



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Análisis de impacto para un
chasis tipo Fórmula**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A:

Naomi Aguirre Flores

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Fernando Velázquez Villegas

Ciudad Universitaria, Cd. Mx. 2019





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

Quiero agradecer a la Universidad Nacional Autónoma de México y en especial a la Facultad de Ingeniería por permitirme realizar mis estudios en estas instalaciones.

Agradecimiento especial a la DGAPA-UNAM por el apoyo recibido para el desarrollo de este trabajo a través del proyecto PAPIIT IN1 13315.

A mis profesores por darme las herramientas para mi aprendizaje, a mis amigos de la carrera por compartir sus conocimientos conmigo.

Al Ingeniero Mariano García y a todos mis amigos de Fórmula SAE que han sido un gran apoyo y grandes colaboradores de mi formación.

A mí tutor Fernando Velázquez, gracias por todo el apoyo y por haberme orientado en la realización de este trabajo.

A toda mi familia, tíos, abuelitos y primos, todos han contribuido a su manera en mi aprendizaje.

A mí hermana Saori Aguirre, gracias por darme siempre tu apoyo incondicional.

Finalmente, gracias a mis padres Jorge Aguirre y Dolores Flores por todo el apoyo y cariño que me han dado toda la vida, gracias por impulsarme a estudiar para superarme cada día.

Gracias mamá por ser tan positiva y darme siempre palabras de aliento y fuerza, gracias papá por enseñarme desde pequeña las maravillas de la ingeniería, por siempre despertarme la curiosidad del saber, por ser mi primer y mejor maestro de la vida.

¡Los quiero mucho!

Índice

Agradecimientos.....	III
Lista de Figuras.....	VIII
Lista de Tablas.....	XII
Introducción.....	XV
Objetivo del trabajo	XVII
Capítulo 1	1
Fórmula SAE/ Fórmula Student	1
Pruebas.....	2
Evento de diseño	3
Evento de análisis de costos y manufactura	4
Evento de Presentación	5
Pruebas dinámicas.....	5
Prueba de Aceleración.....	5
Prueba de Skidpad	5
Prueba de Auto Cross.....	6
Prueba de Economía de Combustible.....	6
Prueba de Resistencia	6
Capítulo 2	9
Chasis	9
Marco espacial	10
Diseño del chasis de UNAM MOTORSPORTS.....	12
Reglamento.....	12

Seguridad.....	23
Selección de Materiales	30
Selección de espesores	40
Capítulo 3	43
Dinámica vehicular	43
Rigidez torsional	46
Centro de gravedad	47
Peso Ligero o bajo	47
Transferencia de carga	48
Requerimientos dinámicos.....	48
Prueba de rigidez torsional	50
Capítulo 4	55
Análisis por elementos finitos	55
Análisis implícito y explícito.....	57
Análisis estático-lineal.....	57
Análisis dinámicos	58
Tipos de no linealidad	59
Análisis dinámico/impacto vs Cuasiestático.....	59
Fenómeno de impacto	60
Sistema de coordenadas y unidades	62
Preproceso análisis cuasiestático	63
Superficie media y Limpieza de superficie	64
Malla	64

Preproceso de un análisis de impacto con Radioss	68
Malla para análisis de impacto	69
Materiales	69
Velocidad inicial	72
Gravedad	72
Acelerómetros	72
Paredes Rígidas	73
Regiones de contacto	73
Postproceso	73
Capítulo 5	74
Casos de carga estáticos	75
Resultados de casos de carga estáticos	80
Análisis de rigidez torsional	82
Resultados de simulación de rigidez torsional	83
Capítulo 6	86
Casos de carga dinámicos	86
Impacto frontal del chasis	86
Impacto frontal del chasis con atenuador de impactos	91
Comparación de resultados y conclusiones	96
Conclusiones	99
Trabajo a futuro	100
Referencias	102
Anexo A: Resultados de casos de carga estáticos	109

Lista de Figuras

Figura 1.1. Prueba estática de inclinación del prototipo UM-248 en FSA 2017.....	2
Figura 1.2. Prueba de frenado FSA 2017	3
Figura 1.3. Evento de diseño FSA 2017	4
Figura 1.4. Evento de costos Fórmula Student Austria 2017	4
Figura 1.5. Evento de presentación de negocios Fórmula SAE México 2018	5
Figura 1.6. Circuito Skidpad (Formula Student Rules 2018, 2017).....	6
Figura 1.7. Puntajes de las pruebas de Fórmula SAE	7
Figura 2.1. Tetraedro, elemento tridimensional base de un marco espacial. (Hibbeler, 2012)	10
Figura 2.2. Distancia entre ejes (Wheelbase).....	12
Figura 2.3. Distancia entre vías (track width).....	13
Figura 2.4. Elementos de la estructura primaria del UM-248.....	15
Figura 2.5. Envoltorio para el sistema de combustible y entrada de aire. (Formula Student Rules 2018, 2017).....	15
Figura 2.6. Triangulación nodo a nodo de los miembros del chasis. (Formula Student Rules 2018, 2017)	16
Figura 2.7. Arco principal prototipo UM-248	17
Figura 2.8. Arco frontal del prototipo UM-248.....	18
Figura 2.9. Soportes de arcos antivuelco y requerimientos del volante. (Formula Student Rules 2018, 2017)	19
Figura 2.10. En rojo: Mamparo delantero de PTR	20

Figura 2.11. Estructura lateral de impactos para chasis tubular. (Formula Student Rules 2018, 2017)	21
Figura 2.12. En rojo: Punto de apoyo del prototipo UM-248.....	22
Figura 2.13. Percentil con medidas del reglamento de FSAE 2017 (Formula Student Rules 2018, 2017)	25
Figura 2.14. Espacio mínimo al casco. (Formula Student Rules 2018, 2017)	25
Figura 2.15. Posición de la pedalera y del percentil	26
Figura 2.16. Montaje del cinturón y arnés de hombros.....	27
Figura 2.17. Cinturón de seguridad de 6 puntos.....	28
Figura 2.18. Plantillas de habitáculo del reglamento de FSAE 2017	29
Figura 2.19. Chasis con plantillas 3D	29
Figura 2.20. Requerimientos para la selección de materiales	31
Figura 2.21. Diagrama de Ashby. Módulo de Young contra Densidad. (Ashby, 2010)..	35
Figura 2.22. Diagrama de Ashby. Esfuerzo último contra Densidad. (Ashby, 2010)	35
Figura 2.23. Diagrama de Ashby. Módulo de Young contra esfuerzo último. (Ashby, 2010)	36
Figura 2.24. Diagrama de Ashby. Módulo de Young contra Tenacidad a la fractura. (Ashby, 2010)	36
Figura 2.25. Chasis del prototipo Fórmula SAE 2017. Distribución de espesores.....	41
Figura 3.1. Modo de deformación de flexión lateral.....	44
Figura 3.2. Modo de deformación horizontal en rombo	45
Figura 3.3. Modo de deformación de flexión vertical.	45
Figura 3.4. Modo de deformación de torsión longitudinal	46
Figura 3.5. Prueba para medir la rigidez torsional	50

Figura 3.6. Datos para calcular la rigidez torsional.....	51
Figura 3.7. CAD de la prueba física de rigidez torsional 2016 con la posición de los micrómetros.....	53
Figura 4.1. Secuencia para realizar un análisis de elementos finitos	56
Figura 4.2. Sistema coordinado de un automóvil	62
Figura 4.3. Oblicuidad en elementos SHELL.....	67
Figura 4.4. Warpaje de elementos SHELL	67
Figura 4.5. Preproceso de una simulación de impacto. (Olivares, 2016)	68
Figura 5.1. Condiciones de frontera del análisis de rigidez torsional.....	82
Figura 5.2. Resultados deformaciones de rigidez torsional para el caso de 2000N	85
Figura 6.1. Condiciones iniciales de análisis de impacto.....	87
Figura 6.2. Secuencia de imágenes de nivel de esfuerzos de análisis de impacto frontal	88
Figura 6.3. Elementos rígidos agregados en el análisis de impacto.....	91
Figura 6.4. Secuencia de imágenes del análisis de impacto frontal	93
Figura 1. Resultados de deformaciones del arco principal.	109
Figura.2. Resultados de esfuerzos del arco principal.	109
Figura.3. Resultados deformaciones del arco frontal	110
Figura 4. Resultados de esfuerzos del arco frontal	110
Figura 5. Resultados de deformaciones del mamparo frontal	111
Figura 6. Resultados de esfuerzos del mamparo frontal	111
Figura.7. Resultados deformaciones de la estructura lateral.....	112
Figura.8. Resultados de esfuerzos de la estructura latera	112

Figura 9.Resultados deformaciones de las sujeciones del arnés de hombros a 10° por arriba	113
Figura 10.Resultados deformaciones de las sujeciones del arnés de hombros a 20° por arriba	113
Figura 11.Resultados de los esfuerzos de las sujeciones del arnés de hombros a 10° por arriba	113
<i>Figura 12.Resultados de esfuerzos de las sujeciones del arnés de hombros a 20° por arriba</i>	<i>113</i>
<i>Figura 13. Resultados deformaciones de las sujeciones del cinturón a 45°</i>	<i>114</i>
<i>Figura 14.Resultados deformaciones de las sujeciones del cinturón a 65°</i>	<i>114</i>
<i>Figura 15. Resultados de los esfuerzos de las sujeciones del cinturón a 45°</i>	<i>114</i>
<i>Figura 16.Resultados de los esfuerzos de las sujeciones del cinturón a 65°</i>	<i>114</i>
Figura 17.Resultados deformaciones del mamparo delantero y soporte.....	115
Figura 18.Resultados de los esfuerzos del mamparo delantero y soporte	115

Lista de Tablas

Tabla 2.1. Configuraciones de chasis para Fórmula SAE/Fórmula Student	9
Tabla 2.2. Especificaciones de espesores de tubos	22
Tabla 2.3. Propiedades por considerar en la selección de materiales	32
Tabla 2.4. Susceptibilidad a la fractura por hidrógeno	33
Tabla 2.5. Matriz de decisión de las propiedades mecánicas	34
Tabla 2.6. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados	38
Tabla 2.7. Índice de desempeño modificado	39
Tabla 2.8. Composición química del acero ASTM A-36	40
Tabla 2.9. Distribución de espesores de tubos	41
Tabla 3.1. Comparación de chasis de autos de carreras	49
Tabla 4.1. Sistema de unidades utilizado	63
Tabla 4.2. Calidad de elementos bidimensionales	66
Tabla 4.3. Parámetros de calidad de malla	68
Tabla 4.4. Parámetros de calidad de malla para elementos 2D (Olivares, 2016)	69
Tabla 4.5. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36	70
Tabla 4.6. Propiedades mecánicas del aluminio 5052-O	71
Tabla 5.1. Casos de carga propuestos por el reglamento. Parte 1	76
Tabla 5.2. Casos de carga propuestos por el reglamento. Parte 4	79
Tabla 5.3. Resultados de los casos de carga del reglamento. Parte 1	80
Tabla 5.4. Resultados de los casos de carga del reglamento. Parte 2	81
Tabla 5.5. Valores de las diferentes iteraciones del análisis de rigidez torsional	83
Tabla 6.1. Masas agregadas en el análisis de impacto frontal	87

Tabla 6.2.Masas agregadas en el análisis de impacto frontal con atenuador	92
Tabla 0.1. Resultados de caso de carga del Arco Principal	109
Tabla 0.2. Resultados de caso de carga del Arco Frontal	110
Tabla 0.3.Resultados de caso de carga del Mamparo delantero.....	111
Tabla 0.4.Resultados del caso de carga Estructura Lateral de Impacto.....	112
Tabla 0.5.Resultados del caso de carga sujeción del arnés de hombros a 10° y 20° .	113
Tabla 0.6.Resultados del caso de carga sujeción del cinturón del regazo a 45° y 65°	114
Tabla 0.7.Resultados del caso Mamparo delantero y soporte fuera del eje	115

Lista de Gráficas

Gráfica 4.1. Fuerza -Tiempo de una simulación explícita (izquierda) y implícita (derecha)	60
Gráfica 4.2. Esfuerzo-deformación del Acero ASTM A-36	70
Gráfica 4.3. Esfuerzo-deformación del Aluminio 5052-O.....	71
Gráfica 5.1. Par- Ángulo	84
Gráfica 6.1. Comportamiento de la energía.....	89
Gráfica 6.2. Aceleración en el piloto	90
Gráfica 6.3. Aceleración en el chasis	90
Gráfica 6.4. Comportamiento de la energía.....	94
Gráfica 6.5. Aceleración en el piloto	95
Gráfica 6.6. Aceleración en el chasis	95
Gráfica 6.7. Comparación de las gráficas de energía.....	96
Gráfica 6.8. Aceleración en el piloto	97

Introducción

En los últimos años la industria automotriz ha crecido de manera acelerada debido al aumento en la demanda por la necesidad de movilidad y de transporte tanto de pasajeros como para comercio. Esto ha generado mayores avances tecnológicos y desarrollos que hacen a los coches más eficientes.

En consecuencia, también han aumentado los accidentes en vialidades, lo que han llevado a los fabricantes de automóviles a generar nuevas tecnologías con el fin de hacer más confortable el vehículo al mismo tiempo que intentan aumentar la seguridad en caso de colisión, con el fin de garantizar la máxima protección de los pasajeros y de los implicados en la colisión.

El “deporte motor” no se ha quedado atrás, cada vez se diseñan autos con mayor potencia, más ligeros y seguros; esto se debe principalmente a los nuevos desarrollos tecnológicos como el uso de nuevos materiales y la accesibilidad que se tiene para poder realizar análisis con softwares especializados.

Con el fin de estudiar el comportamiento de los vehículos en caso de colisión, desde hace años se trabaja en la industria automovilística en la simulación virtual de accidentes. Además, los softwares de simulación favorecen la reducción de costos en la construcción de los prototipos para los ensayos, los cuales se construyen hasta haber obtenido un resultado óptimo en la simulación, y por ende al realizar los ensayos se conocerá de forma anticipada el comportamiento del automóvil.

En este trabajo se hablará principalmente del chasis para la competencia de Fórmula SAE y Fórmula Student 2017, en términos de diseño, seguridad y maniobrabilidad. Para estas competencias los alumnos de licenciaturas y posgrado de ingeniería o ramas afines a la industria automotriz diseñan autos tipo fórmula. Estos autos son monoplazas con dimensiones más pequeñas a los de un Fórmula1.

En el primer capítulo se describirá sobre la competencia de Fórmula SAE, las pruebas y eventos que se llevan a cabo. En el segundo capítulo se hablará de los antecedentes de un chasis y de una estructura de marco espacial; se explicará a detalle el reglamento de la competencia para el diseño del chasis, así como el proceso de selección de materiales y elección de espesores para la estructura tubular.

El tercer capítulo habla de los requerimientos dinámicos que se deben tomar en cuenta para el diseño del chasis. El cuarto capítulo se describe el método de elementos finitos y el tipo de análisis que se realizan en este trabajo.

El quinto capítulo explica simulaciones cuasiestáticas con cargas de impacto, estos casos son propuestos en el reglamento de la competencia. El sexto capítulo describe un impacto frontal, el comportamiento del chasis, como se pueden disminuir las deformaciones y mejorar la absorción de energía gracias a un atenuador de impactos y se muestran los resultados de las simulaciones.

Finalmente, el séptimo capítulo se desarrollan las conclusiones y se propone el trabajo a futuro.

Objetivo del trabajo

- Justificar el diseño de chasis para el prototipo Fórmulas SAE con base en el reglamento.
- Evaluar la pertinencia del requerimiento mínimo de desplazamiento en los análisis propuestos por el reglamento de la competencia de Fórmula SAE y Fórmula Student 2017.
- Verificar que el valor de rigidez torsional sea adecuado para cumplir con las exigencias dinámicas del automóvil, rigidez torsional mayor a 3000Nm/grado
- Estudiar a detalle el comportamiento mecánico de la estructura ante un impacto por medio de un análisis dinámico.
- Evaluar la importancia del atenuador en un caso de impacto.

CAPÍTULO 1

Fórmula SAE/ Fórmula Student

Fórmula SAE/Fórmula Student son una serie de competencias estudiantiles organizadas por la Sociedad de Ingenieros Automotrices, que tienen el objetivo de formar ingenieros que se desarrollen en la rama automotriz. Para esto, grupos de estudiantes de diferentes universidades del mundo, diseñan, construyen, prueban y compiten con un auto de carreras tipo fórmula.

Estas competencias buscan desafiar a los alumnos a desarrollar un vehículo que pueda participar en todas las pruebas propuestas por el reglamento. El vehículo debe tener un rendimiento alto en términos de aceleración, frenado y manejo, además se diseña pensando en la resistencia y durabilidad de todos los componentes para completar todas las pruebas de la competencia.

Los equipos tienen la oportunidad de demostrar su creatividad y habilidades de ingeniería en comparación con otras universidades de todo el mundo. Actualmente existen 11 sedes para estas competencias, cada una cuentan con su propio reglamento. Las reglas de la competencia surgen para proporcionar mayor seguridad y para generar una competencia equitativa entre los equipos participantes.

Como parte de la competencia, los equipos deben simular que trabajan para una empresa de diseño que diseña, fabrica y prueba un vehículo para un mercado de competencia no profesional.

Una vez que el coche ha sido terminado y probado, la empresa de diseño intentará vender el producto a una corporación ficticia que busca la producción de un vehículo de competencia. El desafío para el equipo de diseño es realizar el automóvil que cumpla mejor con las especificaciones del reglamento y que se pueda comercializar de forma rentable.

Pruebas

La competencia se conforma de varias pruebas divididas en 2 grupos; pruebas dinámicas y pruebas estáticas.

Las pruebas estáticas comienzan con una preinspección técnica, en la cual se revisa que todo el equipo del piloto se encuentre en perfectas condiciones y cumpla con todas las normativas, también se revisan las llantas para lluvia y 2 extintores. Posteriormente se debe pasar la inspección técnica en la cual se revisa que todo el auto cumpla con el reglamento y que no existan componentes que pongan en peligro al piloto. Después de la inspección técnica se hace la prueba de inclinación (Tilt) como se muestra en la Figura 1.1. En esta prueba se coloca el coche en una plataforma que se inclina 45° para asegurar que ningún líquido se derrame, después se inclina 60° asegurando que el coche no se volqué.



Figura 1.1. Prueba estática de inclinación del prototipo UM-248 en FSA 2017

La tercera prueba es la de ruido (Noise), en esta prueba se debe el auto y el sonido del escape no debe pasar de los 110 decibeles a un metro de distancia.

La última prueba es la de frenos (Breaks), en esta se debe comprobar el funcionamiento de los frenos del coche en una recta, como se muestra en la Figura 1.2.



Figura 1.2. Prueba de frenado FSA 2017

Al finalizar cada una de las pruebas se coloca una estampa en los autos que indica que se pasaron las pruebas. Las pruebas de inspección no tienen ningún puntaje en la competencia, sin embargo, es necesario pasarlas para poder participar en las pruebas dinámicas.

Las pruebas estáticas que tienen puntaje son las que ayudan a justificar el diseño, además de realizar una simulación de una empresa en la cual se producen 100 autos cada año. A continuación, detallaremos más cada una de las pruebas.

Evento de diseño

Esta prueba consiste en hacer una presentación justificando las decisiones que se tomaron para realizar el diseño del prototipo, así como la justificación de los componentes escogidos. En esta prueba un grupo de jueces expertos en cada área escuchan la presentación y hacen preguntas sobre cuáles fueron los procesos que realizaron para tomar dichas decisiones y con esto valoran si el prototipo satisface las necesidades del mercado.



Figura 1.3. Evento de diseño FSA 2017

Evento de análisis de costos y manufactura

La prueba de costos es la que evalúa mediante un informe detallado en el cual se deben reportar los costos de cada pieza, así como una explicación o justificación de los procesos de fabricación de las piezas manufacturadas por el equipo. Este reporte se debe enviar con aproximadamente dos meses de antelación para su revisión. La fecha de entrega de reporte la proporciona la competencia.



Figura 1.4. Evento de costos Fórmula Student Austria 2017

Evento de Presentación

En esta prueba se evaluará la capacidad del equipo para desarrollar un estudio de factibilidad detallado del proyecto, con la finalidad de convencer a los jueces, que simularán ser los inversionistas, que su propuesta es la mejor y puede ser fabricada y comercializada rentablemente.



Figura 1.5. Evento de presentación de negocios Fórmula SAE México 2018

Pruebas dinámicas

Las pruebas dinámicas son aquellas en las que se pone a prueba el desempeño del coche en pista.

Prueba de Aceleración

En esta prueba se mide el tiempo que tarda el vehículo en recorrer una recta de 75 metros con el vehículo inicialmente inmóvil. Se puede repetir esta prueba 4 veces con dos pilotos diferentes, registrando el tiempo más rápido.

Prueba de Skidpad

El objetivo de esta prueba es evaluar la adherencia lateral que proporciona el vehículo. Se realiza en una pista con forma de ocho, formada por dos pares de círculos concéntricos de diámetro interior de 9.25 m y un diámetro exterior de 15.25 m, cuyos centros están separados 18.25 m. La prueba consiste en dar dos vueltas a uno de los círculos girando

a la izquierda y otras dos vueltas al otro círculo girando a la derecha. Se validará el tiempo de la segunda vuelta a cada círculo.

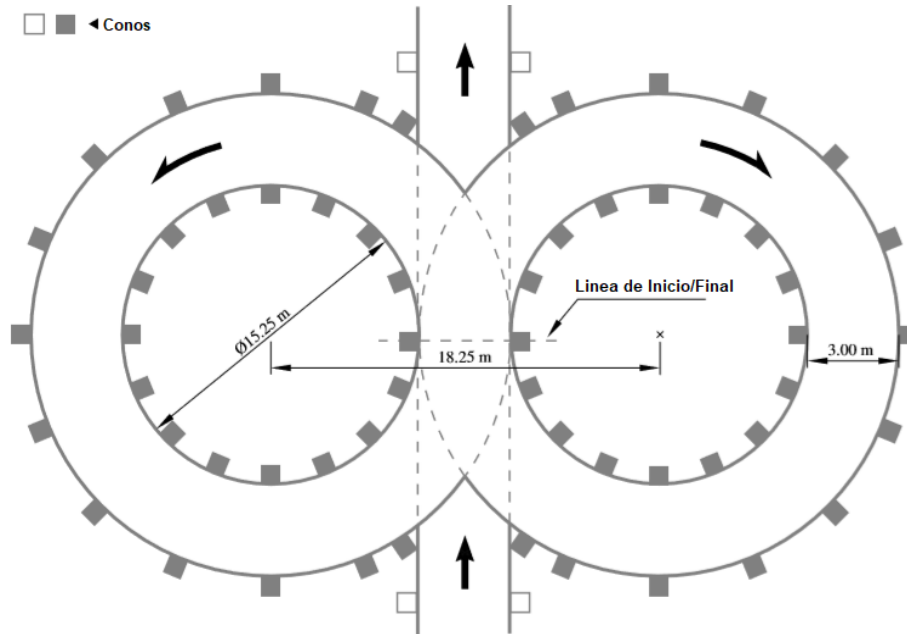


Figura 1.6. Circuito Skidpad (Formula Student Rules 2018, 2017)

Prueba de Auto Cross

En esta prueba se evalúa el comportamiento dinámico del vehículo. Para ello se recorre un circuito ratonero con dos pilotos diferentes, cada piloto dispone de dos vueltas cronometradas para realizar el mejor tiempo.

Prueba de Economía de Combustible

El objetivo de esta prueba es consumir el mínimo combustible posible en la prueba de resistencia y se miden los litros de combustible usados.

Prueba de Resistencia

Esta prueba consiste en recorrer un circuito de 22 kilómetros en el menor tiempo posible. A mitad de la prueba se realiza un cambio de piloto durante el cual, se detiene el tiempo durante tres minutos y se hacen los ajustes necesarios para el posicionamiento del segundo piloto dentro del vehículo.

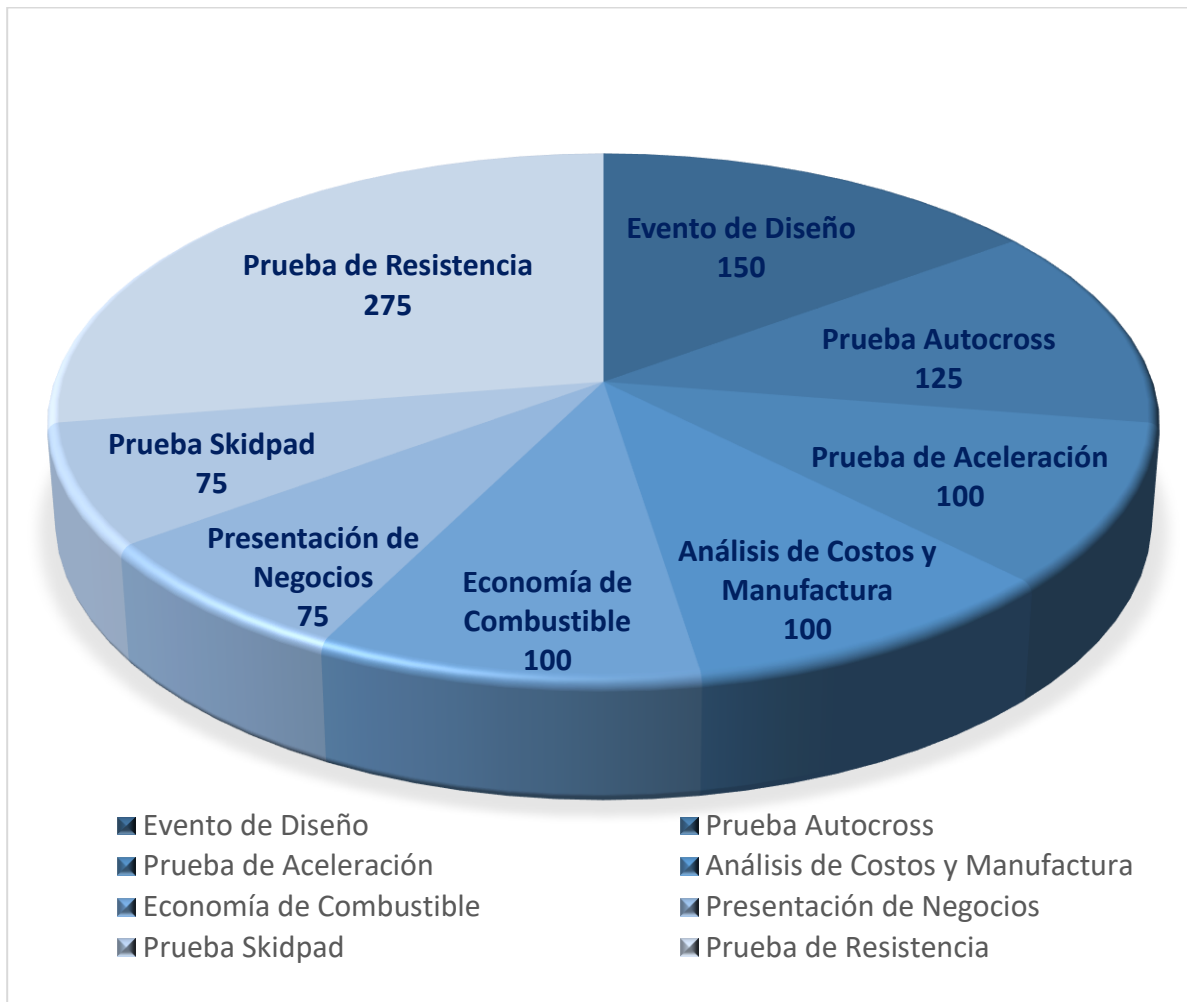


Figura 1.7. Puntajes de las pruebas de Fórmula SAE

Como se puede observar, la competencia no solo valora el auto con el mejor desempeño, sino también las decisiones que se hayan tomado para llegar al diseño final. El diseño de un automóvil involucra un gran conocimiento sobre distintas ramas de la ingeniería. Por esta razón el equipo de UNAM Motorsports se divide en áreas o sistemas que se enfocan en el desarrollo de una parte específica del automóvil, como es el caso de esta tesis, en la que se hablará del chasis y de las interacciones que tiene con otros sistemas.

CAPÍTULO 2

Chasis

Se le llama chasis a toda la estructura que sirve como soporte del automóvil, el nombre de chasis comúnmente también incluye al sistema de suspensión, el cual transmite las cargas de las llantas a la masa suspendida, pero en este caso se utilizará el término de chasis refiriéndose específicamente a la estructura. El objetivo del chasis en un vehículo es ejercer de elemento de unión entre la suspensión delantera y la suspensión trasera, soportar las masas del automóvil y proteger al piloto de un posible accidente.

Existen varios tipos de chasis, los más comunes para las competencias de Fórmula SAE y Fórmula Student son los chasis tubulares, los monocascos y los chasis híbridos, es decir parte tubular y parte monocasco. En la Tabla 2.1 se muestran las configuraciones chasis tubular del equipo Matador motorsports (Matador Motorsports, 2019) , monocasco del equipo TUDelft (Formula Student Team Delft, 2019) y un chasis híbrido (Framsa, 2019).

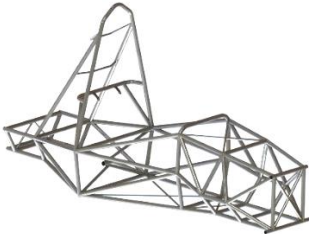


Chasis	Imagen	Rigidez torsional	Manufactura	Peso	Costo
Tubular acero		Menor rigidez	Sencilla	Pesado	Barato
Híbrido		Media Rigidez	Compleja	Peso medio	Caro
Monocasco		Alta rigidez	Compleja	Ligero	Caro

Tabla 2.1. Configuraciones de chasis para Fórmula SAE/Fórmula Student

En la tesis de Ismael Ayala, (Ayala, 2011) titulada Diseño y construcción de un chasis tubular para el proyecto Fórmula SAE UNAM, se definen los distintos tipos de chasis que existen, las ventajas y desventajas de cada uno y la decisión que tomaron para la selección de marco espacial.

Aunque el aspecto económico es algo muy importante para el proyecto, la justificación por la cual no se realiza un monocasco o un chasis híbrido, sabiendo que tiene ventajas estructurales, es por la complejidad de manufactura, así como la dificultad para encontrar el equipo necesario para realizar los procesos de manufactura. Por lo que el equipo de la UNAM ha optado por continuar diseñando chasis tubular de marco espacial.

Marco espacial

Una estructura de marco espacial consiste en un conjunto de miembros conectados por sus extremos para formar una estructura tridimensional estable. La forma más simple de una estructura bidimensional estable es aquella que se forma a partir de un triángulo, de manera similar el elemento más simple de un marco espacial estable es un tetraedro formando al conectar seis miembros junto con cuatro uniones. Cualquier miembro adicional a este elemento básico sería redundante al aplicar una carga en uno de los extremos del tetraedro.

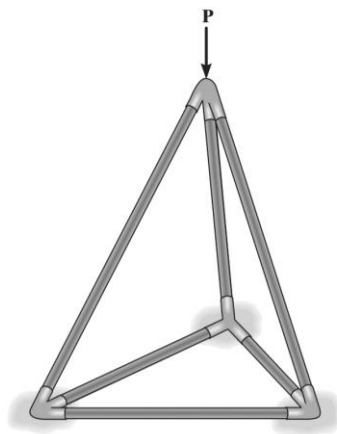


Figura 2.1. Tetraedro, elemento tridimensional base de un marco espacial. (Hibbeler, 2012)

Un marco espacial simple se puede formar a partir de este elemento tetraédrico agregando tres miembros adicionales y otra unión formando tetraedros multi conectados. (Hibbeler, 2012)

El chasis de marco espacial es principalmente utilizado en la construcción de obras civiles, en la industria de la aeronáutica en la fabricación de fuselajes de aviones comerciales y finalmente en la fabricación de chasis de automóviles y motocicletas. Un chasis del tipo marco espacial es el más eficiente para construir en una producción limitada, al ser el chasis más complejo en su diseño y fabricación, no es rentable su producción en masa. A pesar de su elevado costo este tipo de chasis es común encontrarlo en autos de carrera o autos deportivos de alta gama.

Una estructura de marco espacial tiene como ventaja ser más rígida lo que provoca una mayor estabilidad en comparación con otros tipos de estructuras tubulares, además por su geometría genera que todos los tubos que conforman la estructura se encuentren a tensión o compresión.

Un chasis ideal de marco espacial desde el punto de vista de rigidez sería una caja rectangular de sección cuadrada con las orillas de arriba y abajo trianguladas con diagonales que corren desde una esquina a través del centro hacia la esquina contraria. Esta sería la estructura más ligera, rígida, simple y barata en comparación con otros tipos de chasis, pero al mismo tiempo sería el chasis más impráctico con relación en las aplicaciones automovilísticas, particularmente desde el punto de vista de accesibilidad, ya que el espacio interno queda restringido lo que dificulta el acceso a grandes componentes como el motor. En carros de competencia es casi imposible que un chasis llegue a ser completamente un marco espacial, debido a que compromete las necesidades. (Costin & Phipps, 1961,1965)

Diseño del chasis de UNAM MOTORSPORTS

Reglamento

El reglamento de la competencia debe ser cumplido en su totalidad, en este se describen las pruebas y se marcan las fechas de entrega de los documentos que sustentan el diseño del auto. Cada competencia cuenta con su propio reglamento y sus propios puntajes, pero en general, casi todas las reglas son iguales o tienen cierta similitud, todas con el mismo propósito de generar un auto seguro. A continuación, se describirán las reglas más relevantes para el diseño de un chasis tubular.

Requerimientos de diseño

La distancia mínima entre los ejes (Wheelbase) debe ser 1525mm, esta distancia será medida desde el centro de contacto de la rueda delantera hasta el centro de contacto de la rueda trasera como se observa en la Figura 2.2.

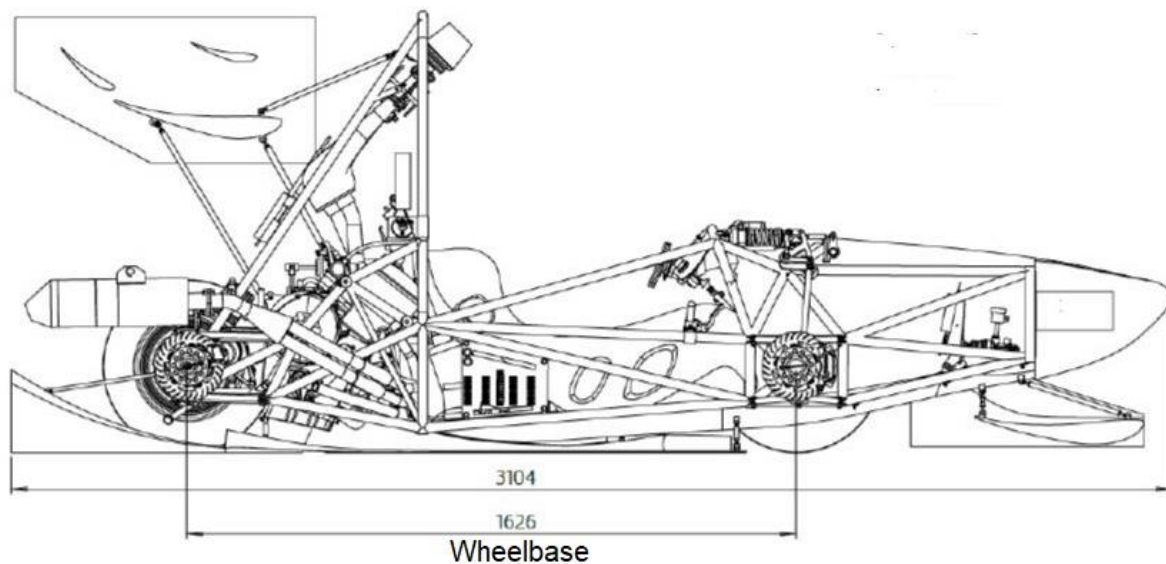


Figura 2.2. Distancia entre ejes (Wheelbase)

La distancia entre ruedas del mismo eje (vía del vehículo o track width), no ha de ser inferior al 75% de la vía mayor. Esta distancia se mide desde los centros de las llantas como se muestra en la Figura 2.3.

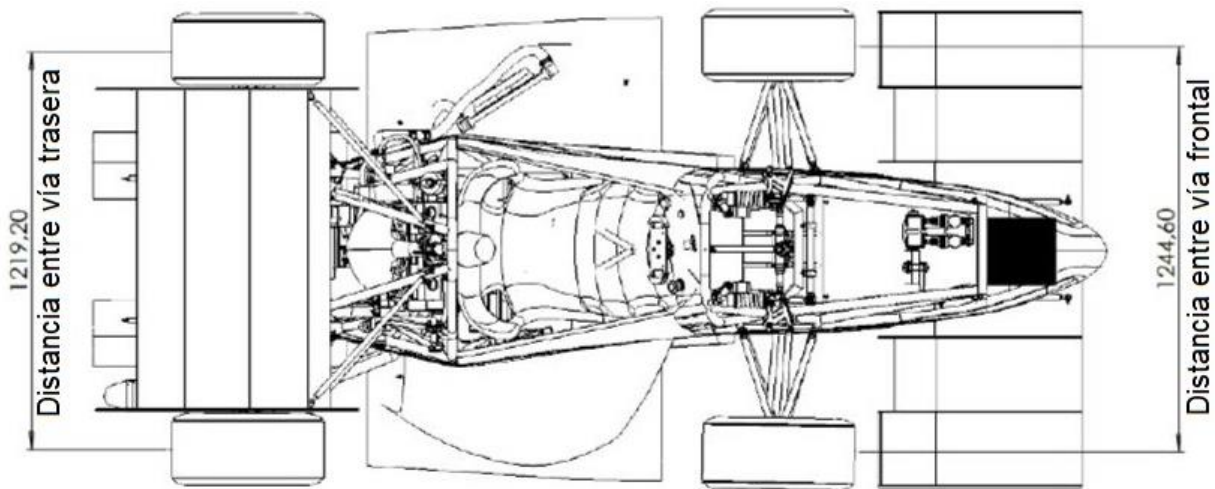


Figura 2.3. Distancia entre vías (track width)

La distancia al suelo en la parte inferior del chasis debe ser suficiente para que en ninguna circunstancia exista un contacto con la pista. Por esta razón los rines deben tener un diámetro mínimo de 203.2mm.

Requerimientos generales del chasis

La estructura del vehículo debe tener dos arcos antivuelco con sus respectivos soportes, un mamparo delantero con un sistema de soporte, un atenuador de impactos y una estructura lateral de impactos. A continuación, se definirán algunos de los elementos más importantes del chasis.

- Arco principal: una barra antivuelco ubicada al costado o justo detrás del torso del conductor.
- Arco frontal: una barra antivuelco ubicada sobre las piernas del conductor, cerca del volante.
- Arcos antivuelco: tanto el aro frontal como el aro principal se clasifican como "arco antivuelco".

- Soportes de arcos antivuelco: la estructura desde un arco hasta el soporte de refuerzo de arco antivuelco.
- Soportes de refuerzo de arcos antivuelco: estructura que va desde el extremo inferior del soporte del arco antivuelco hasta el arco antivuelco.
- Mamparo delantero: una estructura plana que define el plano delantero del chasis y proporciona protección para los pies del conductor.
- Atenuador de impacto (IA): un dispositivo deformable para absorber energía, situado delante del mamparo delantero.
- Estructura lateral de impactos: el área del costado del chasis entre el arco delantero y el arco principal y desde el piso del chasis hasta la altura requerida y por encima del punto más bajo del chasis interior entre el bastidor delantero y el bastidor principal.
- Estructura primaria: la estructura principal consta de los siguientes componentes:
 - ✓ Arco principal
 - ✓ Arco frontal
 - ✓ Soportes de arcos antivuelco
 - ✓ Estructura lateral de impacto
 - ✓ Mamparo delantero
 - ✓ Sistema de soporte del mamparo delantero
 - ✓ Todos los miembros de chasis, guías y soportes que transfieran carga desde el sistema de sujeción del piloto a los componentes de la estructura mencionados anteriormente

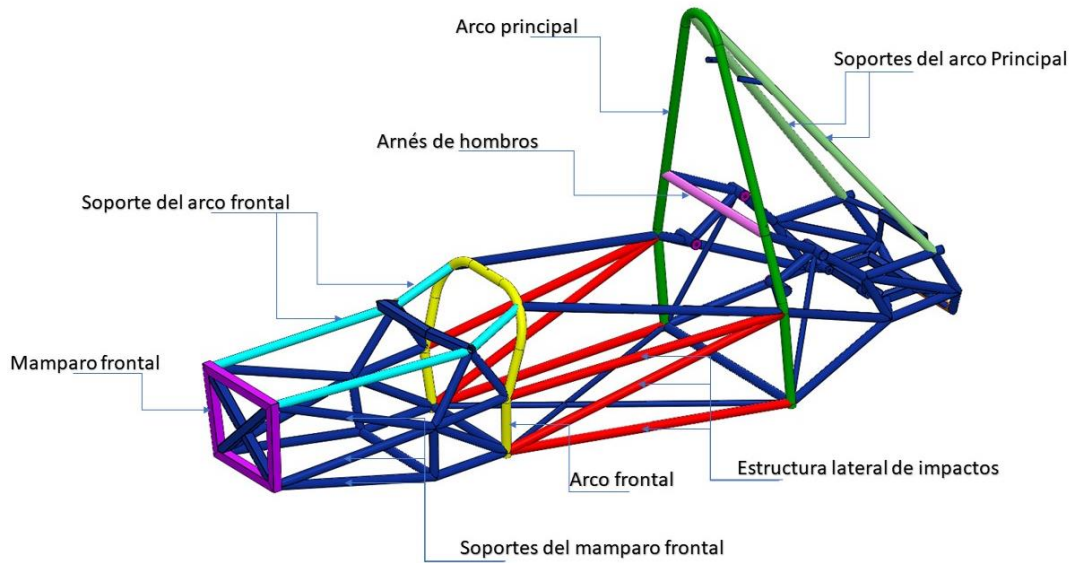


Figura 2.4. Elementos de la estructura primaria del UM-248

Envolvente de protección contra vuelcos

La envolvente de la estructura primaria es aquella que se genera a partir del punto más alto del arco principal y el punto más alto del arco frontal, esta geometría debe servir de protección para que en ningún momento las extremidades del piloto salgan de la envolvente.

Todos los componentes de la entrada de aire al motor y de los sistemas de control de combustible (incluyendo el acelerador y el sistema de admisión de aire completo, incluido el filtro de aire) deben estar dentro de la superficie definida por la parte superior de la barra antivuelco y el borde exterior de las cuatro llantas.

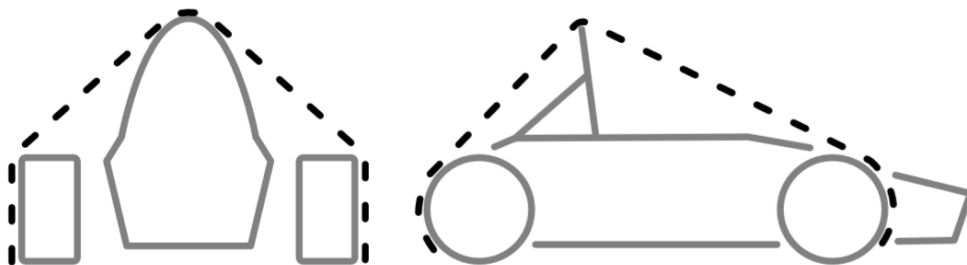


Figura 2.5. Envolvente para el sistema de combustible y entrada de aire. (Formula Student Rules 2018, 2017)

Triangulación nodo a nodo

Es una disposición de los miembros del chasis proyectada sobre un plano, donde una carga coplanar aplicada en cualquier dirección, en cualquier nodo, da como resultado solo fuerzas de tracción o compresión en los miembros del chasis como se muestra.

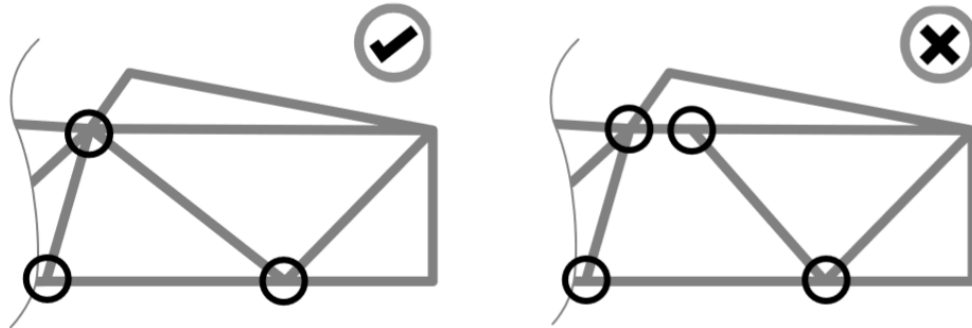


Figura 2.6. Triangulación nodo a nodo de los miembros del chasis. (Formula Student Rules 2018, 2017)

Arcos antivuelco

El reglamento requiere de dos arcos antivuelco. El arco principal (Main Hoop) es un arco que se localiza por encima de la cabeza del piloto y el arco frontal (Front Hoop) es un arco que se encuentra por encima de las piernas del piloto. Estos arcos deben generar una envolvente para que en caso de una volcadura el piloto no resulte dañado. Por regla las curvaturas en los dobleces de los arcos no deben tener un radio menor a 3 veces el diámetro exterior del tubo.

Arco principal

El arco principal debe estar construido con una sola pieza de tubería de acero sin cortes y de sección cerrada. En vista lateral, la porción del arco principal que está por encima de su punto de fijación superior a la estructura de impacto lateral debe estar inclinada a menos de 10° de la vertical.

En vista lateral, cualquier doblez en el arco principal por encima de su punto de unión superior a la estructura primaria debe estar soportado a un nodo del soporte de refuerzo del arco con tubos que cumplan con los requisitos del soporte de arco principal. En la vista

lateral, cualquier porción más baja que el punto de fijación superior a la estructura de impacto lateral debe estar inclinada hacia delante o no más de 10° hacia atrás.

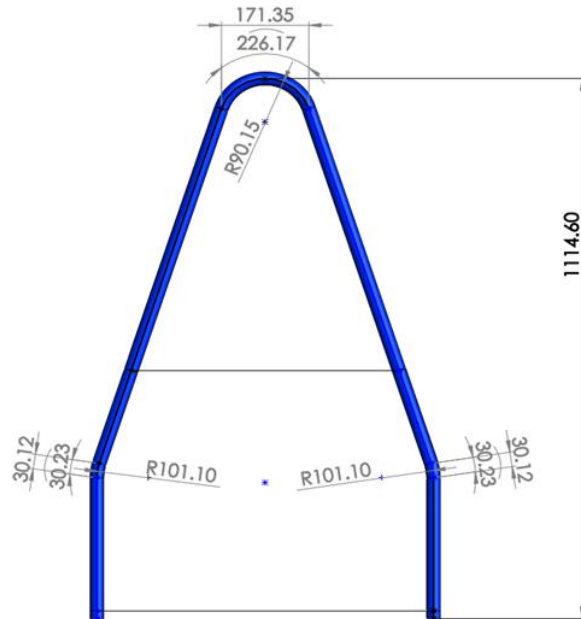


Figura 2.7. Arco principal prototipo UM-248

Arco frontal

Si el arco frontal está hecho de más de una pieza, debe ser soportado por una triangulación de nodo a nodo o una construcción equivalente. En vista lateral, ninguna parte del arco frontal puede inclinarse más de 20° desde la vertical.

Si el arco frontal es una construcción soldada hecha de múltiples perfiles de aluminio, el límite de elasticidad equivalente debe considerarse en condiciones de soldadura a menos que el equipo demuestre que ha sido tratado térmicamente de manera adecuada y envejecido artificialmente. El equipo debe suministrar documentación suficiente que demuestre que se realizó el proceso de tratamiento térmico adecuado. Laminar completamente el arco frontal en el monocasco es aceptable.

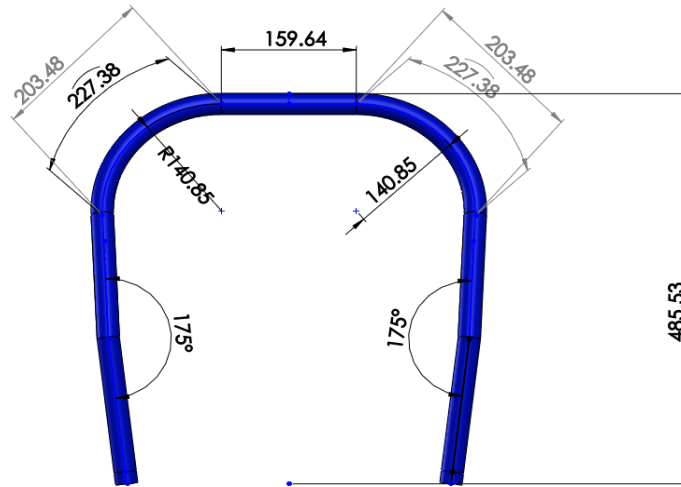


Figura 2.8. Arco frontal del prototipo UM-248

Soporte de arco principal

El arco principal debe estar apoyado en la parte delantera o trasera mediante tubos de refuerzo a cada lado del arco principal.

En la vista lateral, el arco principal y los soportes del arco principal no deben estar en el mismo lado de una línea vertical coincidente con la parte superior del arco principal.

Los soportes del arco principal deben estar unidos al arco principal a una distancia no menor a 160 mm por debajo de la superficie más alta del arco principal. El ángulo interno formado por el arco principal y los soportes del arco principal debe ser menor a 30°. Los soportes del arco principal deben ser rectas.

Los extremos inferiores de los soportes del arco principal deben apoyarse en el punto de unión superior del arco principal a la estructura de impacto lateral y al punto de fijación inferior del arco principal a la estructura de impacto lateral mediante una estructura triangular de nodo a nodo o estructura compuesta equivalente.

Si algún miembro se extiende fuera de la estructura primaria y está unido a los soportes del arco principal, se requieren un refuerzo adicional para evitar cargas de flexión en una situación de vuelco.

Soporte de arco frontal

El arco frontal debe estar apoyado por dos soportes que se extienden hacia adelante a cada lado del aro frontal.

Los soportes frontales deben extenderse a la estructura por delante de los pies del conductor. La estructura de soporte del arco frontal debe estar fijada a no menos de 50mm por debajo de la superficie más alta del arco frontal.

Si el arco frontal está inclinado más de 10° hacia atrás, se requieren refuerzos adicionales que se extienden hacia atrás como se muestra en la Figura 2.9. Las abrazaderas frontales deben ser rectas.

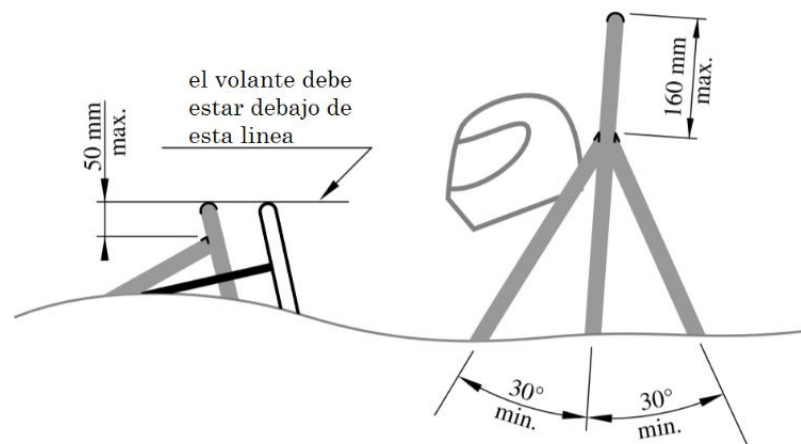


Figura 2.9. Soportes de arcos antivuelco y requerimientos del volante. (Formula Student Rules 2018, 2017)

Mamparo frontal

El mamparo delantero es una pared vertical que debe quedar al extremo delantero de la estructura, con el fin de proteger los pies del piloto, esta pared normalmente se realiza con acero y debe ir soldado al resto de la estructura. Cualquier material alternativo utilizado para el mamparo frontal debe tener una resistencia a cortante perimetral equivalente a una placa de acero de 1,5 mm de espesor.

Soportes del mamparo frontal

El mamparo frontal debe ser apoyada hacia atrás por un mínimo de tres puntos en cada lado; un miembro superior, un miembro inferior y un refuerzo diagonal para proporcionar triangulación.

El miembro de soporte superior debe fijarse al mamparo frontal a una distancia máxima de 50mm a partir de la superficie superior del mamparo frontal, y debe sujetarse al arco frontal a una distancia máxima de 50 mm por debajo del miembro superior de la estructural lateral de impacto. Si el punto de fijación del miembro superior está a más de 100mm por encima del miembro superior de la estructura lateral de impacto, se requiere un refuerzo que triángule de nodo a nodo para transferir la carga al arco principal.

El miembro de soporte inferior debe estar unido a la base del mamparo delantero y la base del arco frontal. Los soportes diagonales deben triangular los elementos de soporte superior e inferior nodo a nodo.

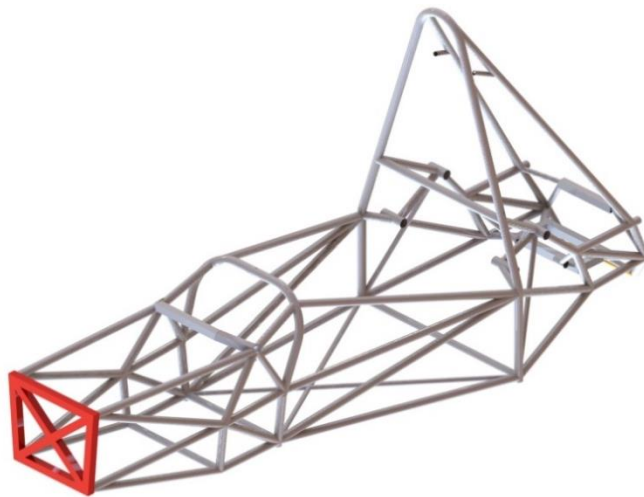


Figura 2.10. En rojo: Mamparo delantero de PTR

Estructura lateral de impactos

La estructura lateral de impacto debe formarse de al menos tres tubos de acero de cada lado de la cabina cubriendo los costados del piloto, como su nombre lo dice es una

estructura de seguridad que sirve en caso de un impacto lateral. El miembro superior debe conectar el arco principal y el arco frontal. Debe estar a una altura entre 240 mm y 320 mm por encima del punto más bajo dentro del chasis, entre el arco frontal y el arco principal. El miembro inferior debe conectar la parte inferior del arco principal y la parte inferior del arco frontal. El miembro diagonal debe triangular el miembro superior e inferior nodo a nodo, entre los arcos antivuelco.

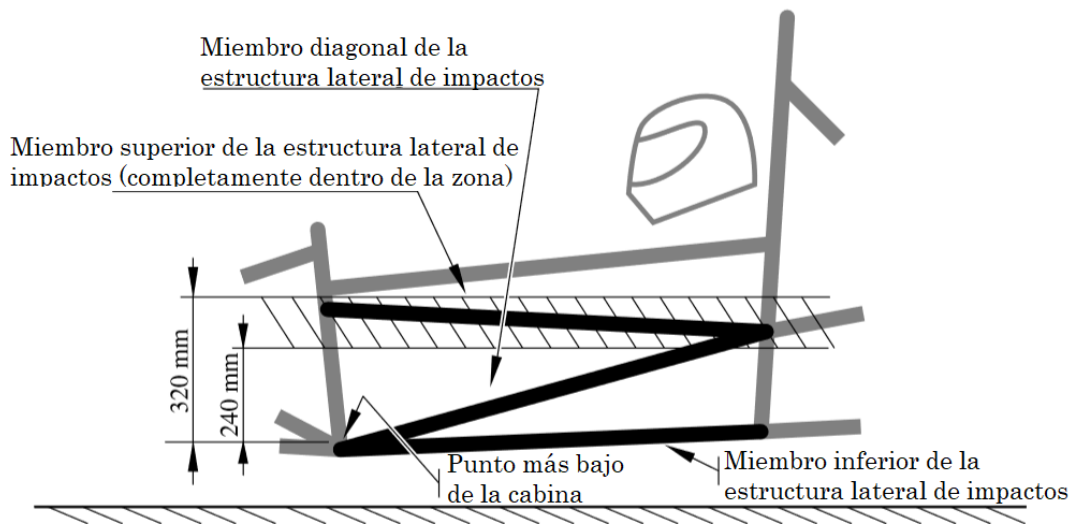


Figura 2.11. Estructura lateral de impactos para chasis tubular. (Formula Student Rules 2018, 2017)

Punto de apoyo (Jacking point)

En la parte posterior del coche debe tener un punto de apoyo donde se pueda enganchar el auto en caso de que se necesite remolcar, por lo que este punto de enganche que debe soportar el peso del vehículo. Este soporte debe ser un tubo circular de un diámetro de 25.4 mm y de una longitud mínima de 30 cm.

Debe colocarse horizontalmente y perpendicular a la línea longitudinal del vehículo. Su altura con respecto al suelo debe ser de mínimo 7.5 cm. Además, el tubo debe estar descubierto los 180° inferiores en una extensión mínima de 28cm. Debe ser visible para una persona que se encuentre parada un metro atrás del coche y debe ir pintado de naranja.

Finalmente, cuando el coche se encuentre levantado a una altura de 20 cm del suelo las ruedas en rebote completo no deben tocar el suelo.

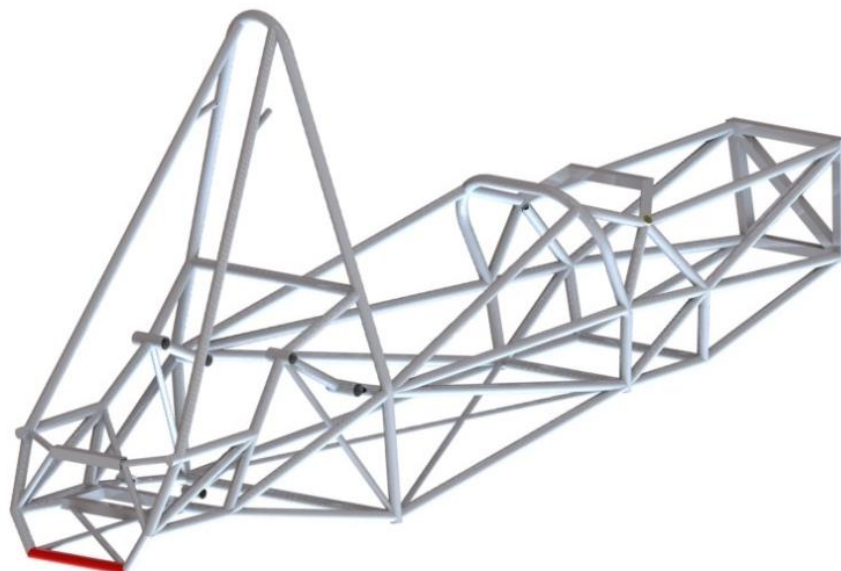


Figura 2.12. En rojo: Punto de apoyo del prototipo UM-248

Espesores de protección

La estructura principal del coche debe ser construida por perfiles de acero templado o aleado con un mínimo 0.1% de carbono, con las dimensiones especificadas en la siguiente tabla.

PIEZA O APLICACIÓN	DIÁMETRO EXTERIOR x ESPESOR DE PARED
Arcos principales y frontal Barra de montaje del arnés de hombros.	Redondo 25.40 mm x 2.40 mm Redondo 25.0 mm x 2.50 mm
Estructura lateral de impactos Mamparo delantero Refuerzos de los arcos antivuelco Soporte del mamparo delantero. Puntos de sujeción del arnés de conductor (excepto hombros)	Redondo de 25.4 x 1.65 mm Redondo de 2.0 x 1.75 mm Redondo de 25.4 x 1.6 mm Cuadrado de 25.4 x 25.4 x 1.2 mm Cuadrado de 25.0 x 25.0 x 1.25 mm
Soportes de los refuerzos del arco principal Refuerzos de la barra de montaje del arnés de hombros	Redondo de 25.4 x 1.2 mm Redondo de 25.0 x 1.5 mm Redondo de 26.0 x 1.2 mm

Tabla 2.2. Especificaciones de espesores de tubos

Seguridad

Un auto de carreras siempre implica cierto riesgo, en especial por las velocidades que llegan a alcanzar. El equipo UNAM Motorsports utiliza un motor de 600cc de una Yamaha R6 modelo 2006. Este motor tiene 127HP y par de 14500 lo que permite alcanzar velocidades de hasta 245 km/h. Por esta razón el reglamento restringe el cilindraje del motor a no más de 65cc y el área de la entrada de aire al motor de solo 2cm². Estas restricciones limitan al motor en un 25% aproximadamente, por lo que el motor solo alcanza velocidades por debajo de 120 km/h en pruebas de dinamómetro. Adicionalmente, las pistas en donde se prueba el prototipo y en donde se realiza la competencia, son circuitos con muchas curvas cerradas y rectas de máximo 100 metros, lo cual dificulta que el auto llegue a más de 60km/h. En las pruebas que ha realizado el equipo de UNAM Motorsports el auto corre en promedio a una velocidad de 50km/h.

Como punto de partida en el diseño de la dinámica de un prototipo Fórmula se plantean objetivos de aceleración tanto longitudinal como aceleración lateral. Se toman en cuenta estas aceleraciones ya que describen el comportamiento del vehículo en los casos más críticos.

La competencia de Fórmula SAE registra una tabla con los datos de las velocidades y las distancias de las pistas, de esta tabla se obtienen las aceleraciones que alcanza cada prototipo en las pruebas más exigentes. La prueba de aceleración sirve para obtener las aceleraciones longitudinales, que son de 0.8g's en promedio, mientras que con la prueba de Skidpad se obtienen las aceleraciones laterales en la cual se llega a los 2g's aproximadamente.

El reglamento de cada competencia cuida mucho la seguridad, tanto del piloto como de las personas que puedan estar cerca del prototipo, por esta razón se restringe el uso de materiales y las dimensiones del habitáculo, sin embargo, existen algunos elementos del auto que no se mencionan en el reglamento y por lo tanto que no se prohíben, pero podrían afectar la integridad del conductor.

Muchas de estas reglas han cambiado cada año con el fin de aminorar riesgos, así mismo cada equipo busca tener un coche con mejor desempeño y con menos fallas. A pesar de que cada año se diseñan nuevos componentes y se investiga sobre nuevos y mejores procesos para manufactura, existe una tendencia en el diseño del chasis que nos dicta las reglas de la competencia.

A continuación, se mencionarán componentes más importantes, con los cuales se debe tener especial cuidado al momento de diseñar el auto, algunos de estos elementos están restringidos por el reglamento.

Percy (95 Percentil masculino)

Los datos antropométricos se expresan generalmente en percentiles. Un percentil expresa el porcentaje de individuos de una población dada con una dimensión corporal igual o menor a un determinado valor. El percentil es una medida de posición. Si dividimos una distribución en 100 partes iguales y se ordenan en orden creciente de 1 a 100, cada punto indica el porcentaje de casos por debajo del valor dado. Es decir, que son valores que comprenden a un porcentaje. (Cabello, 2019)

Para la competencia de Fórmula SAE por reglamento se debe utilizar el P95 percentil masculino, es decir que por debajo de este punto está situado el 95% de la población, casi toda la población y el P5 del percentil femenino, éste corresponde a un individuo de talla pequeña y quiere decir que sólo un 5% de la población tienen esa talla o menos.

El percentil se representa por un círculo de 30 cm que representará la cabeza con el casco del piloto, el segundo círculo debe ser de 20 cm y representa los hombros y las cervicales del piloto y el tercer círculo de 20 cm simulará las caderas. Los círculos de 20 cm se unirán por los centros con una línea recta de 49 cm y una línea recta de 28 cm conectará los círculos correspondientes a los hombros con la cabeza y el casco.

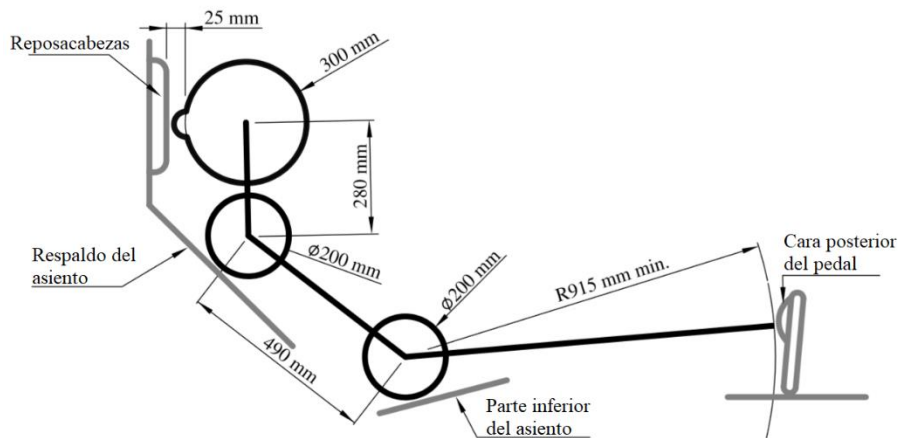


Figura 2.13. Percentil con medidas del reglamento de FSAE 2017 (Formula Student Rules 2018, 2017)

Para posicionar al percentil dentro de la cabina se debe colocar sentado normalmente y restringido por el sistema de sujeción del piloto, la cabeza del piloto con casco debe estar a un mínimo de 5 cm de la línea recta dibujada desde la parte superior del arco principal hasta la parte superior del arco frontal y no debe estar más atrás de la superficie posterior del arco principal si el soporte de arco principal se encuentra hacia adelante.

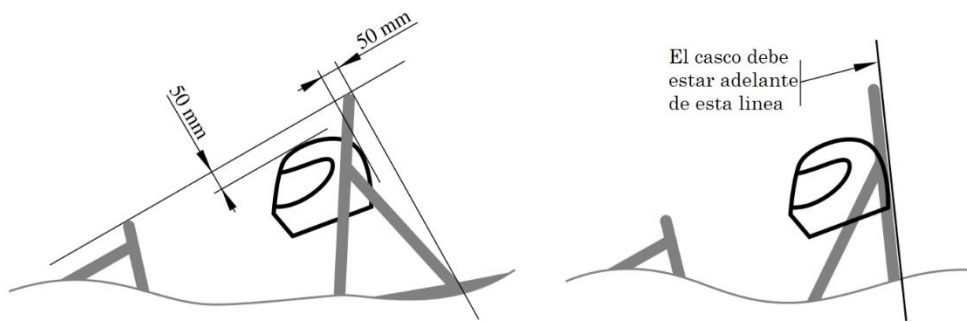


Figura 2.14. Espacio mínimo al casco. (Formula Student Rules 2018, 2017)

El percentil ayuda indirectamente a obtener la longitud y la altura del chasis por esta razón se recomienda que el percentil esté presente en su posición desde las primeras etapas de diseño. La manera más sencilla de incluir al percentil en el diseño es generando un dibujo en 2D que sirva como plantilla para corroborar que se cumple con el reglamento.

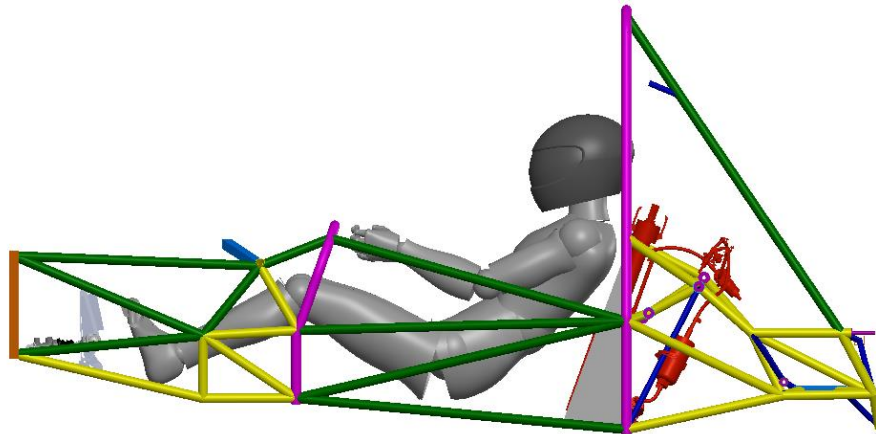


Figura 2.15. Posición de la pedalera y del percentil

La posición del percentil sirve como guía para el diseño del habitáculo, por consecuencia dicta la posición del asiento, así mismo permite escoger longitud frontal del chasis para posicionar la pedalera en una ubicación en la que sea cómodo manipular.

El habitáculo debe ser una zona limpia es decir estar libre para que el piloto pueda maniobrar el coche de forma adecuada. En una de las pruebas se le pide al piloto que salga de la cabina en menos de 5 segundos, si algo dentro de ella estorba al salir, tardará más o podría lastimarse.

Montaje del cinturón del regazo

El cinturón de regazo debe pasar alrededor del área pélvica por debajo de los huesos de la cadera. Las cintas deben pasar a través del asiento por la parte inferior de los lados del asiento para maximizar la envoltura de la superficie pélvica y continuar en línea recta hasta el punto de anclaje. Cuando los cinturones o el arnés pasan a través de un orificio en el asiento, el asiento debe estar enrollado o con ojales para evitar el chaflán de los cinturones. Con una "posición de conducción erguida", en la vista lateral, el cinturón de regazo debe estar en un ángulo de entre 45° y 65° con respecto a la horizontal. Con una "posición de conducción reclinada", en la vista lateral, el cinturón de regazo debe estar entre un ángulo de 60° y 80° con respecto a la horizontal. La línea central del cinturón de

regazo en el fondo del asiento debe estar entre 0 mm y 76 mm por delante del respaldo del asiento a la unión del fondo del asiento.

Arnés de hombros

La barra que sujeta el arnés de hombro debe montarse detrás del piloto, uniéndose a la estructura primaria.

Los puntos de montaje del arnés de hombro deben estar separados entre 180 mm y 230 mm, desde los hombros del conductor hacia atrás hasta el punto de montaje o guía estructural, el arnés de hombro debe estar entre 10 ° por encima de la horizontal y 20 ° por debajo de la horizontal.

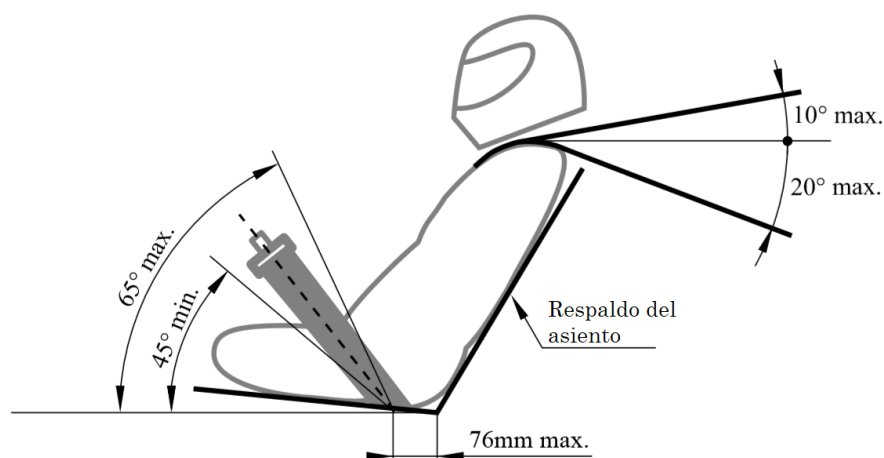


Figura 2.16. Montaje del cinturón y arnés de hombros

Montaje del cinturón antisubmarino

Los cinturones antisubmarinos de un arnés de 6 puntos se deben montar en una de las siguientes configuraciones:

Con los cinturones cayendo verticalmente hacia abajo desde la inglete, o en ángulo de hasta 20° hacia atrás. Los puntos de anclaje deben estar separados aproximadamente 100mm.

Con los puntos de anclaje en la estructura principal o cerca de los anclajes del cinturón de regazo, el conductor sentado en los cinturones antisubmarinos y los cinturones que rodean la ingle hasta la hebilla de liberación.



Figura 2.17. Cinturón de seguridad de 6 puntos

Plantillas (Templates)

Las plantillas son elementos que diseña la competencia para complementar el diseño del habitáculo, con estas plantillas se corrobora que el espacio sea suficiente para el piloto. El reglamento indica que las dos plantillas tienen que entrar libremente por la cabina del piloto.

La figura de la izquierda muestra la plantilla debe entrar en forma horizontal por la cabina sin tocar ningún componente a una altura de 350mm por encima del suelo. La figura de la derecha muestra la plantilla de la sección transversal interna de la cabina debe entrar de forma vertical a través de la cabina hacia adelante a la altura de las piernas hasta llegar a la caja de pedales, sin tocar ningún componente con excepción de la barra de dirección.

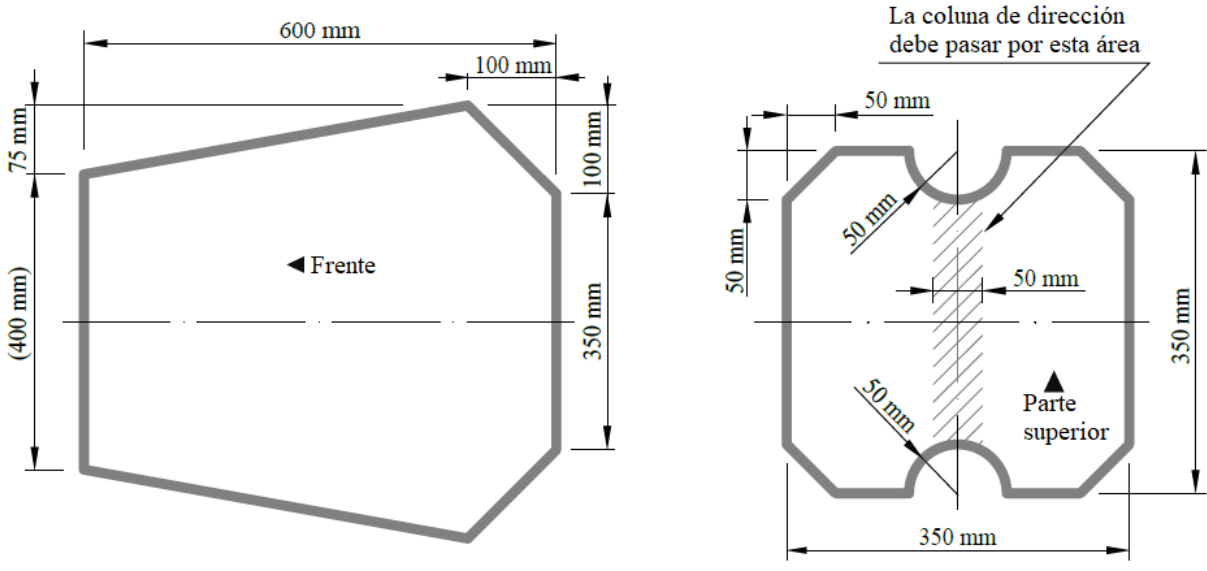


Figura 2.18. Plantillas de habitáculo del reglamento de FSAE 2017

Con la finalidad de incluir las plantillas en la primar etapa de diseño, se generan platillas 3D con las dimensiones que se indican en el reglamento y con un espesor que permita visualizar el espacio libre de la cabina.

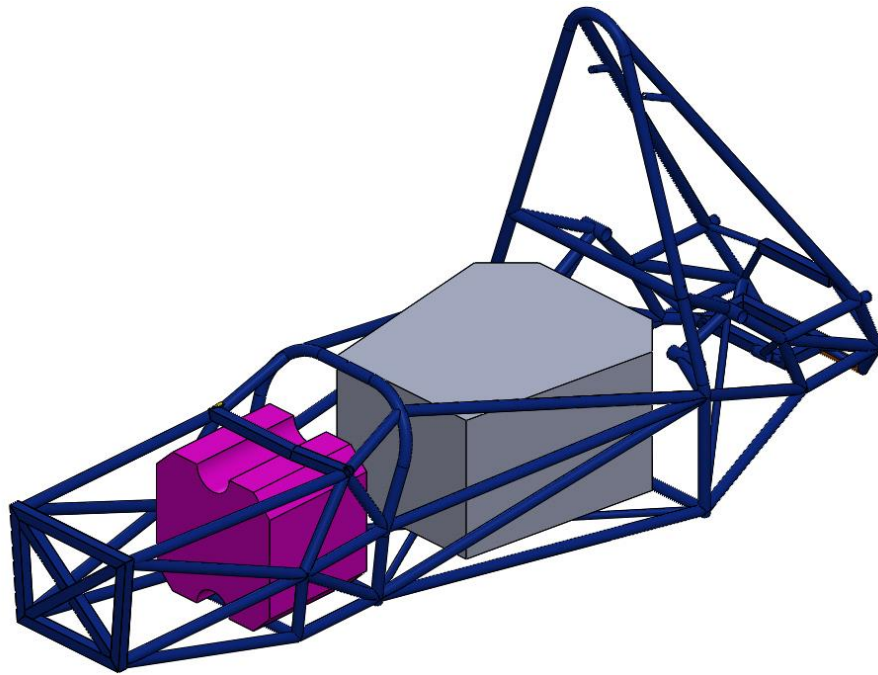


Figura 2.19. Chasis con plantillas 3D

Selección de Materiales

Existen más de 50 mil materiales disponibles para el ingeniero, de entre ellos 2000 tipos de aceros que son utilizados para diferentes aplicaciones. Parte de la innovación ingenieril viene del uso del mejor material posible para la realización de una función específica, de esta manera se busca disminuir los costos y a la vez alcanzar las metas para el desempeño de algún producto. La selección del mejor material empieza con las propiedades de los materiales. Por ejemplo, si se requiere una barra que sea ligera y resistente, se debe buscar un material con un módulo de Young alto y baja densidad.

El reglamento de la competencia restringe el uso de materiales en la estructura primaria. Para entrar a la categoría de “Baseline”, es necesario seleccionar un acero suave o aleado. También existe la posibilidad de usar aluminios especiales y aceros inoxidable.

Una adecuada selección de materiales y una buena selección del proceso de manufactura garantiza el funcionamiento de los componentes diseñados. Existen diversos métodos a la hora de realizar la selección de material o proceso. Actualmente existen softwares que facilitan la selección de materiales.

Debido a que el equipo de la UNAM no cuenta con licencia para estos softwares, se utiliza el método gráfico. Este método se basa principalmente en el uso de mapas de materiales también conocidos como gráficos o diagramas de Ashby. En estos diagramas se comparan dos propiedades del material, buscando un rango de materiales que cumpla con la característica necesarias.

Este método no es completamente específico, es decir, no expresa un material exacto el cual debe ser utilizado, sino que representa la familia de materiales que más se adecua a las propiedades definidas. Es muy poco común que el comportamiento de un material dependa solo de una propiedad, teniendo esto en cuenta, los diagramas de Ashby muestran, en diferentes áreas o zonas, como varían las propiedades de las diferentes clases de materiales. Incluso permite visualizar las variaciones considerables de las propiedades dentro de una misma familia de materiales. (Ashby, 2010)

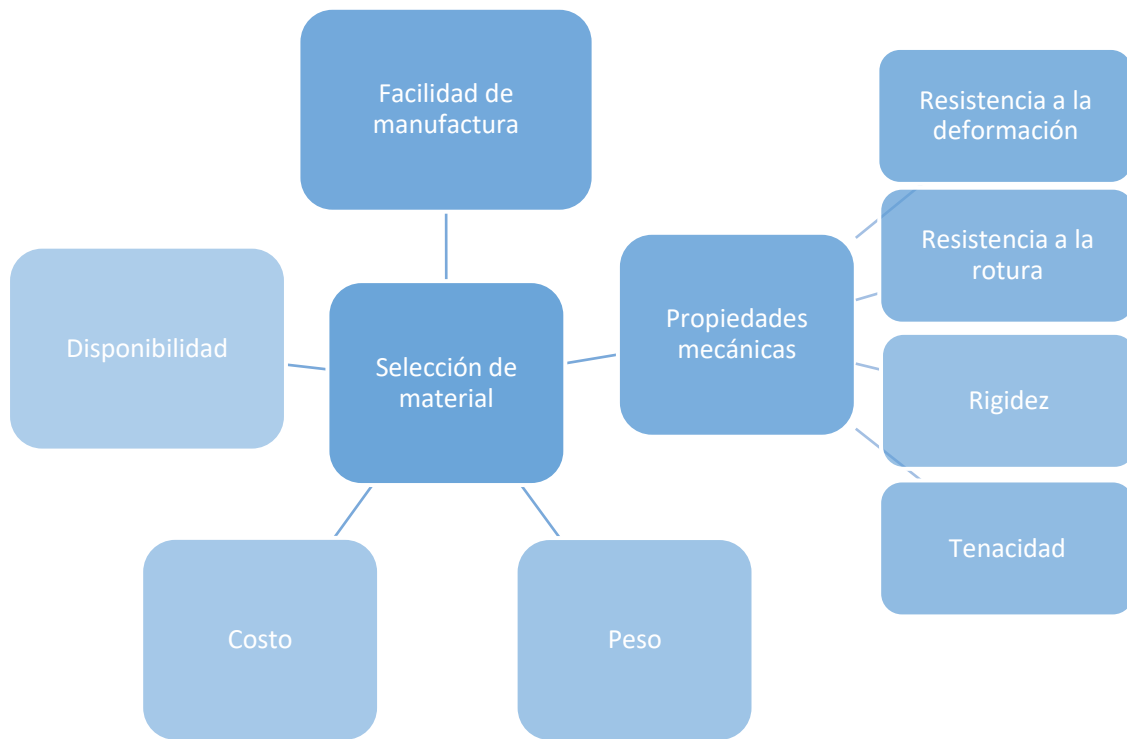


Figura 2.20. Requerimientos para la selección de materiales

El proceso de selección por método gráfico consta de 4 etapas

Etapas 1. Investigación y definición de restricciones y requerimientos que se consideran en la selección de materiales para el diseño del chasis

Como primer paso se realiza una investigación de los materiales que utilizan equipos con más experiencia, así como otros tipos de chasis tubulares de categorías similares a la Fórmula SAE. De esta investigación obtendremos también las propiedades mecánicas que tienen más relevancia para el desempeño del chasis. Las propiedades que se consideran en esta selección de materiales son las siguientes.

Propiedad	Valor Cualitativo
Rigidez	Alta
Resistencia a la deformación	Alta
Resistencia a la rotura	Alta
Tenacidad	Alta
Peso	Bajo
Manufactura	Alta
Costo	Bajo

Tabla 2.3. Propiedades por considerar en la selección de materiales

Rigidez: La rigidez se define como la capacidad que tiene un material para resistir la deformación cuando se aplica una fuerza. Para medirlo se utiliza el Módulo de Young, que es la relación entre el esfuerzo y la tensión o la parte de la curva que se encuentra por debajo de la parte elástica. Se mide en newtons por metro cuadrado, en pascales o en libras por pulgada cuadrada.

Resistencia a la deformación: La resistencia a la deformación es la capacidad que tiene un material de deformarse antes de llegar al rango plástico. Para medirlo se utilizará el esfuerzo de fluencia es que se presenta al llegar al límite elástico del material.

Resistencia a la rotura: La resistencia a la rotura es la capacidad que tiene un material de soportar una carga sin romperse. Quedará representado por el esfuerzo último el cual es el valor de esfuerzo máximo que se puede aplicar sobre el material.

Tenacidad: La tenacidad es la energía total que absorbe un material antes de alcanzar la rotura, por acumulación de dislocaciones. El acero es un material muy tenaz, especialmente algunas de sus aleaciones. La tenacidad requiere la existencia de resistencia y plasticidad. Esta propiedad la medimos a través del factor de intensidad de tensiones K_{1c} .

Peso: El peso es una medida de la fuerza gravitatoria que actúa sobre un material y depende directamente de la densidad de cada material.

Manufactura: Este parámetro se asocia con la facilidad de soldadura del material, esto se mide con el porcentaje de carbono. Si el contenido de carbono está por debajo del 0.11%, entonces el acero no se considera susceptible al agrietamiento asistido por hidrógeno (HAC). Si es mayor que 0.11%, la susceptibilidad depende de la equivalencia de carbono, como se muestra a continuación.

Porcentaje de carbono	Susceptibilidad a la fractura por hidrogeno (HAC)
< 0.5	Bajo riesgo
0.5 a 0.6	Riesgo medio
>0.6	Alto riesgo

Tabla 2.4. Susceptibilidad a la fractura por hidrógeno

Basados en que el acero AISI 1212 es 100% maquinable.

Además, se deben considerar las restricciones que impone el reglamento

- Debe ser un acero suave o aleado y debe contener al menos 0.1% de carbono
- Debe tener un esfuerzo de cedencia de mínimo 180 MPa (26ksi)
- Debe tener un esfuerzo último de 300 MPa (43.5ksi)
- El titanio o el magnesio que ha sido soldado no se puede usar para ninguna parte de la estructura primaria

Etapa 2. Matrices de decisión

Una matriz de decisión es una tabla que permite identificar la fuerza que tiene un elemento en relación con otros elementos, en este caso los elementos son propiedades mecánicas. Para realizar la matriz de decisión se compararán las propiedades entre ellas, se dará el valor de 1 a la propiedad que tenga más relevancia entre las dos propiedades que se estén comparando y cero a la que no tenga tanta relevancia, y así se realizará con las demás propiedades. Al finalizar se hará un conteo de las decisiones positivas para cada propiedad y se dividirá entre el número de comparaciones realizadas, así se obtendrá el valor de α que servirá posteriormente.

$$N = \frac{n(n-1)}{2}$$

Donde n es el número de propiedades y N el número de decisiones.

$$\alpha = \frac{D.P}{N}$$

Propiedad	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	2/3	2/4	2/5	2/6	3/4	3/5	3/6	4/5	4/6	5/6	DP	α
Rigidez	1	1	1	1	1											5	0.33
Resistencia a la deformación	0					1	1	0	1							3	0.2
Resistencia a la rotura		0				0				0	1	1				2	0.13
Tenacidad			0				0			1			0	1		2	0.13
Peso				0				1			0		1		0	2	0.13
Manufactura					0				0			0		0	1	1	0.06

Tabla 2.5. Matriz de decisión de las propiedades mecánicas

Etapa 3. Mapas de selección de materiales- Gráficos de Ashby

En esta etapa se utilizan los gráficos de Ashby en ellos seleccionaremos la familia de materiales que nos servirán para que posteriormente se obtengan los materiales específicos que cumplen las propiedades requeridas.

En la Figura 2.21, se muestra un diagrama de Ashby que compara el módulo de Young con la densidad. Este diagrama puede ser útil en varios casos como: la selección del material para un puente, ya que debe ser ligero y resistente, o también el material para un automóvil. En la Figura 2.22 muestra la comparación del esfuerzo de fluencia y la densidad de un material.

La Figura 2.23 muestra una comparación entre el módulo de Young y el esfuerzo último de material. Finalmente, la Figura 2.24 se muestra la razón entre el módulo de Young y la

resistencia contra fractura. Es útil saber esta razón para encontrar un material con alta resistencia a fragmentarse al tener una grieta.

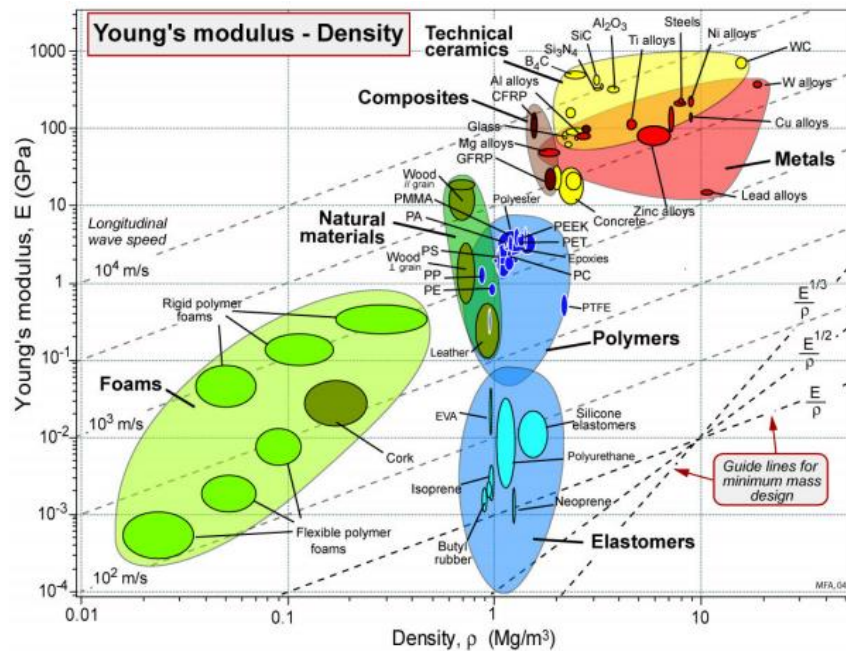


Figura 2.21. Diagrama de Ashby. Módulo de Young contra Densidad. (Ashby, 2010)

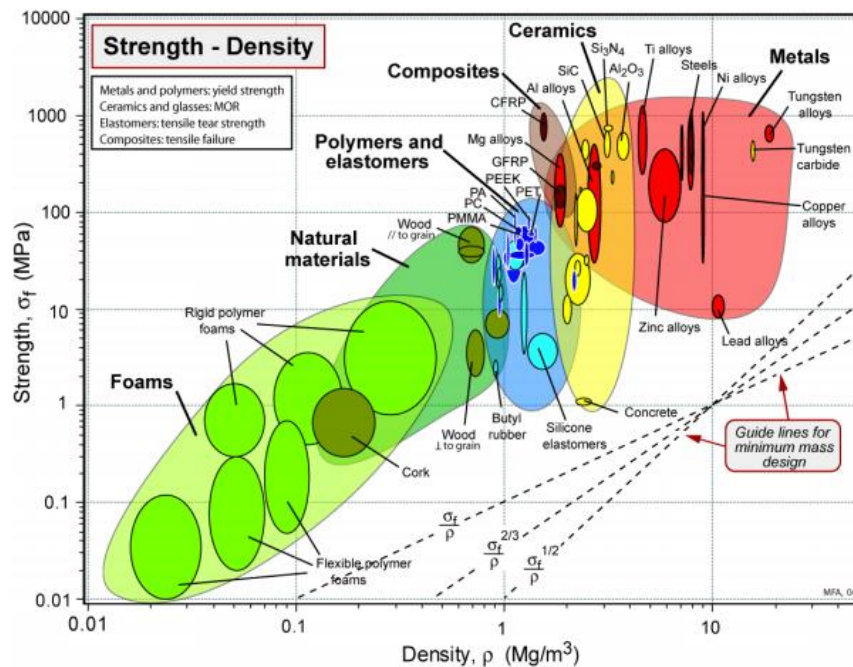


Figura 2.22. Diagrama de Ashby. Esfuerzo último contra Densidad. (Ashby, 2010)

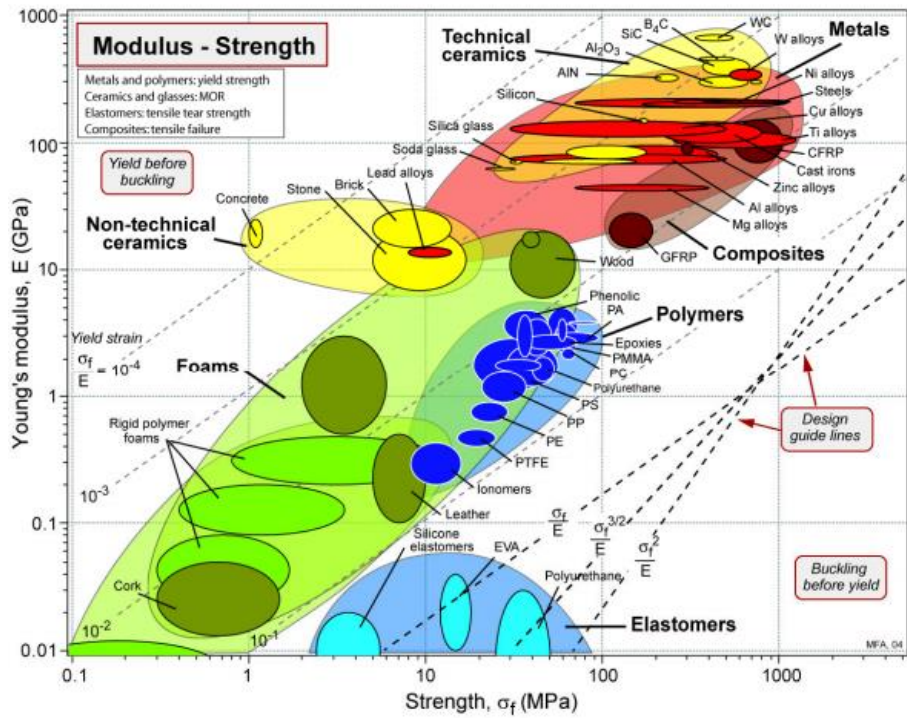


Figura 2.23. Diagrama de Ashby. Módulo de Young contra esfuerzo último. (Ashby, 2010)

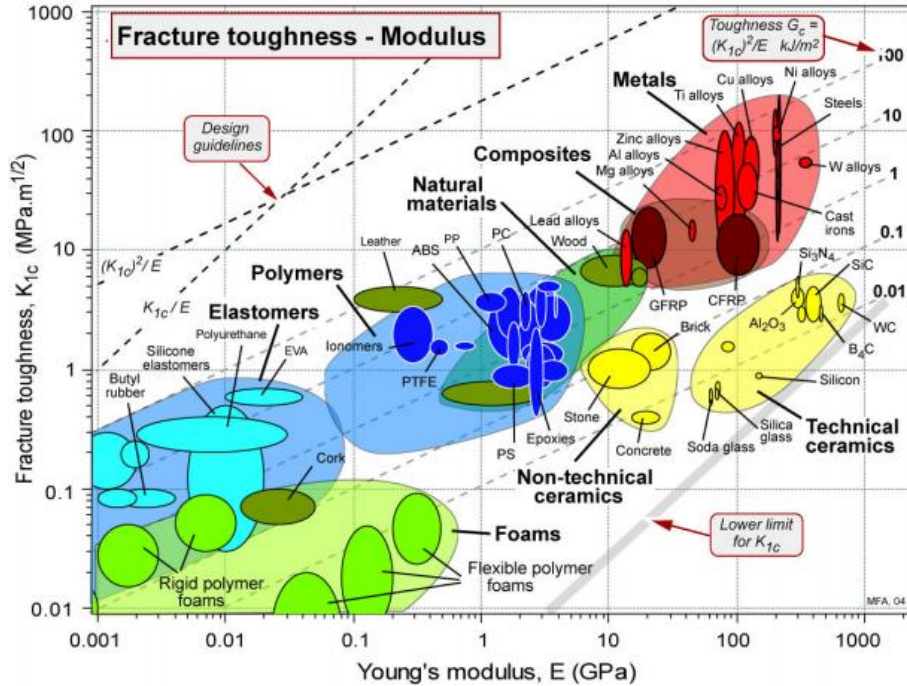


Figura 2.24. Diagrama de Ashby. Módulo de Young contra Tenacidad a la fractura. (Ashby, 2010)

Familias de materiales seleccionados a partir de los Diagramas de Ashby

- **Metales:**

- ✓ Aleaciones de Aluminio
- ✓ Aleaciones de Titanio
- ✓ Aleaciones de Cobre
- ✓ Aceros.

Proveedores de metales

El siguiente paso no es estrictamente un paso de la selección de materiales, sin embargo, se decidió agregar ya que, al existir una infinidad de aleaciones metálicas, algunas son bastante singulares y no es sencillo adquirirlas. Esto nos permite descartar una gran cantidad de materiales.

A partir de obtener las familias de materiales posibles, las restricciones del reglamento y de la disponibilidad de los materiales por los proveedores se seleccionaron los siguientes materiales:

- Acero al carbono, AISI 1040/1020/1015
- Acero al carbono, ASTM A-36
- Acero aleado, AISI 4130/ 8630
- Acero inoxidable, AISI 205/410
- Aluminio, 6061, T6
- Aluminio, 7075, T6

Etapa 4. Ponderación de propiedades y cálculo de índices de materiales

Se hace una lista con los materiales que son comerciales y cumplen con las propiedades mecánicas. Para obtener los datos de las propiedades de los materiales se utiliza la página de MatWeb que es una plataforma que cuenta con una extensa base de datos de materiales y una lista de las propiedades mecánicas más importantes de cada material. Con los datos de las propiedades se realiza una matriz de decisión que compara las propiedades de los materiales seleccionados y dando mayor peso a las propiedades de mayor importancia de la tabla anterior. Para esto se obtendrá el valor de la ponderación

de material (B) para cada propiedad. El valor de B se obtendrá con la siguiente fórmula si lo que nos interesa es el valor máximo de la propiedad.

$$B = \frac{\text{valor numérico de la propiedad}}{\text{valor máximo de la lista}} \times 100$$

Para ponderaciones donde es más importante el valor mínimo de la propiedad se utiliza la siguiente fórmula.

$$B = \frac{\text{valor mínimo de la lista}}{\text{valor numérico de la propiedad}} \times 100$$

Para obtener el índice de desempeño del material (γ) se debe hacer la suma de las multiplicaciones de la B de cada propiedad por α correspondiente a esa propiedad.

$$\gamma = \sum Bi * ai$$

Material	Módulo de Young		Esfuerzo de fluencia		Esfuerzo Último		Tenacidad		Densidad		Manufactura		Índice de desempeño γ gamma
	E (GPa)	BE	σ [MPa]	Bc	σ [MPa]	Bc	MPa.m ^{1/2}	BK1c	ρ [kg/m ³]	Bp	σ [MPa]	Bc	
Acero al carbono, AISI 1040	208	96.74	315	41.89	475	46.12	46	29.11	7800	35.00	0.25	60.00	59.32
Acero al carbono, AISI 1020	215	100.00	350	46.54	490	47.57	63	39.87	7900	34.56	0.23	65.22	63.26
Acero al carbón, AISI 1015	215	100.00	355	47.21	470	45.63	63	39.87	7900	34.56	0.18	83.33	64.34
Acero al carbono, A-36	200	93.02	250	33.24	550	53.40	63	39.87	7850	34.78	0.29	51.72	58.18
Acero aleado, AISI 4130	205	95.35	752	100.00	1030	100.00	158	100.00	7840	34.82	0.33	45.45	86.12
Acero aleado, AISI 8630	212	98.60	410	54.52	625	60.68	117	74.05	7900	34.56	0.33	45.45	69.37
Acero inoxidable, AISI 205	193	89.77	425	56.52	745	72.33	96	60.76	7900	34.56	0.25	60.00	67.58
Acero inoxidable, AISI 410	190	88.37	276	36.70	483	46.89	36	22.78	7850	34.78	0.15	100.00	57.39
Aluminio 6061, T6	68.9	32.05	276	36.70	310	30.10	29	18.35	2700	101.11	-	0.00	37.96
Aluminio 7075, T6	71.7	33.35	503	66.89	572	55.53	17.6	11.14	2810	97.15	-	0.00	46.34

Tabla 2.6. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados

Etapa 5. Índice de desempeño modificado

El índice de desempeño modificado (M) sirve como complemento cuando el costo es un parámetro importante en la selección material. Para obtener el índice de desempeño modificado se debe aplicar la siguiente fórmula.

$$M = \frac{\gamma}{c * \rho}$$

Donde γ es el índice de desempeño, c es el costo del material y ρ es la densidad del material.

Material	Densidad	Índice de desempeño	Índice de desempeño modificado	
	ρ [kg/m ³]	γ	Precio (Pesos x kg)	M
Acero al carbono, AISI 1040	7800	59.32	7.38	1.03
Acero al carbono, AISI 1020	7900	63.26	8.04	1.00
Acero al carbono, AISI 1015	7900	64.34	8.04	1.01
Acero al carbono, ASTM A-36	7850	58.18	5.2	1.43
Acero aleado, AISI 4130	7840	86.12	8.7	1.26
Acero aleado, AISI 8630	7900	69.37	10	0.88
Acero inoxidable, AISI 205	7900	67.58	23.7	0.36
Acero inoxidable, AISI 410	7850	57.39	16.2	0.45
Aluminio 6061, T6	2700	37.96	34.7	0.41
Aluminio 7075, T6	2810	46.34	35.8	0.46

Tabla 2.7. Índice de desempeño modificado

Se seleccionará el material con el valor mayor del índice de desempeño modificado, en este caso es el acero A-36. Este acero es uno de los más comerciales en México por lo que se costó es bastante bajo, y cuenta con todas las especificaciones que se requieren para tener un chasis rígido.

Acero ASTM A-36

El acero ASTM A-36 es un acero estructural al carbono utilizado en construcción de estructuras metálicas que pueden ser remachadas atornilladas o soldadas. Como la mayoría de los aceros el A-36 tiene una densidad de 7850 kg/m³. El acero A-36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores a 8 pulgadas tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPa y un límite de rotura mínimo de 410MPa. Las piezas hechas a partir de acero A36 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los métodos de unión más comúnmente usados para el A36 son los menos costosos y rápidos como la Soldadura por arco metálico protegido (SMAW, Shielded metal arcwelding), Soldadura con arco metálico y gas (GMAW, Gas metal arc welding), y soldadura oxiacetilénica. La composición química del acero ASTM A36 se muestra en la siguiente tabla.

Carbono (C)	0.26% máx.
Manganeso (Mn)	No hay requisito
Fósforo	0.04% máx.
Azufre (S)	0.05% máx.
Silicio (Si)	0.40% máx.
*Cobre (Cu)	0.20% mínimo

**Cuando se especifique*

Tabla 2.8. Composición química del acero ASTM A-36

El porcentaje de carbono del acero A-36 es más del 0.1% por lo que cumple con la restricción del reglamento.

Selección de espesores

Para obtener una estructura más ligera es necesario hacer uso de nuevos materiales lo que nos lleva a tener mayores costos, tanto en los materiales como en los procesos de manufactura. Sin embargo, se puede llegar a un balance en el cual no se incremente demasiado los costos y se pueda realizar una estructura más ligera.

Uno de los parámetros en los que se puede trabajar para bajar el peso de la estructura es seleccionar espesores de tubos más delgado. Como ya se mencionó previamente, la estructura debe estar conformada con perfiles que tenga al menos los espesores mínimos que dicta la competencia, sin embargo, en algunos casos se han utilizado elementos como refuerzos que no son considerados parte de la estructura primaria que solo sirven como soporte para algunos sistemas o aumentar la rigidez.

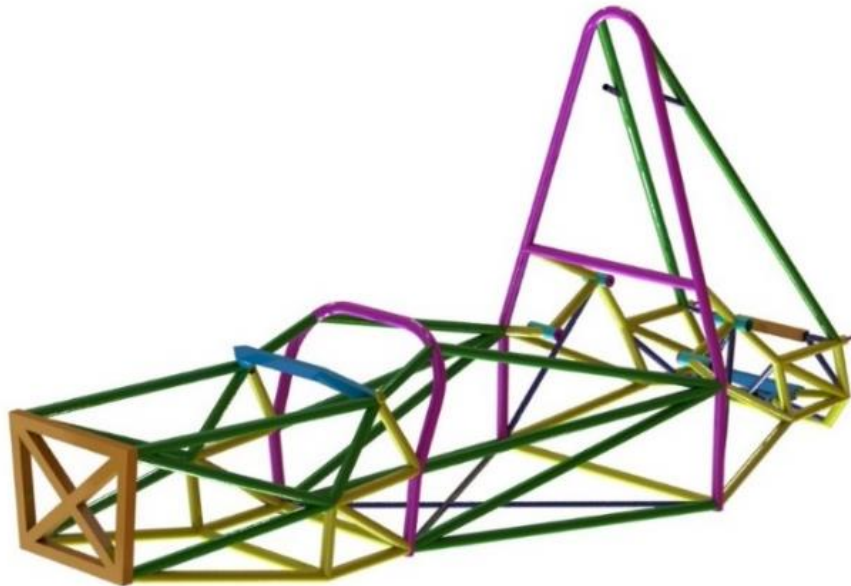


Figura 2.25. Chasis del prototipo Fórmula SAE 2017. Distribución de espesores.

Distribución de espesores						
Perfil	Color	Tipo	Diámetro Exterior		Espesor	
			in	mm	in	mm
Cédula 40	Magenta	Tubo de acero redondo	1.05	26.67	0.11	2.79
Calibre 16	Verde	Tubo de acero redondo	1.00	25.40	0.07	1.65
Calibre 18	Cian	Tubo de acero redondo	1.25	31.75	0.05	1.24
Calibre 18	Amarillo	Tubo de acero redondo	1.00	25.40	0.05	1.24
Calibre 18	Azul	Tubo de acero redondo	0.625	15.875	0.05	1.24
Calibre 16	Naranja	Tubo de acero cuadrado	1.0 X 1.0	25.4 X 25.4	0.07	1.65
Calibre 18	Azul claro	Tubo de acero cuadrado	1.0 X 1.0	25.4 X 25.4	0.05	1.24

Tabla 2.9. Distribución de espesores de tubos

CAPÍTULO 3

Dinámica vehicular

La dinámica vehicular es el estudio del movimiento del automóvil y de las fuerzas que lo determinan. El vehículo es un cuerpo sujeto a las leyes de la mecánica, pero su configuración es tal que determina un comportamiento característico y peculiar.

El movimiento de un coche está determinado por las fuerzas y reacciones que se aplican del exterior. Las fuerzas más significativas ocurren con el contacto exterior del aire y del terreno; es decir fuerzas aerodinámicas y de fuerzas de adherencia rueda-terreno. Cada una de estas fuerzas consta de varias componentes; por ejemplo, para la fuerza de adherencia se pueden distinguir la componente longitudinal y la transversal al automóvil.

Algunos ejemplos de movimiento simple del vehículo, para ver en cada caso las fuerzas necesarias para el movimiento y cómo son generadas. El movimiento que el coche en general podría cumplir es siempre una superposición de tales movimientos simples como:

- movimiento rectilíneo a velocidad constante
- movimiento rectilíneo en aceleración o en frenado
- movimiento en curva a velocidad constante
- entrada en curva: transición del movimiento rectilíneo al movimiento en una curva

Estos movimientos generan casos de carga que afectan al chasis, los casos más representativos son los que se describen a continuación.

Flexión lateral

Este caso de carga se desarrolla cuando un carro de carreras circula por una curva a alta velocidad. La deformación de la flexión lateral se presenta principalmente por las fuerzas centrífugas causadas por la curva y por las fuerzas del aire. Las magnitudes de estas fuerzas dependen de la velocidad del carro, del radio de la curva y del ángulo que se genera entre las llantas y el suelo. Las fuerzas laterales actúan a lo largo del chasis y es

resistido por los ejes, las llantas y todos los componentes del chasis que están directamente conectados con la suspensión. Los esfuerzos en estos elementos pueden ser mucho más altos que en el resto de los elementos del chasis. (Riley & George, 2002)

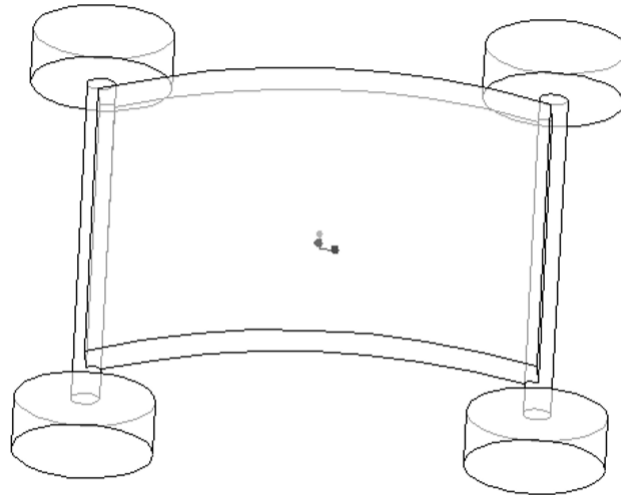


Figura 3.1. Modo de deformación de flexión lateral

Deformación Horizontal en rombo

Encontramos una deformación horizontal en rombo cuando la tracción no es uniforme. Esta deformación es causada cuando se aplican las fuerzas delanteras y traseras de forma diagonal en llantas opuestas. Estas condiciones se presentan cuando existen variaciones verticales en el pavimento (baches). Estas fuerzas tienden a distorsionar el marco en forma de paralelogramo. La magnitud de estas fuerzas cambia con el modo de funcionamiento del auto. (Riley & George, 2002)

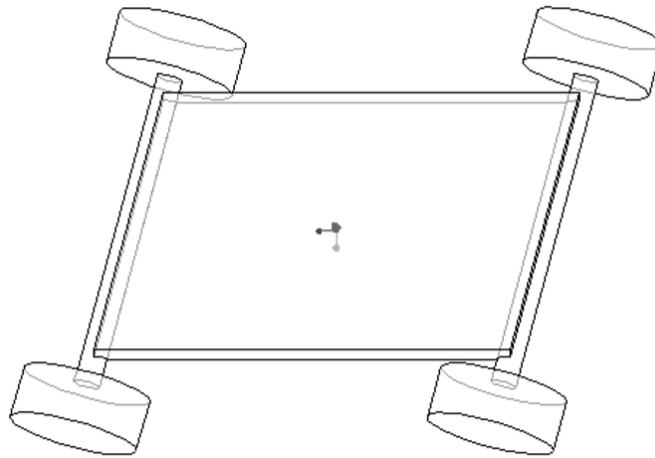


Figura 3.2. Modo de deformación horizontal en rombo

Flexión vertical

Este caso de carga se genera por sostener el peso de todos los componentes del auto. Los pesos más importantes son: el piloto, el motor, el diferencial y el tanque de gasolina. En este caso se debe suponer que el marco actúa como una viga que es soportada por las 4 ruedas, mismas que producen reacciones en forma vertical hacia arriba en los ejes. Las magnitudes de estas reacciones pueden ser superiores en condiciones dinámicas debido a las aceleraciones o desaceleraciones. (Riley & George, 2002)

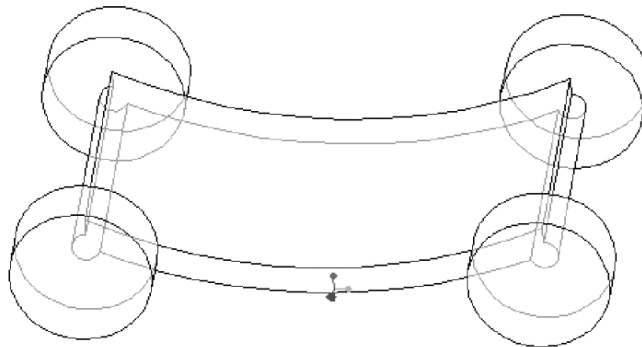


Figura 3.3. Modo de deformación de flexión vertical.

Torsión longitudinal

Este caso simula un resorte, el cual se encuentra conectado por los dos extremos donde actúa la suspensión. La resistencia a la deformación a torsión se le conoce como rigidez

torsional. A la rigidez torsional se expresa en Nm/grado y es el principal parámetro para determinar el comportamiento del chasis de un carro. (Riley & George, 2002)

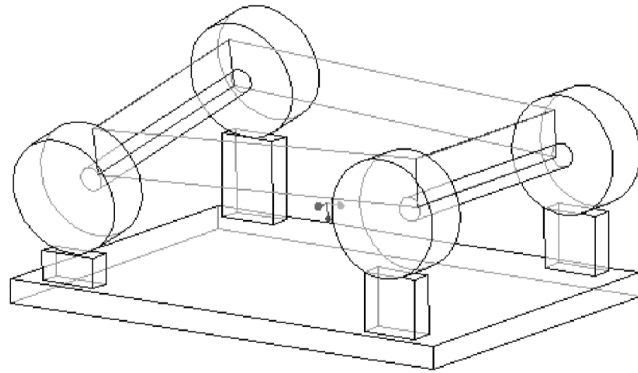


Figura 3.4. Modo de deformación de torsión longitudinal

Rigidez torsional

La rigidez torsional es la resistencia a la torsión, un vehículo debe tener una alta rigidez torsional a lo largo de su eje longitudinal. La rigidez torsional tiene un gran impacto en el rendimiento y la seguridad de un coche de carreras. Debido a que el chasis funciona como una estructura que alberga prácticamente a todos los sistemas del vehículo, se debe garantizar la estabilidad de la estructura para que los demás sistemas funcionen de manera consistente.

La rigidez estructural del chasis también afecta el correcto funcionamiento de la suspensión. Se considera que el chasis es como un resorte que une las suspensiones, si el resorte no es lo suficientemente rígido a torsión, es difícil controlar la transferencia de carga y no se podrán hacer modificaciones o ajustes de los parámetros de suspensión que favorecen el manejo de un auto de carreras de alto rendimiento.

El valor objetivo de la rigidez torsional de un chasis se obtiene teniendo en cuenta que la estructura debe ser una base rígida para la suspensión y que permite que las cargas laterales se distribuyan adelante y atrás proporcionalmente con la resistencia al vuelco de la suspensión. Comparando la resistencia al vuelco de la suspensión delantera y la suspensión trasera con la rigidez torsional del chasis, el valor de la rigidez debe resistir

aproximadamente la diferencia entre las tasas de vuelco delantera y trasera. La rigidez torsional estructural del chasis se define por el desplazamiento que se genera al aplicar una carga en torsión pura y se expresa en Nm/grado de rotación. (Miliken, 1995)

Centro de gravedad

El centro de gravedad de un vehículo es el punto donde se concentran y se pueden estudiar todas las fuerzas que actúan en el vehículo, este punto es atraído con más fuerza hacia el centro de la tierra que el resto del auto. La zona ideal donde un auto puede llevar este punto de gravedad es exactamente en medio de las cuatro llantas del auto y lo más pegado al suelo posible, de esta manera el auto será atraído al centro de la tierra de forma equilibrada y tendrá mayor estabilidad. (Medina G., 2015)

Existe una pequeña variación del centro de gravedad al momento de conducir, esta variación produce cierta inestabilidad cuando el auto está muy separado del piso y la suspensión está muy arriba, además se produce una pequeña inercia hacia adelante cuando se frena y hacia atrás cuando se acelera, lo que modifica constantemente el centro de gravedad. Esto ocurre regularmente en los coches a todo terreno. (Medina G., 2015)

Peso Ligero o bajo

Los coches de carreras buscan ser más ligeros, ya que a menor peso pueden generar más potencia. Existen distintas formas de atacar este problema, por ejemplo, teniendo una adecuada selección de componentes y/o de sujeciones, realizando diseños con análisis topológicos en los que se pueda reducir la masa de algunas piezas que se manufacturen y utilizando materiales alternativos como lo son aluminios especiales o materiales compuestos.

Estas son algunas de las maneras más comunes de reducir el peso del coche, sin embargo, existe otro elemento que en ocasiones no se considera y que tiene una gran repercusión en la dinámica del vehículo, la altura del centro de gravedad. Esta altura es un elemento que se puede modificar “fácilmente”, dependiendo de cómo se coloquen todos los elementos dentro del coche. Entre más abajo se coloquen los elementos más

pesados del coche, más abajo se localizará el centro de gravedad y con esto se mejorará la estabilidad del automóvil.

Transferencia de carga

La transferencia de carga es otro factor que tiene una influencia importante en la maniobrabilidad y puede modificarse con el propósito de mejorar el comportamiento y rendimiento del automóvil.

La transferencia de carga lateral es causada por la fuerza centrífuga que actúa a través del centro de gravedad y es resistido por la adherencia de las llantas, lo que resulta en una fuerza que eleva la llanta interior aumentando el peso la llanta exterior. Debido a que la posición del centro de gravedad se encuentra por encima del suelo, se genera una aceleración lateral durante el giro en régimen estacionario en consecuencia se genera una fuerza de reacción que actúa sobre el centro de gravedad.

Al tomar una curva esta transferencia también se produce de forma lateral favoreciendo que se produzca un sobreviraje o subviraje en nuestra conducción.

En el caso de la transferencia de carga longitudinal consiste en la transferencia del peso hacia la parte delantera o trasera del vehículo. Esto ocurre cuando se acelera y la parte delantera del vehículo se eleva y la trasera desciende, transfiriendo el peso al eje trasero del vehículo. También se produce de manera contraria, al frenar la parte delantera del vehículo tiende a descender y la trasera a levantarse, transfiriendo el peso hacia el eje delantero que tendrá que soportar todo el peso del vehículo. (EuroTaller, 2016)

Requerimientos dinámicos

El comportamiento de un coche en pista mejora con el incremento de la rigidez del chasis, la rigidez junto con el peso son los factores principales para el diseño del chasis. La dificultad de optimizar estos factores radica en que el incremento de rigidez supone en muchos casos un incremento de peso y de costos.

La rigidez es una de las propiedades más importantes de un vehículo, existen muchas razones por las cuales es preferible tener una alta rigidez ya que la carencia de rigidez puede afectar la distribución de transferencia de carga lateral, además puede permitir desplazamientos en las sujeciones de suspensión, lo que modifica la cinemática de la suspensión y puede desencadenar efectos dinámicos no deseados como fenómenos de resonancia o vibraciones. (Calvo R.)

La rigidez de un chasis va directamente relacionada con el peso del automóvil, por lo que es necesario conocer previamente el peso aproximado del auto con todos sus componentes, así mismo puede ser de gran utilidad conocer el valor de rigidez torsional de otros autos como referencia al plantear un valor objetivo.

Vehículo	Rigidez torsional de chasis [Nm/grado]
Fórmula SAE	1000-5000
Automóvil de pasajeros	5000-20000
Automóvil de la Copa Winston	15000-30000
Automóvil Deportivo	15000-40000
Fórmula 1	10000-100000
VW Panto	37000
Porsche Cayena	36900
Lamborghini Murciélagos	20000
Ferrari 360 Módena	14700

Tabla 3.1. Comparación de chasis de autos de carreras

La rigidez torsional es el parámetro que describe el adecuado desempeño dinámico del chasis, asimismo es el caso de carga más crítico por lo que si se cumple con tener un valor de rigidez torsional alto, seguramente también tendrá alta rigidez a flexión lateral y vertical. Es por esta razón que para este trabajo solo se realizará la simulación de este caso, como parte del estudio de la dinámica del chasis.

Prueba de rigidez torsional

Para realizar la prueba que mide la rigidez torsional se fija el marco en la parte trasera y se aplica un par en la suspensión delantera de la siguiente manera: el lado derecho se mantiene fijo como pivote de la estructura y sobre el lado izquierdo se aplica una fuerza vertical. Esta prueba simula que el vehículo sube a una banqueta con una sola rueda.

En la industria se tiene bancos de prueba para realizar esta prueba, estos bancos deben ser mucho más rígidos que el chasis. En el caso del equipo de la UNAM, se diseñaron estructuras para sujetar al chasis a través de los brazos de suspensión y al mismo tiempo estas estructuras se empotran al piso. También se diseña una estructura adicional para aplicar las cargas en la suspensión que queda libre.

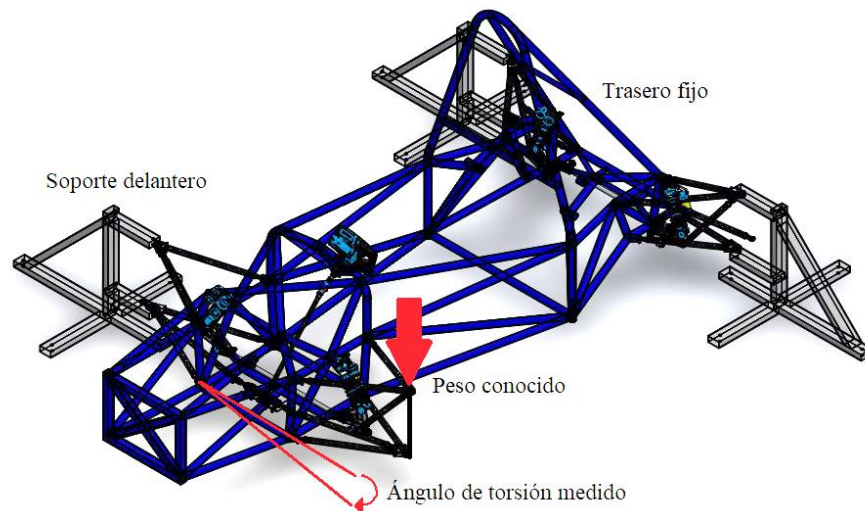


Figura 3.5. Prueba para medir la rigidez torsional

La cantidad de torsión que se transfiere al chasis se puede controlar por medio de la masa colgante. Para las simulaciones se aplica una carga de 200N y se realizan varias iteraciones hasta aplicar 3000N

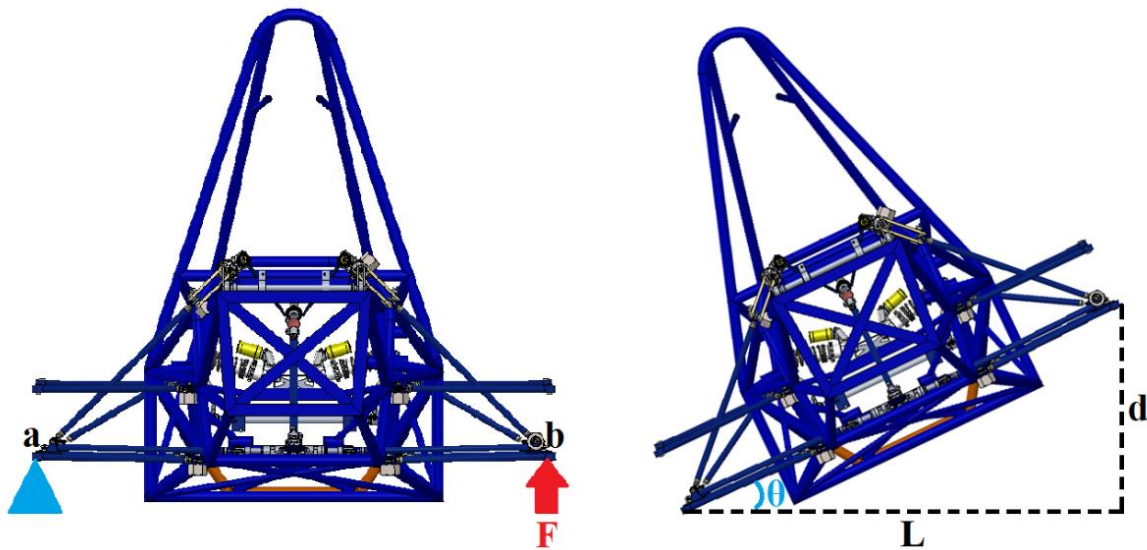


Figura 3.6. Datos para calcular la rigidez torsional

El par T , transferido desde la suspensión al marco es:

$$T = F * L = mgL \text{ [Nm]}$$

T =Par generado [N m]

F =Fuerza aplicada [N]

L =Entrevía del vehículo [m]

m =Masa [kg]

g =Gravedad [m/s^2]

Se aplica la masa y se toma la medida de la diferencia de alturas entre el punto a y b

$$d = |a - b|$$

d =Desplazamiento máximo [m]

a =Punto empotramiento de la suspensión delantera[m]

b=Punto de aplicación de carga [m]

El ángulo de torsión del marco se calcula a partir de:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{|a - b|}{L} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{d}{L} \right) [deg]$$

θ =Ángulo de deformación en [deg]

La rigidez torsional se mide con la siguiente fórmula:

$$R_T = \frac{T}{\theta} = \frac{FL}{\tan^{-1} \left(\frac{|a - b|}{L} \right)} = \frac{mgL}{\tan^{-1} \left(\frac{d}{L} \right)} [N \text{ m/deg}]$$

R_T =Rigidez torsional del chasis [N m/]

Con los resultados de la simulación se puede conocer el peso que puede soportar la estructura a torsión antes de que la deformación sea permanente. Para las pruebas físicas que se han realizado en años anteriores se aplica una carga 120kg en intervalos de 10kg y 25kg.

Para medir el desplazamiento al aplicar la carga se utilizan 3 micrómetros de carátula en distintas posiciones sobre un plano que se genera entre el empotramiento de la suspensión derecha y la aplicación de la carga en la suspensión izquierda, en posiciones distintas a lo largo de la suspensión izquierda

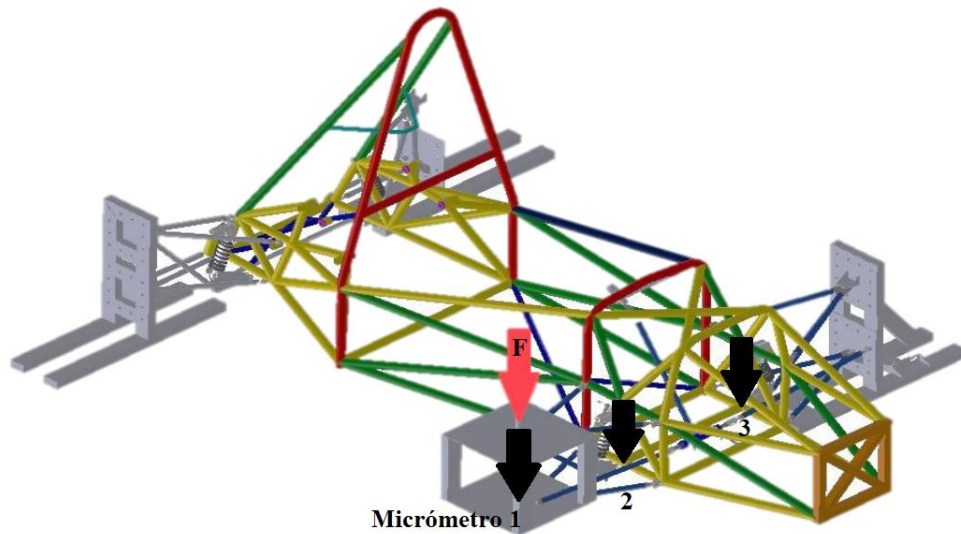


Figura 3.7. CAD de la prueba física de rigidez torsional 2016 con la posición de los micrómetros

Objetivo de la rigidez torsional

La rigidez torsional es el parámetro que se utiliza para medir que tan bueno será el comportamiento dinámico del chasis, se le da más relevancia a este caso ya que es el caso más crítico que podría afectar a la estructura. El valor objetivo de rigidez torsional para el prototipo 2017 es de $3000\text{Nm}/^\circ$.

CAPÍTULO 4

Análisis por elementos finitos

El objetivo principal de este capítulo es presentar los conceptos básicos de los análisis de elementos finitos y de las simulaciones de resistencia a choques estructurales.

En el ámbito de la ingeniería asistida por computadora CAE, el análisis por elementos finitos, FEA por sus siglas en inglés *Finite Element Analysis*, es una herramienta empleada para resolver diversos problemas del ámbito ingenieril. Estos análisis se basan en un método numérico general para la aproximación a soluciones de ecuaciones diferenciales parciales. Los análisis por elementos finitos están pensados para utilizarse en el diseño y la mejora de productos que se asocian a problemas físicos sobre geometrías. A grandes rasgos, el proceso de un análisis por elementos finitos consiste en fraccionar una geometría en elementos pequeños llamados elementos finitos.

El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se encuentran una serie de puntos representativos llamados nodos. Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama malla.

Los cálculos se realizan sobre una malla de nodos, que a su vez sirve para discretizar el dominio en elementos finitos. La generación de la malla se realiza en una etapa previa a los cálculos que se denomina preproceso. En general, el FEA de cualquier problema de campo se divide en tres etapas. A continuación, se explica de forma general los pasos que se requieren en el análisis de elemento finito:

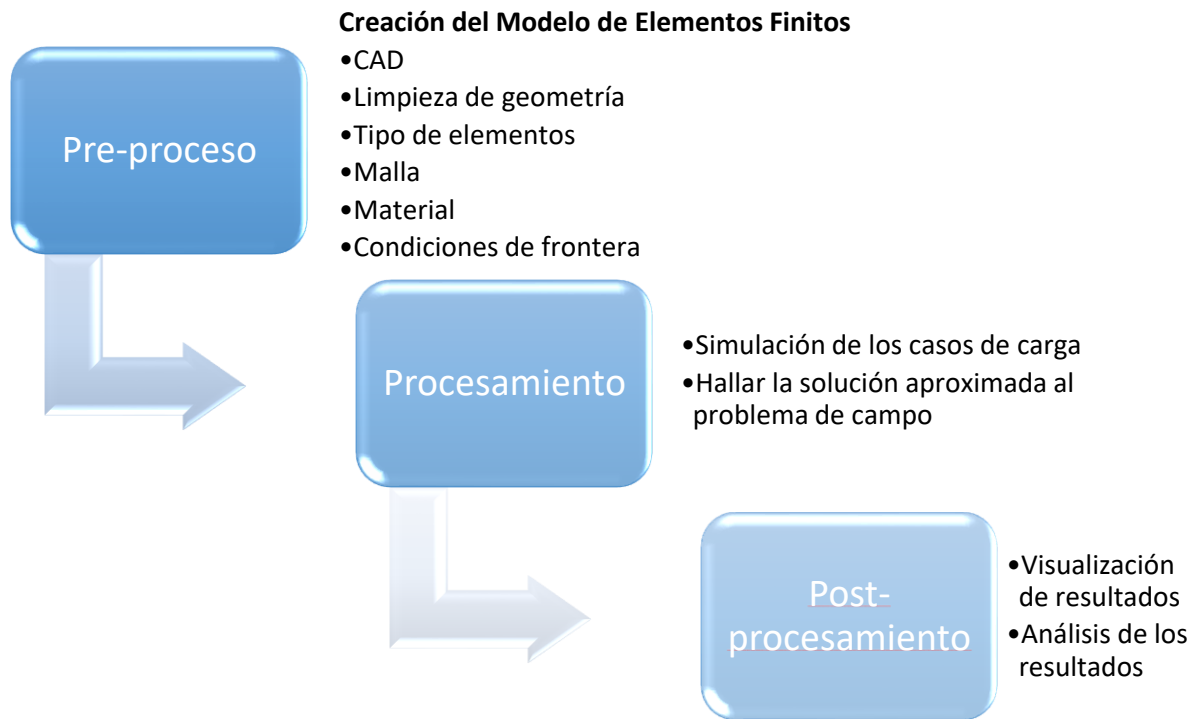


Figura 4.1. Secuencia para realizar un análisis de elementos finitos

En los últimos años se ha visto un gran aumento en la aplicación de software para resolver problemas relacionados con la industria automotriz y aeroespacial. Dentro de la industria automotriz se han utilizado los softwares de FEA para la simulación de fenómeno de choque y de resistencia estructural.

Gracias a los análisis de elementos finitos se ha logrado mejorar el rendimiento estructural de la resistencia a choques, por consecuencia, han aumentado los estándares de seguridad. La simulación de seguridad de los ocupantes ofrece resultados razonablemente precisos lo que ahorra mucho tiempo de prueba y tiempo de ciclo de diseño en general.

Análisis implícito y explícito

Los métodos implícitos y explícitos son enfoques utilizados en el análisis numérico para obtener aproximaciones numéricas a las soluciones de ecuaciones diferenciales ordinarias y parciales que dependen del tiempo. El enfoque implícito se utiliza en problemas en los que la dependencia de la solución en el tiempo no es un factor importante, como la estática, mientras que el enfoque de dinámica explícita es más útil para resolver problemas dependientes del tiempo de alta deformación, como impactos. (Altair University, 2018)

Análisis estático-lineal

En el análisis lineal, el solucionador de FEA siempre seguirá una línea recta desde la base al estado deformado. En términos de comportamiento de material lineal, ($\sigma = \epsilon E$), es la ecuación de una recta ($y = m x$) que pasa por el origen. “E”, el módulo elástico, es la pendiente de la curva y es una constante. En la vida real, después de cruzar el punto de fluencia, el material sigue una forma no lineal curva, pero los solucionadores siguen la misma línea recta. Los componentes se rompen en dos piezas separadas después de cruzar el último punto de tensión, pero el análisis lineal basado en software nunca muestra fallas en este modelo. Muestra una única parte ininterrumpida con una zona de color rojo en la ubicación de la falla. Un analista tiene que concluir si el componente es seguro o ha fallado al comparar el valor máximo de tensión con esfuerzo de fluencia o esfuerzo último.

Para realizar un análisis estático se deben cumplir dos condiciones:

1. La fuerza aplicada debe ser estática, es decir no debe existir una variación con respecto al tiempo, a este tipo de carga también se le conoce como peso muerto.

$$\frac{dF}{dt} = 0$$

2. Debe existir un equilibrio de condiciones

$$\sum F + \sum M = 0$$

Un modelo estático debe cumplir esta condición en todos y cada uno de los nodos, por lo que la suma de fuerzas externas y momentos del modelo completo es igual a las fuerzas de reacción y los momentos.

La ecuación completa por resolver en un análisis lineal estático es

$$F = K * u$$

Donde F es el vector de todas las fuerzas y momentos externos aplicados, K es la matriz de rigidez del modelo en función del material y las propiedades geométricas (en un análisis lineal K es constante) y u es el vector de desplazamiento nodal. Se debe tener en cuenta que ninguno de los términos de la ecuación depende del tiempo o del desplazamiento.

Análisis dinámicos

Se utiliza un análisis dinámico explícito para determinar la respuesta dinámica de una estructura debido a la propagación de la onda de esfuerzo, al impacto o al cambio rápido de las cargas dependientes del tiempo. El intercambio de impulso entre los cuerpos en movimiento y los efectos inerciales suelen ser aspectos importantes del tipo de análisis que se realiza. Este tipo de análisis también se puede utilizar para modelar fenómenos mecánicos que son altamente no lineales. (Altair University, 2018)

Los análisis dinámicos sirven para encontrar deformación, tensión y capacidad de absorción de energía de varios componentes estructurales de un vehículo que golpea un objeto estacionario o en movimiento. Se dice que el componente es seguro si resiste al impacto y si cumple con los objetivos de tensión plástica y objetivos energéticos. Las pruebas de choque son necesarias para calcular la energía de absorción de este componente durante un choque.

Tipos de no linealidad

Existen tres fuentes básicas de no linealidad: no linealidad geométrica, no linealidad material y no linealidad de contacto.

- Las no linealidades geométricas pueden estar relacionadas con grandes deformaciones y grandes desplazamientos. La no linealidad geométrica tiene en cuenta que la sección transversal de la geometría puede cambiar como resultado de una gran deformación, donde, como en el análisis estático lineal, la sección transversal se considera constante.
- La no linealidad material está asociada con el comportamiento inelástico de un componente o sistema. Se producen cuando el esfuerzo supera el límite de elasticidad o la ley de Hooke no es lineal, o cuando las propiedades del material cambian con las cargas aplicadas. El material ya no se comportará de forma lineal. Las causas de la no linealidad del material pueden ser deformaciones permanentes, agrietamiento y fallas.
- La no linealidad de contacto surge cuando las condiciones de contorno en un modelo de elementos finitos cambian durante el curso del análisis como colisiones a alta velocidad e impacto. Las condiciones de los límites podrían agregarse o eliminarse del modelo debido a la no linealidad de los límites a medida que el análisis avanza

Los eventos con escalas de tiempo de menos de 1 segundo se simulan de manera eficiente con este tipo de análisis.

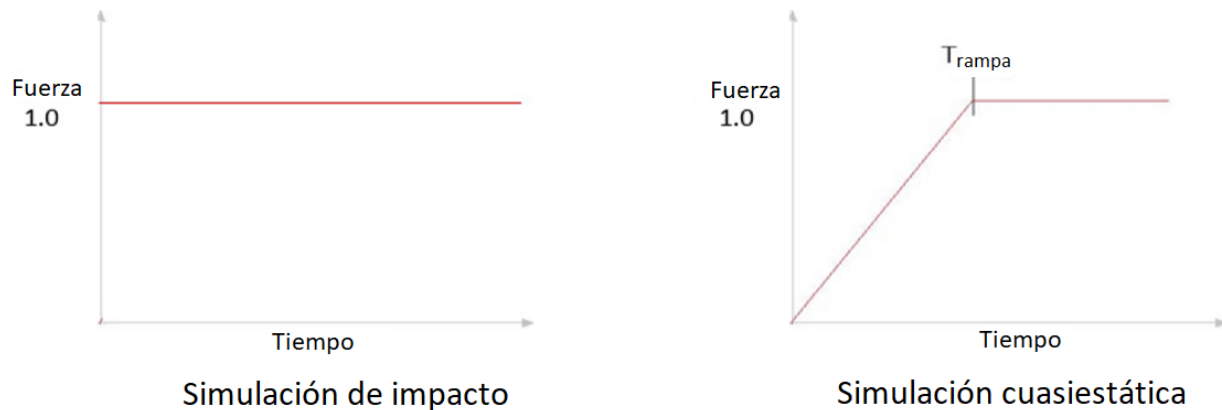
Análisis dinámico/impacto vs Cuasiestático

La diferencia entre estos dos tipos de simulación depende de aplicación de la carga como se muestra en las siguientes gráficas. En un análisis cuasiestático se aplica una carga repentinamente como una entrada escalonada, esta resultará en un desplazamiento dos veces mayor que el desplazamiento estático del sistema.

Se le conoce como simulación cuasiestática cuando se utilizan cargas dinámicas en un análisis que producirá un resultado estático. El resultado obtenido será estático o cercano

al caso estático si el tiempo de aceleración es lo suficientemente grande, es decir si la pendiente de la rampa no es demasiado pronunciada para obtener un resultado cercano igual al de la simulación dinámica.

El término cuasiestático se utiliza para representar un proceso dinámico lento en lugar de un proceso dinámico rápido.



Gráfica 4.1. Fuerza -Tiempo de una simulación explícita (izquierda) y implícita (derecha)

Fenómeno de impacto

El chasis de un automóvil tiene una gran importancia en una colisión, ya que depende de la estructura que las fuerzas a las que está sometido el automóvil no afecten al piloto. Por esta razón el chasis debe ser rígido para soportar las fuerzas a las que puede estar expuesto, como son las fuerzas estáticas debidas a los pesos de los componentes del vehículo y del piloto, las fuerzas dinámicas provocadas por aceleraciones y deceleraciones, y las fuerzas aerodinámicas debidas al rozamiento con el aire en la marcha del vehículo, entre otras.

La gravedad de un accidente no está determinada por la velocidad del vehículo previa a la colisión, sino por el cambio de velocidad que el vehículo experimenta y por la rapidez con la que se produce este cambio, es decir la deceleración, que viene determinada por la masa y la rigidez de los objetos que colisionan entre sí. (Pérez, 2009)

Antes del impacto el vehículo tiene una energía cinética dada por su masa (m) y su velocidad (v):

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2$$

Para detener el vehículo por completo, el impacto debe disipar toda esta energía. Teniendo en cuenta el principio de conservación de energía que dice “*la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma*”, en una colisión parte de esa energía es absorbida por el vehículo que impacta, transformándose en energía de deformación del vehículo, y la otra parte es absorbida por el objeto golpeado. Cuando el objeto golpeado es muy rígido, como una barrera de concreto, toda la energía debe ser absorbida por el vehículo. (Pérez, 2009)

El ocupante del vehículo está en peligro si toda la energía cinética no es absorbida por la estructura y el habitáculo comienza a deformarse. También se puede dar el caso en el que el habitáculo es muy rígido y las fuerzas de la colisión provocan deceleraciones tan grandes en el piloto que pueden ocasionar lesiones de gravedad. (Instituto de investigaciones sobre reparación de vehículos, 2003)

Para prevenir daños al piloto en un impacto, se busca tener elementos que asuman la responsabilidad de detener el golpe, absorbiendo la energía del choque antes de que entre en contacto con la estructura o el habitáculo, de manera que se aminoren las consecuencias que sufre el piloto.

Por esta razón se añaden atenuadores de impacto que tienen la función de absorber energía en una colisión. El atenuador de impacto frontal se posiciona frente al mamparo delantero, encargándose de amortiguar el golpe al deformarse como un acordeón.

Sistema de coordenadas y unidades

Los softwares de CAD utilizan un sistema de coordenadas con orígenes. Un origen se puede utilizar como un punto de posición que ayuda a orientar la perspectiva de los ejes.

Antes de comenzar el diseño del prototipo, se debe determinar la orientación del sistema de coordenadas, con el fin de que todos los componentes del auto sean colocados con respecto al mismo sistema. La orientación del sistema de coordenadas que se utiliza comúnmente es el siguiente.

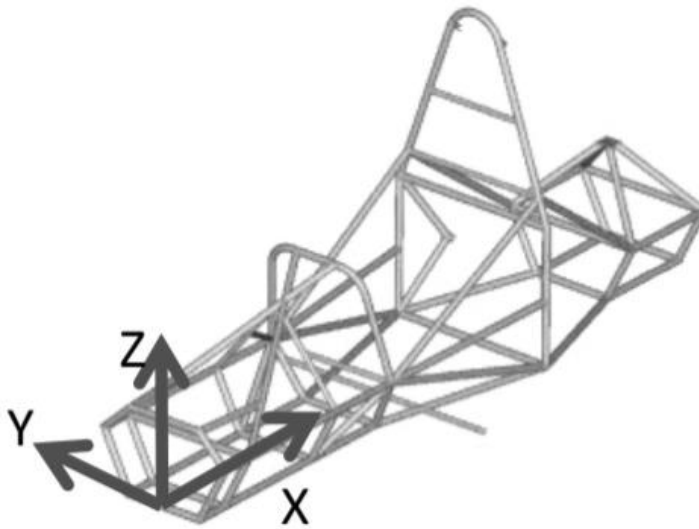


Figura 4.2. Sistema coordenado de un automóvil

Todas las simulaciones que se presentan en este trabajo utilizan el mismo sistema de coordenadas, el eje X el que define la dirección principal del vehículo al estar situado a lo largo de su eje longitudinal, el eje Y queda de forma perpendicular al vehículo y el eje Z define la altura del vehículo siendo $z=0$ el plano del suelo.

También se debe considerar que los softwares de elemento finito no cuentan con unidades propias el usuario debe ingresar las unidades en las que le sea más favorable trabajar. En este trabajo se utilizaron las siguientes unidades:

Unidades	
Longitud	milímetro
Masa	Tonelada (Ton)
Tiempo	segundo
Fuerza	Newton
Energía	mili Joule
Densidad	Ton/mm ³
Esfuerzos	N/mm ² =MPa

Tabla 4.1. Sistema de unidades utilizado

Preproceso análisis cuasiestático

El diseño asistido por computadora CAD, es una herramienta computacional que sirve como ayuda para realizar y visualizar el diseño tridimensional del prototipo. El modelo en CAD es de gran utilidad no solo para la manufactura, sino también para realizar análisis de la estructura y de las piezas que estén sometidas a cargas externas.

Para garantizar el éxito de las simulaciones es necesario evaluar el modelo CAD, el cual necesita ser modificado previamente a su exportación hacia el software de simulación. La preparación del modelo tiene la finalidad de generar una malla la cual es un modelo discretizado que será utilizado por el software para resolver las ecuaciones de la física pertinente en el modelo que se desea simular. Esta preparación es importante porque cerca del 90% del tiempo se invierte en esta etapa y las decisiones que se tomen van a repercutir en el desarrollo de la simulación.

Las modificaciones más recurrentes pueden ser: cambiar chapas finas y volumétricas por elementos 2D llamados *SHELL* (cáscaras), también es común que barras volumétricas sean simplificadas en elementos 1D *BEAMS* (vigas). La finalidad de estos cambios es disminuir el número de elementos en el análisis, permitiendo que el caso sea estudiado con menor costo computacional.

Otras modificaciones muy comunes son la sustitución de roscas, pernos o algunos elementos de sujeción, por contactos que son una solución numérica del método. Las soldaduras también se remueven y se simplifican por medio de contactos o mallas continuas. Finalmente, los elementos de fijación se simplifican por medio de juntas.

En el caso del equipo de la UNAM, se utiliza SolidWorks como software de CAD. Al finalizar con el modelo del chasis se debe exportar la geometría en formato IGES o STEP para continuar con el preproceso en el software de CAE. La geometría que se exporta solamente incluye la estructura, es decir no contempla tornillos, tuercas ni elementos de sujeción.

Superficie media y Limpieza de superficie

La preparación del modelo para la generación de la malla es importante para facilitar y optimizar la etapa de generación de la malla, de modo que la discretización sea hecha con calidad.

Antes de generar la malla es necesario contar con una superficie continua y cerrada, por lo cual se debe limpiar la geometría del chasis. La limpieza del chasis comienza desde que se importa la geometría generada en el software de CAD. Como se explicará más adelante el chasis se malla con elementos 2D, por este motivo se realiza una superficie media, es decir se genera una nueva superficie entre el espesor de los tubos que componen la estructura. Cada superficie de tubo debe estar completamente unida al tubo consecuente o tubo que atraviese, es decir se debe corroborar que no existan superficies libres.

Malla

Al generar la malla del modelo, se debe analizar el nivel de detalle de esta, con el objetivo de garantizar que el análisis sea realizado adecuadamente. Para mallar estructuras tubulares se recomienda utilizar elementos BEAM que son elementos 1D o con elementos SHELL en 2D. En este trabajo se utilizarán elementos SHELL ya que se puede obtener

más información, además de que la malla será utilizada posteriormente para el análisis de impacto frontal.

Un elemento SHELL se define por una superficie media curvada y un espesor h , se utilizan estos elementos debido a que el espesor de los tubos es delgado en comparación con las dimensiones de la estructura. Estos elementos tienen una membrana en donde la deformación por flexión y cortante y la tensión normal, a través del espesor, es siempre cero. Un elemento SHELL es el elemento más común; un modelo completo de choque de automóvil está hecho de al menos 90% de elementos de cáscara. (Altair Engineering, 2017)

La malla tiene un tamaño de elemento entre 3 a 5, los elementos que se utilizarán son elementos quad (cuadrados) y elementos trias (triángulos equiláteros). Se recomienda que toda la malla se malle con elementos quads y en las zonas donde existe intersección de dos o más tubos en la estructura se pueden utilizar elementos trias siempre y cuando no pasen del 5% del total de los elementos, ya que el exceso de este tipo de elementos puede ser reflejado como un aumento en la rigidez.

Una buena malla es aquella que presenta elementos poco distorsionados y deformados. Sin embargo, la calidad del elemento es un parámetro relativo ya que la solución del problema siempre será una aproximación y depende de lo que se quiere analizar. Queda a juicio del analista los parámetros de la calidad de malla, esto es que tanto pueden estar los elementos previamente deformados antes de realizar las simulaciones. Por esta razón la calidad de malla "correctas" pueden variar mucho, como se ilustra en la siguiente tabla, donde el rango entre "OK" y "muy pobre" es bastante amplio. (Altair Engineering, 2017)

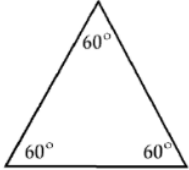
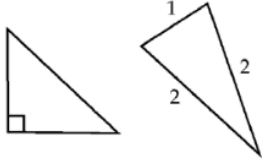
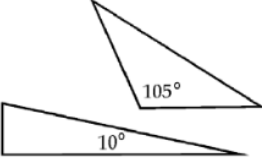
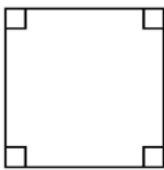
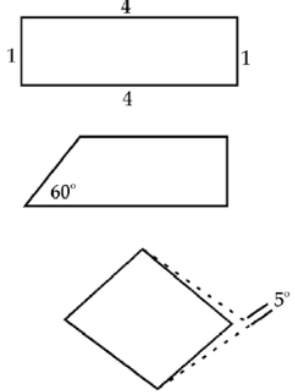
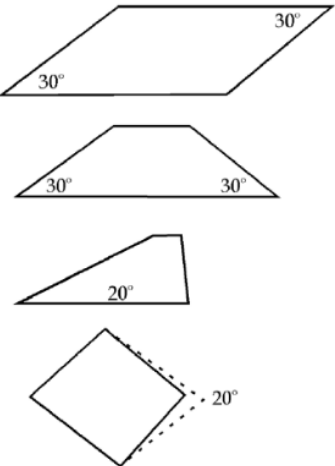
BUENO	OK	MUY POBRE
		
		

Tabla 4.2. Calidad de elementos bidimensionales

Los parámetros que más relevantes al revisar la calidad de malla son la oblicuidad o sesgo (skewness), deformación en elementos bidimensionales (warpage), relación de aspecto (aspect ratio) y el Jacobiano de cada elemento.

Skewness

Sesgo para el elemento triangular = 90° menos el ángulo mínimo entre las líneas desde cada nodo hasta el lado medio opuesto y entre los dos lados medios adyacentes en cada nodo del elemento

Sesgo para el elemento cuadrilátero = 90° menos el ángulo mínimo entre las dos líneas que unen los lados medios opuestos del elemento (α).

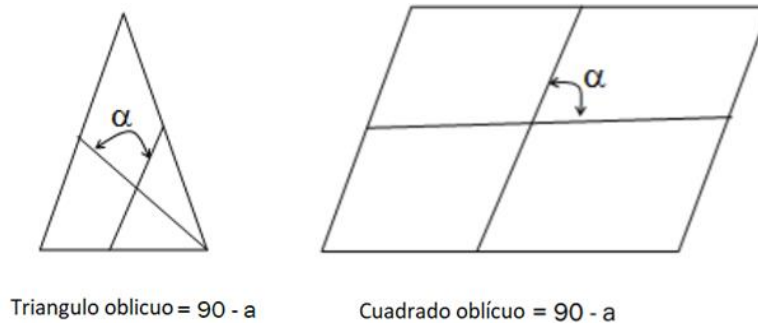


Figura 4.3. Oblicuidad en elementos SHELL

Relación de aspecto

La relación de aspecto en elementos bidimensionales se calcula dividiendo el lado de longitud máxima de un elemento por el lado de longitud mínima del elemento. La verificación de la relación de aspecto se realiza de la misma manera en todas las caras de los elementos tridimensionales.

$$\text{Relación de aspecto para SHELL} = \frac{\text{longitud máxima del borde del elemento}}{\text{longitud mínima del borde del elemento}}$$

Warping

Se define como el ángulo entre las normales a dos planos formados al dividir el elemento cuadrado a lo largo de las diagonales. El ángulo de deformación no es aplicable para elementos triangulares. El ángulo máximo de los dos ángulos posibles se denomina ángulo de deformación (warp angle).

Ángulo de deformación: el ángulo de deformación es el ángulo fuera del plano

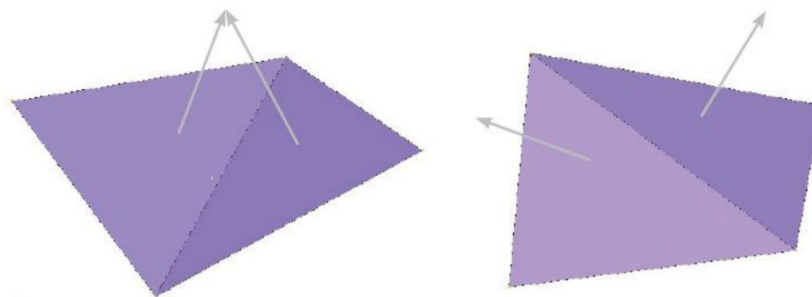


Figura 4.4. Warpage de elementos SHELL

Jacobiano

En términos simples, el jacobiano es un factor de escala que surge debido a la transformación del sistema de coordenadas. Los elementos se transforman de coordenadas globales a coordenadas locales (definidas en el centroide de cada elemento), para tiempos de análisis más rápidos. (Altair Engineering, 2017)

Parámetro de calidad	Valor ideal	Aceptable
Skewness	0°	<45°
Relación de aspecto	1	<5
Warpage	0°	<10°
Jacobiano	1	>0.6

Tabla 4.3. Parámetros de calidad de malla

Preproceso de un análisis de impacto con Radioss

Al realizar un análisis de impacto se requieren parámetros distintos a los que se utilizan en un análisis lineal estático. El preproceso es un poco más extenso ya que se debe tener más consideraciones y agregar datos a los materiales que se utilizan. En la Figura 4.5 se explica de forma breve como se realiza el preproceso de las simulaciones.

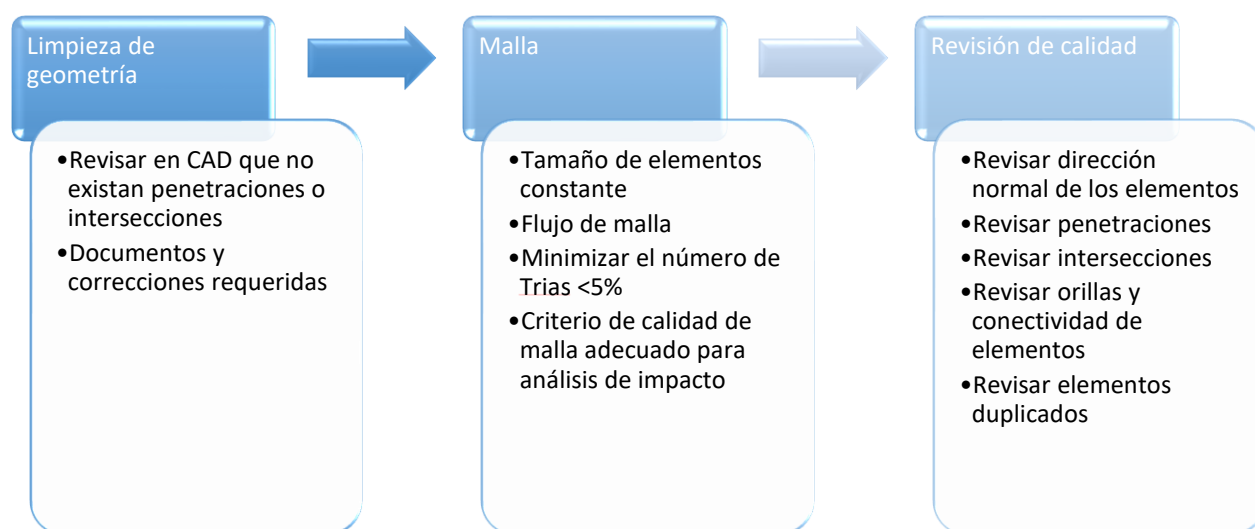


Figura 4.5. Preproceso de una simulación de impacto. (Olivares, 2016)

Malla para análisis de impacto

Para el análisis de impacto, el tipo de elemento preferido es Hexa cuando se usan elementos 3D, los elementos de Shell se usan para el modelado 2D (como en el caso de este análisis). Se deben evitar los elementos quad rotativos o la formación de elementos de diamante.

Parámetro de calidad	Min/Max. Permitido
Longitud de lado mínimo	5 mm
Radio de aspecto máximo	5
Ángulo Quad mínimo	45°
Ángulo Quad máximo	140°
Ángulo Tria mínimo	30°
Ángulo Tria máximo	120°
Ángulo de deformación máximo	15°
Jacobiano mínimo	0.7

Tabla 4.4. Parámetros de calidad de malla para elementos 2D (Olivares, 2016)

Materiales

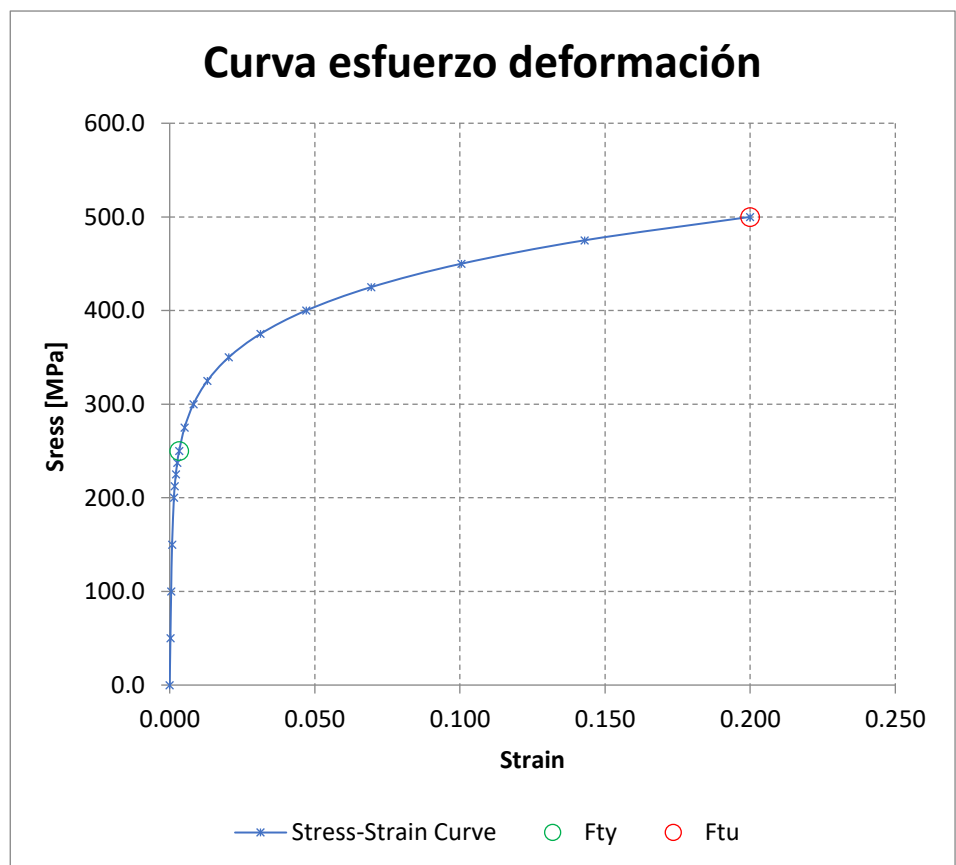
Los materiales que se utilizan en los análisis dinámicos son modelados de manera distinta, como se ha mencionado previamente en un caso cuasiestático la parte plástica de un material no tiene relevancia, ya que se busca permanecer en rango elástico del material. En el caso de los análisis dinámicos si se requiere de la curva esfuerzo-deformación tanto de la parte lineal como la no lineal. En la paquetería de CAE ya incluye librerías de los materiales más utilizados, se tiene que seleccionar adecuadamente dependiendo del tipo de análisis. En los análisis de este trabajo se utilizarán dos materiales modelados como materiales elastoplásticos, en los que la tensión es linealmente dependiente de la deformación hasta que se supera el límite elástico. Cuando esto ocurre, el material entra en plasticidad y desaparece la linealidad entre tensión y deformación, experimentando grandes deformaciones lo cual contribuye a absorber la energía del impacto.

Acero ASTM-A36

Material		ASTM A36 Steel	
Módulo de elasticidad	E	200000	MPa
Esfuerzo último	Ftu	500	N/mm2
Esfuerzo de fluencia	Fty	250	N/mm2
Deformación a la fractura	ϵ máx.	20	%
Coefficiente de Poisson	ν	0.3	-
Densidad	ρ	7.85x10-6	Kg/mm3

Tabla 4.5. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36

σ (MPa)	ϵ
0.0	0.00000
50.0	0.00025
100.0	0.00050
150.0	0.00082
200.0	0.00146
212.5	0.00174
225.0	0.00212
237.5	0.00261
250.0	0.00325
275.0	0.00514
300.0	0.00819
325.0	0.01300
350.0	0.02034
375.0	0.03124
400.0	0.04703
425.0	0.06941
450.0	0.10051
475.0	0.14297
500.0	0.20000



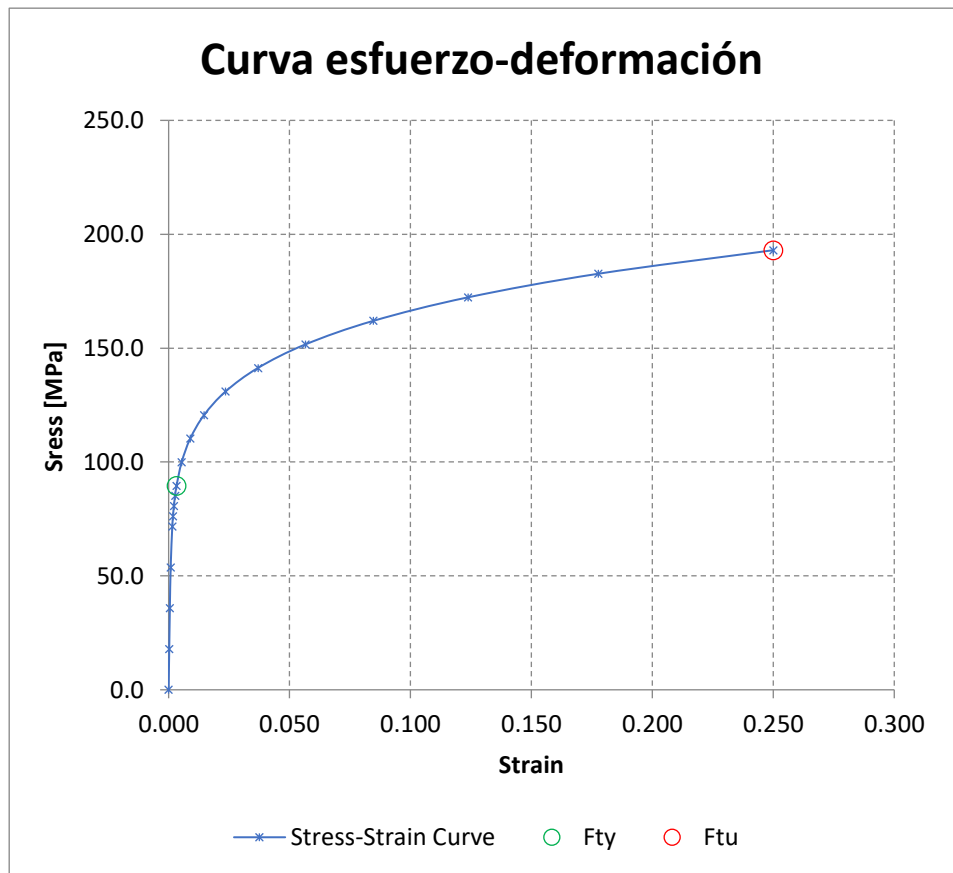
Gráfica 4.2. Esfuerzo-deformación del Acero ASTM A-36

Panal de abejas (Honeycomb) de Aluminio 5052-O

Material		Al 5052-O	
Módulo de elasticidad	E	70300	MPa
Esfuerzo último	Ftu	193	N/mm2
Esfuerzo de fluencia	Fty	89.6	N/mm2
Deformación a la fractura	ϵ máx.	25	%
Coefficiente de Poisson	ν	0.33	-
Densidad	ρ	2.68x10-6	Kg/mm3

Tabla 4.6. Propiedades mecánicas del aluminio 5052-O

σ (MPa)	ϵ
0.0	0.00000
17.9	0.00023
35.8	0.00047
53.8	0.00077
71.7	0.00141
76.2	0.00170
80.6	0.00207
85.1	0.00254
89.6	0.00315
99.9	0.00525
110.3	0.00878
120.6	0.01448
131.0	0.02336
141.3	0.03675
151.6	0.05638
162.0	0.08445
172.3	0.12370
182.7	0.17751
193.0	0.25000



Gráfica 4.3. Esfuerzo-deformación del Aluminio 5052-O

Velocidad inicial

La velocidad se aplica a todos los nodos del chasis o de los elementos que se quiera impactar, en el software de HyperCrash existe el comando llamado "Initial Velocity" al que se le asignara una velocidad de 60km/h en dirección -X.

Gravedad

Se ha caracterizado el efecto de la gravedad imponiendo una aceleración en dirección vertical Z y sentido hacia abajo. La gravedad se aplica a todos los nodos del vehículo mediante el comando llamado "Gravity Load". El valor de la aceleración se introduce como una función del tiempo, en este caso toma el valor constante de $9.81 \times 10^3 \text{ mm/s}^2$

Acelerómetros

Un acelerómetro es un dispositivo que se instala en puntos específicos de la geometría para medir las aceleraciones en distintas zonas, por ejemplo, el frontal del vehículo o los asientos. En la simulación de impacto se han colocado 2 acelerómetros, uno en el lugar donde se encuentra el centro de gravedad del piloto y otro en la parte frontal del chasis, en el centro del mamparo delantero, En el caso de impacto con atenuador, se colocó un tercer acelerómetro en la parte frontal del atenuador de impactos.

Con los acelerómetros se busca obtener resultados sobre los gradientes de aceleración que sufre la estructura y el piloto, con el fin de observar los daños que puede sufrir cada parte analizada.

Un acelerómetro lleva asociado un sistema de coordenadas local caracterizado por los ejes XA, YA, ZA. La información que recoge se registra y almacena para luego, obtener la aceleración experimentada por este acelerómetro virtual en cada uno de sus ejes como una función del tiempo.

Paredes Rígidas

Una pared rígida es una restricción nodal que permite de manera fácil definir una interfaz entre una superficie rígida y los nodos de un cuerpo deformable. Una pared rígida es un muro de retención que no cede, que es definido por el nodo maestro y un grupo de nodos esclavos.

Regiones de contacto

El contacto que se utiliza en este análisis es el tipo 7, este contacto es de propósito general y puede simular todo tipo de impacto entre un conjunto de nodos y una superficie maestra. El tipo de contacto 7 no está orientado y los nodos esclavos pueden pertenecer a la superficie maestra. Por lo tanto, esta interfaz puede simular el auto impacto, especialmente el pandeo durante un choque a alta velocidad.

Postproceso

Después de obtener los resultados la siguiente tarea es compararlos con valores de referencia, como pruebas físicas, reportes de fallas en campo, estudios previos y especificaciones técnicas de desempeño estructural. Estos valores de referencia juegan un papel importante para concluir si el diseño cumplirá con sus especificaciones de desempeño estructural.

La revisión de resultados se lleva a cabo, generalmente, con la ayuda de programas comerciales de postproceso, tales como ABAQUS, ANSYS y HYPERMESH, entre otros. En este trabajo se utilizará HyperView y HyperGraph2D para visualizar los resultados de las simulaciones.

CAPÍTULO 5

Casos de carga estáticos

En este capítulo se explican cada uno de los casos estudiados en este trabajo. Para que el estudio fuera completo se han realizado los casos de carga estáticos que normalmente se realizan durante el desarrollo del proyecto del vehículo.

Se han realizado cálculos en arco principal, arco frontal, mamparo delantero, estructura lateral de impactos y sujeciones del cinturón. De esta forma se han abarcado los casos estáticos del coche entero. Las cargas que se aplican en cada caso son basadas en las pruebas de impacto que están propuestas en las reglas de chasis alternativas de FSAE.

El tipo de análisis realizado es un estático lineal dado que las deformaciones y las tensiones son pequeñas. Por este motivo, únicamente se tiene en cuenta la parte lineal de los materiales y por tanto nunca se llegará a la plastificación.

El modelo del chasis consta de 299,449 elementos, de los cuales 5,051 son trias y el resto son quads. Todos los elementos están modelados con elementos Shell y el tamaño de malla es de 3mm.

Se agregan elementos rígidos rbe2, estos elementos sirven para generar una conexión rígida entre los nodos de un modelo. Con ayuda de los elementos rbe2 se aplicarán las cargas distribuidas en los nodos, dependiendo el caso de estudio. También sirven para modelar de manera simple los brazos de suspensión y el motor.

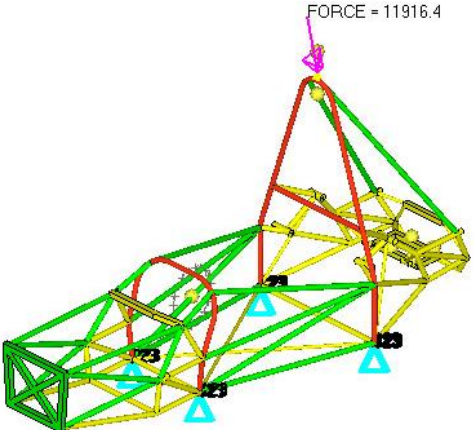
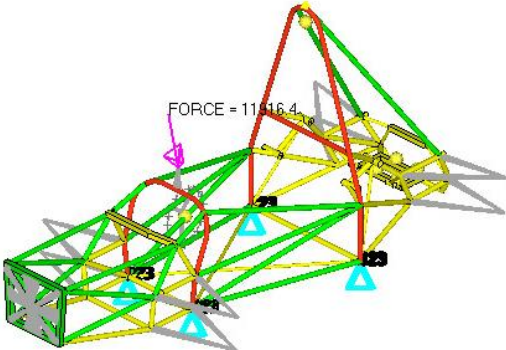
Arco Principal, Soportes Y Refuerzos De Los Soportes				
Carga aplicada	Aceleración	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Requerimientos
Fx= 6kN Fy= 5kN Fz= -9kN	4G	Parte superior de Arco Principal	Fijar desplazamientos en todas las direcciones, pero no rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco frontal y arco principal	Desviación máxima permitida: 25mm No debe haber fallas en ninguna parte de la estructura.
<p>Este caso de carga propone aplicar una fuerza en el punto más alto del arco principal simulando una volcadura.</p> <p>En la figura se muestra las condiciones de frontera que se aplicaron en el análisis. En color cian se pueden observar las restricciones de las 3 traslaciones, en color rosa se aprecia el vector resultante de las 3 cargas que se aplicaron.</p>				
Arco Frontal				
Carga aplicada	Aceleración	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Requerimientos
Fx= 6kN Fy= 5kN Fz= -9kN	4G	Parte superior de Arco frontal	Fijar desplazamientos en todas las direcciones, pero no rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco frontal y arco principal	Desviación máxima permitida: 25mm No debe haber fallas en ninguna parte de la estructura.
<p>En este análisis se muestra otro caso de volcadura, en el cual todo el peso del coche recae en el arco frontal. En la siguiente imagen se muestra las condiciones de frontera que se utilizaron en este caso.</p>				

Tabla 5.1. Casos de carga propuestos por el reglamento. Parte 1

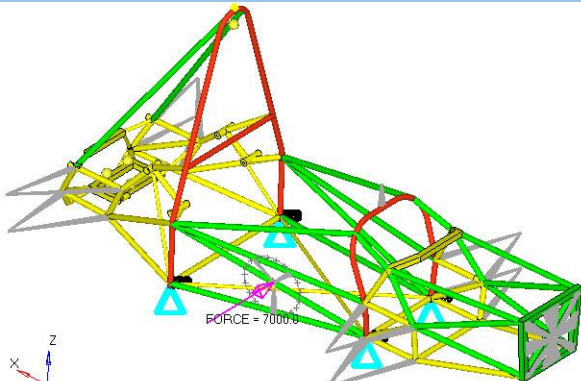
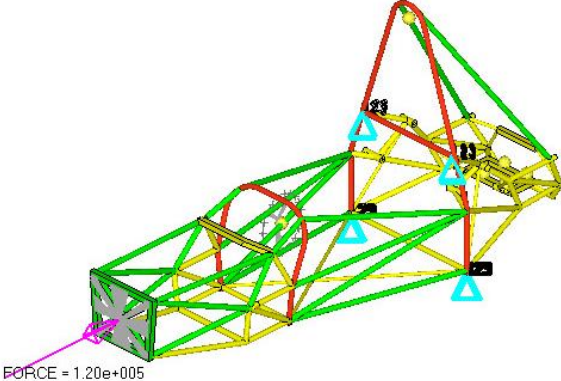
Estructura Lateral De Impactos				
Carga aplicada	Aceleración	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Requerimientos
$F_x=0\text{kN}$ $F_y= 7\text{kN}$ $F_z= 0\text{kN}$	2.3G	Toda la estructura entre el arco frontal y el arco principal de la zona de impacto lateral	Fijar desplazamientos en todas las direcciones, pero no rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco frontal y arco principal	Desviación máxima permitida: 25mm No debe haber fallas en ninguna parte de la estructura.
<p>El siguiente caso se aplica la carga entre el arco principal y el arco frontal. La carga se debe distribuir por la superposición de un círculo de 25.4mm, la distribución de la carga la generamos por medio de un elemento rígido (RBE3: multipunto constante con cero rigideces) con un nodo dependiente en el centro del círculo y los nodos independientes son todos los nodos restantes dentro del círculo.</p>				
Mamparo Delantero Y Soporte Del Mamparo				
Carga aplicada	Aceleración	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Requerimientos
$F_x= 120\text{kN}$ $F_y=0\text{kN}$ $F_z=0\text{kN}$	40G	Puntos de fijación entre el mamparo delantero y el atenuador de impacto.	Fijar desplazamientos en todas las direcciones, pero no rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco principal y los puntos donde está conectado el tubo del arnés del hombro	Desviación máxima permitida: 25mm No debe haber fallas en ninguna parte de la estructura.
<p>Este caso de carga simula un impacto frontal, como se muestra en la figura. El peso del automóvil es de aproximadamente 300kg con piloto, por lo que para un choque con una desaceleración de 1G queda representado por una carga de 3kN. En este caso de carga se aplica una carga de 120kN, lo que corresponde a una desaceleración a 40G's</p>				

Tabla 16. Casos de carga propuestos por el reglamento. Parte 2

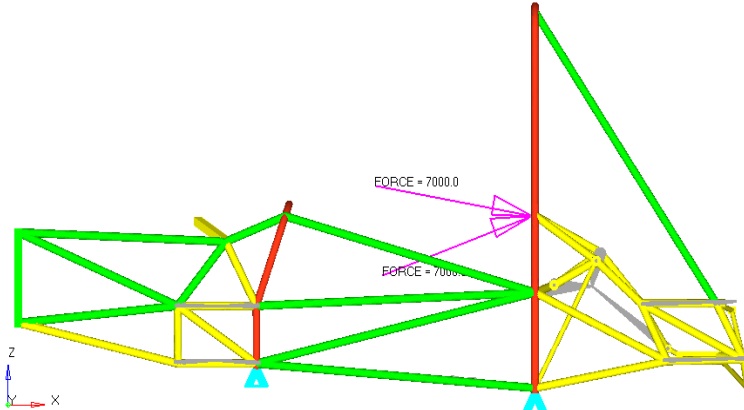
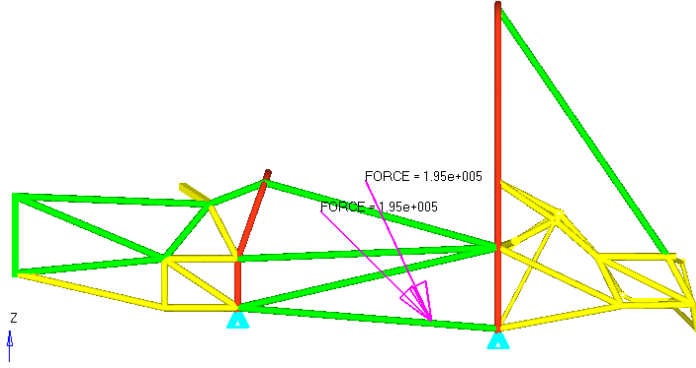
Sujeción Del Arnés De Hombros				
Carga aplicada	Aceleración	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Requerimientos
$F_x=6.9k$ $F_y= 0kN$ $F_z= -1.2kN$ O $F_x=6.6kN$ $F_y= 5kN$ $F_z= 2.4kN$	10G	Las cargas se deben aplicar en ambos puntos del arnés al mismo tiempo	Fijar desplazamientos en todas las direcciones, pero no rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco frontal y arco principal	Desviación máxima permitida: 25mm No debe haber fallas en ninguna parte de la estructura.
<p>Para este análisis se proponen dos casos de carga sobre el soporte del arnés de hombros. La primera carga se 7kN se coloca a 10° por arriba con respecto a la horizontal, la segunda carga se coloca 20° por debajo de la horizontal. Solo se mostrarán los resultados del ángulo más crítico.</p> 				
Sujeción Del Cinturón Del Regazo Y Antisubmarino				
Carga aplicada	Aceleración	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Requerimientos
$F_x=13.8kN$ $F_y= 0kN$ $F_z= -13.8kN$ O $F_x=17.7kN$ $F_y= 0kN$ $F_z= -8.2kN$	2.8G	Todos los puntos de fijación del arnés simultáneamente (el mismo caso de carga)	Fijar desplazamientos en todas las direcciones, pero no rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco frontal y arco principal	Desviación máxima permitida: 25mm No debe haber fallas en ninguna parte de la estructura.
<p>Para este análisis se proponen dos casos de carga para el soporte de los cinturones de regazo y antisubmarino. En el primer caso se aplica la carga en un ángulo de 45° con respecto a la horizontal, en el segundo caso se aplica la misma carga en un ángulo de 65° por arriba de la vertical. En los resultados solo se muestra el caso del ángulo más crítico.</p> 				

Tabla 17. Casos de carga propuestos por el reglamento. Parte 3

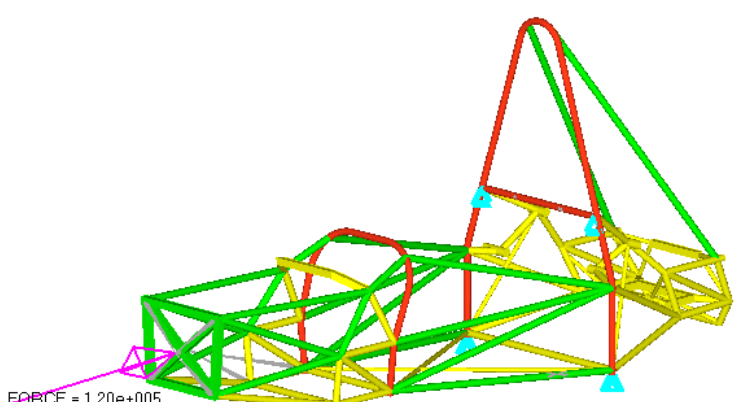
Mamparo Delantero Y Soporte Fuera Del Eje Del Mamparo				
Carga aplicada	Aceleración	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Requerimientos
$F_x = 120\text{kN}$ $F_y = 10.5\text{kN}$ $F_z = 0\text{kN}$	40G	Las cargas se deben aplicar en el plano del mamparo delantero en el centro del mamparo delantero.	Fijar desplazamientos en todas las direcciones, pero no rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco principal y los puntos donde está conectado el tubo del arnés del hombro	Desviación máxima permitida: 25mm No debe haber fallas en ninguna parte de la estructura.
<p>Este caso de carga es muy parecido al caso de mamparo delantero y soporte del mamparo, se simula un impacto frontal y además tiene una carga sobre el eje y. Por esta razón se le conoce como carga fuera del soporte del eje del mamparo ya que la resultante entre la carga de $x=120\text{kN}$ y $y=10.5\text{kN}$ no se aplica de forma axial a la estructura.</p>				
				

Tabla 5.2. Casos de carga propuestos por el reglamento. Parte 4

Resultados de casos de carga estáticos

Caso de Carga	Descripción de resultados	Desplazamiento máximo [mm]	Esfuerzo máximo [MPa]	Porcentaje de error con respecto al esfuerzo de fluencia
Arco Principal, Soportes Y Refuerzos De Los Soportes	Los desplazamientos máximos se localizan en la parte superior del arco principal, mientras que los esfuerzos máximos se encuentran en las uniones de los tubos que soportan al arco principal.	15.7	3320	1328%
Arco Frontal	Los desplazamientos máximos se localizan en la parte superior del arco frontal, mientras que los esfuerzos máximos se localizan en las uniones de los tubos que soportan al arco frontal y soportes de suspensión.	9.6	2905	1162%
Estructura Lateral de Impactos	Los desplazamientos máximos se localizan en los nodos donde se aplica la carga en la estructura lateral, mientras que los esfuerzos máximos se encuentran en las uniones de los tubos que soportan al arco principal.	10.7	2428	971%
Sujeción Del Arnés De Hombros 10°	Desplazamientos máximos en el tubo que sujeta el cinturón y en el arco principal, los esfuerzos máximos se localizan en las uniones de tubo que sujeta el cinturón y el arco principal, así como en los soportes del motor.	5.6	1368	547%
Sujeción Del Arnés De Hombros 20°		6.2	1354	542%
Sujeción Del Cinturón del Regazo y Antisubmarino 45°	Desplazamientos máximos en el tubo inferior de la estructura lateral y esfuerzos máximos en el tubo inferior de la estructura lateral y en la parte inferior de los arcos principal y frontal.	16.6	3935	1574%
Sujeción Del Cinturón del Regazo y Antisubmarino 65°		7.4	1740	696%

Tabla 5.3. Resultados de los casos de carga del reglamento. Parte 1

Se observa en los resultados que se cumple el requisito propuesto por el reglamento ya que el desplazamiento máximo es de los casos anteriores es menor a 25mm, sin embargo, los esfuerzos rebasan el límite de fluencia y el límite de ruptura del material. Es decir, si ocurriera un impacto o una volcadura bajo las condiciones establecidas en el reglamento la estructura no soportaría el impacto lo cual podría en riesgo al piloto.

Caso de Carga	Descripción de resultados	Desplazamiento máximo [mm]	Esfuerzo máximo [MPa]	Porcentaje de error con respecto al esfuerzo de fluencia
Mamparo Delantero Y Soporte Del Mamparo	Los desplazamientos máximos se localizan en toda la zona frontal del chasis, desde el mamparo hasta el arco frontal. Los esfuerzos máximos se encuentran en el mamparo delantero, la estructura lateral de impactos y en los soportes del arco principal	62	9649	3860%
Mamparo delantero y soporte fuera del eje del mamparo	Los desplazamientos máximos se localizan en toda la zona frontal del chasis, desde el mamparo hasta la estructura lateral. Los esfuerzos máximos se encuentran en el mamparo delantero, la estructura lateral de impactos, los soportes del arco principal y los soportes del motor.	83.1	10080	4016%

Tabla 5.4. Resultados de los casos de carga del reglamento. Parte 2

Los casos de carga de la Tabla 5.4 no se cumple el requisito del desplazamiento máximo, ya que sobrepasan los 25 mm de desplazamiento que “aseguran” la integridad del piloto. Además, se presenta el mismo problema que en los casos de la Tabla 5.3, ya que los esfuerzos sobrepasan el límite de fluencia y el límite de ruptura del material.

Los casos de impacto propuestos por el reglamento no tienen mucho sentido, ya que, aunque los desplazamientos en la estructura parecen no ser de riesgo, en realidad el comportamiento de la estructura no se asemeja a la realidad. Para

realizar un análisis más parecido a la realidad se debe modelar el material tomando en cuenta la zona plástica del material

Análisis de rigidez torsional

Para el análisis de rigidez torsional se realizan varias iteraciones con diferentes cargas, esto con el fin de observar el desplazamiento que ocurre a diferentes cargas, además sirve como parámetro para saber cuál es la carga máxima que puede soportar un extremo del chasis sin tener deformación plástica. Con esta información se puede realizar una prueba física en la que se agrega la carga de manera que no dañe la integridad de la estructura. Las iteraciones que se realizan para este caso de estudio van cambiando el valor de carga aplicada, comenzando con 200 N hasta los 3000 N.

Las condiciones de frontera de este caso son:

Empotramientos: Restricción de los 6 grados de libertad de los extremos de la suspensión trasera y un lado de suspensión delantera. En la siguiente figura se pueden observar los empotramientos de color azul.

Cargas: Una carga dividida en el brazo superior y el brazo inferior de la suspensión delantera que no tiene empotramiento. Se encuentran representados en la siguiente imagen con flechas de color rosa.

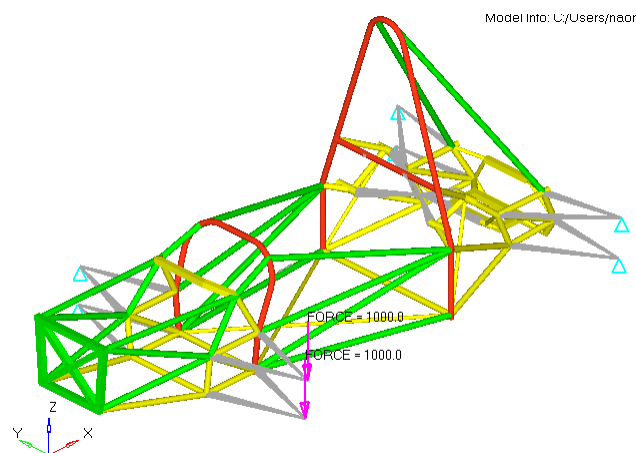


Figura 5.1. Condiciones de frontera del análisis de rigidez torsional

Resultados de simulación de rigidez torsional

Para realizar el cálculo de la rigidez torsional se utiliza la fórmula que se mencionó en el capítulo 3.

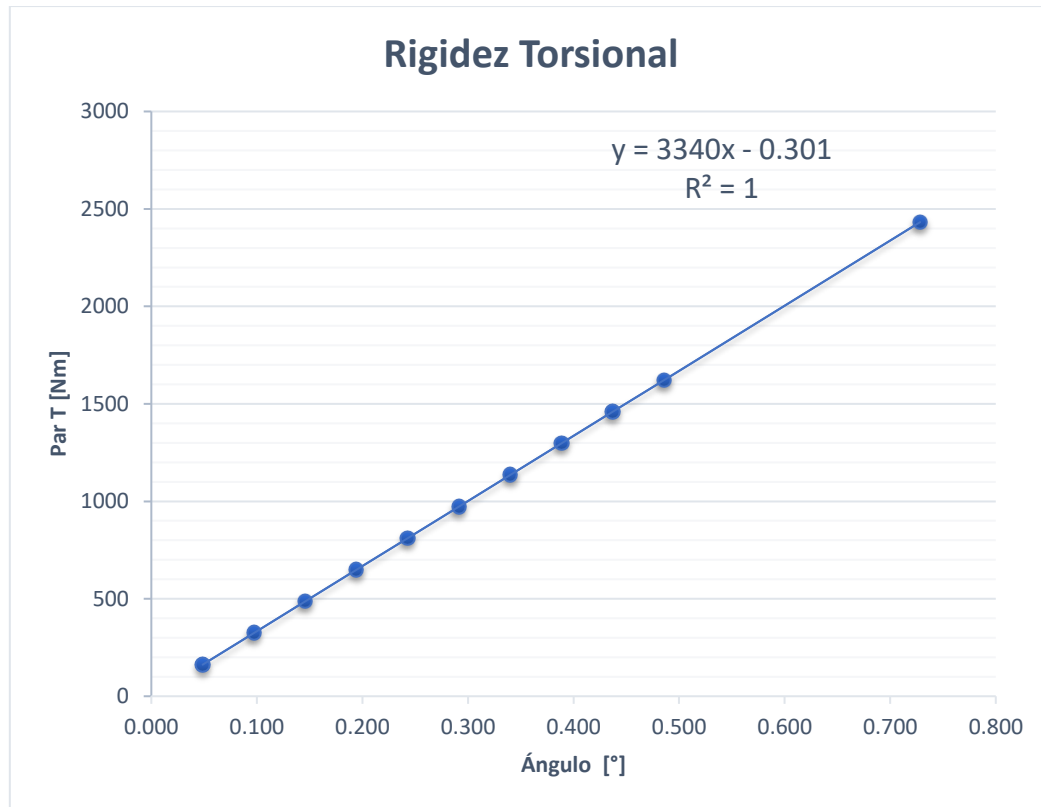
$$R_T = \frac{T}{\theta} = \frac{mgL}{\tan^{-1}\left(\frac{|a-b|}{L}\right)} = \frac{FL}{\tan^{-1}\left(\frac{d}{L}\right)} \text{ [N m/deg]}$$

En la Tabla 5.5 se muestra el resultado de cada uno de los casos de carga, tomando en cuenta que la distancia del brazo de palanca (L) que hay entre el punto de aplicación de carga y el punto que se encuentra empotrado es de 0.811 metros, la gravedad es de 9.78 m/s².

Fuerza (N)	Deformación (mm)	Par T [Nm]	Ángulo θ [°]	Rigidez (Nm/°)	Esfuerzo [MPa]
200	0.6877	162.2	0.049	3338.49	54.05
400	1.375	324.4	0.097	3339.46	108.1
600	2.063	486.6	0.146	3338.66	162.1
800	2.751	648.8	0.194	3338.26	216.2
1000	3.438	811	0.243	3339.00	270.2
1200	4.126	973.2	0.291	3338.68	324.3
1400	4.814	1135.4	0.340	3338.46	378.3
1600	5.501	1297.6	0.389	3338.91	432.4
1800	6.189	1459.8	0.437	3338.72	486.4
2000	6.877	1622	0.486	3338.57	540.5
3000	10.31	2433	0.728	3340.45	810.7

Tabla 5.5. Valores de las diferentes iteraciones del análisis de rigidez torsional

El valor de rigidez torsional promedio es de 3339 Nm/°, este valor cumple con el objetivo propuesto. De los datos de las simulaciones se obtuvo la Gráfica 5.1, de par contra ángulo. La pendiente de esta gráfica también corresponde al valor de rigidez torsional el cual es de 3340Nm/°.



Gráfica 5.1. Par- Ángulo

La pendiente de esta gráfica corresponde al valor de rigidez torsional el cual es de $3340\text{Nm}/^\circ$.

Estos resultados también nos ayudan a observar el nivel de esfuerzos al que está sometida la estructura a torsión. En este caso el material utilizado en el chasis es un acero al carbón ASTM A36 el cual tiene un esfuerzo de cedencia de 250MPa y un esfuerzo último de 500MPa .

Como se observa en los resultados de la Tabla 5.5, al aplicar una carga mayor a 1000N los esfuerzos pasan el valor del módulo de cedencia y con una carga mayor a 2000N pasa el valor de esfuerzo último. Por lo que, para obtener datos más exactos, estos análisis deberían modelarse como análisis explícitos con un material elastoplástico que tome en cuenta la parte plástica del material.

Además, estos resultados son de gran utilidad sobre todo al momento de realizar una prueba física, ya que al aplicar la carga se tendrá cuidado de no pasar el límite de cedencia del material.

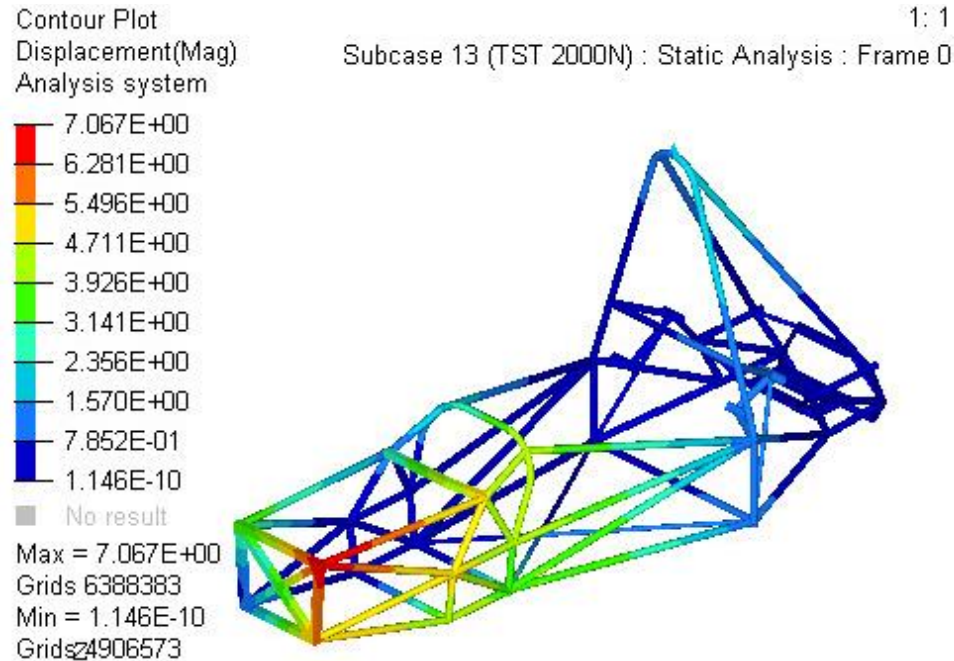


Figura 5.2. Resultados deformaciones de rigidez torsional para el caso de 2000N

Con ayuda de las iteraciones que se realizan cada temporada, se ha deducido que existen ciertas geometrías que ayudan a aumentar la rigidez torsional. Estas sugerencias pueden aportar más peso a la estructura. Sin embargo, se pueden agregar tubos de menor diámetro exterior o menor espesor que aporten rigidez, aunque no pertenezcan a la estructura primaria.

Las geometrías que más favorecen la rigidez son las estructuras en forma de cruz, por lo que si existen cuadrados en la estructura se debe agregar un elemento diagonal o dos elementos cruzados para aumentar la rigidez.

CAPÍTULO 6

Casos de carga dinámicos

En los análisis cuasiestáticos realizados previamente, se pudo comprobar que, en la mayoría de los casos, aunque los esfuerzos que se presentan en la estructura sobrepasan el límite de fluencia, la deformación por impacto no sobrepasa los 25mm que podrían significar un daño al piloto.

Los casos de carga que no cumplieron con el requisito fueron el caso de carga de *Mamparo Delantero Y Soporte Del Mamparo* y *Mamparo Delantero Y Soporte Fuera Del Eje Del Mamparo*. Por esta razón se propone realizar un análisis más detallado del impacto frontal, tomando en cuenta las propiedades del material en su parte plástica. Al realizar una simulación de impacto frontal, se pueden obtener una gran cantidad de datos que deben valorarse para establecer el alcance de las lesiones que puede sufrir el piloto.

Impacto frontal del chasis

El primer caso de impacto simula un choque frontal del chasis contra un muro infinitamente rígido a 60 km/h. El intervalo de tiempo adoptado para el análisis es de 50 ms, registrándose los resultados requeridos a la salida cada 2.5 ms. El tiempo de paso o time step para el análisis explícito dinámico se ha fijado en $0.36\mu\text{s}$ y la simulación se ha llevado a cabo en Radioss 14.0. El tiempo de cálculo computacional empleado para ejecutar este modelo ha sido de 16 horas y 50 minutos, con 108448 elementos en la malla del chasis.

En la siguiente imagen se muestran las condiciones iniciales de la simulación, la flecha verde representa la velocidad inicial aplicada a todos los nodos del chasis, la flecha amarilla representa la fuerza de gravedad que también está aplicada a todos los nodos de la estructura. Además, se muestra la pared con la que se impactará la estructura. La distancia entre la pared y el chasis es de 111.05m.

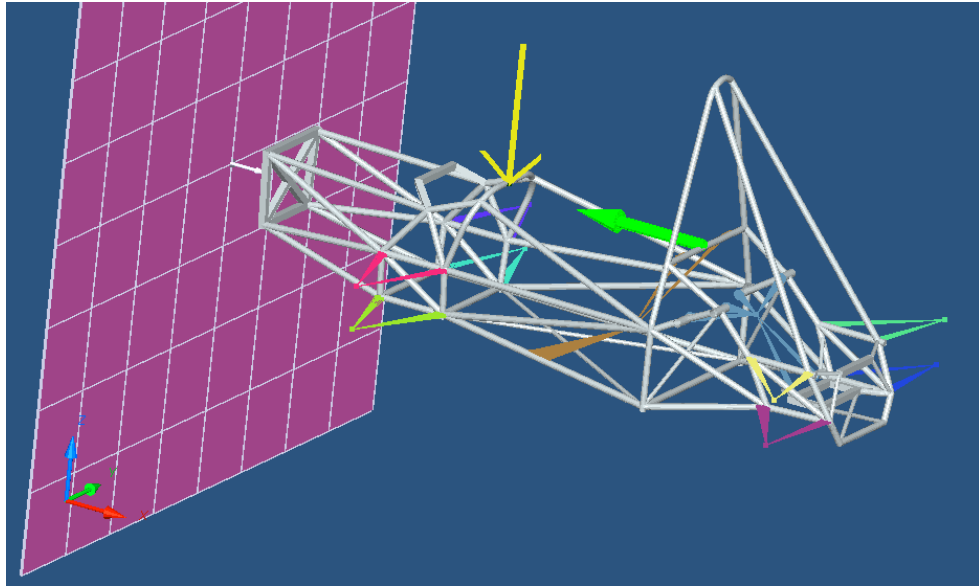


Figura 6.1. Condiciones iniciales de análisis de impacto

Se agregaron elementos rígidos que van unidos a la estructura, a los que adicionalmente se le añadieron los pesos de los componentes más significativos del automóvil, asimismo se agregó un peso extra distribuido en todos los nodos de la estructura simulando los componentes más pequeños que están repartidos en todo el chasis.

Masas	kg	ton
Asiento	10.000	0.010
Piloto	80.000	0.080
Entrada de aire & escape	14.000	0.014
Motor	56.000	0.056
Masa no suspendida delantero izquierdo	6.500	0.007
Masa no suspendida delantero derecho	6.500	0.007
Masa no suspendida trasero izquierdo	7.000	0.007
Masa no suspendida trasero derecho	7.000	0.007
Chasis	24.552	0.025
Peso extra	100.000	0.100
TOTAL	311.552	0.312

Tabla 6.1. Masas agregadas en el análisis de impacto frontal

Se obtuvieron 20 imágenes en esta simulación, la secuencia de imágenes obtenida de la simulación tiene una diferencia de 25 milisegundos entre una imagen y la siguiente. En el instante de tiempo 6 ms se muestra la estructura justo antes del impacto, 6-15 ms es el momento en el que el vehículo entra en contacto con la pared rígida y comienza la deformación en los tubos que soportan al mamparo delantero, 15-35 ms se observa la deformación excesiva de los tubos del soporte del mamparo y en tubos consecuentes, lo que a su vez provoca que el chasis tienda a elevarse de la parte frontal.

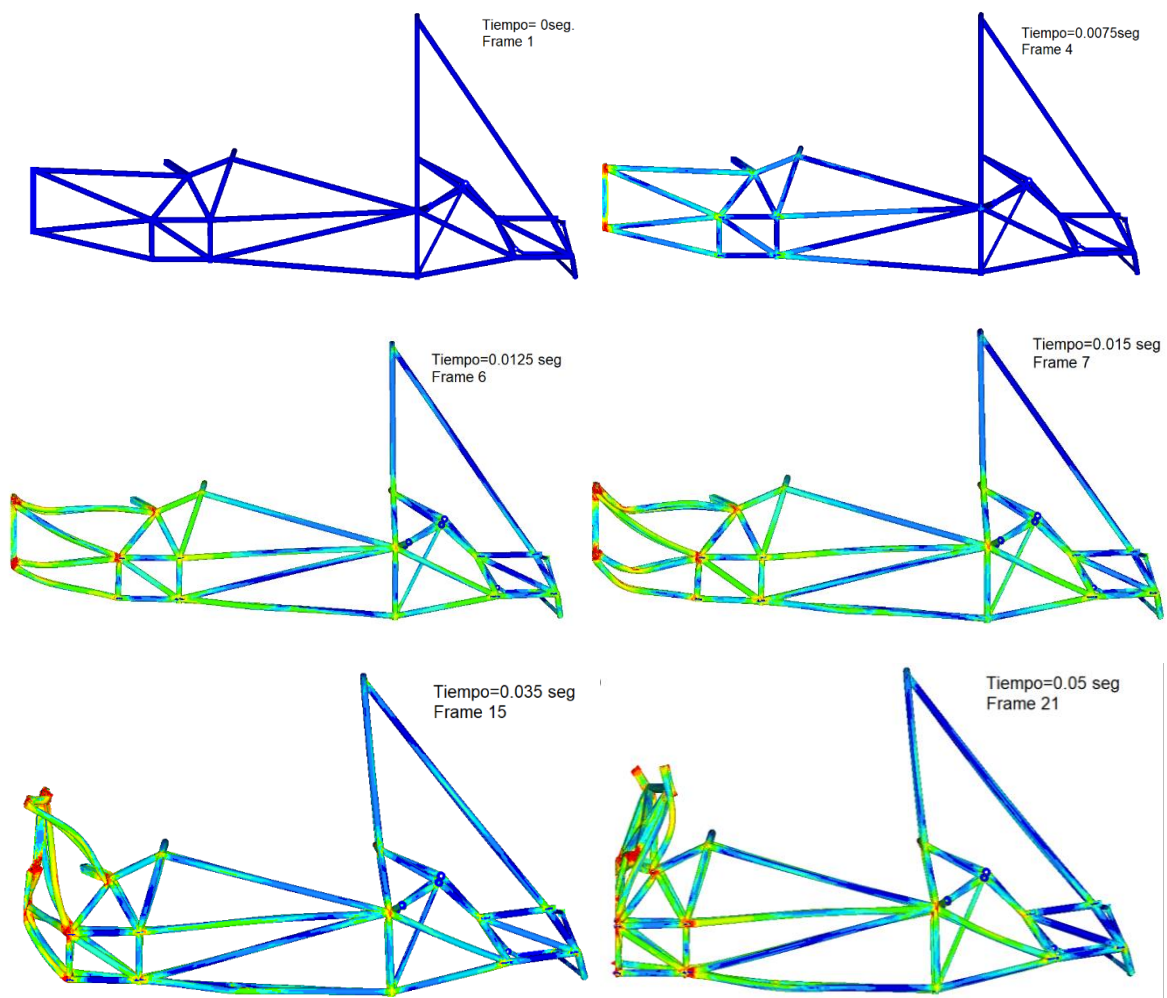


Figura 6.2. Secuencia de imágenes de nivel de esfuerzos de análisis de impacto frontal

Para conocer el valor de la energía que debe disipar el impacto por medio de la energía de deformación se calcula la energía cinética del sistema

$$Ec = \frac{1}{2}mv^2$$

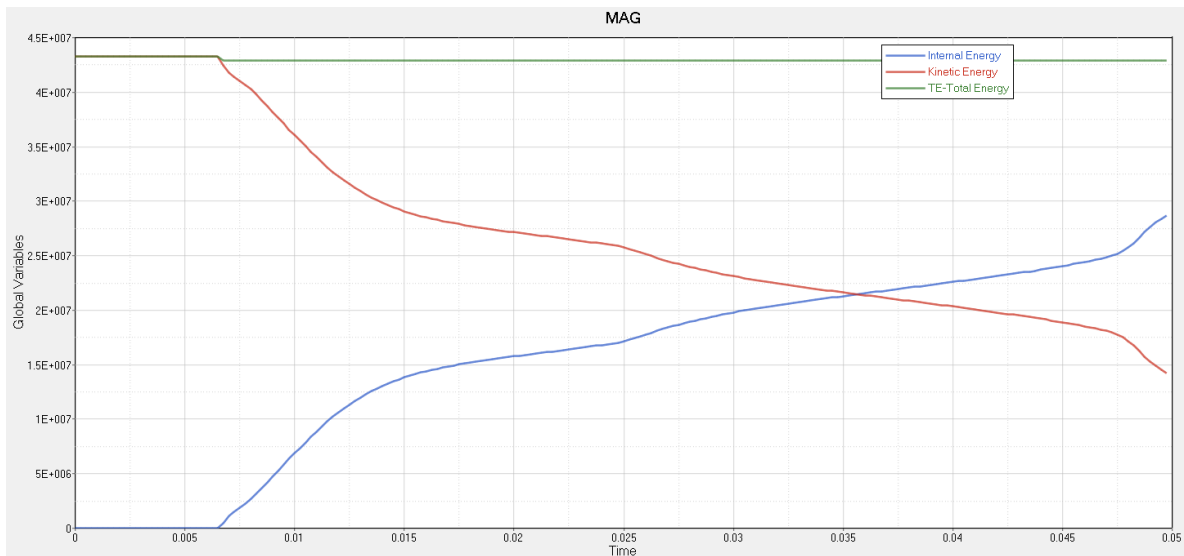
$$V = 60 \frac{km}{h} = 16.667 \frac{m}{s}$$

$$m = 312 \text{ kg}$$

$$Ec = \frac{1}{2}(312)(16.667)^2$$

$$Ec = 43350.66 \text{ J}$$

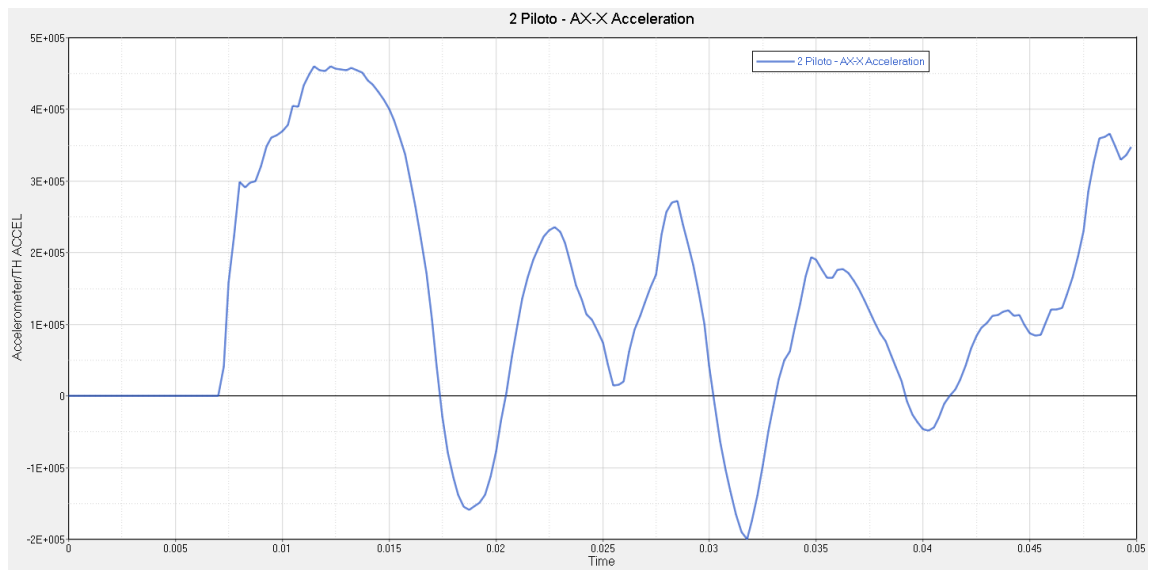
La gráfica de energía que se obtiene durante el análisis muestra que el cuerpo entra en contacto con la pared rígida y se deforma después de 0.006 segundos, la energía cinética debida al impacto trasfiere fuerzas a la estructura.



Gráfica 6.1. Comportamiento de la energía

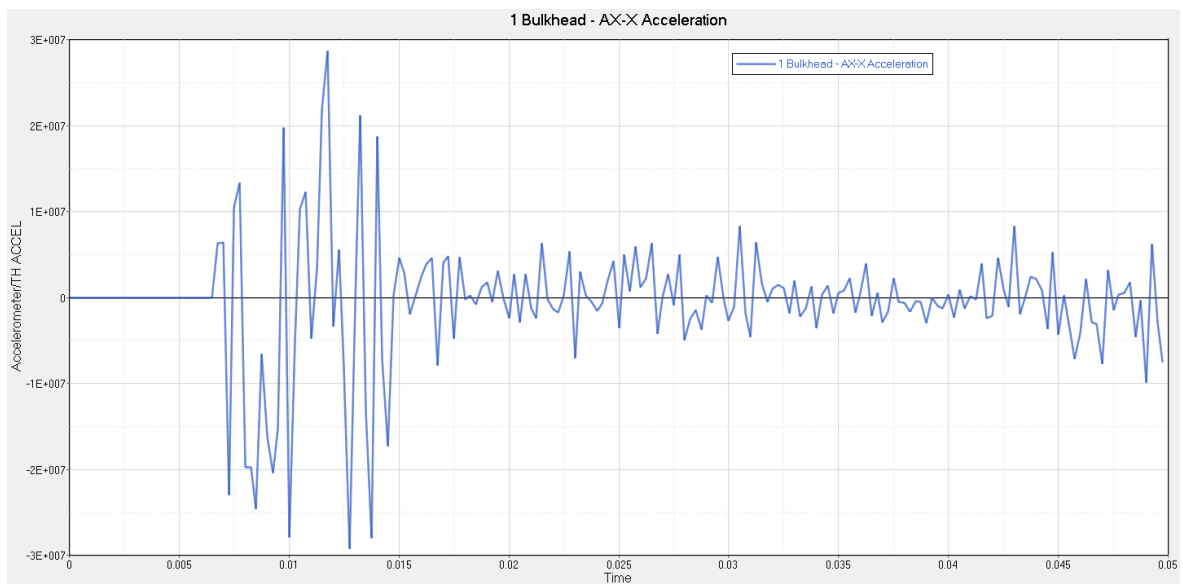
En el interior del vehículo se encuentra un elemento rígido que está conectado al chasis y que simula ser el centro de gravedad del piloto, este nodo tiene un sensor con el objetivo de obtener las fuerzas de desaceleración por el impacto. En la Gráfica 6.2 se muestra la aceleración que sufre el piloto con respecto al tiempo, el

pico de aceleración se encuentra a los 11ms que es el instante cuando el chasis entra en contacto con la pared y tiene un valor de 47g.



Gráfica 6.2. Aceleración en el piloto

Se agregó un segundo acelerómetro en el inicio de la estructura, en el centro del mamparo delantero, como se puede observar el pico de aceleración en el chasis es mucho mayor que la aceleración que sufre el piloto.



Gráfica 6.3. Aceleración en el chasis

Impacto frontal del chasis con atenuador de impactos

El segundo caso de impacto simula el choque frontal del chasis agregando una placa anti-intrusión de acero y un atenuador de impacto con geometría de panal de abejas de aluminio. Los tres componentes unidos por medio de contactos se impactan contra un muro infinitamente rígido a 60 km/h. El intervalo de tiempo adoptado para el análisis es de 50 ms, registrándose los resultados requeridos a la salida cada 2.5 ms. El tiempo de paso o time step para el análisis explícito dinámico se ha fijado en $0.45\mu\text{s}$ y esta simulación también se ha llevado a cabo en Radioss 14.0. El tiempo de cálculo computacional empleado para ejecutar este modelo ha sido de 40 horas y 6 minutos. Para esta simulación se utilizaron 25470 elementos de los cuales 2322 son de la placa anti-intrusio, 14400 son elementos del atenuador de impactos y los restantes pertenecen al chasis.

En la siguiente imagen se muestran las condiciones iniciales de la simulación, la flecha en color verde que representa la velocidad inicial que se aplica a todos los nodos del chasis y para este caso también se agregaron elementos rígidos simulando los pesos extras de los componentes del coche.

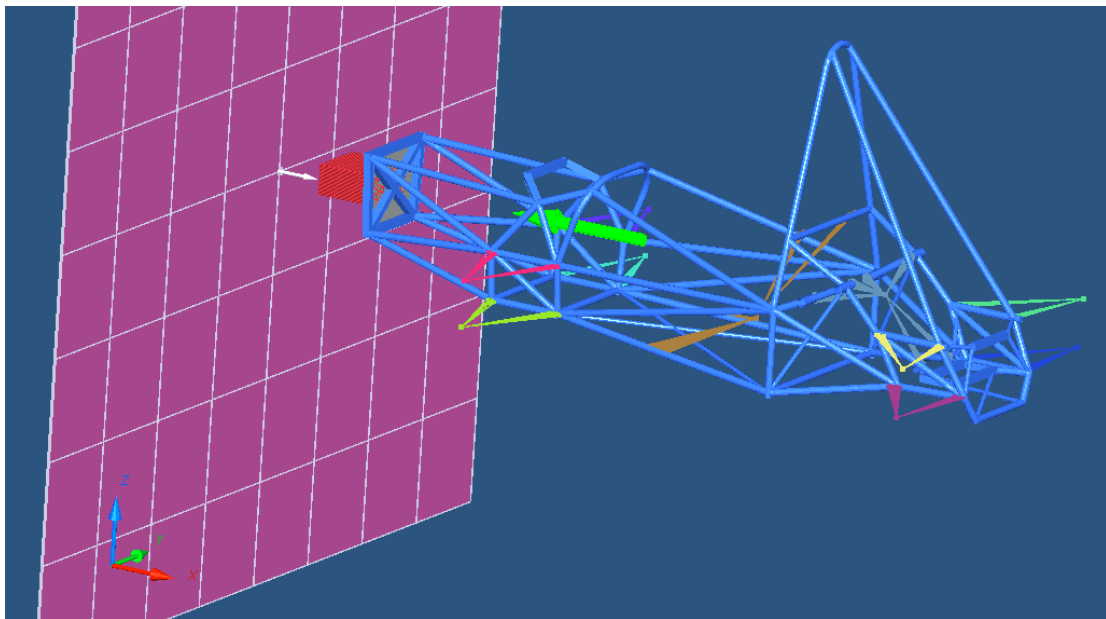


Figura 6.3. Elementos rígidos agregados en el análisis de impacto

Masas	kg	ton
Asiento	10	0.01
Piloto	80	0.08
Entrada de aire & escape	14	0.014
Motor	56	0.056
USM delantero izquierdo	6.5	0.0065
USM delantero derecho	6.5	0.0065
USM trasero izquierdo	7	0.007
USM trasero derecho	7	0.007
Chasis	24.552	0.025
Anti-intrusión	0.941	0.001
Atenuador	0.464	0.000
Peso extra	100.000	0.100
TOTAL	312.956	0.313

Tabla 6.2. Masas agregadas en el análisis de impacto frontal con atenuador

Para esta simulación también se obtuvieron 20 imágenes, la secuencia de imágenes tiene una diferencia de 2.5 milisegundos entre una imagen y otra. En el instante de tiempo 6 ms se muestra la estructura justo antes del impacto, 6-14 ms es el momento en el que el atenuador entra en contacto con la pared rígida y comienza la deformación en la placa anti-intrusión y el mamparo delantero, 25-35 ms se observa la deformación excesiva de los tubos del soporte del mamparo y en tubos consecuentes, lo que a su vez provoca que el chasis tienda a elevarse de la parte frontal.

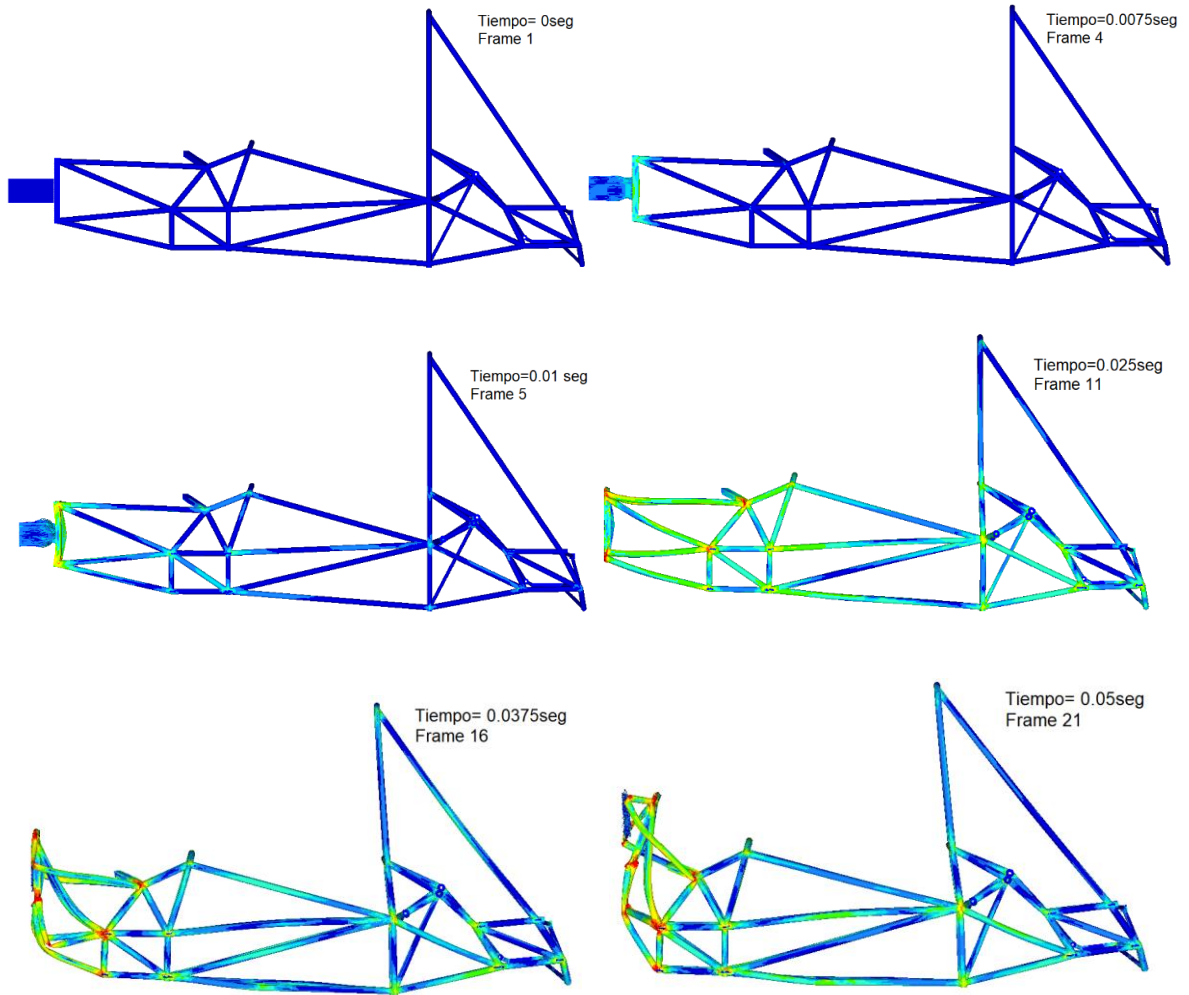


Figura 6.4. Secuencia de imágenes del análisis de impacto frontal

En este caso la energía cinética a disipar no es muy diferente al caso anterior ya que solo se cambió la masa total del auto al contemplar la placa anti-intrusión y el atenuador de impactos.

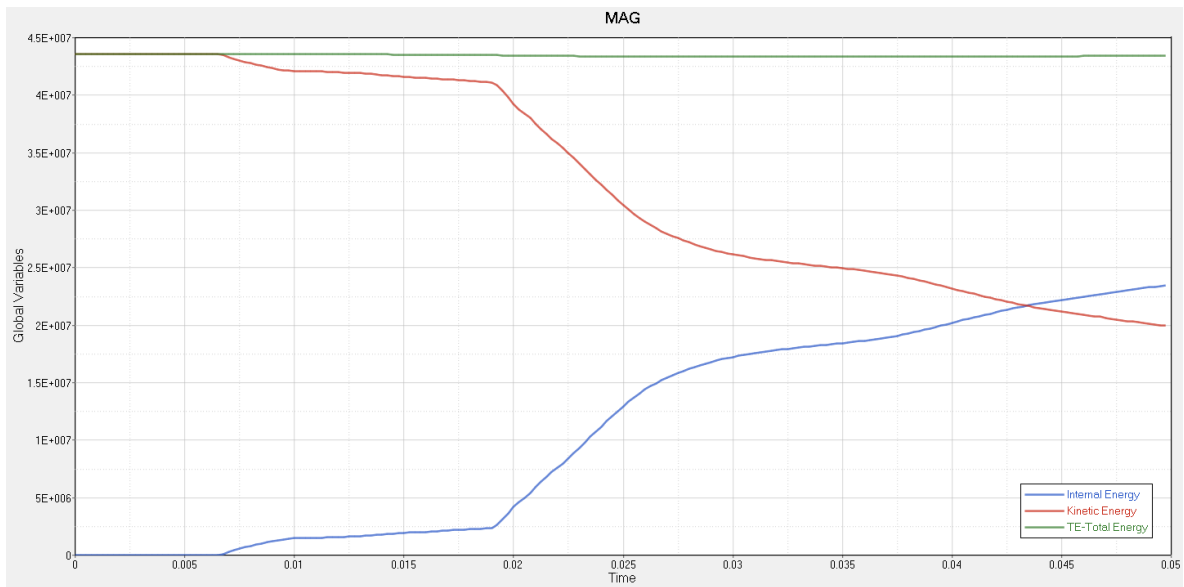
$$V = 16.667 \frac{m}{s} = 60 \frac{km}{h}$$

$$m = 313 \text{ kg}$$

$$Ec = \frac{1}{2} (313)(16.667)^2$$

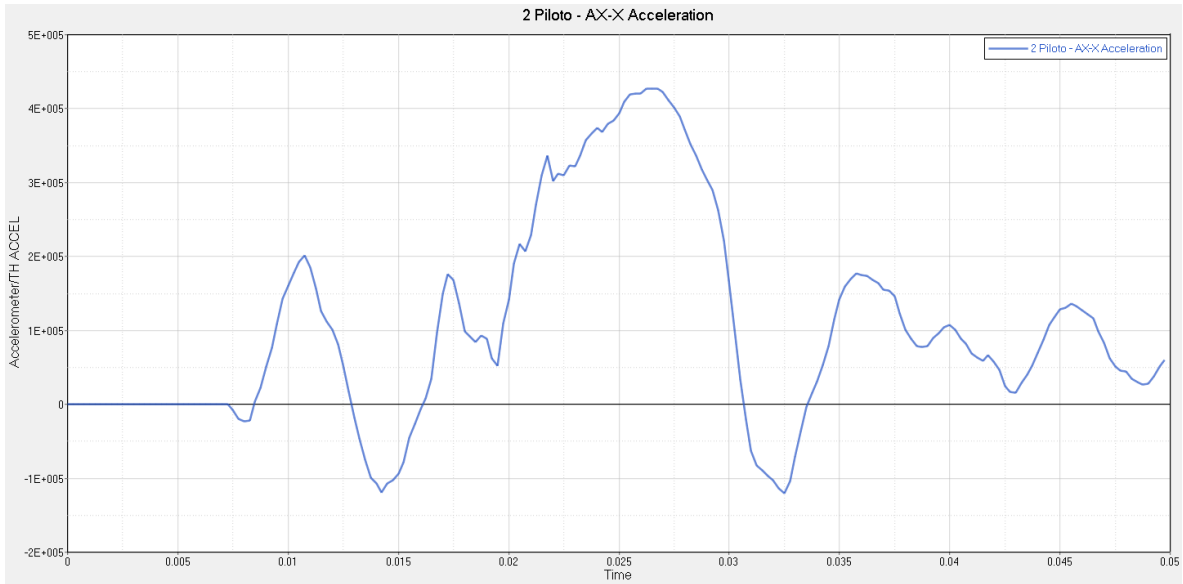
$$Ec = 43271.05 \text{ J}$$

En la gráfica de energía se pueden observar dos cambios de pendientes esto se debe a la disipación de energía del atenuador y posteriormente del chasis. En este caso el primer elemento en entrar en contacto con la pared es el atenuador de impactos a los 6ms, este se comprime entre los 6-18 ms, finalmente se deforma el chasis hasta los 30ms.



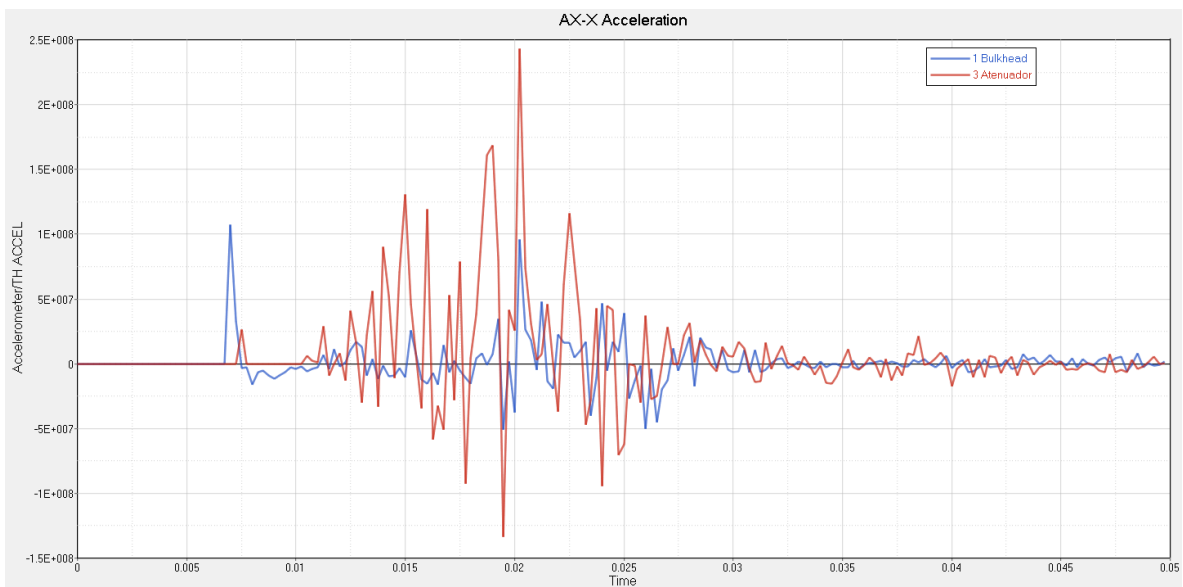
Gráfica 6.4. Comportamiento de la energía

En este caso la aceleración que presenta el piloto tiene un valor pico en 30ms como podemos observar en el gráfico 11, esto quiere decir que la aceleración máxima que sufre el piloto es de aproximadamente 40g.



Gráfica 6.5. Aceleración en el piloto

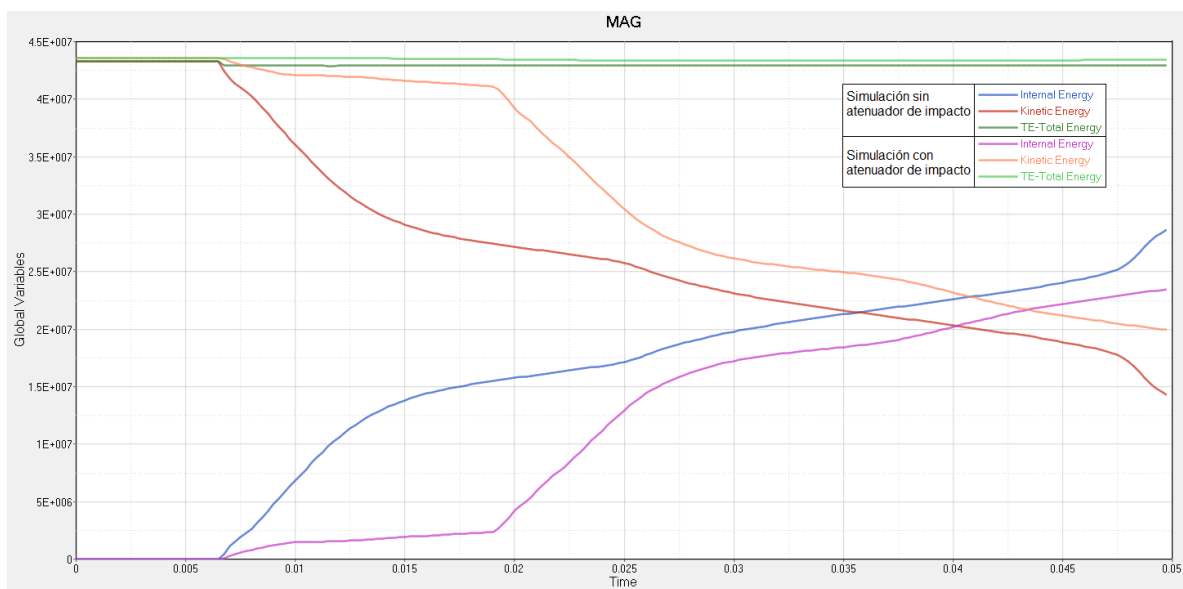
El segundo acelerómetro que se localiza en el inicio de la estructura, en el centro del mamparo delantero. En la Gráfica 6.6 se observa que el pico de aceleración en el chasis es mucho mayor que la aceleración máxima que sufre el piloto. En esta simulación se agregó un tercer acelerómetro en parte frontal del atenuador de impactos. La aceleración en este componente es igual de grande que la que sufre el chasis



Gráfica 6.6. Aceleración en el chasis

Comparación de resultados y conclusiones

En la siguiente imagen se encuentran graficadas el cambio de energía con respecto al tiempo de las dos simulaciones de impacto realizadas. En los dos casos el impacto empieza en 6 ms. Al comparar las gráficas se puede ver que en el caso del atenuador de impacto la energía se disipa de manera paulatina y durante 10ms más. La cantidad de energía que deben disipar en las dos simulaciones es del rango de los 43kJ, esto depende directamente de las condiciones iniciales que se aplicaron, las cuales son el peso y la velocidad inicial.

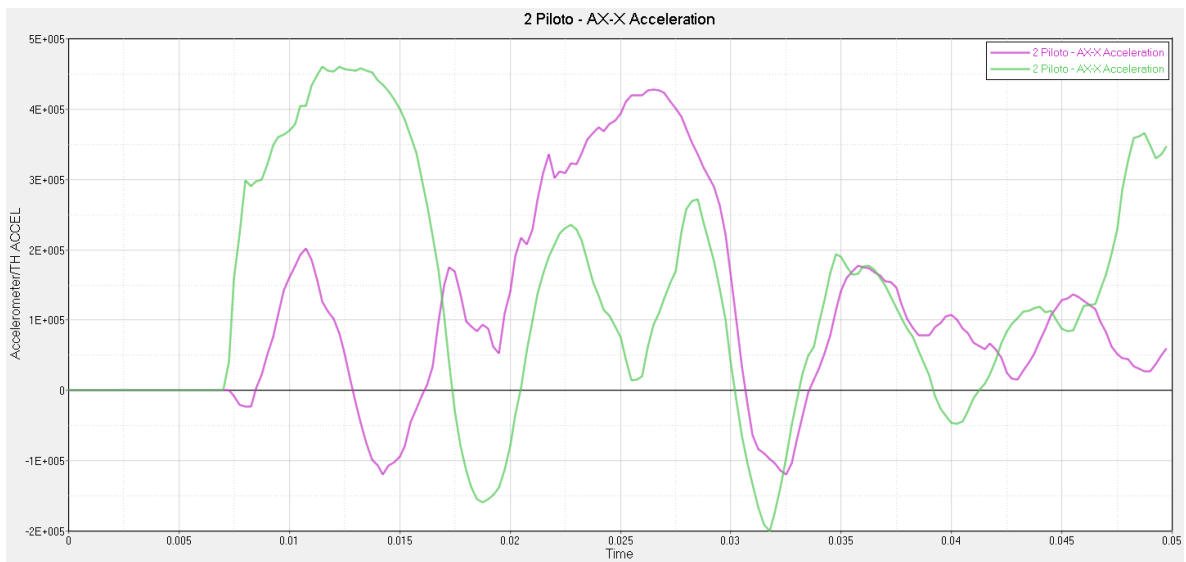


Gráfica 6.7. Comparación de las gráficas de energía

Como se mencionó anteriormente la velocidad que llega a alcanzar este tipo de vehículos de alrededor de 60km, sin embargo, es muy difícil mantener esta velocidad debido a condiciones de la pista, por sus numerosas curvas y rectas cortas.

El uso del atenuador de impacto como elemento de seguridad cumple su función de amortiguar el choque, absorbiendo la energía del impacto. La aceleración que presenta el piloto en el primer caso es de 47g mientras que al usar un atenuador disminuye a 40g. No obstante, el valor de aceleración sigue siendo más de lo que

puede soportar una persona. El daño que puede sufrir el piloto también depende del tiempo en el que se mantenga en esta aceleración.



Gráfica 6.8. Aceleración en el piloto

Conclusiones

El diseñar un chasis tubular puede considerarse como una tarea simple al ser solo un componente, sin embargo, son muchas las características y consideraciones que se deben tener para contar con un diseño con alta rigidez, y que sea seguro para los ocupantes. Además, se debe tomar en cuenta las necesidades de todos los componentes del coche, cumplir con los estándares dinámicos del coche, normas de seguridad y reglas de la competencia.

Al principio de este trabajo se habló detalladamente de las reglas que se siguieron para el diseño del chasis y de las necesidades que se requieren en la dinámica del automóvil de carreras.

La rigidez torsional es el parámetro que describe el comportamiento dinámico del chasis, para el prototipo del año 2017 el valor propuesto de rigidez torsional fue mayor a 3000 Nm/°. En los análisis cuasiestáticos se obtuvo como valor de rigidez 3338 Nm/° cumpliendo con el objetivo inicial.

Como parte del diseño, se realizaron análisis cuasiestáticos, con cargas impacto, en los resultados de estas simulaciones se observó que la estructura se deforma con desplazamientos menores a 25 mm lo cual es un requisito del reglamento, sin causar daño al piloto, aparentemente.

Sin embargo, de la Tabla 5.3 y de la Tabla 5.4 es evidente que los esfuerzos alcanzados en la estructura rebasan por mucho la resistencia mecánica del acero empleado. Por lo tanto, se puede concluir que el cumplimiento del requerimiento planteado en el reglamento es insuficiente para garantizar la seguridad del conductor, dado que al alcanzar valores de esfuerzo muy por encima del de fluencia o del de ruptura del material, el análisis a realizar debería ser más detallado involucrando el comportamiento plástico del material.

Dos de los casos de carga no cumplieron con los requerimientos y tuvieron grandes deformaciones, estos dos casos simulan un caso de impacto frontal, por este motivo

se realizó un análisis más detallado. Se plantearon dos simulaciones, el primero fue el impacto del chasis y el segundo el impacto del chasis con atenuador de impactos.

Finalmente concluimos que el atenuador si ayuda a disminuir las repercusiones en el piloto, sin embargo, para el caso propuesto de un impacto a 60km/h, este tipo de atenuador no es suficiente para absorber la energía del impacto, por lo que bajo estas condiciones si afectará la zona en la que se localizan las piernas del piloto.

Aun cuando el reglamento es muy extenso y estricto en cuestión de medidas y normativas de seguridad del equipo del piloto, el prototipo no es suficientemente seguro en casos de impacto. El reglamento debe ser más exigente con la elección de atenuadores, así como con el planteamiento de las pruebas de impacto que ayudan a evaluar la resistencia de la estructura.

El caso de un impacto frontal es un accidente poco probable en la categoría de vehículos Fórmula SAE debido a las condiciones de las pistas en las que se hacen las pruebas de la competencia, no obstante, existen otros accidentes que podrían ocurrir en las pruebas como choque con banquetas o con otros automóviles.

Trabajo a futuro

Existe un amplio campo de estudio para el prototipo de formula SAE.

Análisis de impacto: Como primer punto se puede realizar los análisis de impacto con todos los componentes del coche en sus posiciones correctas y con los materiales reales, ya que para simplificar los análisis de este trabajo se omitieron varios componentes que puede servir como miembros estructurares, como es el caso de la pedalera; o por lo contrario elementos que se omitieron y que pueden generar un gran daño al piloto en caso de un impacto, como es el caso de la columna de dirección. Agregar todos los componentes del automóvil para realizar el análisis de impacto y ver el comportamiento de todos los pesos dentro del coche. Proponer más casos de impacto y simularlos. Impacto lateral, impacto trasero y volcaduras.

Mallado de chasis: Se ha tenido una gran mejora en la malla utilizada en el chasis, la calidad de la malla de este trabajo cumple con los criterios de calidad, sin embargo, en la mayoría de las pruebas se tienen concentraciones de esfuerzos en las uniones de los tubos, esto no deberá ser así ya que las uniones de los tubos son las zonas más rígidas de la estructura. Por esta razón se debe realizar el mallado lo más exacto posible sin omitir las intersecciones de los tubos.

Seguridad: Realizar análisis de impacto teniendo en cuenta las repercusiones que podría tener otro elemento de seguridad como el cinturón de seguridad o espumas protectoras de la barra de dirección. Hacer uso de un dummy con las medidas del percentil, de manera que se corrobore que el piloto no resultará herido con las deformaciones que se han visto en este trabajo.

Pruebas físicas: Del impacto frontal del chasis con atenuador de impactos con ayuda de máquinas especializadas y teniendo en cuenta las normativas que rigen este tipo de pruebas.

Optimización: Realizar optimizaciones en la estructura partiendo de los puntos de sujeción más importantes como suspensión y motor,

Deformación programada: Realizar un diseño de la estructura con elementos que tengan la función de servir como fusibles mecánicos en caso de impacto, deformándose para absorber la energía, siempre y cuando no afecte el habitáculo.

Materiales: Uno de los objetivos principales en el diseño del chasis es tener alta rigidez torsional y una de las maneras más sencillas de modificar este parámetro es utilizando materiales que tengan mejores propiedades mecánicas, buscar materiales especializados tiene una gran repercusión en el costo, no obstante, se pueden tener grandes beneficios.

REFERENCIAS

Altair Engineering. (2017). RADIOSS 2017 Reference Guide.

Altair Engineering, I. (2019, marzo 2019). Retrieved from Simplified Car Pole Impact in HyperCrash - RD-3050: https://www.sharcnet.ca/Software/Hyperworks/help/hwsolvers/hwsolvers.htm?simplified_car_pole_hc.htm

Altair University. (2018, 06). Introduction to Explicit Analysis using RADIOSS. *A Study Guide*.

Ashby, M. (2010). *Material and process charts*. Cambridge CB2 1PZ, UK: Grata Design.

Ayala, I. I. (2011). *Diseño y construcción de un chasis tubular para el proyecto de Fórmula SAE UNAM*. UNAM, México: Facultad de Ingeniería.

Cabello, E. V. (2019, marzo 28). Antropometría. 6-10. Retrieved from <http://www.insht.es/Ergonomia2/Contenidos/Promocionales/Diseno%20del%20puesto/DTEAntropometriaDP.pdf>

Calvo R., A. (n.d.). *Diseño y análisis de un chasis para un prototipo de Fórmula SAE*. ICAI- Universidad pontificia de comillas.

Centro de Experimentacion y Seguridad Vial MAPFRE. (2004). Elementos estructurales de un vehículo. CESVIMAP.

Cortés, S., Mendoza, O., & Rodriguez, J. (2011). *Estudio dinámico de sistemas de modelos mecánicos de un vehículo Formula SAE*. México: IPN, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica "unidad Profesional Ticomán".

Costin, M., & Phipps, D. (1961,1965). *Racing and Sports Car Chassis Design*. London: B. T. Batsford LTD.

- EuroTaller. (2016, Julio 27). *¿Cómo afecta la carga del coche en la frenada?*
Retrieved from EuroTaller: <https://www.eurotaller.com/noticia/como-afecta-la-carga-del-coche-en-la-frenada>
- Formula Student Rules 2018. (2017). *Formula Student Rules 2018, Version:1.0.*
Retrieved from https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2018/rules/FS-Rules_2018_V1.0.pdf
- Formula Student Team Delft. (2019, marzo 28). Retrieved from <https://www.fsteamdelft.nl/chassis-17>
- Framsa. (2019, marzo 28). *Monocasco de fibra de carbono.* Retrieved from http://framsa.ucoz.ru/index/monokok_iz_ugleplastika/0-94
- Hibbeler, R. (2012). *Structural Analysis* (8th ed.). Upper Saddle River, New Jersey, USA: Pearson Prentice Hall.
- Howard, M. (2000). *Spaceframes: A study of an emerging body construction technology.* University of Bath, Bath, United Kingdom.
- Instituto de investigaciones sobre reparación de vehículos. (2003). *El habitáculo de seguridad. (2da Edición).* Centro de Zaragoza.
- Jain, A. (2014). *Computacional Analysis and Optimization of Torsional Stiffness of a Formula SAE Chassis.* SAE Technical Paper 2014-01-0355, 2014, doi:10.4271/2014-01-0355.
- Juárez, A. P. (2010). *Método para Interconectar Mallas de Elementos Finitos empleadas en Análisis Estructurales.* Ciudad Universitaria, D.F., México.
- Matador Motorsports. (2019, marzo 28). Retrieved from <http://www.ecs.csun.edu/sae/>

Medina G., C. (2015, septiembre 17). *Centro de gravedad de los vehículos*. Retrieved from Motor y dominio: <http://www.motorydominio.com.mx/investigaciones/centro-de-gravedad-de-los-vehiculo#.XKz7aphKhPY>

Miliken, W. F. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE Publications.

Olivares, G. (2016). *Crashworthiness- Certification by Analysis*. JAMS 2016 Technical Review, Wichita State University.

Pérez, D. I. (2009). *Simulación de un choque frontal de un vehiculo automovil contra diferente tipos de barrera*. Madrid: Univeridas Carlos III de Madrid, Escuela Politecnica Superior.

Riley, W. B., & George, A. R. (2002). *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*. SAE Technical Paper 2002-01-3300, 2002.

Sampo, E., Sorniotti, A., & Crocombe, A. (2010). *Chassis Torsional Stiffness: Analysis of the Influence on Vehicle Dynamics*. University of Surrey.

Sans, A. C. (2003). *Mejora de la calidad de mallas para elementos finitos*.

Smith, C. (1978). *Tune to Win*. Fallbrook, CA, California, USA: Aero Publishers, Inc.

Altair Engineering. (2017). *RADIOSS 2017 Reference Guide*.

Altair Engineering, I. (2019 de marzo de 2019). Obtenido de Simplified Car Pole Impact in HyperCrash - RD-3050: https://www.sharcnet.ca/Software/Hyperworks/help/hwsolvers/hwsolvers.htm?simplified_car_pole_hc.htm

Altair University. (06 de 2018). *Introduction to Explicit Analysis using RADIOSS. A Study Guide*.

- Ashby, M. (2010). *Material and process charts*. Cambridge CB2 1PZ, UK: Grata Design.
- Ayala, I. I. (2011). *Diseño y construcción de un chasis tubular para el proyecto de Fórmula SAE UNAM*. UNAM, México: Facultad de Ingeniería.
- Cabello, E. V. (28 de marzo de 2019). Antropometría. 6-10. Obtenido de <http://www.insht.es/Ergonomia2/Contenidos/Promocionales/Diseno%20del%20puesto/DTEAntropometriaDP.pdf>
- Calvo R., A. (s.f.). *Diseño y análisis de un chasis para un prototipo de Fórmula SAE*. ICAI- Universidad pontificia de comillas.
- Centro de Experimentacion y Seguridad Vial MAPFRE. (2004). Elementos estructurales de un vehículo. CESVIMAP.
- Cortés, S., Mendoza, O., & Rodriguez, J. (2011). *Estudio dinámico de sistemas de modelos mecánicos de un vehículo Formula SAE*. México: IPN, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica “unidad Profesional Ticomán”.
- Costin, M., & Phipps, D. (1961,1965). *Racing and Sports Car Chassis Design*. London: B. T. Batsford LTD.
- EuroTaller. (27 de Julio de 2016). *¿Cómo afecta la carga del coche en la frenada?* Obtenido de EuroTaller: <https://www.eurotaller.com/noticia/como-afecta-la-carga-del-coche-en-la-frenada>
- Formula Student Rules 2018. (2017). *Formula Student Rules 2018, Version:1.0*. Obtenido de https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2018/rules/FS-Rules_2018_V1.0.pdf
- Formula Student Team Delft. (28 de marzo de 2019). Obtenido de <https://www.fsteamdelft.nl/chassis-17>

- Framsa. (28 de marzo de 2019). *Monocasco de fibra de carbono*. Obtenido de http://framsa.ucoz.ru/index/monokok_iz_ugleplastika/0-94
- Hibbeler, R. (2012). *Structural Analysis* (8th ed.). Upper Saddle River, New Jersey, USA: Pearson Prentice Hall.
- Howard, M. (2000). *Spaceframes: A study of an emerging body construction technology*. University of Bath, Bath, United Kingdom.
- Instituto de investigaciones sobre reparación de vehículos. (2003). *El habitáculo de seguridad. (2da Edición)*. Centro de Zaragoza.
- Jain, A. (2014). *Computacional Analysis and Optimization of Torsional Stiffness of a Formula SAE Chassis*. SAE Technical Paper 2014-01-0355, 2014, doi:10.4271/2014-01-0355.
- Juárez, A. P. (2010). *Método para Interconectar Mallas de Elementos Finitos empleadas en Análisis Estructurales*. Ciudad Universitaria, D.F., México.
- Matador Motorsports*. (28 de marzo de 2019). Obtenido de <http://www.ecs.csun.edu/sae/>
- Medina G., C. (17 de septiembre de 2015). *Centro de gravedad de los vehículos*. Obtenido de Motor y dominio: <http://www.motorydominio.com.mx/investigaciones/centro-de-gravedad-de-los-vehiculo#.XKz7aphKhPY>
- Miliken, W. F. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE Publications.
- Olivares, G. (2016). *Crashworthiness- Certification by Analysis*. JAMS 2016 Technical Review, Wichita State University.

Pérez, D. I. (2009). *Simulación de un choque frontal de un vehículo automóvil contra diferentes tipos de barrera*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, Escuela Politécnica Superior.

Riley, W. B., & George, A. R. (2002). *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*. SAE Technical Paper 2002-01-3300, 2002.

Sampo, E., Sorniotti, A., & Crocombe, A. (2010). *Chassis Torsional Stiffness: Analysis of the Influence on Vehicle Dynamics*. University of Surrey.

Sans, A. C. (2003). *Mejora de la calidad de mallas para elementos finitos*.

Smith, C. (1978). *Tune to Win*. Fallbrook, CA, California, USA: Aero Publishers, Inc.

Anexo A: Resultados de casos de carga estáticos

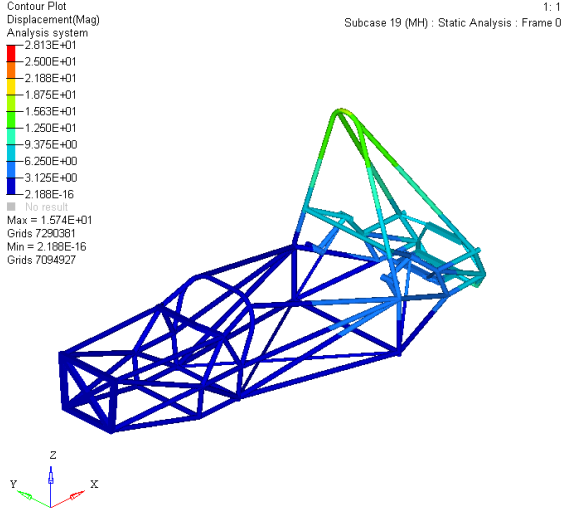
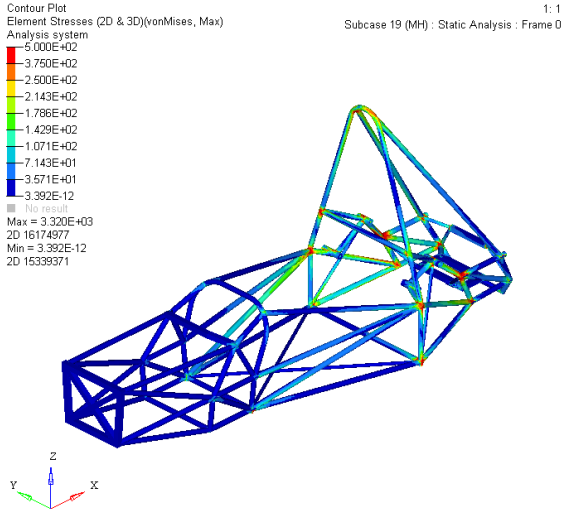
Arco Principal, Soportes Y Refuerzos De Los Soportes		
<p>Desplazamiento Máximo</p>	<p>15.7mm</p>	 <p>Contour Plot Displacement(Mag) Analysis system Subcase 19 (MH) : Static Analysis : Frame 0 1: 1 Max = 1.574E+01 Grids 7290381 Min = 2.188E-16 Grids 7094927</p> <p><i>Figura 1. Resultados de deformaciones del arco principal.</i></p>
<p>Esfuerzo Máximo</p>	<p>3320 MPa</p>	 <p>Contour Plot Element Stresses (2D & 3D)(vonMises, Max) Analysis system Subcase 19 (MH) : Static Analysis : Frame 0 1: 1 Max = 3.320E+03 2D 16174977 Min = 3.392E-12 2D 15339371</p> <p><i>Figura.2. Resultados de esfuerzos del arco principal.</i></p>

Tabla 0.1. Resultados de caso de carga del Arco Principal

Se observa en los resultados que se cumple el requisito propuesto por el reglamento ya que el desplazamiento máximo es de 17.06 mm, sin embargo, los esfuerzos máximos que se muestran rebasan el límite de cedencia de ruptura del material. Es decir, si la volcadura se realizara bajo las condiciones establecidas en el reglamento la estructura no soportaría el impacto lo cual podría poner en riesgo al piloto. Los esfuerzos máximos se encuentran localizados en las uniones del arco principal con

los tubos de refuerzo, así como en las sujeciones del motor y la unión con la suspensión trasera.

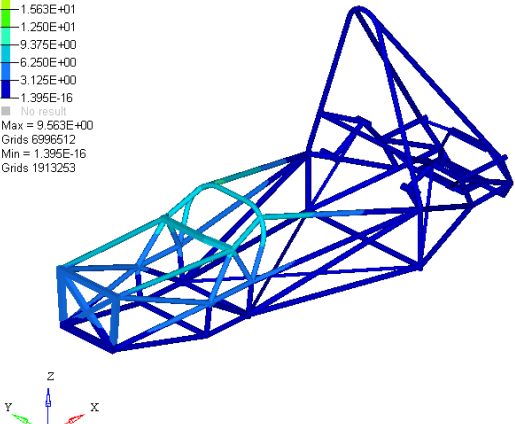
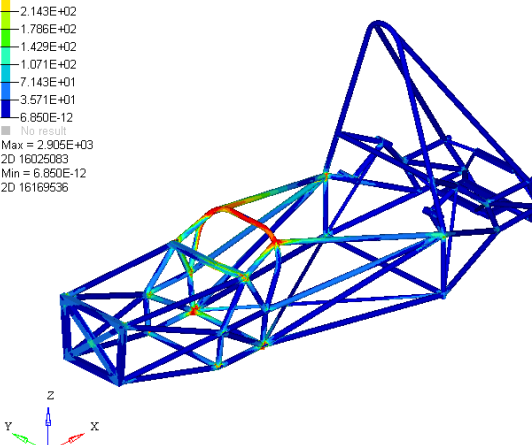
Arco Frontal		
Desplazamiento Máximo	9.6 mm	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>Contour Plot Displacement(Mag) Analysis system</p> <ul style="list-style-type: none"> 2.813E+01 2.500E+01 2.188E+01 1.875E+01 1.563E+01 1.250E+01 9.375E+00 6.250E+00 3.125E+00 1.395E-16 No result <p>Max = 9.563E+00 Grids 6996512 Min = 1.395E-16 Grids 1913253</p> </div> <div style="width: 50%; text-align: right;"> <p>Subcase 4 (FH) : Static Analysis : Frame 0</p> <p>1: 1</p> </div> </div>  <p style="text-align: center;"><i>Figura.3. Resultados deformaciones del arco frontal</i></p>
Esfuerzo Máximo	2905 MPa	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>Contour Plot Element Stresses (2D & 3D)(vonMises, Max) Analysis system</p> <ul style="list-style-type: none"> 5.000E+02 3.750E+02 2.500E+02 2.143E+02 1.786E+02 1.429E+02 1.071E+02 7.143E+01 3.571E+01 6.850E-12 No result <p>Max = 2.905E+03 2D 16025083 Min = 6.850E-12 2D 16169536</p> </div> <div style="width: 50%; text-align: right;"> <p>Subcase 4 (FH) : Static Analysis : Frame 0</p> <p>1: 1</p> </div> </div>  <p style="text-align: center;"><i>Figura 4.Resultados de esfuerzos del arco frontal</i></p>

Tabla 0.2. Resultados de caso de carga del Arco Frontal

En este caso también se cumple el requisito del desplazamiento máximo, sin embargo, se presenta el mismo problema en los esfuerzos, debido a que sobrepasa el límite de fluencia del material. Los esfuerzos máximos se encuentran

localizados en la parte superior del arco frontal y en las uniones de los tubos de soporte el mismo arco.

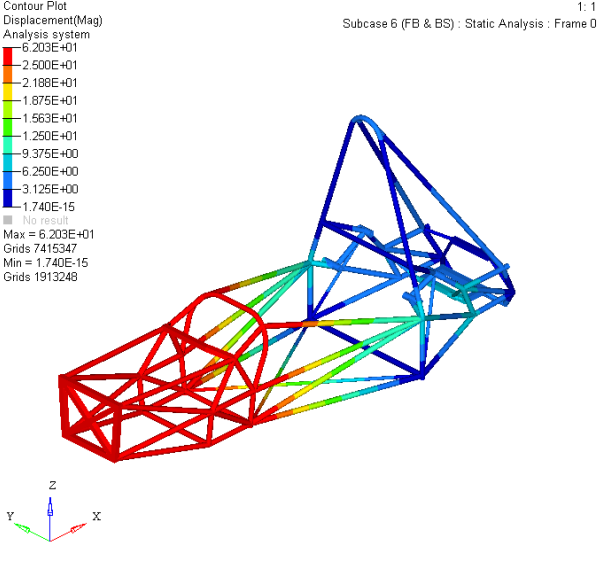
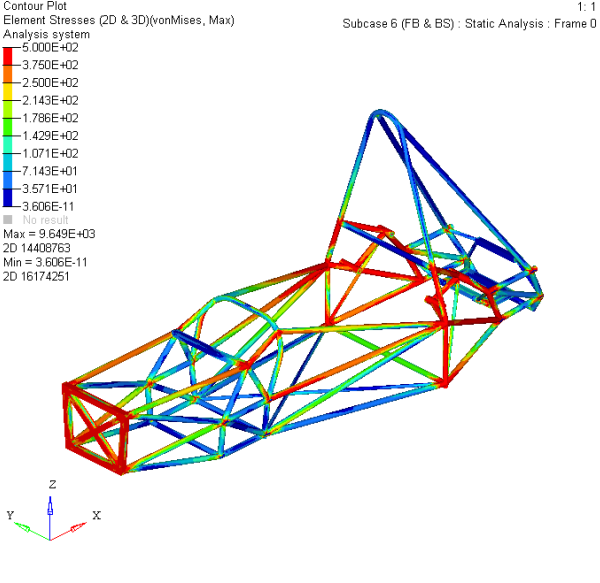
Mamparo Delantero Y Soporte Del Mamparo		
<p>Desplazamiento Máximo</p>	<p>62 mm</p>	 <p>Contour Plot Displacement(Mag) Analysis system 6.203E+01 1: 1 Subcase 6 (FB & BS) : Static Analysis : Frame 0</p> <p>Max = 6.203E+01 Grids 7415347 Min = 1.740E-15 Grids 1913248</p> <p>Figura 5. Resultados de deformaciones del mamparo frontal</p>
<p>Esfuerzo Máximo</p>	<p>9649 MPa</p>	 <p>Contour Plot Element Stresses (2D & 3D)(vonMises, Max) Analysis system 9.649E+03 1: 1 Subcase 6 (FB & BS) : Static Analysis : Frame 0</p> <p>Max = 9.649E+03 2D 14408763 Min = 3.606E-11 2D 16174261</p> <p>Figura 6. Resultados de esfuerzos del mamparo frontal</p>

Tabla 0.3. Resultados de caso de carga del Mamparo delantero

En este caso no se cumple el requisito del desplazamiento máximo, ya se rebasa el desplazamiento máximo permitido. Además, se presenta el mismo problema en los esfuerzos, debido a que sobrepasa el límite de fluencia del material. Los desplazamientos máximos se localizan en toda la parte frontal del chasis, desde el

mamparo delantero hasta el arco principal y una parte de la estructura lateral de impactos. Los esfuerzos máximos se ubican en el mamparo delantero y en la parte inferior del arco principal.

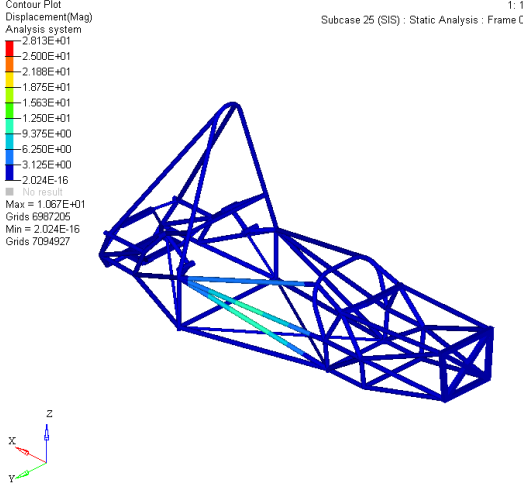
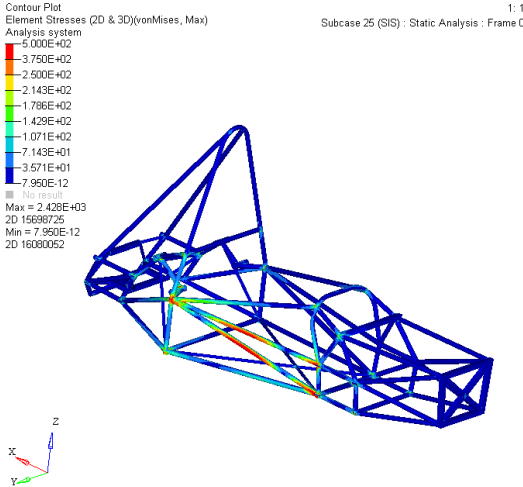
Estructura Lateral de Impactos		
<p>Desplazamiento Máximo</p>	<p>10.7mm</p>	 <p><i>Figura.7.Resultados deformaciones de la estructura lateral</i></p>
<p>Esfuerzo Máximo</p>	<p>2428 MPa</p>	 <p><i>Figura.8.Resultados de esfuerzos de la estructura lateral</i></p>

Tabla 0.4.Resultados del caso de carga Estructura Lateral de Impacto

En este caso también se cumple el requisito del desplazamiento máximo, sin embargo, se presenta el mismo problema en los esfuerzos, debido a que sobrepasa el límite de fluencia del material. Los esfuerzos máximos se encuentran en los puntos de aplicación de la carga y en las uniones de los tubos que conforman la estructura lateral de impactos con los arcos principal y frontal.

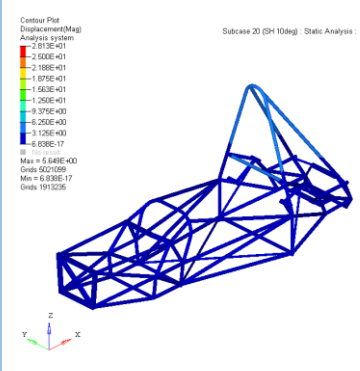
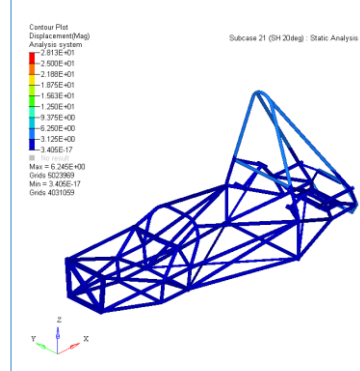
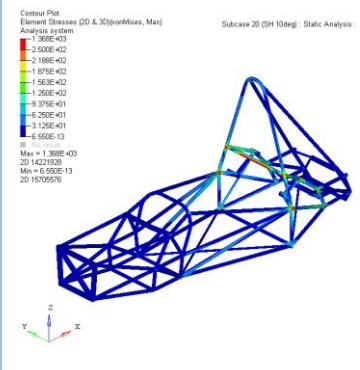
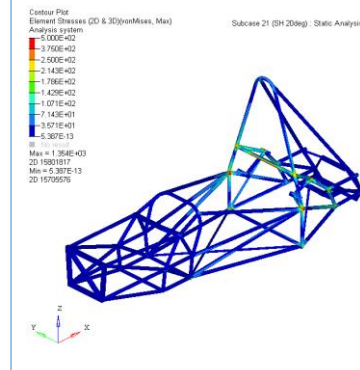
	Sujeción Del Arnés De Hombros 10°	Sujeción Del Arnés De Hombros 20
Desplazamiento Máximo	<p>5.6 mm</p>  <p><i>Figura 9. Resultados de las deformaciones de las sujeciones del arnés de hombros a 10° por arriba</i></p>	<p>6.2 mm</p>  <p><i>Figura 10. Resultados de las deformaciones de las sujeciones del arnés de hombros a 20° por arriba</i></p>
Esfuerzo Máximo	<p>1368 MPa</p>  <p><i>Figura 11. Resultados de los esfuerzos de las sujeciones del arnés de hombros a 10° por arriba</i></p>	<p>1354 MPa</p>  <p><i>Figura 12. Resultados de los esfuerzos de las sujeciones del arnés de hombros a 20° por arriba</i></p>

Tabla 0.5. Resultados del caso de carga sujeción del arnés de hombros a 10° y 20°

En este caso también se cumple el requisito del desplazamiento máximo, sin embargo, se presenta el mismo problema en los esfuerzos, debido a que sobrepasa el límite de fluencia del material. Los esfuerzos máximos se localizan en los puntos de aplicación de la carga, así como en las uniones de los tubos de soporte del arco principal.

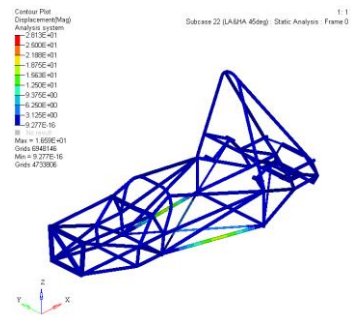
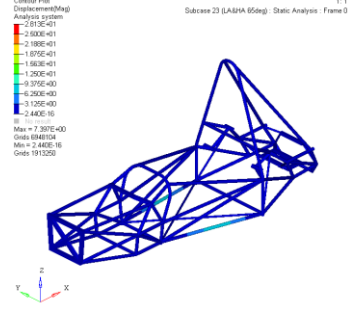
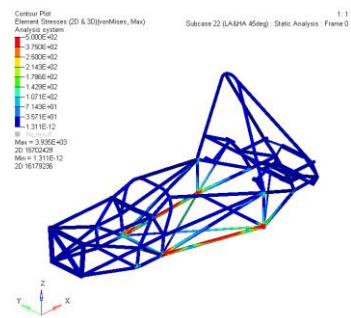
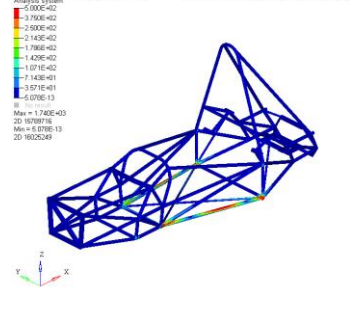
	Sujeción Del Cinturón del Regazo y Antisubmarino 45°	Sujeción Del Cinturón del Regazo y Antisubmarino 65°
Desplazamiento Máximo	<p>16.6 mm</p>  <p><i>Figura 13. Resultados deformaciones de las sujeciones del cinturón a 45°</i></p>	<p>7.4 mm</p>  <p><i>Figura 14. Resultados deformaciones de las sujeciones del cinturón a 65°</i></p>
Esfuerzo Máximo	<p>3935 MPa</p>  <p><i>Figura 15. Resultados de los esfuerzos de las sujeciones del cinturón a 45°</i></p>	<p>1740 MPa</p>  <p><i>Figura 16. Resultados de los esfuerzos de las sujeciones del cinturón a 65°</i></p>

Tabla 0.6. Resultados del caso de carga sujeción del cinturón del regazo a 45° y 65°

En este caso también se cumple el requisito del desplazamiento máximo, sin embargo, se presenta el mismo problema en los esfuerzos, debido a que sobrepasa el límite de fluencia del material. Los esfuerzos máximos se localizan en los puntos de aplicación de la carga, así como en las uniones con el arco principal y frontal.

Mamparo delantero y soporte fuera del eje del mamparo		
Desplazamiento Máximo	83.1 mm	<p>Contour Plot Displacement(Mag) Analysis system Subcase 24 (FB&BSOA) : Static Analysis : Frame 0 1: 1 Max = 8.307E+01 Grids 6386383 Min = 1.641E-15 Grids 4733798</p> <p>Figura 17. Resultados deformaciones del mamparo delantero y soporte</p>
Esfuerzo Máximo	10080 MPa	<p>Contour Plot Element Stresses (2D & 3D)(vonMises, Max) Analysis system Subcase 24 (FB&BSOA) : Static Analysis : Frame 0 1: 1 Max = 1.008E+04 2D 14403763 Min = 5.410E-11 2D 15889629</p> <p>Figura 18. Resultados de los esfuerzos del mamparo delantero y soporte</p>

Tabla 0.7. Resultados del caso Mamparo delantero y soporte fuera del eje

En este caso no se cumple el requisito del desplazamiento máximo, ya se rebasa el desplazamiento máximo permitido. Además, se presenta el mismo problema en los esfuerzos, debido a que sobrepasa el límite de fluencia del material. Los desplazamientos máximos se localizan en toda la parte frontal del chasis desde el mamparo delantero hasta el arco principal y una parte de la estructura lateral de impactos. Los esfuerzos máximos se ubican en el mamparo delantero y en la parte inferior del arco principal.