



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSION EN
MATERIALES COMPUESTOS PARA UN FORMULA SAE**

MEMORIA

Iñaki Larrayoz Arano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 28 de JULIO de 2010

INDICE

1	Introducción.....	2
1.1	Motivación y agradecimientos.....	2
2	Antecedentes.....	4
2.1	Formula SAE.....	4
2.2	Fases de la competición.....	4
3	Vehículo: CAT_01.....	8
3.1	Sistema de Suspensión.....	12
3.1.1	Fundamentos teóricos de la suspensión.....	14
3.1.1.1	Comportamiento dinámico del conjunto.....	16
3.1.1.2	Posición de los neumáticos y la geometría de la dirección.....	16
3.1.1.3	Reacciones generadas en los neumáticos.....	19
3.1.1.4	Balanceo de la carrocería.....	19
3.1.1.5	Variaciones mínimas de carga.....	19
4	Diseño en materiales compuestos.....	20
4.1	Definición.....	20
4.2	Clases de materiales compuestos.....	20
4.3	Comportamiento.....	20
4.4	Estructura.....	20
4.5	Propiedades.....	21
4.6	Arquitectura de las fibras.....	21
4.7	Materias primas.....	21
4.8	Tipos de fibras.....	22
4.9	Tipos de matrices.....	23
5	Diseño.....	25
5.1	Diseño conceptual.....	26
5.2	Componentes a diseñar.....	27
5.3	Restricciones de diseño.....	29
5.3.1	Desplazamientos del conjunto.....	29
5.3.2	Restricciones y requerimientos de geometría.....	31
5.4	Pre diseño de los componentes.....	32
5.5	Diseño estático.....	36
5.5.1	Suspensión delantera.....	38
5.5.2	Suspensión trasera.....	39
5.6	Diseño dinámico.....	41
5.7	Componentes adicionales.....	46
5.7.1	Sistema de corredera.....	47
5.7.2	Arandelas de fijación.....	48
5.7.3	Dimensionamiento de las rotulas.....	48
5.8	Diseño final.....	56
6	Bibliografía.....	58

1 Introducción

La presente memoria describe el proyecto final de carrera “Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un vehículo tipo formula SAE”, mediante el que se pretende mejorar el la relación rigidez/peso del conjunto, algo de vital importancia para un óptimo comportamiento del sistema de suspensión.

Como punto de partida a este proyecto se ha tomado como referencia el formula student CAT 01 diseñado por los alumnos de la Universidad politécnica de Barcelona en el año 2008.

Esto último se debe a que para el diseño de componentes en materiales compuestos es recomendable estudiar previamente el comportamiento de materiales ordinarios, para poder tener así una referencia de las deformaciones admisibles, que nos permita validar nuestro diseño en materiales compuestos.

Esto requiere tener previamente la suspensión completamente diseñada, es decir, necesitamos tener nuestra suspensión completamente caracterizada, conocer perfectamente la geometría, sus componentes, materiales...

En nuestro caso no sería posible realizar el diseño de la suspensión y su posterior adaptación a materiales compuestos, por falta de tiempo y la carga de trabajo que supone esto para un solo proyecto final de carrera. Además estos datos no son accesibles, por lo que se pidió colaboración a alguna universidad que participase en la competición formula student.

1.1 Motivación y agradecimientos

La elección de este proyecto está completamente condicionada por mi afición al automovilismo, y el deporte de motor en general, y por la curiosidad generada en torno a dos aspectos. Primeramente el análisis y comportamiento de sistemas dinámicos, así como el cálculo de los componentes, fatiga, vibraciones, y en segundo lugar el diseño en materiales compuestos.

Partiendo de estas inquietudes me pareció muy interesante realizar un sistema de suspensión para un vehículo, ya que este último aúna todos los aspectos que me gustaría tratar, automóviles, dinámica y materiales compuestos.

Por último agradecer la colaboración los participantes del equipo de formula student de la Universidad politécnica de Barcelona en el año 2008, Otger Martinez Mauri, Xavi Faneca y Santiago Claramunt, sin los que la realización de esta proyecto no hubiera podido llevar a cabo. Además agradecer la colaboración de los profesores de la Universidad pública de Navarra, Fernando Ruiz Tadeo, por la ayuda aportada en el

manejo de programas de elementos finitos, así como a Cesar Diez de Cerio por darme la posibilidad de acudir a un curso de sistemas multicuerpo.

2 Antecedentes

En primer lugar, con intención de situarnos en el tema daremos una breve descripción sobre la concurso formula student, para poder comprender mejor en qué consiste la competición, así como los requerimientos del monoplaça, que nos permitirán realizar un mejor diseño del vehículo.

2.1 Formula SAE

El objetivo principal de la competición es dotar a los estudiantes de experiencia real en el diseño, fabricación y construcción de monoplaças. Pero no sólo se queda aquí si no que también intenta dotar a los participantes de experiencia en el campo de los negocios y los costes.

Los coches participantes son monoplaças con unas dimensiones alrededor de 2,5 m de largo por 1,5 m de ancho y un peso entorno a los 250 Kg. Están cubiertos por una carrocería que debe dejar al descubierto las ruedas y propulsados por motores de hasta 610cc de cuatro tiempos los cuales tienen la sección de la admisión restringida por reglamento. Estas características hacen que se trate de monoplaças con un comportamiento dinámico muy deportivo por lo que se extreman las medidas de seguridad.

2.2 Fases de la competición

La organización del evento determina mediante una serie de pruebas cuál es bajo su criterio el mejor monoplaça. Para ello se realizan pruebas estáticas y dinámicas que son juzgadas por profesionales del mundo del automóvil.

A continuación se muestra una tabla con el peso de cada una de las pruebas, a la hora de puntuar a cada monoplaça se toma como referencia el mejor entre todos los equipos competidores.

Estáticas	Puntuación máxima	Dinámicas	Puntuación máxima
Presentación	75	aceleración	75
Diseño	150	Prueba del 8	50
Análisis de costes	100	Sprint	150
		consumo	50
		resistencia	350
Total estáticas	325	Total dinámicas	675
Total puntos competición: 1000			

Pruebas estáticas

Las pruebas estáticas intentan valorar otros aspectos fuera de lo que son las prestaciones mecánicas del vehículo. Todas ellas son valoradas por jueces con dilatada experiencia profesional con los que hay que intercambiar opiniones y justificar las decisiones tomadas.

Presentación Comercial

El objetivo de esta prueba es que el equipo realice una presentación comercial en la que convencen a los ejecutivos de una firma constructora de que su diseño es el que mejor satisface las demandas de un piloto amateur.

Para ello hace falta que quede constancia de que se sabe al mercado al cual va dirigido el producto justificando las decisiones tomadas en el diseño y que es fácil de fabricar.

Las presentaciones son valoradas en su contenido, organización y aspectos visuales al igual que los encargados de llevar a cabo la presentación.

Diseño

En esta prueba un equipo de jueces experimentados valora el diseño del monoplaza y como éste satisface las necesidades del mercado.

En esta prueba los componentes del equipo han de justificar las decisiones de diseño tomadas así como los componentes escogidos. Antes de la competición los equipos presentan un informe donde explican el diseño que han realizado con pruebas y análisis que lo respaldan.

Análisis de costes

Evalúa un informe presentado con anterioridad el objetivo del cual es la explicación y justificación detallada de los costes de todas las piezas. Incluyendo absolutamente todo y con gran grado de detalle, como pueden ser las operaciones de mecanizado de piezas, las horas de fabricación, la cantidad de material utilizado para éstas e incluso la tornillería.

Pruebas dinámicas

Este es el apartado que a priori más nos interesa en este proyecto, puesto que nos permitirá conocer más a fondo los requerimientos del monoplaza.

Estas pruebas tienen como objetivo valorar el comportamiento del monoplaza, cabe añadir que en estas pruebas los monoplazas son conducidos por miembros de los equipos. Antes de que un coche pueda participar en las pruebas dinámicas han de pasar cuatro inspecciones.

La primera es una inspección técnica muy rigurosa llevada a cabo por comisarios de la competición donde comprueban que el coche cumpla con la normativa y que no represente ningún tipo de peligro para la seguridad.

Después hay que pasar un test de volcada, otro de ruido y por último uno de frenada donde el monoplaza ha de ser capaz de bloquear simultáneamente las 4 ruedas del vehículo.

Si un equipo no pasa alguna de estas inspecciones o test se les da la oportunidad a los participantes de realizar los cambios pertinentes.

Aceleración

Esta prueba mide la capacidad de aceleración del vehículo. Se trata de recorrer una recta de 75 m con el coche inicialmente parado. Esta prueba pone a prueba el rendimiento del motor, la eficacia de la transmisión y las relaciones de cambio, sistemas de control de tracción y la suspensión del monoplaza.

La ecuación siguiente determina la puntuación siendo T_{your} el tiempo hecho por tu equipo y T_{min} el tiempo del monoplaza más rápido, esta misma nomenclatura se utiliza para la puntuación de otras pruebas dinámicas.

$$puntuación_{aceleración} = 71,5 \times \frac{(5,8/T_{your}) - 1}{(5,8/T_{min}) - 1} + 3,5$$

Prueba del 8

Esta prueba mide la capacidad de hacer giros de radio constante en una superficie plana. La prueba intenta examinar la capacidad de proporcionar la máxima adherencia lateral.

El ocho está formado por dos círculos los cuales están limitados por conos interiores situados sobre un diámetro de 9,25m y conos exteriores situados sobre un diámetro de 15,25 m. Los centros de los dos círculos están separados 18,25m.

La prueba consiste en realizar dos vueltas a un círculo del ocho girando a derechas y dos vueltas al otro círculo del ocho girando a izquierdas. De estas vueltas sólo se promedia el tiempo de las segundas vueltas de cada sentido. La ecuación que determina la puntuación es la siguiente.

$$puntuación_8 = 47,5 \times \frac{(6,184/T_{your})^2 - 1}{(6,184/T_{min})^2 - 1} + 2,5$$

Sprint

Esta prueba evalúa el comportamiento dinámico general del coche ya que consiste en completar un circuito de aproximadamente 800m en el cual hay rectas, curvas rápidas, curvas lentas (horquillas) y slalom.

El objetivo es testear la capacidad de aceleración, frenada y de realizar curvas del monoplaza. La puntuación de esta prueba viene impuesta por la siguiente ecuación:

$$puntuación_{Sprint} = 142,5 \times \frac{(T_{max}/T_{your}) - 1}{(T_{max}/T_{min}) - 1} + 7,5$$

Resistencia y consumo

Es la prueba con más peso de la competición y su longitud es de 22km, ésta intenta evaluar los mismos aspectos que la prueba anterior sumándole otros como es la fiabilidad y el consumo.

De hecho el circuito es muy similar al del Sprint. La mitad de la prueba es realizada por un piloto y la otra mitad por otro. La organización te da 3 minutos para realizar el cambio de piloto.

La puntuación de la resistencia y el consumo vienen dadas por las siguientes dos ecuaciones:

$$puntuación_{resistencia} = 300 \times \frac{(T_{max}/T_{your}) - 1}{(T_{max}/T_{min}) - 1} + 50$$

$$puntuación_{consumo} = 50 \times \frac{(V_{max}/V_{your}) - 1}{(V_{max}/V_{min}) - 1}$$

Vmax son 5,72 litros de gasolina, si un equipo consume más que esta cantidad no puntuará en la prueba de consumo. Por otro lado, si un equipo tarda más del 133% que el mejor equipo en finalizar la prueba no puntuará ni en la prueba de resistencia ni de consumo.

3 Vehículo: CAT_01

Una vez conocidos las fases de la competición, el siguiente paso es conocer el vehículo que servirá de base para el presente proyecto, el formula SAE desarrollado por la Universidad politécnica de Cataluña en el año 2008, el CAT 01.

Se trata de un vehículo tipo formula con chasis tubular, sistema de suspensión impediendo en ambos ejes de tipo paralelogramo deformable, motor central trasero en disposición transversal, una batalla aproximada de 1.5 metros unas vías alrededor de 1.2 metros, con una masa que ronda los 320 kg. Se trata por tanto de un vehículo que ha sido concebido para rodar en circuitos revirados y de anchura reducida.

Para poder comprender mejor las particularidades técnicas de este vehículo a continuación se muestra una tabla con las características más importantes:

Car/Class 57 / Class 1	Car/Class 57 / Class 1
University	Universitat Politècnica de Catalunya – ETSEIB

Dimensions	Front	Rear
Overall Length, Width, Height	2734mm, 1378mm, 1253mm	
Wheelbase	1593mm	
Track	1175 mm	1175 mm
Weight with 68kg driver	143 kg	175 kg

Suspension Parameters	Front	Rear
Suspension Type	Unequal length A-Arms. Push rod actuated Ollé spring/damper units	Unequal length A-Arms. Push rod actuated Ollé spring/damper units
Tyre Size and Compound Type	20.5x7.0-13 R25A Hoosier	20.5x7.0-13 R25A Hoosier
Wheels	Braid alloy 13" x 7.0" – 31 mm offset	13" x 7.0" – 31 mm offset
Design ride height (chassis to ground)	55 mm (to floor); 58mm (to chassis)	30mm (to floor); 103mm (to chassis)
Centre of Gravity Design Height	250 mm above ground, with driver	
Suspension design travel	30 mm bump/ 30 mm droop	30 mm bump/ 30 mm droop
Wheel rate (chassis to wheel centre)	14.7 N/mm	14.7 N/mm
Roll rate (chassis to wheel centre)	1.4° / g, with anti-roll bars	
Sprung mass natural frequency	2.4 Hz	2.4 Hz
Jounce Damping	50% of critical damping at - 132 mm/sec	43% of critical damping at - 132 mm/sec

Rebound Damping	95% of critical damping at 127 mm/sec	119% of critical damping at 127 mm/sec
Motion ratio	1.25:1 => 1.12:1 (droop=>bump)	1.16:1 => 1.10:1 (droop=>bump)
Camber coefficient in bump (deg / cm)	0.33° / cm	0.25° / cm
Camber coefficient in roll (deg / deg)	0.658 deg/deg	0.744 deg/deg
Static Toe and adjustment method	0,5° toe out 6rea6i6ble by tie rods	0,5° toe in 6rea6i6ble by tie rods
Static camber and adjustment method	2° neg 6rea6i6ble by upper out ball joint and nut	2° neg 6rea6i6ble by upper out ball joint and nut
Front Caster and adjustment method	6° pos. adjustable with movable inner ball joint locations	
Front Kingpin Axis	7° pos. adjustable by upper out ball joint and nut	
Kingpin offset and trail	25 mm offset, 26 mm	
Static Akermann and adjustment method	2 adjustments: 40% / 65%.	
Anti dive / Anti Squat	31%, without adjustable method	15%, without adjustable method
Roll center position static	35 mm above ground, CL of car	60 mm above ground, CL of car
Roll center position at 1g lateral acc	26,1mm above ground, moves 0,65 mm toward outside wheel	50,2 mm above ground, moves 1,22 mm toward inner wheel
Steer location, Gear ratio, Steer Arm Length	Front wheel steer, behind axle line, 12:1, 90mm	

Brake System / Hub & Axle	Front	Rear
Rotors	Cast iron, purchased 220mm diam. X 4 thickness. Hub mounted.	Cast iron, purchased 220 mm diam. X 4 thickness. Hub mounted.
Master Cylinder	Mechanical bias bar for base balance. 2 master cylinders 13 mm diam.	
Calipers	2 x Brembo with 2 piston calipers of 38 mm diam.	2 x AJP with 2 piston calipers of 32 mm diam.
Hub Bearings	SKF 6206-2RS1 Tapered roller bearings	Timken bearing automotive mode
Upright Assembly	7075 T6 Aluminium, CNC machined, integral caliper mount by 2 bolts	7075 T6 Aluminium, CNC machined, integral caliper
Axle type, size, and material	Fixed spindle, 30mm diam., 7075 T6 aluminium CNC machined	Rotating axle shaft, Steel St-52 Ø32x5mm.

Ergonomics	
Driver Size Adjustments	Fixed steering wheel and customized seat. Pedal box adjust fore and aft 120mm
Seat (materials, padding)	Customized seat. Expanding foam + plastic coating
Driver Visibility (angle of side view, mirrors)	115° visibility each side from straight ahead. No mirrors required
Shift Actuator (type, location)	Manually actuated lever. Solid linkage, right side cockpit mount
Clutch Actuator (type, location)	Foot pedal, cable actuated
Instrumentation	Modified original Suzuki GSXR-600 dash, mounted on the front hoop rear steering wheel. Gear changing LED and gear indicator

Frame	
Frame Construction	Steel tube space frame with glued carbon fibre floor panels
Material	Alloy Steel Tube DUCAL St-52 DIN 2391-BK
Joining method and material	Tube DUCAL St-52 DIN 2391-BK Joining method and material MIG welded
Targets (Torsional Stiffness or other)	2500 Nm/ deg torsion,
Torsional stiffness and validation method	FEA 2550 Nm/deg
Bare frame weight with brackets and paint	42kg (frame only), 59kg (including supports and paint)
Crush zone material	Aluminium Honeycomb
Crush zone length	250mm
Crush zone energy capacity	7350J

Powertrain	
Manufacture / Model	2003 Suzuki GSXR-600
Bore / Stroke / Cylinders / Displacement	67 x 42,5 mm / 4 cylinders / 599 cc
Compression ratio	12.2 :1
Induction	Atmospheric induction
Fuel Type	98 octane petrol (Shell Optimax)
Max Power design RPM	11000
Max Torque design RPM	7700
Min RPM for 80% max torque	5000
Fuel System (manf'r)	Student designed/built fuel injection system using DTA S60 Pro ECU
Fuel System Sensors	Magnetic crank trigger, Water temp, Air temp, Air pressure, Throttle Pos.
Fuel Pressure	2.97 bars
Injector location	One injector mounted on each inlet track, 100 mm (approx) from valves
Intake Plenum volume	1200 cc
Effective Intake Runner Length	1200 mm
Exhaust header design	4-2-1 redesigned steel exhaust manifold
Effective Exhaust runner length	4-2 (500 mm), 2-1 (100 mm), 1- end (600mm) (1200 mm) total
Ignition Timing	Digitally programmed by engine management system
Oiling System (wet/dry sump, mods)	Wet sump, 1 pressure pump (original 8rea8i)

Coolant System and Radiator location	Twin side pod mounted radiators with controlled electric fans
Fuel Tank Location, Type	Floor mounted between firewall and engine, aluminum tank fuel
Muffler	Akrapovic racing edition for 600cc engines

Drivetrain	
Drive Type	Chain #530
Differential Type	Quaife differential QDF7Z
Final Drive Ratio	3.64
Vehicle Speed @ max power (design) rpm	Using maximum power at 11.000rpm and drive train ratio of 3.64
1st gear	45 km/h
2st gear	63 km/h
3st gear	79 km/h
4st gear	92 km/h
5st gear	105 km/h
6st gear	138 Km/h – note that final ratios to be determined after testing
Half shaft size and material	Tube type 32mm exterior diam, 5mm thickness. ST-52 steel
Joint type	Trippod type in differential side and rezzpa type in wheel side

Aerodynamics	
Front Wing (lift/drag coef., material, weight)	N/A
Rear Wing (lift/drag coef., material, weight)	N/A
Undertray (downforce/speed)	35kg at 65km/h (estimated); CFD analysis currently ongoing
Wing mounting	N/A



Figura n°1: Cat_01

3.1 Sistema de Suspensión

En este apartado se realizara una descripción de la suspensión de partida, junto con un análisis las principales funciones de un sistema de suspensión, que nos permitirá comprender mejor el comportamiento de esta, pudiéndose realizar así un mejor rediseño.

Para el análisis del sistema de suspensión utilizaremos un sistema de coordenadas que será empleado a lo largo de todo el presente proyecto. Este será el siguiente:



Figura nº 2: ejes de coordenadas

Entrando mas en detalles en el tema que nos incumbe, la suspensión, estamos ante un sistema de paralelogramo deformable con un sistema de push rod para el accionamiento del conjunto muelle-amortiguador, que consta de barra estabilizadora en ambos trenes, actuándose esta en el sistema push rod. Este sistema está compuesta por multitud de componentes, ya que en el eje delantero también se integra la dirección y en eje trasero el tren de potencia.

La suspensión delantera está compuesta por los siguientes componentes:

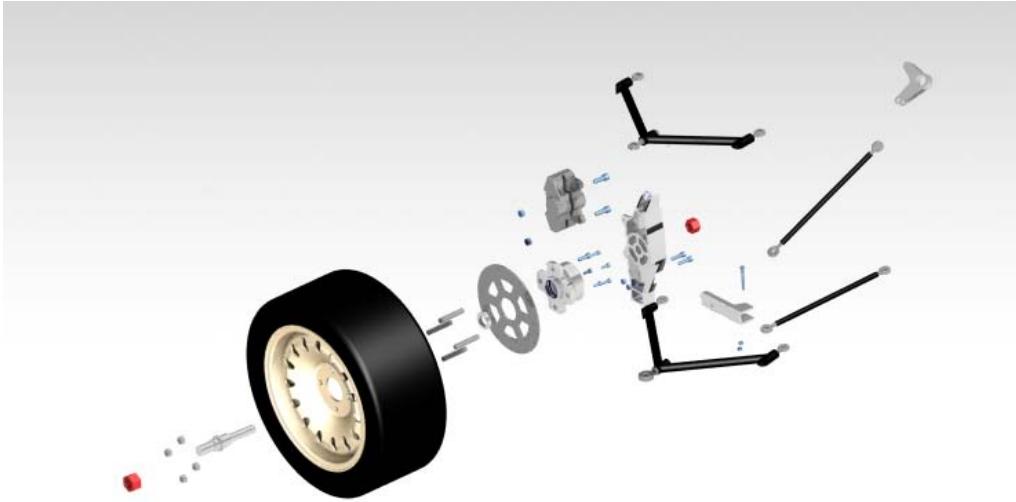


Figura nº 3: componentes de la suspensión delantera

La suspensión trasera está compuesta por los siguientes componentes

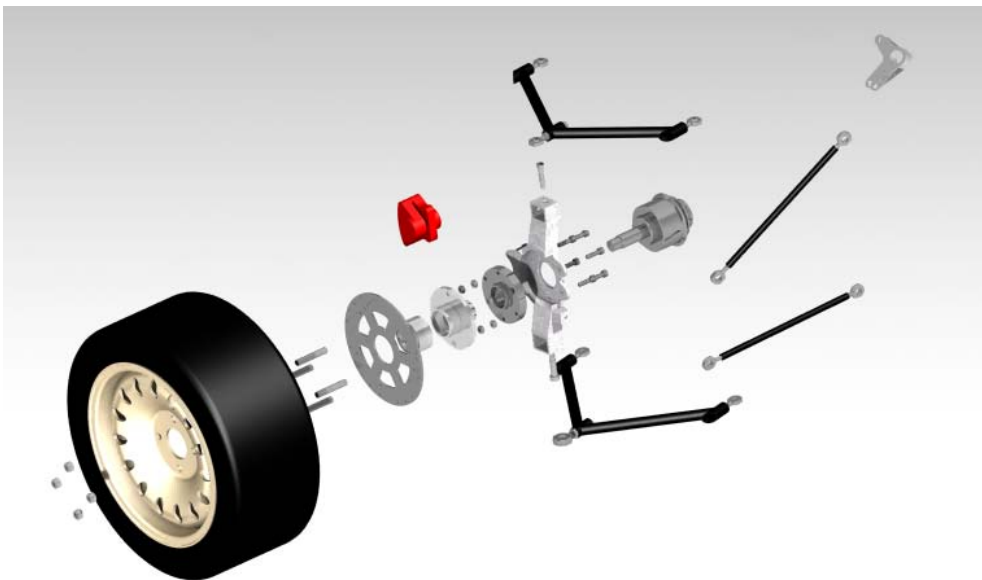


Figura nº 4: componentes suspensión trasera

3.1.1 Fundamentos teóricos de la suspensión

Mediante el siguiente apartado se pretende dar una breve explicación de las funciones principales de un sistema de suspensión. Estas son:

- Conseguir un comportamiento vertical para que las ruedas superen las irregularidades del terreno aislando a la carrocería
- Mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección
- Resistir las fuerzas de reacción generadas en los neumáticos
- Resistir el balanceo de la carrocería
- Mantener las ruedas en contacto con el suelo con variaciones mínimas de carga

3.1.1.1 Comportamiento dinámico del conjunto

Para conseguir un correcto comportamiento vertical tenemos que hacer referencia a:

- Frecuencias propias vibración
- Concepto de masa no suspendida

Frecuencias propias de vibración

En el presente proyecto por simplicidad utilizaremos un modelo de cuarto de vehículo, por tanto dividiremos el vehículo completo en cuatro cuartos. Utilizando este modelo, para cada cuarto tendremos un sistema de dos masas y dos muelles. Las masas corresponderán a la masa no suspendida de cada rueda, es decir la masa que cuelga por debajo del conjunto muelle amortiguador y a la masa suspendida, que es la que gravita sobre el mencionado muelle amortiguador.

Uno de los muelles corresponde a la rigidez de la suspensión simplificada y el otro a la rigidez vertical del neumático.

Por lo tanto tendremos un modelo de cuarto de vehículo con dos grados de libertad, siendo cada uno de ellos el movimiento vertical de cada una de las masas.

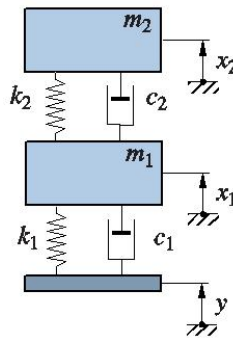


Figura nº5: modelo de dos grados de libertad

De este modelo podremos sacar las frecuencias propias de vibración de las masas, que serán función de la masa de los cuerpos así como de las rigideces de los muelles.

Una simplificación frecuente es despreciar el amortiguamiento para el cálculo de las frecuencias de vibración y despreciar el valor de la masa semi suspendida al ser mucho mayor la suspendida. Siendo el valor la frecuencia propia de la masa suspendida:

$$\omega_{m2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{K_1 \cdot K_2}{(K_1 + K_2) \cdot m_2}}$$

Otra simplificación es suponer que al ser la masa suspendida mucho mayor que la semi suspendida, y al tener las frecuencias de vibración separadas, la masa suspendida no se mueve.

$$\omega_{m2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{K_1 + K_2}{m_1}}$$

Este es un valor aproximado para las frecuencia propia de la masa no suspendida.

Como podemos los valores de estas frecuencias propias dependen de los valores de reigidez, tanto de neumatico como de muelle simplificado, y de los valores de la masa suspendida y la masa suspendida.

El valor y la frecuencia propia de la masa suspendida se fijara dependiendo del la frecuencia natural de bibracion del bastidor.

Los valores de estas frecuencias dependeran de el tipo de vehiculo al que estamos analizando, por tanto tendremos que jugar con los parametros que las afectan para obtener valores satisfactorios.

Influencia de la masa suspendida

Analizando el sistema de suspensión desde otro punto de vista, el valor de la masa suspendida será de gran importancia a la hora de la transmisión de aceleraciones entre masa no suspendida y suspendida. Además la reducción de estas masas reducirá el tiempo de reacción del conjunto, por lo que se obtendrá un mejor comportamiento conjunto. La relación entre aceleraciones de la masa suspendida y no suspendida es la siguiente

$$a_2 = (m_1/m_2) a_1$$

Los valores con el sub índice 1 corresponden al valor de la masa no suspendida y los valores con el sub índice 2 a la masa suspendida.

3.1.1.2 Posición de los neumáticos y la geometría de la dirección

En este apartado se describirán cuales son los principales ángulos que influyen en la posición del neumático así como los ángulos de dirección, para poder comprender mejor los requerimientos del sistema de suspensión en este espeto, que resultan vitales para un correcto comportamiento del vehículo.

Angulo de caída

El Angulo de caída o camber es el formado por el palmo de simetría longitudinal de la rueda con el plano perpendicular a la superficie de contacto tal y como se observa en la siguiente figura (ángulo ϕ):

Este es uno de los ángulos encargados de generar una fuerza transversal extra en el neumático. Esta fuerza será dependiente del ángulo y de las características del neumático. Este se considera positivo cuando la parte superior del neumático se separa respecto al vehículo. Un ángulo negativo se considera beneficioso ya que este nos ofrecerá una fuerza lateral extra en los virajes. La fuerza será función del ángulo de caída así como de la rigidez a la caída del neumático, siendo esta última propiedad específica de cada neumático.

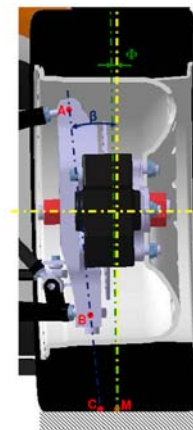


Figura nº 6: ángulo de caída y salida

Es importante mencionar que este ángulo variara según en la posición de recorrido de suspensión que nos encontremos así como del ángulo de roll adquirido por el vehículo,

por tanto nos interesara que conforme la suspensión se extienda el neumático adquiera una caída negativa, para maximizar la adherencia en curva por medio del la maximización de la superficie de contacto.

Por el contrario un exceso de caída provoca un desgaste prematuro e irregular de los neumáticos, además de provocar una pérdida de tracción en las ruedas motrices, por haberse reducido la superficie de contacto en reposo. Además una variación excesiva de la caída con el recorrido de la suspensión provoca que el ancho de vía varíe en exceso, algo que no resulta para nada recomendable.

La caída es un parámetro que tiene que ser ajustable, para poder obtener el mejor comportamiento dinámico del vehículo, en el proceso de puesta a punto.

Angulo de salida y radio de salida

El ángulo de salida es el formado por la proyección en plano yz del eje de giro de la mangueta y el eje perpendicular a la superficie de rodadura en el punto de contacto del neumático (ángulo β de la figura nº 6). Este se considera positivo si la parte superior del eje de giro de la mangueta esta inclinada hacia el interior del vehículo.

La distancia en el plano yz entre el punto de contacto del neumático, contenido en el plano de simetría del neumático, y el punto de intersección del eje de giro de la mangueta con la superficie de rodadura, el denominado radio de salida.

Mediante la configuración de estos parámetros fuertemente relacionados se modifica la capacidad de reacción direccional del vehículo. Unos valores altos del ángulo de salida así como de radio de salida, nos proporcionan valores altos del par de fuerzas autoalimentes que sufre un neumático al, por tanto un esfuerzo excesivo para hacer girar la dirección del vehículo.

Unos valores pequeños por el contrario, harán que cualquier irregularidad del terreno, así como de dirección, comprometan la estabilidad longitudinal del vehículo. En función del signo del radio de salida, si este es positivo, es decir el punto de intersección del eje de giro de la mangueta con la superficie de contacto se encuentra más cerca del plano de simetría del vehículo que el punto de contacto del neumático, en el caso de una frenada tendrá a divergir los neumáticos y a convergerlos en caso de una aceleración.

Angulo de avance y avance

El ángulo de avance es el formado por la proyección del pivote de dirección en el plano xz y el eje perpendicular a la superficie de contacto. Este se considera positivo si la parte más alta del pivote está orientado hacia el vehículo. Un ángulo positivo indica un avance mecánico positivo, implicando que las fuerzas laterales generaran se reaccionaran por delante del punto de contacto teórico del neumático, generándose un par autoalimente en los neumáticos. Un ángulo de avance y avance pequeños implicara poco par autoalimente, y por tanto una mayor agilidad del vehículo, pero si estos toman valores excesivamente pequeños la estabilidad lineal de vehículo se verá comprometida.

Angulo de guiado y deriva

Cuando el neumático gira sometido a una fuerza lateral, su trayectoria en relación con el suelo sigue una dirección que forma un ángulo con respecto al plano medio de la rueda, este ángulo se denomina ángulo de deriva. Éste es consecuencia de la deformación que se produce en la carcasa y en la banda de rodadura por efecto de las fuerzas transversales aplicadas en la rueda. La fuerza transversal del neumático crece con el ángulo de deriva y por norma general llega a su máximo cuando el ángulo de deriva se sitúa alrededor de los 6° y 7°. La fuerza transversal que se genera en la superficie de contacto actúa en una posición retrasada respecto el eje de la rueda lo que genera la aparición de un momento autoalimente.

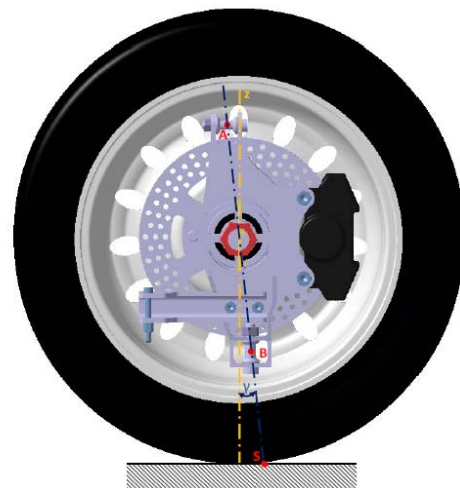


Figura n°7: ángulo de salida

Interacción entre parámetros

La interacción entre los nombrados parámetros de dirección y neumáticos es muy fuerte. El valor de estos ángulos en cada instante viene determinado por el valor de otros, así como de la posición de recorrido de suspensión en la que nos encontremos.

3.1.1.3 Reacciones generadas en los neumáticos

Como es de esperar los componentes que forman el sistema de suspensión deben de ser capaces de soportar las cargas que son trasferidas desde los neumáticos, pero no solo esto, deben ser capaces de aportar unos parámetros de rigidez mínimos, que nos garanticen que el sistema de suspensión diseñado se comportara como cabria esperar, es decir que los ángulos nombrados en el apartado anterior interaccionan entre sí, así como con el recorrido de suspensión, de forma igual a la que la haría un sistema de suspensión formado por sólidos rígidos, ya que el diseño de suspensión y dirección se ha realizado bajo esta hipótesis.

En lo que a cargas se refiere tenemos que mencionar que una suspensión es un sistema que está sometido a fuertes cargas dinámicas, ya que como se ha mencionado en la introducción de este capítulo unas de las funciones principales de la suspensión es absorber las irregularidades del terreno, así como soportar las variaciones de cargas que se producen en los neumáticos debido a las aceleraciones/frenadas y rol de la carrocería en curva. Por tanto la elección de geometría y materiales de los diferentes componentes deberán ser seleccionados de forma que nos garanticen una adecuada vida a fatiga.

3.1.1.4 Balanceo de la carrocería

En el apartado anterior hemos mencionado que existe trasferencia de carga debida al balanceo de la carrocería que se produce cuando un vehículo toma un viraje. La suspensión deberá por tanto limitar este movimiento de roll para minimizar esta trasferencia, ya que cuanto menor sea esta, mayor agarre total tendremos en el conjunto de neumáticos.

Para contrarrestar este movimiento se utiliza por un lado la rigidez de los muelles de suspensión, y por otro lado barra estabilizadoras. Qué porcentaje de la fuerza limitadora de roll corresponde a los muelles de la suspensión y cual a las barras estabilizadoras dependerá de la rigidez de los muelles de cada tren.

3.1.1.5 Variaciones mínimas de carga

Dentro de este requerimiento se podría incluir parte de los comentarios realizados en el apartado anterior, pues limitando el balanceo de la carrocería conseguimos reducir la trasferencia de cargas bajo aceleraciones trasversales. En cuanto a la trasferencia de cargas longitudinales destacar los fenómenos de anti squat y anti dive, que nos permiten limitar el hundimiento del tren trasero en aceleraciones, y del tren delantero en frenadas, pasando parte de la carga que soportan los muelles a los anclajes de los trapecios.

4 Diseño en materiales compuestos

Una vez analizados los diferentes conceptos relacionados con el sistema de suspensión, tanto conceptos teóricos como el análisis del sistema que tenemos entre manos, es el momento de tratar ciertos conceptos básicos relacionados con los materiales compuestos.

4.1 Definición

Se entiende por material compuesto aquel que, a nivel macroscópico, está formado por dos o más materiales diferentes. Nosotros llamaremos material compuesto a aquel que está formado por fibras rectas largas, situadas en el seno de una matriz que rellene los huecos entre fibras.

4.2 Clases de materiales compuestos

Materiales compuestos realizados con fibras cortas

Estos materiales no presentan direcciones preferentes de las fibras, pudiendo llegar a considerarse homogéneos. Su utilización es bastante elevada, siendo especialmente conocido el poliéster reforzado con fibra de vidrio. Este tipo de fibras no serán empleadas en nuestro diseño, ya que las propiedades mecánicas de estas no son su mejor virtud, y podemos encontrar otras que se adaptan mejor a nuestras necesidades.

Materiales compuestos realizados con fibras largas.

En este caso existe gran diferencia de propiedades del material en diferentes direcciones, según se hayan dispuesto las fibras.

4.3 Comportamiento

Las fibras son las encargadas de soportar la mayor parte de los esfuerzos, mientras que la matriz es la encargada de mantener las fibras unidas y transmitir los esfuerzos de unas fibras a otras. Las fibras presentan muy buenas propiedades mecánicas cuando trabajan con fuerzas en dirección de la fibra.

4.4 Estructura

Las fibras se suelen en forma de capas o laminas superpuestas habitualmente en la dirección del espesor de las piezas, por ello se suele hablar de laminados.

4.5 Propiedades

La orientación de las diferentes laminas entre ellas, y con el eje de la aplicación de las cargas, influye drásticamente en las propiedades finales de las piezas. Idealmente, se deberían colocar todas las fibras alineadas con las fuerzas exteriores que se aplican a la pieza, ya que esta posición, las fibras pueden dar sus máximas prestaciones.

Esta disposición fenómenos secundarios que pudieran originar la rotura de la pieza ante pequeñas variaciones en la dirección de las fuerzas aplicadas. Por estos motivos siempre se apilan las láminas con diferentes direcciones de las fibras, realizando un estudio detallado de las mejores orientaciones precisa para cada aplicación. Las necesidades de orientar las laminas en diferentes direcciones y de evitar la existencia de burbujas de aire entre capas, complica mucho el proceso de fabricación.

4.6 Arquitectura de las fibras

Por arquitectura se entiende la disposición interior de las fibras, alineación respecto a un eje determinado. Realmente existen tantas arquitecturas como aplicaciones diferentes, ya que según sea el estado tensional de la pieza que se diseña, se debe diseñar el material compuesto a utilizar.

A nivel de capa existen tres tipos de arquitecturas:

- Disposición unidireccional de fibras
- Tejidos bidireccionales
- Tejidos tridimensionales

4.7 Materias primas

Las materias primas se presentan básicamente en dos formas:

- Fibras sin resinas (Tejidos secos, fibras en bobinas llamadas Rovings)
- Pre impregnados, fibras puestas en láminas sobre un soporte de papel que llevan incorporada una matriz.

Estas últimas presentan ciertos problemas de almacenaje (deben almacenar a bajas temperaturas) y manufactura (los ciclos de curado son bastante exigentes en cuanto a los parámetros de temperatura y presión), pero su utilización es más sencilla en comparación a los tejidos.

Cuando es necesaria una gran calidad, con buenas propiedades mecánicas y repetitividad de las propiedades de una pieza a otra, se recomienda la utilización de pre impregnados.

Cuando se precisan tolerancias al daño y al impacto mayores, suelen ser preferible utilizar materiales bidimensionales y en casos extremos se opta por los tridimensionales, aunque el precio de estos últimos los hace inaccesibles para aplicaciones normales.

4.8 Tipos de fibras

Fibras de vidrio

Son probablemente las más empleadas debido a su interesante relación prestaciones/costo.

Sus ventajas básicamente son:

- Precio competitivo
- Propiedades dieléctricas y aislantes
- Buenas propiedades mecánicas respecto a materiales convencionales
- Buena estabilidad dimensional

Fibras de carbono

Cada día son más utilizadas debido a sus excelentes prestaciones específicas (Rigidez/peso o resistencia/peso). Para tener una idea de las propiedades de las fibras de carbono, basta decir que su modulo específico, rigidez/peso, es del orden de setenta veces el de las aleaciones normales de aluminio.

Reúnen prácticamente las mismas ventajas que las fibras de vidrio, pero las superan ampliamente en su mayor resistencia, rigidez y menor densidad. Por el contrario el precio de las fibras de carbono es muy superior al de las fibras de vidrio.

Existen dos tipos básicos de fibras de carbono, las de alta resistencia (HR), y las de alto modulo elástico (HM), cuya diferencia empieza en el proceso de fabricación.

Estas características son la que buscamos para el diseño de nuestros componentes, alta resistencia y rigidez con una baja densidad, por lo que probablemente este sea el material que empleamos los componentes de este proyecto

Fibras de aramida

Estas fibras presentan un modulo inferior a las de carbono, una densidad inferior a la del vidrio y el carbono, y unas propiedades mecánicas intermedias a estas dos. Su punto fuerte está en su resistencia al desgaste a si como a los impactos. Además comparten las ventajas expuesta para las fibras de vidrio.

Fibras cerámicas

Normalmente se hacen de carbono o carburo de silicio. Estas fibras se utilizan para aplicaciones de muy alta temperatura (Por encima de los 1000° C y hasta los 2000° C). La fabricación de las piezas realizadas en este tipo de material no suele ser fácil.

Otras fibras

También existe otro tipo de fibras más exóticas como pueden ser las de boro, metálicas, madera, celulosa...

4.9 Tipos de matrices

Existe básicamente tres tipos de matrices: orgánicas, cerámicas y metálicas. Las más empleadas son las de carácter orgánico dejándose las demás para aplicaciones que requieran de propiedades muy concretas y extremas

Orgánicas

Dentro de las matrices orgánicas tenemos dos grandes grupos, matrices termoestables y matrices termoplásticas.

-Matrices termoestables

Este tipo de matrices son las más habituales en materiales compuestos, y su principal característica es que una vez polimerizadas no se pueden volver a conformar. Existe una gran diversidad de compuestos, poliésteres, epoxi, fenoles y poliamidas.

-Matices termoplásticas

La principal característica de estas es que, a diferencia de las anteriores, una vez polimerizadas se pueden volver a conformar aplicándoles presión y temperatura.

Se emplean materiales como las poliamidas, policarbonatos, polisulfonas... siendo su precio superior a las anteriores. Cada vez son más empleadas, y sus condiciones de almacenamiento menos rigurosas que las de las matrices termoestables.

Matrices Cerámicas

Este tipo de matrices se emplean para aplicaciones de altas temperatura, pudiéndose emplear casi cualquier material cerámico. El coste de fabricación y el tiempo requeridos son muy altos. El refuerzo es fundamentalmente carbono o compuestos de carbono.

Matrices metálicas

Se suelen emplear metales ligeros como el aluminio y titanio, fabricándose por procedimientos de sinterizado y pulvimetalurgia, y en la mayoría de caso el refuerzo suelen ser bolas llamadas whiskers.

5 Diseño

En el siguiente apartado, tras analizar los diferentes conceptos teóricos, así como el vehículo y más concretamente el sistema de suspensión que tenemos entre manos, nos adentramos en la parte más importante y a su vez más interesante del presente proyecto, el diseño de los componentes.

Para la mejor comprensión del proceso de diseño así como del los procesos de cálculo realizados, se ha creído conveniente hacer un reparto de la información.

Al ser mucha la información que vamos a manejar, cálculos realizados repetidamente, lo largo de este apartado se realizara un resumen del proceso de diseño, en el que se expondrán las diferentes fases, análisis realizados junto con resultados más relevantes. Para profundizar en el tema junto este documento “Memoria”, se adjunta un anexo llamado, “Cálculos” donde se profundiza en la metodología empleada, los cálculos realizados y los resultados obtenidos. A lo largo de este tema se harán constantes referencias a este último documento.

5.1 Diseño conceptual

El objetivo del proceso de diseño se puede resumir de la siguiente forma:

“Diseñar componentes para el sistema de suspensión existente realizados en materiales compuestos, capaces de soportar los esfuerzos requeridos con un rango de desplazamientos admisibles, que nos permitan mejorar el comportamiento dinámico del conjunto.”

Para ello primeramente se realizara un análisis de las restricciones y requerimientos de nuestro conjunto.

Estas restricciones serán por un lado de tipo geométricas o funcionales, refiriéndonos a las dimensiones de los componentes, ya sean por sus dimensiones como por su forma, que tiene que permitir el correcto funcionamiento del conjunto.

Por otro lado tendremos restricciones relacionadas con comportamiento de los componentes, siendo estas los desplazamientos máximas admisibles, tensiones máximas admisibles y vida de nuestros componentes bajo cargas dinámicas.

En segundo lugar tras conocer y caracterizar las restricciones, se procederá al diseño de los componentes. Este diseño se dividirá en diferentes apartados, siendo estos, el cálculo estático, y el cálculo dinámico, a grandes rasgos.

Tanto para la caracterización de algunas restricciones de diseño, como para el diseño de los nuevos componentes se emplearan diferentes software informáticos:

- *Nastran/Patran* Programa de elementos finitos empleado para el cálculo de tensiones y desplazamientos.
- *Catia* Programa de CAD empleado para la creación de geometrías complejas, caracterización de las restricciones geométrica y verificación de estas y diseño final de los componentes.
- *Matlab/Simulink* Programa de cálculo y simulación genérico, con el que se han realizado desde simulaciones multicuerpo para la obtención de cargas dinámicas, hasta variedad de calculados relacionados con la fatiga.
- *Excel* Hoja de cálculo genérica mediante la que sea realizado la gestión de los datos manejados a lo largo del proyecto.

5.2 Componentes a diseñar

Tras un primer análisis preliminar de la suspensión, en el que se ha analizado la suspensión original, realizando un estudio de los componentes de esta, y se ha delimitado el campo de actuación del presente proyecto al diseño de nuevos paralelogramos de suspensión, realizados en material compuesto.

Esto se ha debió por una parte a que estos componentes permiten un diseño adaptable a una estructura tipo laminar o superficial, que es la que se emplea en el diseño con composites para el mejor aprovechamiento de las propiedades de estos materiales, y por otra parte a que el resto de componentes estaban ya diseñados en materiales de elevadas propiedades específicas, como el aluminio, por lo que se considero que estos se emplearían según su diseño original, siempre que estos no interfieran la instalación de los nuevos paralelogramos, como es el caso de la manguetas, que necesitaran de alguna pequeña modificación.

5.3 Restricciones de diseño

Como hemos comentado en el apartado anterior para el diseño de nuestros componentes tenemos varias restricciones, relacionadas con la geometría de nuestros componentes y con las deformaciones admisibles para estos, que se desarrollaran más extensamente en los siguientes sub apartados.

5.3.1 Desplazamientos del conjunto

Una de las restricciones más importantes para nuestra suspensión, así como para el diseño de la mayoría de componentes mecánicos, son los desplazamientos admisibles para nuestro conjunto.

Como se comenta en el apartado teórico precedente, una de las principales funciones de un sistema de suspensión es mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección, aspecto de vital importancia para un correcto comportamiento dinámico de nuestro vehículo.

Uno de los aspectos más inciertos del diseño empleando materiales compuestos son los desplazamientos que estos van a sufrir, y valorar si estas son admisibles o no para nuestra aplicación.

Con el objetivo de tener un valor de referencia de para estos desplazamientos, mediante el programa de elementos finitos Nastran/Patran se ha generado un modelo del sistema de suspensión para cada uno de los ejes del vehículo. Al tratarse de trenes simétricos únicamente se ha modelizado el lado izquierdo del vehículo.

En este modelo se han introducido todos los componentes que forman el sistema de suspensión, a fin de que los resultados sean lo más cercanos posibles a la realidad.

Para la modelización del neumático así como para el muelle se emplearon muelles con la rigidez adecuada para ello.

Las cargas empleadas para los cálculos provienen de ensayos realizados sobre los neumáticos, mayoradas con un factor dos.

Componente	Valor
F_x	-2250 N
F_y	-1716 N
F_z	3032 N
M_x	58.4 Nm
M_y	13.4 Nm
M_z	26.5 Nm

Para profundizar más sobre las el modelo de elementos finitos así como las cargas o resultados obtenidos, dirigirse al apartado de *cálculos estáticos, suspensión original* del anexo.

A continuación se presentan las deformaciones que se han obtenido para cada uno se los trenes, medidas en mm, bajo las condiciones descritas con anterioridad.

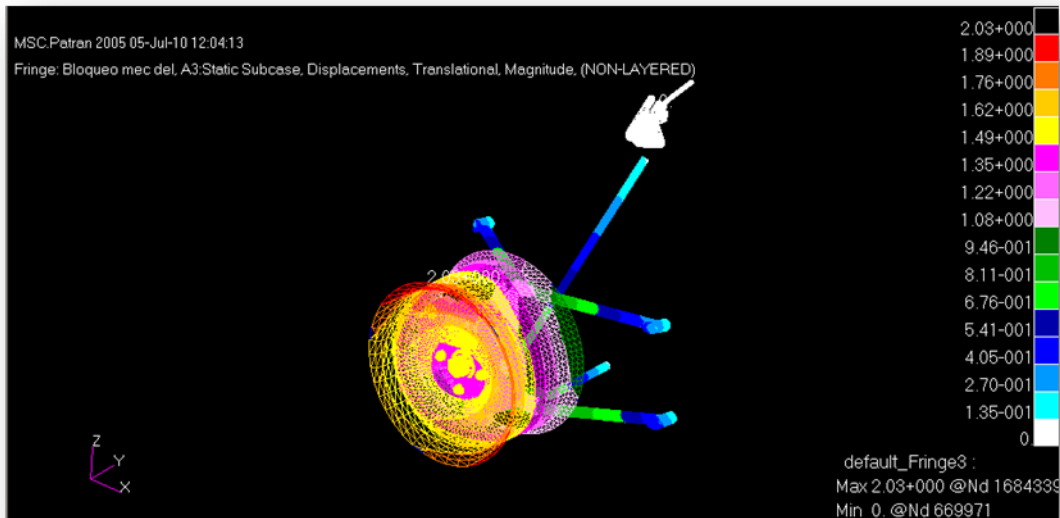


Figura nº 8: Desplazamientos suspensión delantera

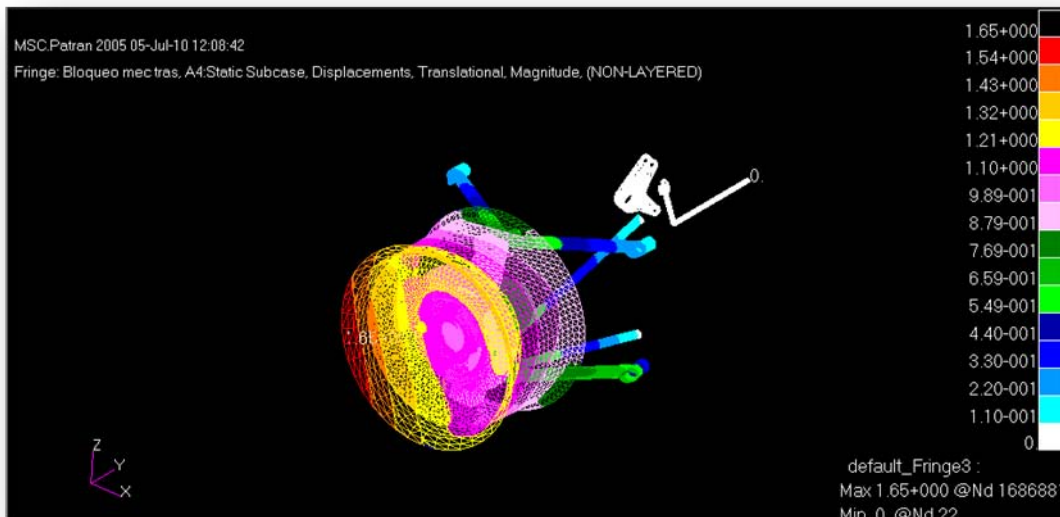


Figura nº 9: Desplazamientos suspensión trasera

Como puede observarse en las imágenes anteriores para el conjunto delantero original obtenemos unos desplazamientos totales de aproximadamente 2mm en el exterior de la llanta, y de 1.5mm de media en el centro de llanta. Para el conjunto trasero tenemos unos desplazamientos máximos de 1.65 mm en el exterior de la llanta y de aproximadamente 1 mm en el centro de la llanta.

5.3.2 Restricciones y requerimientos de geometría

En esta apartado se hace referencia a las restricciones geométricas que tendrán nuestros paralelogramos.

Estas restricciones se deben primordialmente a que el conjunto en si es un mecanismo y en su movimiento no debe interferir con ninguno de los componentes adyacente.

Además en el tren delantero tenemos el sistema de dirección, que condicionara en gran medida la geometría de suspensión. Esta hace que los paralelogramos delanteros, de forma triangular, formen una “v” muy abierta, ya que los brazos de suspensión son muy cortos, pero a su vez muy anchos. El diseño original salva estos problemas por medio de la soldadura de diferentes elementos para formar la geometría final.

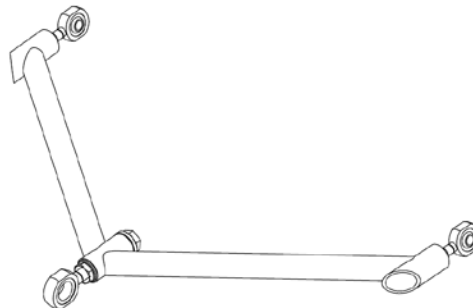


Figura nº 10: trapecio original

En nuestro caso los paralelogramos tienen que estar formados por una única pieza, por lo que la geometría final forzosamente tendrá que ser más elaborada. Además se ha intentado que la forma que adoptan los nuevos componentes sea lo más suave posible, con el fin de evitar en todo lo posible las concentraciones de tensiones que puedan originar las discontinuidades.

Un requerimiento adicional para los paralelogramos superiores es que estos deben disponer de un sistema que permita el desplazamiento de las rotulas que unen el paralelogramo y la mangueta, para la regulación de la caída de los neumáticos, en la puesta a punto del vehículo.

A continuación se muestran las limitaciones geométricas para cada uno de los trenes de rodaje.

Suspensión delantera

- Giro de dirección: los paralelogramos delanteros tiene que permitir que el giro libre de la rueda delantera, sin interferir con la llanta. Este giro será de aproximadamente 18 grados cuando se trata de la rueda interior de la curva y de 25 grados aproximadamente cuando se trata de la rueda exterior.
- Ajuste de los ángulos de caída y convergencia: estos ángulos tendrán que poder variar en un rango concreto para la puesta punto del vehículo. Para la caída un rango de variación de -3.5 a 3.5 grados y un rango de -1 a 1 gados para la convergencia.
- Intersección con el push-rod de suspensión: en este caso la intersección con este elemento no es tan crítico como lo es en la suspensión trasera.

Suspensión trasera

- Ajuste de los ángulos de caída y convergencia: estos ángulos tendrán que poder variar en un rango concreto para la puesta punto del vehículo. Para la caída un rango de variación de -3.5 a 3.5 grados y un rango de -1 a 1 gados para la convergencia.
- Intersección con el push-rod de suspensión: en este caso la intersección de paralelogramo superior con el push-rod condiciona en gran medida la geometría de este, ya que la posición del push-rod a su vez esta muy condicionado por la presencia del palier de transmisión.

En ambos ejes esta limitaciones se tiene que extender a las posiciones extremas de la suspensión, es decir en posición de máxima compresión y máxima extensión.

Verificar que los componentes no interfieren entre sí en varias combinaciones de posición tanto de dirección, como recorrido de suspensión, así como de ajuste de ángulos, ha requerido de un pequeña maqueta 3D, por lo que se ha recurrido al programa de diseño Catia, para realizar un pequeño montaje con unos paralelogramos triangulares, y así poder limitar la geometría y realizar los primeros diseños, de forma que los paralelogramos no interfieran con la llanta

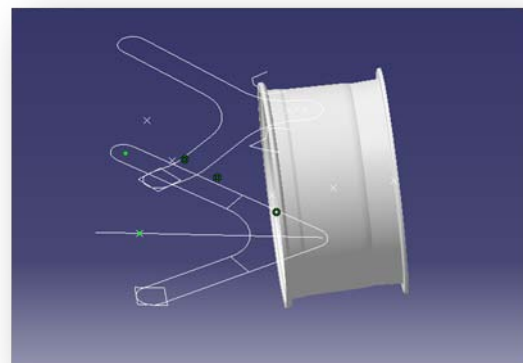


Figura nº11: Montaje 3D

5.4 Pre diseño de los componentes

Una vez delimitada la geometría plana de nuestros paralelogramos llega el momento de definir el perfil de la sección y seleccionar el material así como configuración inicial de capas para el material compuesto.

En cuanto a la sección de nuestros componentes se ha comenzado con una sección en forma oval formada por dos semicircunferencias que nos permitirá obtener información sobre el comportamiento inicial del componente.

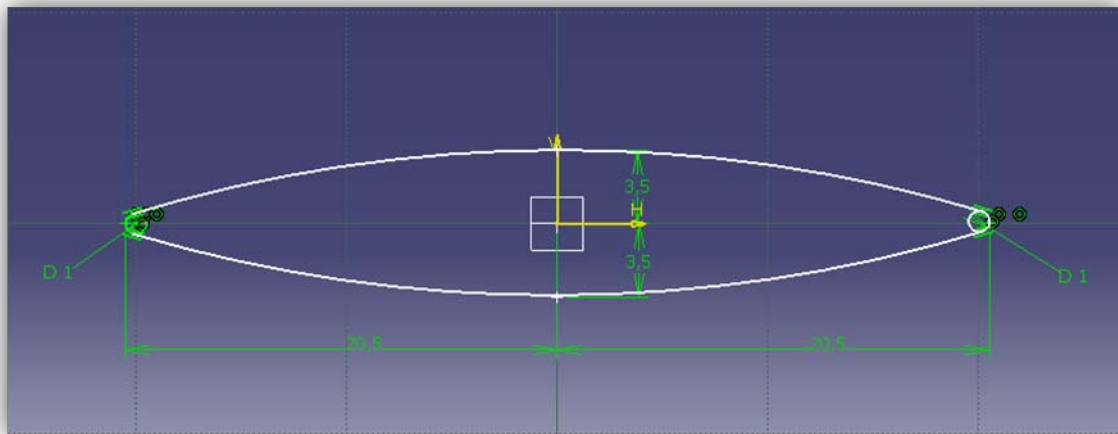


Figura nº 12: Diseño inicial de la línea media del perfil de los paralelogramos

Este tipo de sección ha sido seleccionada con intención de obtener la suficiente inercia que compense el descenso de módulo de elasticidad, al sustituir elementos contruidos en acero por otros en composites de carácter industrial.

Ademas los paralelogramos en sus extremos tendran dispuestas unas rotulas que permitan el giro rellativo entre chasis/trapecios y trapecios/mangetas. Estas rotulas deberan estar fijadas a los componentes de composite, por lo que tendremos una interaccion material compuesto-metal.

Para asegurar que los materiales interactuan correctamente entre si la superficie de contacto entre ambos materiales debera ser generosa por lo que las rotulas han dispuesto de una especie de “arandelas” unidas a su cuerpo, con objeto de maximizar la superficie de contacto.

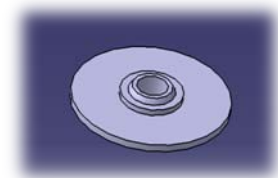


Figura nº13: rotulas con arandelas

Este ultimo condicionante hace que las manguetas de diseño original, tanto trasera como delantera, hayan tenido que variar un poco su geometria, ya que el espacio disponible para la union entre el paralelogramo y esta ultima este limitado al tamaño de las rotulas.

Esta modificación ha consistido en el recorte de las orejetas para la fijación de los pernos, con lo que estos se unirán a la mangueta por un único punto, en lugar de dos como se hacía en la suspensión original. Para comprobar que estas soportan las cargas, se han modelizado por medio del programa de elementos finitos, aplicándose las cargas máximas de apartados anteriores más una carga adicional que simula el esfuerzo de la pinza en condiciones frenada máxima. Para profundizar más en el tema dirigirse a la parte de *cálculo de manguetas modificadas* de los anexos.

El material seleccionado para la aplicación han sido unas fibras de carácter industrial, con buenas prestaciones, dentro de las fibras de módulo intermedio, unas T700. Estas fibras nos proporcionan unas buenas propiedades mecánicas sin incurrir en unos costes demasiado elevados. Las características de las fibras son las siguientes:

Tensión última	4.900 Mpa
Módulo de elasticidad	240 Gpa
Alargamiento	2.0 %
Densidad	1.80 gr/cm ³
Diámetro de filamentos	7 μm

Pero como se ha comentado en el apartado teórico precedente relacionado con el tema de los materiales compuesto, esta se encuentran embebidas en una matriz, polimérica en este caso, una resina epoxi semiendurecida 350 F.

El material compuesto resultante con un volumen de fibras del 60 % nos proporciona las siguientes propiedades de composite:

Tensión última	2.450 Mpa
Módulo de elasticidad	140 Gpa



Una vez se ha seleccionado el material falta definir la secuencia de apilado de nuestro material. Como secuencia inicial se ha escogido una genérica simétrica formada por 7 capas de 0.2 mm de espesor con las siguientes orientaciones:

0°	45°	-45°	90°	-45°	45°	0°
-----------	------------	-------------	------------	-------------	------------	-----------

El eje de orientación de 0° para esta secuencia de apilado corresponde las líneas dibujadas en la siguiente imagen para cada una de las secciones del paralelogramo.

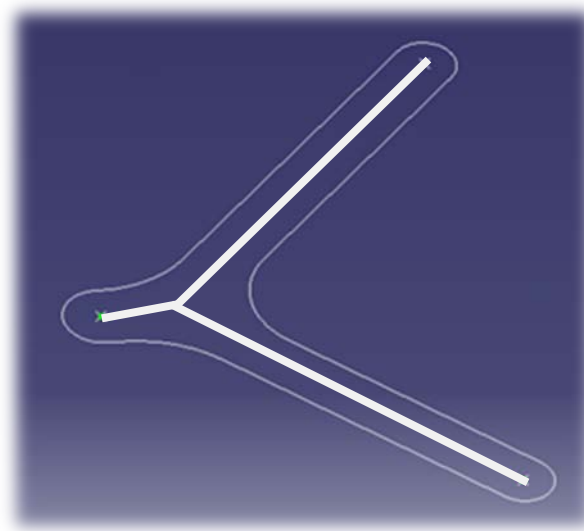


Figura nº 14: Ejes de orientación para 0° en paralelogramo delantero inferior

5.5 Diseño estático

En los puntos anteriores de este apartado de la memoria dedicado al diseño de los componentes, se han definido los requerimientos de nuestros componentes, sus restricciones, tanto en desplazamientos admisibles como en geometría, así como el material y la secuencia de apilado de nuestro composite, de lo que se obtenido un primer diseño de los componentes.

En este apartado se presentara un resumen de las modificaciones realizadas así como de los resultados obtenidos para conseguir los resultados esperados. Para profundizar mas en el tema dirigirse a *cálculos estáticos de los trapecios* en el anexo de cálculos.

Una vez llegados a este punto es la hora de comprobar la repuesta de este diseño inicial. Para ello sustituiremos en el modelo de elementos finitos de la suspensión original por un lado las manguetas modificadas, y por otro los paralelogramos tubulares originales, por el diseño inicial en material compuesto.

En este primer análisis la arquitectura de capas utilizada corresponde a la especificada en el apartado anterior de pre diseño.

Las cargas aplicadas en este caso han sido las mismas que se aplicaron en el primer modelo, para así poder ser compradas los desplazamientos entre las dos suspensiones y poder evaluar el comportamiento de las de nuevo diseño. Los desplazamientos que se expongan corresponden al desplazamiento del centro de llanta.

Tras aplicar las cargas al modelo se observa que los desplazamientos del conjunto delantero son del orden de tres a cuatro veces superiores a los desplazamientos originales, ocurriendo lo mismo en la suspensión trasera.

Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

Desplazamiento máximo delantero	4.32 mm
Desplazamiento original	1.50 mm
Desplazamiento máximo trasero	6.35 mm
Desplazamiento original	1.65 mm

Los resultados se consideran inadmisibles para la aplicación, ya que estos desplazamientos causarían que los neumáticos no mantuviesen la posición de diseño original, tirando al traste todo el diseño de la suspensión.

Para solucionar este problema se ha aumentado la rigidez de nuestros componentes. Disponemos de dos alternativas, modificar el modulo de nuestro material o modificar la inercia de los trapecios.

Hemos optado por modificar la inercia de nuestros componentes, ya que el aumento de rigidez necesaria para conseguir unas desplazamientos admisibles, requeriría o bien emplear unas fibras de mayor modulo elástico, cosa que encarecería demasiado nuestros componentes, o bien modificar la arquitectura con un mayor número de capas. En este caso el número de capas necesario sería desmedido, y una vez más el coste final de nuestros componentes sería inadmisibile.

Por tanto una vez aceptada la idea de modificar la inercia de nuestros componentes, esta se ha aumentado por medio de un offset del mallado de los paralelogramos. Este offset se ha realizado de forma que se mantuviese la forma de la sección inicial pero con un aumento de 3.5 mm para cada lado en la parte central, para que así se siguiesen cumpliendo los requerimientos geométricos de interferencia con otros componentes.



Figura nº15: Diseño de la línea media con offset del perfil de los paralelogramos

Los desplazamientos obtenidos tras esta modificación son del orden de los desplazamientos de la suspensión original para el conjunto delantero. En cambio en la suspensión trasera se han reducido los desplazamientos sin llegar a obtener resultados tan satisfactorios.

Desplazamiento total delantero	2.10 mm
Desplazamiento original	1.50 mm
Desplazamiento total trasero	5.08 mm
Desplazamiento original	1.1 mm

El rango de deformaciones para la suspensión delantera y trasera han sido entre sí diferentes así como sus tensiones. Esto es debido a que tiene distintos diseños, debido fundamentalmente a las distintas restricciones geométricas, por lo que a partir de este momento se estudiarán por separado.

5.5.1 Suspensión delantera

Como ya hemos comentado en el caso de la suspensión delanteras con el aumento de la inercia obtenemos unos desplazamientos aceptables, pero tenemos algunos puntos donde se aprecian concentraciones de tensiones, incluso cierto pandeo en puntos concretos, que si bien a comportamiento estático no presentan demasiados problemas, si son puntos potenciales de fallo en el comportamiento dinámico.

Estos puntos se encuentran en el paralelogramo inferior, ya que este es el que soporta la mayor parte de los esfuerzos, debido principalmente a que en este último está anclado el push-rod de la suspensión, que es el encargado de transmitir las cargas al conjunto muelle amortiguador de la suspensión.

Por ello las modificaciones y mejoras se han efectuado en el paralelogramo inferior, ya que el superior no presenta ni desplazamientos ni tensiones excesivas.

Con objeto de solucionar estas concentraciones se han presentado dos vías. Una ha consistido en reforzar las zonas críticas del componente añadiendo nuevas capas de material y otra en introducir material en el interior de componente, a fin de formar una estructura tipo sándwich.

A continuación se muestran las diferentes soluciones planteadas con los respectivos resultados:

	Arquitectura /Espesor	Desplazamientos (mm)	Tensiones máximas (MPa)
Analisis nº 2		2.10	1780
	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Analisis nº 3		1.91	1370
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Zona 2	[0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0] [0.5 0.1 0.1 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.1 0.1 0.5]		
Analisis nº 4 (Sándwich)		1.81	1170
	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Analisis nº 5 (Sandwich)		1.35	862
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Zona 2	[0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0] [0.5 0.1 0.1 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.1 0.1 0.5]		

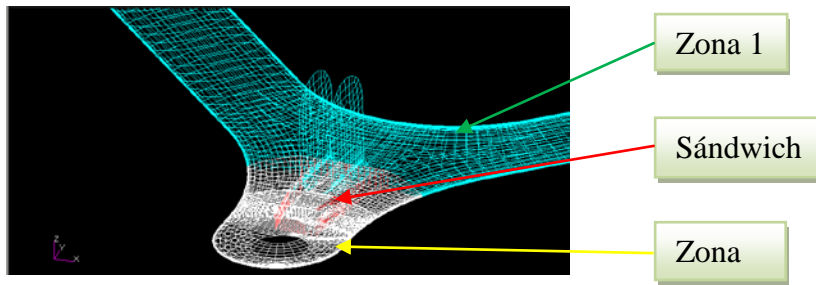


Figura nº 16: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

Los últimos resultados que se han obtenido bajo la combinación de resultados, nos aportan unos desplazamientos del orden de los originales y unas tensiones más que razonables, por lo que esta solución es la que ha sido seleccionada para ser sometida a las cargas dinámicas. Las tensiones son bastante reducidas en comparación con el límite elástico del material 2450 MPa, por lo que a priori los componentes no deberían dar problemas.

5.5.2 Suspensión trasera

En este caso tenemos dos objetivos que cumplir, reducir los desplazamientos y rebajar las tensiones máximas de los componentes.

Los mayores desplazamientos así como las concentraciones de tensiones se encuentran en el paralelogramo inferior, ya que este es el que soporta la mayor parte de los esfuerzos, debido principalmente a que en este último está anclado el push-rod de la suspensión, que es el encargado de transmitir las cargas al conjunto muelle amortiguador de la suspensión.

Al igual que ocurre en la suspensión delantera las modificaciones y mejoras se han efectuado en el paralelogramo inferior, ya que el superior no presenta ni desplazamientos ni tensiones excesivas.

A continuación se muestran las diferentes soluciones planteadas con los respectivos resultados:

Arquitectura /Espesor	Desplazamientos (mm)	Tensiones máximas (MPa)
Analisis nº 2	3.7	1270
[0 45 -45 90 -45 45 0]		
[0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		

	Arquitectura /Espesor	Desplazamientos (mm)	Tensiones máximas (MPa)
Analisis nº 3			
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]	2.7	874
Zona 2	[0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0] [0.5 0.1 0.1 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.1 0.1 0.5]		
Zona 3	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Analisis nº 4			
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]	2.67	831
Zona 2	[-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45] [0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4]		
Zona 3	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Analisis nº 5			
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]	2.72	851
Zona 2	[0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0] [0.2 0.3 0.3 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.3 0.3 0.2]		
Zona 3	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Analisis nº 6			
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]	2.30	816
Zona 2	[-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45] [0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4]		
Zona 3	[-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45] [0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4]		
Analisis nº 7 (Sándwich)			
	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]	3.1	959
Analisis nº 8 (Sandwich)			
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]	2.3	807
Zona 2	[-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45] [0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4]		
Zona 3	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		

	Arquitectura /Espesor	Desplazamientos (mm)	Tensiones máximas (MPa)
Analysis nº 9		1.75	661
Zona 1	[0 45 -45 90 -45 45 0] [0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2]		
Zona 2	[-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45] [0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4]		
Zona 3	[-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45] [0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4]		

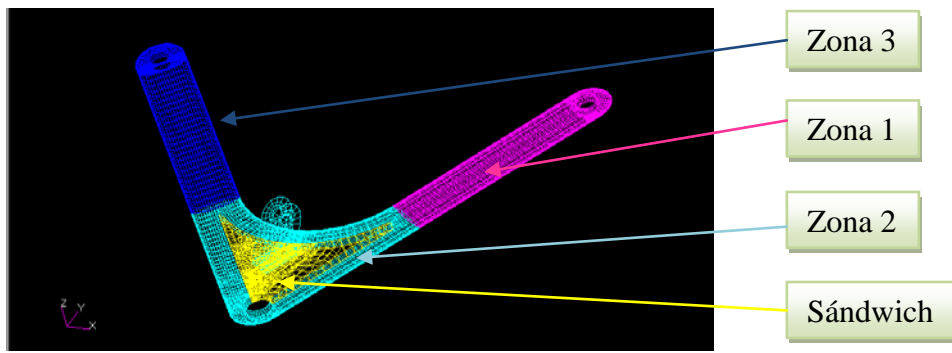


Figura nº 17: Localización de las diferentes arquitecturas

Los últimos resultados que se han obtenido bajo la combinación de resultados, nos aportan unos desplazamientos del orden de los originales y unas tensiones más que razonables, por lo que esta solución es la que ha sido seleccionada para ser sometida a las cargas dinámicas.

5.6 Diseño dinámico

Hasta el momento se han realizado varios análisis estáticos donde se han analizado los desplazamientos totales de conjunto y las tensiones de los trapecios. El objetivo de estos análisis ha sido obtener unas deformaciones aceptables, en comparación con las del diseño original, y minimizar las tensiones de los componentes, que si bien en los primeros análisis han sido inferiores al límite elástico, se han intentado reducir para obtener un buen comportamiento a fatiga.

De igual manera que se ha expuesto el análisis estático, a continuación se realizará un resumen tanto del proceso de cálculo como de los resultados del análisis dinámico. Para profundizar en el tema junto a este documento se adjunta un anexo llamado *Cálculos* donde en el apartado de *diseño dinámico* se trata el tema en detalle.

Se han sometido a este análisis tanto los paralelogramos en material compuesto como el sistema de deslizamiento de rotulas. Para ello se han empleado diferentes herramientas como hojas de cálculo Excel, donde se han realizado cálculos sencillos, Matlab/Simulink, para construir los modelos multicuerpo de donde se han extraído cargas dinámicas en diferentes puntos del conjunto y realizar lo multitud de operaciones que requiere el análisis a fatiga, y el programa de elementos finitos Patran/Nastran para obtener diferentes tensores de tensión. El proceso llevado a cabo ha sido el siguiente:

El primer paso ha sido obtener una secuencia de cargas dinámicas que satisfagan los requerimientos de nuestro vehículo. Para ello se ha creído conveniente hacer que nuestro vehículo recorra un circuito de karting que contenga una recopilación de las pruebas de la competición formula student, aceleración, curvas cerradas, curvas rápidas, eslalon y resistencia. El trazado escogido es el siguiente:

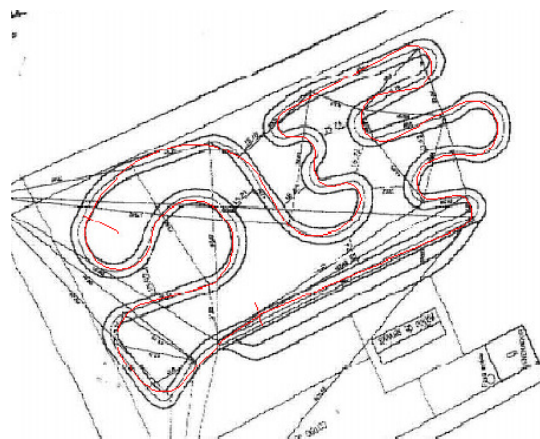


Figura nº18: Circuito de Tordesillas

Mediante cálculos cinemáticos básicos, ecuaciones de transferencia y alguna simplificación, se han calculado las secuencias de cargas dinámicas que actúan sobre los cuatro neumáticos.

El segundo paso ha sido construir dos modelos multicuerpo de cuarto de vehículo, un cuarto delantero y uno trasero, para obtener las fuerzas que actúan en diferentes puntos del conjunto. Las cargas introducidas en estos modelos han sido las obtenidas al paso anterior, las cargas en el neumático, a las que se les ha añadido un movimiento vertical del neumático que simula las irregularidades del terreno, mediante una onda senoidal, y varios impactos que simulan los pianos del circuito. Tras lanzar las simulaciones se obtuvieron secuencias de cargas dinámicas en los puntos de anclaje de los trapecios, que se utilizarán para el análisis a fatiga tanto de los trapecios como de la corredera de las rotulas, así como para el dimensionamiento de las rotulas.

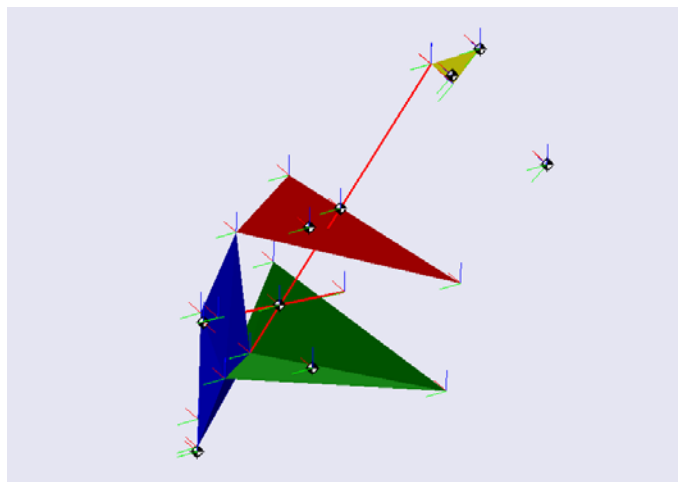


Figura nº 19: 3D del modelo multicuerpo trasero

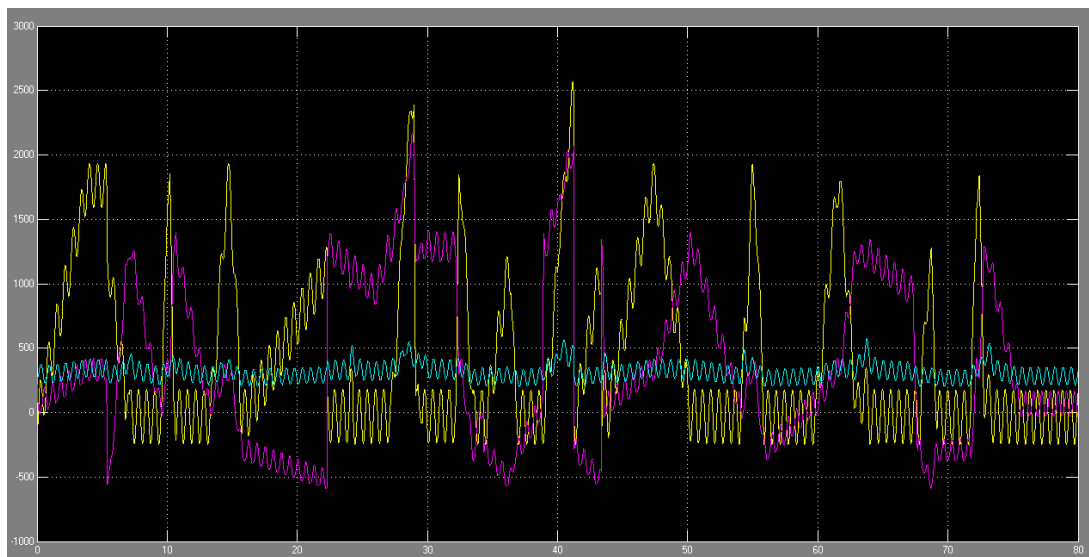


Figura nº 20: Cargas dinámicas para el trapecio delantero inferior

Una vez obtenidas las cargas para el cálculo a fatiga, se han realizado varios análisis en el programa de elementos finitos. Estos han consistido en empotrar los componentes, en el caso de los trapecios por su punto de unión al chasis y por la zona de unión a los trapecios en el caso del sistema deslizamiento de rotula, y introducir cargas unitarias en los tres ejes de referencia, para así poder localizar los elementos de los componentes que mas tensiones sufren en cada una de las capas del material compuesto, el caso de los trapecios, y el punto de mayor tensión en el caso de las correderas. Una vez se han localizado lo elementos se han extraído los tensores de tensión bajo carga unitaria de cada uno de ellos.

El siguiente paso ha consistido en combinar las secuencias de carga dinámica del multibody y los tensores con carga unitaria para obtener una evolución temporal de dichos tensores.

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} \end{bmatrix} (t): \text{Tensor de tensiones planas en el dominio del tiempo}$$

$$\sigma_{xx}(t) = S_{xx}^{Fx} [F_x(t)] + S_{xx}^{Fy} [F_y(t)] + S_{xx}^{Fz} [F_z(t)]$$

$$\sigma_{yy}(t) = S_{yy}^{Fx} [F_x(t)] + S_{yy}^{Fy} [F_y(t)] + S_{yy}^{Fz} [F_z(t)]$$

$$\tau_{xy}(t) = S_{xy}^{Fx} [F_x(t)] + S_{xy}^{Fy} [F_y(t)] + S_{xy}^{Fz} [F_z(t)]$$

$$S_j^i : \text{componente de tensión } j \text{ producida por la carga } i$$

Des estas secuencias temporales se han eliminado aquellas tensiones σ_{xx} y σ_{yy} de valor negativo, ya que se considera que las tensiones de compresión no causan daño a fatiga. Tras esto se obtenido la tensión equivalente de los tensores de tensión para cada instante de tiempo.

Dichas tensiones equiales han sido sometidas a un rainflow donde la secuencia temporal se ha descompuesto en diferentes ciclos de carga, compuestos por tensión media, tensión alterna y numero de ciclos.

Como criterio de fallo a fatiga se ha empleado el criterio de Goodman, por lo que las tensiones medias y alternas se han trasformado en tensiones equivalentes de vida a fatiga por medio de a siguiente ecuación:

$$\sigma_{eq}^* = \frac{S_{ut} \cdot \sigma_a}{S_{ut} - \sigma_m}$$

El siguiente paso ha sido obtener la curva S-N de nuestro material, que en nuestro caso se ha supuesto por los motivos que explican en correspondiente anexo. Esta curva se ha minorado en un 20%, ya que las cargas empleadas no tiene ninguna mayoracion, para que los cálculos finales tengan un coeficiente de seguridad de 1.2.

Por último con las tensiones equivalentes de vida a fatiga, su número de ciclos correspondiente y la curva S-N de material, se calculado el daño generado por cada ciclo, y empleando la regla de Miner el daño generado, por la totalidad de ciclos de carga que componen nuestra vuelta al circuito de 1.2 km de longitud. Con este valor de daño y la longitud del trazado se calculado la vida a fatiga en kilómetros para nuestros componentes.

Estos cálculos se han realizado para cada unos de los elementos seleccionados anteriormente, y se considerara como vida a fatiga la más restrictiva de entre todos los elementos analizados por componente. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Trapezio delantero inferior

En este caso ninguno de los elementos que se han a las cargas dinámicas ha superado el valor de límite a fatiga por lo que este componente tendrá una vida infinita. Este resultado no es sorprendente ya que mediante el empleo del material tipo sándwich, así como el refuerzo de las zonas críticas del componente con capas extra de materia se han reducido de forma importante las concentraciones de tensiones

Trapezio delantero superior

El caso de este trapezio es más curioso ya que a priori, a en el ensayo estático, las tensiones que se han obtenido han sido del orden de 130MPa, pero curiosamente muestra daño a fatiga, es mas es el componente en material compuesto mas critico de sistema de suspensión, ya que nos ofrece una vida a fatiga de 1093 km. Esta vida es más que suficiente para nuestro vehículo, ya que se estima que durante el trascurso de la competición apenas se rodaran 50 km, ya que la prueba más larga, con diferencia, es de 22 km, y a la puesta a punto del vehículo no requerirá muchos kilómetros. Además recordar que esta vida a fatiga se ha calculado en condiciones extremas de conducción, cosa que en realidad no será así, por lo que esta vida a fatiga será más dilatada

Tras analizar el porqué de estos resultados se ha observado que casi la totalidad de las fuerzas longitudinales y la mayor parte de las fuerzas trasversales se reaccionan en la rotula delantera, coincidiendo con el punto crítico a fatiga del componente (esto se puede observar en la parte de *Cargas dinámicas en las rotulas* del anexo). Por lo que una mala repartición de los esfuerzo es el causante de la reducida vida a fatiga

Trapezio trasero inferior

Este trapecio así como el anterior sufre daños a fatiga, pero estos son mínimos, ya que se ha estimado una vida a fatiga aproximada de 300.000 kilómetros, lo que se puede considerar prácticamente infinita, teniendo en cuenta que el número de kilómetros que se espera que recorra nuestro vehículo es son en torno a tres órdenes de magnitud menores. Este punto crítico como en el caso anterior se encuentra junto al anclaje de una de las rotulas, en este caso la trasera. Esto se debe a que la parte del brazo delantero se reforzó en el análisis estático con objeto de reducir los desplazamientos

Trapezio trasero superior

El último paralelogramo sometido a análisis en ninguna parte del ciclo de carga supera las tensiones del límite a fatiga, por lo que este no sufrirá daño alguno y se considera que tiene una vida infinita a fatiga.

5.7 Componentes adicionales

Para que los trapecios diseñados puedan ser instalados en el vehículo estos requieren de componentes adicionales, como son, un sistema que permita el deslizamiento de la rotula de salida en los trapecios superiores, para poder modificar la caída de los neumático en el proceso de puesta a punto del formula, además de una especie de arandelas que nos aporten una superficie de contacto adecuada para que la interacción entre el material compuesto de los trapecios y el metal de las rotulas sea el adecuado. En estos componentes se ha empleado aluminio, por tener unas muy buenas propiedades específicas, con objeto de reducir al máximo la masa suspendida como se ha realizado a lo largo de todo el proyecto. El aluminio empleado es un 7075-T6, con un modulo de elasticidad de 72 GPa y un límite elástico de de 505 MPa.

Además las propias rotulas que permitan el movimiento del sistema de suspensión han sido dimensionadas.

5.7.1 Sistema de corredera

El sistema ha sido diseñado de tal forma que su contorno exterior se adapte al perfil interior de paralelogramo. En la parte superior ha sido achatado para poder colocar una tapa atornillada que una vez abierta permita la inserción de destinas paquitas de metal que varíen la posición de las rotulas. Además por medio de esta tapa se podrán sustituir las rotulas una vez que esta hayan superado su vida útil. El diseño más detallado del sistema tanto trasero como delantero puede observarse en plano numero 15.

Análisis estático

Este sistema ha sido analizado bajo cargas máximas de funcionamiento en primera instancia mediante el programa de elementos finitos. Para ello ha sido sometido a una cargas máximas de funcionamiento que han sido extraídas del modelo multicuerpo tras aplicársele las cargas máximas que se han empleado para el diseño estático de los paralelogramos Recordar que estas cargas están mayoradas con un coeficiente dos. Las cargas que se han introducido al componente son las siguientes, que son las mayores, correspondientes a la suspensión delantera:

Componente	Carga (N)
X	-1057
Y	-1133
Z	200

Los resultados obtenidos son los siguientes:

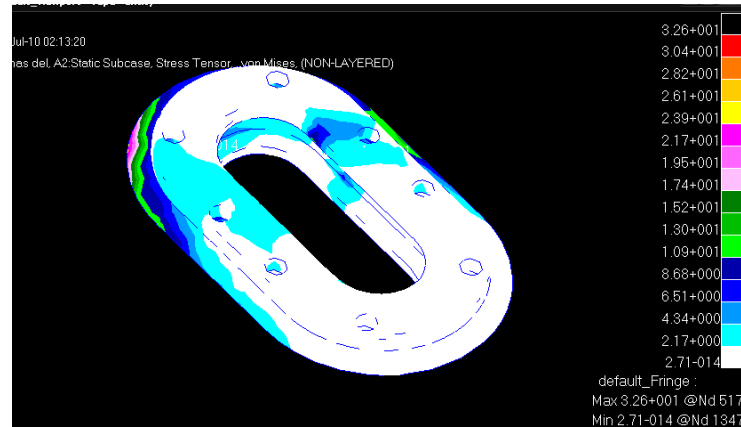


Figura nº 21 Análisis estático del sistema de corredera

Como se aprecia en ninguno de los elementos superan el límite elástico del material, por lo que el diseño estático se puede considera apropiado.

Análisis dinámico

Una vez realizado el análisis estático se ha realizado un análisis a fatiga. Para ello se han empleado las cargas obtenidas para el dimensionamiento de las rotulas que exponen en el apartado correspondiente del anexo. El procedimiento empleado es el mismo que se ha utilizado en el cálculo a fatiga de los trapecios, con la salvedad de que en esta ocasión estamos ante un estado triaxial de tensiones.

Se considerará que la vida fatiga de este componente es infinita ya que las tensiones equivalente obtenidas no superan los 20 Mpa y el límite de fatiga se puede estimar como, aunque no existe como tal, $0.4 S_{ut}$, en nuestro caso aproximadamente 200 Mpa.

5.7.2 Arandelas de fijación

Como ya se ha comentado se han diseñado una arandela que maximizan la superficie de contacto entre el material compuesto y las arandelas, para que el agarre se bueno. Para estas se empleado el mismo material que en las piezas anteriores, aluminio 7075-T6. Se han sometido a un análisis estático para comprobar que soportan las máximas cargas estáticas, que han obtenido de manera análogo al componente anterior, y que se dan en la rotula delantera del trapecio delantero inferior. Para el análisis se empotrado en componente exterior y las cargas se han distribuido en torno al orificio central. Las cargas son las siguientes:

Componente	Carga (N)
X	-3250
Y	-3900
Z	250

Los resultados se observan en la siguiente figura y como se puede comprobar las tensiones son muy inferiores al límite elástico del material.

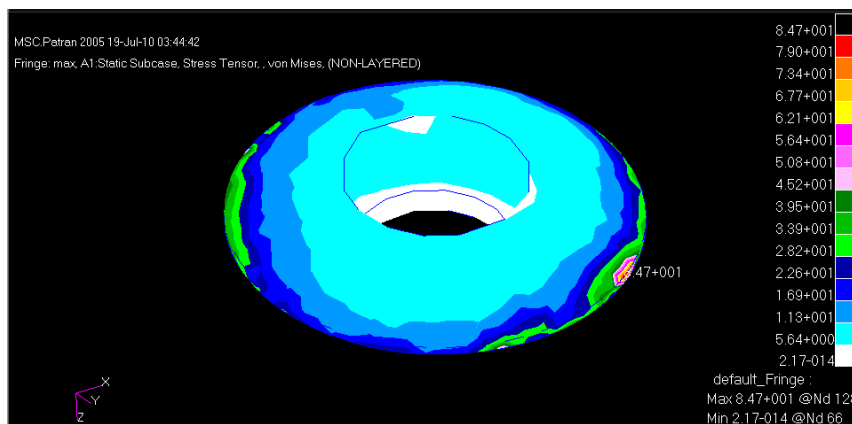


Figura nº 22: estado tensional de las arandelas bajo máxima carga en MPa

El diseño más detallado del sistema tanto trasero como delantero puede observarse en plano numero 16.

5.7.3 Dimensionamiento de las rotulas

En este apartado se expondrá el criterio de selección empleado para la rotula y la resultados obtenidos de los cálculos.

Carga

A la hora de considerar la carga, se debe distinguir entre:

- Dirección de la carga - la carga puede actuar radialmente o axialmente, o puede ser una combinación de cargas radiales y axiales.
- Modo en que actúa la carga - puede mantener un sentido constante o ser alternante.
- Tipo de carga - puede ser dinámica o estática.

Carga radial es cualquier carga que actúe formando ángulos rectos con el eje de la rótula y carga axial es cualquier carga que actúa a lo largo del eje de la rótula. Las cargas combinadas están formadas por cargas radiales y axiales.

Cargas de sentido constante son cargas en las que el sentido de la carga no cambia, es decir, la misma parte de la rótula está siempre sometida a la carga. Las cargas alternantes cambian de sentido de modo que las zonas cargadas en posiciones opuestas a la rótula o cabeza de articulación se cargan y descargan continuamente.

Una carga es dinámica cuando tienen lugar movimientos deslizantes en la rótula bajo carga. Esto causa desgaste en la rótula o cabeza de articulación. Una rótula absorbe una carga estática cuando no hay movimiento en ésta, bajo carga, aunque la carga no sea constante en magnitud y/o en su sentido. Bajo una carga estática, la resistencia del material de la rótula y de la cabeza de articulación es el factor que marca los límites. Las vibraciones, o las cargas alternantes a alta frecuencia, se consideran como casos especiales de carga dinámica, en los que la fatiga del material puede suponer un criterio más de fallo.

En nuestro caso estamos ante cargas combinadas, alternantes y dinámicas.

Capacidades de carga

No hay un método estandarizado para determinar las capacidades de carga de las rótulas y las cabezas de articulación, ni tampoco hay ninguna definición estándar. Puesto que los distintos fabricantes, definen la capacidad de carga de modo diferente, no es posible comparar las capacidades de carga de las rótulas con las comercializadas por otros fabricantes.

La capacidad de carga dinámica básica C se usa, junto con otros factores de influencia, para determinar la vida útil de las rótulas. Normalmente, representa la carga máxima que puede absorber una rótula o una cabeza de articulación a temperatura ambiente, cuando las superficies de contacto están en movimiento relativo. La carga máxima permisible en cualquier aplicación individual se deberá considerar siempre en relación a la vida útil deseada. Las capacidades de carga dinámica para las rótulas y las cabezas de articulación, se basan en el factor de carga específica K y la superficie de deslizamiento elegida.

En nuestro caso se ha seleccionado una superficie de recubrimiento de bronce sinterizado que nos aporta unas propiedades intermedias de entre las superficies disponibles.

Superficie de contacto	Factor de carga estático (N/mm ²)	Factor de carga dinámico (N/mm ²)
Acero/compuesto de bronce sinterizado	100	250

La capacidad de carga estática C0 representa la carga máxima permisible que se puede aplicar a una rótula cuando no hay movimiento relativo de las superficies de contacto.

Para las rótulas, la capacidad de carga estática representa la carga máxima que puede absorber la rótula a temperatura ambiente sin que su rendimiento se vea afectado a causa de deformaciones inadmisibles, fracturas o daños en las superficies de contacto.

Las capacidades de carga estática definidas se basan en un factor de carga estática específica K0 y la superficie de deslizamiento elegida. Se supone que la rótula está correctamente alojada por los componentes asociados de la disposición. Para aprovechar al máximo la capacidad de carga estática de una rótula, suele ser necesario usar ejes y soportes de materiales altamente resistentes. La capacidad de carga estática también se debe tener en cuenta cuando las rótulas absorben cargas dinámicas, si además están sujetas a cargas de choque elevadas adicionales. La carga total en tales casos no deberá exceder la capacidad de carga estática.

En el caso de la suspensión original, estas ya habían sido dimensionadas, por lo que se seleccionaron las rotulas que cubriesen tanto los requisitos estáticos como los dinámicos de los componentes iniciales, aunque en el caso origina solo se tuvieran en cuenta carga estáticas el sobredimensionamiento de estas no es resulta ningún problema puesto que los requerimientos dinámicos van a ser elevados.

El caso original se emplearon cabezas de articulación en lugar de rotulas. Las rotulas más pequeñas que cubren las necesidades del conjunto son fabricadas en el material de deslizamiento seleccionado son las siguientes:

	Capacidad de carga estática Co	Capacidad de carga dinámica C
Rotulas de trapecios al chasis		
Suspensión original		
SAKB 8F	10	7.1
Nuestro diseño		
GE10C	21.6	8.65
Rotulas de salida: trapecios superiores		
Suspensión original		
SAKB 10F	12.5	9.8
Selección para nuestro diseño		
GE 12 C	28.5	11.4
Rotulas de salida: trapecios inferiores		
Suspensión original		
SAKB 12F	15	13.2
Selección para nuestro diseño		
GE 15 C	45	18

Vida útil

Las rótulas pertenecen a la categoría "rodamientos de deslizamiento en seco". Al contrario, digamos, que las rótulas hidrodinámicas, no se puede formar una película de lubricante que separe totalmente las superficies de deslizamiento. Por tanto, bajo cargas dinámicas, es natural que se produzca cierto desgaste que incrementa el juego interno.

La vida útil de una rótula o cabeza de articulación representa, el período de funcionamiento bajo condiciones de prueba, que finaliza cuando se alcanza uno de los criterios de la vida útil. La vida se expresa o bien en horas de funcionamiento o en número de movimientos oscilantes. Debemos diferenciar entre la vida nominal y la vida útil que realmente se alcanza.

La vida nominal es un valor orientativo que será alcanzado o superado por la mayoría o un gran número de rótulas, aparentemente idénticas, bajo las mismas condiciones de prueba. La vida útil realmente alcanzada por las rótulas, aparentemente idénticas, bajo condiciones de funcionamiento idénticas, ha resultado ser diferente. Esto se ha detectado en pruebas de laboratorio, pero también en condiciones normales de funcionamiento, particularmente porque la vida útil depende de las condiciones reales de funcionamiento. Estas pruebas incluyen no solamente la magnitud y el tipo de carga, sino también otros factores como la contaminación, la corrosión, la carga y los ciclos de funcionamiento de alta frecuencia, y las cargas de choque. Estos factores son difíciles o incluso imposibles de cuantificar.

Dependiendo de la aplicación o de las combinaciones de superficies de deslizamiento, el desgaste o el aumento de fricción que se considera aceptable varía, y la vida útil prevista diferirá por tanto de la vida nominal.

Se pueden definir otros criterios de fallo, es decir, el rendimiento de una máquina o equipo no se verá afectado hasta que se cumpla este criterio, entonces la vida útil de la rótula finalizará cuando:

- Se haya alcanzado el máximo juego interno permisible o el máximo rozamiento permisible (para rótulas que requieren mantenimiento),
- Para las rótulas libres de mantenimiento, cuando la superficie de deslizamiento se haya desgastado.

Carga específica de la rótula

La magnitud de la carga de la rótula se puede calcular con la fórmula:

$$p = K P/C$$

$$p = \text{carga de la rótula, N/mm}^2$$

K = un factor de carga que depende de la capacidad de carga dinámica N/mm^2

P = carga dinámica equivalente, kN

C = capacidad de carga dinámica, kN

En lugar de usar la carga equivalente P , es posible incorporar a la ecuación la carga real, siempre que esta carga sea puramente radial para las rótulas radiales y de contacto angular o puramente axial para las rótulas axiales. En todos los demás casos, primero es necesario calcular la carga dinámica equivalente.

Márgenes de funcionamiento pv

Existen márgenes de funcionamiento pv para las combinaciones de superficies de contacto que no necesitan mantenimiento, es necesario que la combinación de estas componentes recaiga dentro de límites de las rotulas. Estos diagramas dependen del material de deslizamiento seleccionado.

Carga dinámica equivalente

Si la carga actúa sobre: rótulas radiales y con contacto angular, es puramente radial; rótulas axiales, es puramente axial y cabezas de articulación, es puramente radial y también en la dirección del eje del vástago. En estos casos, y siempre que sea de magnitud constante, la carga se puede incluir directamente en la fórmula para la carga específica P de la rótula o la cabeza de articulación.

En todos los demás casos es necesario calcular la carga dinámica de la rótula o la cabeza de articulación P que tendría la misma influencia sobre la vida nominal que la carga real.

Carga dinámica equivalente - Carga constante

Las rótulas radiales pueden absorber cierta cantidad de carga axial además de la carga radial que actúa simultáneamente. Las rótulas con contacto angular suelen usarse para cargas radiales y axiales combinadas. Cuando la carga resultante tiene una magnitud constante, la carga dinámica equivalente para estas rótulas se puede calcular con la fórmula:

$$P = y Fr$$

P = carga dinámica equivalente, kN

Fr = componente radial de la carga, kN

y = factor que depende de la relación de la carga axial con la radial (Fa/Fr)

Carga variable y velocidad de deslizamiento

Si, durante el funcionamiento, la carga y/o la velocidad de deslizamiento cambian, entonces será necesario calcular primero las duraciones nominales individuales para los períodos de carga constante, p y v (a) o aproximadamente constante (b) y la velocidad de deslizamiento, antes de poder calcular la duración nominal.

$$v = 8.73 \times 10^{-7} dm^4 \beta / t$$

β = mitad de ángulo recorrido

t = tiempo para recorrer 2β

Para el cálculo de la vida en cada tramo de cargas:

$$G_h = \frac{b_1 b_2 b_3 b_4 K_m}{p^n v}$$

En nuestro caso al seleccionar rotulas con recubrimiento de bronce sinterizado el valor de los para metro es el siguiente:

$b_1 = 0.2$, para cargas con frecuencias entre 0.5-5 Hz

$b_2 = 1$; $b_3 = 1$; $b_4 = 1$; $n = 1.3$; $K_m = 1400$

El valor de p se calculara según como se ha indicado en apartado de carga específica de las rotulas.

Una vez hecho esto, se puede calcular la vida nominal total usando la siguiente fórmula:

$$G_h = 1 / \{ [t_1 / (T G_{h1})] + [t_2 / (T G_{h2})] + [t_3 / (T G_{h3})] + \dots \}$$

G_h = vida nominal total, horas de funcionamiento

$t_1, t_2 \dots$ = tiempo de duración de p_1 y v_1, p_2 y v_2 etc., h

T = duración total de un ciclo (= $t_1 + t_2 + t_3 + \dots$), h

$G_{h1}, G_{h2} \dots$ = valores individuales de la vida nominal para las condiciones p_1 y v_1, p_2 y v_2 etc., horas de funcionamiento

Para la realización de estos cálculos se han empleado los datos obtenidos del modelo multicuerpo de Matlab, tanto para las cargas como para los ángulos recorridos. Los cálculos se han realizado implementado funciones en Matlab. Los resultados de vida útil medida en km para las rotulas seleccionadas en apartados anteriores son los siguientes:

Vida útil en kilómetros	
Trapezio delantero inferior	
Rotula delantera	268
Rotula trasera	288
Rotula de salida	392
Trapezio delantero superior	
Rotula delantera	482
Rotula trasera	264
Rotula de salida	392
Trapezio trasero inferior	
Rotula delantera	286
Rotula trasera	349
Rotula de salida	263
Trapezio trasero superior	
Rotula delantera	412
Rotula trasera	436
Rotula de salida	412

5.8 Diseño final

Como conclusión a la multitud de ensayos realizados se presenta un resumen de las soluciones adoptadas para el diseño de los componentes. Recalcar que para el diseño se ha empleado una de las mitades simétricas del vehículo, en este caso la mitad izquierda. Los componentes restantes serán la imagen simétrica de esto respecto al eje de simetría longitudinal de vehículo.

Los trapecios se han construido con una secuencia básica de apilamiento formada por siete capas de 0.2 mm de espesor, en las que se ha tomado como línea de cero grados la dirección longitudinal de los brazos de los trapecios. Esta es la siguiente:

0° 45° - 45° 90° - 45° 45° 0°

En las zonas críticas de los componentes donde se concentraban las tensiones, se han empleado capa adicionales y material sólido de baja densidad para formar una estructura tipo sándwich.

La conexión de los trapecios tanto al chasis como a las manguetas se ha realizado mediante rotulas esféricas empotradas en los trapecios. Para garantizar la correcta interacción entre el material compuesto de el metal de las rotulas se han diseñado unas arandelas en aluminio que ofrecen una buena superficie de contacto. Las rotulas se insertan en las arandelas por medio de una prensa, de tal forma que estas puedan ser sustituidas cuando estas superen su vida útil. En las rotula de salida de los trapecios superiores se introducido un sistema que permite el deslizamiento de las rotulas, con una tapa superior para permitir el deslizamiento en el proceso de puesta a punto además de ser sustituidas cuando estas superen su vida útil.

Trapezio delantero inferior

Para este trapecio se ha empleado la secuencia de apilado básica en todo el componente que ha sido reforzado con fibras y estructura tipo sándwich la zona de conexión al push-rod de suspensión.

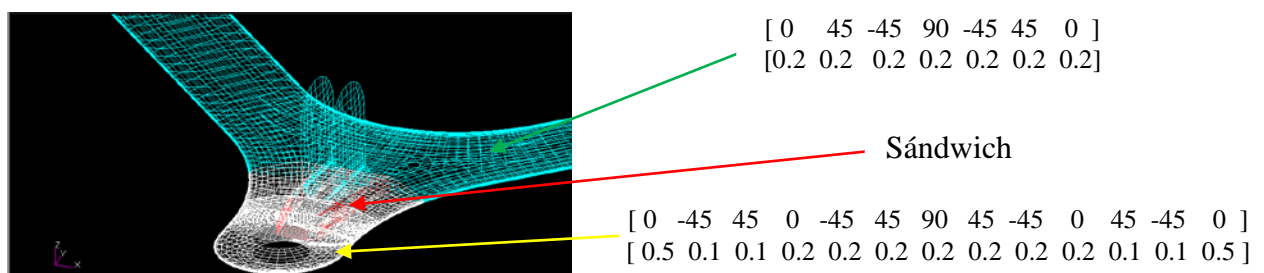


Figura nº 23: Orientación de capa (°) y espesor (mm)

Tras realizar el análisis a fatiga se ha obtenido una vida infinita a fatiga. Se han empleado tres rotulas que ofrecen las siguientes duraciones en kilómetros:

Rotula delantera	GE10C	268
Rotula trasera	GE10C	288
Rotula de salida	GE 15 H	392

En comparación a los trapecios originales la masa se ha reducido en un 44 % siendo la inicial de 0.914 kg y la final de 0.516 kg.

La geometría final del trapecio derecho está definida en los planos número 1, 2, 3 y 4 del documento de anexos. Únicamente se proporcionan los planos para los trapecios derechos, porque al ser el vehículo simétrico los moldes de fabricación del componente serán los mismos para el trapecio derecho e izquierdo, con la salvedad que a la hora de fabricar los simétricos habrá que voltear las piezas interiores para que estas queden bien posicionadas.

Trapecio delantero Superior

Para este trapecio se ha empleado la secuencia de apilado básica en todo el componente, siendo cada capa de 0.2 mm de espesor

0° 45° - 45° 90° - 45° 45° 0°

Tras realizar el análisis a fatiga se ha obtenido una vida 1093 km. En la rotula de salida ha instalado el sistema de deslizamiento de la rotula. La rotulas son las siguientes con su correspondiente duración en kilómetros.

Rotula delantera	GE10C	482
Rotula trasera	GE10C	264
Rotula de salida	GE 12 H	392

En comparación a los trapecios originales la masa se ha reducido en un 43 % siendo la inicial de 0.835 kg y la final de 0.479 kg.

La geometría final del trapecio derecho está definida en los planos número 5, 6 y 7 del documento de anexos. Únicamente se proporcionan los planos para los trapecios derechos por los motivos expuestos con anterioridad

Trapecio trasero inferior

Para este trapecio se ha empleado la secuencia de apilado básica en todo el componente que ha sido reforzado con fibras y estructura tipo sándwich la zona de conexión al push-rod de suspensión.

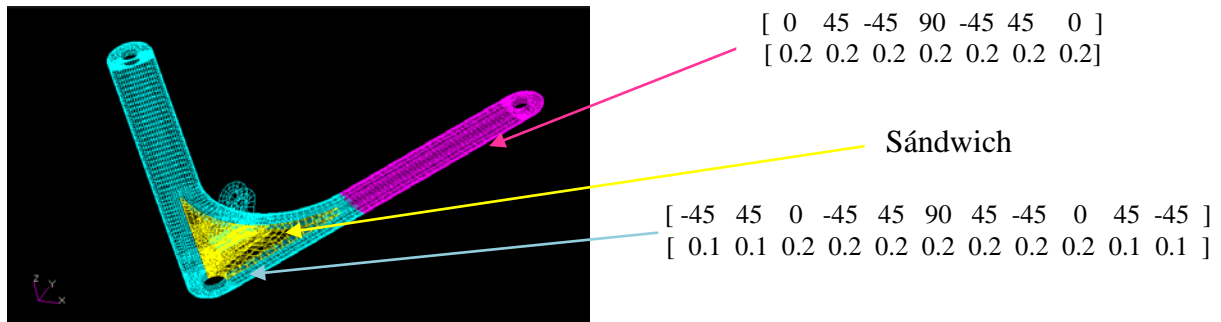


Figura n° 24: Orientación de capa (°) y espesor (mm)

Tras realizar el análisis a fatiga se ha obtenido una vida infinita para el componente. Se han empleado tres rotulas que ofrecen las siguientes duraciones en kilómetros:

Rotula delantera	GE10C	286
Rotula trasera	GE10C	349
Rotula de salida	GE 15 H	263

En comparación a los trapecios originales la masa se ha reducido en un 27 % siendo la inicial de 0.806 kg y la final de 0.592 kg.

La geometría final del trapecio derecho está definida en los planos número 8, 9 ,10 y 11 del documento de anexos. Únicamente se proporcionan los planos para los trapecios derechos por los motivos expuestos con anterioridad.

La geometría final de esta definida en plano número del documento de anexos.

Trapezio trasero superior

Para este trapecio se ha empleado la secuencia de apilado básica en todo el componente, siendo cada capa de 0.2 mm de espesor

$$0^{\circ} \quad 45^{\circ} \quad -45^{\circ} \quad 90^{\circ} \quad -45^{\circ} \quad 45^{\circ} \quad 0^{\circ}$$

Tras realizar el análisis a fatiga se ha obtenido una vida 1093 km. En la rotula de salida ha instalado el sistema de deslizamiento de la rotula. La rotulas son las siguientes con su correspondiente duración en kilómetros.

Rotula delantera	GE10C	412
Rotula trasera	GE10C	436
Rotula de salida	GE 12 H	412

En comparación a los trapecios originales la masa se ha reducido en un 34 % siendo la inicial de 0.819 kg y la final de 0.537 kg.

La geometría final del trapecio derecho está definida en los planos número 12,13 y 14 del documento de anexos. Únicamente se proporcionan los planos para los trapecios derechos por los motivos expuestos con anterioridad.

Conjunto de suspensión delantera

Aunando los resultados obtenidos para una de las dos suspensiones delanteras, comparación con la suspensión original estos se pueden ver en la siguiente tabla.

	Original	Nuevo diseño	Mejora porcentual
Desplazamientos (mm)	1.5	1.35	10 %
Peso masa no suspendida (kg)	15.37	14.32	7%

En la masa suspendida se incluido todos los componentes unido directamente, como neumático, llanta, disco, pinza... así como los trapecios, push-rod y bieleta.

Conjunto de suspensión trasera

Aunando los resultados obtenidos para una de las dos suspensiones traseras, comparación con la suspensión original estos se pueden ver en la siguiente tabla.

	Original	Nuevo diseño	Mejora porcentual
Desplazamientos (mm)	1	1.75	-75 %
Peso masa no suspendida (kg)	17	15.24	7%

En la masa suspendida se incluido todos los componentes unido directamente, como neumático, llanta, disco, pinza... así como los trapecios, push-rod y bieleta.

6 Bibliografía

- Proyecto *Diseny de les suspensions del Formula Student CAT-01*.
- Apuntes de la signatura *Automocion* de la Universidad Pública de Navarra.
- Apuntes de la asignatura *Diseño y calculo de maquinas* de la Universidad Pública de Navarra.
- Apuntes de la asignatura *Transporte* de la Universidad Pública de Navarra.
- Apuntes de la asignatura *Materiales compuestos* de la Universidad Carlos III.
- www.skf.com



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSION EN
MATERIALES COMPUESTOS PARA UN FORMULA SAE**

ANEXOS

Iñaki Larrayoz Arano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 28 de JULIO de 2010

INDICE

Cálculos estáticos.....	2
1 Introducción.....	3
2 Suspensión Original.....	4
2.1 Construcción de modelo.....	4
2.2 Cargas Estáticas.....	6
2.3 Resultados.....	7
2.4 Conclusiones.....	9
3 Manguetas modificadas.....	10
4 Trapecios en material compuesto.....	11
5 Análisis Estáticos.....	12
Suspensión delantera: análisis nº1.....	12
Suspensión delantera: análisis nº2.....	13
Suspensión delantera: análisis nº3.....	14
Suspensión delantera: análisis nº4.....	17
Suspensión delantera: análisis nº5.....	19
Suspensión trasera: análisis nº1.....	21
Suspensión trasera: análisis nº2.....	22
Suspensión trasera: análisis nº3.....	24
Suspensión trasera: análisis nº4.....	26
Suspensión trasera: análisis nº5.....	28
Suspensión trasera: análisis nº6.....	30
Suspensión trasera: análisis nº7.....	32
Suspensión trasera: análisis nº8.....	34
Suspensión trasera: análisis nº9.....	36
Cálculos dinámicos.....	38
1 Introducción.....	39
1.1 Metodología.....	39
2 Cargas sobre el neumático.....	40
3 Cargas sobre los componentes.....	45
3.1 Construcción del modelo.....	45
3.2 Cargas en los paralelogramos.....	49
3.3 Cargas en las rotulas.....	51
4 Vida a fatiga.....	56
4.1 Vida a fatiga de los trapecios.....	57
4.2 Vida a fatiga del sistema de deslizamiento.....	68

Cálculos estáticos

1 Introducción

En el siguiente documento se analizarán en profundidad los cálculos realizados para el diseño de los trapecios en material compuesto, así como para los diferentes componentes auxiliares que los conforman. Los análisis realizados serán de carácter estático.

Para estos análisis se han empleado el paquete informático de elementos finitos (FEM) Nastran/Patran. Este está formado por un pre y post procesador llamado Patran, mediante el que se realizan las diferentes geometrías, mallados, importaciones, definición de materiales y propiedades, junto con el post procesado de la información devuelta por el solver Nastran. Este último es quien realiza todos los cálculos relacionados con la resolución del modelo.

2 Suspensión Original

El primer análisis que se ha realizado a sido sobre la suspensión original del vehículo que ha sido la base de este proyecto, el formula SAE diseñado por la Universidad Politécnica de Cataluña en el año 2008, el CAT-01.

El objeto de este análisis ha sido obtener una medida de desplazamientos del sistema de suspensión original. El resultado de este análisis ha servido como referencia respecto a la cual se compararan los desplazamientos obtenidos con los nuevos componentes del sistema de suspensión construidos en material compuestos. Sin esta referencia no sabríamos cuando los nuevos componentes ofrecen las prestaciones necesarias en cuanto a rigidez se refiere.

2.1 Construcción de modelo

El primer paso para construir nuestro modelo completo en el programa de elementos finitos, ha sido conocer los componentes que lo forman. Se han generado dos modelos independientes, uno para la suspensión delantera y otro para la trasera. Al tratarse de trenes de rodaje simétricos únicamente se modelizó una de los lados, en este caso el lado izquierdo del vehículo. Cada uno de los modelos estará constituido por los siguientes elementos.

Suspensión delantera

- Dos trapecios: Barras tubulares de $\text{Ø}20 \times 1.5$ y $\text{Ø}22 \times 2$ mm de acero S 355
- Mangueta: Aluminio 7075 T6
- Push –rod: Barras tubulares de $\text{Ø}14 \times 1.5$ mm de acero S 355
- Bell-crank: Aluminio 7075 T6
- Manota: Aluminio 7075 T6
- Bieleta de dirección: Barras tubulares de $\text{Ø}14 \times 1.5$ mm de acero S 355
- Eje delantero: Acero 42 CrMoS 4
- Rodamientos: Acero
- Buje delantero: Aluminio 7075 T6
- Tapeta: Aluminio 7075 T6
- Barra anti vuelco: Acero
- Disco de freno: Acero
- Pinza de freno: Fundición
- Pernos y tornillería: Acero 42 CrMoS 4
- Llanta
- Neumático
- Conjunto muelle amortiguador

Suspensión trasera

- Dos trapecios: Barras tubulares de Ø20x1.5 y Ø22x2 mm de acero S 355
- Mangueta: Aluminio 7075 T6
- Push –rod: Barras tubulares de Ø14x1.5 mm de acero S 355
- Bell-crank: Aluminio 7075 T6
- Bieleta de dirección: Barras tubulares de Ø14x1.5 mm de acero S 355
- Palier: Acero
- Rodamientos: Acero
- Buje trasero: Aluminio 7075 T6
- Separador/Centrador: Aluminio 7075 T6
- Barra anti vuelco: Acero
- Disco de freno: Acero
- Pinza de freno: Fundición
- Pernos y tornillería: Acero 42 CrMoS 4
- Llanta
- Neumático
- Conjunto muelle amortiguador

Todos estos componentes se interrelaciona entre sí mediante tornillos y rotulas, que para la generación del modelo no han sido considerados, ya que complicaban en exceso la creación de los modelos y no aportaban beneficios considerables.

El primer paso para crear los modelos ha sido generar de las geometrías que posteriormente serian malladas para crear los diferentes elementos y nodos que conforman el modelo. Para crear las geometrías se han empleado dos vías. Por un lado las geometrías simples se han creado en propio programa de elementos finitos, con las herramientas que este dispone. Por otro lado para crear las geometrías complejas se ha empleado el programa de CAD Catia, y esta se exportaros en formato IGES a nuestro pre procesador Patran.

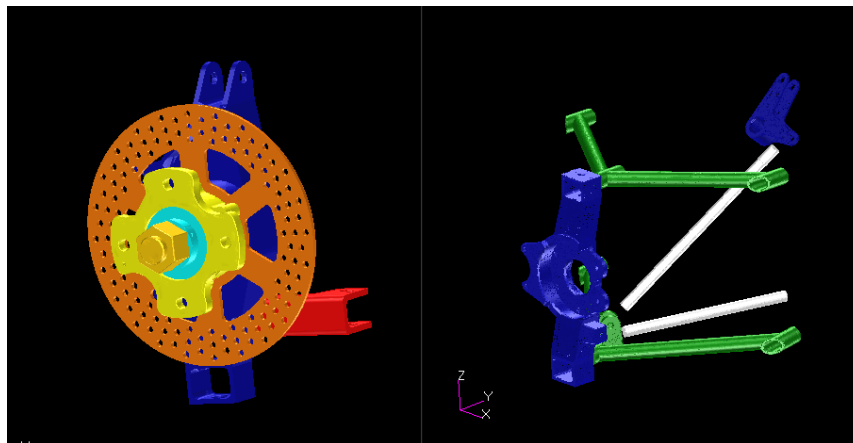


Figura nº1: Geometría generada para diferentes componentes

En un segundo paso ha sido crear el mallado de los diferentes componentes, generando los diferentes elementos y nodos, que serán la base del análisis. Para ello ha utilizado la herramienta de auto mallado, empleándose elementos de tipo tetragonales y hexagonales para los objetos sólidos, y elementos tipo sell para los componentes de pared delgada como puedan ser las barras circulares de los trapecios o push-rod. Los elementos elásticos de nuestra suspensión como son los muelles de suspensión así como de los neumáticos, se han empleado elementos de tipo viga a los que se dotó de propiedades elásticas.

Los neumáticos tiene una rigidez vertical de 178689,459 N/m que y los muelles que simularan su comportamiento tendrá estas mismas características. Los muelles de la suspensión tendrán una rigidez de 20299,95137 N/m para la suspensión delantera y de 17065,64457 N/m para la suspensión trasera.

Una vez que se ha mallado todo, se ha procedido a inter relacionar los diferentes componentes de la suspensión entre sí. Para ello han utilizado elementos llamados MPC. Existen diferentes tipos, y dependiendo de esto permitirán diferentes desplazamientos, giros o restricciones de movimiento entre los nodos a los que están unidos.

En el siguiente paso para la generación del modelo se ha dotado a cada compontee de las propiedades de material correspondiente. Los materiales empleados corresponden a los detallados en páginas precedentes.

Por último se han generado las cargas estáticas, que se detallan en el siguiente apartado, se han restringido los movimientos en los diferentes nodos que forman los anclajes del sistema de suspensión y se ha lanzado el análisis.

2.2 Cargas Estáticas

Las cargas estáticas empleadas en este primer análisis proviene del proyecto final de carrera “Disseny de les suspensions del Formula Student CAT-01”, que ha sido la base de desarrollo del presente proyecto. Esta a su vez proviene de ensayo realizados por la organizadora del campeonato formula student, la SAE (*Society of Automotive Engineers*), que por un módico precio facilita la información de los ensayos realizados a varios neumáticos, en nuestro caso unos Hoosier 20.5”x7.0”-13” R25B con una presión de inflado de 0.8-0.9 bar.

Las cargas corresponden a una frenada máxima de 1.4g para el eje x, una aceleración lateral máxima de 1.1g para el eje y, y en caso de eje z a la masa que gravita sobre un cuarto de vehículo mas la trasferencia de masas que provocan las aceleraciones anteriores. Estas cargas se malloran con un coeficiente de 2. Se considera que estas se aplican en el centro de la huella de contacto.

Esta última suposición no es del todo cierta ya que la presencia de los ángulos de avance, tanto de dirección como del neumático, y del ángulo de salida de la mangueta, hace que estas fuerzas no se apliquen en el centro. Por ello tenemos tres momentos que actúan en el centro de la huella simulando el descentrado de las fuerzas de reacción del neumático.

Fuerza longitudinal (eje x)	
Máxima (1.4g)	-1125 N
Mayorada (coef. 2)	-2250 N
Fuerza trasversal (eje y)	
Máxima (1.1g)	-858 N
Mayorada (coef. 2)	-1716 N
Fuerza vertical (eje z)	
Peso propio	800 N
Trasferencia de carga	
Aceleración lateral máxima (1.1g)	378 N
Aceleración/frenada máxima (1.41g)	338 N
Total	1516 N
Momento eje x	58.4 Nm
Momento eje y	13.4 Nm
Momento eje z	26.5 Nm

2.3 Resultados

Para este primer análisis los resultados que nos han sido de interés son los desplazamientos, que nos servirán como marco de comparación para análisis posteriores.

Tras aplicar las cargas en el centro de la huella de contacto a nuestro modelo los desplazamientos totales obtenidos han sido los siguientes.

Para el conjunto delantero son aproximadamente 2mm en el exterior de la llanta, y de 1.5mm de media en el centro de llanta.

Para el conjunto trasero tenemos unos desplazamientos máximas de 1.65 mm en el exterior de la llanta y de aproximadamente 1.1 mm en el centro de la llanta.

Estos desplazamientos pueden observarse en las figuras 2 y 3, medidas en mm, que han sido tomadas directamente del programa de elementos finitos.

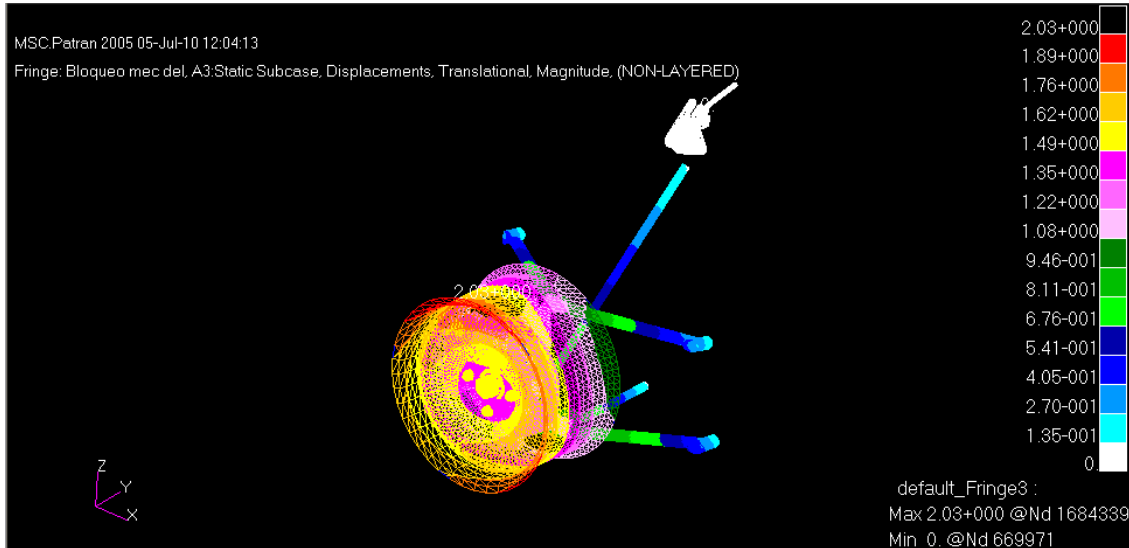


Figura nº2: Desplazamientos suspensión delantera

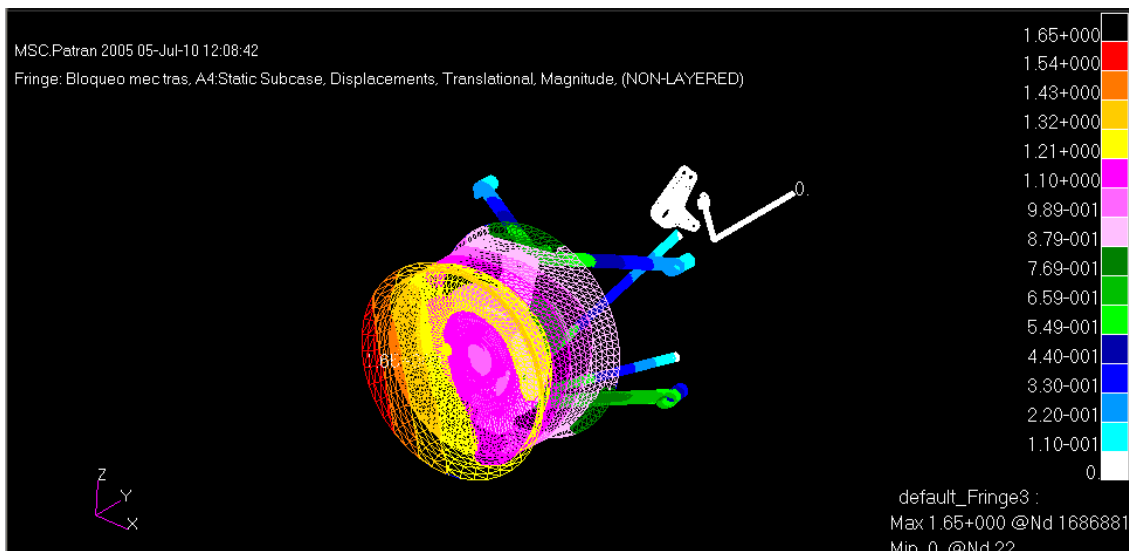


Figura nº 3: Desplazamientos suspensión trasera

2.4 Conclusiones

Tras la lectura detallada del proyecto “Disseny de les suspensions del Formula Student CAT-01”, que ha sido la base de desarrollo del presente proyecto primer y este análisis del comportamiento estructural del conjunto se ha decidido que los componentes que serian sustituidos por otros en material compuesto serian los paralelogramos de sistema de suspensión.

Por una parte esto se ha debido a que estos componentes permiten un diseño adaptable a una estructura tipo laminar o superficial, que es la que se emplea en el diseño con composites para el mejor aprovechamiento de las propiedades de estos materiales.

Por otra parte el resto de componentes estaban ya diseñados en materiales de elevadas propiedades especificas, como el aluminio, por lo que ha considerado que estos se emplearían según su diseño original, siempre que estos no interfieran la instalación de los nuevos trapecios de suspensión.

3 Manguetas modificadas

En la fase de pre diseño de los trapecios se comenta la necesidad de proporcionar una buena interacción el material compuesto y las rotulas metálicas hace que la superficie de contacto entre ambas tenga que ser amplia. Esto hace que las manguetas tengan que ser modificadas.

Para verificar que las manguetas modificadas son capaces de soportar los esfuerzos, estas se han ensayado con el modelo de elementos finitos original, al que se le ha añadido una carga adicional con el objeto de simular la fuerza ejercida por la pinza de freno. Una frenada de de 1.4g, la máxima capacidad de frenada de nuestro vehículo, ejerce sobre cada una de las pinzas una fuerza de -5895.21 N en el eje z, que es aplicada en el centro de bombín.

Las manguetas están construidas en aluminio 7075 T6 que tiene una limite elástico de 434-476 MPa. El resultado del cálculo de elementos finitos puede observarse en las figuras 4 y 5. Como se aprecia ninguna de las dos superan el límite elástico, por lo que serán aptas para nuestro nuevo diseño.

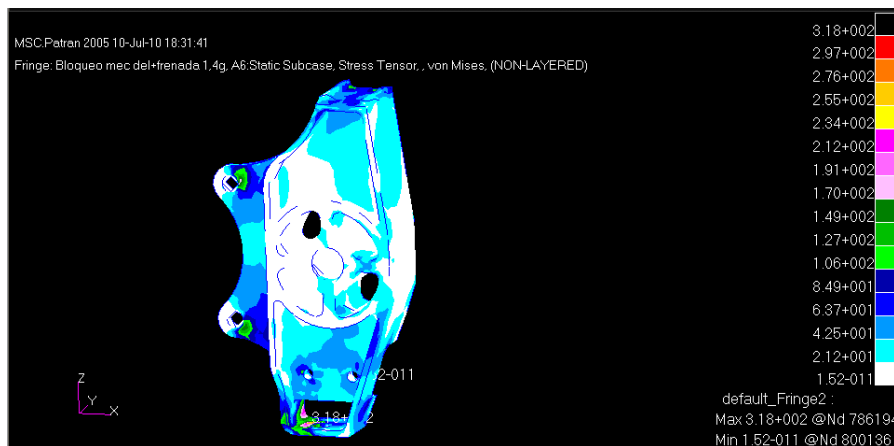


Figura nº 4: Tensiones sobre la mangueta modificada delantera

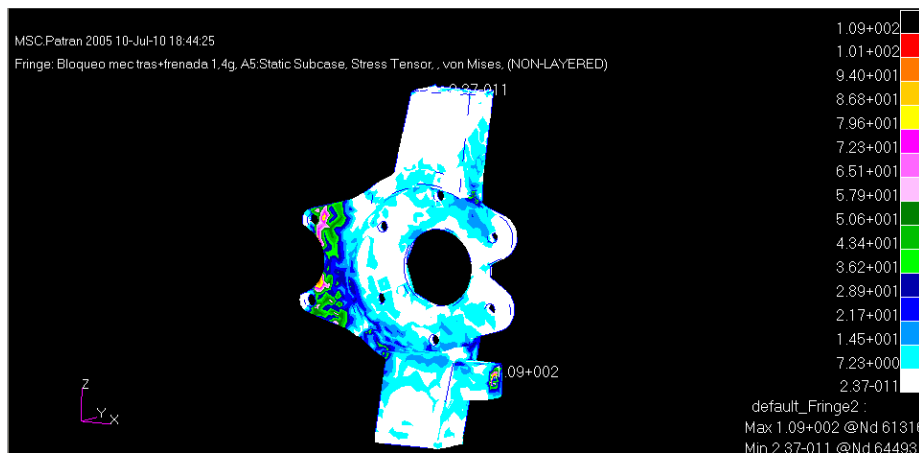


Figura nº 5: Tensiones sobre la mangueta modificada delantera

4 Trapecios en material compuesto

Tras tener en cuenta los requerimientos geométricos como de deformaciones admisibles para nuestros componentes, se ha realizado un pre diseño de estos componentes, fijando la sección transversal y la arquitectura de capas del material compuesto.

El siguiente paso ha sido generar la geometría ya bien definida de dichos componentes en nuestro programa de elementos finitos. Para ello han utilizado diferentes herramientas geométricas para la generación de superficies, que posteriormente han sido malladas con elementos sell para las zonas más complicadas de los trapecios, como pudieran ser los diferentes radios de acuerdo de las secciones. Las zonas más simples y exentas de irregularidades como los brazos de los trapecios se han mallado directamente.

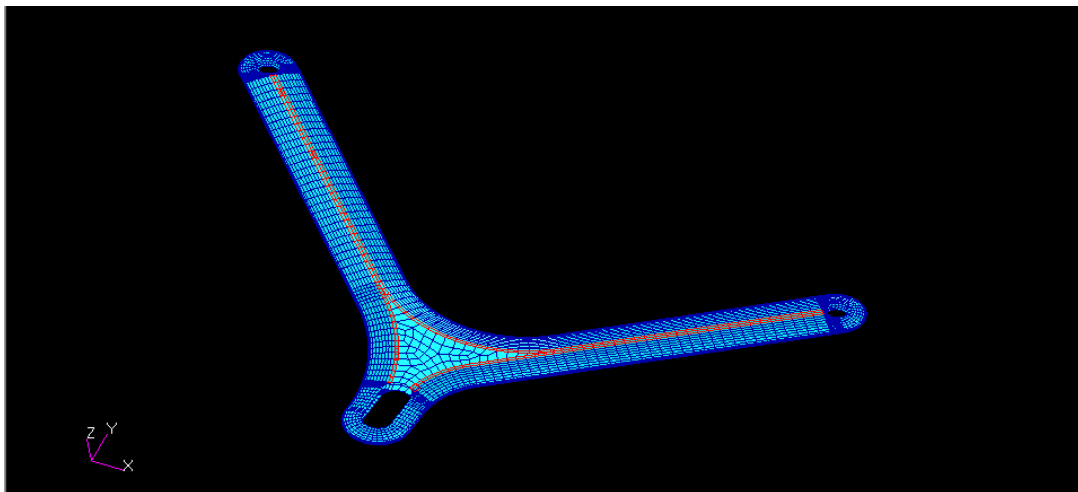


Figura nº 6: Mallado trapecio delantero superior que muestra la dirección principal de orientación

Una vez generada la geometría de los nuevos paralelogramos ha creado el material compuesto especificado en la fase de pre diseño según la estructura de capas expuesta. Para ello se ha empleado una aplicación del programa de elementos finitos llamada Laminate Builder, en la que podemos generar la arquitectura deseada, seleccionando el material, espesor y orientación respecto a un eje que se definirá cuando se especifiquen las propiedades de cada elemento del modelo. Estos ejes corresponden a las direcciones principales sobre las que se orientaran las fibras, que pueden apreciarse en la figura nº 6 como elementos en color rojo.

Tras haber sido modelizado por completo los nuevos componentes estos se han sustituido por los originales en el modelo de elementos finitos. Han sido los dos trapecios de la suspensión delantera izquierda a junto con la mangueta modificada correspondiente y los dos trapecios traseros y su respectiva mangueta modificada.

5 Análisis Estáticos

Suspensión delantera: análisis nº1

Para este primer análisis se ha empleado la arquitectura de capas inicial para todos los trapecios que se resume en la siguiente tabla:

Secuencia de apilado (°)	Espesor de capas (mm)
0 45 -45 90 -45 45 0	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

Los resultados obtenidos para la suspensión delantera se alejan de los resultados obtenidos para la suspensión original, por lo que estos no se consideran satisfactorios. Estos desplazamientos pueden observarse en la figura 7, medidos en milímetros.

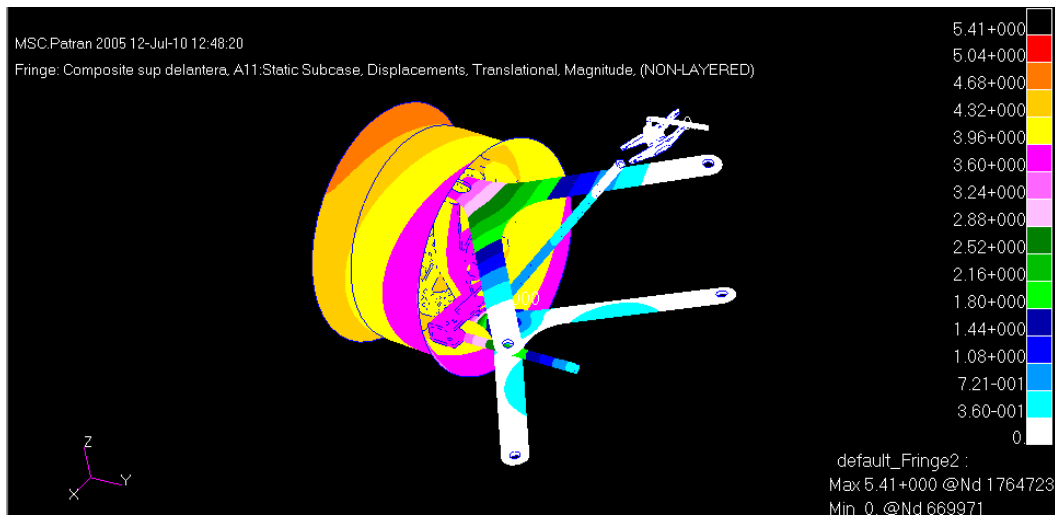


Figura nº 7: Desplazamientos suspensión delantera, análisis nº 1

Suspensión delantera: análisis n°2

Tras descartar los resultados anteriores se ha dotado de un offset al mallado de los trapecios de 3.5 mm en su parte central, a fin de conseguir una mayor inercia. La sección resultante puede observarse en apartado de la memoria “5.4 Diseño estático”.

La arquitectura empleada en esta ocasión es la misma que en el apartado anterior.

Secuencia de apilado (°)	Espesor de capas (mm)
0 45 -45 90 -45 45 0	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

En la figura n° 8 puede observarse como los desplazamientos obtenidos se reducen considerablemente.

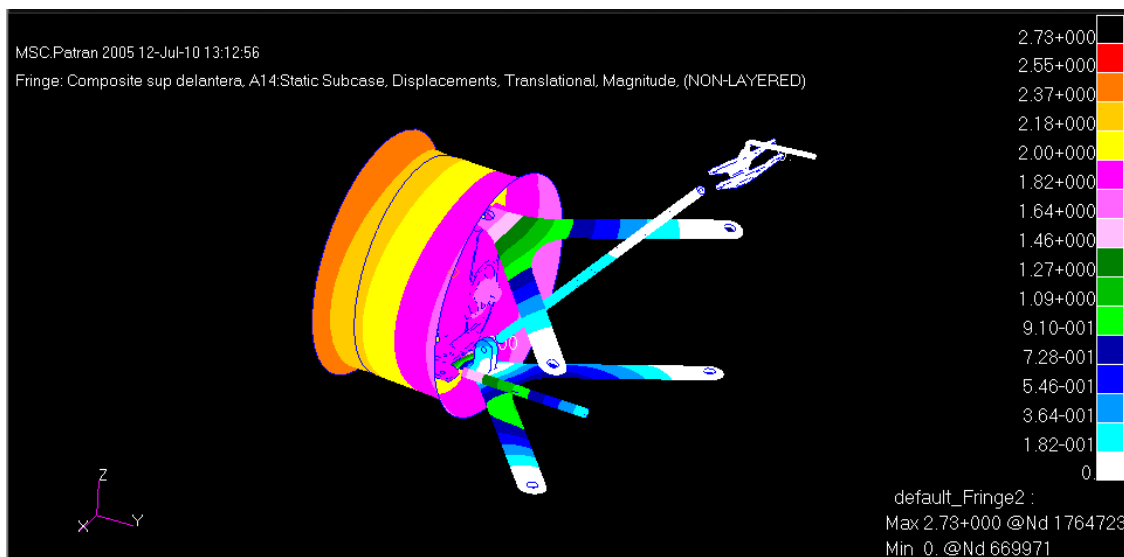
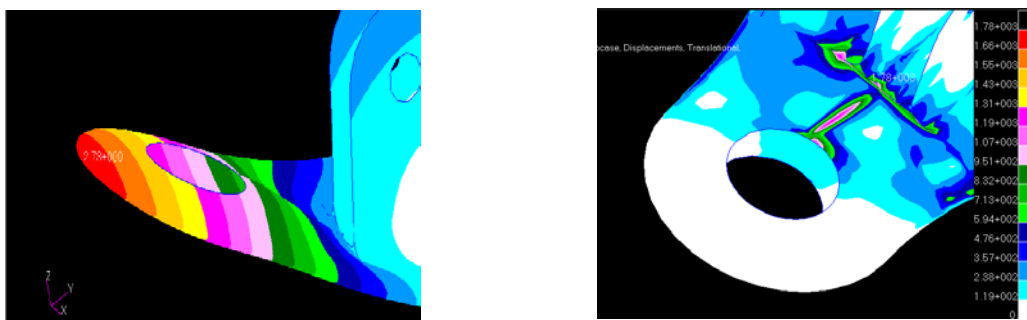


Figura n° 8: Desplazamientos suspensión delantera, análisis n° 2

Analizando los desplazamientos sobre el trapecio inferior, que es quien más sufre el efecto de las cargas, puede observarse como en la zona donde se ancla el push-rod aparece cierto pandeo, junto con una gran concentración de tensiones, siendo las máximas de 1780 MPa.



Figuras n° 9 y 10: Detalles de desplazamientos y tensiones en la suspensión delantera, análisis n°1

El trapecio delantero por su parte sufre tensiones un orden de magnitud inferiores al trapecio inferior, ver figura nº11, por lo que en los análisis posteriores únicamente se hará referencia al trapecio inferior, que es quien en realidad sufre.

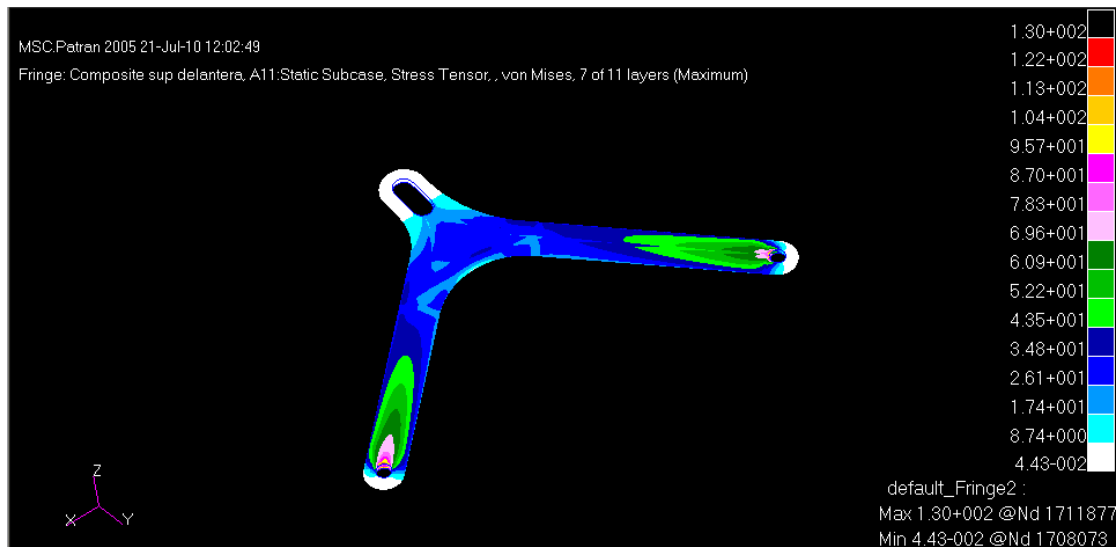


Figura nº11: Tensiones paralelogramo delantero superior de la suspensión delantera, análisis nº 2

Este offset se ha empleado en todos los análisis posteriores debido a los buenos resultados que se obtienen del aumento de inercia que este nos ofrece.

Suspensión delantera: análisis n°3

Con objeto de reducir las concentraciones de tensiones, así como de reducir las deformaciones en los puntos críticos del componente, se han utilizado dos estructuras del material compuesto que son las siguientes:

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0
	0.5 0.1 0.1 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.1 0.1 0.5

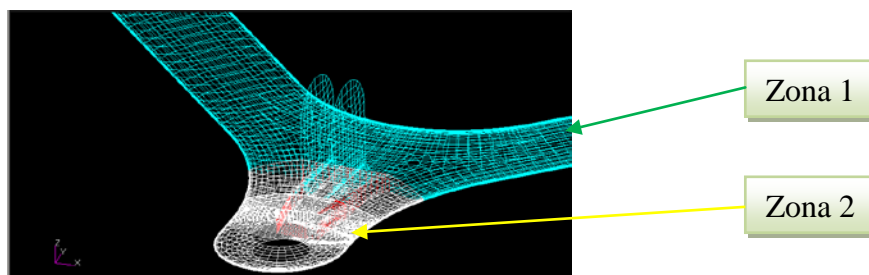


Figura n°12: Localización de las diferentes arquitecturas de capa

Las deformaciones totales del conjunto delantero se muestran en la siguiente figura.

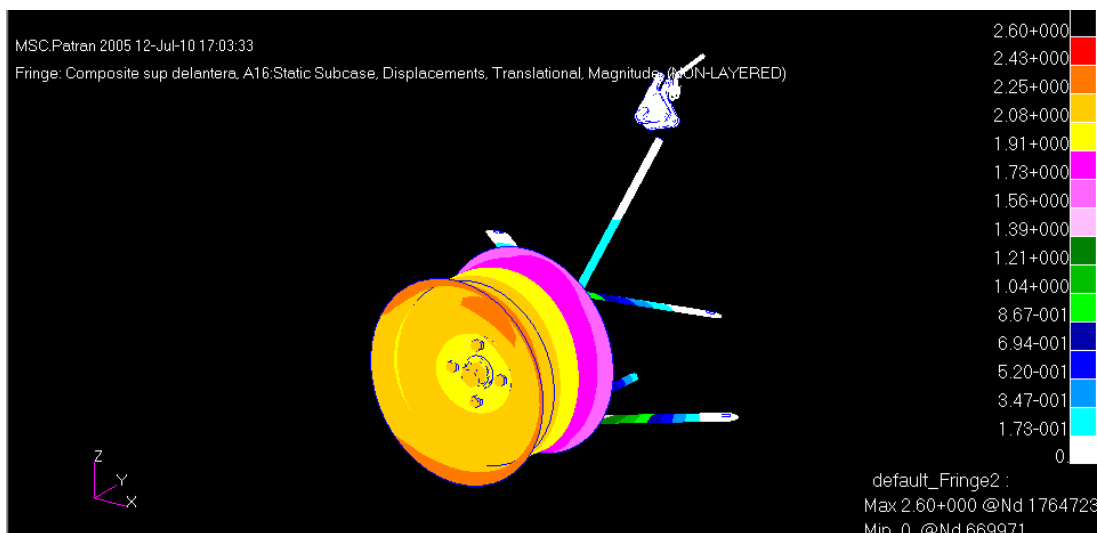


Figura n°13: Desplazamientos suspensión delantera, análisis n° 3

En comparación con el análisis anterior puede apreciarse que los desplazamientos se han reducido en una decima de milímetro aproximadamente. Si bien toda reducción de

desplazamientos es positiva el objetivo principal de la nueva arquitectura es reducir las tensiones máximas, que ahora son de 1370 MPa. Esto se aprecia en la siguiente figura.

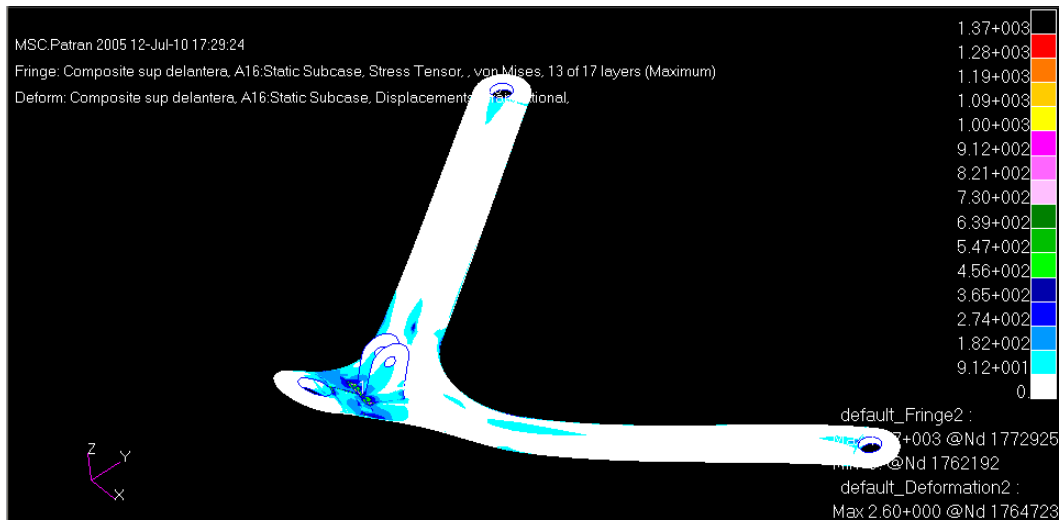


Figura nº14: Tensiones en el paralelogramo delantero inferior, análisis nº 3

Suspensión delantera: análisis nº 4

Al igual que en el análisis anterior se pretende reducir las tensiones máximas en los puntos críticos del componente. En este caso en lugar de emplear un refuerzo de la arquitectura inicial, se ha empleado un material tipo sándwich en la zona crítica del componente, es decir cara interior de la parte superior del perfil y la cara interior de la parte inferior del perfil, se introduce una pieza sólida construida en un material de muy baja densidad y un modelo de elasticidad de 2 GPa.

Secuencia de apilado (°)	Espesor de capas (mm)
0 45 -45 90 -45 45 0	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

La disposición del material tipo sándwich puede observarse remarcado en color rojo en la siguiente figura.

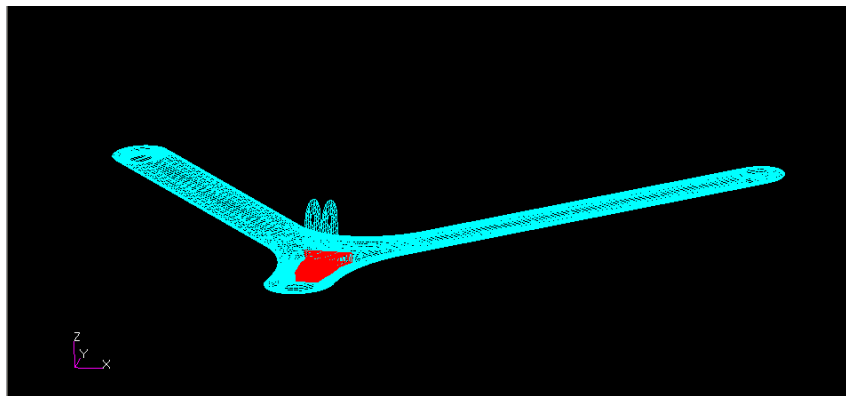


Figura nº 14: detalle del la disposición del material sándwich en el trapecio delantero inferior

Los desplazamientos obtenidos para el conjunto mejoran en una décima de milímetro los obtenidos por el análisis nº2 donde se empleaba otra arquitectura de capas sin emplear el material tipo sándwich. El empleo de este material nos reduce en gran medida la aparición de fenómenos como el pandeo que se han comentado en el análisis nº1, ya que ahora la zona crítica del componente no se encuentra hueca como en los casos anteriores.

En la figura nº 15 de la página siguiente pueden observarse el desplazamiento resultante del empleo de esta nueva solución.

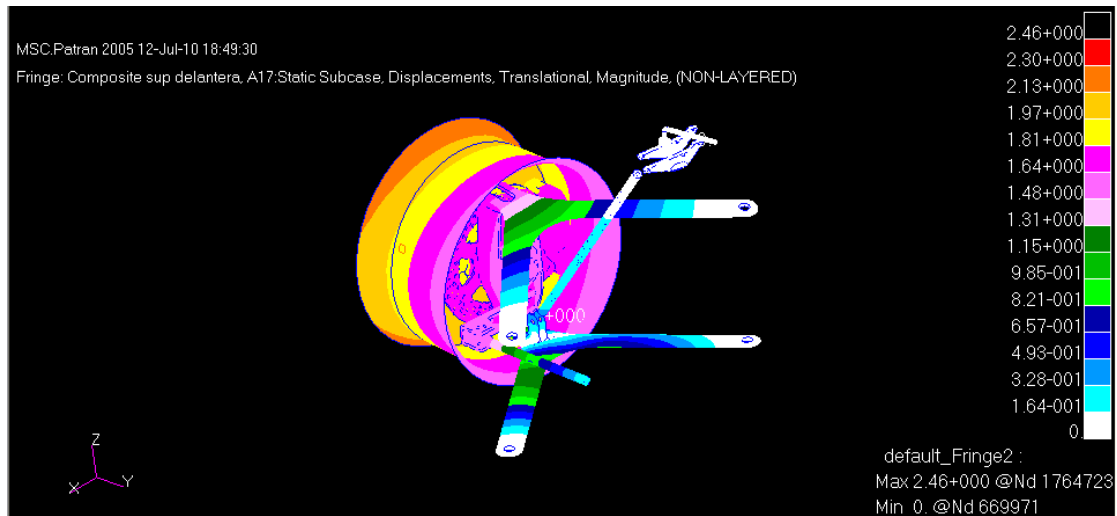


Figura nº15: Desplazamientos suspensión delantera, análisis nº 4

Las tensiones máximas en el paralelogramo inferior, que ha modo de recordatorio en el componente que más sufre, se han reducido a 1170 MPa.

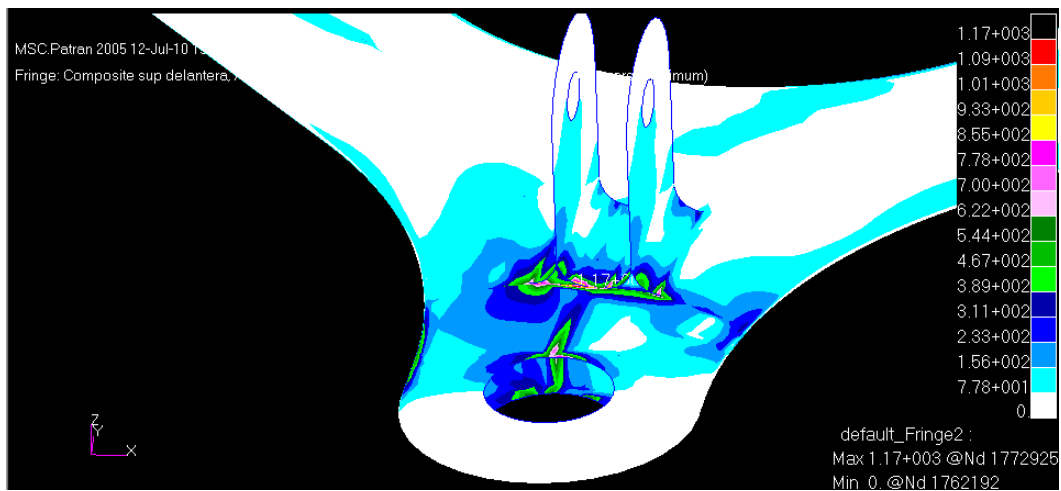


Figura nº16: Tensiones paralelogramos delantero inferior, análisis nº 3

Suspensión delantera: análisis nº 5

En este último análisis del conjunto delantero se han combinado el análisis nº3 y el análisis nº4, es decir se utilizó una secuencia de apilado reforzada como en el caso nº2 y se introdujo el material sándwich empleado en análisis nº 3.

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0
	0.5 0.1 0.1 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.1 0.1 0.5

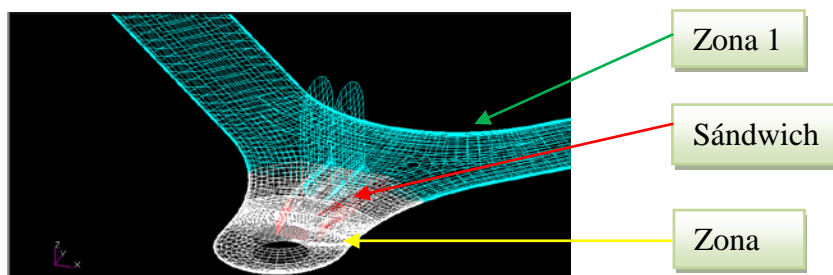


Figura nº 17: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

Los desplazamientos obtenidos se aprecian en la siguiente figura.

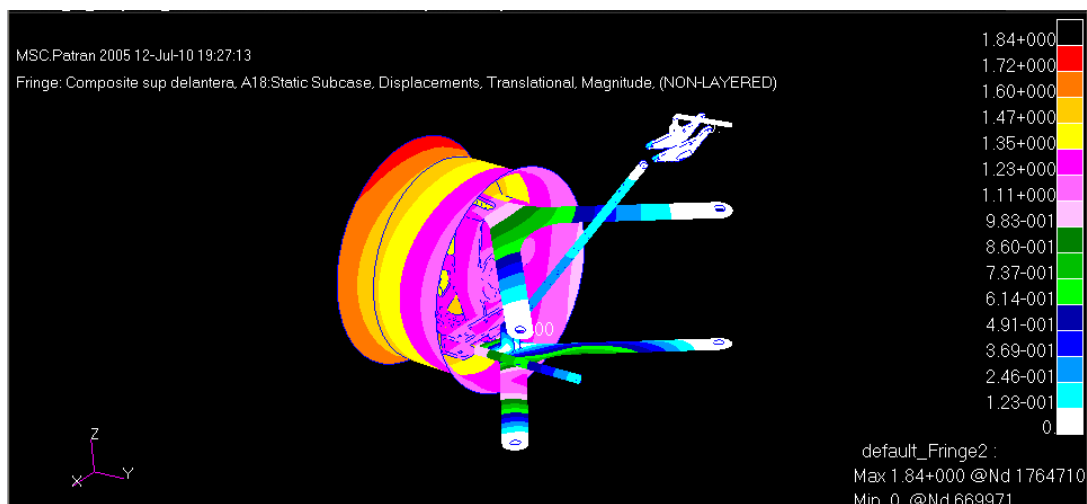


Figura nº18: Desplazamientos suspensión delantera, análisis nº 5

Estos desplazamientos son más reducidos que los desplazamientos obtenidos en el primer análisis de las suspensión original, por lo que pueden considerarse más que aceptables.

Además con esta combinación de soluciones se han reducido las tensiones máximas a 862 MPa, como puede observarse en la siguiente imagen en la que se muestra a superposición de la tensión equivalentes de Von Mises máximas, de todas las capas de material compuesto, así como un vista de la zona crítica del componente.

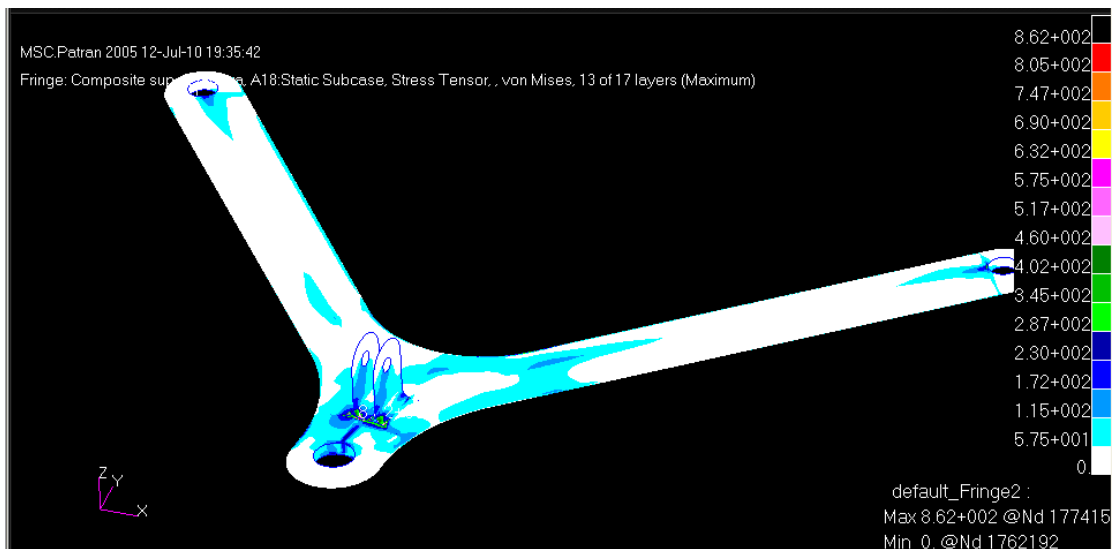


Figura nº19: Tensiones en el paralelogramo delantero inferior, análisis nº 4

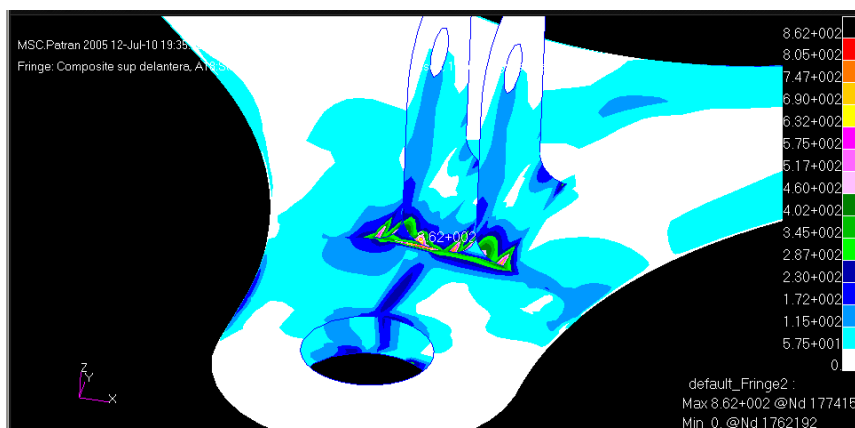


Figura nº20: Detalle de las tensiones, análisis nº5

Suspensión trasera: análisis nº1

Para este primer análisis se ha empleado la arquitectura de capas inicial para todos los trapecios que se resume en la siguiente tabla:

Secuencia de apilado (°)							Espesor de capas (mm)							
0	45	-45	90	-45	45	0	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

Los resultados obtenidos para la suspensión trasera se alejan de los resultados obtenidos para la suspensión original, por lo que estos no se consideran satisfactorios. Estos pueden observarse en la figura 21, medidos en mm.

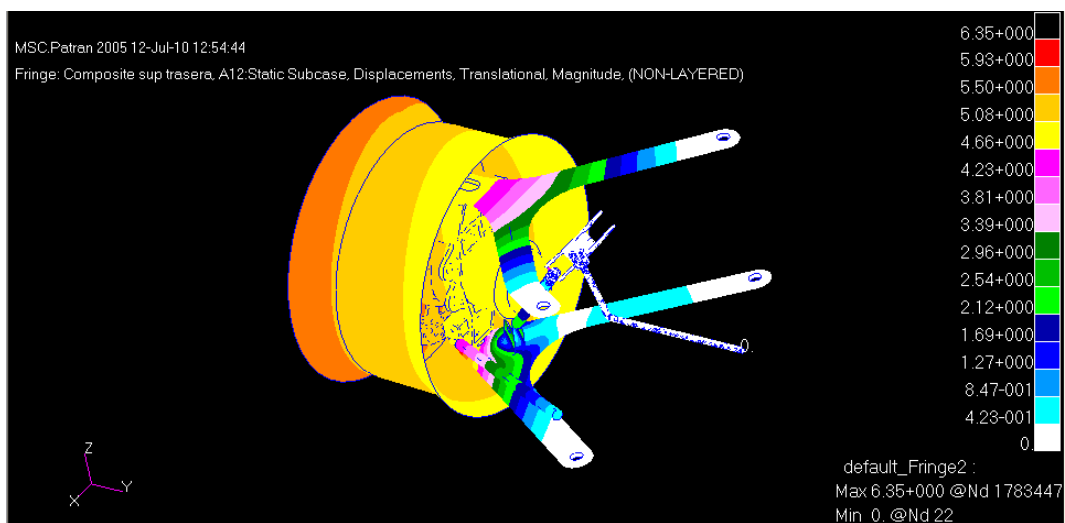


Figura nº21: Desplazamientos suspensión trasera, análisis nº 1

Suspensión trasera: análisis n°2

Tras descartar los resultados anteriores, se ha dotado de un offset al mallado de los trapecios de 3.5 mm en su parte central, a fin de conseguir una mayor inercia. La sección resultante puede observarse en apartado de la memoria 5.4 *Diseño estático*. La arquitectura empleada en esta ocasión es la misma que en el apartado anterior.

Secuencia de apilado (°)	Espesor de capas (mm)
0 45 -45 90 -45 45 0	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

En la figura n° 22 puede observarse como los desplazamientos obtenidos se reducen considerablemente.

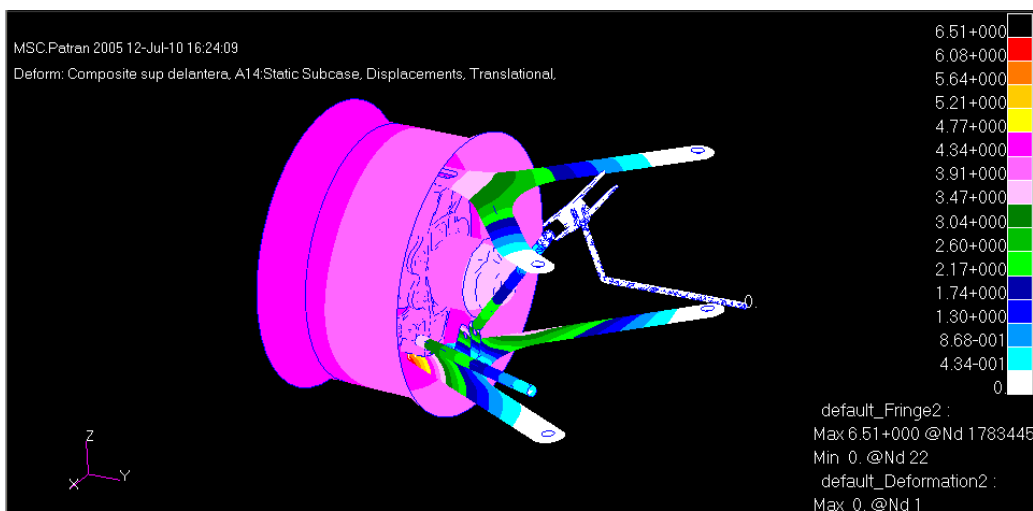


Figura n°22: Desplazamientos suspensión trasera, análisis n° 2

En este caso en el trapecio inferior se aprecian ciertas concentraciones de tensiones una vez más cercanas al anclaje del push-rod, siendo las máximas de 1270 MPa. Además en la figura 23 se aprecia como el componente se torsional debido al efecto de las cargas.

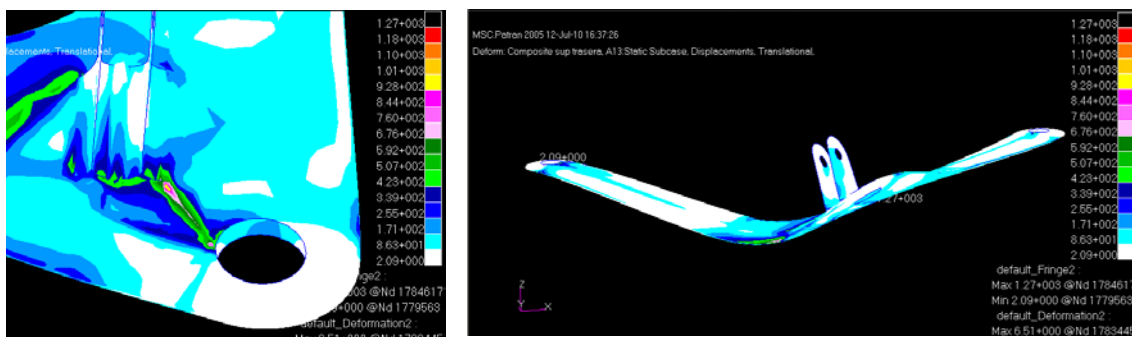


Figura n°23: Detalles de desplazamientos y tensiones en la suspensión delantera, análisis n°1

Al igual que ocurre en la suspensión delantera, las tensiones del paralelogramo inferior son un orden de magnitud inferior a las del paralelogramo inferior, por lo que en posteriores análisis no se han considerado.

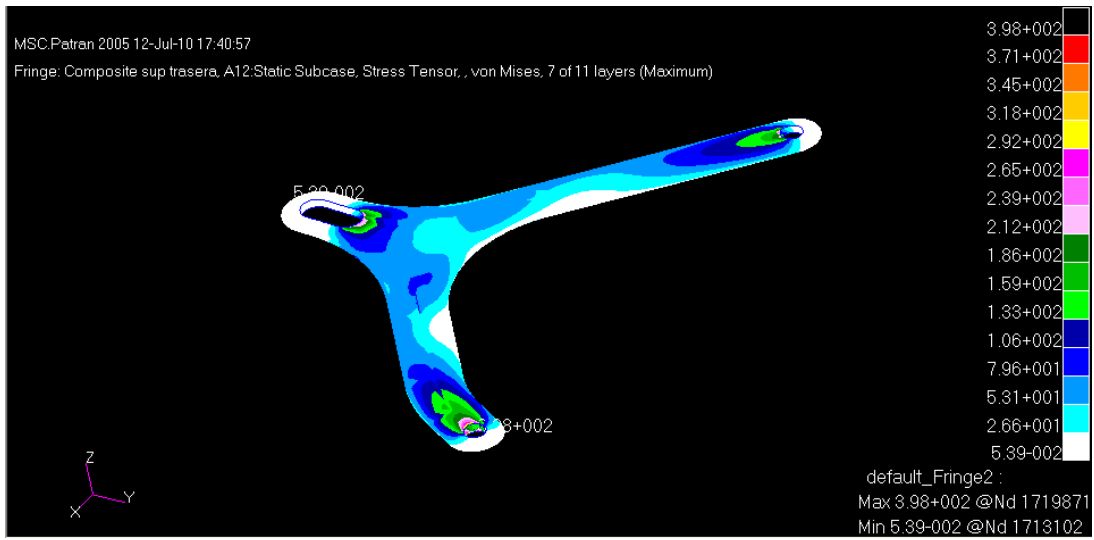


Figura nº24: Tensiones paralelogramo trasero superior de la suspensión delantera, análisis nº 2

Suspensión trasera: análisis nº3

Con objeto de reducir las concentraciones de tensiones, así como de reducir las deformaciones en los puntos críticos del componente se han utilizado dos estructuras del material compuesto que son las siguientes:

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0
	0.5 0.1 0.1 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.1 0.1 0.5
Zona3	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

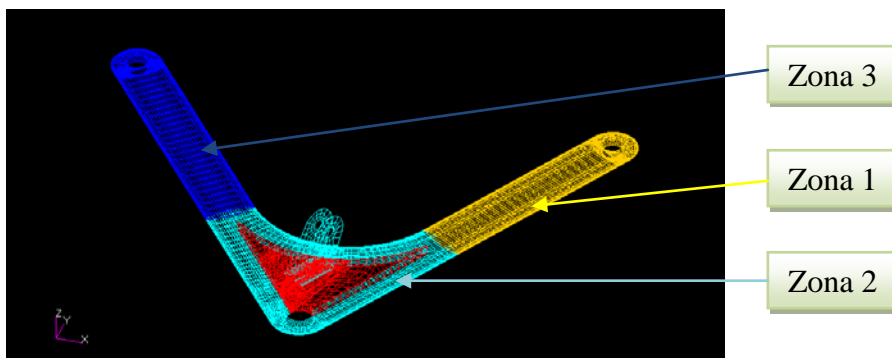


Figura nº 25: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

Al aplicar esta nueva arquitectura se conseguido una reducción de las tensiones máximas así como los desplazamientos, aunque esta ultimas siguen estando lejos de los desplazamientos del conjunto original, como puede observarse en la figura nº26.

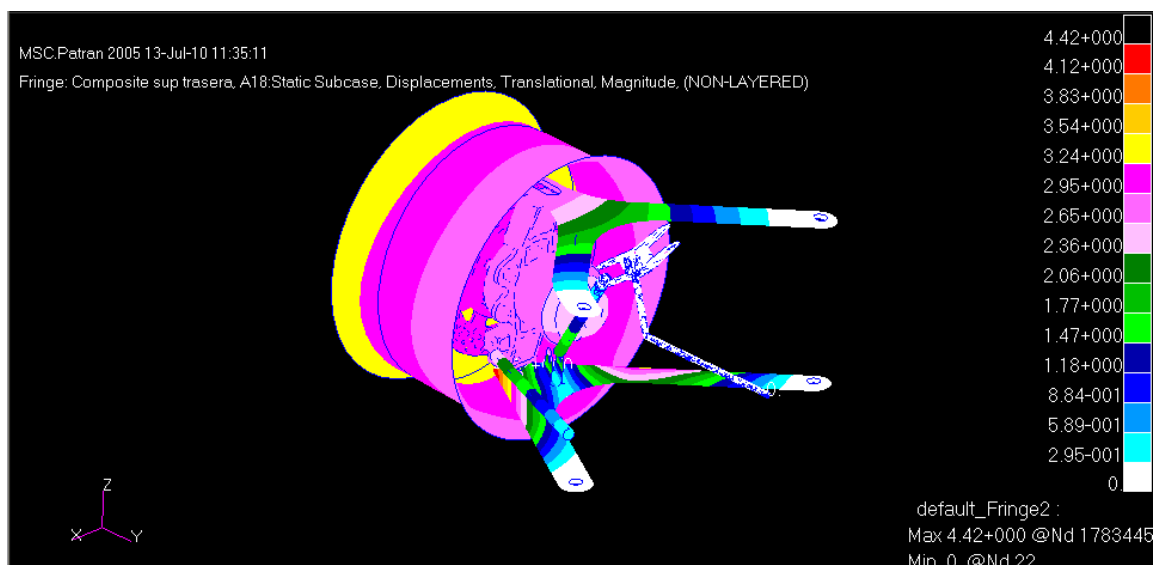


Figura nº26: Desplazamientos suspensión trasera, análisis nº 2

Las tensiones máximas obtenidas en el paralelogramo inferior se reducen considerablemente respecto a análisis anterior, estas son de 874 MPa, y se sitúan en el anclaje de la rotula delantera en lugar de estar junto al anclaje del push-rod como antes.

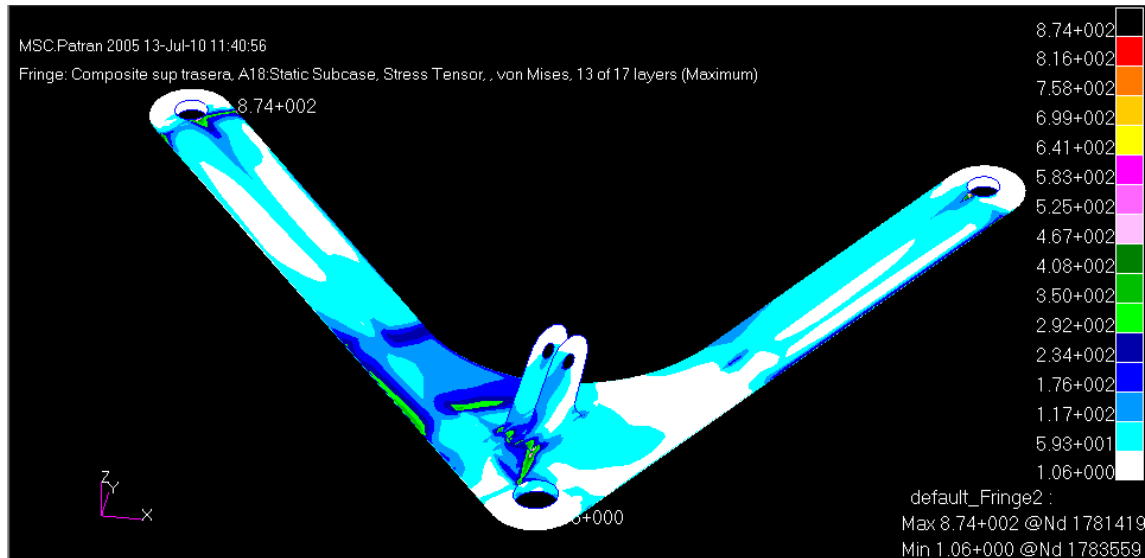


Figura nº27: Tensiones paralelogramo trasero inferior de la suspensión delantera, análisis nº 3

Suspensión trasera: análisis nº4

Al igual que en análisis anterior se han utilizado dos estructuras del material compuesto con objeto de reducir las concentraciones de tensiones, así como de reducir las deformaciones en los puntos críticos del componente Se ha eliminado la ultima capa de material a 0 grados y se han reforzado las 45, ya que al observar las tensiones por capa estas no parecían trabajar en exceso.

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45
	0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4
Zona3	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

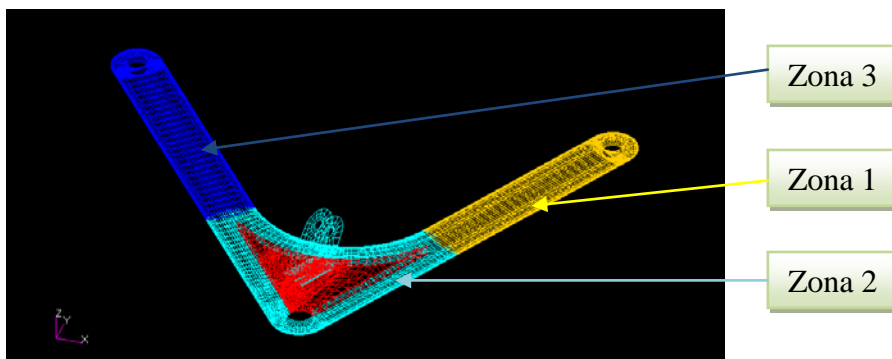


Figura nº 28: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

Los desplazamientos obtenidos con esta nueva configuración de capas se reducen en torno a dos decimas respecto al análisis anterior como puede observarse en las figura nº 28.

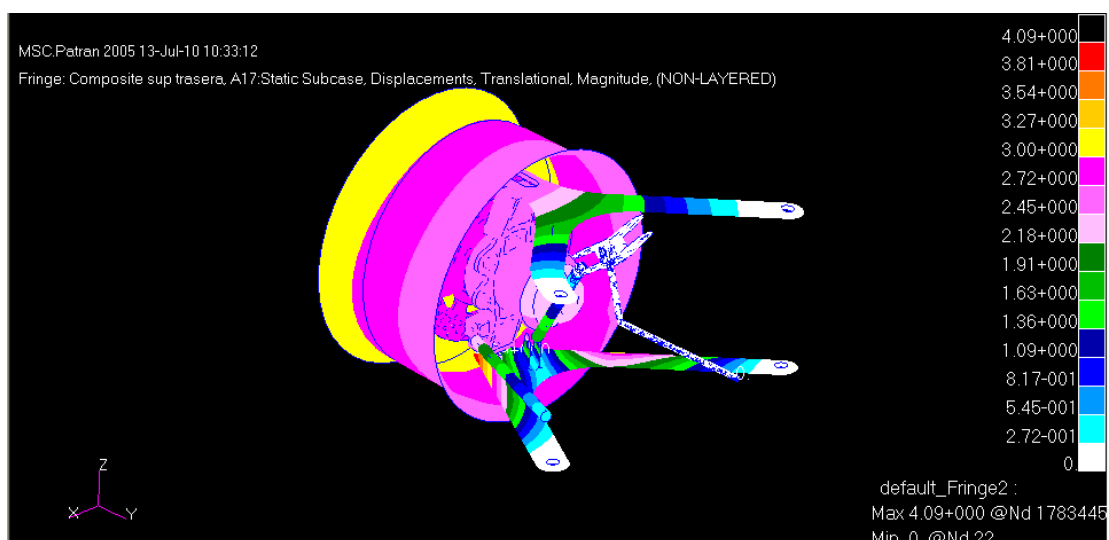


Figura nº29: Desplazamientos suspensión trasera, análisis nº 2

Las tensiones máximas hacen lo propio y también se ven reducidas a 831 MPa, estando concentradas como en el caso anterior en torno a la rotula delantera.

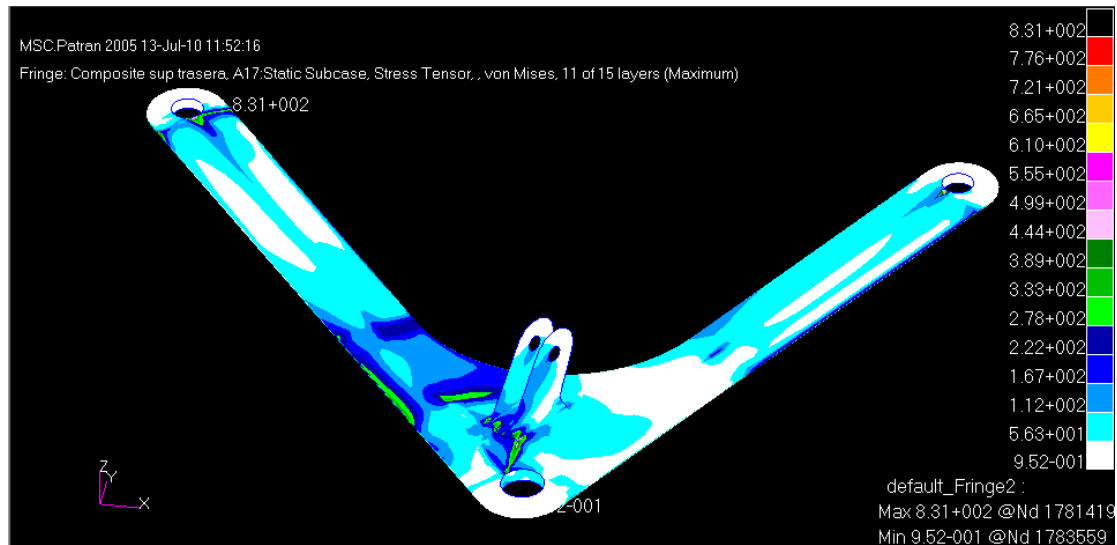


Figura ° 30: Tensiones paralelogramo trasero inferior de la suspensión delantera, análisis n° 4

Suspensión trasera: análisis nº5

Una vez más se han utilizado dos estructuras del material compuesto con objeto de reducir las concentraciones de tensiones, así como de reducir las deformaciones en los puntos críticos del componente. La estructura del material compuesto empleado en esta ocasión es la siguiente:

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	0 -45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45 0
	0.2 0.3 0.3 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.3 0.3 0.2
Zona3	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

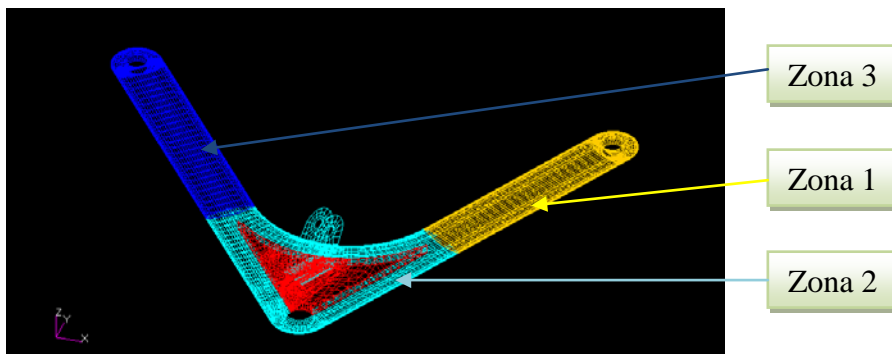


Figura nº 31: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

En este caso no obtenemos una mejora significativa respecto al análisis anterior. Los desplazamientos son del orden de los obtenidos en el análisis nº 4, por lo que se concluye que una decima en una capa 0 gados aporta la misma reducción en desplazamientos que una decima en un capa a ± 45.

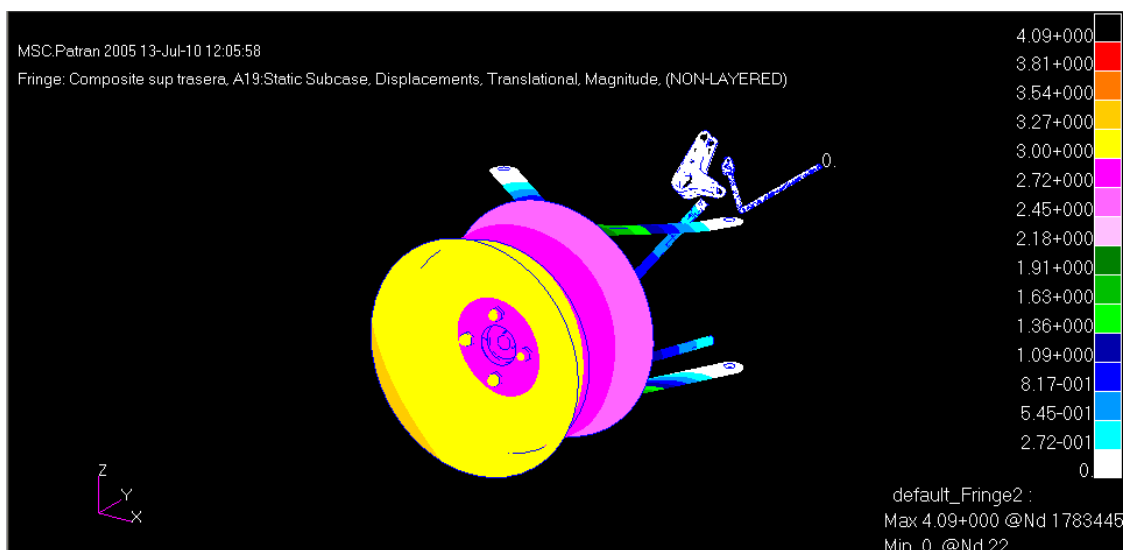


Figura nº32: Desplazamientos suspensión trasera, análisis nº 5

A pesar de obtener deformaciones similares al caso analizado con anterioridad las tensiones son superiores, por lo que se puede deducir que la adición de una última capa a cero grados no resulta beneficioso para el componente.

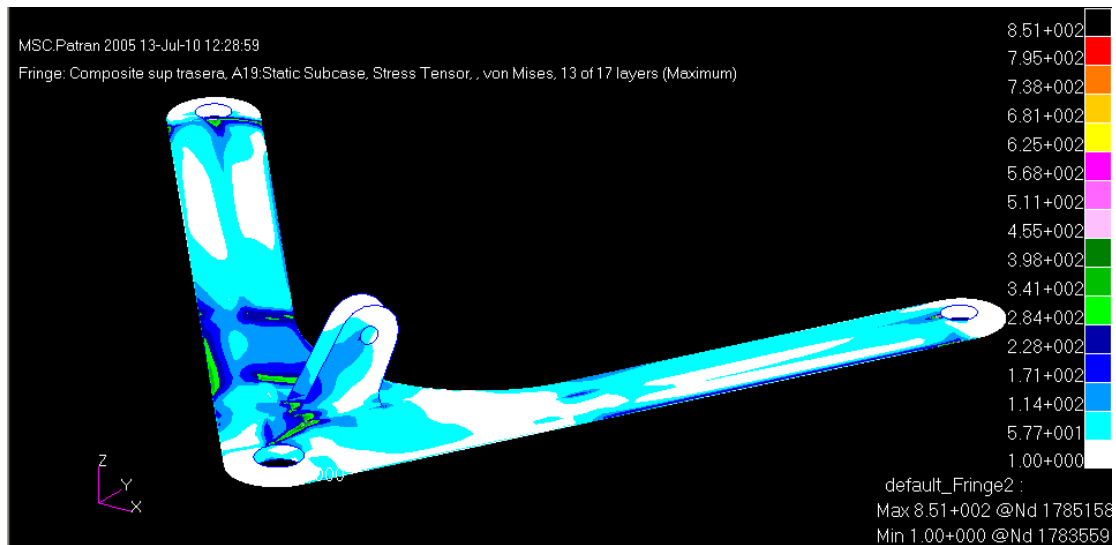


Figura nº33: Desplazamientos suspensión trasera, análisis nº 5

Suspensión trasera: análisis nº6

En este análisis se mantenido la estructura que mejores resultados a proporcionado, la empleada en el análisis numero 4, extendiéndose la aplicación del laminado con mas capas al brazo delantero del trapecio, que es quien mayores tensiones sufría.

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45
	0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4
Zona3	-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45
	0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4

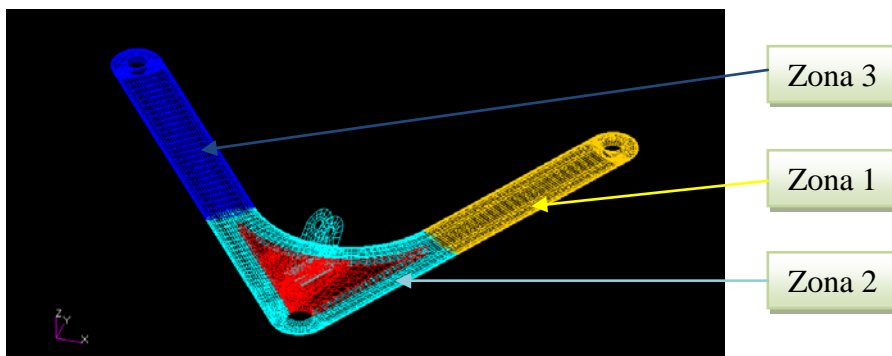


Figura nº 34: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

Los desplazamientos obtenidos se pueden observar en la figura nº __ que se encuentra a continuación.

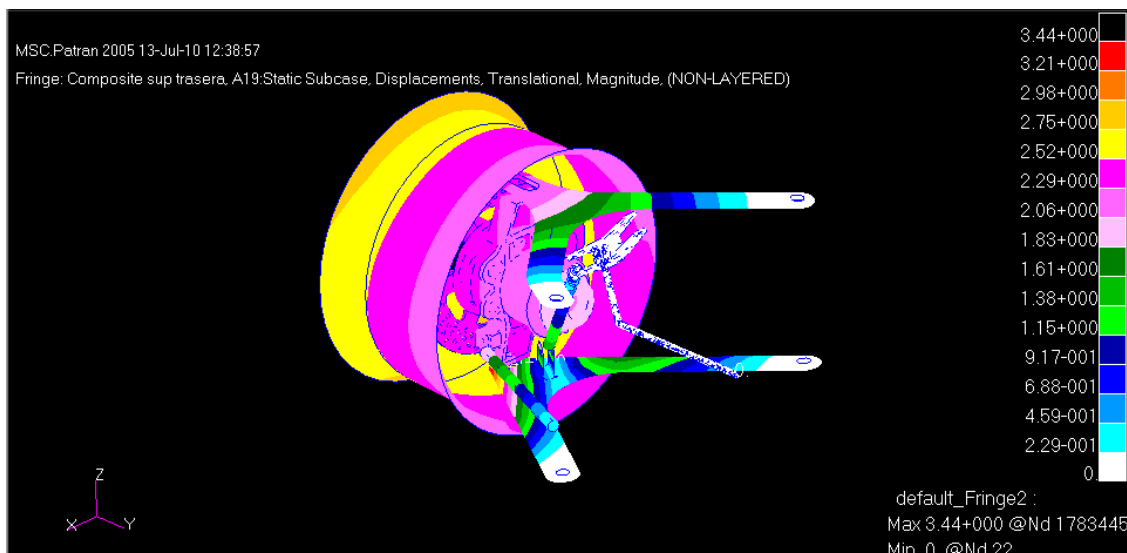


Figura nº35: Desplazamientos suspensión trasera, análisis nº 6

Las tensiones máximas obtenidas en el trapecio inferior con la extensión de la zona reforzada del componente se muestran a continuación. Las tensiones máximas en esta ocasión vuelven a concentrarse en torno al anclaje del push-rod.

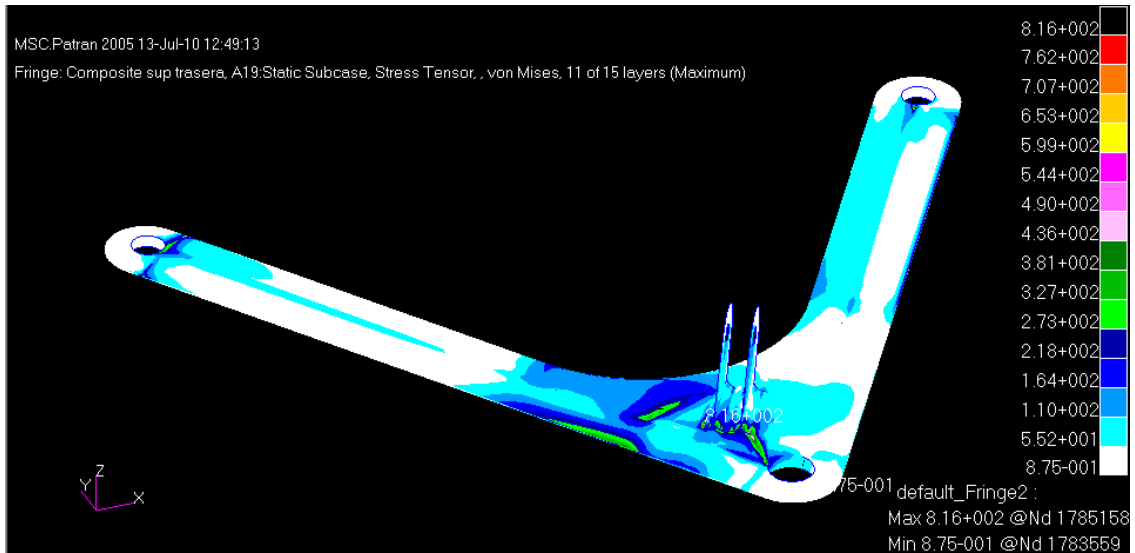


Figura nº36: Tensiones suspensión trasera, análisis nº 6

Suspensión trasera: análisis nº7

En esta ocasión al igual que se hizo con la suspensión delantera a la configuración inicial de capas de material compuesto se añade un material solido en el interior del paralelogramo para formar una estructura tipo sándwich. Este se colocara en la zona critica del componente, es decir debajo del anclaje del push-rod (ver figura nº 37). La arquitectura de capas empleada se muestra en la siguiente tabla.

Secuencia de apilado (°)	Espesor de capas (mm)
0 45 -45 90 -45 45 0	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

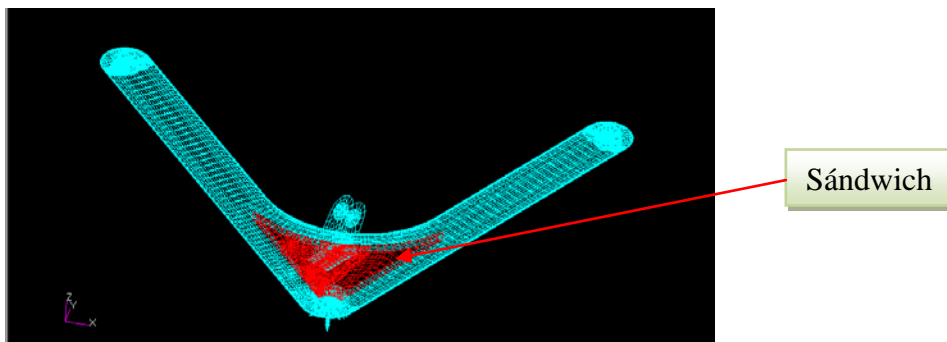


Figura nº 37: Localización del material tipo sándwich

Los desplazamientos se aprecian en la figura 38. Estos se reducen en torno a 3-4 decimas de milimetro respecto al paralelogramo con la misma estructura de capas sin material tipo sandwich.

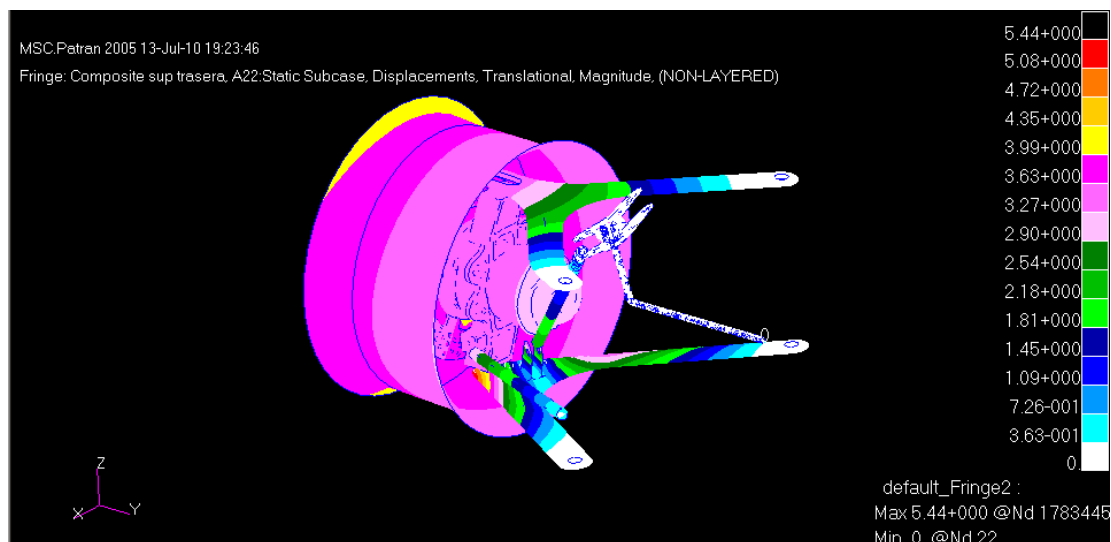


Figura nº38: Desplazamientos suspensión trasera, análisis nº 7

La distribución de tensiones resultante de este análisis puede observarse la figura39. Respecto al análisis numero 2 estas se reducen en 300 MPa, siendo las maximas de 959Mpa, que se situan en torno a la rotula delantera del trapecio inferior.

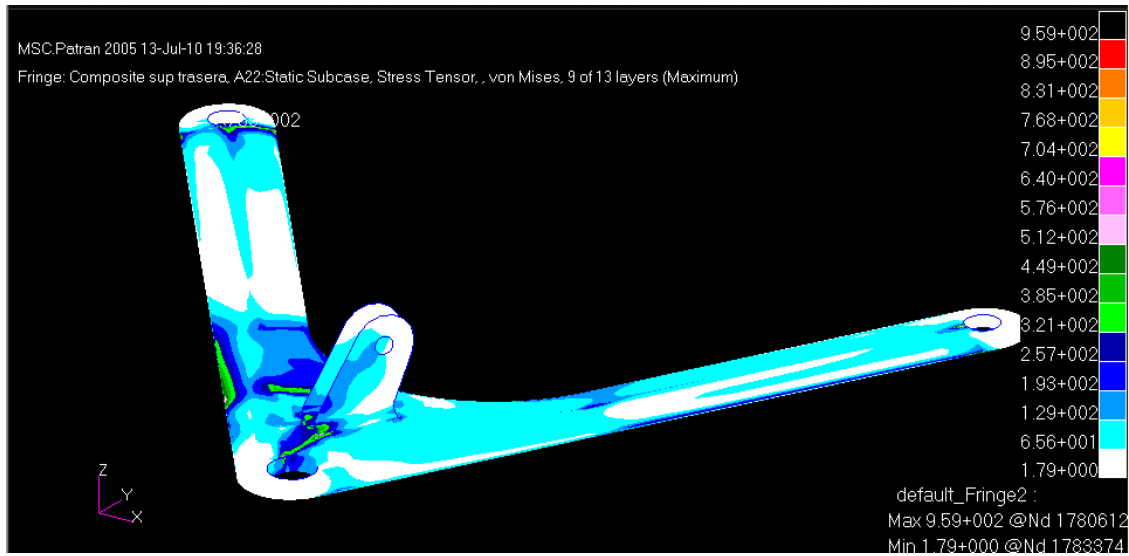


Figura nº39: Tensiones suspensión trasera, análisis nº 7

Suspensión trasera: análisis n°8

En este análisis se han combinado distintas soluciones empleadas anteriormente. Por un lado se utilizó la configuración del material empleado en el análisis número 4, con el material tipo sándwich del análisis número 7. La arquitectura de capas así como la localización del material sándwich se puede apreciar en la siguiente tabla e imagen.

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45
	0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4
Zona3	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2

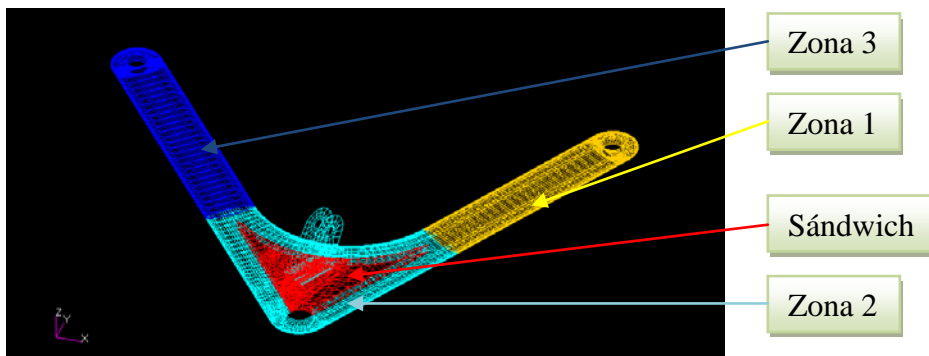


Figura n° 40: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

Los desplazamientos obtenidos con la combinación de soluciones sea precia en la siguiente figura:

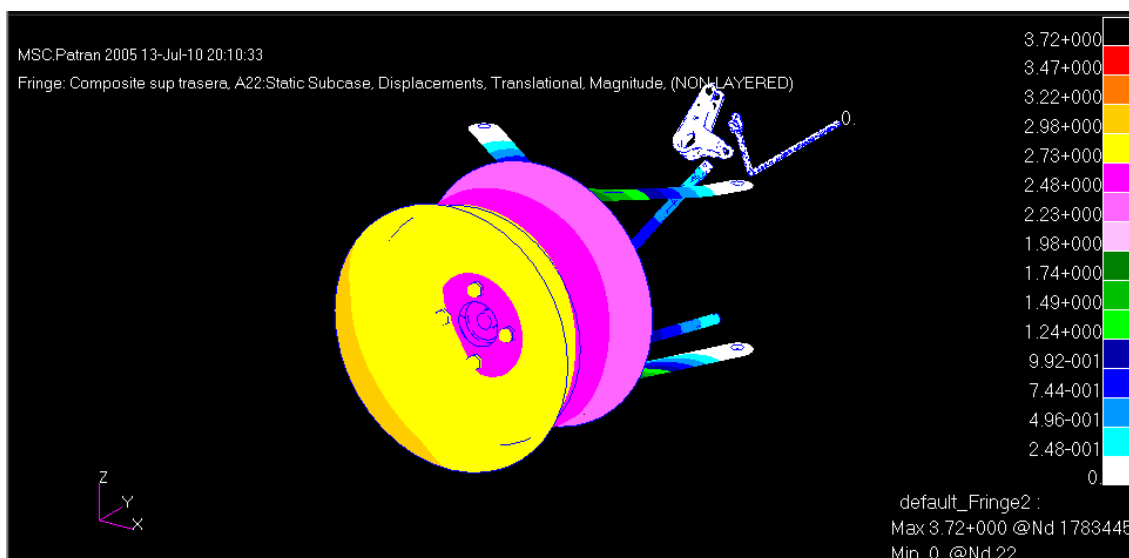


Figura n°41: Desplazamientos suspensión trasera, análisis n° 7

Las tensiones resultantes del análisis se aprecian en la siguiente figura. Las máximas una vez más se concentran en torno al anclaje delantero de la rotula, y estas son de 807MPa.

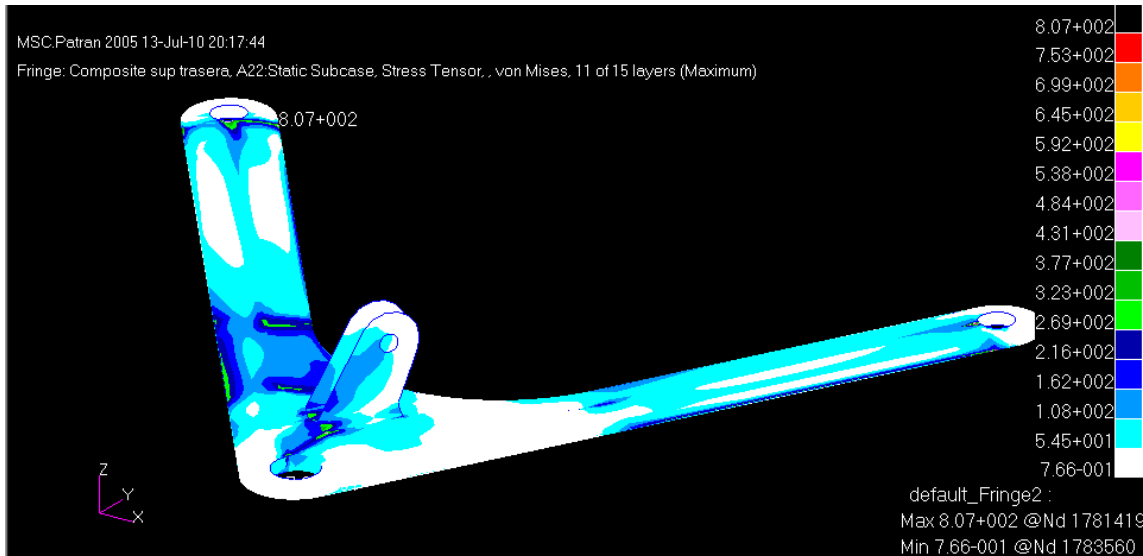


Figura nº42: Tensiones en el paralelogramo inferior de la suspensión trasera, análisis nº 8

Suspensión trasera: análisis n°9

En este último análisis se han combinando las dos mejores soluciones de los casos anteriores. Por un lado se utilizado la configuración del material empleado en el análisis numero 6, con el material tipo sándwich del análisis numero 7. La arquitectura de capas así como la localización del material sándwich se puede apreciar en la siguiente tabla e imagen.

Zona del componente	Secuencia de apilado(°)/espesor (mm)
Zona 1	0 45 -45 90 -45 45 0
	0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2
Zona 2	-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45
	0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4
Zona3	-45 45 0 -45 45 90 45 -45 0 45 -45
	0.4 0.4 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.4 0.4

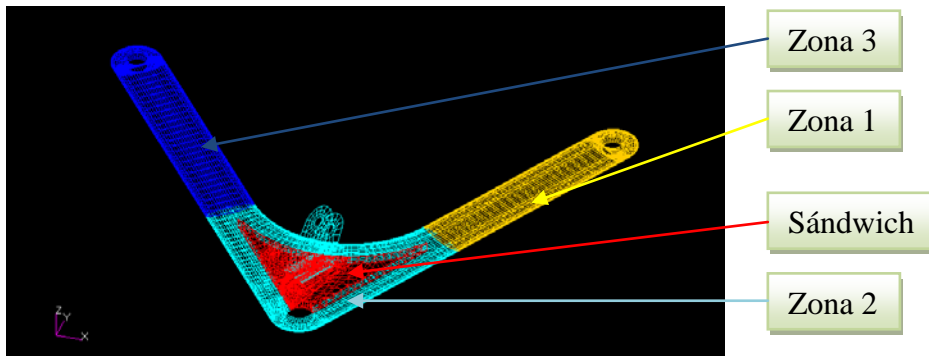


Figura n° 43: Localización de las diferentes zonas de las diferentes arquitecturas

Los desplazamientos obtenidos con la combinación de soluciones sea precia en la siguiente figura:

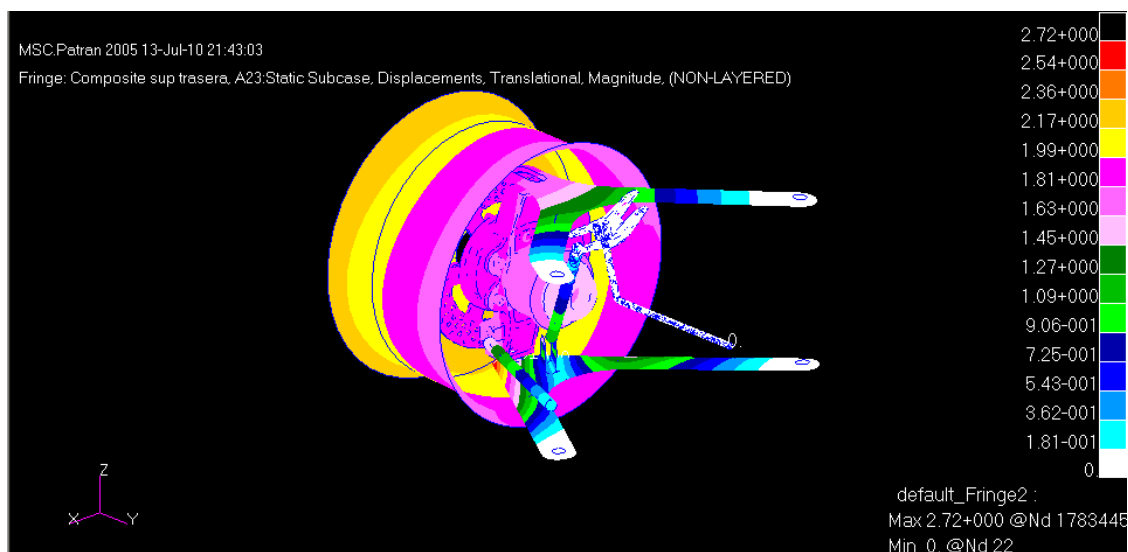


Figura n°44: Desplazamientos suspensión trasera, análisis n° 7

Las tensiones resultantes del análisis se aprecian en la siguiente figura. Las máximas esta vez mas se concentran en torno al anclaje trasero de la rotula, y estas son de 661MPa.

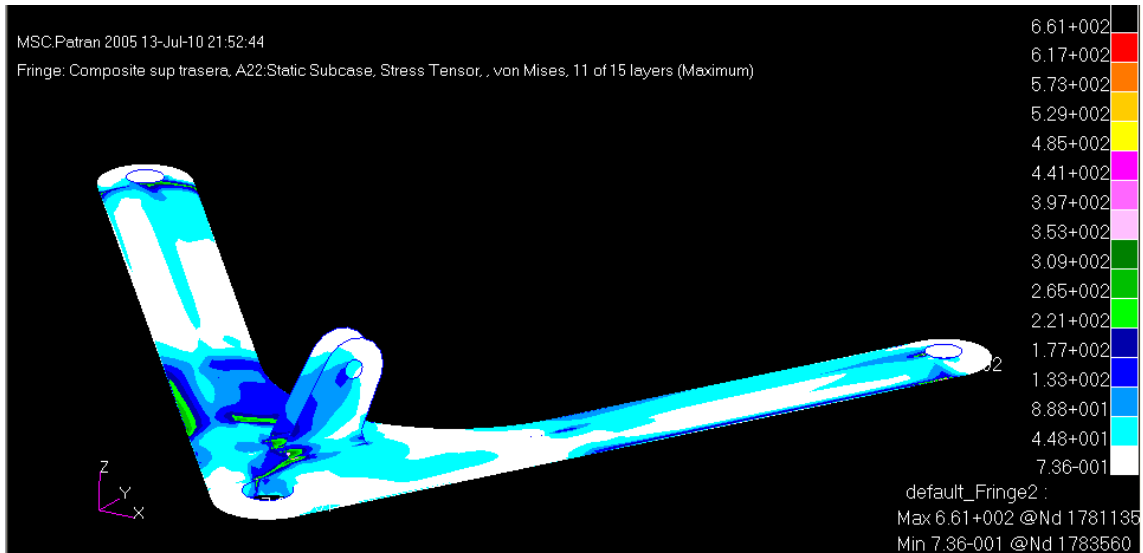


Figura nº45: Tensiones en el paralelogramo inferior de la suspensión trasera, análisis nº 9

Cálculos dinámicos

1 Introducción

En el siguiente documento se presentaran los análisis dinámicos realizados a los trapecios, tanto al material compuesto, como a los diferentes componentes que los conforman, con objeto de analizar la vida a fatiga.

Para ello se han empleado diferentes programas informáticos, como son Patran/Nastra para el análisis de elementos finitos, Matlab/Simulink para realizar los análisis multibody y los cálculos relacionados con la vida a fatiga y hojas de cálculo Excel para el tratamiento de datos y cálculos simples.

1.1 Metodología

Para realizar los cálculos de vida a fatiga de nuestros componentes la metodología empleada ha sido la siguiente:

El primer paso para el cálculo de la vida a fatiga de nuestros componentes ha sido obtener las cargas dinámicas que sufren los neumáticos de nuestro vehículo. Para ello se ha obtenido el trazado de un circuito de Karting, que tiene características muy similares a las del trazado que deberá recorrer nuestro Cat_01, y mediante ecuaciones cinemáticas, utilizando aceleración constantes, y equilibrio de fuerzas y momentos sobre el vehículo, se ha calculado la secuencia temporal de fuerzas que actúa sobre él a lo largo de una vuelta.

En segundo lugar, una vez obtenidas las cargas sobre el neumático, se han construido dos estructuras de multicuerpo para simular el comportamiento dinámico de un cuarto de vehículo delantero y un cuarto de vehículo trasero, empleando el simulador de Matlab Simulink, más concretamente la herramienta SimMechanics, con el que se han obtenido secuencias temporales de carga en diferentes puntos del conjunto.

El siguiente paso ha sido calcular los estados tensionales que nos generaban las cargas unitarias en la dirección en la que actúan las cargas dinámicas obtenidas del montaje multicuerpo, mediante el programa de elementos finitos para cada uno de los componentes a analizar.

Por último, con la información obtenida en las fases anteriores y las curvas de vida a fatiga de los materiales empleados, ha calculado la resistencia a fatiga de nuestros componentes.

2 Cargas sobre el neumático

Como se comentado en la introducción, el primer paso para realizar los análisis dinámicos sobre nuestros componentes, ha sido la obtención de las cargas sobre los neumáticos.

Para la obtención de dichas cargas, se ha considerado oportuno que el vehículo realizase un trazado en el que tuviera que afrontar el mismo tipo de requerimientos que los que tendrá que afrontar a lo largo de las diferentes fases de la competición formula student.

El trazado que ofrece un circuito de karting parece el apropiado para las características de nuestro vehículo, corta batalla, ancho de vía medio, pequeño recorrido de suspensiones... es decir circuito revirado con buena calzada.

Se ha seleccionado el circuito de Karting de Tordesillas, ya que este presentaba unas características interesantes, como son una larga recta de 130 m longitud, curvas lentas, con un mínimo de 13.5 m de radio, curvas rápidas de hasta 100 m de radio, curvas en fuerte aceleración y frenada, así como una sección de eslalon.

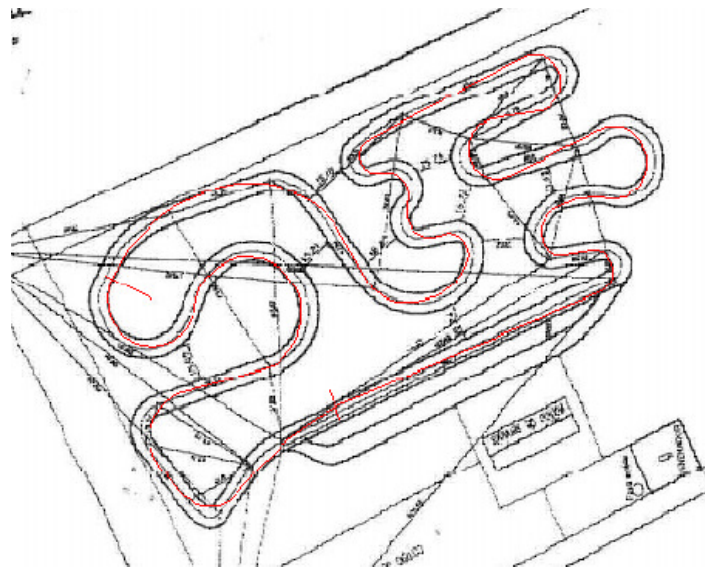


Figura nº46: Circuito de Tordesillas

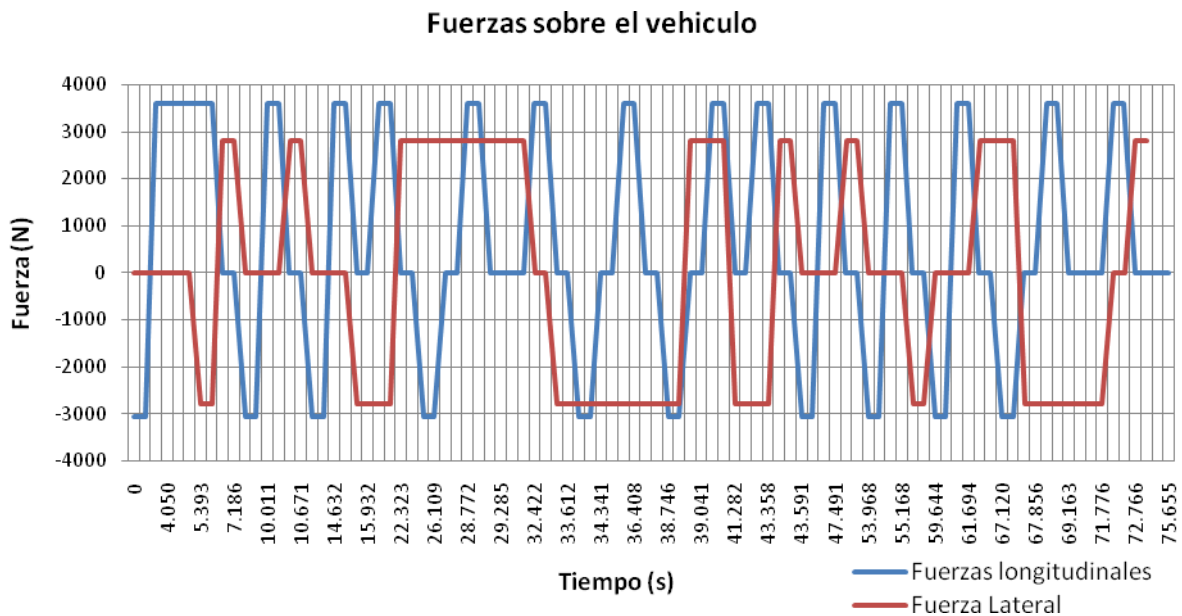
Sobre este circuito se ha dibujado un posible trazado empleando radios constantes. Una de las simplificaciones de este análisis es que utilizaremos aceleraciones constantes, tanto laterales, de 1.1g, y longitudinales de 1.4g para las frenadas y 1.2g para las aceleraciones.

Mediante el empleo de ecuaciones de equilibrio de fuerzas como $m \frac{v^2}{R} = Fy$ y aceleraciones constantes, se han calculado las velocidades máximas de paso por curva.

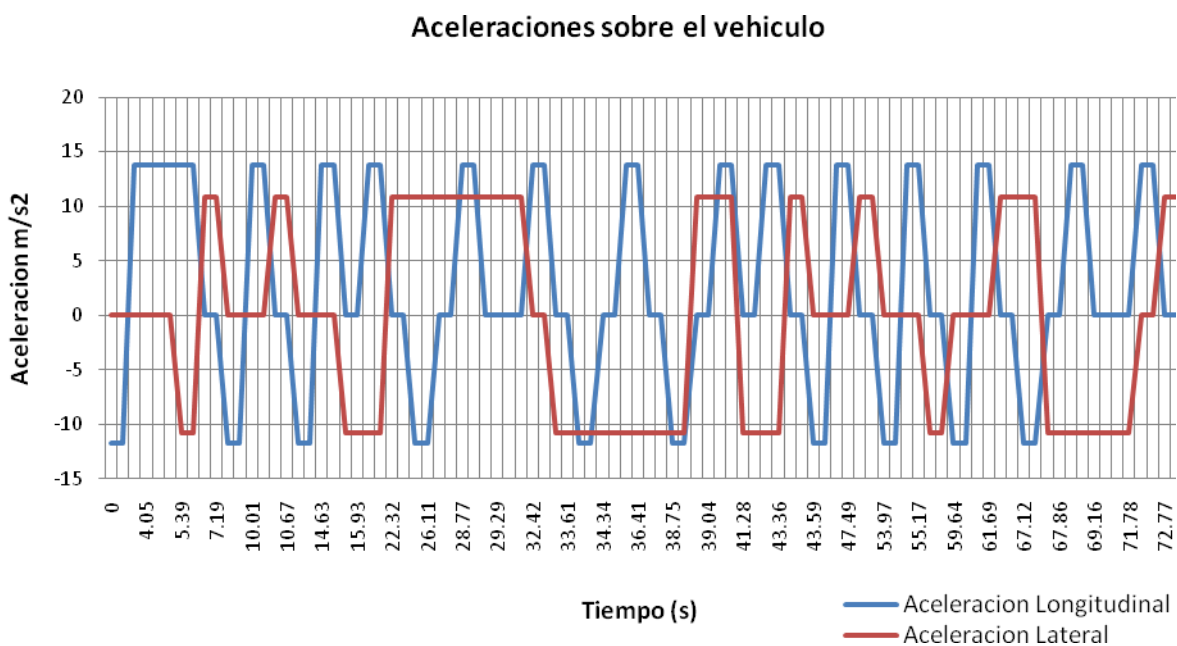
Una vez conocidas estas con ecuaciones cinemáticas, ya que la geometría del circuito es conocida, empleando aceleraciones constantes, se ha calculado la distribución temporal de las fuerzas a lo largo de una vuelta, por medio de una hoja de cálculo Excel. En algunos tramos tenemos curvas concatenadas con lo que existen partes del giro en la que tenemos aceleración lateral y longitudinal simultáneamente.

	Longitud (m)	Radio (m)	Velocidad paso por curva Km/h	t aceleración lateral + longitudinal	Porcentaje de curva en aceleración longitudinal
Recta nº 1	132.8				
Curva nº 1	79.42	140.5	140.1	1.85	87.5 %
Curva nº 2	29	16.7	48.3		
Recta nº 2	15				
Curva nº 3	39.2	19.5	52.3		
Recta nº 3	41.3				
Curva nº 4	106.5	24.9	59	0.115	1.77 %
Curva nº 5	70.1	20.3	53.2	1.126	22.47 %
Curva nº 6	57.4	72.8	101	0.313	15.17 %
Curva nº 7	69.2	52.1	85.3		
Recta nº 4	27.7				
Curva nº 8	13.9	21	54.1	0.246	26.3 %
Curva nº 9	43.6	29.8	64.5	0.576	23.16 %
Curva nº 10	20.5	9.2	35.9	0.095	4.60 %
Curva nº 11	26.1	11.4	39.9	0.023	0.978 %
Curva nº 12	22.8	10.8	38.8	0.127	5.95 %
Curva nº 13	21.6	7.5	32.4		
Recta nº 5	80.5				
Curva nº 14	43.6	12.7	42.1		
Recta nº 6	21.9				
Curva nº 15	44.6	12.9	42.5		
Recta nº 7	44.3				
Curva nº 16	60.6	15.7	47	0.535	11.19
Curva nº 17	28.8	34.6	69.6	0.65	42.5
Curva nº 18	25	9.9	37.3		
Recta nº 8	12.7				
Curva nº 19	27	9.3	36.2		
Total	1205				

La distribución temporal de las fuerzas longitudinales y laterales que sufre nuestro vehículo considerado como una partícula se aprecia en la siguiente grafica. Los ejes de coordenadas empleados son los mismos que se han empleado a lo largo de todo el proyecto.



La distribución temporal de las aceleraciones laterales y longitudinales considerando el vehículo como una partícula, que son proporcionales a las fuerzas sufridas, se pueden apreciar en la siguiente grafica.



Utilizando estas últimas aceleraciones se ha calculado las distribuciones de fuerzas verticales en cada uno de los neumáticos. La distribución inicial de masa de nuestro vehículo de 143 kg en el tren delantero, es decir 71.5 kg en cada neumático delantero, y 175 kg en el tren trasero, 87.5 kg en cada neumático trasero. Las transferencias de masa se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

Trasferencia debido a las aceleraciones longitudinales

$$\text{Delantera} \quad F_{zd} = -S \frac{h}{p}$$

$$\text{Trasera} \quad F_{zt} = S \frac{h}{p}$$

m: masa total del vehículo, kg

S: aceleración longitudinal, m/s^2

p: batalla, m

h: altura del centro de gravedad, m

Trasferencia debido a las aceleraciones trasversales

$$\text{Delantera} \quad F_{zd} = a \cdot 384.8871$$

$$\text{Trasera} \quad F_{zt} = a \cdot 361.890$$

a: aceleración trasversal medida en g's

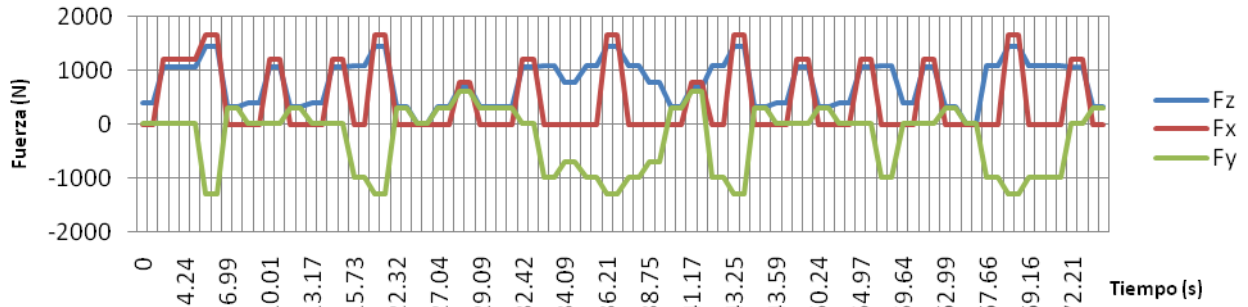
Las constantes empleadas son consecuencia del roll rate de diseño

Una vez obtenidas las fuerzas verticales que actúan sobre cada uno de los neumáticos, las fuerzas trasversales y longitudinales totales que actúan sobre todo el vehículo se reparten proporcionalmente.

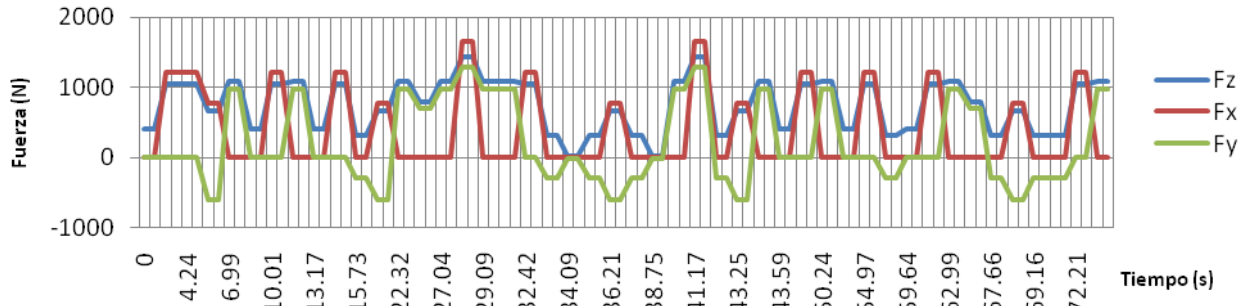
Las fuerzas longitudinales de aceleración se repartirán únicamente sobre los neumáticos traseros, ya que es un vehículo de tracción trasera. Las de frenado se reparten por igual en todos los neumáticos, por lo que se ha considerado un reparto de frenado 50:50. Las fuerzas trasversales se reparten proporcionalmente sobre los cuatro neumáticos.

Las distribuciones temporales de las cargas obtenidas sobre cada uno de los neumáticos se pueden observar en las siguientes graficas.

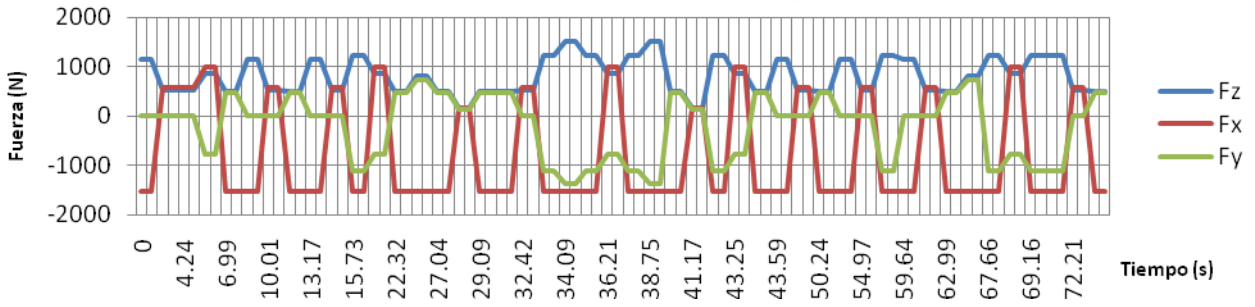
Fuerzas Neumatico delantero izquierdo



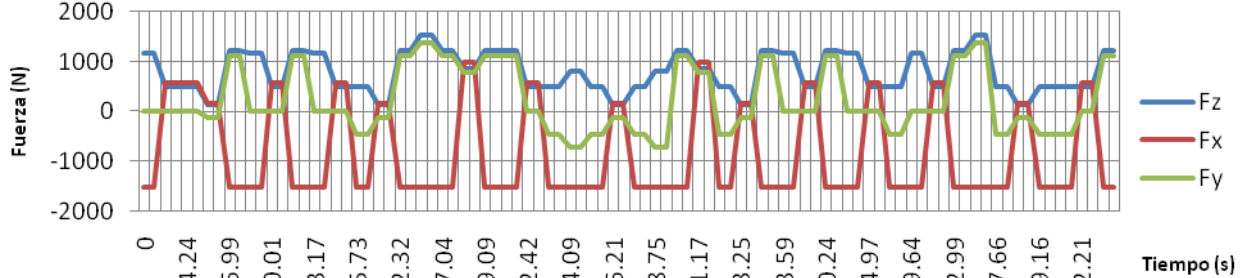
Fuerzas Neumatico delantero derecho



Fuerzas Neumatico trasera izquierdo



Fuerzas Neumatico trasero derecho



3 Cargas sobre los componentes

Una vez conocidas las cargas sobre los neumáticos realizando un trazado que satisface las necesidades de nuestro vehículo necesitamos conocer las cargas dinámicas que aparecen en los puntos de anclaje de los paralelogramos. Para ello empleando el programa Matlab, más concretamente su aplicación para simulaciones Simulink y su biblioteca SimMechanics, se han construido dos conjunto multicuerpo. Esta biblioteca está formada por diferentes bloques que representan diferentes elementos mecánicos, como pueden ser cuerpos, articulaciones, actuadores...

3.1 Construcción del modelo

Para el presente proyecto se han construido dos modelos que representan un cuarto de vehículo, uno para el sistema de suspensión delantera y otro para el sistema de suspensión trasera, como viene haciéndose con el programa de elementos finitos.

La construcción del modelo ha requerido de:

- **Cuerpos:** representas componentes del conjunto y para su caracterización se requieren los puntos de anclaje o unión de los elementos, su masa y su tensor de inercia. Los puntos de unión o anclaje eran conocidos del proyecto “Disseny de les suspensions del Formula Student CAT-01”, y para la obtención de la masa y del tensor de inercia de los componentes, estos se modelizaron empleando el programa de diseño Catia.
- **Articulaciones:** en los modelos se han empleado básicamente uniones de tipo rotula, que son las que constituyen las uniones entre los diferentes elementos de suspensión. También se ha utilizado alguna unión prismática para permitir los movimientos relativos de la suspensión respecto al suelo.
- **Actuadores:** estos son de dos tipos. Unos actúan sobre las articulaciones mediante desplazamientos y otros actúan sobre los cuerpos mediante fuerzas. Los actuadores sobre las articulaciones se han utilizado para simular el perfil de la carretera, es decir sus ondulaciones, y para simular los elementos elásticos del conjunto, el muelle y el neumático. Los actuadores en fuerzas se han empleado para aplicar las cargas sobre los neumáticos obtenidas en el apartado anterior de este anexo.
- **Sensores:** al igual que los actuadores son de dos tipos y nos permiten obtener información de desplazamientos, velocidades, aceleraciones, fuerza y pares, en diferentes articulaciones y cuerpos. En nuestro caso se han utilizado para obtener la fuerzas de reacción en las rotulas, es decir de las cargas dinámicas en los paralelogramos y las cargas y desplazamiento de las rotula para su dimensionamiento.

- Bloques de referencia: estos nos permiten anclar el modelo al suelo, para poder así tener un punto de referencia estático, respecto al cual el programa hace todos los cálculos.
- Otros bloques: además de los bloques de la librería SimMechanics se han empleado otros bloques de índole general de Simulink, como pueden ser los scopes para visualizar los resultados, los generadores de señal, para crear las cargas.

Como se ha comentado las señales empleadas como cargas han sido de dos tipos: por una parte las cargas sobre el neumático obtenidas anteriormente y por otra parte el perfil de la calzada.

Para simular la calzada se han empleado por una parte una señal senoidal de 5 Hz de frecuencia y 7 mm de amplitud. Por otra se ha generado una secuencia temporal en la que hay multitud escalones de 9 mm amplitud, que se aplican aproximadamente cuando el vehículo esta en el centro de los virajes, que pretende simular la interacción del vehículo con los pianos, que suelen ser las los impactos más violentos que sufren los sistemas de suspensión.

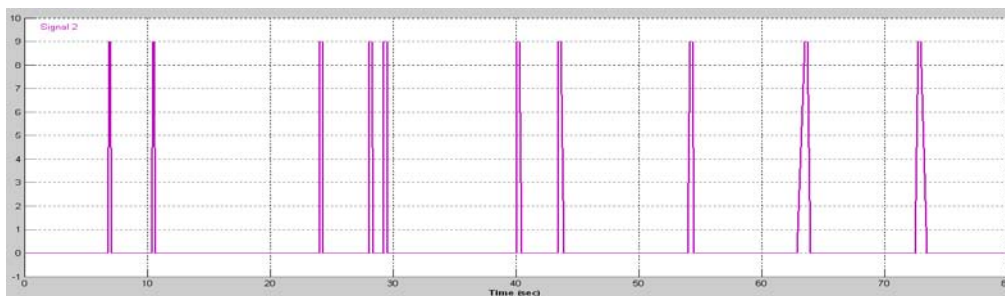


Figura nº4657: Secuencia de impactos introducidos el sistema de suspensión

Es de comentar que la secuencia de cargas introducidas a los modelos resulta bastante exigente ya que las señal ondulatoria introduce un desplazamiento del conjunto de 10 mm, el escalón uno de 9 mm. Además hay que tener en cuenta los desplazamientos que se producirán por la trasferencias de carga del vehículo que se introducen en forma de fuerza, por lo que se espera que el conjunto trabaje en todo su rango de desplazamientos, 30 mm en extensión y 30 mm en compresión.

En las siguientes imágenes se muestran los modelos de bloques creados para la construcción del modelo así como el montaje 3D generado por Simulink.

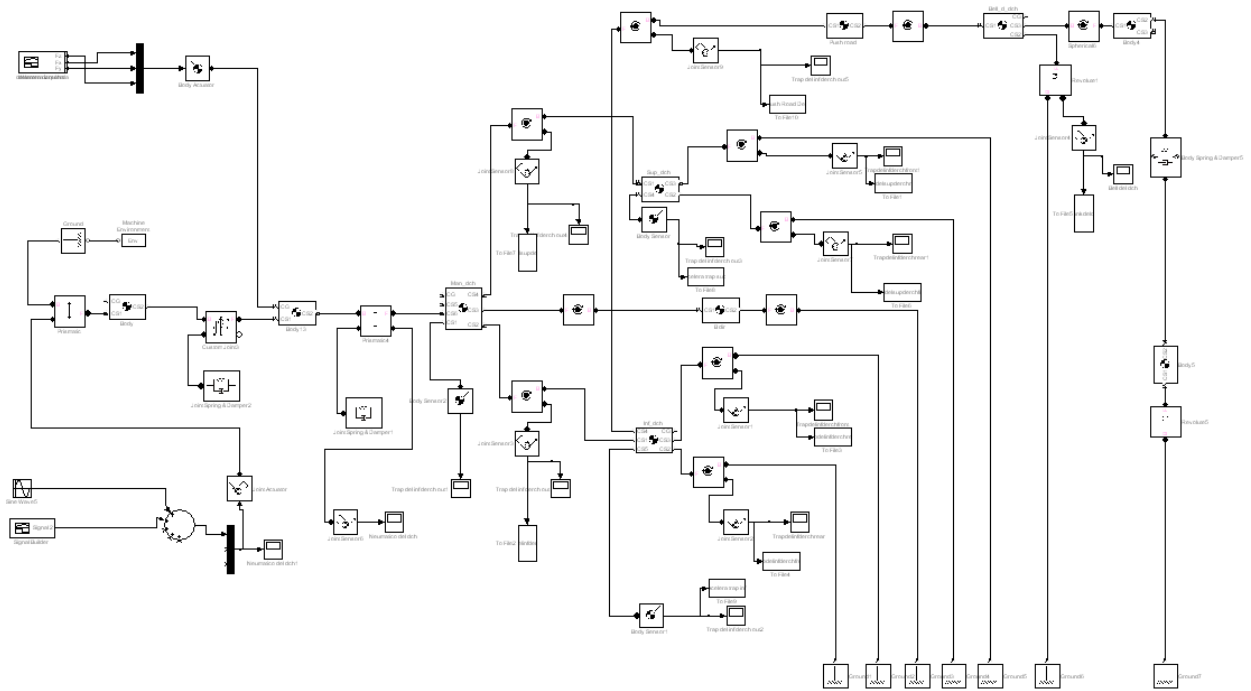


Figura nº47: Esquema del diagrama de bloques para la suspensión delantera

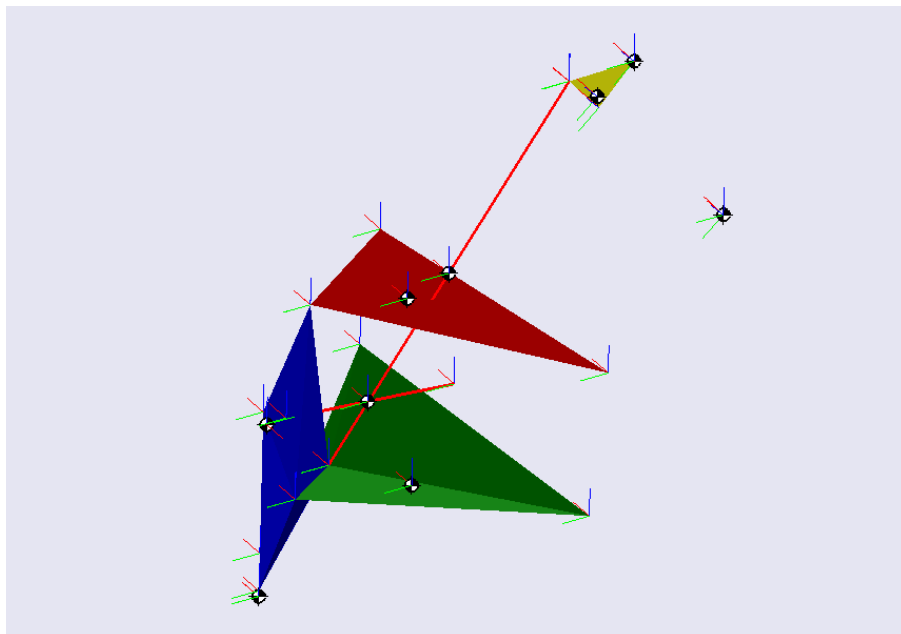


Figura nº48: 3D del modelo multicuerpo delantero

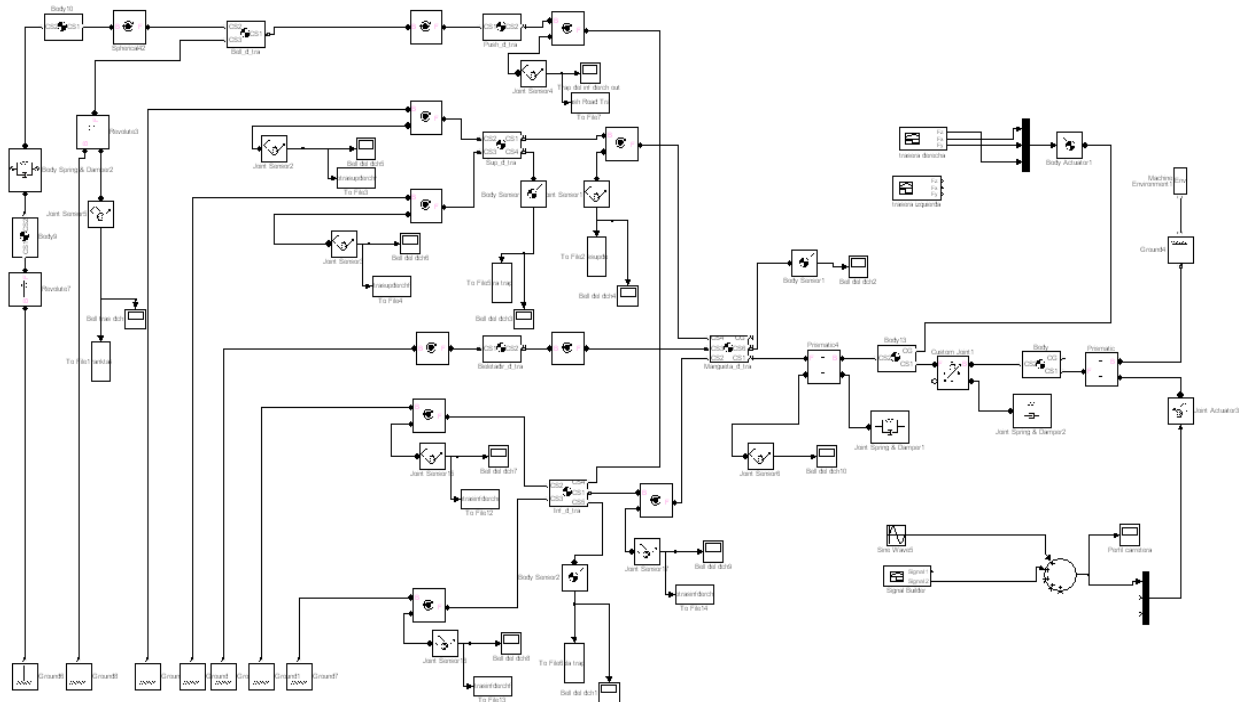


Figura nº49: Esquema del diagrama de bloques para la suspensión delantera

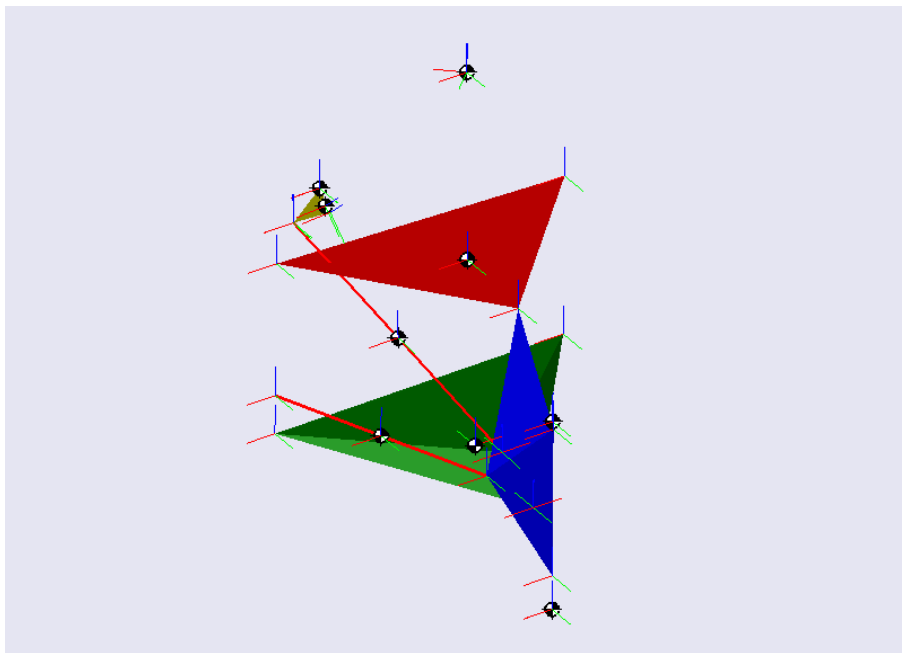


Figura nº50: 3D del modelo multicuerpo trasero

3.2 Cargas en los paralelogramos

Una vez generado el modelo el siguiente paso ha consistido en lanzar la simulación y obtener las cargas en los puntos de interés. Por motivos que se expondrán más adelante cuando se comente la metodología adoptada para el cálculo a fatiga, únicamente se extraerán las cargas dinámicas en las articulaciones de unión entre los trapecios y las manguetas, una por trapecio.

Estas mismas cargas se emplearan para verificar el correcto funcionamiento a fatiga de la pieza que permite el juego de deslizamiento para el ajuste de la caída en los trapecios superiores de ambos trenes.

Los ejes de referencia de estas cargas son los mismos que se están empleando en resto de cálculos. Las cargas obtenidas para cada uno de los trapecios se muestran en las siguientes graficas:

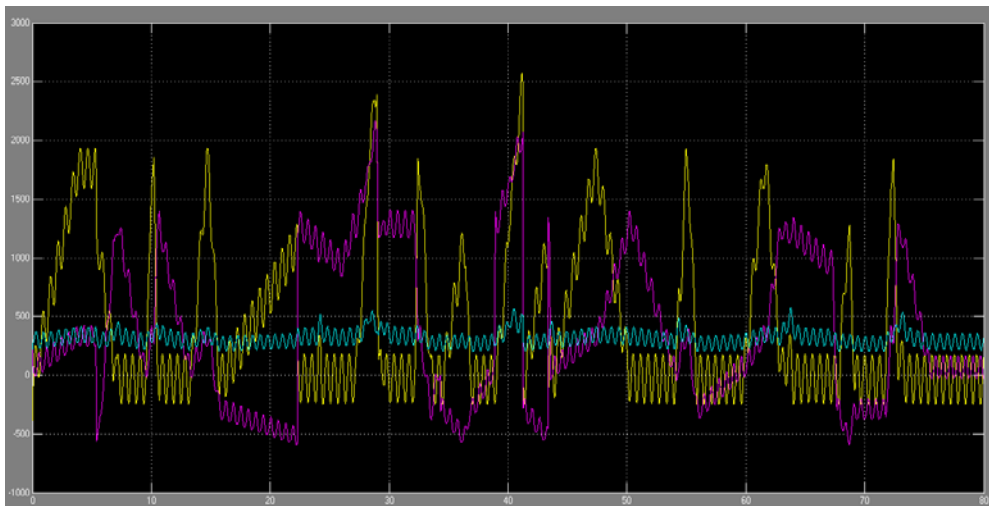


Figura nº 51: Cargas dinámicas para el trapecio delantero inferior

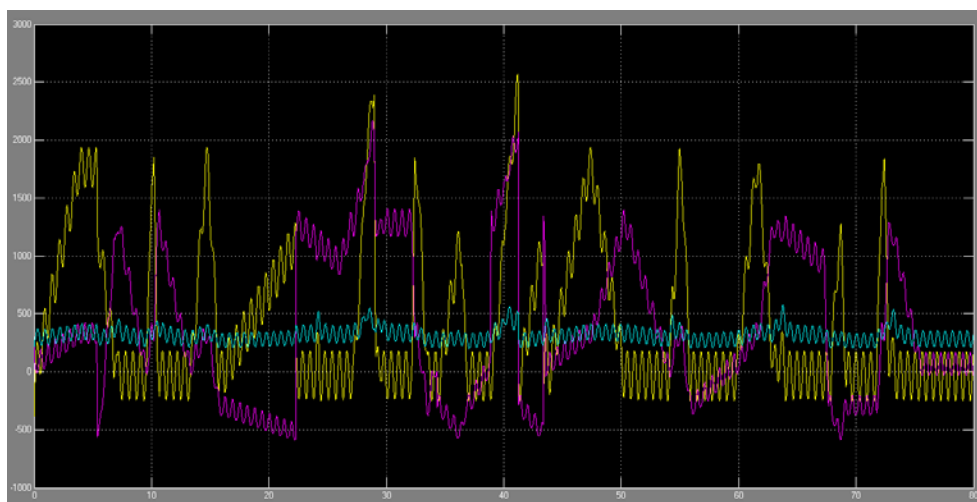


Figura nº 52: Cargas dinámicas para el trapecio delantero superior

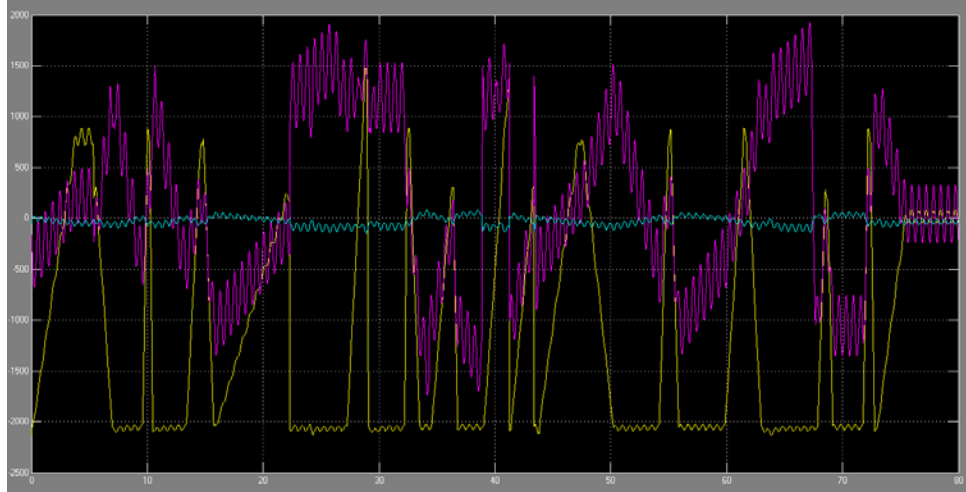


Figura nº 53: Cargas dinámicas para el trapecio trasero inferior

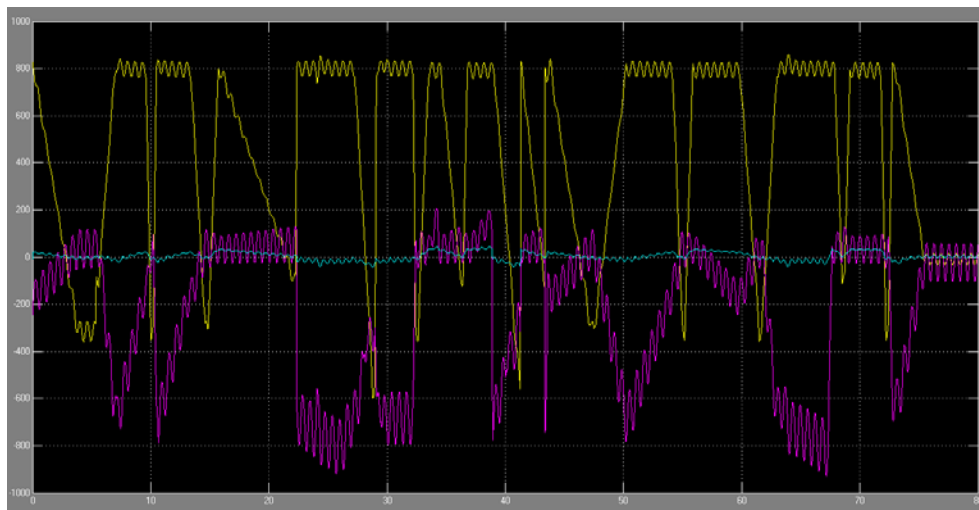


Figura nº 54: Cargas dinámicas para el trapecio trasero superior

3.3 Cargas en las rotulas

Al igual que se al lanzado el análisis para los trapecios se hará para las rotulas. En esta ocasión en lugar de obtener una secuencia de carga por trapecio cargas para cada una de las rotulas, es decir tres por paralelogramo siendo un total de doce.

En esta ocasión los eje de referencia serán girados de forma que el eje z coincida con la normal al plano que forman los tres puntos de anclaje del paralelogramo, para así obtener cargas axiales directamente y cargas radiales tras combinar las cargas en el eje x e y.

Las cargas obtenidas para cada uno de las rotulas se muestran en las siguientes graficas:

Trapezio delantero inferior

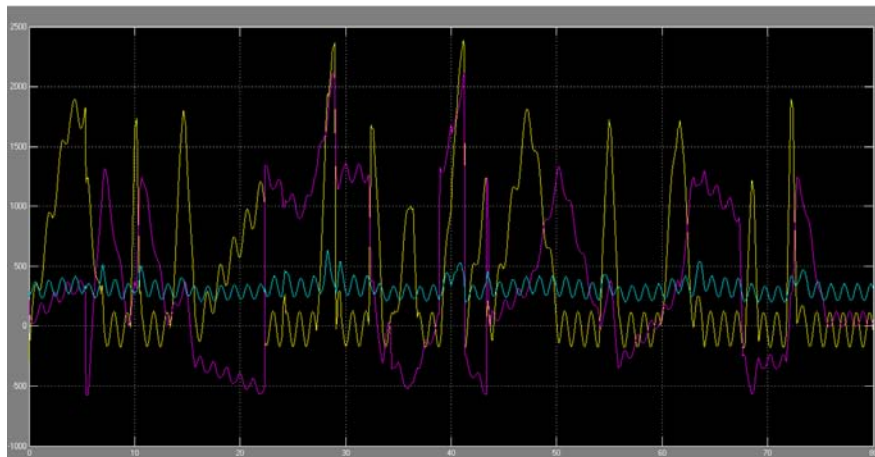


Figura n°56: Cargas sobre la rotula de salida

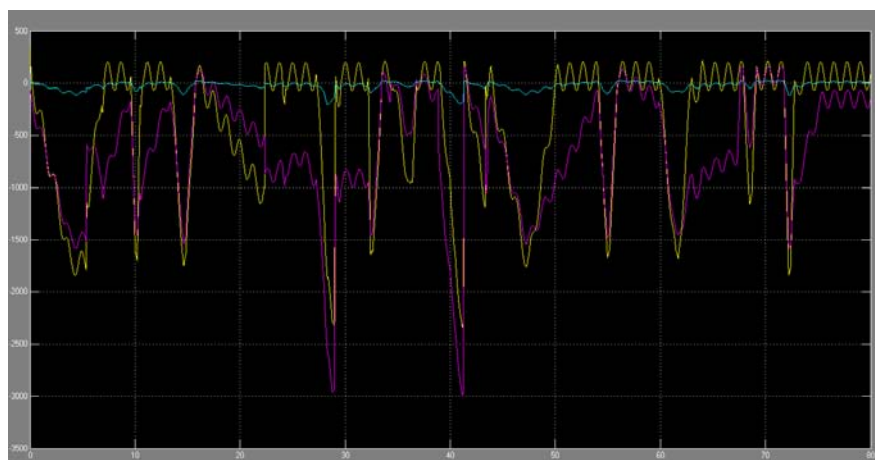


Figura n° 57: Cargas sobre la rotula delantera

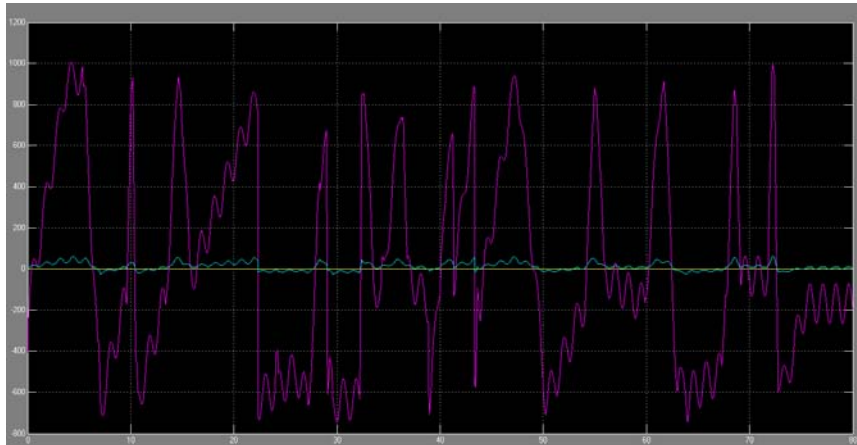


Figura nº 58: Cargas sobre la rotula trasera

Trapecio delantero superior

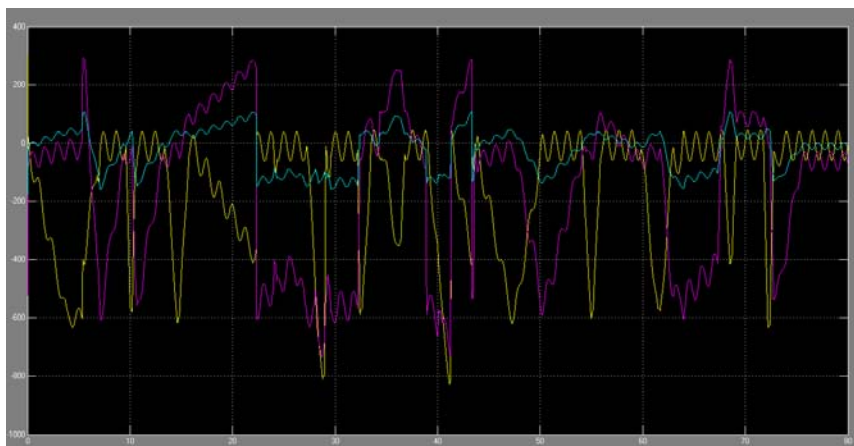


Figura nº 59: Cargas sobre la rotula de salida

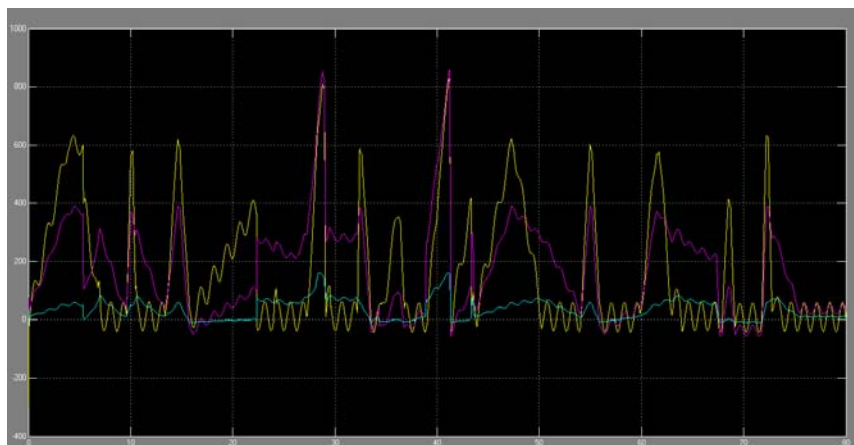


Figura nº 60: Cargas sobre la rotula delantera

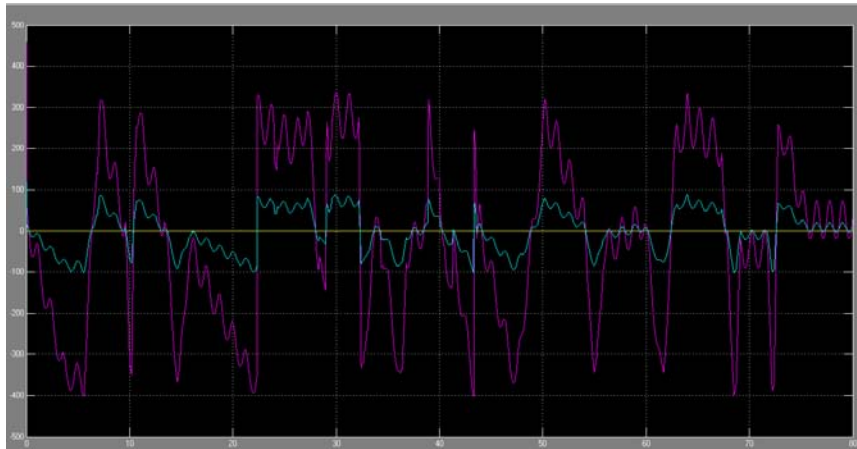


Figura nº 61: Cargas sobre la rotula trasera

Trapezio trasero inferior

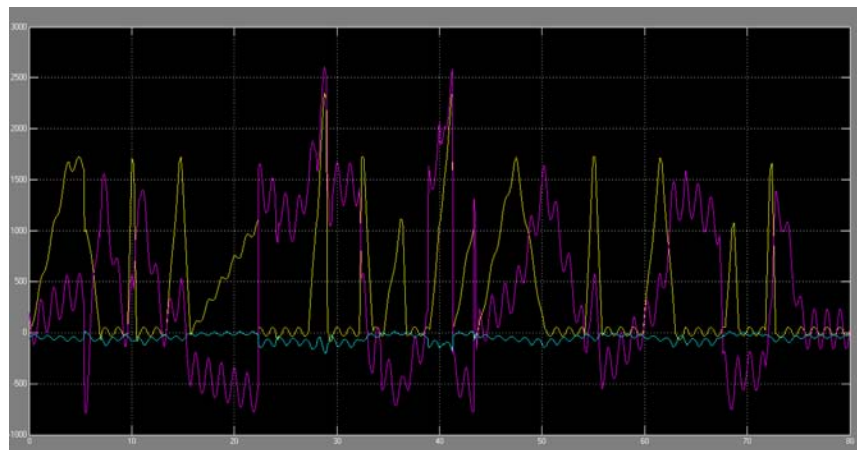


Figura nº 62: Cargas sobre la rotula de salida

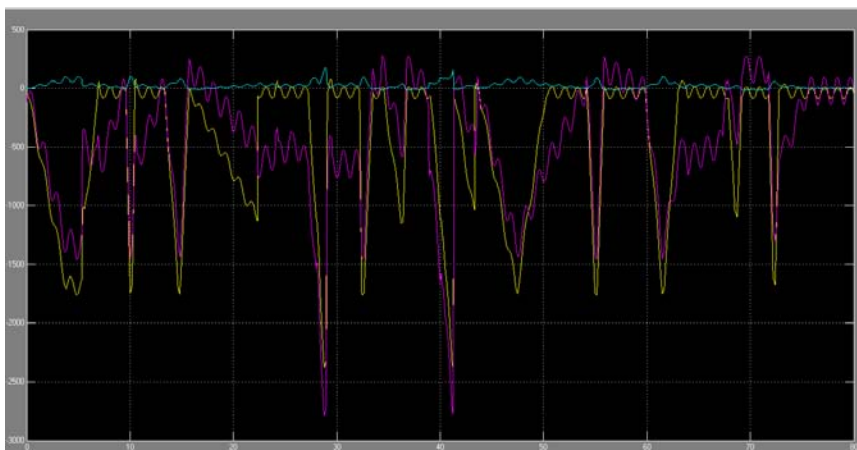


Figura nº 63: Cargas sobre la rotula delantera

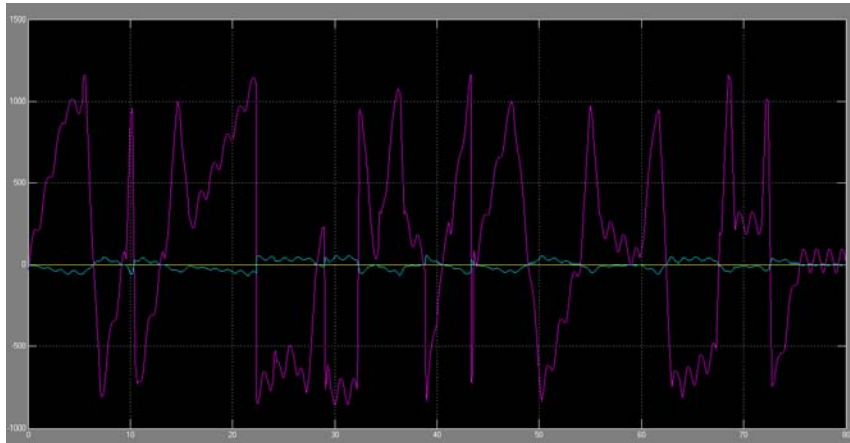


Figura nº 64: cargas sobre la rotula trasera

Trapezio trasero superior

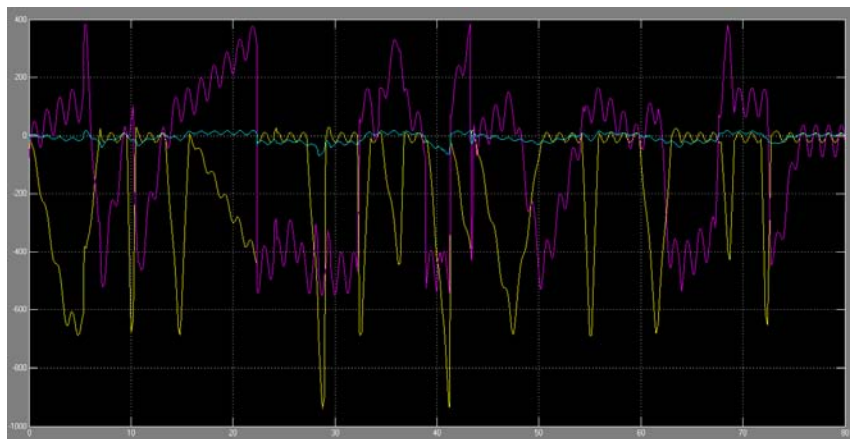


Figura nº 65: cargas sobre la rotula de salida

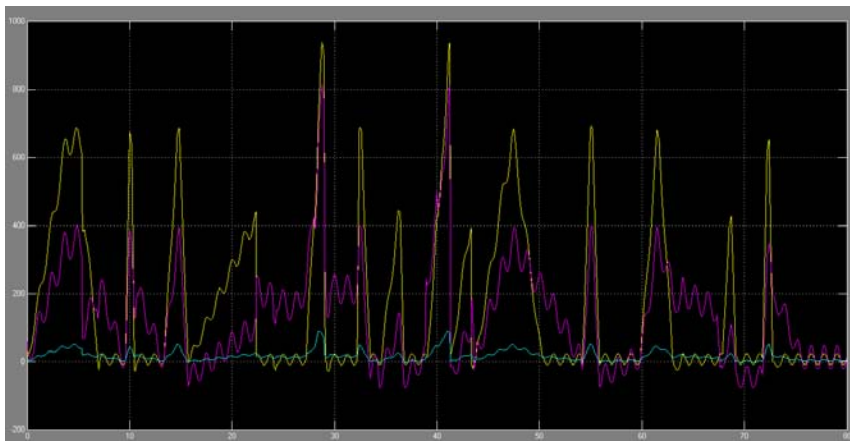


Figura nº 66: cargas sobre la rotula delantera

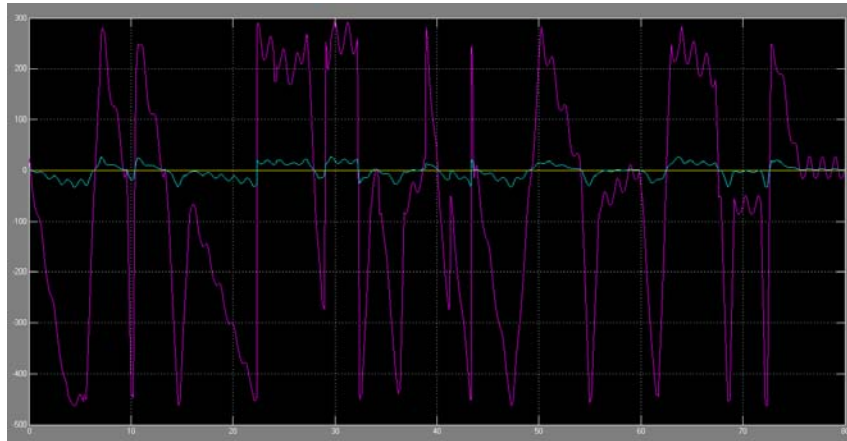


Figura nº 67: cargas sobre la rotula trasera

4 Vida a fatiga

Tras obtener todos los ciclos de carga para los componentes, trapecios y la pieza que permite la regulación de la caída, llega el momento de calcular la vida a fatiga. El procedimiento de cálculo se resumirá de la siguiente forma:

1. Empotrar los trapecios de los puntos de unión al chasis y en el punto de unión a la mangueta y aplicar una carga unitaria en cada uno de los ejes de coordenadas en el programa de elementos finitos.
2. Examinar los componentes para observar cual es el nodo que más se tensiona en cada una de las capas de material compuesto, para cada una de las cargas unitarias, así como para una carga que sea combinación de las tres.
3. Obtener el tensor de tensiones de los elementos que comparte nodos seleccionados anteriormente para cada una de las cargas.
4. Con las cargas obtenidas en fases anteriores del proceso y los tensores de tensiones, mediante la suma de los productos de las componentes de señal temporal de carga con el tensor correspondiente a la carga unitaria de dicha componte, se obtendrá una evolución temporal del estado tensional para cada uno de los elementos que se quiera analizar.
5. De esta evolución temporal descartaremos las partes de la señal en que alguna de las componentes principales de tensión sean negativas, ya que las tensiones de compresión no causan daño a fatiga.
6. De la señal resultante obtendremos una señal equivalente, que será la tensión equivalente de Vom Mises, de la que se hará un rainflow para descomponer la señal en tensiones medias, tensiones alternas y numero de ciclos. Aplicaremos el criterio de Goodman para obtener la carga equivalente a fatiga
7. Obtener la curva S-N del material
8. Con la matriz de rainflow obtenida para cada elemento y la curva S-N de material, calcularemos la vida fatiga del componente para cada elemento. El menor valor de vida a fatiga de entre todos los elementos que pertenecen a un mismo componente, nos darán la vida a fatiga de mínima de este.

A continuación se expondrán más detalladamente el proceso adoptado para cada componente con los resultaos obtenidos. El proceso seguido en ambos tipos de componentes que se van analizar, componentes en fibras y componentes metálicos, ha sido el mismo, con la diferencia de alguna particularidad para cada caso

4.1 Vida a fatiga de los trapecios

Como hemos expuesto anteriormente el primer paso consiste en obtener el tensor de tensiones para los elementos que más sufren bajo una carga unitaria en cada una de los componentes de nuestro sistema de referencia y bajo una carga que sea combinación de las tres anteriores.

Para ello en nuestro modelo de elementos finitos se ha aislado por una parte cada trapecio superior y por otra parte cada trapecio inferior junto con su push-rod, bell-crank, barra antivuelco y conjunto muelle amortiguador.

Los trapecios superiores se han empotrado en los puntos de unión al chasis, y se les ha aplicado cargas unitarias en cada uno de los ejes, como se muestra en la figura número 68, y se han realizado cuatro análisis. El primero para una carga unitaria en eje x, el segundo para una carga unitaria en eje y, el tercero para una carga unitaria en el eje z, y el cuarto y último para una combinación de las tres cargas anteriores.

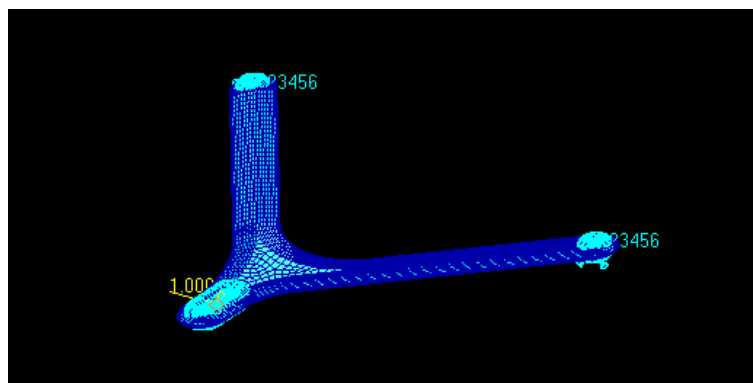


Figura N°68: trapecio delantero superior empotrado con una carga unitaria en el eje x

En el caso de los trapecios inferiores estos también han sido empotrados por la parte de los anclajes al chasis y se le han aplicado las mismas carga que a los trapecios inferiores en el punto de conexión a las manguetas, pero estos además disponen de un punto de conexión adicional, la unión al push-rod. Este último también es un punto por donde se deberían aplicar las mismas cargas unitarias para obtener los puntos críticos del componente.

El tener dos puntos de carga requiere muchas combinaciones entre cargas unitarias para obtener los puntos críticos lo que complica en análisis, por lo que la solución adoptada ha sido la siguiente: a los trapecios inferiores se les ha añadido el conjunto push-rod, bell-crank, barra antivuelco y muelle amortiguador, para así tener un único punto de carga y las cargas provenientes de la unión al push-rod aparezcan como reacciones a las primeras. El montaje empleado se puede observar en la siguiente figura:

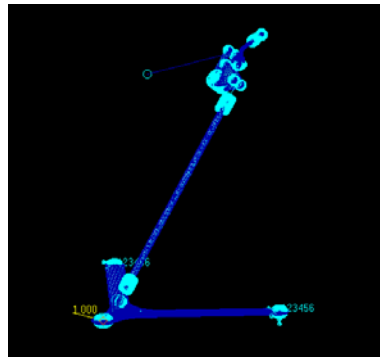


Figura nº 69: montaje trapecio delantero inferior

Tras realizar los análisis a cada uno de los trapecios se han seleccionado los nodos que mayores tensiones sufrían. Se han escogido uno por capa, ya que el comportamiento de una capa respecto a las demás poco tiene que ver, para cada uno de los cuatro análisis realizados por componente. Para cada uno de estos nodos hemos extraído para el análisis los elementos que comparten dicho nodo. La componente de cargas unitaria, nodos y elementos seleccionados se pueden observar en las siguientes tablas:

Trapezio delantero inferior

Componente	Capa	Nodo	Elementos
x	1	1761711	1076484,1082516,1082517
x	2	1761711	1076484,1082514,1082515
x	3	1772511	1085624,1085630,1085623
x	4	1772511	1085624,1085630,1085623
x	5	1772511	1085624,1085630,1085623
x	6	1761696	1077740,1082515,1082517
x	7	1761711	1076484,1082514,1082515
x	8	1767531	1081245,1081241,1081246,1081242
x	9	1767533	1081248,1081244,1081245,1081253
x	10	1767533	1081248,1081244,1081245,1081253
x	11	1767533	1081248,1081244,1081245,1081253
x	12	1767534	1081245,1081246,1081252,1081253
x	13	1767534	1081245,1081246,1081252,1081253
y	1	1762812	1077434,1082531,1082532
y	2	1762812	1077434,1082531,1082532
y	3	1762424	1077614,1077656,1082530,1082532
y	4	1762424	1077614,1077656,1082530,1082532
y	5	1762424	1077614,1077656,1082530,1082532
y	6	1762424	1077614,1077656,1082530,1082532
y	7	1762812	1077434,1082531,1082532
y	8	1767584	1081300,1081301,1081302,1081303
y	9	1767584	1081300,1081301,1081302,1081303
y	10	1767584	1081300,1081301,1081302,1081303

y	11	1772925	1085892,1085893,1085895,1085896
y	12	1772926	1085893,1085894,1085896,1085897
y	13	1772926	1085893,1085894,1085896,1085897
z	1	1761711	1076484,1082514,1082515
z	2	1762423	1077107,1082529,1082530
z	3	1762423	1077107,1082529,1082530
z	4	1762423	1077107,1082529,1082530
z	5	1762423	1077107,1082529,1082530
z	6	1762423	1077107,1082529,1082530
z	7	1762423	1077107,1082529,1082530
z	8	1774151	1086813,1086814
z	9	1774151	1086813,1086814
z	10	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911
z	11	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911
z	12	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911
z	13	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911
xyz	1	1761711	1076484,1082514,1082515
xyz	2	1762423	1077107,1082529,1082530
xyz	3	1762423	1077107,1082529,1082530
xyz	4	1762423	1077107,1082529,1082530
xyz	5	1762423	1077107,1082529,1082530
xyz	6	1762423	1077107,1082529,1082530
xyz	7	1762423	1077107,1082529,1082530
xyz	8	1774151	1086813,1086814
xyz	9	1774151	1086813,1086814
xyz	10	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911
xyz	11	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911
xyz	12	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911
xyz	13	1772921	1085892,1085893,1085910,1085911

Trapezio delantero superior

Componente	Capa	Nodo	Elementos
x	1	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225
x	2	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
x	3	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
x	4	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
x	5	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
x	6	1710486	1033853,1033854,1033867,1033868
x	7	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225
y	1	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225
y	2	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
y	3	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
y	4	1710864	1033853,1033854,1033867,1033868

y	5	1710673	1034003,1034017,1034155,1034169
y	6	1710673	1034003,1034017,1034155,1034169
y	7	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225
z	1	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225
z	2	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
z	3	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
z	4	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
z	5	1710673	1034003,1034017,1034155,1034169
z	6	1710486	1033853,1033854,1033867,1033868
z	7	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225
xyz	1	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225
xyz	2	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
xyz	3	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
xyz	4	1710877	1034168,1034182,1034210,1034224
xyz	5	1710673	1034003,1034017,1034155,1034169
xyz	6	1710486	1033853,1033854,1033867,1033868
xyz	7	1710512	1033878,1033892,1034211,1034225

Trapezio trasero inferior

Componente	Capa	Nodo	Elementos
x	1	1781300	1092938,1092952,1092980,1092981
x	2	1781300	1092938,1092952,1092980,1092981
x	3	1781300	1092938,1092952,1092980,1092981
x	4	1781300	1092938,1092952,1092980,1092981
x	5	1781300	1092938,1092952,1092980,1092981
x	6	1781300	1092938,1092952,1092980,1092981
x	7	1781300	1092938,1092952,1092980,1092981
x	8	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
x	9	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
x	10	1785631	1096304,1096305,1096332
x	11	1781002	1092716,1097159,1097160
y	1	1781135	1092826,1092840,1092983,1092984
y	2	1781135	1092826,1092840,1092983,1092984
y	3	1781135	1092826,1092840,1092983,1092984
y	4	1781135	1092826,1092840,1092983,1092984
y	5	1781135	1092826,1092840,1092983,1092984
y	6	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
y	7	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
y	8	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
y	9	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
y	10	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
y	11	1781002	1092716,1097159,1097160,
z	1	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981

z	2	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
z	3	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
z	4	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
z	5	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
z	6	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
z	7	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
z	8	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
z	9	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
z	10	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
z	11	1780612	1092716,1097159,1097160,
xyz	1	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
xyz	2	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
xyz	3	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
xyz	4	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
xyz	5	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
xyz	6	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
xyz	7	1781194	1092867,1092881,1092980,1092981
xyz	8	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
xyz	9	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
xyz	10	1780842	1093070,1093125,1097160,1097162
xyz	11	1780612	1092716,1097159,1097160,

Trapezio trasero superior

Componente	Capa	Nodo	Elementos
x	1	1716393	1038805,1038819,1038902,1038916
x	2	1716511	1038901,1038902,1038915,1038916
x	3	1719491	1041445,1041446,1122884
x	4	1719491	1041445,1041446,1122884
x	5	1719491	1041445,1041446,1122884
x	6	1719491	1041445,1041446,1122884
x	7	1719491	1041445,1041446,1122884
y	1	1720837	1042524,1042525,1042538,1042539
y	2	1720837	1042524,1042525,1042538,1042539
y	3	1720837	1042524,1042525,1042538,1042539
y	4	1720837	1042524,1042525,1042538,1042539
y	5	1720837	1042524,1042525,1042538,1042539
y	6	1720837	1042524,1042525,1042538,1042539
y	7	1720837	1042524,1042525,1042538,1042539
z	1	1717777	1039956,1039957,1040396,1040397
z	2	1717904	1040061,1040062,1041033,1041034
z	3	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
z	4	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
z	5	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398

z	6	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
z	7	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
xyz	1	1717777	1039956,1039957,1040396,1040397
xyz	2	1717904	1040061,1040062,1041033,1041034
xyz	3	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
xyz	4	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
xyz	5	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
xyz	6	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398
xyz	7	1717776	1039955,1039956,1040397,1040398

Para cada uno de los elementos y capas mostradas en las tablas anteriores se han obtenido los tensores de tensiones bajo la carga unitaria correspondiente. Estos tensores están formados por cuatro elementos, ya que nos encontramos en una situación de tensiones planas.

Para ello se ha utilizado el programa Matlab, en el que se han implementado funciones que buscan los tensores de tensiones que nos interesan a lo largo de los extensos ficheros de resultado que nos ofrece Nastran, el solver del programa de elementos finitos.

Con dichos tensores y las secuencias de carga obtenidas en el apartado anterior “3.2 Cargas en los paralelogramos” se ha construido un tensor de tensiones que evoluciona temporalmente para cada uno de los elementos. Para esta tarea también nos hemos servido del programa Matlab. La forma de obtener este tensor ha sido la siguiente:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} \end{bmatrix} (t): \text{Tensor de tensiones planas en el dominio del tiempo}$$

$$\sigma_{xx}(t) = S_{xx}^{Fx} [F_x(t)] + S_{xx}^{Fy} [F_y(t)] + S_{xx}^{Fz} [F_z(t)]$$

$$\sigma_{yy}(t) = S_{yy}^{Fx} [F_x(t)] + S_{yy}^{Fy} [F_y(t)] + S_{yy}^{Fz} [F_z(t)]$$

$$\tau_{xy}(t) = S_{xy}^{Fx} [F_x(t)] + S_{xy}^{Fy} [F_y(t)] + S_{xy}^{Fz} [F_z(t)]$$

$$S_j^i : \text{Componente de tensión } j \text{ producida por la carga } i$$

Una vez obtenida las secuencias temporales de los tensores de tensión de los respectivos elementos se han aquellos valores de en los que las componentes σ_{xx} y σ_{yy} ,

toman valores negativos, ya que se considera que las tensiones de compresión no causan daños a fatiga.

Tras descartar las tensiones negativas se obtuvo la correspondiente tensión equivalente temporal de la siguiente forma:

$$\sigma_{eq}(t) = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 - \sigma_{xx} \cdot \sigma_{yy} + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Con las secuencias de cargas equivalentes ya definidas, el siguiente paso ha sido hacer un rainflow para dichas tensiones. Este rainflow nos permite descomponer la secuencia temporal en diferentes ciclos de carga, cada uno con su tensión media y su tensión alterna. Un ejemplo del tipo de datos que obtenemos tras realizar un rainflow se puede observar en la siguiente figura:

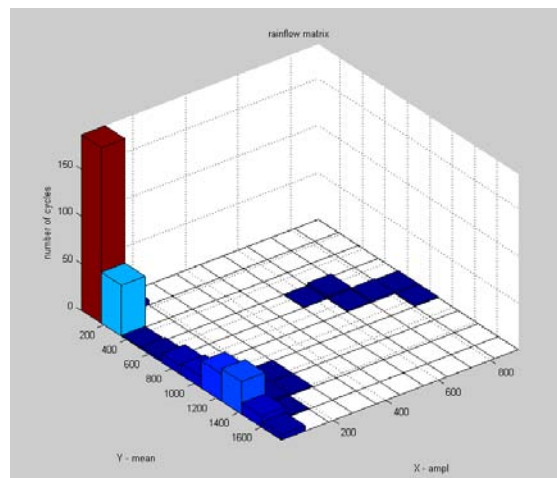


Figura nº 70: Rainflow para el elemento 1033854

Con la se secuencia temporal de carga descompuesta en tensiones medias, alternas y numero de ciclos, el siguiente paso ha sido obtener la carga equivalente a fatiga. Esta carga depende del criterio de fallo empleado, que en nuestro caso será el criterio de Goodman.

$$\sigma_{eq}^* = \frac{S_{ut} \cdot \sigma_a}{S_{ut} - \sigma_m}$$

S_{ut} : tension ultima del material en un ensayo a tracción

σ_a : tension alterna

σ_m : tension media

En nuestro caso la tensión última será minorada en un 20%, ya que las dinámicas no tiene ningún tipo de mayoracion, y así realizar nuestros cálculos de vida a fatiga con un coeficiente de seguridad de 1.2.

Para todos los cálculos que se han tenido que realizar para todos y cada uno de los elementos que son sometidos al análisis de vida a fatiga se han programado diferentes funciones en Matlab.

El siguiente paso a la hora de calcular la vida a fatiga es obtener la curva S-N de nuestro material. En este caso la curva que emplearemos será una curva genérica de material para comportamiento a fatiga, que hemos inventado.

Esto es así porque las curvas S-N son dependientes del material empleado y de la arquitectura de capa de nuestro diseño. Esto quiere decir que existirán tantas curvas de comportamiento a fatiga para materiales compuestos como arquitecturas, lo que se traduce en que la obtención de de la curva real requerirá realización multitud de ensayos de laboratorio sobre las diferentes arquitecturas empleadas, cosa que está muy lejos del alcance de este proyecto. Otra forma de atacar el problema, que dependerá del en número del numero de configuraciones de capa empleadas, será realizar los ensayos a fatiga directamente, en un banco dispuesto para ello, sobre el componente.

En nuestro caso al no ser conocidos los coeficientes de fatiga para obtener la curva de componente utilizaremos la de material que tendrá siguientes puntos:

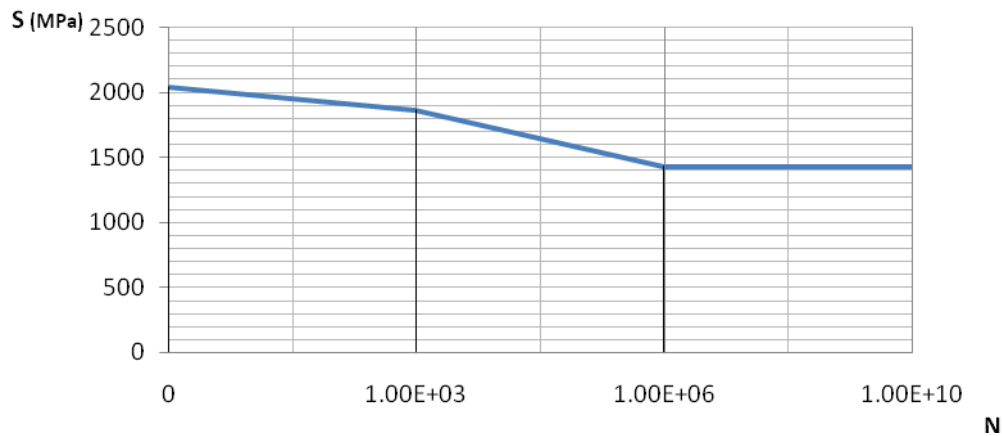
$$S_e^1 = S_{ut}$$

$$S_e^{10^3} = 0.9 \cdot S_{ut}$$

$$S_e^{10^6} = 0.7 \cdot S_{ut}$$

Recordar que en este caso la capacidad del material ha sido minorada en un 20%, para obtener resultados con coeficiente de seguridad de 1.2, por lo que el valor de S_{ut} sera el valor de tensión máxima admisible por nuestro composite (2450 MPa) dividido por 1.2, es decir 2041 MPa. La curva de componente resultate es la siguiente:

Curva S-N



El último paso para calcular la vida de nuestros componentes ha sido aplicar la regla de Miner para calcular el daño de cada ciclo de carga proveniente del rainflow. La regla de Miner es la siguiente:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} \dots \frac{n_n}{N_n} = \text{Daño}$$

n_i : numero de ciclos para las tensiones σ_{mi} , σ_{ai}

N_i : numero de ciclos maximos para las tensiones σ_{mi} , σ_{ai}

Se ha aplicado la regla de Miner a todas aquellas tensiones equivalentes de fatiga que superen los 1428 MPa, ya que las que no lo hagan no causaran daño en el material, pues este es valor de limite a fatiga. El valor de límite fatiga, es el inverso del daño. Este valor representa el número de veces que nuestro componente puede soportar el ciclo de carga dinámico completo introducido. Nuestro ciclo equivale a 1.2 Km de recorrido en un circuito, por lo que la vida a de nuestro componente medida en kilómetros será:

$$\text{Vida en kilometros} = 1.2 \cdot \frac{1}{\text{Daño}}$$

Los cálculos se han realizado para el listado de elementos presentado en páginas anteriores mediante la programación de diferentes funciones en Matlab. El límite de

vida a fatiga para cada componente será el valor más restrictivo de entre todos los elementos analizados por componente. Los resultados obtenidos tras los cálculos son los siguientes:

Trapezio delantero inferior

Tras analizar los elementos citados en las paginas anteriores, ninguno de los elementos ha superado los 1428 MPa de tensión equivalente, es decir el valor de tensión de limite a fatiga, por lo que se deduce que este componente tendrá una vida infinita.

Trapezio delantero superior

En este caso a diferencia del anterior tenemos diferentes elementos que han superado la tensión equivalente de vida infinita. El caso más restrictivo de todos los analizados ha correspondido al elemento 1033854, que tras los cálculos nos ofrece una vida a fatiga de 1093 km. El emplazamiento, por tanto el punto crítico respecto a la vida a fatiga, de este elemento se puede observar en la siguiente figura:

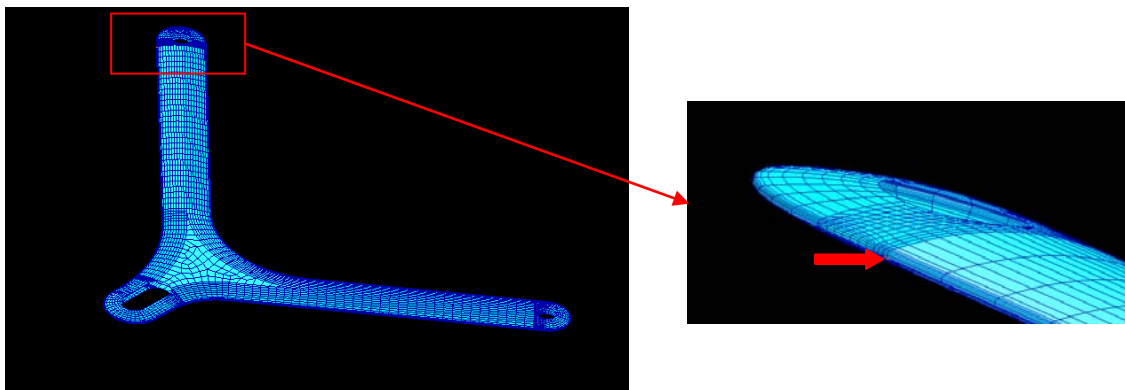


Figura nº 71: Punto crítico a fatiga del trapezio delantero superior

Trapezio trasero inferior

Este componente al igual que el anterior ha sufrido daños a fatiga. Los resultados han correspondido con el elemento 1092983, pero en este caso la vida a fatiga es de 300.000km, por lo que casi se puede considera que tenemos una vida infinita a fatiga en la pieza, pues nuestro vehículo nunca llegara realizar tantos kilómetros. De todas formas, el punto crítico del componente se puede observar en la siguiente figura:

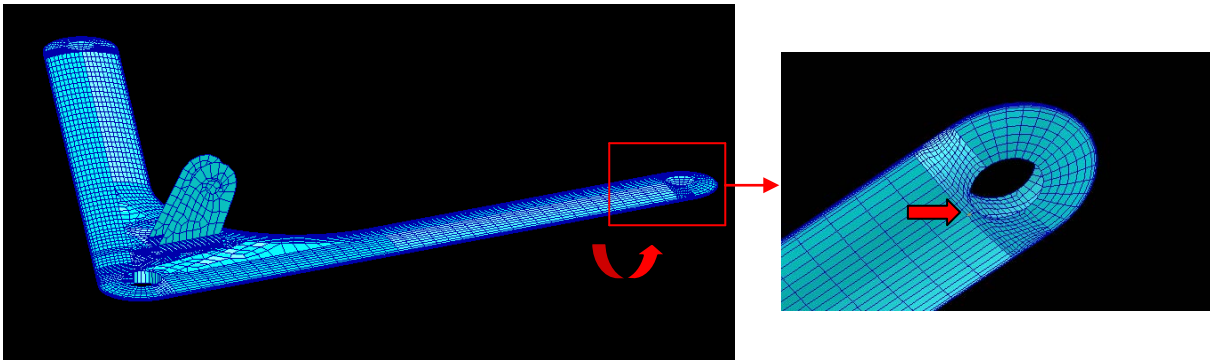


Figura nº 72: Punto crítico a fatiga del trapecio trasero inferior

Trapezio trasero superior

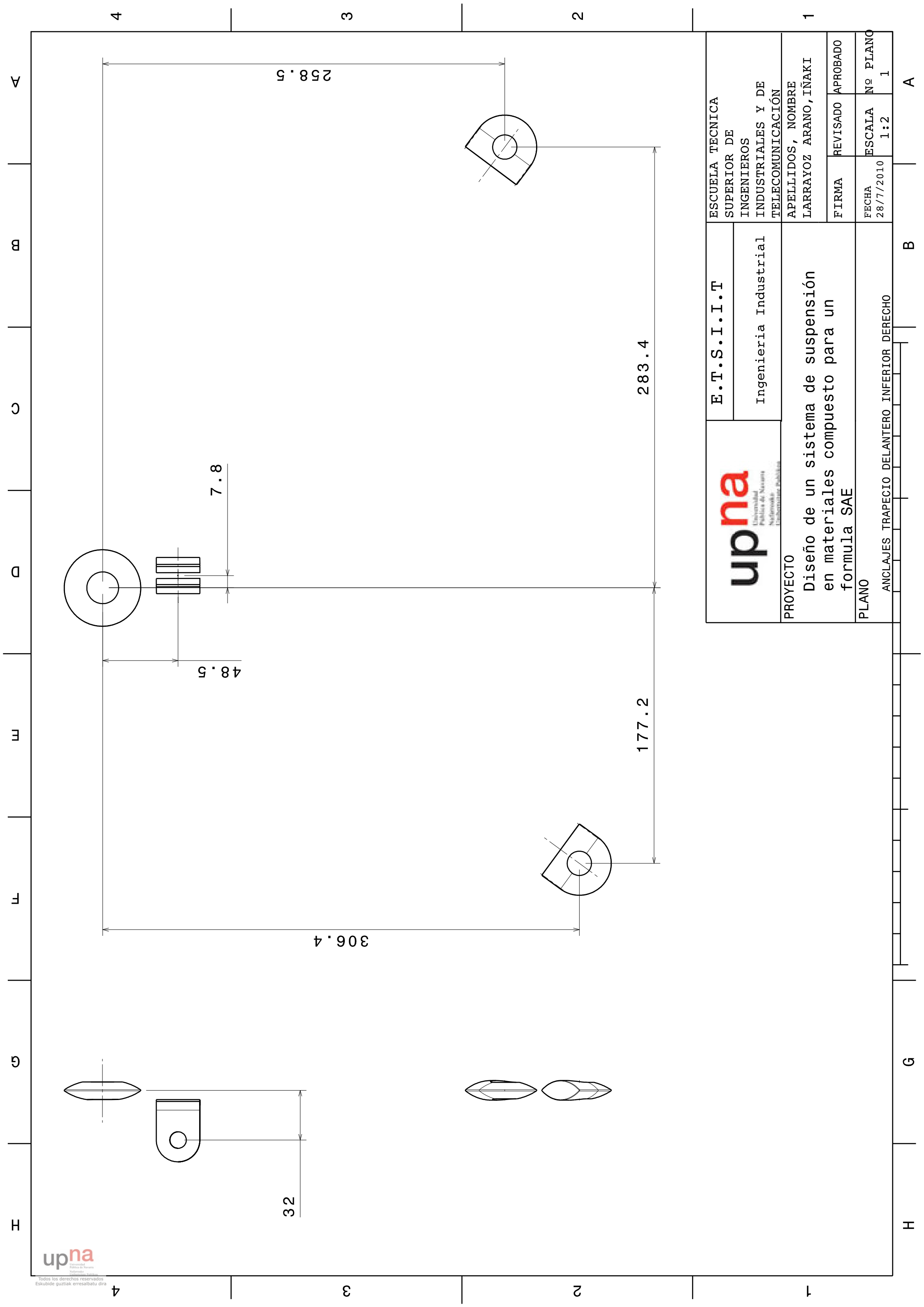
Para este componente al igual que el primero que hemos analizado ninguno de los elementos ha superado el valor de límite a fatiga por lo que podemos concluir que este tendrá una vida a fatiga infinita.


4.2 Vida a fatiga del sistema de deslizamiento de rotulas

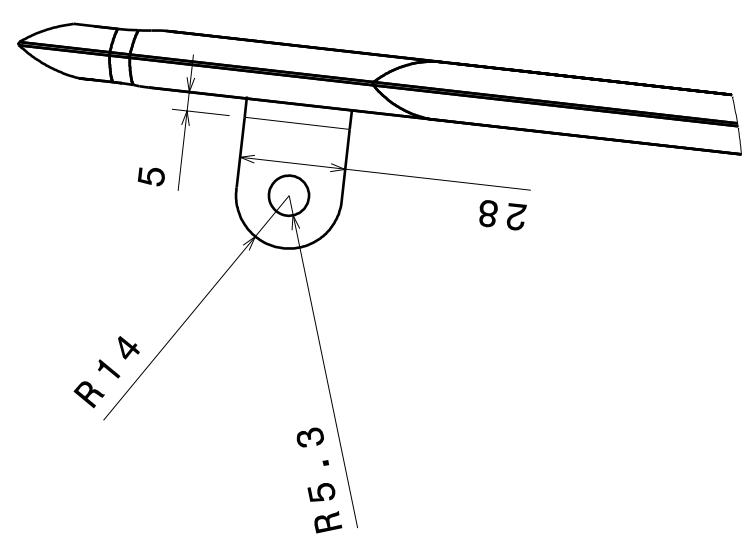
El mismo proceso de cálculo seguido para el cálculo de vida a fatiga de los paralelogramos se ha llevado a cabo para el sistema de deslizamiento de las rotulas, con la única diferencia de en este caso nos encontramos ante un material isótropo, lo que hace que el numero de nodo a analizar se mucho más reducido. Además en este caso no nos encontramos ante una situación de tensiones planas, por lo que el tensor de tensiones será 3 x 3.

La secuencia de cargas dinámicas empleadas es la misma que se ha empleado para el dimensionamiento de las rotulas que van unidas a las manguetas en los paralelogramos superiores.

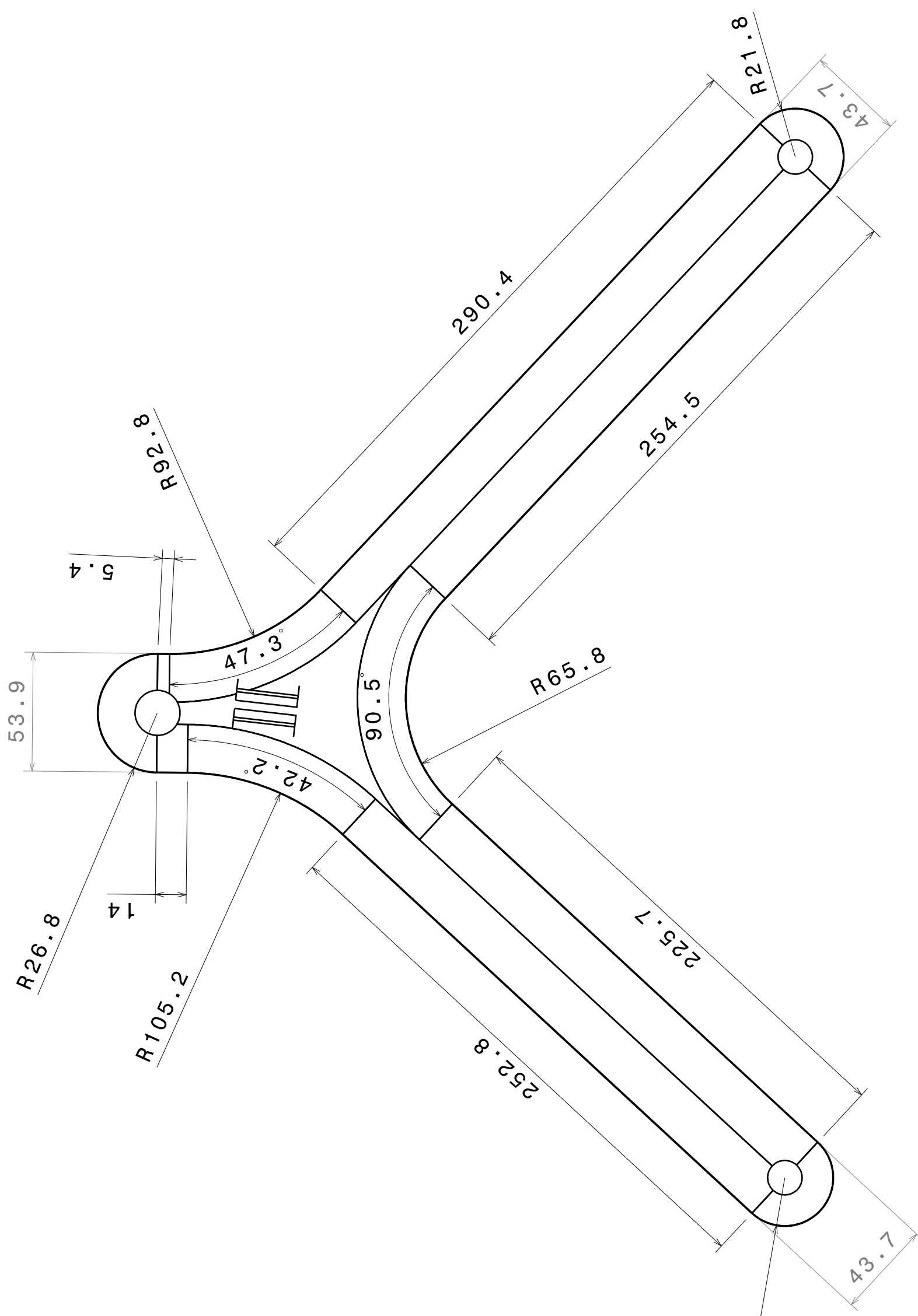
Tras realizar los cálculos de tensiones equivalentes estas no superaban los 20 MPa. El límite a fatiga para aluminios, en realidad no existe como tal, pero se puede estimar como $0.4 S_{ut}$, en nuestro caso aproximadamente 200 MPa, ya que se ha empleado un aluminio 7075-T6, con un modulo de elasticidad de 72 GPa y un límite elástico de de 505 MPa. Por lo que en consecuencia se considerar que no hay daño por fatiga.




 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitatea	E.T.S.I.I.T Ingeniería Industrial		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	
	PROYECTO Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuesto para un formula SAE		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
PLANO ANCLAJES TRAPECIO DELANTERO INFERIOR DERECHO		FIRMA	REVISADO APROBADO	ESCALA N° PLANO 1:2 1
		FECHA 28/7/2010		



VISTA AUXILIAR

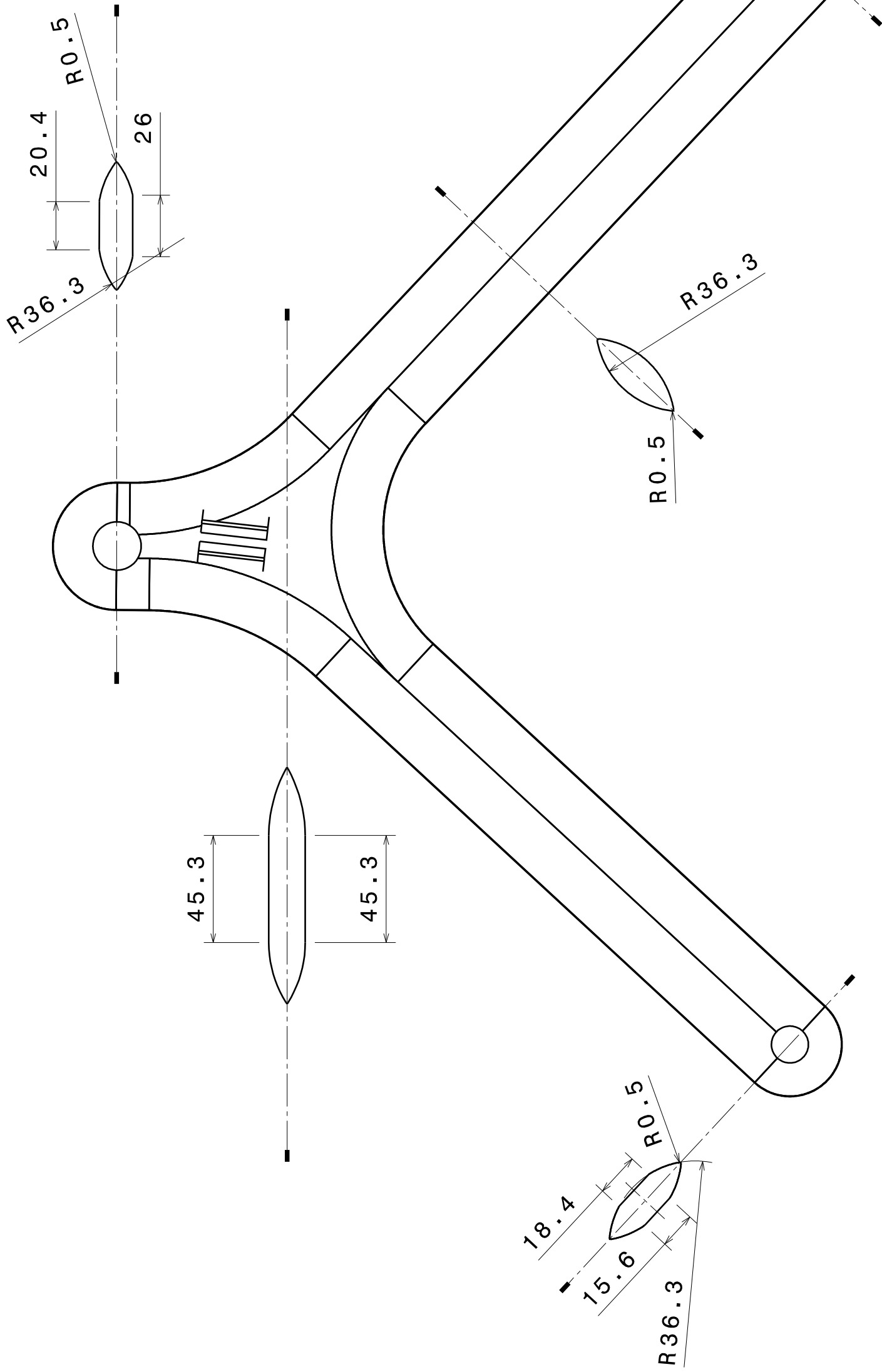



 Universidad Pública de Navarra Universitatea Publică de Navarra Unibersidatza Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUOLA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS	
	Ingenieria Industrial		INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	
PROYECTO Diseño de un sistema de suspensionen materiales compuesto para un formula SAE		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI		1
PLANO GEOMETRIA TRAPECIO DELANTERO SUPERIOR IZQUIERDO		FIRMA	REVISADO	APROBADO
		FECHA	ESCALA	Nº PLANO
		28/7/2010	1:2	2

A
B
C
D
E
F
G
H

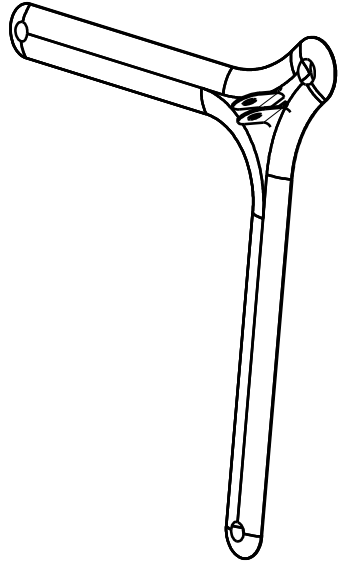
4
3
2

A
B
G
H

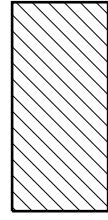
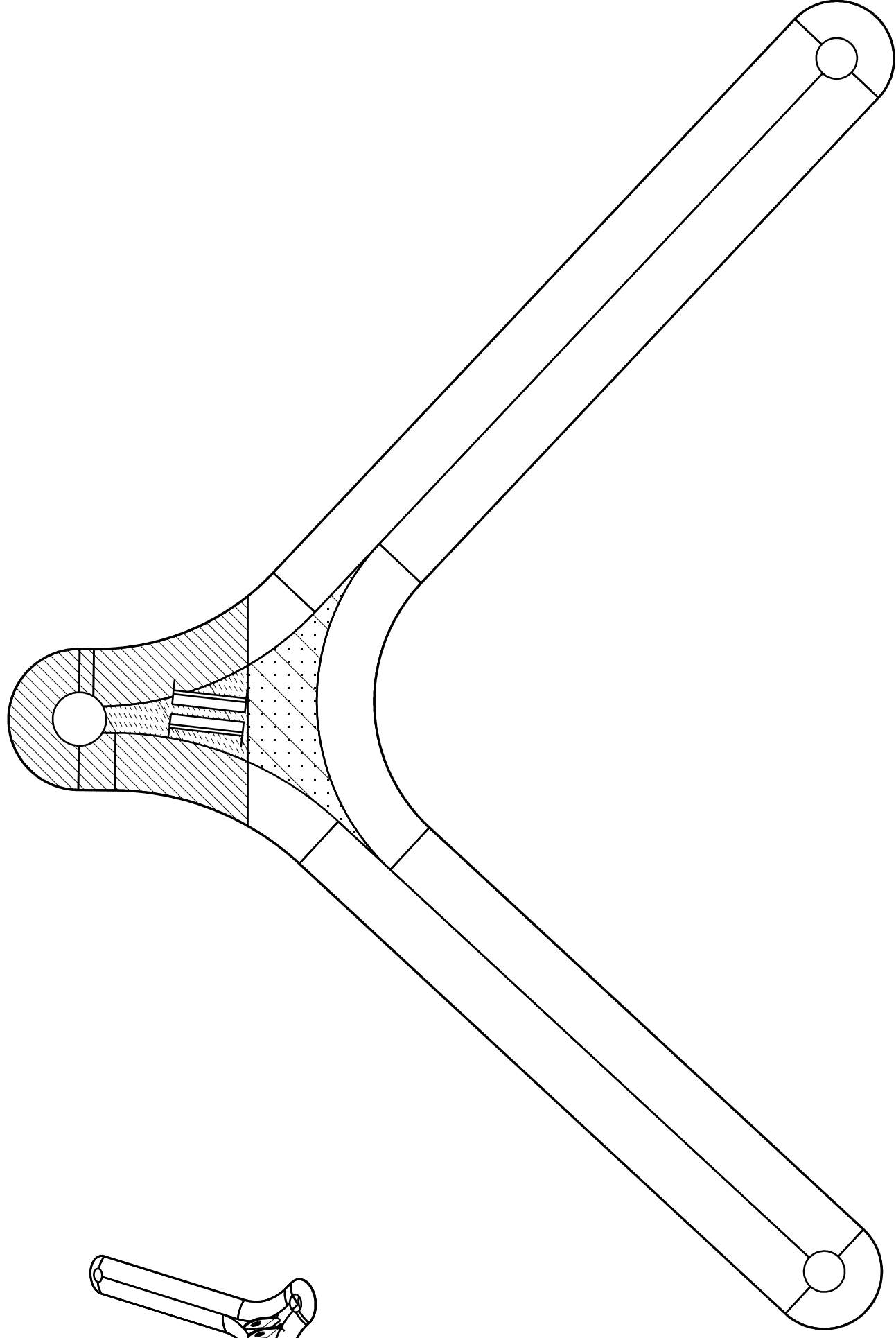


 <small>Universidad Pública de Navarra</small> <small>Universidad Pública</small>	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA
	Ingenieria Industrial		SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN
PROYECTO		APELLIDOS, NOMBRE	
Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE		LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
PLANO		FIRMA	REVISADO APROBADO
SECCIONES TRAPECIO DELANTERO INFERIOR DERECHO		FECHA	ESCALA Nº PLANO
		28/7/2010	1:2 3

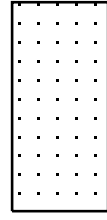
A B C D E F G H A B G H



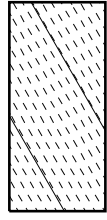
Vistan isométrica
 Escala: 1:6



Zona reforzada con fibra



Zona reforzada con material sándwich



Zona reforzada con fibra y sándwich



PROYECTO

Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE

PLANO

MATERIALES TRAPECIO DELANTERO INFERIOR DERECHO

E.T.S.I.I.T

Ingenieria Industrial

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI

FIRMA REVISADO APROBADO

FECHA ESCALA Nº PLANO
 28/7/2010 1:2 4

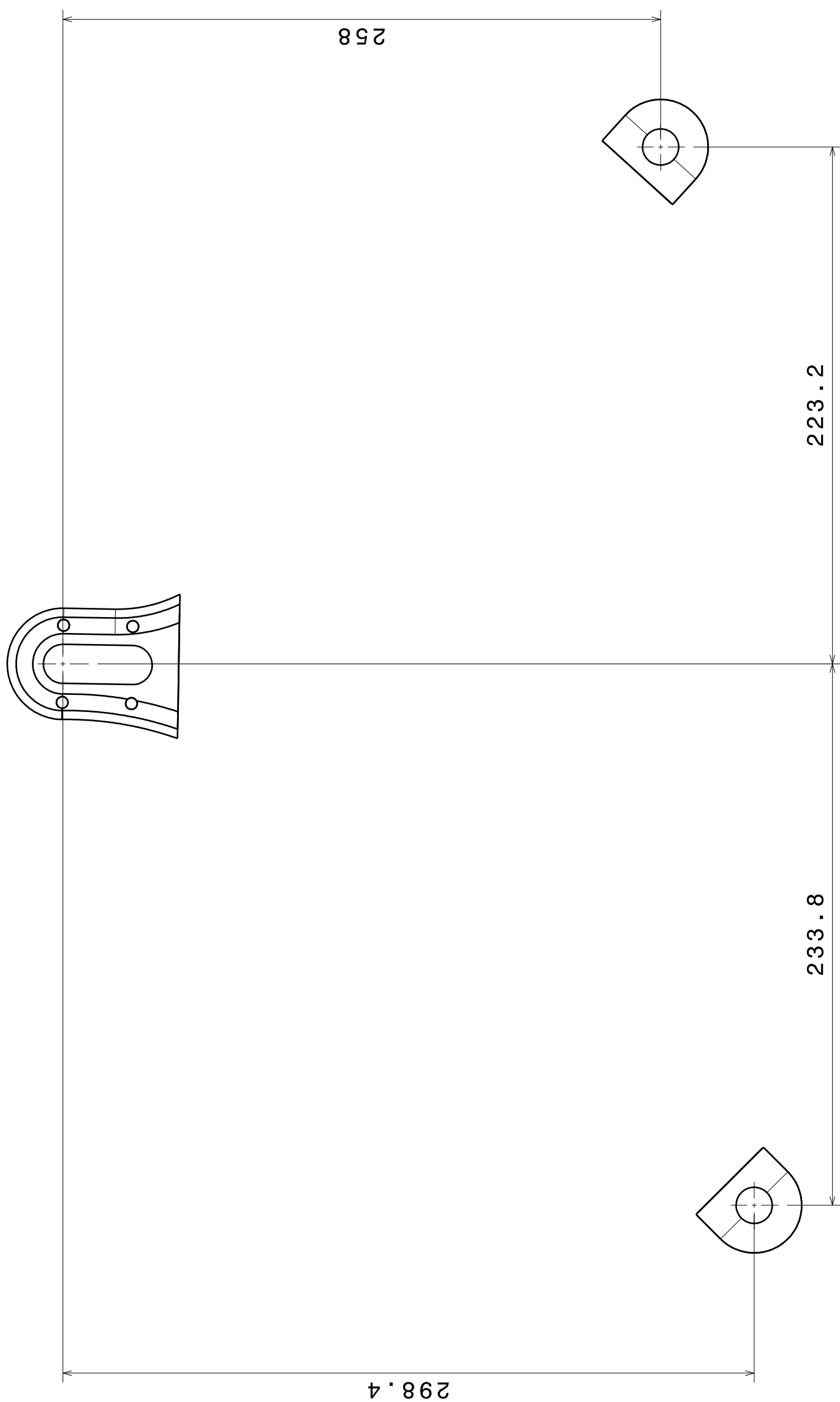
A B C D E F F G H


4

3

2

1



 Universidad Pública de Navarra Universidad Pública	E.T.S.I.I.T		ESCUOLA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN
	Ingenieria Industrial		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI
PROYECTO Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE		FIRMA	REVISADO APROBADO
PLANO ANCLAJES TRAPECIO DELANTERO SUPERIOR DERECHO		FECHA 28/7/2010	ESCALA Nº PLANO 1:2 5

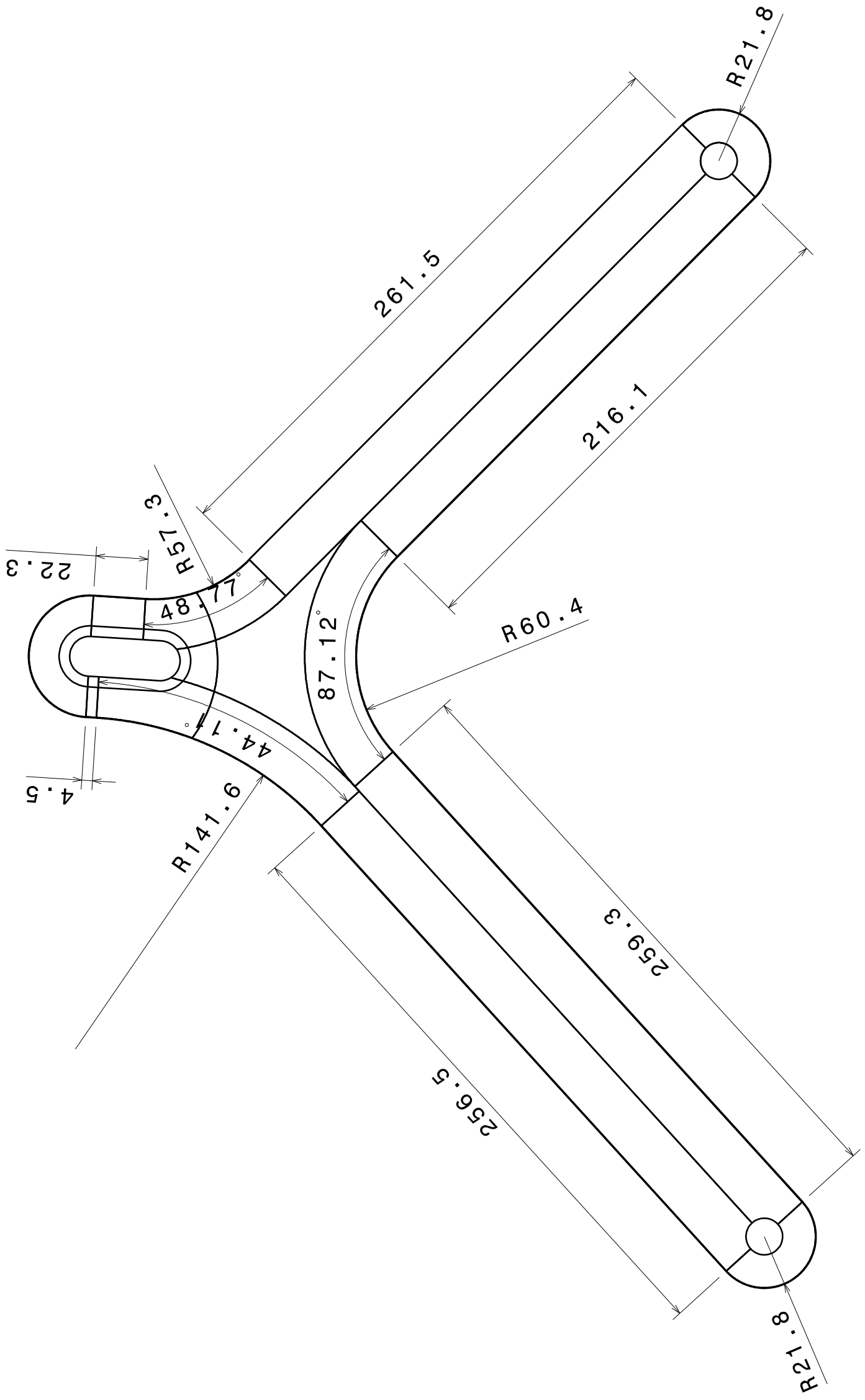
A B A B G H


4

3

2

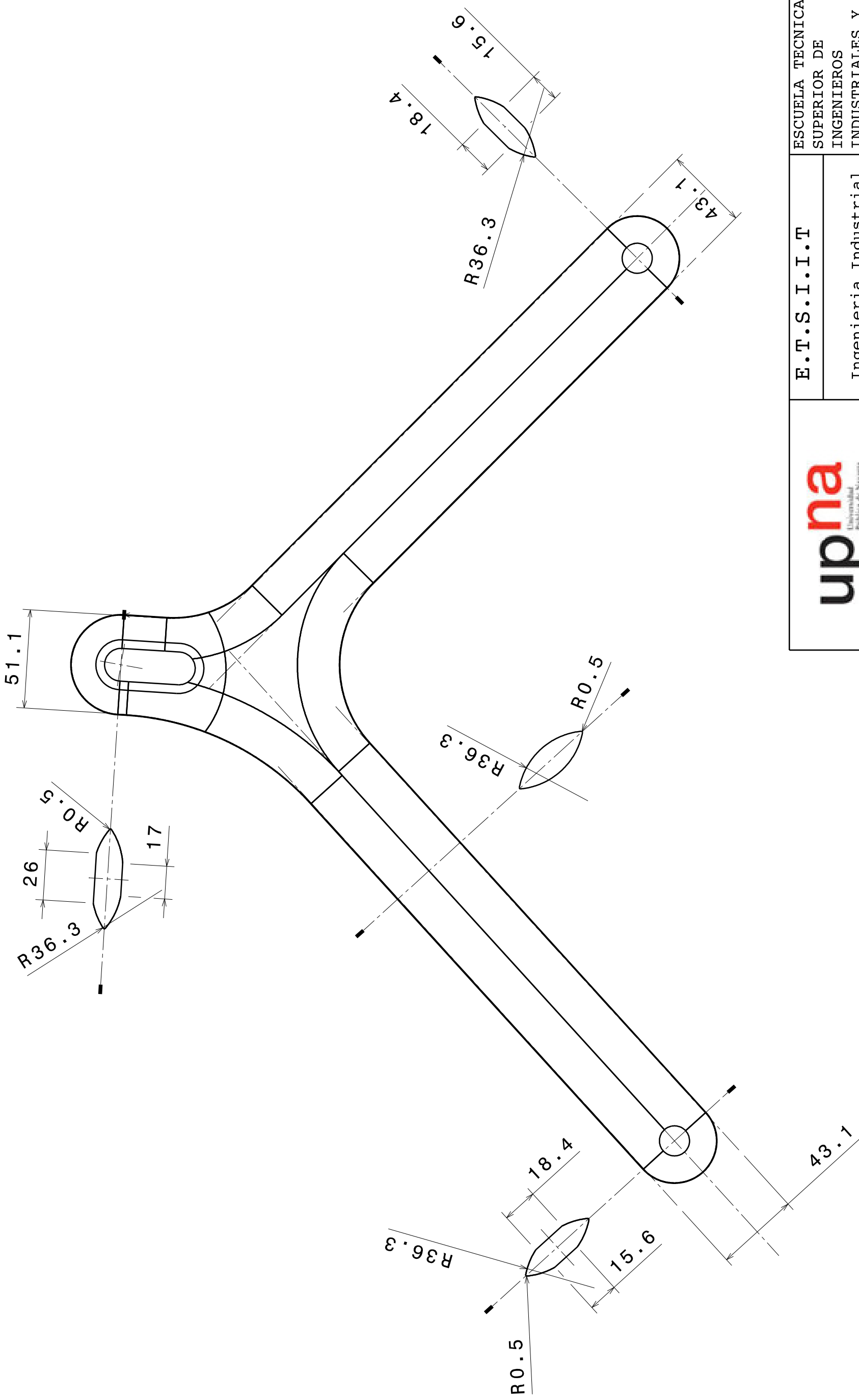
1




 upna <small>Universidad Pública de Navarra</small> <small>Universidad Pública</small>	E.T.S.I.I.T Ingeniería Industrial		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	
	PROYECTO Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
PLANO GEOMETRIA TRAPECIO DELANTERO SUPERIOR DERECHO		FIRMA	REVISADO APROBADO	ESCALA N°PLANO 1:2 6
		FECHA 28/7/2010		

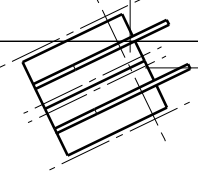
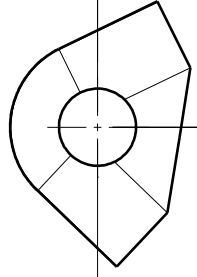
A B C D E F G H

4 3 2 1



 upna Universidad Pública de Navarra Universidad del País Vasco	E.T.S.I.I.T Ingeniería Industrial		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	
	PROYECTO Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
PLANO SECCIONES TRAPECIO DELANTERO SUPERIOR DERECHO		FIRMA	REVISADO APROBADO	ESCALA Nº PLANO 1:2 7
		FECHA 23/7/2010		

B A B A G H



66.5

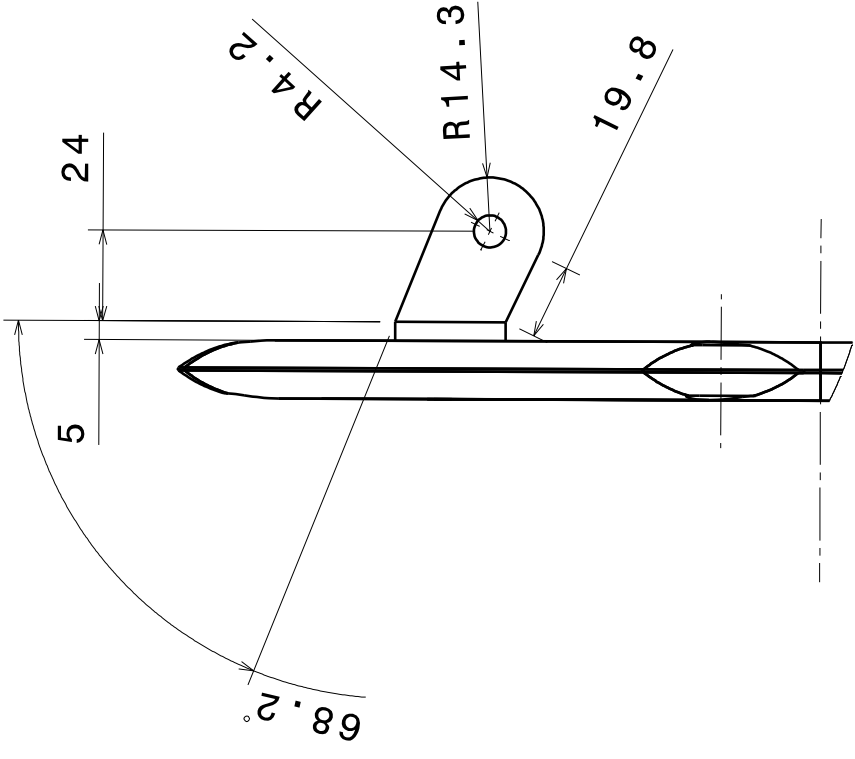
7

249.3

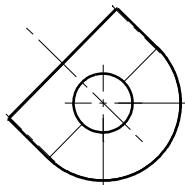
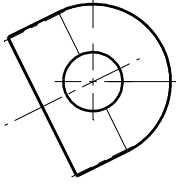
288.9


244.7

143.3



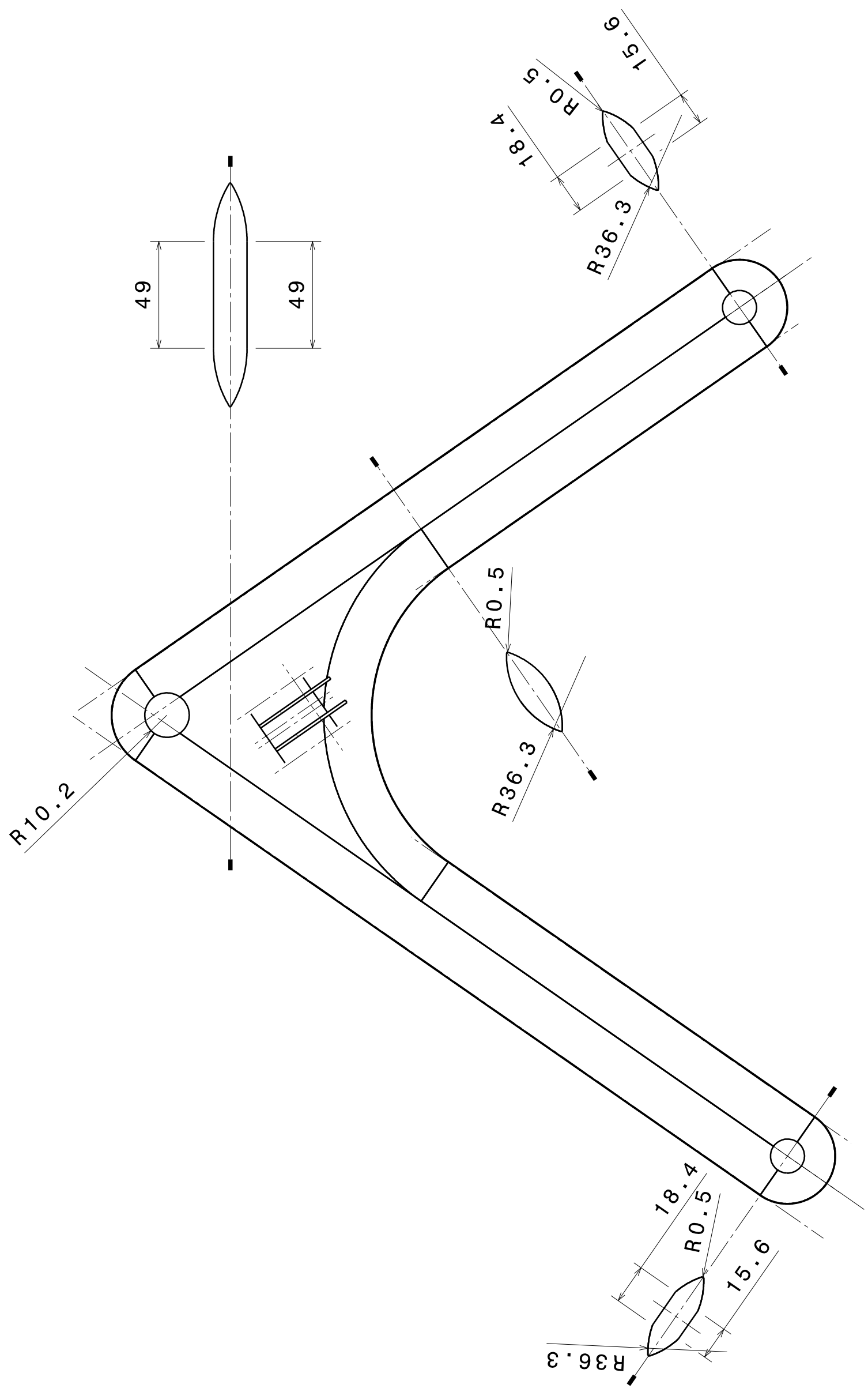
VISTA AUXILIAR




 <p>Universidad Pública de Navarra Institución Universitaria Pública</p>	E.T.S.I.I.T. Ingeniería Industrial		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN
	PROYECTO Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE		
PLANO ANCLAJES TRAPECIO TRASERO INFERIOR DERECHO		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	FIRMA REVISADO APROBADO
		FECHA 28/7/2010	ESCALA Nº PLANO 1:2 8

A B C D E F G H

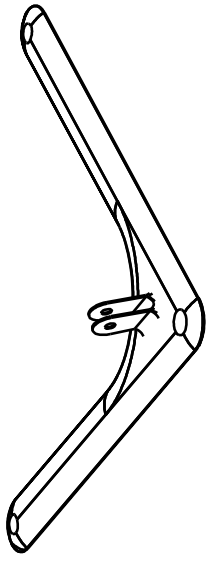
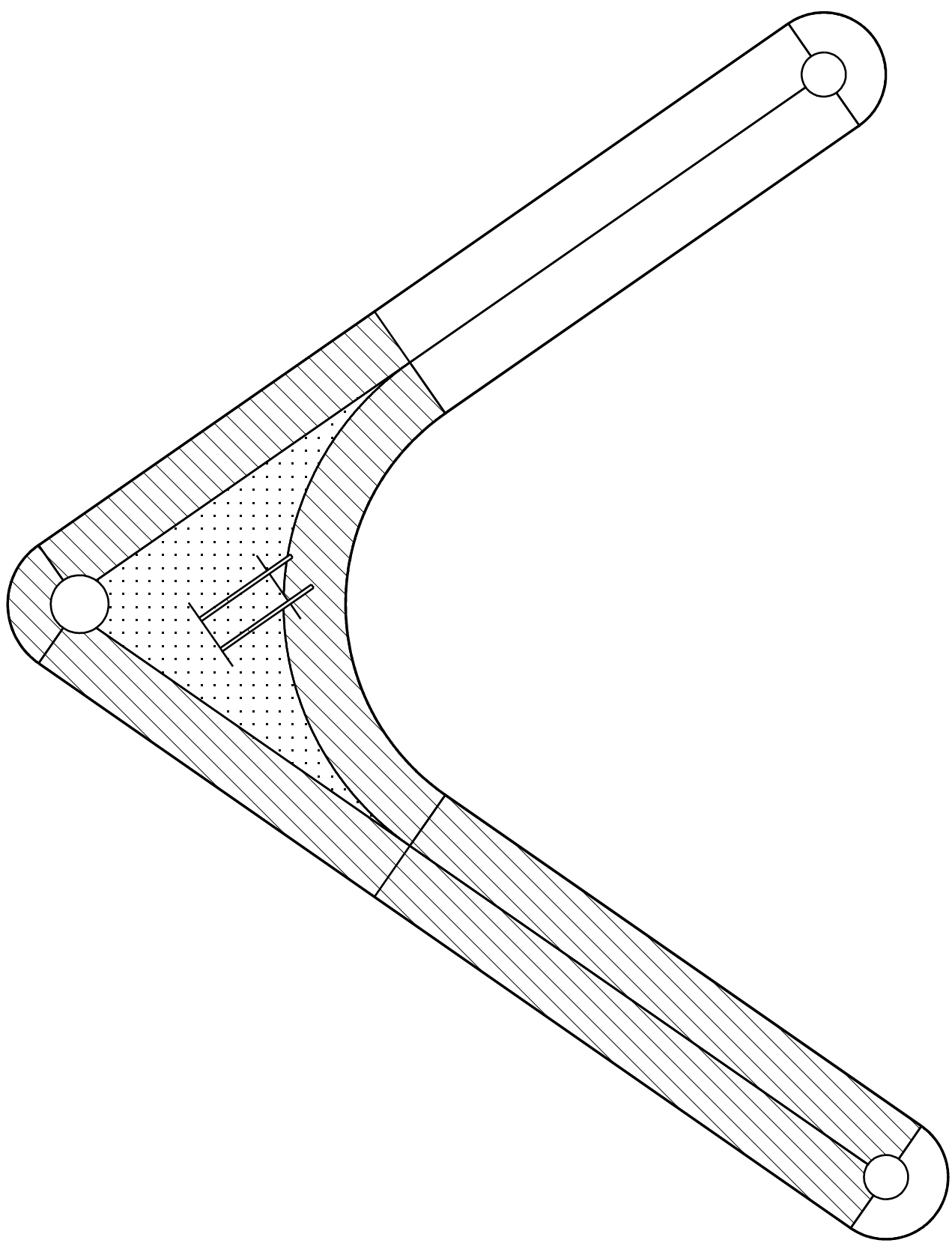
4 3 2 1



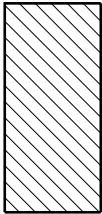
 Universidad Pública de Navarra Universidad Pública de Navarra	E.T.S.I.I.T		ESCUOLA TECNICA
	Ingenieria Industrial		SUPERIOR DE INGENIEROS
PROYECTO Diseño de un sistema de suspension en materiales compuestos para un formula SAE		INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	
PLANO SECCIONES TRAPECIO TRASERO INFERIOR DERECHO		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
		FIRMA	REVISADO APROBADO
		FECHA	ESCALA Nº PLANO
		28/2010	1:2 10

A B C D E F G H

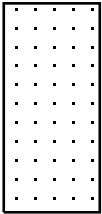
4 3 2 1



Vista isométrica
Escala 1:6

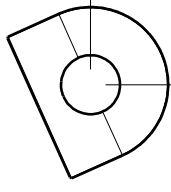
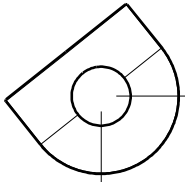
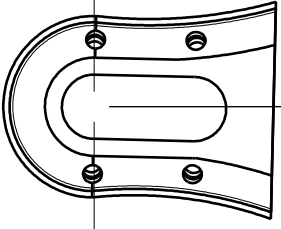


Zona reforzada con fibra



Zona reforzada con material sándwich

	E.T.S.I.I.T	ESCUOLA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN
	Ingeniería Industrial	
PROYECTO Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE	APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
PLANO MATERIALES TRAPECIO TRASERO INFERIOR DERECHO	FIRMA REVISADO APROBADO	FECHA 28/7/2010 ESCALA 1:2 NºPLANO 11




246.5

255.6

224

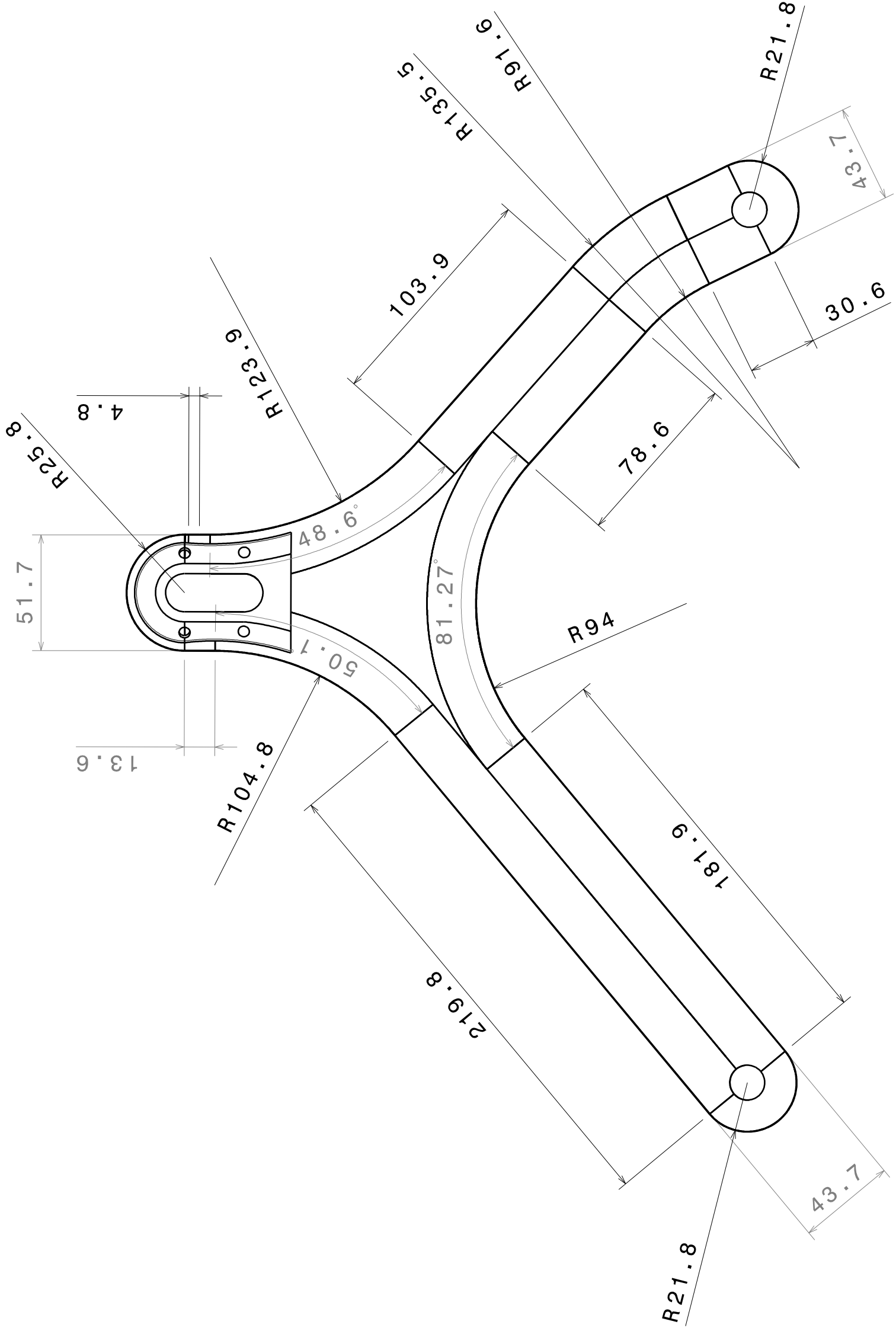
165.6


	E.T.S.I.I.T		ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	
	Ingenieria Industrial		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
PROYECTO		Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE		FIRMA
PLANO		ANCLAJES TRAPEZIO SUPERIOR DERECHO		REVISADO APROBADO
				FECHA
				28/7/2010
				ESCALA
				1:2
				Nº PLANO
				12

A B C D E F G H

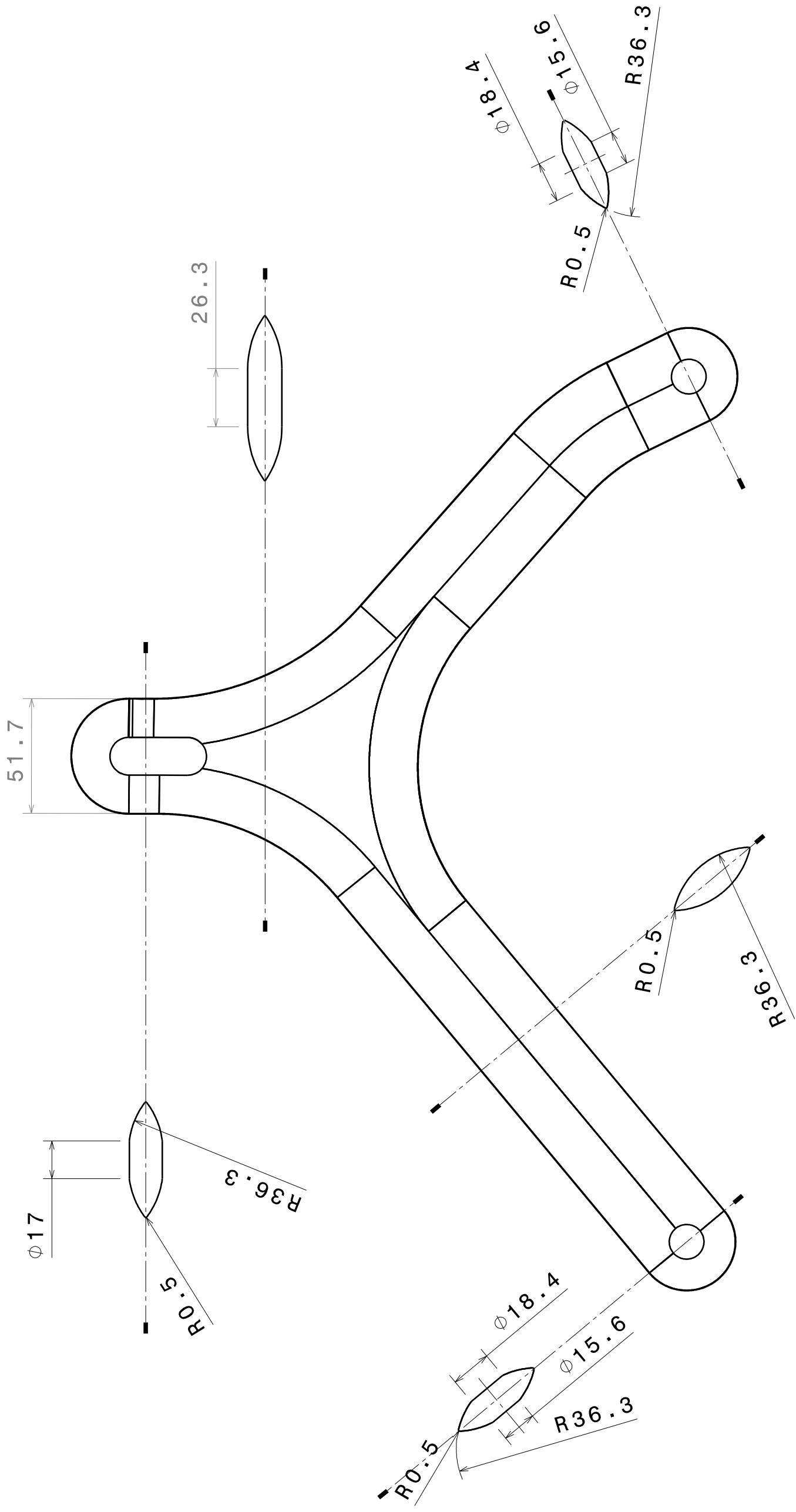
4 3 2 1


A B G H



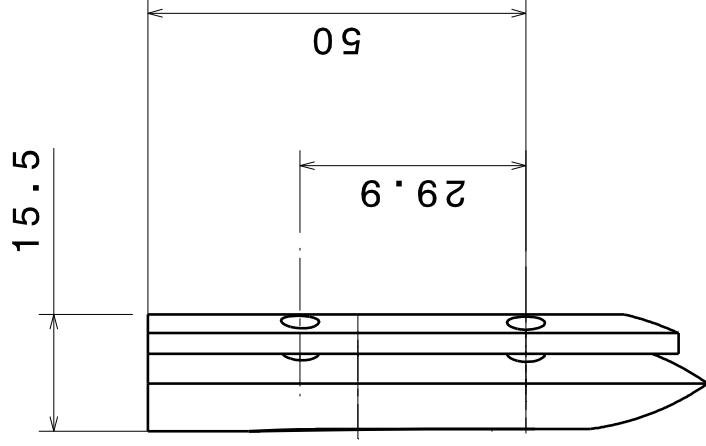
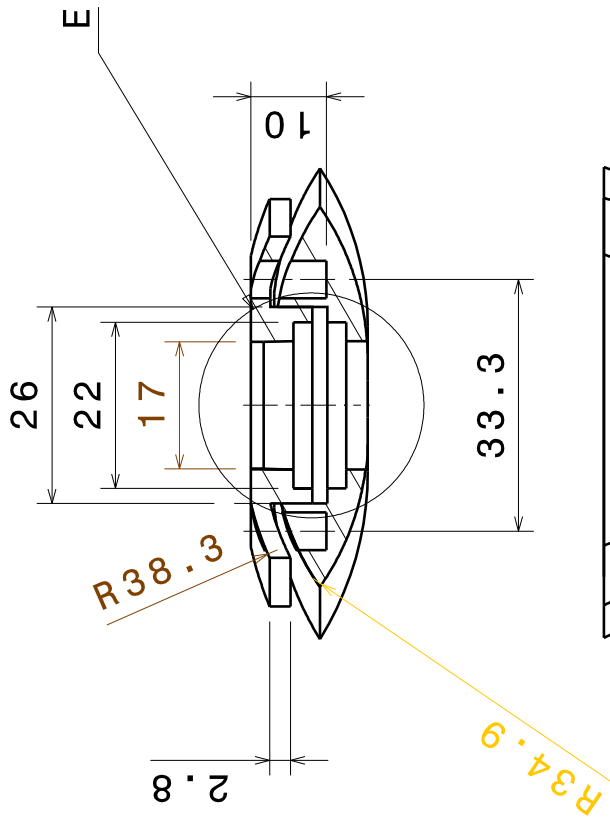
 Universidad Pública de Navarra Universitatea Pública de Navarra Universitatza Publikoa	E.T.S.I.I.T		ESCUOLA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN
	Ingenieria Industrial		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI
PROYECTO	Diseño de un sistema de suspension en materiales compuestos para un formula SAE		FIRMA REVISADO APROBADO
PLANO	GEOMETRIA EXTERIOR TRAPECIO TRASERO SUPERIOR DERECHO		FECHA ESCALA Nº PLANO 28/7/2010 1:2 13

A B C D E F G H A B G H

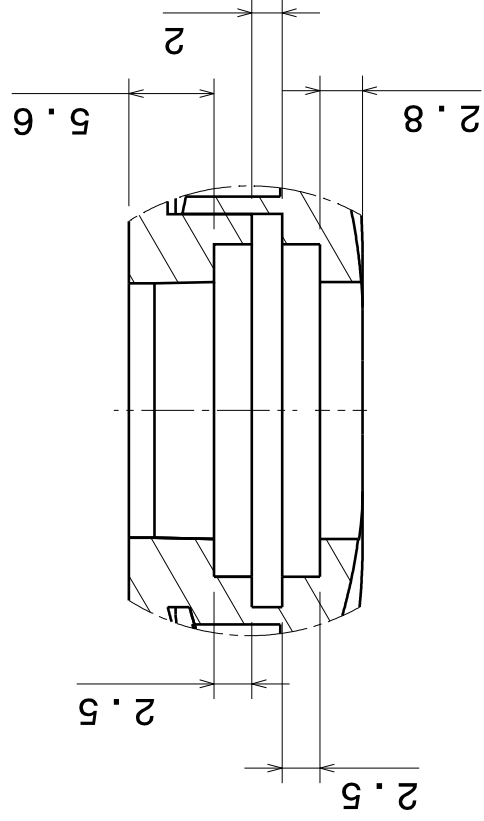


 <small>Universidad Pública de Navarra</small> <small>Unibertsitatea Publikoa</small> <small>Unibersitàt Publika</small>	E.T.S.I.I.T		ESCUOLA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	
	Ingenieria Industrial		APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	
PROYECTO		Diseño de un sistema de suspensionen materiales compuesto para un formula SAE		FIRMA
PLANO		SECCIONES TRAPECIO TRASERO SUPERIOR DERECHO		REVISADO APROBADO
				FECHA
				28/7/2010
				ESCALA
				1:2
				Nº PLANO
				14

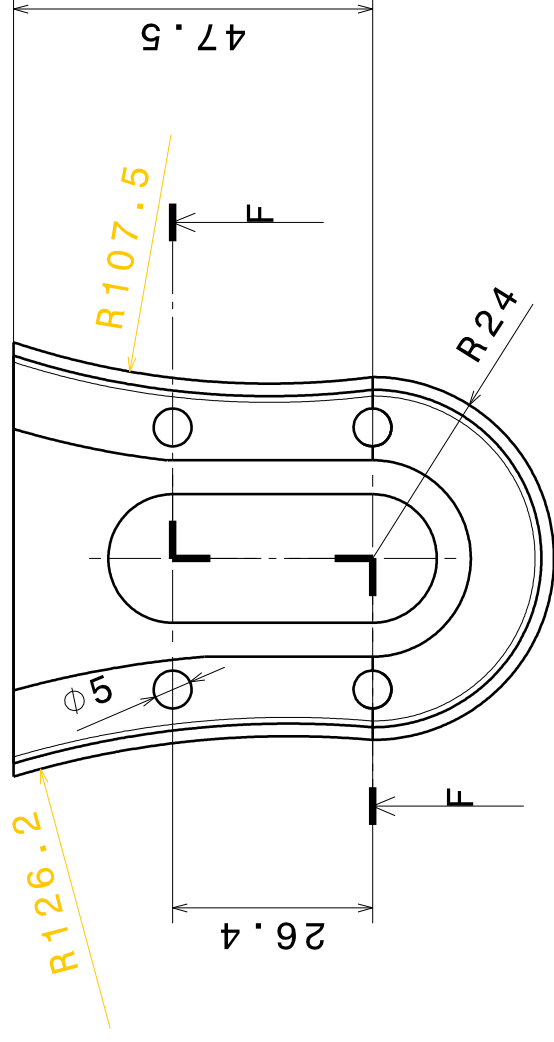
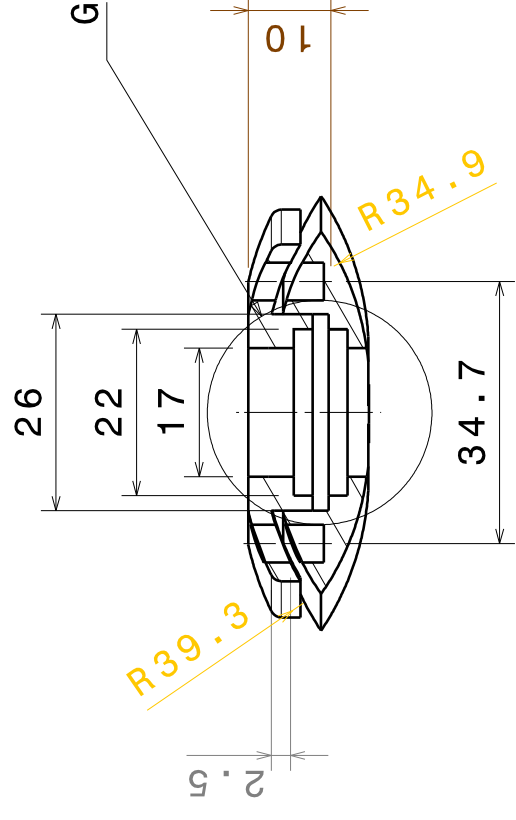
CORREDERA DELANTERA DERECHA



Vsta de detallla E y G
 Escala 2:1



CORREDERA TRASERA DERECHA



upna
 Universidad Pública de Navarra
 Ingeniería Industrial

E.T.S.I.I.T
 Ingeniería Industrial

PROYECTO
 Diseño de un sistema de suspensión
 en materiales compuestos para un
 formula SAE

PLANO
 Correderas para rotulas

ESCUOLA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN	1	
APELLIDOS, NOMBRE LARRAYOZ ARANO, IÑAKI	FIRMA	REVISADO APROBADO
FECHA 28/7/2010	ESCALA 1:1	Nº PLANO 15

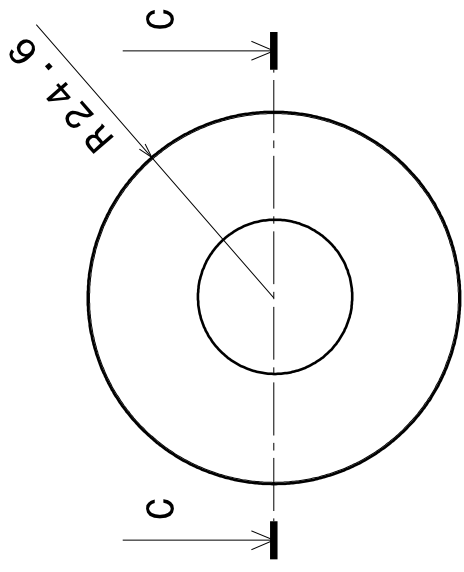
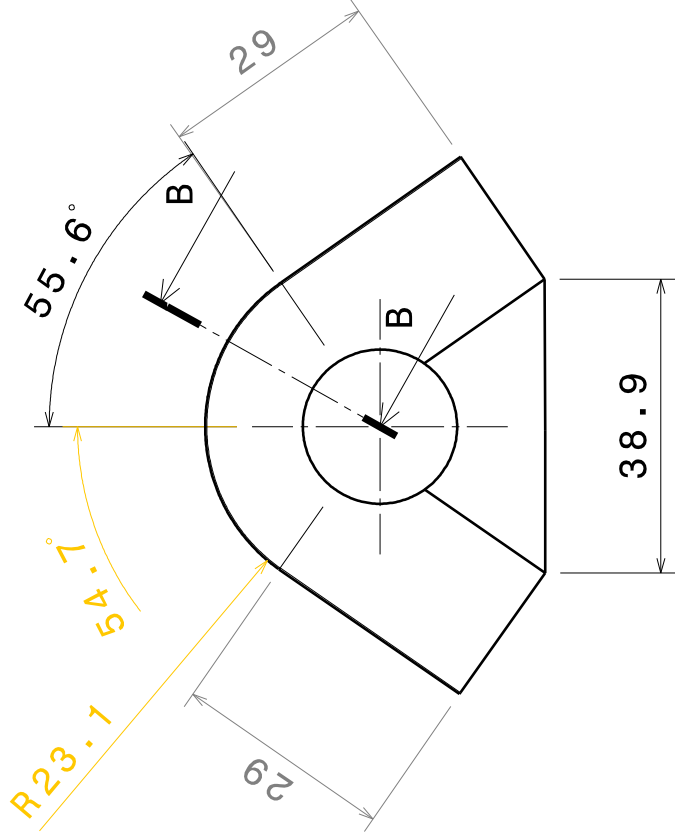
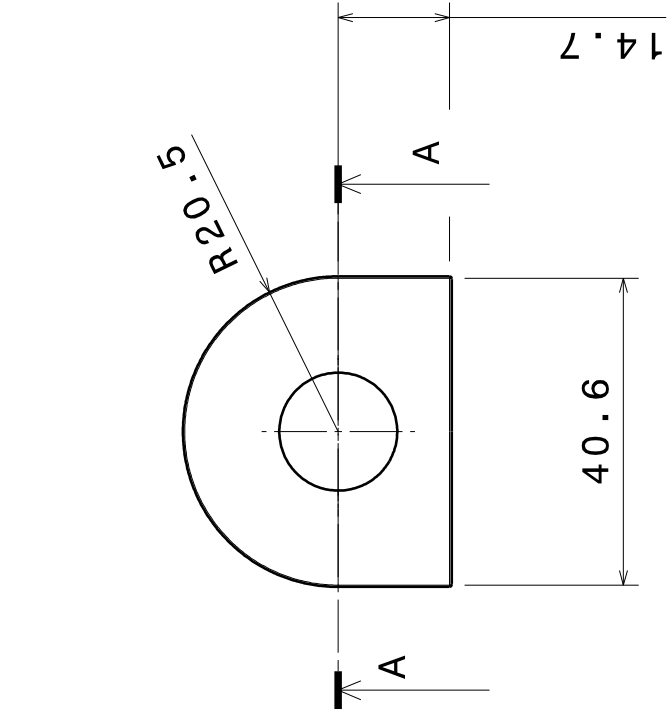
ARANDELA UNION CHASIS

ARANDELA TRAPEZIO TRASERO INFERIOR

ARANDELA TRAPEZIO DELANTERO INFERIOR

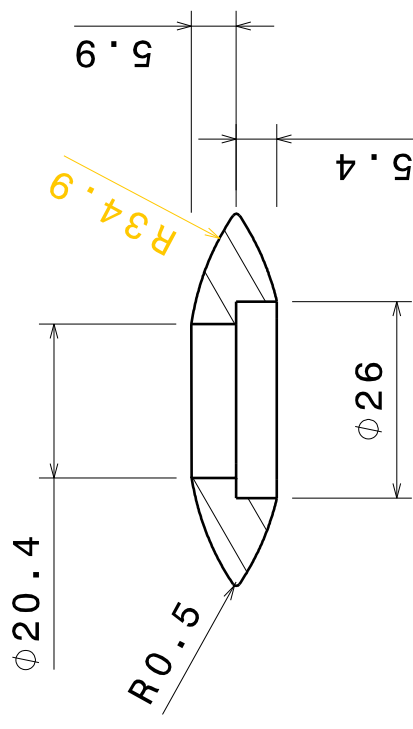
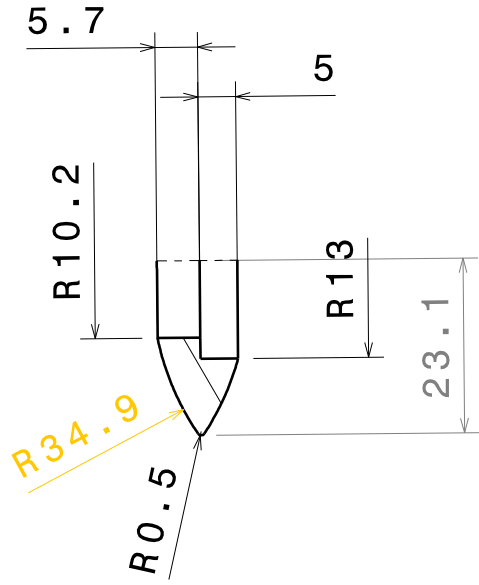
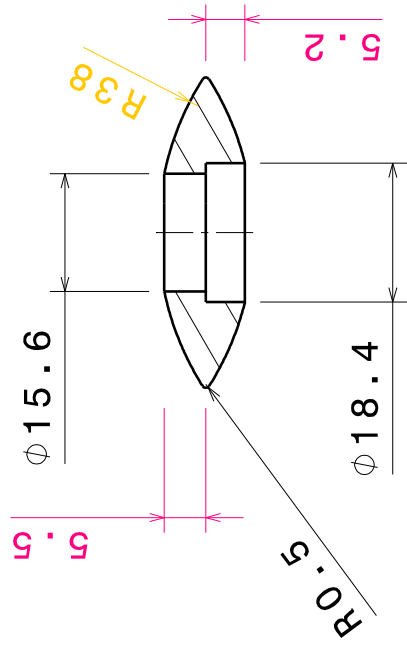
4

4



3

3



2

2



E.T.S.I.I.T

Ingenieria Industrial

ESCUELA TECNICA
 SUPERIOR DE
 INGENIEROS
 INDUSTRIALES Y DE
 TELECOMUNICACIÓN

PROYECTO

Diseño de un sistema de suspensión
 en materiales compuestos para un
 formula SAE

APELLIDOS, NOMBRE
 LARRAYOZ ARANO, IÑAKI

FIRMA REVISADO APROBADO

FECHA ESCALA Nº PLANO
 28/7/2010 1:1 16

PLANO

ARANDERAS

H

G

F

E

D

C

B

A

1

1