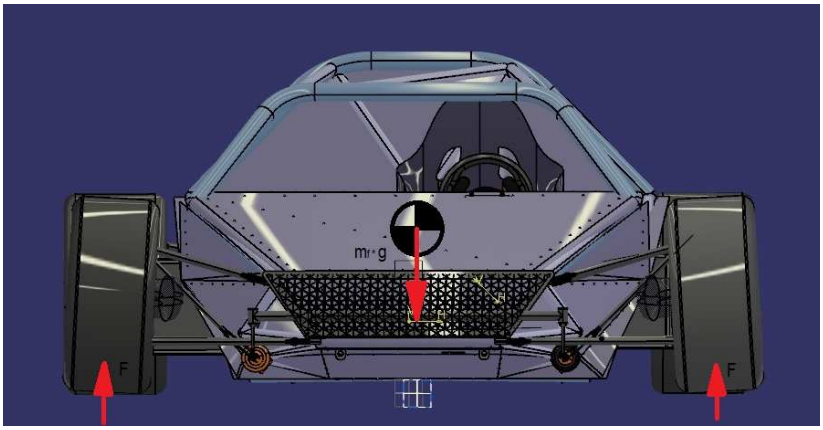
$$\text{Área sección} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) = 1.992 \ 10^{-4} \text{ m}^2$$

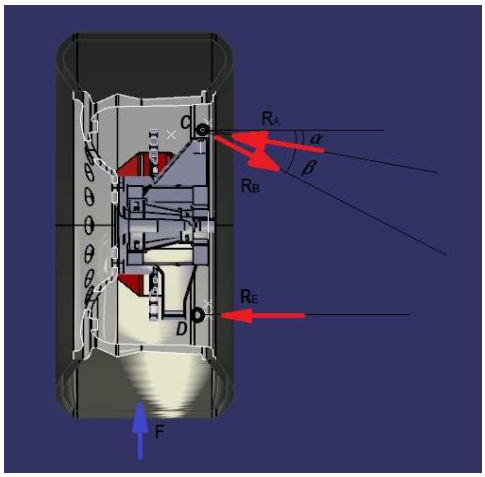
upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2 Cálculo cargas en los elementos de la suspensión

2.1 Suspensión delantera

2.1.1 Carga Vertical





$$F = 2921.44$$

$$\sum F_x = 0 = R_A \cos\alpha - R_B \cos\beta + R_E$$

$$\sum F_y = 0 = R_A \sin\alpha - R_B \sin\beta + F$$

$$\sum M_C = 0 = R_E d \; ; \; R_E = 0\,N$$

$$R_A \cos\alpha = R_B \cos\beta$$

$$R_A = R_B \frac{\cos\beta}{\cos\alpha} = 5128.75\,N$$

$$\left(R_B \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}\right) \sin\alpha - R_B \sin\beta = -F = -2921.44\,N$$

$$R_B = \frac{2921.44}{\left[\left(\frac{\cos\beta}{\cos\alpha}\right) - \sin\beta\right]} = 6492.08\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Esfuerzos en el triángulo A-C-A'

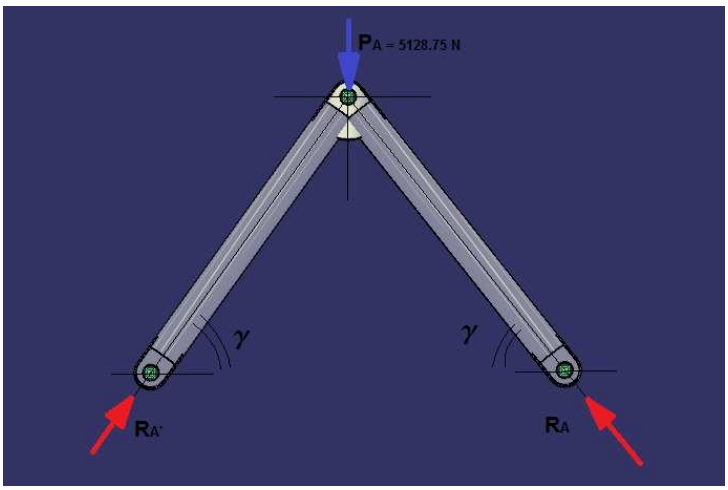


Ilustración 5 Carga vertical sobre el triángulo A-C-A'

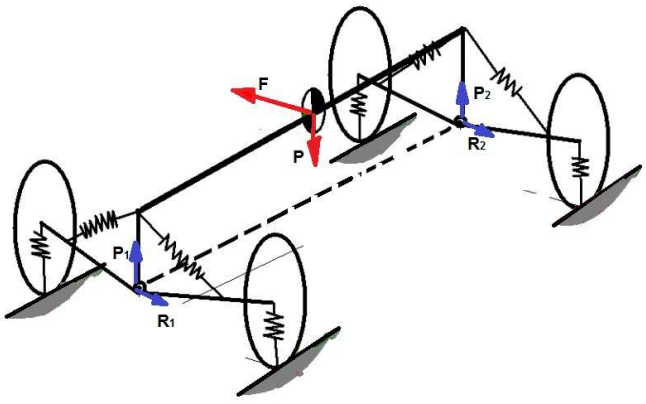
$$\sum F_x = 0 = R_{A'} \cos\gamma - R_A \cos\gamma \; ; \quad R_{A'} = R_A$$

$$\sum F_y = 0 = P_A - 2 R_A \sin\gamma$$

$$5128.75 = 2 R_A \sin\gamma$$

$$R_A = \frac{5128\ 75}{2 \sin\gamma} = 3078.40$$

2.1.2 Carga lateral



$$F = m.a = 550\ 2\ (9.81) = 5395.5\ N$$

$$R_1 + R_2 = F = 10791\ N$$

$$\sum M_1 = 0 = (143\ F) - (R_2\ 239)$$

$$R_2 = \frac{10791\ \ 143}{239} = 6456.53\ N$$

$$R_1 = 10791 - 6456.53 = 4334.46\ N$$

$$P_1 + P_2 = P = 550\ 9.81 = 5395.5\ N$$

$$\sum M_1 = 0 = (143\ P) - (P_2\ 239)$$

$$\frac{(5395.5\ 143)}{239} = P_2 = 3228.26\ N$$

$$P_1 = 5395.5 - 3228.26 = 2167.23\ N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

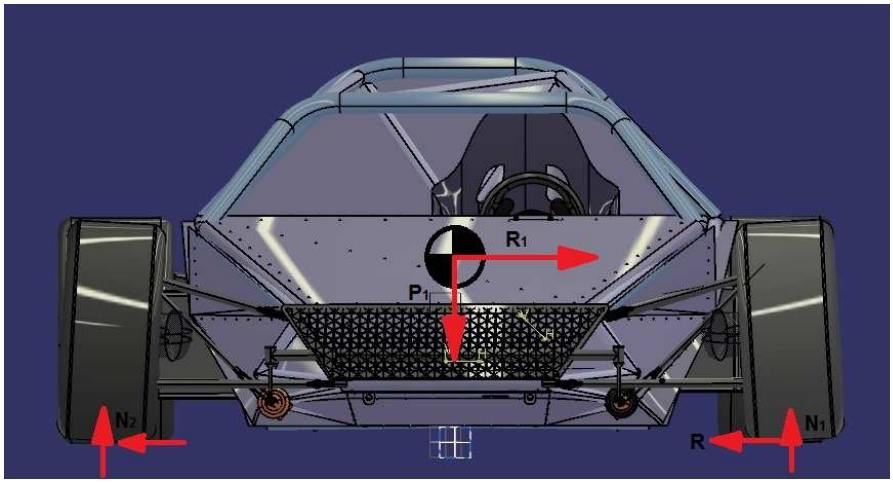


Ilustración 6 Carga lateral

$$\sum F_x = 0 = R_1 - R \; ; \quad R = R_1$$

$$\sum F_y = 0 = P_1 - N_1 - N_2$$

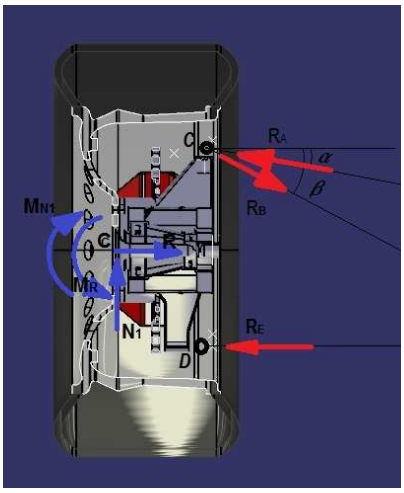
$$\sum \dot{M}_C = 0 = (1600\, N_2) + (262\, R_1) - (800\, P_1)$$

$$R_1 = 4339.46\ N$$

$$P_1 = 2167.23\ N$$

$$N_2 = \frac{(2167.23\ 800) - (4334.46\ 262)}{1600} = 373.84\ N$$

$$N_1 = P_1 - N_2 = 2167.23 - 373.84 = 1793.38\ N$$



$$\sum F_x = 0 = R_A \cos\alpha - R_B \cos\beta - R + R_E$$

$$\sum F_y = 0 = R_A \sin\alpha - R_B \sin\beta + N_1$$

$$\sum \dot{M}_C = 0 = M + [(R_A \cos\alpha - R_B \cos\beta)\ 136] - [120\, R_E]$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

$M_R = 4334.46\ 256.5 = 1111789\ N\,mm$

$M_{N1.} = 1793.38\ 20 = 35867.6\ N\,mm$

$M_R - M_{N1.} = 1075921.4\ N\,mm = M$

$(0.96\,R_A) - (0.76\,R_B) - 4334.46 + R_E = 0$

$(0.24\,R_A) - (0.64\,R_B) + 1793.38 = 0$

$$R_A = \frac{(0.64\,R_B - 1793.38)}{0.24} = 2.67\,R_B - 7472.41$$

$(2.56\,R_B - 7173.52) - 0.76\,R_B - 4334.46 + R_E = 0$

$1.8\,R_B - 11507.98 + R_E = 0\ ;\quad R_E = 11507.98 - 1.8\,R_B$

$1075921.4 + [[(2.67\,R_B - 7472.41)\,0.96 - (0.76\,R_B)]\,136] - [(11507.98 - 1.8\,R_B)\,120] = 0$

$1075921.4 + 244.8\,R_B - 978587.36 - 1380957.6 + 216\,R_B = 0$

$$R_B = \frac{1280633.56}{460.8} = 2779.15\ N$$

$R_A = -52\ N$

$R_E = 6505.51\ N$

Triángulo A-C-A’

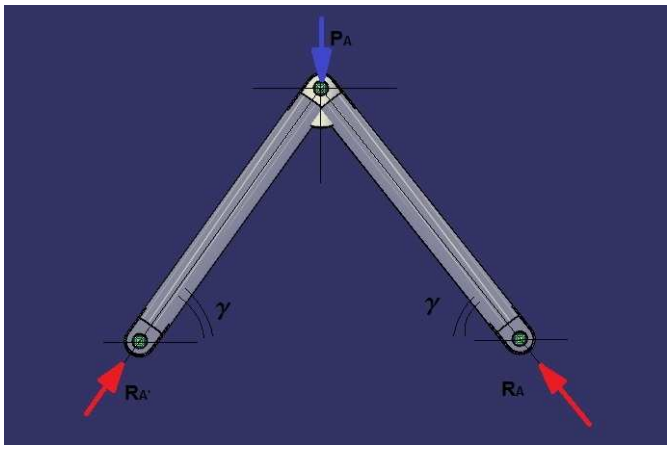


Ilustración 7 Triángulo A-C-A' ante carga lateral

$$\sum F_y = 0 = -52 - 2R_A \operatorname{Sin}\gamma$$

$$R_A = -31.21\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Triángulo B-C-B’

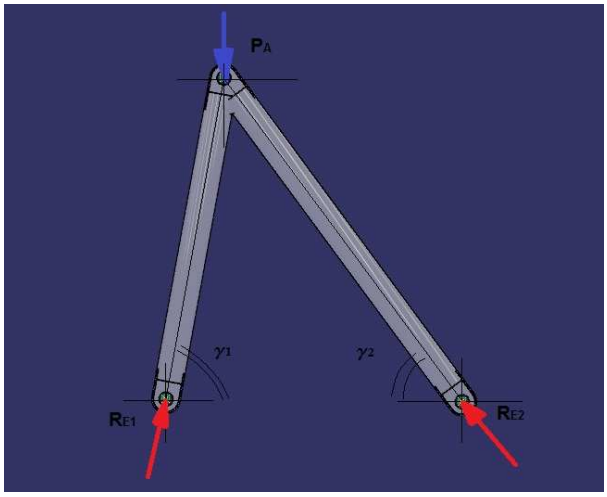


Ilustración 8 Triángulo B-C-B' ante carga lateral

$$\sum F_y = 0 = 6505.51 - 2R_E Sin\gamma$$

$$R_E = 3659.47 N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.2 Carga longitudinal

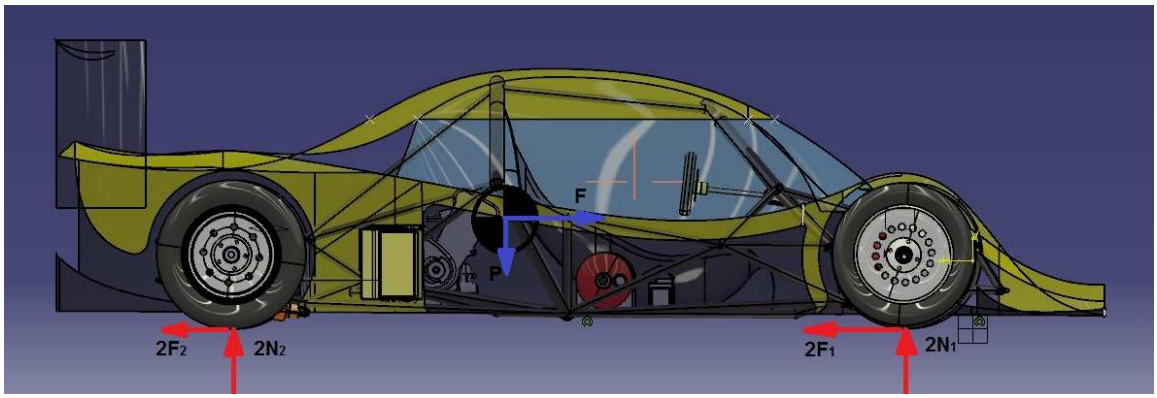


Ilustración 9 Cargas frenado

$$F = ma = 550\ 2(9.81) = 10791\,N$$

$$\sum F_X = 0 = 2(F_1 + F_2) - F = 0.6F + 0.4F - F = 0$$

$$2F_1 = 0.6F;\ F_1 = 3237.3\,N$$

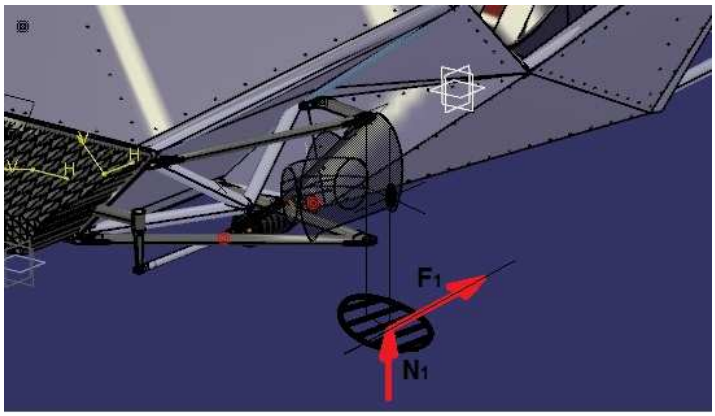
$$2F_2 = 0.4F;\ F_2 = 2158.2\,N$$

$$\sum F_Y = 0 = 2(N_1 + N_2) - 5395.5$$

$$\sum M_1 = 0 = (320F) - (1430P) + (2N_2\ 2390)$$

$$N_2 = 891.72\,N$$

$$N_1 = 4503.77\,N$$



$$\sum F_X = 0 = R_{HA} + 3237.3 - R_{HE};\ R_{HE} = 3237.3\,N$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum M_C = 0 = 136\,R_{HA} + (120\,R_{HE}) - 830367.45$$

$$R_{HA} = 1726.14\,N$$

$$R_{HE} = 4963.44\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

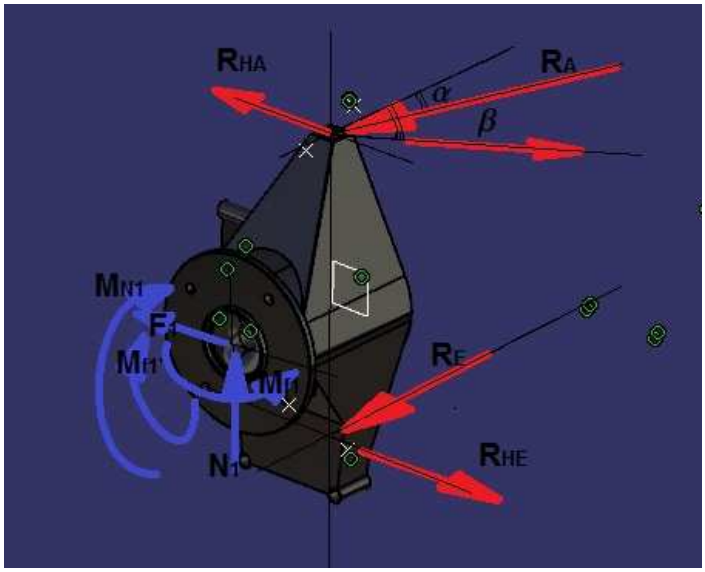


Ilustración 10 Carga longitudinal sobre mangueta

2.2.1.1 Estimación del Scrub Radius

$$F = N\,\mu = [1/2\,(0.4\;\;550\;\;9.81)]\;\;0.15 = 1079.1\,N\;\;0.15 = F = 161.86\,N$$

el momento en el eje de la mangueta ..

$$M_{EM} = F\,SR = 161.86\;\;50\;\;10^{-3} = 8.093\,Nm$$

$$M_{EM} = N_1\,S = 8.093\,Nm = N_1\;\;70.83\;\;10^{-3}\;;\;N_1 = 102.66\,N$$

En frenada

$$M_{EM} = F\,SR = 3237.3\;\;N_1\;\;50\;\;10^{-3} = 161.86\,Nm$$

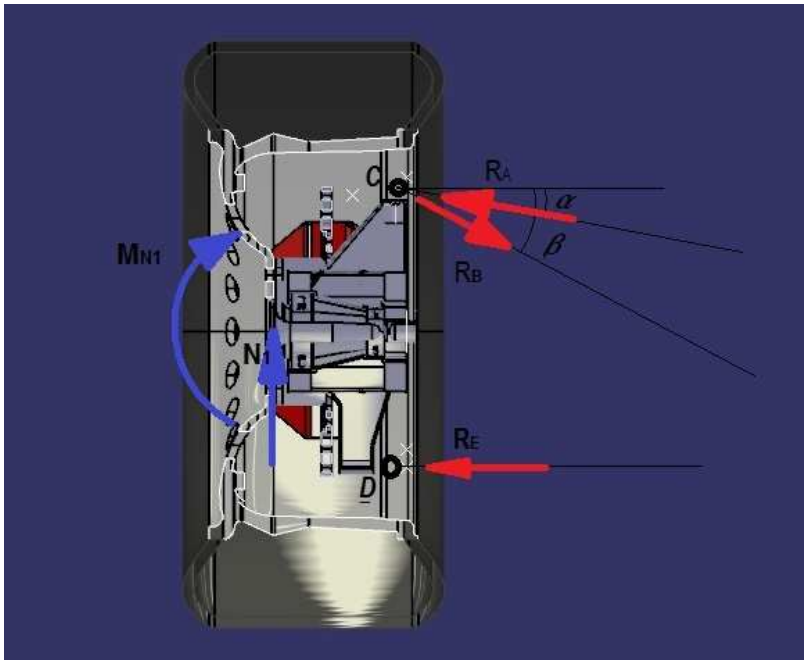
$$N_1 = 2053.34\,N$$

$$\sum F_x = 0 = N_1\,Cos\alpha - N_1\,Cos\alpha - R_3$$

$$\sum F_y = 0 = 2\,N_1\,Sin\,\alpha - R_1 - R_2;\;\;R_1 = R_2;\;R_3 = 0\,N$$

$$R_1 = R_2 = 826.18\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira



$$\sum F_x = 0 = R_A \cos\alpha - R_B \cos\beta + R_E$$

$$\sum F_y = 0 = R_A \sin\alpha - R_B \sin\beta + N_1$$

$$\sum M_C = 0 = M_{N1} + [(R_B \cos\beta - R_A \cos\beta)\, 136] + [120\, R_E]$$

$$R_A = 6176.31\ N$$

$$R_B = 9322.37\ N$$

$$R_E = 1128.34\ N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Triángulo A-C-A’

$$\sum F_x = 0 = R_1 \cos\gamma + 1726.14 - R_2 \cos\gamma$$
$$\sum F_y = 0 = 6176.31 - (R_1 + R_2)\sin\gamma$$
$$R_1 = 2147.18\,N$$
$$R_2 = 5267.19\,N$$

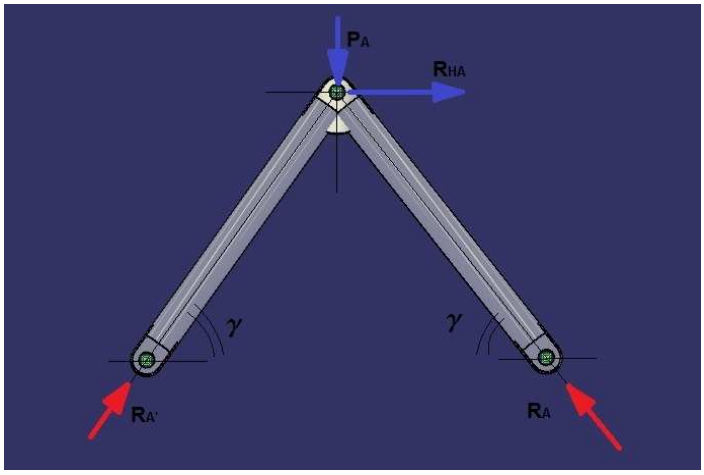


Ilustración 11 Triángulo A-C-A' ante carga longitudinal

Triángulo B-C-B’

$$\sum F_x = 0 = 4963.44 + (R_2 - R_1)\cos\gamma$$
$$\sum F_y = 0 = 1128.34 - (R_2 + R_1)\sin\gamma$$
$$R_1 = 6051.13\,N$$
$$R_2 = -4781.71\,N$$

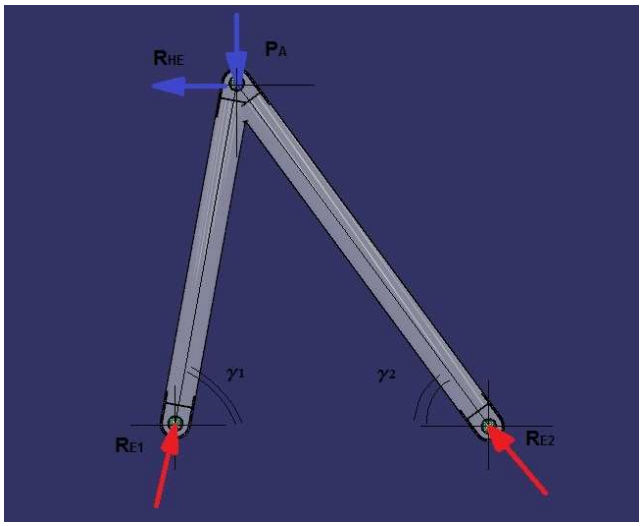


Ilustración 12 Triángulo B-C-B' ante carga longitudinal

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.3 Suspensión trasera

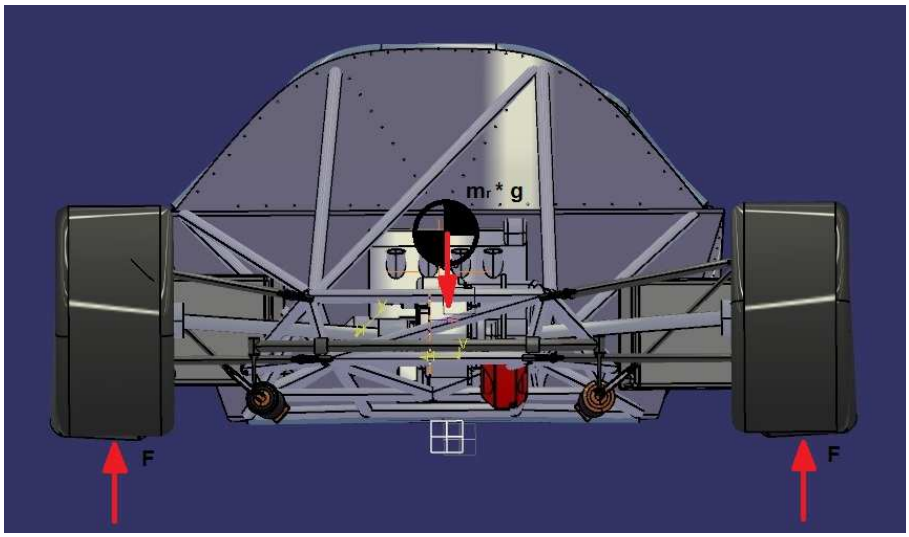


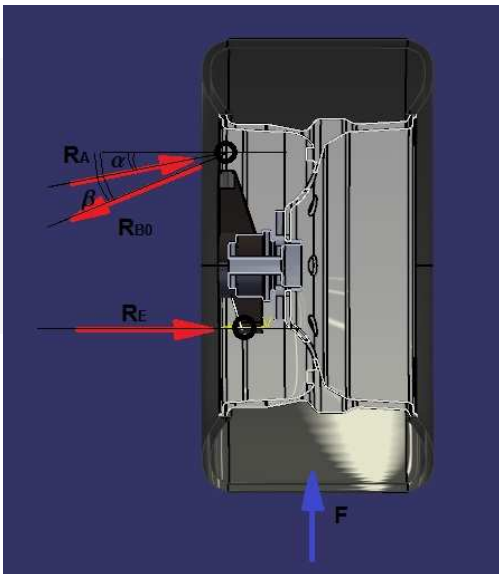
Ilustración 13 Carga vertical a través de la suspensión trasera

–CARGA VERTICAL

$$\sum F_X = 0 = R_A \cos\alpha - R_B \cos\beta + R_E$$

$$\sum F_y = 0 = R_A \sin\alpha - R_{B0} \sin\beta + 2563.11$$

$$\sum M_C = 0 = 224\, R_E; \quad R_E = 0\,N$$



$$R_A = 3947.18\,N$$

$$R_{B0} = 5126.22\,N = R_B \cos\delta; \quad R_B = 5190,\ 32\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Efecto del ángulo formado por el tirante con la vertical

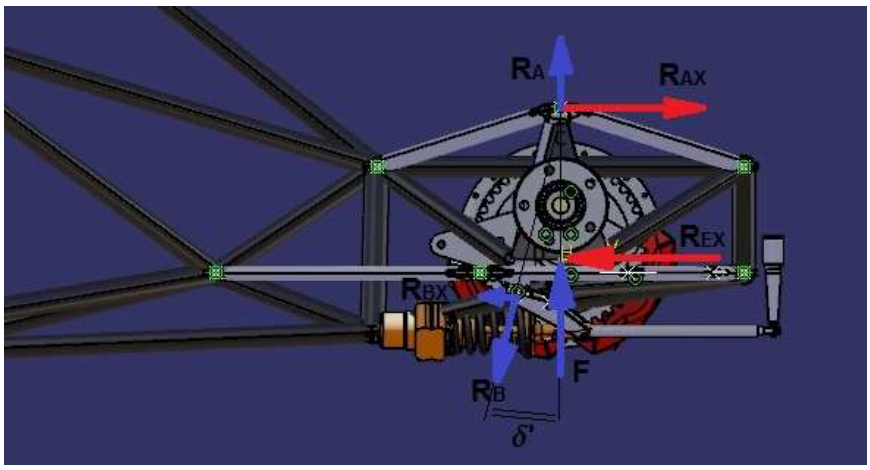


Ilustración 14 Efecto del tirante descentrado

$$\sum F_x = 0 = R_{BX} - R_{AX} + R_{EX};$$

$$R_{BX} = R_{AX} = R_B \, Sin\delta' = 1243.34\,N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_C = 0 = 224\,R_{EX};\ R_{EX} = 0$$

Triángulo A-C-A'

$$\sum F_x = 0 = 1243.34 - R_1 Cos\gamma + R_2 Cos\gamma$$

$$\sum F_y = 0 = 3947.18 - R_1 Sin\gamma - R_2 Sin\gamma$$

$$R_1 = 3523.57\,N$$

$$R_2 = 1030.11\,N$$

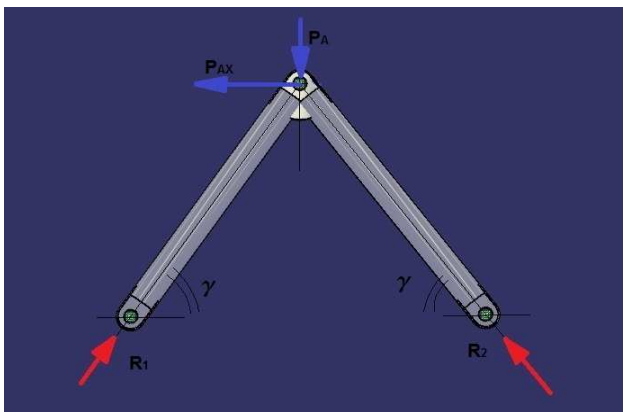


Ilustración 15 Triángulo A-C-A' ante carga vertical

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.3.1 Carga lateral

$$P_1 = 3228.26\,N$$

$$P_2 = 6456.53\,N$$

$$\sum F_x = 0 = R_2 - R;\ R_2 = R = 6453.53\,N$$

$$\sum F_y = 0 = P_2 - N_1 - N_2 = 3228.26 + 73.37 - N_2$$

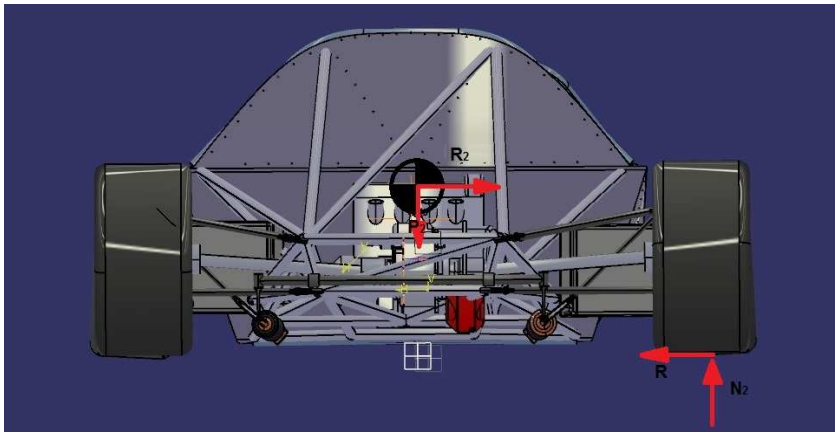
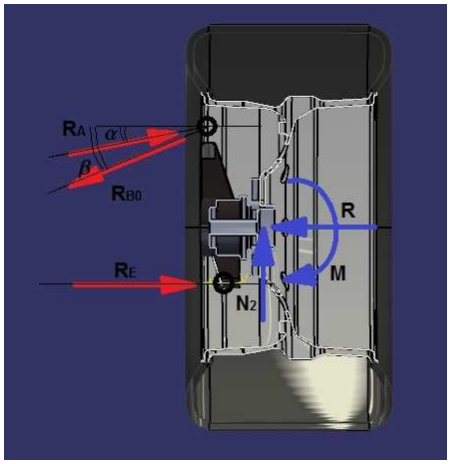


Ilustración 16 Suspensión trasera ante carga lateral



$$N_2 = 3301.63\,N$$

$$\sum M_C = 0 = (397\,R_2) - (759.5\,P_2) + (1519\,N_1)$$

$$N_1 = -73.37\,N$$

$$\sum F_x = 0 = R_A \cos\alpha + R_E - R_{B0} \cos\beta - 6456.53$$

$$\sum F_y = 0 = R_A \sin\alpha - R_{B0} \sin\beta + 3301.63$$

$$\sum M_C = 0 = [130.5\,(R_A \cos\alpha - R_{B0} \cos\beta)] + M - (93.5\,R_E)$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

$$M = 266.5 \;\; 6456.53 = 1720665.24\,\text{Nmm}$$

$$R_E = 7658.26\,\text{N}$$

$$R_A = -4917.89\,\text{N}$$

$$R_{B0} = 3781.79\,\text{N};$$

$$R_B = 3735.08\,\text{N}$$

$$\sum F_x = 0 = R_A \cos\alpha + R_E - R_{B0} \cos\beta - 6456.53$$

$$\sum F_y = 0 = R_A \sin\alpha - R_{B0} \sin\beta + 3301.63$$

$$\sum M_C = 0 = [130.5\,(R_A \cos\alpha - R_{B0} \cos\beta)] + M - (93.5\,R_E)$$

$$M = 266.5 \;\; 6456.53 = 1720665.24\,\text{Nmm}$$

$$R_E = 7658.26\,\text{N}$$

$$R_A = -4917.89\,\text{N}$$

$$R_{B0} = 3781.79\,\text{N};$$

$$R_B = 3735.08\,\text{N}$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.3.2 Carga longitudinal

$$F_2 = 2158.2\,N$$

$$N_2 = 891.72\,N$$

$$M_2 = (266.5\,F_2) = 575160.3\,Nmm = M$$

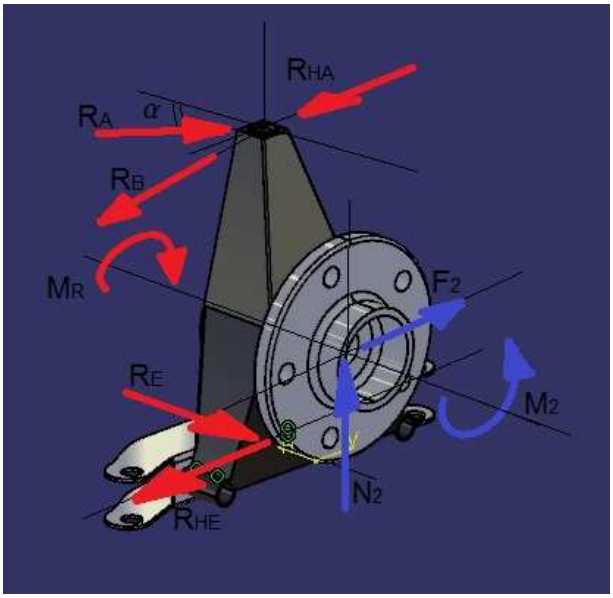
$$M = (\text{Reacción al momento de frenado en el palier, frenos abordo})$$

$$\sum F_x = 0 = R_{HA} + R_{HE} - F_2$$

$$\sum M_C = 0 = (130.5\,F_2) - (224\,R_{HE})$$

$$R_{HE} = 1257.34\,N$$

$$R_{HA} = 900.85\,N$$



$$\sum F_x = 0 = R_A \cos\alpha - R_{BO} \cos\beta + R_E$$

$$\sum F_y = 0 = R_A \sin\alpha - R_{BO} \sin\beta + 891.72\,N$$

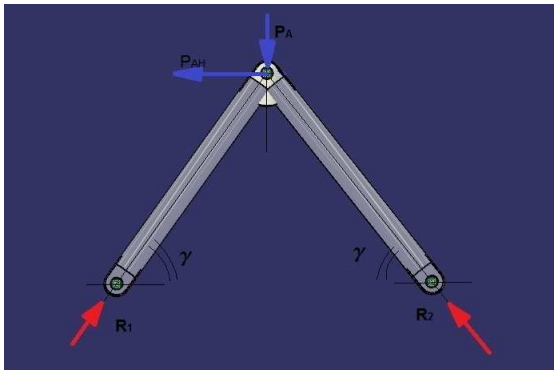
$$\sum M_C = 0 = 224\,R_E;\quad R_E = 0\,N$$

$$R_A = 1511.84\,N$$

$$R_{BO} = 1963.44\,N;\quad R_B = 1939.19\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Triángulo A-C-A'



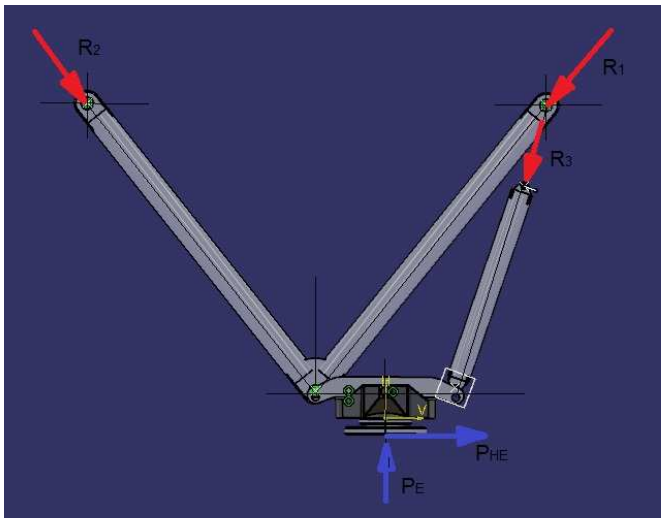
$$\sum F_x = 0 = P_{HA} - R_1 \cos\gamma + R_2 \cos\gamma$$

$$\sum F_y = 0 = P_A - (R_1 + R_2)\sin\gamma$$

$$R_1 = 1775.43\,N$$

$$R_2 = -31.23\,N$$

Triángulo B-C-B'



$$\sum F_x = 0 = P_{HE} - R_1 \cos\gamma` - R_3 \cos\gamma + R_2 \cos\gamma$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 \sin\gamma` + R_3 \sin\gamma` + R_2 \sin\gamma$$

$$\sum M_C = 0 = (110 P_E) - (220 R_3 \sin\gamma)$$

$$R_1 = 1337.93\,N$$

$$R_2 = 1611.96\,N$$

$$R_3 = 0\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.4 Cargas mínimas y máximas

2.4.1 Suspensión Delantera

-Triángulo superior
3078.4N 5267.19N
31.21 31.21N

-PullRod
2779.15N 9322.37N

-Triángulo inferior
6051.13N 3659.47N
3659.47N 4781.71N

-Toe_link
2053.34N

2.4.2 Suspensión trasera

- Triángulo superior
1030.11N 3523.57N
5622.84N 4413.67N

-PullRod
1939.19N 5190.32N

- Triángulo inferior
1047.78N 4053.56N
10.84N 1611.96N

-Toe_link
3988.67N

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.5 Cargas en las rótulas

2.5.1 Suspensión delantera

A-9-(3078.4N-,31.21N+)
A`-9-(5267.19N-,31.21N+)
C1-0-(6412.98N,52N)

E-9-(2779.15N+,9322.37N+)
C2-9-(2779.15N+,9322.37N+)

B-9-(6051.13N-,3659.47N-)
B`-9-(3659.47N-,4781.71N+)
D-0-(6505.5N,5090.07N)

2.5.2 Suspensión trasera

A-9-(1030.11N-,5622.84N+)
A`-9-(3526.57N-,4413.67N+)
C1-0-(1759.88N,4953.45)

E-9-(1939.19N+,5190.32N+)
C2-9-(1939.19N+,5190.32N+)

B-9-(1337.93N-,10.84-)
B`-9-(4053.56N-,1611.96N+)
D-0-(1250.34N,7658.26N)
D`-9-(4829.1N)
B``-9-(4829.1N)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.6 Basculante delantero

$$\sum F_X = 0 = P_E - R_X - F\ Sin(40)$$

$$\sum F_Y = 0 = R_y - R_m;\quad R_y = R_m$$

$$\sum F_Z = 0 = F\,Cos(40) - R_Z$$

$$\sum \mathbf{M_C = 0 = (42.77\,P_E) - (70.01\,R_m)}$$

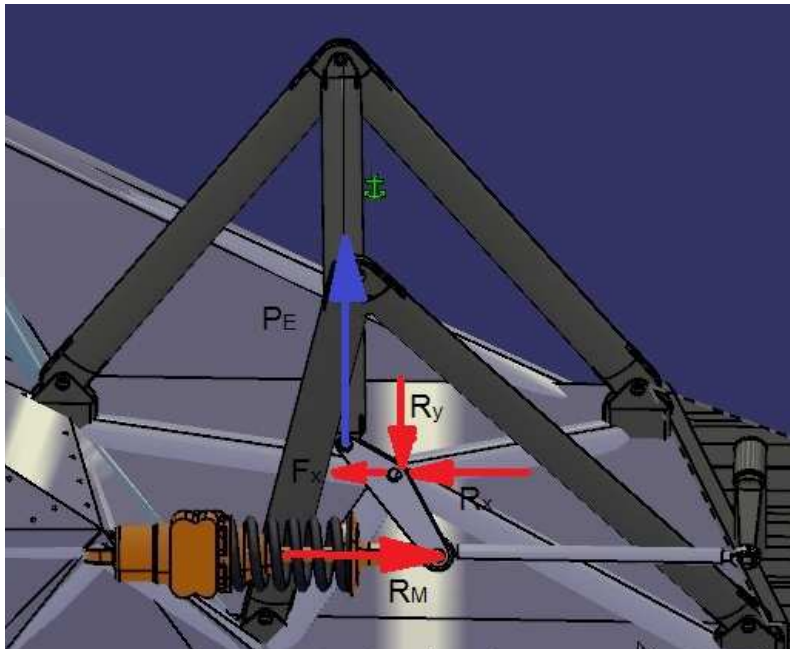


Ilustración 17 Carga a través del basculante delantero

Carga vertical

$P_E = 6492.08\,N,\ F = 2921.44\,N$

$R_X = 4614.49\,N$

$R_y = 3966.09\,N$

$R_Z = 2237.95\,N$

Carga lateral

$P_E = 2779.15\,N,\ F = 2167.23\,N$

$R_X = 1386.08\,N$

$R_y = 1697.81\,N$

$R_Z = 1660.19\,N$

Carga longitudinal

$P_E = 9322.37\,N,\ F = 4503.77\,N$

$R_X = 6427.44\,N$

$R_y = 5678.53\,N$

$R_Z = 4503.77\,N$

Cargas máximas

$R_X max = 6427.44\,N$

$R_y max = 5678.53\,N$

$R_Z max = 43450.03\,N$

Reacción Radial = 8576.39N
Reacción Axial = 3450.03N

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.7 Basculante trasero

$$\sum F_x = 0 = P_E - R_x - F\ Sin(40)$$

$$\sum F_y = 0 = R_y - R_m;\quad R_y = R_m$$

$$\sum F_Z = 0 = F\,Cos(40) - R_z$$

$$\sum M_C = 0 = (42.77\,P_E) - (70.01\,R_m)$$

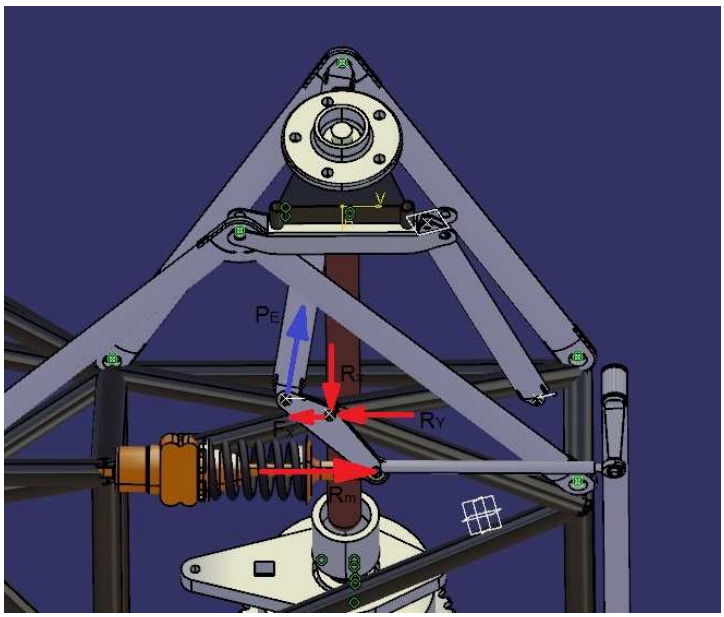


Ilustración 18 Carga a través del basculante trasero

Carga vertical

$$P_E = 5190.32\,N,\ F = 2563.11\,N$$
$$R_x = 3542.85\,N$$
$$R_y = 3316.49\,N$$
$$R_z = 1963.445\,N$$

Carga lateral

$$P_E = 3735.08\,N,\ F = 3228.26\,N$$
$$R_x = 3523.85\,N$$
$$R_y = 2385.48\,N$$
$$R_z = 2473\,N$$

Carga longitudinal

$$P_E = 1939.19\,N,\ F = 891.72\,N$$
$$R_x = 1365.96\,N$$
$$R_y = 3924.9\,N$$
$$R_z = 752.04\,N$$

Cargas máximas

$$R_x max = 3542.85\,N$$
$$R_y max = 3924.9\,N$$
$$R_z max = 2473\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.8 Cargas en las manguetas delanteras

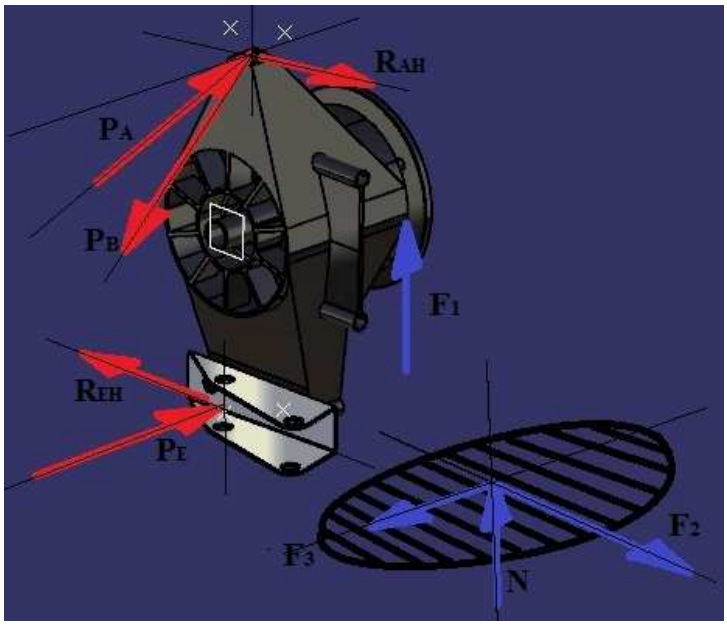
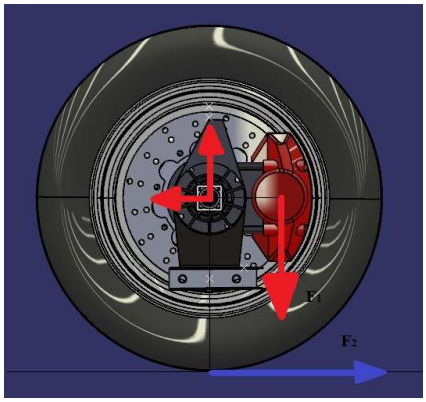


Ilustración 19 Cargas mangueta delantera

Solicitación	Longitudinal (N)	Lateral (N)	Vertical (N)
PA	-6176.31	31.21	-3078.4
PB	9322.37	2779.15	6492.08
FE	-1128.34	-3659.47	0
N	-4503.77	-1793.38	-2921.44
F1	7480.78	0	0
F2	3237.3	0	0
RAH	1726.14	0	0
REH	4963.44	0	0
F3	0	4334.46	0

Cálculo de las reacciones de frenado sobre la pinza



$$F_2 = 3237.3\,N$$

$$F_1 = \frac{(3237.3 \quad 256.5)}{111} = 7480.78\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.8.1 Reacciones en los anclajes inferiores de la mangueta delantera

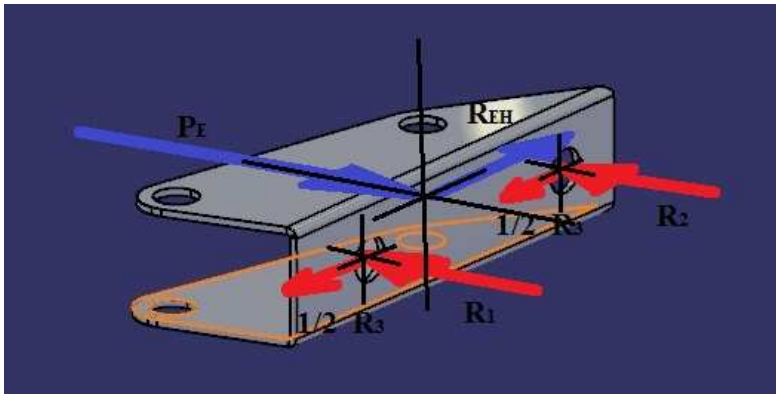


Ilustración 20 Cargas en el anclaje de la mangueta delantera

$$\sum F_X = 0 = R_3 - R_{EH};$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - P_E;$$

$$\sum M_C = 0 = (11.61\ R_2) - (28.34\ R_1) - (10.6\ R_3)$$

Carga vertical

$$R_1 = 0N$$
$$R_2 = 0N$$
$$R_3 = 0N$$

Carga lateral

$$R_1 = 1062.16N$$
$$R_2 = 2597.30N$$
$$R_3 = 0N$$

Carga longitudinal

$$R_1 = -1012.62$$
$$R_2 = 2140.96N$$
$$R_3 = 4963.44N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.8.2 Cargas simplificadas sobre las manguetas delanteras

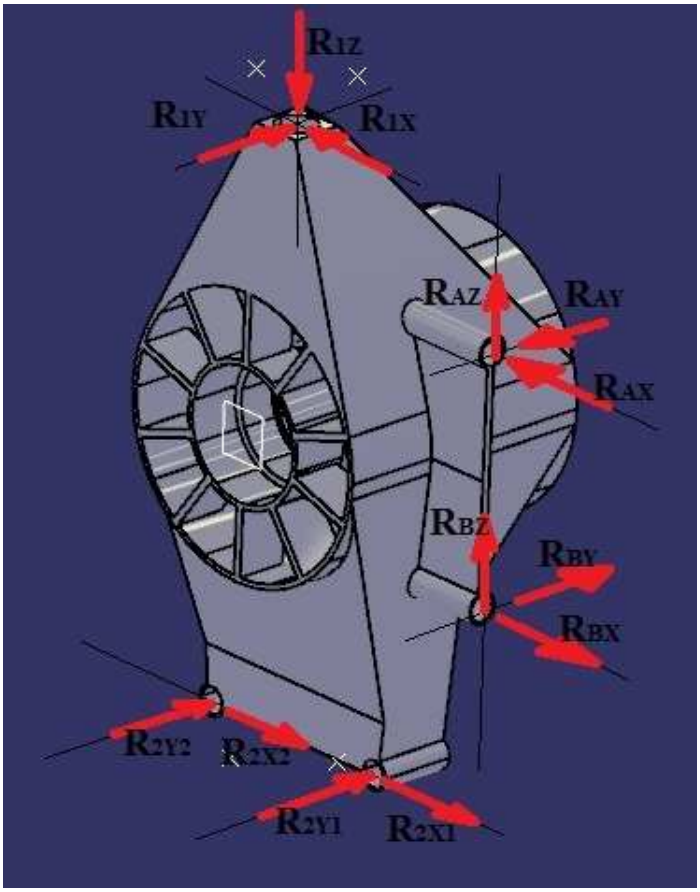


Ilustración 21 Cargas simplificadas mangueta delantera

Solicitación	Longitudinal (N)	Lateral (N)	Vertical (N)
R1x	1726.14	0	0
R1y	1154.28	2098.69	1989.14
R1z	4475.11	1778.73	3416.83
R2x	4963.44	0	0
R2y1	1012.62	1062.16	0
R2y2	2140.96	2597.3	0
Rax	1886.73	0	0
RAZ	3740.39	0	0
RBX	1886.73	0	0
RBZ	3740.3	0	0

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.9 Cargas en las manguetas traseras

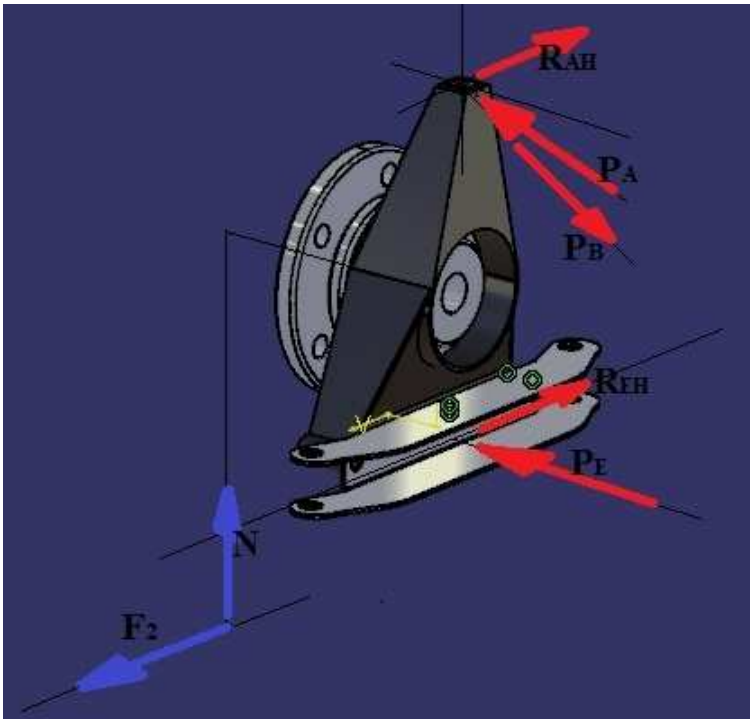


Ilustración 22 Cargas mangueta trasera

Solicitación	Longitudinal (N)	Lateral (N)	Vertical (N)
FA	-1511.84	4917.89	3947.18
FB	1963.19	3735.08	5190.32
FE	0	-7658.26	0
N	-891.72	-3301.63	-2563.11
F2	2158.2	0	0
RAH	900.85	592.5	1243.34
REH	1237.34	0	0

$$\sum F_x = 0 = R_3 - R_{EH};$$

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - P_E;$$

$$\sum M_C = 0 = (140\,R_2) - (20\,R_{EH}) - (70\,P_E)$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.9.1 Reacciones en los anclajes inferiores de la mangueta

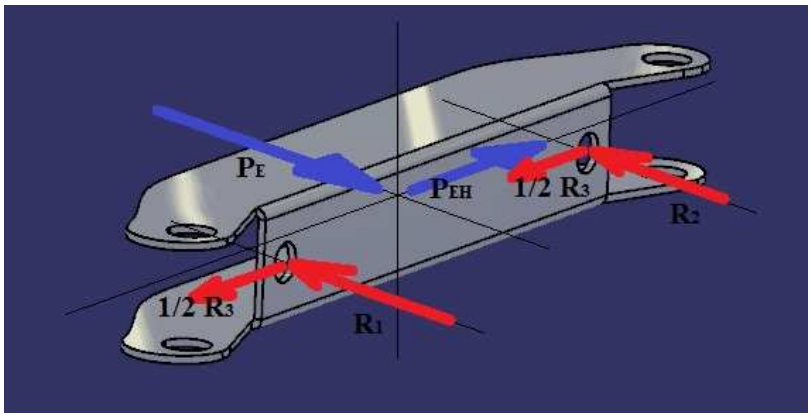


Ilustración 23 Cargas en el soporte de la mangueta trasera

Carga vertical

$$R_1 = 0N$$
$$R_2 = 0N$$
$$R_{3=}0N$$

Carga lateral

$$R_1 = 3829.13N$$
$$R_2 = 3829.13N$$
$$R_3 = 0N$$

Carga longitudinal

$$R_1 = 179.62N$$
$$R_2 = 179.62N$$
$$R_3 = 1257.34N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2.9.2 Cargas simplificadas sobre las manguetas traseras

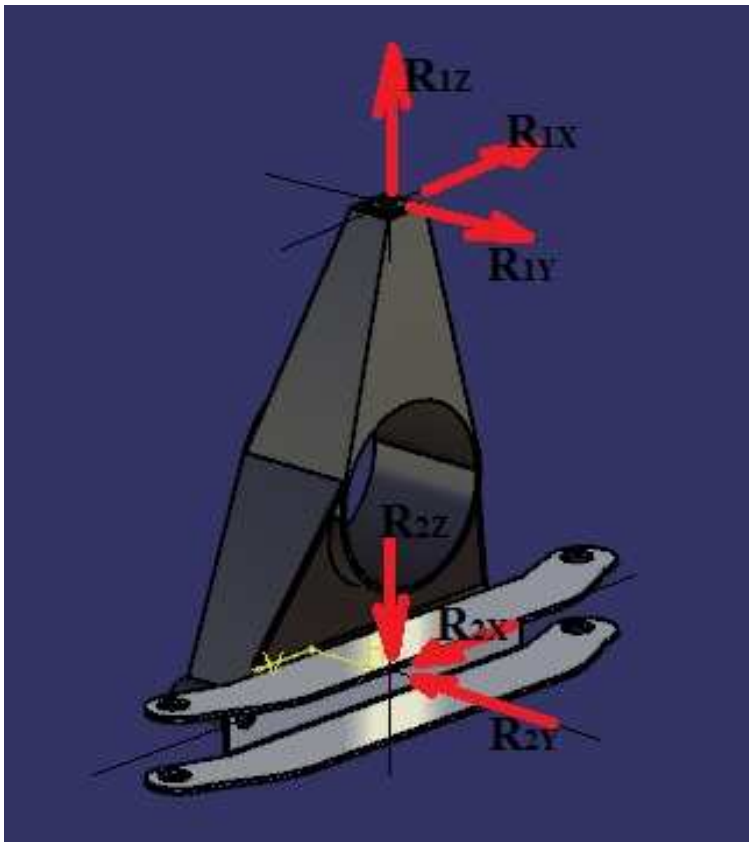


Ilustración 24 Cargas simplificadas mangueta trasera

Solicitación	Longitudinal (N)	Lateral (N)	Vertical (N)
R1x	900.85	592.5	1243.34
R1y	38.37	7626.9	149.77
R1z	890.53	3608.87	2366.66
R2x	1257.34	0	0
R2y1	-179.62	3829.13	0
R2y2	179.62	3829.13	0

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3 Reacciones en la transmisión y frenos traseros

3.1 Reacciones en las fijaciones de los frenos traseros

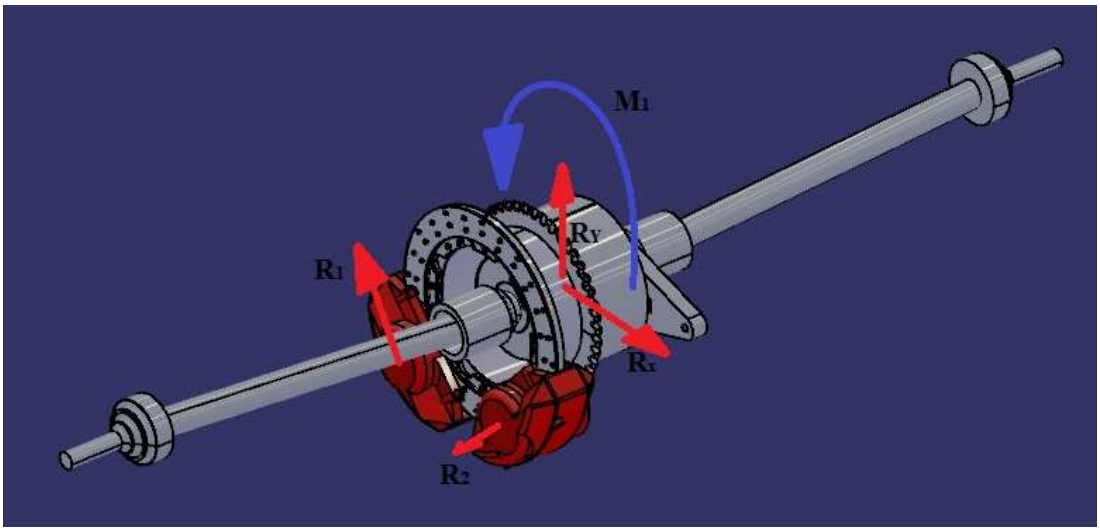


Ilustración 25 Cargas en el sistema de freno trasero

$$\sum F_x = 0 = (R_1 + R_2)\,\mathrm{Cos}\alpha - R_x$$

$$\sum F_y = 0 = (R_1 - R_2)\,\mathrm{Sin}\alpha - R_y$$

$$\sum M_C = 0 = 106.2\,(R_1 + R_2) - M_1$$

M_1 = Momento de Frenado

$M_1 = 575160.3$ Nmm,

$R_1 = R_2 = 2707.91$ N

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.2 Reacciones en la fijación de la corona del diferencial

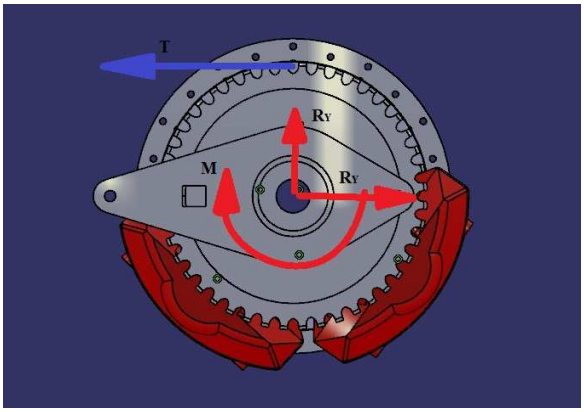


Ilustración 26 Reaciones corona diferencial

$$M = 1269.63\,Nm$$

$$\sum F_x = 0 = T - R_x$$

$$\sum F_y = 0 = R_y$$

$$\sum M_C = 0 = (108.75\,T) - M$$

$$T = R_x = 11674.75\,N$$

3.3 Reacciones en las pinzas de freno traseras

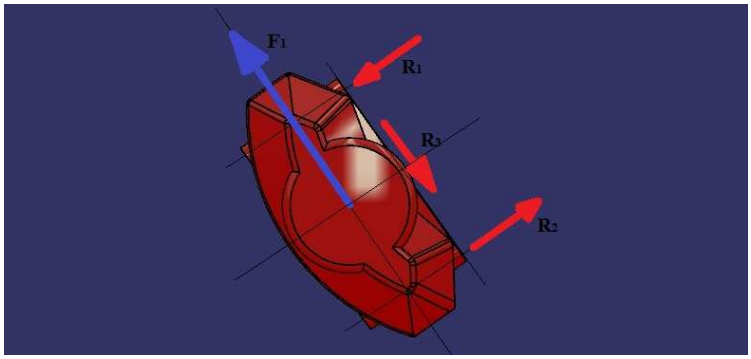


Ilustración 27 Reacciones fijación pinza freno trasero

$$\sum F_x = 0 = R_1 - R_2; \qquad R_1 = R_2$$

$$\sum F_y = 0 = F_1 - R_3; \qquad R_3 = F_1 = 2707.91\,N$$

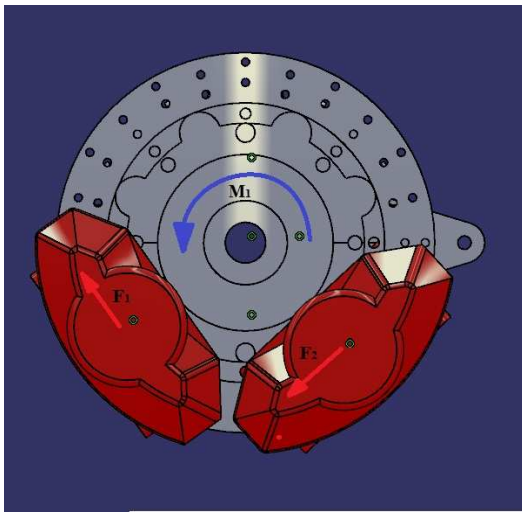
$$\sum M_C = 0 = (20.9\,F_1) - (130\,R_2)$$

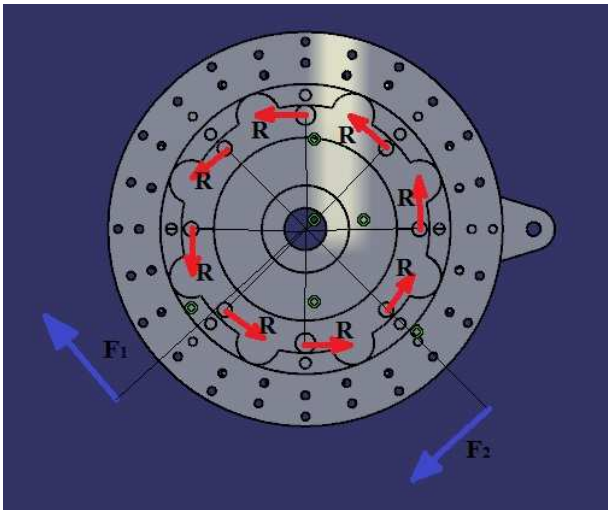
$$R_1 = R_2 = 435.35\,N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.4 Cargas sobre los tornillos de la corona

3.4.1 Frenado



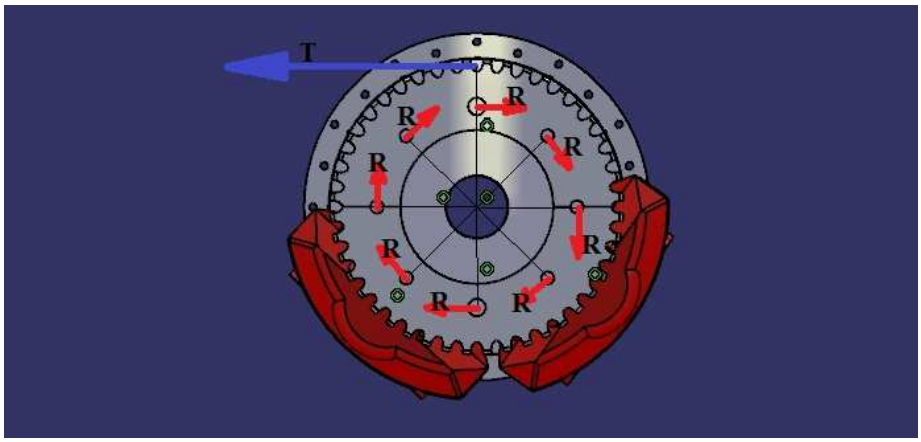


$$\sum M_C = 0 = (106.2(F_1 + F_2)) - (81\ (8\ R))$$

$$F_1 + F_2 = 5415.82\ N$$

$$R = 887.6\ N$$

3.4.2 Aceleración



$$\sum M_C = 0 = (108.75\ T) - (81\ (8\ R))$$

$$R = 1959.30\ N$$

$$R + \left(\frac{T}{8}\right) = 3417.64\ N$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.5 Validación del semiárbol de transmisión ante esfuerzos de frenado

F=m a=550(2 9.81)=10791N

Reparto de frenada aproximado 70% delante

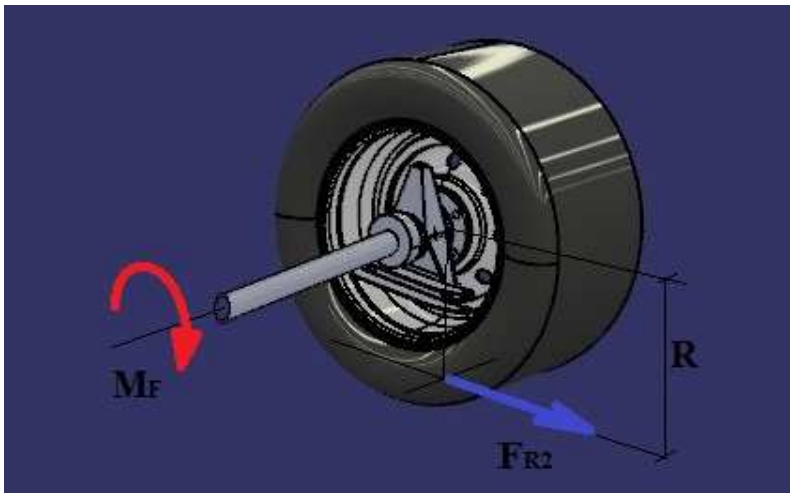


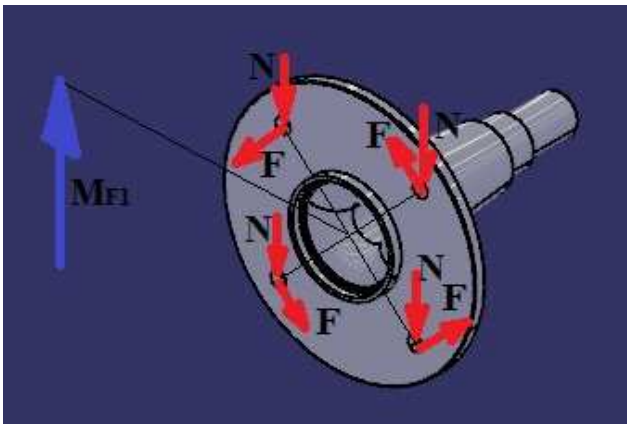
Ilustración 28 Equilibrio de momentos en palier

$$F_{R2} = 0.3 \;\; 10791 = 3237.3 \text{ N}$$
$$M_F = 3237.3 \;\; 0.429 \;\; 1.25 = 1737.05 \text{ N}$$
$$T = 1587.5 \text{ N (tracción)}$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4 Cargas en los tornillos de los bujes

4.1 Tornillos buje delantero

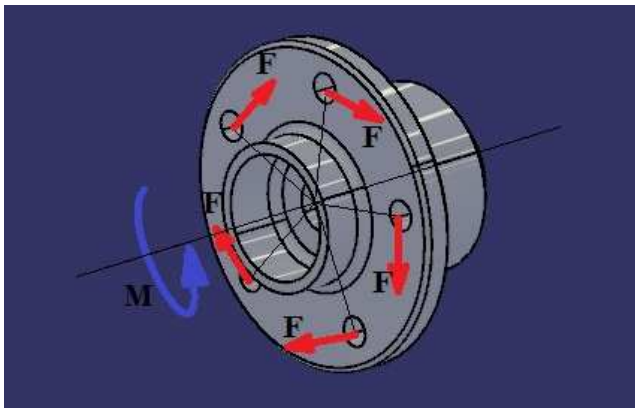


$$M_{F1}' = 830367.45\ \text{Nmm}$$

$$M_{F1}' = 4\left(\frac{D}{2}F\right)$$

$$F = 4151.83\ \text{N}$$

4.2 Tornillos buje trasero



$$M_{Ac} = (11674.75 \quad 108.75) = 1269629.063\ \text{Nmm}$$

$$1269629.063 = 4\,(50\,F)$$

$$F = 5078.51\ \text{N}$$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

5 Cargas en los rodamientos

Cálculo de las cargas a aplicar sobre los rodamientos según el método proporcionado por el fabricante SKF a la hora de seleccionar los rodamientos necesarios de entre los que oferta.

Rod_40 mm

Carga dinámica equivalente

$P = F_R, \quad F_A / F_R \leq e$

$P = 0.4 F_R + YF_A, \quad F_A / F_R > e$

$$F_A / F_R = \frac{13488.75}{15914.095} = 0.84 > e = 0.37$$

$$P = 0.4\,(15914.095) + 0.9\,(13488.75) = 18505.51\ N$$

Carga estática equivalente

$$P_0 = 0.5\,(15914.095) + 0.9\,(13488.75) = 20096.9\ N$$

Rod_12 mm

Carga dinámica equivalente

$$F_A / F_R = \frac{13488.75}{23575.94} = 0.57 > e = 0.37$$

$$P = 0.4\,(15914.095) + 0.9\,(13488.75) = 18505.51\ N$$

Carga estática equivalente

$$P_0 = 0.5\,(23575.94) + 0.9\,(13488.75) = 34718.84\ N$$

Tabla 3: Cargas axiales sobre rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

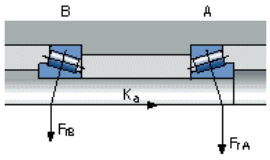
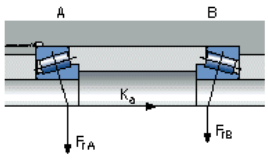
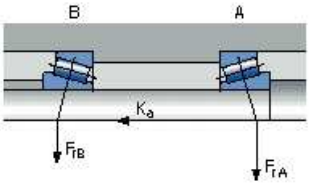
Disposición del rodamiento	Tipo de carga	Cargas axiales	
Espalda con espalda		1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aA} = \frac{0,5\,F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
		$K_a \geq 0$	
		1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aA} = \frac{0,5\,F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
		$K_a \geq 0,5\left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A}\right)$	
Cara a cara		1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5\,F_{rB}}{Y_B}$
		$K_a < 0,5\left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A}\right)$	

Ilustración 29 Tablas de cálculo SKF (1)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Espalda con espalda



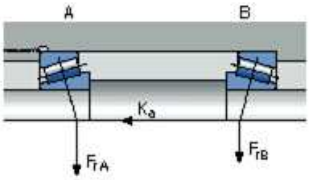
2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $\quad F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $\quad F_{aB} = \frac{0,5\,F_{rB}}{Y_B}$

$K_a \geq 0$

2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $\quad F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $\quad F_{aB} = \frac{0,5\,F_{rB}}{Y_B}$

$K_a \geq 0,5\left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B}\right)$

Cara a cara

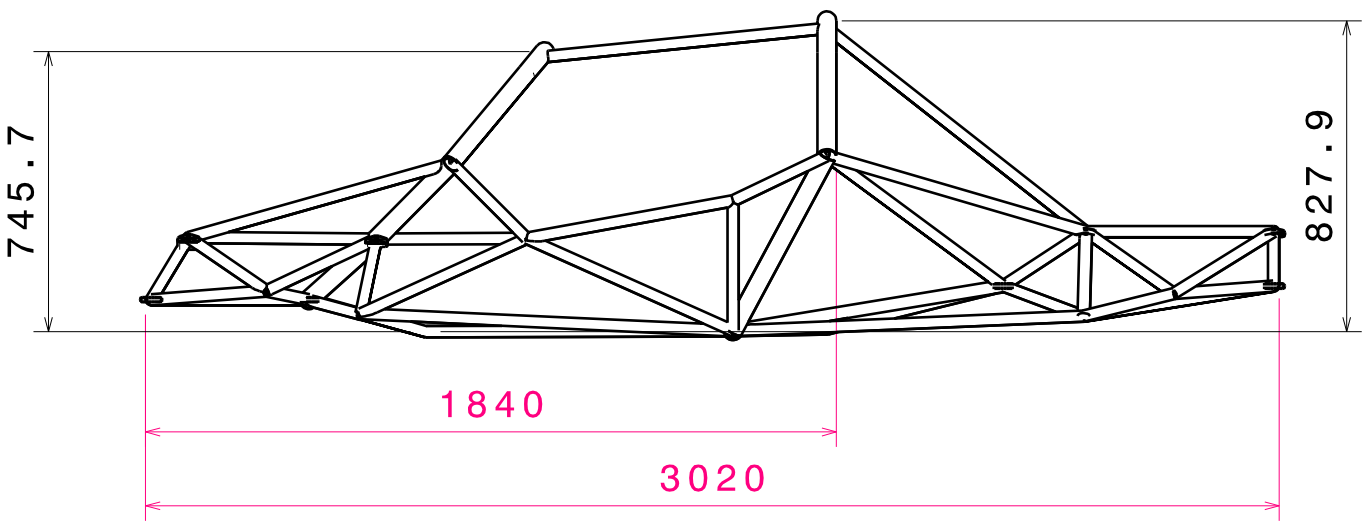


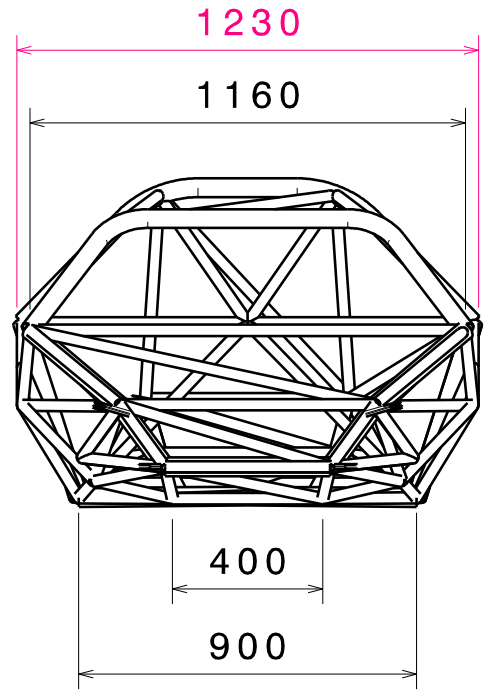
2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $\quad F_{aA} = \frac{0,5\,F_{rA}}{Y_A}$ $\quad F_{aB} = F_{aA} - K_a$

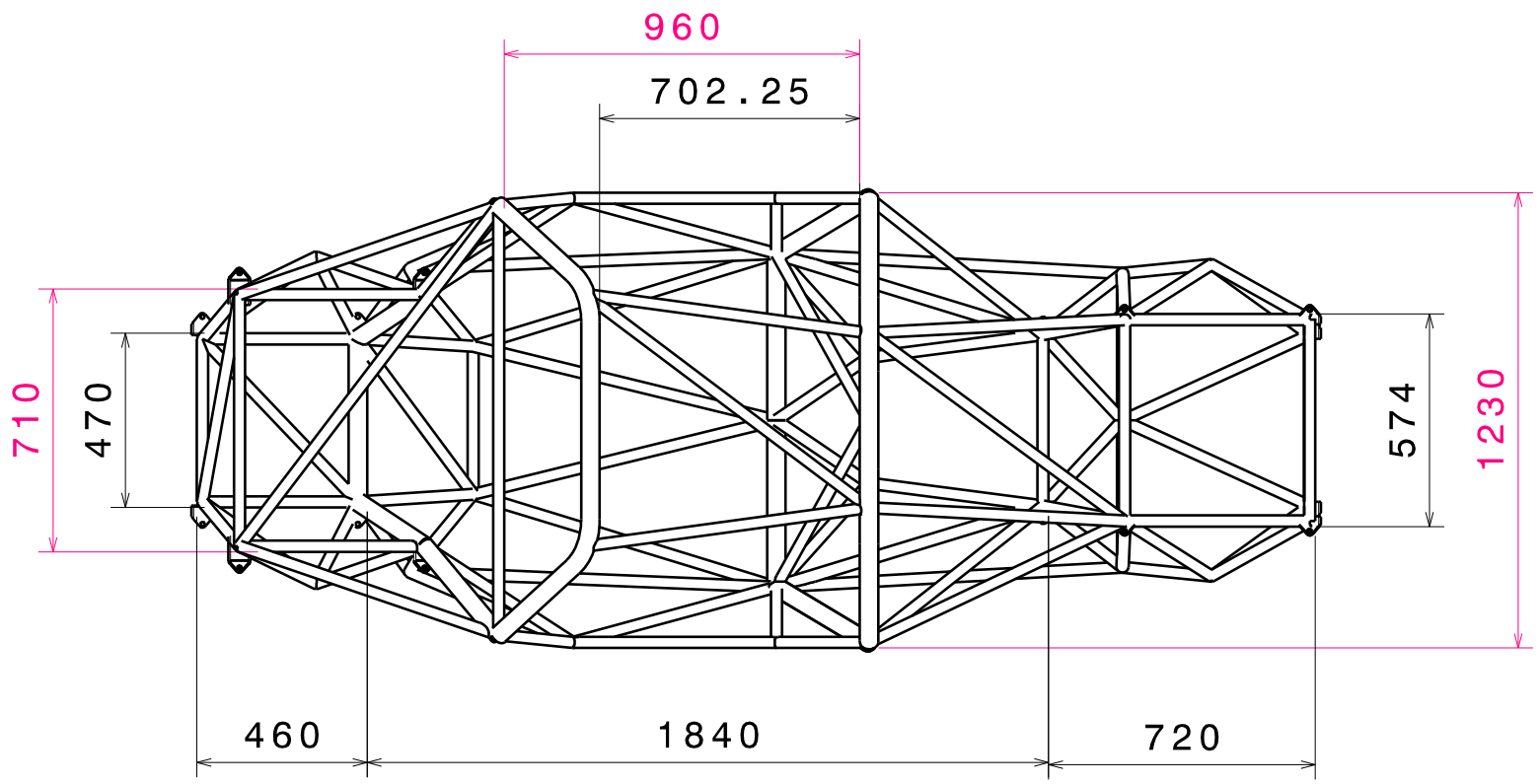
$K_a < 0,5\left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B}\right)$

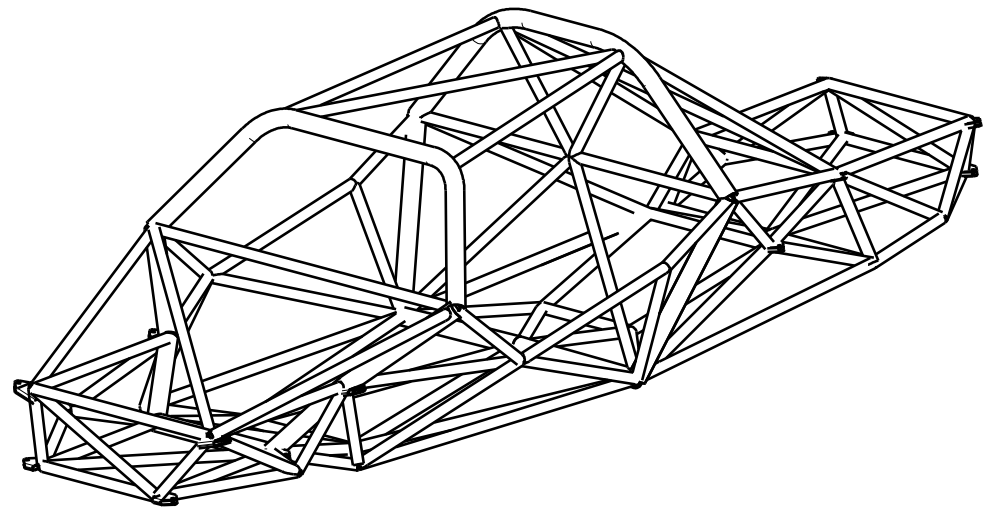
Ilustración 30 Tablas de cálculo SKF (2)

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira





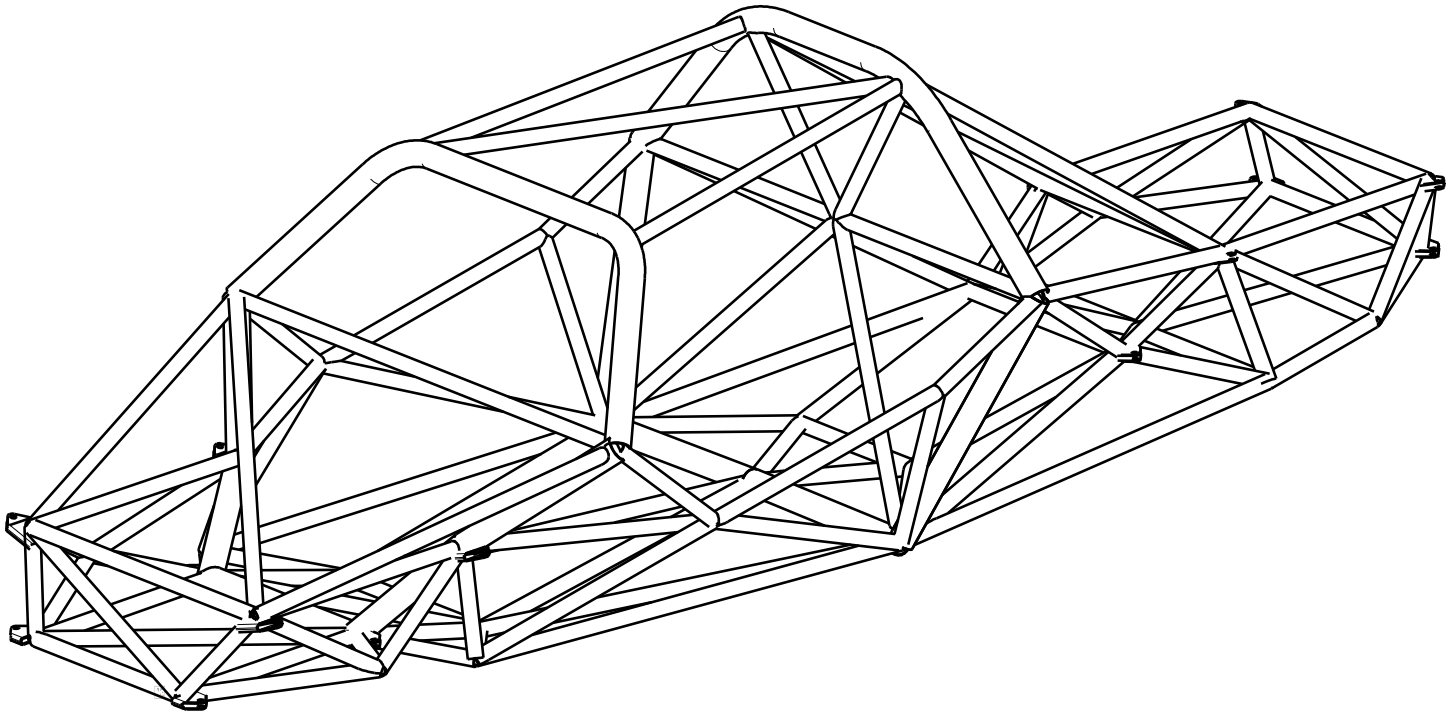




Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Chasis	Nº Plano: 01
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A3	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	
SCALE: 1:20 — WEIGHT (kg): XXX		

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira

Nº	X	Y	Z
1	-100	-220	-136
2	0	-340	302
3	0	-320	-120
4	207	-441	160
5	320	-220	136
6	500	-340	298
7	458	-409	99
8	631	-200	51
9	900	-600	300
10	950	-600	300
11	1450	-450	54
12	1450	0	58
13	1450	-600	400
14	1700	-250	880
15	1700	0	520
16	1700	-600	-520
17	700	-580	500
18	2170	-231	173
19	2384	-396	92
20	2390	-272	318
21	2624	-421	153
22	2384	0	92
23	2890	-231	173
24	2890	-272	318
25	2890	-272	318



Realizado
Eslava, Miguel
Fecha
08/03/2010

ETSIIT
ITI (m)

SIZE
A4

SCALE
1:20

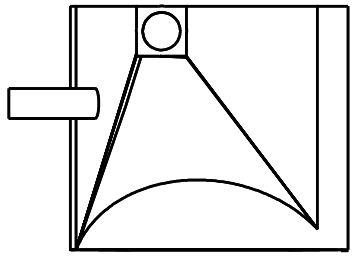
Coordenadas de los puntos del chasis

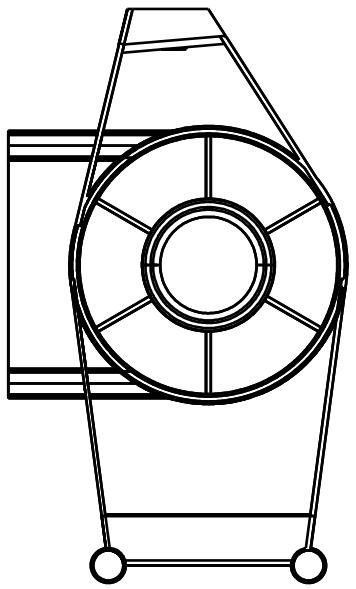
Proyecto Diseño y desarrollo de vehículo CM

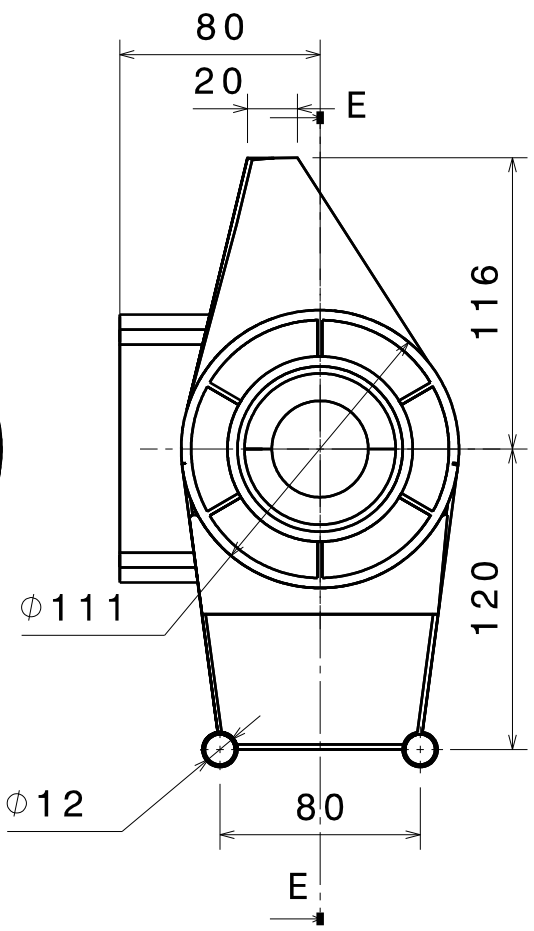
Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

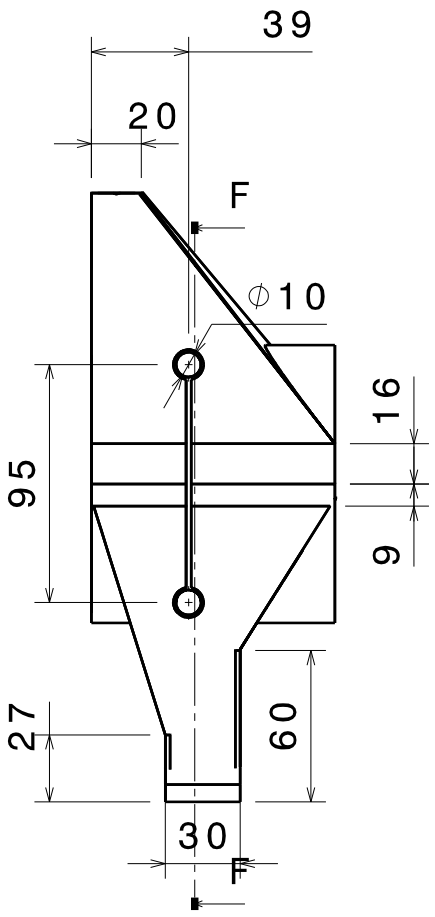
Nº Plano
02

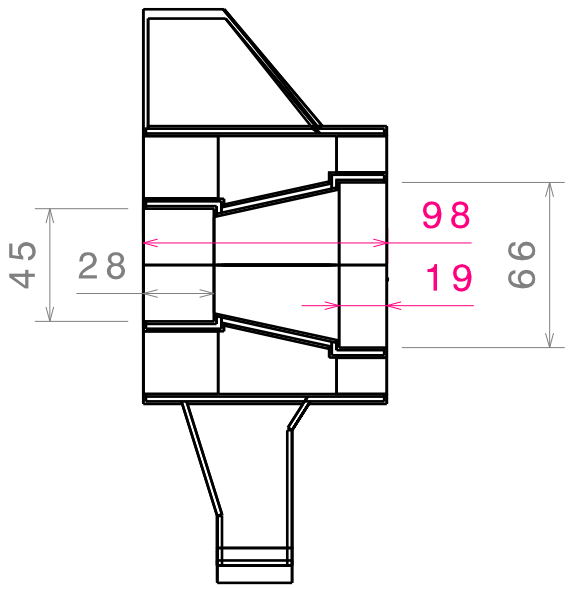
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

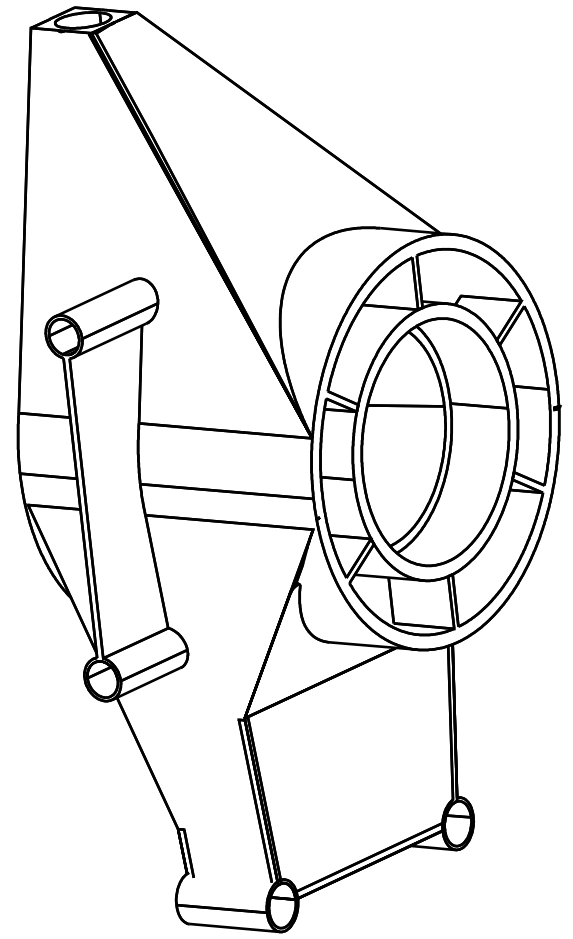


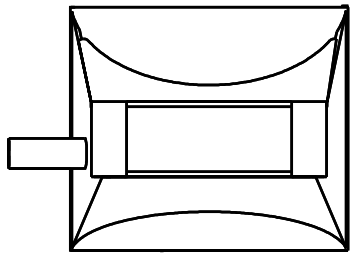








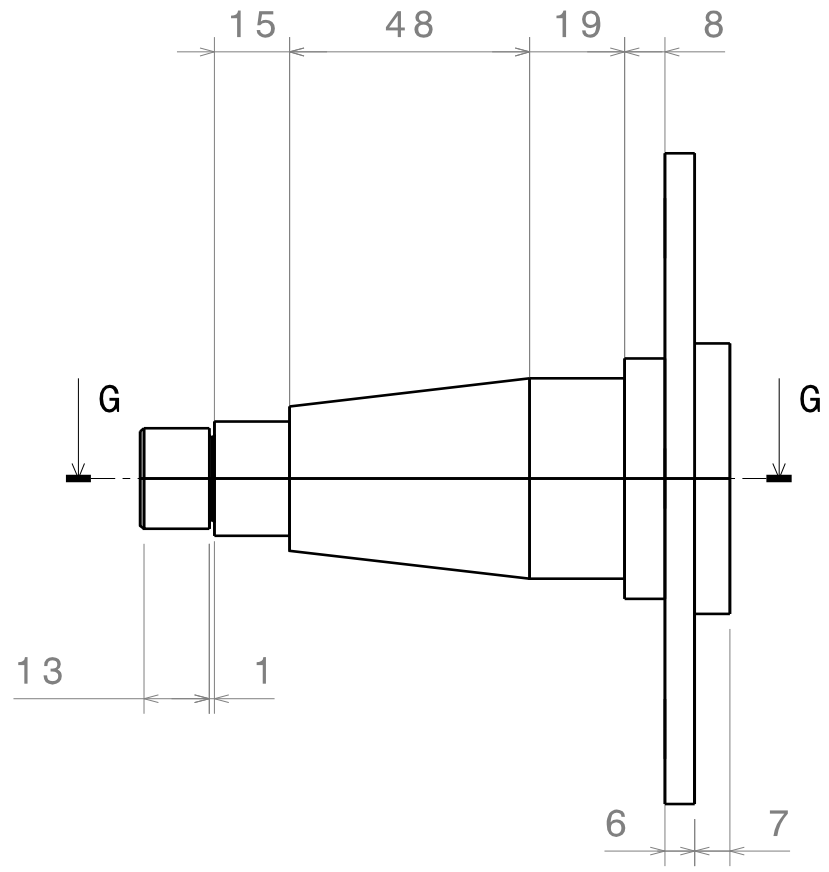


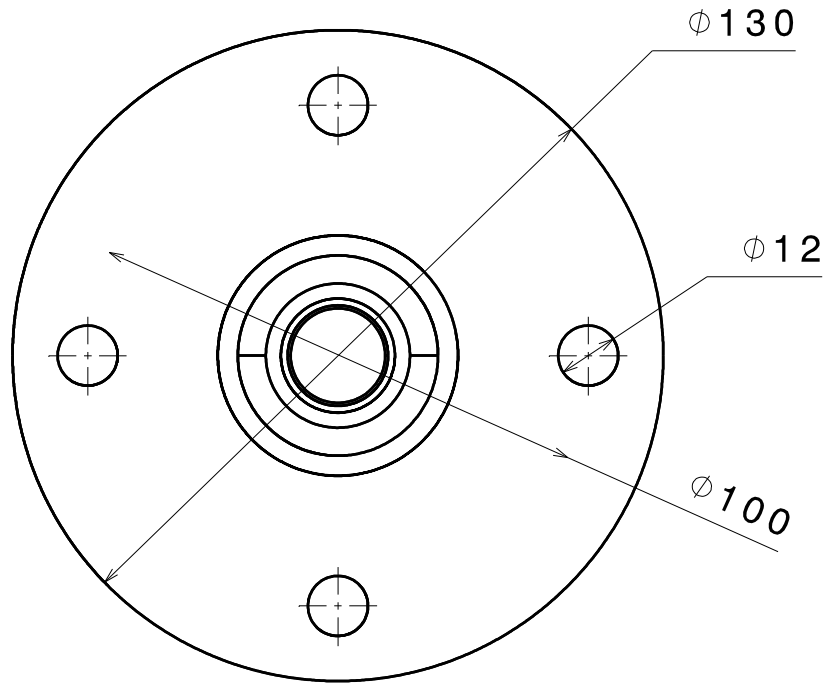


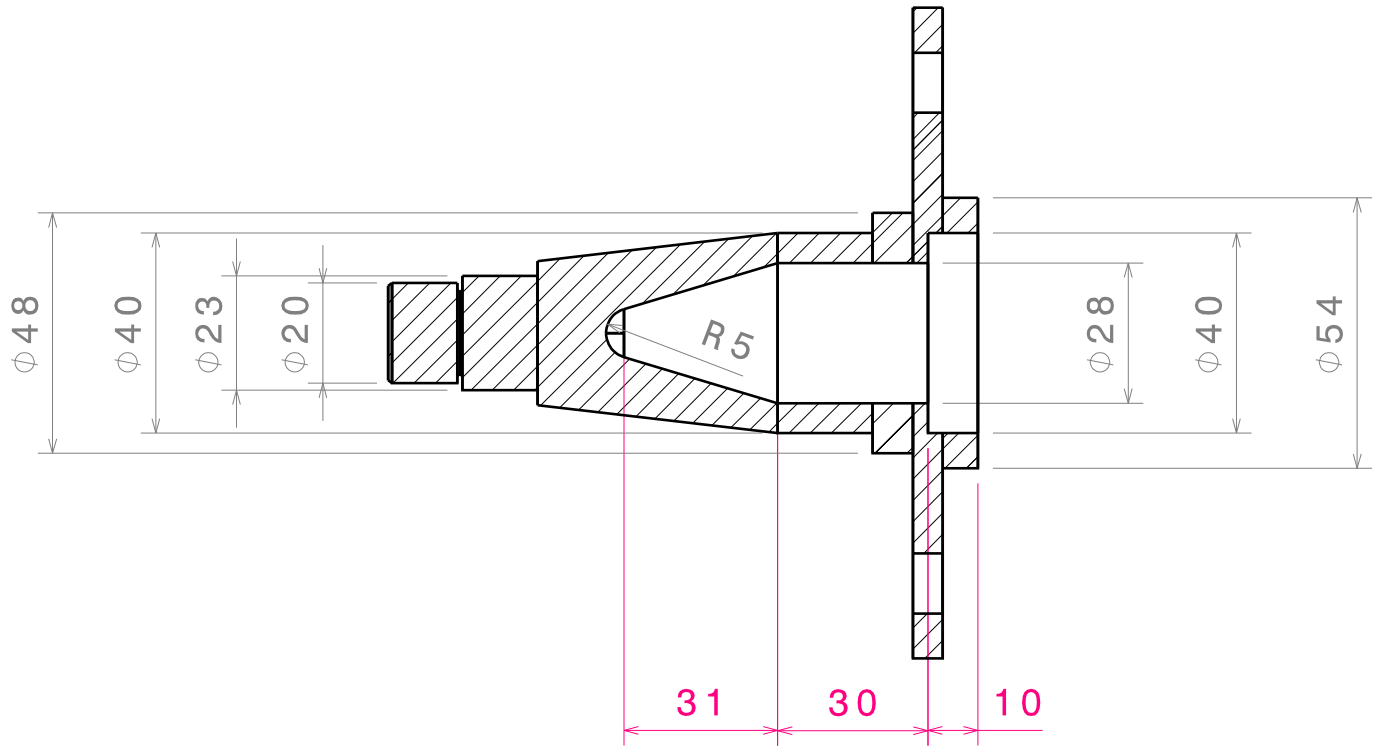
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano	Mangueta delantera
ETSIIT ITI (m)	Proyecto	Diseño y desarrollo de vehículo CM
SIZE: A3 SCALE: 2:3	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	Nº Plano: 03

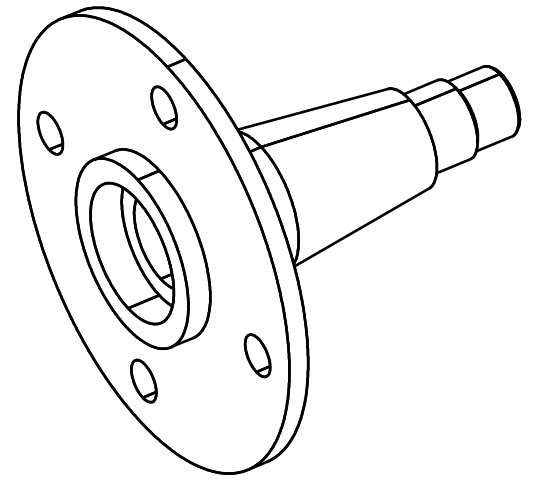
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados
Estudiante, guztiak erresalbatu dira
All rights reserved





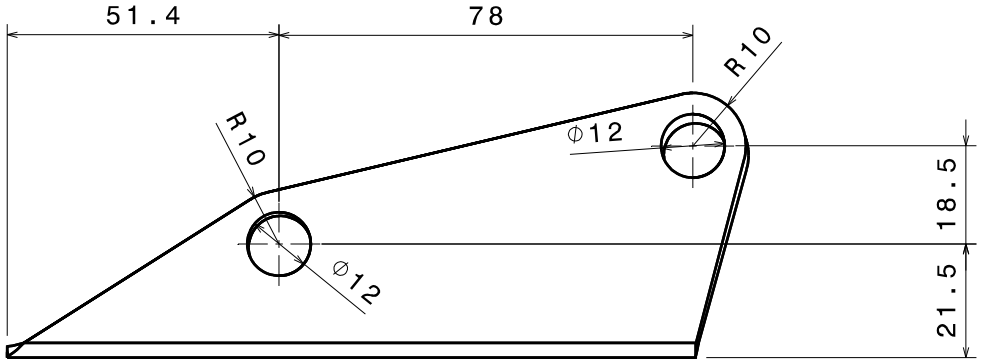


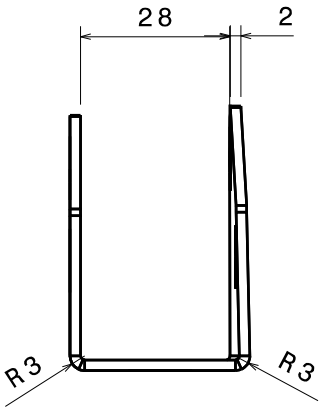


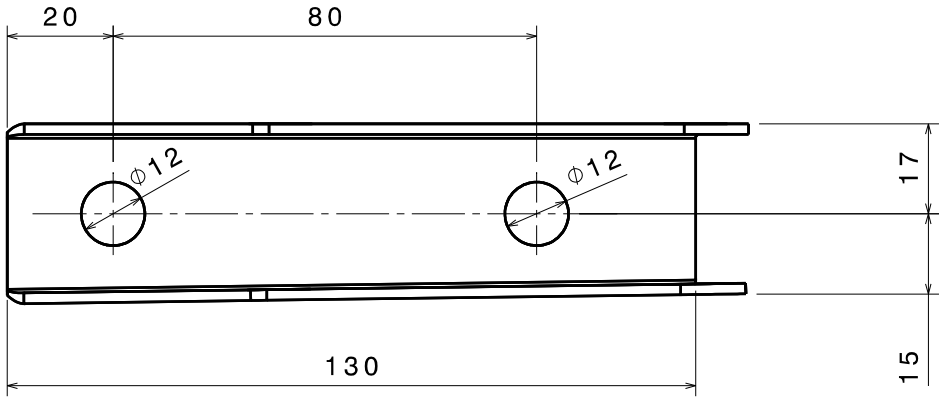
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Buje	Nº Plano: 04
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A3	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	
SCALE: 2:3		

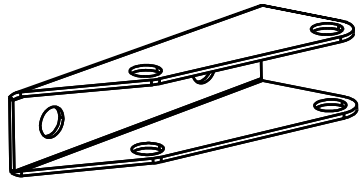
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira





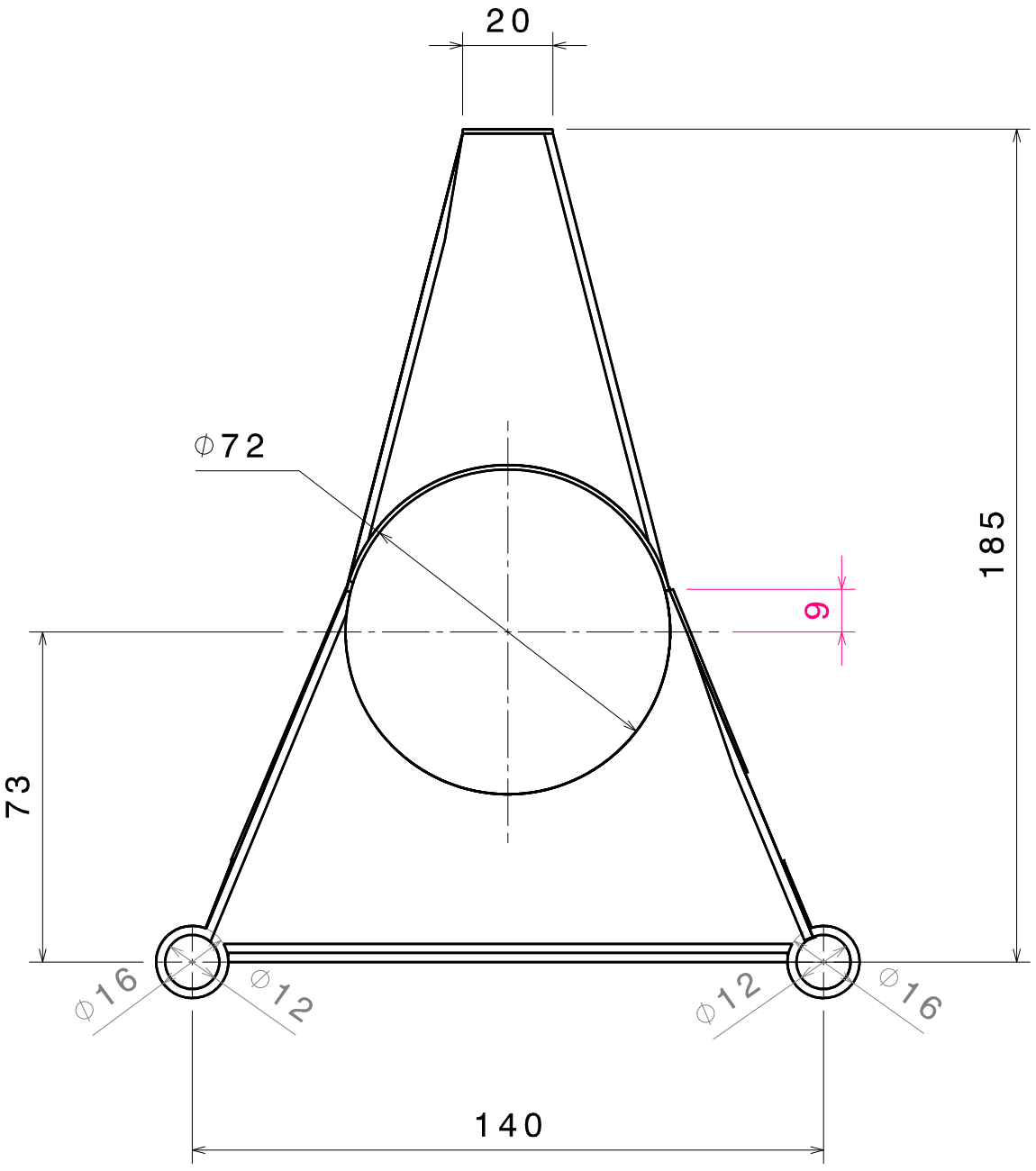


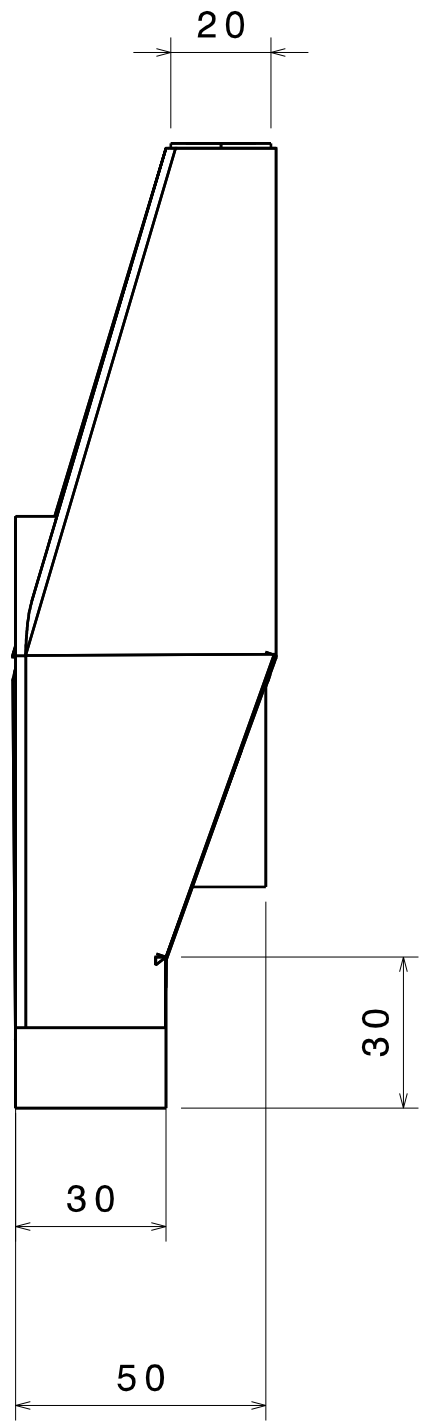


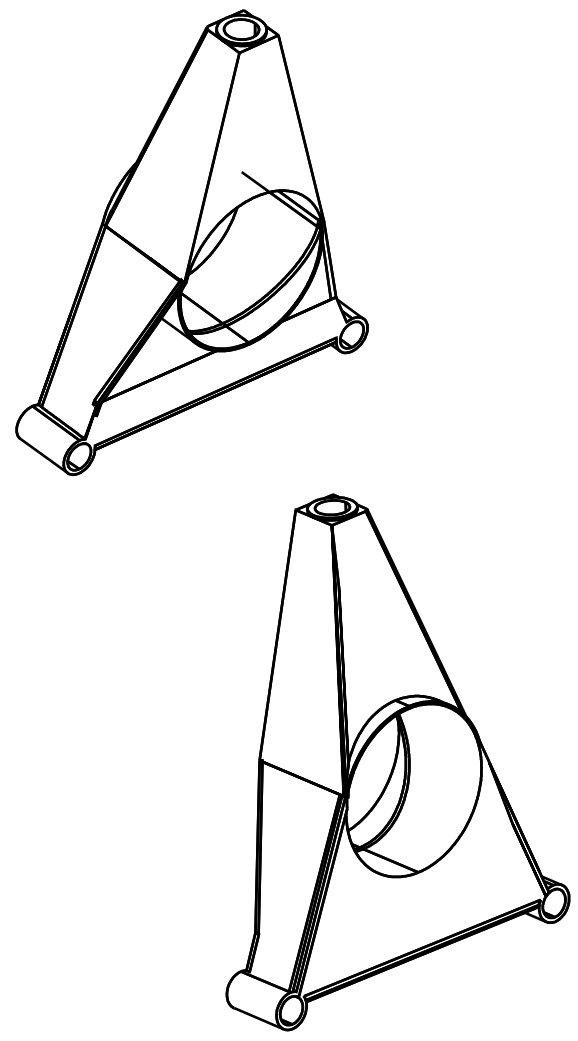
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Soporte mangueta delantera		
CHECKED BY: ETSIIT DATE: ITI(m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM		
SIZE: A4	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*		Nº Plano: 05
SCALE: 1:2	WEIGHT (kg): XXX		

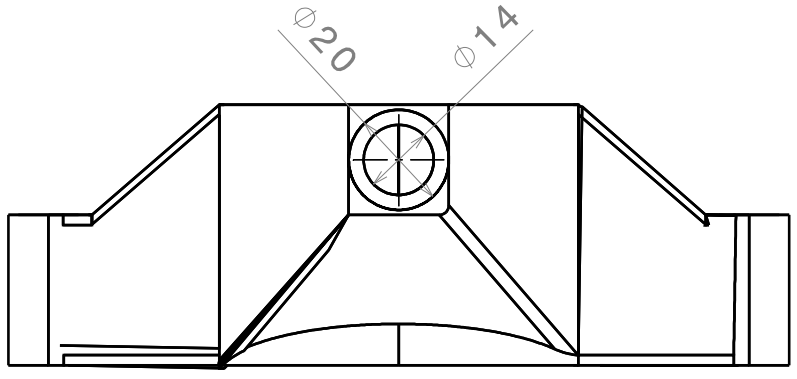
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados. Ninguna parte de este documento puede ser reproducida o transmitida en ninguna forma ni por ningún medio sin el permiso escrito de la Universidad Pública de Navarra.
Estudiante, guztiak erreserbatu dira. Inork ezin du dokumentu honen zatirik kopiatu, ezta argitaratu ere, Nafarroako Unibertsitate Publikoaren baimen idatzirik gabe.





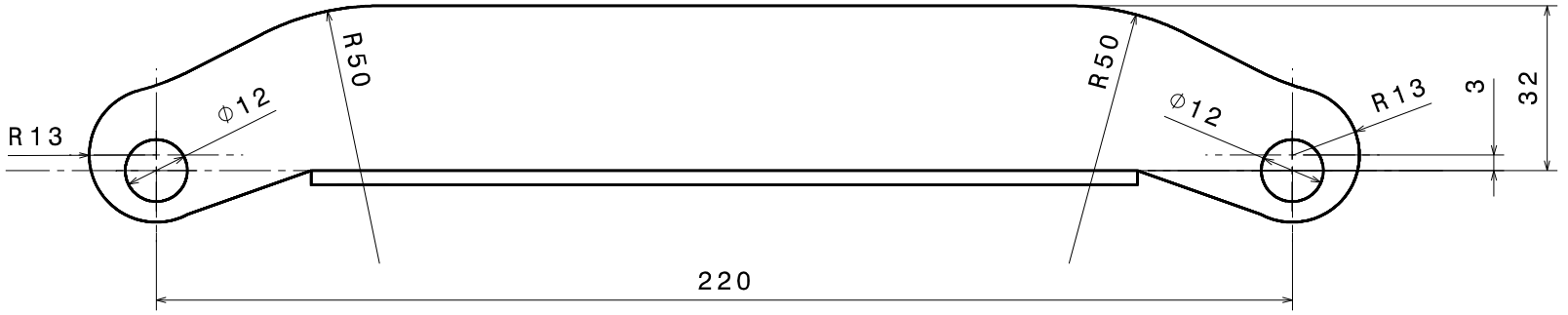


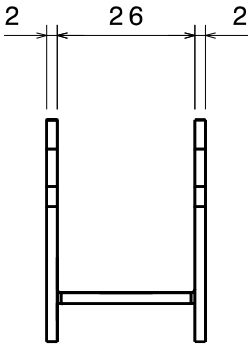


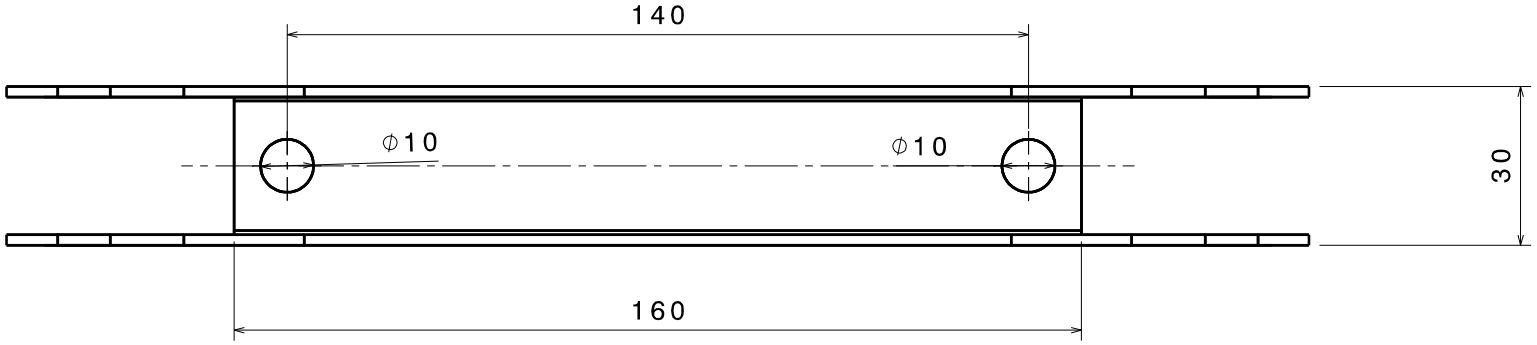
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano	Mangueta trasera
ETSIIT ITI (m)	Proyecto	Diseño y desarrollo de vehículo CM
SIZE: A3	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	Nº Plano: 06
SCALE: 2:3	WEIGHT (kg): XXX	

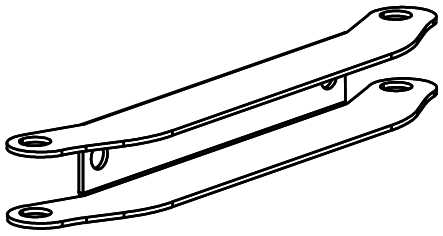
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira





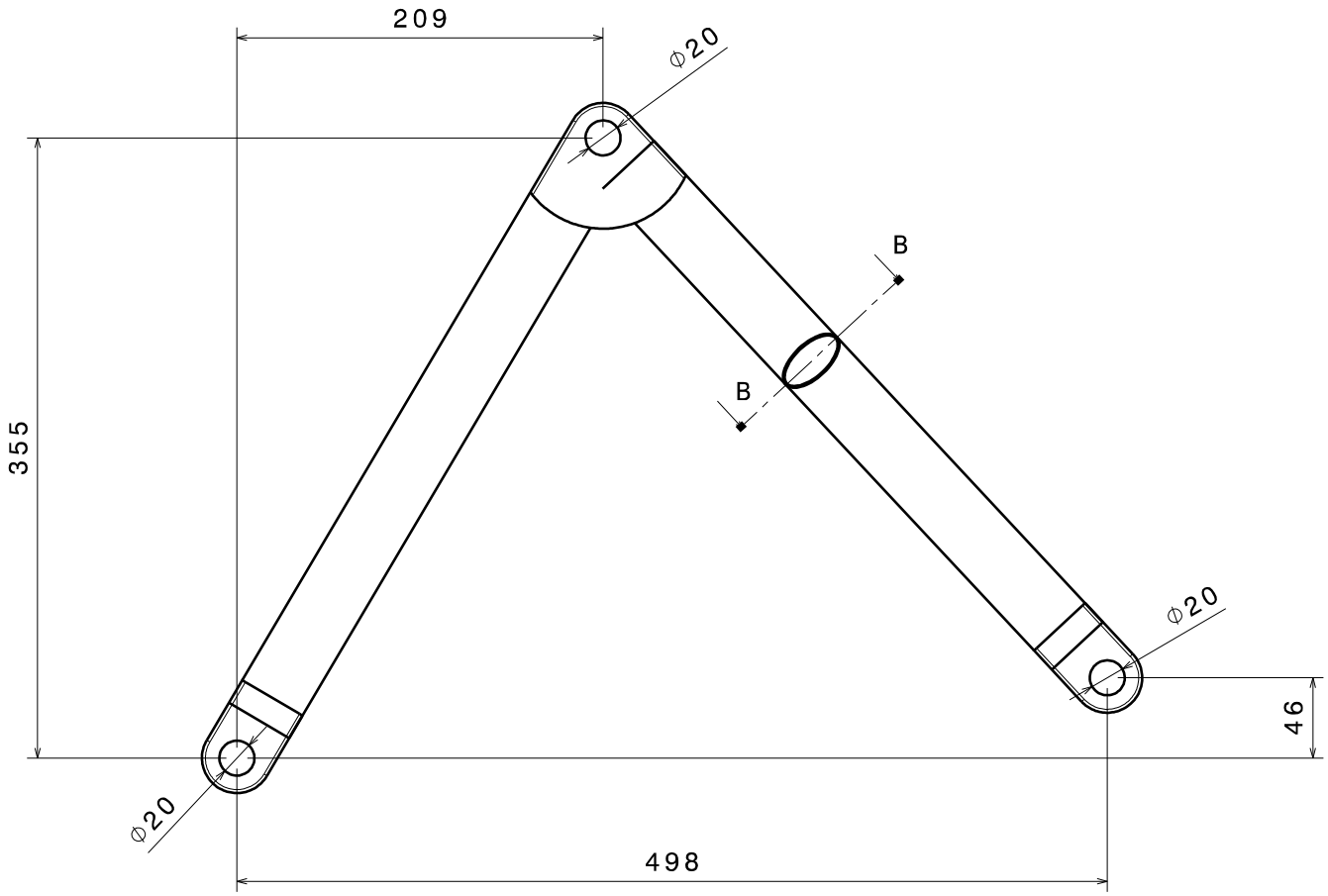




Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Soporte mangueta trasera	Nº Plano: 07
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	
SCALE: 1:2	WEIGHT (kg): XXX	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

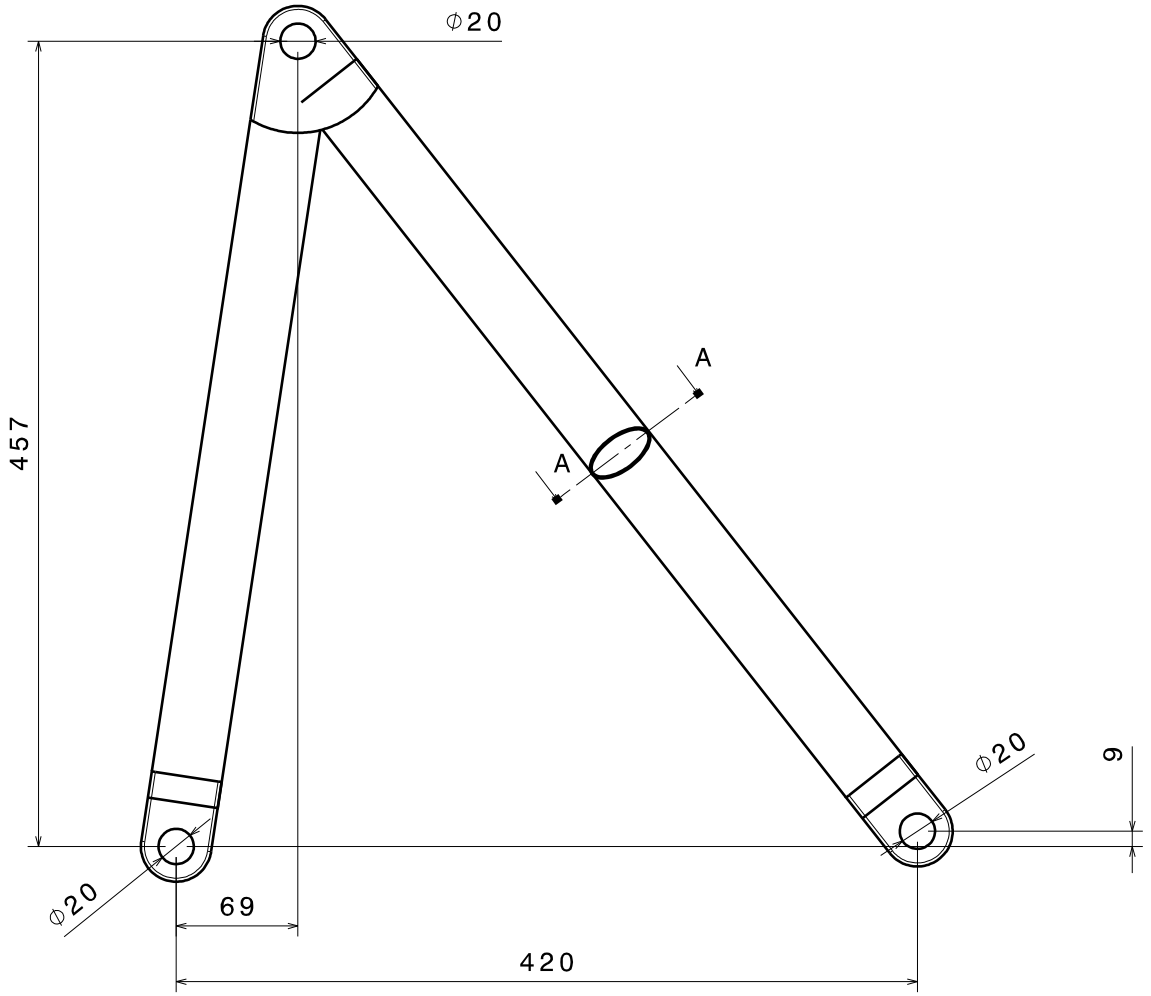
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira



Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Triángulo delantero superior	Nº Plano: 08
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	
SCALE: 1:6	WEIGHT (kg): XXX	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

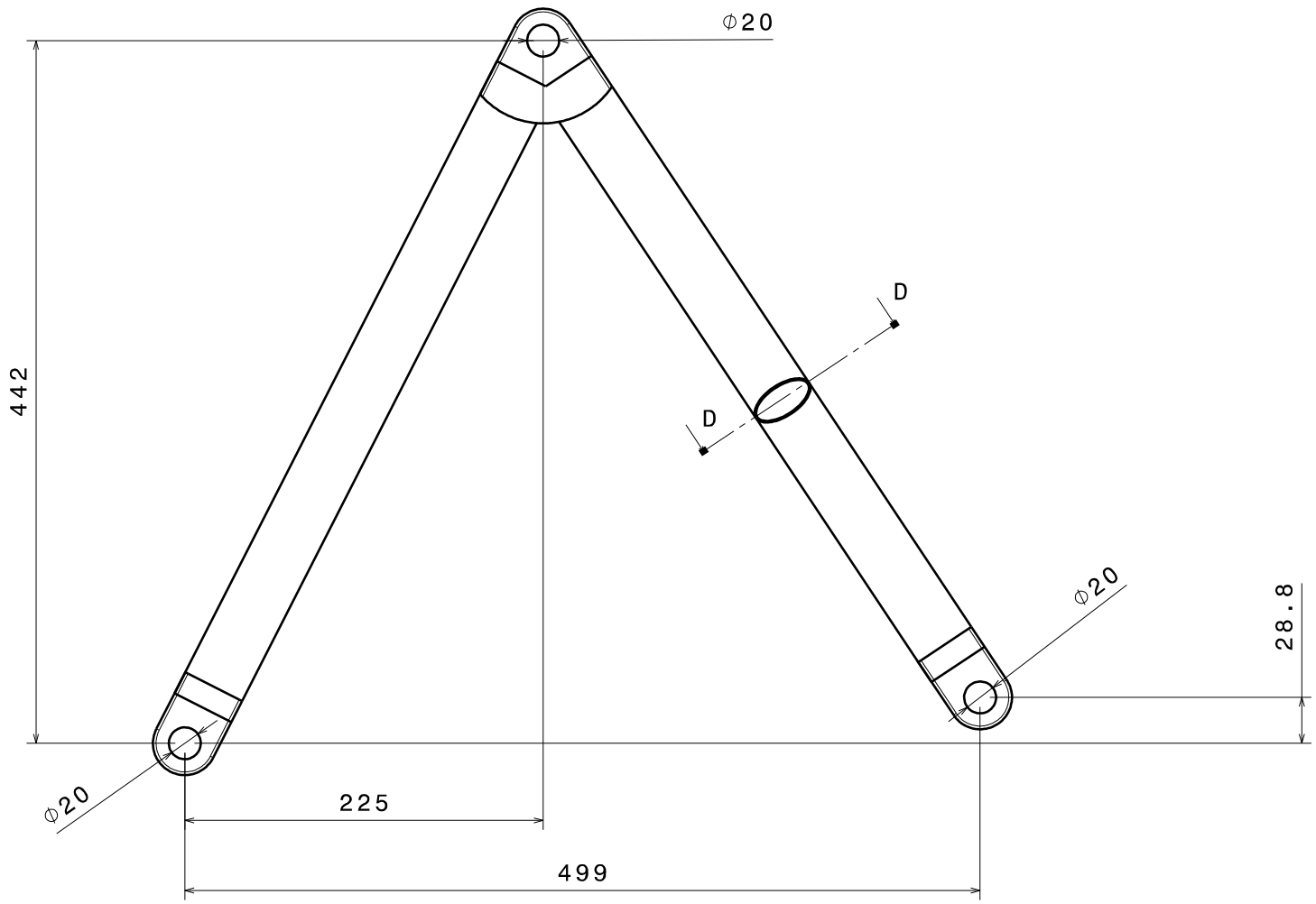
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira



Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Triángulo delantero inferior	Nº Plano: 09
CHECKED BY: ETSIIT DATE: ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	
SCALE: 1:6	WEIGHT (kg): XXX	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

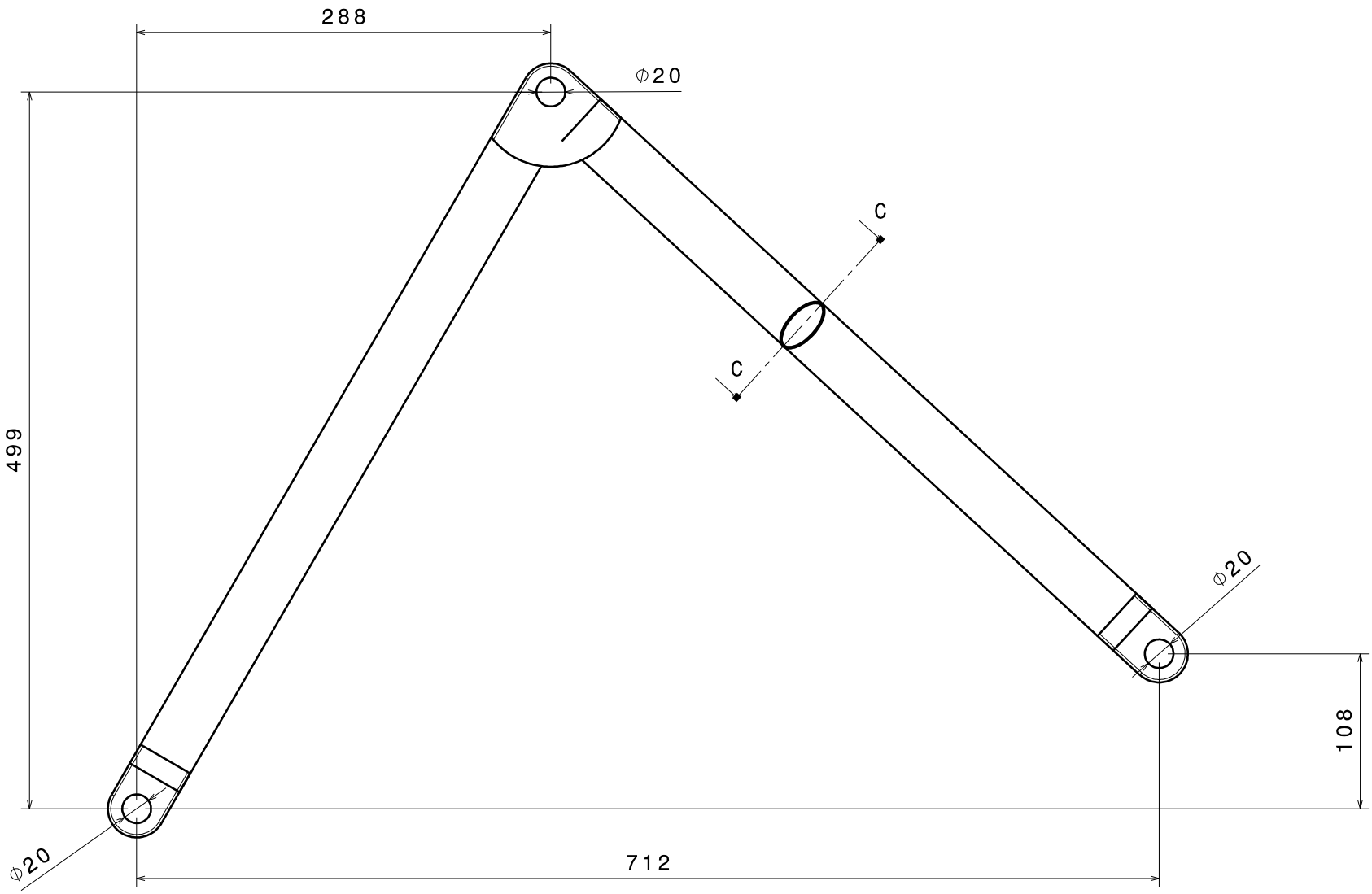
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira



Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Triángulo trasero superior	Nº Plano: 10
CHECKED BY: ETSIIT DATE: ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	
SCALE: 1:6	WEIGHT (kg): XXX	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

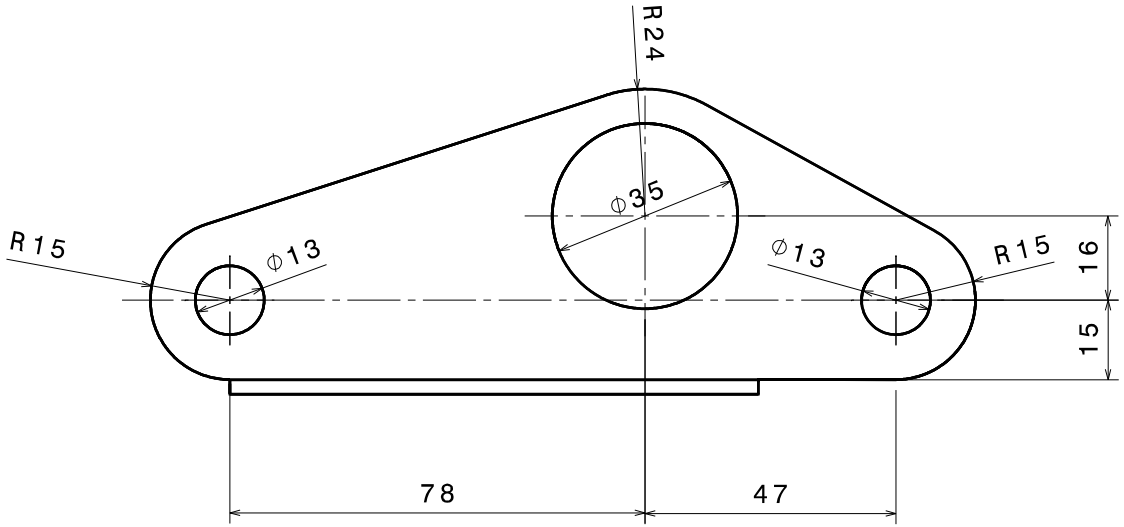
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira

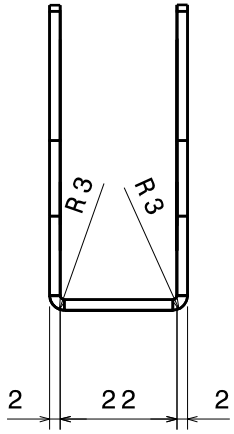


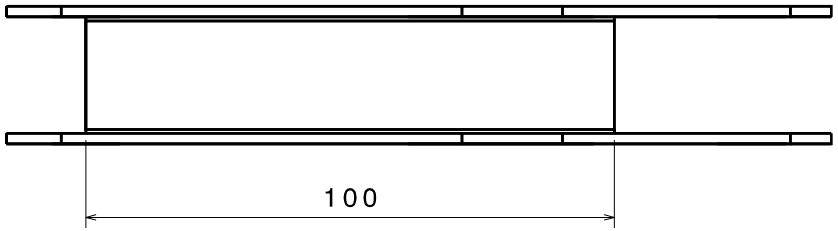
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano Triángulo trasero inferior	Nº Plano 11
CHECKED BY: XXX DATE: XXX	Proyecto Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE A3	SequenceID XXXX	
SCALE 1:3	WEIGHT (kg) XXX	

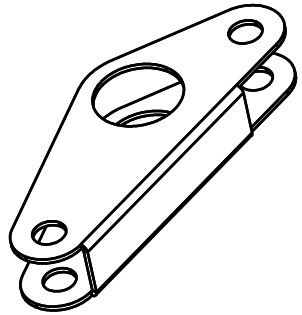
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

upna Universidad Public Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados.
Eskubide guztiak erreserbatuta dira





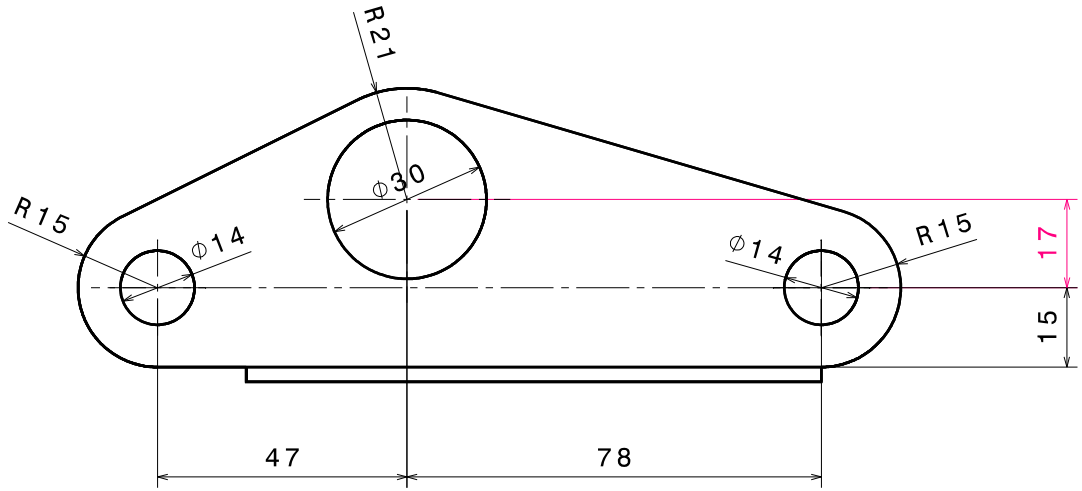


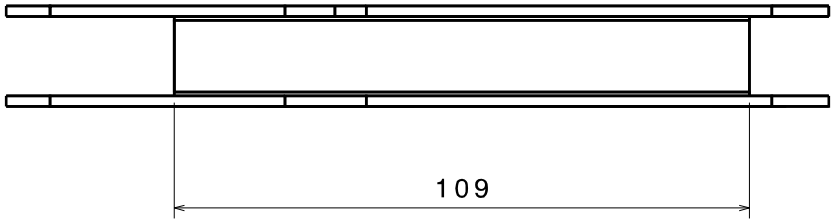


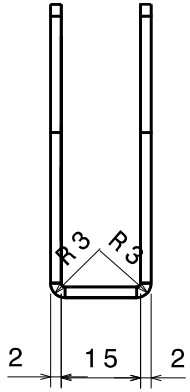
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Basculante delantero	Nº Plano: 12
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4 SCALE: 1:2	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	

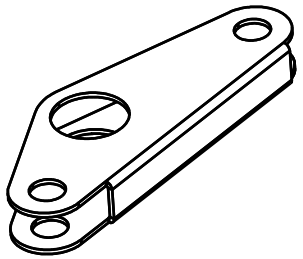
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados.
Eskubide guztiak erreserbatuta dira





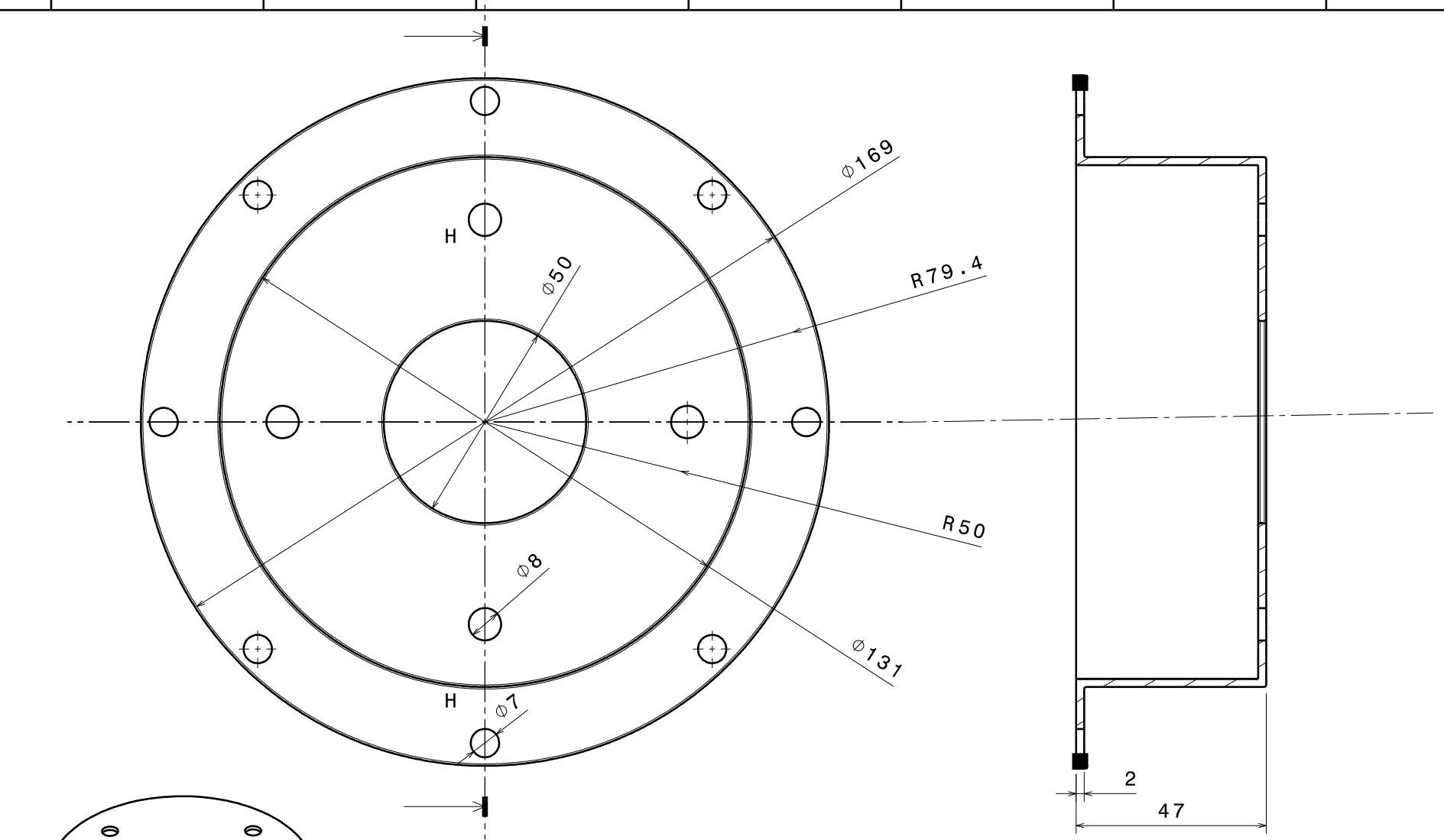


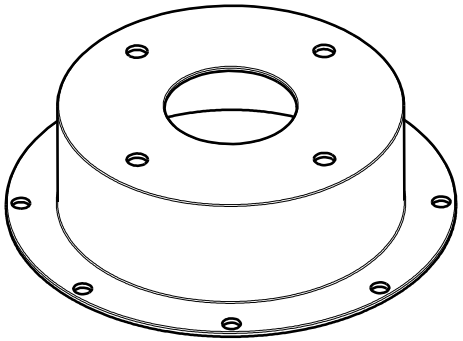


Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano	Basculante trasero	Nº Plano
ETSIIT ITI (m)	Proyecto	Diseño y desarrollo de vehículo CM	13
SIZE: A4	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*		
SCALE: 1:1	WEIGHT (kg): XXX		

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira

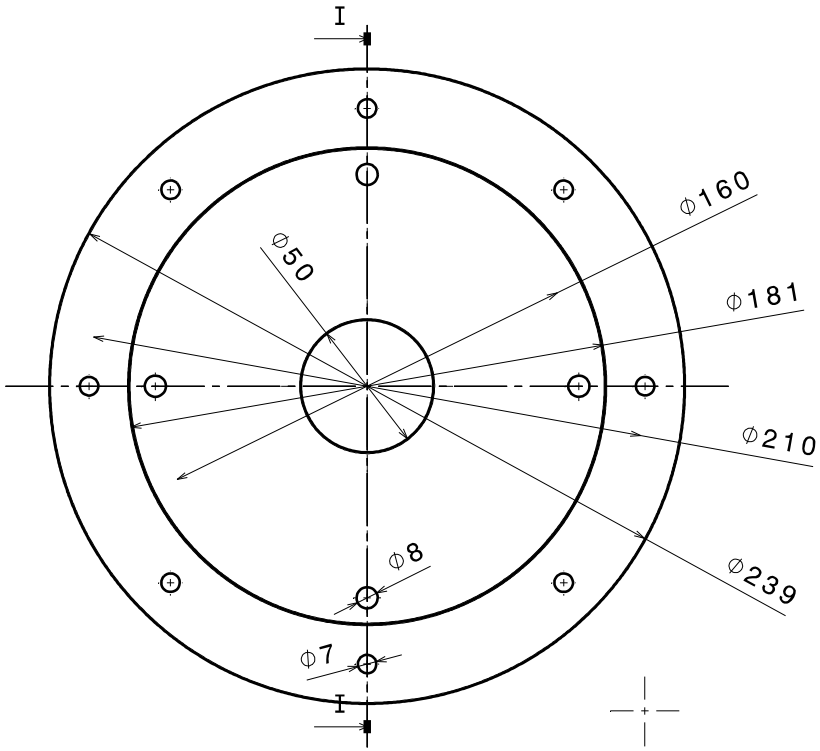


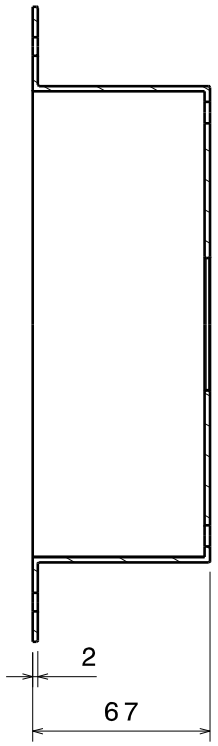


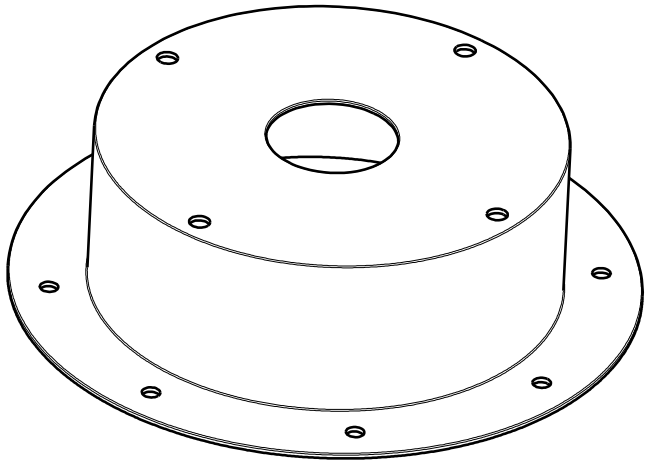
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Sombrero freno delantero	Nº Plano: 14
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	
SCALE: 1:2	WEIGHT (kg): XXX	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatuta dira



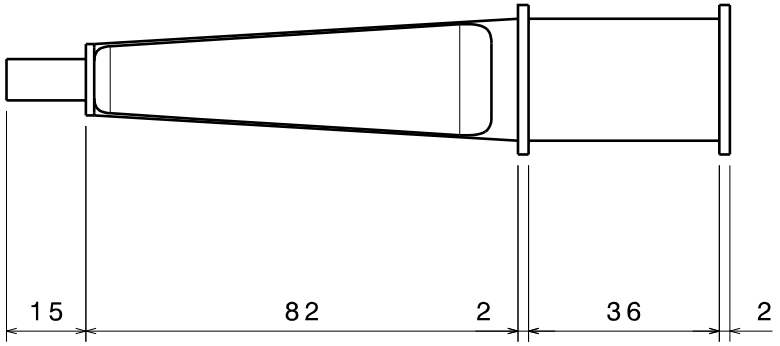


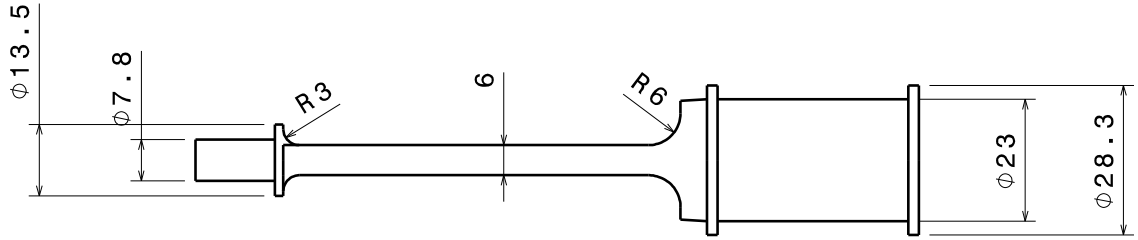


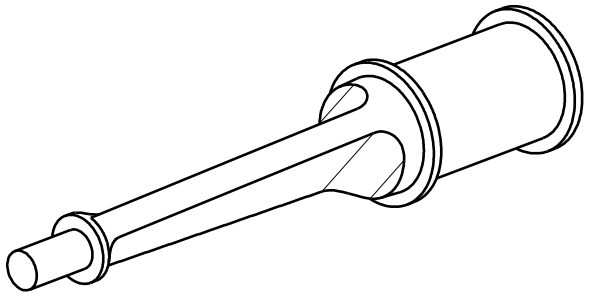
Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Sombrero freno trasero	Nº Plano: 15
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4 SCALE: 1:2	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Todos los derechos reservados.
Eskubide guztiak erreserbatuta dira

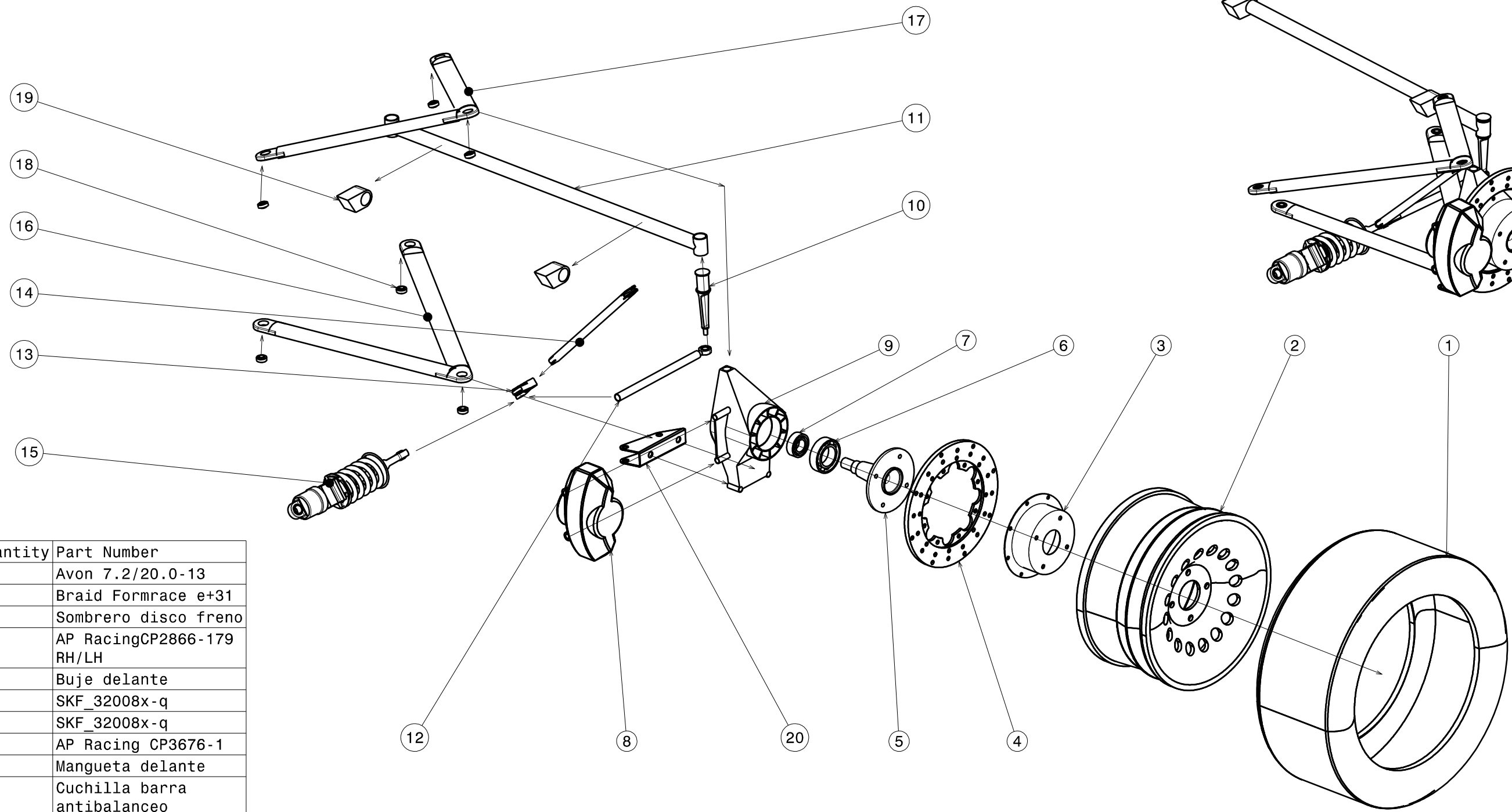






Realizado: Eslava, Miguel Fecha: 08/03/2010	Plano: Cuchilla barra antibalanceo	Nº Plano: 16
ETSIIT ITI (m)	Proyecto: Diseño y desarrollo de vehículo CM	
SIZE: A4 SCALE: 1:1	Universidad Pública de Navarra *Nafarroako Unibertsitate Publikoa*	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



Number	Quantity	Part Number
1	2	Avon 7.2/20.0-13
2	2	Braid Formrace e+31
3	2	Sombrero disco freno
4	2	AP RacingCP2866-179 RH/LH
5	2	Buje delante
6	2	SKF_32008x-q
7	2	SKF_32008x-q
8	2	AP Racing CP3676-1
9	2	Mangueta delante
10	2	Cuchilla barra antibalanceo
11	1	Barra antibalanceo delantera
12	2	Tirante barra antibalanceo
13	2	Basculante delantero
14	2	Tirante delantero
15	2	Öhlins TTX-40
16	2	Triángulo inferior delantero
17	2	Triángulo superior delantero
18	14	Rótula
19	2	Soporte barra antibalanceo
20	2	Soporte mangueta

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

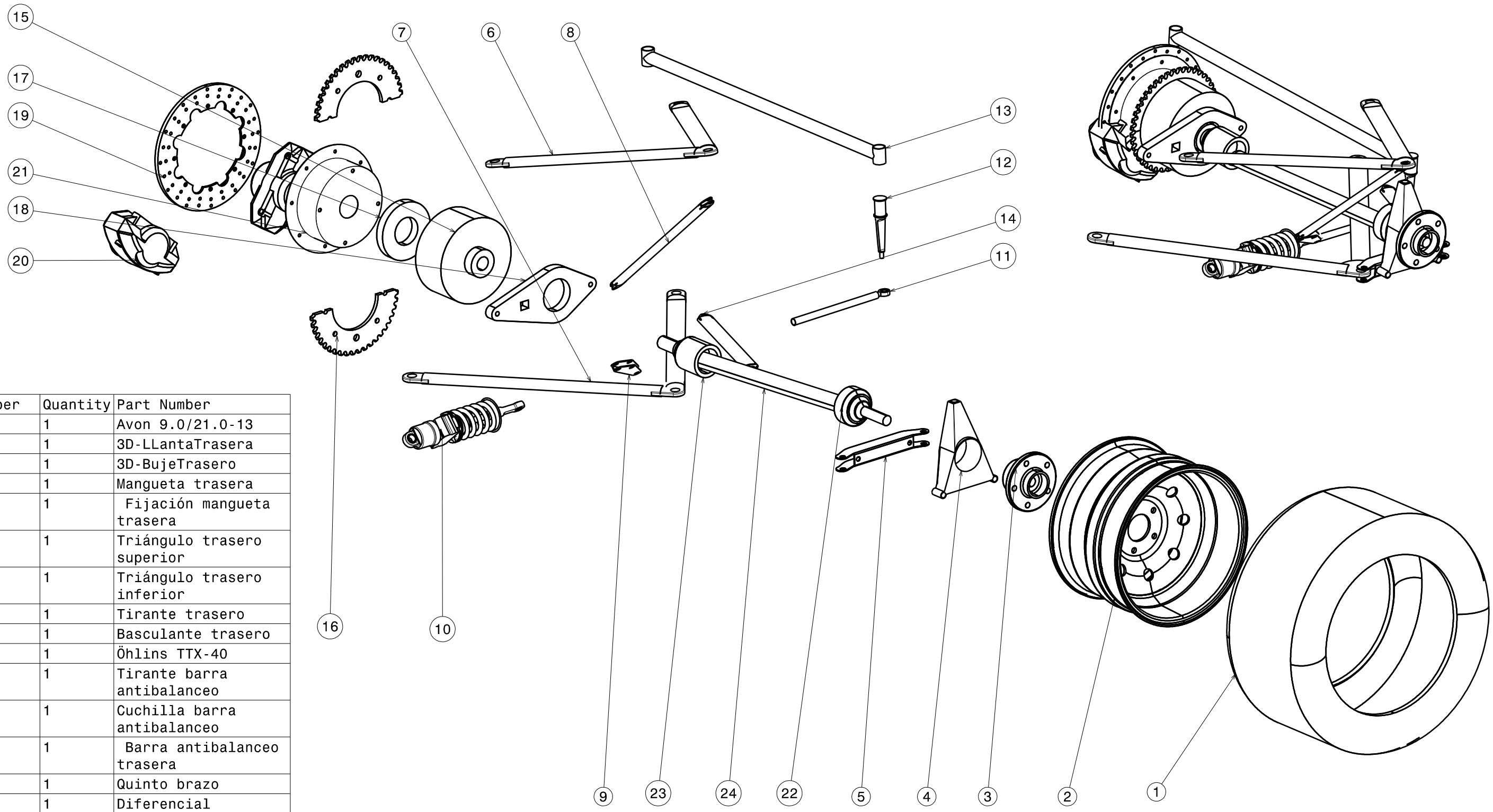
Realizado: Eslava, Miguel
Fecha: 06/02/2011
ETSIIT
ITI (m)

Conjunto cuarto delantero

SIZE: A2
SCALE: 1:1
WEIGHT (kg): XXX

Diseño y desarrollo de vehículo CM

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



Number	Quantity	Part Number
1	1	Avon 9.0/21.0-13
2	1	3D-LLantaTrasera
3	1	3D-BujeTrasero
4	1	Mangueta trasera
5	1	Fijación mangueta trasera
6	1	Triángulo trasero superior
7	1	Triángulo trasero inferior
8	1	Tirante trasero
9	1	Basculante trasero
10	1	Öhlins TTX-40
11	1	Tirante barra antibalanceo
12	1	Cuchilla barra antibalanceo
13	1	Barra antibalanceo trasera
14	1	Quinto brazo
15	1	Diferencial
16	2	Semicorona diferencial
17	1	Soporte derecho diferencial
18	1	Soporte izquierdo diferencial
19	2	AP Racing CP6120-2S0
20	1	AP Racing CP2866-197
21	1	Sombrero disco freno
22	1	Junta mangueta
23	1	Junta diferencial
24	1	Semieje

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

Realizado: Eslava, Miguel
Fecha: 06/02/2011
ETSIIT
ITI (m)

Conjunto cuarto trasero

SIZE: A2
SCALE: 1:1
WEIGHT (kg): XXX

Diseño y desarrollo de vehículo CM

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

CONTENIDOS

1 Descripción de lo proyectado 2
2 Elementos de que consta 2
3 Normativa 3
3.1 Normativa particular 3
3.2 Normativa general 4
3.2.1 Aspectos varios 5
3.2.2 Patentes 7
4 Condiciones de ejecución 8
4.1 Construcción de la estructura tubular 8
4.2 Uniones atornilladas 35

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

1 Descripción de lo proyectado

En este proyecto se describe el diseño de un vehículo destinado a competir en el Campeonato de España de Montaña y en el Open de España de Prototipos.El proyecto se refiere fundamentalmente al diseño de la suspensión y chasis del vehículo partiendo desde la base de fundamentos físicos que rigen la dinámica del vehículo. De forma más superficial se ha estudiado la aerodinámica del vehículo y se ha desarrollado una carrocería para este.

El vehículo desarrollado en este proyecto es una barqueta de la clase CM, desarrollado alrededor de un chasis tubular de acero y que monta un grupo motopropulsor proveniente de una motocicleta.

Las suspensiones delantera y trasera son del tipo de doble triángulo con tirante (*pull rod*) y amortiguadores a bordo conectados elásticamente en cada eje por sendas barras antibalanceo. La carrocería y los componentes con mayor influencia aerodinámica están fabricados en fibra de vidrio.

2 Elementos de que consta

El conjunto estructural del chasis del vehículo está constituido por varias secciones principales unidas entre sí, comunicando unos puntos de anclaje con otros y proveyendo al conductor un alto grado de seguridad. Éste se halla reforzado por una chapa de aluminio que rigidiza el conjunto y protege al piloto de eventuales fugas de líquidos a altas temperaturas o potencialmente inflamables.

A esta estructura van anclados los cuatro cuartos del vehículo, sistemas de suspensión que constituyen una unión elástica entre las ruedas y el chasis.

A su vez, el chasis alberga en si el sistema motopropulsor, el sistema de transmisión encargado en conducir la potencia del motor hasta el tren trasero, el sistema de dirección y sistemas auxiliares y/o de seguridad.

Chasis y elementos absorbedores de impactos

Sistema de suspensión delantero

Sistema de dirección

Sistema de suspensión trasero

Sistemas de propulsión y auxiliares

Elementos de seguridad

Carrocería

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3 Normativa

3.1 Normativa particular

Se han añadido a continuación una serie de reglamentos técnicos para el diseño del vehículo y requisitos para la homologación de las estructuras que constituyen el vehículo. Estos documentos definen el marco en el cual debe estar contenido cualquier vehículo perteneciente a la categoría CM para que así pueda ser considerado y pueda ser homologado, garantizándose así la seguridad del mismo.

Los documentos añadidos son los siguientes.

1. Reglamento de la Copa de España para vehículos CM
2. Circular de la Copa de España de montaña para vehículos CM
3. Normativa de homologación de estructuras de seguridad ante la R.F.E. de A.
4. Normativa de homologación de catalizadores de escape ante la R.F.E. de A.
5. Anejo J. Artículos 253-2011. Equipamiento de seguridad.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.2 Normativa general

La relación de normas que habrán que cumplirse en el proyecto e instalación serán:

UNE-EN 473:1993. Cualificación y certificación del personal que realiza ensayos no destructivos.

UNE 7470:1987. Ensayos no destructivos. Recomendaciones para la inspección visual.

UNE 14613:1979. Examen por ultrasonidos de uniones soldadas.

UNE:14401:1979. Valores límites de gargantas de soldaduras de ángulo en uniones de perfiles y chapas.

UNE-EN 10113-2:1994:. Productos laminados en caliente para construcciones metálicas. Aceros soldados de grano fino. Parte2: COndiiones de suministro de los aceros en estado normalizado.

UNE-EN 287:1992. Cualificación de soldadores. Soldeo por fusión (parte 1: aceros)

UNE-EN-ISO 13920:1997. Tolerancias generales en construcciones soldadas. Dimensiones de longitud y ángulos.

UNE-EN-ISO 9002:1994. Sistemas de calidad. Modelo para el aseguramiento de la calidad en la producción, la instalación y el servicio postventa.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3.2.1 Aspectos varios.

La empresa constructora deberá presentar al cliente, en su oferta el plan de trabajo a seguir con las fechas de comienzo y finalización del proyecto. Aceptadas estas condiciones, la constructora queda obligada al cumplimiento y entrega del vehículo en el plazo y fecha fijados.

Queda en libertad para elegir el método de ejecutar los trabajos salvo que su repercusión fuera de importancia, en cuyo caso debe explicar por comunicación escrita al cliente las soluciones adoptadas, plan de trabajo y reflejarlo en el parte diario de trabajo.

El presente pliego de condiciones presupone, salvo especificación escrita en sentido contrario, la anulación de todas las condiciones de suministro, trabajo, montaje, pago, etc., que pueda presentar la empresa constructora.

Las notas que el cliente redacte y entregue directamente a la obra se presupone que llegan a conocimiento de la dirección de la empresa constructora y que por lo tanto tiene validez en el caso de que se produzca cualquier discusión o hubiera que tomar un acuerdo posterior.

La empresa constructora, puede presentar relación de los puntos del vehículo relacionados en el pliego de condiciones que por su contenido no le interesa cumplir. Estos serán valorados por el cliente.

Los planos que se adjuntan no son irrevocables, sino que dan opción al ofertante a variarlos y ofrecer así una propuestas más económica, En este casi deberá incluir el presupuesto de ambas soluciones.

La empresa constructora deberá incluir en su oferta la constancia de que todas las partes de la obra estarán dispuestas para su trabajo más conveniente, inspección, lubricación, reparación y facilidad de repuesto.

Plan de trabajo

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

La empresa constructora deberá informar a la dirección de la empresa contratante o al cliente de todos los planes de organización técnica de la obra, así como, de la procedencia de los materiales con sus precios y no podrá presentar queja si la empresa contratante o el cliente le impone una orden de realización de trabajos, ni traducir esto en un aumento de precios.

La empresa constructora deberá dar toda clase de facilidades al director de la empresa contratante o sus representantes, para que puedan inspeccionar el trabajo que está llevando a cabo durante la ejecución del semirremolque para verificar ensayos y comprobaciones que aseguren que las clausulas del presente pliego de condiciones se aplican correctamente en todos los aspectos.

Con objeto de no retrasar los planes de trabajo, la empresa constructora podrá tomar sus propias decisiones, sin embargo deberá comunicar en el parte del día que ha tomado dicha decisión explicando claramente el motivo de su actuación.

La omisión de esta cláusula puede ser motivo de actuación.

Para todos los efectos, el cliente o la empresa contratante considerará a la empresa constructora como representada por la persona de mas categoría que se encuentre en la obra o montaje. Esta debe responder o aún firmar en nombre de la empresa a todos los efectos que se le requieran, salvo cuando no esté conforme, lo cual especificará por escrito.

Si no está autorizado para contratar precios deberá notificar a su empresa para que, dentro del plazo del día pueda resolverse lo que fuera necesario; en caso de no obtener respuesta el día siguiente, la empresa contratante lo considerará como una no comparecencia de la empresa constructora. Dicha persona debe tener en obra una copia del pliego de condiciones y conocer la forma como se ha contratado la construcción del vehículo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

La empresa constructora redactará un parte diario de montaje y otro en el que figuren los trabajos realizados y los materiales empleados. Estos partes deberán ser entregados diariamente, ya que de no hacerlo así, se resolverán a favor del cliente las dudas que en la liquidación se pudieran mantener.

3.2.2 Patentes

El diseñador del vehículo en el caso de que el trabajo diseñado, especificado pr él y aprobado por el comprador, pudiese incurrir en alguna infracción de patente o patentes que de cualquier modo se relacionaría con el trabajo o con parte de éste, está obligado a indemnizar y defender al comprador contra cualquier petición, acción procedimiento legal, queja, demanda, daño, costo, derecho de abogado, etc.

En el caso de requerimiento permanente, procurará impedir que el comprador continúe funcionando con el vehículo como se especificó y tomará a su cargo las siguientes operaciones.

- Procurar derecho del comprador a continuar utilizando el vehículo
- Modificar el vehículo todo lo posible hasta que pueda excluirse la infracción, entendiéndose que tal modificación debe realizarse con la aprobación del comprador y que debe ser de tal naturaleza que no lesionen el rendimiento o coste de la operación.
- Deshacer el trabajo realizado y reembolsar al comprador el precio del vehículo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4 Condiciones de ejecución

4.1 Construcción de la estructura tubular

Como se ha indicado en la introducción el diseñador siempre necesita especificar si el material está acabado en caliente o conformado en frío. Los perfiles tubulares conformados en frío se sueldan siempre, y los perfiles tubulares acabados en caliente, aunque la mayoría se suelda, pueden no presentar costura. Para el caso de la construcción de un chasis tubular lo más usual es utilizar perfiles tubulares conformados en frío.

Los tipos de acero están especificados por la Organización Internacional de Normalización (ISO) en las normas siguientes:

ISO 630	Aceros estructurales
ISO 4951	Barras y perfiles de acero de alto límite elástico
ISO 4952	Aceros estructurales con mayor resistencia frente a la corrosión

La composición química y las propiedades mecánicas de los perfiles tubulares conformados en frío cumplen con lo recomendado por la norma ISO 630. Las propiedades mecánicas de los aceros se caracterizan, en general, por el límite elástico f_y, la resistencia última a tracción f_u, y el alargamiento δ_u. Estas propiedades se determinan mediante ensayos de tracción y permiten obtener diagramas σ–ε. La norma ENV 1993-1-1 preescribe el siguiente valor mínimo para la relación entre la resistencia última a tracción f_u y el límite elástico f_y:

$$\frac{f_u}{f_y} \geq 1{,}2 \text{ (basado en los valores nominales de } f_y \text{ y } f_u)$$

Una estructura hecha con perfiles tubulares y cargada predominantemente con cargas estáticas debería, en principio, estar diseñada de tal manera que presentase un comportamiento dúctil. Esto significa que si las barras son críticas, éstas deberían garantizar capacidad de rotación, o si las uniones o conexiones son críticas, éstas también deberían garantizar suficiente capacidad de rotación. La ductilidad se mide mediante el ensayo Charpy en V, en el que una pequeña probeta de acero, con dimensiones normalizadas y con una entalla en V normalizada es sometida a una carga de choque en un ambiente con una temperatura concreta. El valor Charpy en V representa la energía de rotura mínima, que las probetas en el ensayo pueden alcanzar cuando se mantiene una temperatura concreta, expresada en julios. Los valores de los aceros normalizados por la ISO y la CEN cumplen con el requisito mínimo de 27 julios prescrito por el Eurocódigo 3.

Otro aspecto en la caracterización de las propiedades mecánicas viene definido por la resistencia y la ductilidad de los perfiles tubulares cuando se cargan en la dirección del espesor. Si se produce una fisura en el ensayo, es decir, un desgarramiento laminar, se podrá evitar mediante el uso de acero con bajo contenido en azufre o añadiendo azufre en colada junto con otros elementos como, por ejemplo, calcio.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

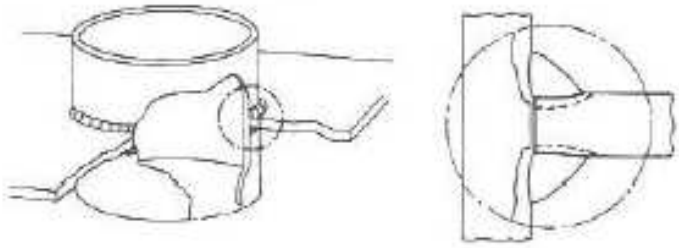


figura 12: Desgarramiento laminar.

Los siguiente tipos de acero corresponden a los perfiles tubulares laminados en caliente así como a los materiales básicos para los perfiles tubulares conformados en frío. Las designaciones de los tipos de acero en la tabla se ajustan a la EN 10025, pero pueden ser diferentes en otras normativas.

Tipo de acero	Límite elástico mínimo f_y (N/mm^2)	Resistencia a la tracción f_y (N/mm^2)	Porcentaje mínimo de alargamiento $L_o = 5{,}65 \cdot \sqrt{S_o}$	
			Longitudinal	Transversal
S235	235	340…470	26	24
S275	275	410…560	22	20
S355	355	490…630	22	20
S460*	460	550…720	17	15

tabla 1: Tipos de acero.

* Según EN 10210, parte 1

CIDECT recomienda, teniendo en cuenta el comportamiento de las uniones, que se escoja un acero de alta resistencia como el S355, que tiene un límite elástico f_y = 355 N/mm^2

4.2.1 Propiedades físicas de los aceros estructurales

A continuación se indican las propiedades físicas recomendadas, válidas para todos los aceros estructurales.

Módulo de elasticidad: $E = 210000\ N/mm^2$

Módulo de elasticidad transversal: $G = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} = 81000\ N/mm^2$

Coeficiente de Poisson: $\nu = 0{,}3$

Coeficiente de dilatación lineal: $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}/°C$

Densidad: $\rho = 7850\ kg/m^3$

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En primer lugar hay que preguntarse ¿nos interesan barras huecas o macizas? Es sabido que los tubos de pared delgada aguantan bien a pandeo y a flexión porque el momento de inercia I es mayor que para un tubo macizo del mismo peso. En conclusión las barras que interesan son las huecas o en otras palabras los tubos.

La siguiente pregunta es ¿tubos de sección circular (CHS) o de sección rectangular (RHS)? Los CHS tienen una forma especialmente atractiva y ofrecen una distribución del acero muy efectiva alrededor del eje centroidal. Este perfil opone las mínimas resistencias frente a cargas de viento y agua. El inconveniente que tienen es que a la hora de unir formas circulares entre sí puede que se precise de un perfilado especial. Por otra parte, se sabe que las propiedades geométricas de las barras influyen sobre la capacidad resistente de la unión. Sólo se puede obtener el mejor diseño si el diseñador comprende el comportamiento de la unión y lo tiene en cuenta desde el diseño conceptual. Se conocen las propiedades de las uniones entre CHS y las de las uniones entre RHS, pero no se conocen con tanto rigor las propiedades de las uniones mixtas de CHS con RHS, por lo que no se consideran. En el caso del chasis se prefieren los CHS frente a los RHS por estética, por aerodinámica, por la flexión multiaxial y porque el número de uniones no es excesivamente grande con lo que no es determinante para el coste total.

4.2.3 Incremento en el límite elástico causado por la deformación en frío

Este incremento puede utilizarse solamente para perfiles RHS en elementos a tracción o compresión pero no a flexión. Nuestra elección es el perfil CHS por lo que no tiene importancia este incremento en el límite elástico.

4.2.4 Consideraciones sobre soldabilidad de los materiales

Básicamente es la composición química de un tipo de acero la que determina su soldabilidad. Para la soldabilidad de los aceros sin alear, el utilizado generalmente para la construcción de un chasis, son decisivos el contenido de carbono (C ≤ 0,22 %) que presentan y la pureza del acero indicada por el contenido de azufre (S ≤ 0,045 %), fósforo (P ≤ 0,045 %) y N_2 (N_2 ≤ 0,009 %). La soldabilidad mejora, no sólo por el bajo porcentaje de carbono (≤ 0,20 %), sino que también por la microestructura de grano fino del material, el cual reduce la susceptibilidad a la fractura frágil. La composición quimica, la cual influye sobre la susceptibilidad a la rotura en frío de la zona afectada por el calor, se mide a menudo por el Valor del Carbono Equivalente CEV tal y como se indica a continuación:

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$$

Para espesores de pared inferiores a 16 mm, generalmente se acepta que si CEV < 0,40 no aparecen grietas. Para 0,40 < CEV < 0,45, hay que tomar algunas precauciones dependiendo del proceso de soldadura. Para un CEV mayor que 0,45, normalmente se necesita un precalentamiento.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.2.5 Dimensiones de las secciones

Las siguientes normas ISO describen la gama de dimensiones de los perfiles CHS conformados en frío:

Diámetro externo de 21,3 a 1219 mm
Espesor de pared de 2 a 30 mm

4.3 MÉTODOS DE FABRICACIÓN

El coste total de las estructuras de perfiles tubulares también se ve influido en sentido positivo o negativo particularmente por los costes de producción. Los siguientes trabajos de taller se tienen que planificar y llevar a cabo cuidadosamente:

- corte o aserrado
- preparación de bordes para soldaduras
- soldadura
- montaje de las barras

Un método para ahorrar costes es pedir perfiles tubulares en longitudes extra largas en estructuras concretas, y así reducir el número de soldaduras a tope.

Al igual que para el resto de las estructuras de acero, la fabricación de estructuras de perfiles tubulares en los talleres debería organizarse, a ser posible, de tal manera que el material siga un proceso unidireccional desde la recepción hasta la entrega final. Una vez transportado el material apilado desde el almacén temporal a los talleres de producción mediante cinta transportadora o elevadores, normalmente se siguen los siguientes pasos:

a. Marcado
b. Corte a la longitud adecuada por aserrado o corte por soplete
c. Curvado (si es necesario)
d. Preparación de los bordes para soldar. Este paso se puede realizar junto con el b.
e. Soldadura
f. Granallado. Este paso también se puede hacer antes que el e, ya que puede resultar complicado realizar el granallado después del montaje.

g. Acabado con una primera capa de imprimación (dos o más capas dependiendo de las necesidades)
h. Pintado para protección frente a la corrosión externa o con pinturas intumescentes para proteger frente al fuego. Se deberían considerar las combinaciones de diferentes pasos siempre que resulte viable y económico.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

En el caso de barras que hay que soldar entre sí, el corte de los extremos debería incluir, a ser posible, la preparación o el biselado (si es necesario) de los mismos para soldar. La medida de las dimensiones reales (compensación automática de tolerancias) es fundamental para obtener el corte y/o el biselado necesarios.

Como se ha comentado en la introducción el inconveniente de los perfiles tubulares es que requieren una curva multiplanar en las intersecciones, lo que aumenta el coste. Una posibilidad de facilitar la construcción de las uniones es el aplastamiento de los extremos con el fin de evitar una costosa fabricación con el perfilado de extremos y la preparación de bordes para soldadura. Aunque esta posibilidad no es recomendable para la construcción de un chasis debido a que habría una gran concentración de tensiones en los extremos de las barras debido al estrechamiento de la sección, con el consiguiente peligro de rotura por fatiga.

4.3.1 Corte por aserrado

La fabricación de una estructura empieza, en general, con la preparación de los extremos de las barras. Los métodos que se usan con más frecuencia son el corte por aserrado y el corte por soplete. En el caso de la estructura de un chasis debido al menor coste y a su mayor sencillez de ejecución es preferible el aserrado frente al corte por soplete.

La herramienta para cortar es una robusta sierra circular con avance hidráulico, una robusta sierra de banda o una sierra alternativa de arco. También es posible efectuar una doble operación de corte con una cortadora de cabeza giratoria. En este caso hay que procurar evitar la torcedura recíproca. También se pueden emplear los siguientes aparatos dependiendo de la calidad y de la precisión del corte deseadas:

- Muela de rectificar: Proceso rápido, falta de precisión, con pronunciadas rebabas.
- Disco dentado de acero: Proceso rápido pero impreciso, con metal fundido que produce grandes cantidades de rebabas.
- Fresadora: Velocidad relativamente baja, con alto nivel de precisión y ausencia de rebabas. Ritmo de trabajo satisfactorio.

La unión directa entre los perfiles circulares necesita un corte “perfilado”, a menudo denominado “silla de montar”. Sin embargo, las curvas de intersección multiplanares pueden ser sustituidas por cortes planos en la barra, empleando el procedimiento del aserrado, en función de los diámetros relativos de los tubos utilizados en el nudo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

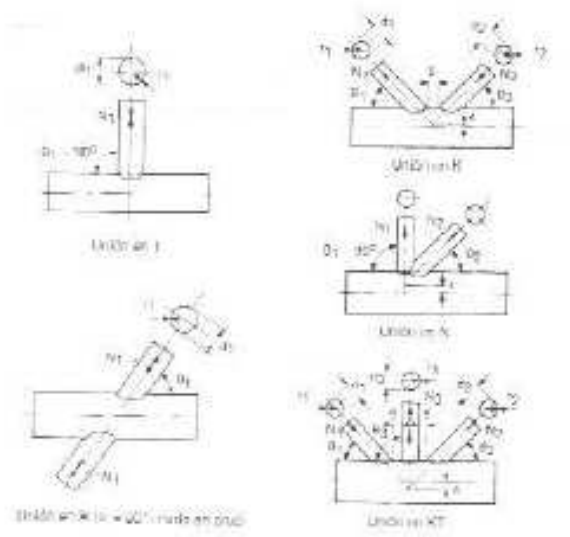


figura 13: Tipos de uniones soldadas entre CHS.

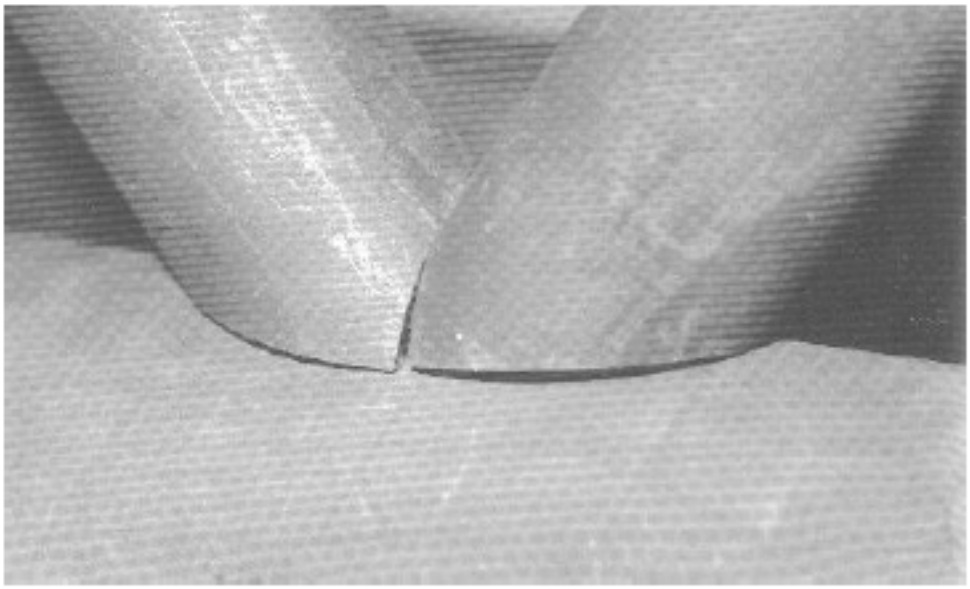


figura 14: Nudo fabricado por aserrado de corte plano antes de soldar.

Los siguientes parámetros determinan el tamaño de la separación entre los extremos de las barras de relleno y la superficie de los cordones para realizar la soldadura:

1. Número de cortes planos.
2. Relación entre el diámetro de la barra de relleno y el diámetro del cordón, $\frac{u_{1,2}}{d_0}$.
3. Espesor de pared de la barra de relleno, $t_{1,2}$.
4. Ángulo de inclinación del eje de la barra de relleno con respecto al eje del cordón, $\theta_{1,2}$.

Cuando se unen una barra de relleno CHS a un cordón de CHS con un diámetro considerablemente más grande, la primera se puede cortar plana en el extremo, si se verifica la condición de que $g_1 \leq t_r$ siendo t_r el menor de los dos valores t_0 y $t_{1,2}$. Otra condición, más general, es: $g_2 \leq 3$ mm.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

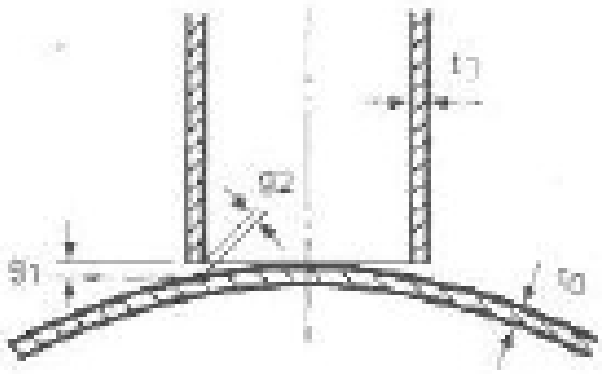


figura 15: Unión entre CHS con un único corte plano en el extremo de la barra de relleno.

A continuación se muestran las combinaciones límite recomendadas entre los diámetros de las barras de relleno y los de los cordones para el nudo tipo mostrado en la figura anterior, con la condición de que $g_2 \leq 3$ mm.

d_0 mm	d_1 mm	d_0 mm	d_1 mm
33,7	26,9	88,9	33,7
42,4	26,9	101,6	42,4
48,3	26,9	114,3	42,4
60,3	33,7	139,7	48,3
76,1	33,7	168,3	48,3

tabla 2: Combinaciones límite entre diámetros de barras de relleno y de los cordones.

Las relaciones grandes de d_1/d_0 conducen a grandes separaciones para la soldadura y hay que tener especial cuidado durante la misma para evitar cualquier influencia negativa en la capacidad resistente del nudo. La verdadera desventaja de una separación grande es el elevado coste que supone la soldadura entre ambos elementos.

En estos casos, se puede reducir la separación de soldadura realizando un "perfilado" apropiado por medio de:

a) Dos cortes planos seguidos por el rectificado o el corte (cizallado) del área de "punta".
b) Dos o tres cortes planos sucesivos utilizando las ecuaciones correspondientes a los ángulos de corte β_g y β_d

figura 16: Operaciones para alisar el área de "punta":
A: rectificando los ángulos internos, B: rectificando con plantilla, C: cizallando

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Método A

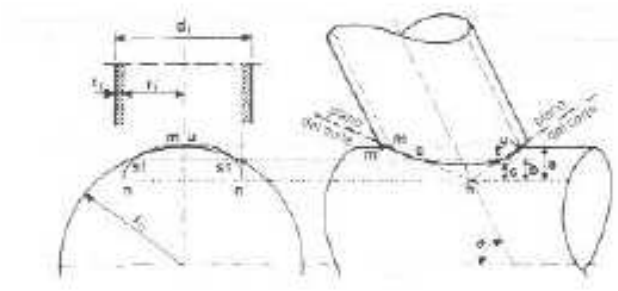


figura 17: Método A de corte por aserrado.

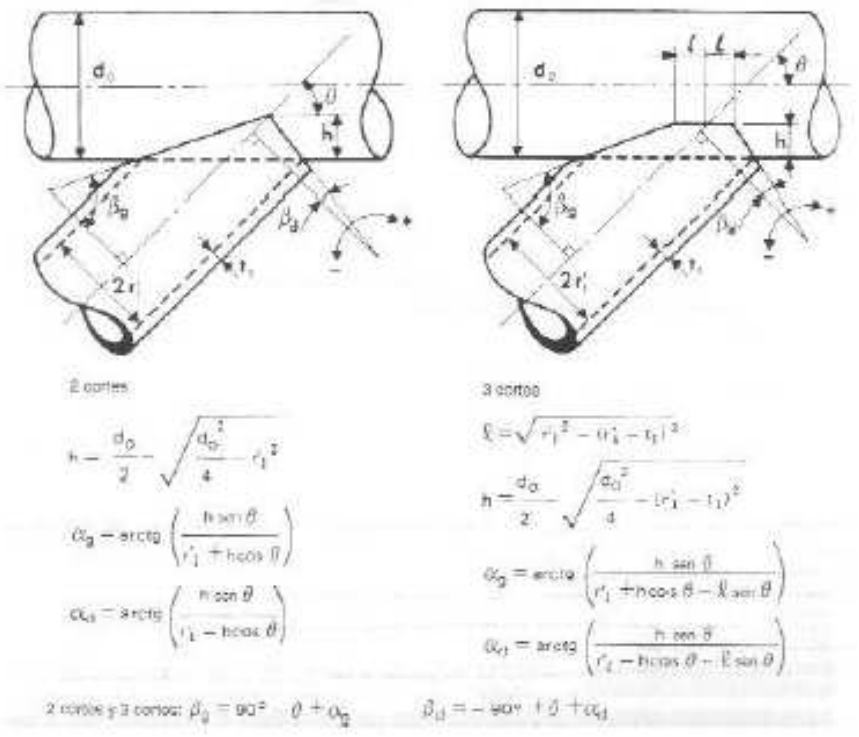
$$a = \frac{r'^{2}_{1}}{2r_0} - r'_1$$

r'_1 = radio interior de la barra de relleno = $\frac{d_1 - 2t_1}{2}$

r_0 = radio exterior del cordón = $\frac{d_0}{2}$

El valor "a" es constante, independientemente de cual sea el ángulo de inclinación θ. Empezando desde el punto "n" determinado por el valor "a", se dibujan las líneas "n-m" y "n-u". Éstas definen los planos de corte, cuyas inclinaciones hay que medir. El alisado del "área de punta" se puede llevar a cabo mediante cualquiera de las operaciones mostradas.

Método B



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El valor "h" es un valor constante, independientemente de cual sea el ángulo θ, que se puede calcular mediante las fórmulas de la figura 17. Los valores intermedios α_g y α_d también se pueden calcular empleando las fórmulas correspondientes. Después se pueden determinar los ángulos de corte necesarios β_g y β_d.

4.3.2 Métodos de curvado en frío para CHS

Durante esta operación podrán aparecer pliegues en la zona interna comprimida y el espesor de la zona externa alargada disminuye. Para evitar la formación de pliegues y la ovalización, son favorables los siguientes condicionantes:

a) Bajo límite elástico del material.
b) Alta resistencia última del material.
c) Considerable alargamiento en la rotura a tracción (por lo menos un 20%)

Otros parámetros determinantes son la relación entre el espesor de la pared con respecto al diámetro del CHS y la relación del radio de curvado con respecto al diámetro del CHS.

Curvado en frío por presión

Tras colocar un perfil tubular entre dos rodillos fijos, se curva por el desplazamiento del conformador central, normalmente conectado a un empujador hidráulico. Esta operación también se puede llevar a cabo manteniendo quieto el conformador central y empujando los rodillos laterales.

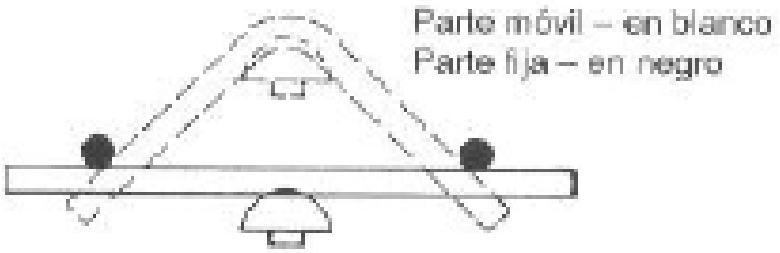


figura 19: Curvado en frío por presión.

Curvado en frío mediante caja conformadora

Se introduce la pieza en una caja conformadora preperfilada "A". Los extremos de la pieza a trabajar deben estar provistos de un tapón guía. La lubricación es fundamental. El método sólo resulta económico si se necesitan muchos curvados con el mismo tamaño de perfil tubular. Es un método válido únicamente para tubos que tienen la curvatura cerca del extremo, cosa que no se suele dar muy a menudo en los chasis tubulares.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

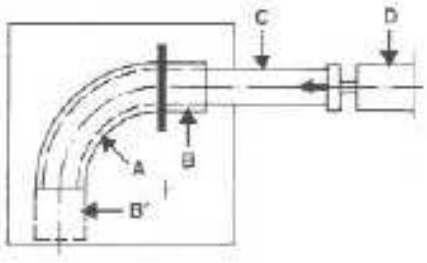


figura 20: Curvado en frío mediante caja conformadora.

Curvadora de rodillos

Esta herramienta, con la que se produce el curvado pasando la pieza a través de tres rodillos, es, en general, la preferida por los fabricantes de estructuras de acero. Las dimensiones del rodillo son acordes a los tamaños de los CHS. Para curvado en frío con curvadora de rodillos, en la práctica el límite del radio de curvado es de, aproximadamente, 5 veces el diámetro externo del tubo.

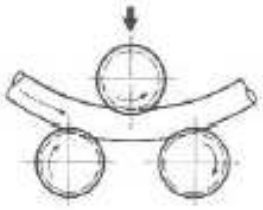


figura 21: Curvadora de rodillos.

Curvado mediante cortes a inglete

Normalmente, para curvas de radio grande, se pueden obtener curvas aproximadas uniendo secciones rectas extremo con extremo y soldándolas por dichos extremos previamente cortados con un ángulo adecuado.

figura 22: Curvado mediante cortes a inglete.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.3.3 Métodos para soldar nudos de perfiles tubulares

La soldadura de nudos de perfiles tubulares pertenece principalmente al grupo de la soldadura por fusión, aunque si el número de unidades es elevado, también es aplicable la soldadura por fricción, que pertenece al grupo de la soldadura por presión. Hay cinco subgrupos de la soldadura por fusión denominados autógena, por arco metálico, por resistencia eléctrica, por haz de electrones y por plasma. La soldadura por arco se utiliza de manera predominante, en las tres versiones siguientes, para la unión de los perfiles tubulares:

- Soldadura por arco con electrodo revestido (SMAW)
- Soldadura por arco con núcleo de fundente (FCAW)
- Soldadura por arco metálico y gas (GMAW)

En cuanto a los equipos y máquinas para soldar, hay que diferenciar tres métodos, la soldadura manual, con máquina semiautomática o totalmente automática. Los dos primeros se emplean normalmente en el caso de perfiles tubulares.

La soldadura manual por arco con electrodos revestidos con una capa de productos químicos fundentes se utiliza en los talleres y en el soldeo a pie de obra. Concretamente, se puede aplicar cuando predominan las posiciones de soldar desfavorables.

El revestimiento del electrodo tiene la función de proteger el baño de acero líquido en la soldadura frente a los efectos perjudiciales de las escorias o del gas.

Así pues, todos los puntos críticos, como por ejemplo el tipo de nudo, las posiciones de soldar y los métodos de controlar las soldaduras, determinan el tipo de electrodo utilizado.

Para soldar las estructuras de perfiles tubulares, se aplican los electrodos del tipo estructural rutilo, ácido y básico. Dependiendo del tipo de acero, del espesor de la pared y de las formas de la soldadura, se recomiendan los siguientes tipos de electrodos:

S235 y S275: Para espesores de pared	≤ 16 mm (soldadura a tope) ≤ 30 mm (soldadura en ángulo)	Electro estructural rutilo o estructural básico, con bajos contenidos en hidrógeno
	> 16 mm (soldadura a tope)	Electrodo estructural básico con bajo contenido en hidrógeno
S355 Para todos los espesores de pared		Básico con bajo contenido en hidrógeno

En general, se deben seguir las recomendaciones sobre protección y almacenamiento de los electrodos indicadas por los fabricantes. Se deben guardar secos y sin daño alguno. Para los electrodos básicos de bajo contenido de hidrógeno se deben emplear hornos de secado. Una alternativa es el utilizar electrodos envasados al vacío. La soldadura manual requiere adecuados conocimientos técnicos y experiencia por parte del soldador.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.3.4 Posiciones y secuencias de soldadura

Para comenzar se mencionan tres puntos principales:

1. Para los espesores más pequeños, se deben evitar, en lo posible, las soldaduras con varias pasadas.
2. Hay que seguir las secuencias de soldadura apropiadas, ya que afectan en gran medida a la contracción, a las tensiones residuales y la deformación de una estructura soldada.

Dependiendo de la posición y de la movilidad de los elementos estructurales, se muestran a continuación cuatro posiciones para soldar en nudos de perfiles tubulares estructurales, junto con las secuencias de soldadura.

1. Soldadura circular de 360º
   Se hace la soldadura hacia abajo (plana), mientras la sección gira 360°.

figura 23: Doldadura circular de 360º.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2. Soldadura vertical ascendente de 180°
   Todas las soldaduras se hacen en la parte superior y después el panel gira sobre sí mismo (180°) para completar la operación.

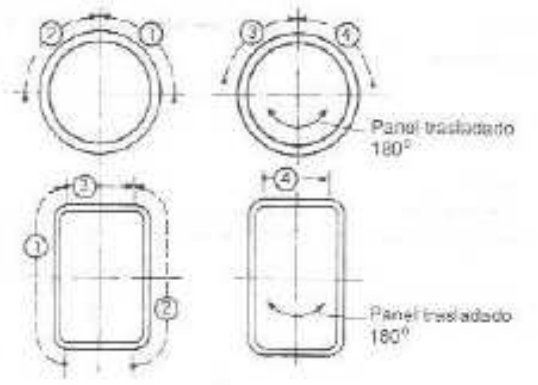


figura 24: Soldura vertical ascendente de 180º.

3. Soldadura vertical ascendente
   Los perfiles tubulares no se pueden mover.

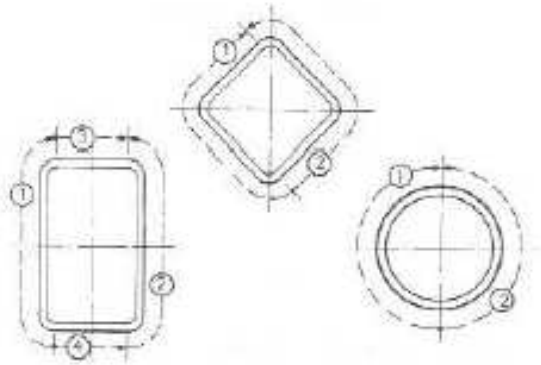


figura 25: Soldadura vertical ascendente.

4. Soldadura horizontal
   Esta posición es necesaria cuando las barras están en posición vertical y no se pueden mover. Si las barras se encuentran en posición horizontal, las soldaduras se hacen en posición vertical.

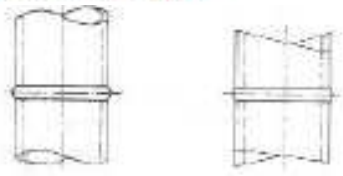


figura 26: Soldadura horizontal.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

El punteado de la soldadura es una soldadura corta hecha para la unión preliminar de las barras de perfil tubular de una estructura, obteniendo una sujeción temporal previa a la soldadura definitiva del montaje. El espesor de la garganta del punteado de soldadura tiene que estar de acuerdo con la posición de la raíz. Este debe garantizar una unión limpia en la raíz de la soldadura. Los extremos de los puntos de soldadura deben estar correctamente ejecutados para obtener una buena fusión en el cordón de la raíz.

Se tienen que llevar a cabo con mucho cuidado, puesto que los puntos de soldadura se convierten en parte de la soldadura definitiva. Por eso los soldadores precisan de una cualificación especial para hacer trabajos de punteado de la soldadura.

El punteado del CHS se hace de forma circular cuando el diámetro del CHS es pequeño. Con respecto al punteado de la soldadura de un nudo de CHS hay que evitar la soldadura en la posición simétrica A de los tubos acoplados debido a la concentración de tensiones que se localizan en ese punto. En general, la longitud mínima del punteado de un tubo acoplado se puede reducir hasta 1/10 del diámetro exterior del tubo.

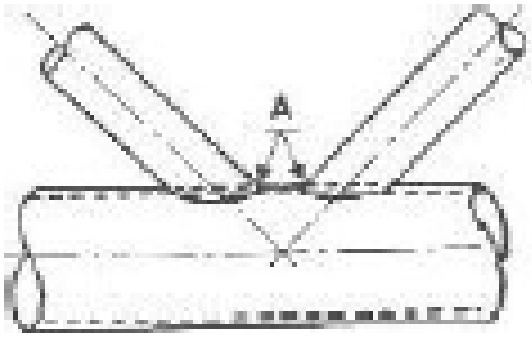


figura 27: Posición simétrica A. Provoca concentración de tensiones.

4.3.6 Tratamiento térmico previo y posterior de las construcciones soldadas de perfiles tubulares

Para los aceros estructurales sin alear S235, S275 y S355, generalmente no se necesita precalentamiento. Sin embargo, se recomienda para una temperatura ambiente inferior a +5ºC y para espesores de pared ≥ 30 mm.

Para S355 concretamente, no es necesario hacer tratamiento de precalentamiento con espesores de pared inferiores a 13 mm para soldaduras en ángulo, e inferiores a 20 mm para soldaduras a tope.

Después de haber hecho la soldadura, se lleva a cabo un tratamiento térmico para aliviar las tensiones, únicamente cuando hay que reducir las tensiones producidas por la soldadura. Normalmente, la temperatura para aliviar las tensiones está entre 530 °C y 580 °C.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Se producen esfuerzos de contracción debido al acortamiento de la pieza al enfriarse. Las deformaciones y las tensiones residuales en una estructura soldada de perfiles tubulares dependen de los siguientes parámetros:

- Espesor de la soldadura
- Número de pasadas de soldadura
- Distancia entre la soldadura y el eje neutro del elemento estructural
- Coacción del elemento estructural soldado por las barras de unión
- Rigidez del elemento estructural en una estructura soldada
- Ángulo de inclinación entre los ejes de las barras a unir
- Secuencia de soldadura
- Método de soldar

En una construcción rígida, las deformaciones provocadas por las contracciones se previenen, en gran medida, durante la soldadura. Para diseñar una estructura, el ingeniero está limitado a reducir las deformaciones lo que da lugar a tensiones residuales mayores, o bien a reducir las tensiones residuales lo que aumenta las contracciones. La decisión hay que tomarla teniendo en cuenta ambos efectos.

Con el fin de reducir los trabajos de enderezado y alineación posteriores a la soldadura, las distorsiones pueden ser compensadas por las correspondientes predeformaciones.

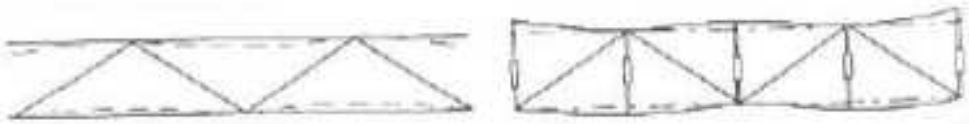


figura 28: Predeformación de una viga en celosía soldada.

a) Estimación de la deformación *b) Preajuste de los cordones con cilindros de presión*

Después de estimar las deformaciones de una viga en celosía producidas por la soldadura, los cordones se pueden preajustar convenientemente con cilindros de presión. Las tensiones residuales y las contracciones se determinan proporcionalmente por las disposiciones y secuencias de soldadura. El punteado de las soldaduras previo a la soldadura final debe ser lo bastante numeroso y fuerte como para absorber los esfuerzos de contracción transversales durante la soldadura.

Otras medidas para reducir las deformaciones y/o las tensiones residuales son por ejemplo el calentamiento localizado en los lugares adecuados, el golpeteo de las soldaduras (raras veces utilizado), etc.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.3.9 Inspección de soldaduras

Las soldaduras de las estructuras de acero se pueden comprobar mediante ensayos destructivos (sólo en laboratorio) o no destructivos. Desde el punto de vista económico, la extensión de las inspecciones debería ser mínima. Así pues, las soldaduras en ángulo son preferibles a las soldaduras a tope.

Los ensayos destructivos, que son los ensayos de tracción, de plegado, de resistencia frente al impacto, de dureza y de fatiga, se suelen hacer antes de empezar la soldadura final de una estructura. Estos ensayos también se llevan a cabo para comprobar la capacidad profesional de los soldadores. Los siguientes cinco métodos no destructivos pueden facilitar información concluyente con respecto a la calidad efectiva de la soldadura:

- Inspección visual
- Ensayo con partículas magnéticas
- Ensayo con líquidos penetrantes
- Inspección ultrasónica
- Inspección radiográfica mediante rayos X o γ

Es de importancia fundamental efectuar una detenida inspección visual de la costura de la soldadura, así como de la zona próxima a la soldadura, tanto antes como después de soldar. Por lo tanto, se recomienda comprobar la separación de la raíz entre las partes que hay que soldar, el ángulo de inclinación entre los elementos estructurales, la uniformidad en la preparación de los bordes de la soldadura, el ángulo de bisel, la distancia entre la alineación de las caras y la eliminación total de aceite, grasa, etc.

El ensayo con partículas magnéticas es un método rápido y práctico para descubrir los defectos superficiales como las pequeñas fisuras que, por supuesto, no son obviamente visibles. Este método se aplica principalmente para encontrar defectos de soldadura en las uniones de nudos, los cuales resultan difíciles de determinar con otros métodos. Se pulverizan finas partículas magnéticas en la superficie que hay que revisar, y se produce un flujo del campo magnético mediante una bobina o una horquilla magnética. Cuando una fisura distorsiona o produce una discontinuidad en el campo magnético, las partículas magnéticas anteriormente pulverizadas se alinean a lo largo de las fisuras indicando con claridad hasta las más finas de ellas (hasta 1/10000 mm). El registro de la medición se hace con fotografías.

En la práctica, el examen de las soldaduras se limita generalmente a la inspección visual, para cuya realización se precisa de un inspector con experiencia que juzgue la calidad de la soldadura.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

figura 32: Fisuras detectadas mediante el ensayo con líquidos penetrantes.

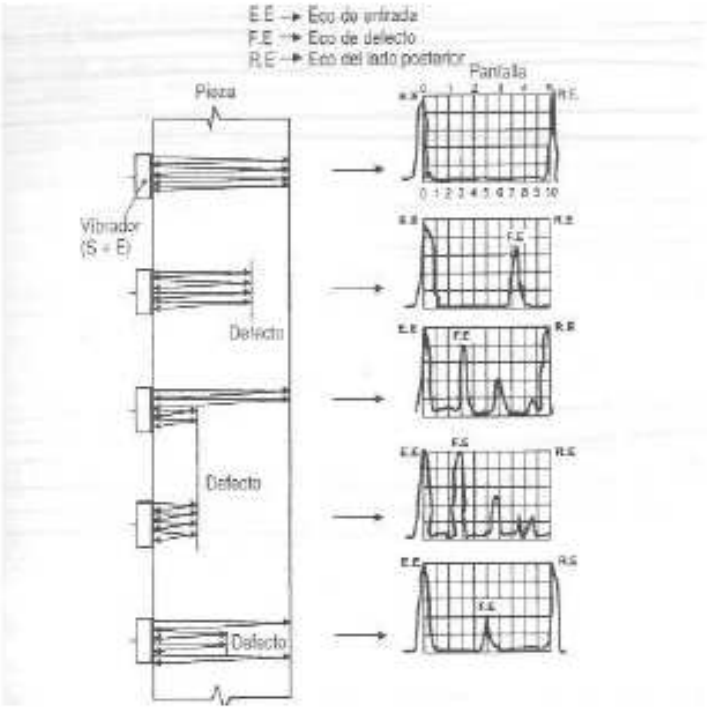


figura 33: Indicación de los defectos de soldadura en una pantalla.

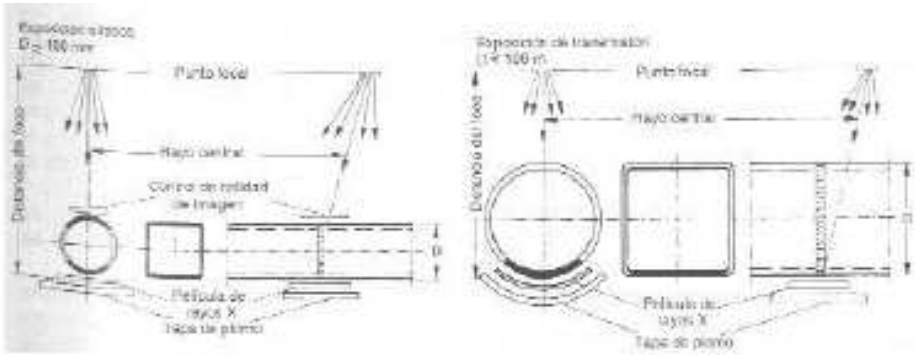


figura 34: Producción de películas de rayos X.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.3.10 Recomendaciones generales para operaciones de soldadura

1. Es fundamentalmente importante que esté asegurada la accesibilidad para soldar. El soplete para soldar, la boquilla sumergida en gas inerte y la abrazadera de electrodos deben tener espacio suficiente para hacer soldaduras de forma cómoda.
2. A menudo los fabricantes tienden a especificar y llevar a cabo soldaduras mayores, con espesores de garganta de soldadura más grandes que los que se necesitan técnicamente. Esto no sólo resulta más caro sino también más dañino debido al peligro que existe de contracciones y distorsiones excesivas, y al cambio de la microestructura del metal de base en la zona afectada (HAZ) debido a la entrada de calor adicional.
3. Las soldaduras en ángulo son preferibles a las soldaduras a tope. Se tienen que aplicar siempre que sus tamaños no sean excesivos.
   Si una soldadura en ángulo no es viable, se puede aplicar soldaduras a tope con penetración parcial, ya que son menos caras que las soldaduras a tope con penetración completa sin anillo interno. Sin embargo, estas últimas pueden ser ejecutadas con anillos internos.
4. El agrupamiento en un nudo soldando demasiadas placas o secciones no sólo resulta perjudicial en la accesibilidad para soldar, sino que además favorece la corrosión externa al producir colectores de nieve o agua.
5. Como la inspección visual es el método de inspección de soldadura más barato, más cómodo y más aplicado, es imprescindible que el inspector tenga la cualificación requerida además de la experiencia necesaria para llevar a cabo este trabajo. En los nudos críticos se aplican otros métodos, pero sólo cuando resultan viables.

4.3.11 Perforaciones

Las perforaciones normalmente se hace en los perfiles tubulares estructurales sólo mediante taladrado. No se pueden hacer mediante punzonado debido a la forma tubular que presentan, a menos que se utilice un soporte interno.

4.4 UNIONES SOLDADAS

Los tipos de unión, aparte de la soldadura y el atornillado, se pueden clasificar en dos clases principales:

- Uniones directas, donde las barras se unen directamente unas con otras.
- Uniones indirectas, donde las barras se unen de forma indirecta a través de cartelas o de placas de extremo.

En general, la integridad estructural y la economía de fabricación hablan en favor de las uniones directas. En este caso, la integridad estructural es estadísticamente más elevada porque la transmisión de carga se produce dos veces, primero desde un perfil tubular a la placa y después desde la placa hasta la otra barra. Los trabajos de fabricación que consisten en la soldadura o el atornillado, o en la combinación de ambos, son también menos voluminosos en el caso de las uniones directas. A continuación se muestran los diferentes tipos de uniones soldadas que existen:

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.4.1 Uniones en prolongación (empalmes)

Para los perfiles tubulares, las uniones en prolongación se hacen principalmente mediante soldadura a tope. El método es sencillo y lo componen tres casos:

Caso 1: Ninguna preparación de soldadura en los extremos de la barra (perfiles tubulares de pared delgada).

Caso 2: Los extremos de la barra se biselan para la soldadura (perfiles tubulares de pared gruesa).

Caso 3: Los biseles de los extremos están apoyados por un anillo de apoyo interno que soporta la soldadura líquida y facilita la alineación de las barras.

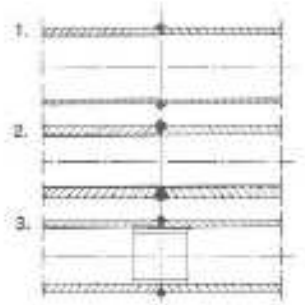


figura 35: Soldadura a tope.

El objetivo es alcanzar, bien la carga mayorada aplicada, bien la resistencia total de la barra más débil obteniendo la penetración adecuada de la soldadura. Hay que seleccionar los electrodos apropiados con respectos al acero utilizado.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.4.2 Uniones soldadas en ángulo recto

Hay dos tipos fundamentales de nudos soldados en ángulo recto (90° de inclinación):

1. Nudo en ángulo recto simple.
2. Nudo en ángulo recto con una placa rigidizadora transversal

Los nudos soldados en ángulo recto también se pueden hacer con perfiles tubulares circulares.

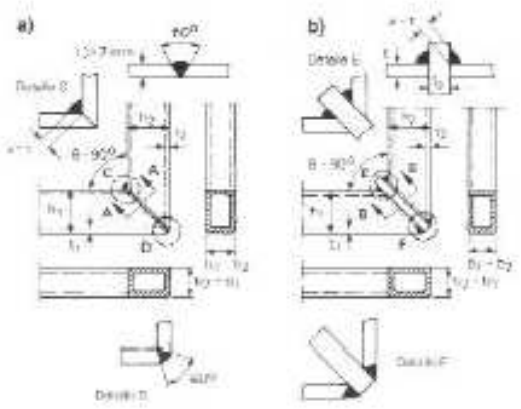
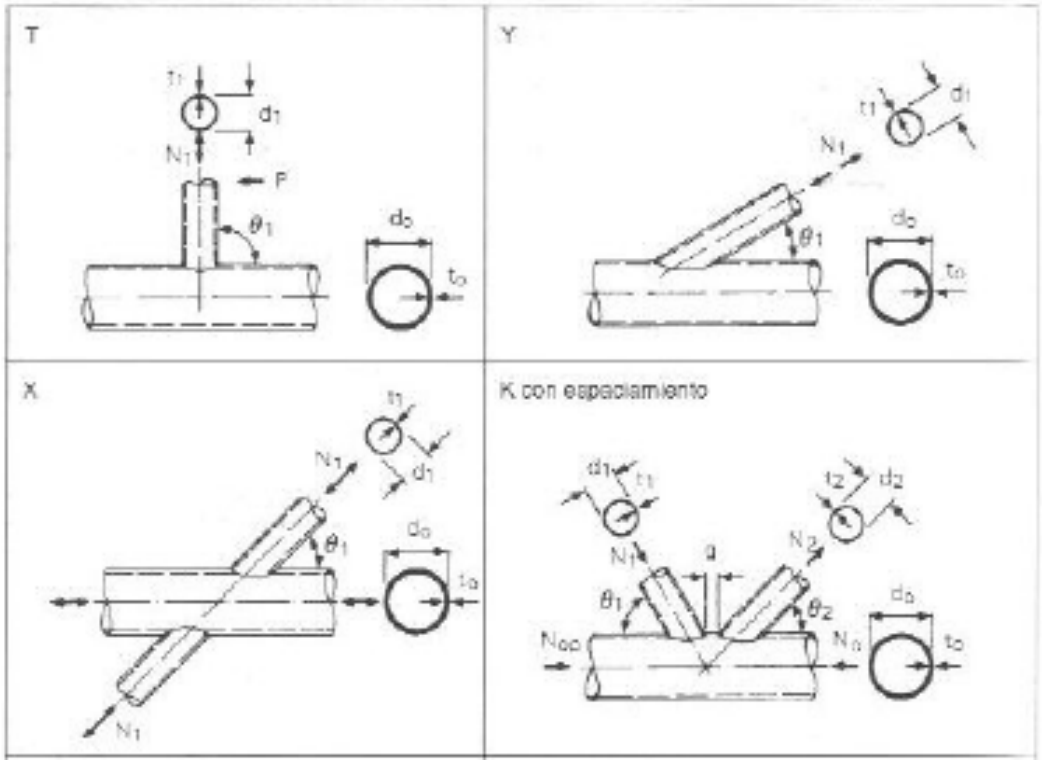


figura 36: Nudos en ángulo recto.
a) sin rigidizadores b) con placa rigidizadora



Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

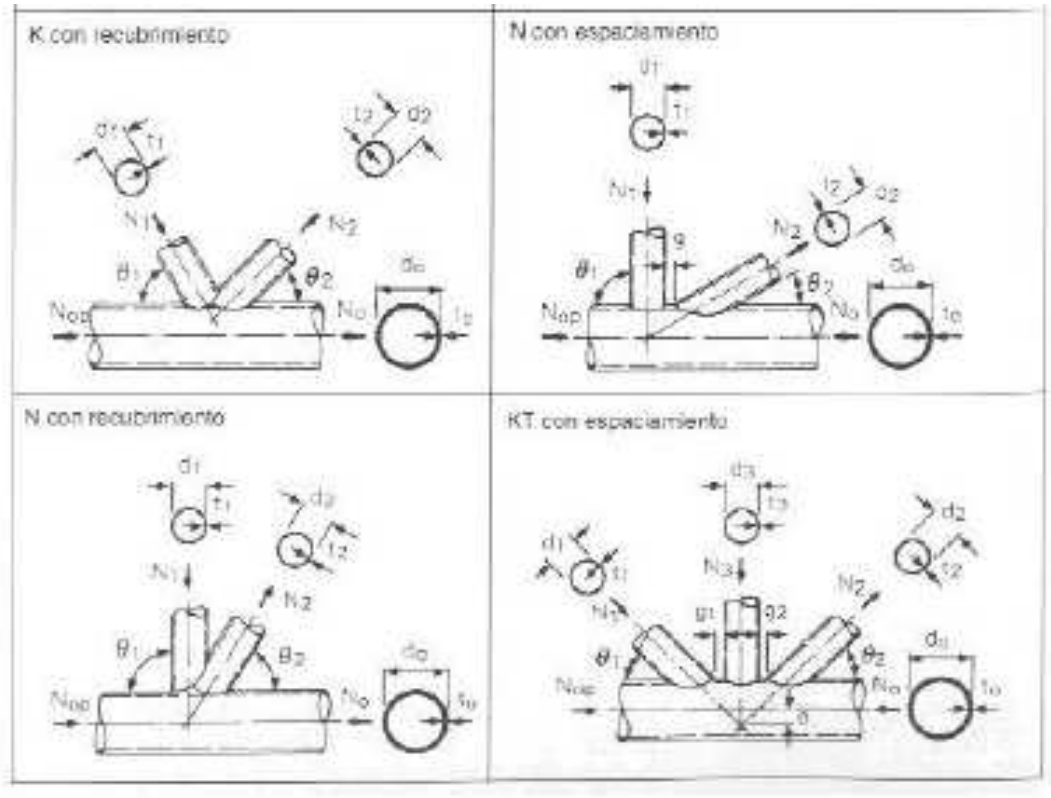


tabla 3: Los diferentes tipos tipos de uniones soldadas planas.

Las principales configuraciones geométricas de nudos son:

- Nudos en T o en Y
- Nudos en X
- Nudos en N o K
- Nudos en KT

Se puede hacer otra clasificación más para los nudos en N, K y KT basándose en lo siguiente:

- Espaciamiento (separación) "g" entre los bordes de las barras de relleno (ignorando las soldaduras).
- Recubrimiento (solape) parcial o total de las barras de relleno.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Normalmente, las barras de los nudos de celosía de perfiles tubulares se sueldan directamente entre ellas empleando soldaduras en ángulo y soldaduras a tope de penetración parcial o total. La selección del tipo de soldadura depende principalmente del ángulo de inclinación θ de la barra de relleno con respecto al cordón, así como del espesor de pared de la barra de relleno, el cual es, en general, inferior al espesor de pared del cordón.

Las uniones en los nudos de celosía de perfiles tubulares soldados directamente se hacen con soldadura en ángulo o una combinación de soldadura en ángulo y a tope.

La siguiente figura muestra las condiciones básicas para aplicar soldaduras en ángulo y a tope (con abertura de penetración total o parcial). Los detalles muestran el cambio del bisel de la soldadura al variar el ángulo de abertura punto a punto a lo largo del perímetro de la intersección. Como el detalle Z2 de la figura 27 resulta caro, se puede hacer la soldadura de acuerdo con la figura 28. Con respecto a la punta de cumbre (punto X), el valle (punto Y) y el talón de cumbre (punto Z) de las figuras antes mencionadas, predominan las siguientes condiciones:

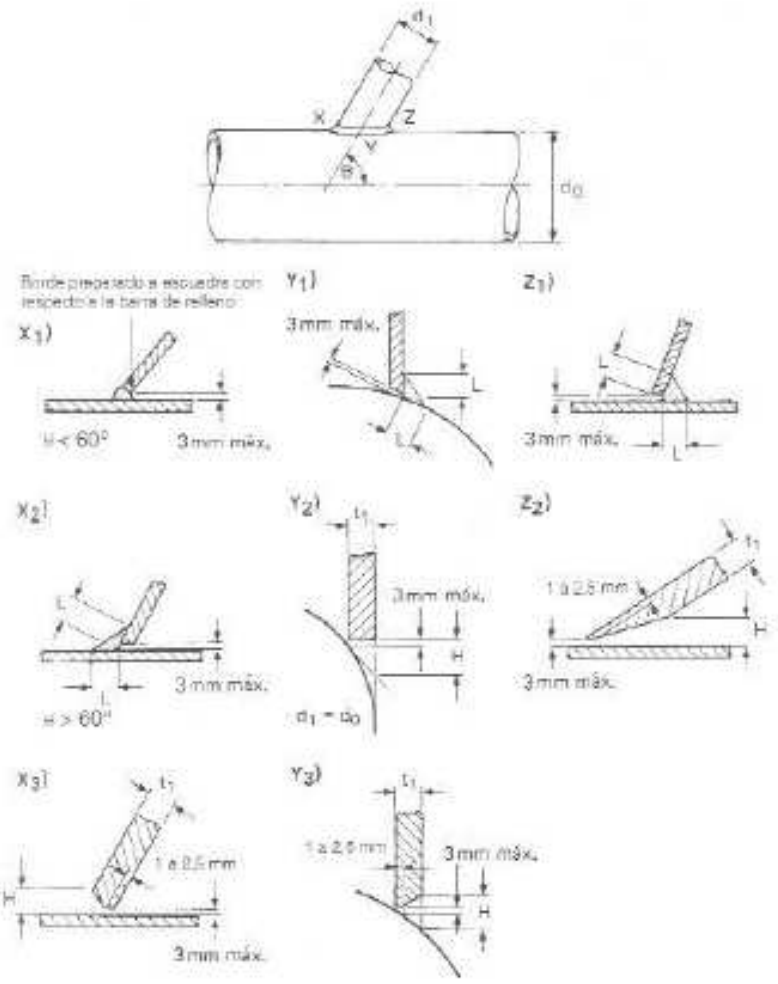


figura 37: Soldaduras en ángulo y a tope entre perfiles tubulares circulares en nudos de celosía.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

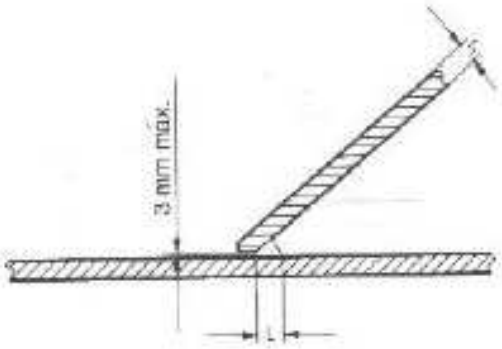


figura 38: Alternativa al detalle Z_2.

Cumbre		
$\theta \leq 60°$,	todos los espesores:	soldadura a tope (detalle X_1)
$\theta > 60°$,	$t_1 < 8$ mm:	soldadura en ángulo (detalle X_2)
	$t_1 \geq 8$ mm:	soldadura a tope (detalle X_3)
Valle		
$t_1 < 8$ mm, d_v/d_0 o $b_v/b_0 \leq 0,85$:		soldadura en ángulo (detalle Y_1)
$t_1 < 8$ mm, d_v/d_0 o $b_v/b_0 = 1,0$:		soldadura en ángulo (detalle Y_2)
$t1 \geq 8$ mm:		soldadura a tope (detalle Y_3)
Talón		
$t_1 < 8$ mm:		soldadura en ángulo (detalle Z_1)
$t \geq 8$ mm:		soldadura a tope (detalle Z_2) o soldadura en ángulo

Se recomienda que $\theta \geq 30°$ para garantizar la adecuada penetración de la soldadura en la zona del talón. En una combinación de soldadura en ángulo y a tope, la transición debe ser continua y sin brusquedad.

La soldadura más frecuente es la soldadura en ángulo, cuya configuración puede ser convexa, plana o cóncava. El espesor de garganta "a" se describe mediante un triángulo isósceles.

El IIW (Instituto Internacional de Soldadura) propone a $\geq 1,1\ t_1$ para S355 y a $\geq t_1$ para S235/275. El Eurocódigo 3 recomienda una serie de espesores de garganta para las soldaduras en ángulo según los tipos de acero.

Hay que mencionar aquí que una soldadura de tipo cóncavo produce un mejor comportamiento a fatiga debido a tener una transición más gradual de la soldadura al metal de base.

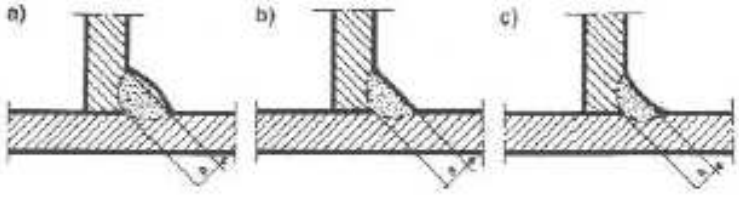


figura 39: Formas de soldaduras en ángulo.
a) convexa b) plana c) cóncava, que define el espesor de garganta "a"

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Desde el punto de vista de la economía de fabricación son preferibles las uniones con espaciamiento (en los casos de K, N, KT) a los nudos con recubrimiento parcial, puesto que las barras resultan más fáciles de preparar, ajustar y soldar.

Sin embargo, los nudos con recubrimiento total pueden proporcionar al nudo una mayor resistencia con una fabricación similar a la de los nudos con espaciamiento, aunque con menos tolerancia de ajuste.

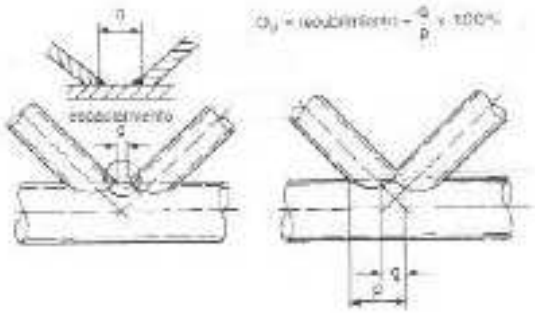


figura 40: Nudos K con a) espaciamiento b) recubrimiento parcial

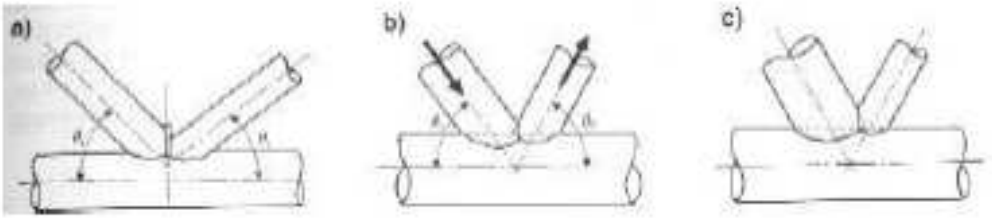


figura 41: Varios nudos de tipo K en CHS con recubrimiento parcial.

a) *Las dos barras de relleno se unen por soldadura a través de una placa intermedia (corte a escuadra para las barras de relleno de intersección).*
b) *En el caso de que los diámetros y los espesores de pared de las dos barras de relleno sean iguales, primero se soldará la barra traccionada al cordón y después la barra comprimida cubrirá parcialmente la barra traccionada mediante soldadura (corte de la barra de relleno comprimida según dos perfiles).*
c) *En el caso de que la diferencia entre los diámetros de las barras de relleno sea grande, primero se soldará la mayor al nudo y posteriormente la pequeña cubrirá la mayor (perfilado doble de la barra más pequeña).*

Es preciso hacer un comentario especial sobre nudos con recubrimiento parcial. En los talleres de fabricación, es habitual situar en posición las barras de una viga en celosía sobre un bastidor y puntearlas con soldadura. La soldadura final se lleva a cabo después en una operación aparte. Esta secuencia impide soldar la costura de la parte cubierta "A". Sin embargo, los ensayos han mostrado que, por lo general, la resistencia del nudo no se ve afectada al excluir la soldadura de "A".

No obstante, si las componentes verticales de la carga en las dos barras de relleno difieren en más de un 20%, entonces habrá que soldar dicha zona.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Los pasos de fabricación y la secuencia de soldadura se tienen que hacer de manera que las tensiones y las deformaciones residuales originadas por la soldadura se mantengan lo más bajas posible.

Ante todo, las tensiones residuales se pueden reducir eligiendo la secuencia de soldadura adecuada que permita la contracción libre. Por ejemplo, en las vigas en celosía la soldadura de las barras de relleno debe empezar desde el centro hacia afuera y hasta el extremo de las barras. Como consecuencia, se originan tensiones residuales en la soldadura antes que indeseables tensiones de tracción en la soldadura.

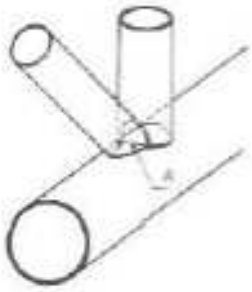


figura 42: Soldadura de un nudo con recubrimiento parcial.

Se recomienda que la secuencia de soldadura se base en las siguientes directrices:

- Las posiciones de parada / comienzo no deben estar en la zona de la cresta ni en el valle en un nudo soldado de dos perfiles tubulares circulares, o cerca de ellas.
- La soldadura entre los perfiles tubulares debe hacerse en todo el perímetro con una misión estancadora, incluso si no es necesaria una longitud total como ésta por razones de resistencia.
- Se deben elegir las posiciones de parada / comienzo en soldaduras de una pasada de tal forma que se evite el paso por estas posiciones en una soldadura posterior. Sin embargo, pueden ser necesarias posiciones de parada / comienzo intermedias, en las que la geometría de los nudos, es decir, los nudos recubiertos y reforzados, son tales que no se puede soldar de forma continua.

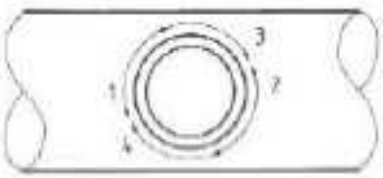


figura 43: Secuencia de soldadura recomendada para nudos de perfiles circulares.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4.5 PROCEDIMIENTOS GENERALES PARA LA FABRICACIÓN Y MONTAJE

4.5.1 Fabricación, planos a gran escala y aprobación

El proceso de fabricación comienza con la preparación de los planos de fabricación basados en los planos trazados por el diseñador y el delineante. Estos describen cada elemento de la estructura así como las uniones en detalle. A menudo es aconsejable trazar planos a tamaño natural, por lo menos de las piezas de escala reducida.

Los componentes para construcción, los tipos de acero elegidos para los elementos estructurales y sus dimensiones, así como los métodos de fabricación a los que se tienen que someter, deberían ser comprobados con cuidado con el fin de evitar cualquier discrepancia entre la fabricación y el plano. Las etiquetas de fabricación que contienen las dimensiones de los perfiles tubulares con los espesores de pared son importantes, puesto que resulta difícil la comprobación cuando la estructura está en la fase final de fabricación.

4.5.2 Cualificación de los talleres y soldadores

- Los talleres de fabricación deben estar adecuadamente equipados para fabricar estructuras de perfiles tubulares. Es posible que haya que adptar el equipamiento al diseño requerido.
- Las personas encargadas de la fabricación deben poseer conocimientos adecuados sobre fabricación de estructuras de perfiles tubulares, así como la capacidad técnica y la experiencia necesarias para realizar el trabajo demandado.
- Los soldadores deberían obtener de los apropiados examinadores el título de soldadores cualificados de estructuras de perfiles tubulares.

4.5.3 Montaje

La buena elección de un método de montaje se ve afectada en gran medida por la disponibilidad de bastidores o estructuras de montaje en el taller o a pie de obra, las cuales facilitan las operaciones de soldadura y atornillado. Con el fin de conseguir posiciones favorables al soldador, los bastidores permiten la rotación de los montajes parciales de celosías.

En la fabricación del bastidor hay que tener en cuenta las contracciones de la soldadura y considerar las deformaciones por distorsión para garantizar la precisión del tamaño y la forma correcta de los productos.

El bastidor también se puede colocar fijo en una mesa plana, la cual suele constar de un armazón hecho con perfiles de acero dispuestos en posición

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

horizontal y fijados con hormigón y cubiertos con una chapa de acero. El montaje se hace montando encima de la mesa los elementos a fijar.

Para las celosías de perfiles tubulares, es fundamental pensar de antemano el orden y la secuencia del montaje, en especial para nudos en los que intersectan más de dos barras de relleno, en los cuales hay que tener un cuidado especial con respecto al método de montaje. Se pueden aplicar diversos sistemas de montaje, por ejemplo el armazón con apoyos, la losa para el marcado y el entramado con rotación. Los apoyos sujetan las barras de la celosía en las posiciones adecuadas, unas con respecto a las otras.

Otro procedimiento, el de la "losa para el marcado", consiste simplemente en marcar en el suelo de hormigón del taller. Se aplica cuando no está justificada la construcción de armazones de montaje.

El equipamiento de un bastidor de rotación tiene como función sujetar las piezas estructurales en las posiciones correctas para soldarlas y permitir la rotación del conjunto de la pieza alrededor de la línea de giro. La aplicación económica de un bastidor depende en gran medida del número de unidades que hay que fabricar, así como del grado de precisión de fabricación necesaria para un proyecto.

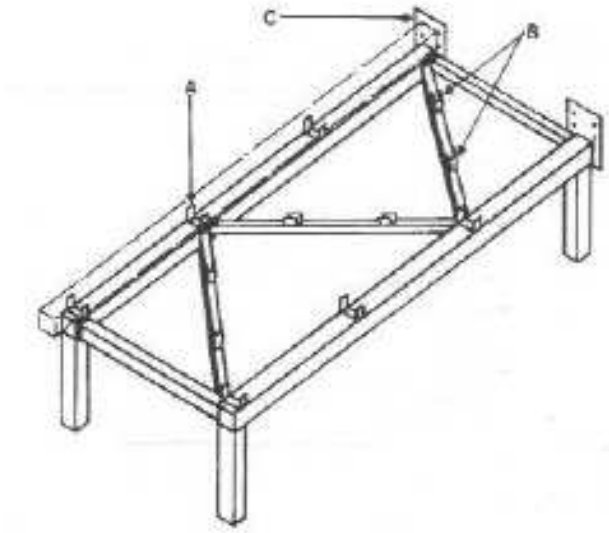


figura 44: Estructura de montaje con apoyos.

Las contracciones y las distorsiones provocadas por la soldadura, que evidentemente se originan durante el soldeo, se deberían compensar, preferiblemente, apretando el bastidor, etc.

En el plan de fabricación también hay que considerar los siguientes factores:

- Espacio de trabajo
- Posibilidades de almacenamiento y apilamiento de los elementos estructurales
- Máquinas herramientas
- Mano de obra especializada

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Existen dos alternativas posibles para fabricar montajes parciales de construcción con perfiles tubulares:

1. Se marcan en el entramado de montaje las posiciones de los diversos componentes estructurales unos con respecto de otros. Es imprescindible hacer las revisiones adecuadas durante esta operación para prevenir errores. A continuación, se montan los componentes y se unen punteando con soldadura sobre la mesa de montaje. Después, se trasladan los montajes parciales a la zona de soldadura, donde finaliza el proceso de soldadura siguiendo una secuencia predeterminada, la cual trae consigo reducidas distorsiones.
2. Se sujetan los montajes parciales estructurales en la posición correcta en el taller de soldadura (posiblemente con tolerancias para distorsiones posteriores) y después se lleva a cabo la soldadura final.

4.2 Uniones atornilladas

En las uniones e que se utilicen tornillos como elementos resistentes, sólo se permitirá la utilización de tornillos calibrados o tornillos de alta resistencia, quedando prohibida la utilización a estos efectos de tornillos negros ordinarios.

En las uniones con tornillos de alta resistencia, las superficies de contacto no se pintarán ni engrasarán bajo ningún pretexto.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

CONTENIDOS

1 Introducción 2
2 Estructura de las partidas 3
3 Presupuesto parcial 4
4 Presupuesto general 11

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

1 Introducción

El presente presupuesto tiene por objeto presentar en los números la realización del proyecto, construcción y beneficio industrial de un vehículo de competición de la clase CM.

El desarrollo del presente presupuesto se ha llevado a cabo de acuerdo con los planos del propio proyecto, así como con los cálculos y desarrollo de la memoria.

La información relativa a los diferentes materiales empleados, así como los precios unitarios de los mismos, ha sido obtenida de manuales y catálogos de los propios fabricantes.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

2 Estructura de las partidas

El presente proyecto ha sido dividido en las siguientes partidas :

- Tren delantero
- Tren trasero
- Grupo motopropulsor
- Chasis
- Sistema de alimentación
- Sistema de dirección
- Sistema de refrigeración
- Seguridad
- Sistemas auxiliares
- Carrocería

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

3 Presupuesto parcial

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
01	Tren delantero			
01.01	Neumático Avon 7.2/20.0-13	2	200.00	400.00
01.02	Llanta Braid Formrace e+31	2	220.50	441.00
01.03	Sombrero disco de freno	2	74.00	148.00
01.04	Disco de freno AP Racing CP2866-179 RH/LH	2	155.00	310.00
01.05	Buje delantero	2	40.00	80.00
01.06	Rodamiendo SKF 32005 X/Q	2	25.00	50.00
01.07	Rodamiendo SKF 32008 X/Q	2	20.00	40.00
01.08	Pinza de freno AP Racing CP3676-1	2	280.00	560.00
01.09	Pastillas Freno FERODO DS 3000 (set de 2)	2	84.00	168.00
01.10	Mangueta delantera	2	350.00	700.00
01.11	Soporte mangueta delantera	2	40.00	80.00
01.12	Tirante delantero	2	45.00	90.00
01.13	Basculante delantero	2	50.00	100.00
01.14	Rodamiento basulante delantero SKF 3204 A-2Z/MT33	2	30.00	60.00
01.15	Amortiguador Öhlins TTX-40	2	820.00	1,640.00
01.16	Muelle Eibach	2	97.00	194.00
01.17	Triángulo superior superior	2	76.00	152.00
01.18	Triángulo inferior superior	2	74.00	148.00
01.19	Barra antibalanceo delantera	1	50.00	50.00
01.20	Soporte barra antibalanceo	2	12.00	24.00
01.21	Cuchilla barra antibalanceo	2	25.00	50.00
01.22	Tirante barra antibalanceo delantera	2	20.00	40.00
01.23	Tornillo M12	20	0.36	7.20
01.24	Arandela de tornillo M12	40	0.12	4.80
01.25	Tuerca de tornillo M12	20	0.15	3.00
01.26	Tornillo basculante M16	2	0.87	1.74
01.27	Arandela basculante M16	4	0.12	0.48
01.28	Tuerca basculante M16	2	0.20	0.40
01.29	Perno M10	18	0.50	9.00
01.30	Arandela de perno M10	36	0.12	4.32
01.31	Tuerca de perno M10	18	0.15	2.70
01.32	Rótula Unibal SSR-14.50	12	40.00	480.00
01.33	Rótula Unibal SMGM-14.50	2	56.00	112.00
01.34	Rótula Unibal SMGM-10.50	4	30.00	120.00
			Subtotal	6,270.64

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
02	Tren trasero			
02.01	Neumático Avon 79.0/21.0-13	2	230.00	460.00
02.02	Llanta Braid Formrace e-39	2	241.50	483.00
02.03	Buje trasero SNR-15732	2	127.30	254.60
02.04	Mangueta trasera	2	290.00	580.00
02.05	Soporte mangueta trasera	2	42.00	84.00
02.06	Tirante trasero	2	45.00	90.00
02.07	Basculante trasero	2	52.00	104.00
02.08	Rodamiento basulante delantero SKF 3202 A-2ZTN9/MT33	2	30.00	60.00
02.09	Amortiguador Öhlins TTX-40	2	820.00	1,640.00
02.10	Muelle Eibach	2	97.00	194.00
02.11	Triángulo superior superior	2	78.00	156.00
02.12	Triángulo inferior superior	2	81.00	162.00
02.13	Quinto brazo	2	40.00	80.00
02.14	Barra antibalanceo trasera	1	30.00	30.00
02.15	Soporte barra antibalanceo	2	12.00	24.00
02.16	Cuchilla barra antibalanceo	2	25.00	50.00
02.17	Tirante barra antibalanceo trasera	2	20.00	40.00
02.18	Tornillo M12	24	0.36	8.64
02.19	Arandela de tornillo M12	48	0.12	5.76
02.20	Tuerca de tornillo M12	24	0.15	3.60
02.21	Tornillo basculante M16	2	0.87	1.74
02.22	Arandela basculante M16	4	0.12	0.48
02.23	Tuerca basculante M16	2	0.20	0.40
02.24	Perno M10	20	0.50	10.00
02.25	Arandela de perno M10	40	0.12	4.80
02.26	Tuerca de perno M10	20	0.15	3.00
02.27	Rótula Unibal SSR-14.50	6	40.00	240.00
02.28	Rótula *Unibal SSR-12.50*	6	34.00	204.00
02.29	Rótula Unibal SMGM-14.50	4	56.00	224.00
02.30	Rótula Unibal SMGM-12.50	4	38.00	152.00
02.31	Rótula Unibal SMGM-10.50	4	30.00	120.00
			Subtotal	5,470.02 €

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
03	Grupo motopropulsor			
03.02	Motor	1	3,000.00	3,000.00
03.03	Colector escape inoxidable 4-2-1	1	480.00	480.00
03.04	Silencioso escape	1	360.00	360.00
03.05	Cadena	1	105.00	105.00
03.06	Diferencial Quaife-Powertec QBA7R	1	780.00	780.00
03.07	Semiárbol	2	90.00	180.00
03.08	Sombrero de freno trasero	1	78.00	78.00
03.09	Disco de freno AP Racing CP2866-197	1	170.00	170.00
03.10	Pinza de freno AP Racing CP6120-2S0	2	258.00	516.00
03.11	Pastillas Freno FERODO DS 3000 (set de 2)	2	84.00	168.00
03.12	Tensor diferencial	2	30.00	60.00
03.13	Tornillo M12	2	0.36	0.72
03.14	Arandela de tornillo M12	4	0.15	0.60
03.15	Tuerca de tornillo M12	2	0.12	0.24
03.16	Perno M10	4	0.50	2.00
03.17	Arandela de perno M10	8	0.12	0.96
03.18	Tuerca de perno M10	4	0.15	0.60
03.19	Bomba gasolina	1	126.00	126.00
03.20	Latiguillo aceite	2	170.00	340.00
03.21	Adaptador filtro aceite	1	55.00	55.00
03.22	Radiador aceite	1	350.00	350.00
03.23	Deposito recuperación de aceite	1	28.00	28.00
03.24	Salidas motor para radiador aceite	2	42.00	84.00
			Subtotal	6,885.12 €

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
04	Chasis			
04.01	Chasis tubular	1	2420	2420
04.02	Chapa antifuego aluminio anodizado	1	650	650
04.03	Absorbedor impactos delantero	1	180	180
04.04	Absorbedor impactos trasero	1	160	160
04.05	Absorbedor impactos lateral	2	210	420
			Subtotal	3830 €

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
05	Sistema de dirección			
05.01	Volante	1	152	152
05.02	Extractor volante	1	250	250
05.03	Columna dirección	1	270	270
05.04	Caja direccion Titan Motorsport C996102/A3	1	530	530
05.05	Bieleta dirección	1	80	80
			Subtotal	1282 €

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
06	Seguridad			
06.01	Arnés	1	210	210
06.02	Asiento Tillet B4	1	215	215
06.03	Soporte asiento	2	26	52
06.04	Kit extinción	1	230	230
			Subtotal	707 €

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
07	Sistema alimentación			
07.01	Deposito combustible ATL SA-AA-030	1	410	410
07.02	Carcasa deposito commbustible ATL SA-AA-031	1	120	120
07.03	Filtro gasolina	1	20	20
07.04	Bomba gasolina	1	130	130
07.05	Regulador presión gasolina	1	90	90
07.06	Racores gasolina JfC 90º 08	2	25	50
07.07	Caja de aire	1	210	210
07.08	Filtro de aire	1	40	40
07.09	Sistema "Blip"	1	45	45
07.10	Cable acelerador	1	5	5
			Subtotal	1120 €

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
08	Sistema refrigeración			
08.01	Deposito expansión	1	140	140
08.02	Radiador	2	105	210
08.03	Electroventilador	2	50	100
08.04	Conducciones agua	1	60	60
08.05	Tubo canalización de agua alumino	1	180	180
			Subtotal	690 €

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
09	Sistemas auxiliares			
09.01	Bateria	1	100	100
09.02	Cable y conectores bateria	1	170	170
09.03	Latiguillo de freno	4	450	1800
09.04	Kit de levas de cambio ShiftTec	1	160	160
09.05	Pedalera AP Racing 5500-2UNF	1	420	420
09.06	Transponder	1	300	300
			Subtotal	2950 €

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nº de orden	Concepto	Nº Unidades	Precio unitario (€)	Parcial (€)
10	Carrocería			
10.01	Carroceria	1	1800	1800
10.02	Chapa bajos	1	150	150
10.03	Difusor delantero	1	300	300
10.04	Difusor trasero	1	300	300
10.05	Cierre capó	8	10.45	83.6
10.06	Cierre puerta	2	28.3	56.6
10.07	Cristal policarbonato delantero	1	280	280
10.08	Cristal policarbonato puerta	2	125	250
10.09	Pistón apertura puerta	2	13	26
10.10	Puerta	2	150	300
10.11	Retrovisor derecho/izquierdo	2	20	40
			Subtotal	3586.2 €

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

4 Presupuesto general

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nº de orden	Concepto	Subtotal	
01	Tren delantero	6,270.64	
02	Tren trasero	5,470.02	
03	Grupo motopropulsor	6,885.12	
04	Chasis	3,830.00	
05	Sistema de dirección	1,282.00	
06	Seguridad	707.00	
07	Sistema alimentación	1,120.00	
08	Sistema refrigeración	690.00	
09	Sistemas auxiliares	2,950.00	
10	Carrocería	3,586.20	
	Total	32,790.98	euros

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

CONTENIDOS

1 Bibliografía 2
1.1 Libros 2
1.2 Páginas web 3
2 Componentes comerciales 3

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

1 Bibliografía

1.1 Libros

Título: Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico

Autores: Carlos Vera, Pablo Duque y Daniel Álvarez

Título: El equipo de competición

Autores: Josep Castañé

Título: Introduction to Formula SAE suspension and frame design

Autores: Edmund F. Gaffney III y Anthony R. Salinas

Título: Race car vehicle dynamics

Autores: Bill and Doug Milliken

Título: Racing chassis and suspension design

Autores: Carrol Smith

Título: The automotive chassis:Engineering principles

Autores: Jörnsen Reimpell, Helmut Stoll y Jürgen W. Betzler

Título: Fundamentals of vehicle dynamics

Autores: Thomas D. Gilespie

Título: Race car aerodynamics

Autores: Joseph Katz

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

1.2 Páginas web

http://www.fsae.com/

http://www.formulastudent.de/academy/pats-corner/articles/

http://www.mulsannescorner.com/

http://white-smoke.wetpaint.com/

http://www.racecar-engineering.com/

http://www.fsae.com/

2 Componentes comerciales

Figuran a continuación los catálogos y referencias de los componentes comerciales que han sido seleccionados para formar parte de los distintos sistemas que componen el vehículo.

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira