

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRÍZ

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS TUBULAR DE UN
VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETICIÓN EN LA
FORMULA SAE”**

**TESIS DE GRADO PREVIA
A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO AUTOMOTRÍZ**

AUTORES:

LUIS HUMBERTO BERMEO MOREJÓN

JENNY ELIZABETH CALLE BARRERA

RUBÉN DARÍO CARRIÓN JAURA

DIRECTOR:

ING. FAUSTO CASTILLO

CUENCA, MARZO 2014

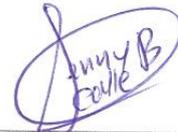
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Luis Humberto Bermeo Morejón, Jenny Elizabeth Calle Barrera, Rubén Darío Carrión Jaura, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

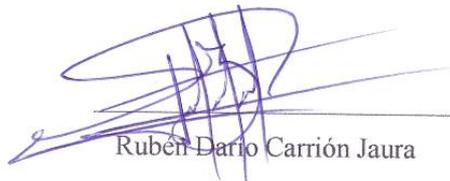
A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.



Luis Humberto Bermeo Morejón



Jenny Elizabeth Calle Barrera



Rubén Darío Carrión Jaura

CERTIFICACIÓN

Que el siguiente trabajo de tesis: **“Diseño y construcción de un chasis tubular de un vehículo monoplaza para la competición en la formula SAE”**, para la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca, realizado por los estudiantes Luis Humberto Bermeo Morejón, Jenny Elizabeth Calle Barrera, Rubén Darío Carrión Jaura, fue dirigido por mi persona.

Cuenca, 25 de Marzo del 2014



Ing. Fausto Castillo.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios que me dio la vida, además de darme a mis padres y fortalecerme durante mi vida estudiantil.

A mi madre que con paciencia y sabiduría ha sabido siempre guiarme y apoyarme durante toda mi vida, además de demostrarme siempre la fortaleza de enfrentar las tristezas y adversidades con mucho valor y paciencia.

A mis hermanos y cuñad@s por su apoyo y cariño.

A mi novia Liliana Sojos por su amor incondicional, apoyo y paciencia.

A mis amigos de tesis por compartir sus conocimientos, experiencias y amistad.

A mis compañeros de equipo ***UPS RACING TEAM***, que se han vuelto como mi familia, gracias por todas las alegrías y vivencias.

A mi director de tesis por compartir el conocimiento adquirido y a su voluntad por guiarnos en el desarrollo de la tesis.

Luis Humberto Bermeo Morejón.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios y la Virgen, a toda mi familia por brindarme su apoyo incondicional, tiempo y paciencia durante la etapa de mi vida. Por darme ánimos cuando estado a punto de rendirme, por sus palabras por eso y mucho más, de todo corazón les doy las gracias por depositar su confianza en mí.

A mis amigos de tesis y compañeros de estudio por compartir los conocimientos, experiencias adquiridas y opiniones durante el desarrollo de la misma.

Les doy las gracias a un grupo de buenos amigos que conformamos la formula SAE, por sus maneras de ver las cosas, de siempre tratar de llevar un ambiente amistoso de trabajo, de brindarme su respeto y cariño.

A mi director de tesis por compartir el conocimiento adquirido y a su voluntad por guiarnos en el desarrollo de la tesis.

Jenny Elizabeth Calle Barrera.

AGRADECIMIENTO

Agradezco, a mi familia por brindarme el apoyo, el tiempo, la dedicación y la confianza durante toda mi vida.

A mis amigos de tesis por compartir los conocimientos, experiencias adquiridas y opiniones durante el desarrollo de la misma.

A mis compañeros de equipo de la fórmula SAE con los que hemos compartido momentos alegres irrepetibles en el desarrollo del proyecto.

A mi director de tesis por compartir el conocimiento adquirido y a su voluntad por guiarnos en el desarrollo de la tesis.

Rubén Darío Carrión Jaura.

DEDICATORIA

A mi padre que desde el cielo sigue cuidando de mí, que me ha demostrado el don de la fortaleza con su ejemplo, al luchar contra las adversidades que se presentan en la vida con todas las fuerzas y ganas de vivir aun sin tener la esperanza de ganar esta batalla.

Luis Humberto Bermeo
Morejón.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a Dios, a mis padres y hermana por el cariño y el apoyo que me han brindado a lo largo de mi vida, enseñándome a ser valiente en los momentos más difíciles, a luchar por los ideales y alcanzar las metas planteadas, a pesar de los obstáculos que se presenten.

Jenny Elizabeth Calle Barrera.

DEDICATORIA

Dedico este proyecto de tesis a Dios y a mis padres. A Dios porque no ha permitido que me desvíe del camino que él me ha trazado, porque me ha dado sabiduría para tomar las decisiones correctas en los momentos más importantes, a mis padres, quienes a lo largo de mi vida me han demostrado su inmenso amor su inmensa paciencia, su gran fortaleza y su constante lucha para que llegue a ser el hombre que hoy soy. Depositando su entera confianza en cada reto que la vida me ha planteado y decisiones que he tomado. Por eso y mucho más los amo con mi vida.

Rubén Darío Carrión Jaura.

CAPÍTULO I. FUNDAMENTO TEÓRICO PARA EL DISEÑO DE UN MONOPLAZA	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
<i>1.1.1 El Chasis.....</i>	<i>1</i>
1.2.1 Parte A – Regulaciones Administrativas.....	2
1.2.1.1 Artículo 1- Panorama Formula SAE y Competición.	2
1.2.1.1.1 Objetivos del diseño del vehículo.	2
1.2.2 Parte T - Requisitos Técnicos Generales.	2
1.2.2.1 Artículo 2: Requisitos Generales de Diseño.	2
1.2.3 Artículo 3: Celda del Conductor.....	3
1.2.4 Artículo 4: Cabina del Piloto.	23
1.2.5 Artículo 5: Equipo de Conducción	26
1.2.6 Reglas Alternativas del Bastidor	28
1.2.6.1 Artículo 1: Requisitos Generales.....	28
1.2.6.2 Artículo 2: Requisitos Estructurales Formulario de Certificación.	30
1.2.6.3 Artículo 3: Definiciones.	30
1.2.6.4 Artículo 4: Requisitos Estructurales.	31
1.2.6.5 Artículo 5: Requisitos Generales de Análisis	34
1.2.6.6 Artículo 6 Prevención de Intrusiones.	35
1.2 APLICACIÓN DEL REGLAMENTO.	37
1.3 TIPOS DE ESTRUCTURAS.....	40
1.3.1 Chasis Estructural con Tubos de Acero.....	41
1.3.2 Chasis Monocasco	42
1.4 TIPOS DE MATERIALES	43
1.4.1 Propiedades del tubo SAE 1010	44
1.4.2 Propiedades del tubo AISI 4130	45
1.4.3 Fibra de Carbono	46
1.4.4 Materiales Seleccionados Para la Construcción Del Chasis Tubular. ...	47

1.5 ERGONOMIA DEL PILOTO	48
<i>1.5.1 Representación del 95 Percentil.</i>	<i>49</i>
<i>1.5.2 Dimensiones Complementarias para el 95 Percentil.</i>	<i>50</i>
<i>1.5.3 Esquema del Piloto</i>	<i>53</i>
<i>1.5.4 Determinación del Centro de Gravedad de la Posición del Piloto</i>	<i>54</i>
1.6 ENSAYO DE MATERIALES.....	58
<i>1.6.1 Resultados del Ensayo.</i>	<i>59</i>
CAPÍTULO II. DISEÑO DE UN CHASIS MONOPLAZA TUBULAR	61
2.1 DISTRIBUCIÓN DE LAS MASAS EN EL CHASIS.....	61
<i>2.1.1 Masas Principales.</i>	<i>61</i>
<i>2.1.2 Repartición de Masas Principales del Vehículo.</i>	<i>61</i>
2.1.2.1 Ubicación del Centro de Gravedad en el Chasis Tubular.	65
<i>2.1.3 Prueba Antivuelco.....</i>	<i>67</i>
2.2 DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL CHASIS BASE.....	69
<i>2.2.1 Trazado del croquis del Chasis.....</i>	<i>69</i>
<i>2.2.2 Extrucción y corte de los miembros estructurales.....</i>	<i>73</i>
2.3 RIGIDEZ TORSIONAL.....	76
2.4 MOTOR COMO MIEMBRO ESTRUCTURAL.....	77
2.5 DETERMINACIÓN DE CARGAS QUE ACTÚAN EN EL CHASIS.....	78
<i>2.5.1 Análisis de Frenado.</i>	<i>79</i>
2.5.1.1 Carga Torsional de Frenado.....	82
2.5.1.2 Transferencia de Pesos en Frenado.....	82
<i>2.5.2 Análisis de Aceleración.</i>	<i>83</i>
2.5.2.1 Transferencia de Cargas.	87
<i>2.5.3 Análisis de Carga Lateral.....</i>	<i>87</i>
<i>2.5.4 Análisis de Remolque.....</i>	<i>90</i>
<i>2.5.5 Cargas de Impacto.</i>	<i>91</i>

2.5.5.1 <i>Análisis de Impacto Frontal</i>	91
2.5.5.2 <i>Análisis de Impacto Lateral</i>	92
2.5.5.3 <i>Análisis de Vuelco</i>	94
CAPITULO III. SIMULACION DE UN CHASIS MONOPLAZA TUBULAR.	97
3.1 TENSION DE VON MISES.	97
3.2 ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.	97
3.3 SIMULACIÓN DE TORSIÓN	100
3.4 SIMULACIÓN DE ACELERACIÓN.	104
3.5 SIMULACIÓN DE FRENADO.	106
3.6 SIMULACIÓN DE CARGAS LATERALES.	108
3.7 SIMULACIÓN DE REMOLQUE.	109
3.8 SIMULACIÓN DE IMPACTO FRONTAL.	111
3.9 SIMULACIÓN DE IMPACTO LATERAL.	113
3.10 SIMULACIÓN DE VUELCO.	114
3.11 OPTIMIZACIÓN DEL MODELO.	115
3.12 ANÁLISIS DE VIBRACIÓN.	118
CAPITULO IV. CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS MONOPLAZA.	124
4.1. MAMPOSTERÍA PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS.	124
4.2. CORTE DEL MATERIAL	125
4.2.1 <i>Corte por Chorro de Agua.</i>	126
4.2.2 <i>Corte por Plasma</i>	128
4.2.3 <i>Corte por Arranque de viruta.</i>	129
4.3 DOBLADO DE LOS ARCOS DE SEGURIDAD Y PRENSADO DE LOS TUBOS A LOS PLANOS.	132
4.4.1 <i>Tipos de Soldadura</i>	136
4.4.1.1 Soldadura TIG	136
4.4.1.1 Soldadura MIG (Metal Inerte Gas)	138

4.5 DEFECTOS EN LA SOLDADURA	140
4.6 COSTO DE MANUFACTURA DEL CHASIS	141
4.6.1 Costo del Proceso de Soldadura	143
4.6.1.1 Peso del Material de Aporte.	143
4.6.1.2 Eficiencia de Aportación.	143
4.6.1.3 Flujo de gas	144
4.6.1.4 Velocidad de deposición.....	144
4.6.1.5 Calculo del Costo de Soldadura.....	145
4.6.1.5.1 Costo del electrodo.	147
4.6.1.5.2 Costo de mano de obra.	147
4.6.1.5.3 Costo del gas Indurmig	148
4.6.2 Costo total de manufactura	149
4.7 COMPROBACIÓN DE SOLDADURA	149
4.7.1 Ensayo con Partículas Magnéticas.	150
4.7.2 Ensayo con Líquidos Penetrantes.	151
4.7.3 Inspección ultrasónica.	152
4.7.4 Inspección radiográfica mediante rayos X	153
4.7.8 Comprobaciones de Soldadura Utilizada	153
4.8 PRUEBA DE TORSIÓN	156
4.9 PRUEBA DESTRUCTIVA DEL BASTIDOR	158
CONCLUSIONES	160
RECOMENDACIONES	163
BIBLIOGRAFÍA	165
ANEXOS	167

INDICE DE FIGURAS.

CAPITULO I

Figura 1. 1. Triangulo de seguridad formado por los arcos.	8
Figura 1. 2. Triangulo de protección del casco del piloto.	9
Figura 1. 3. Representación del arco principal si los soportes del mismo van hacia adelante.	9
Figura 1. 4. Esquema del 95 percentil.	11
Figura 1. 5. Ejemplo posicionamiento del volante.	13
Figura 1. 6. Refuerzos del arco frontal.	13
Figura 1. 7. Dimensiones mínimas de los refuerzos del arco frontal y principal.	14
Figura 1. 8. Posibles triangulaciones en el espacio del motor y diferencial.	15
Figura 1. 9. Ejemplos de distribución adecuada de las cargas al motor.	15
Figura 1. 10. Refuerzos del arco frontal.	16
Figura 1. 11. Otros miembros laterales.	17
Figura 1. 12. Juntas o articulaciones no permanentes.	18
Figura 1. 13. Ejemplos de casos erróneos de articulaciones.	19
Figura 1. 14. Junta de tope de manga.	19
Figura 1. 15. Estructura frontal de impacto.	20
Figura 1. 16. Ejemplo de triangulaciones para la estructura frontal de impacto.	21
Figura 1. 17. Estructura de impacto lateral.	22
Figura 1. 18. Estructura de impacto lateral compuesta de más de tres miembros. ...	23
Figura 1. 19. Plantilla para apertura de cabina del piloto.	24
Figura 1. 20. Plantilla para Cabina del piloto, sección transversal interna.	25
Figura 1. 21. Estructura de anclaje del arnés del hombro.	26
Figura 1. 22. Ejemplos de triangulaciones para anclaje de arnés del hombro.	27
Figura 1. 23. Sistema de coordenadas usado para las reglas alternativas.	31
Figura 1. 24. Pruebas con el impactador.	36
Figura 1. 25. Partes de la estructura primaria.	40
Figura 1. 26. Chasis tubular.	41
Figura 1. 27. Chasis monocasco.	42
Figura 1. 28. Dimensiones de la tubería estructural.	47
Figura 1. 29. Composición química de tubería estructural.	47
Figura 1. 30 Propiedades mecánicas de la tubería estructural.	48

Figura 1. 31. Rango de ángulos en los cuales el piloto se siente cómodo	49
Figura 1. 32. Modelo del piloto.....	49
Figura 1. 33. Datos antropométricos dimensionales del 95 Percentil masculino.	50
Figura 1. 34. Datos antropométricos dimensionales del 5 Percentil femenino.....	52
Figura 1. 35. Posición tentativa del piloto.	53
Figura 1. 36. Localización del centro de gravedad para cada segmento del cuerpo.	54
Figura 1. 37. Posición tentativa del piloto inclinación 30 grados.	55
Figura 1. 38. Posición tentativa del piloto inclinación 45 grados.	56
Figura 1. 39. Maquina universal para ensayos de materiales.....	58
Figura 1. 40. Probetas de tubo de acero, con bujes de acero.	59
Figura 1. 41. Probeta de tubo de acero de un material dúctil.....	59
Figura 1. 42. Grafica esfuerzo / deformación.	60

CAPITULO II

Figura 2. 1. Bosquejo del piso del chasis, vista superior.	62
Figura 2. 2. Distribución de masas principales.	63
Figura 2. 3. Modelado del motor Yamaha FZR 600 en <i>solidworks</i>	63
Figura 2. 4. Datos físicos del modelo.....	64
Figura 2. 5. Pesado de la cremallera.	65
Figura 2. 6. Diagrama de cuerpo libre.	66
Figura 2. 7. Diagrama de cuerpo libre para prueba de vuelco.	68
Figura 2. 8. Croquis de la base del chasis.	70
Figura 2. 9. Dimensionado mínimo de la cabina del piloto.	70
Figura 2. 10. Dimensionado de las alturas.	71
Figura 2. 11. Dimensionado mínimo del espacio de las piernas del piloto.	71
Figura 2. 12. Croquis líneas imaginarias de seguridad, línea de visión y plantillas.	72
Figura 2. 13. Croquis 3D del chasis.	72
Figura 2. 14. Construcción de miembro estructural.....	73
Figura 2. 15. Nodos sin recortar.....	74
Figura 2. 16. Recorte de nodos.	74
Figura 2. 17. Nodo recortado.	75
Figura 2. 18. Diseño del chasis base.	75
Figura 2. 19. Simulación de torsión del chasis.	77

Figura 2. 20. Conexiones nodo a nodo simulando el motor.	78
Figura 2. 21. Diagrama de cuerpo libre para análisis de frenado.....	80
Figura 2. 22. Esquema de transmisión del motor.....	83
Figura 2. 23. Diagrama de cuerpo libre para análisis de aceleración.....	85
Figura 2. 24. Pista usada en la competencia formula SAE 2011.	88
Figura 2. 25. Diagrama de cuerpo libre para análisis de cargas laterales.	89

CAPITULO III

Figura 3. 1. Aplicación de cargas para determinar la rigidez del chasis.....	100
Figura 3. 2. Desplazamientos de los brazos.	101
Figura 3. 3. Tendencia de la rigidez del chasis con y sin motor como miembro estructural.....	102
Figura 3. 4. Tendencias de los esfuerzos de la estructura con y sin motor como miembro estructural.	103
Figura 3. 5. Tendencia de la rigidez en función del peso.....	103
Figura 3. 6. Condiciones de frontera para simulación de aceleración.	104
Figura 3. 7. Tensiones resultantes en aceleración.	105
Figura 3. 8. Deformación resultante en aceleración.....	105
Figura 3. 9. Condiciones de frontera para simulación de frenado.	106
Figura 3. 10. Tensiones resultantes en frenado.	107
Figura 3. 11. Máxima deformación resultante en frenado	107
Figura 3. 12. Condiciones de frontera para simulación de aceleración lateral.	108
Figura 3. 13. Tensiones resultantes en cargas laterales.....	109
Figura 3. 14. Deformación total con cargas laterales.....	109
Figura 3. 15. Condiciones de frontera para simulación de remolque.	110
Figura 3. 16. Tensiones resultantes con carga de remolque.....	110
Figura 3. 17. Máxima deformación resultante con carga de remolque.....	111
Figura 3. 18. Condiciones de frontera para simulación de impacto frontal.....	112
Figura 3. 19. Tensiones resultantes para impacto frontal.	112
Figura 3. 20. Condiciones de frontera para simulación de impacto lateral.....	113
Figura 3. 21. Tensiones resultantes para cargas de impacto frontal.	113
Figura 3. 22. Condiciones de frontera para simulación de vuelco.....	114
Figura 3. 23. Tensiones en vuelco.....	114

Figura 3. 24. Máxima deformación resultante con carga de remolque.....	115
Figura 3. 25. Frecuencia natural	122
Figura 3. 26. Frecuencia del motor y amortiguación en sus soportes.....	123

CAPITULO IV

Figura 4. 1. Diseño de las sujeciones de los miembros estructurales en el espacio.	124
Figura 4. 2. Anclado de las planchas a la mesa.....	125
Figura 4. 3. Corte tipo boca de pescado.....	126
Figura 4. 4. Corte de un perfil por chorro de agua.....	127
Figura 4. 5. Corte de chapa metálica por plasma.....	128
Figura 4. 6. Trozado y etiquetado de los tubos.....	129
Figura 4. 7. Plantillas para corte de boca de pescado.....	130
Figura 4. 8. Marcado del contorno del corte.....	130
Figura 4. 9. Marcado del contorno del corte.....	130
Figura 4. 10. Acople de los tubos cortados.....	131
Figura 4. 11. Armado de la parte delantera.....	131
Figura 4. 12. Puntos de sujeción en la parte delantera.....	132
Figura 4. 13. Planos de arco principal y frontal	133
Figura 4. 14. Llenado de los tubos y soldado de sus extremos.....	133
Figura 4. 15. Colocado de los tubos en la maquina dobladora	134
Figura 4. 16. Sujeción y matriz para doblado.....	134
Figura 4. 17. Arco principal doblado y sujetado a la mesa.....	135
Figura 4. 18. Colocación de tubos mampara al arco frontal	135
Figura 4. 19. Colocación de tubos desde el arco frontal al arco principal.....	136
Figura 4. 20. Boquilla para soldadura TIG	136
Figura 4. 21. Soldadura MIG.....	138
Figura 4. 22. Soldado por puntos	139
Figura 4. 23. Velocidad de deposición.....	145
Figura 4. 24. Líneas de flujo del campo magnético.....	151
Figura 4. 25. Tintas penetrantes.....	151
Figura 4. 26. Los procesos de los líquidos.....	152
Figura 4. 27. Cordones limpiados.....	154

Figura 4. 28. Aplicación del líquido limpiador.....	154
Figura 4. 29. Aplicación del líquido penetrante.....	155
Figura 4. 30. Aplicación del líquido revelador.	155
Figura 4. 31. Revelado de las imperfecciones.	156
Figura 4. 32. Montaje para la prueba detorsión.	156
Figura 4. 33. Masa y sensor giroscopio.	157
Figura 4. 34. Impacto frontal del chasis.....	159

INDICE DE TABLAS

CAPITULO I

Tabla 1. 1. Dimensiones mínimas del material para cada elemento.	5
Tabla 1. 2. Material alternativo.	7
Tabla 1. 3. Interpretación del reglamento.	39
Tabla 1. 4. Cotas antropométricas dimensionales para el 95 percentil masculino....	51
Tabla 1. 5. Cotas antropométricas dimensionales para el 5 percentil femenino.	53
Tabla 1. 6. Coordenadas de ubicación de los centros de gravedad de las partes del cuerpo humano y del centro de gravedad total con una inclinación del piloto a 30 grados.	56
Tabla 1. 7. Coordenadas de ubicación de los centros de gravedad de las partes del cuerpo humano y del centro de gravedad total con una inclinación del piloto a 45 grados.	57
Tabla 1. 8. Resultados de ensayos de tracción.	60

CAPITULO II

Tabla 2. 1. Masas principales.	61
Tabla 2. 2. Centros de gravedad de las masas principales.	65
Tabla 2. 3. Coordenadas del centro de gravedad.	66

CAPITULO III

Tabla 3. 1. Resultados de simulaciones de torsión.	102
Tabla 3. 2. Optimización en el modelo.	116
Tabla 3. 3. Simulación del chasis optimizado.	118
Tabla 3. 4. Modos de vibración.	121
Tabla 3. 5. Frecuencias de vibración.	122

CAPITULO IV

Tabla 4. 1. Lista de materiales para manufactura del chasis	141
Tabla 4. 2. Equipos usados para la construcción.....	142
Tabla 4. 3. Herramientas usadas en la manufactura del chasis.	142
Tabla 4. 4. Peso de material depositado.	143
Tabla 4. 5. Eficiencia de aportación	144
Tabla 4. 6. Flujo de gas.	144
Tabla 4. 7. Determinación de costos en operación.....	145
Tabla 4. 8. Longitud de los cordones por nodo.	146
Tabla 4. 9. Características del proceso de soldado.....	146
Tabla 4. 10. Gastos del proceso de soldadura.	146

Resumen

El presente trabajo trata sobre el diseño y construcción de un chasis tubular de un vehículo monoplaza para la competición en la formula SAE.

En el capítulo I se realiza un estudio profundo del reglamento Formula SAE 2014, en base a las restricciones, normas y disposiciones que debe cumplir con el fin de evitar que el vehículo sea sancionado en la competencia.

Con el propósito de obtener el menor peso a bajo costo de la estructura se empezó con un estudio de materiales que cumplan con el reglamento, para ello se analizó los precios en el mercado local e internacional, así como las diferentes medidas y espesores existentes.

El capítulo II trata sobre una adecuada distribución de masas que debe poseer el vehículo, con lo cual se busca obtener un centro de gravedad lo bajo con el fin de conseguir una buena estabilidad del vehículo, además se empieza con el trazado de los bocetos para definir los espacios adecuados de los diferentes sistemas que componen que se montaran sobre la estructura, se analizara las diferentes situaciones dinámicas como estáticas así como las cargas que actúan sobre la misma.

En el capítulo III se considera las restricciones de la estructura para las simulaciones de aceleración, frenado, cargas laterales, remolque, torsión y vibración así como las restricciones que describen las reglas alternativas de batidor para las simulaciones de impacto frontal, impacto lateral y vuelco una vez simulado se analiza el comportamiento de la estructura en las partes que presentarían posibles fallas, lo cual indica que se debe rediseñar y volver a simular el comportamiento del chasis para obtener un diseño óptimo y proceder a la construcción definitiva del modelo simulado.

En el capítulo IV se procede a la construcción de la estructura donde se inicia por una mampostería que contenga los miembros estructurales en el espacio para evitar las desviaciones excesivas, luego se cortan manualmente los tubos a medida con sus extremos en forma de boca de pescado para obtener una unión de soldadura uniforme. El doblado de los arcos de seguridad se realiza manualmente sobre una

matriz para evitar el aplastamiento de estos. Posteriormente los tubos ya anclados y cuadrados en los paneles de la mampostería son soldados mediante el proceso MIG, para verificar la soldadura se realizó una prueba de tintas penetrantes. Además de la construcción se calculó el costo de manufactura de la estructura y por último se realizó un ensayo real de torsión del chasis.

CAPÍTULO I. FUNDAMENTO TEÓRICO PARA EL DISEÑO DE UN MONOPLAZA

1.1 Introducción.

1.1.1 El Chasis.

El chasis dentro del deporte automovilístico es la estructura con la cual se parte para construir el vehículo, esta estructura debe llevar y salvaguardar al piloto, conecta todos los componentes principales como son el motor, sistemas de traslación, tren de fuerza motriz, y proporcionar los puntos de anclaje para los diferentes sistemas que conforman el vehículo.

La estructura debe ser capaz de soportar el peso de todos los componentes del vehículo, transmitir, resistir sin fallar todas las cargas generadas durante las etapas de conducción en pistas como son la aceleración, frenado, transferencia de masas, etc.

En el caso de que la estructura se deforme fácilmente durante una competencia provocara dificultades y pérdida del control del vehículo, debe tener suficiente rigidez para que la geometría de la suspensión no presente variabilidad y no provoqué disminución de agarre de los neumáticos especialmente en curvas, disminuyendo su competitividad.

Otros parámetros que se deben tener en cuenta son el peso y la economía, ya que una estructura liviana permitirá mejorar la potencia y el rendimiento del motor, disminuyendo el consumo de combustible que influirá notablemente en la competencia. En cuanto al costo de la estructura debe ser lo más económico sin que afecte su fiabilidad, para esto es necesario un análisis de los materiales y procesos para la construcción.

1.2 Traducción Inglés a Español del Reglamento Formula SAE. ¹

A continuación se procede a la traducción de los artículos que involucran el diseño de un chasis tubular

1.2.1 Parte A – Regulaciones Administrativas.

1.2.1.1 Artículo 1- Panorama Formula SAE y Competición.

1.2.1.1.1 Objetivos del diseño del vehículo.

A1.2.2 El vehículo debe adaptarse a los conductores cuya estatura oscila entre el 5th percentil femenino hasta 95th percentil masculino y que cumplan con los requisitos de las Reglas de la Fórmula SAE.

A1.2.3 Factores de diseño que deben considerarse son: la estética, la ergonomía, el costo, el mantenimiento, fabricación y la fiabilidad.

1.2.2 Parte T - Requisitos Técnicos Generales.

1.2.2.1 Artículo 2: Requisitos Generales de Diseño.

T2.3 Distancia entre ejes (Batalla).

El vehículo debe tener una distancia entre ejes por lo menos 1525 mm (60 pulgadas). La distancia entre ejes se mide desde el Centro de contacto con el piso de las ruedas delanteras y traseras, con las ruedas rectas.

¹ http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf

1.2.3 Artículo 3: Celda del Conductor.

T3.1 Estructura del vehículo - 2 Opciones.

Los equipos según su criterio, pueden diseñar el vehículo para cumplir con cualquiera de las 2 alternativas por separado y relacionados, con los diferentes requisitos y restricciones que establece el reglamento. En definitiva, los equipos pueden optar por cumplir con:

- La Parte T del *Artículo 3* "celda del conductor" como se define a continuación o
- La Parte AF "Reglas Alternativas del Bastidor" que se encuentran en el Apéndice AF

T3.2 Requisitos Generales.

Entre otros requisitos, la estructura del vehículo debe incluir dos arcos antivuelco que son reforzados, una mampara delantera con un sistema de soporte, un atenuador de impactos y una estructura de impacto lateral.

T3.3 Definiciones.

Arco principal.- Barra antivuelco situada al lado o detrás del torso del conductor.

Arco frontal.- Barra antivuelco situada por encima de las piernas del conductor en la proximidad del volante.

Arcos antivuelco.- El arco principal y arco frontal están clasificados como arcos antivuelco.

Soporte de los refuerzos de los arcos antivuelco.- La estructura que parte desde el extremo inferior de los refuerzos de los arcos antivuelco hasta encontrarse con el mismo.

Miembro del bastidor.- Es un pedazo pequeño representativo de tubo sin cortar y continuó.

Bastidor.- Es el conjunto estructural que soporta todos los sistemas funcionales del vehículo. Este conjunto puede ser una sola estructura soldada, múltiples estructuras soldadas o una combinación de estructuras de materiales compuestos y soldado.

Estructura primaria.- Esta comprendido de los siguientes componentes del bastidor:

1) Arco principal, 2) arco frontal, 3) refuerzos de los arcos antivuelco y soportes, 4) estructura de impacto lateral 5) mampara delantera, 6) sistema de soporte de la mampara delantera y 7) todos los miembros del bastidor, guías y soportes que transfieren cargas desde el sistema de sujeción del conductor desde el item 1 al 6.

Estructura principal del bastidor.- La porción del bastidor que se encuentra dentro de la envolvente comprendida por la estructura primaria y la parte superior del arco principal y sus refuerzos.

Mampara delantera.- Una estructura plana que define el plano delantero de la estructura principal del bastidor y proporcionar una protección para los pies del conductor.

Atenuador de impacto.- Un dispositivo deformable, de absorción de energía situado delante de la mampara.

Zona de impacto.- El área del lado del coche que se extiende desde la parte superior de la planta a 350mm (13,8 pulgadas) por encima del suelo y que va desde el arco frontal al principal.

Triangulación de nodo a nodo.- Una disposición de miembros del bastidor proyectada sobre un plano, donde una carga co-planar aplicada en cualquier dirección, nodo, resulta ser resistente a la tracción o sólo a fuerzas de compresión en los elementos de bastidor.

T3.4 Requisitos mínimos del material

T3.4.1 Línea Base del Material de Acero

La estructura primaria del vehículo puede ser construido de:

Tubo redondo de acero (0.1% de carbono mínimo), dulce o aleación, cuyas dimensiones mínimas están especificadas en las siguientes tablas o aprobados por las reglas alternativas T3.4 T3.5, T3.6, y T3.7.

OBJETO O APLICACIÓN	DIMENSIÓN EXTERNA POR ESPESOR DE PARED
Arco principal y frontal, Barra donde se monta el arnés de los hombros	<ul style="list-style-type: none"> • Redondo 1.0 pulgadas (25.4 mm) x 0.095 pulgadas (2.4 mm) • Redondo 25.0 mm x 2.50 mm.
Estructura de impacto lateral, mampara delantera, Refuerzos de los arcos antivuelco, Puntos de sujeción del arnés del conductor (excepto como se indica arriba) EV: estructura protectora de acumulación.	<ul style="list-style-type: none"> • Redondo de 1,0 pulgadas (25,4 mm) x 0,065 pulgadas (1,65 mm) • Redondo 25,0 mm x 1,75 mm • Redondo 25,4 mm x 1,60 mm • Cuadrado de 1,00 pulgadas x 1,00 pulgadas x 0,049 pulgadas • Cuadrado de 25,0 mm x 25,0 mm x 1,25 mm. • Cuadrado de 26,0 mm x 26,0 mm x 1,2 mm.
Soportes de la mampara delantera, soportes de los refuerzos del arco principal EV: componentes del sistema de tracción	<ul style="list-style-type: none"> • Redondo de 1,0 pulgadas (25,4 mm) x 0,049 pulgadas (1,25 mm). • Redondo 25,0 mm x 1,5 mm. • Redondo 26,0 mm x 1,2 mm.

Tabla 1. 1. Dimensiones mínimas del material para cada elemento.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf.

Nota 1: El uso de acero de aleación no permite que el espesor de la pared sea más delgado que el que se utiliza para el acero dulce.

Nota 2: Para una aplicación específica: Uso de tubos del diámetro exterior especificado pero con espesor de pared mayor.

Nota 3: A excepción de los agujeros de inspección, todos los agujeros perforados en cualquier tubería regulada requerirá la presentación de un SES.

Nota 4: Propiedades de línea de base de aceros utilizados para los cálculos que se presentará en un SES no podrá ser inferiores a los siguientes:

Flexión y pandeo cálculos de resistencia:

- Módulo de Young (E) = 200 GPa (29.000 ksi)
- Limite elástico (Sy) = 305 MPa (44,2 Ksi)
- Resistencia ultima (Su) = 365 MPa (52,9 Ksi)

T3.5 Tubería y Material Alternativo.

T3.5.1 La Geometría, tubería alternativa y/o materiales pueden ser utilizados, excepto en el arco principal y sus refuerzos, los cuales deben ser de acero y el uso de aluminio o de tubo de titanio compuestos en estos elementos está prohibido.

T3.5.2 El Titanio o magnesio que se ha utilizado en la soldadura no puede ser empleado para cualquier parte de la Estructura Primaria. Esto incluye la fijación de soportes para la tubería o la fijación de ésta a otros componentes.

T3.5.3 Si un equipo decide utilizar tubería alternativa y/o materiales, deberán presentar una “hoja de cálculo de equivalencia estructural” por la regla T3.9. Los equipos deberán presentar los cálculos del material que han elegido, lo que demuestra la equivalencia con los requisitos mínimos que se encuentran en la sección de T3.4.1 de rendimiento y resistencia a la ruptura en flexión, pandeo, tensión, módulo de deformación y de la energía de disipación. (El módulo de pandeo es igual a IE , donde, E = módulo de Young, I = área de momento de inercia sobre el eje más débil.)

T3.5.4 El tubo no puede ser de un espesor de pared menor al indicado en T3.6 o T3.7.

T3.5.5 Si un tubo doblado se usa en cualquier parte de la estructura primaria, aparte del arco principal y frontal, un tubo adicional deberá adjuntarse para reforzarlo. El punto de fijación debe ser en la posición a lo largo del tubo más alejado donde se desvía la línea recta que conecta ambos extremos. El tubo de soporte debe tener el mismo diámetro y espesor que el tubo doblado y el mismo debe terminar en un nodo al chasis.

T3.6 Tubos de acero Alternativos

MATERIAL Y APLICACIÓN	MINIMO DE ESPESOR DE PARED
Tubo de acero para el arco principal y frontal. Barra de soporte del arnés para los hombros.	2.0 mm (0.079 pulgadas)
Tubo de acero para los refuerzos de los arcos antivuelco, soporte de los refuerzos de los arcos antivuelco. Estructura de impacto lateral y mampara delantera. Puntos de sujeción del arnés del conductor (excepto como se indica arriba), Protección de los acumuladores HV, y protección del sistema de tracción HV	1.2 mm (0.047 pulgadas)

Tabla 1. 2. Material alternativo.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf

T3.7 Requisitos de Tubos de aluminio.

Espesor mínimo de la pared tubos de aluminio de 3,0 mm (0,118 pulgadas). El límite de elasticidad equivalente debe ser considerada como una condición de soldadura, (Referencia: SOLDADURA DE ALUMINIO por la Asociación de Aluminio, THE WELDING HANDBOOK, Volumen 4, 7th Ed., by The American Welding Society), a menos que el equipo demuestre y muestre la prueba de que la estructura ha sido correctamente tratada térmicamente en solución y envejecida artificialmente.

En caso de tubos de aluminio tratados por solución térmicamente y endurecido por envejecimiento para aumentar su resistencia después de la soldadura, el equipo debe proporcionar la documentación suficiente sobre cómo se llevó a cabo el proceso. Esta incluye, pero no se limita a, los laboratorios de tratamiento térmico utilizado, el proceso aplicado y sujeción de muestra utilizada.

T3.8 Materiales Compuestos

T3.9 Documentación de equivalencia estructural - Presentación SES o REFC

T3.9.1 Todos los cálculos de equivalencia estructural debe demostrar la equivalencia con respecto al grado de acero SAE / AISI 1010.

T3.10 Arco principal y arco frontal – Requisitos generales

T3.10.1 Cabeza del conductor y las manos no deben tocar el suelo en ninguna posición de vuelco.

T3.10.2 El bastidor debe incluir un arco principal y un arco frontal como se muestra en la figura 1.1.

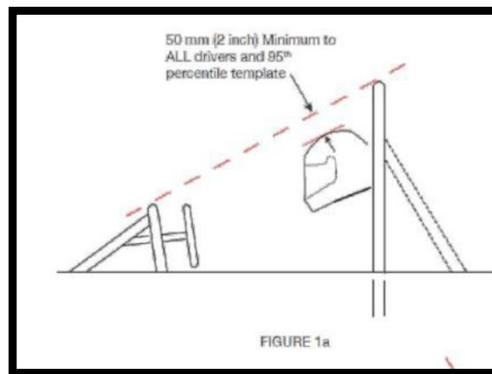


Figura 1. 1. Triángulo de seguridad formado por los arcos.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf

T3.10.3 Cuando esté sentado normalmente y restringida por el sistema contenedor del conductor, el casco de un 95th percentil masculino (datos antropométricos) y todos los pilotos del equipo deben cumplir:

Ser de un mínimo de 50,8 mm (2 pulgadas) de la línea recta trazada desde la parte superior del arco principal a la parte superior del arco frontal (Figura 1)

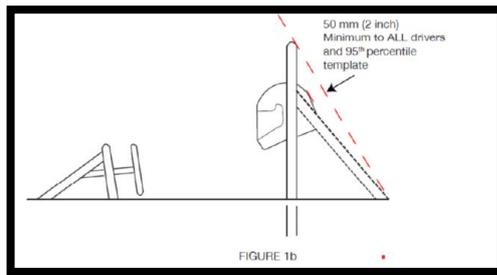


Figura 1. 2. Triangulo de protección del casco del piloto.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf

- Ser de un mínimo de 50,8 mm (2 pulgadas) de la línea recta trazada desde la parte superior arco principal al extremo inferior de los soportes de los refuerzos del arco principal si el anclaje se extiende hacia atrás, figura 1.2.
- El casco no debe ser hacia atrás más allá de la superficie trasera del arco principal si los soportes de los refuerzos del arco principal se extiende hacia delante, figura 1.3.

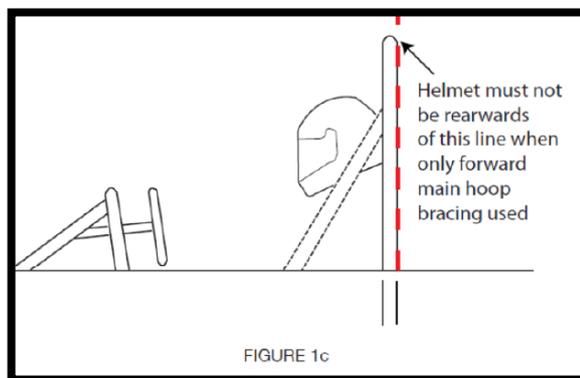


Figura 1. 3. Representación del arco principal si los soportes del mismo van hacia adelante.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf

Dimensiones de un 95th percentiles Hombre:

Una plantilla bidimensional utilizada para representar el percentil 95th masculino se hace de las dimensiones siguientes:

- Un círculo de diámetro 200 mm (7,87 pulgadas) representará las caderas y las nalgas.
- Un círculo de diámetro 200 mm (7,87 pulgadas) representará el hombro / región cervical.
- Un círculo de diámetro 300 mm (11,81 pulgadas) representará a la cabeza (con casco).
- Una línea recta de 490 mm (19,29 pulgadas) conectará los centros de los 2 círculos de 200 mm.
- Una línea recta de 280 mm (11,02 pulgadas) conectará los centros de la parte superior del círculo de 200 mm y el círculo de la cabeza de 300 mm.

T3.10.4 El 95th percentil masculino debe ser posicionado de la siguiente manera (figura 1.4.):

- El asiento se puede ajustar a la posición más retrasada,
- Los pedales se colocarán en la posición más adelante posible.
- La parte inferior del círculo de 200 mm será colocado en la parte inferior del asiento de tal manera que la distancia entre el centro de este círculo y la cara trasera de los pedales no sea menos de 915 mm (36 pulgadas).
- El medio círculo central de 200 mm, que representa a los hombros, se colocará en la parte posterior del asiento.
- El círculo superior 300 mm se coloca a no más de 25,4 mm (1 pulgada) de distancia de la cabecera (es decir, en la posición en la que normalmente se encuentra el casco del conductor mientras conduce).

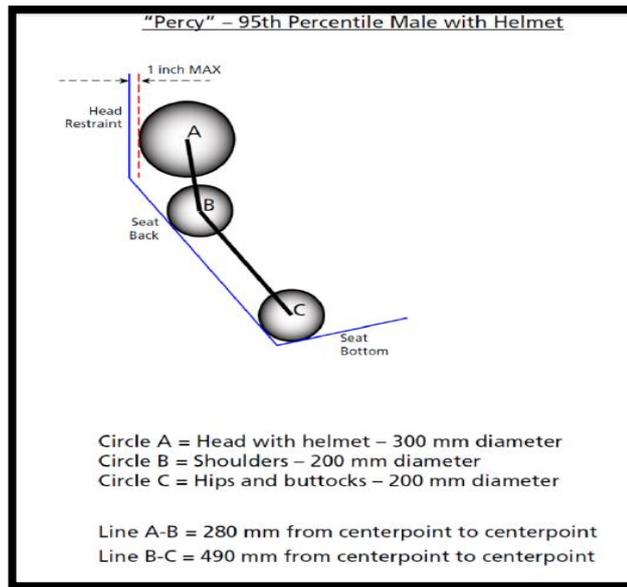


Figura 1. 4. Esquema del 95 percentil.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf.

T3.10.7 El radio mínimo de cualquier curva, medida en la línea central del tubo, debe ser al menos tres veces la medida del tubo con respecto a su diámetro exterior. Las Curvas deberán ser suaves y continuas sin evidencia de prensado o fallos en la pared.

T3.11 Arco principal.

T3.11.1 El arco principal debe ser construido de una sola pieza sin cortar, de tubo continuo, de acero de sección cerrada por la regla T3.4.1.

T3.11.2 El uso de aleaciones de aluminio, de titanio o materiales compuestos para el arco principal está prohibido.

T3.11.3 El arco principal debe extenderse desde del extremo más bajo del marco de un lado, recorrer hacia arriba y hasta el otro extremo del miembro más bajo del marco en el otro lado.

T3.11.4 En la vista lateral del vehículo, la parte del arco antivuelco principal que se encuentra por encima de su punto de fijación a la mayor estructura del marco debe estar dentro de los diez grados (10°) con respecto a su vertical.

T3.11.5 En la vista lateral del vehículo, cualquier doblez en el arco principal por encima de su punto de unión con su estructura principal del bastidor debe tener un refuerzo a un nodo de la estructura de los soportes de refuerzo del arco principal con la tubería de los arcos antivuelco conforme a la regla T3.4.1.

T3.11.6 En la vista frontal del vehículo, los miembros verticales del arco principal debe ser de al menos 380 mm (15pulgadas) de distancia (dentro de las dimensiones) en el lugar donde se une el arco principal a la estructura del bastidor.

T3.12 Arco frontal.

T3.12.1 El arco frontal deberá ser de un tubo de acero de sección cerrada por la regla T3.4.1.

T3.12.2 El arco frontal debe extenderse desde del extremo más bajo del marco de un lado, recorrer hacia arriba y hasta el otro extremo del miembro más bajo del marco en el otro lado.

T3.12.3 Con una apropiada triangulación, es posible fabricar el arco frontal con más de un tubo.

T3.12.4 La superficie más sobresaliente del arco frontal no debe ser inferior a la parte superior del volante en cualquier posición angular.

T3.12.5 El arco frontal no debe estar a más de 250 mm (9,8 pulgadas) por delante del volante de dirección. Esta distancia se medirá horizontalmente, sobre la línea central del vehículo, desde la superficie posterior del arco frontal a la superficie delantera más sobresaliente del volante con la dirección en posición de marcha en línea recta, figura 1.5.



Figura 1. 5. Ejemplo posicionamiento del volante.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>

T3.12.6 En la vista lateral, ninguna parte del arco frontal puede estar inclinado más de veinte grados (20°) de la vertical.

T3.13 Refuerzos del arco principal

T3.13.1 Refuerzos del arco principal debe ser construido de tubo de acero con sección cerrada por regla T3.4.1.



Figura 1. 6. Refuerzos del arco frontal.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>

T3.13.2 El arco principal debe ser apoyado por dos tirantes que se extienden en la dirección hacia adelante o hacia atrás del lado izquierdo y derecho del arco principal.

T3.13.3 En la vista lateral del bastidor, el arco principal y los refuerzos del mismo no debe estar en la línea vertical que pasa por la parte superior del arco principal, es

decir, si el arco principal se inclina hacia adelante, los refuerzos del arco deben estar por delante del arco principal, y si este se inclina hacia atrás, los refuerzos del arco principal debe estar hacia atrás.

T3.13.4 Los refuerzos del arco principal debe estar conectado lo más cerca posible a la parte superior del mismo, pero no más de 160 mm (6,3 pulgadas) por debajo de la superficie más sobresaliente del arco principal. El ángulo incluido formado por el arco principal y los refuerzos del mismo debe ser al menos treinta grados (30 °), figura 1.7.

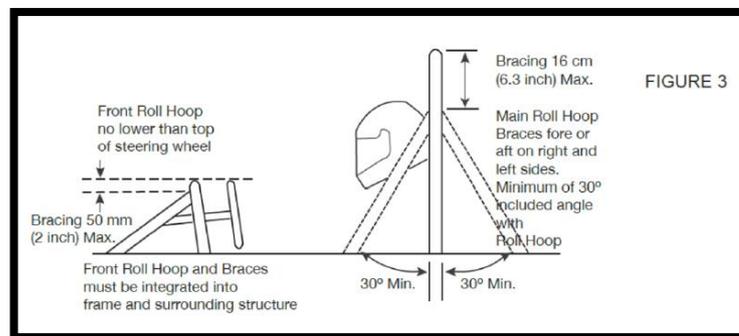


Figura 1. 7. Dimensiones mínimas de los refuerzos del arco frontal y principal.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsaе_rules.pdf.

T3.13.5 Los refuerzos del arco principal deben ser rectos, es decir, sin ningún tipo de curvaturas.

T3.13.6 La unión de los refuerzos del arco principal deben ser capaces de transmitir todas las cargas del mismo a la estructura principal del bastidor sin fallar, figura 1.8. Desde el extremo inferior de los refuerzos del arco principal debe haber una apropiada triangulación a la estructura, hacia a la parte más baja del arco principal y al nodo del tubo superior de impacto lateral. Esta estructura debe cumplir con los mínimos requisitos para los soportes de refuerzo del arco principal (ver Regla T3.4) o una alternativa SES aprobada. Las cargas de refuerzo no deben ser aplicadas únicamente en el motor, la transmisión, diferencial, o por medio de componentes de la suspensión, figura 1.9.

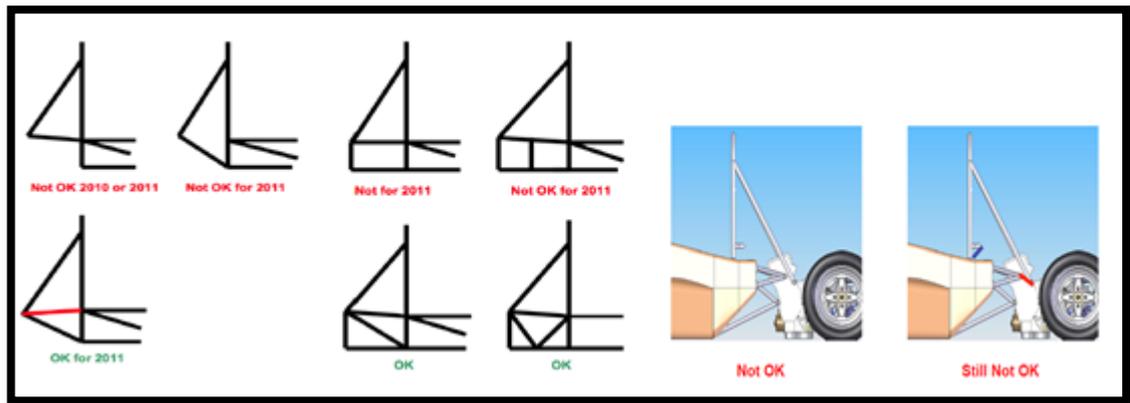


Figura 1. 8. Posibles triangulaciones en el espacio del motor y diferencial.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>.

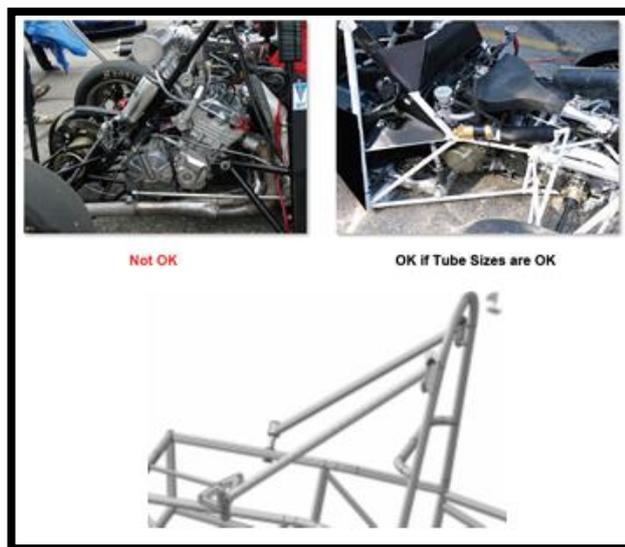


Figura 1. 9. Ejemplos de distribución adecuada de las cargas al motor.

Fuente <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-1.pdf?sfvrsn=2>

T3.13.7 Si algún elemento que está fuera de la envolvente de la estructura principal del bastidor se añade a los refuerzos del arco principal, se debe colocar los refuerzos adicionales para evitar que las cargas de flexión actúen en los refuerzos del arco principal en cualquier posición de vuelco.

T3.14 Refuerzos del arco frontal.

T3.14.1 Los refuerzos del arco frontal deberán cumplir con el material establecido por la regla T3.4.1.

T3.14.2 El arco frontal debe ser apoyado por dos tirantes que se extienden hacia delante tanto del lado izquierdo como el derecho del arco frontal.

T3.14.3 Los refuerzos del arco frontal debe ser construidos de tal manera que protejan las piernas del conductor y extenderse hacia el frente de la estructura por delante de los pies del conductor, figura 1.10.



Figura 1. 10. Refuerzos del arco frontal.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>.

T3.14.4 Los refuerzos del arco frontal deben estar conectados lo más cerca posible a la parte superior del arco frontal pero no más de 50,8 mm (2 pulgadas) por debajo de la superficie más sobresaliente del mismo. Figura 1.7.

T3.14.5 Si el arco frontal se inclina hacia atrás por más de diez grados (10°) con respecto a la vertical, debe colocarse refuerzos adicionales en la parte trasera. Este refuerzo debe cumplir con material por la Regla T3.4.1

T3.15 Requisitos de otros refuerzos.

Donde los refuerzos no estén soldados a los miembros de acero del bastidor, los mismos deben estar firmemente sujetos al bastidor usando pernos de 8 mm de

Grado 8.8 (5/16 SAE Grado 5), o más fuertes. Placas de montaje soldadas a los refuerzos de los arcos antivuelco debe ser al menos 2,0 mm (0,080 in) de espesor.

T3.16 Otros requerimientos de los tubos laterales.

Si hay refuerzos de los arcos antivuelco u otro tubo a la altura del cuello del conductor o cualquiera de los pilotos del equipo, un tubo de acero o una chapa metálica debe estar firmemente sujeta al bastidor para prevenir que los hombros de los conductores pasen por debajo de los refuerzos de los arcos antivuelco del tubo y su cuello esté en contacto con este elemento, figura 1.11.

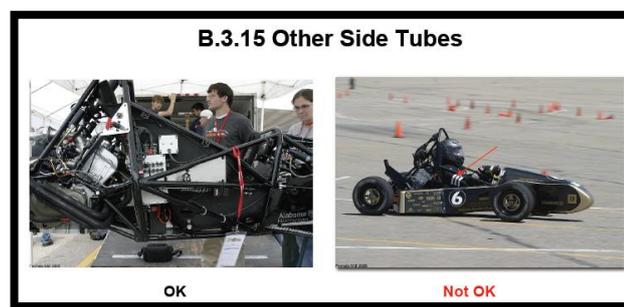


Figura 1. 11. Otros miembros laterales.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>

T3.17 Unión mecánica de los refuerzos de los arcos antivuelco.

T3.17.1 El refuerzo de los arcos antivuelco puede ser fijado mecánicamente.

T3.17.2 Cualquier articulación o junta no permanente en cualquiera de los extremos debe ser o bien un conjunto de doble lengüeta como se muestra en las figuras 4 y 5, o una junta de tope manga, como se muestra en la figura 1.12.

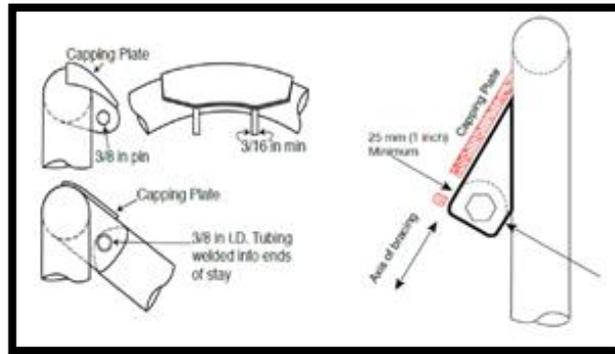


Figura 1. 12. Juntas o articulaciones no permanentes.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf.

T3.17.3 Los sujetadores roscados utilizados para asegurar las uniones no permanentes son considerados elementos críticos y de fijación, deben cumplir con el artículo 11.

T3.17.4 Las rótulas esféricas no se admiten.

T3.17.5 Para juntas de doble lengüeta, cada terminal debe ser de al menos 4,5 mm (0,177 in) de espesor en acero, y medir 25 mm (1,0 in) mínimo perpendicular al eje de los refuerzos y ser tan corto como sea posible a lo largo de los refuerzos.

T3.17.6 Todas las juntas de doble lengüeta, ya sea montado en la parte superior o inferior del tubo, debe incluir una limitación, figuras 1.4 y 1.5.

T3.17.7 En una articulación de doble lengüeta el pasador o perno debe ser de 10 mm Grado 9,8 (3/8 SAE Grado 8) mínimo. Los orificios de fijación en los bordes de sujeción y en los refuerzos adjuntos deben poseer un ajuste apretado con la clavija o perno, figuras 1.3.



Figura 1. 13. Ejemplos de casos erróneos de articulaciones.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>

T3.17.8 Para juntas de tope de manga (figura 1.14), el manguito debe tener una longitud mínima de 76 mm (3 pulgadas), 38 mm (1,5 pulgadas) a cada lado de la unión, y poseer un ajuste apretado alrededor de los tubos de la base. El espesor de pared del manguito debe ser al menos del tubo base. Los tornillos deben ser de 6 mm Grado 9,8 (1/4 de pulgada SAE Grado 8) mínimos. Los orificios de las mangas y tubos deben poseer un ajuste de cierre con los pernos.

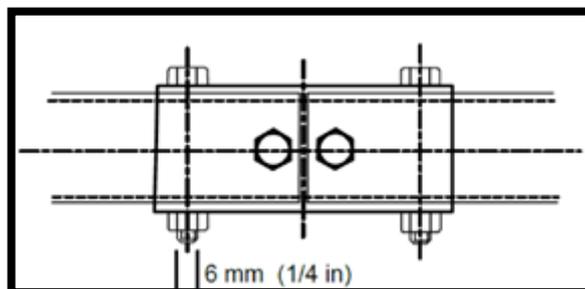


Figura 1. 14. Junta de tope de manga.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf.

T3.18 Estructura frontal de impacto.

T3.18.1 Las piernas y pies del conductor deben estar completamente contenidas dentro de la estructura principal del bastidor, mientras que los pies del conductor deben estar tocando los pedales, en vistas lateral y frontal ninguna parte de los pies o

piernas del conductor pueden extenderse por encima o fuera de estructura principal del bastidor, figura 1.15.



Figura 1. 15. Estructura frontal de impacto.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>

T3.18.2 Delante de la mampara frontal se debe colocar un atenuador de impacto para que absorba la energía.

T3.19 Mampara delantera.

T3.19.1 La pared delantera deberá ser de tubo sección cerrada (sin costura) por regla T3.4.1.

T3.19.2 La mampara delantera debe estar situada por delante de todos los objetos no deformables, por ejemplo baterías, cilindros maestros, contenedores hidráulicos.

T3.20 Refuerzos de mampara delantera.

T3.20.2 La mampara delantera debe ser apoyado y conectada a los arcos antivuelco por un mínimo de tres (3) miembros en cada lado del vehículo, uno deberá colocarse en la parte superior no mayor de 50,8 mm (2 pulgadas) de la superficie más sobresaliente de la mampara, otro en la parte inferior, y por ultimo un refuerzo diagonal para proporcionar triangulación, figura 1.16.

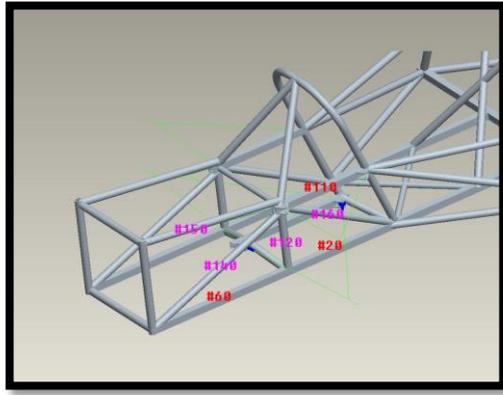


Figura 1. 16. Ejemplo de triangulaciones para la estructura frontal de impacto.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>

T3.21 Atenuador de impacto

T3.21.2 La unión entre el bastidor y el atenuador de impacto debe ser construido para proporcionar una adecuada trayectoria para las cargas transversales y verticales en el caso de impactos fuera del centro y del eje de impacto.

T3.21.4 En todos los vehículos, una lámina de acero de 1,5 mm (0,060 in) o un lamina de aluminio de 4,0 mm (0,157 in) deben integrarse como "placa anti-intrusión" en el atenuador de impacto. Si la placa del atenuador de impactos está atornillada a la mampara delantera, esta debe ser del mismo tamaño que las dimensiones exteriores de la mampara. Si se suelda a esta, debe extenderse al menos hasta la línea central de la tubería que conforma la mampara.

T3.21.5 Si la placa anti-intrusión no es integral con el bastidor (no soldada) se debe colocar un mínimo de cuatro pernos de 8 mm Grado 8.8 (5/16 pulgadas SAE Grado 5) para sujetar el atenuador de impactos a la mampara delantera.

T3.25 Estructura de impacto lateral.

T3.25.1 La estructura lateral de impacto para los vehículos de bastidor tubular debe estar compuesto por un mínimo de tres tubos situados a cada lado del conductor, como se muestra en la figura 1.17.

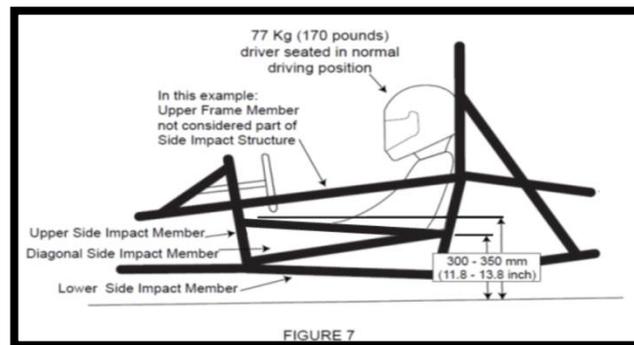


Figura 1. 17. Estructura de impacto lateral.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsaе_rules.pdf.

T3.25.2 Los tres elementos tubulares deben cumplir con las especificaciones del material y dimensiones establecidas en la Sección T3.4.

T3.25.3 Las ubicaciones de los tres miembros tubulares son las siguientes:

- El tubo superior de impacto lateral debe conectarse al arco principal y al frontal. Con un conductor sentado de 77kg (170 libras), en posición normal de conducción el tubo debe estar a una altura entre 300 mm (11,8 pulgadas) y 350 mm (13,8 pulgadas) por encima del suelo
- El tubo inferior de impacto lateral debe estar conectada a la parte inferior del arco principal y frontal.
- El tubo diagonal de impacto lateral debe conectarse a los tubos superior e inferior de impacto, así como a la parte delantera del arco principal y trasera del arco frontal

T3.25.4 Con una triangulación apropiada, es permisible fabricar los tubos laterales de impacto con más de una pieza, figura 1.18.

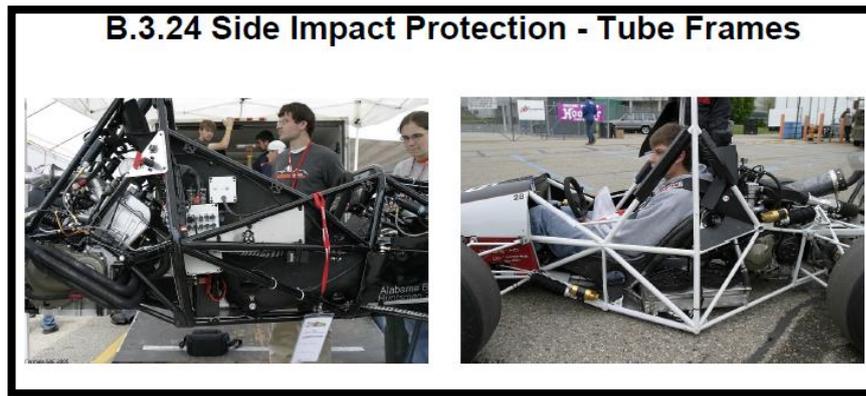


Figura 1. 18. Estructura de impacto lateral compuesta de más de tres miembros.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>.

1.2.4 Artículo 4: Cabina del Piloto.

T4.1 Apertura de la cabina del piloto

T.4.1.1 Con el fin de asegurar que la abertura que da acceso a la cabina es de un tamaño adecuado, se inserta una plantilla (figura 1.19) en la abertura del habitáculo, en sentido horizontal y vertical hasta que haya pasado por debajo de la barra superior de la estructura de impacto lateral (o hasta que esté 350 mm (13,8 pulgadas) por encima del suelo para los coches monocasco). La inserción de la plantilla se realizara sin movimiento de vaivén durante la prueba.

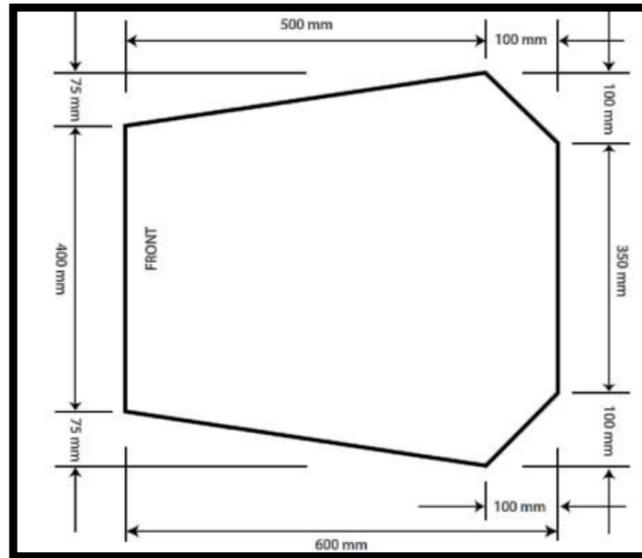


Figura 1. 19. Plantilla para apertura de cabina del piloto.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsaе_rules.pdf.

T4.2 Cabina del piloto, sección transversal interna:

T4.2.1 Una sección transversal vertical libre, que permita que la plantilla que se muestra en la figura 1.20 pueda pasar horizontalmente a través de la cabina del piloto a un punto que se encuentre a 100 mm (4 pulgadas) hacia atrás de la cara del pedal más retrasado en la posición de reposo. Si los pedales son ajustables, estos serán puestos en su posición más adelantada.

T4.2.2 La plantilla, con un espesor máximo de 7 mm (0,275 pulgada), se mantiene verticalmente y se inserta en la abertura de la cabina del piloto hacia atrás del arco frontal, lo más cerca de este como el diseño del vehículo lo permita.

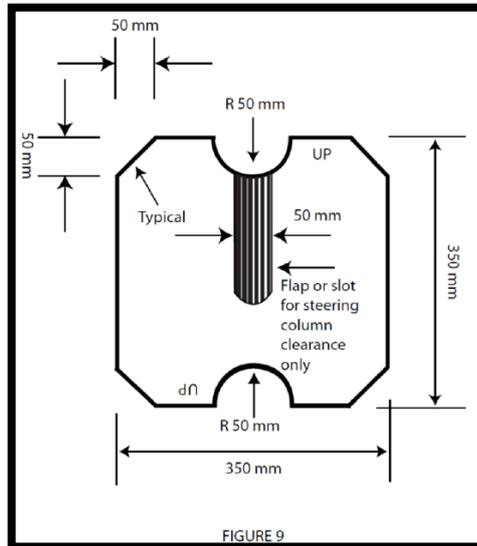


Figura 1. 20. Plantilla para Cabina del piloto, sección transversal interna

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsaе_rules.pdf.

T4.7 Visibilidad del Conductor

T4.7.1 Prescripciones generales

El conductor debe tener una visibilidad suficiente hacia la parte frontal y laterales del vehículo. Con el conductor sentado en una posición normal de conducción debe tener un campo mínimo de visión de doscientos grados (200 °) un mínimo de cien grados a cada lado del conductor. La visibilidad requerida puede ser obtenida por el conductor girando la cabeza o por retrovisores.

1.2.5 Artículo 5: Equipo de Conducción

T5.2 Instalación del cinturón, correa y arnés

T5.2.1 El cinturón de seguridad, arnés de hombro y correa anti-submarino (s) deben montarse con seguridad en la estructura primaria. La estructura y cualquier guía o apoyo para las correas deben cumplir con los requisitos mínimos de T3.4.1.

T5.4 Arnés para el hombro

T5.4.1 El arnés de hombro debe estar montado detrás del conductor a la estructura que cumpla los requisitos de T3.4.1. Sin embargo, no se puede montar en los refuerzos de los arcos antivuelco sin refuerzos adicionales para evitar que las cargas se transfieran a los refuerzos del arco principal, figura 1.21.

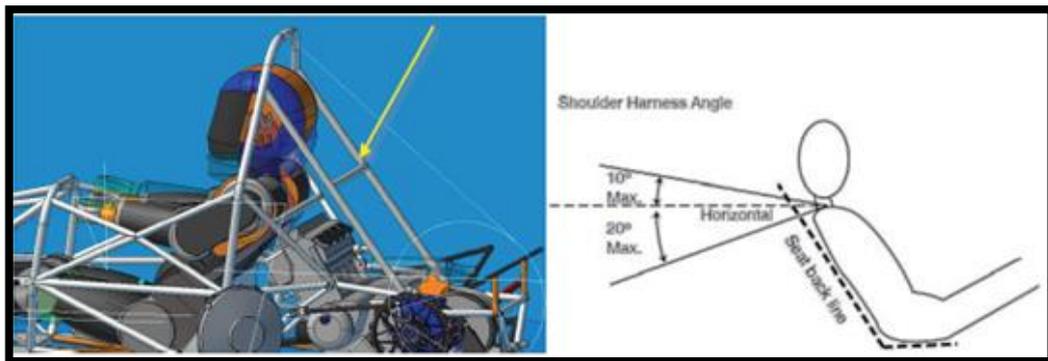


Figura 1. 21. Estructura de anclaje del arnés del hombro.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsaе_rules.pdf.

T5.4.4 Desde la parte de atrás los hombros del conductor hasta el punto de montaje o guía estructural, el arnés de hombro debe estar entre diez grados (10°) por encima de la horizontal y veinte grados (20°) por debajo de la misma, figura 1.21.

Si el arnés está montado en un tubo que no es recto, las juntas entre este tubo y la estructura a la que se monta deben ser reforzadas por fuelles o tubos de triangulación en vista lateral para evitar la torsión del arnés, figura 1.22.

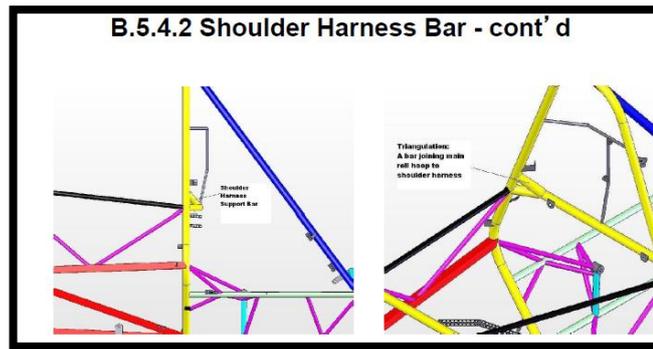


Figura 1. 22. Ejemplos de triangulaciones para anclaje de arnés del hombro.

Fuente: <http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>.

T6.6 Punto de remolque.

El punto de elevación de la estructura se requiere que sea:

- Visible a una persona de pie estando a una distancia de 1 metro (3 pies) detrás del coche.
- Debe estar pintado de naranja.
- Orientada horizontalmente y perpendicular a la línea central del vehículo.
- Hecho de un tubo, de 25 - 29 mm (1 - 1 1/8 pulgadas) de diámetro exterior de aluminio o de acero.
- Poseer un mínimo de 300 mm (12 pulgadas) de largo.
- Expuesto en la parte inferior alrededor 180 grados de su circunferencia sobre una longitud mínima de 280 mm (11 pulgadas).
- La altura del tubo debe cumplir:

- Que haya un mínimo de 75 mm (3 pulgadas) desde la parte inferior del tubo al suelo.

-Con la parte inferior del tubo a 200 mm (7,9 pulgadas) por encima del suelo, las ruedas no deberán tocar el suelo cuando se encuentran en plena recuperación.

-El acceso desde la parte posterior del tubo no debe estar obstruido por al menos 300 mm de longitud.

La Organización y el Comité de Reglas recuerdan a los equipos que los vehículos deshabilitados durante el concurso deben ser retirados lo más pronto posible. Una variedad de herramientas pueden ser utilizadas para mover autos discapacitados, incluyendo toma rápida, carretillas de diferentes tipos, cuerdas de remolque y en ocasiones incluso tablas. Por lo tanto, todos los equipos deben considerar la fuerza y ubicación de los elementos previa a la selección del punto de remolque

1.2.6 Reglas Alternativas del Bastidor

1.2.6.1 Artículo 1: Requisitos Generales.

Los requisitos estructurales alternativos están destinados a proporcionar a los equipos un enfoque equivalente a las normas existentes. El objetivo de estas normas es proporcionar unas opciones más sencillas para los diseños de monocasco y una amplia libertad de diseño para el chasis estructural. La intención no es cambiar las estructuras permitidas, pero se cambiar el proceso de requerimiento de verificación del cumplimiento de las normas.

Nota: En general, las unidades del SI se usan en estas normas como marco alternativo con algunas referencias duales.

AF1.1 Al menos deben enumerarse en la sección AF7 " Reglas No Aplicables " todos los requisitos restantes de las normas se aplican en estas alternativas.

AF1.2 Las reglas AF se consideran en un proceso de trabajo por lo tanto, el comité y los inspectores de la REFC del reglamento podrán, en cualquier momento, modificar y aclarar las reglas para mantener el espíritu con el que fueron escritos y cierre de algunos puntos pendientes no deseados.

AF1.3 Se recomienda estas reglas para los equipos existentes que tienen experiencia en el diseño, la construcción y competencias anteriores con los vehículos. No se necesita ningún requisito de experiencia.

AFI.4 Aviso de Intención - Los equipos de planificación para construir un vehículo con estas reglas alternativas establecidas, para la entrada en un concurso de América del Norte, deben notificar al comité de reglas de su intención antes de la fecha especificada dentro de los plazos de acción de la competencia. Incluir un párrafo que detalle la capacidad de los elementos finitos de su equipo y demostrando que puede cumplirse con todos los requerimientos analíticos especificados en el en esta sección. Su "Aviso de Intención " debe incluir las direcciones de correo electrónico y los teléfonos de los miembros del equipo que pueden responder a cualquier pregunta que el Comité pueda tener acerca de su propuesta.

El anuncio de la presentación de intención debe incluir también un informe que analice la muestra del problema de estructuras publicado en el sitio web de SAE. Por favor, incluya una descripción del texto de su enfoque de análisis, el software que utiliza, el tipo de elemento, la calidad de malla y las condiciones de contorno que se utilizaron en este análisis. Los resultados proporcionados serán utilizados para evaluar la capacidad del equipo y para llevar a cabo este tipo de análisis estructural.

AFI.5 El comité de normas se mantendrá en contacto con los equipos que utilizan las reglas de AF para ayudar a desarrollar y documentar sus bastidores, dar los datos y comentarios al comité que se pueden utilizar para mejorar las reglas AF.

AFI.6 Aviso de Intención – Procedimiento

A. Dirección.- Los equipos que utilizan las normas AF para un concurso de Norteamérica deberán presentar su "Aviso de Intención " al comité de Reglas FSAE en: fase@sae.org.

B. Fecha de vencimiento.- Los avisos de intención para usar las reglas del AF deberán presentar la notificación de intención al comisión de reglamento en la fecha publicada en la página web SAE.

C. Reconocimiento.- El comité de normas examinará su "Aviso de Intención " y tratará de responder con su aprobación o desaprobación dentro de los próximos 15 días.

1.2.6.2 Artículo 2: Requisitos Estructurales Formulario de Certificación.

Dado que no existe un diseño en la línea de acero base de este conjunto de reglas alternativas, el equipo debe demostrar que están cumpliendo con los requisitos estructurales funcionales.

Cuando se utilizan las reglas alternativas del bastidor, el formulario de certificación de requisitos estructurales (REFC) sustituirá a la hoja de cálculo de equivalencia estructural (SES), el cual no tiene que ser presentado.

AF2.1 REFC - Proceso de envío.

A. Dirección - El SRCFs debe ser presentado a los funcionarios de la competencia enviando a la dirección indicada en la página web del concurso o en la que figuran en el reglamento.

B. Fecha de vencimiento y la pena de presentación tardía – El SRCFs deberán presentarse a más tardar en la fecha de vencimiento indicada en la página web del concurso de América del Norte para eventos de referencia "Plazos de acción". Los equipos que presenten su REFC después de la fecha de vencimiento correspondiente serán sancionados con diez puntos por día hasta un máximo de cincuenta puntos, que se deducirá de la puntuación total del equipo.

C. Reconocimiento América del Norte.- El SRCFs presentado en las competencias para vehículos construidos destinados a las competiciones celebradas en América del Norte se reconocerán a la recepción.

1.2.6.3 Artículo 3: Definiciones.

Las siguientes definiciones adicionales se aplican en todo el documento además de las reglas enumeradas en la sección T3.3

- *Esfuerzos*.- Tracción, compresión, esfuerzo cortante o carga de pandeo crítica inferior a la carga especificada. Todos los modos de fallo tienen que ser considerados para cada caso de carga.

- *Direcciones* - El siguiente sistema de coordenadas y convenciones de etiquetado se utilizan dentro de estas reglas, figura 1.23.

- longitudinal (X)
- transversal (Y)
- vertical (Z)

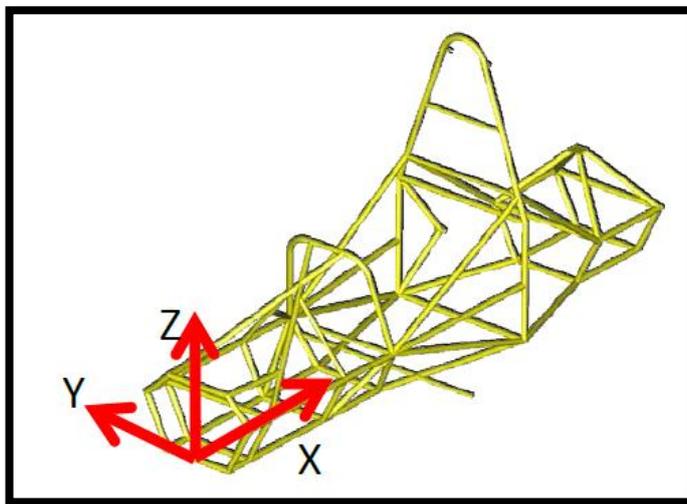


Figura 1. 23. Sistema de coordenadas usado para las reglas alternativas.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsaе_rules.pdf.

1.2.6.4 Artículo 4: Requisitos Estructurales.

AF4.1 Arco antivuelco principal, refuerzos y soportes.

AF4.1.1 Carga aplicada: $F_x = 6.0$ kN, $F_y = 5.0$ kN, $F_z = -9.0$ kN

AF4.1.2 Punto de aplicación: Inicio de arco antivuelco principal.

AF4.1.3 Condiciones de contorno: desplazamiento fijo (x, y, z), sin la rotación de los nodos inferiores de ambos lados de los arcos antivuelco delantero y principal.

AF4.1.4 Máxima deflexión permitida: 25 mm.

AF4.1.5 La falla no debe ocurrir en cualquier parte de la estructura.

AF4.2 Refuerzo del arco antivuelco frontal.

AF4.2.1 Carga aplicada: $F_x = 6.0 \text{ kN}$, $F_y = 5.0 \text{ kN}$, $F_z = -9.0 \text{ kN}$

AF4.2.2 Punto de aplicación: parte superior del arco antivuelco frontal

AF4.2.3 Condiciones de contorno: desplazamiento fijo (x, y, z), sin la rotación de los nodos inferiores de ambos lados de los arcos antivuelco frontal y principal.

AF4.2.4 Máxima deflexión permitida: 25 mm

AF4.2.5 En cualquier parte de la estructura no debe haber errores o falla.

AF4.3 Estructura de impacto lateral

AF4.3.1 Carga aplicada: $F_x = 0 \text{ kN}$, $F_y = 7 \text{ kN}$, $F_z = 0 \text{ kN}$. Dirección del vector de la carga lateral hacia el conductor.

AF4.3.2 Punto de aplicación: Todas las ubicaciones estructurales entre el arco antivuelco frontal y principal en la zona de impacto lateral se define en T3.3. El análisis puede mostrar el peor de los casos, sino sólo la necesidad de reforzar el lugar seleccionado para justificar por qué es crítico.

AF4.3.3 Condiciones de contorno: Desplazamiento fijo (x, y, z), sin la rotación de los nodos inferiores de ambos lados de los arcos antivuelco frontal y principal.

AF4.3.4 Máxima deflexión permitida: 25 mm

AF4.3.5 La falla no debe ocurrir en cualquier parte de la estructura

AF4.4 Mampara delantera y soporte de la mampara delantera

AF4.4.1 Carga aplicada: $F_x = 150 \text{ kN}$, $F_y = 0 \text{ kN}$, $F_z = 0 \text{ kN}$.

AF4.4.2 Punto de aplicación: utilizar los puntos de conexión real entre el atenuador de impactos y por delante de la mampara delantera.

AF4.4.3 Condiciones de contorno: desplazamiento fijo (x, y, z), sin la rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco antivuelco principal y las ubicaciones donde el arco principal y el tubo del arnés del hombro conectan. En el monocasco deben utilizar ambos lados de la parte inferior del arco principal y en ambos lados del punto de unión superior entre el arco principal y monocasco.

AF4.4.4 Máxima deflexión permitida: 25 mm

AF4.4.5 La falla no debe ocurrir en cualquier parte de la estructura.

AF4.5 Arnés para el hombro

AF4.5.1 Carga aplicada: 13,2 kN en el cinturón de seguridad del ángulo de fijación en el punto de fijación.

AF4.5.2 Punto de aplicación: En todos los puntos de unión del arnés de manera simultánea.

AF4.5.3 Condiciones de contorno: desplazamiento fijo (x, y, z), sin la rotación de los nodos inferiores de ambos lados de los arcos antivuelco frontal y principal.

AF4.5.4 Máxima deflexión permitida: 25 mm

AF4.5.5 La falla no debe ocurrir en cualquier parte de la estructura

AF4.6 Arnés adjuntos vuelta y Anti-Submarino AF

AF4.6.1 Carga aplicada: Las cargas especificadas en las normas de fijación del arnés monocasco se deben utilizar en cada punto de unión AF.

AF4.6.2 Punto de aplicación: Todos los puntos de anclaje del arnés simultáneamente (mismo caso de la carga).

AF4.6.3 Condiciones de contorno: desplazamiento fijo (x, y, z), sin la rotación de los nodos inferiores de ambos lados de los arcos antivuelco delantero y principal.

AF4.6.4 Máxima deflexión permitida: 25 mm.

AF4.6.5 La falla no debe ocurrir en cualquier parte de la estructura

AF4.7 Mampara delantera y soporte de la mampara delantera fuera de eje.

AF4.7.1 Carga aplicada: $F_x = 149$ kN, $F_y = 17,25$ kN, $F_z = 0$ kN.

AF4.7.2 Punto de aplicación: Crear un nodo de aplicación de la carga en el plano de la mampara delantera en el centro de la pared. El nodo de la aplicación de la carga puede estar conectado rígidamente a la mampara delantera y del atenuador de impacto en los puntos de fijación.

AF4.7.3 Condiciones de contorno: desplazamiento fijo (x, y, z), sin la rotación de los nodos inferiores de ambos lados del arco antivuelco principal, ambas ubicaciones donde el arco principal y el tubo del arnés de hombro conectan. El monocasco deben utilizar ambos lados de la parte inferior del arco principal y en ambos lados del punto de unión superior entre el aro principal y monocasco.

AF4.7.4 Máxima deflexión permitida: 25 mm

AF4.7.5 La falla no debe ocurrir en cualquier parte de la estructura

1.2.6.5 Artículo 5: Requisitos Generales de Análisis

Los siguientes requisitos se aplican al proceso de certificación estructural presentado.

AF5.1 Las buenas prácticas de análisis deben ser utilizadas, todas las suposiciones y aproximaciones del modelado están sujetas a la aprobación durante el proceso de SRC. Esto incluye pero no limita a las propiedades mecánicas, el tamaño de malla y la calidad de la misma.

AF5.2 Un análisis de cubierta Nastran (programa de cálculo estructural) debe presentarse electrónicamente con la REFC y la documentación de apoyo. Nastran no tiene que ser utilizado para el análisis, pero es el formato requerido para el organizador de revisar las cubiertas de entrada de análisis.

AF5.3 Los tubos con espesor de pared menor que 1,25 mm (0,049 pulgadas) no pueden ser incluidos en el análisis.

AF5.4 Los agujeros en los tubos pueden ser despreciables en los resultados de los modelos globales exteriores total y monocasco. Sin embargo, para cada caso de carga, se debe aplicar a un modelo del sólido del tubo con el orificio o a la geometría del recorte modelado con la fuerza y momentos en ambos lados de los tubos. En el tubo en los alrededores de los agujeros y los recortes no se puede dar la falla.

AF5.5 Las compensaciones entre los tubos en los nodos necesitan un análisis detallado similar al 5.3 en la conexión real se modela mediante las restricciones finales del modelo del vehículo en general. El casco o los modelos sólidos deben ser utilizados.

AF5.6 La siguiente condición de frontera alternativa es aceptable para todos los requisitos estructurales. La alternativa consiste en no incluir las limitaciones de los nodos y en su lugar ejecutar el modelo con una reducción de la inercia. En este caso, la distribución de la masa del vehículo deberá aproximarse a la distribución de la masa real prevista. La evidencia se debe proporcionar con el apoyo a la distribución de la masa utilizada en el modelo. Una masa del conductor de 77 kg y una masa mínima de 300 kg del vehículo deben ser utilizadas, incluso si difieren de la masa del vehículo prevista del equipo.

1.2.6.6 Artículo 6 Prevención de Intrusiones.

Dado que no se especifica la configuración exacta de los tubos, esta regla está destinada a limitar el tamaño de objeto que puede introducirse en la cabina del piloto.

AF6.1 Un impactador se define como un disco circular con un diámetro de 254 mm (10 pulgadas). El espesor del impactador no es relevante, pero será alrededor de 2 mm (0,080 pulgadas) para el proceso de inspección.

AF6.2 La estructura primaria del bastidor entre el mampara delantera y el arco antivuelco principal no debe permitir que el impactador entre en su interior.

AF6.3 Cualquier parte de la estructura en la que el impactador intente pasar deberá ponerse en contacto con la estructura en al menos tres puntos, figura 1.24. Esto no es un requisito de proyección, pero si un requisito tridimensional.

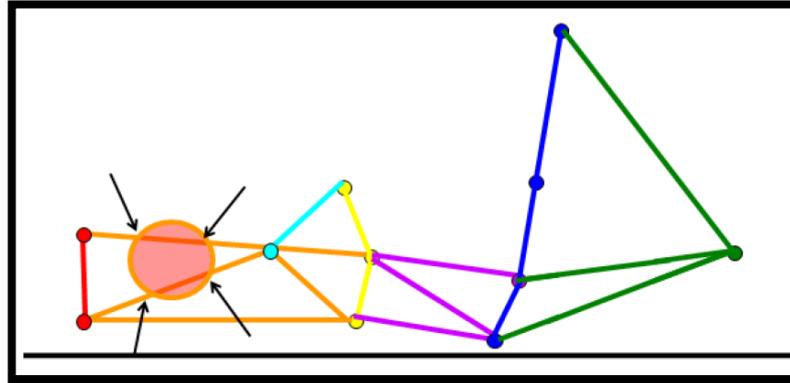


Figura 1. 24. Pruebas con el impactador.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf.

AF6.4 El impactador se aplica a todas las caras de la estructura, incluyendo el frente, los lados, la parte superior, el piso y parte trasera, excluyendo sólo la abertura del habitáculo del conductor que se especifica en T4.1.1. Si el conductor se sienta totalmente en frente del arco principal, entonces el requisito no se aplica detrás del mismo. Si el conductor está sentado parcial o totalmente detrás del arco principal, entonces el requisito se extiende hasta el final de los refuerzos del arco principal.

1.2 Aplicación del Reglamento.

A continuación se indica las normas que se van a cumplir para el diseño del chasis.

Regla	Aplicación
A 1.2	Objetivos del diseño del vehículo
A1.2.2	El diseño se realizara alrededor del 5 y 95 percentil de la población femenina y masculina respectivamente.
A1.2.3	Los factores más importantes que se consideran son: la ergonomía, costo y fabricación.
T2.3	Los puntos de anclaje de la suspensión deben ser diseñados de tal modo que la batalla este dentro del rango permitido según el reglamento.
T3.1	Para el desarrollo del chasis se basara en la parte T del artículo 3, ya que las reglas alternativas son más exigentes.
T3.2	La estructura del vehículo debe incluir: dos arcos antivuelco y sus refuerzos, una mampara delantera con un sistema de soporte, un atenuador de impactos y una estructura de impacto lateral. (Fig. 25)
T3.4	Requisitos mínimos del material
T3.4.1	Se analizara las características de los tubos que se hallen en el mercado y se elegirá el material que cumpla esta norma.
T3.5	Tubería y Material Alternativo.
T3.5.1	No se usara material alternativo para el arco principal y sus refuerzos.
T3.5.3	Si en el mercado no se halla los tubos que cumplen con los espesores mínimos se tomara en cuenta los materiales alternativos que cumplan esta norma.
T3.5.4	Si se usan tubos alternativos los espesores no deberán ser menores a la tabla 1.2.
T3.5.5	No se usara tubo doblado a más de los arcos de seguridad.
T3.6	Tubos de acero Alternativos (tabla 2)
T3.7	No se usara tubos de aluminio.
T3.8	No se usara materiales compuestos.
T3.10	Arco principal y arco frontal – Requisitos generales
T3.10.1	Para evitar el contacto de la cabeza y las manos con el suelo se formara un triángulo de seguridad con los arcos que exige la regla T3.10.2
T3.10.2	Se colocaran dos arcos de seguridad, adelante y atrás del piloto.
T3.10.3	Se diseñara el chasis alrededor del piloto, dejando una distancia adecuada al casco, según los requerimientos de esta regla. El piloto será bosquejado con las dimensiones propuestas en esta regla.
T3.11	Arco principal
T3.11.1	El tubo a usarse será de una sola pieza y con dimensiones según T3.4.1

T3.11.2	No se usara alecciones de aluminio, titanio o materiales compuestos.
T3.11.3	Se diseñara el arco de tal manera que se cierre empezando en la parte extrema lateral más baja hasta el lado opuesto.
T3.11.4	No se inclinara hacia atrás el arco principal por la complejidad de su forma.
T3.11.5	Al no poseer ninguna inclinación, no se colocara ningún refuerzo adicional.
T3.11.6	La unión del arco a la estructura principal, debe poseer una distancia mínima de 380mm.
T3.12	Arco frontal
T3.12.1	El tubo a usarcé será de sección cerrada con dimensiones según T3.4.1
T3.12.2	Se diseñara el arco de tal manera que se cierre empezando en la parte extrema lateral más baja hasta el lado opuesto.
T3.12.3	Es posible utilizar más de un tubo por lo tanto se usara esta regla a favor para evitar el doblado en dos puntos.
T3.12.4	El punto de anclaje del volante se diseñara de tal forma que este no sobrepase el arco frontal y considerando la posición ergonómica de los brazos del piloto.
T3.12.5	El volante se situara lo mas ergonómico posible para el piloto, tomando siempre en cuenta la distancia de 250 mm del arco frontal al volante.
T3.12.6	El arco frontal se inclinara lo suficiente para dar espacio al volante, dash y mandos pero sin sobrepasar el valor según la norma.
T3.13	Refuerzos del arco principal
T3.13.1	Se usara tubos de acero de sección cerrada con dimensiones según T3.4.1
T3.13.2	El refuerzo estará compuesto de dos tirantes.
T3.13.3	El arco principal no va a poseer ninguna inclinación por lo tanto solo utilizaremos dos miembros hacia atrás.
T3.13.4	La distancia del nodo de los tirantes con el arco principal será no mayor a 160 mm y se inclinara a más de 30 grados.
T3.13.5	Los refuerzos no tendrán ningún tipo de curvatura.
T3.13.6	Se estudiara la mejor triangulación valida.
T3.13.7	Se tratara de no colocar ningún elemento fuera de la envolvente de la estructura principal.
T3.14	Refuerzos del arco frontal
T3.14.1	Se usara tubos de acero de sección cerrada con dimensiones según T3.4.1
T3.14.2	El refuerzo estará compuesto de dos tirantes.
T3.14.3	No se usara materiales compuestos.
T3.14.4	El refuerzo se conectara lo más cerca posible a la parte superior del arco frontal pero no más de 50,8 mm
T3.14.5	El arco frontal no se inclinara hacia atrás por lo tanto no se utilizara refuerzos adicionales en la parte trasera.
T3.15	Requisitos de otros refuerzos no se usaran.
T3.16	No se usara tubos a la altura del cuello.
T3.17	No se usara uniones mecánicas para los refuerzos de los arcos antivuelco
T3.18	Estructura frontal de impacto
T3.18.1	Se diseñara de tal manera que los pies y las piernas del piloto no queden fuera de la estructura.
T3.18.2	Delante de la mampara delantera se colocara un atenuador de impactos.
T3.19	Mampara delantera

T3.19.1	Se usara tubos de acero de sección cerrada con dimensiones según T3.4.1
T3.19.2	Se diseñara de tal manera que se ubique por delante de todos los objetos no deformables, como contenedores hidráulicos, cilindros maestros, etc.
T3.20	Refuerzos de mampara delantera
T3.20.2	Para el refuerzo se usara al menos tres tubos con las distancias mínimas requeridas por esta regla y con una triangulación adecuada.
T3.21	Atenuador de impacto
T3.21.2	La unión entre el atenuador de impactos y el chasis será diseñado de modo que proporcione una adecuada trayectoria a las cargas de impacto fuera del centro y del eje de impacto.
T3.21.4	Se colocara una placa de acero de 1,5 mm de espesor soldada a los tubos de la mampara delantera y que cubra como mínimo la mitad del tubo.
T3.21.5	La placa de acero será soldada a la mampara delantera, por lo tanto no se usaran pernos.
T3.25	Estructura de impacto lateral.
T3.25.1	Se usara como mínimo tres miembros a cada lado del piloto.
T3.25.2	Se usara tubos de acero de sección cerrada con dimensiones según T3.4.1
T3.25.3	Los tres miembros deben cumplir con las especificaciones y distancias establecidas en esta regla.
T3.25.4	Se diseñara solo con tres miembros.
T4.1	Apertura de la cabina del piloto
T.4.1.1	La apertura de acceso al piloto se diseñara de tal manera que las plantillas pasen con facilidad.
T4.2	Cabina del piloto, sección transversal interna
T4.2.1/ T4.2.2	Se realizara el trazado del recorrido de la plantilla en un software de diseño para dejar libre este sector.
T4.7	Visibilidad del Conductor
T.4.7.1	Se trazara un bosquejo que indique la visibilidad del piloto de 100 grados máximo a cada lado.
T5.2	Instalación del cinturón, correa y arnés
T5.2.1	Se usara tubos de acero de sección cerrada con dimensiones según T3.4.1
T5.4	Arnés para el hombro
T5.4.1	El tubo no se montara en los refuerzos del arco principal, para evitarse una triangulación adicional.
T5.4.4	El diseño del miembro que contendrá los anclajes de los cinturones debe estar de modo que cumplan con las inclinaciones mínimas permitidas.
T6.6	El Punto de remolque se diseñara de tal modo que este cumpla con las características indicadas en esta norma.
1.2.3	REGLAS ALTERNATIVAS DEL BASTIDOR (Estas se usan cuando se utiliza material o dimensiones alternativas a las establecidas en el Artículo 3)

Tabla 1. 3. Interpretación del reglamento.

Fuente: Los autores.

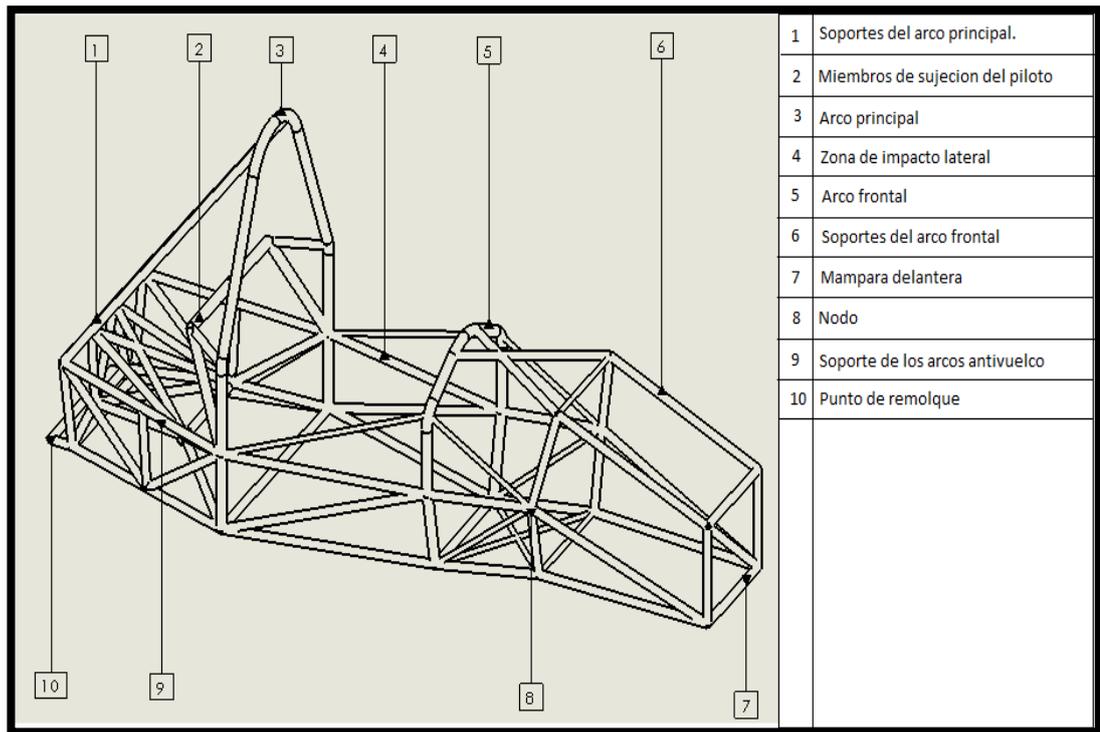


Figura 1. 25. Partes de la estructura primaria.

Fuente: Los autores.

1.3 Tipos de Estructuras.

Según el reglamento de la competencia formula *student* manejan dos tipos de estructuras.

- Chasis estructural con tubos de acero
- Chasis monocasco.

1.3.1 Chasis Estructural con Tubos de Acero

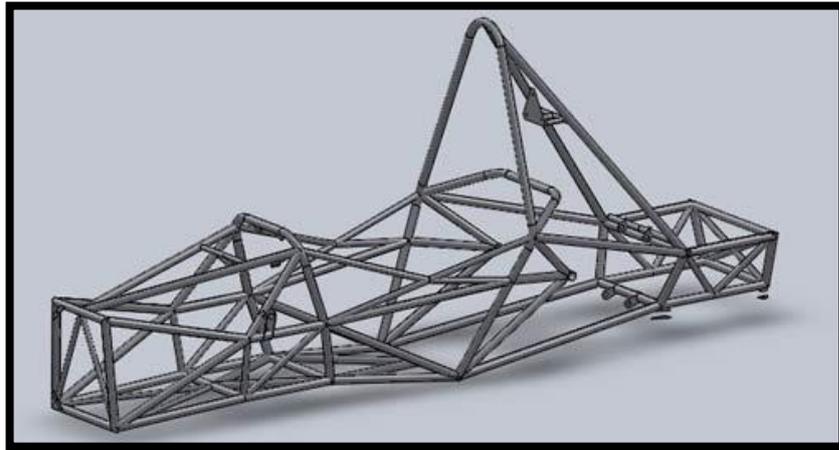


Figura 1. 26. Chasis tubular.

Fuente: <http://www.fuelwasters.com/2011/01/formula-sae-diseno-de-un-chasis.html>.

Todo el chasis se conforma por un conjunto de tubos redondos o cuadrados (figura 1.26), el cual debe de estar triangulado en los extremos de los miembros para formar nodos, con la finalidad de aumentar la capacidad de soportar las diferentes cargas como: la suspensión, el peso del piloto, el motor, la carga aerodinámica y principalmente las cargas producidas por impacto en el caso de un accidente para proteger la integridad del piloto.

La técnica de soldadura es vital para garantizar que en los puntos de apoyo sean resistentes, por lo que se debe utilizar soldadura MIG o TIG. Tener en cuenta el proceso de conformado del tubo sea en frío o en caliente ya que puede variar las propiedades del mismo durante el proceso de construcción del chasis.

Además se deben considerar un punto de equilibrio de las características generales de la estructura, debe tener una buena resistencia, menor peso posible y bajo costo.

Ventajas

- Este tipo de estructuras ofrece una buena resistencia a las diferentes cargas aplicadas.
- Bajo costo

- La construcción y reparación es sencilla.
- Se puede utilizar Aceros alternativos como el SAE 4130 y aleaciones de aluminio en algunas partes del chasis.

Desventajas

- Aumento de peso por tener mayor rigidez.
- Disminución de la velocidad.

1.3.2 Chasis Monocasco



Figura 1. 27. Chasis monocasco

Fuente: <http://www.tecmovia.com/2013/05/26/formula-student-los-otros-electricos-del-salon-de-barcelona/>

El material utilizado para obtener un monocasco es la fibra de carbono, la cual es más costosa y se requiere experiencia para su conformado, pero las ganancias son notables ya que se puede disminuir el peso y por lo tanto un mejor aprovechamiento de la potencia. La construcción se divide en dos procesos, la primera desde la parte del arco principal hasta la parte frontal se construyen con fibra de carbono la cual también se ajusta al piloto, y la segunda desde el arco principal a la parte posterior se colocan estructura tubular para poder anclar el motor, el diferencial y la suspensión posterior.

Si la decisión y presupuesto del equipo es construir un monocasco se requiere presentar un formulario de certificación de requisito estructural SRCF.

El formulario debe demostrar que el diseño es equivalente a un bastidor soldado en términos de adsorción energía de deformación, descomponer y transmitir la fuerza

por los tubos, manteniendo la misma resistencia a la rotura por flexión, pandeo y tensión.

Ventajas

- Mayor resistencia mecánica, con un módulo de elasticidad elevado.
- Baja densidad, en comparación con el acero (menor peso).
- Resistencia a diferentes condiciones ambientales.
- Gran capacidad de aislamiento térmico.

Desventajas

- Elevado costo de producción.
- Personal especializado para su construcción.

1.4 Tipos de Materiales ²

Existe una gama de materiales que se puede escoger como el aluminio, magnesio, acero al carbono, acero aleado, titanio, etc.

Los principales componentes que ayudan a mejorar las propiedades de los aceros son:

Carbono: Este influye en el comportamiento del acero, al aumentar el porcentaje adecuado de carbono, mejora la resistencia mecánica, la templabilidad y disminuye la ductilidad.

Azufre: Aumenta la maquinabilidad, ya que forma inclusiones llamada sulfuros de magnesio, discontinuidades en la matriz metálica que favorecen la formación de viruta corta.

²<http://www.tratar.com.co/descargas/acero.pdf?%20%20zoom=81&statusbar=0&navpanes=0&messages=0>

Fósforo: Mejora la resistencia mecánica, reduce la ductilidad de la ferrita, se tiene mejor brillantez y acabado. Este elemento, en cantidades pequeñas, varía las propiedades mecánicas del acero.

Molibdeno: Formador de carburos, reduce el crecimiento del grano, mejora la resistencia al desgaste y la capacidad de conservar la dureza a temperaturas altas.

Cobalto: Aumenta la dureza, y asociado con el níquel o el cromo, forman aceros de bajo coeficiente de dilatación, aumenta la velocidad de enfriamiento, en los aceros trabajados en caliente y rápidos incrementa la disipación de calor.

Manganeso: En cantidades mayores al 1% es el principal elemento que aumenta la dureza en aceros al carbono de alta resistencia. Mejora la resistencia a la tracción, al desgaste, es de fácil soldabilidad y mecanizado.

Indicados los elementos, que influyen en el comportamiento de los tubos de acero se detalla a continuación los tipos más utilizados por los equipos experimentados.

1.4.1 Propiedades del tubo SAE 1010³

Composición química: Carbono 0.08-0.13%, Magnesio 0.30-0.60%, Fosforo 0.040% y Azufre 0.050%.

Densidad: 7700-8030 kg/m³

Aplicación.

Piezas confeccionadas por estampado en frío (Bulones, Remaches, etc.).

Ventajas

- Posee un ligero incremento en la resistencia mecánica.
- Facilidad para soldar.
- Posee alta ductibilidad.

³ <http://www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe-sur/ensayodemateriales/aplicaci.htm>

Propiedades Mecánicas

Resistencia a la tracción mínima = 343,24 MPa

Límite elástico = 245,17 MPa

Límite de ruptura = 382,47 MPa

1.4.2 Propiedades del tubo AISI 4130⁴

Composición química: Carbono 0,28- 0,33%, Cromo 0,8-1,1%, Molibdeno 0,15-0,25%, Manganeso 0,4 - 0,6%, Silicio 0,15 - 0,3%, Fósforo 0,035% y Azufre 0,04%.

Densidad: 7700 a 8030 kg/m³.

Aplicaciones

- Apto para tubos soldados de fuselajes.
- Se puede fabricar bielas para coches, orejetas para fijación de motores, ejes, accesorios, casquillos, engranajes, pernos, árboles, cilindros de gas, etc.
- Componentes para armazones de aviones.
- Líneas hidráulicas y piezas nitruradas para maquinaria.

Ventaja

- Tiene baja resistencia a la corrosión.
- Facilidad al tratamiento térmico (nitruración).
- Mayor resistencia a la abrasión y al desgaste.
- Mejor ductilidad, dureza y resistencia a la fatiga.
- Fácil soldabilidad,

⁴ http://www.ehowenespanol.com/densidad-del-acero-4130-info_227346/

- Facilidad al mecanizado.

Propiedades Mecánicas⁵

Resistencia a la tracción mínima = 590 MPa

Limite elástico = 480 MPa

1.4.3 Fibra de Carbono⁶

Es una fibra sintética constituida por finos filamentos de 5–10 µm de diámetro y compuesto por carbono, se fabrica a partir del poliacrilonitrilo. Es un material amorfo, las láminas de átomos de carbono se colocan al azar. Esta integración de las láminas de carbono incrementa su resistencia mecánica similar al acero. Es conductor eléctrico y alta conductividad térmica

Densidad: 1750 kg/m³

Aplicaciones

- En la industria aeronáutica , automovilística, en barcos y en bicicletas.
- Artículos como patines en línea, raquetas de tenis, edificios, ordenadores portátiles, trípodes y cañas de pesca.

Ventajas

- Mayor resistencia mecánica, con un módulo de elasticidad elevado.
- Por su dureza tiene mayor resistencia al impacto que el acero.
- Baja densidad, en comparación con otros elementos como el acero.
- Resistencia a agentes externos.
- Gran capacidad de aislamiento térmico.
- Resistencia a las variaciones de temperatura, conservando su forma, sólo si se utiliza matriz termoestable.

Propiedades mecánicas

⁵ <http://gama.fime.uanl.mx/~petapia/Dis%20maq/04Tablas%20de%20Materiales.pdf>

⁶ <http://www.slideshare.net/DavidBuenoSaenz/fibra-de-carbono-15439377>

- Elevada resistencia mecánica, con un módulo de elasticidad elevado.
- Alta rigidez (valores específicos del orden de 2-6 veces los del acero).
- Resistente a la fatiga.
- Buena resistencia al impacto.

1.4.4 Materiales Seleccionados Para la Construcción Del Chasis Tubular.

Tubo estructural redondo según la norma NTE 2415 ASTM 500 grado C, tiene un diámetro de una pulgada y espesores de 2.50, 2.00 y 1.50mm. De la empresa Ternium.

Dimensiones

Normas	Referencia	Diámetro exterior (mm)	Espesor t (mm)	Peso (kg/m)	Peso unidad (kg)	Unidades por paquete
Fabricación:						
NTC4526 (ASTM A500)	PTS 1"	25.4	2.0	1.15	6.90	61
Tubería estructural grado C con costura (para t ≥ 2.0 mm).	PTS 1"	25.4	2.5	1.41	8.46	61
	PTS 1 1/4"	31.8	2.0	1.47	8.82	37
	PTS 1 1/4"	31.8	2.5	1.80	10.80	37
Tubería estructural grado A con costura (para t = 1.5 mm).	PTS 1.315"	33.4	2.0	1.58	9.48	61
	PTS 1.315"	33.4	2.5	1.94	11.64	61
	PTS 1.315"	33.4	3.0	2.29	13.74	61
	PTS 1.315"	33.4	3.5	2.63	15.78	61
	PTS 1 1/2"	38.1	2.0	1.78	10.68	37

Figura 1. 28. Dimensiones de la tubería estructural.

Fuente: http://www.ternium.com.co/pdf/Soluciones_Ternium_Colombia.pdf

Composición química (Ternium)

Requisitos Químicos				
Elemento	Composición, %			
	Grado A (t = 1.5 mm)		Grado C (t > 1.5 mm)	
	Análisis de Colada	Análisis de Producto	Análisis de Colada	Análisis de Producto
Carbono, máximo ^A	0,26	0,30	0,23	0,27
Manganeso, máximo	1,35	1,4	1,35	1,4
Fósforo, máximo ^A	0,035	0,045	0,035	0,045
Azufre, máximo	0,035	0,045	0,035	0,045
Cobre, cuando se especifica acero con cobre, min ^B	0,20	0,18	0,20	0,18

Figura 1. 29. Composición química de tubería estructural

Fuente: http://www.ternium.com.co/pdf/Soluciones_Ternium_Colombia.pdf

Densidad: **7860 kg/m³**.

Propiedades mecánicas

Tubería Estructural Redonda		
Requisitos	Grado C (2.0 mm ≤ t < 3.05 mm)	Grado C (t ≥ 3.05 mm)
Resistencia a la Tracción, mín, MPa (psi)	425 (62000)	425 (62000)
Resistencia a la Fluencia, mín, MPa (psi)	315 (46000)	315 (46000)
Elongación en 50 mm (2 plg), min%	16 ^a	21 ^b

Figura 1. 30 Propiedades mecánicas de la tubería estructural

Fuente: http://www.ternium.com.co/pdf/Soluciones_Ternium_Colombia.pdf

Aplicaciones

- Estructuras metálicas
- Aplicaciones automotrices

Ventajas

- Existe en el mercado ecuatoriano.
- Bajo costo.
- Fácil de soldar.
- Bajo peso

1.5 Ergonomía del Piloto

La finalidad de este estudio es la de obtener mayor comodidad para el piloto con una postura correcta y relajada. Esto se ve afectado por el diseño del monoplaza ya que debe tener el centro de gravedad lo mas bajo posible, el cual afecta de manera directa la inclinacion del piloto puesto que es una las masas principales que afecta al chasis. Al aumentar la inclinacion del asiento, hara bajar el centro de gravedad, sin embargo esto requiere una mayor longitud de la cabina del piloto. Para una posicion comoda la inclinacion debe estar dentro del rango de 20 a 30 grados, figura 1.31. El angulo

tiene que ser mayor a 90 grados respecto al plano horizontal de la parte baja del monoplaza. Ya que de esta forma la presión sobre la columna vertebral disminuye, repartiendo el peso del cuerpo a lo largo de la espalda del piloto.⁷

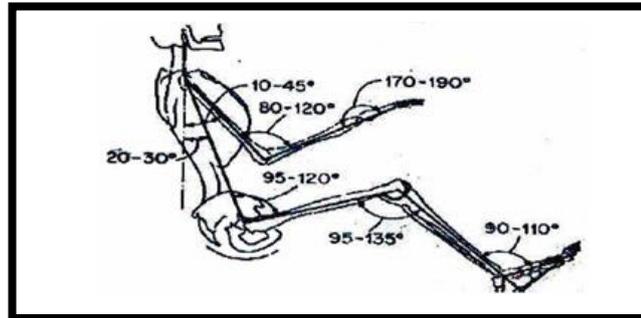


Figura 1. 31. Rango de ángulos en los cuales el piloto se siente cómodo

Fuente: Mc Cormick, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. Mexico: Marcombo. 1990.

P.10.

1.5.1 Representación del 95 Percentil.

El 95% percentil quiere decir que el 95% de los hombres es de tamaño menor que este modelo y que sólo el 5% es mayor. Según el reglamento SAE 2014 el piloto se representa según la figura 1.32.

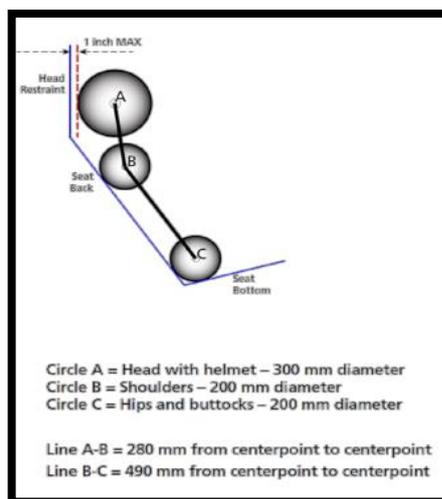


Figura 1. 32. Modelo del piloto.

Fuente: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf.

⁷ MC CORMICK, Ernest., *Factores humanos en ingeniería y diseño*, Editorial Marcombo. Mexico. 1990.

Las consideraciones a tomar en cuenta según el reglamento SAE 2014 son:

- El círculo inferior 200 mm se colocó en la parte inferior del asiento de tal manera que la distancia entre el centro de este y la cara posterior de los pedales sea no menos de 915 mm.
- El círculo de 200 mm de media, que representa a los hombros, se colocará en la parte posterior del asiento.
- El círculo superior de 300 mm se colocara no más de 25,4 mm de distancia de la cabeza al sistema de retención donde se encuentra el casco del conductor durante la conducción, figura 1.28.

1.5.2 Dimensiones Complementarias para el 95 Percentil.

La representación del 95 percentil que ofrece el reglamento SAE no toma en cuenta las dimensiones de las extremidades del piloto por lo tanto las figuras 1.33 y 1.34 junto con las tablas 1.4 y 1.5 muestran las cotas para complementar el diagrama tanto para el 5 y 95 percentil.

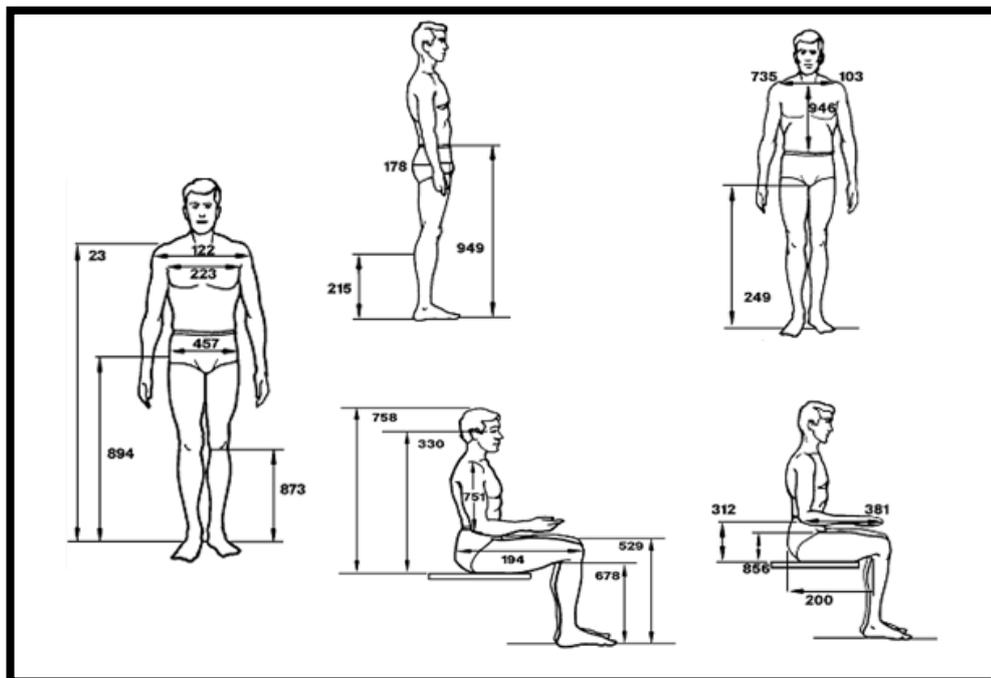


Figura 1. 33. Datos antropométricos dimensionales del 95 Percentil masculino.

Fuente: http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm#_3.2_GENERAL_ANTHROPOMETRICS.

No.	Dimensión	Percentil 95 (mm)
949	Altura de la cintura	1162
249	Altura de la entrepierna	933
215	Altura de la pantorrilla	400
103	Diámetro bicromía	443
946	Frente de la cintura	445
735	Circunferencia Scye	536
178	Circunferencia de glúteos	1094
312	Altura del respaldo del codo	297
856	Liquidación del muslo	191
381	Longitud de la mano del antebrazo	
200	Nalga longitud poplítea	55,5
23	Acromial estatura (hombro)	157,3
894	Altura trocánteres	102,9
873	Altura Tíbiale	
122	Bideltoid (hombro) amplitud	532
223	Anchura del pecho	367
457	Amplitud de cadera	39,0
165	Bizgomatic (cara) anchura	151
427	Amplitud Head	
751	Longitud hombro-codo	394

Tabla 1. 4. Cotas antropométricas dimensionales para el 95 percentil masculino.

Fuente: http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm#_3.2_GENERAL_ANTHROPOMETRICS.

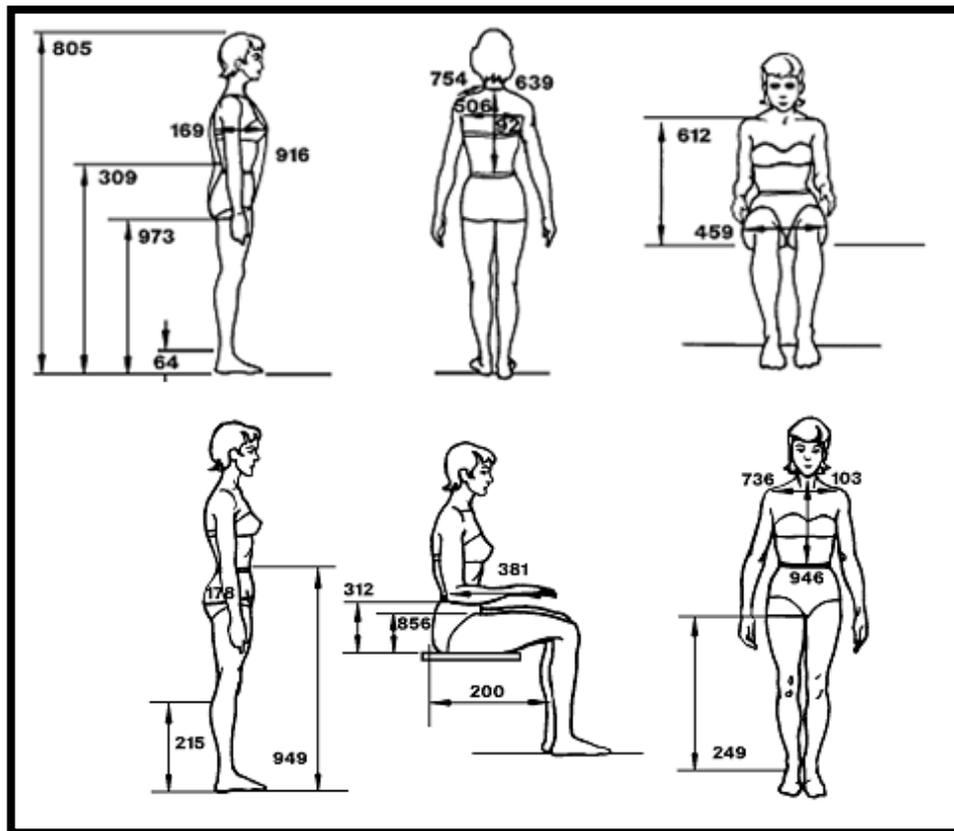


Figura 1. 34. Datos antropométricos dimensionales del 5 Percentil femenino.

Fuente: http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm#_3.2_GENERAL_ANTHROPOMETRICS.

No.	Dimensión	Quinto percentil (mm)
949	Altura de la cintura	901
249	Altura de la entropierna	652
215	Altura de la pantorrilla	255
103	Diámetro biacromial	324
946	Frente de la cintura	
735	Circunferencia Scye	323
178	Circunferencia de glúteos	799
312	Altura del respaldo del codo	207
856	Liquidación del muslo	112
381	Longitud de la mano del antebrazo	373
200	Longitud nalga-poplítea	379
805	Estatura	1489

973	Altura de la muñeca	708
64	La altura del tobillo	52
309	Altura del codo	928
169	Profundidad Busto	174
916	Circunferencia del tronco Vertical	1369
612	Altura Midshoulder, sentado	
459	Amplitud cadera, sentado	304
921	Cintura nuevo	352
506	Interscye	324
639	Circunferencia del cuello	345
754	Anchura de la espalda	113

Tabla 1. 5. Cotas antropométricas dimensionales para el 5 percentil femenino.

Fuente: http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm#_3.2_GENERAL_ANTHROPOMETRICS.

1.5.3 Esquema del Piloto

Para el diseño ergonómico de la cabina del piloto es necesario diseñar el chasis alrededor del piloto, es decir se bosqueja al mismo tomando en cuenta las dimensiones según el reglamento SAE 2014 (figura1.28) y las complementarias de las extremidades según la tabla 1.4 que describe al 95 percentil.

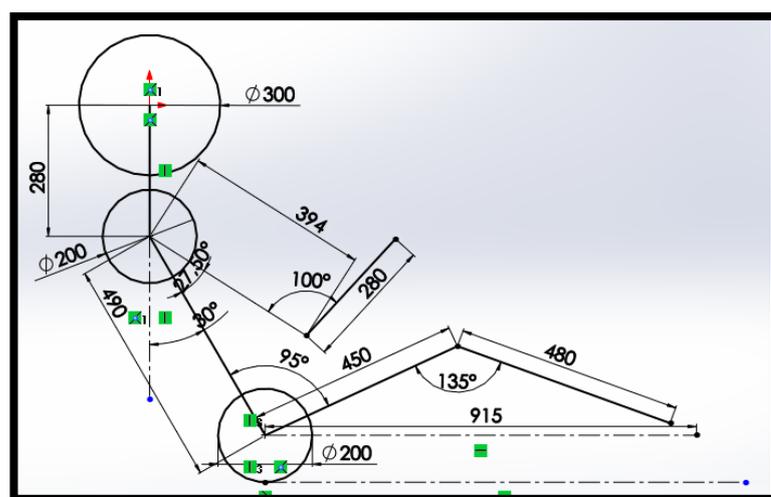


Figura 1. 35. Posición tentativa del piloto.

Fuente: los autores.

Usando el software de diseño se traza al piloto con las medidas mencionadas y con una inclinación ergonómica tentativa de la espalda, a esta última se modificara para buscar un centro de gravedad bajo.

1.5.4 Determinación del Centro de Gravedad de la Posición del Piloto.

El centro de gravedad del piloto influye de manera directa a la estabilidad del vehículo, porque es una de las masas más considerables. Entonces al tener un CG más bajo del piloto el auto se volverá más estable, por tal motivo la inclinación del tronco del piloto se debe determinar de tal modo que se encuentre cómodo y que el CG sea lo más bajo posible.

En la siguiente figura se muestra los centros de gravedad de cada segmento del cuerpo humano promedio.

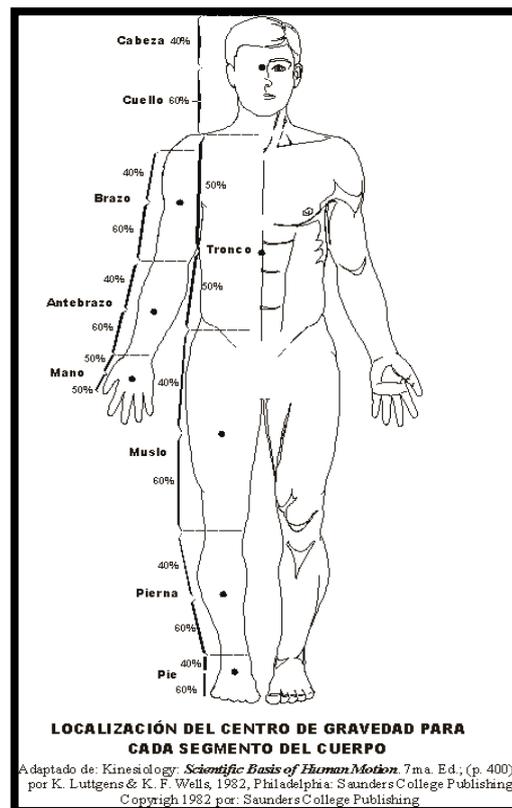


Figura 1. 36. Localización del centro de gravedad para cada segmento del cuerpo.

Fuente: LUTTGENS. K, WELLS. K, *Scientific Basis of human motion*- 7 ma. Edición, Editorial Saunders college publishing, Philadelphia, 1982.

En base a las figuras 1.35 y 1.36 se determina los centros de gravedad de cada segmento del cuerpo según la posición tentativa del piloto de 30 grados de inclinación de su espalda como se indica en la siguiente figura.

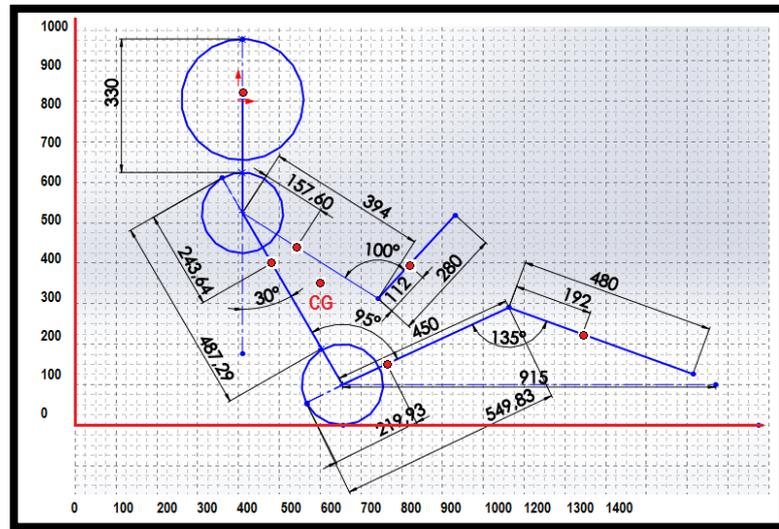


Figura 1. 37. Posición tentativa del piloto inclinación 30 grados.

Fuente: los autores.

En la siguiente tabla se resume las coordenadas de ubicación de los centros de gravedad de las partes del cuerpo humano y del centro de gravedad total con una inclinación de la espalda del piloto de 30 grados.

Segmento del Cuerpo	% Del Peso Segmental	Valor de la Coordenada	Productos	Valor de la Coordenada	Productos
		Y(mm)	(Y) (%Peso)	X(mm)	(X) (%Peso)
Cabeza y Cuello	0,08	825,00	65	412	33
Tronco	0,511	400	204	480	245
Brazo Superior Derecho	0,027	437	12	540	15
Brazo Inferior Derecho	0,016	390	6	825	13
Brazo Superior	0,027	437	12	540	15

Izquierdo					
Brazo Inferior Izquierdo	0,016	390	6	825	13
Muslo Derecho	0,097	150	15	760	74
Pierna Inferior Derecha	0,045	225	10	1250	56
Muslo Izquierdo	0,097	150	15	760	74
Pierna Inferior Izquierda	0,045	225	10	1250	56
Total de los Productos		3629	355	7642	593

Tabla 1. 6. Coordenadas de ubicación de los centros de gravedad de las partes del cuerpo humano y del centro de gravedad total con una inclinación del piloto a 30 grados.

Fuente: los autores.

El CG con una inclinación de la espalda de 30 grados, está localizado a 355 mm aproximadamente desde la nalga del piloto. Esta inclinación del piloto permite tener una línea de visión amplia.

En base a la figura 1.36 se determina los centros de gravedad de cada segmento del cuerpo según la posición tentativa del piloto de 45 grados de inclinación de la espalda, como se indica en la figura 1.38.

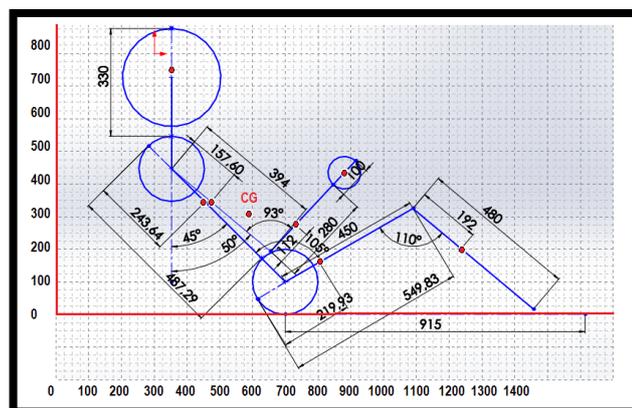


Figura 1. 38. Posición tentativa del piloto inclinación 45 grados.

Fuente: Los autores.

En tabla 1.7 se resume las coordenadas de ubicación de los centros de gravedad de las partes del cuerpo humano y del centro de gravedad total con una inclinación de la espalda del piloto de 45 grados.

Segmento del Cuerpo	% Del Peso Segmental	Valor de la Coordenada	Productos	Valor de la Coordenada	Productos
		Y(mm)	(Y) (%Peso)	X(mm)	(Y) (%Peso)
Cabeza y Cuello	0,08	750,00	59	350	28
Tronco	0,511	340	174	450	230
Brazo Superior Derecho	0,027	340	9	475	13
Brazo Inferior Derecho	0,016	275	4	740	12
Brazo Superior Izquierdo	0,027	340	9	475	13
Brazo Inferior Izquierdo	0,016	275	4	740	12
Mano Derecha	0,006	435	3	885	5
Mano Izquierda	0,006	435	3	885	5
Muslo Derecho	0,097	162	16	800	78
Pierna Inferior Derecha	0,045	200	9	1240	56
Muslo Izquierdo	0,097	162	16	800	78
Pierna Inferior Izquierda	0,045	200	9	1240	56
Total de los Productos		3914	315	9080	584

Tabla 1. 7. Coordenadas de ubicación de los centros de gravedad de las partes del cuerpo humano y del centro de gravedad total con una inclinación del piloto a 45 grados.

Fuente: los autores.

Comprobando con la inclinación de la espalda de 30 grados, la de 45 grados ofrece un CG más bajo, el cual es una ventaja porque se da una mayor estabilidad al vehículo, ya que el piloto es una de las masas mayores que afectan directamente el comportamiento dinámico del vehículo.

1.6 Ensayo de Materiales.

Los ensayos de tracción de los tubos se realizaron en una maquina universal de ensayos (figura 1.39), aplicando la norma INEN 143, se realizaron varios ensayos de tracción a probetas de diferentes dimensiones que se usaran en la estructura (figura 1.40). Para obtener valores más aproximados de los esfuerzos se realizaron dos pruebas con probetas de similares dimensiones.



Figura 1. 39. Maquina universal para ensayos de materiales.

Fuente: Los autores.



Figura 1. 40. Probetas de tubo de acero, con bujes de acero.

Fuente: Los autores.

Al terminar los ensayos se verifica que no haya existido resbalamiento entre las mordazas y la probeta, además que entre el tubo y el buje no tenga aplastamiento, ya que para evitar esto se colocó un buje. Se determinó que el material es medianamente dúctil al observar la forma del cuello que tomo esta al romperse, figura 1. 41.



Figura 1. 41. Probeta de tubo de acero de un material dúctil.

Fuente: Los autores.

1.6.1 Resultados del Ensayo.

El informe de resultados muestra la carga máxima de ruptura, el porcentaje de alargamiento y el límite elástico que se observa en la figura 1.42. Con estos datos se conoce la resistencia real del material que se va a usar. En la siguiente tabla se resumen los resultados de los ensayos de los diferentes tubos.

CAPÍTULO II. DISEÑO DE UN CHASIS MONOPLAZA TUBULAR

2.1 Distribución de las Masas en el Chasis.

2.1.1 Masas Principales.

Se considera como masas principales a los elementos que afectan en proporción directa al comportamiento dinámico del vehículo, dependiendo del tipo de automóvil la importancia de estas masas van cambiando. Por ejemplo en el caso de un vehículo de turismo la masa del piloto es despreciable en comparación a la masa total del auto, pero en el caso de un monoplaza, la masa y posición del conductor afecta directamente la distribución de masas en el eje delantero y trasero así como el centro de gravedad del automóvil.

El propósito de definir las masas principales que se indican en la siguiente tabla es tener una correcta ubicación de las mismas junto con el espacio suficiente para cada una de ellas.

No.	elemento	Masa (Kg)
1	Piloto	77
2	Motor	58
3	Cremallera	1,36
4	Pedales y cilindros	3,18
5	Batería	1,82
6	Tanque de combustible	7,5
7	Torsen y soportes	7,5

Tabla 2. 1. Masas principales.

Fuente: Los autores.

2.1.2 Repartición de Masas Principales del Vehículo.

Se procurara realizar una repartición teórica de masas de aproximadamente 50-50, con el objetivo de evitar un cambio considerable en la geometría de la suspensión al momento de realizar una aceleración o desaceleración brusca. Una mala distribución de masa procura que el centro de gravedad del vehículo varíe continuamente

provocando una inestabilidad en pista, este fenómeno se debe a que todas las reacciones que intervienen en el vehículo dependen del CG. Poner un centro de gravedad más atrás generara un mayor brazo de palanca para las fuerzas en las ruedas delanteras y un menor para las traseras

Para poder realizar este tipo de repartición es necesario que el centro de gravedad del vehículo se encuentre en la mitad de los dos ejes para analizar se considerara a los cuerpos como una estructura sencilla por facilidad de cálculo y para poder establecer el volumen que van a ocupar en la estructura.

Se iniciara bosquejando la parte inferior del chasis asignándole medidas conforme el reglamento lo permita, y considerando el espacio necesario para cada componente, figura 2.1.

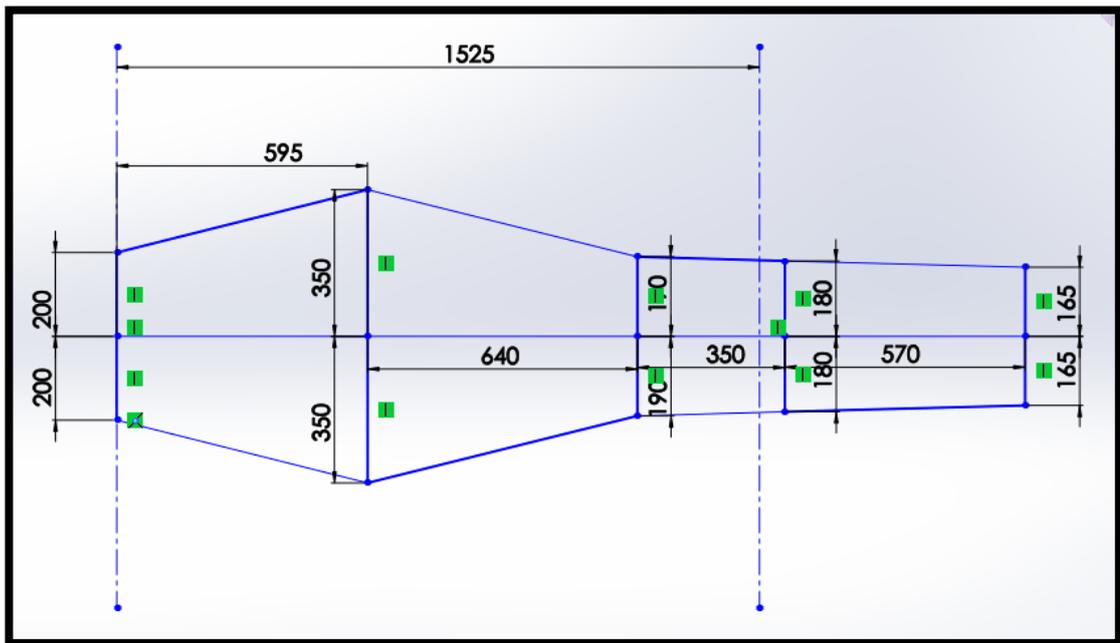


Figura 2. 1. Bosquejo del piso del chasis, vista superior.

Fuente: Los autores.

Las masas principales son distribuidas conforme al espacio suficiente para que calcen, tratando siempre de distribuir las masas de forma que se acerque a la distribución 50 – 50, figura 2.2.

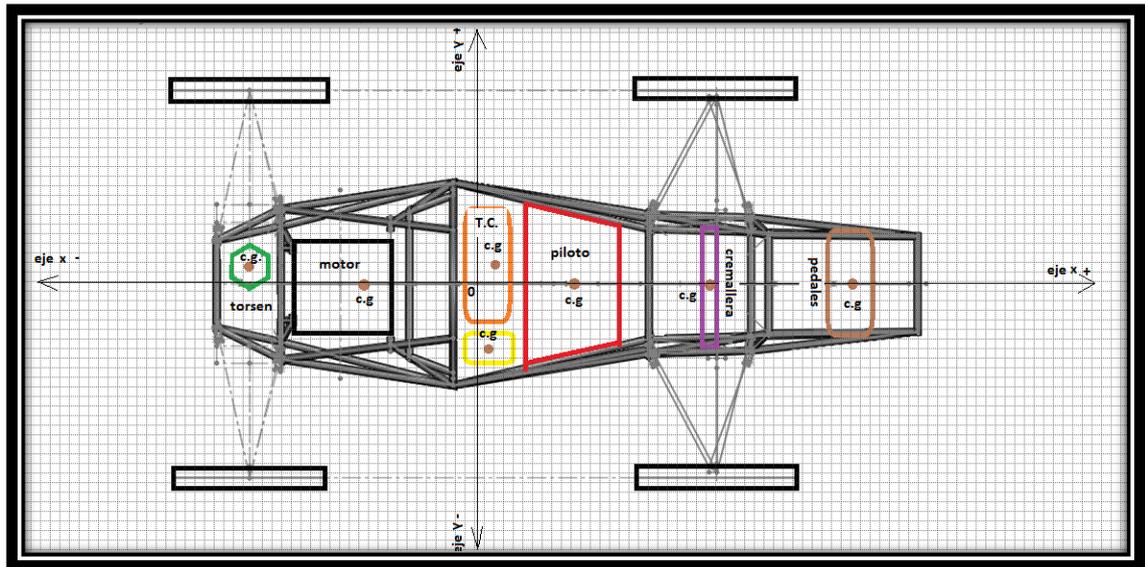


Figura 2. 2. Distribución de masas principales.

Fuente: Los autores.

Para validar este modelo se procede a calcular el centro de gravedad, para lo cual se procedió a medir y/ o calcular por distintos métodos. Para el caso del piloto su CG ya se determinó en la sección 1.6.4, para el motor al ser una masa de gran proporción y compleja en su forma en relación a las demás se optó por modelarlo en un software de diseño (figura 2.3) para determinar su CG, figura 2.4.

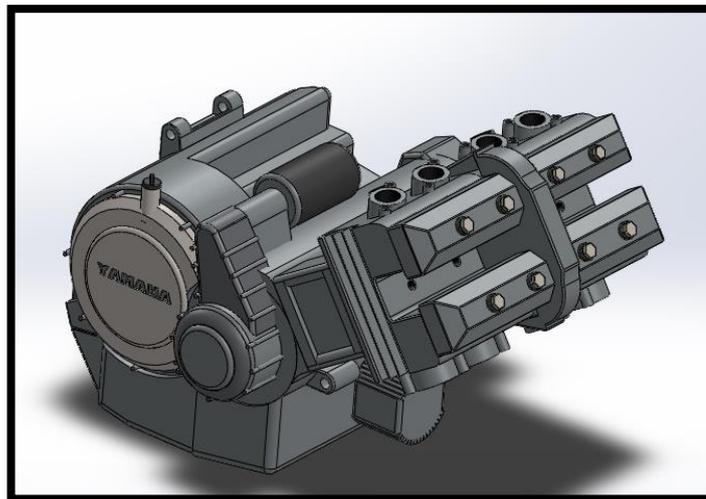


Figura 2. 3. Modelado del motor Yamaha FZR 600 en *solidworks*.

Fuente: Los autores.

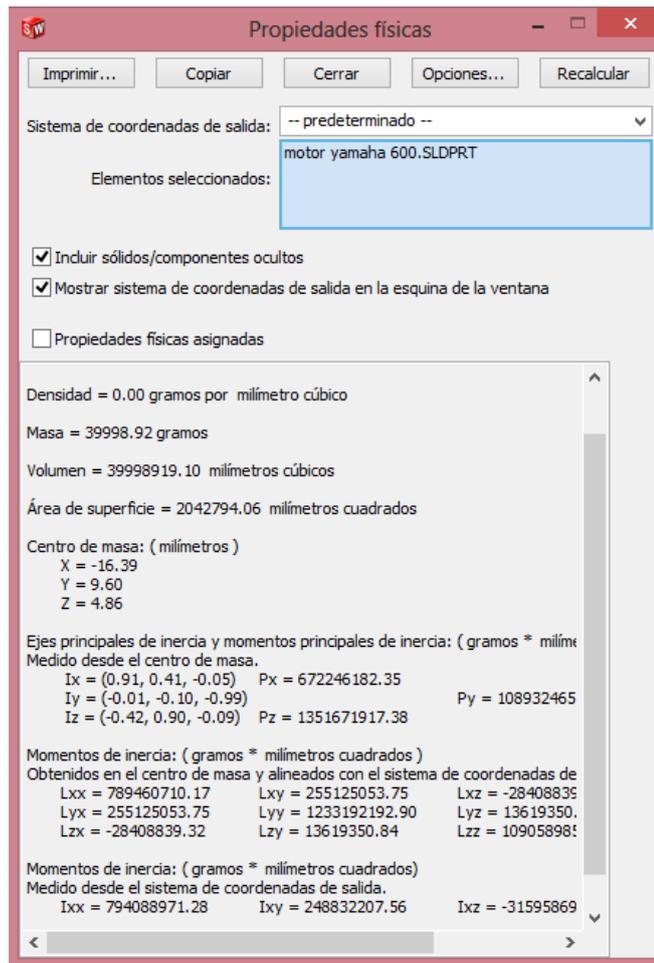


Figura 2. 4. Datos físicos del modelo.

Fuente: Los autores.

Para los demás componentes se los considero como polígonos que se asemejen a la forma de estos, y posteriormente se los peso, figura 2.5, con lo que se obtuvo los CG de cada componente.



Figura 2. 5. Pesado de la cremallera.

Fuente: Los autores.

2.1.2.1 Ubicación del Centro de Gravedad en el Chasis Tubular.

Se necesita calcular el centro de gravedad, para determinar la repartición de las masas, en la tabla 2.2 se muestran las coordenadas de ubicación de los CG de las masas principales. Generalmente para realizar la distribución de masas del chasis se toma en cuenta solo la masa del piloto y del motor por ser las de mayor densidad, para este caso que poseen algunos elementos que van a formar parte del prototipo se usaran para el cálculo para tener mayor aproximación.

No.	Elemento.	Ubicación en el espacio (mm).			m (Kg)	y*m	x*m	z*m
		y	x	z				
1	Piloto.	0	390	408,52	77	0	30030	31456,04
2	Motor.	0	-400	245	58	0	-23200	14210
3	Cremallera.	0	790	97	1,36	0	1077,27273	132,272727
4	Pedales y cilindros.	0	1268	170	3,18	0	4034,54545	540,909091
5	Batería.	-200	56,53	76,5	1,82	-363,63	102,781818	139,090909
6	Tanque de combustible.	0	0	160	7,5	0	0	1200
7	Diferencial Torsen.	70	-800	260	7,5	525	-6000	1950
Total					156,36	161,36	6044,6	49628,31

Tabla 2. 2. Centros de gravedad de las masas principales.

Fuente: Los autores.

	$\frac{\sum(x, y, z) * m}{\sum m}$
Ymedi.	1,031976744 mm
Xmedi.	38,65732558 mm
Zmedi.	317,3903721 mm

Tabla 2. 3. Coordenadas del centro de gravedad.

Fuente: Los autores.

En base a los datos del centro de gravedad, se puede calcular la repartición de masas en los ejes. Para ello se usara la coordenada en el eje x, considerando el diagrama de cuerpo libre del vehículo se determina las reacciones en los neumáticos, figura 2.6.

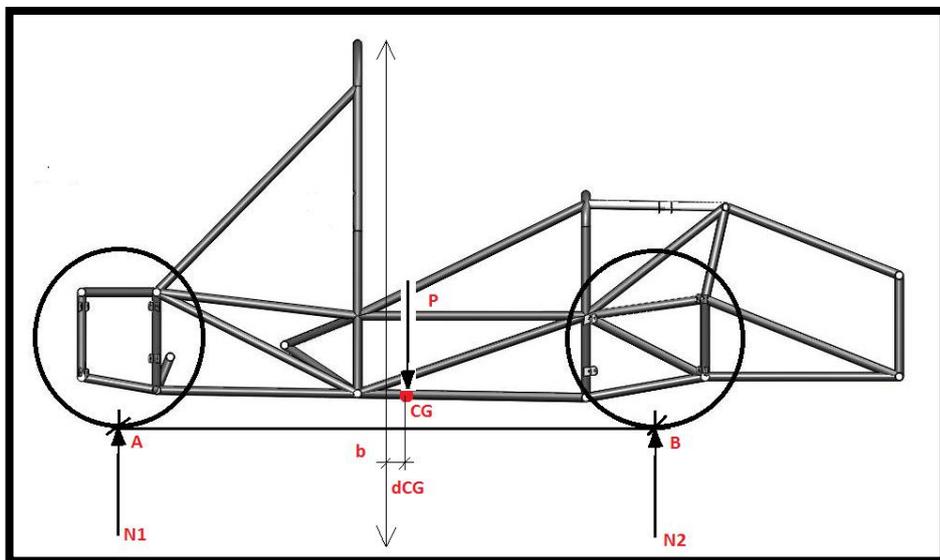


Figura 2. 6. Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Los autores.

$$\curvearrowright + \sum MA = 0$$

$$N2 * b - P \left(\frac{b}{2} + dCG \right) = 0$$

$$\curvearrowright + \sum MB = 0$$

$$P \left(\frac{b}{2} - dCG \right) - N1 * b = 0$$

Despejando se tiene:

$$N2 = \frac{P}{2} + \frac{P*dCG}{b} \quad (2.1)$$

$$N1 = \frac{P}{2} - \frac{P*dCG}{b} \quad (2.2)$$

En donde:

N1: Reacción en el eje trasero

N2: Reacción en el eje delantero.

P: Peso del vehículo = 100%

b: Batalla = 1600

dCG: Distancia del centro de gravedad desde el eje neutro = 38.65 mm

Reemplazando en las ecuaciones 2.1 y 2.2 se tiene:

$$N2 = \frac{100 \%}{2} + \frac{100 \%*38,65 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} = 52.4\%$$

$$N1 = \frac{100 \%}{2} - \frac{100 \%*38,65 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} = 47.6\%$$

La distribución de masas en el eje delantero es del 52,4% y en el trasero es de 47,6 %, es importante recalcar que se han tomado solo las masas principales para obtener una aproximación.

2.1.3 Prueba Antivuelco.

Una vez establecido el centro de gravedad del vehículo se procede a realizar la prueba antivuelco especificada en el reglamento el cual se lo realiza a un ángulo de 60 grados con respecto al piso, esta inclinación simula una curva a 1,75 g esta

prueba que además de garantizar la estabilidad del vehículo brinda seguridad al piloto, en caso de que falle en esta prueba se procede a realizar una nueva distribución de masas en la estructura.

Para determinar si el vuelco sucede se realizara un diagrama de cuerpo libre seguido del cálculo estático, figura 2.7.

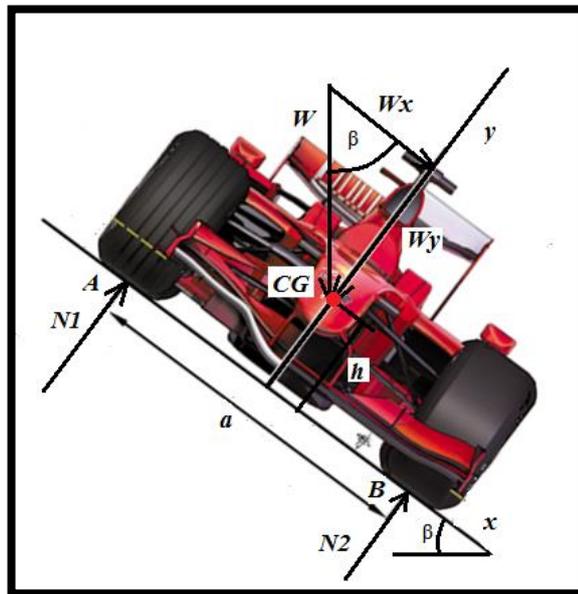


Figura 2. 7. Diagrama de cuerpo libre para prueba de vuelco.

Fuente: Los autores.

$$\curvearrowright + \sum MB = 0$$

$$Wy * \frac{a}{2} - Wx * h - N1 * a = 0$$

$$W * \cos \beta * \frac{a}{2} - W * \sin \beta * h - N1 * a = 0$$

Para que exista vuelco $N1=0$ y despejando β tenemos:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{a}{2*h}\right) \quad (2.3)$$

En donde:

a: Ancho de vía = 1.4 m

h: Altura del CG desde el suelo = 0.317 m

β = Inclinación máxima.

Reemplazando en la ecuación 2.3 se tiene:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{1,4 \text{ m}}{2 * 0,317 \text{ m}} \right) = 65,63^\circ$$

El vehículo se vuelca a 65, 63 grados, esto indica que a un rango menor que este valor el monoplaza no se volcara. Entonces se comprueba que con esta distribución de masas el vehículo a 60 grados o con una aceleración en curva de 1,75 g este permanecerá estable en la pista.

2.2 Diseño de la Geometría del Chasis base.

La geometría del chasis base es la estructura que se diseña de tal modo que cumpla con el reglamento SAE, además se toma en cuenta la distribución de masa que se hizo en el sección 2.1.2.1. Cabe recalcar que este modelo solo cumplirá con el reglamento, en lo posterior se simulara para alcanzar una rigidez y peso adecuados, además de obtener una estructura que resista a las distintas cargas a las que va estar sometido.

2.2.1 Trazado del croquis del Chasis.

El diseño del chasis se efectúa alrededor del piloto y del motor utilizando un software de diseño (*solidwork*). A continuación con líneas constructivas  Línea constructiva se traza el croquis de la base del chasis (figura 2.8) con dimensiones necesarias para la cabina del piloto basándose en las plantillas del reglamento (figura 2.9), de igual manera se acota el sector de las piernas, pies y el espacio para el motor.

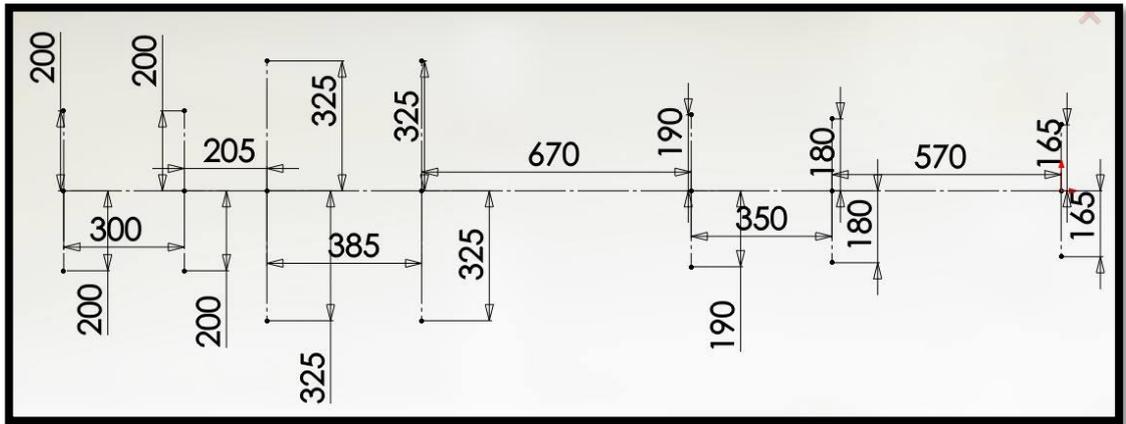


Figura 2. 8. Croquis de la base del chasis.

Fuente: Los autores.

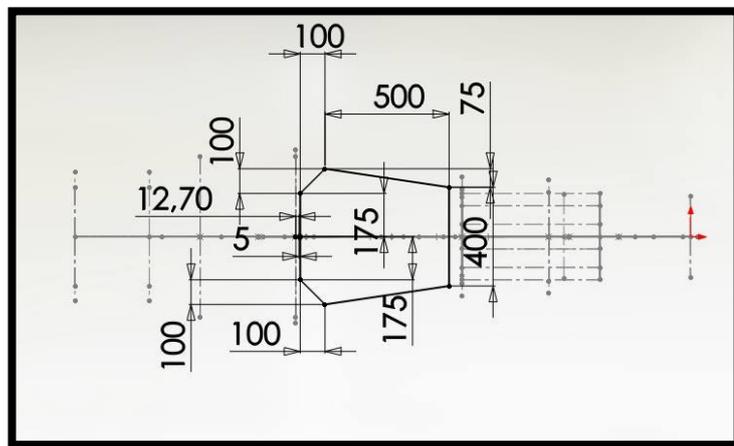


Figura 2. 9. Dimensionado mínimo de la cabina del piloto.

Fuente: Los autores.

Es necesario también determinar las alturas de los arcos de seguridad, por ejemplo en el caso del arco frontal una altura mayor afecta la visibilidad del piloto y una de baja proporción afecta a que la plantilla del reglamento no pase (figura 2.10 y 2.11), además junto con el arco principal forman un triángulo de seguridad, este debe medir al menos 50,8 mm desde una línea imaginaria que une los dos arcos hasta el casco del piloto (figura 2.12). Una altura innecesaria del arco principal puede traducirse en un mayor peso en la estructura, por lo tanto se optara por las dimensiones mínimas de los tubos según el reglamento con un rango aceptable de tolerancia.

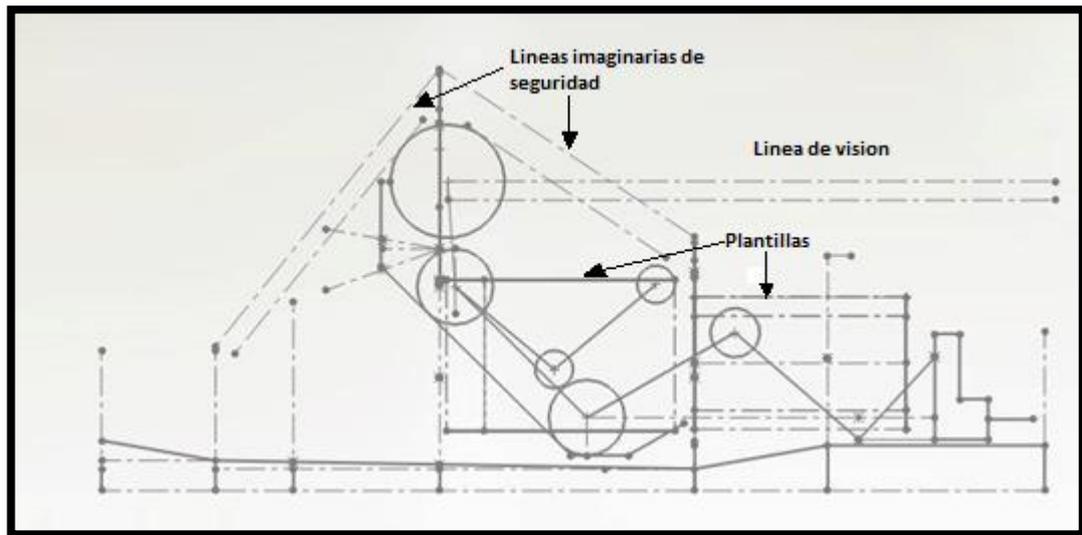


Figura 2. 12. Croquis líneas imaginarias de seguridad, línea de visión y plantillas.

Fuente: Los autores.

La altura de la mampara delantera está en función de los pies, pedales y de las dimensiones del atenuador de impactos. Los soportes de estos solo tiene la función de unir la mampara delantera con el arco frontal con al menos tres miembros.

A continuación se realiza el croquis en 3D  Croquis 3D y con el comando línea  Línea se procede a trazar la estructura tomando como base los bocetos hechos con anterioridad, figura 2.13.

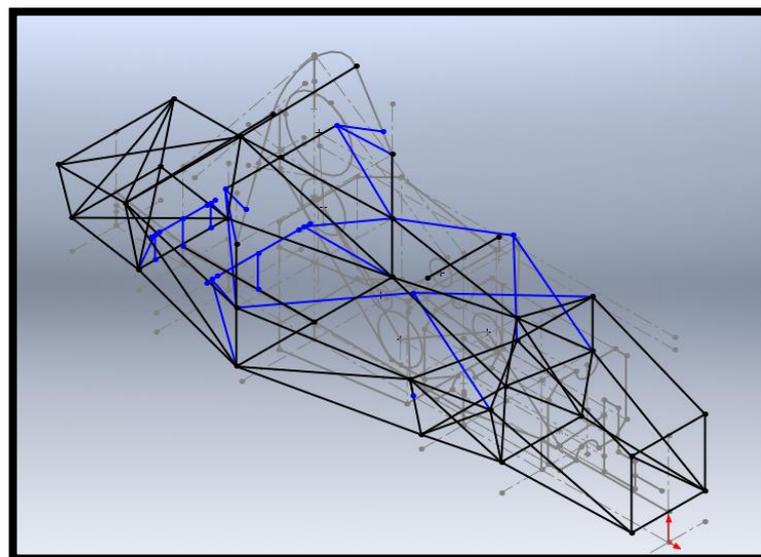


Figura 2. 13. Croquis 3D del chasis.

Fuente: Los autores

2.2.2 Extrucción y corte de los miembros estructurales.

Después de realizar el croquis del chasis en 3D, es necesario convertir cada línea del boceto en un elemento estructural con dimensiones mínimas según *T3.4.1* del reglamento SAE, para ello se elige la opción **Miembro estructural**  y dando clic en la línea del boceto en la cual queremos insertar el tubo (figura 2.14). Para respetar las dimensiones de la estructura principal es necesario generar los diferentes tipos de tubos que se utilizaran.

El software que se usa da la facilidad de cambiar la configuraciones y las dimensiones de los miembros, esto ayuda a variar el diseño según las necesidades.

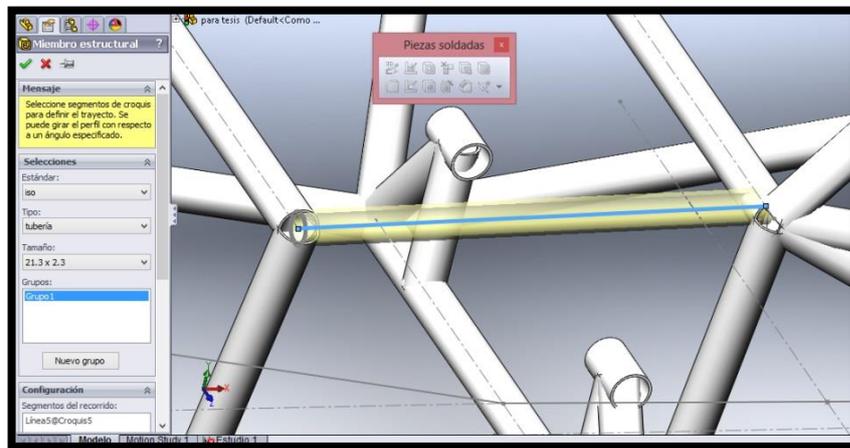


Figura 2.14. Construcción de miembro estructural.

Fuente: Los autores.

Es importante recortar las uniones o nodos, para asemejarse a la realidad y ver la forma del conformado de la soldadura, esto afectara al realizar la simulación, es decir como si se colocaran uniones sin tratar (figura 2.15) el programa asumirá que la soldadura se conformara de este modo, por lo tanto los resultados a obtener serian erróneos.

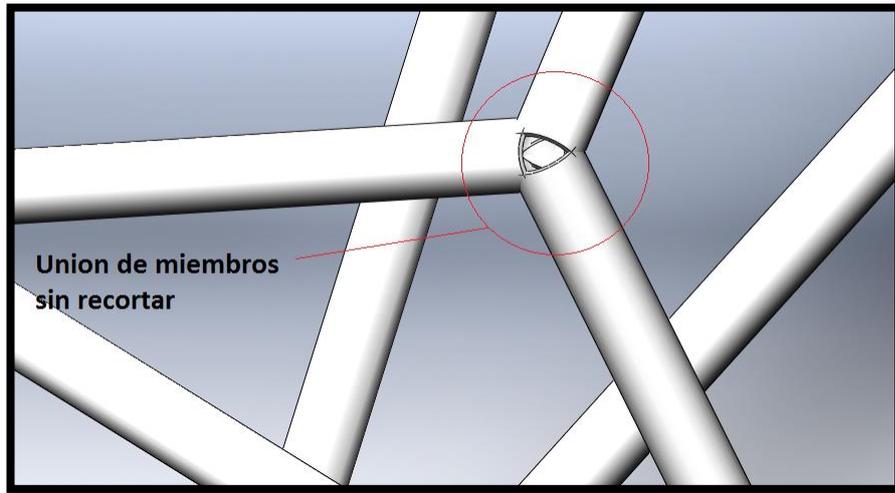


Figura 2. 15. Nodos sin recortar.

Fuente: Los autores.

Para realizar el recorte se da clic en el comando **recortar** , se señalará el miembro a recortar y el límite de corte, el software mostrará una vista previa del corte, si se observa que el corte es adecuado se aceptará la operación, figura 2.16. Un correcto recorte en las uniones dará un buen aspecto al diseño, y evitara lo anteriormente mencionado, ayudara a la conformación de las bocas de pescado en las uniones de los tubos, figura 2.17.

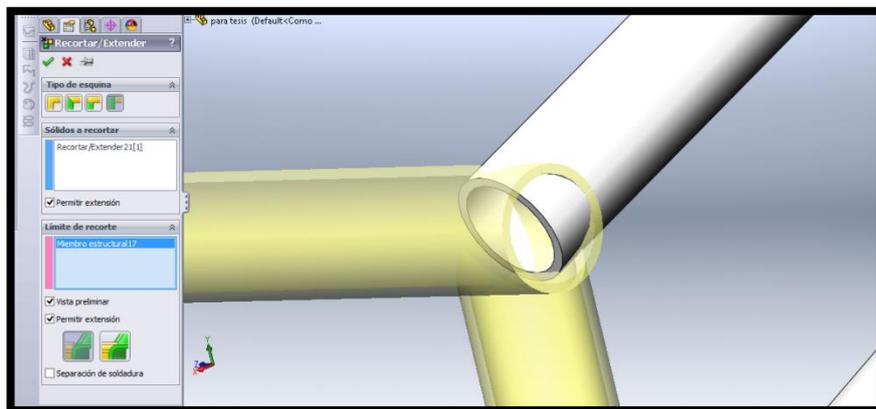


Figura 2. 16. Recorte de nodos.

Fuente: Los autores.

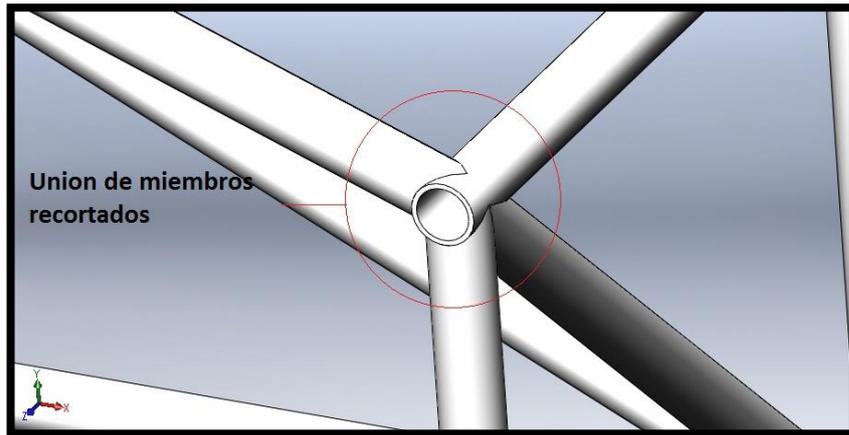


Figura 2. 17. Nodo recortado.

Fuente: Los autores.

Una vez insertado cada miembro estructural y recortado cada nodo, se tiene un chasis base que cumple con reglamento SAE, figura 2.18. Es necesario explicar que la configuración de los miembros estructurales en este modelo servirá para realizar las simulaciones las cuales pueden variar dependiendo de los resultados que se puedan obtener, siempre y cuando dichos cambios sean posibles y no vaya en contra del reglamento. Además de las triangulaciones se puede variar también las dimensiones de los tubos dependiendo de dónde se ubiquen en la estructura principal.

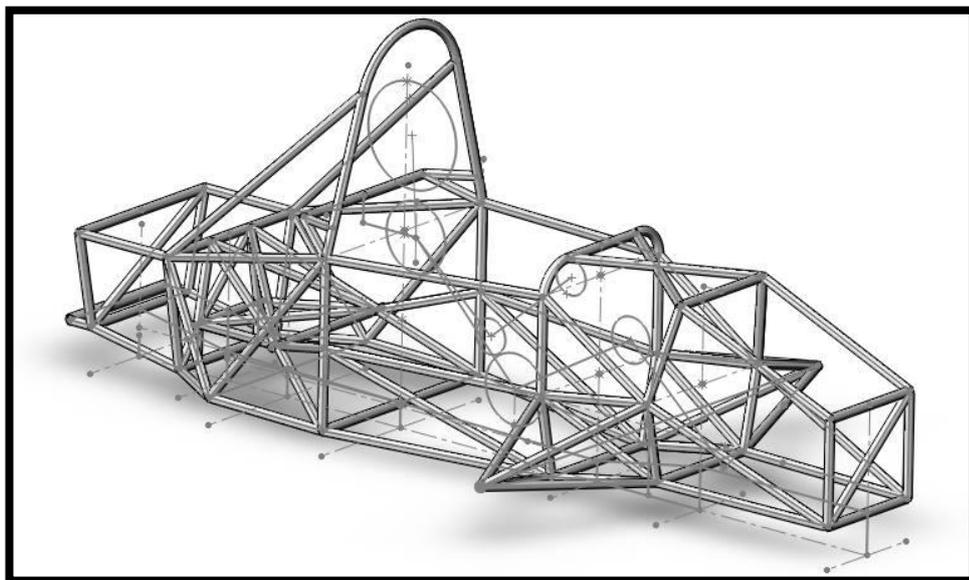


Figura 2. 18. Diseño del chasis base.

Fuente: Los autores.

2.3 Rigidez Torsional.

En ingeniería, la rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos⁸. Por lo tanto se puede decir que **rigidez torsional** (Ec. 2.4) de una estructura es la capacidad de soportar un momento sin que se produzca un ángulo de deformación considerable. Este se expresa en Nm por grado de deformación.

$$k = \frac{M}{\theta} \quad (2.4)$$

En donde:

K= Parámetro de rigidez torsional.

M= Momento.

θ= Angulo de deformación.

“En el caso de la fórmula SAE los resultados de los equipos que llevan más tiempo en la competición se sitúan alrededor de los 3000 Nm / grado. Este valor se toma al ejercer un par torsor en uno de los ejes mientras que se fijan los desplazamientos en la parte posterior”, como se puede observar en la figura 2.19.⁹

8 MOLINA Jorge, TOVAR José, *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS TUBULAR MONOPLAZA TIPO BUGGY PARA LA PARTICIPACION DE LA ESPE- L EN LA FORMULA AUTOMOVILISTICA UNIVERSITARIA*, ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO, 2009.

9 CALVO RODRÍGUEZ, Arturo, *DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN CHASIS PARA UN PROTOTIPO DE FÓRMULA SAE*, UNIVERSIDAD DE COMILLAS 2009.

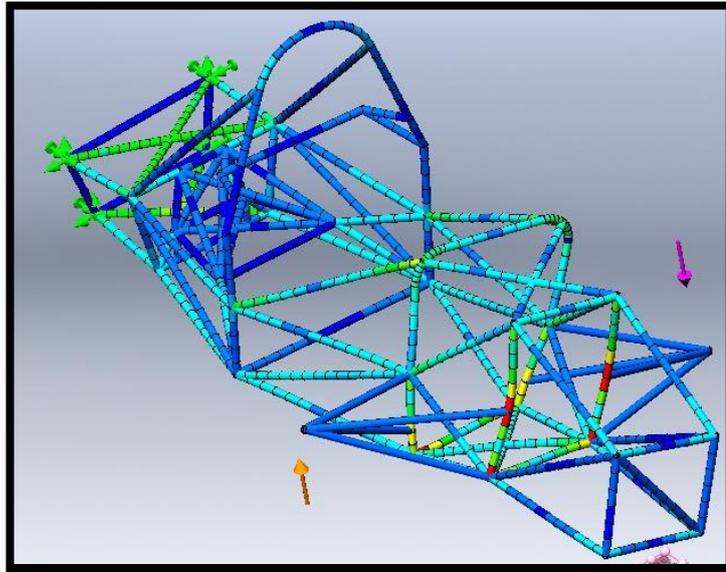


Figura 2. 19. Simulación de torsión del chasis.

Fuente: Los autores.

La estructura del auto de carreras recibe altas cargas dinámicas que se concentran en el chasis, en su mayoría en los puntos de anclaje de la suspensión, sin un apoyo adecuado en estos puntos de fijación este se torcería y desviaría, causando un perjuicio de grave efecto en la capacidad de manejo del vehículo. Además, si los largueros del chasis están continuamente sometidos a estas desviaciones, desarrollarán grietas de fatiga. Para evitar estos efectos se optara por una rigidez alta, pero siempre tomando en cuenta un peso y costo bajos.

2.4 Motor como Miembro Estructural.

El motor debido a su constitución (forma y volumen) contribuye a aumentar la rigidez estructural y resistencia del chasis en la parte trasera. En el caso de realizar la simulación de la estructura sin considerar el motor, el espacio que dejaría este provocaría un modelo blando y débil, porque se generarían grados de libertad sin restricciones.

La Universidad de Swinbourne SAE mediante pruebas que han realizado sugieren una rigidez a la torsión del motor de aproximadamente 9000 Nm/grado cuando se

atornilla a los soportes del mismo. Este valor resulta alto con relación a la rigidez que presentaría la estructura durante una prueba de torsión por consiguiente las deformaciones, cargas y esfuerzos que se producen en el motor son inferiores a las que se producirían en el chasis por lo tanto el motor no perdería su fiabilidad ni sufriría daños por la transferencia de cargas

Para el análisis el motor es necesario colocar sus puntos de anclaje en el diseño del chasis. Su modelado se lo puede realizar mediante la conexión de nodo a nodo por medio de elementos de gran rigidez (tubos múltiples), (figura 2.20), este modelo dependiendo del tipo de mallado y software a utilizar puede consumir una gran cantidad de recursos computacionales, como la mayoría de las partes del motor es de algún tipo de aleación de aluminio, se lo puede modelar al motor como un bloque sólido de aluminio, esto permitirá disminuir la complejidad del mallado y análisis.

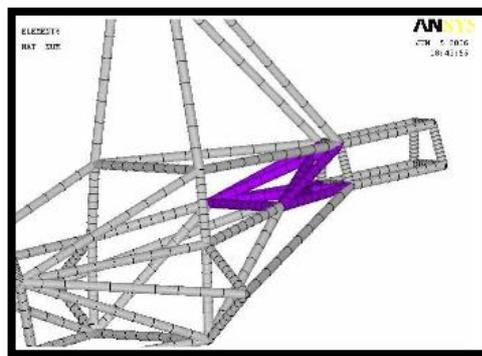


Figura 2. 20. Conexiones nodo a nodo simulando el motor.

Fuente: CALVO RODRÍGUEZ, Arturo, DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN CHASIS PARA UN PROTOTIPO DE FÓRMULA SAE, UNIVERSIDAD DE COMILLAS 2009

2.5 Determinación de Cargas que Actúan en el Chasis.

A continuación se establecerán las principales cargas que actuaran de manera permanente en la estructura, así como las que permitan asegurar la integridad del piloto en caso de un accidente.

Para determinar aquellas zonas vulnerables en el diseño se procede a realizar modelos matemáticos que permitan conocer la magnitud de las cargas durante las diferentes pruebas como son: frenado, aceleración, carga lateral, torsión, impacto

frontal, impacto lateral, vuelco, vibración en los anclajes del motor y remolque. Una vez que se haya detectado alguna debilidad, se procederá a cambiar el tipo de triangulación con la finalidad de aliviar el esfuerzo a la que está sometido el miembro o los miembros estructurales, en el caso de que no se logre aliviar el esfuerzo se modificara el espesor o diámetro del tubo y en el último de los casos se procederá a colocar algún refuerzo o miembro estructural, este procedimiento permitirá obtener el menor peso en la estructura con el máximo de prestaciones.

2.5.1 Análisis de Frenado.

Cuando un vehículo acelera o desacelera genera fuerzas de inercia, estas cargas en frenado provocan una transferencia de masa desde el eje trasero al delantero, generando reacciones de distinta magnitud en los neumáticos, estas cargas están en función del coeficiente de fricción entre las ruedas y la calzada, tiempo de frenado y masa total del vehículo. Para determinar estas cargas se realiza el diagrama de cuerpo libre que se indica en la figura 2.21, se considerara el inicio de frenado a una velocidad de 115 Km/h, en un tiempo de 3s hasta detenerse.

Primero se determinara la desaceleración dada por:

$$A_c = \frac{V_o - V_f}{t} \quad (2.5)$$

En donde:

A_c = desaceleración.

V_o = Velocidad inicial = 115 Km/h = 31,94 m/s.

V_f = Velocidad final = 0 m/s.

t = tiempo = 3s

Sustituyendo en 2.5 se tiene:

$$A_c = \frac{31,94 \text{ m/s} - 0}{3 \text{ s}} = 10,64 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1,085 \text{ G}$$

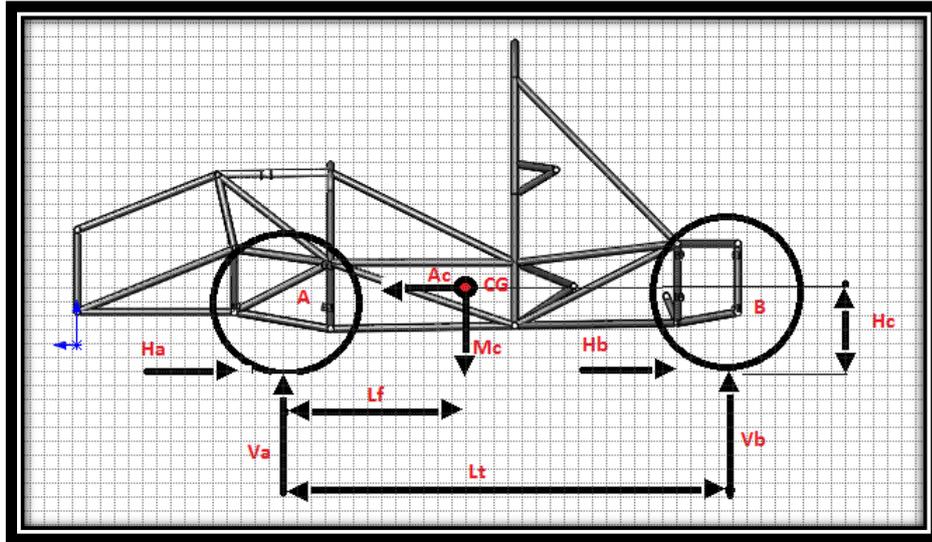


Figura 2. 21. Diagrama de cuerpo libre para análisis de frenado.

Fuente: Los autores.

Se procederá a determinar las reacciones en los neumáticos utilizando las ecuaciones de la estática:

$$\sum F_x = m * a$$

$$H_a + H_b = M_c * A_c \quad (2.6)$$

$$\sum F_y = m * g$$

$$V_a + V_b = M_c * g \quad (2.7)$$

$$\curvearrow + \sum MA = I$$

$$\curvearrow + \sum MA = V_b * L_t + M_c * A_c * H_c - M_c * g * L_f = \frac{4Ir * A_c}{rdin}$$

Despejando V_b se tiene:

$$V_b = \frac{\frac{4Ir * A_c}{rdin} - M_c * A_c * H_c + M_c * g * L_f}{L_t} \quad (2.8)$$

Fuerza de fricción en A:

$$H_a = u * V_a \quad (2.9)$$

En donde:

Ha = Fuerza de fricción en el punto A.

Hb = Fuerza de fricción en el punto B.

Va = Normal en A.

Vb = Normal en B.

Mc = Masa total (vehículo + conductor) = 325 Kg

Ac = deceleración máxima.

g = Gravedad = 9.81 m/ s².

Lt = Batalla = 1.6 m.

Lf = Distancia del eje delantero al CG = 0.72 m

Hc = Altura del CG = 0.323 m.

rdin = Radio dinámico = 0.23 m.

Ir = Inercia de la rueda = 0.27 Kg*m²

u = Coeficiente de fricción = 1,1.

Sustituyendo y resolviendo las ecuaciones 2.6, 2.7, 2.8, 2.9 se tiene:

$$\mathbf{Vb = 761,76 N}$$

$$\mathbf{Va = 2426,48 N}$$

$$\mathbf{Ha = 2633,79 N}$$

$$\mathbf{Hb = 873,27 N}$$

Para la simulación cada una de las cargas será dividida para dos por su simetría ya que cada eje esta soportada por dos ruedas.

2.5.1.1 Carga Torsional de Frenado.

Las fuerzas de fricción resultantes en las ruedas, por estar tangenciales a estas generan un par torsional en la mangueta y en el chasis. Para determinar este par se multiplica la resultante horizontal de cada rueda por el diámetro de disco de freno.

$$T_{a,b} = \frac{H_{a,b}}{2} * Dd \quad (2.10)$$

En donde:

$T_{a,b}$ = Momento de aplicación en la mangueta a y b.

$H_{a,b}$ = Fuerzas de fricción en a y b = 2633,79 N (= 873,27 N)

Dd = Diámetro del disco = 102 mm.

Reemplazando en 2.10 se tiene:

$$Ta = \frac{2633,79 \text{ N}}{2} * 0,102 \text{ m} = \mathbf{134,32 \text{ N} * \text{m}}$$

$$Tb = \frac{873,27 \text{ N}}{2} * 0,102 \text{ m} = \mathbf{44,53 \text{ N} * \text{m}}$$

2.5.1.2 Transferencia de Pesos en Frenado.

Como es de esperarse la reacción normal en el eje delantero es mayor al trasero, esto se debe a la transferencia de pesos desde la parte trasera a la delantera. Las reacciones normales en las ruedas se calcularon anteriormente por lo tanto en función de estas se calculan los porcentajes de peso transferido, utilizando las siguientes ecuaciones y reemplazando los datos obtenidos se tiene:

$$\% \text{ Peso delantero} = Va * \frac{100}{Mc * g} \quad (2.11)$$

$$\% \text{ Peso Trasero} = Vb * \frac{100}{Mc * g} \quad (2.12)$$

$$\% \text{ Peso delantero} = 2426,48 \text{ N} * \frac{100\%}{325Kg * 9,81 \frac{m}{s^2}} = 76,107 \%$$

$$\% \text{ Peso Trasero} = 761,76 \text{ N} * \frac{100\%}{325Kg * 9,81 \frac{m}{s^2}} = 23,892\%$$

Comparando estos resultados con la distribución de peso inicial que se tienen en el vehículo una transferencia de peso del eje trasero al delantero de 77.025 kg.

2.5.2 Análisis de Aceleración.

Cuando un vehículo arranca genera fuerzas de inercia, estas en el arranque generan una transferencia de pesos desde el eje delantero al trasero y con esto provocan reacciones de distinta magnitud en los neumáticos. La fuerza que necesita el vehículo para vencer la inercia es aportado por el motor, mientras más liviano sea el vehículo mayor será su capacidad de aceleración. Para lo cual es necesario calcularla en función del torque máximo que se obtendría en primera marcha (figura 2.22) cuando se arranca el vehículo y está dada por la ecuación siguiente.

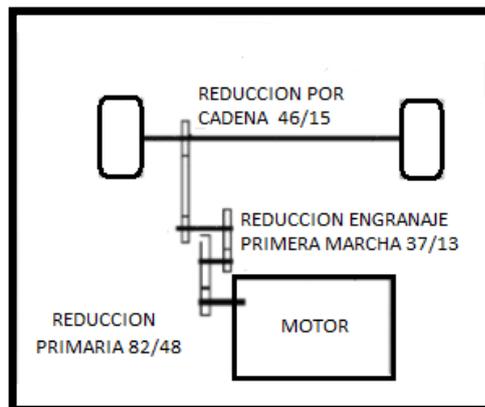


Figura 2. 22. Esquema de transmisión del motor.

Fuente: Los autores.

$$T_{max} = T_{motor} * R_p * R_1 * R_d \quad (2.13)$$

En donde:

T_{max}: Torque máximo entregado a las ruedas.

Tmotor: Torque máximo del motor = 61 N. m.

Rp: Reducción primaria = 1,7.

R1: Reducción en primera marcha = 2,8.

Rd: Reducción del diferencial = 3,07.

Sustituyendo los datos en la ecuación anterior se tiene:

$$T_{max} = 61N * m * (1,7) * (2,8) * (3,07) = \mathbf{891,4052 N * m}$$

Se calcula la fuerza de empuje (***Fe***), con el torque máximo obtenido y el radio dinámico de la rueda que es igual a 0.23 m (***Rdin***) con la siguiente ecuación:

$$Fe = \frac{T_{max}}{R_{din}} \quad (2.14)$$

$$Fe = \frac{891,4052 N * m}{0,23 m} = \mathbf{3875,6747 N}$$

A continuación se calcula la fuerza g en función de la gravedad con la siguiente ecuación:

$$FG = \frac{Fe}{Mc * g} \quad (2.15)$$

En donde:

FG = Fuerza G.

Fe = Fuerza de empuje.

Mc = Masa total del vehículo y del piloto.

Reemplazando los valores en la ecuación 2.15 se tiene:

$$FG = \frac{3875,6747 N}{325 Kg * 9,81 m/s^2} = \mathbf{1,215 g}$$

Además se debe realizar un diagrama de cuerpo libre para determinar las reacciones en los neumáticos, figura 2.23.

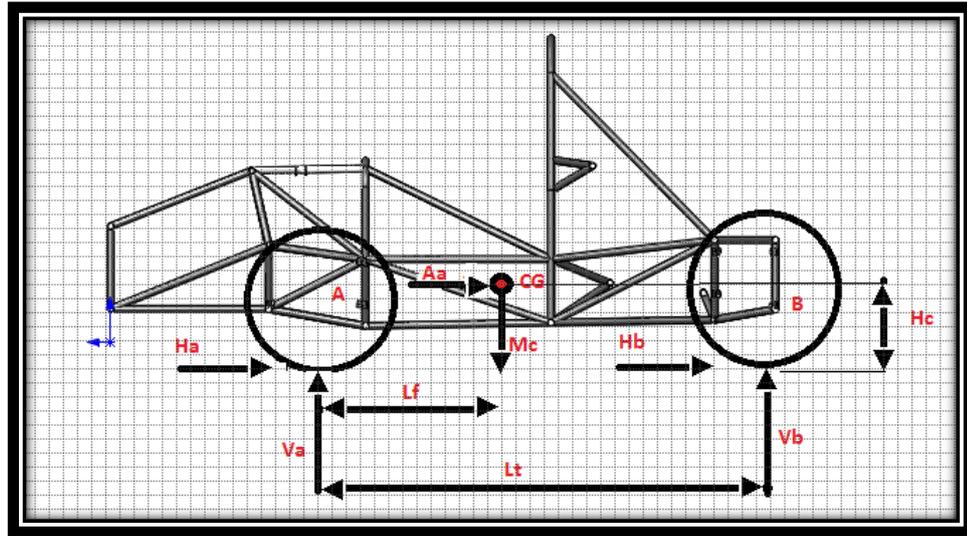


Figura 2. 23. Diagrama de cuerpo libre para análisis de aceleración.

Fuente: Los autores.

Aplicando las ecuaciones de la estática se obtiene:

$$\sum Fx = m * a$$

$$Ha + Hb = Mc * Ac \quad (2.16)$$

$$\sum Fy = m * g$$

$$Va + Vb = Mc * g \quad (2.17)$$

$$\curvearrow + \sum MA = I$$

$$\curvearrow + \sum MA = Vb * Lt + Mc * Ac * Hc + Mc * g * Lf = \frac{4Ir * Ac}{rdin}$$

Despejando **Vb** se tiene:

$$Vb = \frac{\frac{4Ir * a}{rdin} + Mc * Ac * Hc + Mc * g * Lf}{Lt} \quad (2.18)$$

Es necesario determinar la fuerza de fricción en A para poder resolver el sistema de ecuaciones con la siguiente ecuación:

$$H_a = u * V_a \quad (2.19)$$

En donde:

H_a = Fuerza de fricción en el punto A.

H_b = Fuerza de fricción en el punto B.

V_a = Normal en A.

V_b = Normal en B.

M_c = Masa total (vehículo + conductor) = 325 Kg

A_c = aceleración máxima = 1,215 g.

g = Gravedad = 9.81 m/ s².

L_t = Batalla = 1.6 m.

L_f = Distancia del eje delantero al CG = 0.72 m

H_c = Altura del CG = 0.323 m.

r_{din} = Radio dinámico = 0.23 m.

I_r = Inercia de la rueda = 0.27 Kg*m²

u = Coeficiente de fricción = 1,1.

Sustituyendo y resolviendo las ecuaciones 2.16, 2.17, 2.18, 2.19 se tiene los siguientes resultados:

$$\mathbf{V_b = 2259,65 N}$$

$$\mathbf{V_a = 928,59 N}$$

$$\mathbf{H_a = 1021,45 N}$$

$$\mathbf{H_b = 2166,79 N}$$

Para la simulación cada una de las cargas será dividida para dos por su simetría ya que cada eje esta soportada por dos ruedas.

2.5.2.1 Transferencia de Cargas.

La reacción normal en el eje trasero es mayor al delantero, esto se debe a la transferencia de pesos desde la parte delantera a la trasera. Con las reacciones normales en las ruedas ya determinadas se reemplazan en las ecuaciones 2.11 y 2.12 para obtener los porcentajes de carga transferida.

$$\% \text{ Peso delantero} = 928,59 \text{ N} * \frac{100\%}{325\text{Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = \mathbf{29,13 \%}$$

$$\% \text{ Peso Trasero} = 2259,65\text{N} * \frac{100\%}{325\text{Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = \mathbf{70,87\%}$$

Comparando estos resultados con la distribución de peso inicial, se tienen una transferencia de pesos del eje delantero al trasero de 75.62 Kg.

2.5.3 Análisis de Carga Lateral.

Durante la trayectoria del vehículo en una curva, la aceleración se divide en dos componentes tangencial y normal, esta última se conoce como aceleración centrífuga que provoca la transferencia de pesos desde la rueda interior a la exterior, generando cargas laterales en la estructura. Para determinar dicha aceleración es necesario basarse en una pista de la formula SAE (figura 2.24) tomando la curva más cerrada y con una velocidad promedio en pista según el reglamento (42 a 48 Km/ h), con la ecuación 2.20.

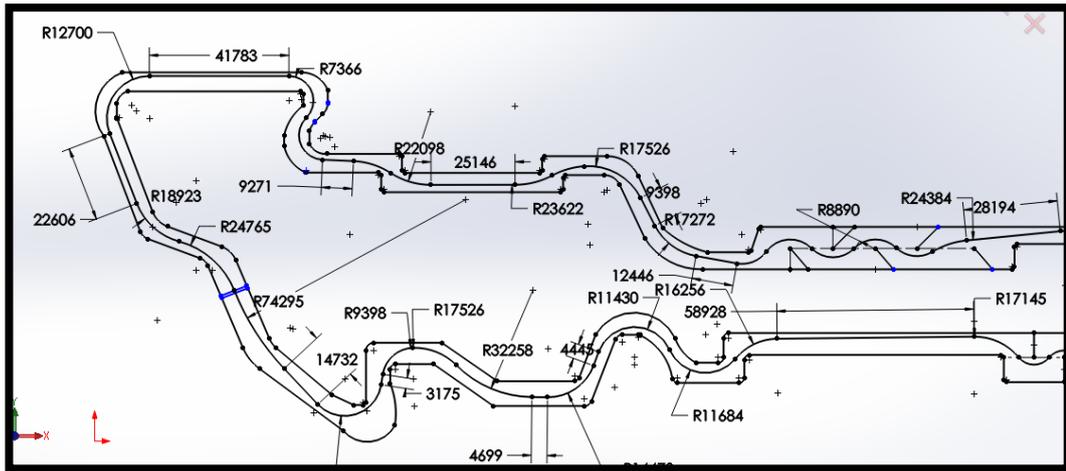


Figura 2. 24. Pista usada en la competencia formula SAE 2011.

Fuente: fsaesim.com/documentation.html

$$Al = \frac{v^2}{r} \quad (2.20)$$

En donde:

Al = Aceleración centrífuga.

v = Velocidad del vehículo = 48 Km/ h.

r = Radio de la curva más cerrada= 12,76 m.

Reemplazando estos valores se tiene:

$$Al = \frac{(48 \text{ Km/h})^2}{12,76 \text{ m}} = 13,93 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Transformando en fuerzas g :

$$FG = \frac{13,93 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1,42 \text{ g.}$$

A continuación se realiza un diagrama de cuerpo libre (figura 2.25) que muestra las reacciones en los neumáticos, es importante indicar que el ancho de vía delantero es mayor que el trasero, por ende se debe determinar las reacciones para cada una de ellas utilizando las ecuaciones de la estática.

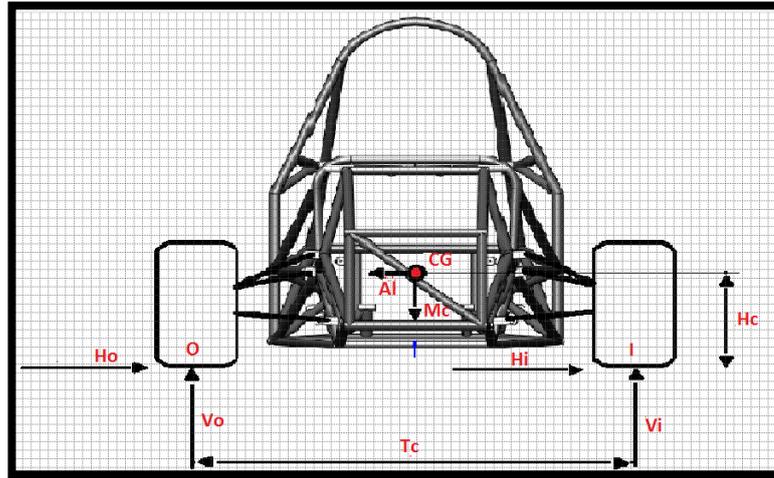


Figura 2. 25. Diagrama de cuerpo libre para análisis de cargas laterales.

Fuente: Los autores.

Ancho de vía delantero:

$$\sum Fy = m * g$$

$$Vo1 + Vi1 = Mc * g \quad (2.21)$$

$$\varphi + \sum MI = I$$

$$\varphi + \sum MI = -Vo1 * Tc1 + Mc * Ac * Hc + Mc * g * \frac{Tc1}{2} = \frac{2Ir * Ac}{rdin}$$

Despejando Vo se tiene:

$$Vo1 = \frac{Mc * Al * Hc + Mc * g * \frac{Tc1}{2} - \frac{2Ir * Ac}{rdin}}{Tc1} \quad (2.22)$$

La fuerza máxima de fricción se determina por:

$$Ho1 = Al * Vo1 \quad (2.23)$$

En donde:

$Ho1$ = Fuerza de fricción en el punto O.

$Hi1$ = Fuerza de fricción en el punto I.

$Vo1$ = Normal en O.

V_{i1} = Normal en I.

M_c = Masa total (vehículo + conductor) = 325 Kg

A_l = aceleración centrífuga máxima.

g = Gravedad = 9.81 m/ s².

T_{c1} = Ancho de vía delantero = 1.5 m.

H_c = Altura del CG = 0.323 m.

r_{din} = Radio dinámico = 0.23 m.

I_r = Inercia de la rueda = 0.27 Kg*m²

Sustituyendo y resolviendo las ecuaciones 2.21, 2.22, 2.23 se tiene:

$$V_{o1} = 1328,36 \text{ N}$$

$$V_{i1} = 345,48 \text{ N}$$

$$H_{o1} = 1886,27 \text{ N}$$

$$H_{i1} = 490,57 \text{ N}$$

De manera similar se calcula las reacciones para la parte trasera, cambiando solo el ancho de vía por 1.55 m entonces se obtiene:

$$V_{o2} = 1185,49 \text{ N}$$

$$V_{i2} = 328,93 \text{ N}$$

$$H_{o2} = 1683,40 \text{ N}$$

$$H_{i2} = 467,07 \text{ N}$$

2.5.4 Análisis de Remolque.

Durante la competencia el vehículo es sometido a una serie de pruebas tanto dinámicas como estáticas, en el caso de que el vehículo falle en alguno de estos

eventos por un accidente o avería, será necesario proceder a su retiro, para lo cual se debe incorporar en su parte posterior un punto de remolque que debe cumplir con el reglamento SAE para poder facilitar su traslado, además este debe soportar el peso de todo el vehículo.

Por lo tanto para determinar la fuerza que actúa en el punto de remolque se multiplica la masa total del vehículo por la gravedad, obteniendo una carga de 3188,25 N

2.5.5 Cargas de Impacto.

El propósito de realizar las pruebas de impacto y vuelco es asegurar la vida del piloto, por lo cual es necesario tener una estructura resistente que garantice su integridad ante cualquier tipo de colisión.

Se analizará tres casos hipotéticos donde se consideraran las peores condiciones y los escenarios en los cuales se podría dar algún tipo de impacto.

2.5.5.1 Análisis de Impacto Frontal.

En este tipo de escenario se considera una velocidad promedio del vehículo de 48 Km/h establecido en el reglamento SAE, el cual impactará contra un muro de hormigón rígido e indeformable para que la energía que absorba este sea despreciable, se considerará además que durante el impacto toda la energía sea absorbida solo por la estructura del vehículo y que esta sea inelástica con el propósito de que el vehículo al impactarse con el muro se restituya con una velocidad despreciable.

Para determinar la fuerza de impacto entre estos objetos se parte del principio de conservación de energía igualando la energía cinética del vehículo con la energía de deformación (U) de la estructura, como se indica:

$$E = 0,5 * Mc * Vc^2 = U \quad (2.24)$$

Donde la energía de deformación esta dada por:

$$W = U = F * edf$$

Despejando:

$$F = \frac{U}{edf} \quad (2.25)$$

En donde:

Mv = Masa total (vehículo + conductor) = 325 Kg

Mb = Muro de hormigón = 10 Tn = 10000 Kg

Vb = velocidad de la barrera= 0 Km/h.

Vv = velocidad del vehículo 48 Km/h;

Ei =energía cinética inicial.

Ef = energía cinética final.

edf = deformación máxima del vehículo durante el impacto=0.35 m

W = trabajo

Despejando y resolviendo 2.25 se tiene que la fuerza es:

$$F = 82272.29 \text{ N}$$

La deformación máxima que se considera es de 35 cm, tomando en cuenta 20 cm que tiene el atenuador de impacto y 15 cm de deformación de la estructura. Esta última corresponde a la deformación de la mampara delantera antes que entren en contacto con los pedales.

2.5.5.2 Análisis de Impacto Lateral.

En este tipo de escenario se considerara el paso de dos vehículos por una intersección en donde uno de ellos impacta lateralmente al otro justo en la zona del piloto, además

se considerara a estos objetos inelásticos y que tras el impacto ambos terminan con la misma velocidad.

Aplicando el principio d conservación de energía se obtiene que:

$$Vf = \frac{Mb*Vb+Mv*Vv}{(Mb+Mv)} \quad (2.26)$$

Donde la energía inicial y final vienen dados por:

$$Ei = 0,5 * (Mc2 * Vc2^2 + Mc1 * Vc1^2)$$

$$Ef = 0,5 * (Mc1 + Mc2) * Vf^2 \quad (2.27)$$

Por lo tanto el trabajo realizado es:

$$W = Ei - Ef$$

Finalmente para obtener la fuerza tenemos que:

$$W = F * edf$$

Despejando:

$$F = \frac{W}{edf} \quad (2.28)$$

En donde:

Mc1= Masa total (vehículo + conductor) = 325 Kg

Mc2= Masa total (vehículo + conductor) = 250 Kg

Vc1= velocidad del vehículo 1= 24 Km/h.

Vc2= velocidad del vehículo 2= 48 Km/h;

Ei=energía cinética inicial.

Ef= energía cinética final.

edf= deformación sufrida por el vehículo durante el impacto=0.40 m

$W =$ trabajo

Despejando y resolviendo 2.28 se tiene la fuerza:

$$F = 4415.76 N$$

La deformación de 40 cm es tomando en cuenta los 20 cm que tiene el atenuador de impacto y 10 cm de deformación de la estructura de la mampara delantera del vehículo Mc_2 y 10 cm de deformación de la estructura de impacto lateral en el vehículo Mc_1

Esta fuerza será dividida para 4, esto se debe a que son 4 miembros los que conforman la zona de impacto lateral por lo tanto la fuerza que actuara en cada elemento es:

$$F = 1103.34 N$$

2.5.5.3 Análisis de Vuelco.

El escenario que se va a considerar para poder efectuar la prueba de vuelco va a ser el paso de un vehículo por una curva a alta velocidad, otro factor que podría provocar el vuelco es la falta de sustentado aerodinámico pero al ser vehículos que no alcanzan elevadas velocidades muy pocas veces superiores a los 95 km/h este tiene poca importancia, así mismo al ser vehículos de pista las irregularidades en la calzada son despreciables.

Primeramente procedemos a determinar la velocidad de derrape y vuelco establecido por las siguientes ecuaciones:

Derrape

$$Vld = \sqrt{\frac{G * R * U + G * R * \tan \theta}{1 - U * \tan \theta}} \quad (2.29)$$

Vuelco

$$Vv = \sqrt{\frac{R \cdot G \cdot \frac{Tc}{2 \cdot Hc} + G \cdot R \cdot \tan \theta}{1 - \frac{Tc}{2 \cdot Hc} \cdot \tan \theta}} \quad (2.30)$$

Dónde:

Vld = velocidad de derrape

Vv = velocidad de vuelco

G = gravedad = 9.81 m/s²

R = radio de curvatura = 12.76 m

U = coeficiente de fricción = 1.1

Tc = ancho de vía = 1.5m

Hc = altura del centro de gravedad = 0.323 m

Remplazando los datos en las ecuaciones 2.29, 2.30 se tiene los siguientes resultados:

$$Vld = 42.24 \text{ m/s}$$

$$Vv = 61.28 \text{ m/s}$$

De donde se puede concluir que el vehículo antes de volcarse derraparía, además como la velocidad promedio en pista es de 42-48 km/h establecidos en el reglamento SAE y al poseer un centro de gravedad bajo resulta difícil que el vehículo se vuelque.

Ahora en el caso hipotético de que sucediera por razones ajenas como por ejemplo obstáculos en la pista o residuos de algún tipo lo haría a una velocidad de 48 km/h al pasar por una curva de radio de 12.47 m, las fuerzas que actuarían sobre este serian:

$$Fc = ma_c = Mc * \frac{v^2}{R} \quad (2.31)$$

$$Ft = Mc * a_t \quad (2.32)$$

Dónde:

M_c =masa del vehículo=325 kg

A_c =aceleración centrípeta.

A_t = aceleración tangencial= 5.55 m/s²

V =velocidad= 48 km/h.

R = radio de la curva=12.47 m.

F_c =fuerza centrípeta

F_t =fuerza tangencial

Remplazando los datos en las ecuaciones 2.31, 2.32 tenemos los siguientes resultados:

$$F_c = 4528.039 \text{ N}$$

$$F_t = 1805.55 \text{ N}$$

Dádonos una fuerza resultante de

$$F_r = \sqrt{F_c^2 + F_t^2}$$

$$F_r = 4874.74 \text{ N}$$

CAPITULO III. SIMULACION DE UN CHASIS MONOPLAZA TUBULAR.

3.1 Tensión de Von Mises.

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural es la más empleada en el contexto de las teorías de falla como un indicador de un buen diseño para materiales dúctiles y uniformes ¹⁰ (la resistencia a la tracción similar a la de compresión y la resistencia al corte sea menor a la de tracción).¹¹

La tensión de Von Mises puede calcularse a partir de las tensiones principales del tensor en un punto de un sólido deformable, mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Siendo $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ las tensiones principales y a partir de estas se obtiene la energía de distorsión dada por:

$$E_{def,dist} = \frac{1}{6G} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

3.2 Análisis por el Método de Elementos Finitos.

Cuando se quiere encontrar una descripción cuantitativa de un fenómeno físico, se comienza la búsqueda planteando un conjunto de ecuaciones que caracterizan el comportamiento físico de dicho problema. Estas por lo general consisten en un

¹⁰ http://es.wikipedia.org/wiki/Tensi%C3%B3n_de_Von_Mises.

¹¹ Marín García, J. (2008). Apuntes de Diseño de Maquinaria. (2 ed.). San Vicente, España: club universitario.

sistema de ecuaciones diferenciales o de derivadas parciales, en un determinado dominio y con sus condiciones iniciales.

Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos llamados nodos y el conjunto de estos se definen como malla, donde se realizan los cálculos. Para resolver este sistema de ecuaciones para un conjunto de datos, es posible resolverlas analíticamente si estas son simples y si están sometidos a un dominio de geometría sencilla. La matriz que define a este se lo conoce como “matriz de rigidez del sistema”, en la cual el número de ecuaciones del sistema es proporcional al número de nodos, como por ejemplo de un sistema de ecuaciones se obtienen las matrices.

$$a_1x_1 + b_1x_2 + c_1x_3 = d$$

$$e_1x_1 + l_1x_2 + g_1x_3 = h$$

$$i_1x_1 + j_1x_2 + k_1x_3 = l$$

Sistema de ecuación lineal.

$$\begin{bmatrix} a & b & c \\ e & f & g \\ i & j & k \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d \\ h \\ l \end{bmatrix}$$

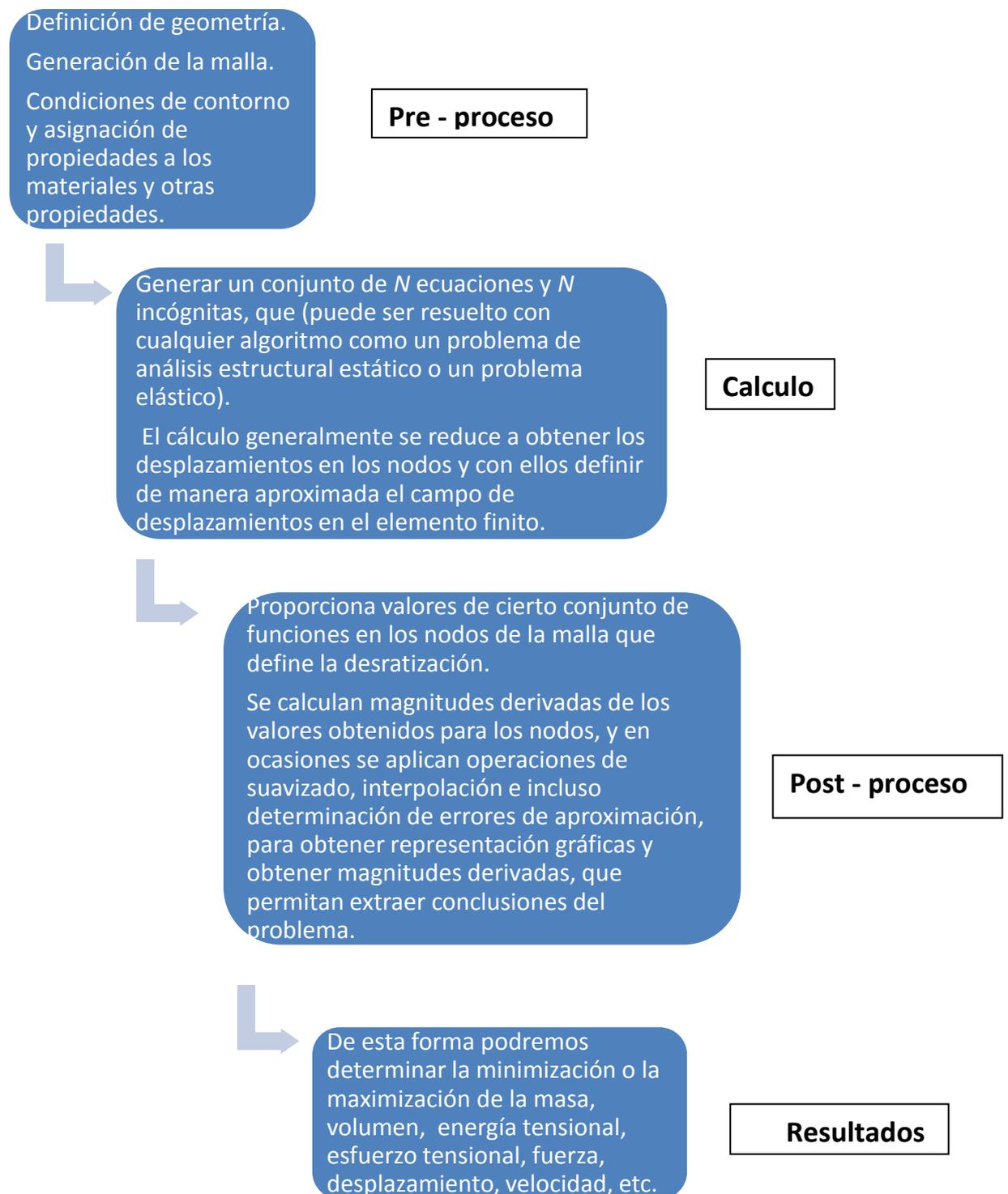
Hipermatriz Solución Resultado

Con el uso del software, replantearemos el problema de una manera algebraica, donde el conjunto de números que representa dicha función sería de solución desconocida y se remplazaría por un número finito de parámetros desconocidos. En este caso, el proceso requiere el empleo de una forma de aproximación, de las cuales la más simple es el proceso de diferencias finitas.

El método de elementos finitos es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducción de dominios de cálculos complejos en 2 y 3 dimensiones. Consiste en aproximaciones por funciones de prueba, a pesar de estas consideraciones el método de elementos finitos es una herramienta que nos permite realizar una gran cantidad de análisis en estructuras y componentes complejos, que difícilmente se obtiene por los métodos analíticos clásicos.¹²

¹² Vasquez Angulo , J. (2012). *Analisis y diseño de piezas con CATIA V5*. (2 ed.). Barcelona, España: Marcombo.

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular, el proceso a seguir para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF es:



3.3 Simulación de torsión

Se procederá a determinar la resistencia a la torsión del modelo, para ello se partirá de la estructura base y progresivamente se harán modificaciones en el diseño hasta poseer una triangulación que proporcione una alta rigidez con un bajo peso, esta simulación es una de la más importantes dentro de los modelos dinámicos del vehículo ya que la carga con la cual se trabaja es la máxima.

La magnitud de la carga con la cual ejerce el par torsor se la obtendrá del análisis, cuando el vehículo pasa por una curva, ya que este tipo de competencias se realizan en pistas trabadas, debido a que en este evento la cargas resultantes son mayores en las ruedas interiores y exteriores pero de distintas magnitudes por lo tanto se obtendrá un valor de momento diferente. La rigidez mínima recomendada es de 1500 N*m/grado, por lo tanto se deberá obtener una similar o superior a esta, para ello se consideraran cargas puntuales en distintas direcciones en los extremos de los brazos de suspensión, la carga aplicada es independiente de la rigidez del chasis figura 3.1. Se utilizara una carga de 2000N en cada brazo.

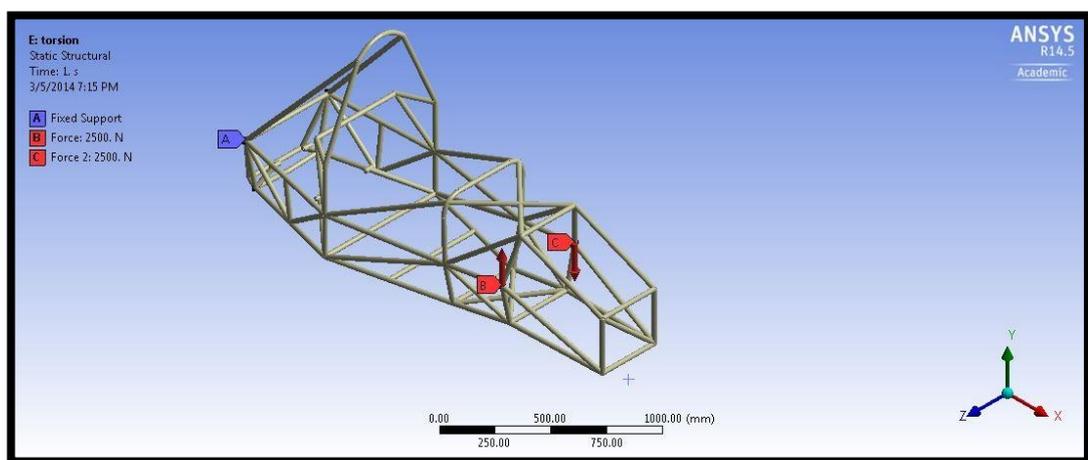


Figura 3. 1. Aplicación de cargas para determinar la rigidez del chasis.

Fuente: Los autores.

La rigidez que tiene el chasis base, se obtendría con la ayuda del software el cual permite identificar el desplazamiento máximo que sufre la estructura al aplicar la carga, para tener resultados más fiables sobre el desplazamiento se obtendrá una media entre el desplazamiento del brazo izquierdo y derecho que simulan la

suspensión del vehículo. Es necesario aclarar que en estos brazos al aplicar la carga mínima recomendada de 1500 N no se deben deformar, esta condición permitirá analizar únicamente el chasis del vehículo, figura 3.2.

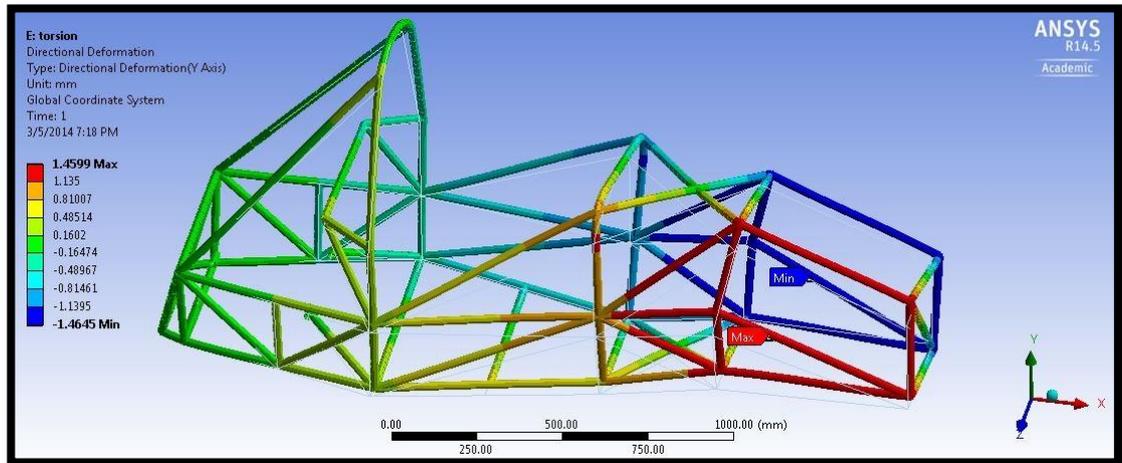


Figura 3. 2. Desplazamientos de los brazos.

Fuente: Los autores.

En la siguiente tabla se muestran los distintos resultados obtenidos de diferentes modelos de triangulación, partiendo desde el chasis base hasta llegar al diseño que proporcione una alta rigidez y peso bajo.

PRUEBA DE TORSION						
Estudio	R. con motor	peso	Esfuerzo con motor	R. sin motor	Esfuerzo sin motor	Carga
N.	N*m/grado	Kg	Mpa	N*m/grado	Mpa	N
1	966	37,27	728,076	937,29	783,057	2000
2	1496,07	39,62	433,23	1295,65	479,12	2000
3	1543,52	39,99	436,52	1330,37	476,68	2000
4	1507,5119	40,08	431,68	1306	474,79	2000
5	1501,3267	40,32	431,41	1305,034	467,14	2000
6	1481,74	39,56	397,63	1189,91	428,69	2000
7	1620,8144	39,72	500,236	1374,14	532,27	2000
8	1897,7217	39,94	514,27	1565,4	535,36	2000
9	1992,012	40,18	387,135	1611,0654	410,151	2000
10	1990,42	40,41	387,48	1604,2718	412,39	2000
11	2010,74	40,76	385,18	1620	408,94	2000
12	2215,62911	40,36	391,12	1638	390,59	2000
13	2154,24	39,7	404,35	1612,58	404,058	2000
14	2023	39,7	379,49	1519	380,311	2000
15	2170	39,67	382,29	1605,4	382,904	2000
16	2169	39,6	382,63	1606,15	382,9	2000
17	2487	40,06	329,69	1765	350,68	2000
18	2164	39,6	371,01	1580	438,499	2000

19	2031	40,27	282,99	1594,65	373,28	2000
20	2404	39,57	352	1691	361	2000
21	2594	40,24	336	1863	339	2000
22	3110	41,17	262,16	2022,72	349,45	2000
23	3036	39,5	248,099	1979,48	349,95	2000
24	3433,1	36,88	296	3324	285	2000

Tabla 3. 1. Resultados de simulaciones de torsión.

Fuente: Los autores.

Como se puede observar en la figura 3.3 el uso de motor en la estructura aumenta en distinta proporción su rigidez esto se debe a que el motor se sitúa en su parte trasera por lo que le proporciona una mayor triangulación a diferencia de su parte delantera en donde el espacio que ocupa el piloto provoca que sea débil por lo tanto hay que buscar una adecuada triangulación para sacar el máximo beneficio del mismo.

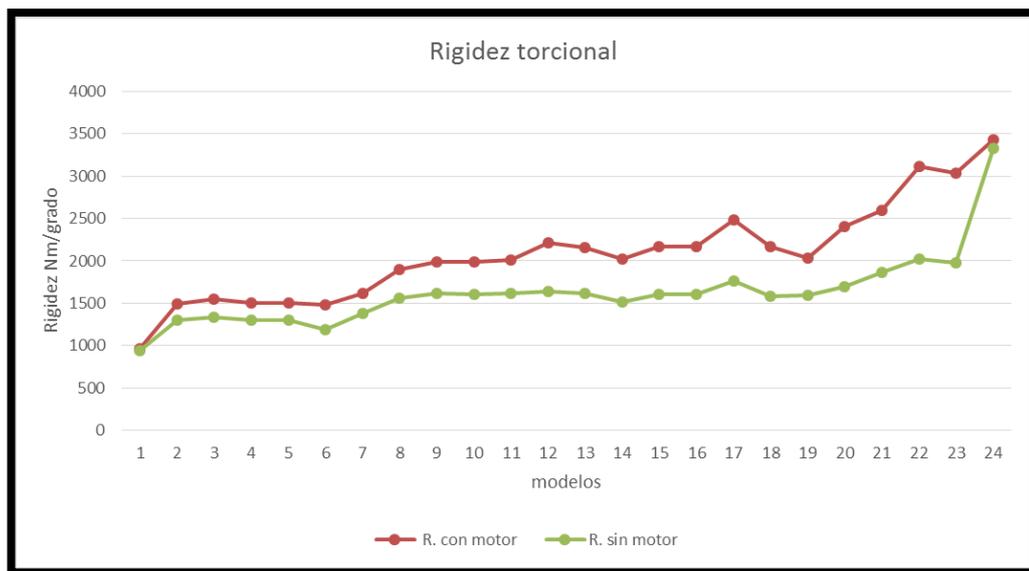


Figura 3. 3. Tendencia de la rigidez del chasis con y sin motor como miembro estructural.

Fuente: Los autores.

Además en los análisis se determinó que la existencia del motor en el modelo no influye de una forma considerable en el alivio de los esfuerzos, figura 3.4.

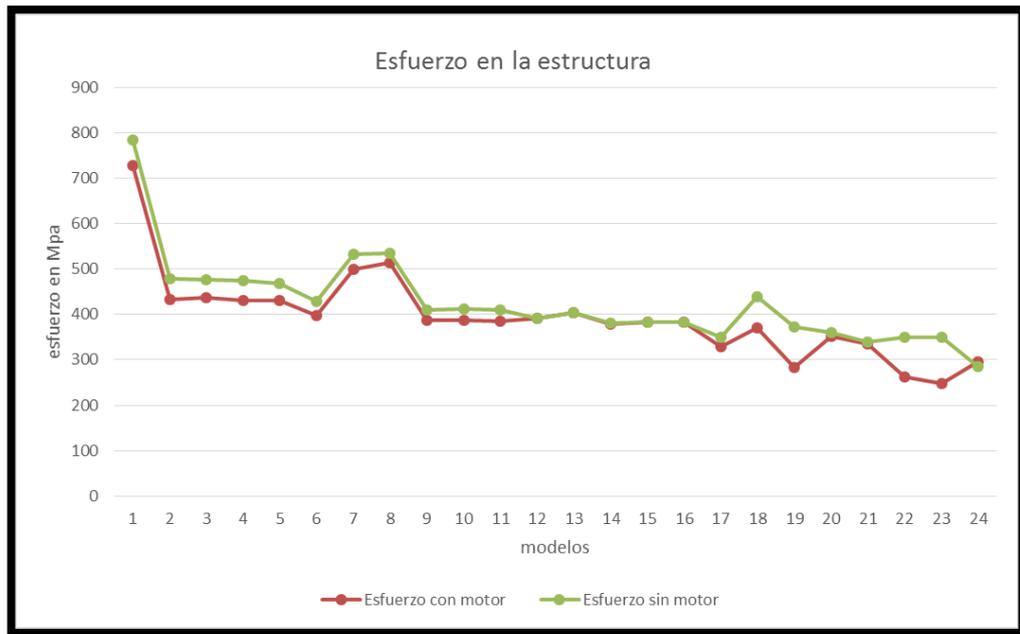


Figura 3. 4. Tendencias de los esfuerzos de la estructura con y sin motor como miembro estructural.

Fuente: Los autores.

Como se indica en la figura 3.5, la rigidez casi siempre se encuentra vinculada al aumento de peso en la estructura, por lo que resulta esencial ver que configuración en los miembros de la estructura proporciona los mejores resultados de rigidez.

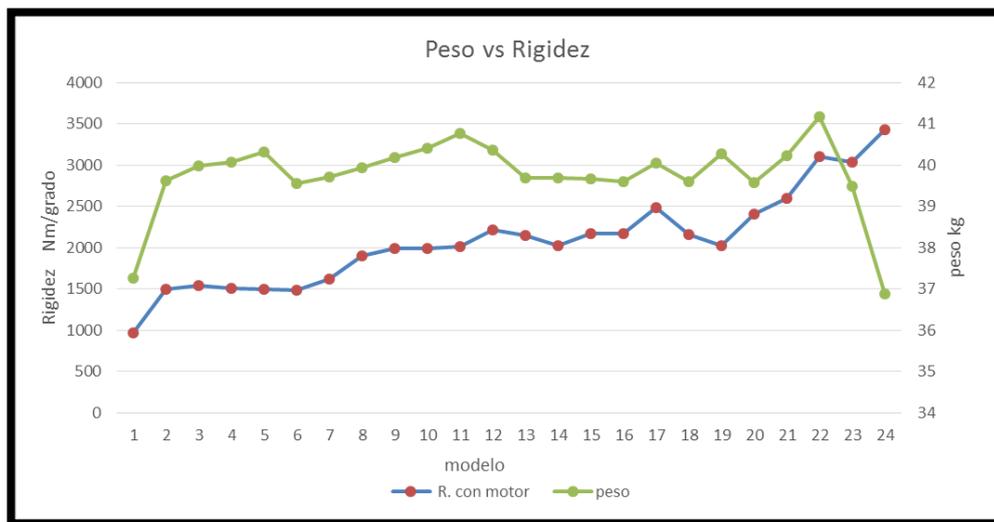


Figura 3. 5. Tendencia de la rigidez en función del peso.

Fuente: Los autores.

3.4 Simulación de Aceleración.

La simulación del chasis en condiciones de aceleración se realizara utilizando el software ANSYS 14.5 versión académica, esta se base en restringir el movimiento en los puntos de anclajes inferiores de la suspensión, por lo tanto las fuerzas de fricción ya calculadas actuaran en los puntos de anclaje superiores en dirección opuesta al movimiento del vehículo (figura 3.6), esto se debe a la inercia del mismo. Las reacciones que actúan en forma perpendicular a las ruedas se transfieren a los puntos de anclaje de los amortiguadores, ya que esta fuerza es transmitida por el brazo de empuje de la suspensión, por la disposición inclinada del amortiguador esta se descomponen, en el eje x se anulan, mientras que en el eje z se suman, esto solo sucede en la suspensión frontal ya que los amortiguadores se anclan en un punto común. Como la simulación es de aceleración se entiende que el motor está entregando torque a las ruedas lo que se transmite a los puntos de anclaje superiores de la suspensión trasera por lo tanto es importante tomar en cuenta en la simulación. Otras cargas que se deben considerar son las del piloto y del motor, estas actúan directamente en los puntos de anclaje de los arneses y las bases del motor respectivamente.

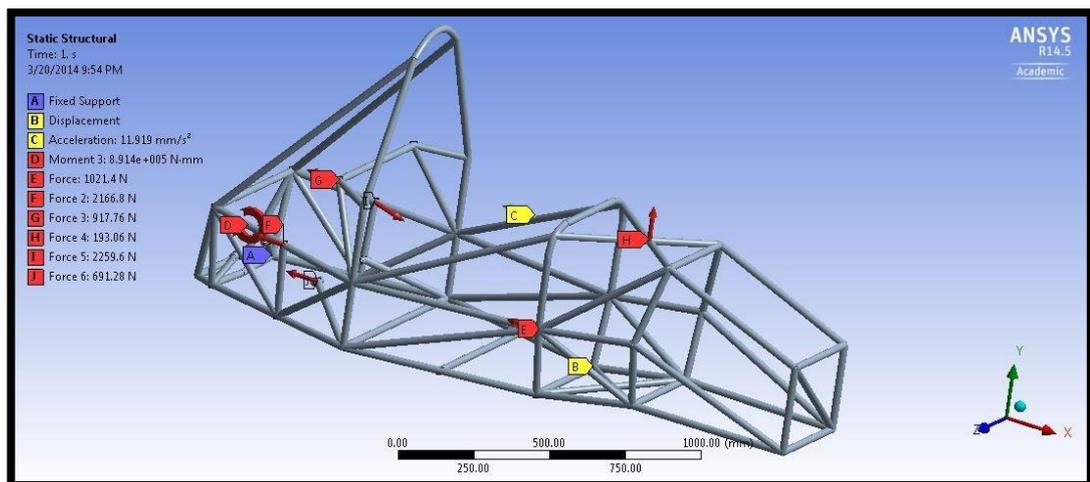


Figura 3. 6. Condiciones de frontera para simulación de aceleración.

Fuente: Los autores.

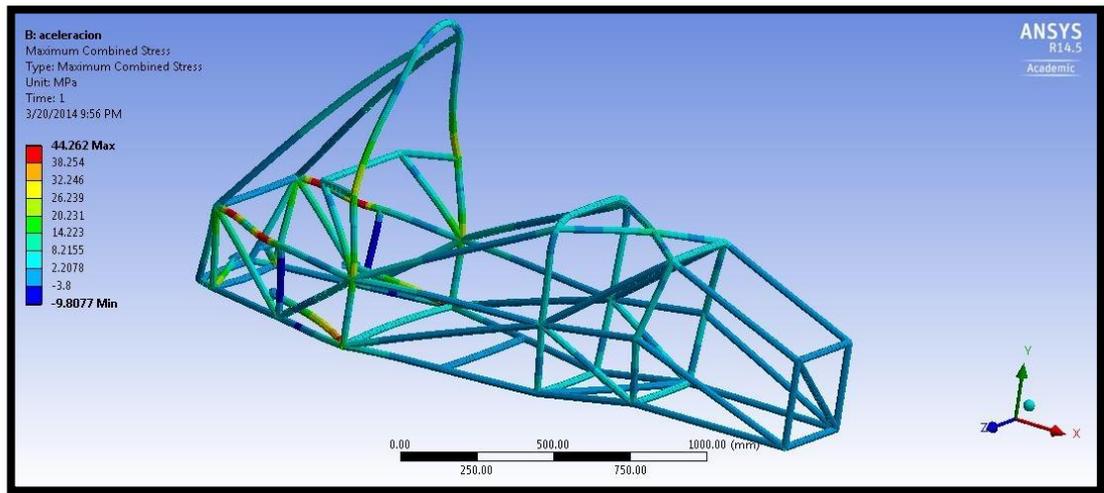


Figura 3. 7. Tensiones resultantes en aceleración.

Fuente: Los autores.

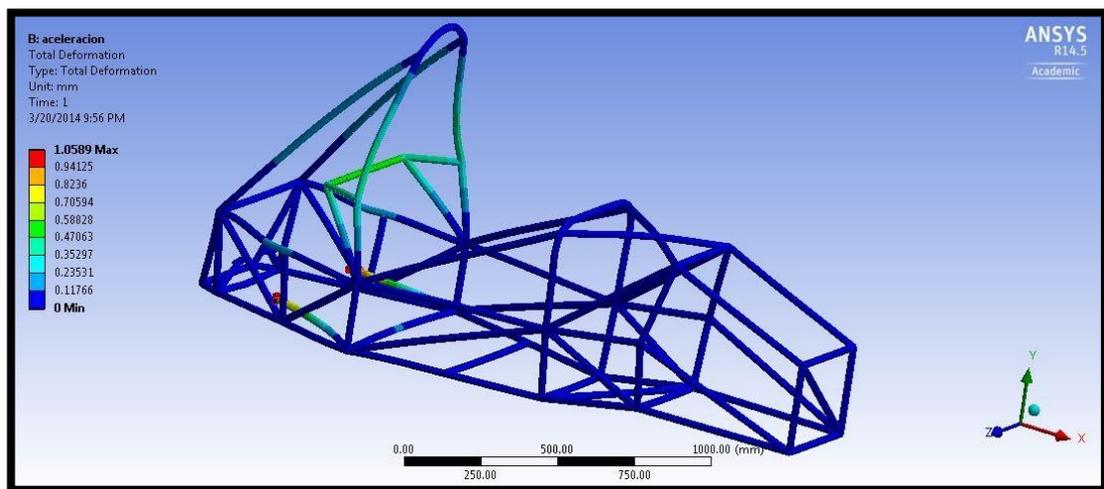


Figura 3. 8. Deformación resultante en aceleración.

Fuente: Los autores.

En las figuras anteriores se indica los resultados de la simulación, se observa que la estructura no sufre tensiones considerables, ya que llega a un esfuerzo máximo de 44.26 Mpa en la parte trasera (figura 3.7), esto se debe a que durante la aceleración una parte de la masa se transfiere al eje trasero, además el torque del motor se transfiere por medio de los paliers a las ruedas, causando reacciones en los puntos de anclaje de la suspensión por lo tanto se determina que para esta prueba el chasis resiste, teniendo un factor de seguridad de alrededor de 7 en la parte de la estructura

más afectada por las cargas producidas. En la figura 3.8 se observa que el máximo desplazamiento está ubicado en las bases delanteras del motor, dando como resultado 1.05 mm lo cual no afecta el funcionamiento del mismo.

3.5 Simulación de Frenado.

La simulación del chasis en condiciones de frenado en ANSYS 14.5 se basa en restringir el movimiento en los puntos de anclajes inferiores de la suspensión (figura 3.9), entonces las fuerzas de fricción actuarán en los puntos de anclaje superiores en dirección al movimiento del vehículo. Las reacciones que actúan en forma perpendicular a las ruedas se transfieren a los puntos de anclaje de los amortiguadores, ya que esta fuerza es transmitida por el brazo de empuje de suspensión y por la disposición inclinada del amortiguador estas fuerzas se descomponen, en el eje x la cual se anula por la geometría de la suspensión, mientras que en el eje z se suman. Como la simulación es de deceleración, se tiene que la mordaza está actuando en el disco de freno, esto genera un momento torsor, que afecta a la estructura por lo tanto es importante tener en cuenta en la simulación. Las cargas que se deben considerar además son las del piloto y el motor.

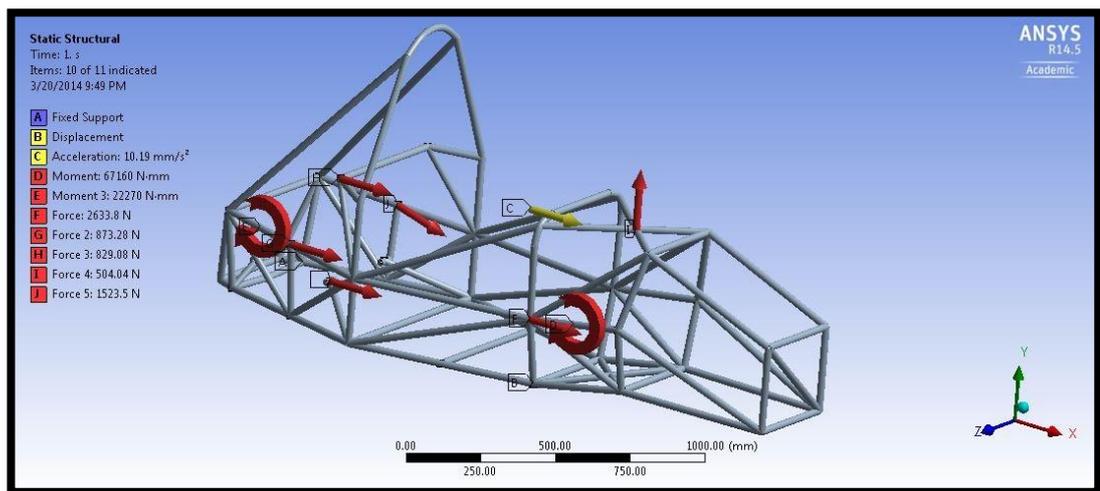


Figura 3. 9. Condiciones de frontera para simulación de frenado.

Fuente: Los autores.

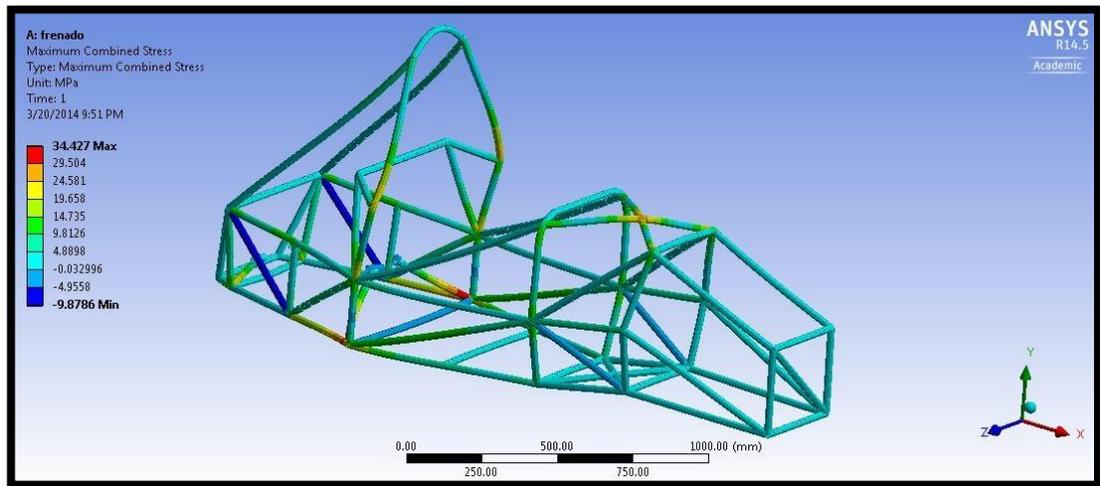


Figura 3. 10. Tensiones resultantes en frenado.

Fuente: Los autores.

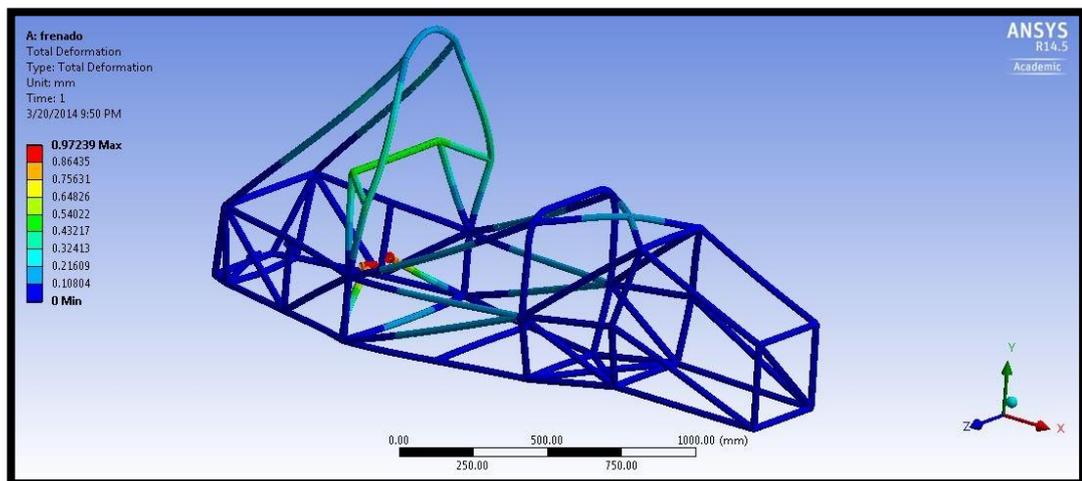


Figura 3. 11. Máxima deformación resultante en frenado

Fuente: Los autores.

En las figuras anteriores se indican los resultados de la simulación, en la que se observa que la estructura no sufre tensiones considerables, alcanzando un esfuerzo máximo de 34.42 Mpa en las bases delanteras del motor (figura 3.10), esto se debe a la inercia del motor, por lo tanto se determina que para esta prueba el chasis resiste, dando como resultado un factor de seguridad mayor a 9 en la parte de la estructura más afectada por las cargas producidas en el frenado. En la figura 3.11 se observa que el máximo desplazamiento resultante está ubicado en el punto de máxima tensión y en los anclajes delanteros del motor, la cual es de 0.97mm que no afectará al funcionamiento del motor.

3.6 Simulación de Cargas Laterales.

La simulación en ANSYS 14.5 del chasis para cargas laterales al pasar por una curva, se basa al restringir el movimiento en los puntos de anclajes inferiores de la suspensión (figura 3.12), donde las fuerzas de fricción actuaran en los puntos de anclajes superiores en dirección a la fuerza centrífuga que intenta sacar al vehículo de la curva. Las reacciones que actúan en forma perpendicular a las ruedas se transmiten a los puntos de anclaje de los amortiguadores por el brazo de empuje de la suspensión, por la disposición inclinada del amortiguador estas fuerzas se descomponen, en el caso de la suspensión frontal las fuerzas en el eje x se suman en dirección a la fuerza centrífuga, al igual que en la dirección z. Es importante tomar en cuenta para la simulación las cargas que ejercen el piloto y el motor.

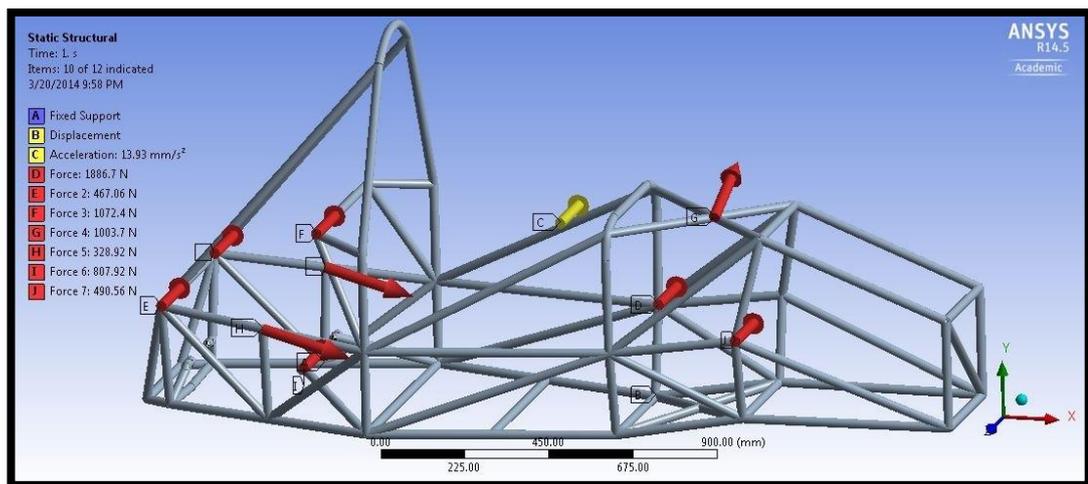


Figura 3. 12. Condiciones de frontera para simulación de aceleración lateral.

Fuente: Los autores.

En las figura anterior se describen los resultados de la simulación, la cual muestra que la estructura sufre tensiones considerables que llegan a un esfuerzo máximo de 148.97 Mpa en los miembro que une los puntos de anclaje inferiores delanteros de la suspensión frontal (figura 3.13) por lo tanto se determina que para esta prueba el chasis resiste con un factor de seguridad alrededor 2 en la parte de la estructura más afectada por las cargas producidas en el paso por una curva, se recomienda que para esta aplicación un factor de seguridad de al menos de 3 para garantizar la resistencia de la estructura, por lo que se deberá mejorar el diseño.

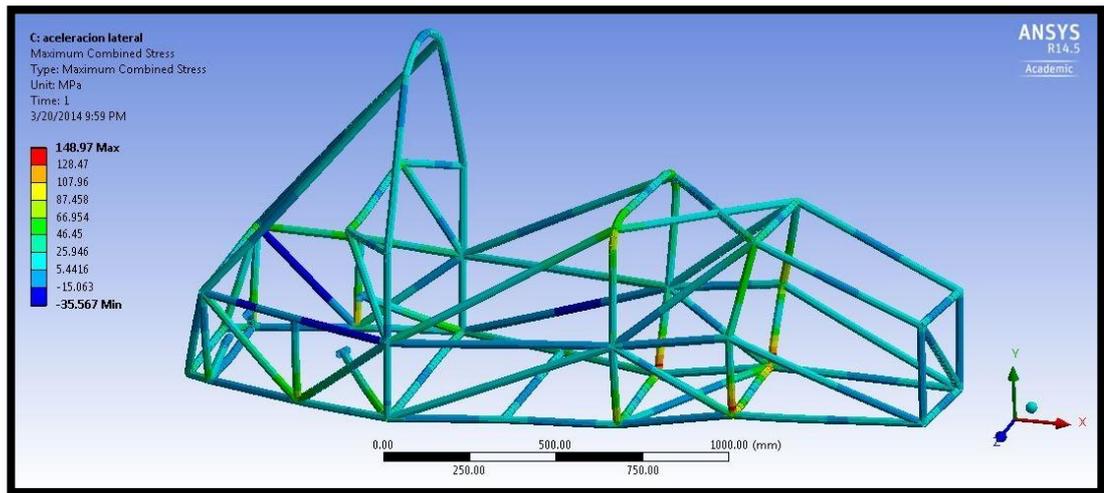


Figura 3. 13. Tensiones resultantes en cargas laterales

Fuente: Los autores.

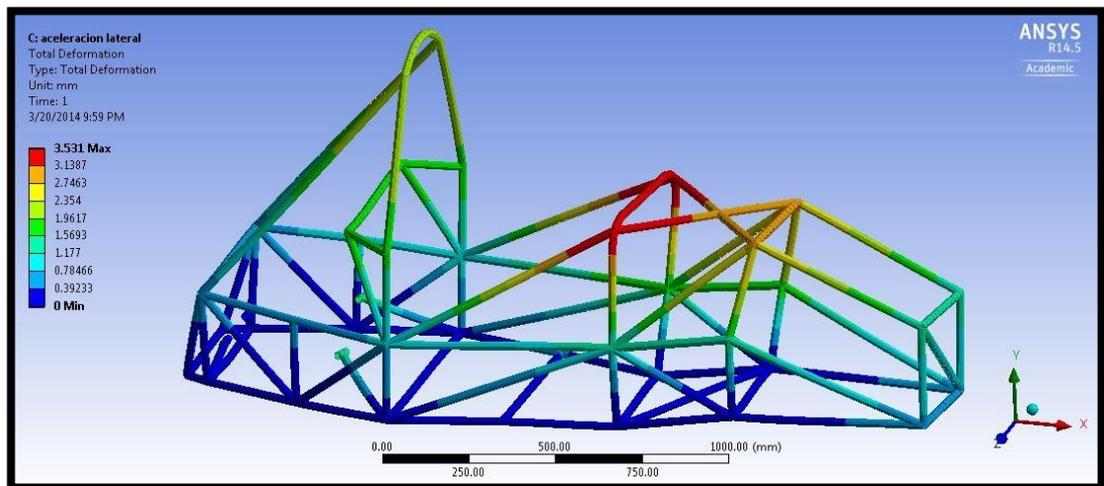


Figura 3. 14. Deformación total con cargas laterales

Fuente: Los autores.

El máximo desplazamiento resultante está ubicado en el arco frontal que es de 3.53 mm, sin que influya considerablemente en la estructura, figura 3.14.

3.7 Simulación de Remolque.

La simulación del chasis en estado de remolque en ANSYS 14.5, se basa en restringir el movimiento en los nodos de la mampara delantera, por lo tanto la única

fuerza que actúa es el peso total del vehículo en la mitad del miembro de remolque, figura 3.15.

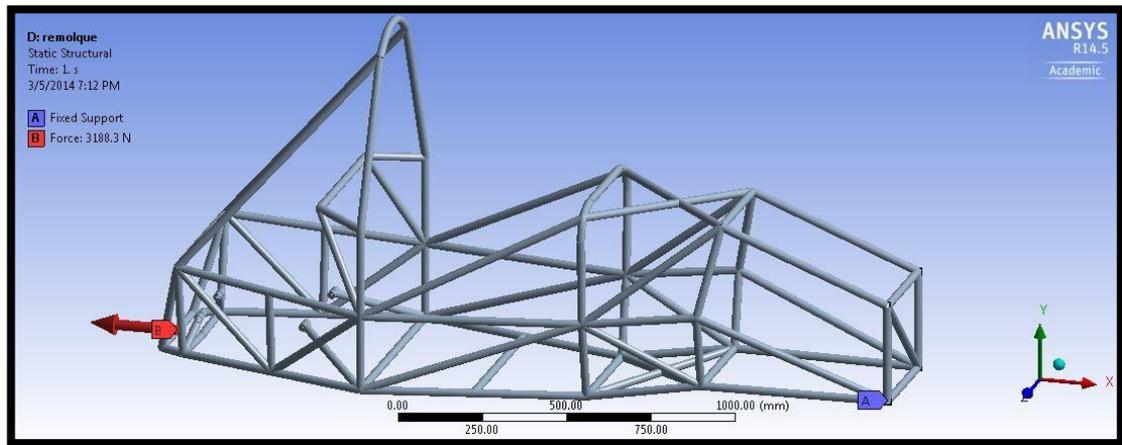


Figura 3. 15. Condiciones de frontera para simulación de remolque.

Fuente: Los autores.

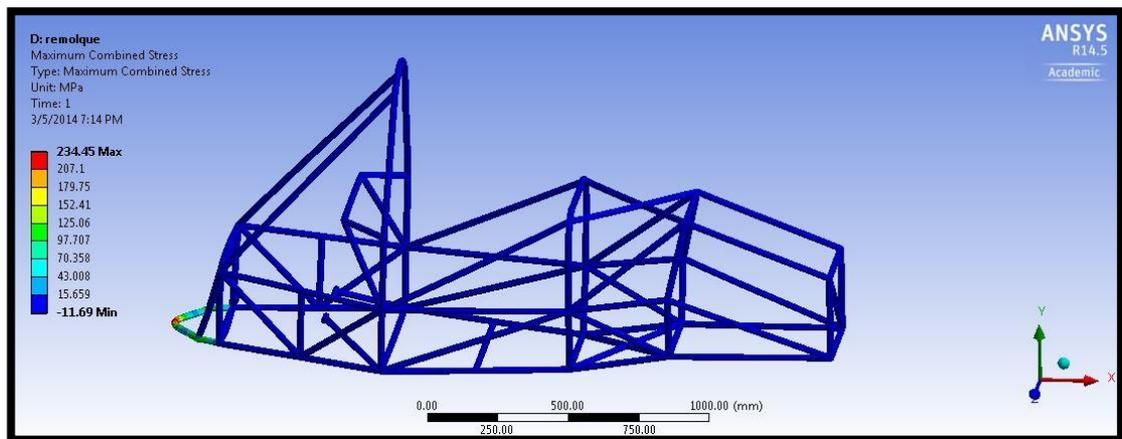


Figura 3. 16. Tensiones resultantes con carga de remolque.

Fuente: Los autores.

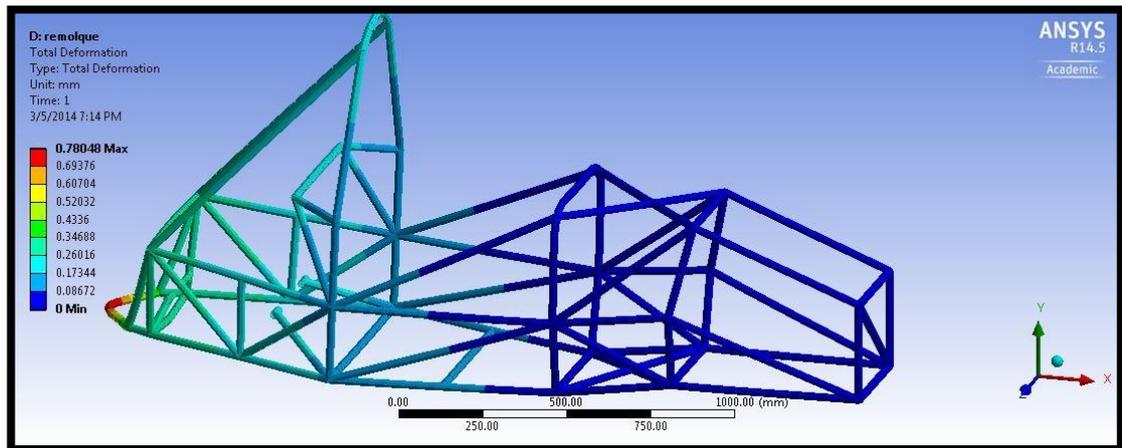


Figura 3. 17. Máxima deformación resultante con carga de remolque.

Fuente: Los autores.

En las figuras anteriores se muestran los resultados de la simulación, en la cual la estructura sufre tensiones considerables, estas llegan a una máxima de 234.45 Mpa en el punto de remolque (figura 3.16) obteniendo un factor de seguridad de 1.34, el cual no garantiza la fiabilidad en este punto, por lo tanto se considera la opción de aumentar el espesor del tubo según el rango que proporciona la regla T3.4.1 El máximo desplazamiento resultante ocurre en el mismo miembro que es de 0.78 mm, figura 3.17.

3.8 Simulación de Impacto Frontal.

La simulación del chasis en ANSYS 14.5 en condiciones de cargas de impacto frontal se basa en restringir el movimiento en los nodos de la celda del piloto para garantizar la seguridad del mismo, entonces las fuerzas que actúan durante el impacto son ubicadas en la mampara delantera (figura 3.18). Es necesario recordar que estas son cargas de impacto la condición según el reglamento es que no exista ruptura en la estructura entonces se comparara el máximo esfuerzo producido con el esfuerzo ultimo a la tracción y no con el límite de fluencia.

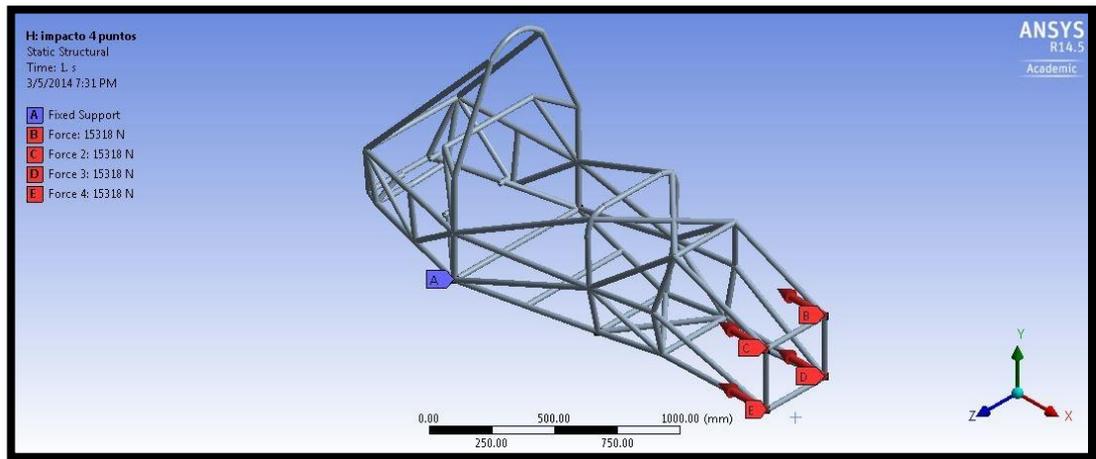


Figura 3. 18. Condiciones de frontera para simulación de impacto frontal

Fuente: Los autores.

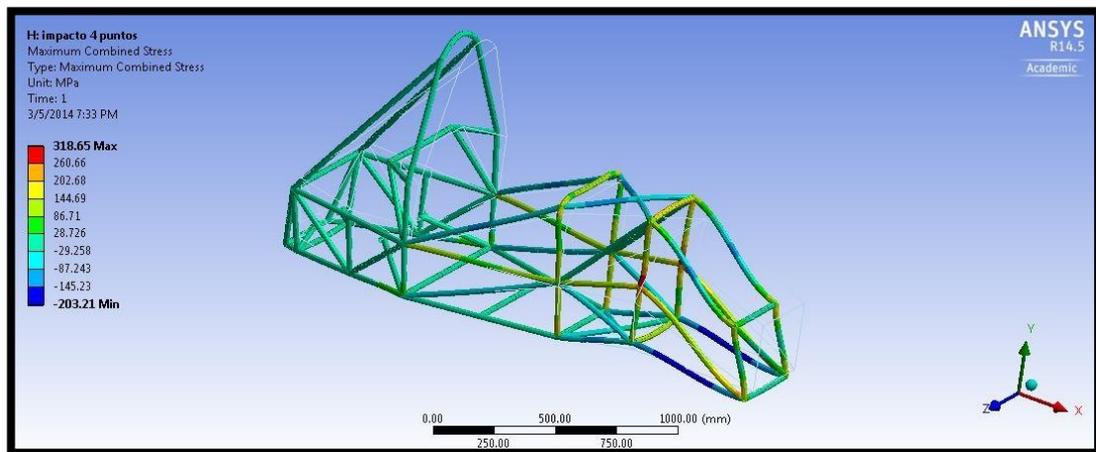


Figura 3. 19. Tensiones resultantes para impacto frontal.

Fuente: Los autores.

En las figuras anteriores se indica los resultados de los esfuerzos que se alcanza durante el impacto frontal en condiciones descritas en el capítulo anterior, dando un valor máximo de 318.65 MPa, donde la estructura sufre deformación permanente, pero no pasa el límite ultimo a la tracción que es de 415 MPa. El software no muestra la deformación que podría darse ya que el modulo que se usa es lineal.

3.9 Simulación de Impacto Lateral.

La simulación del chasis en ANSYS 14.5 en condiciones de carga de impacto lateral se basa en restringir el movimiento en los nodos de la celda del piloto para garantizar la seguridad del mismo, entonces las fuerzas que actúan durante el impacto están ubicadas en los cuatro miembros que se verían afectados, figura 3.20.

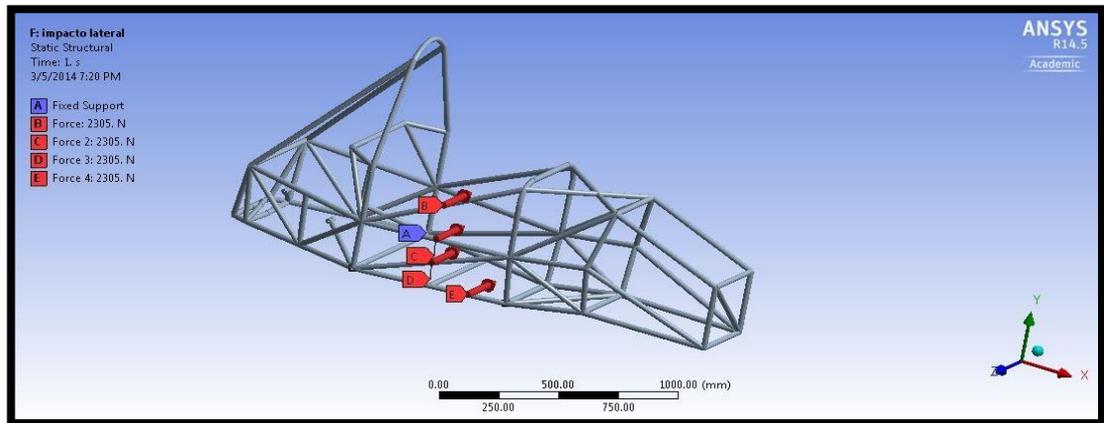


Figura 3. 20. Condiciones de frontera para simulación de impacto lateral.

Fuente: Los autores.

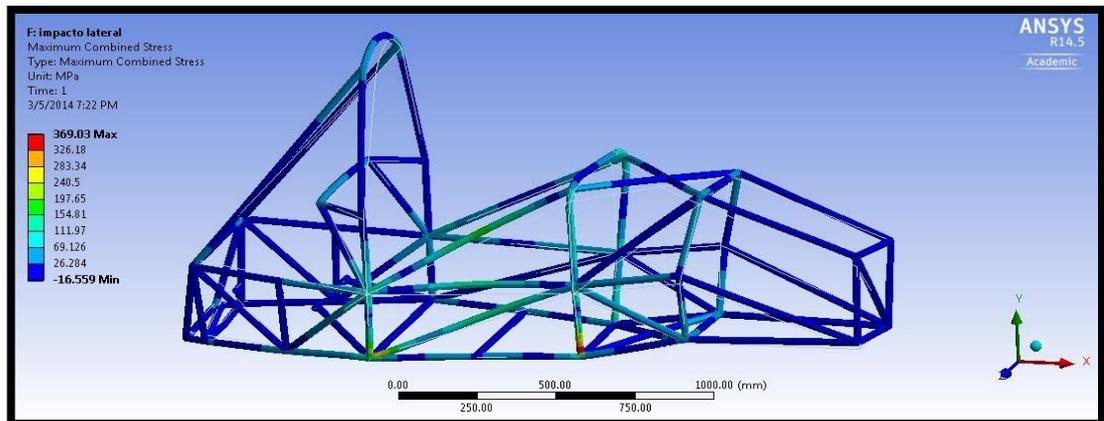


Figura 3. 21. Tensiones resultantes para cargas de impacto frontal.

Fuente: Los autores.

En las figuras anteriores se observa el esfuerzo máximo que alcanza durante un impacto lateral en condiciones descritas en el capítulo anterior que es de 369.03

MPa, la estructura sufre deformación permanente, pero no alcanza el límite ultimo a la tracción.

3.10 Simulación de vuelco.

La simulación del chasis en condiciones de vuelco se basa por restringir el movimiento en los nodos de la celda del piloto para garantizar la seguridad del mismo, entonces las fuerzas que actúan durante el impacto son ubicadas en los arcos de seguridad.

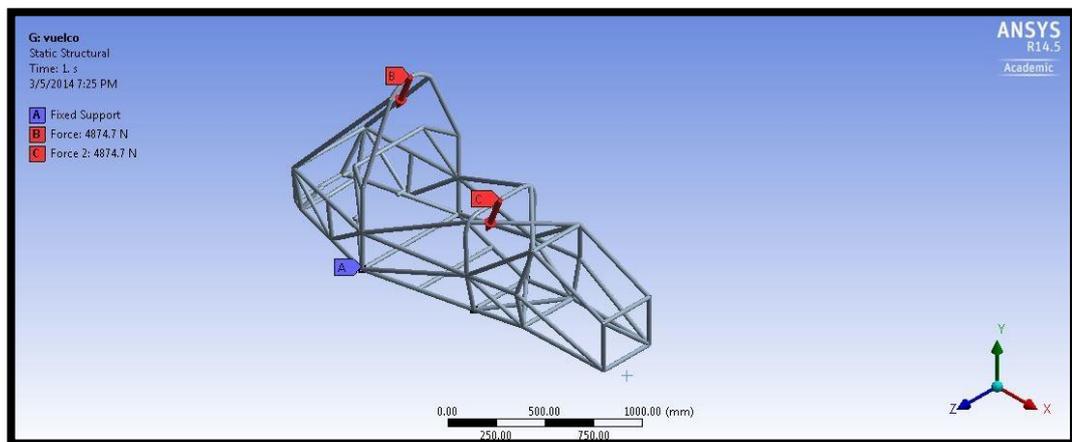


Figura 3. 22. Condiciones de frontera para simulación de vuelco.

Fuente: Los autores.

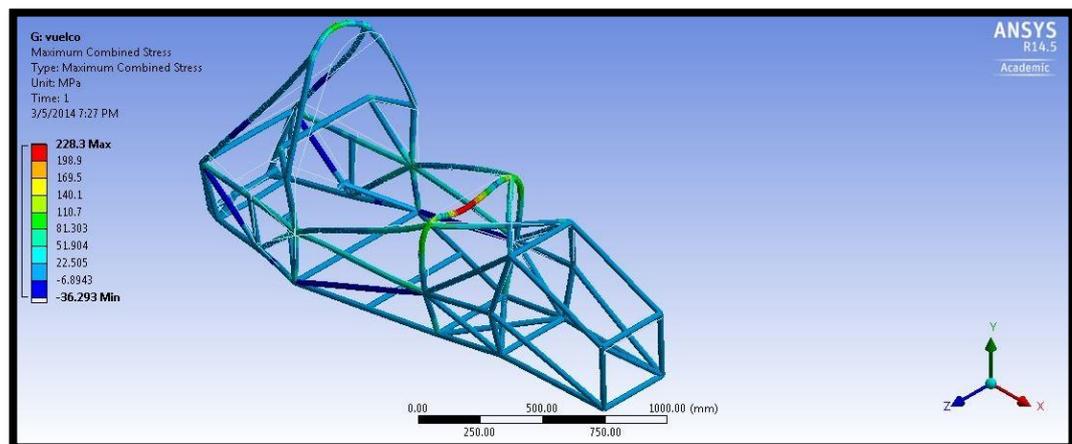


Figura 3. 23. Tensiones en vuelco.

Fuente: Los autores.

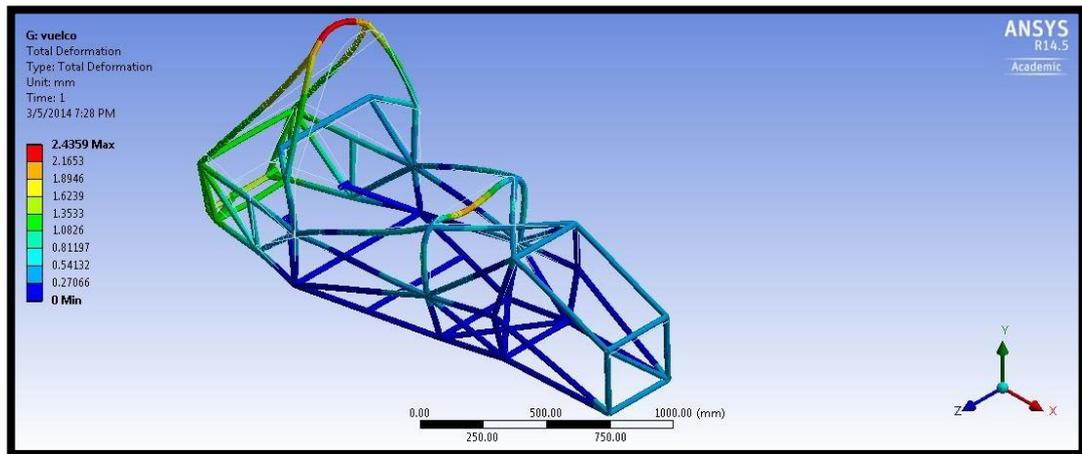


Figura 3. 24. Máxima deformación resultante con carga de remolque

Fuente: Los autores.

En las figuras anteriores se indican los resultados de la simulación obteniendo un valor del esfuerzo máximo de 228.3 MPa, donde la estructura no sufre deformación permanente porque no alcanza el límite de fluencia, figura 3.23. En este caso el desplazamiento es de 2.43 mm, que no afectaría la seguridad del piloto, figura 3.24.

3.11 Optimización del Modelo.

En las secciones 3.6 y 3.7 se determinó que el chasis falla por la carga lateral y en la de remolque por lo que es necesario rediseñar la forma y/o dimensiones de los miembros implicados en el fallo. En la tabla 3.2 se resumen los cambios que se podrían realizar para mejorar su resistencia. Luego de seleccionar el diseño óptimo se procede a realizar nuevamente las simulaciones, para verificar cuanto varían los esfuerzos y desplazamientos en los miembros de los demás eventos, tabla 3.3.

Tipo de carga	Alternativa	Simulación
Carga lateral	Es necesario modificar la forma del arco frontal, ya que en la cúspide de este su geometría es plana, y por ende al sustituirla por	

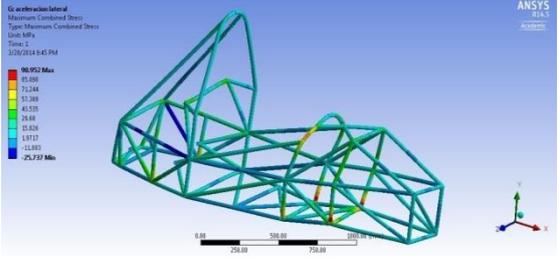
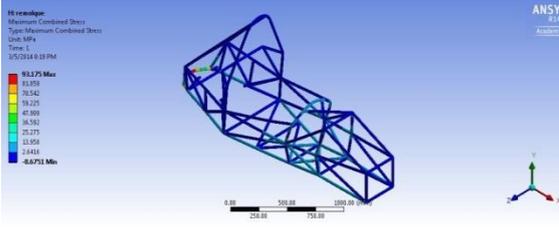
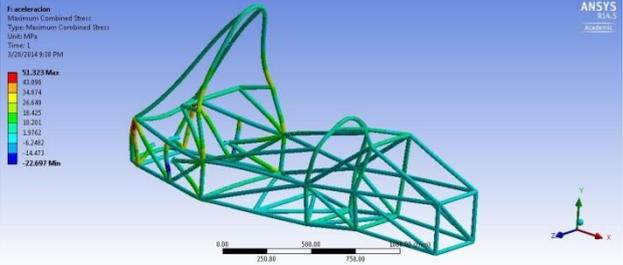
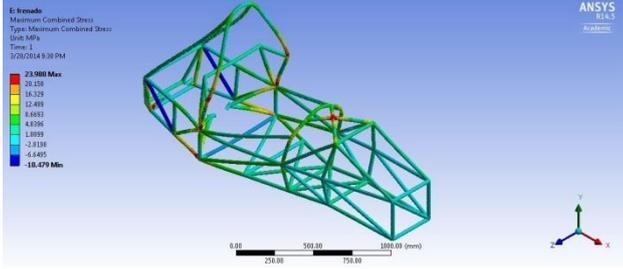
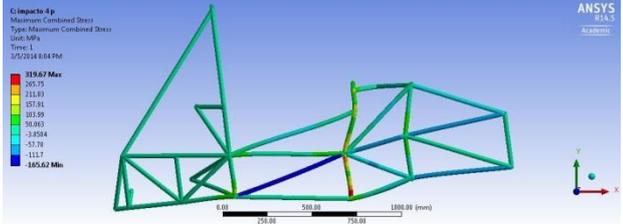
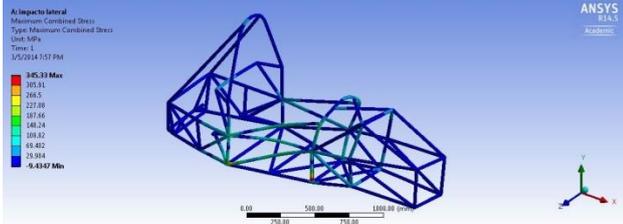
	<p>un arco, la distribución de esfuerzos será más eficiente, además para lograr que las fuerzas se descompongan se proporciona una inclinación hacia adelante de 10 grados que está dentro del rango según el reglamento.</p>	 <p>Observación: Con esta configuración se logra un aumento del factor de seguridad de 2.11 a 3.18, con lo cual se garantiza la resistencia de la estructura.</p>
<p>Remolque</p>	<p>Una de las maneras más sencillas de aumentar la resistencia en este punto es incrementar el espesor de la pared del tubo de 2 a 2.8 mm.</p>	 <p>Observación: Al realizar este cambio se observa en la simulación un aumento del factor de seguridad de 1.34 a 3.38, con lo que se determina que al aumentar el diámetro y espesor del miembro se garantizara la resistencia de la estructura.</p>

Tabla 3. 2 Optimización en el modelo.

Fuente: Los autores.

Tipo de carga	Resultados	Observación.
<p>Aceleración</p>	<p>Tensión: 51.32 MPa.</p> <p>Desplazamiento max: 0.54468 mm.</p>	 <p>La simulación muestra una disminución del factor de seguridad de 7.11 a 6.13, lo cual sigue garantizando la fiabilidad de la estructura.</p>

<p>Frenado</p>	<p>Tensión: 23.98 MPa.</p> <p>Desplazamiento max: 0.5366 mm.</p>	 <p>En este caso la simulación muestra un aumento del factor de seguridad de 9.15 a 13.13, por lo tanto no presentara problemas en la estructura.</p>
<p>Carga de impacto frontal</p>	<p>Tensión: 319.67 MPa.</p> <p>Desplazamiento max: 3.72 mm.</p>	 <p>Los esfuerzos en el chasis no cambian de manera considerable, se ha disminuido de 319.67 a 318.25 MPa.</p>
<p>Carga de impacto lateral</p>	<p>Tensión: 345.33 MPa.</p> <p>Desplazamiento max: 5.43 mm.</p>	 <p>Como el arco frontal se inclinó hacia adelante, provocando el incremento de la distancia de los miembros de impacto lateral, por lo tanto el esfuerzo disminuye de 345.33 a 369.03 MPa. Por lo tanto se sigue teniendo deformación permanente</p>
<p>Carga de Vuelco</p>	<p>Tensión: 204.99 MPa.</p> <p>Desplazamiento</p>	

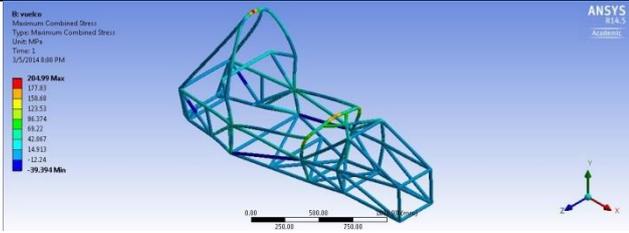
	<p>max:</p> <p>2.03 mm.</p>	 <p>Para esta prueba el esfuerzo como era de esperarse por su geometría del arco disminuyo de 228.3 a 204.99 MPa.</p>
--	------------------------------------	---

Tabla 3. 3. Simulación del chasis optimizado.

Fuente: Los autores.

3.12 Análisis de vibración.

La frecuencia natural es la vibración que tiene un objeto con respecto a su posición de equilibrio estático luego de haber recibido una perturbación. Si la frecuencia natural de un soporte, en alguna dirección coincide con la frecuencia de excitación ya sea las rpm o algún armónico, se producirá una amplificación de las vibraciones haciendo que la estructura entre en resonación y produzca algún fallo por este fenómeno.

Para solucionar este problema, es necesario cambiar la frecuencia de excitación (rpm) y/o la frecuencia natural. La frecuencia de la excitación variara aumentando o disminuyendo las rpm mientras que la frecuencia natural depende de la masa y rigidez y esta expresada por la siguiente ecuación:

$$f = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (Hz) \quad (3.1)$$

Dónde:

k= rigidez

m=masa

f= frecuencia

Por medio de un análisis modal se puede describir, comprender y modelar el comportamiento de las estructuras sometidas a vibración, en el cual una deformación compleja de una estructura se descompone en una serie de simples modos de deformación con parámetros de frecuencia y amortiguamiento.

Todas las estructuras poseen frecuencias naturales y modos de vibración, en el diseño es necesario identificar estas frecuencias y conocer cómo afecta a la estructura cuando una fuerza fluctuante actúa sobre la misma. Por lo tanto los puntos de suspensión en la estructura se los considerara como punto de equilibrio estático para conocer las magnitudes de frecuencia.

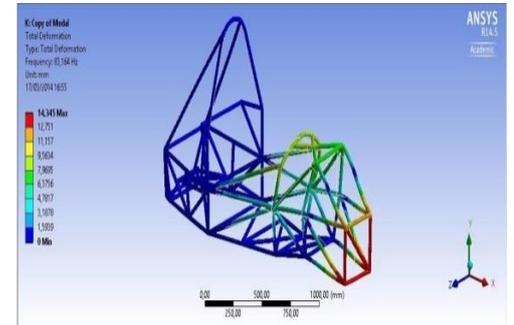
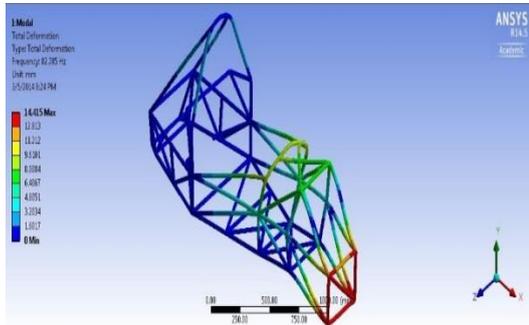
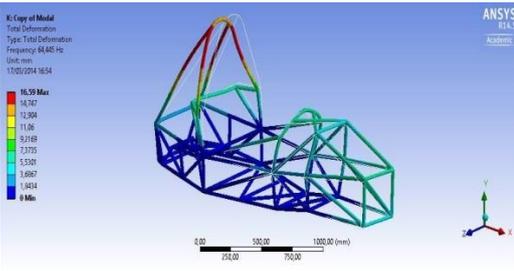
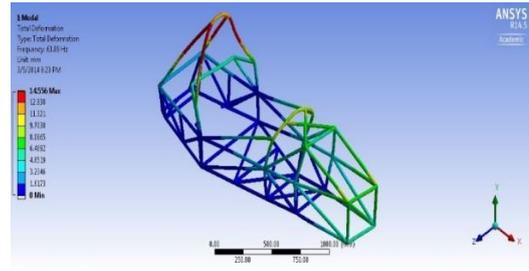
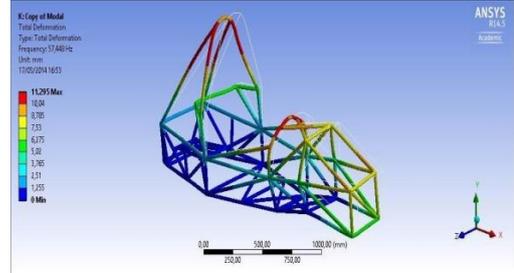
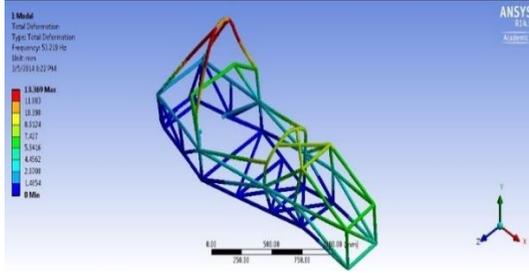
De los diferentes modos de vibración que existen en la estructura, sólo las de frecuencias más bajas son de interés ya que tienden a maximizar la vibración, la energía cinética y a reducir al mínimo la energía de deformación, mientras que las frecuencias altas actúan de una manera opuesta. Esto significa que las partes débiles y rígidas del chasis serán evidenciadas en los modos de vibración bajos y altos respectivamente.

Los modos bajos elásticos de vibración ocurren en frecuencias naturales más bajas, lo cual significa que el primer modo elástico de vibración demuestra la forma en la que el chasis es más susceptible a deformarse por lo tanto presenta una menor rigidez en los miembros. En consecuencia se debe tener una estructura con una frecuencia natural relativamente alta en el primer modo de vibración elástica para evitar posibles fallas.

Como se puede observar en la tabla 3.4 el primer modo ocurre a los 53.219 Hz, para obtener una mayor frecuencia natural se considera el motor como miembro estructural incrementando su frecuencia a 57.44 Hz.

Modos de vibración sin motor

Modos de vibración con motor



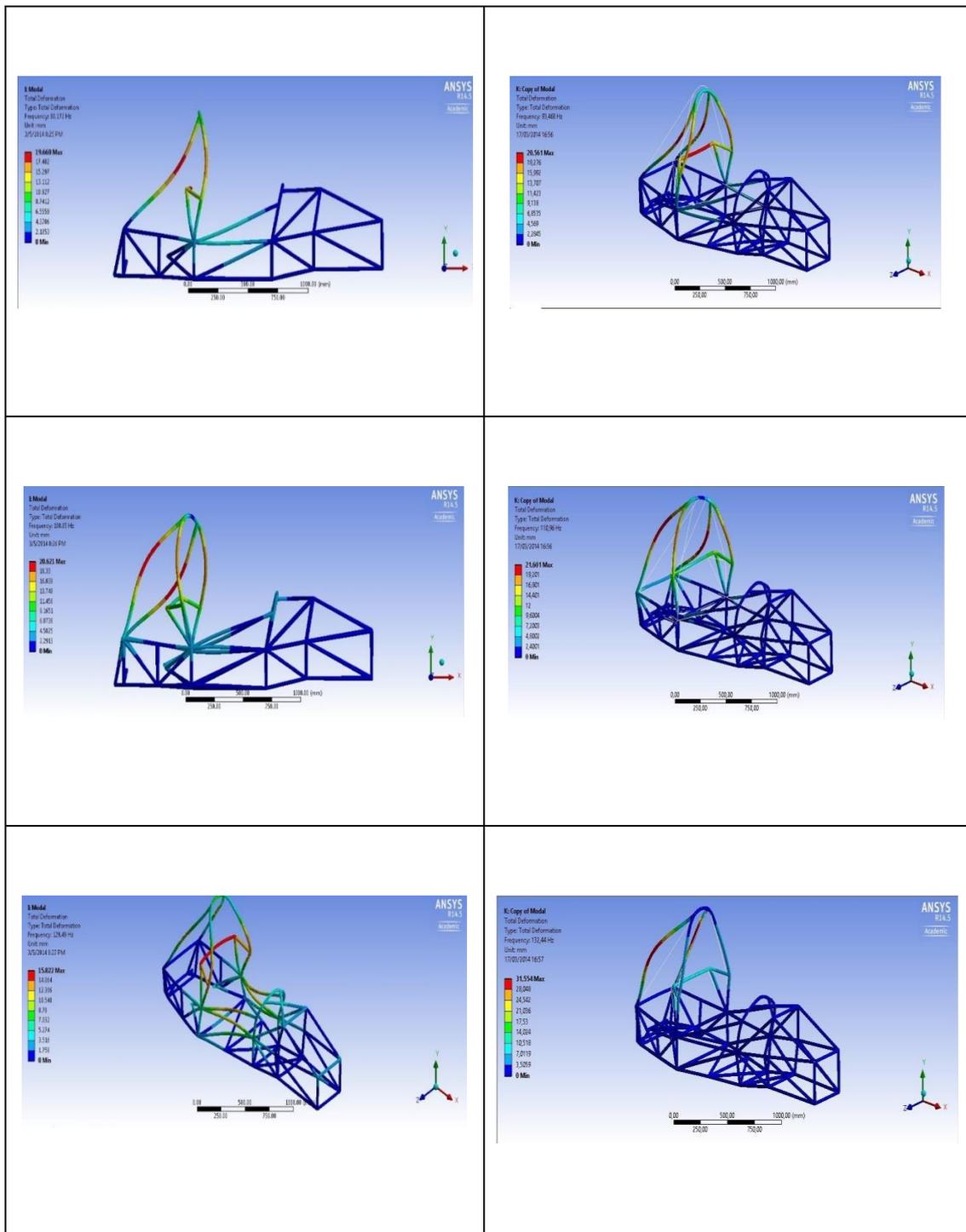


Tabla 3. 4. Modos de vibración.

Fuente: Los autores.

No solo es necesario analizar el modo de la primera elástica de vibración, sino en varios modos debido a efectos de anulación de amortiguación que podría ocurrir en los amortiguadores de la suspensión así como de los soportes del motor.

Chasis con motor como miembro estructural		
Nº modo	Frecuencia (Hz)	Periodo (segundos)
1	57,44	0,017409471
2	64,44	0,015518312
3	83,16	0,012025012
4	93,46	0,010699765
5	110,96	0,009012257
6	132,44	0,007550589
Chasis sin motor como miembro estructural		
Nº modo	Frecuencia (Hz)	Periodo (segundos)
1	53,129	0,018822112
2	63,89	0,015651902
3	82,785	0,012079483
4	90,172	0,011089917
5	108,05	0,009254975
6	129,49	0,007722604

Tabla 3. 5. Frecuencias de vibración.

Fuente: Los autores.

El motor como miembro estructural permite tener mayores frecuencias naturales en todos los modos de vibración, se podría obtener unos valores mayores si el motor se lo hubiera anclado en su parte posterior-superior, lo cual produciría dificultades para anclarlo, además se necesitaría de un mecanismo para facilitar su montaje lo que aumentaría su costo.

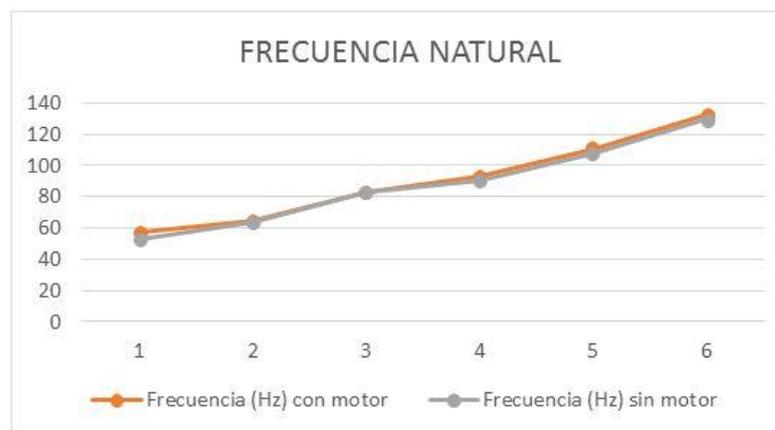


Figura 3. 25. Frecuencia natural

Fuente: Los autores

Para que la estructura entre en resonancia la carga dinámica debería coincidir con alguna de estas frecuencias naturales del chasis. El motor empleado en el vehículo se encuentra girando a unas 3000 rpm en ralentí y 10000 rpm en máxima aceleración lo que nos da una frecuencia de 50 - 166 Hz respectivamente.

En la figura 3.25 los soportes del motor en los distintos modos sufren desplazamientos mínimos, por lo que la frecuencia de excitación del motor no haría que la estructura entre en resonancia.

En la figura 3.26 se observa la frecuencia real del motor y como esta se transmite a los soportes de la estructura, la amplitud máxima que alcanza el motor durante la explosión de uno de los cilindros es de $7 \times 10^{-6} \lambda$, mientras que la alcanzada por los soportes es de $2 \times 10^{-5} \lambda$, por lo tanto se concluye que los soportes se encuentran atenuando la vibración del motor y no amplificándola.

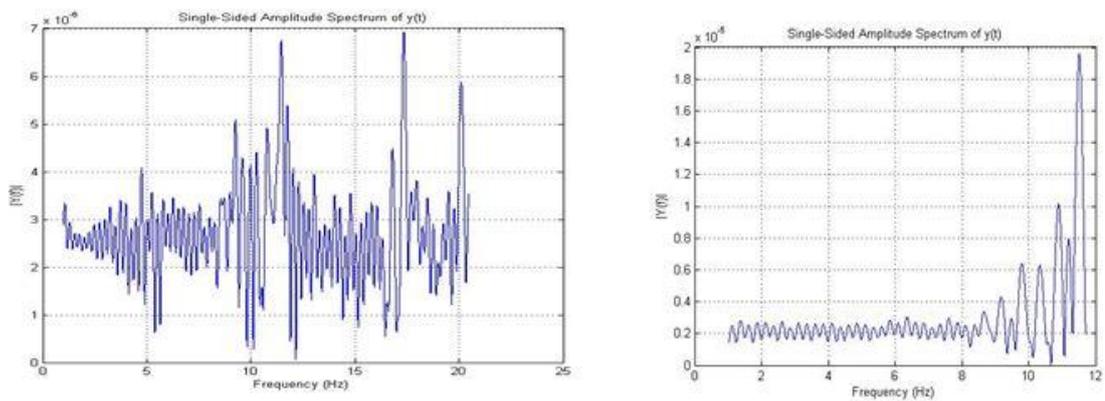


Figura 3. 26. Frecuencia del motor y amortiguación en sus soportes

Fuente: Los autores

CAPITULO IV. CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS MONOPLAZA.

4.1. Mampostería para la construcción del chasis.

Es importante construir una mampostería que se adapte a las necesidades de la construcción del chasis, además de implementar la forma de sujeción de los miembros estructurales para evitar desviaciones excesivas. Para ello la opción más simple es la de realizar la construcción por planos utilizando tableros de madera de 18 mm de espesor, que irán colocados en rieles de perfil lanford. Para obtener una mejor precisión, se diseña la sujeción en el software basándose en el chasis, figura 4.1. Después del diseño se colocan los tableros sobre la mampostería, figura 4.2, es necesario ser minuciosos con las distancias de separación junto con el eje de simetría de los mismos, ya que de esto dependerá que las triangulaciones calcen con precisión, esto se realizó con la ayuda de un láser que marcará dicho eje.

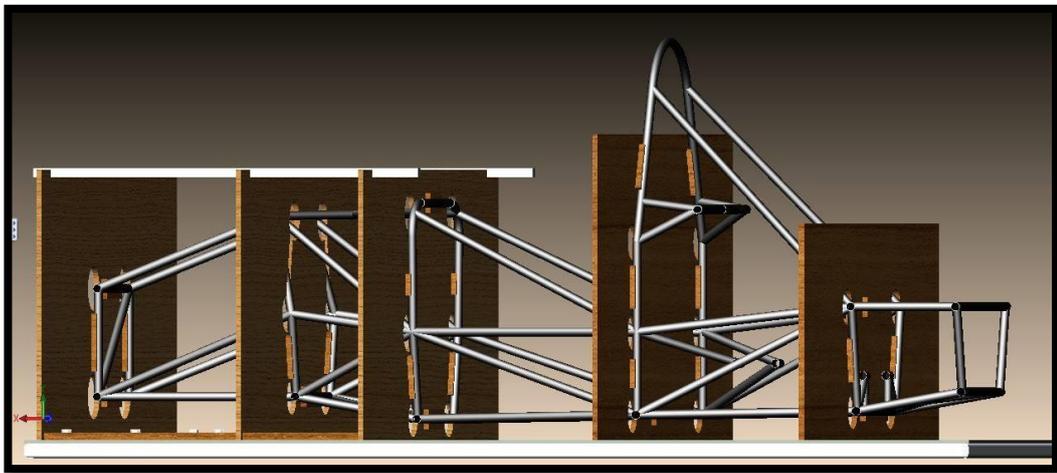


Figura 4. 1. Diseño de las sujeciones de los miembros estructurales en el espacio.

Fuente: Los autores.



Figura 4. 2. Anclado de las planchas a la mesa.

Fuente: Los autores.

4.2. Corte del Material.

Las uniones o nodos del chasis se las realiza con el encaje de los tubos unos con otros, el más utilizado es el llamado boca de pescado, figura 4.3. Que tiene la ventaja de evitar el aporte innecesario de material en el proceso de soldadura, además permite obtener un cordón más homogéneo con un acople más uniforme.



Figura 4. 3. Corte tipo boca de pescado.

Fuente: <http://www.patagonia4x4.com.ar/phpbb3/viewtopic.php?t=36193&p=376798>.

Para realizar este tipo de corte existen diferentes métodos que se describe a continuación.

4.2.1 Corte por Chorro de Agua.

Es un proceso mediante el cual se consigue cortar cualquier material, haciendo impactar sobre éste un chorro de agua a gran velocidad que produce el corte deseado, figura 4.4. Es un proceso que hoy en día es de máxima utilidad y comienza a ser un recurso habitual a la hora de mecanizar piezas¹³.

¹³ Hernadez, Ricardo, *Caracterización del acero utilizado en la carrocería con protección pasiva de los vehículos blindados panhard aml-90 del C.I.C.T.E*, Tesis ESPE facultad de Ingeniería Mecánica, Sangolquí, Diciembre 2013.



Figura 4. 4. Corte de un perfil por chorro de agua.

Fuente: <http://construcciones-metales.blogspot.com/2010/07/cortes-por-chorro-de-agua.html>

*Ventajas*¹⁴ :

- Al no haber herramientas de corte, no existe el problema de desgaste de la misma.
- Corte de excelente calidad, en la mayoría de casos no se necesita un acabado posterior.
- Se puede cortar una variedad de materiales con espesores en láminas de plástico desde 0,01 mm y espesor hasta placas de titanio de 200mm de grosor.
- Proceso sin exfoliación ni desgarros.
- Apta para mecanizar perfiles intrincados.
- Proceso sin aporte de calor.
- Inexistencia de tensiones residuales debido a que el proceso no genera esfuerzos internos.
- No genera contaminación ambiental.

Desventajas:

- El precio elevado.
- No es versátil.
- Dificultad para cortar en perfiles cerrados (tubos).
- Rápida oxidación del material.

¹⁴ http://es.wikipedia.org/wiki/Corte_con_chorro_de_agua

4.2.2 Corte por Plasma.

El corte es el resultado del calentamiento eléctrico de un gas a una temperatura alta de forma que sus átomos se ionizan y conducen la electricidad.

Este proceso usa una antorcha donde el electrodo se encuentra en el interior de la misma. El aire comprimido o los gases inertes que están alrededor del electrodo son calentados hasta alcanzar el cuarto estado de la materia (plasma), figura 4.5.

El arco producido por el plasma consiste en un electrodo rodeado de una boquilla de tal manera que se forma una cámara, la cual es atravesada por el gas del plasma y es calentado e ionizado por la corriente eléctrica entre el electrodo y la boquilla, saliendo a velocidades y temperaturas altas de hasta 16000 °C, derritiendo al material a cortar rápidamente.¹⁵



Figura 4. 5. Corte de chapa metálica por plasma.

Fuente: <http://www.soldatal.com/es/corte-plasma>.

Ventajas

- Cortes limpios.
- Mayor velocidad de corte.
- Minimización de la afectación de la estructura del material.

¹⁵ <http://www.fabricantes-maquinaria-industrial.es/es/contenidos/maquinaria/maquinas-de-corte-por-plasma-y-corte-por-laser.html>

Desventajas

- Presenta peligros como choque eléctrico, luz intensa, gases y niveles de ruido considerables.
- Es difícil controlar la precisión como algunos procesos mecánicos con tolerancias estrechas.
- Coste elevado.

4.2.3 Corte por Arranque de viruta.

Este corte se realiza en dos fases la primera es el trozado de los tubos con una máquina de disco de corte, el cual se deberá sobredimensionar para evitar errores de longitud por la forma de las plantillas, figura 4.6.



Figura 4. 6. Trozado y etiquetado de los tubos.

Fuente: Los autores.

La segunda fase se realiza de manera manual usando una cierra, el corte que se realiza es simple pero demorado, además tiene el inconveniente de no ser preciso. Para tener precisión se usan plantillas que marcan el contorno de la boca de pescado, figura 4.7, la cual se elabora por medio de una herramienta del programa de diseño, se la imprime y se la corta, para luego colocarlo en el tubo para procederlos a marcar, figura 4.8 y 4.9. Se ha empleado este método para el cortado de los tubos por su bajo costo, versatilidad y precisión.

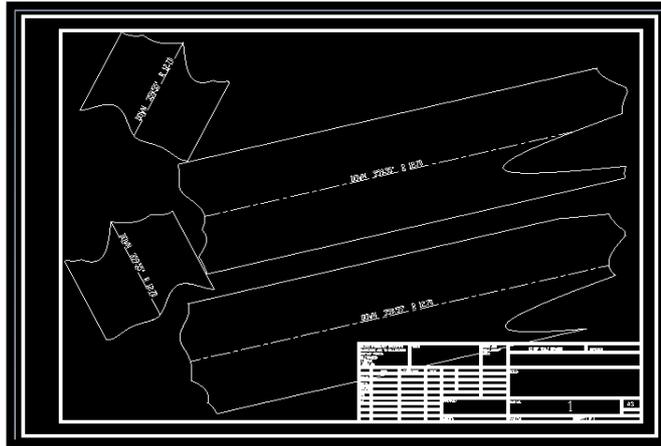


Figura 4. 7. Plantillas para corte de boca de pescado.

Fuente: Los autores.



Figura 4. 8. Marcado del contorno del corte.

Fuente: Los autores.



Figura 4. 9. Marcado del contorno del corte.

Fuente: Los autores.

Una vez cortado, limpiado los tubos y revisado que exista la menor holgura posible entre ellos, es necesario utilizar prensas de mano para la sujeción a la mampostería y se dan puntos de soldadura en las uniones figura 4.10, para que soporte hasta el armado de todo el chasis (figura 4.11) y luego realizar el cordón de soldadura completo.



Figura 4. 10. Acople de los tubos cortados.

Fuente: Los autores.

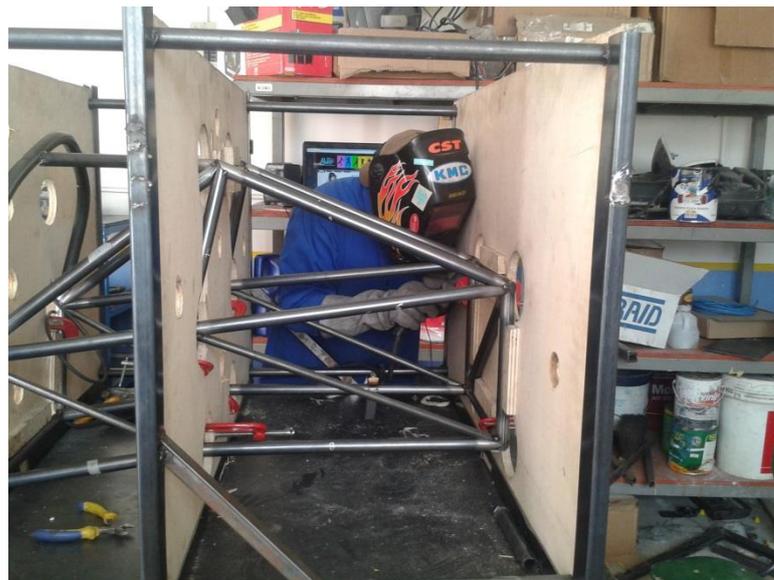


Figura 4. 11. Armado de la parte delantera

Fuente: Los autores.

La construcción se procede por tramos para facilitar el ensamble, primero se arma la mampara delantera hasta el arco intermedio (figura 4.12). Y así sucesivamente hasta llegar a la parte trasera, luego se colocan los anclajes del motor, de los cinturones y puntos de soporte de la dirección.



Figura 4. 12. Puntos de sujeción en la parte delantera

Fuente: Los autores.

4.3 Doblado de los Arcos de Seguridad y Prensado de los Tubos a los Planos.

Para realizar el doblado de los tubos de los arcos de seguridad el espesor de la pared debe ser el mínimo que cumpla el reglamento y su forma será de un radio de curvatura lo más amplio posible, el reglamento detalla que el radio de curvatura mínimo que se debe hacer es tres veces el diámetro del tubo para que su sección se mantenga constante.

En los tubos soldados se debe considerar que el cordón de soldadura se encuentre en el eje neutro de flexión para evitar que este no sufra. Se procede a imprimir los planos (ANEXO 1) a escala 1:1 del arco principal y frontal para tener una guía para el doblado, Figura 4.13.

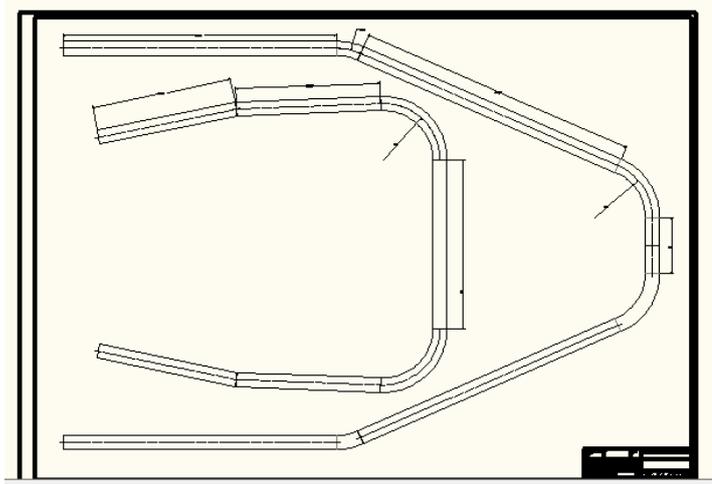


Figura 4. 13. Planos de arco principal y frontal

Fuente: Los Autores

Se corta los tubos sobredimensionados para evitar errores durante el proceso de doblado. Se debe tapar los extremos del tubo con una platina soldada para evitar que se derrame la arena que va a ser llenada y compactada en el tubo, con el fin de evitar que este se deforme en el doblado. Figura 4.14.



Figura 4. 14. Llenado de los tubos y soldado de sus extremos.

Fuente: Los autores

Una vez trazado las medidas en donde se va a curvar el tubo, se coloca este en la máquina hidráulica, para los elementos de mayor radio y ángulo de doblado (figura 4.15). Luego se procede a aplicar lenta y progresivamente la carga para evitar que el tubo no se deforme, con la ayuda de un acelerómetro verificamos el ángulo de los dobleces.



Figura 4. 15. Colocado de los tubos en la maquina dobladora

Fuente: Los autores

Para doblar el arco principal y frontal se construye una matriz de madera con la forma de la curva la cual se fija a una mesa, además se coloca una mordaza fija donde comenzaría la curvatura del tubo , luego se aplica una fuerza progresiva para que el tubo vaya adquiriendo la forma de la matriz (figura 4.16) a temperatura ambiente.

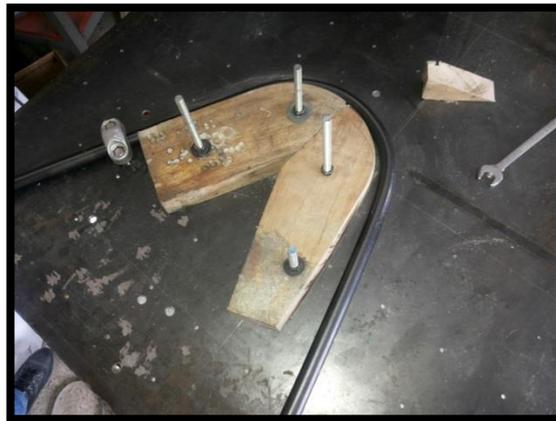


Figura 4. 16. Sujeción y matriz para doblado.

Fuente: Los autores

Una vez doblado y comprobado las dimensiones de los arcos que conforman el chasis se colocan con prensas de mano a los paneles de la mampostería, figura 4.17.



Figura 4. 17. Arco principal doblado y sujetado a la mesa.

Fuente: Los autores.

Con el nivel lacer se alinia los paneles para armar el arco frontal y el principal, ademas con los tubos ya cortados en forma de boca de pescado se procede al acoplamiento de cada elemento (Figura 4.18 y 4.19), verificando que las uniones no presenten holguras excecivas, caso contrario se limara las zonas que presenten irregularidades para que los elementos se acoplen mejor.



Figura 4. 18. Colocación de tubos mampara al arco frontal

Fuente: Los autores



Figura 4. 19. Colocación de tubos desde el arco frontal al arco principal.

Fuente: Los autores.

4.4. Soldadura.

Es la unión de dos o más piezas metálicas que se unen por cohesión de ellas por fusión y/o presión, con o sin material de aportación.

4.4.1 Tipos de Soldadura

Los principales tipos de soldadura usados para estas estructuras son:

4.4.1.1 Soldadura TIG



Figura 4. 20. Boquilla para soldadura TIG

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Soldadura_TIG

Este tipo de soldadura utiliza arco de tungsteno no consumible protegida por un gas de argón. Se genera calor al establecerse el arco eléctrico entre un electrodo de tungsteno y la pieza a soldar. De esta manera es necesario añadir material de aporte, el cual viene en forma de varilla o alambre a la zona de soldadura, figura 4.20.¹⁶

Ventajas

- No necesita limpieza posterior.
- No hay salpicadura.
- El arco es angosto y se gana penetración.
- Reduce el arco de alta frecuencia.
- Se pueden soldar metales no ferrosos, sin necesidad de fundentes.

*Desventajas*¹⁷

- Alto costo del equipo.
- Distancia limitada entre el equipo y el material del trabajo.
- Dificultades para trabajar al aire libre.
- Limitación en lugares de difícil acceso para la pistola.

Aplicaciones

- Puede ser aplicado para cualquier tipo de metal, como: aluminio, acero inoxidable, acero al carbono, hierro fundido, cobre, níquel, magnesio, etc.
- Es muy apto para realizar soldaduras de espesores delgados, como por ejemplo de 05,mm
- Para lograr calidad y buena terminación de las soldaduras.

¹⁶, ¹⁶ <http://es.slideshare.net/nurrego/soldadura-tig>

4.4.1.2 Soldadura MIG (Metal Inerte Gas)

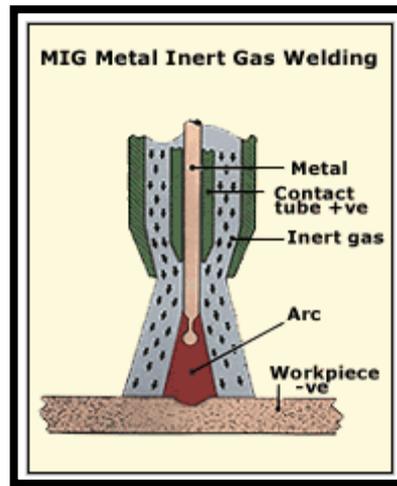


Figura 4. 21. Soldadura MIG.

Fuente: <http://www.esab.es/es/sp/education/procesos-migmag-gmaw.cfm>.

Es el proceso de soldadura por arco con protección gaseosa y electrodo consumible con aporte continuo y automático del material, (figura 4.21).

Existe la posibilidad de utilizar dos tipos de gases que existen en el mercado como por ejemplo los gases inertes como Argón, Helio y mezcla (Ar + He), o gas activo como CO₂, el cual recibe el nombre de MAG (metal active gas). El gas sirve como una barrera que protege al arco del aire, que es el causante de la oxidación, una diferencia en el uso de MIG es que el gas no reacciona con el metal.

La soldadura MAG brinda una mayor penetración, mejora las propiedades físicas de la unión y aumenta su resistencia al impacto, corrosión y cambios de temperatura. Con el inconveniente de que los cordones de soldadura son mucho más gruesos presentando salpicaduras en el proceso, para el cual se usa un soldado por puntos (figura 4.22). Con el fin de evitar que los nodos no se calienten de tal modo que generen tensiones internas, tendiendo a torcer el chasis y variar sus propiedades.

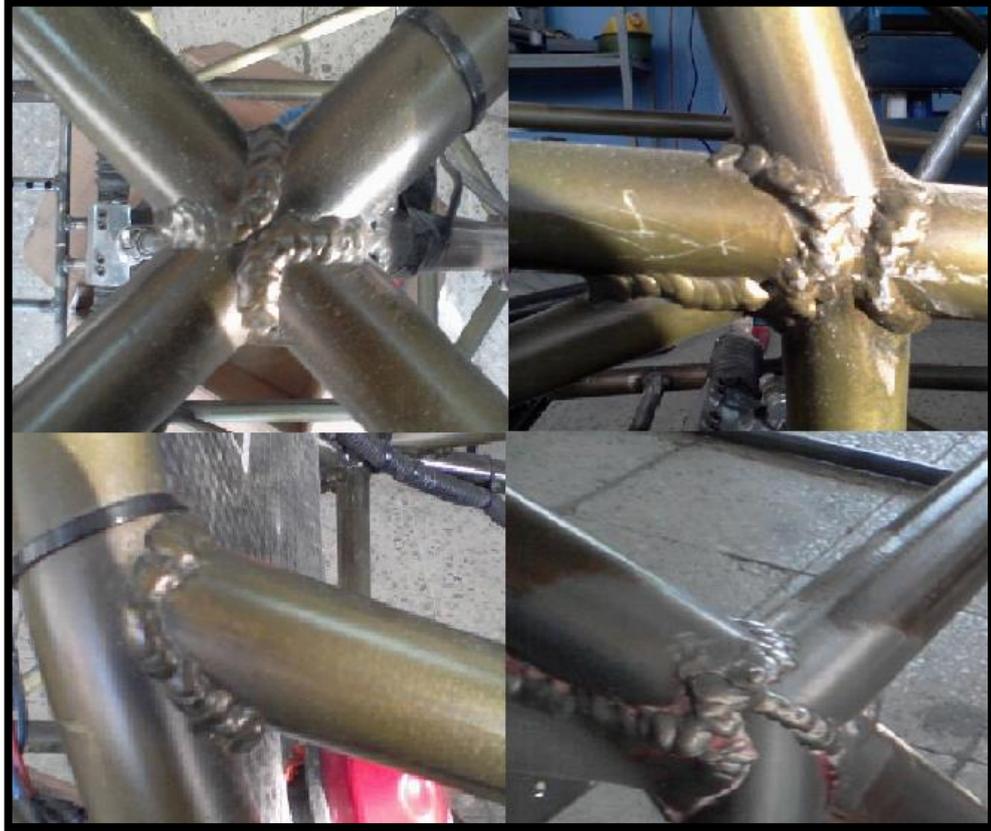


Figura 4. 22. Soldado por puntos

Fuente: autores

Ventajas

- El cordón de soldadura es rápido.
- El electrodo es alimentado continua y uniformemente.
- Permite soldar materiales delgados sin deformarlos.
- Rápida solidificación.
- Mejor acabado.
- Realiza cordones por puntos.

Desventajas

- En el proceso existe salpicaduras
- En materiales gruesos no existe una buena penetración.

Aplicaciones

- Reparación de ejes.
- Fabricación de tanques, carrocerías, aros de automóviles, embarcaciones y aeronaves.
- MIG se utiliza con frecuencia para soldar aluminio, cobre, magnesio, inoxidable y titanio.
- MAG se utiliza para la mayoría de aceros y hierros de bajo carbono.

4.5 Defectos en la Soldadura.

Los tipos de defectos o discontinuidades que pueden encontrarse en la soldadura por resistencia son los siguientes:

- **Porosidades:** Discontinuidad tipo cavidad que se forma por gas atrapado durante la solidificación. La porosidad por lo general es encontrada en la línea central del núcleo de fusión y puede ser causada por el sobrecalentamiento, presión inapropiada, liberación prematura o aplicación tardía del gas.
- **Falta de fusión:** Condición donde la fusión no es completada. Se manifiesta como una cavidad en la línea central de fusión y es causada por las mismas condiciones que las porosidades.
- **Falta de penetración:** Condición donde la penetración en la unión es menor que la especificada.
- **Huecos por encogimiento:** Discontinuidad tipo cavidad que se forma normalmente por el encogimiento del material durante la solidificación.
- **Grietas:** Discontinuidad tipo fractura que se caracteriza por una punta afilada y una alta razón entre la longitud y el ancho en el desplazamiento de apertura. Las grietas pueden ser inducidas por sobrecalentamiento al remover la presión antes de que el enfriamiento de la soldadura se haya completado, carga inapropiada, traslape de unión pobre o la expulsión mayor del metal de aporte.

- **Fisuras:** Pequeñas discontinuidades parecidas a las grietas con solo una diminuta separación (desplazamiento de apertura) de la superficie fisurada¹⁸.

4.6 Costo de Manufactura del Chasis.

Se realiza una descripción detallada de los costos de los equipos (ANEXO I), materiales, herramientas, mano de obra y procesos que se han utilizado para la construcción del chasis (tablas 4.1, 4.2, 4.3), con el fin de determinar el costo de su fabricación.

MATERIALES			
Descripción	Cantidad	V. unitario	V. Total
Perfil Lanfort	2	\$10.29	\$20.58
Clavos 1/2 kg	1	\$1.82	\$1.82
Tubo 1" x 1.5mm	3	\$6.64	\$19.92
Tubo 1" x 1.8mm	1	\$10.17	\$10.17
Tubo 1" x 2.8mm	2	\$14.00	\$28.00
Tubo de 5/8" x 1.5mm	1	\$4.94	\$4.94
Planchas de plywood	3	\$41.51	\$124.53
Hojas de sierra	4	\$1.35	\$5.40
Discos de corte 12"	3	\$7.67	\$23.01
Discos de desbaste 7/8	2	\$0.90	\$1.80
Lijas 80	2	\$0.34	\$0.68
Tubo cuadrado 50 x 50 x 2 mm	2	\$18.80	\$37.60
Plancha de acero 1.2m x 2.5m	1	\$102.82	\$102.82
		Total	\$381.27

Tabla 4. 1. Lista de materiales para manufactura del chasis

Fuente: Los autores

¹⁸ FERNANDEZ, Dione, *Soldadura de aceros complejos termogalvanizados*. UANL Tesis Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica división de estudios de posgrado. Nuevo León febrero de 2005.

EQUIPOS			
Descripción	Cantidad	V. unitario	V. Total
Soldadora	1	\$2,464.00	\$2,464.00
Cortadora de tubos	1	\$454.93	\$454.93
Amoladora	1	\$129.00	\$129.00
Caladora	1	\$188.54	\$188.54
Nivel lacer	1	\$494.00	\$494.00
Casco	1	\$209.00	\$209.00
		Total	\$3,939.47

Tabla 4. 2. Equipos usados para la construcción.

Fuente: Los autores

HERRAMIENTAS			
Descripción	Cantidad	V. unitario	V. Total
Martillo 8 oz 21 mm	1	\$3.90	\$3.90
Nivel aluminio 24"	2	\$12.72	\$25.44
Dobladora	1	\$199.38	\$199.38
Cepillos de acero 6x 15 1"	2	\$1.82	\$3.64
Tornillo de banco fijo	1	\$85.50	\$85.50
Escuadras	3	\$12.00	\$36.00
Flexómetros 3 m	2	\$2.65	\$5.30
Mandil	1	\$21.00	\$21.00
Prensa de mano 6"	4	\$14.29	\$57.16
Prensa de mano 4"	4	\$8.80	\$35.20
Prensa de mano 5"	4	\$12.04	\$48.17
Prensa de mano 3"	4	\$9.77	\$39.08
Lima Esférica	3	\$5.82	\$17.46
Lima Semiesférica	3	\$6.28	\$18.84
Lima Plana	3	\$6.28	\$18.84
Arco de sierra	2	\$2.61	\$5.22
		Total	\$620.13

Tabla 4. 3. Herramientas usadas en la manufactura del chasis.

Fuente: Los autores

4.6.1 Costo del Proceso de Soldadura

Es importante tener en cuenta las diferentes variables y ecuaciones que influyen en el cálculo del costo del proceso, los cuales son:

4.6.1.1 Peso del Material de Aporte (depositado).

Es la cantidad de material de aporte necesario para realizar una unión soldada. En la tabla 4.4 se indican las relaciones para determinar el peso del material depositado en diferentes tipos de uniones.

$P_{md} = \text{Área seccional} \times \text{longitud} \times \text{densidad aporte.}$

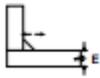
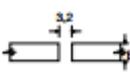
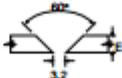
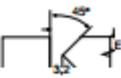
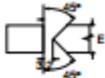
Unión de soldadura						
Esesor (E) mm	METAL DEPOSITADO (kg/ml) (acero)					
3,2	0,045	0,098				
6,4	0,177	0,190	0,380		0,358	
9,5	0,396		0,638		0,605	
12,5	0,708		1,168		1,066	
16	1,103		1,731		1,707	1,089
19	1,592		2,380	1,049	2,130	1,449
25	2,839		3,987	2,578	3,554	2,322
32				3,768		3,380
37,5				5,193		4,648
51				8,680		7,736
63,5				13,674		11,617
76				18,432		16,253

Tabla 4. 4. Peso de material depositado.

Fuente:

http://www.indura.com.ec/_file/file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura%202007.pdf

4.6.1.2 Eficiencia de Aportación.

Es la relación entre el metal efectivamente depositado y la cantidad en peso de electrodo de aporte requerido para efectuar la soldadura (tabla 4.5).

Proceso	Eficiencia deposición (%)
Electrodo manual	60-70
MIG sólido	90
MIG tubular c/protección	83
MIG tubular s/protección	79
TIG	95
Arco sumergido	98

Tabla 4. 5. Eficiencia de aportación

Fuente: http://www.indura.com.ec/_file/file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura%202007.pdf

4.6.1.3 Flujo de gas

Es la cantidad de gas (CO₂ + Ar) necesario para proteger el cordón de soldadura por unidad de tiempo, en la tabla 4.6 se indica los rangos de flujo para diferentes tipos de soldadura.

Proceso	Flujo gas (m ³ /hr)
MIG sólido	0,8-1,2
MIG tubular	1,0-1,4
TIG	0,5-1,0

Tabla 4. 6. Flujo de gas.

Fuente: http://www.indura.com.ec/_file/file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura%202007.pdf

4.6.1.4 Velocidad de deposición

Es la cantidad de material de aporte depositado en el cordón de soldadura por unidad de tiempo, en la figura 4.23 se indica la velocidad de aporte para diferentes calibres de electrodos.

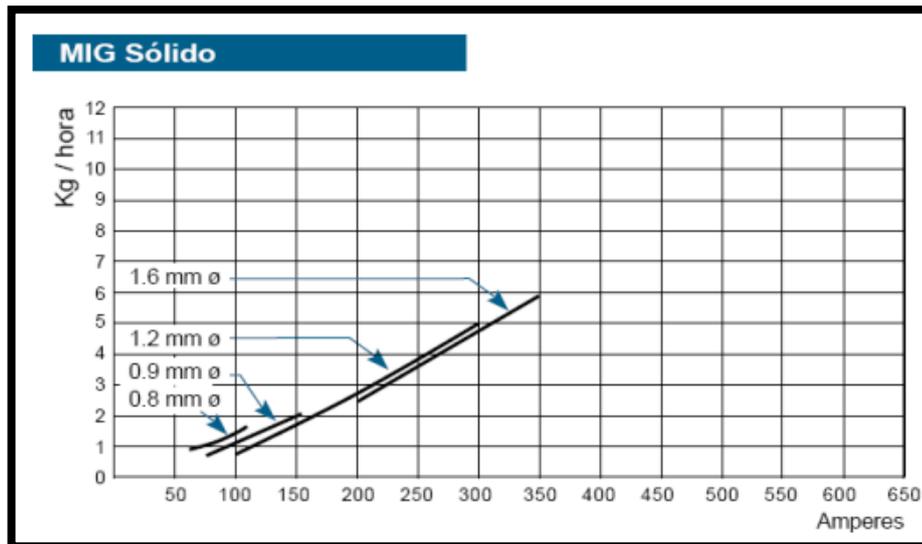


Figura 4. 23. Velocidad de deposición

Fuente:

http://www.indura.com.ec/_file/file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura%202007.pdf

En la tabla 4.7 se muestra la relación para determinar el costo de operaciones de soldadura.

FÓRMULAS Base de Cálculo: metro lineal (m)		
Costo electrodo	$\frac{(\$)}{\text{m.l.}}$	$= \frac{\text{Pmd (kg/ml)} \times \text{Valor electrodo } (\$/\text{kg})}{\text{Eficiencia deposición (\%)}}$
Costo M.O. y G. Grales.	$\frac{(\$)}{\text{m.l.}}$	$= \frac{\text{Pmd (kg/ml)} \times \text{Valor M.O. y G.G. } (\$/\text{hr})}{\text{Velocidad deposición (kg/hr)} \times \text{F. operación (\%)}}$
Costo gas	$\frac{(\$)}{\text{m.l.}}$	$= \frac{\text{Pmd (kg/ml)} \times \text{Flujo gas (m}^3/\text{hr)} \times \text{Valor gas } (\$/\text{m}^3)}{\text{Velocidad deposición (kg/hr)}}$
Costo fundente	$\frac{(\$)}{\text{m.l.}}$	$= \text{Pmd (kg/ml)} \times \text{F. uso (\%)} \times \text{Valor fundente } (\$/\text{kg})$

Tabla 4. 7. Determinación de costos en operación.

Fuente:

http://www.indura.com.ec/_file/file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura%202007.pdf

4.6.1.5 Calculo del Costo de Soldadura.

El análisis se realiza considerando los aspectos generales de la soldadura como tipo de proceso, longitud y tamaño del cordón (tablas 4.8, 4.9, 4.10), además de los costos del gas de protección, material de aporte y la mano de obra, esta última se tomó de la tabla del ministerio de relaciones laborales para el área de metal mecánica (Anexo II).

Longitud del cordón (cm)	# de nodos	Longitud total
35	4	140
24	2	48
18	2	36
22	2	44
24	1	24
10	2	20
50	2	100
16	1	16
28	2	56
24	1	24
16	2	32
9	2	18
15	2	30
27	2	54
30	2	60
12	2	24
12	2	24
32	2	64
46	2	92
20	2	40
15	2	30
12	2	24
Total (cm)		1000

Tabla 4. 8. Longitud de los cordones por nodo.

Fuente: Los autores.

CARACTERÍSTICAS DE LA SUELDA	
<i>Tipo de refuerzo</i>	Suelda
<i>Tipo de suelda - tipo de soldadura</i>	MIG/MAG recargable
<i>Longitud del cordón de soldadura (mm)</i>	1000
<i>Tamaño de cordón de soldadura(mm)</i>	3.2

Tabla 4. 9. Características del proceso de soldado

Fuente: Los autores.

GASTOS DEL PROCESO DE SOLDADURA		
Gasto	Valor	Unidades
Mano de obra del soldador	2.21	dólares/hora
Gas Protector (CO2 + Ar) 9 m ³	12.67	dólares/m ³
Material de aporte (0.9mm)	2.7	dólares/Kg

Tabla 4. 10. Gastos del proceso de soldadura.

Fuente: Anexos I, II.

Se procede a realizar el cálculo usando las tablas y formulas anteriormente indicadas tomadas del catálogo de INDURA. Para soldar el chasis tubular se ha seleccionado el proceso de soldadura MAG por brindar mayor penetración, resistencia al impacto y no necesita tratamiento posterior.

Para el cálculo se considera los siguientes parámetros para determinar el costo total del proceso seleccionado.

- Costo del electrodo por metro lineal.
- Costo de mano de obra.
- Costo del gas.

4.6.1.5.1 Costo del electrodo.

Es el costo total del material de aporte usado durante todo el proceso, el cual es calculado por la ecuación 4.1.

Costo del electrodo

$$= \frac{P_{md} \times \text{Valor electrodo} \times \text{longitud de soldadura}}{\text{Eficiencia deposición}} \quad (4.1)$$

Dónde:

P_{md}: Peso del metal depositado = 0.098 Kg/ml, tabla 4.4

Valor del electrodo = 2,70 \$/ Kg

Eficiencia de deposición = 90%, tabla 4.5

Longitud del cordón de soldadura = 10 m = para el cálculo se toma como referencia por cada metro de cordón lineal equivale a un ml.

Entonces reemplazando en 4.1 se tiene:

$$\text{Costo del electrodo} = \frac{0.098 \text{ Kg/ml} \times 2,70 \text{ \$/Kg} \times 10,0 \text{ ml}}{0.9} = 2.94 \text{ dólares}$$

4.6.1.5.2 Costo de mano de obra.

Este es el costo de la mano de obra en las ocho horas que dura el proceso de soldado del chasis se calcula mediante la ecuación 4.2. El costo del equipo de soldadura MIG no se toma en cuenta para el cálculo ya que posteriormente se sumara el valor de su depreciación.

$$\begin{aligned} & \text{Costo de mano de obra y gastos generales} \\ & = \frac{Pmd \times \text{Valor M.O. y Gastos G.} \times \text{longitud de soldadura}}{\text{velocidad deposición} \times F. \text{Opera.}} \quad (4.2) \end{aligned}$$

Dónde:

Valor de mano de obra del soldado = 2.7 \$ / hora * 8 horas = 21.60 dólares

Velocidad deposición = 0.15 Kg/ hora * 8 horas = 1.2 Kg, figura 4.23

Factor de operación = 60%

Volumen del cordón de soldadura en forma lineal = 10,0 ml

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$\begin{aligned} & \text{Costo de mano de obra y gastos generales} \\ & \quad 0.098 \text{ Kg/ml} \times 21.60 \$ \times 10,0 \text{ ml} \\ & = \frac{\quad}{1.2 \text{ Kg} \times 0.60} = \mathbf{24.03 \text{ dólares}} \end{aligned}$$

4.6.1.5.3 Costo del gas Indurmig.

El costo del gas usado para la protección del cordón de soldadura se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\text{Costo del gas} = \frac{Pmd \times \text{flujo gas} \times \text{valor del gas} \times \text{longitud del cordón de soldadura}}{\text{velocidad deposición}} \quad (4.3)$$

En donde:

Valor del gas indurmig = 12.67 \$ / m³

Flujo del gas = 0.9 m³ / hora, tabla 4.6

Entonces reemplazando en 4.3 se tiene:

$$\begin{aligned} \text{Costo del gas} & = \frac{0.098 \text{ Kg/ml} \times 0.9 \text{ m}^3 \times 12.67 \frac{\$}{\text{m}^3} \times 10,0 \text{ ml}}{1.5 \text{ Kg}} \\ & = \mathbf{74.48 \text{ dólares}} \end{aligned}$$

El costo total del proceso de soldadura es igual a la suma de los costos del material de aporte, mano de obra y del gas de protección.

Costo del proceso de soldadura =
Costo electrodo + costo de mano de obra y otros gastos +
costo del gas (4.4)

Reemplazando se tiene:

$$\text{Costo del proceso de soldadura} = 2.94 + 24.03 + 74.48 = \mathbf{101.45 \text{ dólares}}$$

4.6.2 Costo total de manufactura

Para el cálculo del costo total de manufactura del chasis, es necesario tomar en cuenta los costos de materiales, proceso de soldadura, mano de obra para la conformación del mismo, además de la depreciación de los equipos y herramientas. Para ello se toma en cuenta un valor de depreciación de 20% por año para los equipos y un 10% para las herramientas basado en el anexo III, según el SRI, sin valor de salvamento al final de su vida útil. Con esto se calcula la depreciación para tres días laborables que dura la construcción del chasis.

Costo de manufactura del chasis =
Costo de materiales + costo del proceso de soldadura +
Depreciacion de los equipos + Depreciacion de herramientas +
+Mano de obra de 2 operarios +
Otros gastos(10% de la suma total del costo) (4.5)

Entonces calculando una depreciación lineal con los porcentajes descrito, y los datos de las tablas 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 se tiene:

$$\mathbf{TOTAL} = 381.27 + 101.45 + 4.92 + 0.78 + 35.28 + 52.37 = \mathbf{576.08 \text{ dólares}}$$

Por lo tanto el punto de equilibrio del costo de manufactura de un chasis tubular es de **576.08 dólares**.

4.7 Comprobación de Soldadura¹⁹.

A continuación se menciona los diferentes tipos de ensayos no destructivos que se usan para comprobar la calidad y efectividad del cordón de soldadura. Antes de

¹⁹ <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2010/11/05/ensayos-no-destructivos/>

realizar el ensayo es necesario realizar una inspección visual para determinar la cantidad, tamaño, forma, acabado superficial, características de color y discontinuidades en el cordón.

4.7.1 Ensayo con Partículas Magnéticas.

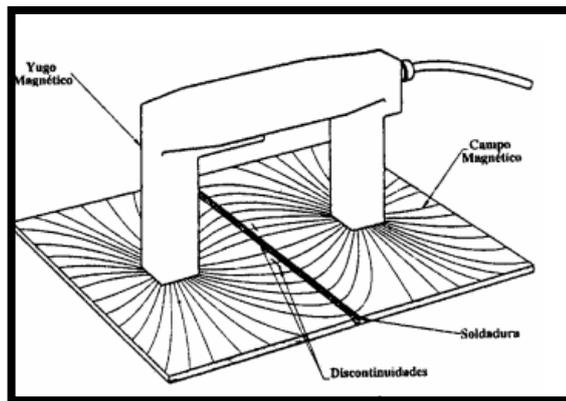


Figura 4. 23. Yugo magnético.

Fuente: http://www.dimf.upct.es/personal/JB_A/END%20fundamentos.pdf.

Este ensayo se basa en el empleo de campos magnéticos magnetismo la detección de discontinuidades e impurezas superficiales y subsuperficiales (hasta 6 mm) en metales ferromagnéticos, figura 4.23. Se supone una pieza que se somete a la acción de un campo magnético cuyas líneas de fuerza están orientadas según la flecha (figura 4.24). Si existe una discontinuidad en la superficie de la pieza cuyo plano sea perpendicular a las líneas de fuerza, estas líneas tenderán a salvarlas como un obstáculo. Esto produce una distorsión en las líneas de fuerza que se ven obligadas a salir al exterior, formando lo que se denomina “campo de fuga”.

Es aplicable únicamente para inspección de materiales con propiedades ferromagnéticas, ya que se utiliza fundamentalmente el campo magnético dentro de la pieza, para la detección de discontinuidades.

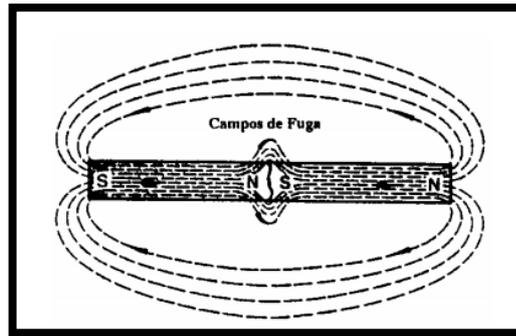


Figura 4. 24. Líneas de flujo del campo magnético.

Fuente: http://www.dimf.upct.es/personal/JB_A/END%20fundamentos.pdf

4.7.2 Ensayo con Líquidos Penetrantes.



Figura 4. 25. Tintas penetrantes.

Fuente: <http://prueba-de-tintas-magnaflux.blogspot.com/2011/02/zyglo-liquidos-penetrantes-removible.html>

Este ensayo no destructivo se utiliza generalmente para evidenciar discontinuidades superficiales sobre todos los materiales no porosos (o con excesiva rugosidad o escamado) como metales, cerámicos, vidrios, plásticos, etc. característica que lo hace utilizable en innumerables campos de aplicación.

El kit de los líquidos penetrantes consta de un spray de color azul que actúa como limpiador de la superficie, otro de rojo que penetra en las imperfecciones del cordón y finalmente el spray blanco que permite revelar dichas imperfecciones si lo hubiere (figura 4.25, 4.26).

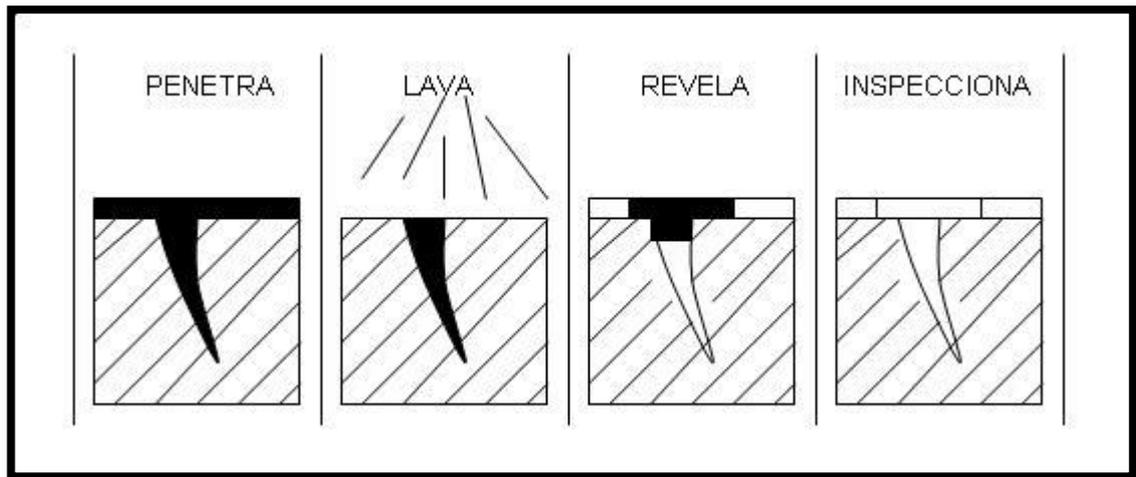


Figura 4. 26. Los procesos de los líquidos

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/files/2010/11/Dibujo22.jpg>

4.7.3 Inspección ultrasónica.

Se define como un procedimiento de inspección no destructiva de tipo mecánico, que se base en la impedancia acústica, la que se manifiesta como el producto de la velocidad máxima de propagación del sonido entre la densidad de un material.

El método consiste en utilizar ondas de sonido fuera del intervalo auditivo, con una frecuencia de 1 a 5 millones de Hz (ciclos por segundo)- de aquí el término ultrasónico. El método ultrasónico es una prueba no destructiva, confiable y rápida que emplea ondas sonoras de alta frecuencia producidas electrónicamente que penetrarán metales, líquidos y muchos otros materiales a velocidades de varios miles de metros por segundo. Las ondas ultrasónicas para ensayos no destructivos generalmente las producen materiales piezoeléctricos, los cuales sufren un cambio en su dimensión física cuando se someten a un campo eléctrico²⁰.

Ventajas

- Se puede aplicar esta técnica en una gran gama de materiales y a un gran número de productos conformados como: chapas, ejes, vías, tubos, varillas, etc., y a procesos de fabricación tales como: soldadura, fundición, laminación, forja, mecanizado, etc.

²⁰ <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2010/11/05/ensayos-no-destructivos/>

- Es aplicable a otras ramas tales como: la medicina, navegación, pesca, comunicación, entre otras.
- Permite detectar discontinuidades tanto superficiales, subsuperficiales e internas.
- Puede aumentarse la sensibilidad del equipo al realizar un cambio conveniente de palpador.
- Los equipos pueden ser portátiles y adaptables a un gran número de condiciones.

4.7.4 Inspección radiográfica mediante rayos X

Este ensayo permite detectar discontinuidades macroscópicas y variaciones en la estructura interna o configuración física de un material

Al aplicar RT (*Radiographic testing*), normalmente se obtiene una imagen de la estructura interna de una pieza o componente, debido a que este método emplea radiación de alta energía, que es capaz de penetrar en materiales sólidos, por lo que el propósito principal de este tipo de inspección es la obtención de registros permanentes para el estudio y evaluación de discontinuidades presentes en dicho material que permite descubrir los errores de fabricación y ayuda a establecer las acciones correctivas.

4.7.8 Comprobaciones de Soldadura Utilizada.

El proceso de inspección de la soldadura del chasis a realizar es mediante un ensayo no destructivo de líquidos penetrantes.

Se selecciona el nodo que va a ser evaluado del chasis, con un cepillo de acero se elimina la escoria, impurezas del cordón de soldadura y remover la capa de pintura de la estructura, figura 4. 27.



Figura 4. 27. Cordones limpiados.

Fuente: Los autores.

En primera instancia se aplica el líquido limpiador, para que remueva cualquier impureza que pueda alterar el resultado, lo dejamos actuar por cinco minutos y quitamos el exceso con un lienzo que no deje pelusas, figura 4.28 Es recomendable verificar que la superficie este completamente seca antes de aplicar el líquido penetrante.



Figura 4. 28. Aplicación del líquido limpiador.

Fuente: Los autores.

Luego se aplica directamente en el nodo el penetrante dejando actuar por unos 10 minutos ya que la superficie que se va a analizar es pequeña, figura 4.29. Después del tiempo de penetración, se debe quitar todo el exceso de penetrante, mediante el uso de lienzo seco libre de pelusas.



Figura 4. 29. Aplicación del líquido penetrante.

Fuente: Los autores.

Finalmente se utiliza el líquido revelador, figura 4.30, aplicándose en una cantidad necesaria para cubrir completamente la superficie de prueba, asegurándose un adecuado contraste y dejando actuar el líquido unos 10 minutos.



Figura 4. 30. Aplicación del líquido revelador.

Fuente: Los autores.

En la evaluación de los resultados de los líquidos penetrantes aplicados en el nodo de la mampara delantera, la soldadura no presenta fisuras ni grietas. El líquido penetrante se observa en dos lugares del cordón dando como resultado que existe una discontinuidad en el cordón entre punto y punto de la soldadura, figura 4.31.



Figura 4. 31. Revelado de las imperfecciones.

Fuente: Los autores.

4.8 Prueba de Torsión

Para determinar la rigidez torsional real de la estructura la forma que se coloca el par torsor es diferente al efectuado en la simulación, para lo cual será necesario disponer de un punto pivote para poder aplicarlo en la estructura, ya que de otra manera se sometería a flexión al ser colocada fija en su parte trasera, figura 4.32.

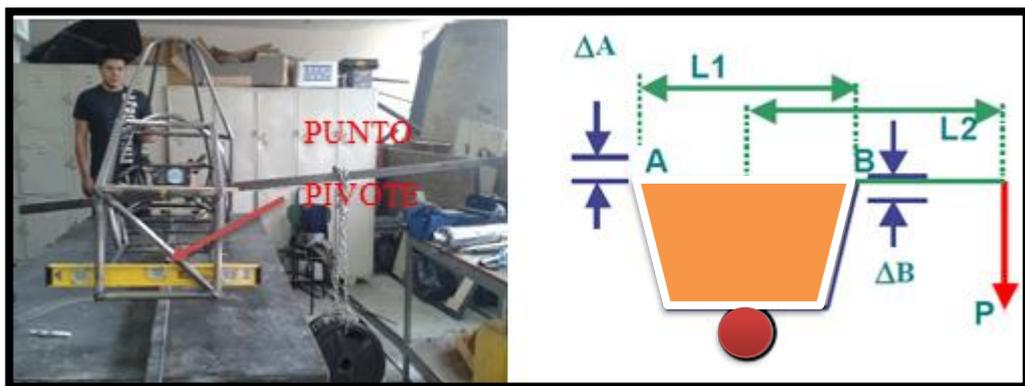


Figura 4. 32. Montaje para la prueba de torsión.

Fuente: Los autores.

Durante la prueba se utilizó un maza de 63.63 kg, en el extremo de la palanca con la cual se ejerce el par en la estructura, además se empleó un sensor giroscopio electrónico que poseen los teléfonos inteligentes para determinar el ángulo de partida y el provocado por la fuerza aplicada (figura 4.33).



Figura 4. 33. Masa y sensor giroscopio.

Fuente: Los autores.

La rigidez torsional se determinara mediante la ecuación (4.6):

$$k = \frac{T}{\theta}$$

$$k = \frac{P(L_1 + 2L_2)}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta_A + \Delta_B}{L_1}\right)} \quad (4.6)$$

Dónde:

L1=distancia entre los dos puntos fijos= 0.46 m

L2=distancia de la carga al centro de la estructura=0.72 m

θ= desplazamiento angular de la estructura = 0.4°

P= fuerza aplicada= 624.21 N

Remplazando los datos se tiene:

$$k = \frac{624.2103 \text{ N} (0.46\text{m} + 2L_2)}{0.4^\circ} = 2964.99 \frac{\text{Nm}}{\text{grado}}$$

Se compara este valor con el obtenido en la simulación cuyo valor es 3186 N*m/grado de deformación y se observa una disminución de 221.01 N*m/ grado esto se debe principalmente a la falta de instrumentos de precisión para poder realizar una medición correcta del ángulo de desplazamiento, por ende no se obtuvo un valor superior al calculado, ya que por el efecto de la soldadura utilizada mejora las propiedades del material de la estructura.

4.9 Prueba Destructiva del Bastidor

Se procedió a impactar la primera estructura simulada y construida con la finalidad de verificar su comportamiento durante un evento real con el simulado, además para verificar posibles fallas en los cordones de soldadura de la estructura.

En la figura 4.34 se puede observar que existen tres eventos definidos como son: el momento antes del impacto, durante el impacto y después del impacto, en la cual la estructura sufre una deformación permanente, similar a lo que ocurre durante la simulación de impacto Frontal **figura (3.19)** donde el elemento que se encuentra a compresión sufre una desviación por el esfuerzo al cual está sometido. La deformación permanente obtenida en la estructura puede ser a la mala repartición de peso en la estructura durante la prueba, la desviación que sufre la guía durante el descenso de la estructura y la forma en la cual impacta la mampara delantera contra el piso uno de los costados entra en contacto con este antes de asentarse completamente.



Figura 4. 34. Impacto frontal del chasis.

Fuente: Los autores

CONCLUSIONES

- El uso de las reglas alternativas del bastidor del reglamento formula SAE 2014 son exclusivamente para la utilización de materiales compuestos, las elevadas cargas y condiciones de frontera existentes en esta parte del reglamento son con el propósito de salvaguardar la vida del piloto, debido al comportamiento frágil de estos materiales cuyo punto de rotura está condicionado por la combinación de los compuestos químicos utilizados en la elaboración de las aleaciones.
- Se considera una distribución de masas homogénea que actúa en el chasis ya que de la posición de estas depende la ubicación del centro de gravedad del vehículo, es indispensable que este centro se encuentre lo más bajo posible, para garantizar su estabilidad y sobre todo evitar el vuelco en la prueba de inclinación.
- Para obtener una mayor rigidez torsional se trabajó con una triangulación que va desde la parte trasera hacia la delantera de la estructura, esto se debe a que en la parte trasera el motor y sus sistemas auxiliares mejoran su rigidez, mientras en la zona del piloto debido al espacio que este ocupa disminuye la resistencia a la torsión, por lo cual una óptima triangulación entre el arco antivuelco principal y el frontal es esencial para aumentar la rigidez de la estructura.
- Con el modelo base se obtiene una rigidez de torsional de $937,29 \text{ N m / grado de deformación}$ con una masa de 40.36 Kg, al probar con diferentes triangulaciones se alcanzó un aumento hasta los $3133,1 \text{ N m / grado de deformación}$ y una disminución en la masa de 3.48 Kg con un costo de fabricación de \$ 576.08 por lo tanto se ha logrado obtener un equilibrio entre la rigidez, peso y costo de la estructura.

- El uso de miembros de vigas para la simulación del chasis en el software ANSYS 14.5 permite obtener una aproximación de los esfuerzos que se producen en la estructura por los diferentes escenarios. La obtención de resultados reales se lograría al modelar la estructura como una superficie, pero su elaboración es compleja.
- El uso de la mampostería es esencial para evitar desviaciones excesivas al momento de soldar, además de mantener de manera precisa las uniones de los miembros estructurales.
- Para evitar que se produzcan tensiones internas en la estructura por la elevada temperatura en el nodo al momento de soldar, el cordón de soldadura se realiza por medio de puntos continuos.
- En el estudio de ergonomía se determinó que el piloto se encuentra cómodo cuando su tronco se inclina pasando los 90 grados ya que disminuye la presión en la columna y se reparte el peso a lo largo de su espalda, por lo que se optó por una inclinación de 45 grado que además de su comodidad permite obtener un centro de gravedad bajo, una inclinación mayor alargaría innecesariamente la estructura aumentando su peso, mientras que una inclinación menor provocaría que el vehículo sea inestable.
- El cambio de la forma del arco principal y frontal que sufre el chasis base en el diseño final permite una mejor distribución de esfuerzo a lo largo de este al ser curvos y no rectos, además el mayor esfuerzo se produce en los extremos del arco lo que facilita aliviarlo mediante una adecuada triangulación, siendo horizontal el máximo esfuerzo se produce en su centro y debido a la restricción que provoca la plantilla dificulta aliviarlo.

- La construcción del chasis base se lo realizo para determinar posibles fallas, verificar que el espacio que se dejó para los sistemas del vehículo sean adecuados, comparar los resultados entre un evento real y uno simulado, lo cual nos permitió obtener una idea clara de que correcciones son necesarias y en qué lugares se puede obtener una disminución de peso.
- En las simulaciones las zonas donde se obtienen los máximos esfuerzos son los nodos esto se debe a que el chasis es analizado por líneas mediante elementos de viga donde la unión de estos cuerpos es totalmente brusca provocando inflexiones y que los resultados no converjan en estas zonas.
- Las simulaciones de la estructura nos permiten determinar sus zonas más vulnerables, por lo que una correcta aplicaciones de cargas y restricciones en ella la hará más fiable, por el contrario si son inadecuadas estaremos dando una mayor resistencia como incremento de peso en zonas que no son necesarias.
- Se utilizó el mismo radio de curvatura tanto para el arco principal como frontal, con lo que el costo de fabricación disminuye al utilizar una sola matriz para realizar los dobleces.
- Es importante utilizar la arena sílice para el curvado de los arcos de seguridad, permite compactarla en su interior esto evita que el tubo se aplaste durante el proceso de doblado

RECOMENDACIONES

- Para disminuir el peso de la estructura y proporcionar una mayor comodidad al piloto se debería inclinar el arco principal antivuelco y el arco frontal antivuelco al máximo valor permitido por el reglamento, esto disminuiría la distancia entre los miembros que corresponden a la zona de impacto lateral, dándoles mayor resistencia al ser más cortos, además de los miembros inferiores de la zona de impacto lateral, el miembro que une la parte inferior al arco frontal antivuelco podrían ser utilizados como puntos de anclaje de los arneses de seguridad.
- Es necesario una comunicación y planificación entre los equipos del proyecto formula SAE esto permite avanzar de una manera rápida y eficiente además de evitar cambios constantes en cuanto al diseño y construcción de sus elementos provocando pérdidas de dinero, tiempo y recursos del presupuesto para la competición.
- Debido a la simetría que posee el chasis se recomienda utilizar las plantillas de bocas de pescado para los miembros opuestos, siendo necesario utilizar su lado reverso de lo contrario el elemento no calzara.
- El análisis de soldadura por tintas penetrantes da una idea de las imperfecciones existentes en el cordón de soldadura, una mala limpieza o poco tiempo de secado de los compuestos químicos provocaría errores a la hora de interpretar los resultados. El uso de rayos “X” o un análisis ultrasónico permitiría obtener resultados precisos en cuanto a fallas internas estructurales.
- Con respecto a la mampostería se recomienda un rediseño de los paneles para que estos sean reutilizables y con esto reducir el costo de fabricación.

- Para disminuir la cantidad de material de aporte en la soldadura de los nodos que influyen en el peso vehículo, esto se podría lograr mediante el corte con plasma o laser para obtener una mayor precisión en las uniones que al utilizar los cortes por sierra manual.

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

MARÍN, Juan, *Apuntes de Diseño de Maquinaria - 2 da. Edicion*, Editorial club universitario, San Vicente – España, 2008.

MCCORMICK, Ernest, *Factores humanos en ingeniería y diseño – 1ra. Edicion*, Editorial Marcombo, Mexico – Mexico, 1990.

VASQUEZ, Jose, *Analisis y diseño de piezas con CATIA V5 - 2 da. Edicion*, Editorial Marcombo, Barcelona – España, 2012.

RODRIGEZ, Pedro, *Manual de soldadura - 1 da. Edicion*, Editorial Alsina, Buenos Aires – Argentina, 2001.

Documentos Institucionales:

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, *Formula SAE rules 2014*,

INDURA S.A, *Manual de sistemas y materiales de soldadura*, Cuenca – Ecuador, 2007.

METAL ACTUAL, *Soldadura G.M.A.W - MIG/MAG*, Bogotá. – Colombia.

VENETOOL, *Manual de Soldadura*, Caracas – Venezuela.

ESAB, *Fundamentos de la soldadura por arco eléctrico*, Buenos Aires – Argentina, 2006.ç

Tesis, monografías o trabajos de investigación:

HERNADEZ, Ricardo, *Caracterización del acero utilizado en la carrocería con protección pasiva de los vehículos blindados panhard aml-90 del C.I.C.T.E*, Tesis ESPE facultad de Ingeniería Mecánica, Sangolquí, Diciembre 2013.

FERNANDEZ, Dione, *Soldadura de aceros complejos termogalvanizados*. UANL Tesis Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica división de estudios de posgrado. Nuevo León febrero de 2005.

MOLINA, Jorge, y TOVAR, Jose, *Diseño y construcción de un chasis tubular monoplaça tipo buggy para la participación de la espe en la fórmula automovilística universitaria*, Tesis ESPE facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz, Latacunga, Julio 2009.

Citas electrónicas:

Technical inspector's guide to the 2012 fsae rules.

<http://www.formulastudent.com/docs/scrutineering-docs/2012-tech-insp-review-part-3.pdf?sfvrsn=2>. (recuperado 23-08-2013/22H00)

National aeronautics and space administration.
http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm#_3.2_GENERAL_ANTHROPOMETRICS *msis.jsc.nasa.gov*. (recuperado 09-09-2013/12H30)

La fibra de carbono. <http://www.slideshare.net/DavidBuenoSaenz/fibra-de-carbono-15439377>.(recuperado 04-09-2013/09H30)

Densidad del acero 4130. http://www.ehowenespanol.com/densidad-del-acero-4130-info_227346/. (recuperado 08-10-2013/10H45)

Fuel Wasters. <http://www.fuelwasters.com/2011/01/formula-sae-diseno-de-un-chasis.html>. (recuperado 21-10-2013/09H00)

Aceros de alta resistencia para aplicaciones automotrice.
http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1020150556/1020150556_02.pdf. (recuperado 25-11-2013/21H14) .

Aplicaciones del acero. <http://www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe-sur/ensayodemateriales/aplicaci.htm>. (recuperado 01-12-2013/18H35)

Documentation and Resources. <http://fsaesim.com/documentation.html>. (recuperado 15-11-2013/19H45)

Catalogo de productos.
http://www.ternium.com.co/pdf/Soluciones_Ternium_Colombia.pdf.
(recuperado 05-12-2013/09H00)

Metodod de elementos finitos con solidwork simulation.
<http://grupocarman.com/blog/solidworks-simulation/>. (recuperado 03-01-2014/09H00)

El Acero. <http://www.tratar.com.co/descargas/acero.pdf?%20-%20zoom=81&statusbar=0&navpanes=0&messages=0>. (recuperado 04-01-2014/09H00)

ANEXOS

ANEXO I

ANEXO II

ANEXO 1: ESTRUCTURAS OCUPACIONALES Y PORCENTAJES DE INCREMENTO PARA LA REMUNERACIÓN MÍNIMA SECTORIAL				
COMISIÓN SECTORIAL No. 8 "METALMECÁNICA"				
RAMAS DE ACTIVIDAD ECONÓMICA:				
1.- INDUSTRIAS BÁSICAS DEL HIERRO, ACERO Y METALES NO FERROSOS				
2.- FABRICACIÓN DE MUEBLES Y ACCESORIOS METÁLICOS				
3.- FABRICACIÓN DE OTROS PRODUCTOS METÁLICOS (ENVASES, RECIPIENTES, UTENSILLOS DE USO DOMÉSTICO, PRODUCTOS DE TORNILLERÍA, CLAVOS,				
4.- TUERCAS ARTÍCULOS DE ALAMBRE), EXCEPTO MAQUINARIA Y EQUIPOS				
5.- FABRICACIÓN DE PRODUCTOS METÁLICOS ESTRUCTURALES				
CARGO / ACTIVIDAD	ESTRUCTURA OCUPACIONAL	COMENTARIOS / DETALLES DEL CARGO O ACTIVIDAD	CÓDIGO IESS	SALARIO MÍNIMO SECTORIAL 2014
JEFE DE PRIMER NIVEL DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B1	INCLUYE: JEFE DE MANTENIMIENTO, JEFE DE DISTRIBUCIÓN Y LOGÍSTICA, JEFE DE CONTROL DE CALIDAD, JEFE DE RECURSOS HUMANOS, JEFE DE PRODUCCIÓN, JEFE DE BODEGA, JEFE DE PLANTA, JEFE DE PROYECTO, JEFE DE VENTAS, JEFE DE COMPRAS	08100000000001	353,46
JEFE/COORDINADOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B2	INCLUYE: JEFE DE SECCIÓN, JEFE DE INSTALACIÓN, JEFE DE TALLER, JEFE DE ENDEREZADOR, JEFE DE MAESTRANZA, JEFE DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS; JEFE DE MATRICEROS INCLUYE RODILLOS Y CAJAS DE LAMINACIÓN, JEFE DE TALLERES DE REPETIDORES, JEFE DE MANTENIMIENTO MECÁNICO Y ELÉCTRICO	08042893000002	353,36
ANALISTA/ESPECIALISTA/INSPECTOR/SUPERVISOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B3	INCLUYE: SUPERVISOR DE PRODUCCIÓN, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO MECÁNICO, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO ELÉCTRICO, SUPERVISOR DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS, SUPERVISOR DE PATIOS Y MOVIMIENTO, SUPERVISOR DE ENDEREZADORA, SUPERVISOR DE BODEGA, SUPERVISOR DE ABASTECIMIENTO DE MATERIA PRIMA, INSPECTOR DE CONTROL DE CALIDAD, INSPECTOR DE PALANQUILLA, INSPECTOR MANTENIMIENTO ELÉCTRICO PREVENTIVO, INSPECTOR MANTENIMIENTO MECÁNICO PREVENTIVO	0830000000000003	353,23
TÉCNICOS DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C1	INCLUYE: OPERADOR OXICORTE DIGITAL, OPERADOR BAROLADORA DIGITAL, ELECTROMECAÁNICO, ELECTRÓNICO, OPERADOR DE CORTE DE HILO, OPERADOR DE MÁQUINAS DE ELECTROEROSIÓN, PREPARADOR DE COLORES, OPERADOR DE SECCIÓN, TORNERO, SOLDADOR ESPECIALIZADO, ELECTRICISTA ESPECIALIZADO, MECANICO ESPECIALIZADO, OPERADOR SENIOR	0820000000000006	353,12
OPERADOR GENERAL DE MAQUINARIA/EQUIPO DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C2	INCLUYE: OPERADOR JUNIOR, CERRAJERO	0820000000000005	352,89
ESMALTADOR Y ENLOZADOR DE UTENSILLOS DE USO DOMESTICO	C3		0804289900106	352,89
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	D2	INCLUYE: AYUDANTES EN GENERAL	0820000000000009	350,71
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA SIN EXPERIENCIA	E2	INCLUYE: AYUDANTES SIN EXPERIENCIA PREVIA	082000000000010	348,50

ANEXO III

Reglamento de Aplicación de la Ley de Régimen Tributario Interno

Art. 28.- Gastos generales deducibles

Bajo las condiciones descritas en el artículo precedente y siempre que no hubieren sido aplicados al costo de producción, son deducibles los gastos previstos por la Ley de Régimen Tributario Interno, en los términos señalados en ella y en este reglamento, tales como:

(...)

6. Depreciaciones de activos fijos.

c) En casos de obsolescencia, utilización intensiva, deterioro acelerado u otras razones debidamente justificadas, el respectivo Director Regional del Servicio de Rentas Internas podrá autorizar depreciaciones en porcentajes anuales mayores a los indicados, los que serán fijados en la resolución que dictará para el efecto. Para ello, tendrá en cuenta las Normas Ecuatorianas de Contabilidad y los parámetros técnicos de cada industria y del respectivo bien. Podrá considerarse la depreciación acelerada exclusivamente en el caso de bienes nuevos, y con una vida útil de al menos cinco años, por tanto, no procederá para el caso de bienes usados adquiridos por el contribuyente. Tampoco procederá depreciación acelerada en el caso de bienes que hayan ingresado al país bajo regímenes suspensivos de tributos, ni en aquellos activos utilizados por las empresas de construcción que apliquen para efectos de sus registros contables y declaración del impuesto el sistema de "obra terminada", previsto en la Ley de Régimen Tributario Interno.

Mediante este régimen, la depreciación no podrá exceder del doble de los porcentajes señalados en letra a).

(a) La depreciación de los activos fijos se realizará de acuerdo a la naturaleza de los bienes, a la duración de su vida útil y la técnica contable. Para que este gasto sea deducible, no podrá superar los siguientes porcentajes:

(I) Inmuebles (excepto terrenos), naves, aeronaves, barcasas y similares 5% anual.

(II) Instalaciones, maquinarias, equipos y muebles 10% anual.

(III) Vehículos, equipos de transporte y equipo caminero móvil 20% anual.

(IV) Equipos de cómputo y software 33% anual.

En caso de que los porcentajes establecidos como máximos en este Reglamento sean superiores a los calculados de acuerdo a la naturaleza de los bienes, a la duración de su vida útil o la técnica contable, se aplicarán estos últimos.

b) Cuando el contribuyente haya adquirido repuestos destinados exclusivamente al mantenimiento de un activo fijo podrá, a su criterio, cargar directamente al gasto el valor de cada repuesto utilizado o depreciar todos los repuestos adquiridos, al margen de su utilización efectiva, en función a la vida útil restante del activo fijo para el cual están destinados, pero nunca en menos de cinco años. Si el contribuyente vendiere tales repuestos, se registrará como ingreso gravable el valor de la venta y, como costo, el valor que faltare por depreciar. Una vez adoptado un sistema, el contribuyente solo podrá cambiarlo con la autorización previa del respectivo Director Regional del Servicio de Rentas Internas;

ANEXO IV

DIAGRAMA DE FLUJO DE LA CONSTRUCCION DEL CHASIS

