



Proyecto fin de carrera:

Diseño de chasis para vehículo
FSAE.

Antonio García Álvarez

Índice:

	Página
1. Introducción y Objetivo del proyecto	8
1.2 Objetivo del proyecto	9
1.2.1 Proyecto chasis del fórmula SAE	11
2. El chasis	13
2.1 Descripción del chasis	14
2.2 Historia del chasis	14
2.3 Materiales utilizados en la fabricación del chasis	16
1. Restricciones que afectan a un vehículo FSAE	20
3.1 Introducción a la competición y normativa de la organización	21
3.2 Espesores de las protecciones	22
3.3 Arcos de seguridad	23
3.3.1 Arco principal	24
3.3.2 Arco frontal	25
3.3.3 Tirantes del arco principal	25
3.3.4 Tirantes del arco delantero	25
3.4 Plano frontal encargado de proteger los pies del piloto	25
3.5 Protección ante impactos laterales	26
3.6 Otras consideraciones	27
4. Cargas de competición	29
4.1.1 Introducción	29
4.1.2 Las suspensiones	29
4.1.3 Masas del vehículo	30
4.1.4 El carenado	30
5. Diseño del chasis tubular	32
5.1 Rigidez a flexión	33
5.2 Rigidez torsional	34
5.3 Factores a tener en cuenta para la construcción del chasis	34
5.4 Criterios de espacio	35
6. Análisis y estudio del modelo	36
6.1 Introducción	37
6.2 Obtención de un modelo base	37
6.3 Estudio del centro de gravedad	38
7. Análisis del chasis diseñado	40
7.1 Rigidez a flexión	41
7.2 Rigidez torsional	42
7.3 Distribución de masas	43
7.4 Análisis y estudio del modelo	44

7.4.1	Modelo base	44
7.4.2	Ángulos sometidos a estudio. Situación favorable y desfavorable. Centro de masas	45
8.	Cargas procedentes de otros componentes	50
8.1	Introducción	51
8.2	Masas a tener en cuenta para el análisis del vehículo	51
8.3	Dificultades durante el proceso	53
9.	Pruebas de diseño	55
9.1	Remolque	56
9.2	Frenada	56
9.3	Aceleración	57
9.4	Curva	57
9.5	Resistencia a torsión	57
10.	Resultados	58
10.1	Remolque	59
10.2	Frenada	62
10.3	Aceleración	64
10.4	Curva	66
10.5	Resistencia a torsión	68
10.6	Conclusión	69
11.	Diseño final y modificaciones:	70
11.1	Introducción	71
11.1.1	Estructura 1	71
11.1.2	Estructura 2	72
11.1.3	Estructura 3	74
11.1.4	Estructura 4	75
11.2	Refuerzo del chasis	76
11.2.1	Modificación morro	78
11.3	Monocascos	80
11.3.1	Semimonocasco	81
11.3.2	Monocasco completo	83
12.	Modelo definitivo	86
12.1	Introducción	87
12.2	Remolque	87
12.3	Frenada	88
12.4	Aceleración	90
12.5	Curva	92
12.6	Flexión	93
12.7	Choque	96
12.8	Vuelco	99
12.9	Rigidez torsional	101
13.	Aspectos de fabricación	103
13.1	Aceros	104

13.1.1	Introducción	104
13.1.2	El acero conformado en caliente	104
13.1.3	Acero conformado en frío	105
13.2	Corte del material	105
13.2.1	Oxicorte	105
13.2.2	Corte con plasma	107
13.2.3	Corte por chorro de agua	108
13.2.4	Corte por aserrado	109
13.3	Curvado de tubos de acero	110
13.3.1	Curvado angular	110
13.3.2	Curvado con rodillos	111
13.3.3	Curvado por tracción y curvado por compresión	111
13.3.4	Curvado por inglete	112
13.4	Métodos de soldadura	113
13.4.1	Soldadura GTAW	113
13.4.2	Soldadura SMAW	114
13.4.3	Soldadura GMAW	115
13.5	Inspección de fallos de soldadura	116
13.5.1	Inspección por líquidos penetrantes	116
13.5.2	Inspección por partículas magnéticas	118
13.5.3	Inspección radiográfica	119
13.5.4	Inspección por ultrasonidos	120
13.6	Uniones soldadas	120
13.7	Montaje	120
14.	Presupuesto.	123
15.	Conclusiones	131
16.	Futuras líneas de trabajo	133
17.	Bibliografía	135

Índice de Figuras:

	Página
<i>Figura 1: Modelo FSAE Universidad de Vancouver 2010.</i>	12
<i>Figura 2: Chasis FSAE Cooper Union Motorsport.</i>	14
<i>Figura 3: Chasis Lotus MK6.</i>	15
<i>Figura 4: Lotus MK6.</i>	15
<i>Figura 5: Imagen de un chasis FSAE en tres dimensiones.</i>	18
<i>Figura 6: Chasis fórmula SAE con cableado, ruedas y motor.</i>	18
<i>Figura 7: Chasis FSAE, detalle anclaje motor.</i>	19
<i>Figura 8: Esquema piloto.</i>	22

<i>Figura 9: Tabla espesores del acero.</i>	22
<i>Figura 10: Tabla de espesores de aluminio según norma.</i>	23
<i>Figura 11: Croquis de la disposición de los arcos de seguridad.</i>	24
<i>Figura 12: Figura protección lateral.</i>	26
<i>Figura 13: Representación de la flexión del chasis para el estudio a flexión.</i>	34
<i>Figura 14: Ángulos piloto.</i>	45
<i>Figura 15: Tabla descripción longitudes de los elementos.</i>	46
<i>Figura 16: Datos imput piloto.</i>	46
<i>Figura 17: Longitud elementos piloto según tabla anterior.</i>	46
<i>Figura 18: Ángulos piloto en situación favorable.</i>	47
<i>Figura 19: Centros de gravedad piloto.</i>	47
<i>Figura 20: Esquema diagrama piloto chasis.</i>	49
<i>Figura 21: Modelo inicial chasis 3d diseñado con Solid Edge.</i>	52
<i>Figura 22: Modelo mallado de refuerzos para chasis inicial.</i>	52
<i>Figura 23: Esquema de datos de la pantalla de salida de Ansys.</i>	53
<i>Figura 24: Fuerzas y restricciones en remolcado.</i>	59
<i>Figura 25: Figura Desplazamiento total del chasis suspendido sobre la barra de remolque.</i>	60
<i>Figura 26: Tensión máxima del chasis sometido a su peso suspendido sobre la barra de remolque.</i>	60
<i>Figura 27: Tensión mínima del chasis sometido a su peso suspendido sobre la barra de remolque.</i>	61
<i>Figura 28: Esquema de esfuerzos del chasis sometido a frenada de 1,5 g.</i>	62
<i>Figura 29: Desplazamiento del chasis sometido a fuerzas 1,5 g en frenada.</i>	63
<i>Figura 30: Tensiones máximas del chasis sometido a frenada de 1,5 g.</i>	63
<i>Figura 31: Esquema de esfuerzos en aceleración de 1 g.</i>	64
<i>Figura 32: Desplazamientos sobre prueba aceleración a 1 g.</i>	64
<i>Figura 33: Tensiones máximas del chasis durante aceleración de 1 g.</i>	65
<i>Figura 34: Esquema de esfuerzos del chasis durante paso por curva a 1,5 g.</i>	66
<i>Figura 35: Desplazamientos del chasis durante paso por curva a 1,5 g vista frontal.</i>	66
<i>Figura 36: Desplazamientos del chasis durante paso por curva a 1,5 g vista perspectiva.</i>	67
<i>Figura 37: Tensiones máximas del chasis durante paso por curva a 1,5 g.</i>	67
<i>Figura 38: Esquema de fuerzas durante la torsión.</i>	68
<i>Figura 39: Desplazamiento del chasis durante ensayo de torsión.</i>	68
<i>Figura 40: Desplazamiento Uy en ensayo a torsión.</i>	70
<i>Figura 41: Tensión máxima durante ensayo a torsión.</i>	70
<i>Figura 42: Desplazamientos del modelo 1.</i>	72

<i>Figura 43: Desplazamientos del modelo 2</i>	73
<i>Figura 44: Desplazamiento del modelo 3.</i>	73
<i>Figura 45: Modelo 4, materiales.</i>	74
<i>Figura 46: Modelo 4, fuerzas.</i>	74
<i>Figura 47: Desplazamientos del modelo 4.</i>	75
<i>Figura 48: Chasis con representación cubo motor y modificación del morro. Chasis final.</i>	75
<i>Figura 49: Sección tubo 1.</i>	76
<i>Figura 50: Sección tubo 2.</i>	76
<i>Figura 51: Sección tubo 3.</i>	77
<i>Figura 52: Chasis motor trasero más cruceta delantera.</i>	78
<i>Figura 53: Modelo chasis motor con doble cruceta delantera.</i>	78
<i>Figura 53: Modelo morro chasis base.</i>	78
<i>Figura 54: Modelos chasis morro modificado.</i>	79
<i>Figura 55: Nuevo morro, modelo esquemático.</i>	79
<i>Figura 56: Modificación con motor final con nuevo diseño morro.</i>	80
<i>Figura 57: Detalle semimonocasco.</i>	81
<i>Figura 58: Detalle chasis semi-monocasco.</i>	81
<i>Figura 59: Desplazamientos chasis semi-monocasco.</i>	82
<i>Figura 60: Chasis monocasco completo.</i>	83
<i>Figura 61: Chasis perspectiva delantera.</i>	84
<i>Figura 62: Chasis vista superior, chasis perspectiva trasera.</i>	84
<i>Figura 63: Desplazamientos chasis monocasco completo.</i>	85
<i>Figura 64: Desplazamiento total del chasis sometido a su peso durante el remolque</i>	87
<i>Figura 65: Tensiones máximas del chasis durante el remolque</i>	88
<i>Figura 66: Traspaso de tensiones a través del motor.</i>	88
<i>Figura 67: Desplazamiento máximo de chasis en frenada a 1.5 g</i>	89
<i>Figura 68: Tensión máxima del chasis en frenada</i>	89
<i>Figura 69: Deformación total del chasis en aceleración.</i>	90
<i>Figura 70: Tensión máxima durante la aceleración a 1 g.</i>	91
<i>Figura 71: Desplazamiento máximo en paso por curva a 1.5 g</i>	91
<i>Figura 72: Tensiones máximas del chasis sometido a 1.5 g en paso por curva.</i>	92
<i>Figura 73: Esquema de fuerzas del chasis a flexión.</i>	93
<i>Figura 74: Deformación máxima del chasis bajo flexión.</i>	93
<i>Figura 75: Desplazamientos máximos y tensiones ensayo flexión 3 g.</i>	94
<i>Figura 76: Esquema de fuerzas y restricciones en choque de 10 g.</i>	95
<i>Figura 77: Choque a 10 g de deceleración.</i>	96
<i>Figura 78: Sección 4 barras de unión del motor.</i>	97

<i>Figura 79: Tensión máxima bajo ensayo de choque a deceleración 10 g.</i>	97
<i>Figura 80: Desplazamientos máximos durante vuelco a 6 g.</i>	99
<i>Figura 81: Tensión máxima de vuelco a 6 g.</i>	99
<i>Figura 82: Vuelco, perspectiva.</i>	100
<i>Figura 83: Tabla datos 1.</i>	101
<i>Figura 84: Tabla datos 2.</i>	101
<i>Figura 85: Centro de masas del vehículo.</i>	101
<i>Figura 86: Centro de masas del piloto.</i>	101
<i>Figura 87: Centro de masas del conjunto.</i>	101
<i>Figura 88: Soplete de oxicorte de 3 boquillas.</i>	105
<i>Figura 89: Corte por plasma.</i>	107
<i>Figura 90: Corte con agua.</i>	108
<i>Figura 91: Compuestos químicos nocivos.</i>	110
<i>Figura 92: Sierra de corte de cinta horizontal.</i>	111
<i>Figura 93: Curvadora de rodillos.</i>	112
<i>Figura 94: Esquema soldadura TIG. Ejemplo sobre escape.</i>	113
<i>Figura 95: Soldadura SMAW.</i>	114
<i>Figura 96: Soldadura GMAW.</i>	115
<i>Figura 97: Inspección por líquidos penetrantes.</i>	116
<i>Figura 98: Inspección por partículas magnéticas.</i>	117
<i>Figura 99: Modelo mesa de soldadura.</i>	120
<i>Figura 100: Modelo mesa de trabajo.</i>	121
<i>Figura 101: Coste de secciones en euros por metro.</i>	124
<i>Figura 102: Esquema de nomenclatura de barras. Parte trasera.</i>	124
<i>Figura 103: Esquema de nomenclatura de barras. Parte central y delantera.</i>	125
<i>Figura 104: Esquema de barras para secciones.</i>	126
<i>Figura 105: Presupuesto oficina técnica</i>	130

1	Introducción y Objetivo
----------	------------------------------------

1.1 Introducción:

La fórmula SAE, también conocida como Formula Student, es una competición en la cual universidades de todo el mundo compiten fabricando un monoplaza que pone a prueba el ingenio y el talento de estudiantes a través del diseño, construcción y evolución de un pequeño vehículo de altas prestaciones. Es una competición a nivel internacional en la que el número de participantes va en aumento año tras año, (120 universidades en el año 2012) y con vistas a la participación en la misma, se plantea este proyecto, siendo una opción posible para el diseño del chasis para un futuro vehículo F-ASE de la Universidad Carlos III.

La F-SAE nace en 1982 en Estados Unidos, en Michigan, pero debido a su éxito se ha ampliado a otros países como Inglaterra, Australia, Alemania etc. El evento anual cuenta con el apoyo de grandes marcas automovilísticas patrocinadoras tales como Ford, Mercedes, Porsche, BMW, etc [e].

Con el tiempo y debido al éxito de la competición el calendario de pruebas ha crecido hasta las 9 competiciones de la Formula SAE Series:

1. Fórmula SAE en Michigan (EEUU).
2. Fórmula SAE Oeste en California (EEUU).
3. Fórmula SAE VIR en Virginia (EEUU).
4. Fórmula SAE Australiana en Australia.
5. Fórmula SAE Brasileña en Brasil.
6. Fórmula SAE Italiana en Italia.
7. Fórmula Student en Reino Unido.
8. Fórmula Student Germany en Alemania.
9. Fórmula Student Austria en Austria.
10. F-Student España en Barcelona.

Durante el desarrollo del monoplaza se simula una el proceso de fabricación real en el cual el vehículo se diseña bajo un presupuesto. Una empresa de competición contrata a la universidad como empresa para ejecutar el proyecto del monoplaza. Los compradores serían corredores semi-profesionales, amateur o pilotos carrera-clientes que quieran participar en la competición con un vehículo que cumpla con la normativa F-SAE.

Las prestaciones de este vehículo deberán ser elevadas en aceleración, frenada y paso por curva. Llegando en la actualidad a valores cercanos a deportivos de calle de precios mucho más elevados. Además, debido a su bajo precio, debe llevar asociado un bajo coste de mantenimiento y ser fiable. La

estética y el confort, si bien este es un coche de carreras, también se tendrán en cuenta.

Para hacerse una idea, en la competición se valoran los siguientes aspectos:

Eventos estáticos	325
Diseño	150
Análisis de costes	100
Business y Presentación	75
Eventos dinámicos	675
Skidpad	75
Aceleración	75
Autocross	100
Endurance	325
Consumo	100
Total	1000

***Léase normativa FSAE para más información de cada prueba.*

Dicha competición tiene un calendario para el que las universidades tienen que presentar sus proyectos. Finalmente, lucharán en las pruebas que anualmente se realizan en circuitos de todo el mundo.

El compromiso y el esfuerzo pasan a ser los valores más importantes de esta competición, en la que los futuros ingenieros se enfrentan al sueño de poder construir un vehículo propio en un equipo de trabajo perteneciente al ámbito académico.

1.2 Objetivo.

1.2.1 Proyecto chasis del formula SAE:

El objetivo inicial de este proyecto será diseñar un chasis para un vehículo monoplace perteneciente a una competición internacional entre universidades de ingeniería, la Fórmula SAE, bajo las premisas marcadas por la normativa de la organización. Ésta propone medidas que garantizan la seguridad del piloto imponiendo unas cotas mínimas para disposición de los tubos y sus espesores.



Modelo FSAE Universidad de Vancouver 2011.

Después de cumplir con estos requisitos, se tomará como objetivo base la rigidez torsional, puesto que a mayor rigidez, mejor será el comportamiento del vehículo. Según datos de otros equipos en años anteriores, se sitúa en torno a 3000N.m/grado para un peso aproximado de 50kg (existen universidades de mayor experiencia con chasis monocascos con pesos de 30 kg y rigideces similares y universidades con rigideces en torno a 1500 Nm/ grado y pesos de 30 kg con chasis puramente tubulares). Para ello, se construirá una geometría triangulada siguiendo la estructura de pórticos, facilitando la ubicación del piloto a través de tubos de acero S275 de diferentes secciones, en función de la sollicitación a la que se encuentre sometido el chasis (arcos de seguridad, crucetas, largueros, etc). Posteriormente se comprobará que la deformación y las tensiones que representan las cargas, que se simulan de forma estática, no sean mayores de las deseadas. Se comentarán y revisarán los datos modificando las partes que no estén dentro de los parámetros de seguridad rehaciendo los cálculos para las mismas hasta llegar a valores que, en ningún caso, comprometan la seguridad del piloto y contribuyan a mejorar las prestaciones del vehículo.

Posteriormente, se dedicará una parte a los procesos de construcción y producción, repasando los metros de corte, soldado, y montaje para mostrar una idea real de cuántos recursos requeriría la fabricación de una unidad de pruebas.

2	El chasis
----------	------------------

2. El chasis:

2.1 Descripción de chasis:

La misión principal del chasis es unir las cuatro ruedas y suponer una estructura rígida para recibir todas las cargas del vehículo. El chasis es el último elemento en diseñar puesto que debe ubicar todos los componentes de la manera óptima. Cabe reseñar que se tomarán inicialmente los valores de cota del motor y de la arquitectura de suspensiones para el comenzar el diseño del chasis.



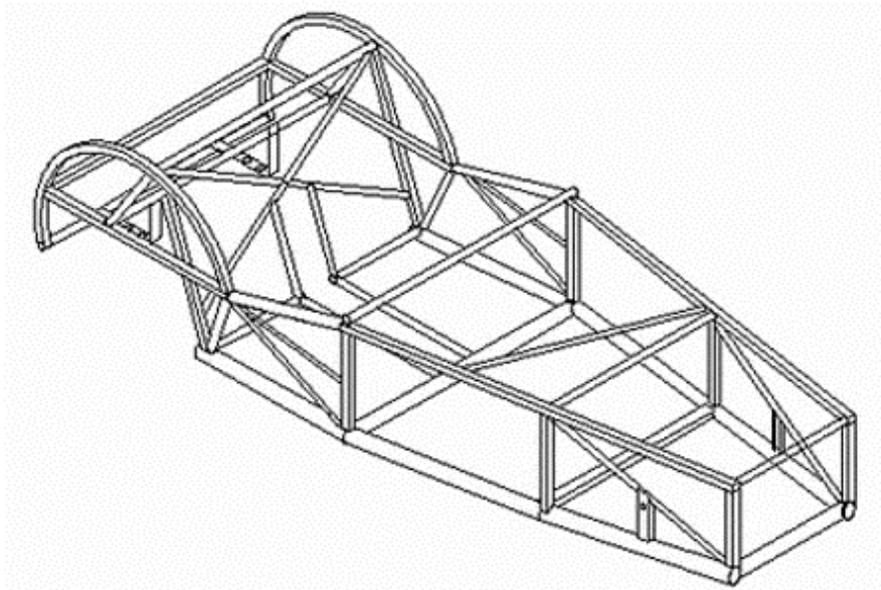
Chasis FSAE Cooper Union Motorsport

En el estudio del chasis será de vital importancia la distribución de masas que se tratará de hacer lo más simétrica posible, partiendo de un diseño de monoplaza en el que el piloto va centrado. Los puntos más importantes serán los anclajes de las suspensiones delanteras y traseras, los arcos de seguridad y los anclajes del motor.

2.2 Historia del chasis:

Los chasis más primitivos estaban basados en las estructuras de puentes. Eran chasis rígidos sólo a flexión, basados en la colocación de dos largueros longitudinales. En 1934, Autounion construyó el primer chasis tipo escalera. Que consistía en un chasis larguero con dos tubos paralelos de sección redonda. En el mismo año mercedes lanzó un chasis con la misma configuración y tubos de sección cuadrada siendo la referencia hasta los años 50.

En 1952 aparecieron dos chasis de tipo cercha, el lotus MK6 [f] y el Mercedes 300sl. Su gran éxito lo llevo a ser ampliamente utilizado, siendo adaptado para vehículos de calle con la introducción de puertas.



Chasis Lotus MK6



Lotus MK6 1952

En 1962 lotus lanzó el lotus62, siendo este el primer vehículo con chasis monocasco, es decir, la carrocería y el chasis eran el mismo elemento.

2.2.1 Tipos de chasis:

Yendo por partes, el chasis de escalera o bitubo ha demostrado ser relativamente resistente a torsión con una construcción muy sencilla. Este tipo de chasis consiste en dos vigas de sección tubular laterales, unidas por refuerzos transversales, diagonales dos a dos. Los refuerzos entregan rigidez a torsión y permite fijar los componentes. Este tipo de chasis son pesados y faltos de rigidez torsional para altas prestaciones, pero son fáciles de realizar y no reciben daños

importantes en accidentes graves. Otra ventaja es la facilidad para acceder a los componentes mecánicos. Puesto que la disposición no varía demasiado, la rigidez depende de la sección del tubo utilizado. Es importante que los soportes de las suspensiones sean muy rígidos y repartan las cargas de manera adecuada.

El chasis multitubular nace como evolución directa del chasis de escalera, si bien cualquier chasis podría denominarse chasis multitubular, nos referimos con este término a aquel que tiene cuatro miembros laterales y poca o ninguna triangulación entre estos. Tiene una mayor resistencia a torsión que el chasis de escalera y un coste más reducido que los chasis de cercha isostática. Para contrarrestar la falta de triangulación requiere un tubo de gran diámetro. La durabilidad depende del peso, pero las cargas a flexión en las juntas soldadas lo hacen frágil. El área al que más le afecta la falta de rigidez es el del piloto, puesto que es prácticamente imposible utilizar diagonales.

El chasis de cercha en el espacio es una estructura isostática. Las juntas podrían ser reemplazadas por rótulas haciendo que las cargas en todos los miembros sean de tracción-compresión. Es uno de los chasis más eficientes desde el punto de vista estructural sólo superado por el chasis monocasco. En cotas de peso de FSAE, la diferencia de rigidez entre ambos tipos de chasis no justifica el incremento de precio. El chasis cercha ideal sería una caja rectangular con todas sus caras diagonalizadas. Sin embargo, este chasis es imposible en la práctica, por lo que se tiende a realizar varios submarcos sobre los que se intenta hacer cerchas. Los costos de fabricación y el diseño de las matrices de soldadura del chasis son altos, sin embargo la materia prima es económica.

La durabilidad de este chasis es elevada puesto que trabaja con cargas axiales. Su principal razón de rotura es la corrosión interna de los tubos por lo que hay que realizar un proceso de sellado para evitar la entrada de humedad.

El chasis monocasco se basa en que las cargas son absorbidas por la piel, es el fundamento estructural de un huevo, por eso también se le designa chasis monococo. Las primeras aplicaciones de chasis monocasco provienen de la aeronáutica. Consiste en un chasis creado a partir de láminas finas utilizando mamparos que permiten transmitir las cargas sobre la piel. Se realizan con mucho éxito empleando materiales compuestos.

2.3 Materiales utilizados en la fabricación de chasis.

Para la fabricación de los chasis tubulares existe una gran variedad de aceros. (SAE 4130 cromo molibdeno, SAE 1010-1020 de tubo estructural, etc).

En los chasis de cercha, debido a la naturaleza de las cargas, el uso del acero al carbono es completamente aceptable. Sin embargo en los chasis tipo escalera, se recomienda el uso de aceros más resistentes.

En caso de utilizar chasis tipo cercha o multitubular se recomienda recubrir la parte exterior del piso de éste con una lámina delgada que puede ser remachada al mismo, aumentando aún más la resistencia a rigidez.

El chasis monopin es un tipo de chasis monocasco de aluminio. Su diseño es simple y tiene un peso muy bajo. Incluye mamparos fabricados en tubo cuadrado remachados a la lámina. La estructura forma la carrocería, la célula de supervivencia y el chasis.

Los coches de competición de Formula1, DTM, Le Mans, etc, llevan chasis monocasco de fibra de carbono. En todas las competiciones cuyos coches deriven los modelos de producción (WTCC, WRC, GRUPON, SUPER2000 etc) se respeta el chasis del vehículo de calle. En un coche de calle, el chasis es un monocasco de metal, sobre este chasis se ensamblan los subchasis. Cuando se prepara un coche para la competición sobre un vehículo de serie, se le añade una jaula de tubos en su interior, que refuerza los puntos clave del chasis, y añade efectividad y rigidez al conjunto, protegiendo al piloto en caso de accidente.

En la alta competición se realiza un sistema parecido, pero con fibra de carbono, para hacer la misma misión pero con menor peso. Su principal ventaja es sobre todo una mayor ligereza, manteniendo la misma rigidez que un tubular si se ha realizado correctamente. Diseñar un monocasco de carbono es complicado puesto que el resultado final no es tan previsible como el tubular donde un ordenador simulará el resultado con precisión. Un monocasco se realiza uniendo capas de fibra de carbono sobre un molde, y a mayor cantidad de capas se consigue mayor rigidez para dicha parte del chasis. También influyen las diversas calidades de los materiales, la resina que se utiliza para hacerlo moldeable, si lleva kevlar o no y en que medida y si el proceso de secado en horno autoclave es correcto. Previo al horneado se le provoca un vacío a la pieza de carbono y resina que queremos crear.

El carbono no se utiliza demasiado en FSAE, puesto que el precio se dispara hasta unos 70000€/u y la normativa impone un presupuesto máximo de 20000€. Para poder equiparlo es necesario que lo regale un sponsor o que lo desarrolle el propio equipo en sus instalaciones, contando así con una maquinaria compleja que no suelen tener las universidades.

En un FSAE, con su tamaño reducido, el chasis tubular se aproxima mucho al del carbono, puesto que no se requieren enormes refuerzos para mantener la

Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE

rigidez de todas las piezas. Algunos ejemplos de chasis de fórmula SAE podemos verlos a continuación en las siguientes imágenes:

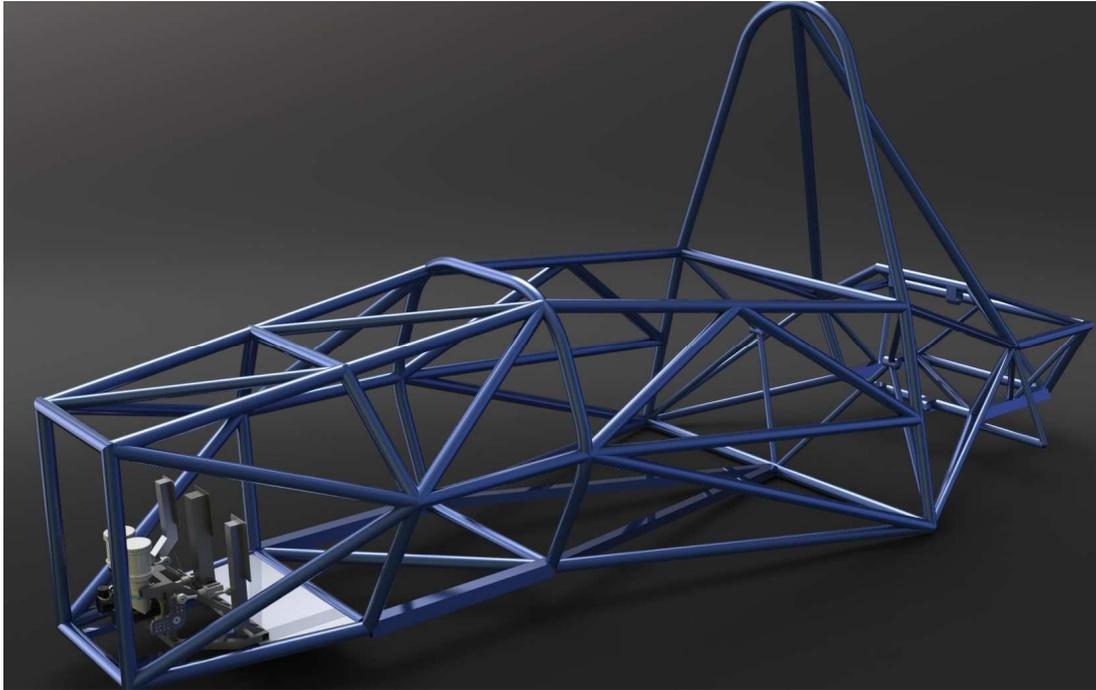


Imagen de un chasis FSAE en tres dimensiones.



Chasis formula SAE con cableado, ruedas y motor.



Chasis FSAE, detalle anclajes motor.

3	Restricciones según FSAE
----------	-------------------------------------

3. Restricciones que afectan a un vehículo FSAE [5]:

3.1 Introducción a la competición y normativa de la organización:

- La distancia mínima entre ejes o batalla será de 1525 mm (midiendo esa distancia desde el centro de contacto de la rueda delantera con el suelo al centro del contacto de la rueda trasera con el suelo).
- La vía (distancia entre ruedas del mismo eje) del vehículo más pequeña no ha de ser en ningún caso inferior al 75% de la vía mayor.
- La distancia al suelo de la parte inferior del chasis ha de ser la suficiente para no contactar en ningún momento con la pista, o partes de ella (pianos, badenes, etc).
- Las ruedas han de ser de un diámetro superior a 203,2mm (no se tiene en cuenta la medida del neumático). En este caso y en combinación con el departamento de suspensiones será un modelo 43161 de la marca Hoosier Tire Corp. de 13 pulgadas con un diámetro exterior de 524mm.
- En la parte posterior del coche se debe facilitar un punto de enganche que debe soportar el peso del vehículo. Debe estar orientado perpendicularmente a la línea longitudinal de vehículo, y debe ser horizontal. Debe tener forma tubular, con un diámetro superior a 25,4mm. La longitud debe ser mayor de 300 mm, y la altura mínima al suelo debe superar los 75 mm medida desde la parte más baja del tubo de enganche. Por otro lado, los 180° inferiores del tubo deben estar descubiertos a lo largo de una distancia mínima de 280 mm. Esto es necesario para la sujeción y remolque del vehículo por parte de los jueces o empleados de pista en caso de ser necesario. En coordinación con la suspensión del vehículo, se debe tener en cuenta que a una altura de 200 mmm medida desde el suelo al punto más bajo del enganche, las ruedas en rebote completo no deben tocar el suelo.

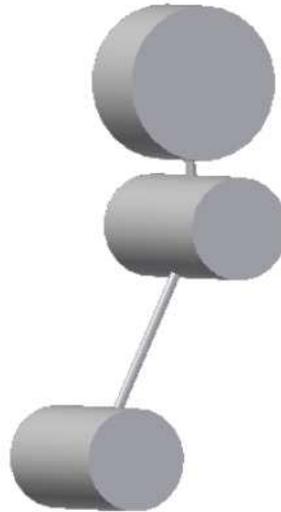


Figura esquema piloto

- El diseño se realizará para q sea válido para el piloto más alto del equipo y para un hombre elegido entre la población al azar en el 95% de los casos. La plantilla de este hombre en 3D viene dada por la organización (figura 8). Un círculo de 300 mm representará la cabeza con el casco del piloto. Otro círculo de 200 mm representará los hombros y las cervicales. Otro de 200 mm es el que simulará las caderas. Una línea recta de 490 mm unirá los centros de los dos círculos de 200 mm, y una línea recta de 280 mm conectará los hombros con la cabeza y el casco. Este modelo debe estar situado en la posición normal de conducción, con la espalda en el respaldo y con la cabeza a 25,4 mm del acolchado posterior al casco.

3.2 Espesores de las protecciones:

La estructura principal del coche ha de ser construida de acero bajo en carbono o aleado, en tubos (mínimo 0,1% de carbono), con las dimensiones especificadas en la figura 9.

ARTÍCULO o USO	DIÁMETRO EXTERIOR x ESPESOR DE PARED
Arcos principales y delanteros	25.40 mm x 2.40 mm o 25.0 mm x 2.50 mm
Soporte de la mampara delantera.	25.40 mm x 1.25 mm
Protección lateral del impacto, mampara delantera, tirantes del aro de vuelco y accesorio del arnés de seguridad	25.40 mm x 1.60 mm o 25.0 mm x 1.75 mm

Tabla espesores acero

El uso de las aleaciones no permite utilizar un grosor de pared menor que el especificado para acero bajo en carbono.

También podrán ser utilizados otros materiales bajo las siguientes condiciones:

- Que la disposición de materiales alternativos adoptada tenga un E*I mayor o equivalente sobre el eje más débil.
- El tubo no podrá ser de un grosor más fino de lo especificado en la figura 10 y en la figura 11.
- El arco principal y su apoyo deben estar hechos de acero.

Requisitos de los tubos de acero:

MATERIAL Y APLICACIÓN	ESPESOR DE PARED MÍNIMO
Tubos de acero para aros delanteros y principales	2.1 mm
Tubos de acero para apoyo de los aros de vuelco, mampara delantera y sujeción del arnés de seguridad	1.65 mm
Tubos de acero para protección de impacto lateral.	1.25 mm

Tabla espesores alternativos de acero según norma

Tubos de aluminio:

MATERIAL Y APLICACIÓN	ESPESOR DE PARED MÍNIMO
Tubos de aluminio	3.17 mm

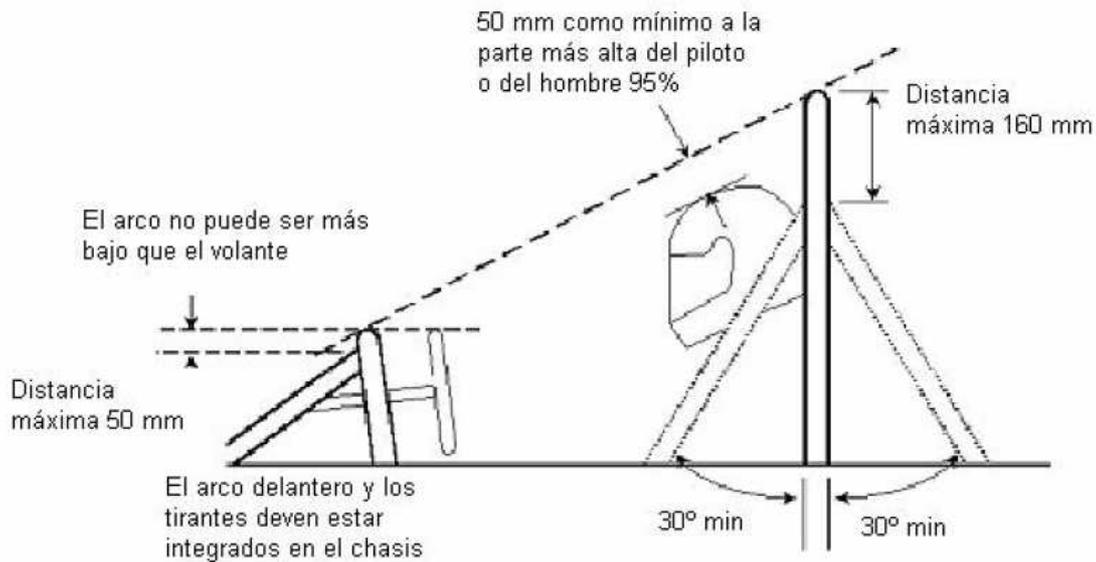
Tabla de espesores de aluminio según norma

Los tubos de aluminio deben ser tratados térmicamente y endurecidos tras la soldadura. El equipo deberá representar en este caso un informe del proceso.

3.3 Arcos de seguridad:

La estructura de protección del piloto consta entre otras partes de dos arcos de seguridad, uno frontal justo anterior al volante de dirección, y otro (el principal) colocado detrás de la cabeza y espalda del piloto. La cabeza del conductor debe estar protegida del suelo en todo momento en caso de vuelco. Por ello teniendo en cuenta el piloto más alto, o el modelo de piloto que se ha dado anteriormente, en ningún caso debe quedar una distancia menor de 50,8 mm entre la parte posterior

del casco del piloto y la tangente a los dos arcos de seguridad (como se muestra en el croquis de la figura)



Croquis de la disposición de los arcos de seguridad

En la construcción se debe tener en cuenta que no puede haber fisuras u ondulaciones en los tubos de los arcos de seguridad. Por otra parte, las curvas en ellos, medidas en su línea central han de tener un radio mínimo de tres veces el diámetro exterior del tubo.

3.3.1 Arco principal:

- El arco principal debe estar construido de una sola pieza de acero de las características (espesor y diámetro) especificadas para los tubos de acero anteriormente.
- El arco principal debe prolongarse desde la parte más baja de un lado del chasis hasta la parte más baja del otro lado.
- En una vista lateral del vehículo, la parte del acero principal que asoma por encima del punto de unión de este con el chasis ha de tener una inclinación menor de 10° con la vertical.
- En una vista frontal del vehículo, los miembros verticales del arco principal de seguridad, deben de estar al menos 38 mm separados de un lugar en el que el arco principal se une con el resto del chasis.

3.3.2 Arco frontal:

- El arco frontal debe estar construido de acero de las mismas características dimensionales que el arco principal.
- Por otro lado con un buen estudio, triangulación y refuerzos, este arco no será obligatoriamente de una pieza.
- El arco debe ir desde la parte más baja de un lado del chasis hasta la parte más baja del otro.
- En ningún momento la parte más alta del arco frontal ha de ser más baja que la parte más alta del volante (en cualquier posición de este).
- En una vista lateral, el arco frontal no podrá tener una inclinación mayor de 20° sobre la vertical.

3.3.3 Tirantes del arco principal:

- Deben ser construidos en acero de la sección antes mencionada en los dos arcos.
- El arco principal debe ir reforzado con dos tirantes, hacia delante o hacia detrás, pero estos no podrán estar al mismo lado al que se inclina (en caso de que se incline) el arco principal.
- Los tirantes deben estar soldados a la parte más alta posible del arco principal, nunca en un lugar mas bajo que 160mm desde la parte superior del arco.
- Los tirantes deben ser rectos.

3.3.4 Tirantes del arco delantero:

- Los tirantes del arco frontal deben ser de la misma sección que los del arco principal.
- Los tirantes han de proteger las piernas del conductor, por lo que deberán estar a ambos lados y ha de llegar hasta la estructura de protección de los pies del piloto.
- Han de ser soldados lo más cerca posible de la parte superior del arco, nunca más bajos de 50 mm (de la parte superior del arco).

3.4 Plano frontal encargado de proteger los pies del piloto:

- Por delante del plano frontal debe haber un atenuador de impacto que absorba la energía.
- El plano frontal debe estar construido con tubos de las mismas características geométricas que los usados para los arcos de seguridad.
- Debe estar situado de tal forma que los pies del piloto (sin estar presionando los pedales) queden protegidos por él.

- Como mínimo debe tener tirantes en la parte más alta (no más bajos de 50 mm) hacia el arco frontal, así como la parte más baja.
- Debe estar sujeto, nodo a nodo, triangulando, con al menos una diagonal por lado.

3.5 Protección ante impactos laterales:

- Una protección lateral está formada al menos por tres piezas tubulares de sección igual a la de los arcos de seguridad.
- Con un piloto de 77kg sentado en el coche, la pieza más alta de la protección lateral, debe unir el arco frontal y el principal a una altura del suelo mayor de 300 mm y menor de 350 mm. En el caso de que hubiese otra pieza del chasis que cumpla estas características, podría ser utilizada como protección.
- La pieza inferior de la protección lateral, debe conectar la base del arco frontal con la base del arco principal.
- Con la adecuada triangulación y estudio es posible construir las piezas con más de un tubo.
- Se deberá poner una diagonal que complete la protección como muestra de la figura 12.

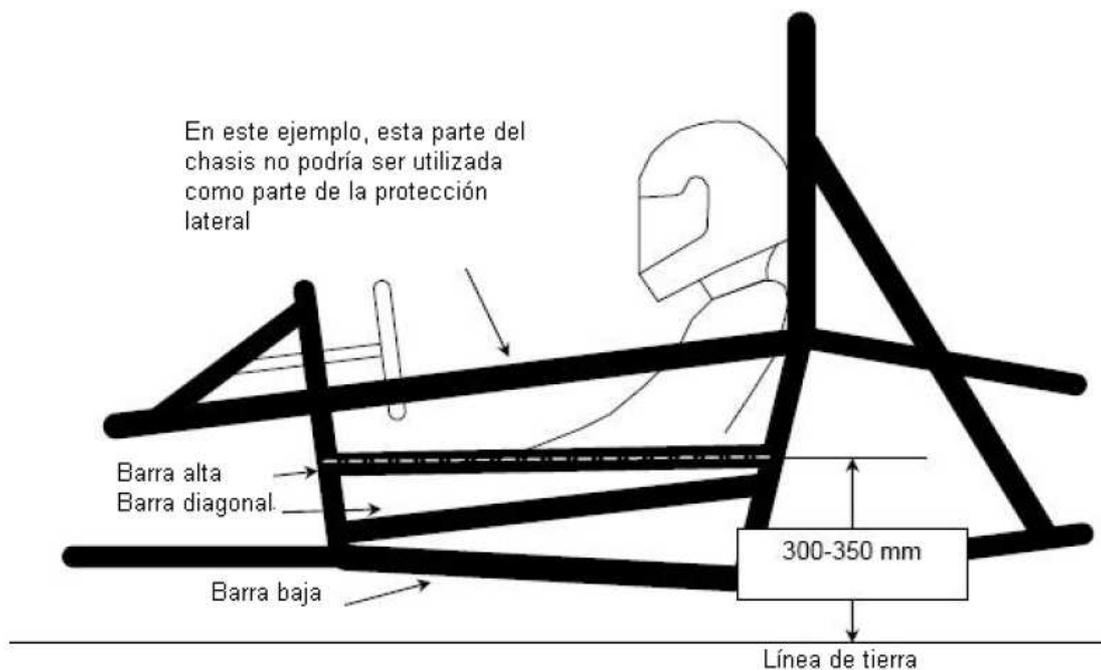


Figura protección lateral.

3.6 Otras consideraciones

Si algún tirante o tubo queda a la altura del cuello del conductor, se fijará una chapa o protección firmemente al chasis para evitar que el hombro del conductor pase por debajo del tubo y su cuello pueda contactar con él.

4	Cargas ejercidas sobre el chasis
----------	---

4. Cargas de competición

A parte de la cantidad de restricciones impuestas por los organizadores, se deben tener en cuenta las cargas importantes que sufre el chasis durante la competición. Para el diseño del chasis, hay que tener en cuenta que en un plano inclinado lateralmente de 60° , y con el piloto más alto dentro del coche, el vehículo no podrá volcar. Otra carga importante será la fuerza lateral ejercida por el chasis, puesto que se debe tener en cuenta que hay una prueba en la que se mide precisamente la aceleración lateral que el vehículo es capaz de soportar sin perder el control. Estas aceleraciones rondan valores superiores a 1,5 g (0,9 g valor mínimo para superar la prueba).

4.1. Introducción:

Haciendo un análisis de las cargas, se estudiarán los puntos del chasis, tanto en tensión y deformación en situación estática para posteriormente reforzar donde fuera necesario. Se marcarán las cargas y las restricciones y se comprobarán y justificarán los datos. Para ello, se hará una lista previa de los pesos y su acción sobre el chasis y se analizará para cada caso las restricciones sobre el chasis.

4.1.1. Las suspensiones:

En colaboración con el departamento de suspensiones y aprovechando las conclusiones tomadas de su proyecto de “desarrollo de un sistema de suspensiones” también de esta escuela, se fijarán las dimensiones para los anclajes de las suspensiones al chasis.

Dentro del análisis de masas, se tendrá que hacer la distinción entre masa suspendida y masa no suspendida. Dentro de la masa suspendida se tendrá el peso del propio chasis y todas las cargas que actúan sobre él. Como masa no suspendida se consideran la carga de las ruedas (neumático, llanta, buje y sistema de frenado sobre rueda) y sistema de suspensión (amortiguador, muelles, brazos de suspensión, accionadores de suspensión, etc). Dichas cargas ejercen un par torsor en el chasis y habrá que asegurar la rigidez del chasis para evitar deformaciones excesivas que condicionasen el comportamiento del vehículo durante la sucesión de las pruebas.

4.1.2. Masas del vehículo:

El motor del vehículo tiene un peso específico según el fabricante de 58 kg, éste y otros elementos soportarán aceleraciones laterales de hasta 1,5 g, 1,4 g en frenada y 1 g en aceleración.

Posteriormente a un análisis sobre el chasis base se planteará el posicionamiento del motor como parte estructural del vehículo, detrás el arco de seguridad posterior y acoplado al mismo, unido a los sistemas de transmisión y se realizará un estudio de la posición óptima del mismo. Para el ensayo del chasis se omite el motor y lo sustituirá por cruz de alta rigidez en primer lugar y una estructura de peso y comportamiento similar en rigidez al motor en segundo lugar.

Otras masas que se tendrán en cuenta:

- La batería: su peso estará en torno a los 5 kg y su ubicación estará cercana al eje delantero, por delante de la pedalera, añadiendo una carga sobre dicho eje que compensará el subviraje y compensará el mayor peso del eje trasero.
- El depósito de combustible, también diseñado por este departamento tendrá una forma adecuada que se acoplará a las vigas inferiores del chasis y servirá de estructura combinada al suelo del habitáculo del vehículo. La cantidad de combustible máxima dependerá del consumo del vehículo en la prueba de resistencia de 22 vueltas a un circuito de 1 km de longitud, suponiendo el consumo del motor a gasto máximo.
- El peso del piloto y su disposición de conducción merece un estudio de ángulos y cálculos de los centros de gravedad por miembro y el punto del centro de gravedad total. Se adjunta una hoja de cálculo que demuestra como influyen las distintas posiciones del piloto en la variación de las coordenadas del centro de gravedad.
- El diferencial estará situado a la salida de la caja de cambios y a la entrada de la transmisión trasera al ser un vehículo de propulsión.
- El sistema de suspensión, donde se incluirá el peso de las ruedas, el sistema de frenado y las transmisiones.

4.1.3 El carenado:

El carenado es la parte que marcará el comportamiento del aire sobre el vehículo, se ha diseñado un sistema de alerones y difusores que canalizaran el mismo en los puntos de mayor interés, refrigerando el motor y ayudando a su comportamiento a través de la admisión. Cabe destacar que el valor de dicha refrigeración, en este caso, es de mayor importancia que el apoyo aerodinámico

que pueda aportar de aire sobre el vehículo, puesto que las velocidades alcanzadas durante la prueba más larga del campeonato no superarán los 100km/h. Los sidepods contribuirán a la rigidez de la estructura y servirán de soporte para los radiadores y difusores aunque no se tendrán en cuenta en estos primeros ensayos.

5	Diseño del chasis tubular
----------	--------------------------------------

5. Diseño del chasis tubular:

El motivo de este proyecto es el estudio de la rigidez-peso y el coste de un chasis monoplace tipo FSAE. El aumento de la rigidez del chasis mejorará el comportamiento en pista del vehículo, pero aumentará su peso final. Se tendrá que llegar a un compromiso intermedio entre el diseño y la disposición de los elementos tubulares. Debido a que la relación peso-potencia del vehículo es muy favorable (aproximadamente 4kg/CV), se plantea la opción de sacrificar algo de peso para obtener una mayor capacidad motriz debida a la rigidez del chasis, permitiendo digerir mejor la potencia en situaciones de cambio de apoyo de masas (aceleraciones, frenadas y apoyos en curvas).

Criterios de rigidez [2]:

Según simplificaciones de criterio podemos tomar como fórmula de rigidez:

$$K= P/AI$$

Siendo K, la constante de rigidez del material, P la carga aplicada sobre la estructura, y AI el desplazamiento del punto sometido a estudio.

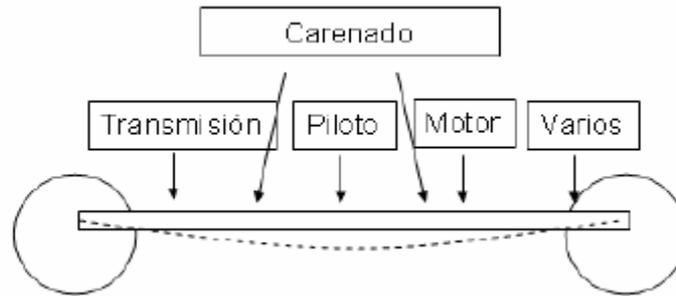
En el mundo del automóvil se emplea la rigidez a torsión, quedando la fórmula como sigue:

$$K=M/\beta$$

Normalmente se utilizan las unidades N*m/ grado def. Es cierto que esta relación puede no ser lineal y variar dependiendo del ángulo, pero en este caso, el ángulo se considera pequeño, con lo que K se tomará simplemente como un parámetro que mide la respuesta del chasis.

5.1 Rigidez a flexión:

El coche estará sometido al peso de diversas cargas que ejercen un momento flector longitudinal según el siguiente esquema:



Representación de la flexión del chasis para el estudio a flexión

Aunque este estudio no es muy significativo, se realizará el ensayo sobre el chasis tubular definitivo, controlando los puntos más solicitados.

5.2 Rigidez torsional:

Se expresa en N*m de par por grado de deformación. En los equipos de FSAE con más experiencia los datos están en torno a 3000 N*m/ grado, por tanto se tomará este valor como referencia para el estudio. Para realizar el ensayo, se ejercerá un par torsor sobre la suspensión delantera mientras se fija la suspensión trasera.

Los mayores esfuerzos se sufrirán cuando la suspensión atraviesa un bache, donde se siente el paso por curva a alta velocidad e la inercia del conjunto, o cuando se ataque de manera agresiva un piano, ya que existe un desplazamiento momentáneo en uno de los lados de la suspensión mientras el otro sigue fijo.

5.3 Factores a tener en cuenta para la construcción del chasis:

- Se realizará un estudio de los anclajes de los elementos de mayor masa para la simulación de las fuerzas que actúan sobre el chasis intentando ubicarlo siempre en puntos de unión entre barras para evitar la flexión de las mismas.
- Se tendrá en cuenta el efecto estructural de ciertas partes unidas al chasis y al motor en la parte trasera.
- En elementos de menor módulo elástico que el aluminio se variarán las secciones. Véase tabla de la figura 10.

5.4 Criterios de espacio:

Se tendrán en cuenta los siguientes factores:

- Relativa facilidad de acceso a cualquier parte mecánica del vehículo para disminuir el tiempo de actuación en caso de avería.
- Se deben respetar las restricciones impuestas por la organización en cuanto al espacio destinado al piloto, particularizando las dimensiones para el piloto real, se deberá facilitar el área de visión, el tamaño de las piernas, la posición del volante, etc.
- La línea de visión del piloto debe quedar por encima del arco frontal del chasis, este es uno de los mayores hándicaps a la hora de colocar al piloto lo más horizontal posible para bajar el centro de gravedad.
- El piloto ha de ser capaz de salir del coche en un tiempo inferior a 5 segundos según la normativa de la competición.

6	Análisis y estudio del modelo
----------	--

6. Análisis y estudio del modelo:

6.1 Introducción

En un momento en el que la optimización de los procesos toma una vital importancia, debido a la premisa de ahorrar costes, aprovechando métodos de cálculos informáticos para evitar la construcción de los modelos a escala real, se intentará establecer un proceso de fabricación, evolucionando el vehículo por ensayos sobre un chasis base. Sus puntos débiles posteriormente serán reforzados hasta obtener un modelo que se aproxime a las necesidades de este proyecto.

Todos los cálculos serán realizados con un software de elementos finitos FEM llamado ANSYS. Gracias a éste, se discretiza el sistema lineal infinito de la geometría a un número finito de nodos sobre los que se estudiarán desplazamientos y tensiones máximas y mínimas en distintos pruebas.

En principio, los esfuerzos se centraron en conocer y probar distintas plataformas de método de elementos finitos, ANSYS, ALGOR, Solidworks. Finalmente se eligió ANSYS que, a pesar de ser menos visual, tiene una gran capacidad de cálculo.

6.2 Obtención de un modelo base:

Tomando como partida las restricciones impuestas por la organización para los arcos de seguridad, los tirantes y las protecciones laterales por un lado y las dimensiones del piloto y las cotas de suspensiones por otro, se obtendrá un modelo base sobre el que iniciar el estudio. Con esto:

- La altura de los arcos vendrá dada por la altura del piloto y las restricciones aplicadas a las distancias mínimas según croquis. Con ello se obtendrá la línea de visión del piloto y se realizará una entrada al habitáculo lo más confortable y segura sin comprometer el proceso de fabricación.
- Según la colocación del piloto, se obtendrá la posición de los pedales y el espacio del que se dispone para colocar los amortiguadores y los muelles, y el tren de la dirección.
- Se tendrán en cuenta las dimensiones de las caderas, y de los hombros en el diseño de las protecciones laterales.

- Los tirantes del arco frontal unirán los puntos del frontal del vehículo con el arco frontal, tratando de conseguir la mayor triangulación posible de la estructura.
- El diámetro del tubo será el mínimo impuesto por la organización de la Formula SAE, siendo éste diferente en cada una de las partes para optimizar al máximo el peso del chasis. Posteriormente al ensayo del chasis, se tratará de refinar el conjunto de tubos. Cabe señalar que en el modelo base, el tubo será de un diámetro fijo, 25mm. Este detalle se pensó porque aportaría una mayor facilidad de construcción a la hora de ensamblar y soldar el chasis.

A partir de aquí se comienza a diseñar la parte posterior del chasis. Llevando dicha configuración a su posición más baja posible para disminuir el centro de gravedad.

6.3 Estudio del centro de gravedad:

Se sabe que disminuir el centro de gravedad siempre que sea posible puesto que mejora las capacidades dinámicas de un vehículo. Por tanto, si se juega con la colocación de las masas en el chasis, se podrán variar los parámetros del centro de gravedad.

Las masas de los elementos a tener cuenta serán:

- La batería: tendrá un peso de 9kg, e irá colocada sobre en la parte delantera del vehículo.
- Depósito de combustible: tendrá una capacidad suficiente para poder resistir la prueba más larga de la competición con lo que ajustando el consumo, se sacará el número de litros, y se calculará su masa.
- El piloto: se estandarizará su peso en 75kg, probando distintas posiciones del mismo para disminuir el centro de gravedad, puesto que es, junto con el motor, la masa más importante. Su peso irá repartido sobre los 6 puntos de anclaje del asiento al chasis.
- El motor: éste irá colocado bajo el arco trasero de seguridad. En la fabricación del chasis no se tiene una opción clara para el modelo del motor con lo que no se puede tener datos concretos sobre los puntos de anclaje del motor al chasis. Para tener una idea de sus dimensiones, se toman de un motor de 600cc honda proveniente de una CBR 600 RR del 2008.

- Las ruedas y sistemas de suspensión, transmisión y dirección: constituyen un peso cercano a los 70 kg aunque las ruedas y suspensiones pertenecen a la masa no suspendida y no habrá que considerarlas en los ensayos del chasis.
- El carenado: es una parte importante a tener en cuenta puesto que tiene una doble participación, su masa propia y carga aerodinámica que ejerce el aire sobre el mismo. Su estudio se llevará a cabo posteriormente al proceso de fabricación el chasis.

7	Análisis del chasis diseñado
----------	---

7. Análisis del chasis diseñado:

La misión del chasis, como se comentó anteriormente, es ejercer de estructura portante de las masas de todos los elementos del vehículo, conectar los ejes y proteger al piloto en caso de accidente.

Los factores que se tendrán en cuenta en este proyecto serán tres: la rigidez, el peso y el coste.

Se encontrará un equilibrio entre una rigidez adecuada y un peso lo más bajo posible. La optimización de rigidez requiere en muchos casos un aumento de peso y coste del vehículo. El coste del vehículo debe ser menor a 25000 dólares.

Criterios de rigidez [2]:

Se puede estimar que la rigidez es una función lineal según la fórmula:

$$K = \frac{P}{\Delta}$$

Siendo k la rigidez, P la fuerza ejercida y Δ el desplazamiento.

Para el diseño del chasis se usará la definición de rigidez a torsión, siendo su fórmula:

$$K = \frac{M}{\theta}$$

Esta es el caso más común y normalmente se utilizan como unidades el $[N \cdot m / \text{grado def}]$. Lo más habitual es expresar el par ejercido para 1° de deformación.

Para variaciones de ángulo pequeñas se considerará una relación lineal, siendo K un parámetro que mide el comportamiento del chasis.

7.1 Rigidez a flexión:

Se someterá al chasis al peso de las masas descritas anteriormente, si bien no es la mayor sollicitación a la que estará sometida el chasis, es bueno tener una

idea de cuales son los puntos más débiles del mismo para prestar especial atención en ellos a la hora del proceso de fabricación.

7.2 Rigidez torsional:

El valor orientativo será siempre 3000 Nm / grado, con un peso cercano a los 50 kg. La medida se toma ejerciendo un par torsor en una de las suspensiones mientras se restringen los desplazamientos en la otra.

Algunos datos sobre rigidez en modelos del mercado son [a]:

1. Rolls Phantom -> 40.500 Nm/grado.
2. VW Phaeton -> 37.000 Nm/grado.
3. Porsche Cayenne -> 36.900 Nm/grado.
4. Ferrari F50 -> 34.600 Nm/grado.
5. Porsche 911 Turbo -> 29.000 Nm/grado.
6. Pagani Zonda -> 26.300 Nm/grado.
7. Mini Cooper S -> 24.500 Nm/grado.
8. Lambo Gallardo -> 23.000 Nm/grado.
9. Lamborghini Murcielago -> 20.000 Nm/grado.
10. Ferrari 360 Modena -> 14.700 Nm/grado.
11. McLaren F1 -> 13,500 Nm/grado.
12. Lotus Elise 111s -> 11.000 Nm / grado.
13. Lotus Elise S1 -> 10.133 Nm/grado.
14. Ferrari 360 Spider -> 8.500 Nm/grado.
15. Lotus Elan -> 7.900 Nm/grado.
16. Dodge Viper Coupe -> 7.600 Nm/grado.
17. Chrysler Durango -> 6.800 Nm/grado.

A la hora de ensayar el modelo se tendrán en cuenta otras consideraciones:

- Existen elementos que no forman parte de la estructura de manera directa pero que aportan rigidez, este es el caso principalmente del motor, de una rigidez mucho mayor a la del chasis.

- Las masas mayores deberán anclarse a nodos.

- Se trabajará con productos E*I equivalentes, si se proponen soluciones con tubos de otros materiales o secciones, deberá ser debidamente justificado.

7.3 Distribución de masas:

Para evitar el balanceo en las suspensiones y mejorar el comportamiento global del monoplaza, el centro de gravedad ha de estar lo más bajo posible. En esto, el chasis juega un papel importante, no sólo por su masa si no por ser el responsable de la distribución de todos los elementos.

Otro dato a tener en cuenta sobre la disposición de las masas en el vehículo es, que en una vista lateral del mismo, el centro de gravedad ha de estar por delante del centro de presiones. Una vez obtenida la disposición final podemos cambiar este valor con ayuda de la aerodinámica.

En este punto se hará un inciso sobre el estudio del posicionamiento del piloto, baremando la comodidad relativa del mismo y su colocación para optimizar el centro de gravedad, puesto que el peso del piloto es alrededor de un 30 % del peso total del conjunto. Según fundamentos teóricos la influencia del cambio de masa debido al balanceo tiene un porcentaje del 20% sobre el comportamiento del vehículo. Los vehículos con bajo centro de gravedad alcanzan antes la velocidad de deslizamiento que la velocidad de vuelco. Explicando previamente el concepto de centro de balanceo para tomar consciencia de su importancia, es un punto en el plano vertical transversal al vehículo que contiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas, en el que se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca balanceo de la suspensión.

Conceptos previos [3]:

- Rigidez de balanceo: la rigidez a balanceo se define como el cambio en el momento estabilizador de la suspensión en la masa suspendida respecto al ángulo de balanceo. $K\Phi$
- La rigidez de balanceo es función de la separación de suspensión.
- También es función de la rigidez proporcionada por otros elementos auxiliares como barras estabilizadoras. En nuestro caso, no se colocarán en principio barras estabilizadoras.

La barra estabilizadora minimiza los movimientos de balanceo producidos por la fuerza centrífuga, el viento lateral y las fuerzas verticales que produzcan un par de vuelco. Existe un sistema de barra estabilizadora incorporado al sistema leva del accionador de la suspensión que minimiza el peso del sistema de barra de torsión.

Para calcular el centro de balanceo tendremos en cuenta las siguientes hipótesis:

- El centro de gravedad está en el plano longitudinal.
- No se considera el balanceo de la masa no suspendida.
- Todos los ejes del vehículo se despegan simultáneamente.
- A mayor rigidez de la suspensión mayor límite de vuelco.

Analizando las condiciones de vuelco estático se puede determinar la transferencia de carga lateral entre las ruedas de un mismo eje.

Dicha transferencia es superposición de:

- La debida al balanceo.
- La debida a la masa suspendida de cada eje.
- La debida a la masa no suspendida de cada eje.

La transferencia lateral de carga modifica la adherencia disponible en cada eje. Cuanto mayor es la diferencia de fuerza vertical entre las ruedas de un mismo eje, menor es la fuerza lateral que se puede generar.

7.4 Análisis y estudio del modelo:

En este capítulo se diseñará un modelo base que cumpla los requisitos mínimos en las diversas pruebas y posteriormente se introducirán las mejoras en el diseño. Se realizará un análisis por método de elementos finitos tomando en consideración los desplazamientos y tensiones máximas y mínimas.

7.4.1 Modelo base:

Después de leer el pliego de condiciones de la organización que afectan al chasis, se lleva a la práctica la tabla de restricciones, realizando un primer diseño en el que aparezcan los tubos de grosor mínimo impuestos por reglamento, 25,4mm, fabricando así un chasis estructuralmente válido.

Estudio de la colocación del piloto:

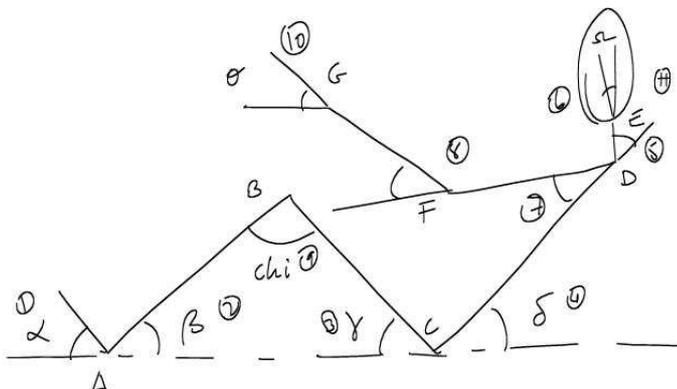


Figura: ángulos del piloto.

7.4.2 Ángulos sometidos a estudio

Para encontrar la posición óptima del piloto se analizará mediante una hoja EXCEL el modelo morfológico del ser humano para reducir los parámetros de entrada al peso y a la altura del piloto. Las distancias de los elementos del cuerpo vienen definidas por la siguiente tabla [4]:

ELEMENTO	NÚMERO	LONGITUD (EXPRESIÓN)	LONGITUD Ls (m)	MASA (EXPRESIÓN)	MASA (kg)
CABEZA	A1	$0,130 \cdot H$	0,234	$0,081 \cdot M$	6,075
CUELLO	A2	$0,054 \cdot H$	0,0972		
TRONCO	A3	$0,336 \cdot H$	0,6048	$0,497 \cdot M$	37,275
BRAZO (x2)	A4	$0,186 \cdot H$	0,34968	$0,028 \cdot M$ (x2)	2,1 (x2)
ANTEBRAZO (x2)	A5	$0,146 \cdot H$	0,2628	$0,016 \cdot M$ (x2)	1,2 (x2)
MANO (x2)	A6	$0,106 \cdot H$	0,1908	$0,006 \cdot M$ (x2)	0,45 (x2)
MUSLO (x2)	A7	$0,256 \cdot H$	0,4608	$0,1 \cdot M$ (x2)	7,5 (x2)

PIERNA (x2)	A8	0,235*H	0,423	0,0465*M (x2)	3,4875 (x2)
PIE (x2)	A9	0,039*H (alt.) 0,152*H (long.)	0,0702 0,2736	0,0145*M (x2)	1,0875 (x2)

Tabla descripción longitudes de los elementos

Según esto las longitudes de los miembros serían:

Datos de entrada:

<u>altura piloto (cm)</u>	180
<u>peso (kg)</u>	75

Datos imput piloto.

Expresión longitud cm
7,02
27,36
42,3
46,08
19,08
26,28
33,48
60,48
9,72
23,4

Longitud elementos piloto según tabla anterior.

Se debe hacer un cambio de coordenadas puesto que el origen de coordenadas en el sistema del piloto y en el sistema del chasis están desfasados 187 mm en el eje x.

Situación favorable:

Para esta situación el valor de los ángulos según el esquema será:

	Datos	Ángulo	Radianes	Grados
Ángulo pie 1	*	Alfa	1,047197551	60
Ángulo gemelo-suelo 2	*	Beta	0,34906585	20
Ángulo muslo-suelo 3		Gamma	0,319365074	18,2982709

Ángulo tronco-suelo 4	*	Delta	0,523598776	30
Ángulo tronco-cuello 5	*	Theta	0,34906585	20
Ángulo cuello-cabeza 6	*	Omega	0,174532925	10
Ángulo tronco-brazo 7	*	Psi	0,261799388	15
Ángulo brazo-antebrazo 8	*	Sigma	2,879793266	150
Ángulo del triangulo piernas 9	*	Chi	2,473161729	141,701729
Ángulo antebrazo-mano 10	*	Omicrom	3,054326191	10

Ángulos del piloto en situación favorable.

<u>Elemento</u>	Longitud cm	Pos. rel. cdg y	Pos. rel. cdg x	masa
Pie longitud	27,36	11,84724567	-13,6799371	2,175
Gemelo	42,3	7,233726031	19,87449893	6,975
Muslo	46,08	7,233726031	54,77445507	15
Mano	19,08	29,20796866	61,79922802	0,9
Antebrazo	26,28	24,97562062	83,99519079	2,4
Brazo	33,48	46,40959833	145,1962511	4,2
Tronco	60,48	15,12	102,8380446	37,275
Cuello	9,72	33,96297599	132,1506006	1,5
Cabeza	23,4	47,81844921	133,8748786	4,575

Longitud elementos y cdg de los mismos.

distancia a-c	76,64943639
Posición d x	129,0266528
Posición d y	30,24
Posición e x	128,0248786
Posición e y	37,68595199
Posición f x	96,68745615
Posición f y	21,57473837
Posición g x	71,30292544
Posición g y	28,37650288

Distancias del centro de gravedad.

<u>Puntos importantes del piloto</u>	
x.cdmasas	85,8868159
y.cdmasas	17,3225298

Valores del centro de gravedad del piloto.

Situación desfavorable:

	Datos	Ángulos	Radianes	Grados
Ángulo pie 1	*	alfa	1,047197551	60
Ángulo gemelo-suelo 2	*	beta	1,047197551	60
Ángulo muslo-suelo 3		gamma	0,918981628	52,6537687
Ángulo tronco-suelo 4	*	delta	1,047197551	60
Ángulo tronco-cuello 5	*	theta	0	0
Ángulo cuello-cabeza 6	*	omega	0	0
Ángulo tronco-brazo 7	*	psi	0	60
Ángulo brazo-antebrazo 8	*	sigma	2,617993878	150
Ángulo del triangulo piernas 9	*	chi	1,175413474	67,3462313
Ángulo antebrazo-mano 10	*	omicrom	3,665191429	60

Valores ángulos en situación desfavorable.

<u>Elemento</u>	Longitud cm	pos rel.cdg y	pos rel. cdg x	masa
pie longitud	27,36	11,84724567	-13,6799371	2,175
gemelo	42,3	18,31643729	10,575	6,975
muslo	46,08	18,31643729	31,09873403	15
mano	19,08	60,74721642	10,81446067	0,9
antebrazo	26,28	58,94721642	30,45591682	2,4
brazo	33,48	69,11721642	92,05549063	4,2
tronco	60,48	26,18860821	60,19549063	37,275
cuello	9,72	56,58609988	77,74549063	1,5
cabeza	23,4	70,92748057	86,02549063	4,575

Longitud de los elementos del piloto.

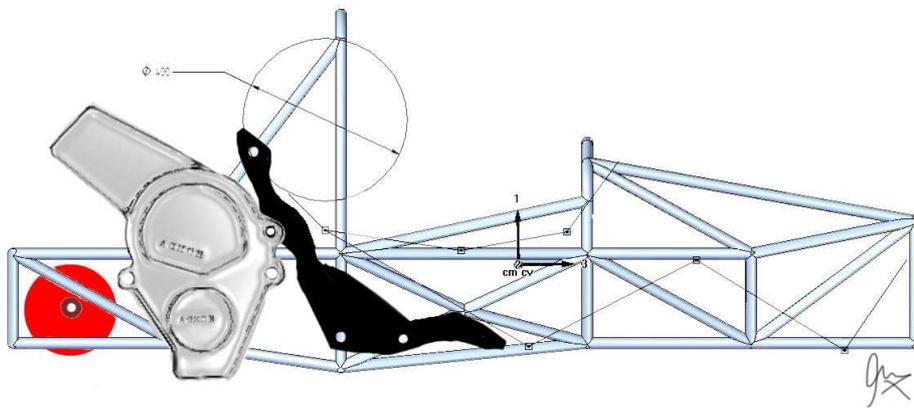
<u>Ejes x-y</u>	paso 2
para gamma	0,918981628
distancia a-c	45,07549063
posición d x	75,31549063
posición d y	52,37721642
posición e x	80,17549063
posición e y	60,79498335
posición f x	41,83549063
posición f y	52,37721642
posición g x	19,07634302
posición g y	65,51721642

Distancias centros de gravedad.

<i>Puntos importantes del piloto</i>	
x.cdmasas	49,7855976
y.cdmasas	30,6701645

Centros de gravedad piloto.

Se tomará por tanto la posición del piloto favorable, con una diferencia de la posición del centro de gravedad de 13 cm en altura y 36 cm sobre la longitud del chasis, así el centro de gravedad baja y se acerca al centro del vehículo. Se hace un esquema con proporciones reales para comprobar si se ajusta el piloto a nuestro chasis:



Esquema diagrama piloto chasis

8	Cargas ejercidas sobre el chasis
----------	---

8. Cargas procedentes de otros componentes:

8.1 Introducción:

El chasis es la estructura que soporta todas las cargas del vehículo. Para el diseño del chasis habrá que tener en cuenta cuáles son los principales esfuerzos a los que está sometido y las situaciones estáticas y dinámicas que sufre el mismo.

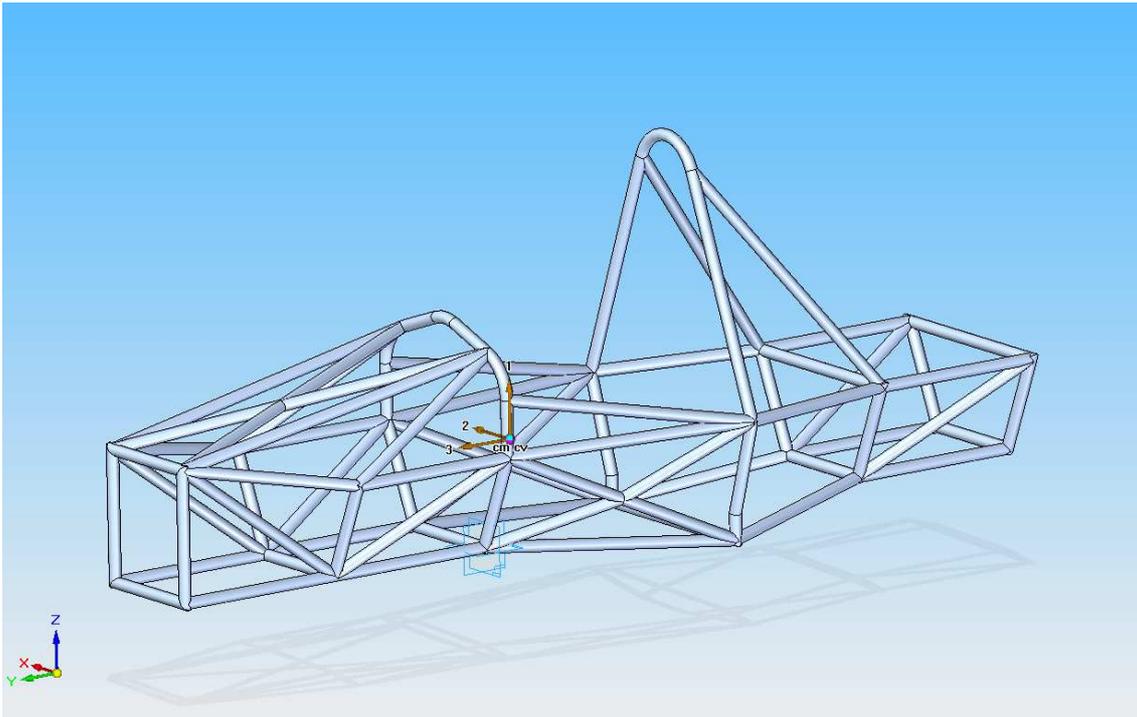
Será necesario trabajar conjuntamente el sistema de suspensión y chasis para encontrar un compromiso mutuo. Para mantener un orden de fabricación y puesto que los fabricantes de muelles ofrecen más variedad de productos y una mayor facilidad para realizar variaciones, al ser el diseño del chasis más estricto, se acoplará el sistema de suspensión al diseño del chasis definitivo.

8.2 Masas a tener en cuenta para el análisis del vehículo:

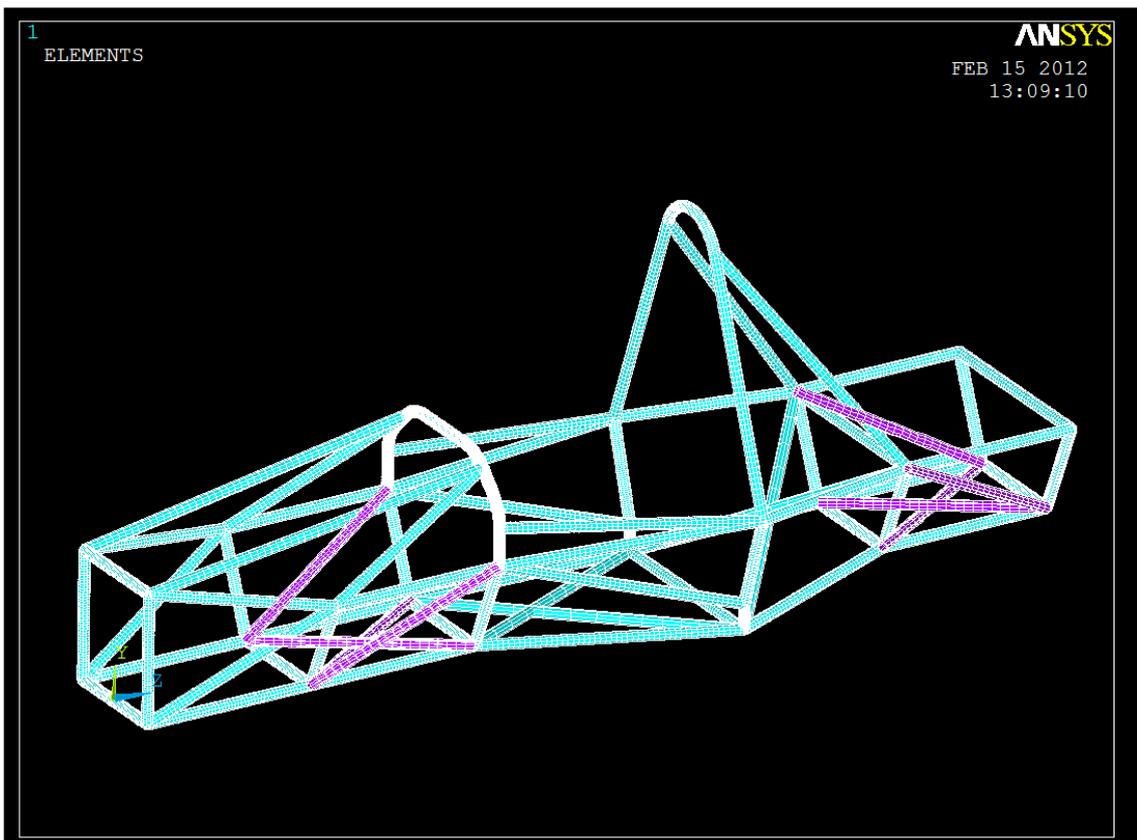
- El motor: es una de las mayores masas del vehículo. En este caso, el peso del motor es de 58kg en seco (motor CBR 600RR 2008), se tendrá que tener en cuenta que, como todas las masas, sufrirá fuerzas inerciales en frenadas, aceleraciones, pasos por curva y en un hipotético accidente.

El motor supone un aporte extra de rigidez torsional para el eje trasero y centraliza la distribución de pesos con la masa del piloto.

- El piloto: en el estudio de la colocación óptima del piloto ya se tuvo en cuenta un peso de 75kg en la posición marcada.



Modelo inicial chasis 3d diseñado con Solid Edge.



Modelo mallado de refuerzos para chasis inicial.

```

**** CENTER OF MASS, MASS, AND MASS MOMENTS OF INERTIA ****
CALCULATIONS ASSUME ELEMENT MASS AT ELEMENT CENTROID
TOTAL MASS = 0.42906E-01

CENTER OF MASS                MOM. OF INERTIA                MOM. OF INERTIA
                                ABOUT ORIGIN                    ABOUT CENTER OF MASS
XC = -0.10372E-11             IXX = 0.7266E+05                IXX = 0.1861E+05
YC = 160.76                   IYY = 0.7155E+05                IYY = 0.1861E+05
ZC = 1110.9                   IZZ = 3795.                    IZZ = 2686.
                                IXY = 0.3504E-10                IXY = 0.2788E-10
                                IYZ = -7448.                    IYZ = 213.8
                                IZX = 0.6583E-10                IZX = 0.1639E-10

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***
TYPE      MASS
  1  0.429057E-01

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates
Maximum = 2.029606412E+09 at element 1924.
Minimum = 73384717.1 at element 3365.

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES
TYPE NUMBER  ENAME      TOTAL CP  AVE CP
  1     3608  BEAM44      0.156    0.000043
    
```

Esquema de datos de la pantalla de salida de Ansys.

8.3 Dificultades durante el proceso:

Después de muchas pruebas para familiarizarse con el entorno de los programas de elementos finitos (MEF), se decidió usar el software ANSYS.

Los primeros pasos fueron diseñar el modelo en SolidEdge, dotándole de las características físicas. Más tarde, se importó como sólido en formato .IGES pero se desechó dicha opción porque las simulaciones, debidas a la gran complejidad de la geometría, hubieran tardado mucho tiempo en la realización de los cálculos.

El elemento SHELL no servía ya que no se disponía de una superficie única sobre la que ANSYS pudiera aplicarle el espesor al tubo.

Finalmente, se descubrió que el elemento BEAM no devuelve valores de tensiones. Para poder obtener las tensiones se utilizó las líneas de comando siguientes [1]:

```
/POST1
```

```
ETABLE,SMAXI,NMISC,
ETABLE,SMINI,NMISC,
ETABLE,SMAXJ,NMISC,
```

Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE

ETABLE,SMINJ,NMISC,

SMAX,TenMax,SMAXI,SMAXJ,1,1

SMIN,TenMin,SMINI,SMINJ,1,1

9	Pruebas de diseño
----------	------------------------------

9. Pruebas de diseño:

Antes de partir con el análisis se harán varias aclaraciones:

- Se suponen los pesos de piloto y motor como fuerzas de masas sometidas a la gravedad con la dirección que corresponda en cada ensayo.
- La masa del motor será 58 kg dispuestos sobre los nodos más cercanos de la caja trasera donde se situaría el motor. La fuerza será aplicada sobre 8 nodos dividiendo el peso total del motor bajo las fuerzas inerciales entre cada uno de los nodos.

$$\text{Peso motor} = 58\text{kg} \cdot 9.8\text{m/s}^2 = 564.8\text{N}$$

- La masa del piloto será de 75kg y se aplicará sobre los hipotéticos anclajes del asiento donde irá situado éste. La misión de este proyecto es asegurar y demostrar la resistencia adecuada del chasis y no realizar un estudio del comportamiento dinámico del vehículo.

$$\text{Peso piloto} = 75\text{kg} \cdot 9.8\text{m/s}^2 = 735\text{N}$$

- Se aceptarán como válidos factores de seguridad $n=2,5$ salvo para las pruebas de choque y vuelco, puesto que en estas pruebas los esfuerzos ya son de por sí muy elevados y en ese caso la misión del chasis será aguantar sin sobrepasar su límite de rotura. Para valores cercanos o inferiores se recalculará la estructura en dicho punto incluyendo refuerzos, variando espesores de tubo, etc.

9.1 Remolque:

La prueba del remolque consiste en asegurar que la estructura resistirá su peso colgada en caso de accidente o avería, situación en que las asistencias tengan que arrastrar el vehículo por un gancho provisto en la parte trasera, diseñado según la normativa FSAE. El peso del vehículo (chasis, motor, piloto y accesorios) será fijado en 325kg de cara al cálculo de fuerzas, y sometido a la acción inercial de la gravedad.

9.2 Frenada:

En el ensayo de frenada se someterá al vehículo a una deceleración, según datos de la experiencia en competición, de 1,2 g. Controlando las deformaciones

máximas y las tensiones a las que está sometida la estructura. La prueba de frenada se simula poniendo unos apoyos fijos en las cuatro ruedas (puesto que los frenos actúan sobre todas las ruedas) y simulando la gravedad y la inercia de frenada.

9.3 Aceleración:

Es una prueba similar a la de frenada cambiando el sentido de la inercia a la que esta sometida la estructura, en este caso las aceleraciones registradas son de alrededor de 1g. Destacar que la fuerza de aceleración se transmite solamente con el eje trasero con lo que se fijarán los desplazamientos verticales y laterales en el delantero, dejando libertad de movimiento sobre el plano paralelo al suelo.

9.4 Curva:

En esta situación se plantean los esfuerzos a los que está sometido un vehículo a su paso por curva debido a la fuerza centrífuga, se supondrá la simetría del modelo en los dos sentidos de curva y sólo se realizará el ensayo en un sentido. Se fijarán para ello los anclajes de las ruedas y se someterá la estructura a un valor de aceleración inercial de 1,5g.

9.5 Resistencia a torsión:

Esta prueba es la más representativa de cómo será el comportamiento dinámico de un vehículo. La rigidez a torsión es importante en solicitaciones de cambio de masas y en la respuesta directa del vehículo. Tendrá vital importancia sobre este parámetro el diseño del sistema suspensión y el diseño del chasis. Si se tiene un vehículo muy rígido, la transmisión de masas será mínima y aunque resultará un vehículo muy incómodo en régimen de marcha sobre firme bacheado, se está suponiendo que todas estas pruebas están dirigidas a la fabricación de un vehículo de competición en el que la comodidad es un factor secundario. Según los intereses del proyecto, la mejor opción sería construir un chasis muy rígido y ajustar la suspensión según necesidades ya que el margen de SETUP es mayor.

En este ensayo, se fijará la suspensión trasera y se aplicará un par en forma de fuerzas equivalentes sobre los 8 puntos de anclaje de los 4 brazos de suspensión. El valor del par aplicado será de 3000 Nm.

10	Resultados
-----------	-------------------

10. Resultados:

Antes del análisis de resultados se debe advertir de que ANSYS no distingue unidades por lo que, previamente, se tendrá que hacer un criterio de selección de unidades y habrá que ceñirse a dicho criterio a la hora de introducir los datos e interpretar los resultados. En este caso, la masa se tomará en toneladas (Tn), las distancias en mm, la fuerza en newtons (N), y la tensión en megapascales (MPa). Este hecho se ha de tener en cuenta también a la hora de poner los valores tanto del módulo de Young como de las densidades de los materiales (*Preprocessor \ Material Props \ Material models*), en los diámetros de tubos (*Preprocessor \ Sections \ BEAM \ Common Sections*), en fuerzas aplicadas (*Solution \ Define Loads*) y en todas las cotas (*Preprocessor \ Modeling*) [1].

10.1 Remolque:

Para el remolcado, el esquema de fuerzas y restricciones en el que se aplica un peso de 250kg (el peso del vehículo menos el peso del piloto), se tendrá la siguiente figura:



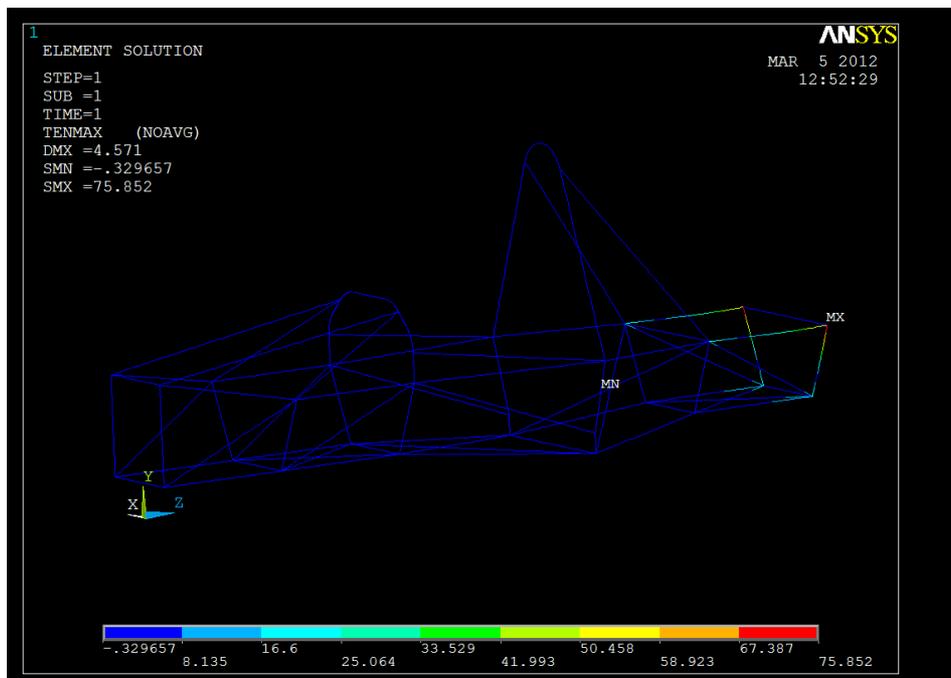
Fuerzas y restricciones en remolcado

Para el sistema planteado en la figura 24, se observa que el desplazamiento total es de 4,76mm, un valor que supone el 0,21% de la longitud total, inapreciable a simple vista.

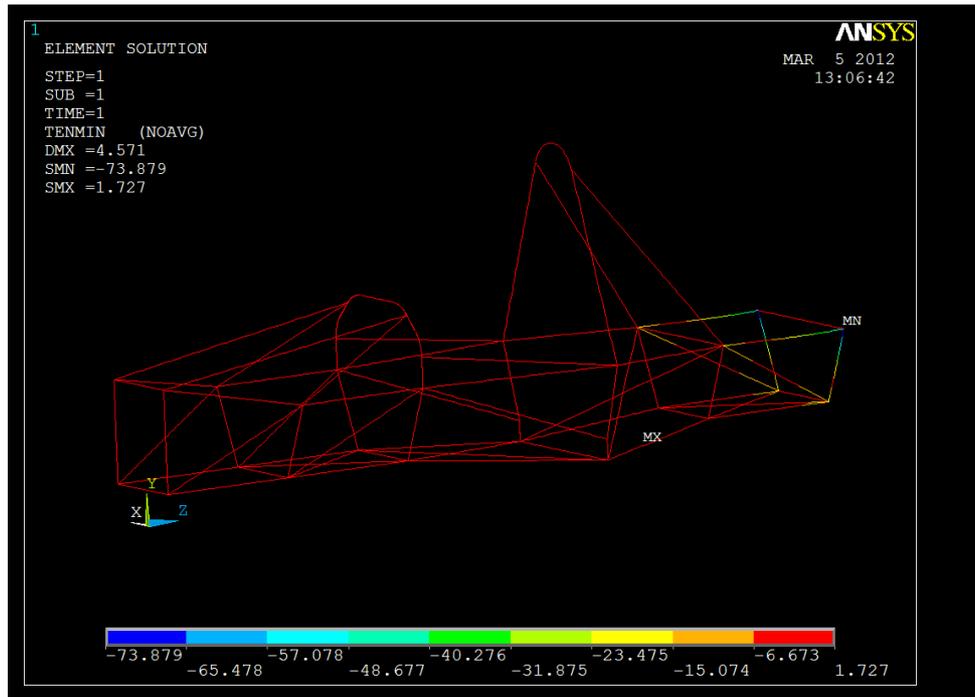


Figura Desplazamiento total del chasis suspendido sobre la barra de remolque.

Se expondrán los valores de tensiones máximas y mínimas cuando sea necesario. Se observa que el mayor valor de los esfuerzos se produce en la parte trasera cerca de los anclajes del remolque. Se han tener en cuenta los puntos de mayores tensiones de cara a reforzar la estructura en caso de que fuera necesario.



Tensión máxima del chasis suspendido sobre la barra de remolque trasera.

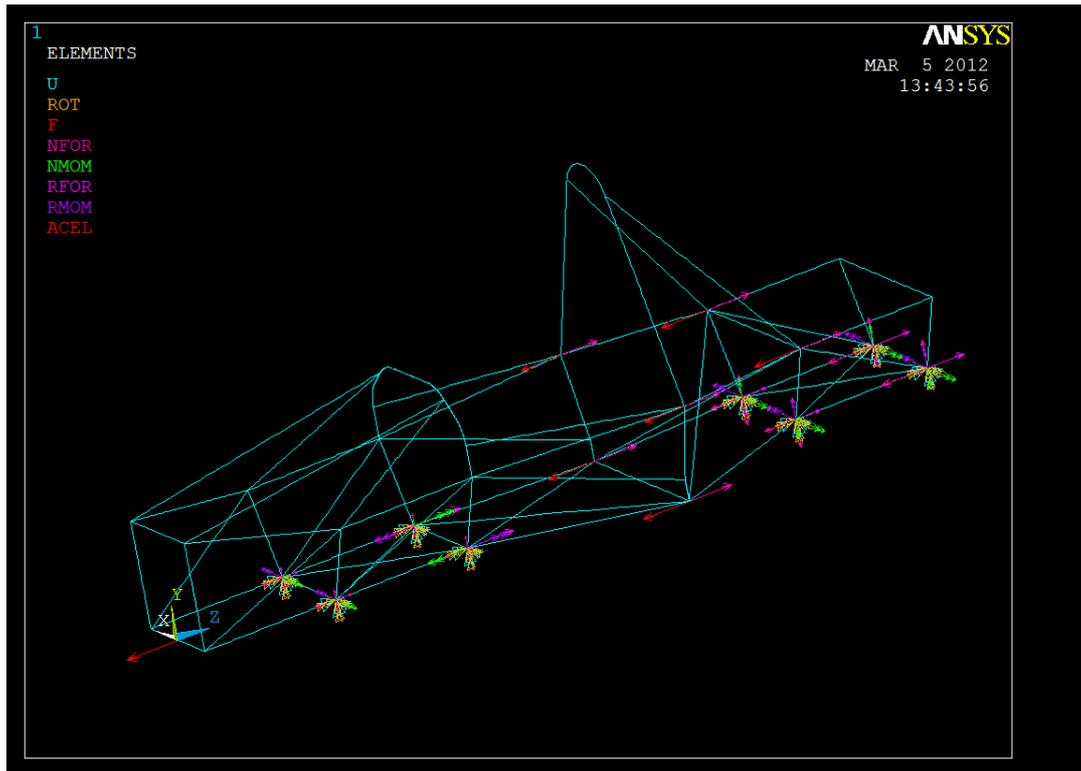


Tensión mínima del chasis suspendido sobre la barra de remolque trasera.

El valor máximo obtenido es de 75.85 MPa, en los extremos de la barra del remolque, este valor comparado con los 410 MPa que puede aguantar un acero S275 hasta rotura, nos da un factor de seguridad $n=5.4$ suficiente para este ensayo.

10.3 Frenada:

Para la frenada y suponiendo una fuerza de 1,5 g sobre toda la estructura, se toma el siguiente esquema de fuerzas y restricciones:



Esquema de esfuerzos del chasis sometido a frenada de 1,5 g

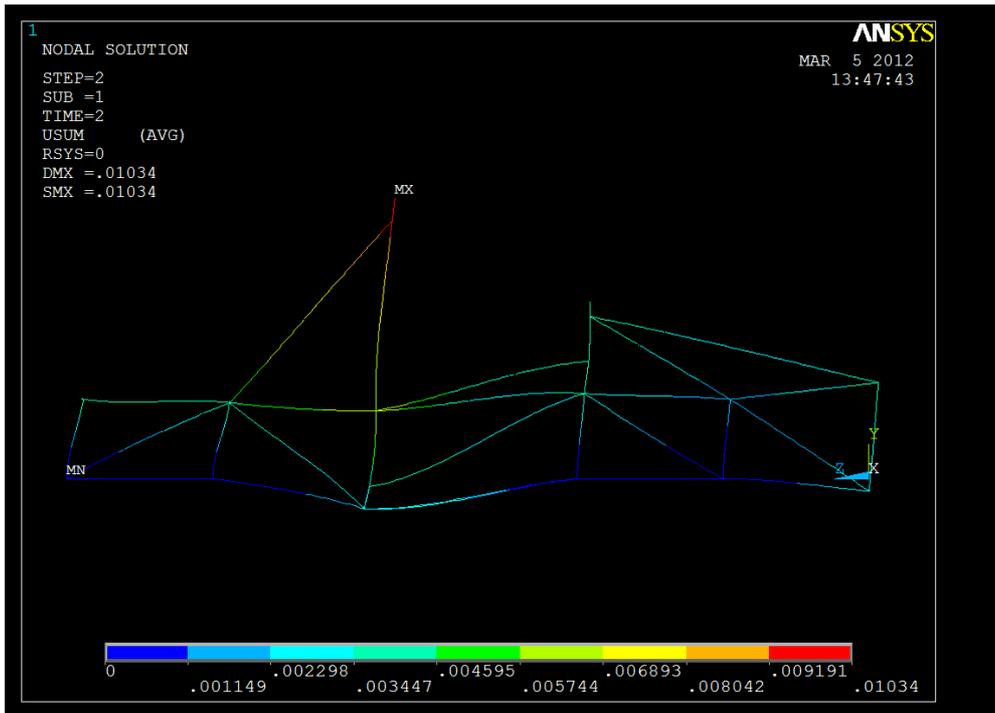
En la prueba de frenada se observa un desplazamiento de 0.01mm. Este valor es insignificante. El motor estará anclado a 4 puntos fijos que ejercerán de rigidizador en la zona del vano, justo detrás del arco. En este apartado se ha realizado una representación del motor simplificándolo como una pieza poco pesada (así se puede aplicar la fuerza producida por el motor según su peso y sollicitación inercial) y muy rígida, impidiendo el desplazamiento de la parte de atrás.

MATERIAL NUMBER = 1 EVALUATED AT TEMPERATURE OF 0.0000
 EX = 0.21000E+06
 NUXY = 0.30000
 DENS = 0.78500E-08
 PRXY = 0.30000

(Para los tubos del chasis).

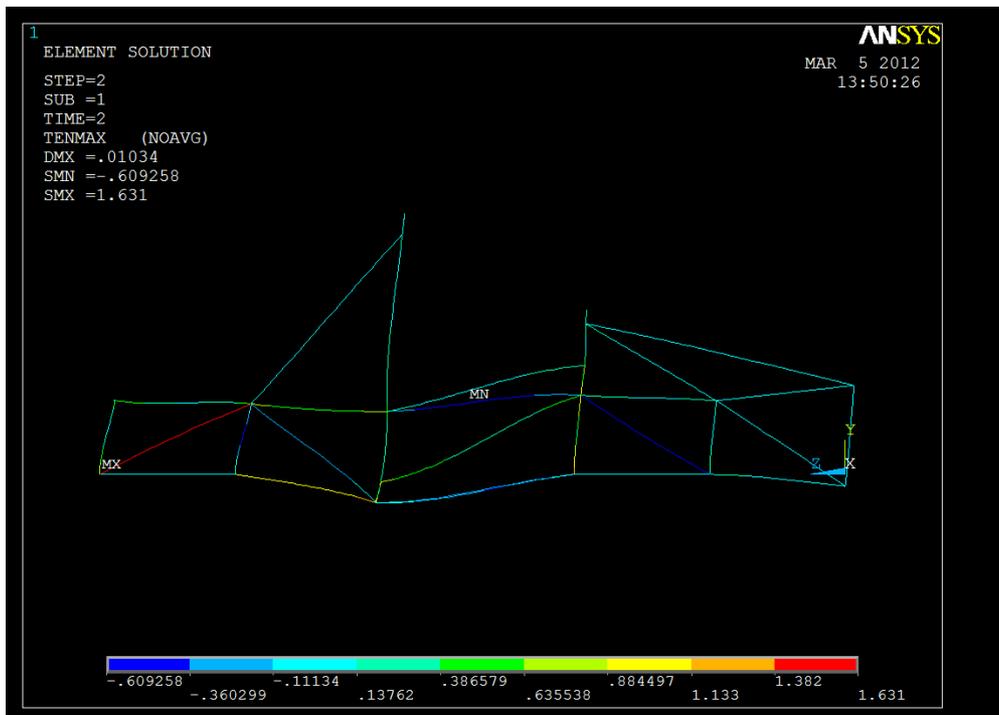
MATERIAL NUMBER = 2 EVALUATED AT TEMPERATURE OF 0.0000
 EX = 0.10000E+21
 NUXY = 0.30000
 DENS = 0.10000E-12
 PRXY = 0.30000

(Para el material que representa la cruceta del motor).



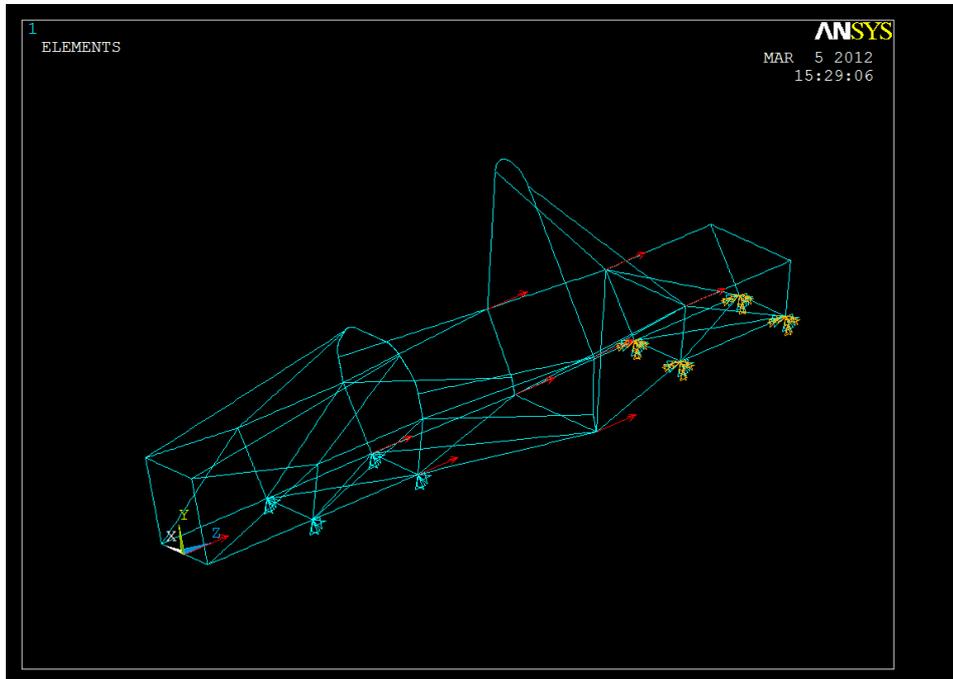
Desplazamiento del chasis sometido a fuerzas 1,5g en frenada.

La tensión máxima de Von Mises (según figura) es de 1.6 MPa (1.4 MPa en tensión mínima), un valor totalmente asumible por el chasis. Nos damos cuenta que la región trasera es la mas solicitada.

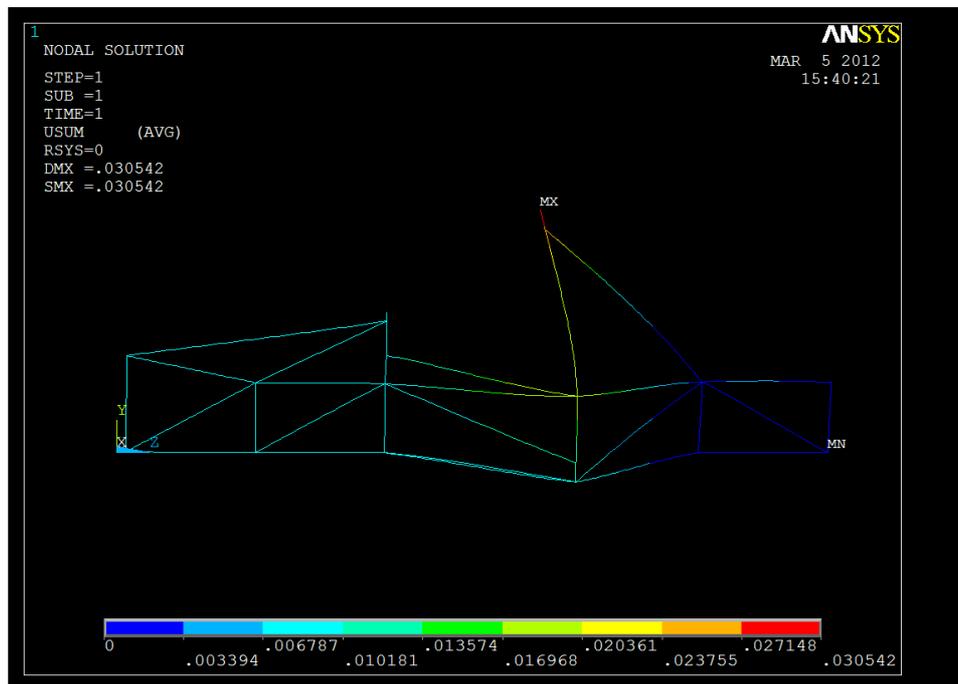


Tensiones máximas del chasis sometido a frenada de 1,5g.

10.3 Aceleración:

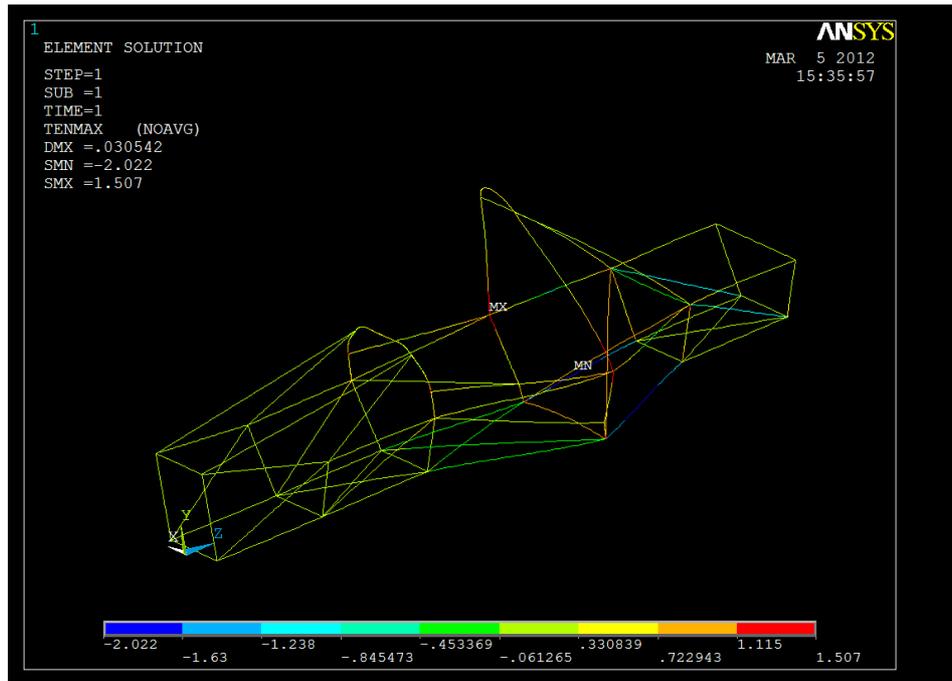


Esquema de esfuerzos en aceleración de 1g.

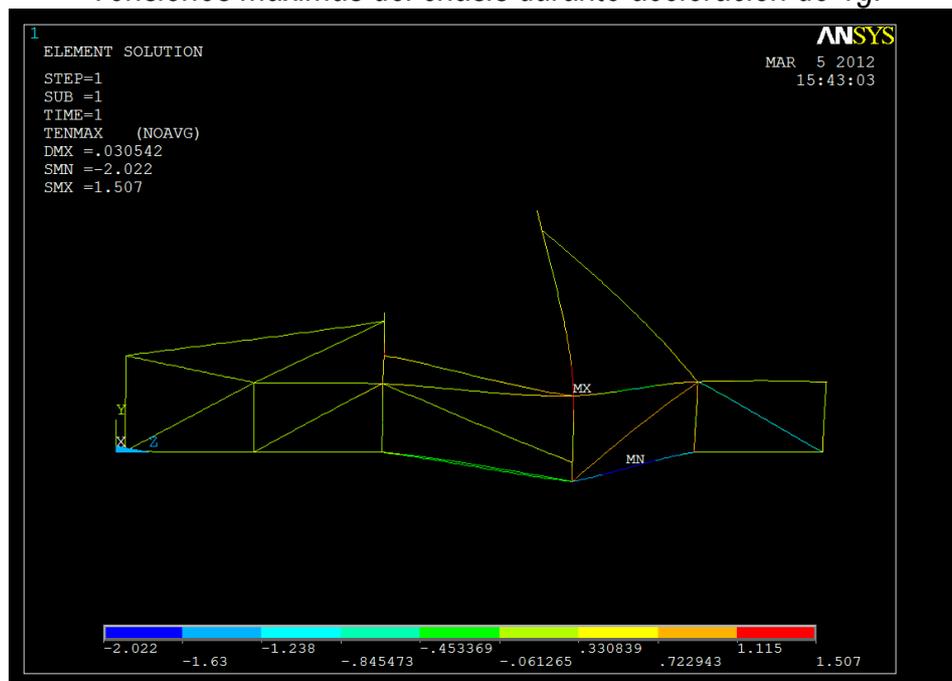


Desplazamientos sobre prueba aceleración a 1g.

Los desplazamientos obtenidos son de nuevo despreciables ya que 0.030 mm son un 1 por mil de la longitud del vehículo. Se produce en una zona crítica cerca del arco central.



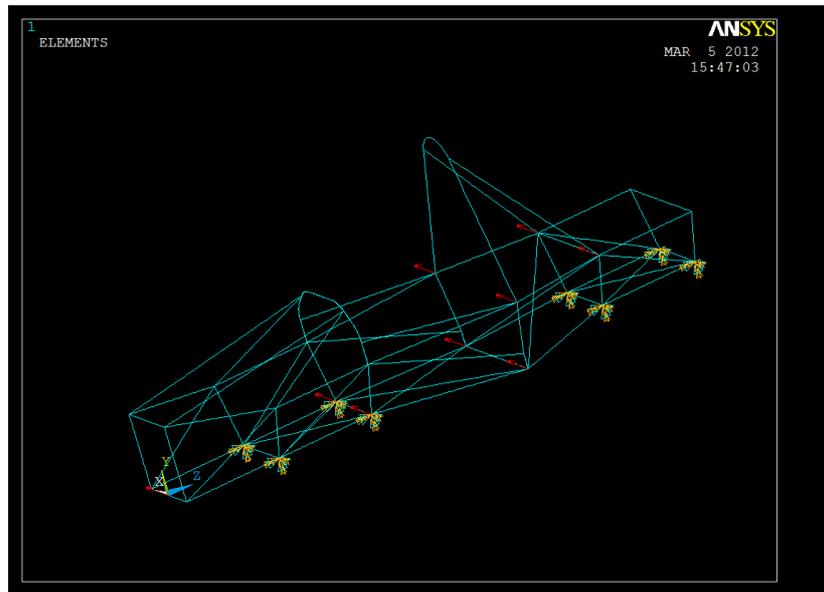
Tensiones máximas del chasis durante aceleración de 1g.



Tensiones máximas del chasis durante aceleración de 1g.

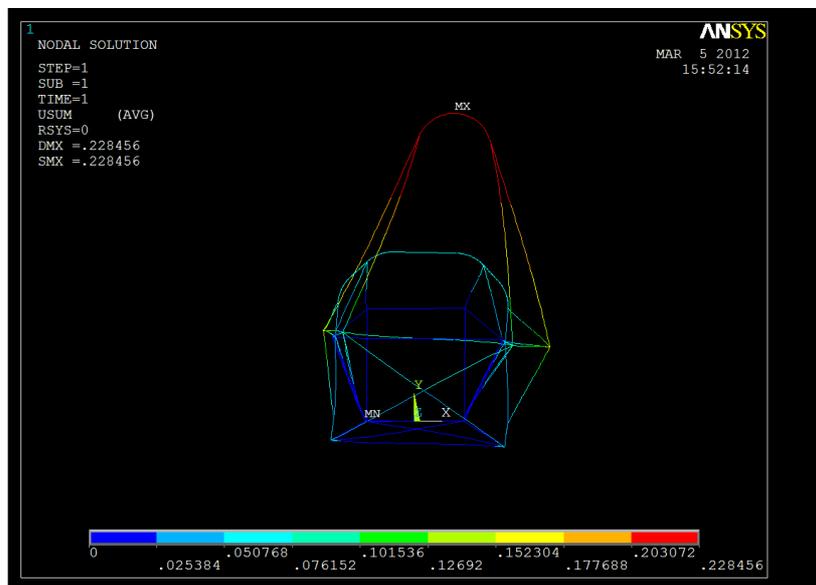
El valor obtenido para la tensión máxima es de 1.5 MPa que no supone ningún peligro para nuestro chasis. La tensión mínima es menor en valor absoluto con 0.56 MPa. Se observa que el valor máximo se produce en la inserción del arco principal con el basculante trasero, en la parte superior en la que no actúa la cruceta que representa al motor. El mínimo se produce en la parte inferior donde el motor sí tiene un efecto positivo sobre la rigidez.

10.4 Curva:

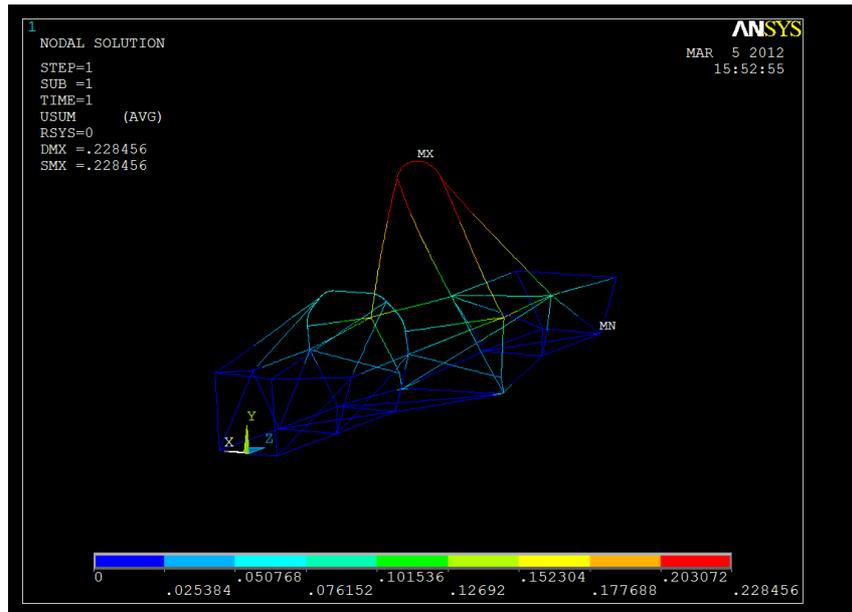


Esquema de esfuerzos del chasis durante paso por curva a 1,5g.

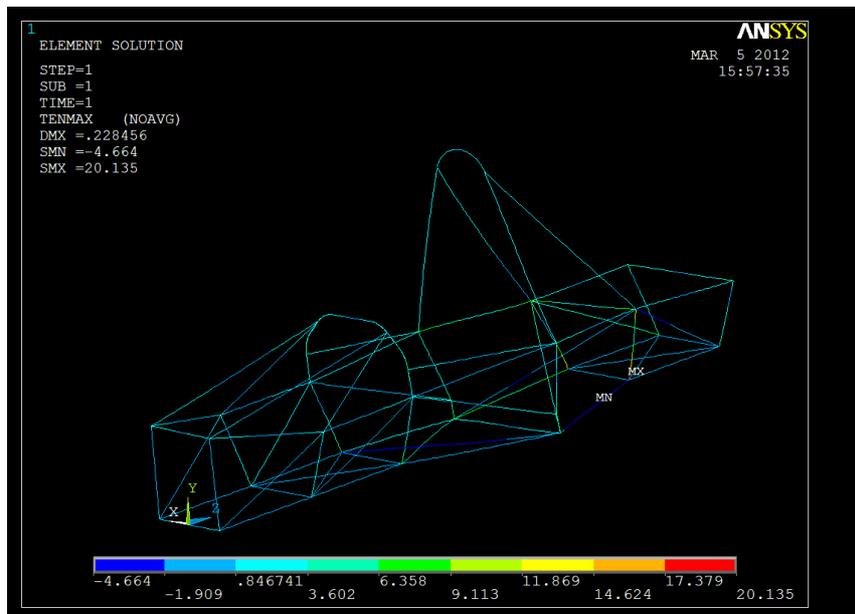
Los datos nos dan un desplazamiento total de 0.22 mm que es un valor bajo también para la prueba de paso por curva.



Desplazamientos del chasis durante paso por curva a 1,5g. Vista frontal.



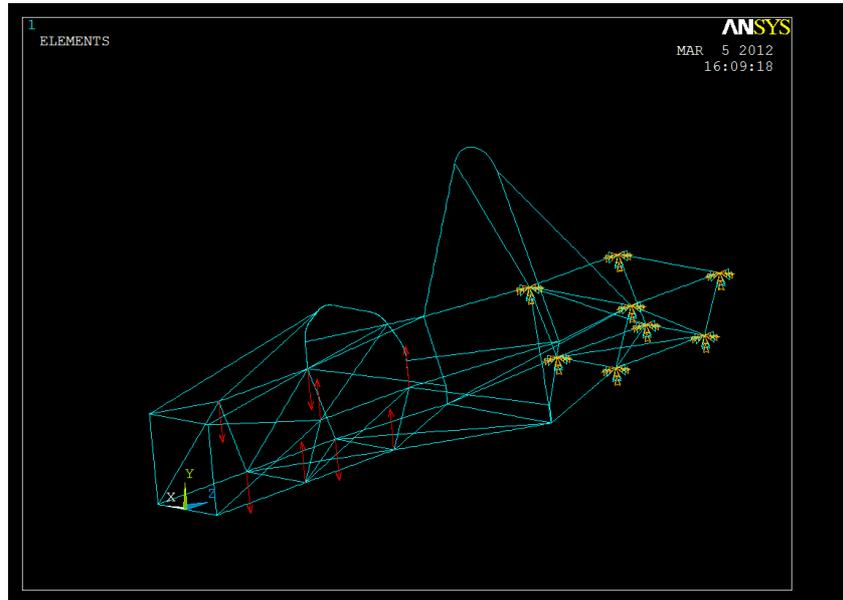
Desplazamientos del chasis durante paso por curva a 1,5g. Vista perspectiva.



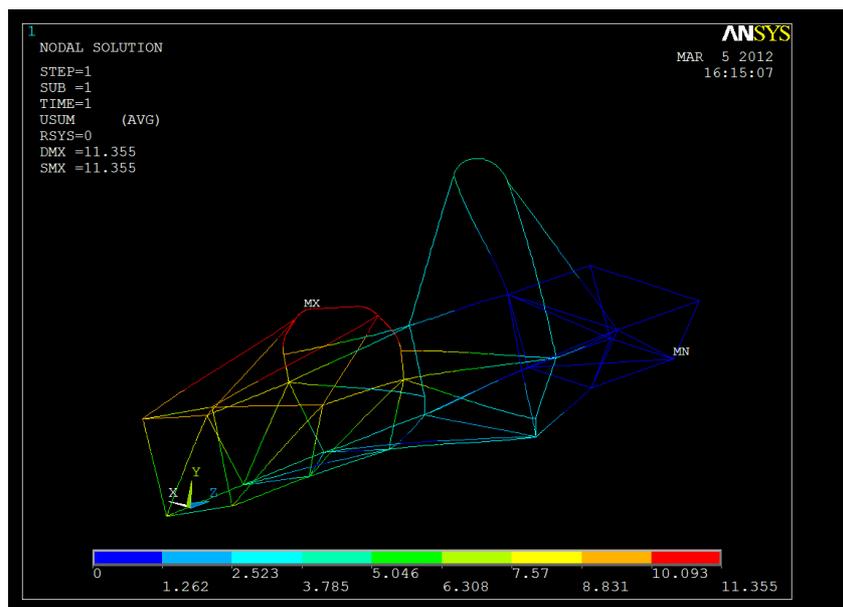
Tensiones máximas del chasis durante paso por curva a 1,5g.

Los valores de tensiones registrados durante esta prueba son de 20.1 MPa, este es un valor que supone un 5% de la tensión de rotura para un acero S275 con 410 MPa y un factor de seguridad $n=20.4$. El reparto de tensiones salvo en el punto de máximo está muy distribuido por todo el chasis y se nota nuevamente la acción del motor como estructura rígida, que libera al chasis de mucha tensión en la zona donde actúa.

10.5 Resistencia a torsión:



Esquema de fuerzas durante la torsión.

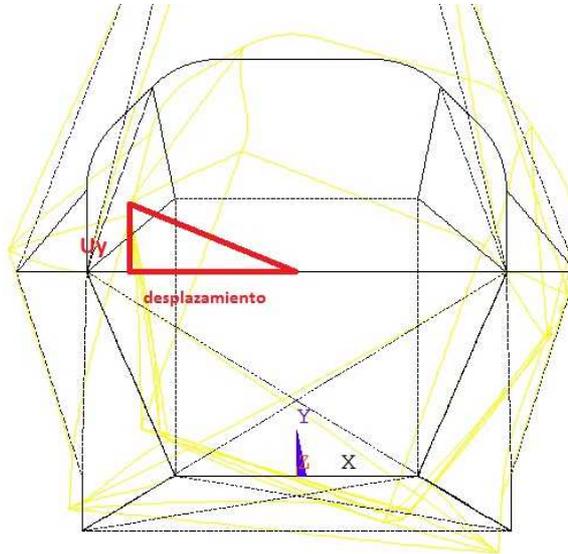


Desplazamiento del chasis durante ensayo de torsión.

Para el cálculo de la rigidez torsional se necesita el desplazamiento vertical U_y para saber cuánto gira el chasis en el plano perpendicular donde se produce el máximo desplazamiento.

Para calcular dicho valor, se tendrá que aplicar el arco tangente en un triángulo cuyos catetos son la distancia de la línea de simetría al punto, en este caso 225mm y el desplazamiento vertical, 7.55 mm. El ángulo obtenido de 1.92° será el giro del chasis bajo un par de 3000Nm y con una regla de tres para saber el

par absorbido para un giro de 1° , se tendrá la rigidez torsional. Con esta misión se diseña una hoja de cálculo con la cual, introduciendo el U_y y la distancia del punto del máximo, se calcula automáticamente la rigidez torsional y la tasa de rigidez por kg de peso del chasis.



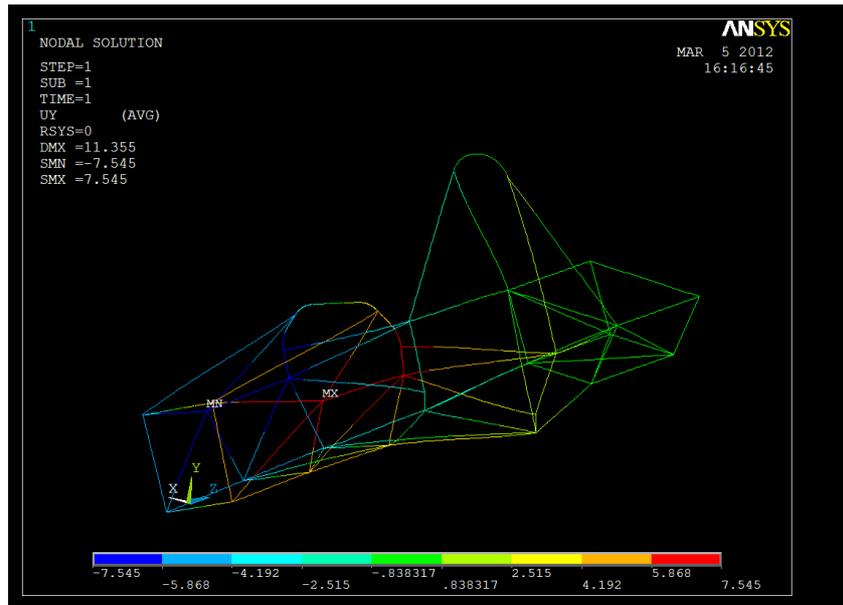
Esquema triángulo de torsión.

Tabla rigidez							
Uy	Dist. punto	Ángulo	Rigidez	Peso acero (kg)	Peso alum (kg)	Peso total (kg)	Tasa rig-peso

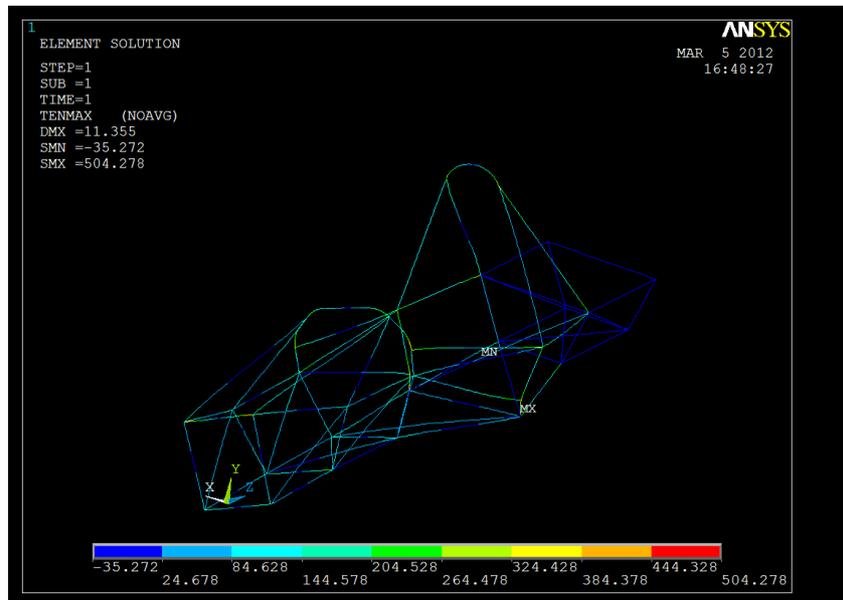
Tabla Excel de calculo de rigidez y tasa rigidez-peso.

El máximo de U_y según la figura es de 7.55 mm a una distancia de 225 mm por tanto se obtendrá una rigidez torsional del chasis de 1560 Nm/° . La tasa rigidez/peso muestra un valor de 36 Nm/° por kg que se podría asemejar al rendimiento por kilo para la obtención de rigidez.

Este valor se queda por debajo de los objetivos iniciales por lo que se debe revisar el chasis para aumentar este parámetro.



Desplazamiento Uy en ensayo a torsión.



Tensión máxima durante ensayo a torsión.

El valor de la tensión máxima es muy alto y provocaría el colapso del chasis aunque esto no preocupa, puesto que el valor de par aplicado nunca se alcanzaría en circunstancias normales y sólo sirve para la obtención del dato de rigidez.

10.6 Conclusión:

Los resultados obtenidos son suficientes para las sollicitaciones demandadas, aunque la rigidez torsional tiene un valor menor al propuesto inicialmente como se demostraron los ensayos. Por tanto, se revisará la estructura para poder aumentar dicha característica.

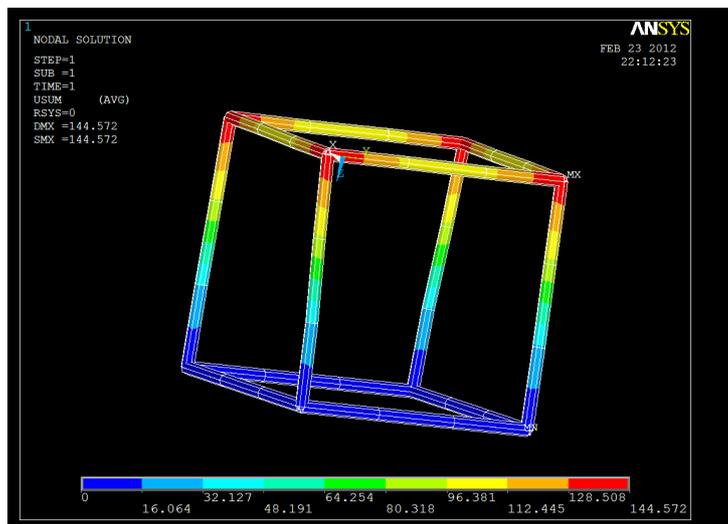
11	Diseño final y modificaciones:
-----------	---------------------------------------

11. Diseño final y modificaciones:

11.1 Introducción

Para obtener un proyecto más fiel y útil, se hará una idealización de la estructura en la parte en la que se encuentra el motor. Para ello, se simulan tres pre-enayos. Usando una estructura sencilla, un cubo de 100 mm de lado, que representa la forma de la estructura del portante trasero del motor, se ensayan y comprueban los desplazamientos para tres estructuras y así se tendrá una idea de la rigidez en cada caso. Los resultados obtenidos para un par aplicado sobre los 4 vértices superiores de 1000N y con una restricción total sobre los vértices inferiores será la siguiente:

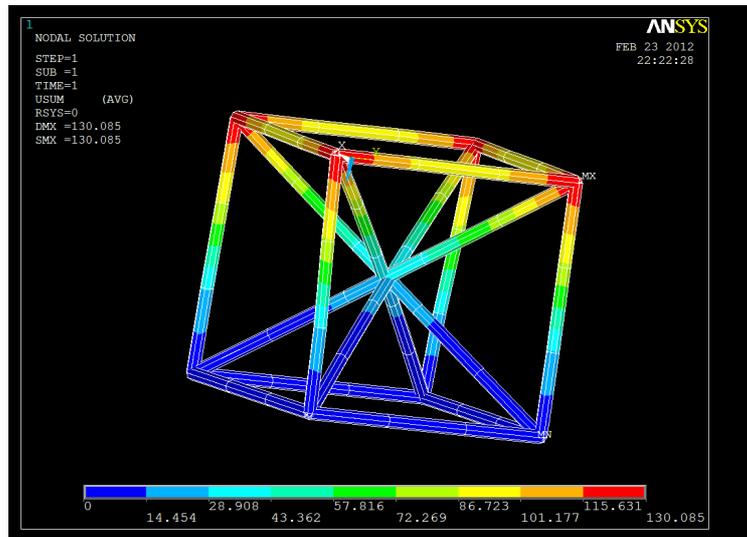
11.1.1 Estructura 1:



Desplazamientos del modelo 1

Esta estructura representaría el proceso en el que la estructura absorbe el par sin la ayuda de la rigidez del motor. Los desplazamientos máximos son de 144 mm que sobre los 100 mm de lado supone un 144% de la longitud.

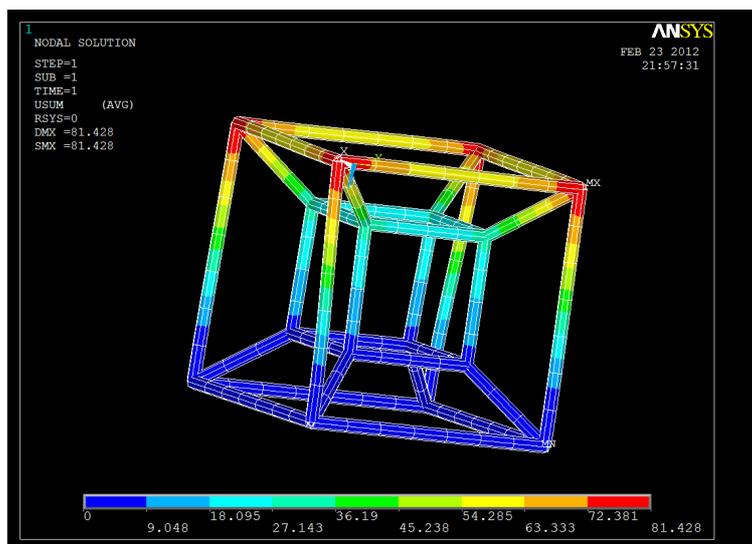
11.1.2 Estructura 2:



Desplazamientos del modelo 2.

La segunda estructura es una reproducción de la estructura anterior con una triangulación sobre los vértices internos. La simulación representaría el chasis inicial con el rigidizador sobre las diagonales. El valor de los desplazamientos disminuye pero sigue suponiendo un 130% de la longitud.

11.1.3 Estructura 3:

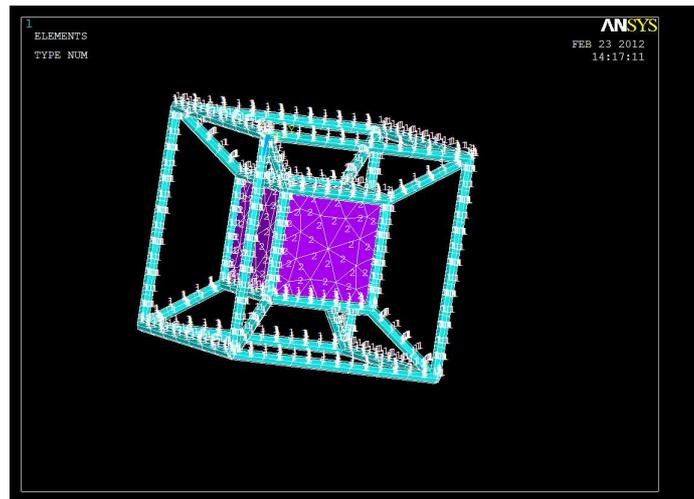


Desplazamiento del modelo 3.

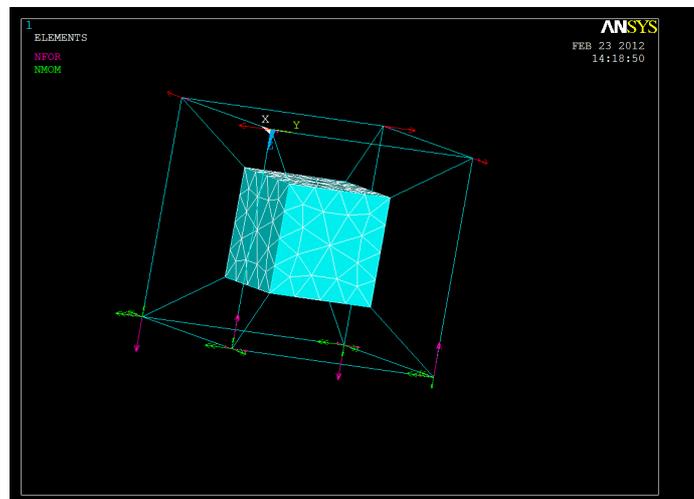
En la tercera estructura representamos el modelo en el que el motor hace de núcleo de rigidez y los desplazamientos disminuyen hasta 81 mm. Se está avanzando en la dirección adecuada, por lo que se realiza este ensayo,

suponiendo el núcleo de aluminio (motor), y las barras de acero como sería en este caso. El motor y el chasis que tendrá la estructura final quedarán según las siguientes imágenes:

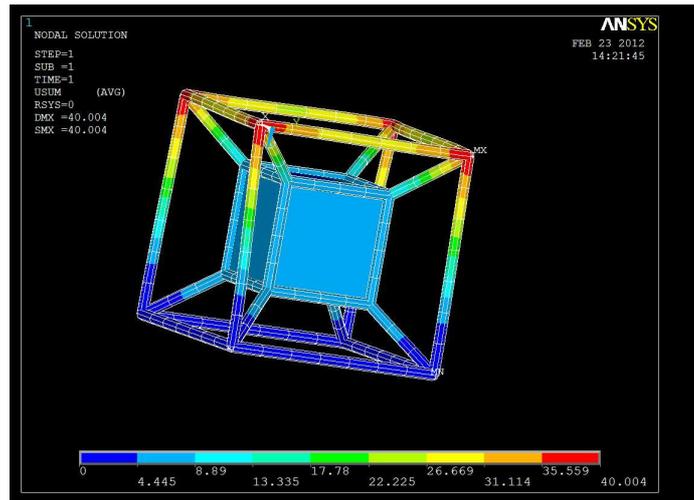
11.1.4 Estructura 4:



Modelo 4, materiales.



Modelo 4, fuerzas.

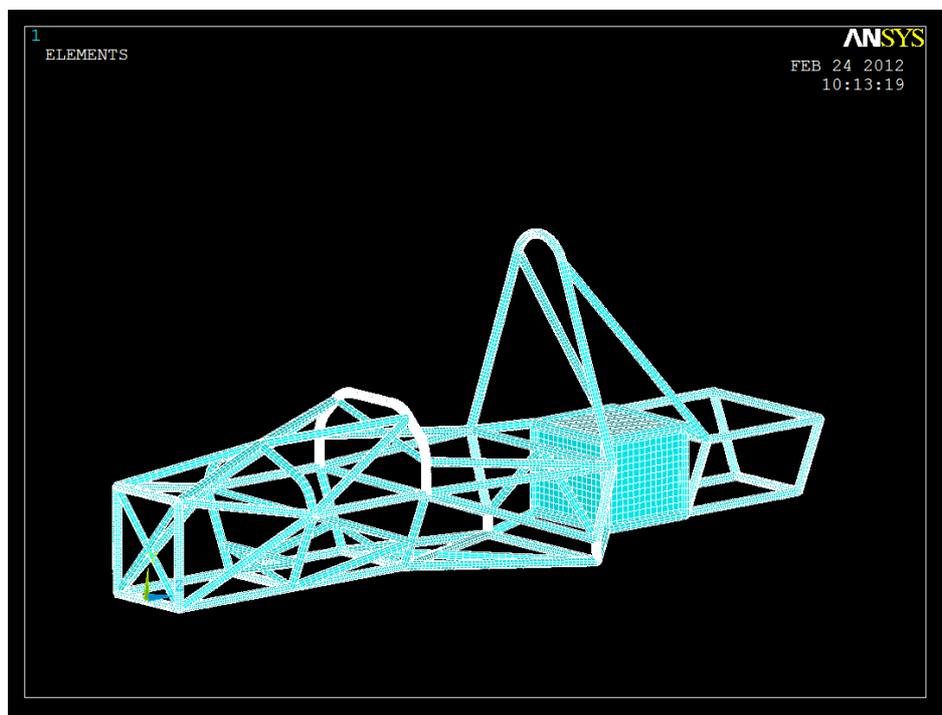


Desplazamientos del modelo 4.

Los desplazamientos disminuyen desde 81 mm de la estructura anterior, considerados un buen dato comparados con los 144 mm iniciales, hasta 40 mm. Con este pequeño experimento se trata de justificar el nuevo diseño de la parte trasera del chasis en busca de aumentar la rigidez torsional del conjunto.

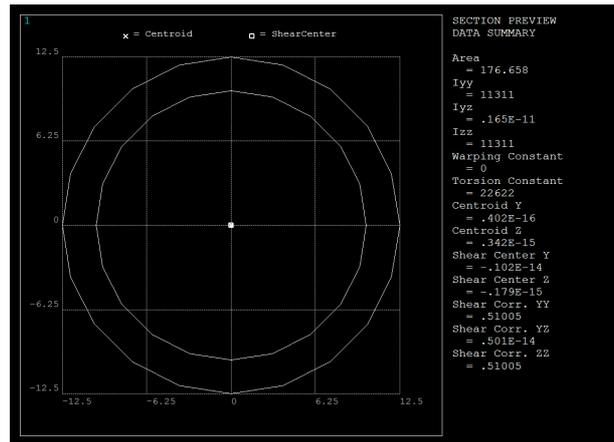
11.2 Chasis refuerzo trasero:

Sí se lleva esta experimento al modelo, se obtendrá una estructura como muestra la figura:



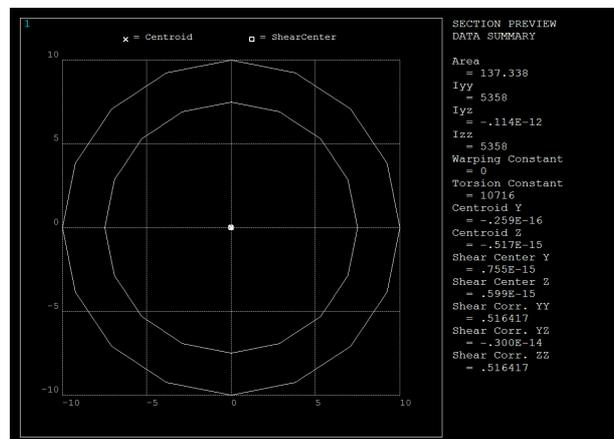
Chasis con representación cubo motor y modificación del morro. Chasis final

Fijando las diferencias entre los dos diseños, principalmente se encuentra un cambio en la cruceta superior, ya que anteriormente no se tenía casi estructura en la sección transversal. Así mismo, se tiene un sistema de crucetas en la zona inferior de los arcos central y delantero y en el cuadrado que cierra la estructura aparece con sus diagonales unidas. A nivel detalle, se aumentó la sección de los arcos de seguridad, así como los tirantes del arco de seguridad trasero y los tubos que unen el motor al chasis, pasando el diámetro exterior de 25 a 26 y el espesor de la pared del tubo de 5 a 6 mm.



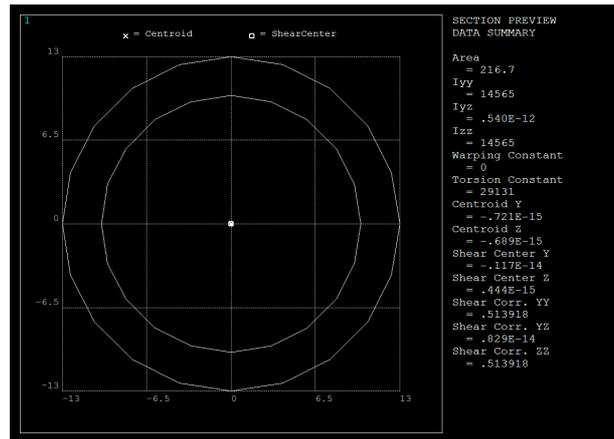
Sección del tubo 1.

La sección 1 corresponde al diseño inicial y se conserva en todos los tubos en las que estaba en el primer chasis excepto en los arcos de seguridad, tirante y uniones al motor que pasan a tener la sección tres.



Sección del tubo 2.

La sección 2 se usará para las crucetas interiores del chasis, y para los refuerzos del arco de seguridad donde irá el volante. Esta sección es mucho más liviana y supone un aporte considerable de rigidez a torsión.

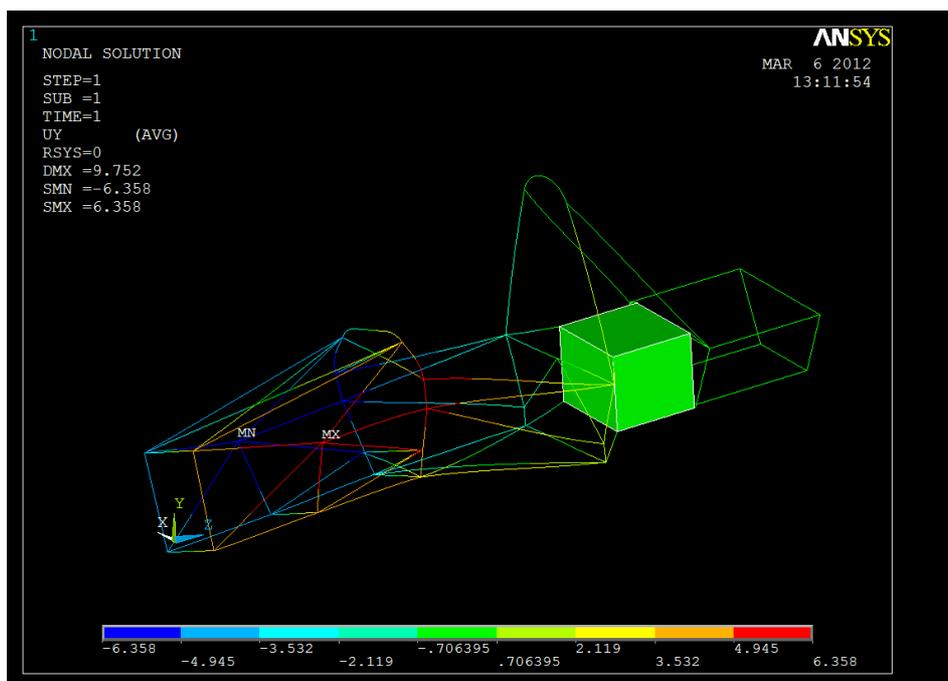


Sección del tubo 3.

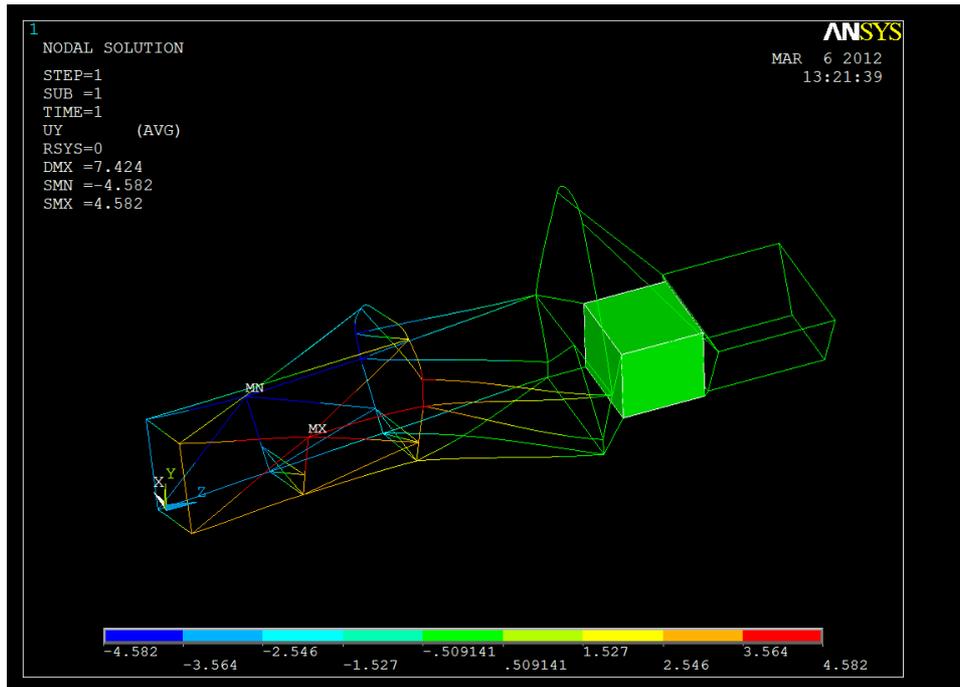
La sección 3 se usa para los arcos de seguridad y uniones al motor.

Durante las modificaciones del chasis, habrá que centrarse en el ensayo de rigidez torsional puesto que el resto de las pruebas cumplía ampliamente. Una vez se tenga la geometría definitiva, se repetirán el resto de los ensayos.

Proponiendo un refuerzo en la parte delantera que posibilite al piloto una posición suficientemente cómoda, se cruzará el chasis a nivel delantero. Se obtuvo un desplazamiento Uy de 6.36 mm que supone una rigidez a torsión de 1853.4 Nm/º, un peso de 41.76kg y una tasa de rigidez/peso de 53.4 Nm/º kg mejorando en 292 Nm/º la rigidez inicial y disminuyendo el peso ajustado en el grosor de los tubos.



Chasis motor trasero mas cruceta delantera.

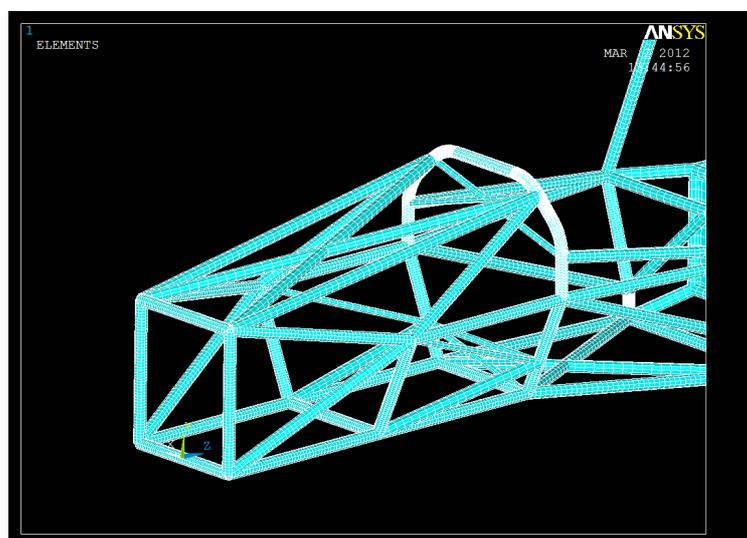


Modelo chasis motor con doble cruceta delantera.

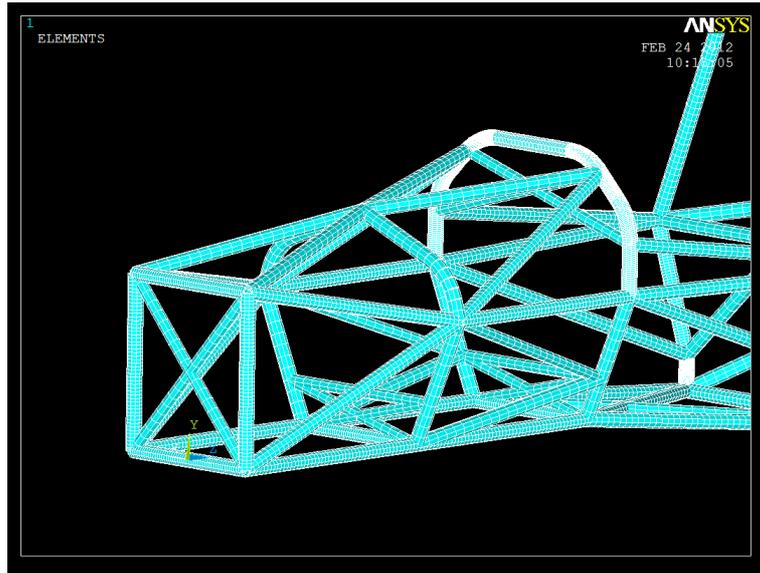
Añadiendo una cruceta en el arco delantero y aumentando el grosor de los refuerzos de la cruceta anterior y de las diagonales del fondo, los desplazamientos U_y pasan a ser de 4.58 mm, con una rigidez torsional de 2572.6 Nm/° y un peso de 48.2 kg la tasa rigidez/peso se queda en 53.4 Nm/° kg subiendo un 20 %.

11.2.1 Modificación morro:

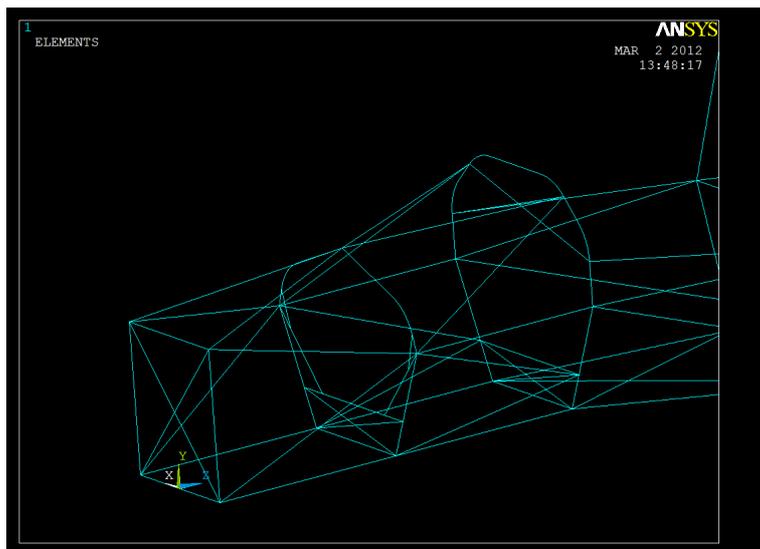
A pesar de que la rigidez sigue creciendo, lo hace a costa de aumentar considerablemente el peso, por lo que después de varias pruebas se decidió cambiar la geometría delantera del chasis, tratando de conseguir arcos que crucen de lado a lado el chasis. Se puede apreciar en detalle según la figura.



Modelo morro chasis base.

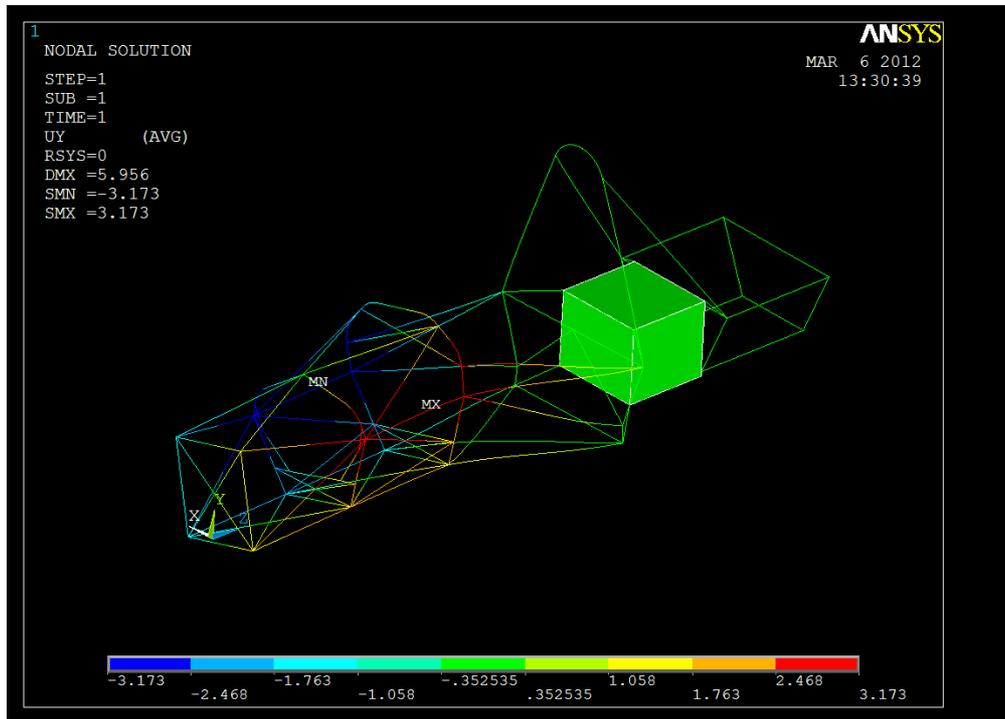


Modelos chasis morro modificado.



Nuevo morro, modelo esquemático.

Con esto, se ensaya la nueva geometría para comparar resultados:



Modificación con motor final con nuevo diseño morro.

En este caso con la nueva geometría se tiene un buen resultado de 3.17 mm en el desplazamiento vertical que arroja una rigidez torsional de 3716 Nm/° y una masa de 52.6kg, la tasa de rigidez/peso crece hasta los 70.66 Nm/° kg, un valor muy elevado para un chasis tubular de acero ordinario. La variación con respecto al chasis inicial supone un aumento casi al doble en el parámetro (36.38 Nm/° kg), ya que con un sobrepeso de 10.84 kg, la rigidez torsional crece en 2156 Nm/°.

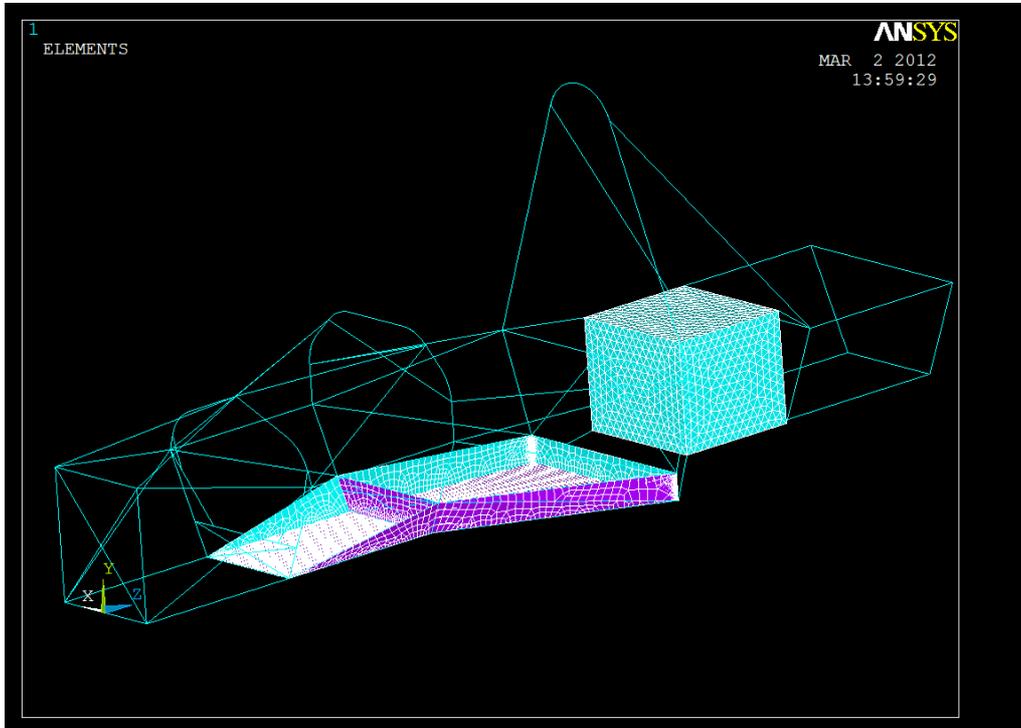
11.3 Monocascos:

Considerando los recursos económicos del presupuesto del proyecto, se elige esta última geometría multitubo como la definitiva para el chasis.

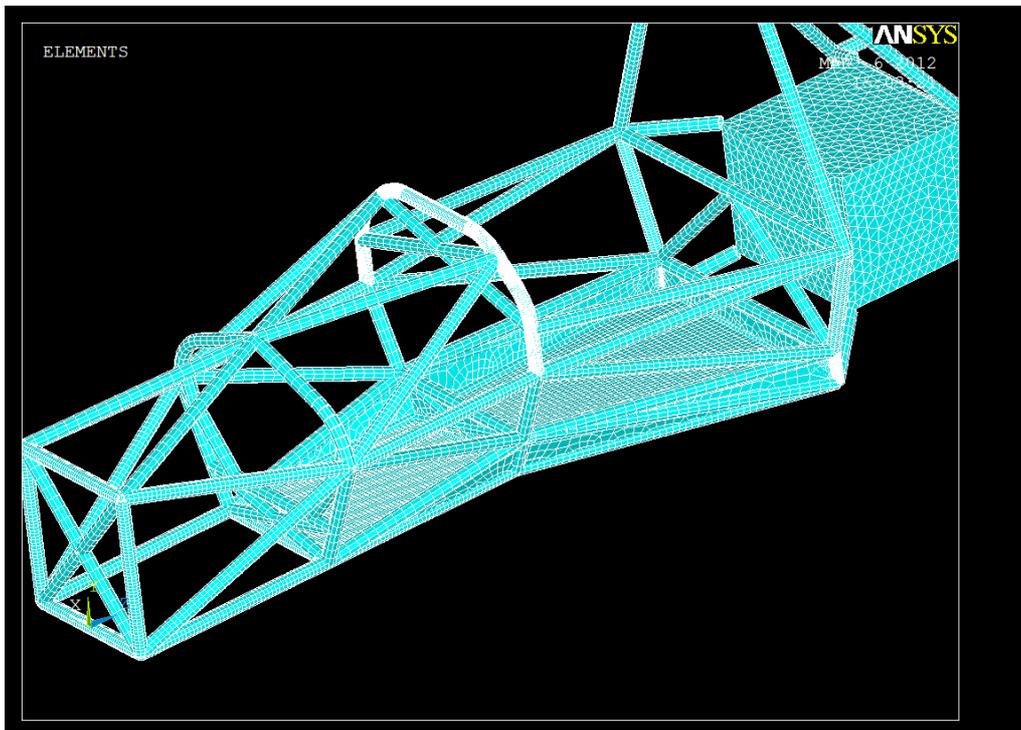
A modo de ensayo experimental, sin ser tomado como para el chasis de este proyecto, puesto que la tendencia en la industria automovilística implica la utilización de chasis monocascos, se hará un estudio para futuras líneas de trabajo del comportamiento de un chasis monocasco de aluminio en varias fases.

11.3.1 Semimonocasco

Tratando de dar mayor rigidez a la zona inferior del chasis y aprovechando las líneas geométricas que ya se tenían del diseño del chasis multitubo, se realiza un refuerzo en aluminio con el aspecto mostrado en la figura 58.

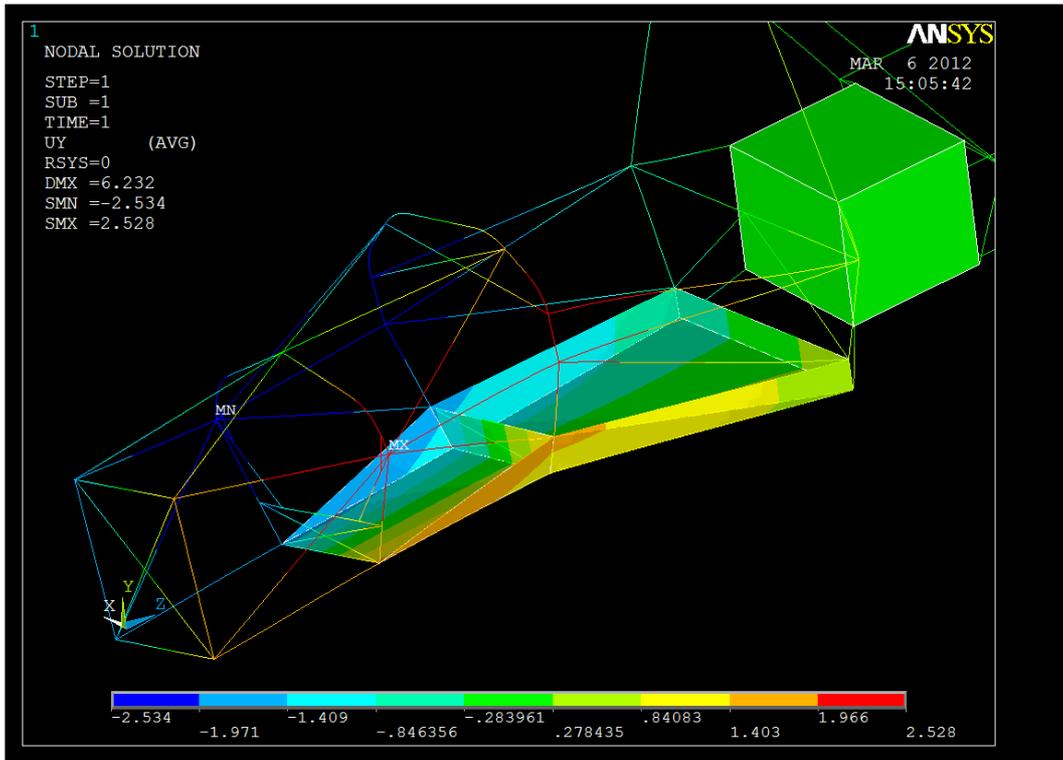


Detalle semimonocasco.



Detalle chasis semi-monocasco con /ESHAPE,1

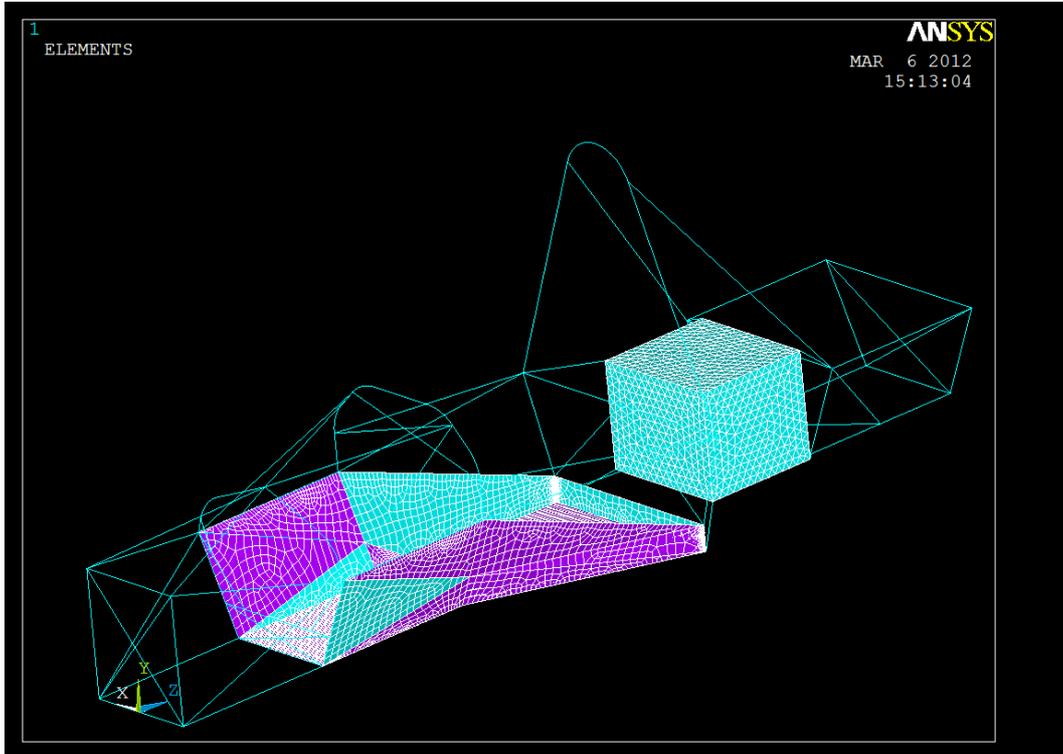
Según esta configuración los resultados obtenidos son de 2.5 mm para el desplazamiento vertical, con una rigidez de 4712.6 Nm/º, yéndose el peso en este caso a los 62.3 kg (47.3 kg de acero más 15 kg de aluminio). La tasa de rigidez vuelve a subir hasta los 75.64 Nm/º kg, siendo un 4% por kg más rígido que el mejor de los chasis tubulares.



Desplazamientos chasis semi-monocasco.

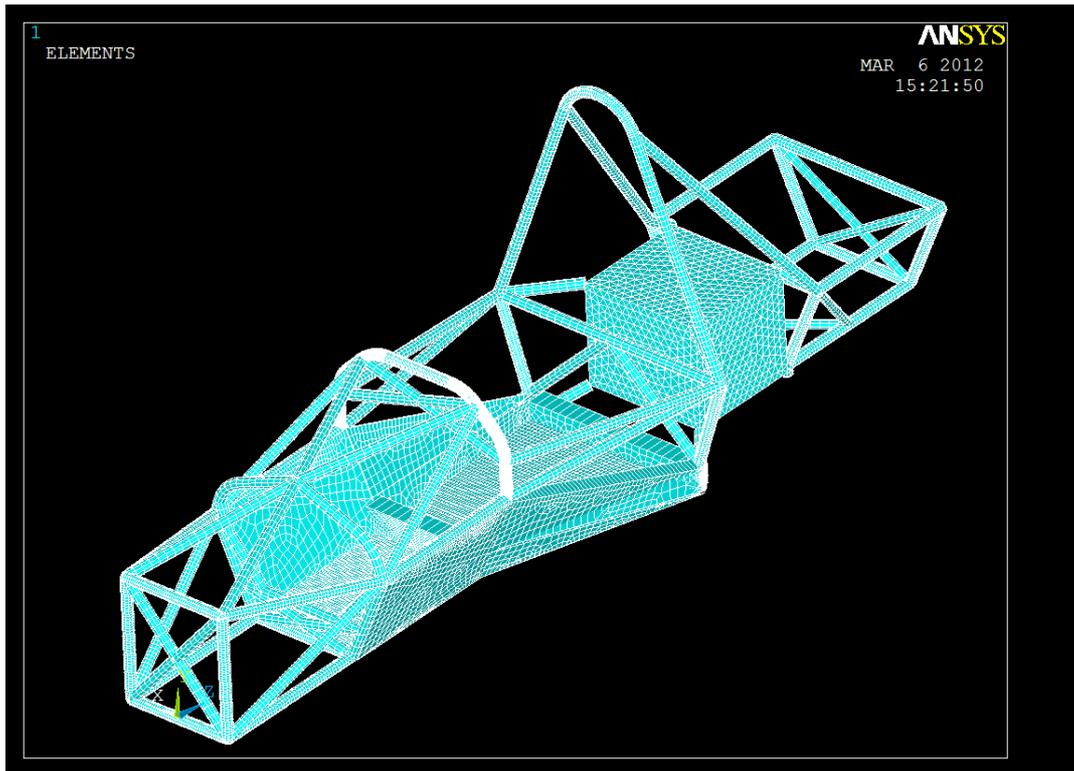
11.3.2 Monocasco completo

Por último, después de observar que el punto de mayor deformación siempre se situaba en la inserción de la suspensión delantera, se decide hacer un monocasco que refuerce esa zona y proteja al piloto. Bajo estas premisas se realiza el siguiente diseño:

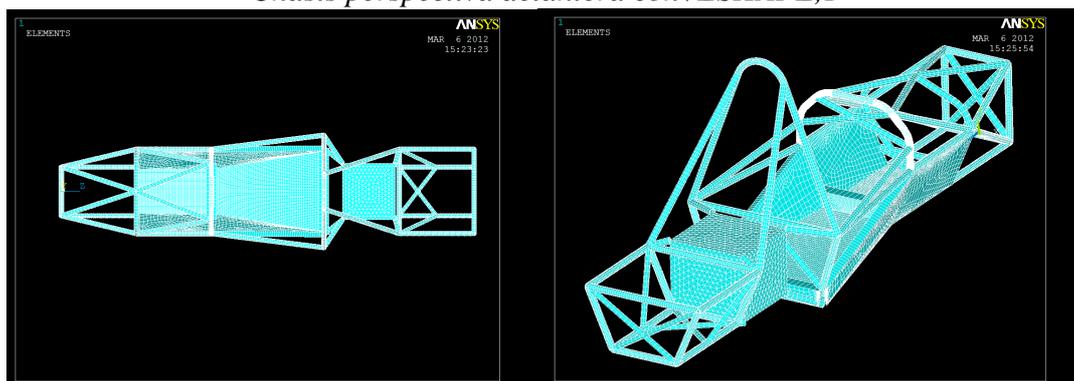


Chasis monocasco completo

El diseño de este chasis combina los diferentes espesores de tubo con elemento BEAM, con tres secciones representadas anteriormente (se omite el “numbering” por la gran cantidad de nodos), el uso del elemento SHELL66 con 2 espesores (placa de 30mm para laterales y 50 mm para refuerzos) y por último el elemento SOLID185 para el motor calculado con un volumen que se corresponde al motor real en peso. En una representación de elementos con volumen a través del comando /ESHAPE,1 se puede observar mejor el detalle según la figura 61.



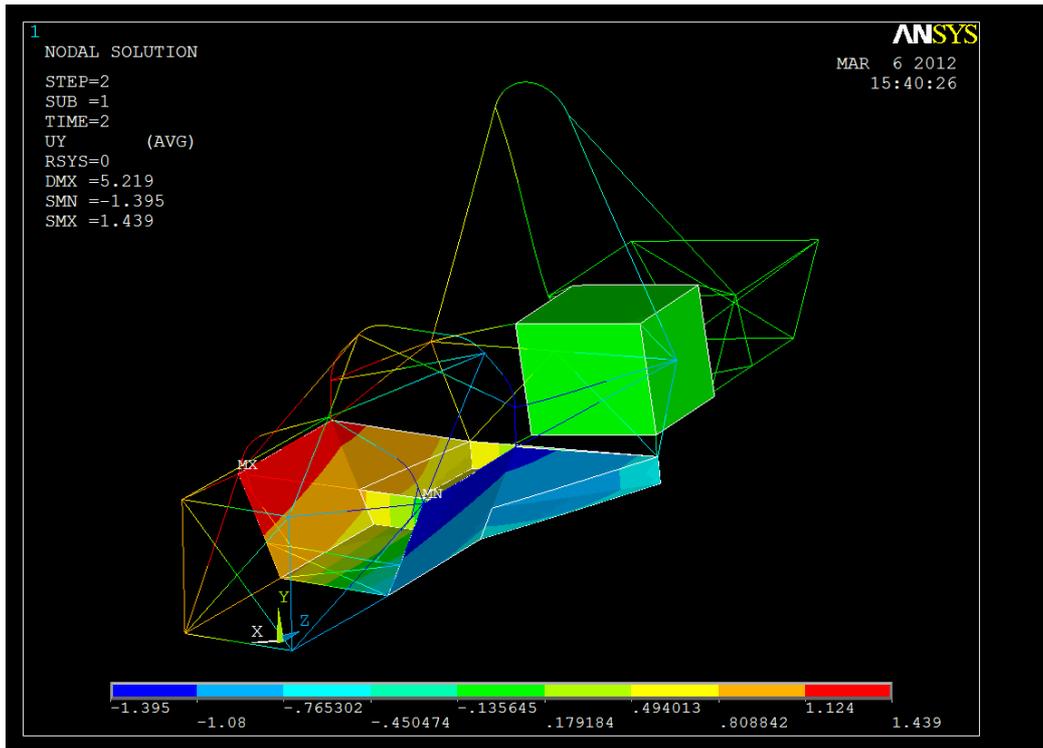
Chasis perspectiva delantera con /ESHAPE,1



Chasis vista superior /ESHAPE,1

Chasis perspectiva trasera /ESHAPE,1

Los resultados para este chasis vuelven a ser muy positivos puesto que el desplazamiento sobre el eje y es muy reducido con un valor de 1.4 mm y una rigidez torsional de 8415.1 Nm/º, su peso es de 106.39 kg (36.7kg de acero y 69.69 kg de aluminio). Su tasa de rigidez es de 79.1 Nm/º kg. Se observa que el peso se dispara, aunque es cierto que como **no es motivo de este proyecto** no preocupa demasiado el dato. Como detalle, se señala que la tasa de rigidez/peso en los chasis monocasco, sin ser de carbono, que aumentaría mucho el coste, usando aluminio de geometrías planas mediante chapas, se obtuvo un valor considerable. Se pensó en las **posibilidades que aportaría dicho chasis en un nuevo proyecto sobre un vehículo de producción de calle**, con una demanda de potencia mayor y para un mercado más amplio.



Desplazamientos chasis monocasco completo.

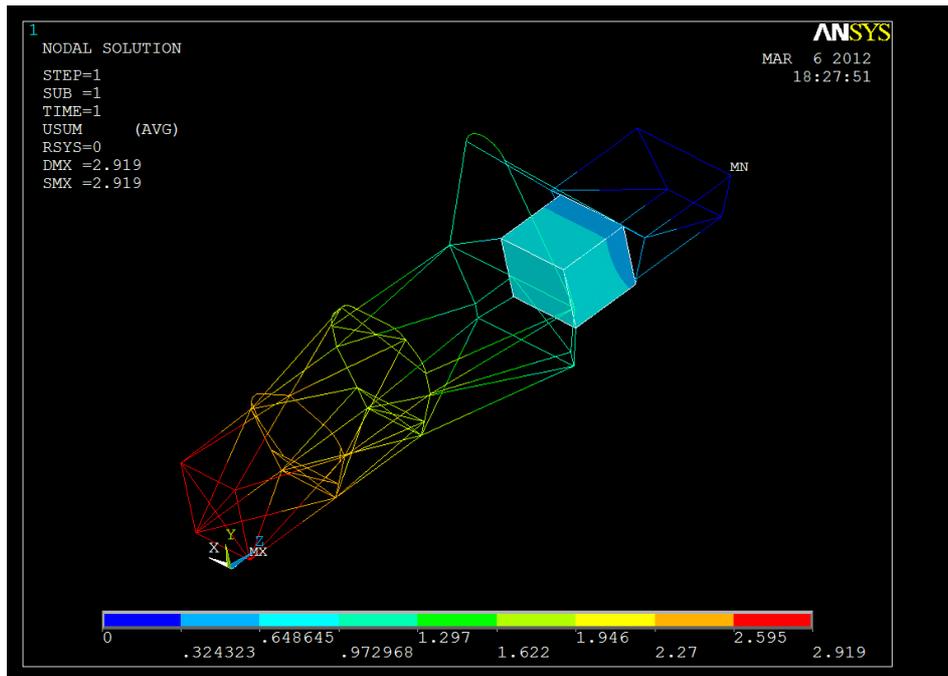
Después de este inciso, se habrá de aclarar que a pesar de que los resultados podrían estudiarse en futuras líneas de diseño, debido a la poca experiencia del grupo de trabajo en la construcción de chasis, se continuará con el diseño y ensayo del chasis multitubo dejando el experimento del chasis monocasco como trabajo complementario de experimentación.

12	Modelo definitivo
-----------	--------------------------

12.1 Introducción:

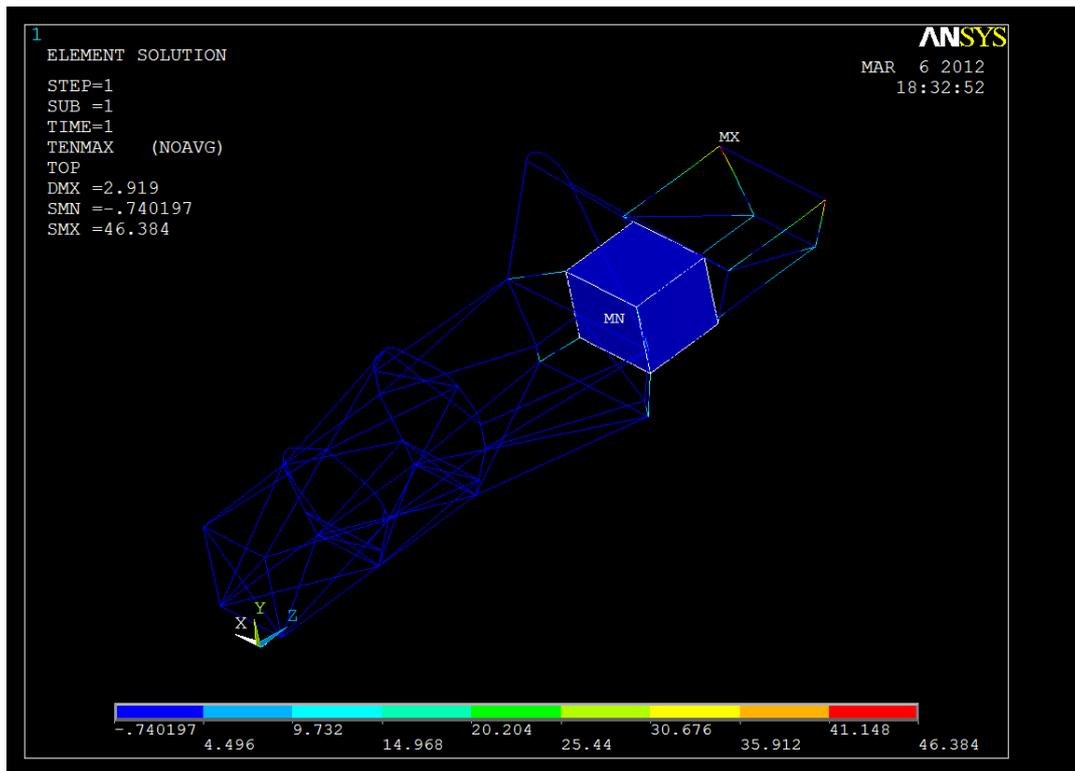
Se retoma el chasis tubular definitivo, para hacerle las mismas pruebas a las que se sometió al chasis inicial, siendo éstas, de aceleración, frenada y curva, además de unas nuevas pruebas de flexión, choque frontal y vuelco.

12.2 Remolque



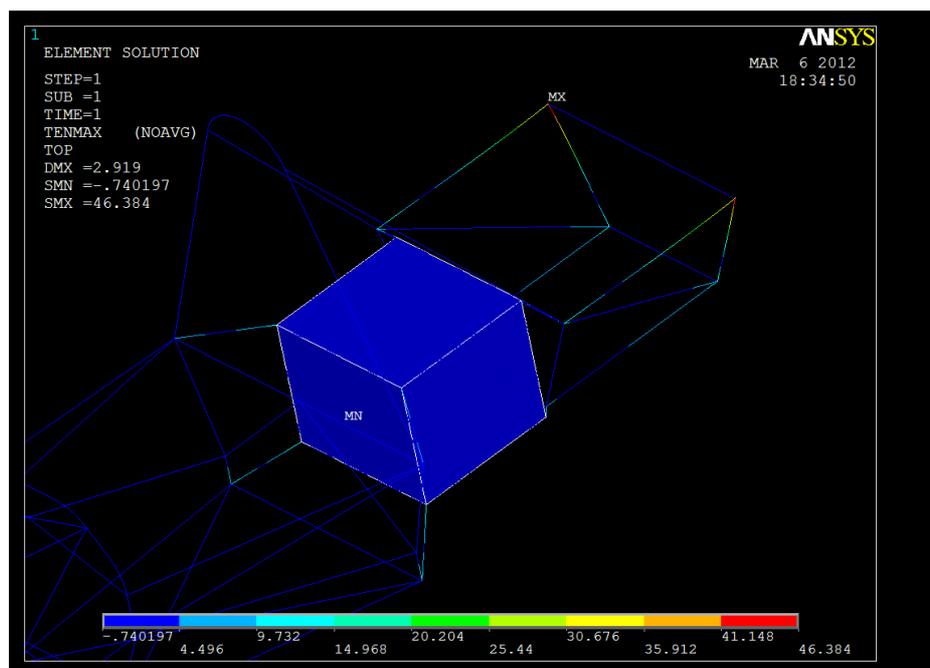
Desplazamiento total del chasis sometido a su peso durante el remolque

El desplazamiento total debido al remolcado de la estructura tiene un valor máximo de 2.919 mm colgando el vehículo sobre su peso. Este desplazamiento supone un 0.13 % de la longitud total frente a los 0.21 % del chasis inicial. Por tanto se puede decir que en este parámetro también se ha mejorado el chasis con respecto al chasis inicial.



Tensiones máximas del chasis durante el remolque

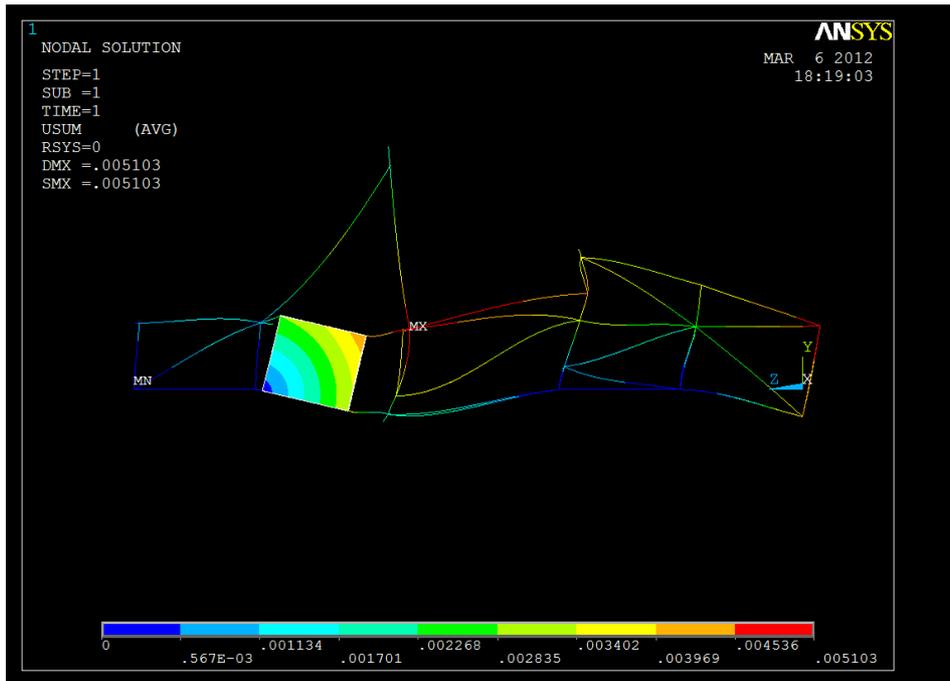
Las tensiones soportadas por el chasis en este ensayo según la figura anterior son de 46.39 MPa menores a los 75.817 MPa del chasis inicial, esto es debido a que, en este caso, el motor absorbe parte de la tensión de las barras que sujetan las suspensiones traseras y se la transmite a las barras que le sirven de anclaje, según la figura 65.



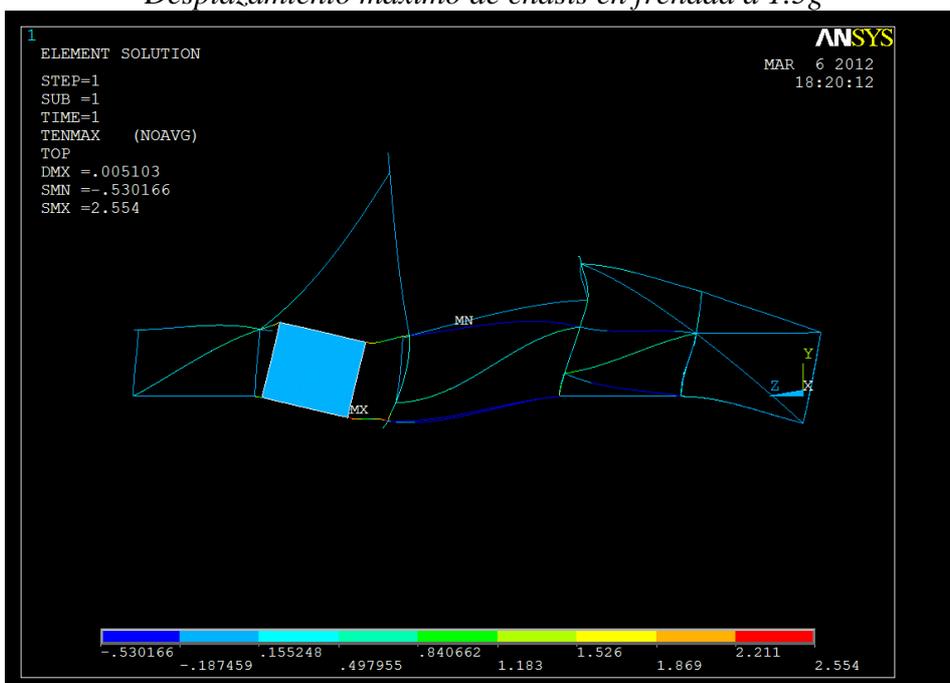
Traspaso de tensiones a través del motor.

12.3 Frenada:

El desplazamiento obtenido es la mitad del inicial, con 0.005mm sobre los 0.010 mm del primer chasis, con esto se vuelve a poner de manifiesto la mayor resistencia del chasis actual. No se piensa que la diferencia de inercias entre los chasis debido al aumento de 10kg tenga una alta influencia sobre este cambio de valores.



Desplazamiento máximo de chasis en frenada a 1.5g



Tensión máxima del chasis en frenada..

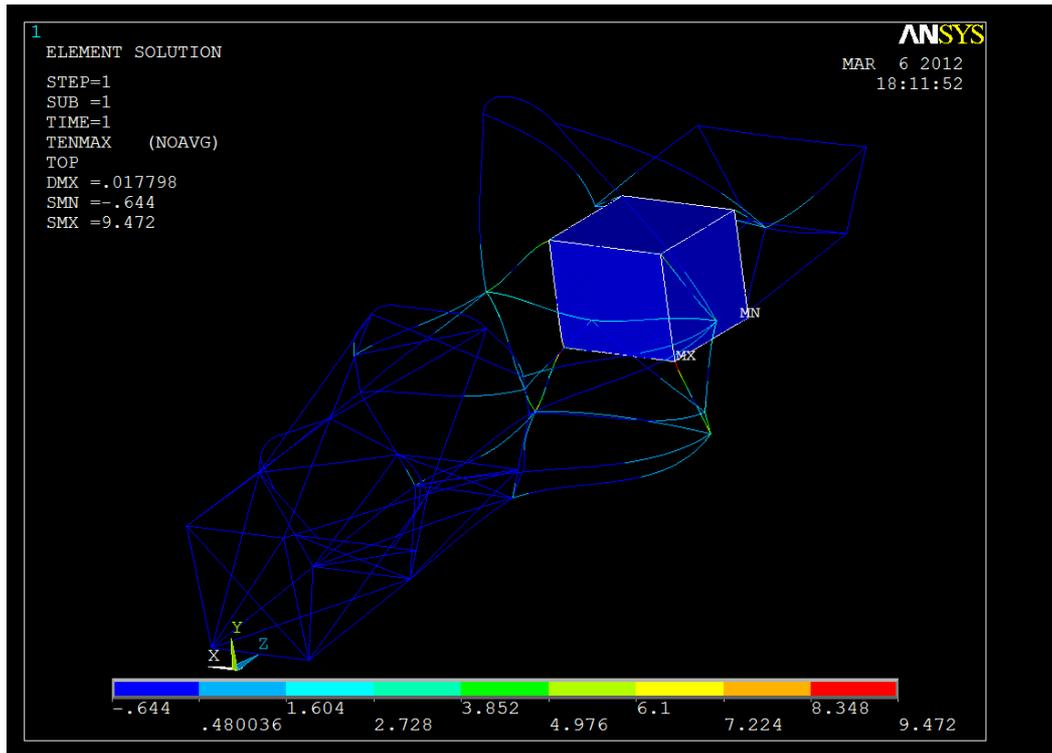
La tensión obtenida es de 2.55 MPa, y no representa ninguna peligro para los 410 MPa de resistencia de nuestro acero S275. Tendríamos con esto un factor de seguridad $n=160$.

12.4 Aceleración:



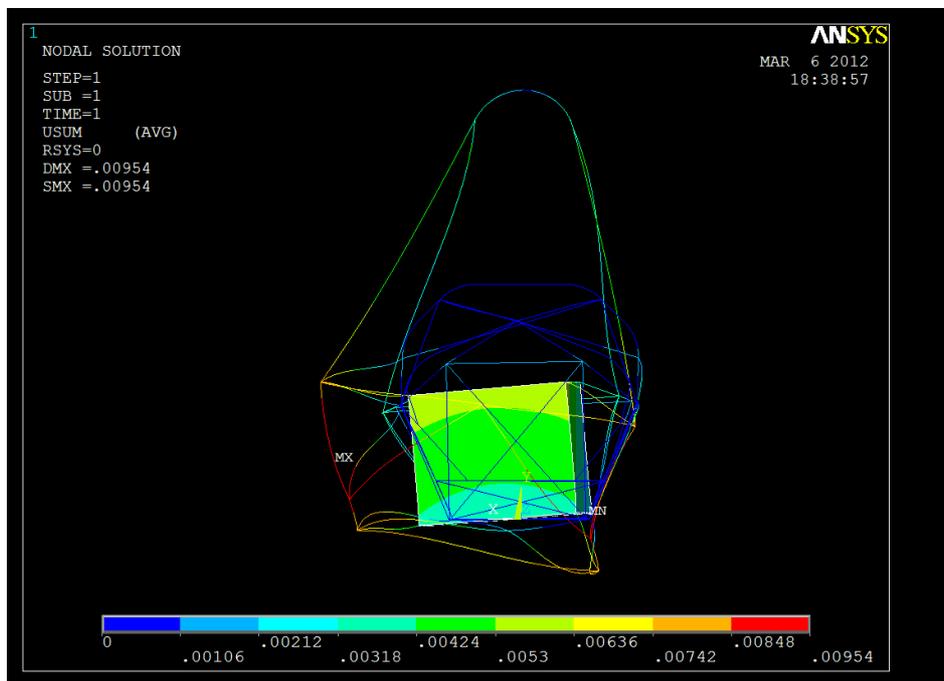
Deformación total del chasis en aceleración.

La deformación obtenida es de 0.017 mm, un desplazamiento muy reducido que garantiza una buena motricidad del chasis durante las aceleraciones. La parte que más sufre es la unión del chasis al asiento del piloto, debido a la fuerza ejercida por este peso. La unión del motor con el chasis, en la zona cercana al piloto, contribuye tirando de esta parte del chasis y aumentando más la tensión en ella. Como se puede ver en la figura siguiente, el punto de máxima tensión está en la unión del motor con las barras que lo fijan al chasis. Su valor es de 9.5 MPa, lo que arroja un factor de seguridad $n= 43$. Nótese que el resto de tensiones significativas se concentran sobre las barras de unión del motor al chasis.



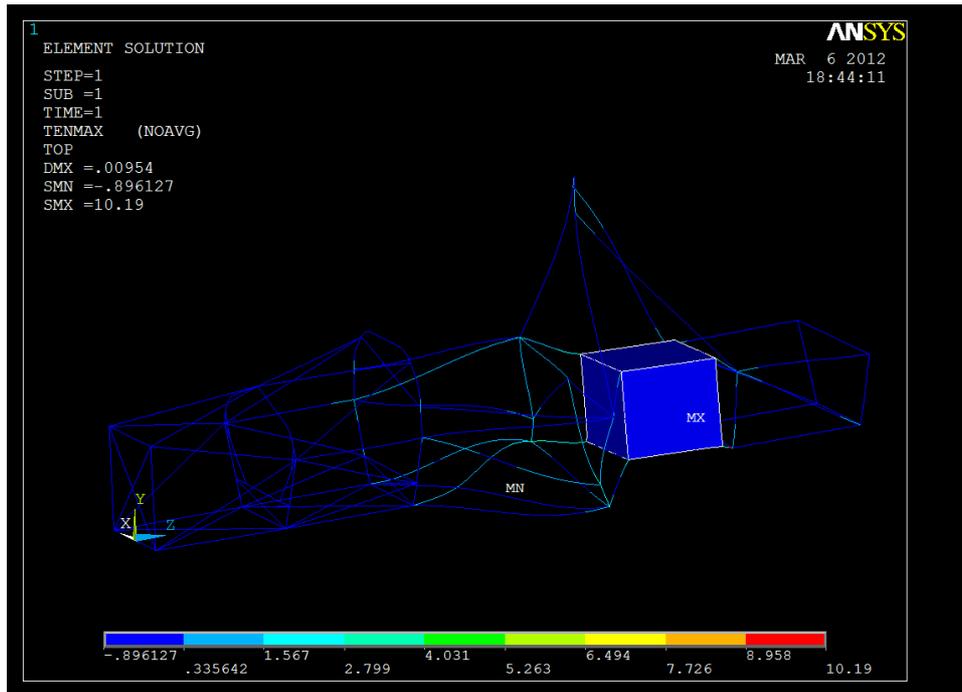
Tensión máxima durante la aceleración a 1g.

12.5 Curva:



Desplazamiento máximo en paso por curva a 1.5g

En el paso por curva, con una aceleración lateral de 1.5 g, se produce un desplazamiento máximo sobre el chasis de 0.0095 mm. Este valor es casi inapreciable y no influye sobre ninguna pieza del vehículo, ni complica el comportamiento del mismo a la hora de tomar curvas enlazadas.

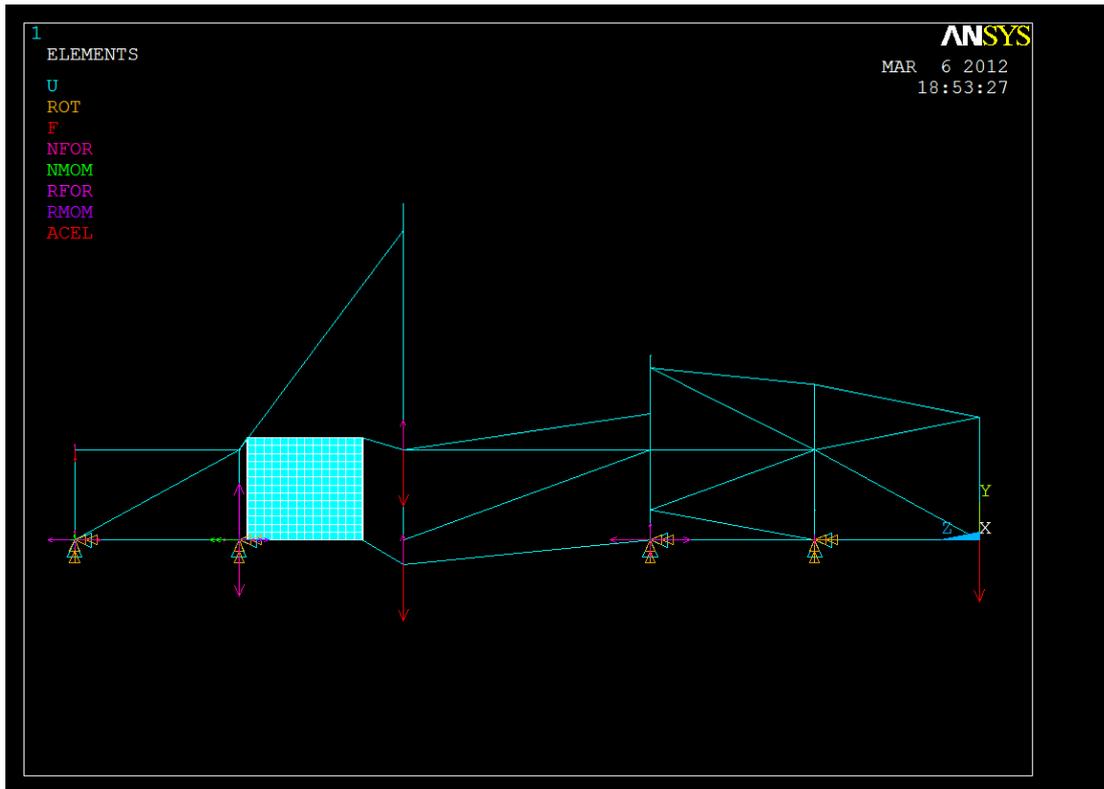


Tensiones máximas del chasis sometido a 1.5g en paso por curva.

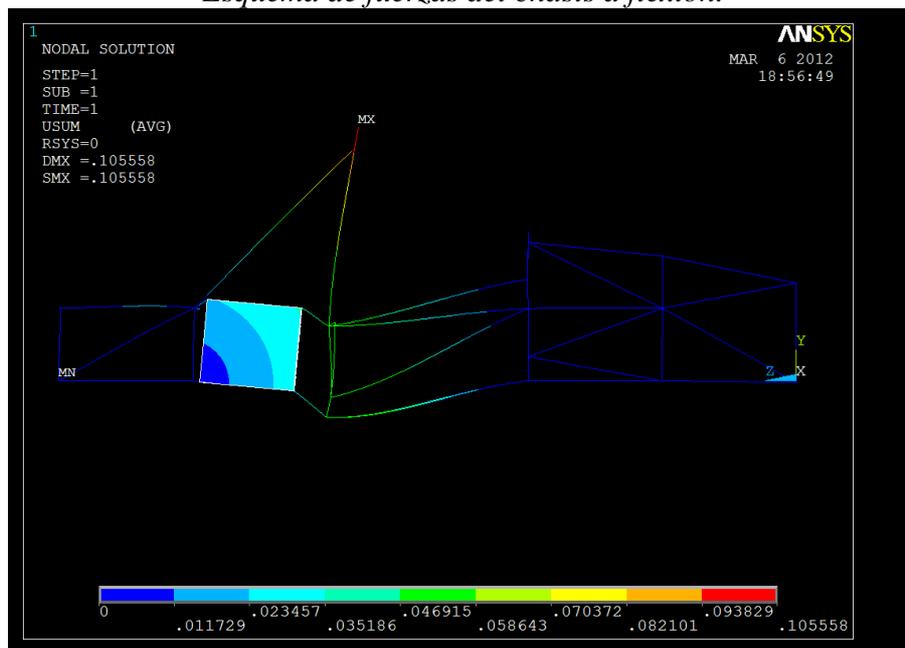
De nuevo, la tensión experimentada es un valor relativamente bajo de 10.19 MPa, por lo que existen problemas para digerirlo por el chasis. Este valor supone sobre la tensión de rotura un factor de seguridad $n=40$. La distribución de tensiones de nuevo tiene mucha importancia en la zona de unión del motor al chasis y en las barras laterales del habitáculo del piloto. En el resto del chasis la tensión no supera 1 MPa.

12.6 Flexión:

Esta prueba no se realiza con el otro chasis porque no transmite grandes esfuerzos sobre un chasis tan corto. No obstante, siempre es interesante saber cuáles son los puntos con mayores tensiones sobre cualquier tipo de circunstancia. En este caso, la flexión se realiza bajo el siguiente esquema de fuerzas mostrado en la figura a continuación. Según el mismo, se ancla el chasis por los puntos de unión de la suspensión y se aplican las cargas inerciales del motor y del piloto, además de algunos sistemas auxiliares que suponen un peso importante. Para el ensayo se supone la masa de 150 kg sobre parte central del chasis debido al peso del piloto, asiento, depósito de combustible y demás masas que pudieran ubicarse en esa zona. En la parte posterior se tendrá el peso del diferencial, grupo de piñones del cambio, etc (15kg), y sobre la parte delantera se posicionará el peso de la pedalera y de la batería (10kg).

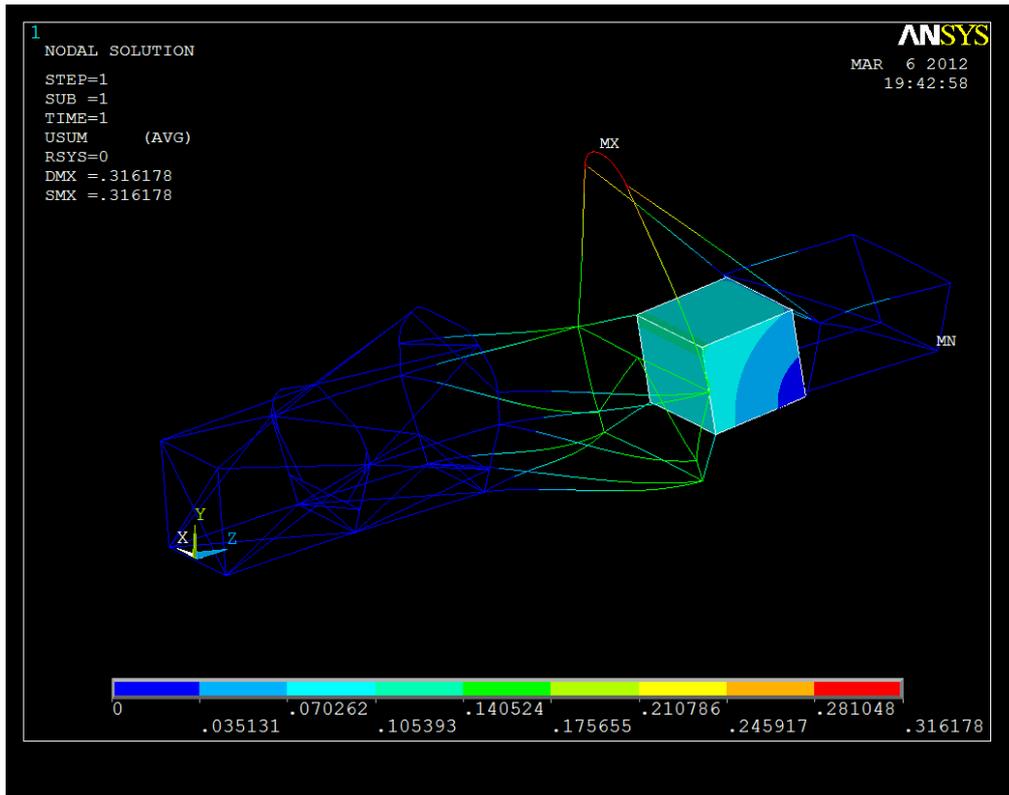


Esquema de fuerzas del chasis a flexión.



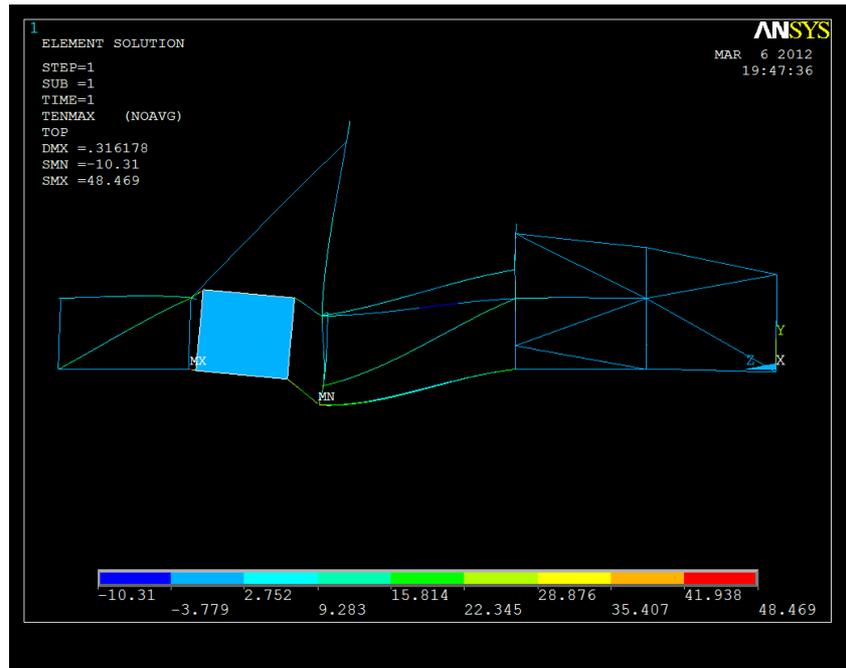
Deformación máxima del chasis bajo flexión.

Bajo el ensayo de flexión el chasis sufrió una deformación máxima de 0.1 mm. Este valor representa la flexión del chasis en una situación estática, lo cual no resulta muy útil en carrera. Por tanto se deberían ensayar algunas situaciones como saltos, cambios de apoyo, etc, que puedan experimentar el vehículo al atravesar un bache o irregularidad de pista. Se someterá a un ensayo de flexión a 3 g y posteriormente se comentarán los valores de desplazamientos y tensiones.



Desplazamientos máximos ensayo flexión 3g.

Según las figura 76 el desplazamiento máximo se produce en el arco de seguridad con un valor de 0.31 mm. Los puntos de mayor sollicitación son las uniones del motor al chasis por el basculante trasero. El valor de la tensión en este punto es importante con 48 MPa. El factor de seguridad sigue siendo elevado con un valor $n = 8.54$, pero se deberá tomar en consideración este ensayo puesto que sólo se aplicó 3 g y pueden darse situaciones de carrera más comprometidas. Por motivos de seguridad, se realizará un ensayo de choque y uno de vuelco.

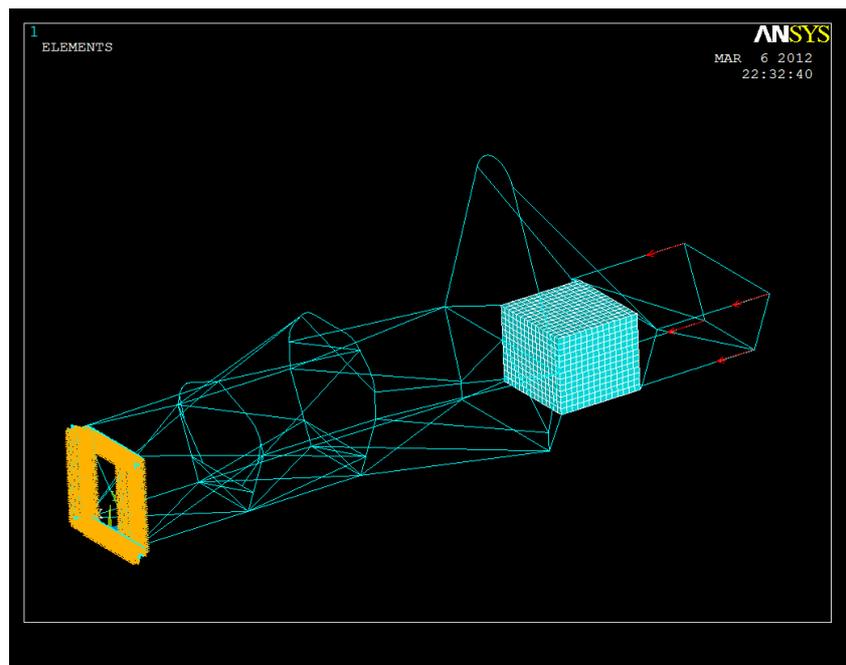


Tensiones ensayo flexión a 3g.

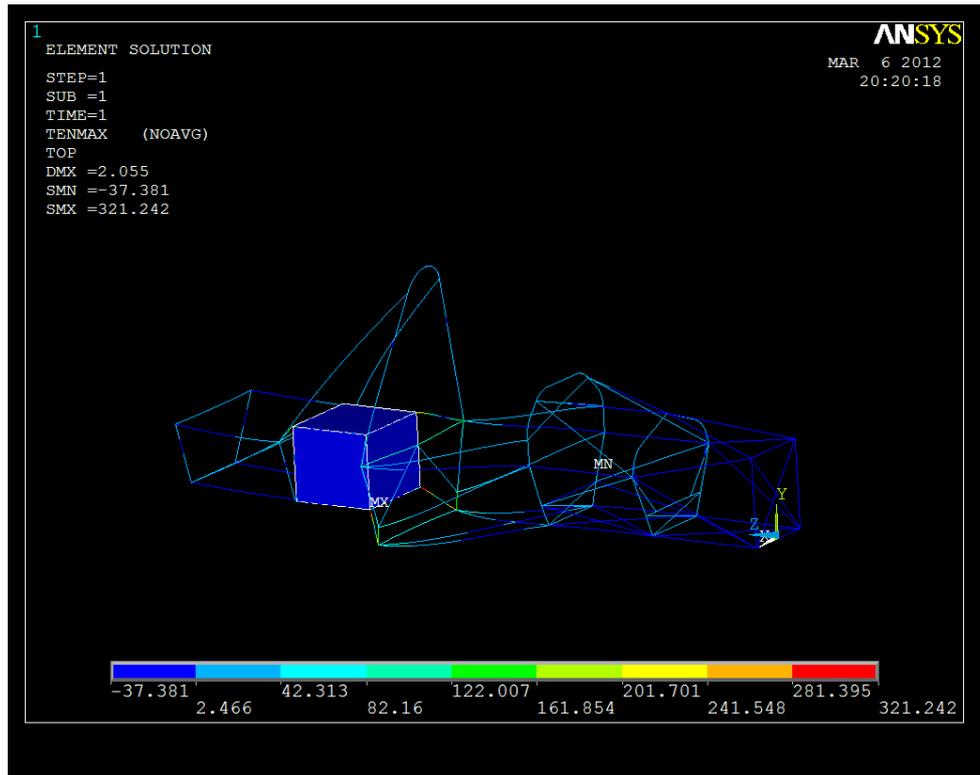
12.7 Choque:

A continuación se simulará una situación de impacto frontal a 10 g en la que se restringe el cuadrado delantero en todos sus grados de libertad, aplicando una fuerza sobre el trapecio trasero, dividiendo la fuerza entre los 4 puntos de vértice. Según esta descripción se tiene una fuerza equivalente por punto de:

$$F_{\text{choque}} = (10 \cdot 9.8 \cdot 325) / 4 = 7962.5 \text{ N}$$



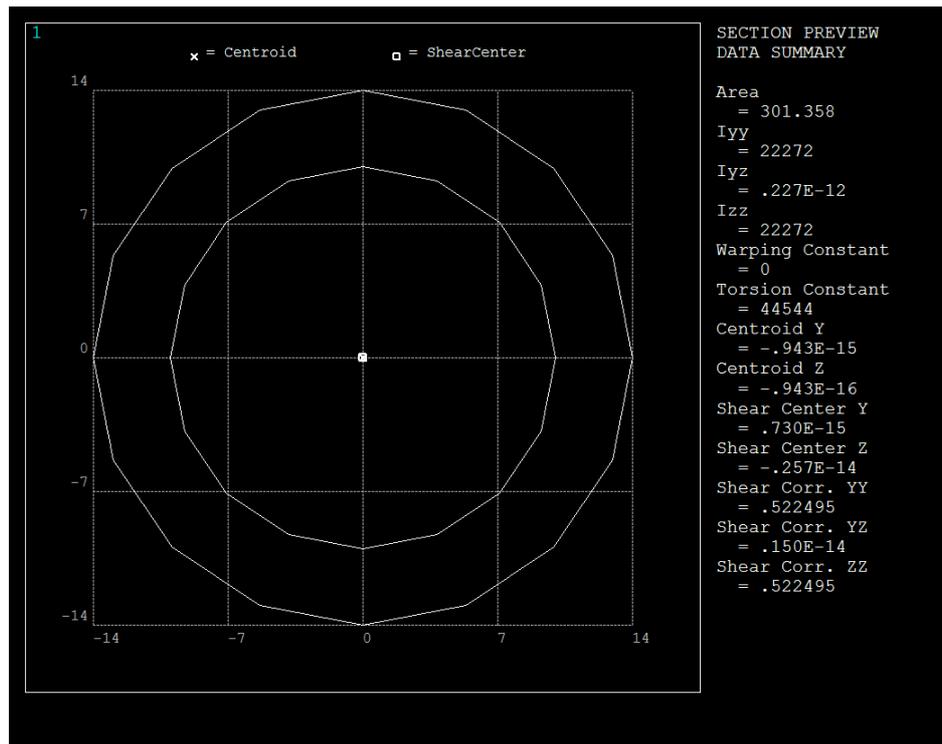
Esquema de fuerzas y restricciones en choque de 10g



Durante un choque interesa saber las tensiones máximas que soportan las diferentes partes del chasis.

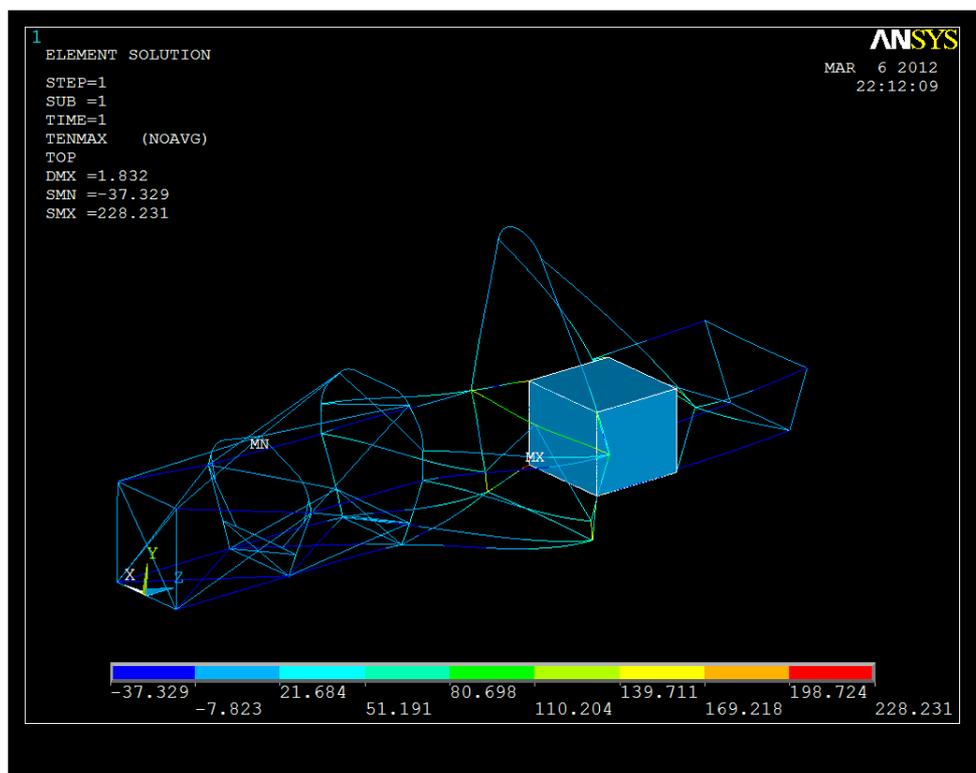
Se observa que en la zona de las barras de unión del motor al chasis se alcanza un valor máximo de 321 MPa, un valor mayor de los 265 MPa del límite elástico del material. No obstante es un valor menor al límite de rotura, por lo que después de un hipotético choque habría que reemplazar las barras de unión del motor al chasis. En el resto del chasis no se sobrepasa del valor del límite elástico. Como matiz del ensayo, habría que comprobar cómo sería el efecto sobre el chasis si la fuerza aplicada no estuviera concentrada sobre la parte trasera y se repartiera uniformemente de manera inercial. Con este ensayo también se observa el papel del motor a la hora de absorber parte de la tensión. Como alternativa, se propone aumentar la sección mayor de los tubos problemáticos.

Se prueba con un diámetro de 28 mm y un espesor tubo de 4mm según muestra la figura.



Sección 4 barras de unión del motor.

Con la modificación de los tubos de unión al motor se obtiene un valor de tensión máxima de 228.2 MPa, valor por debajo del límite elástico de 265 MPa, situándose lejos de los 410 MPa del límite de rotura de material.



Tensión máxima bajo ensayo de choque a deceleración 10g.

12.8 Vuelco:

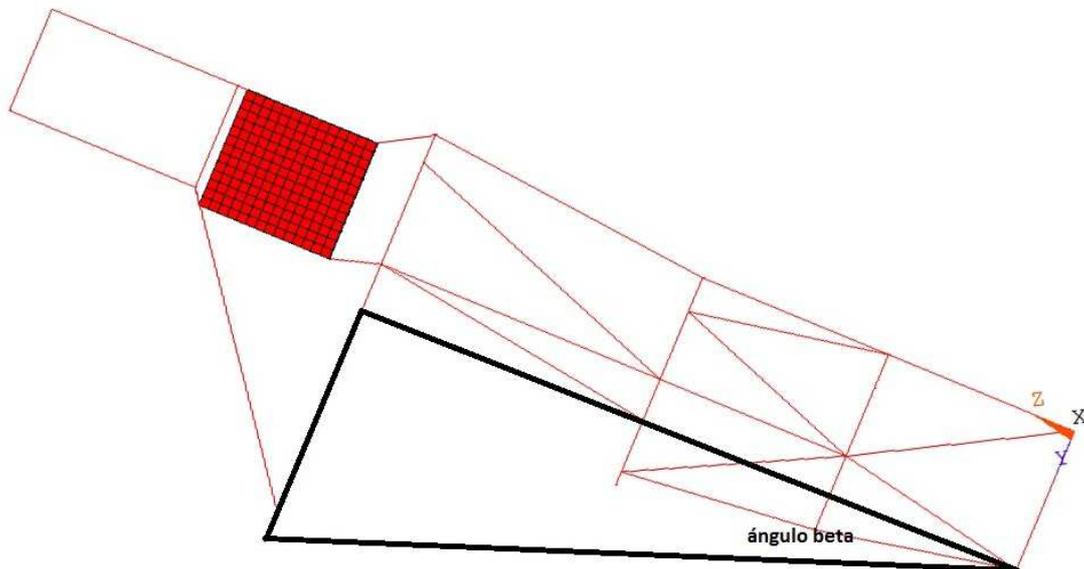
La prueba de vuelco se realizará fijando la base del chasis y aplicando una fuerza perpendicular a la línea que une los dos puntos del arco central y el punto extremo del morro, aplicando una deceleración de 6g que se utiliza en la normativa de vuelco de campeonatos de buggys.

$$\beta = \text{atan}(h/b) = \text{atan}(600/1400) = 23.19^\circ$$

$$F_v = (300\text{kg} \cdot 9.8\text{m/s}^2 \cdot 6) / 2 = 8820\text{N}$$

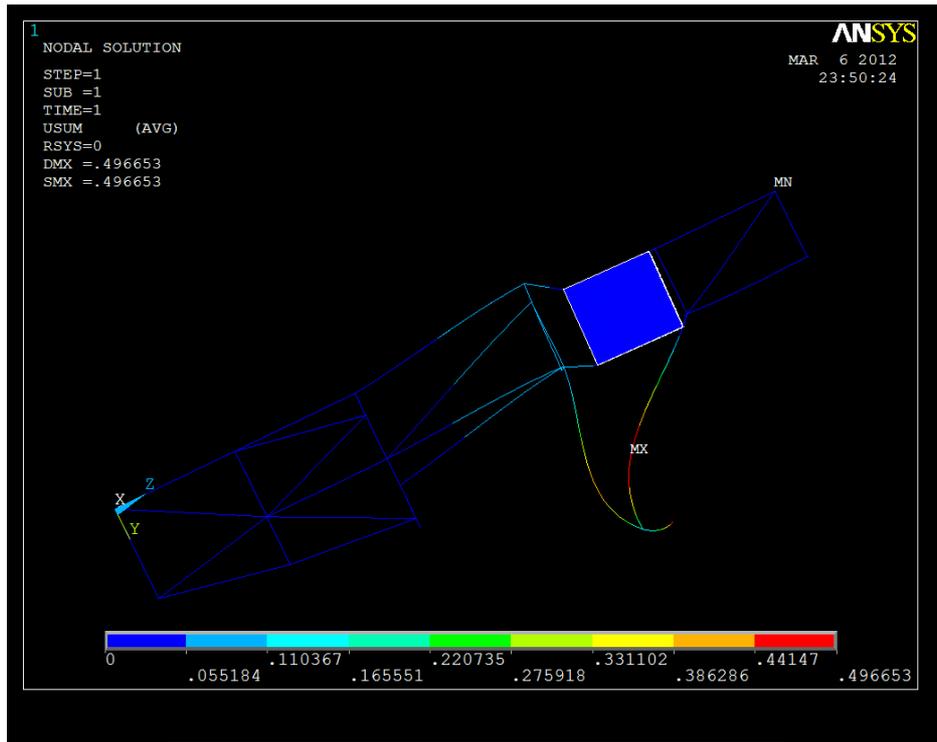
$$F_{vz} = F \cdot \text{sen } \beta = 8820 \cdot \text{sen}(23.19^\circ) = 3473.15\text{ N}$$

$$F_{vy} = F \cdot \text{cos } \beta = 8820 \cdot \text{cos}(23.19^\circ) = 8107.37\text{ N}$$

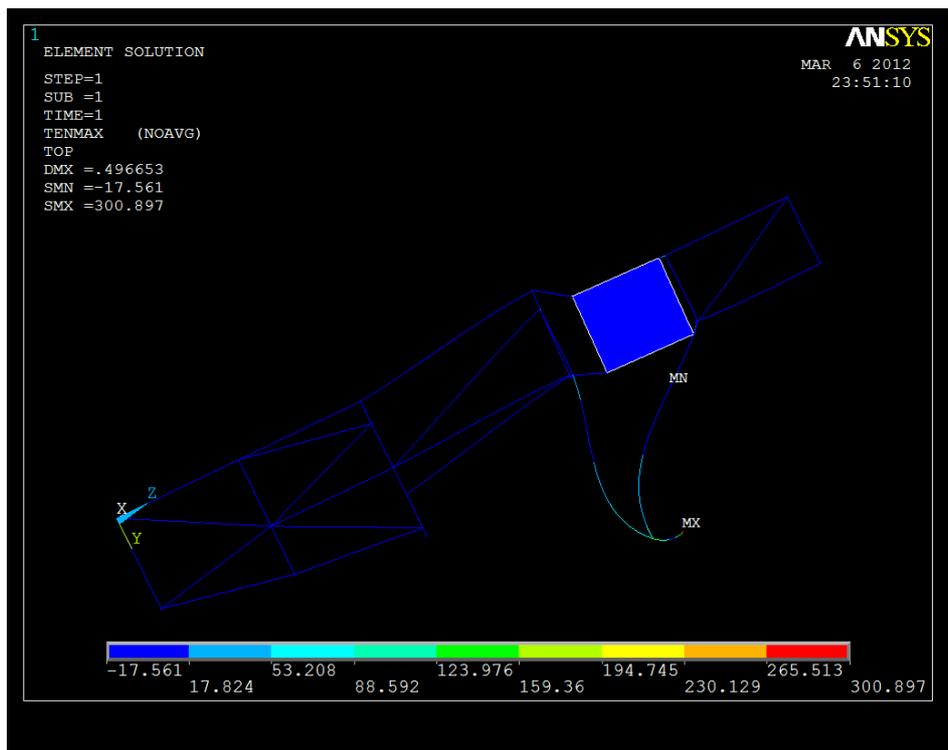


Representación ángulo beta de la prueba de vuelco

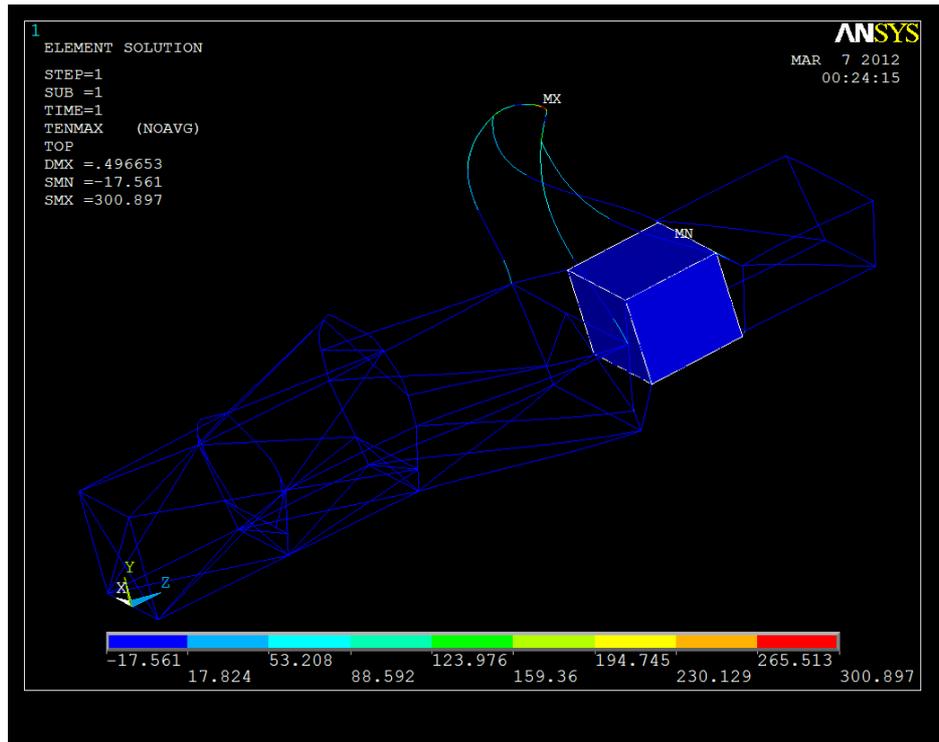
Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE



Desplazamientos máximos durante vuelco a 6g.



Tensión máxima de vuelco a 6g.



Vuelco, perspectiva.

Los desplazamientos obtenidos son pequeños, con un valor máximo de 0.49 mm. Lo más importante es el valor de la tensión máxima que sufre el chasis, que según la figura está sometido a una tensión de 301 MPa. Este valor es muy elevado, mayor al límite elástico, aunque es menor al límite de rotura del material y siendo la situación de vuelco muy improbable, el chasis aguantaría la deceleración de 6g protegiendo al piloto. Por tanto, se puede decir que el chasis demuestra un comportamiento aceptable ante dicha sollicitación.

12.9 Rigidez torsional:

Después de las modificaciones efectuadas, se vuelve de calcular la rigidez torsional con el chasis final, siendo ésta 3789 Nm /°. El peso del chasis pasa a ser 53.56kg y la tasa de rigidez/peso casi se mantiene constante en 70.75Nm/° kg por 70.65Nm/° kg del chasis anterior (cambios de diámetro de tubo para salvar el ensayo de choque).

Tabla resumen:

Uy	Distancia punto	Ángulo	Rigidez	Número
2.5	225	0.636594	4712.5829	1
1.4	225	0.356502	8415.08892	2
7.55	225	1.921871	1560.97918	3
6.358	225	1.618621	1853.42993	4
4.58	225	1.166126	2572.61996	5

3.17	225	0.80718	3716.64098	6
3.109	225	0.79165	3789.55362	7

Tabla datos 1.

Peso acero kg	Peso alum. kg	Total	Tasa rigidez/peso	Número
47.3	15	62.3	75.64338522	1
36.7	69.69	106.39	79.09661546	2
42.9		42.9	36.3864611	3
41.76		41.76	44.38290062	4
48.2		48.2	53.37385808	5
52.6		52.6	70.65857375	6
53.56		53.56	70.75342826	7

Tabla datos 2.

1. Chasis con semimonocasco.
2. Chasis con monocasco completo Shell 30+50.
3. Chasis inicial proyecto.
4. Chasis con modificación motor.
5. Motor crucetas.
6. Chasis sin monocasco con cruceta de refuerzo y diseño de morro final.
7. Chasis sin monocasco con modificaciones finales.

Si se toma como origen de coordenadas el punto donde está situado el sistema de referencia del chasis, la distancia entre el mismo y el origen de coordenadas de cálculo para el centro de gravedad del piloto es de 187mm sobre el eje z del chasis (eje x bidimensional sobre el cálculo del centro de gravedad del piloto), por lo que las coordenadas del centro del gravedad del conjunto serán:

<i>Puntos cdm vehículo</i>	
x.cdmasas (mm)	1064.8
y.cdmasas (mm)	164.3

Centro de masas del vehículo

<i>Puntos cdm del piloto</i>	
x.cdmasas (mm)	1061.3658
y.cdmasas (mm)	175.636091

Centro de masas del piloto

<i>Puntos cdm conjunto</i>	
x. cdmasas (mm)	1063.39254
y. cdmasas (mm)	168.945939

Centro de masas del conjunto

Con estos datos se calcula un reparto de masas sobre cada eje:

$$P_t = (L_d * P) / L$$

$$P_d = (L_t * P) / L$$

Siendo:

L_d: distancia del centro de gravedad al eje delantero (463mm).

L_t: distancia del centro de gravedad al eje trasero (937mm).

L: batalla (1400mm).

P: peso de la masa suspendida. (peso piloto + peso chasis-motor = 183kg)

P_d: peso sobre el eje delantero.

P_t: peso sobre el eje trasero.

$$P_t = (463 * 183) / 1400 = 60.52 \text{kg}$$

$$P_d = (937 * 183) / 1400 = 122.47 \text{kg}$$

$$\%P_t = (60.52 / 183) * 100 = 33.08\%$$

$$\%P_d = (122.47 / 183) * 100 = 66.92\%$$

13	Aspectos de fabricación
-----------	------------------------------------

13. Aspectos de la fabricación:

13.1 Aceros.

13.1.1 Introducción:

El chasis ha sido diseñado en acero S275 con 265 MPa de límite de tensión elástica y 410 MPa de límite de tensión de rotura. Se realizó un ensayo experimental sobre el hipotético uso de un chasis monocasco, pero el chasis final ha sido construido completamente en tubo de acero.

El acero constituye la base de construcción de la mayoría de los chasis de la competición FSAE debido al escaso presupuesto de las universidades. En futuros proyectos se realizará un intento de chasis monocasco con financiación externa y se optimizará el diseño del mismo, aunque con este proyecto sólo se pretende plantar una semilla que pueda ir madurando con el paso de los años.

La densidad del acero utilizado es de 7850kg/m^3 y el módulo de Young es de 210 GPa. Si bien, comparado con otros materiales como el titanio de densidad 4510kg/m^3 y $Y=700\text{Gpa}$, pueden parecer datos mediocres, lo cierto es que en la práctica para chasis de pequeñas dimensiones, la diferencia de precio no compensa las prestaciones.

Los perfiles tubulares pueden ser conformados en caliente, que pueden presentar costura o no, o conformados en frío que siempre van soldados. En este caso se utilizará soldadura de arco MIG, que se explicará más adelante.

El chasis será protegido contra factores agresivos externos, en primer lugar por el carenado y en segundo lugar por una capa de pintura antioxidante. Los tratamientos anticorrosión no serán necesarios debido al uso para el que está destinado el vehículo.

13.1.2 Acero conformado en caliente.

El acero conformado en caliente presenta un tamaño de grano grande, por lo que después de su conformado ha de ser sometido a otro tratamiento para mejorar sus propiedades (cuanto menor sea el tamaño de grano, mejor serán sus propiedades a tracción compresión pero mayor será su tenacidad). Actualmente, están apareciendo aceros microaleados, a través de los cuales, imponiendo microelementos interatómicos se mejora la dureza y durabilidad de dichos aceros. Con estos procesos se eliminan los costosos procesos de fundición y aleación tradicionales para conseguir mejorar las propiedades mecánicas.

13.1.3 Acero conformado en frío.

Con esta técnica se puede obtener un producto final de acero con la ventaja económica y de tiempo que ello conlleva. En algunas ocasiones se puede obtener una pieza final dentro de tolerancias, cosa que en el conformado en caliente es imposible debido a la falta de control sobre el proceso de contracción.

13.2 Corte del material:

13.2.1 Oxicorte:

Es una técnica que se utiliza para la preparación de bordes en piezas de espesor considerable y en corte de piezas y barras de acero al carbono de baja aleación u otros elementos ferrosos.



Soplete de oxicorte de 3 boquillas.

El acero no es un material combustible, pues su oxidación en condiciones atmosféricas normales, es tan lenta que no da lugar nunca a una combustión. Sin embargo, en atmósfera de oxígeno puro la reacción es totalmente distinta, por lo que en estas condiciones podemos referirnos a ignición y combustión del acero de la misma manera que de otras muchas materias.

Si se calienta un trozo de acero a una temperatura entre 800 y 900 °C y se proyecta un chorro de oxígeno puro a la superficie caldeada comenzará a arder violentamente, siendo el calor desarrollado en este proceso de oxidación tan grande que la combustión prosigue a través de la pieza.

La reacción de oxicorte es fuertemente exotérmica, calentando las zonas vecinas y favoreciendo la continuidad de la reacción.

Consta de dos partes:

- En la primera etapa, se calienta el acero hasta los 900°C por la llama producida por el oxígeno y un gas combustible (acetileno o propano, normalmente).
- En la segunda etapa, una corriente de oxígeno corta el metal y elimina los óxidos de hierro producidos.

Existen unas condiciones necesarias para el correcto funcionamiento del oxicorte:

1. El metal, una vez calentado, debe ser susceptible de inflamarse en oxígeno puro y producir una escoria fluida que pueda ser desalojada fácilmente de la hendidura de corte por el chorro de oxígeno.
2. La temperatura de combustión del metal tiene que ser inferior a su punto de fusión, pues de no ser así el metal se fundiría y el caldo de fundido obstruiría el canal de corte.
3. El óxido producido por la combustión ha de tener un punto de fusión más bajo que el de fusión del metal, con el fin de que las escorias y los residuos no obstruyan el corte.
4. El calor desarrollado en la combustión del metal debe ser el mayor posible, para compensar todas las pérdidas caloríficas y garantizar que la pieza se encuentre siempre a la temperatura a la que se inicia la combustión.

No se pueden cortar aceros inoxidable, ni altamente aleados por las premisas anteriormente comentadas.

En la operación influyen diversos parámetros como:

- Naturaleza y tipo de material a cortar.
- Grado de limpieza de la superficie a cortar.
- Tipo y presión del gas combustible.
- Pureza del oxígeno de corte.
- Tipo de boquillas y sopletes.
- Inyectores, etc.

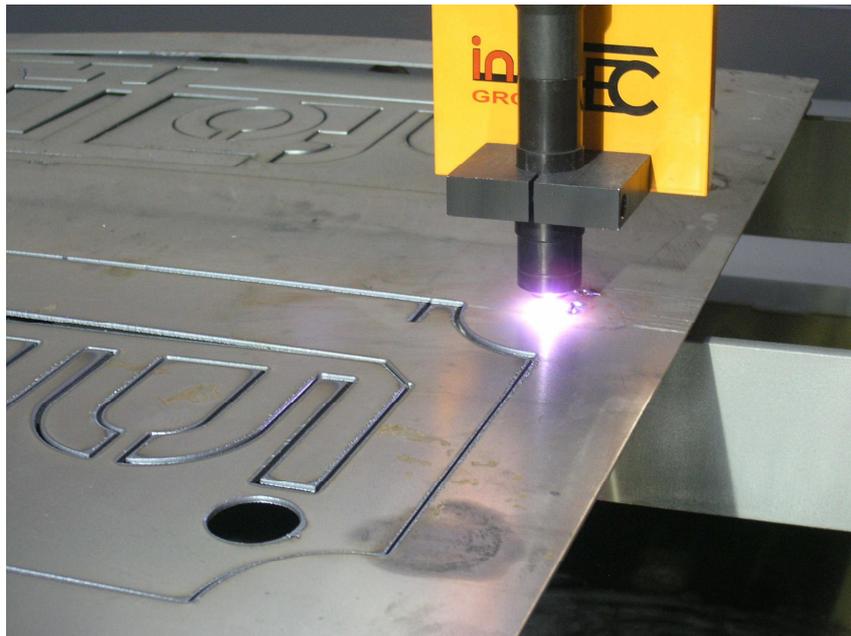
De todos ellos, el de mayor importancia es la pureza del oxígeno por su influencia en la velocidad de corte. Si el oxígeno fuera de una pureza del 98.5%, en lugar del 99,5% la velocidad de corte se reduce un 25%.

El equipo de corte esta compuesto por:

- Soplete.
- Boquillas.
- Mangueras.
- Reguladores o manorreductores.

13.2.2 Corte con plasma:

El plasma se produce cuando un chorro de gas, inicialmente frío, se calienta con un arco eléctrico y se le hace pasar por un orificio estrecho que reduce su sección. Se forma de esta manera un conductor eléctrico gaseoso de alta densidad de energía, formado por una mezcla de electrones libres, iones positivos, átomos disociados y moléculas de gas, denominado plasma. El corte con plasma se produce a altísimas temperaturas que provoca dicho plasma y funde casi instantáneamente el material.



Corte por plasma.

El chorro de plasma-gas es conducido eléctricamente desde el cátodo de tungsteno o boquilla-electrodo hasta la pieza a cortar, conectada eléctricamente para que haga de ánodo. Como la pieza está fría, parte del gas ionizado se desioniza y transfiere su energía en forma de calor al material a cortar. El corte se produce como consecuencia de la alta aportación energética confinada en una reducida sección a través de un chorro de gas-plasma a alta velocidad, aproximadamente la del sonido, que al chocar con la pieza a cortar expulsa rápidamente el material fundido y volatilizado, produciendo un corte limpio.

Las variables del proceso son:

- El gas o gases empleados.
- El caudal y la presión de los mismos.
- Distancia boquilla-pieza.
- Velocidad de corte.
- Energía empleada o intensidad de arco.

El corte de plasma se centró principalmente en el corte de aceros inoxidables y en las aleaciones de aluminio. Aunque, como el proceso no depende de una reacción química entre el gas y la pieza, las temperaturas son extraordinariamente altas, por lo que el corte con plasma puede utilizarse en casi cualquier metal eléctricamente conductor.

13.2.3 Corte por chorro de agua:

La energía necesaria la proporciona un fino chorro de agua a alta presión, sola o mezclada con polvo abrasivo, normalmente corindón, que impacta sobre la superficie del material a cortar a una velocidad que duplica la del sonido. La mayor ventaja de este proceso es que la zona de corte no resulta afectada térmicamente, ni recibe alteración de las propiedades físicas y químicas del material. Se pueden alcanzar anchuras de corte con altas precisiones de hasta 0,1 mm de ancho.

Los tres tipos de corte anteriormente descritos son susceptibles a sistemas robotizados que ayudarán en el corte de chapas o cuerpos completos. Bajo el presupuesto del proyecto a realizar, no se podría asumir el coste de un equipo de corte por chorro de agua y aun así se necesitaría personal cualificado y los resultados tendrían un nivel de acabado que necesitaría un posterior proceso de refinado.



Corte con agua.

13.2.4 Corte por aserrado:

Se suelen utilizar sierras de cinta con un número elevado de dientes por cm de hoja. Estas sierras constan de un sistema de refrigeración de la hoja por líquido de corte que se debe comentar por su problemática gestión de residuos.

Este fluido se aplica sobre la zona de formación de la viruta, se utilizan aceites, emulsiones y soluciones. La mayoría de ellos se encuentran formulados en base a un aceite de base mineral, vegetal o sintético, siendo el primero el más utilizado, pudiendo llevar varios aditivos (antiespumantes, aditivos extrema presión, antioxidantes, biocidas, solubilizadores, inhibidores de corrosión...).

Las taladrinas son soluciones acuosas diluidas al 3.5% como media. El pH se sitúa en un ámbito ligeramente alcalino (8-10). Las taladrinas suelen contener:

- Aceites minerales, animales y sintéticos.
- Emulgentes.
- Inhibidores de corrosión.
- Bactericidas-fungicidas.
- Aditivos de extrema presión.
- Humectantes o estabilizadores.
- Antiespumantes.
- Colorantes.
- Acomplejantes.
- Metales pesados.

Entre las funciones de los fluidos de cortes tenemos:

- Lubricación: reducir el coeficiente de fricción entre la herramienta y la pieza y entre la herramienta y la viruta que esta siendo eliminada.
- Refrigeración: el fluido debe eliminar el elevado calor que se produce en la operación de mecanizado.
- Eliminación de la viruta: el fluido debe retirar eficientemente la viruta lejos de la zona de operación para no interferir en el proceso y permitir la calidad superficial.
- Protección frente a la corrosión: el fluido acuoso podría oxidar y corroer la pieza, la herramienta o la máquina, para evitarlo, las formulaciones incorporan protectores frente a la corrosión.

Daños para el medio ambiente y la salud humana:

Inconvenientes para el medio ambiente:

- Pueden tener efectos muy negativos sobre el medio ambiente por ser contaminantes.
- Pueden ser la causa de riesgos para la salud del operario.
- Pueden ocasionar bajo ciertas condiciones efectos negativos sobre la secuencia de producción.
- Son considerables los gastos de adquisición, almacenamiento, mantenimiento y eliminación de residuos.

Algunos compuestos químicos nocivos para el hombre y el medio

MONO, DI Y TRIETANOLAMINAS	Inhibidor de corrosión	Irritante y alérgico
POLIETILENGLICOL Y PROPILENGLICOL	Base en fluidos sintéticos	Alérgico
CROMO Y CROMATOS	Proviene del metal cortado	Alérgico
ADITIVOS SULFOCLORADOS Y PARAFINAS CLORADAS	Aditivos e.p.	Irritantes y riesgos cancerígenos
ALQUILDITIOFOSFATO DE CINC	Aditivos antidesgaste y antioxidante	Irritantes, alérgicos, causan polineuritis
AMINAS GRASAS	Inhibidores de corrosión	Irritante y forma nitrosaminas cancerígenas
FENOLES, FORMOLES, DERIVADOS Y COMPUESTOS DE BORO	Aditivos anti desarrollo microbiano	Irritante. Alérgicos y ambientalmente muy nocivos
NITRITOS	Aditivos anticorrosion	Formación de nitrosaminas cancerígenas

Compuestos químicos nocivos.

Con la legislación aplicable, si bien se pueden aplicar diferentes normativas, los fluidos de corte son productos industriales regulados por la norma ISO 6743/7-1986 E, que los cataloga como productos industriales ISO-L-M (Metalworking-Lubricants).

Las ventajas de este método de corte son la facilidad y economía del uso de sierras con un acabado de superficie suficiente para nuestras necesidades.

Para la unión de tubos, es necesario hacer un estudio de las intersecciones entre los mismos, con un tratamiento superficial sencillo que se limita a un cepillado y limado de la superficie. Otra ventaja en estas sierras es el selector de grados que facilita la operación de corte, con una precisión de hasta décimas de grado, a la hora de calcular la unión entre tubos.

Como la misión de un proyecto de este tipo es la realización del monoplaza por parte de los estudiantes, la máquina de corte por aserrado, asumiendo unas mínimas medidas de seguridad y sin mucha experiencia previa, puede ser usada sin problemas para la ejecución del proyecto.



Sierra de corte de cinta horizontal

13.3 Curvado de tubos de acero:

Por curvado se entiende la deformación plástica de piezas metálicas alrededor de un eje recto. Cuando se realizan simultáneamente dos curvados o más, la operación se llama conformado.

Sin embargo, si los ejes alrededor de los cuales sucede el curvado no son rectos, ni independientes, el proceso es embutición y no curvado. Dentro de los márgenes a considerar, están el tipo de material a curvar, ya que en esta operación, a consecuencia del esfuerzo de compresión, el metal situado por debajo del eje neutro suele resultar recalado plásticamente, ganando anchura en el sentido paralelo al eje curvo. Este efecto debe ser tenido en cuenta al momento de curvar piezas gruesas. Otra consecuencia del estado de tracción y compresión combinadas es la tendencia del metal a descurvarse algo tras el conformado (es decir, el material se recupera elásticamente).

13.3.1 Curvado angular

Se trata de un tipo de curvado con el que se asigna un ángulo a la pieza. Estas máquinas se accionan manualmente, se introduce la chapa bajo la ballesta de doblar chapa o tubo (según forma de la plantilla) en la posición deseada, la elevación del mango acciona primero una leva que hace que la hoja suelte la

chapa y luego el movimiento continuado del mago curva el metal bajo en ángulo deseado.

13.3.2 Curvado con rodillos

Pueden plegarse a la curvatura que se desee planchas, chapas gruesas y tubos. [b] Estas curvadoras suelen estar equipadas con tres rodillos dispuestos piramidalmente, siendo de arrastre los dos inferiores y ajustable el superior, con el que se regula la curvatura. Cuando los rodillos se apoyan sobre un bastidor en cada extremo, uno de los soportes puede abrirse para facilitar la extracción de perfiles cerrados. Hay rodillos de curvado en una vasta gama de medidas, algunos de ellos capaces de curvar planchas de hasta 15 cm.



Curvadora de rodillos.

13.3.3 Curvado por tracción y curvado por compresión.

Se trata de una horma a través de la combinación de un útil de presión y una mordaza. El curvado por tracción, es uno de los más precisos. La pieza es inmovilizada con una mordaza contra la horma y todo el conjunto rota arrastrando y estirando la pieza a lo largo del útil de presión. En el curvado por compresión, así mismo, la horma permanece inmóvil y el útil de presión se desplaza para realizar el curvado.

13.3.4 Curvado por inglete.

Aunque no es un proceso de curvado como tal, cumple la misión de curvado. A través de un corte simétrico conseguimos una superficie de unión entre tubos de igual diámetro y a través de un proceso de unión posterior, generalmente soldadura, conseguimos un cambio de dirección de nuestro tubo.

13.4 Métodos de soldadura:

Los diferentes métodos de soldadura serán los siguientes:

13.4.1 Soldadura GTAW:

El proceso de soldadura por arco bajo gas protector con electrodo no consumible, también llamado TIG (tungsten inert gas), utiliza como fuente de energía el arco eléctrico que salta entre un electrodo no consumible y la pieza a soldar, mientras un gas inerte protege el baño de fusión. El material de aportación, cuando sea necesario, se aplica a través de varillas, como en la soldadura oxiacetilénica.

Características:

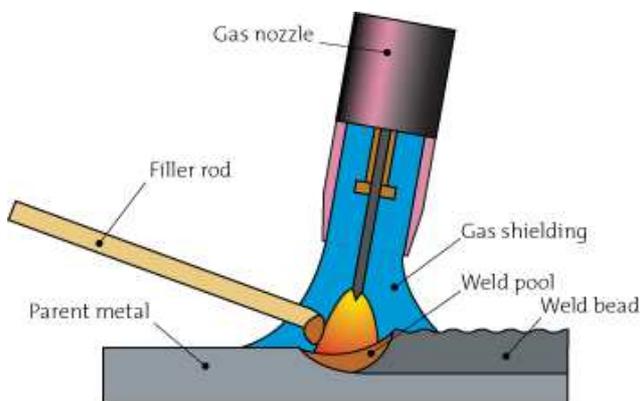
Aunque se trata de un proceso esencialmente manual, se ha automatizado para algunas fabricaciones en serie, como tubos de pequeño espesor soldadas longitudinal o helicoidalmente y para la fijación de tubos a placas en intercambiadores de calor.

Su aplicación manual requiere de una gran habilidad por parte del soldador, estando muy solicitados y cotizados en el mercado.

Puede emplearse en todo tipo de uniones, posiciones y en los materiales más diversos.

La soldadura TIG es un proceso que no produce escorias y se produce en una atmósfera inerte que no provoca reacciones en el baño, el material de aportación, cuando se utilice, deberá tener básicamente una composición química similar a la del material base.

Suelen utilizarse como gases inertes Argón, Helio y mezclas de ambos.



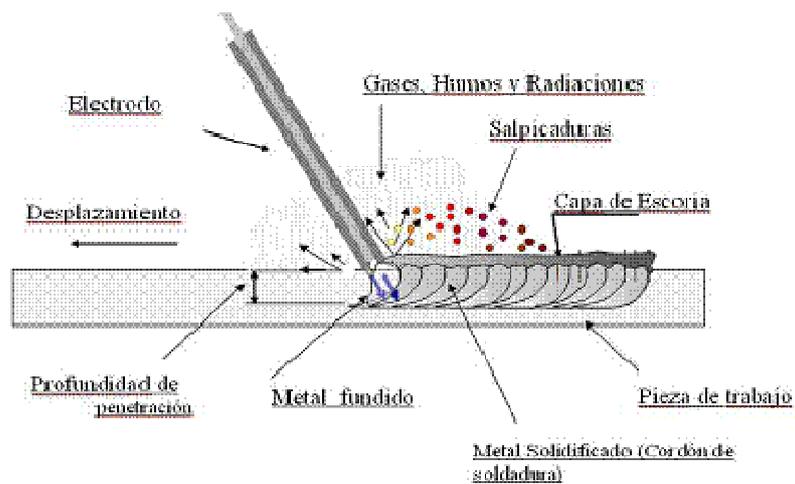
Esquema soldadura Tig



Ejemplo sobre escape

13.4.2 Soldadura SMAW

La soldadura por electrodos revestidos, shield metal arc welding, se caracteriza porque se produce un arco eléctrico entre la pieza a soldar y un electrodo metálico recubierto. Con el calor producido por el arco se funde el electrodo y se quema el revestimiento produciéndose la atmósfera para que tenga lugar la transferencia de las gotas de metal fundido desde el alma del electrodo hasta el baño de fusión en el metal base.



Soldadura SMAW.

En el arco, las gotas de metal se proyectan recubiertas de escoria procedente del recubrimiento, que por efecto de la densidad, tensión superficial y viscosidad, flota a la superficie solidificando y formando una capa protectora del baño fundido.

El proceso SMAW se utiliza por su versatilidad en una amplia gama de aplicaciones, tanto en taller como en obra, en la soldadura de materiales de espesor superior a 1,5 mm.

La selección de electrodos tiene una influencia decisiva en la calidad y coste de la soldadura.

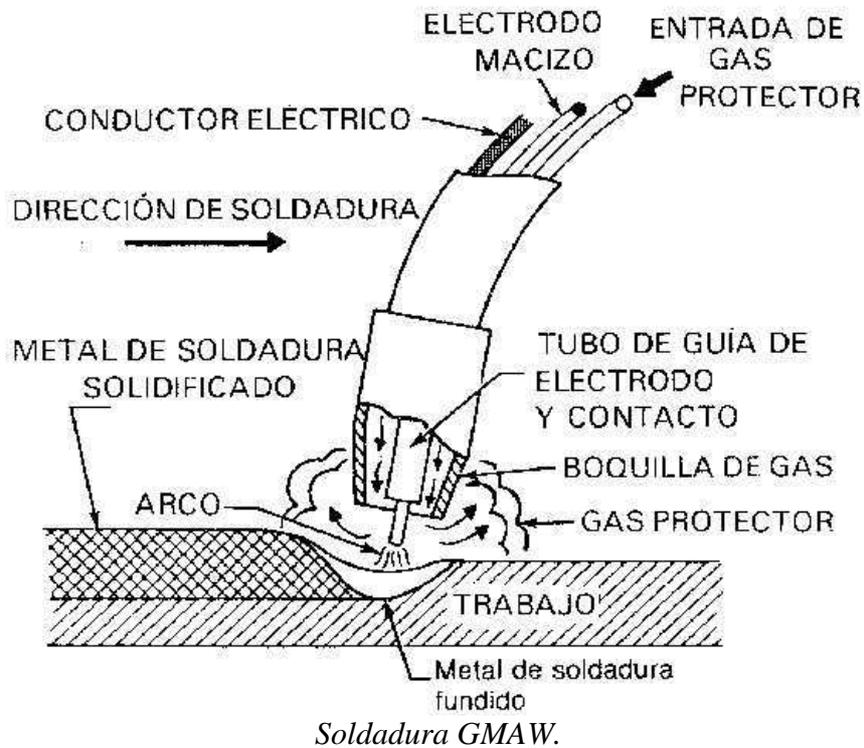
Para el usuario, es muy importante disponer de una correcta relación de electrodos con finalidades específicas. En este sentido, los catálogos y folletos que editan los fabricantes suelen contener una completa información acerca de diámetros disponibles, parámetros de uso, tipos de revestimiento y precauciones sobre el almacenaje y funcionamiento de cada uno de sus productos.

En construcción se recomienda seguir la norma UNE-14035 para el cálculo de los cordones de soldadura.

Desde el punto de vista constructivo son perfectamente utilizables los electrodos de rutilo que presentan ventajas de rapidez de uso y economía.

13.4.3 Soldadura GMAW

En la soldadura bajo gas protector con electrodo consumible, Gas Metal arc Welding, el arco se establece entre un electrodo de hilo continuo y la pieza a soldar, protegidos por atmosfera circundante por un gas inerte, proceso MIG (metal inert gas) o por un gas nocivo, proceso MAG, metal active gas.



Este proceso puede ser:

- Semiautomático: La tensión del arco, la velocidad de alimentación de hilo y, por tanto, la intensidad de soldadura y caudal de gas se regulan previamente. El arrastre de la pistola se realiza de forma manual.
- Automático: Todos los parámetros, incluso la velocidad de soldadura, se regulan previamente y se aplican de manera automática.

- Robotizado: El proceso GMAW es el proceso que más se ha robotizado a nivel industrial. En este caso, se programan mediante una unidad específica.

13.5 Inspección de fallos de soldadura:

13.5.1 Inspección por líquidos penetrantes:

Es un ensayo no destructivo mediante el cual es posible detectar discontinuidades que afloran a la superficie de sólidos no porosos. Se utiliza un líquido que, aplicado sobre la pieza a examinar, penetra por capilaridad en las discontinuidades y una vez eliminado el exceso, el retenido en el interior de las mismas exuda y, con la ayuda del revelador, puede ser observado en la superficie de la pieza.



Inspección por líquidos penetrantes.

En función del tipo de líquido penetrante tenemos:

- Líquido penetrante fluorescente.
- Líquido penetrante coloreado.

Los primeros incorporan pigmentos que permiten que el líquido emita una fluorescencia muy intensa cuando se le ilumina con una lámpara de luz ultravioleta. Los penetrantes coloreados incorporan pigmentos de color rojo brillante, que producen muy buen contraste con el color blanco del revelador.

Por otra parte, dependiendo de la técnica de eliminación del exceso de penetrante, se divide otra vez en:

- Penetrantes fluorescentes, lavables con agua, con revelador húmedo no acuoso.

- Penetrantes coloreados, eliminables con disolvente, con revelador húmedo no acuoso.

Existen 8 fases para el uso de esta técnica de inspección:

1. Preparación de la superficie.
2. Aplicación del penetrante.
3. Tiempo de penetración.
4. Eliminación del exceso de penetrante.
5. Aplicación del revelador.
6. Tiempo de revelado e inspección.
7. Interpretación y evaluación.
8. Limpieza final.

13.5.2 Inspección por partículas magnéticas:

La inspección por partículas magnéticas es un ensayo no destructivo que en materiales ferromagnéticos, permite detectar grietas y otras discontinuidades, tanto superficiales, como próximas a la superficie. La sensibilidad es máxima en las discontinuidades superficiales y disminuye rápidamente a medida que aumenta la profundidad, de tal forma que es prácticamente imposible detectar discontinuidades que se encuentran a más de 5 mm bajo la superficie.



Inspección por partículas magnéticas.

El ensayo se basa en el siguiente fenómeno físico:

Si una pieza de acero al carbono se la somete a la acción de un campo magnético, cuyas líneas de fuerza están orientadas y existe una discontinuidad en su superficie cuyo plano sea perpendicular a las mismas, las líneas de fuerza tenderán a salvar dicho plano como se si tratase de un obstáculo, ya que se tendrá una permeabilidad menor que el acero. Ello se traduce en una distorsión de las

líneas de fuerza, donde observamos cómo las más próximas a la superficie se ven obligadas a salir al exterior formando un campo de fuga. La distorsión del campo eleva la energía del sistema, que resulta más inestable que si no existiese la discontinuidad.

Si en estas circunstancias se extienden sobre la superficie de la pieza final partículas de material ferromagnético, tenderán a acumularse en los campos de fuga para facilitar el paso de las líneas de fuerza, colaborando a restablecer el equilibrio del sistema y disminuyendo de esta forma la energía.

Si el plano de la discontinuidad es paralelo a las líneas de fuerza, o no hay distorsión del campo, o esta es inapreciable.

La consecuencia directa de estos fenómenos es que las partículas actúan como detectoras del campo de fuga, cuya imagen aparece en la superficie de la pieza, que se corresponde exactamente con la imagen superficial de la discontinuidad.

Las etapas básicas son las siguientes:

1. Preparación de la superficie.
2. Magnetización de la zona a inspeccionar.
3. Aplicación de las partículas magnéticas.
4. Interpretación y evaluación.
5. Registro de indicadores.
6. Desmagnetización.
7. Limpieza final.

13.5.3 Inspección radiográfica.

La finalidad de este ensayo es conseguir una imagen nítida y estable de los defectos que puedan existir en la soldadura.

Dentro de los ensayos no destructivos de las uniones soldadas, la inspección radiográfica goza de gran aceptación al ser el único que proporciona un documento real de la inspección, la placa radiográfica, que, aunque termina deteriorándose con el tiempo, puede ser examinada con garantía al cabo de algunos años si ha sido conservada en buenas condiciones.

Generalmente en radiografía industrial se usan rayos X y gamma. Se aceptan longitudes de onda inferiores a 100 Angströms. La diferencia principal entre la imagen de los rayos X y gamma residen en el cromatismo de su radiación. Los rayos X ofrecen un espectro continuo de frecuencias y cuando encuentran un

cambio localizado de absorción, como el que presenta una porosidad en la soldadura, son absorbidos selectivamente en función de su energía. Para los rayos gamma es una cuestión de pasa o no pasa. Por tanto los rayos X ofrecen una imagen con mayor contraste.

13.5.4 Inspección por ultrasonidos:

El examen por ultrasonidos es un ensayo no destructivo que utiliza la propagación del sonido en una amplia variedad de materiales metálicos y no metálicos, como productos forjados, fundiciones, chapas, tubos, materiales plásticos y cerámicos. Tiene la ventaja de que detecta discontinuidades internas accediendo únicamente por un lado de la pieza. Los ultrasonidos no se diferencian del sonido audible y sus características son comparables a las de cualquier onda mecánica.

El elemento emisor de la onda ultrasónica se llama palpador. Para efectuar las distintas inspecciones existen diferentes tipos, con distintos diámetros y frecuencias, adaptándose el palpador al control específico que se va a efectuar.

Como principales características del palpador podemos citar la sensibilidad y el poder resolutivo. La sensibilidad del palpador podría equipararse a su rendimiento: se puede definir como la capacidad de detectar pequeñas discontinuidades. Cuanto menor sea la discontinuidad mayor será la sensibilidad del palpador. Este concepto se traduce, a la hora de efectuar el ensayo, en una mayor presión de la onda sonora en un punto determinado y por tanto, en una mayor posibilidad de detectar discontinuidades de pequeño tamaño.

La representación en pantalla revela mediante una visualización, una discontinuidad a través de un eco en un tubo de rayos catódicos. Esta representación se lee de izquierda a derecha. La altura del eco puede compararse a la altura de un pico reflector de referencia conocido, para obtener información del tamaño relativo de la discontinuidad.

13.6 Uniones soldadas:

En función de la tecnología de fabricación de la que se disponga y en función del problema de soldadura al que haya que enfrentarse, se pueden encontrar distintas soluciones para resolver la soldadura. Esto es, existen dos tipos de unión de soldadura, la soldadura por unión directa o unión indirecta. Si la geometría de soldadura es muy complicada, habrá que ayudarse de un elemento auxiliar (por ejemplo una chapa) para mantener la geometría deseada.

En este caso, se hará un esquema de soldado en el cual, los tubos de mayor diámetro se soldarán primero y sobre ellos se irán acoplando el resto de tubos soldados. Si en algún momento se tuviera un nodo al que llegan 4 tubos de forma problemática, se acoplará una chapa soldada a los mismos garantizando la unión.

13.7 Montaje:

Es interesante diseñar un bastidor de montaje, debido a la geometría compleja y a las posibles tensiones que se crean durante la soldadura, se diseñará una mesa sobre la que se fijarán los tubos para el punteo de soldadura y posterior cordón de unión. También se trabaja con guías de madera por su facilidad de montaje y economía pero se tendrá en cuenta el peligro que entraña trabajar con madera y aceros calentados a altas temperaturas durante el proceso de soldadura. Habrá que ayudarse de elementos de fijación para realizar las soldaduras, sargentos, mordazas, etc.



Modelo mesa de soldadura.



Modelo mesa de trabajo.



Modelo mesa de trabajo.

Sería ideal poder realizar un proceso de calentamiento y recocido del chasis para eliminar las tensiones residuales que sufren ciertos puntos del chasis en el proceso de soldadura. Al no disponer de un horno de estas dimensiones se someterán todas las soldaduras a la exposición de una herramienta de decapado para tratar de llevar la zona a una temperatura de 600-700 grados. Aplicando este calor se entra en la primera fase del recocido, llamada fase de recuperación.

Por definición, la recuperación del recocido consiste fundamentalmente en la eliminación de tensiones internas y se realiza con simples calentamientos a bajas temperaturas.

Cuando cesa de actuar sobre un material policristalino la carga que ha originado su deformación plástica, no desaparece totalmente la deformación elástica, ya que la diferente orientación de los cristales hace que alguno de ellos no pueda recuperar su posición inicial. Cuando la temperatura aumenta, algunos de estos átomos deformados elásticamente vuelven a su estado anterior, eliminándose la mayor parte de las tensiones internas. En algunos casos puede haber un ligero flujo plástico que provoca un ligero endurecimiento y aumento de la resistencia. La conductividad eléctrica también aumenta, pero la microestructura no presenta ningún cambio apreciable. Industrialmente, este tratamiento de estabilización a bajas temperaturas se denomina recocido de alivio de tensiones.

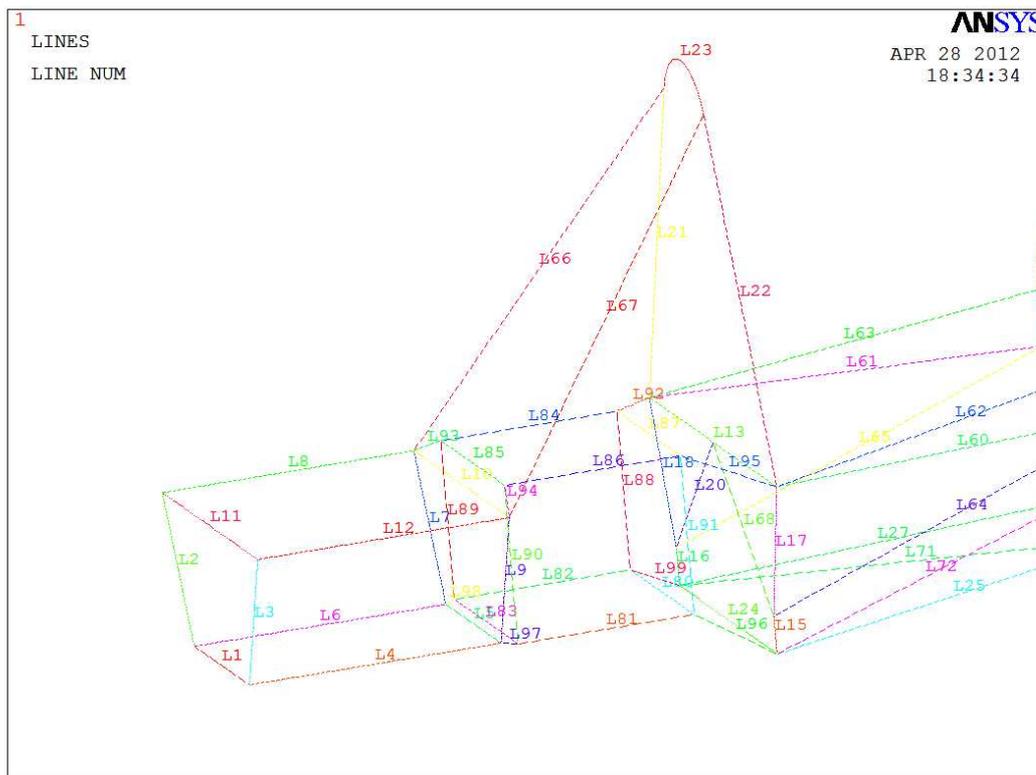
14	Presupuesto
-----------	--------------------

14.1 Presupuesto:

En la elaboración del presupuesto se tendrán en cuenta el precio de los tubos por un lado y el precio de mano de obra por otro. Dentro del precio de los tubos se realizará un estudio de las longitudes de los tubos y de la sección (que marcará el precio) de los mismos. Por otro lado, en el cálculo de la mano de obra se diferenciará en el cálculo de tiempos proceso de corte y soldadura (paso inicial para la construcción del chasis), así como un acabado superficial de repaso de soldaduras y eliminación de posibles fallos y por último un proceso de pintado del chasis del vehículo.

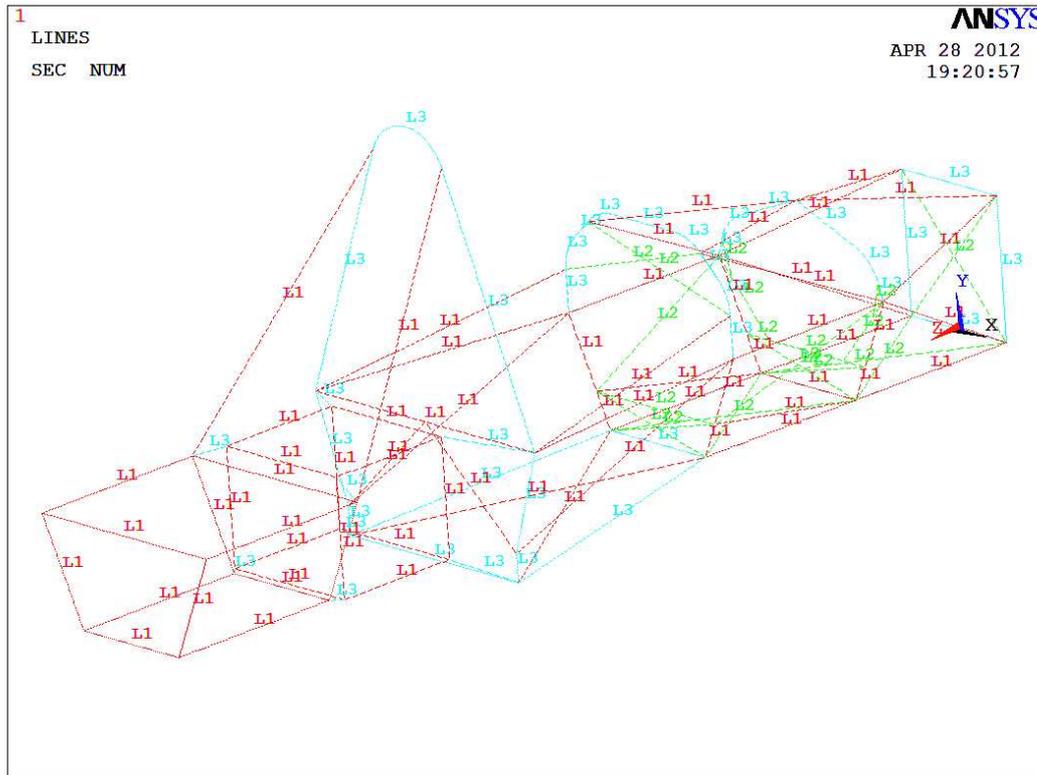
Coste sección (€/m)	
1	9
2	7.9
3	10

Coste de secciones en euros por metro.



Esquema de nomenclatura de barras. Parte trasera.

Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE



Esquema de barras para secciones.

Tubo	Medida (mm)	Sección	Coste sección	Precio tubo	
1	260	1	9	2.34	euros
2	239.6	1	9	2.1564	euros
3	239.6	1	9	2.1564	euros
4	400	1	9	3.6	euros
5	260	1	9	2.34	euros
6	400	1	9	3.6	euros
7	239.6	1	9	2.1564	euros
8	400	1	9	3.6	euros
9	239.6	1	9	2.1564	euros
10	450	1	9	4.05	euros
11	450	1	9	4.05	euros
12	400	1	9	3.6	euros
13	600	1	9	5.4	euros
14	36.28	3	10	0.3628	euros
15	60	3	10	0.6	euros
16	60	3	10	0.6	euros
17	230.9	3	10	2.309	euros
18	230.9	3	10	2.309	euros
19	167.9	3	10	1.679	euros
20	318.3	3	10	3.183	euros

Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE

21	575.7	1	9	5.1813	euros
22	575.7	1	9	5.1813	euros
23	240.7	1	9	2.1663	euros
24	460	3	10	4.6	euros
25	611.2	3	10	6.112	euros
26	260	3	10	2.6	euros
27	611.2	3	10	6.112	euros
28	400	1	9	3.6	euros
29	80	1	9	0.72	euros
30	260	1	9	2.34	euros
31	159.6	1	9	1.4364	euros
32	400	1	9	3.6	euros
33	80	1	9	0.72	euros
34	159.6	1	9	1.4364	euros
35	88.58	3	10	0.8858	euros
36	88.58	3	10	0.8858	euros
37	58.58	3	10	0.5858	euros
38	167.2	3	10	1.672	euros
39	58.58	3	10	0.5858	euros
40	400	1	9	3.6	euros

41	300	3	10	3	euros
42	260	3	10	2.6	euros
43	300	3	10	3	euros
44	260	3	10	2.6	euros
45	400	1	9	3.6	euros
46	418.8	1	9	3.7692	euros
47	466.3	1	9	4.1967	euros
48	466.3	1	9	4.1967	euros
49	418.8	1	9	3.7692	euros
50	400	1	9	3.6	euros
51	400	1	9	3.6	euros
52	78.54	3	10	0.7854	euros
53	78.54	3	10	0.7854	euros
54	167.9	3	10	1.679	euros
55	453.1	1	9	4.0779	euros
56	36.28	3	10	0.3628	euros
57	453.1	1	9	4.0779	euros
58	78.54	3	10	0.7854	euros
59	78.54	1	9	0.70686	euros
60	604.7	1	9	5.4423	euros

Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE

61	604.7	1	9	5.4423	euros
62	611.1	1	9	5.4999	euros
63	611.1	1	9	5.4999	euros
64	639.1	1	9	5.7519	euros
65	639.1	1	9	5.7519	euros
66	682.7	1	9	6.1443	euros
67	682.7	1	9	6.1443	euros
68	318.3	1	9	2.8647	euros
69	395.5	2	7.9	3.12445	euros
70	395.5	2	7.9	3.12445	euros
71	702.3	1	9	6.3207	euros
72	702.3	1	9	6.3207	euros
73	323.4	2	7.9	2.55486	euros
74	300.8	2	7.9	2.37632	euros
75	300.8	2	7.9	2.37632	euros
76	407.9	1	9	3.6711	euros
77	407.9	1	9	3.6711	euros
78	430.7	1	9	3.8763	euros
79	430.7	1	9	3.8763	euros
80	300	1	9	2.7	euros

81	280	1	9	2.52	euros
82	280	3	10	2.8	euros
83	300	1	9	2.7	euros
84	280	1	9	2.52	euros
85	300	3	10	3	euros
86	280	3	10	2.8	euros
87	300	3	10	3	euros
88	250	1	9	2.25	euros
89	250	3	10	2.5	euros
90	250	1	9	2.25	euros
91	250	1	9	2.25	euros
92	182.8	1	9	1.6452	euros
93	83.22	3	10	0.8322	euros
94	83.22	3	10	0.8322	euros
95	182.8	1	9	1.6452	euros
96	141.4	1	9	1.2726	euros
97	28.28	3	10	0.2828	euros
98	28.28	3	10	0.2828	euros
99	141.4	1	9	1.2726	Euros
100	60	2	7.9	0.474	Euros

Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE

101	300.8	2	7.9	2.37632	Euros
102	300.8	2	7.9	2.37632	Euros
103	80	1	9	0.72	Euros
104	159.6	1	9	1.4364	Euros
105	800	1	9	7.2	Euros
106	159.6	1	9	1.4364	Euros
107	88.74	3	10	0.8874	Euros
108	88.74	3	10	0.8874	Euros
109	430.7	1	9	3.8763	Euros
110	428.1	1	9	3.8529	Euros
111	428.1	1	9	3.8529	Euros
112	430.7	1	9	3.8763	Euros
113	397	2	7.9	3.1363	Euros
114	397	2	7.9	3.1363	Euros
115	191.5	2	7.9	1.51285	Euros
116	191.5	2	7.9	1.51285	Euros
117	75.96	2	7.9	0.600084	Euros
118	75.96	2	7.9	0.600084	Euros
119	203.4	2	7.9	1.60686	Euros
120	60	2	7.9	0.474	Euros

121	477.1	2	7.9	3.76909	Euros
122	477.1	2	7.9	3.76909	Euros
123	477.1	2	7.9	3.76909	Euros
124	477.1	2	7.9	3.76909	Euros
Longitud	38.57194	Metros	Total chasis	347.559788	Euros

Corte y soldado (**)	16.53333333	horas			
Acabado superficial	1	horas			
Proceso de pintado	1	horas			
Tiempo empleado	18.53333333	horas	Precio €/hora		25
Precio mano de obra	463.3333333	euros			
Precio total construcción	810.8931213	euros			

**Suponiendo un tiempo de media de 3 minutos por soldadura y 2 minutos por corte y teniendo en cuenta que cada tubo tiene dos soldaduras y dos cortes.

Proyecto de diseño de chasis para vehículo FSAE

Presupuesto técnico			
	horas	€/hora	Precio €
Diseño modelo			
Estudio y posición del piloto	4	25	100
Estudio del modelo chasis inicial			
Diseño chasis	5	25	125
Implementación Chasis MEF	4	25	100
Ensayos	1	25	25
Estudio de modificaciones			
Diseño de modificaciones	5	25	125
Implementación Mod. MEF	4	25	100
Ensayo chasis	1	25	25
Redacción del Proyecto	14	10	140
Total presupuesto Oficina Técnica			640

Presupuesto oficina técnica

Por tanto el precio total de fabricación del chasis será de 1450.89 € contando el coste de oficina técnica, el de mano de obra, materiales y procesos de fabricación.

15	Conclusiones
-----------	---------------------

Conclusiones:

Para la geometría del diseño final del chasis multitubo, los resultados obtenidos se acercan a los propósitos que se plantearon al comienzo de este proyecto. Con la geometría inicial, la rigidez obtenida tenía un valor inferior al esperado, **1560Nm/°**, pero una vez realizadas las modificaciones explicadas a lo largo del proyecto se pasa a **3789Nm/°** de rigidez superando los 3000Nm/° que se plantearon como objetivo.

Cabe destacar que en futuros diseños habría que rebajar el peso del chasis, puesto que el modelo tiene un peso de **53.56 kg** mayor a los 50 kg del peso objetivo. Aun así, los resultados son satisfactorios puesto que la misión principal de este proyecto era comenzar una andadura en la FSAE que pueda evolucionar en años posteriores, de tal forma que año tras año se puedan obtener resultados más favorables.

Desde el punto de vista de la seguridad del piloto se ha diseñado un chasis **capaz de soportar** una deceleración de **10g** en **impacto** sin llegar al límite de rotura y una sollicitación a **vuelco** de **6g** sin llegar al límite elástico, con lo que, siendo éstas las dos pruebas las más exigentes, el chasis presenta un alto grado de protección en caso de accidente.

Con las dimensiones del chasis, la posición del piloto y la posición el centro de gravedad del conjunto quedaría finalmente con un **reparto de masas de 67% detrás y 33% delante**. Obviamente estos valores podrían variar en función del diseño definitivo de las suspensiones, ya que en función de la posición y forma de los brazos de la suspensión, la batalla y la posición de las ruedas con respecto al centro de gravedad cambiarían.

La **altura del centro de gravedad** para el conjunto chasis-motor-piloto se sitúa a **168 mm del suelo** del vehículo, tomando esta medida como sistema de referencia. Para conocer la altura global del centro de gravedad se deberá conocer la distribución del sistema de suspensiones, resolviendo la posición del vehículo con respecto a la rueda y así mismo con respecto al suelo.

16	Futuras líneas de trabajo
-----------	--------------------------------------

Futuras líneas de trabajo:

Las futuras líneas de trabajo incluyen:

- Evolucionar el estudio de materiales para encontrar aceros de mayor dureza y soldabilidad. En la actualidad están surgiendo proyectos que tratan las posibilidades de las microaleaciones, mejorando notablemente el comportamiento de los aceros.
- El conformado de un chasis monocasco debido a las buenas sensaciones demostradas por el mismo durante su ensayo a torsión en el ensayo experimental. La opción del chasis de aluminio da resultados positivos con un peso contenido y está siendo utilizado por muchas marcas en su comercialización de vehículos de gama media en el mercado convencional. Para el chasis se utilizarían perfiles sencillos que ayudasen en la construcción del chasis. Así su precio podría ser asequible para un equipo de bajo presupuesto.
- Se contemplaría la posibilidad de hacer un estudio de mercado, con la misión de acercar a la iniciativa a patrocinadores de mayor tamaño que pudieran responder ante un proyecto de mayor envergadura. Esto es, se trataría de fabricar un chasis de fibra de carbono, a día de hoy, impensable con el presupuesto actual.
- Debido al compromiso obligado con el medio ambiente, se barajará la implantación de sistemas de propulsión eléctrica, si bien la reglamentación actual no permite su uso. En el proyecto actual se contempla la posibilidad de colocar el depósito de combustible bajo el suelo del vehículo y parte trasera del asiento del piloto, por lo que en el futuro, dicho espacio junto con el liberado por el motor podría indicarse para albergar el conjunto batería-motor eléctricos.
- Una vez desarrollados el resto de sistemas del vehículo se trataría de hacer un estudio sobre el modelo base con galgas extensiométricas sobre los puntos más solicitados ayudando así a los estudios computacionales y teniendo una base física de resultados sobre los que actuar con suspensiones, direcciones, etc.

17	Bibliografía
-----------	---------------------

[1] Manual de ANSYS. Páginas 39, 55 y 61.

[2] Apuntes de la asignatura Resistencia de materiales. ITI Mecánica. Universidad Carlos III. Páginas 35, 45.

[3] Apuntes de la asignatura Teoría de vehículos. ITI Mecánica. Universidad Carlos III. Páginas 36 y 45.

[4] Apuntes de la asignatura Biomecánica. I.T.I. Mecánica. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Páginas 45-50.

[5] Reglamento de Fórmula SAE 2009. Páginas 22-29.

[6] PROYECTO FIN DE CARRERA. DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN CHASIS TIPO CARCROSS MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS. Universidad Carlos III. Alberto Jiménez Ramírez.

[7] DESARROLLO DEL SISTEMA DE SUSPENSION PARA UN VEHICULO DE FORMULA SAE.

[8] William F. Milliken / Douglas L. Milliken, "Chassis design: principles and analysis", SAE / Professional Engineering Publishing, 2002.

[9] William F. Milliken / Douglas L. Milliken, "Race car vehicle dynamics", SAE. 1995.

[10] DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN CHASIS PARA UN PROTOTIPO DE FÓRMULA SAE. Arturo Calvo Rodríguez. ICAI – Universidad pontificia de comillas.

Páginas web consultadas:

[a] www.km77.com. Página 44. Fecha de última consulta 24 de febrero de 2012.

[b] http://wiki.ead.pucv.cl/index.php/Curvado_de_Tubos_de_Acero. Páginas 113 y 114. Fecha de última consulta 30 de marzo de 2012

[c] <http://www.ansys.com/Industries/Academic/Best+Practices/Academic+Partnerships/University+of+Rome+Tor+Vergata>. Fecha de última consulta 20 enero de 2012.

[d] <http://forums.nasioc.com/forums/showthread.php?t=2093090>. Fecha de última consulta 4 de abril de 2012

[e] <http://fsae.cooper.edu/man.html>. Página 2. Fecha de última consulta 25 de mayo de 2012

[f] <http://www.seven-passion.com/galerie/replique-hgm-6-de-lotus-mk6-attention>.
Página 15. Fecha de última consulta 20 de octubre de 2011.

[g] http://www.hellopro.es/PLASMATECH_S_L_-5687-noprofil-1001206-9100-0-1-1-fr-societe.html. Fecha de última consulta 1 abril de 2012