

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ

PROYECTO TÉCNICO:

**“DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL CHASIS PARA UN KART KF4 SEGÚN
LA NORMATIVA CIK/FIA”**

AUTOR:

PABLO ANDRÉS QUEZADA POMA

TUTOR:

ING. WILMER CONTRERAS, M.Sc.

CUENCA-ECUADOR

2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo, Pablo Andrés Quezada Poma con documento de identificación N° 1105606360 manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación: “DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL CHASIS PARA UN KART KF4 SEGÚN LA NORMATIVA CIK/FIA”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico Automotriz en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, mayo del 2018.



Pablo Andrés Quezada Poma

C.I: 1105606360

CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: “DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL CHASIS PARA UN KART KF4 SEGÚN LA NORMATIVA CIK/FIA”, realizado por Pablo Andrés Quezada Poma, obteniéndose el proyecto técnico que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, mayo del 2018.



Ing. Rafael Wilmer Contreras Urgilés, M.Sc.

C.I. 0104463328

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo, Pablo Andrés Quezada Poma con C.I. 1105606360 autor del trabajo de titulación “DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL CHASIS PARA UN KART KF4 SEGÚN LA NORMATIVA CIK/FIA” certifico que el total contenido del Proyecto Técnico es de mí exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, mayo del 2018.



Pablo Andrés Quezada Poma.

C.I: 1105606360

AGRADECIMIENTO

Primeramente quiero agradecerle a Dios por permitirme llegar hasta este punto y por ser hoy, mañana y siempre mi refugio de sabiduría, de paciencia y de valentía para enfrentar y superar cada obstáculo a lo largo de mi vida. También quiero darle gracias a Él por bendecirme con unos Padres ejemplares y maravillosos, Ellos han constituido un poderoso estímulo capaz de obligar mi pluma, disponer mi mente, ocupar mi tiempo y dedicar el mejor de mis esfuerzos en pro del logro de mis objetivos. En cada instante Ellos han velado por mi bienestar y educación, han depositado su entera confianza en mí durante cada reto que se me presentaba, sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Es por Ellos que soy lo que soy y he logrado lo que he logrado, y espero que algún día Dios me conceda la oportunidad de poder devolverles todo lo bueno que han hecho y han depositado en mí. De igual forma quiero agradecerle a Dios por cada uno de mis hermanos, porque siempre han sido mis compañeros inseparables de cada jornada y mi fuente de energía en momentos de decline y cansancio. Por último, y no menos importantes, quiero darles un fraterno agradecimiento a todas aquellas personas que de alguna u otra forma, son parte y han contribuido para la culminación de este proyecto; A todos Ustedes, infinitas gracias.

Pablo Andrés Quezada Poma

DEDICATORIA

A Dios;

Por forjar mi camino, protegerme de mis debilidades, amarme con mis defectos y darme soluciones en mis obstinaciones.

A mis padres;

Por darme tanto de todo y por darme todo de Ustedes, por ser el pilar fundamental en todo lo que soy, por todo su sacrificio y esfuerzo y por su incondicional apoyo perfectamente mantenido a través del tiempo.

A mis hermanos;

Por su apoyo, su comprensión, por haber fomentado en mí el deseo de superación, por compartir mis tristezas y mis alegrías, mis pequeñas victorias y dolorosos fracasos, por todo ello y por infinitas cosas más.

A mi director de tesis;

Ing. Wilmer Contreras, por su gran ayuda, por brindarme motivación para la culminación de mis estudios profesionales y por darme su supervisión en la realización de este proyecto.

A mis amigos;

Por compartir sus conocimientos, alegrías y tristezas y por haberme brindado su apoyo incondicional siempre y en cada momento.

Pablo Andrés Quezada Poma

RESUMEN

En el presente proyecto se expone el diseño, análisis y fabricación de un chasis de competición para un kart KF4 según la reglamentación de homologación impuesta por la comisión internacional de karting CIK/FIA.

En la primera fase del proyecto se realiza la recopilación de información bibliográfica referente a la normativa de homologación impuesta por la CIK/FIA y sobre conceptos generales para el diseño del chasis de un prototipo de karting.

En una segunda fase se realiza la conceptualización y el diseño base del chasis mediante la asistencia de un software CAD. También se determina las diferentes cargas estructurales estáticas y dinámicas a las que se encuentra sometida la estructura, las cuales permiten determinar cuáles son los puntos críticos del diseño, para centrar así los posteriores estudios estructurales en optimizar esos parámetros. Para concluir con la segunda fase, se estudia el comportamiento estructural del chasis mediante MEF con la asistencia de un software CAE.

En una tercera fase, se realiza la fabricación del chasis y puesta a punto del vehículo, mediante la aplicación de procesos de manufactura y de ingeniería, a fin de optimizar los costos de fabricación, tiempos y prestaciones.

Finalmente, en una cuarta fase se somete al chasis a diferentes pruebas dinámicas de pista, con el objetivo de comprobar que el prototipo es un modelo fiable y posee las características pre establecidas en la conceptualización del modelo.

ABSTRACT

In the present project the design, analysis and manufacture of a competition chassis for a kart KF4 is exposed following the homologation regulation imposed by the international karting commission CIK / FIA.

In the first phase of the project, the bibliographic information related to the homologation regulation imposed by the CIK / FIA and general concepts for the design of karting chassis is made.

In a second phase, the conceptualization and base design of the chassis is carried out with the assistance of CAD software. The different static and dynamic structural loads to which the structure is subjected are also determined, which allow to determine which are the critical points of the design, thus centering the subsequent structural studies in optimizing those parameters. To conclude this phase, the structural behavior of the chassis is studied through MEF with the assistance of CAE software.

In a third phase, the manufacture of the chassis and vehicle tuning is carried out, applying manufacturing and engineering processes, in order to optimize manufacturing costs, time and performance.

Finally, in a fourth phase, the chassis is subjected to different dynamic track tests, in order to verify that the prototype is a reliable model and has the pre-established characteristics in the conceptualization of the model.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CESIÓN DE DERECHOS	II
CERTIFICACIÓN	III
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD	IV
AGRADECIMIENTO	V
DEDICATORIA	VI
RESUMEN.....	VII
1. INTRODUCCIÓN	1
2. PROBLEMA	2
2.1. Antecedentes.....	3
2.2. Importancia y alcance.....	3
2.3. Delimitación	4
3. JUSTIFICACIÓN	4
4. OBJETIVOS	4
4.1. Objetivo general	4
4.2. Objetivos específicos.....	5
5. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	6
5.1. Historia del kartismo	6
5.2. El chasis.....	8
5.2.1. Evolución del chasis	9
5.2.2. Tipos de chasis.....	11
Chasis en escalera o en “H”	11
Chasis en columna o en “X”	12
Chasis tubular	12
Chasis monocasco.....	13
5.3. Chasis de karting para la categoría KF4.....	14
5.4. Normativa de regulación CIK/FIA	16
5.4.1. Categorías y grupos	16
Grupo KF	16
Grupo KZ.....	17
Grupo Súper Kart.....	18
5.4.2. Prescripciones generales.....	19
Modificaciones.....	19
Adición de material o partes	19

Acero magnético	19
Materiales compuestos.....	19
Condiciones generales de un kart	20
Descripción de las partes del chasis.....	20
Funciones que debe cumplir el chasis.....	20
Requerimientos del chasis	20
Pruebas magnéticas.....	21
Partes principales del chasis	21
Requerimientos de las partes principales.....	21
Diámetro del eje de transmisión	22
Croquis del marco y partes principales del chasis	23
Partes auxiliares del chasis	23
Requerimientos de las partes auxiliares.....	24
Dimensiones.....	24
Parachoques	24
Parachoques delantero	25
Parachoques laterales	26
Parachoques posterior	27
5.5. Conceptos generales para el diseño del chasis	28
5.5.1. Geometría direccional.....	28
Ángulo de caída	28
Ángulo de salida	30
Ángulo de avance.....	30
Convergencia y divergencia.....	31
5.5.2. Ergonomía del piloto	32
5.5.3. Fuerzas que intervienen en el chasis.....	35
Rigidez	35
Rigidez a flexión.....	36
Rigidez a torsión	37
6. DESARROLLO METODOLÓGICO	39
6.1. Proceso metodológico para el diseño del chasis.....	39
6.2. Caracterización de la necesidad.....	41
6.3. Sondeo preliminar	41
6.4. Plan de objetivos.....	41
6.5. Caracterización del desempeño	41
6.6. Ideación, análisis y selección	42

6.6.1.	Modelado de la estructura base del chasis.....	42
6.6.2.	Croquizado de la geometría básica del chasis	43
6.6.3.	Barrido y dimensionado de los miembros estructurales.....	45
6.6.4.	Recorte de uniones.....	47
6.6.5.	Estructura preliminar del chasis	48
6.6.6.	Modelado de los soportes para las manguetas.....	49
6.6.7.	Modelado de los soportes para el eje de transmisión	52
6.6.8.	Ensamble de los soportes al chasis	56
	Montaje de los soportes para el eje de transmisión	56
	Montaje de los soportes para las manguetas.....	57
6.6.9.	Vistas del chasis ensamblado	59
6.6.10.	Cálculos y consideraciones estáticas/dinámicas del chasis	60
	Localización del centro de gravedad.....	60
	Transferencia de pesos.....	74
	Transferencia longitudinal del peso	75
	Transferencia longitudinal estática	80
	Transferencia longitudinal en aceleración	81
	Transferencia longitudinal en desaceleración	86
	Transferencia lateral del peso.....	88
	Transferencia lateral estática en el eje delantero.....	92
	Transferencia lateral estática en el eje posterior	93
	Transferencia lateral dinámica en el eje delantero.....	94
	Transferencia lateral dinámica en el eje posterior.....	103
	Estabilidad del vehículo (Tilt Test).....	106
6.6.11.	Análisis estructural del chasis mediante FEA	108
	Selección del material.....	110
	Refinamiento y convergencia del mallado.....	110
	Estudio de rigidez torsional	113
	Estudio de la rigidez en aceleración.....	117
	Estudio de la rigidez en desaceleración	119
	Estudio de la rigidez en aceleración lateral	122
	Análisis de colisión frontal	127
	Análisis de colisión lateral.....	130
6.7.	Diseño detallado	135
6.7.1.	Planos constructivos del chasis.....	135
6.7.2.	Diámetro y espesores de tubos	135

6.7.3.	Planos constructivos de los soportes para las manguetas	135
6.7.4.	Planos constructivos de los soportes para eje de transmisión	135
6.7.5.	Costos de fabricación.....	135
6.8.	Creación de prototipos y pruebas	137
6.8.1.	Consideraciones generales para la fabricación del chasis	137
6.8.2.	Secuencia de procesos para la construcción del chasis	137
6.8.3.	Matriz para el armado del chasis	139
6.8.4.	Procesos de corte	141
	Corte por plasma	141
	Corte por agua a presión	142
	Corte por laser.....	142
	Corte por procesos de arranque de viruta	143
6.8.5.	Proceso de doblado en frío	144
6.8.6.	Preparación de uniones.....	150
6.8.7.	Armado del chasis en la matriz.....	153
6.8.8.	Proceso de soldadura	154
	Soldadura MIG/MAG	155
	Máquina de soldado “Millermatic 252”	157
	Parámetros de soldadura	158
	Parámetros de soldeo	161
	Punteado y solado de uniones	163
6.8.9.	Fabricación de soportes	167
	Construcción de los soportes para las manguetas	167
	Construcción de los soportes para el eje de transmisión.....	169
	Construcción de anclajes universales	170
6.8.10.	Ensayos de soldadura.....	171
	Ensayos no destructivos de soldadura	171
	Ensayo visual (VT)	172
	Ensayos con líquidos penetrantes (PT)	173
6.8.11.	Proceso de acabado superficial.....	175
6.8.12.	Puesta a punto y Set-up del vehículo.....	176
	Ensamble del prototipo	176
	Calibraciones y reglajes (Set-up).....	189
	Ajuste del ancho de vía delantero	189
	Ajuste del ancho de vía posterior	190
	Ajuste de los ángulos direccionales	191

Ajuste de la transmisión.....	191
Ajuste del sistema de freno y aceleración	193
Graduación del asiento.....	195
Ajuste de la presión de los neumáticos	196
Ajuste del carenado y pontones.....	197
6.8.13. Verificación de la distribución de pesos real del kart.....	198
6.8.14. Pruebas dinámicas de pista.....	199
7. ANÁLISIS DE RESULTADOS	204
8. CONCLUSIONES	208
9. RECOMENDACIONES	210
10. BIBLIOGRAFÍA	211
11. ANEXOS	214

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 5.1 Primer Kart fabricado</i>	6
<i>Figura 5.2 Copa de las Naciones Europeas</i>	7
<i>Figura 5.3 Chasis tipo escalera o en H</i>	11
<i>Figura 5.4 Chasis en X</i>	12
<i>Figura 5.5 Chasis Tubular</i>	13
<i>Figura 5.6 Chasis monocasco</i>	14
<i>Figura 5.7 Modelos de chasis de la marca Birel, OTK y CRG</i>	15
<i>Figura 5.8 Kart KF4, modelo CRG</i>	17
<i>Figura 5.9 Kart con marchas KZ, modelo FK</i>	18
<i>Figura 5.10 Súper Kart</i>	18
<i>Figura 5.11 Partes principales del chasis</i>	23
<i>Figura 5.12 Medidas reglamentarias para parachoques</i>	25
<i>Figura 5.13 Medidas reglamentarias para el parachoques posterior</i>	27
<i>Figura 5.14 Ángulo de caída</i>	29
<i>Figura 5.15 Ángulo de caída positivo y negativo</i>	29
<i>Figura 5.16 Ángulo de salida</i>	30
<i>Figura 5.17 Ángulo de avance</i>	31
<i>Figura 5.18 Convergencia y divergencia</i>	31
<i>Figura 5.19 Distancias de posicionamiento para el asiento de un kart</i>	33
<i>Figura 5.20 Posición de las manos en el volante de un kart</i>	33
<i>Figura 5.21 Altura de las manos</i>	34
<i>Figura 5.22 Posición de conducción con las extremidades semiflexionadas</i>	34
<i>Figura 5.23 Flexión mecánica</i>	36
<i>Figura 5.24 Torsión de un chasis para la competencia FSAE</i>	37
<i>Figura 6.1 Flujograma del proceso de diseño</i>	40
<i>Figura 6.2 Archivo nuevo, Pieza</i>	43
<i>Figura 6.3 Croquis de líneas referencia</i>	43
<i>Figura 6.4 Croquis de líneas de referencia para la parte delantera</i>	44
<i>Figura 6.5 Unión de los puntos y líneas de referencia</i>	44
<i>Figura 6.6 Barrido de miembros estructurales</i>	45
<i>Figura 6.7 Dimensiones de los tubos de la estructura principal</i>	45
<i>Figura 6.8 Dimensiones de las barras soportes para la columna de dirección</i>	46
<i>Figura 6.9 Dimensiones de los tubos para el parachoques delantero</i>	46
<i>Figura 6.10 Unión de tubos con imperfecciones</i>	47

<i>Figura 6.11 Selección del miembro estructural a recortar con su límite</i>	47
<i>Figura 6.12 Unión recortada.....</i>	48
<i>Figura 6.13 Modelo preliminar del chasis</i>	49
<i>Figura 6.14 Croquizado de la geometría de los soportes para las manguetas</i>	50
<i>Figura 6.15 Extrucción del croquis de los soportes para las manguetas.....</i>	50
<i>Figura 6.16 Croquis en el ancho del patín</i>	51
<i>Figura 6.17 Corte de la superficie</i>	51
<i>Figura 6.18 Taladrado de agujero.....</i>	52
<i>Figura 6.19 Modelo de los soportes para las manguetas.....</i>	52
<i>Figura 6.20 Croquis de los soportes para el eje de transmisión.....</i>	53
<i>Figura 6.21 Extrucción del croquis de los soportes para el eje de transmisión</i>	53
<i>Figura 6.22 Croquis en el ancho del patín</i>	54
<i>Figura 6.23 Corte del croquis.....</i>	54
<i>Figura 6.24 Croquizado y perforado de agujeros</i>	55
<i>Figura 6.25 Croquizado y perforado del orificio central</i>	55
<i>Figura 6.26 Modelo base de los soportes del eje posterior.....</i>	56
<i>Figura 6.27 Relación de posición (Concéntrica).....</i>	57
<i>Figura 6.28 Relación de posición (Paralelo)</i>	57
<i>Figura 6.29 Ensamble de los soportes de las manguetas al chasis.....</i>	58
<i>Figura 6.30 Ángulo de avance</i>	58
<i>Figura 6.31 Ángulo de salida</i>	58
<i>Figura 6.32 Vista lateral del chasis.....</i>	59
<i>Figura 6.33 Vista frontal del chasis.....</i>	59
<i>Figura 6.34 Vista en perspectiva del chasis</i>	59
<i>Figura 6.35 Ubicación ideal del centro de gravedad en un vehículo.....</i>	60
<i>Figura 6.36 Modelado y ubicación del centro de gravedad del motor</i>	62
<i>Figura 6.37 Modelado y ubicación del centro de gravedad del eje</i>	62
<i>Figura 6.38 Modelado y ubicación del centro de gravedad del asiento</i>	63
<i>Figura 6.39 Modelado y ubicación del centro de gravedad del chasis</i>	63
<i>Figura 6.40 Modelado y ubicación del centro de gravedad de la bandeja</i>	64
<i>Figura 6.41 Modelado y ubicación del centro de gravedad de las manguetas</i>	64
<i>Figura 6.42 Modelado y ubicación del centro de gravedad de aro-neumático.....</i>	65
<i>Figura 6.43 Modelado y ubicación del centro de gravedad del bumper.....</i>	65
<i>Figura 6.44 Modelado y ubicación del centro de gravedad del babero.....</i>	66
<i>Figura 6.45 Modelado y ubicación del centro de gravedad de los pontones</i>	66
<i>Figura 6.46 Modelado y ubicación del centro de gravedad de la columna</i>	67

<i>Figura 6.47 Modelado y ubicación del centro de gravedad del volante</i>	67
<i>Figura 6.48 Modelado y ubicación del centro de gravedad de las manzanas</i>	68
<i>Figura 6.49 Modelado y ubicación del centro de gravedad de la catalina</i>	68
<i>Figura 6.50 Modelado y ubicación del centro de gravedad del piloto.....</i>	69
<i>Figura 6.51 Centro de gravedad del kart</i>	69
<i>Figura 6.52 Centro de gravedad del kart</i>	70
<i>Figura 6.53 Centro de gravedad del kart</i>	70
<i>Figura 6.54 Centro de gravedad del kart</i>	71
<i>Figura 6.55 Centro de gravedad del kart</i>	71
<i>Figura 6.56 Centro de gravedad del kart</i>	72
<i>Figura 6.57 Centro de gravedad del kart</i>	72
<i>Figura 6.58 Coordenadas transversales del centro de gravedad del kart</i>	73
<i>Figura 6.59 Coordenadas longitudinales del centro de gravedad del kart</i>	73
<i>Figura 6.60 Diagrama bidimensional del kart para transferencia longitudinal</i>	76
<i>Figura 6.61 Fuerza y momentum de inercia en aceleración</i>	82
<i>Figura 6.62 Fuerza y momentum de inercia en desaceleración</i>	86
<i>Figura 6.63 Diagrama bidimensional del kart para transferencia lateral.....</i>	88
<i>Figura 6.64 Fuerza y momentum de inercia para transferencias laterales</i>	95
<i>Figura 6.65 Fuerzas en una aceleración circular sin peralte</i>	96
<i>Figura 6.66 Fuerzas en una aceleración circular con peralte</i>	98
<i>Figura 6.67 Prueba de Skidpad</i>	99
<i>Figura 6.68 Diagrama bidimensional para la prueba de inclinación.....</i>	107
<i>Figura 6.69 Flujograma para FEA.....</i>	109
<i>Figura 6.70 Calidad de malla burda</i>	110
<i>Figura 6.71 Calidad de los elementos del mallado burdo.....</i>	111
<i>Figura 6.72 Refinamiento de la malla</i>	111
<i>Figura 6.73 Convergencia del mallado</i>	112
<i>Figura 6.74 Calidad de la malla seleccionada.....</i>	113
<i>Figura 6.75 Calidad de los elementos de la malla seleccionada</i>	113
<i>Figura 6.76 Distancia de aplicación de las fuerzas del par torsor</i>	114
<i>Figura 6.77 Condiciones de frontera para torsión.....</i>	114
<i>Figura 6.78 Resultados de deformación en torsión.....</i>	115
<i>Figura 6.79 Resultados de esfuerzos en torsión</i>	115
<i>Figura 6.80 Esfuerzo máximo en torsión.....</i>	116
<i>Figura 6.81 Resultados del factor de seguridad en torsión.....</i>	116
<i>Figura 6.82 Condiciones de frontera para aceleración</i>	117

<i>Figura 6.83 Resultados de deformación para aceleración.....</i>	118
<i>Figura 6.84 Resultados de esfuerzos para aceleración.....</i>	118
<i>Figura 6.85 Esfuerzo máximo en aceleración</i>	119
<i>Figura 6.86 Resultados del factor de seguridad en aceleración</i>	119
<i>Figura 6.87 Condiciones de frontera para desaceleración.....</i>	120
<i>Figura 6.88 Resultados de deformaciones en desaceleración.....</i>	120
<i>Figura 6.89 Resultados de esfuerzos en desaceleración</i>	121
<i>Figura 6.90 Esfuerzo máximo en desaceleración</i>	121
<i>Figura 6.91 Factor de seguridad en desaceleración.....</i>	121
<i>Figura 6.92 Condiciones de frontera para aceleración lateral a la derecha.....</i>	122
<i>Figura 6.93 Resultados de deformaciones para aceleración lateral a la derecha..</i>	123
<i>Figura 6.94 Resultados de esfuerzos para aceleración lateral a la derecha</i>	123
<i>Figura 6.95 Esfuerzo máximo para aceleración lateral a la derecha.....</i>	124
<i>Figura 6.96 Factor de seguridad para aceleración lateral a la derecha</i>	124
<i>Figura 6.97 Condiciones de frontera para aceleración lateral a la izquierda</i>	125
<i>Figura 6.98 Resultados de deformación para aceleración lateral a la izquierda ..</i>	125
<i>Figura 6.99 Resultados de esfuerzos para aceleración lateral a la izquierda</i>	126
<i>Figura 6.100 Esfuerzo máximo para aceleración lateral a la izquierda</i>	126
<i>Figura 6.101 Factor de seguridad para aceleración lateral a la izquierda</i>	127
<i>Figura 6.102 Condiciones de frontera para una colisión frontal.....</i>	128
<i>Figura 6.103 Resultados de deformaciones en colisión frontal</i>	128
<i>Figura 6.104 Resultados de esfuerzos en colisión frontal</i>	129
<i>Figura 6.105 Esfuerzo máximo en colisión frontal.....</i>	129
<i>Figura 6.106 Condiciones de frontera para impacto lateral izquierdo.....</i>	130
<i>Figura 6.107 Resultados de deformaciones para impacto lateral izquierdo</i>	131
<i>Figura 6.108 Resultados de esfuerzos para impacto lateral izquierdo</i>	131
<i>Figura 6.109 Esfuerzo máximo para impacto lateral izquierdo.....</i>	132
<i>Figura 6.110 Condiciones de frontera para impacto lateral derecho.....</i>	133
<i>Figura 6.111 Resultados de deformaciones para impacto lateral derecho.....</i>	133
<i>Figura 6.112 Resultados de esfuerzos para impacto lateral derecho</i>	134
<i>Figura 6.113 Esfuerzo máximo para impacto lateral derecho</i>	134
<i>Figura 6.114 Flujograma para el proceso de construcción</i>	138
<i>Figura 6.115 Diseño de la matriz en función de la geometría del chasis</i>	139
<i>Figura 6.116 Matriz para el armado del chasis</i>	140
<i>Figura 6.117 Matriz metálica para el armado de un chasis modelo EKR</i>	140
<i>Figura 6.118 Máquina de corte por disco Marca “DeWalt”</i>	144

<i>Figura 6.119 Corte de tubos</i>	144
<i>Figura 6.120 Método de Curvado.....</i>	145
<i>Figura 6.121 Doblez con un diámetro no constante.....</i>	146
<i>Figura 6.122 Superficie interna arrugada.....</i>	146
<i>Figura 6.123 Planos del chasis en vista superior.....</i>	147
<i>Figura 6.124 Llenado de los tubos con arena sílice.....</i>	148
<i>Figura 6.125 Tensiones generadas durante el proceso de curvado</i>	148
<i>Figura 6.126 Máquina hidráulica de doblado modelo “Huth Benders”</i>	149
<i>Figura 6.127 Doblez final.....</i>	149
<i>Figura 6.128 Nodo de unión soldada</i>	150
<i>Figura 6.129 Plantillas de las muescas</i>	151
<i>Figura 6.130 (a) Colocación de las plantillas; (b) Marcado de plantillas</i>	151
<i>Figura 6.131 Corte de muescas</i>	152
<i>Figura 6.132 (a) Esmeril; (b) Union tipo boca de pescado.....</i>	153
<i>Figura 6.133 Armado del chasis en la matriz.....</i>	154
<i>Figura 6.134 Sistema de soldadura GMAW</i>	156
<i>Figura 6.135 Soldadora GMAW “Millermatic 252”.....</i>	157
<i>Figura 6.136 Longitud de arco</i>	159
<i>Figura 6.137 Punto de soldadura</i>	164
<i>Figura 6.138 Primer punto de suelda.....</i>	165
<i>Figura 6.139 Segundo punto de suelda.....</i>	165
<i>Figura 6.140 Desplazamiento de soldeo en una perfil circular</i>	166
<i>Figura 6.141 Desplazamiento de soldeo en tramos de 180 grados.....</i>	166
<i>Figura 6.142 Cordón final de soldadura</i>	167
<i>Figura 6.143 Doblado en borde de una chapa metálica</i>	167
<i>Figura 6.144 Soporte “C” de las manguetas</i>	168
<i>Figura 6.145 Soporte de manguetas soldado al chasis</i>	169
<i>Figura 6.146 Soportes de los porta rodamientos del eje de transmisión</i>	169
<i>Figura 6.147 Cordón de soldadura de los soportes para el eje de transmisión.....</i>	170
<i>Figura 6.148 Anclajes universales para la bandeja de protección</i>	171
<i>Figura 6.149 Cordón de soldadura sin imperfecciones visuales.....</i>	172
<i>Figura 6.150 Kit de líquidos penetrantes no fluorescentes</i>	173
<i>Figura 6.151 Chasis KF4.....</i>	175
<i>Figura 6.152 Montaje de porta rodamientos al chasis.....</i>	176
<i>Figura 6.153 Montaje del eje-catalina-disco de freno al chasis</i>	177
<i>Figura 6.154 Montaje de manzanas al eje.....</i>	177

<i>Figura 6.155 Montaje de la mordaza de freno al chasis</i>	178
<i>Figura 6.156 Montaje de la unidad de potencia al chasis</i>	178
<i>Figura 6.157 Montaje del sistema de transmisión</i>	179
<i>Figura 6.158 Montaje de la columna de dirección</i>	179
<i>Figura 6.159 Montaje del volante</i>	180
<i>Figura 6.160 Montaje de las bieletas de dirección</i>	180
<i>Figura 6.161 Montaje de las manguetas</i>	181
<i>Figura 6.162 Montaje de las bieletas a las manguetas</i>	181
<i>Figura 6.163 Montaje de la bandeja de protección</i>	182
<i>Figura 6.164 Montaje del pedal del acelerador</i>	182
<i>Figura 6.165 Montaje del pedal de freno</i>	183
<i>Figura 6.166 Montaje de los neumáticos posteriores</i>	183
<i>Figura 6.167 Montaje de los neumáticos delanteros</i>	184
<i>Figura 6.168 Montaje del asiento</i>	184
<i>Figura 6.169 Montaje del parachoques posterior</i>	185
<i>Figura 6.170 Montaje de los parachoques laterales</i>	185
<i>Figura 6.171 Montaje del parachoques frontal</i>	186
<i>Figura 6.172 Montaje del carenado frontal</i>	186
<i>Figura 6.173 Montaje de los pontones laterales</i>	187
<i>Figura 6.174 Prototipo ensamblado</i>	187
<i>Figura 6.175 Prototipo ensamblado</i>	188
<i>Figura 6.176 Prototipo ensamblado</i>	188
<i>Figura 6.177 Arandelas espaciadoras</i>	189
<i>Figura 6.178 Reglaje de la trocha posterior</i>	190
<i>Figura 6.179 Medición del ancho de vía posterior</i>	190
<i>Figura 6.180 Calibración de los ángulos de la dirección mediante laser</i>	191
<i>Figura 6.181 Relación de transmisión (Piñón-Corona)</i>	192
<i>Figura 6.182 Alineación del piñón con la corona</i>	192
<i>Figura 6.183 Holgura de la cadena</i>	193
<i>Figura 6.184 Calibración del recorrido de los pedales</i>	193
<i>Figura 6.185 Ajuste de la tensión de los cables</i>	194
<i>Figura 6.186 Centrado del disco de freno</i>	194
<i>Figura 6.187 Graduación de la distancia frontal derecha del asiento</i>	195
<i>Figura 6.188 Graduación de la distancia frontal izquierda del asiento</i>	195
<i>Figura 6.189 Graduación de la inclinación del asiento</i>	196
<i>Figura 6.190 Medición de la presión de inflado de los neumáticos</i>	197

<i>Figura 6.191 Ajuste de la altura de los pontones laterales</i>	197
<i>Figura 6.192 Ajuste de la altura del pontón frontal</i>	197
<i>Figura 6.193 Colocación del vehículo en las balanzas</i>	198
<i>Figura 6.194 Distribución del peso del vehículo sin piloto</i>	199
<i>Figura 6.195 Distribución del peso del vehículo con piloto</i>	199
<i>Figura 6.196 Kartódromo dos hemisferios, Quito</i>	200
<i>Figura 6.197 Pruebas dinámicas de pista</i>	201
<i>Figura 6.198 Pruebas dinámicas de pista</i>	203
<i>Figura 6.199 Record de tiempo por vuelta</i>	203
<i>Figura 7.1 Distribución de pesos real y teórica</i>	207

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 5.1 Estructura química del acero 4130</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 5.2. Espesor mínimo de pared para el eje de transmisión.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabla 5.3 Dimensiones reglamentarias para la categoría KF4</i>	<i>24</i>
<i>Tabla 6.1 Coordenadas del centro de gravedad del kart.....</i>	<i>74</i>
<i>Tabla 6.2 Coeficientes de fricción para varios tipos de terrenos.....</i>	<i>83</i>
<i>Tabla 6.3 Variables para el cálculo de la transferencia en aceleración.....</i>	<i>85</i>
<i>Tabla 6.4 Variables para el cálculo de la transferencia en desaceleración</i>	<i>87</i>
<i>Tabla 6.5 Variables para el cálculo de la transferencia lateral delantera</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 6.6 Variables para el cálculo de la transferencia lateral posterior</i>	<i>104</i>
<i>Tabla 6.7 Propiedades mecánicas del acero ASTM-A36.....</i>	<i>110</i>
<i>Tabla 6.8 Costos de la materia prima.....</i>	<i>136</i>
<i>Tabla 6.9 Características técnicas “Millermatic 252”</i>	<i>158</i>
<i>Tabla 6.10 Desplazamientos de soldeo.....</i>	<i>162</i>
<i>Tabla 6.11 Movimientos de la pistola.....</i>	<i>163</i>

1. INTRODUCCIÓN

Un Kart KF4 es un vehículo pequeño y ligero sin suspensión de cuatro ruedas no alineadas que están montadas sobre un chasis el cual es modificado en función a las exigencias de una competencia. Existen diferentes áreas en las que se pueden realizar modificaciones importantes al momento de caracterizar el chasis de un karting y distintas formas de evaluar el alcance de las mismas, por ejemplo, en el año 2006 en la universidad Calabria de Italia una investigación propone analizar diferentes tipos de estructuras tubulares, caracterizadas por una tasa específica de deformación, y que se somete a una metodología compuesta de procesos numéricos de modelado geométrico, análisis estructural y dinámico; el resultado de estos análisis permitió construir un modelo matemático FEM preciso que, una vez validado, ha demostrado una capacidad excelente para reproducir el comportamiento estructural del chasis (Muzzupappa, Matrangolo, & Vena, 2006). Otro aspecto utilizado para lograr resultados diferentes en la construcción del chasis para un kart es modificar los materiales que se utilizan para su construcción, así lo demuestra una publicación del 2007 realizada por Biancolini, Cerrullo y Reccia; quienes utilizan revestimientos de carbono y núcleo nido de abeja de aluminio como alternativa al metal tradicional usado en el chasis. Los resultados muestran que se puede obtener valores similares de rigidez torsional y margen de seguridad de la fuerza al optimizar la laminación de las capas de carbono (Biancolini, Cerullo, & Reccia).

Por otro lado, en el año 2016 se propuso una innovación que aumenta el factor de seguridad al diseñar un casquillo el cual es colocado en el parachoques delantero del chasis: Una prueba de colisión valora el aporte de esta alteración realizada al diseño original, puesto que el parachoques absorbe el 20 % de la energía de impacto total y

el 80 % restante de la energía se transfiere al casquillo (Padhi, Joshi, Hitesh, & Rakesh, 2016).

Un parámetro poco considerado a la hora de diseñar la estructura de estos vehículos de competencia es el confort que pueden llegar a ofrecer a la persona que los conduce, por lo general el criterio más trascendental para realizar innovaciones ha sido el de mejorar la dinámica del vehículo durante las competencias; Al considerar esta realidad en el año 2015 investigadores del Instituto Politécnico Azlan Shah de Malasia, publican un estudio que se centra en el diseño de la estructura del chasis de un Go-kart, para ello aplican el método de Análisis de Elementos Finitos (AEF) en conjunto con un Análisis Modal Experimental (AME), para establecer la frecuencia natural que garantiza la comodidad y salud del piloto durante las competencias (Marzuki, Bakar, & Azmi, 2015). La metodología planteada a través de FEM y CAE, facilitan la construcción de este tipo de vehículos, sin la necesidad de disponer de tecnología avanzada y materiales de alta gama, obteniéndose los parámetros deseados, y un kart de competencias eficiente a bajo costo, funcional y ergonómico para el conductor.

2. PROBLEMA

El diseño y fabricación de chasis para competencias de karting no ha presentado un desarrollo significativo a lo largo del tiempo en el país, y las pocas investigaciones que se han realizado por parte de instituciones educativas y organismos particulares referentes a esta temática, se han llevado a cabo sin realizar estudios minuciosos o empíricamente, es decir, sin respetar parámetros de diseño, normativas de homologación, sin analizar estructuralmente el chasis a través de procesos CAE que permitan entender el comportamiento mecánico y dinámico que presenta como

respuesta ante distintos entornos, de igual forma se han desarrollado sin ejecutar procesos técnicos de corte y soldadura, que sumado a la aplicación de incorrectos procesos de manufactura, no logran garantizar la resistencia y fiabilidad de las piezas fabricadas.

2.1. Antecedentes

En el año 2017 la Universidad Politécnica Salesiana en conjunto con la carrera de Ingeniería Automotriz organizó y participó en diferentes eventos automovilísticos relacionados con el kartismo: Referente a este marco, en el mes de Febrero la carrera desarrolla la “Feria de proyectos y exposición de Go-Karts”, evento que reflejo un alto nivel de conocimientos respecto al diseño mecánico de sistemas y prototipos tubulares de karts. En el mes de Septiembre del mismo año la carrera de “IMA” decide participar en la primera “Copa Interuniversitaria de Karting” con dos prototipos diseñados y evaluados en su totalidad en los laboratorios de la Universidad, obteniendo excelentes resultados. Debido a la masiva presencia de campeonatos de karting y al interés de la carrera de Ingeniería Automotriz en participar en estos eventos, nace la necesidad de desarrollar un chasis de buenas características que cumpla con todas las exigencias reglamentarias de una normativa internacional.

2.2. Importancia y alcance

El área de la competición automovilística es una plataforma de visualización que permite la promoción de la Universidad de una manera más global y generar una atracción hacia el estudio de la carrera de Ingeniería Automotriz, por lo que a través de la creación de un vehículo de karting se pretende que el estudiante tenga un roce

social y académico en el campo de la competición automovilística y pueda realizar emprendimientos e investigaciones dentro de esta área.

2.3. Delimitación

La principal delimitación que se tiene para el desarrollo del proyecto, es la variedad de materiales disponibles en el medio. La industria mercantil del país dispone de una contada gama de materiales estructurales, lo que conduce a buscar varias alternativas como la de importar materiales lo cual representa un alto gasto económico y requiere de una espera alta de tiempo.

3. JUSTIFICACIÓN

Con esta investigación se pretende obtener un chasis que cumpla con las exigencias y normativas de homologación CIK/FIA, que sea un prototipo funcional y fiable sobre el cual se pueda acumular experiencia referente al diseño mecánico automotriz, procesos de manufactura y técnicas de soldadura. A más de lo mencionado, el desarrollo de un prototipo fabricado en los laboratorios de la Universidad, permite a los estudiantes y docentes realizar diferentes pruebas dinámicas de pista, así pues se refuerza los conocimientos teóricos impartidos en clases en lo que respecta a la calibración y puesta a punto de un vehículo, de esta forma aporta a su desarrollo integral y competitivo, a su vez el contar con investigaciones de este tipo permite potencialmente lograr la industrialización de un vehículo de karting nacional, lo que contribuye al desarrollo tecnológico e industrial del país.

4. OBJETIVOS

4.1. Objetivo general

Diseñar y fabricar el chasis de un kart de la categoría KF4 según la reglamentación de la Comisión Internacional de Karting CIK/FIA, para su verificación de funcionalidad a través de pruebas dinámicas en pista.

4.2. Objetivos específicos

- Realizar una investigación teórico - científica sobre chasis para karts de la categoría KF4 en revistas, libros, artículos científicos y tesis, a fin de tener conceptos estrictamente fundamentados a la hora de ejecutar la fase de diseño del chasis.
- Diseñar el chasis con la asistencia de un software CAD y analizar su comportamiento estructural mediante elementos finitos (FEA), para su validación de resistencia estructural.
- Efectuar el proceso de fabricación del chasis y puesta a punto del vehículo, mediante la aplicación de procesos de manufactura e ingeniería, para la optimización de costos, tiempos y prestaciones.
- Comprobación del funcionamiento del chasis a través de pruebas dinámicas en pista, para su validación de fiabilidad.

5. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

5.1. Historia del Kartismo

El primer kart fue creado en California (EE.UU.) por Art Ingels y Lou Borelli en agosto de 1956 (ver Figura 5.1). Era un vehículo pequeño sin carrocería accionado por un motor West Bend de una cortadora de césped, el chasis fue fabricado con tubos de calefacción y los neumáticos eran del tren de aterrizaje de un avión en desuso. Inicialmente estos vehículos eran máquinas muy rudimentarias cuyas velocidades no llegaban a superar los 50 Km/h (CIKFIA, 2018).



Figura 5.1 Primer Kart fabricado

Fuente: (CIKFIA, 2018)

En marzo de 1957, Livingstone, Desbrow y Bill Rowles deciden empezar a comercializar este tipo de vehículos, y crean la primera compañía de producción de karts. El fenómeno “Karting” toma fuerza rápidamente y empieza a desarrollarse a

nivel nacional en todo el territorio Estadounidense gracias a publicaciones de revistas como "Rod & Custom" y "Hot Rod Magazine" (CIKFIA, 2018).

Con el objetivo de no infringir las leyes estatales del país y tras ver aparecer varios tipos de karts, algunos entusiastas dirigidos por Don Boberick y Marvin Patchen deciden crear un organismo oficial para regular las actividades de karting e implementar reglamentos deportivos y técnicos, lo denominaron "Go Kart Club de America" (GKCA). Algunas partes de los reglamentos técnicos establecidos por esta organización permanecen sin cambios hasta la actualidad, tal es el caso de las dimensiones del ancho de vía, el cual debe ser al menos dos tercios de la distancia entre ejes (CIKFIA, 2018).

En el año 1962 la FIA (Federación Internacional del Automóvil) crea la CIK (Comisión Internacional de Karting) en dos etapas, la primera que tiene sus inicios en el mes de marzo, cuyo propósito es la de plantear una comisión provisional bajo la dirección del Sr. Peyerhimoff. La segunda etapa comprende una asamblea conformada por 12 naciones y está presidido por el francés Jean-Marie Balestre. La CIK en aquel tiempo se compromete a definir las reglamentaciones técnicas, lleva a cabo la homologación de los motores de 100 cc y crea dos categorías: Una categoría llamada "deportiva" y una categoría denominada "Racing", para lo cual los motores deben ser homologados pero pueden ser ajustados. En noviembre del mismo año se organizó una Copa de las Naciones Europeas en París (Francia) la cual ganó Gran Bretaña (ver Figura 5.2) (CIKFIA, 2018).



Figura 5.2 Copa de las Naciones Europeas

Fuente: (CIKFIA, 2018)

Desde los inicios del karting este se ha expandido rápidamente y ha evolucionado en conjunto con el desarrollo tecnológico. A medida que esta modalidad deportiva va tornándose popular entre los ciudadanos, los fabricantes de go-karts comenzaron a hacer más investigación y desarrollo para mejorar estos prototipos en parámetros como el diseño del chasis, la velocidad, el sistema de frenado y el sistema de transmisión. Hoy en día, los chasis de karts han pasado de estar fabricados de simples tubos de calefacción a estar formados por tubería de hierro ligero, cromo-molibdeno, que es más duradero y puede absorber más vibración, aspecto importante ya que estos vehículos carecen de suspensión. Diseñadores, ingenieros y otros se han involucrado directamente en nuevos logros para mejorar todos los aspectos de un kart. Tanto ha representado el desarrollo de estos vehículos, que hoy en día un kart puedan alcanzar fácilmente velocidades de 200 Km/h, con las prestaciones equiparables a la de un prototipo de fórmula uno. En varios años de evolución el karting ha alcanzado un fuerte prestigio a nivel mundial, a tal punto de llegar a considerarse como un deporte completo y una base fundamental dentro de la práctica automovilística actual.

5.2. El chasis

El chasis es una de las partes más importantes de un automóvil, es el componente más integral y de este depende que el vehículo tenga un correcto comportamiento durante su conducción. Además de funcionar como un lienzo sobre el que interactúan todas las piezas del vehículo, también proporciona cierta integridad estructural que impide que el automóvil colapse bajo grandes cargas de tensión producidas por aceleraciones, pasos por curvas, desaceleraciones, pesos de componentes, etc. El chasis además de aportar con rigidez para soportar diferentes tensiones, debe aportar con protección al conductor en caso de colisiones. Se tienen en cuenta tres factores importantes a la hora de diseñar un chasis: Peso – Rigidez – Costo.

El peso de un chasis sin duda representa un punto importante en el diseño de un vehículo. Un marco liviano se traduce en ganancias de potencia y en disminución de costos, al momento de fabricar un chasis se busca obtener un perfecto equilibrio entre peso y resistencia, es decir, se busca obtener un chasis que sea liviano sin exceder los límites de fiabilidad.

La rigidez es una de las propiedades más relevantes que se tiene que considerar en el diseño de un chasis, es el factor que marca la diferencia en las sensaciones que se perciben durante la conducción entre un vehículo y otro. No existe una regla específica que indique el punto exacto de rigidez para un chasis o para un determinado vehículo, ya que incluso dentro de un modelo básico de diseño el factor de rigidez puede variar significativamente en función de aspectos como el peso, tamaño, complejidad, la intención del vehículo, y en última instancia, el costo.

Un chasis debe ser viable para su fabricación en términos de costos, no se puede tener un modelo excelente en términos de rigidez o peso que requiera altas sumas de inversión económica para su fabricación, hay que tener en cuenta que las estructuras que requieren altos costos para su producción son comúnmente utilizados en vehículos de gama alta, en los que se producirá unas contadas unidades.

5.2.1. Evolución del chasis

El chasis de los primeros automóviles eran fabricados de madera, semejantes a los marcos de vehículos de tracción animal conocidos como carruajes, de estos se tomó como ejemplo los largueros sobre los que se montaba la carrocería y demás componentes mecánicos que permitían su conducción.

En un inicio, evolucionar el chasis no representaba un factor importante dentro de la industria automotriz, por lo que los fabricantes enfocaban gran parte de su trabajo en lograr mejoras en aspectos del motor y componentes mecánicos como frenos, transmisión, etc. Con el pasar de los años los motores obtuvieron mejoras en potencia, lo cual requería de un mejor chasis que permitiese soportar mayores cargas, debido a esto los fabricantes de automóviles deciden sustituir la madera por acero, lo que les llevo a tener un marco mucho más resistente y con mayores grados de rigidez.

En el año 1934, la empresa Citroën lanza comercialmente el primer vehículo con chasis y carrocería fabricados en su totalidad en acero, sin ningún elemento de madera, lo que representó un hito histórico dentro de la industria automotriz. En 1962, la compañía Lotus presenta al mercado su chasis al que denominaron de “Espina Dorsal”, que consistía en una caja central de acero que soportaba al motor, el eje de mando, suspensión y la carrocería fabricada en fibra de vidrio. Tras la Segunda Guerra Mundial, y con una disminución considerable de materiales como el

acero en Europa, se empieza a trabajar en el desarrollo de aleaciones de aluminio, con el fin de aplicarlos en la fabricación de nuevos chasis, lo que los condujo a lograr elementos con una ligereza mucho mayor respecto a los ya conocidos bastidores de acero.

Mientras en el continente Americano durante los años sesenta se continua en la aplicación del tradicional método que consistía en tener un chasis con una carrocería que se incorpore a la misma, en Europa empiezan a surgir investigaciones sobre materiales compuestos, con el objetivo de lograr perfeccionar un modelo de automóvil cuyo chasis y carrocería se fusionen, con la intención de que estos dos cuerpos formen uno solo integral. Las tendencias de los fabricantes de automóviles desde ese año hasta la actualidad es lograr chasis con un bajo peso, con altos grados de rigidez, bajos costos y con una interacción perfecta con todos los componentes que conforman el vehículo.

5.2.2. Tipos de Chasis

Los chasis se diseñan con variadas formas y geometrías en función de parámetros relacionados con la resistencia, distribución de cargas, flexiones, torsiones, etc.

Chasis en escalera o en “H”

Este tipo de chasis son de los más antiguos y de los más comunes, se han convertido en un diseño base para la mayoría de automóviles. Están constituidos por dos miembros estructurales generalmente vigas con un perfil C, las cuales se interconectan mediante correas ubicadas transversalmente, asemejándose a una escalera como se muestra en la Figura 5.3.



Figura 5.3 Chasis tipo escalera o en H

Fuente: (Perez, 2011)

Generalmente el diseño de este tipo de chasis es bastante sencilla, lo que lo convierte en un modelo viable para su producción debido a los bajos costos que requiere para su fabricación. Una de las desventajas de este tipo de bastidor es que tiene poca profundidad, lo que conlleva a tener un centro de gravedad un poco alto en el vehículo. En cuanto a sus aplicaciones, este tipo de chasis se lo puede encontrar en camiones, furgones ligeros o automóviles más grandes que se asemejen a un auto de ciudad.

Chasis en columna o en “X”

Es un Modelo de chasis inventada por Colin Chapman (ver Figura 5.4). Consiste en un larguero central en forma de columna vertebral que une al eje posterior y delantero de un automóvil. La columna proporciona sujeción a todos los componentes mecánicos, lo cual permite lograr una estructura lo suficientemente rígida para contrarrestar las zonas de torsión elevada



Figura 5.4 Chasis en X

Fuente: (DMC, 2016)

Una de las desventajas de este tipo de chasis es su elevado peso y los altos costos que requiere para su fabricación. Este tipo de bastidor se lo usa comúnmente en modelos roadsters.

Chasis Tubular

El chasis tubular o también conocido como superleggera, es un modelo que se empezó a usar a mediados del siglo XX en vehículos deportivos, fue inventado por el carrocerio italiano Touring en 1937. Tiene su origen en la necesidad de tener estructuras con un alto grado de rigidez y resistencia, pero con un peso muy ligero.

El chasis está compuesto por una serie de miembros estructurales de acero interconectados entre sí por medio de uniones soldadas que forman una especie de jaula (ver Figura 5.5). Estos diseños generalmente se usan en prototipos para el ámbito deportivo, en los que la carrocería solo tiene como objetivo contribuir estéticamente y aerodinámicamente en el performance del vehículo. Una de las desventajas que resalta en este tipo de bastidores es el alto costo que conlleva la

fabricación de estos modelos, lo que hace que su uso se limite a prototipos de competición o a vehículos en los que se requiera una gran reducción de pesos.



Figura 5.5 Chasis tubular

Fuente: (Castro & Jimenez, 2017)

Chasis Monocasco

Su desarrollo empieza a principios de los años 80 con la adopción de materiales compuestos como la fibra de carbono. La estructura monocasco es una opción ideal si lo que se pretende obtener es un bastidor con un alto grado de rigidez y con un peso relativamente bajo, este tipo de diseños se caracterizan porque el chasis y el habitáculo de componentes y pasajeros forman un solo conjunto (ver Figura 5.6).

Un chasis del tipo monocasco le confiere al vehículo una estructura homogénea lo que hace que su capacidad de absorción de impactos y fuerzas producidas por las altas velocidades en curvas sean muy buenas en relación a otros tipos de chasis. Según la SEA, una estructura monocasco fabricada de polímeros reforzados con fibra de carbono tiene un índice de absorción de impacto de 20 KJ/Kg, en tanto que el del acero es de 12 KJ/Kg, sin embargo en diferentes pruebas de laboratorio se ha

demostrado que con una buena optimización de la fibra de carbono se puede llegar a absorber de 40 KJ/Kg a 70 KJ/Kg. Una de las desventajas de este tipo de chasis es el elevado costo que se requiere para su producción, usualmente estos modelos se los encuentra en deportivos de alta gama y en monoplazas de fórmula uno (Rodríguez, 2014).

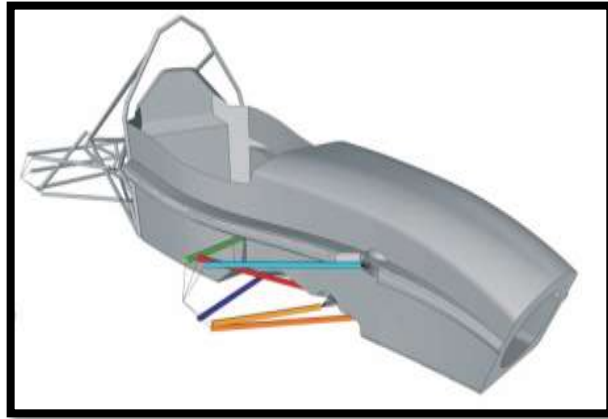


Figura 5.6 Chasis monocasco

Fuente: (Kerkhoven, 2008)

5.3. Chasis de karting para la categoría KF4

El chasis para un kart de la categoría KF4 representa una de las partes más importantes de estos prototipos, ya que a más de brindar sujeción para todos los sistemas y componentes mecánicos, de este dependerá que el vehículo tenga un comportamiento ideal en la pista durante su conducción. Para la construcción de estas estructuras se suele utilizar tuberías de sección circular con un diámetro de 30 mm a 32 mm, además el chasis tiene que tener la suficiente rigidez para transmitir toda la potencia del motor hacia las ruedas durante la aceleración, y debido a que estos vehículos por reglamentación carecen de suspensión, el diseño de la estructura debe ser pensado de tal forma que pueda tener un cierto grado de flexibilidad y

torsión, aportándole al kart la adherencia y estabilidad suficiente durante el paso por curvas.

En la industria del karting existen ciertos fabricantes como CRG, Tony Kart, PCR y Birel (ver Figura 5.7). Estos chasis son muy reconocidos y muy utilizados por deportistas profesionales a nivel mundial, los cuales son muy populares por tener grados de rigidez muy buenos con pesos muy ligeros, lo que les permite lograr vehículos con excelentes sensaciones de conducción.

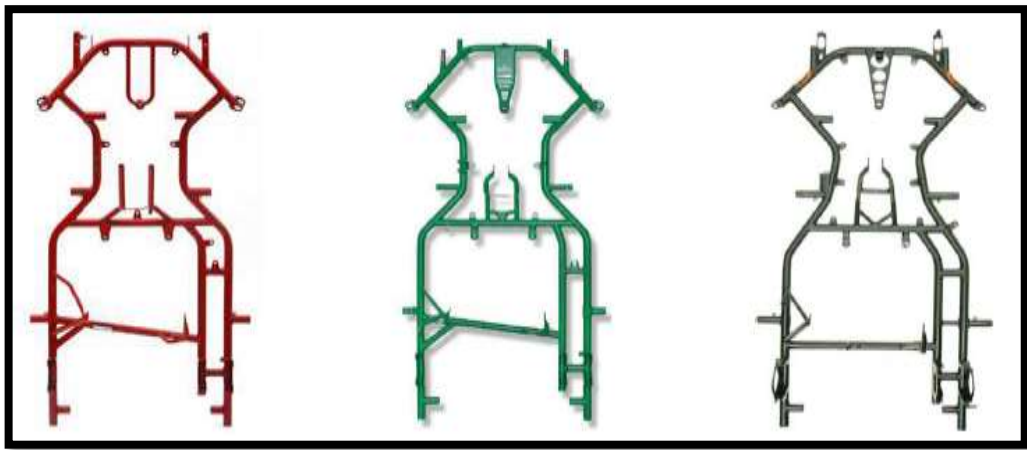


Figura 5.7 Modelos de chasis de la marca Birel, OTK y CRG

Fuente: (Álvarez, 2017)

En cuanto al material utilizado para la fabricación de los cuadros, la gran mayoría de constructores han optado por aleaciones de acero, así por ejemplo la empresa Tony Kart en su modelo Kriptón para la categoría KF4 usa el acero al cromo molibdeno o también conocido como acero 4130, material que se ha tornado muy popular por sus altas propiedades mecánicas como la resistencia a la tracción y su ductilidad, su estructura química se especifica en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Estructura química del acero 4130

Fuente: (Ochoa, 2014)

Grado (SAE)	% Cromo	% Molibdeno	% Carbono	% Manganeso	% Fósforo	% Azufre	% Silicio
4130	0,80	0,15	0,28	0,40	0,035	0,040	0,15

5.4. Normativa de regulación CIK/FIA

El diseño y análisis del chasis se realiza en función de la normativa de homologación CIK/FIA vigente para el año 2018.

A continuación se muestra en detalle cada uno de los puntos reglamentarios que restringen ciertos detalles en el diseño final del chasis.

5.4.1. Categorías y grupos

Desde finales del año 2006, la CIK/FIA ha dispuesto por reglamentación diversas categorías válidas para todos los campeonatos internacionales de karting, estas se encuentran divididas en grupos según la cilindrada y las prestaciones de los motores a usar, así pues se tienen las siguientes:

Grupo KF

Los karts que pertenezcan a este grupo, según la reglamentación técnica de la CIK, deben tener como unidad de potencia un motor mono cilíndrico de dos tiempos o cuatro tiempos cuyo volumen no sea superior a los 200 cc, refrigerados por agua o por aire y sin caja de cambios (ver Figura 5.8).

Dentro de este grupo existen subcategorías; KF1 (Formula A), KF2 (Intercontinental A), KF3 Junior (ICA-J) y KF4 (Categoría Básica), cada una con una reglamentación técnica en las que se especifica en detalle los parámetros que debe tener cada

vehículo, en lo que se refiere a medias del chasis, tipos de carburadores, tipos de escapes, etc.



Figura 5.8 Kart KF4, modelo CRG

Fuente: (CRG, 2018)

Grupo KZ

Los karts de este grupo deben tener como unidad de potencia, un motor mono cilíndrico de dos tiempos con un volumen máximo de 125 cc refrigerados por agua o por aire, esta categoría se caracteriza por permitir el uso de caja de cambios de 6 marchas (ver Figura 5.9). Dentro de este grupo existen dos subcategorías denominadas KZ1 (Super-ICC) reservada exclusivamente para los campeonatos de carácter mundial y KZ2 (Intercontinental C). La categoría KZ en los últimos años ha ganado gran prestigio y número de aficionados, convirtiéndose para los pilotos en una modalidad de paso entre los karts automáticos y cualquier modalidad automovilística de alto nivel.



Figura 5.9 Kart con marchas KZ, modelo FK

Fuente: (FKRacingline, 2016)

Grupo Súper Kart

Es una categoría élite, prototipos con carrocerías y motores bi cilíndricos de dos tiempos con una cilindrada de 250 cc y con una potencia que ronda los 100 CV, son súper vehículos con una relación Peso-Potencia-Costo perfecta, generalmente los campeonatos de este grupo se realizan en autódromos de alto rendimiento ya que estos karts pueden alcanzar velocidades superiores a los 200 Km/h (ver Figura 5.10).



Figura 5.10 Súper Kart

Fuente: (Bourlat, 2018)

5.4.2. Prescripciones generales

Modificaciones

Cualquier modificación que no esté específicamente autorizada por un artículo del reglamento de la CIK está prohibida. Se considera como modificación a todas las alteraciones que puedan variar la apariencia original del vehículo. Todo tipo de modificaciones o montajes que resulten en alteración se suponen fraudulentas y por lo tanto están prohibidas.

Adición de material o partes

Cualquier adición o sujeción de material o partes que no esté específicamente autorizada por un artículo del reglamento de la CIK está prohibida. Material que sea removido del marco del chasis ya sea por desgaste o por colisiones, no se puede volver a reutilizar para su reconstrucción.

Acero magnético

El material a usar para la construcción del chasis debe ser un acero estructural que cumpla con las especificaciones ISO 4948 o ISO 4949. Se prohíbe el uso de aceros cuya aleación en alguno de sus elementos sea $\geq 5\%$.

Materiales compuestos

Todas las partes fabricadas con materiales compuestos están prohibidas, a excepción del asiento, el piso, la protección de la cadena, el disco de freno posterior, almohadilla de protección, válvulas de lengüeta y los discos de fricción del embrague en las categorías KZ y KZ2.

Condiciones generales de un kart

Un kart es un vehículo monoplace que está formado por un chasis, cuatro neumáticos no alineados, carenado y un motor. La posición de conducción debe ser reclinada en el asiento y con los pies enfrente.

Descripción de las partes del chasis

El chasis está formado de:

- Marco del chasis.
- Partes principales del chasis.
- Partes auxiliares del chasis: Para hacer el chasis más rígido, se puede montar tubos o perfiles especiales siempre y cuando no representen peligro para la integridad del conductor y de los otros competidores.

Funciones que debe cumplir el chasis

- Constituye la estructura principal del vehículo.
- Proporciona sujeción a todas las partes principales y piezas auxiliares.
- Le proporciona al vehículo la suficiente rigidez para soportar todas las cargas que se generan durante su funcionamiento.

Requerimientos del chasis

- Construcción tubular de acero magnetizado de sección cilíndrica. Cada miembro debe ser soldado y no debe ser desmontable.
- Uniones de miembros estructurales sin conexiones móviles.

Pruebas magnéticas

Un imán con campo magnético axial y para el cual la masa está sujeta a la gravedad, debe permanecer pegado en todo el contorno de los miembros estructurales que conforman el chasis, antes de esta prueba las superficies a analizar deben haber sido despejadas de cualquier tratamiento de acabado con algún abrasivo. Bajo cualquier circunstancia, por decisión de las autoridades deportivas o después de alguna protesta, se puede llevar a cabo un análisis químico por fluorescencia que prevalecerá sobre los resultados de la prueba de magnetismo.

Partes principales del chasis

Se consideran como partes principales del chasis, a todos aquellos componentes cuya función es la de transmitir las fuerzas producidas por la pista hacia el chasis a través de los neumáticos. Se tienen los siguientes componentes:

Aros y soportes, eje, nudillo de dirección, soportes de eje, partes de conexión delanteras y posteriores, perno angular.

Requerimientos de las partes principales

- Deben estar fijamente unidas entre sí o al marco de la estructura.
- Deben fijarse sin articulaciones móviles.
- Las conexiones articuladas solo están autorizadas para los soportes de la dirección.
- Cualquier dispositivo neumático o hidráulico utilizado para la absorción de oscilaciones están prohibidos.

Diámetro del eje de transmisión

- El eje de transmisión para la categoría KF4 debe ser de acero magnético con un diámetro de 40 mm y un espesor de pared mínimo de 2,9 mm en todos los puntos (ver Tabla 5.2).
- Cada eje posterior debe llevar obligatoriamente la calcomanía de identificación CIK/FIA específica para cada fabricante y debe ser estampada o grabada en el exterior con el logotipo del fabricante, visible en todo momento excepto para superkart y mini.
- El eje posterior no necesariamente debe ser del mismo fabricante del chasis.

Tabla 5.2 *Espesor mínimo de pared para el eje de transmisión*

Fuente: (Technical-Regulations-CIKFIA, 2018)

Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Diámetro (mm)	Espesor (mm)
50	1,9	37	3,4
49	2	36	3,6
48	2	35	3,8
47	2,1	34	4
46	2,2	33	4,2
45	2,3	32	4,4
44	2,4	31	4,7
43	2,5	30	4,9
42	2,6	29	5,2
41	2,8	28	completo
40	2,9	27	completo
39	3,1	26	completo

38	3,2	25	completo
----	-----	----	----------

Croquis del marco y partes principales del chasis

En la Figura 5.11 se muestran las partes principales del chasis:

(1) Aro. (2) Eje de transmisión. (3) Manguetas. (4) Perno angular. (5) Soportes para el eje de transmisión. (6) Soportes para la manguetas.

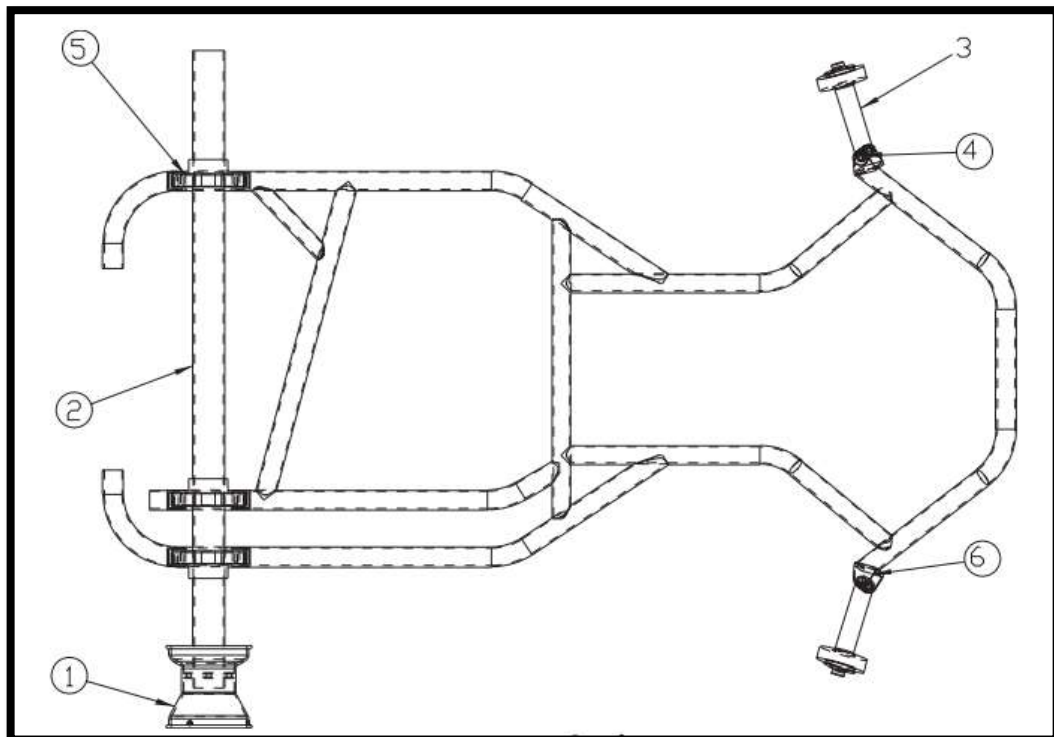


Figura 5.11 Partes principales del chasis

Fuente: (Technical-Regulations-CIKFIA, 2018)

Partes auxiliares del chasis

Estos componentes no deben transmitir las fuerzas producidas por la pista al chasis. Se consideran como partes auxiliares del chasis a los siguientes elementos:

Soporte para la mordaza de freno, unidad de potencia, escape, silenciador del escape, dirección, asiento, pedales, parachoques, lastres, dispositivos y conexiones, platos y conexiones.

Requerimientos de las partes auxiliares del chasis

- Deben estar fijadas sin articulaciones móviles.
- Todas las partes auxiliares deben cumplir con el reglamento.
- Las partes auxiliares deben montarse al chasis fijamente de manera tal que no se desprendan del vehículo cuando esté en funcionamiento.

Dimensiones

- Ninguna parte puede proyectarse más allá del carenado delantero, carenado posterior y los neumáticos. En la Tabla 5.3 se especifican las dimensiones máximas y mínimas requeridas para un kart de la categoría KF4.

Tabla 5.3 Dimensiones reglamentarias para la categoría KF4

Fuente: (Technical-Regulations-CIKFIA, 2018)

Batalla	Mínimo: 101 cm
	Máximo: 127 cm
Vía	Al menos 2/3 de la batalla
Longitud Total	182 cm máximo (sin carenado posterior y/o delantero)
	210 cm para circuitos largos
Ancho promedio	140 cm
Altura	Máximo: 65 cm respecto al suelo
	Asiento excluido

Parachoques

- Son protecciones frontales, laterales y posteriores que debe tener el kart obligatoriamente, deben estar hechos de acero magnético y estar ubicados según las

medidas reglamentarias impuestas en la normativa de la CIK/FIA, como se observa en la Figura 5.12.

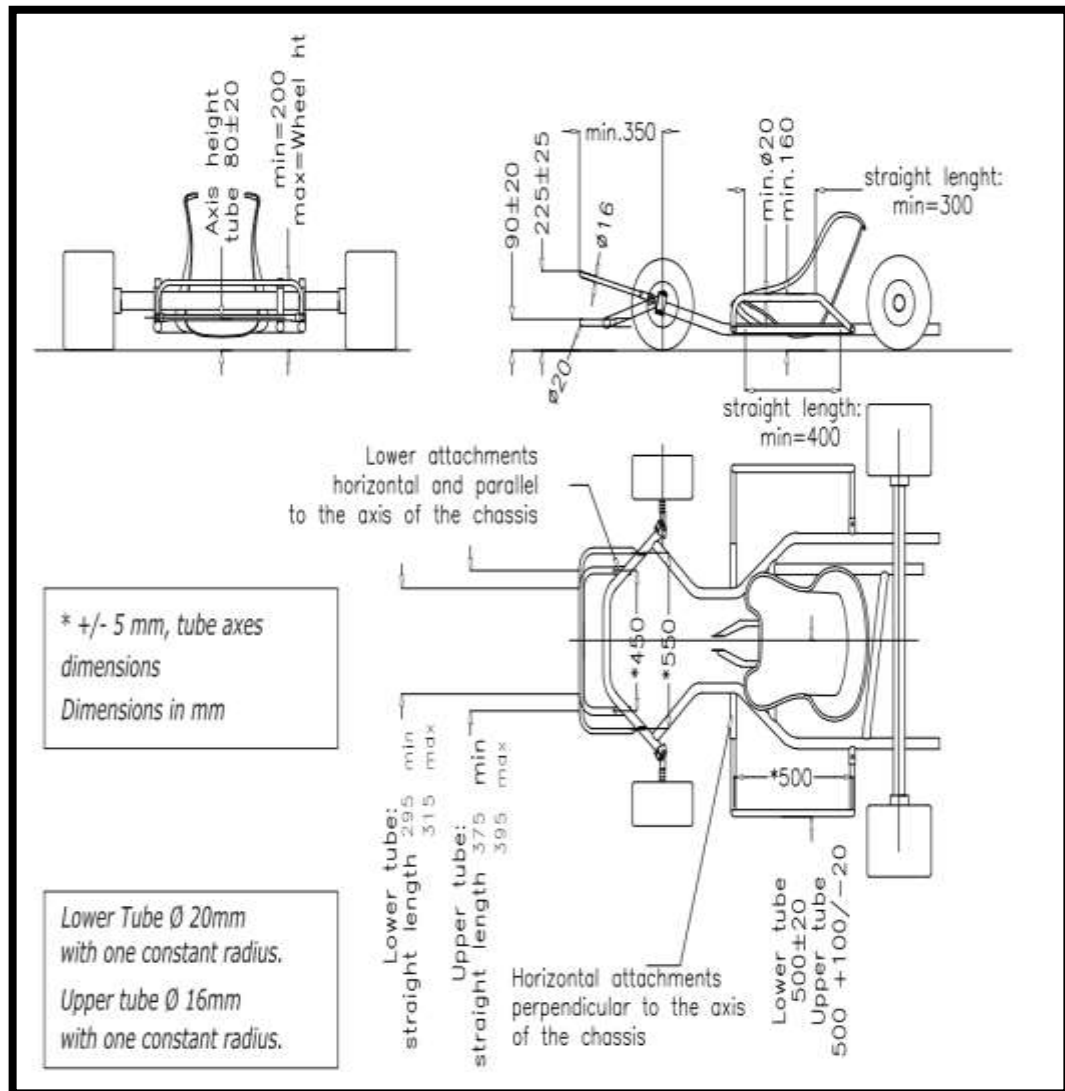


Figura 5.12 Medidas reglamentarias para los parachoques

Fuente: (Technical-Regulations-CIKFIA, 2018)

Parachoques delantero

- El parachoques delantero debe estar compuesto por al menos 2 elementos de acero.

- el elemento superior debe tener un diámetro mínimo de 16 mm y el elemento inferior debe tener un diámetro mínimo de 20 mm (las curvaturas deben ser constantes).
- El elemento superior no deben tener ninguna relación con la conexión de los pedales.
- Deben permitir la sujeción de carenado frontal.
- Debe estar unido al chasis por al menos 4 puntos de sujeción.
- Voladizo delantero: 350 mm como mínimo.
- Ancho del elemento inferior: longitud de 295 mm como mínimo y 315 mm como máximo medidos desde el eje longitudinal del kart.
- Ancho del elemento superior: longitud de 375 mm como mínimo y 375 mm como máximo en relación con el eje longitudinal del kart.
- Altura del elemento superior: mínimo de 200 mm y máximo de 250 mm desde el suelo.
- Los anclajes de sujeción de las barras deben soldarse al chasis.

Parachoques laterales

- Deben estar compuestos de una barra superior y una barra inferior.
- Deben permitir la sujeción de los pontones.
- Deben tener un diámetro mínimo de 20 mm.
- Deben estar sujetos al chasis en al menos dos puntos.

- Deben permitir un ajuste de los pontones de 50 mm mínimo y deben estar a 500 mm de distancia.
- Longitud recta mínima de las barras: 400 mm para la barra inferior y 300 mm para la barra superior.
- Altura de la barra superior debe tener como mínimo 160 mm desde el suelo.
- Su ancho externo debe estar en relación con el eje longitudinal del kart: 500 mm (+/- 20 mm) para la barra inferior y 500 mm (+100 mm / -20 mm) para la barra superior.

Parachoques posterior

- Compuesto como mínimo por una barra antibloqueo con un diámetro de 16 mm y una barra superior con un diámetro mínimo de 16 mm. Las barras deben estar unidas en al menos dos puntos a la estructura principal del chasis, como se observa en la Figura 5.13.
- Ancho mínimo: 600 mm.
- Voladizo posterior: 400 mm como máximo.

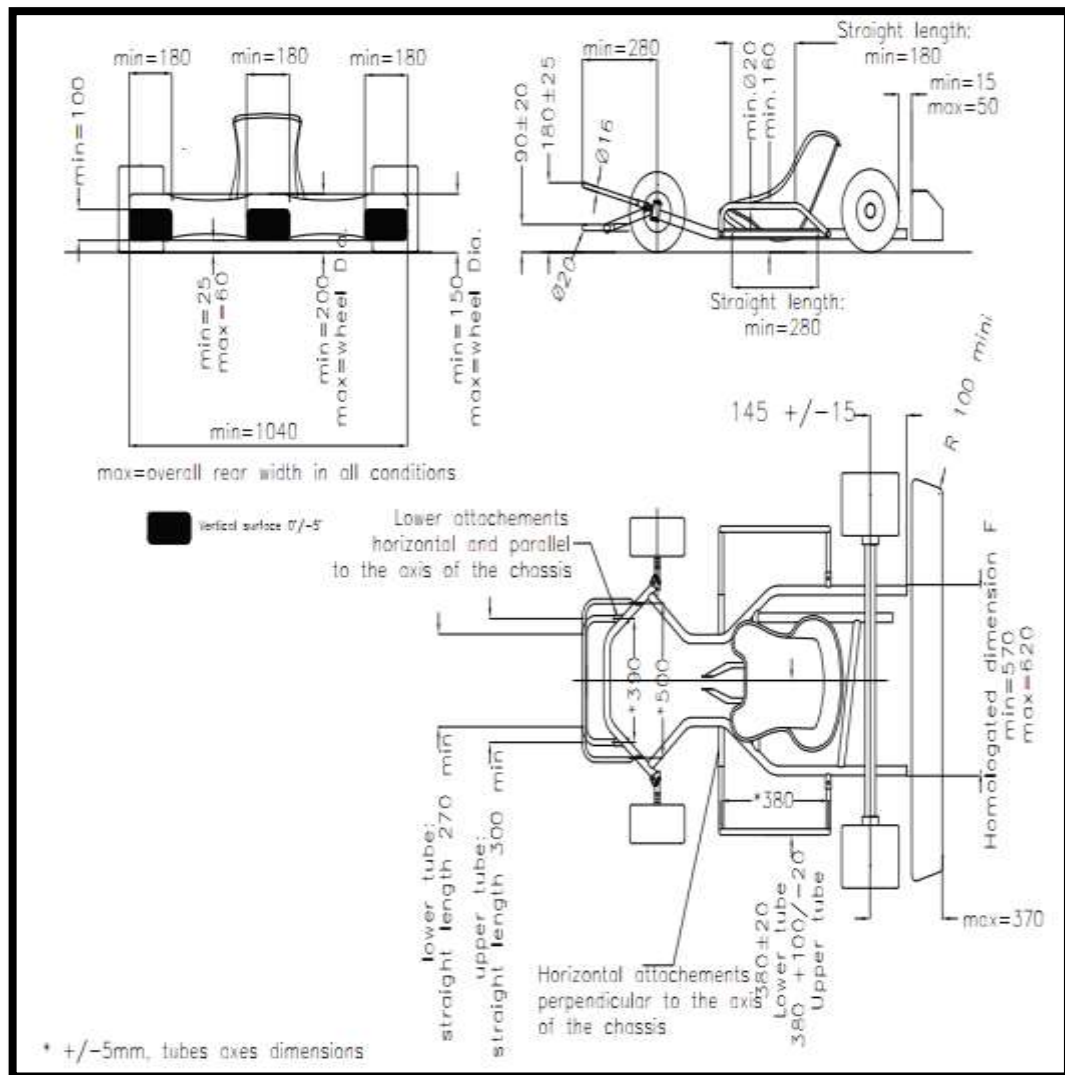


Figura 5.13 Medidas reglamentarias para el parachoques posterior

Fuente: (Technical-Regulations-CIKFIA, 2018)

5.5. Conceptos generales para el diseño del chasis

Para realizar el diseño del chasis para un kart KF4, es importante tener claro ciertas directrices y conceptos, los cuales contribuirán a la toma de decisiones ante posibles interrogantes que se presenten a lo largo del proceso de diseño.

5.5.1. Geometría direccional

Son todos los parámetros que intervienen en el comportamiento direccional del vehículo.

Todos esos parámetros tienen como objetivo:

- Proporcionar estabilidad al vehículo.
- Permitir una fácil conducción.
- Evitar fatigas mecánicas.
- Disminuir el consumo de combustible.
- Prolongar la vida de los neumáticos.

Ángulo de caída

El ángulo de caída, también conocido como “camber”, hace alusión al grado de inclinación que adopta un neumático respecto a un eje vertical, como se observa en la Figura 5.14.

Pueden existir tres tipos de configuración, por un lado el denominado camber neutro, que se produce cuando el neumático carece de inclinación, y por otro, las dos opciones de inclinación, el camber positivo, que se produce cuando las ruedas convergen hacia la parte inferior y el camber negativo, que se produce cuando las ruedas convergen hacia la parte superior (ver Figura 5.15).

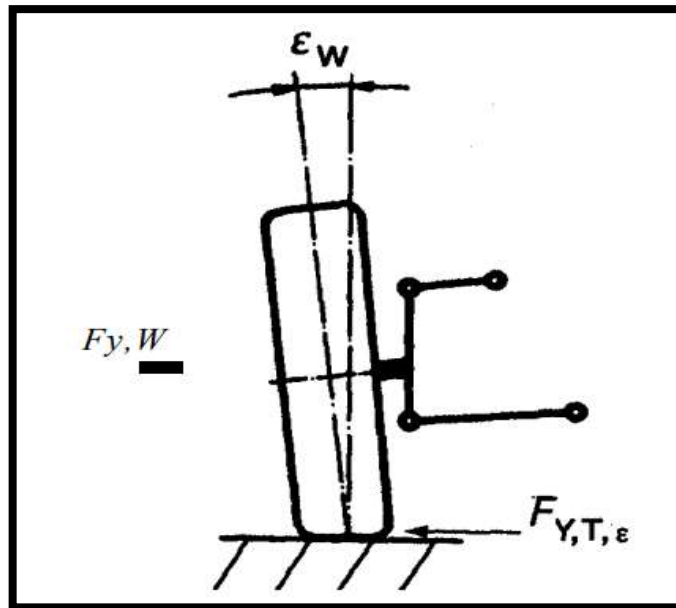


Figura 5.14 Ángulo de caída

Fuente: (Reimpell, Stoll, & Betzler, 2001)

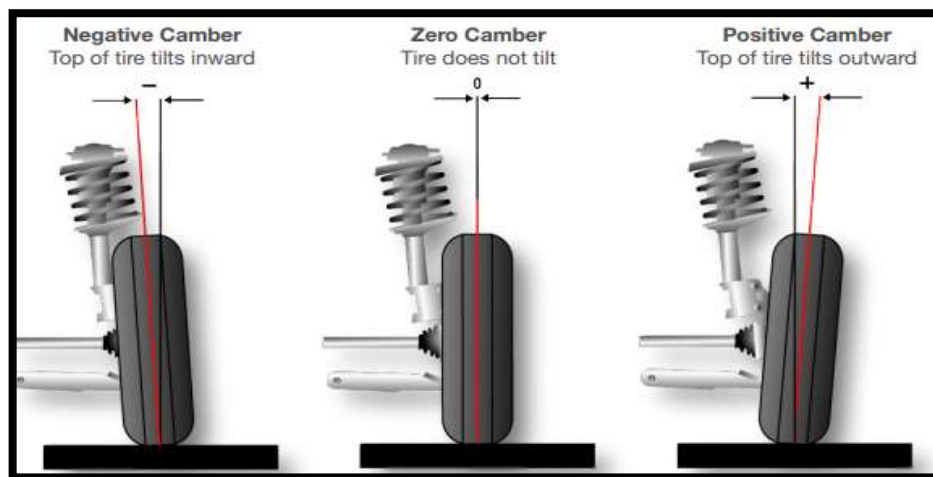


Figura 5.15 Ángulo de caída positivo y negativo

Fuente: (Lexus, 2012)

Proporcionarle un ángulo de caída neutro a los neumáticos alargará su vida útil. Para lograr un camber cero en un kart se suele proporcionar al neumático una caída inicial ligeramente positiva, de tal forma que cuando el piloto se sienta en el vehículo, las deformaciones producidas en el chasis producto del peso, coloquen las ruedas completamente verticales.

El ángulo de caída suele estar comprendido en un rango que oscila de entre 0,5 y 2 grados de inclinación.

Ángulo de salida

Es al ángulo que está formado por la línea imaginaria que une la rótula inferior y superior de la mangueta y un eje vertical, como se observa en la Figura 5.16. En un kart este ángulo suele estar comprometido entre 11 y 13 grados.

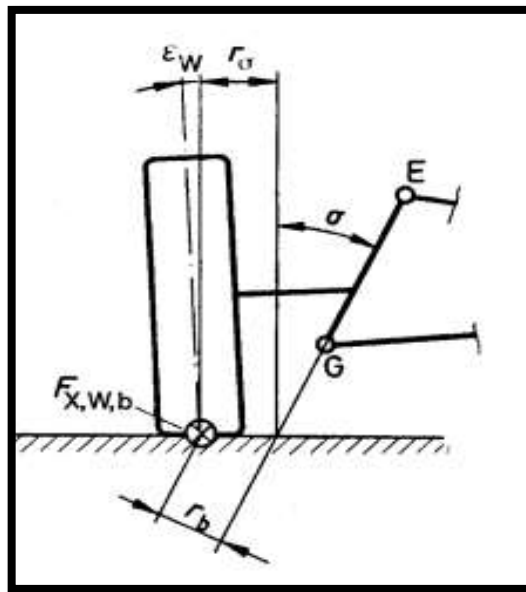


Figura 5.16 Ángulo de salida

Fuente: (Reimpell, Stoll, & Betzler, 2001)

El ángulo de salida tiene la función de reducir el esfuerzo al momento de realizar la orientación de los neumáticos, disminuir el ángulo de caída de las ruedas, reducir el desgaste y favorecer la retornabilidad y el auto centrado de la dirección.

Ángulo de avance

Visto el neumático de frente, es el ángulo que forma la línea imaginaria que une la rótula superior y la rótula inferior de la mangueta respecto al eje vertical, como se observa en la Figura 5.17.

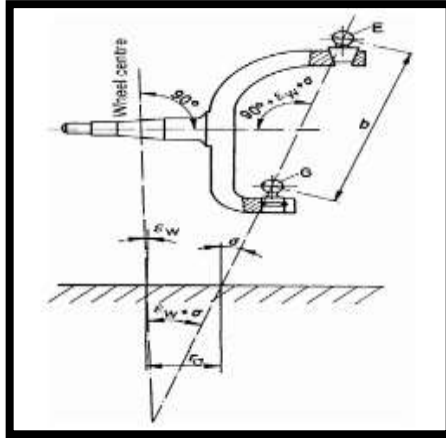


Figura 5.17 Ángulo de avance

Fuente: (Reimpell, Stoll, & Betzler, 2001)

En vehículos de propulsión posterior el ángulo de salida suele estar comprendido de entre 5 y 16 grados, mientras que en vehículos de tracción delantera suele ser de 0 a 3 grados.

El ángulo de avance tiene la función de mantener la dirección estable y precisa, favorecer la retornabilidad de la dirección y evitar las vibraciones en los neumáticos y su consecuente repercusión en la dirección.

Convergencia y divergencia

En una vista superior, la convergencia y divergencia es la diferencia que existe entre las distancias de la parte delantera y posterior de los neumáticos (ver Figura 5.18).



Figura 5.18 Convergencia y divergencia

Fuente: (Lexus, 2012)

Si la distancia frontal del neumático es mayor a la posterior, se denomina convergencia negativa o divergencia, por el contrario si la distancia frontal es menor a la posterior, se denomina convergencia positiva. Comúnmente la convergencia suele tener valores comprendidos entre 1 y 2 mm.

5.5.2. Ergonomía del piloto

La posición de conducción que se adopte en un kart influye directamente en el comportamiento del vehículo. El peso del piloto representa el 55 % del peso total del vehículo, por lo que el posicionamiento de su centro de gravedad incide directamente sobre su reglaje.

Un vehículo de karting al carecer de suspensión, transmite todas las vibraciones producidas por las irregularidades del terreno directamente hacia el piloto, por lo que dotarlo de una correcta posición de conducción no solo contribuye a aspectos del reglaje, sino también favorece a su resistencia física ante las exigencias requeridas durante una competencia.

La posición de conducción debe ir asociada directamente con parámetros del reglaje del vehículo, de nada sirve tener un posicionamiento ergonómico excelente, si la misma no contribuye a un óptimo comportamiento del kart. Lograr una posición de conducción ergonómica sin que afecte el reglaje, es una cuestión que está definida por la configuración de diversos parámetros relacionados con la distancia entre el asiento y el piso, la distancia entre la parte superior del asiento con el eje, la distancia entre el asiento y el miembro estructural delantero del chasis y la altura del asiento respecto al suelo, como se muestra en la Figura 5.19.

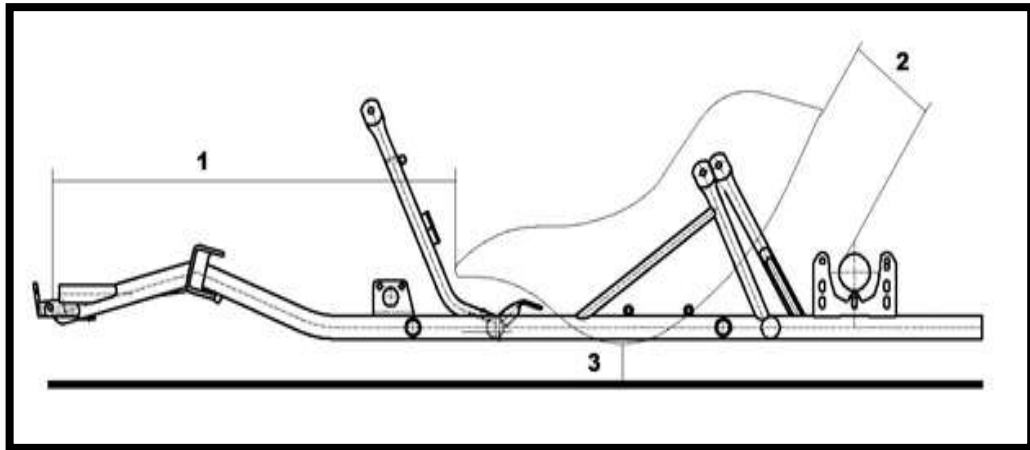


Figura 5.19 Distancias de posicionamiento para el asiento de un kart

Fuente: (Alvarez, 2017)

Las manos deben sujetar el volante en la mitad superior del mismo, como se muestra en la Figura 5.20. Pero nunca deben sobrepasar la altura de los hombros, como se muestra en la Figura 5.21. Reclinar demasiado el asiento ocasiona que las manos sobrepasen la altura de los hombros, por el contrario, una inclinación del asiento muy vertical produce cambios en la distribución de pesos del vehículo.



Figura 5.20 Posición de las manos en el volante de un kart

Fuente: (Karting, 2014)



Figura 5.21 Altura de las manos

Fuente: (Gruz, 2017)

Una posición ergonómica de conducción en la que el piloto pueda sentirse cómodo y relajado, favorece la flexibilidad del kart y mejora su estabilidad y adherencia a la pista. La posición idónea de conducción es aquella en la que se pueda llegar a los pedales y al volante con las extremidades ligeramente semiflexionadas como se observa en la Figura 5.22. Generalmente la inclinación del asiento suele estar de 30 a 45 grados.



Figura 5.22 Posición de conducción con las extremidades semiflexionadas

Fuente: El autor

5.5.3. Fuerzas que intervienen en el chasis

Rigidez

La rigidez es la capacidad que tiene el chasis para soportar diferentes esfuerzos sin llegar a torcerse o sufrir deformaciones permanentes. Según el tipo de esfuerzo que experimente el chasis, pueden existir dos tipos de rigideces; rigidez a flexión y rigidez a torsión (Aguado, 2014).

De una forma genérica se puede definir a la rigidez como:

(Ec. 5.1)

$$K = \frac{F}{d}$$

En el cual:

K = Rigidez. (N/m)

F = Esfuerzo o carga que experimenta el chasis. (N)

d = Desplazamiento o torsión. (m)

La rigidez es directamente proporcional al módulo de elasticidad del material, momento de inercia y al área de la sección de los tubos.

$$K = E * I ; K = E * A$$

En el cual:

E = Módulo de elasticidad. (N/m²)

I = Momento de inercia. (Kg*m²)

A = Área de la sección. (m²)

Debido a que un kart carece de suspensión, la rigidez del chasis representa un factor importante en su estabilidad y conducción. Como principio básico, cuando el chasis tiene poca rigidez, tiene mayor capacidad para flexionarse, lo que se traduce en una mayor adherencia en curvas con menor posibilidad de deslizamiento, por el contrario, si el bastidor tiene un índice de rigidez alto, el chasis tiene una mayor resistencia a la flexión, lo que produce una menor adherencia en curvas con un alto grado de deslizamiento (Anadón & Pabón, 2012).

Rigidez a flexión

Producto de la gravedad, las masas que soporta el chasis (transmisión, motor, piloto, componentes, etc.) dan lugar a cargas en un plano perpendicular al plano de la estructura, por lo que en los tubos se genera un momento flector que puede dar lugar a una flecha vertical en determinados puntos como se observa en la Figura 5.23 (Aguado, 2014).

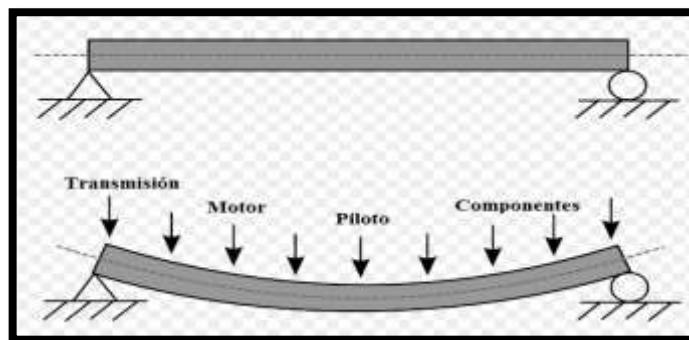


Figura 5.23 Flexión mecánica

Fuente: El autor

La rigidez a flexión se puede determinar mediante la fórmula:

(Ec. 5.2)

$$K = \frac{M}{\theta} = \frac{E * I}{L}$$

En el cual:

K = Rigidez a flexión. (N*m/grado)

M = Momento flector. (N*m)

θ = Ángulo de deformación. (Grados)

E = Modulo de elasticidad. (N/m²)

I = Momentum de inercia. (Kg*m²)

L = Longitud (m)

Rigidez a torsión

Es producida debido a las cargas asimétricas las cuales producen un momento torsor sobre el chasis. Estas cargas asimétricas, por ejemplo pueden ser verticales (paso por un piano en una curva o baches en la pista) u horizontales (fuerza centrífuga de las masas sobre el chasis que generan un par torsor) (Aguado, 2014).

En la Figura 5.24 se muestra un análisis de rigidez torsional de un chasis tubular para la competencia formula SAE.

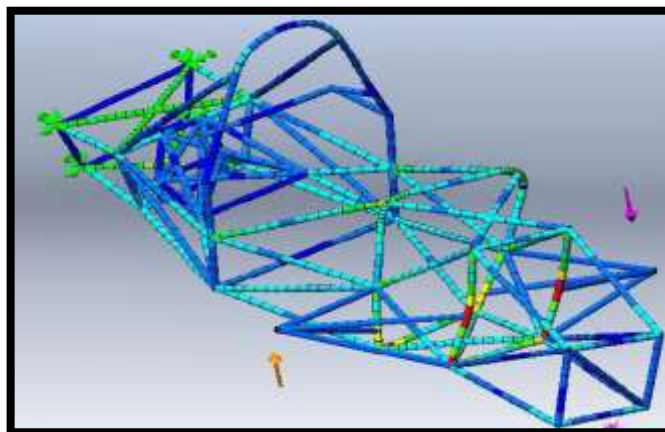


Figura 5.24 Torsión de un chasis para la competencia FSAE

Fuente: (Bermeo, Calle, & Carrión, 2014)

Un automóvil cuyo chasis disponga una magnitud apropiada de rigidez torsional permite corregir actitudes de sobreviraje y subviraje a través de la regulación de la carga lateral transferida. En contraposición, una estructura con una rigidez torsional insuficiente ocasiona que la carga lateral transferida no sea afectada por la modificación de las rigideces de los componentes elásticos que integran los sistemas del vehículo. Además, una baja rigidez torsional puede ocasionar excesivas deformaciones producto de impactos o colisiones y dañar la integridad física del conductor, o fenómenos de resonancia, propios de frecuencias naturales bajas. La rigidez de un chasis depende estructuralmente de la forma, la orientación de las barras que lo componen, de su geometría y del material (Beltramo, Stuardi, & Chiappero, 2017)

La rigidez a torsión se puede determinar mediante la fórmula:

(Ec. 5.3)

$$K = \frac{T}{\theta} = \frac{G * J}{L}$$

En el cual:

K = Rigidez a torsión. (N*m/grado)

T = Momento torsor. (N*m)

θ = Ángulo de deformación. (Grados)

G = Módulo de cortadura. (N/m²)

J = Módulo de torsión. (N/m²)

$L =$ Longitud. (m)

6. DESARROLLO METODOLÓGICO

6.1. Proceso metodológico para el diseño del chasis

Con el objetivo de encontrar la solución de un problema no estructurado a través de un procedimiento viable, se sigue el proceso de diseño establecido en el 2009 por Robert L. Norton en su libro denominado “Diseño de maquinaria”, el cual establece una secuencia de pasos y criterios iterativos que contribuyen a llevar de forma ordenada el diseño, fabricación y pruebas de un prototipo. Una de las ventajas del método planteado por Norton, es que al tratarse de un proceso iterativo se puede avanzar de forma vacilante, dos pasos hacia delante y uno hacia atrás, así por ejemplo, si al analizar el modelo de un chasis resulta que infringe con la normativa o no cumple con los requerimientos estructurales, se puede regresar a los primeros pasos del diseño y buscar una mejor opción, o si es necesario, regresar a la fundamentación teórica y aprender más sobre el problema (Norton, 2009).

El proceso de diseño a seguir se presenta en el flujograma de la Figura 6.1.

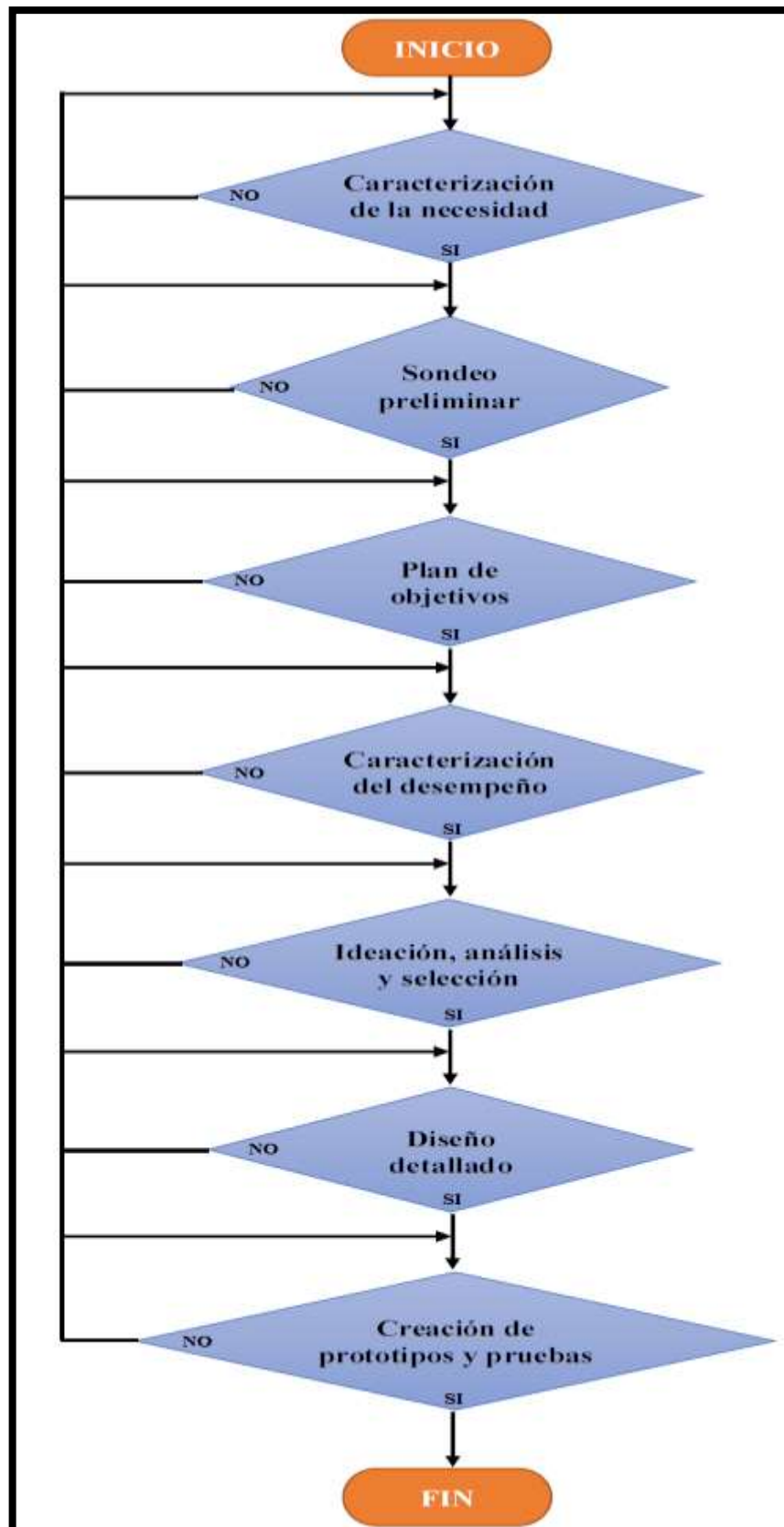


Figura 6.1 Flujograma del proceso de diseño

Fuente: (Norton, 2009)

6.2. Caracterización de la necesidad

La necesidad del proyecto radica en diseñar, analizar y construir el chasis para un kart de la categoría KF4 según la normativa de reglamentación impuesta por la comisión internacional de karting CIK/FIA.

6.3. Sondeo preliminar

La investigación y el estudio de conceptos referentes al diseño y construcción de un chasis KF4 se detalla en el primer apartado del proyecto “Fundamentación teórica”, en el cual se estudian diferentes conceptos relacionados con la normativa de reglamentación, historia del kartismo, chasis (tipos de chasis, evolución, chasis KF4) y conceptos generales del chasis (geometría de la dirección, conceptos ergonómicos, cargas que intervienen en el chasis).

6.4. Plan de objetivos

Diseñar y construir el chasis para un kart de la categoría KF4 mediante un software CAD/CAE. La estructura debe ser diseñada en base a la reglamentación de la CIK/FIA, y debe ser lo suficientemente resistente para soportar eficazmente las cargas estáticas y dinámicas generadas durante la conducción del vehículo, lo que da como resultado un chasis funcional y adaptable a las características del entorno.

6.5. Caracterización del desempeño

El chasis al ser el componente más importante del vehículo, debe tener las características necesarias (peso, rigidez, dimensiones, etc.) para permitir el óptimo desempeño del kart durante su funcionamiento. Para alcanzar tal objetivo, es importante que el prototipo cumpla con ciertos parámetros referentes a una pre conceptualización del modelo, los cuales se detallan a continuación:

- Batalla: 1072 mm
- Ancho de vía del eje delantero: 948 mm
- Ancho de vía del eje posterior: 1078 mm
- Ángulo de avance (soportes de las manguetas): 14°
- Ángulo de salida (soportes de las manguetas): 12°
- Peso máximo del chasis: 14 Kg
- Peso máximo del vehículo sin piloto: 70 Kg
- Rigidez torsional: 150 a 200 N*m/grado
- Integración con componentes: El chasis debe tener soportes de sujeción para el motor, manguetas, bandeja de protección, eje de transmisión, frenos, columna de la dirección, asiento y parachoques.
- Distribución de pesos: 60/40 (longitudinales) & 50/50 (transversales).

6.6. Ideación, análisis y selección

6.6.1. Modelado de la estructura base del chasis

Para realizar el diseño preliminar del chasis se usa un programa de diseño CAD. Este software de diseño brinda un soporte virtual al modelado de piezas, sistemas o cualquier conjunto mecánico. Su plataforma se ejecuta en Microsoft Windows y ofrece aplicaciones para el diseño esquemático en 2D y 3D, análisis por elementos finitos, simulaciones, ilustración técnica y visualizaciones.

El diseño de la estructura preliminar se realiza en función de los parámetros pre establecidas en la caracterización del desempeño del chasis. Inicialmente el modelo es un diseño básico, cuyas cotas, diámetros y espesores de los tubos son los comúnmente utilizados por diversos fabricantes. Posteriormente la estructura se analizará estructuralmente y se optimizará, para así obtener un modelo final.

6.6.2. Croquizado de la geometría básica del chasis

El diseño del cuadro base se realiza a partir del modelo de chasis impuesto por la CIK/FIA, para ello se comienza con la creación de un archivo nuevo del tipo (Pieza), en el cual se efectuará el croquis de la geometría (ver Figura 6.2).

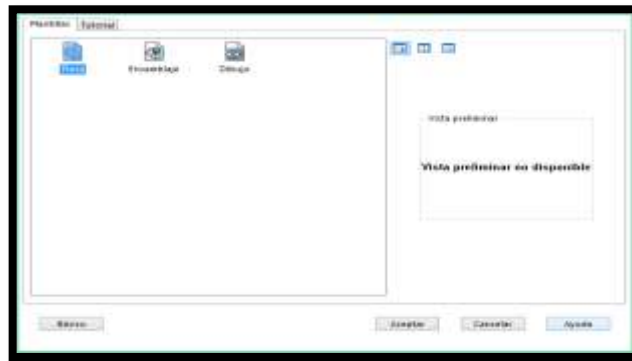


Figura 6.2 Archivo nuevo, Pieza

Fuente: El autor

Dado que la geometría del chasis es de tipo tridimensional, es necesario crear inicialmente una serie de puntos y ejes de referencia en un plano 2D, es decir, inicialmente se dibuja el cuadro base en función del largo y el ancho, para posteriormente trazar las alturas. Se selecciona el comando (Croquis 3D) y mediante la herramienta (Línea constructiva) se esquematizan los puntos y líneas de referencia del chasis, como se observa en la Figura 6.3.

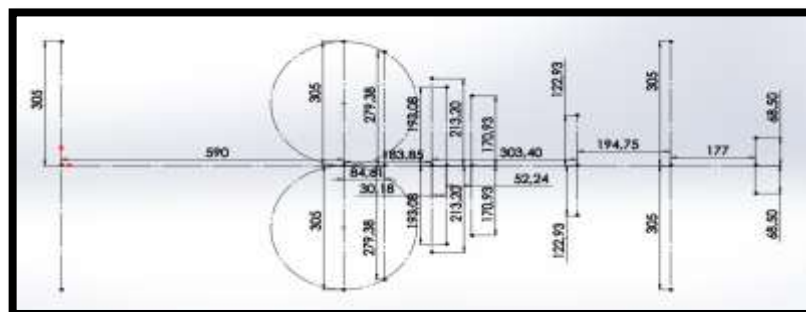


Figura 6.3 Croquis de líneas referencia

Fuente: El autor

La parte delantera del chasis tiene una configuración geométrica dispuesta en los tres ejes coordenados (tridimensional), por lo que esta zona del cuadro se lo traza en función del ancho, largo y alto, para ello se tiene como referencia algunos puntos y líneas anteriormente esquematizados (ver Figura 6.4).

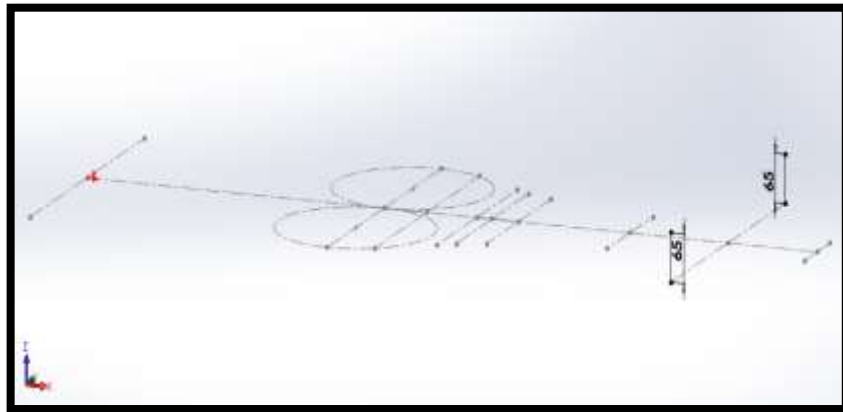


Figura 6.4 Croquis de líneas de referencia para la parte delantera

Fuente: El autor

Una vez efectuado el trazado de líneas y puntos de la zona delantera, se procede a interconectar según sea necesario todos los puntos de referencia mediante el comando (Línea) como se observa en la Figura 6.5.

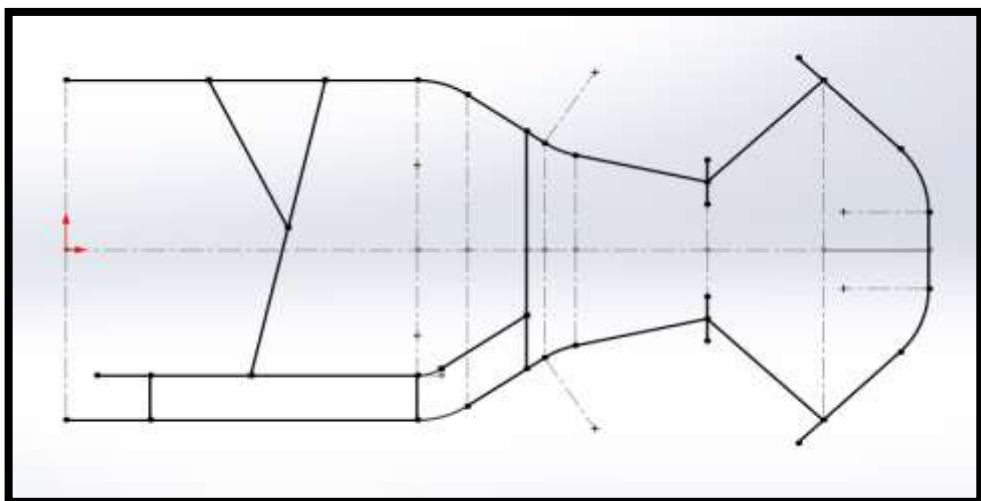


Figura 6.5 Unión de los puntos y líneas de referencia

Fuente: El autor

6.6.3. Barrido y dimensionado de los miembros estructurales

Se realiza el barrido de cada miembro estructural del chasis como se observa en la Figura 6.6. Para ello se utiliza el comando (Miembro estructural) que permite la creación automática de secciones tubulares a lo largo de una trayectoria predefinida.

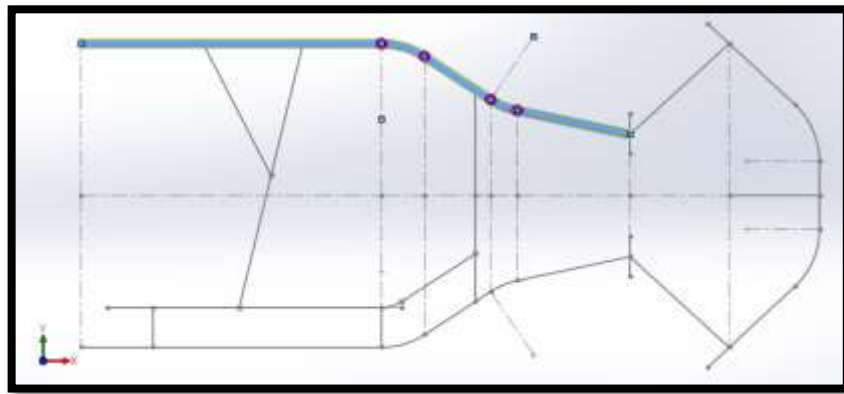


Figura 6.6 Barrido de miembros estructurales

Fuente: El autor

Uno de los criterios de diseño que se tiene en cuenta para la reducción de costos, es el no variar demasiado el tipo de tubería en lo que respecta a dimensiones y tipos de perfil, por tal motivo, para este modelo base se ha optado por usar miembros estructurales de perfil circular con un diámetro externo de 31,75 mm y un espesor de 2 mm, como se observa en la Figura 6.7.

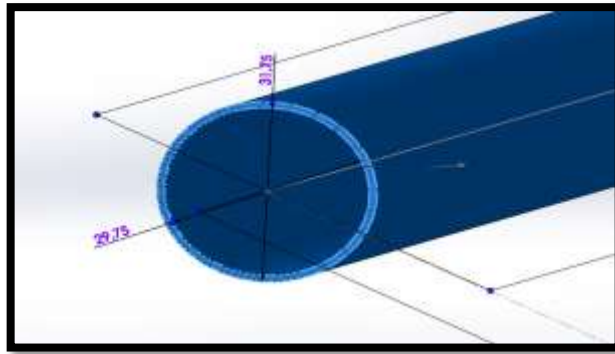


Figura 6.7 Dimensiones de los tubos de la estructura principal

Fuente: El autor

Las dimensiones comúnmente utilizadas por diversos fabricantes de chasis son: 28, 30 y 32 mm, cuyo espesor varía de entre 2 a 3 mm, por lo que la elección va escogida en relación con esas dimensiones. Para el triángulo inferior que da soporte a la columna de dirección se han escogido barras con un diámetro externo de 15,88 mm y un espesor de 1,5 mm, como se observa en la Figura 6.8.

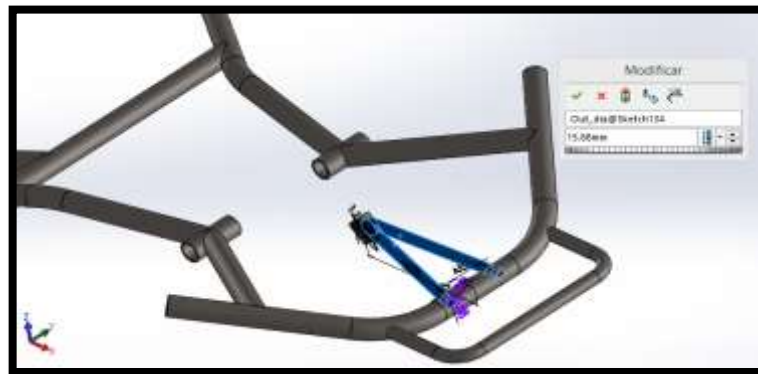


Figura 6.8 Dimensiones de las barras soportes para la columna de dirección

Fuente: El autor

Las dimensiones de la barra que sirve como parachoques delantero, se ha escogido de acuerdo a la reglamentación vigente, en la que se especifica que deberá tener un diámetro externo mínimo de 20 mm, por tal motivo, se ha optado por proporcionarle

inicialmente a este miembro estructural la dimensión mínima requerida, con un espesor de 1,5 mm, como se observa en la Figura 6.9.



Figura 6.9 Dimensiones de los tubos para el parachoques delantero

Fuente: El autor

6.6.4. Recorte de uniones

Cuando se realiza el barrido de miembros estructurales, los nodos de unión presentan ciertas imperfecciones (ver Figura 6.10). Estas imperfecciones si no se corrigen pueden ocasionar problemas en el mallado e impiden que los resultados del análisis estructural sean acertados.



Figura 6.10 Unión de tubos con imperfecciones

Fuente: El autor

Para realizar el recorte de las uniones se utiliza la herramienta (Recortar/Extender), se selecciona el tipo de esquina, en primera instancia se elige el miembro estructural a recortar para luego escoger el límite de corte, como se observa en la Figura 6.11.

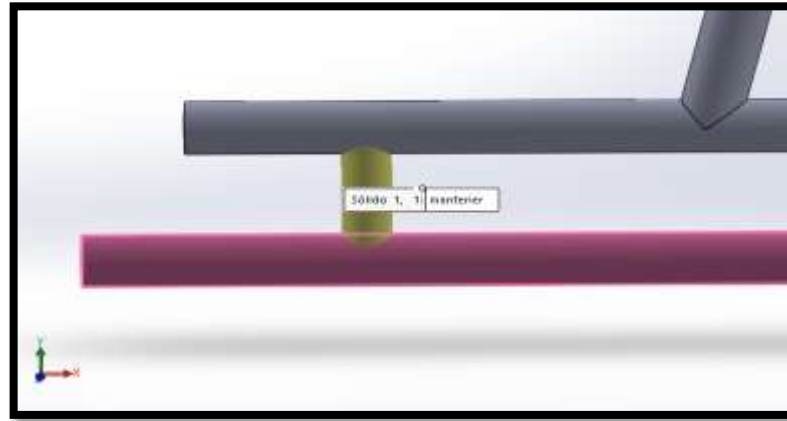


Figura 6.11 Selección del miembro estructural a recortar con su límite

Fuente: El autor

Es importante tener un minucioso cuidado en la realización de los recortes, ya que lograr uniones con empalmes perfectos (ver Figura 6.12), facilita la ejecución de un correcto mallado, da un aspecto visual realista y proporciona datos acertados en el análisis estructural, también permite obtener los esquemas de las muescas, las cuales son de gran utilidad durante la etapa de fabricación.

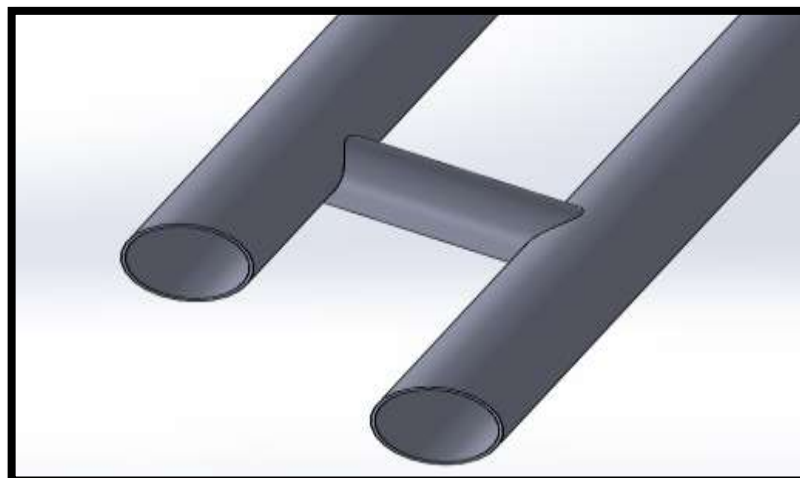


Figura 6.12 Unión recortada

Fuente: El autor

6.6.5. Estructura preliminar del chasis

Una vez efectuado el barrido de cada miembro estructural que conforma el chasis y recortada cada unión, se tiene el modelo preliminar que cumple a cabalidad con la reglamentación CIK/FIA (ver Figura 6.13). Este diseño base es el punto de partida para la adquisición de datos que se presenten como resultado de la ejecución de un análisis estructural. En función de los resultados del análisis se realizarán modificaciones en distintos parámetros del diseño, como las dimensiones, triangulaciones, tipo de material y geometría de la estructura, hasta llegar a obtener un modelo final que supere cada una de las pruebas del estudio estructural y cumpla perfectamente con la reglamentación vigente. Es importante mencionar que todas las modificaciones que se realicen se deben efectuar siempre y cuando sean posibles desde el punto de vista constructivo y no estén en contra de la normativa.

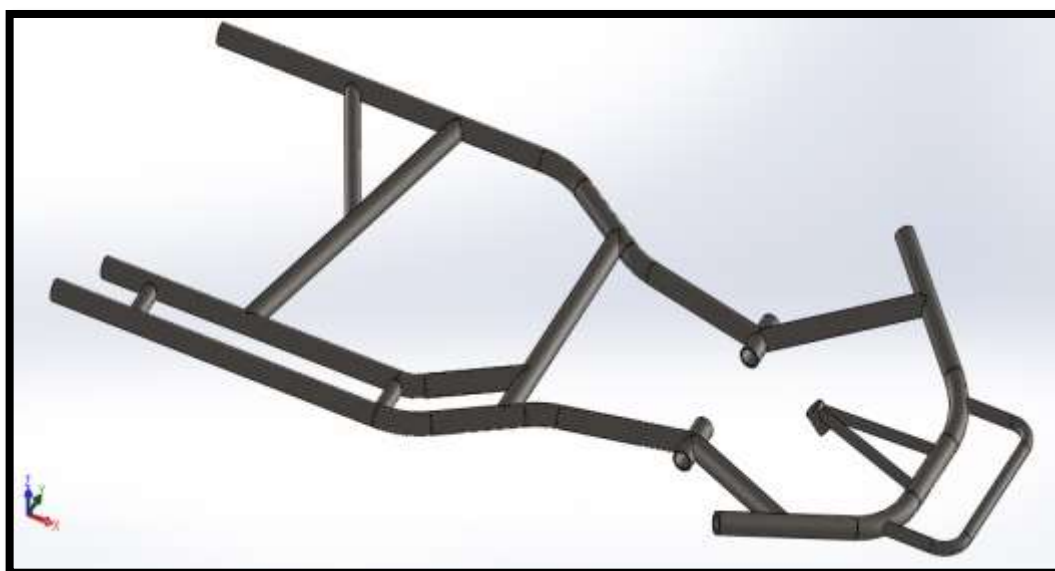


Figura 6.13 Modelo preliminar del chasis

Fuente: El autor

6.6.6. Modelado de los soportes para las manguetas

Los soportes de las manguetas representan un elemento fundamental para el tren frontal del vehículo. Estos elementos van sólidamente unidos mediante soldadura a un miembro estructural delantero del chasis, y básicamente estas piezas tienen la función de brindar soporte al conjunto mangueta-neumático y servir como punto de giro para la dirección. Su posicionamiento respecto al chasis determina el ángulo de avance y de salida.

Para modelar estos soportes, en una primera instancia se realiza un croquis de la geometría base en un plano 2D mediante el comando (Línea), como se observa en la Figura 6.14. Acto seguido se hace uso de la función (Extruir saliente/base) en la que se le da una profundidad a la geometría de 35 mm (ver Figura 6.15).

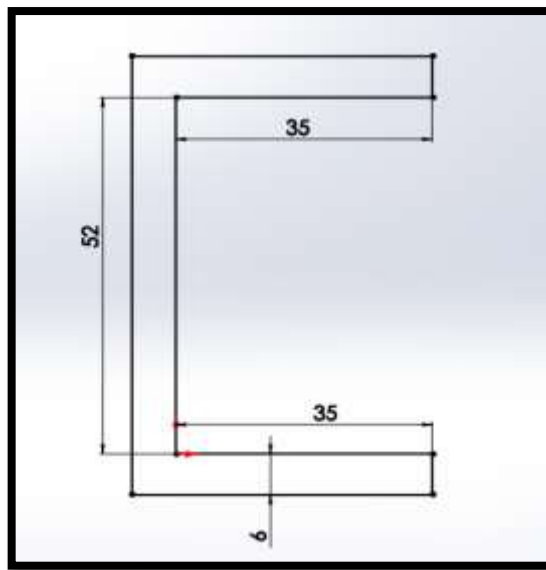


Figura 6.14 Croquizado de la geometría de los soportes para las manguetas

Fuente: El autor

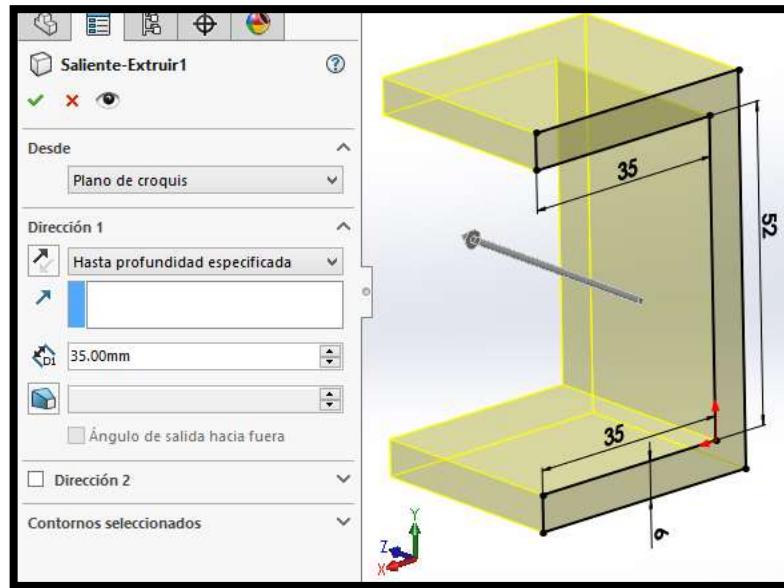


Figura 6.15 Extrucción del croquis de los soportes para las manguetas

Fuente: El autor

A continuación mediante el comando (Línea) se realiza un croquis en la cara superior del ancho del patín del soporte, como se observa en la Figura 6.16. Luego mediante la herramienta (Extruir corte) se realiza el corte de las zonas exteriores del croquis base, dándole la forma final (ver Figura 6.17).

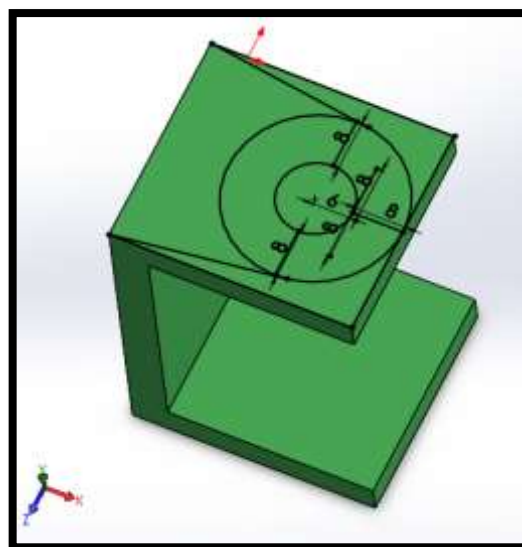


Figura 6.16 Croquis en el ancho del patín

Fuente: El autor

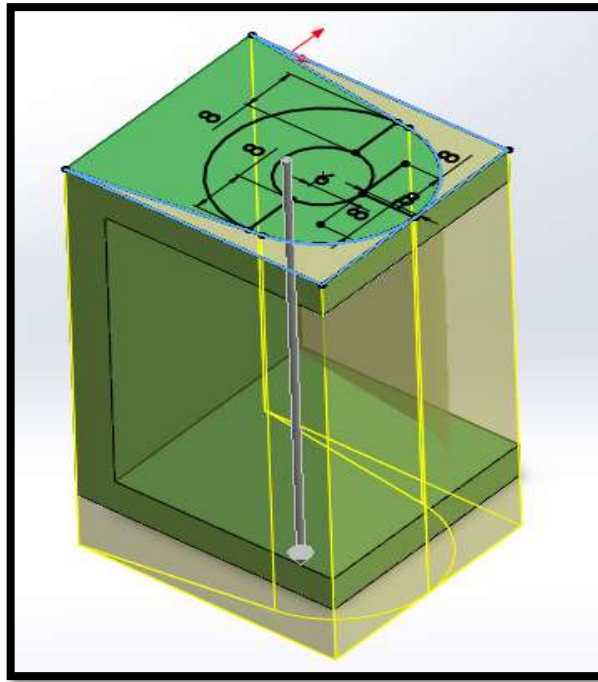


Figura 6.17 Corte de la superficie

Fuente: El autor

Luego mediante la herramienta (Extruir corte) se realiza un taladrado que atraviese simétricamente las dos alas del soporte, como se observa en la Figura 6.18. El diámetro del agujero es de 12 mm.

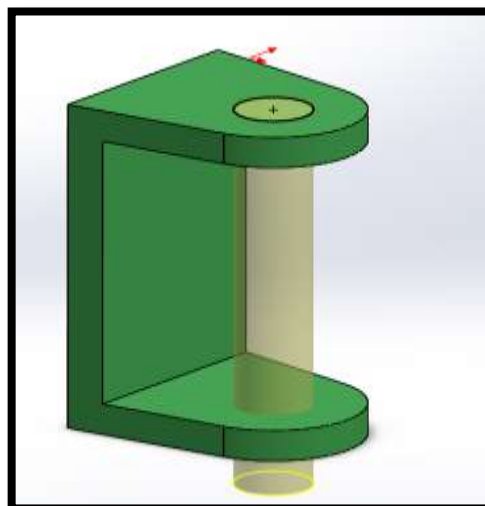


Figura 6.18 Taladrado de agujero

Fuente: El autor

Para finalizar, se hace uso de la función (Redondeo) y se la aplica en las aristas del soporte, como se observa en la Figura 6.19, esto da un aspecto visual realista de la pieza y evita la concentración de tensiones en esas zonas.

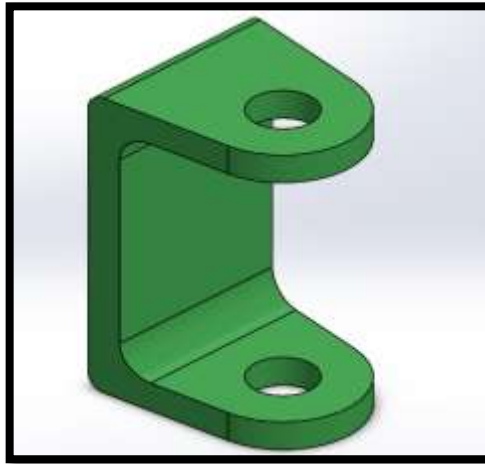


Figura 6.19 Modelo de los soportes para las manguetas

Fuente: El autor

6.6.7. Modelado de los soportes para el eje de transmisión

Los soportes del eje son piezas de acero fijadas sólidamente en la parte posterior del chasis mediante soldadura. Estos elementos a más de brindar soporte al eje rígido y a sus rodamientos, permiten el reglaje de la altura del eje posterior respecto al suelo. Para realizar el modelado de estas piezas, en primer lugar, mediante el comando (Línea), se realiza en un plano 2D un croquis con la geometría deseada, como se observa en la Figura 6.20.

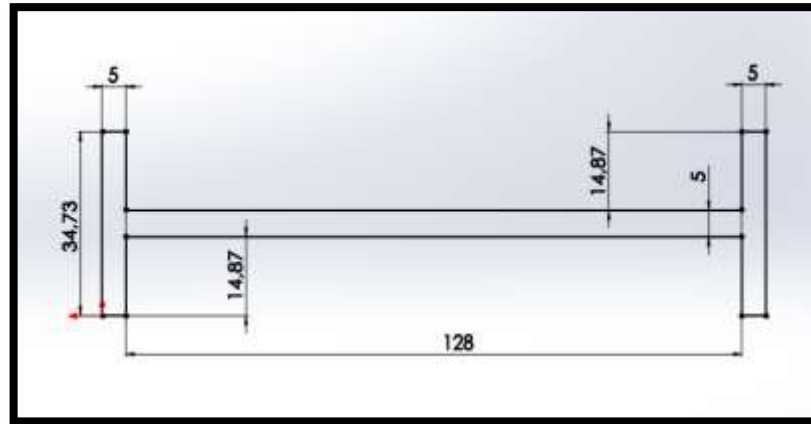


Figura 6.20 Croquis de los soportes para el eje de transmisión

Fuente: El autor

A continuación, mediante la herramienta (Extruir saliente/base) se da una profundidad al croquis base de 144 mm, como se observa en la Figura 6.21.

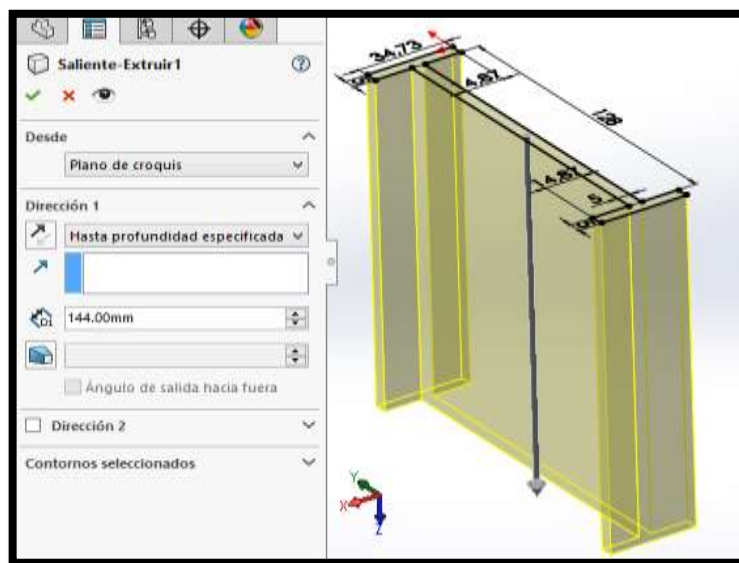


Figura 6.21 Extrucción del croquis de los soportes para el eje de transmisión

Fuente: El autor

Luego mediante la herramienta (Línea) se realiza un croquis en una de las caras del ancho del patín, como se observa en la Figura 6.22. Después se hace uso del comando (Extruir corte) y se efectúa la extrucción de la semicircunferencia (ver Figura 6.23).

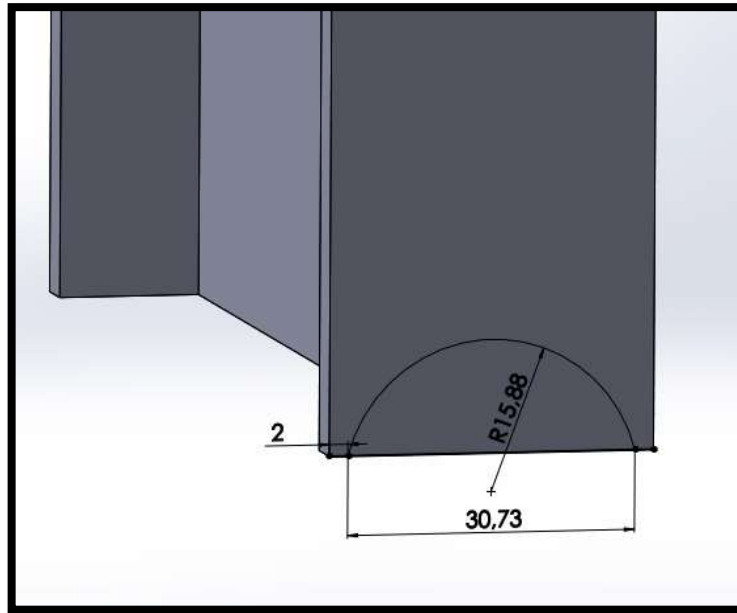


Figura 6.22 Croquis en el ancho del patín

Fuente: El autor

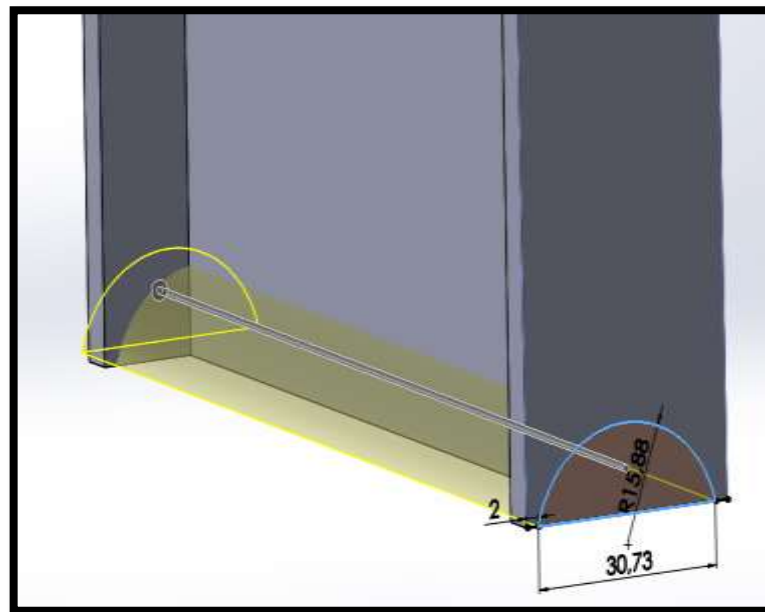


Figura 6.23 Corte del croquis

Fuente: El autor

A continuación, en la cara central de la pieza se realiza tres taladrados. Los agujeros sirven como puntos de sujeción para los porta rodamientos y tienen un diámetro de 14 mm, como se observa en la Figura 6.24. Además se realiza el corte de un agujero

central por el cual pasará el eje rígido posterior, el orificio tiene un diámetro de 75 mm y se ubica en el centro simétrico de la pieza, como se observa en la Figura 6.25.

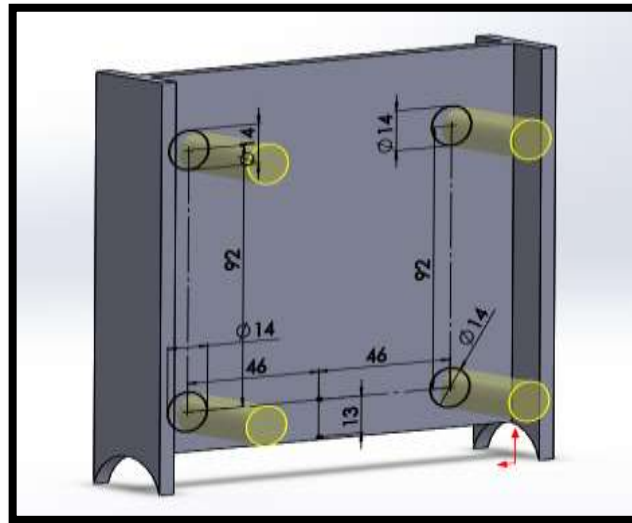


Figura 6.24 Croquizado y perforado de agujeros

Fuente: El autor

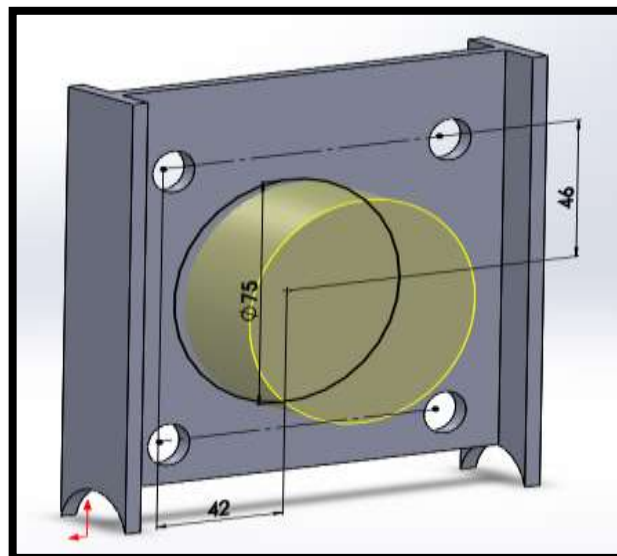


Figura 6.25 Croquizado y perforado del orificio central

Fuente: El autor

Finalmente, mediante la herramienta (Redondeo) se suavizan todas las aristas vivas, como se observa en la Figura 6.26. Esto da un aspecto visual real de la pieza y evita

la concentración de esfuerzos en esas zonas al momento de realizar los análisis estructurales.

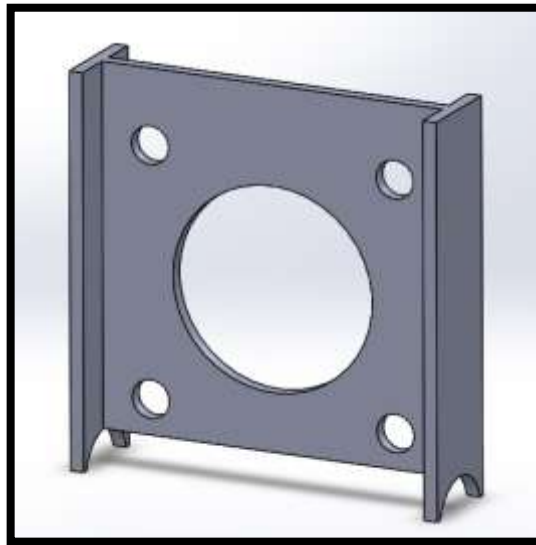


Figura 6.26 Modelo base de los soportes del eje posterior

Fuente: El autor

6.6.8. Ensamblaje de los soportes al chasis

En un nuevo archivo del tipo (Ensamble) se realiza el ensamble de los soportes, tanto del eje posterior, como de las manguetas a la estructura del chasis base. Los elementos a ensamblar tienen por defecto seis grados de libertad, tres dispuestos para la traslación y tres para su rotación. Con el objetivo de restringir el movimiento de estos elementos de tal forma que los soportes se integren al chasis como un solo cuerpo se hace uso del comando (Relaciones de posición).

Montaje de los soportes para eje de transmisión

Para restringir el movimiento de los apoyos del eje posterior, se usa la relación de posición (Concéntrica) (ver Figura 6.27) y la relación de posición (Paralelo), para la cual se selecciona una de las caras laterales del apoyo y el plano de planta como línea de referencia, como se observa en la Figura 6.28.

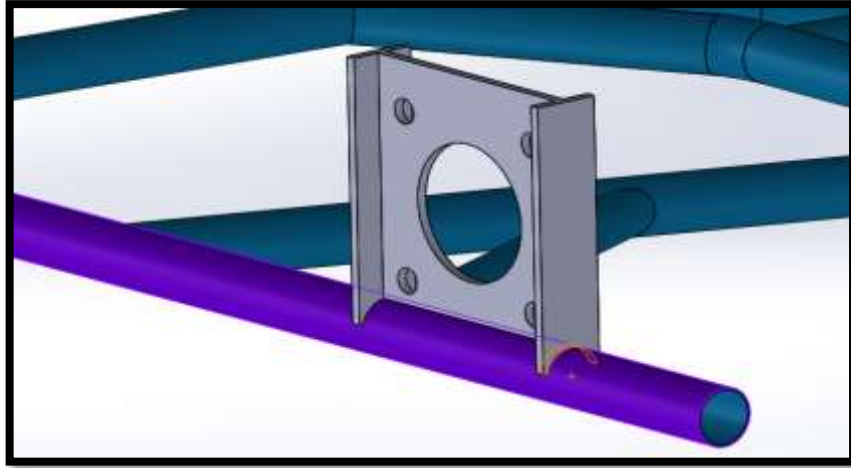


Figura 6.27 Relación de posición (Concéntrica)

Fuente: El autor

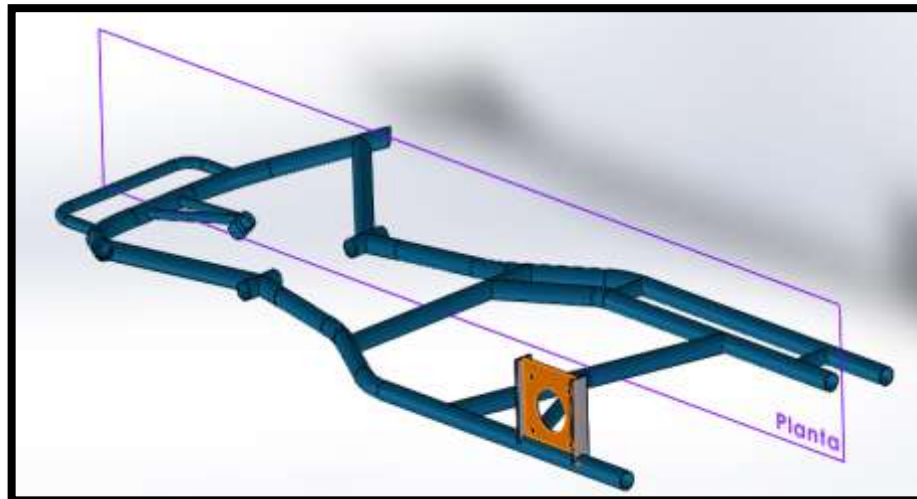


Figura 6.28 Relación de posición (Paralelo)

Fuente: El autor

Montaje de los soportes para las manguetas

Mediante la relación de posición (Coincidente) se une una de las caras del soporte de las manguetas con una de las superficies del tubo, como se observa en la Figura 6.29. El ángulo de avance que se ha definido inicialmente para el modelo base es de $14,10^0$ como se observa en la Figura 6.30. Mientras que el ángulo de salida es de

12,36° medidos respecto a la vertical y vistos desde el frente del vehículo, como se observa en la Figura 6.31.

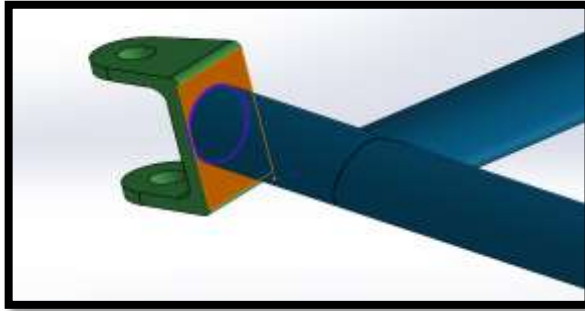


Figura 6.29 Ensamble de los soportes de las manguetas al chasis

Fuente: El autor

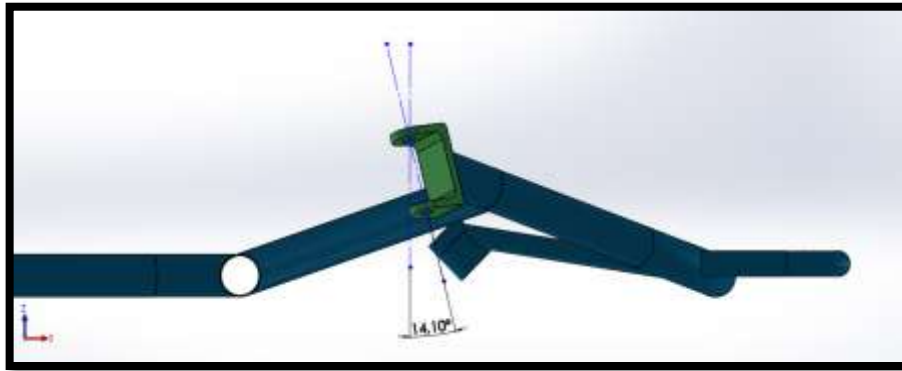


Figura 6.30 Ángulo de avance

Fuente: El autor

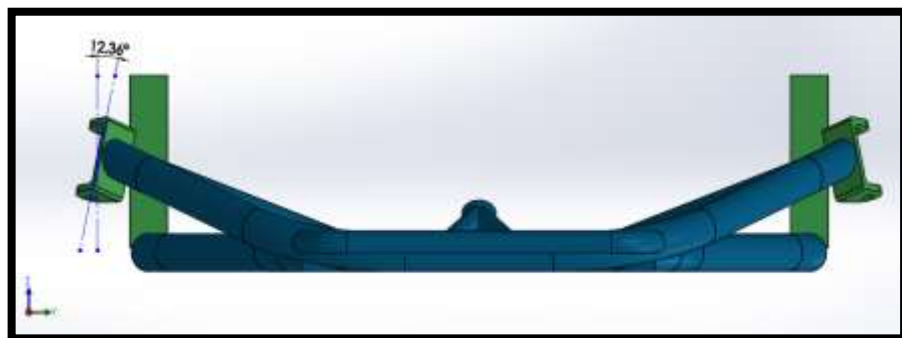


Figura 6.31 Ángulo de salida

Fuente: El autor

6.6.9. Vistas del chasis ensamblado

En la Figura 6.32, Figura 6.33 y Figura 6.34 se muestran en detalle las vistas del chasis base ensamblado con los soportes.



Figura 6.32 Vista lateral del chasis

Fuente: El autor

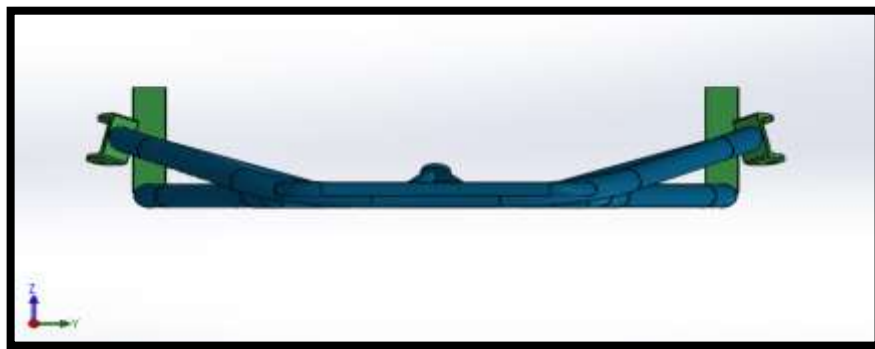


Figura 6.33 Vista frontal del chasis

Fuente: El autor

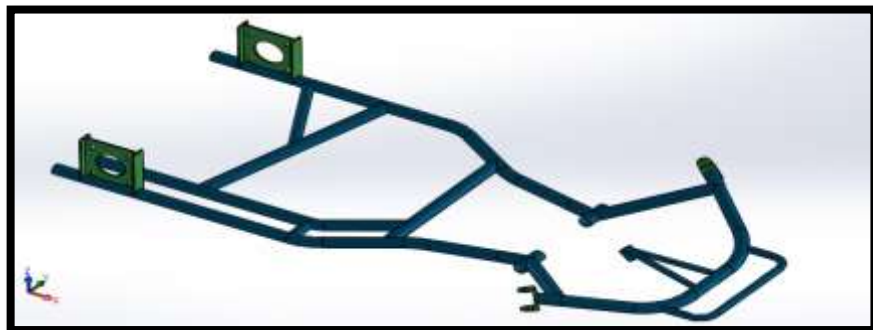


Figura 6.34 Vista en perspectiva del chasis

Fuente: El autor

6.6.10. Cálculos y consideraciones estáticas/dinámicas del chasis

Localización del centro de gravedad

El centro de gravedad (CG) de un kart es el sitio exacto en el que se encuentra concentrado la totalidad de su peso, este punto en específico es atraído hacia el centro de la tierra con una intensidad mucho mayor en comparación a otros puntos del vehículo. La ubicación de CG influye directamente en el comportamiento dinámico del prototipo, convirtiéndolo en un aspecto predominante a la hora de diseñar un kart.

El sitio ideal en la que el centro de gravedad tiene que estar ubicado, es justo en el punto medio de la distancia que exista entre el eje delantero y posterior del automóvil y lo más cercano al nivel del suelo, como se observa en la Figura 6.35. Lograr un CG con las características mencionadas permite que el kart sea atraído hacia el centro de la tierra de una forma equilibrada, lo cual da como resultado un vehículo muy neutral con poca transferencia de pesos en aceleración y frenado, y con una excelente maniobrabilidad y estabilidad al paso por curvas a grandes velocidades.

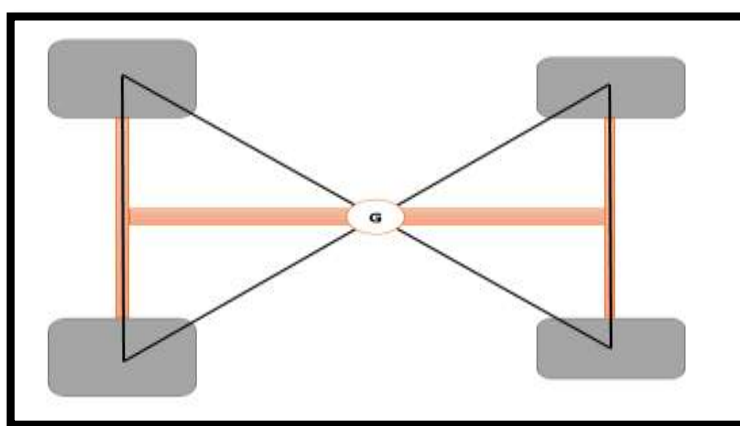


Figura 6.35 Ubicación ideal del centro de gravedad en un vehículo

Fuente: El autor

El centro de gravedad también conocido como baricentro, varía su ubicación en función de los pesos que se introducen en el vehículo, por tal motivo, disponer de una correcta ubicación de todos los componentes que conforman el kart, será un aspecto clave para lograr un CG lo más próximo al ideal.

Existen diversas formas para determinar el baricentro de un vehículo, desde cálculos por medio de diseños CAD (método práctico a utilizar en piezas que aún no existen), hasta métodos mediante mediciones reales en el caso de piezas tangibles.

Para determinar la ubicación del CG del kart se procede a modelar a través del software CAD todos los componentes cuyos pesos se pueden considerar elevados en relación al peso total del vehículo, estos elementos se modelan lo más aproximado a su geometría real, de tal forma que cada uno de sus centros de gravedad puedan ser determinados con un alto grado de aproximación mediante la herramienta (Propiedades físicas) del software CAD de diseño. Una vez ubicado el baricentro de cada elemento que conforma el kart, se procede a ubicar a cada componente en el chasis, de tal forma que se pueda determinar el CG del vehículo.

Debido a que el peso del kart establecido es de 135 Kg, los componentes que se desprecian por no generar un alto impacto en la ubicación del CG son: pernos, tuercas, bieletas de dirección, rotulas, pedales, cables, porta rodamientos y casquillos.

Los componentes a tener en cuenta en el análisis del centro de gravedad son los siguientes:

- Motor: Tiene un peso de 15,7 Kg incluido el embrague centrifugo. Se modela su geometría, como se observa en la Figura 6.36 y mediante la herramienta

(Propiedades de materiales) se le asigna un valor de densidad y se obtiene su peso real.

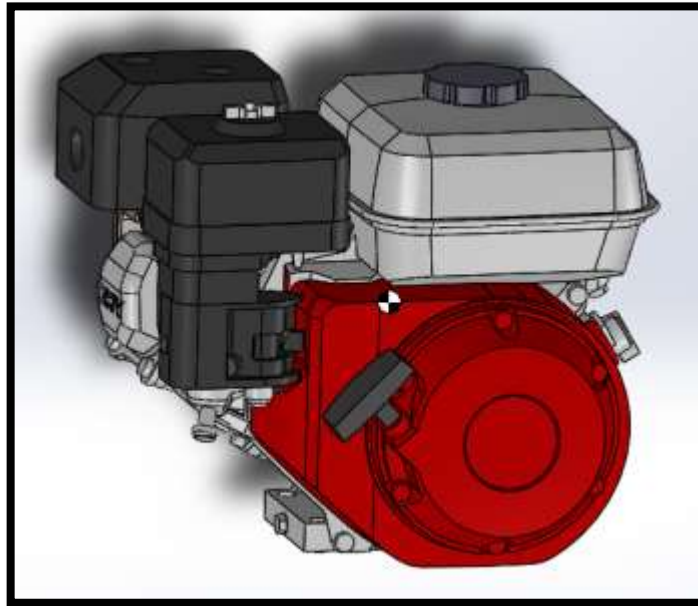


Figura 6.36 Modelado y ubicación del centro de gravedad del motor

Fuente: El autor

- Eje posterior de transmisión: El material es acero de transmisión, tiene un diámetro de 40 mm, 2 mm de espesor, 1040 mm de largo y un peso de 1,7 Kg (ver Figura 6.37).

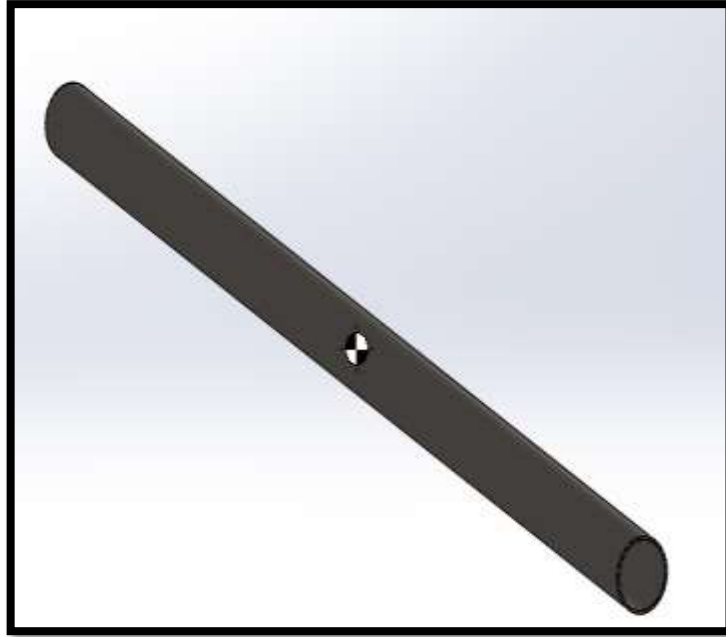


Figura 6.37 Modelado y ubicación del centro de gravedad del eje

Fuente: El autor

- Asiento: El material de fabricación es fibra de vidrio y tiene un peso de 2,9 Kg (ver Figura 6.38).

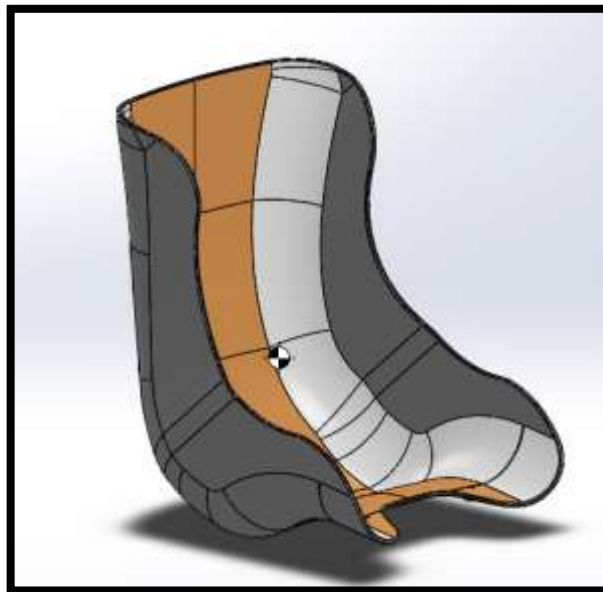


Figura 6.38 Modelado y ubicación del centro de gravedad del asiento

Fuente: El autor

- Chasis: El material de fabricación es acero estructural ASTM-A36 y tiene un peso de 13 Kg (ver Figura 6.39).

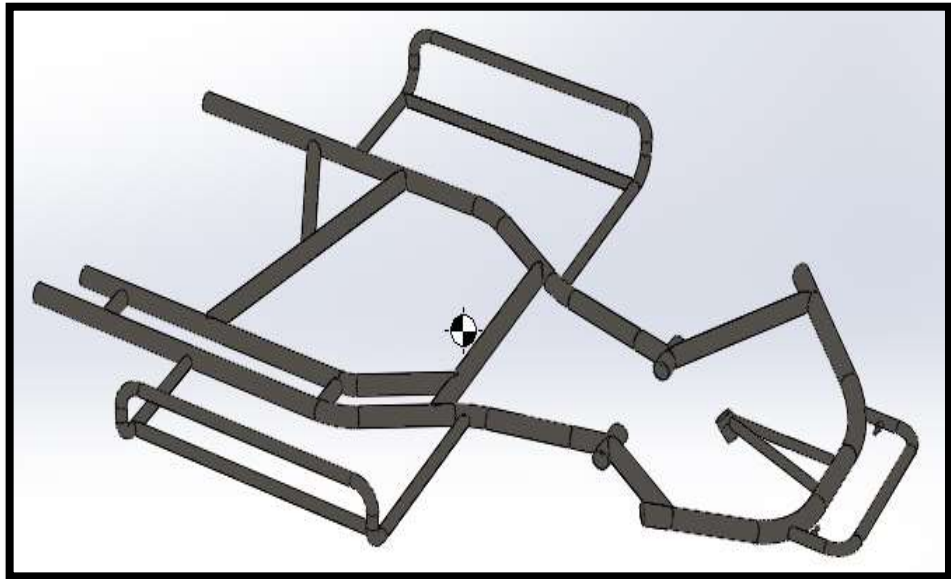


Figura 6.39 Modelado y ubicación del centro de gravedad del chasis

Fuente: El autor

- Bandeja de protección: El material de fabricación es acero inoxidable, tiene un espesor de 1,5 mm y un peso de 1,2 Kg (ver Figura 6.40).

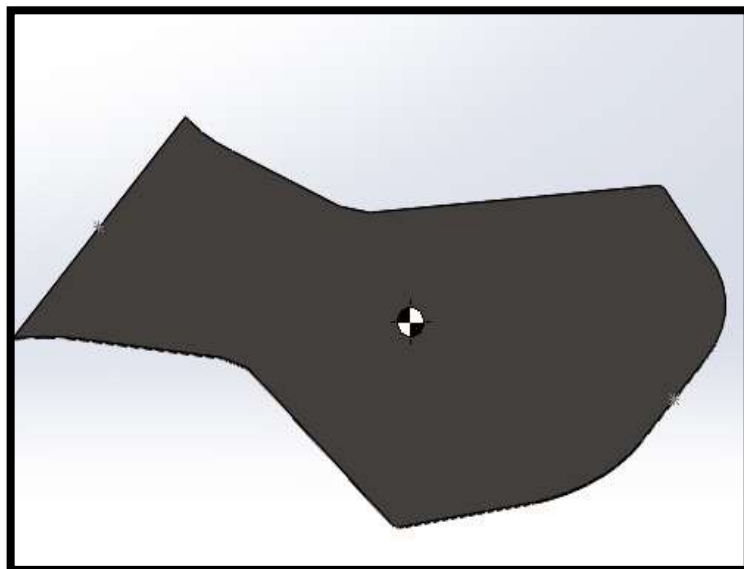


Figura 6.40 Modelado y ubicación del centro de gravedad de la bandeja

Fuente: El autor

- Manguetas: El material de fabricación es acero y tienen un peso de 0,6 Kg (ver Figura 6.41).

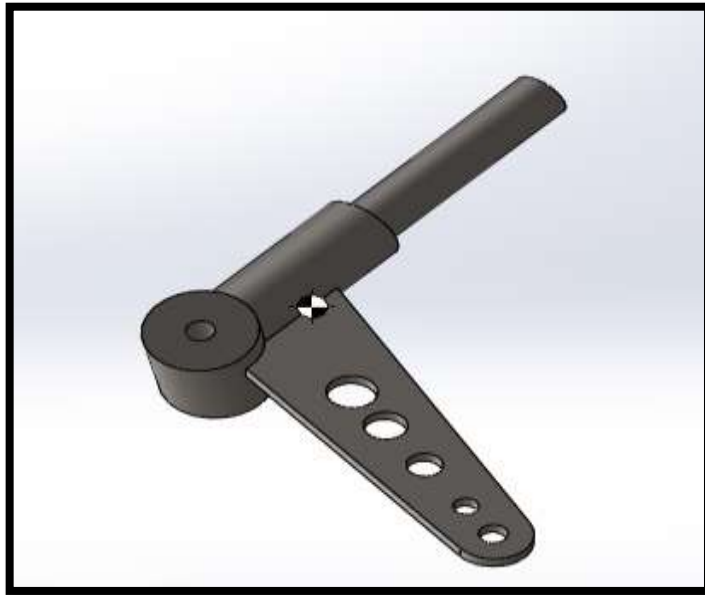


Figura 6.41 Modelado y ubicación del centro de gravedad de las manguetas

Fuente: El autor

- Aros y neumáticos: Los aros son de aluminio, mientras que los neumáticos de caucho. El peso del conjunto delantero armado es de 1,4 Kg, mientras que el posterior es de 2 Kg (ver Figura 6.42).

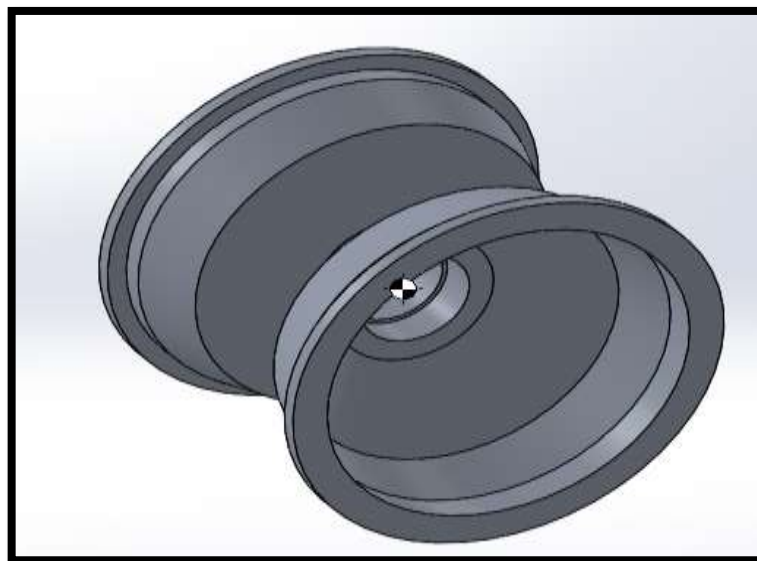


Figura 6.42 Modelado y ubicación del centro de gravedad del aro-neumático

Fuente: El autor

- Carenado frontal (bumper): El material de fabricación es plástico ABS y tiene un peso de 1,6 Kg (ver Figura 6.43).

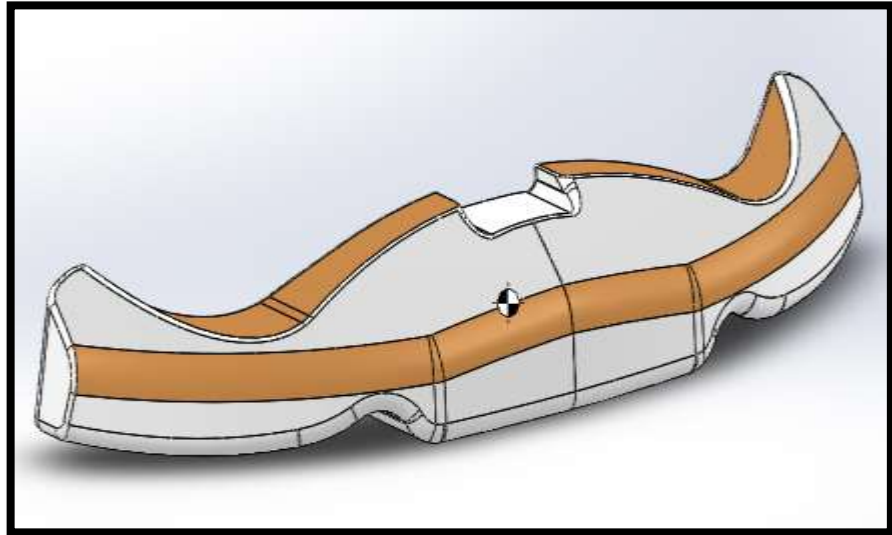


Figura 6.43 Modelado y ubicación del centro de gravedad del bumper

Fuente: El autor

Babero: El material de fabricación es plástico ABS y tiene un peso de 0,4 Kg (ver Figura 6.44).

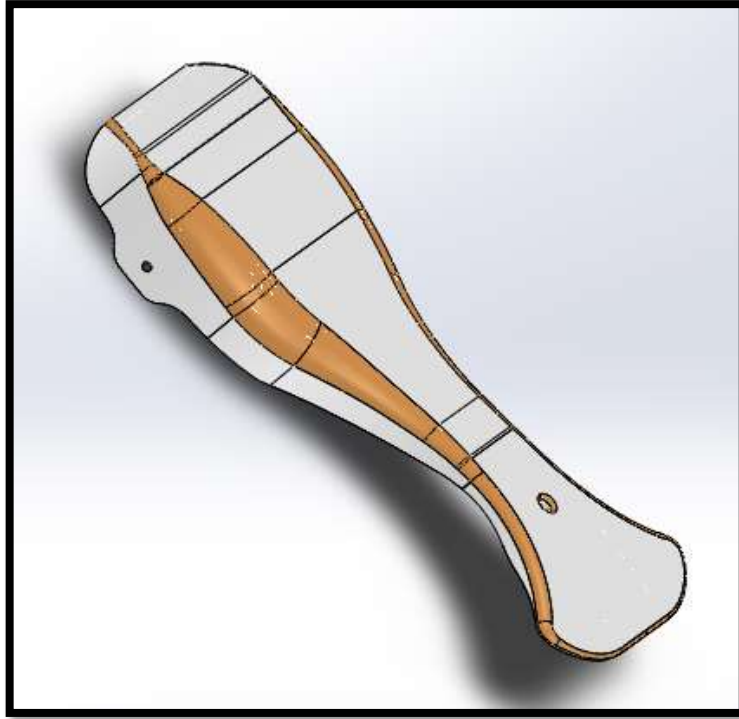


Figura 6.44 Modelado y ubicación del centro de gravedad del babero

Fuente: El autor

- Carenado lateral (pontones): El material de fabricación es plástico ABS y tiene un peso de 0,7 Kg (ver Figura 6.45).

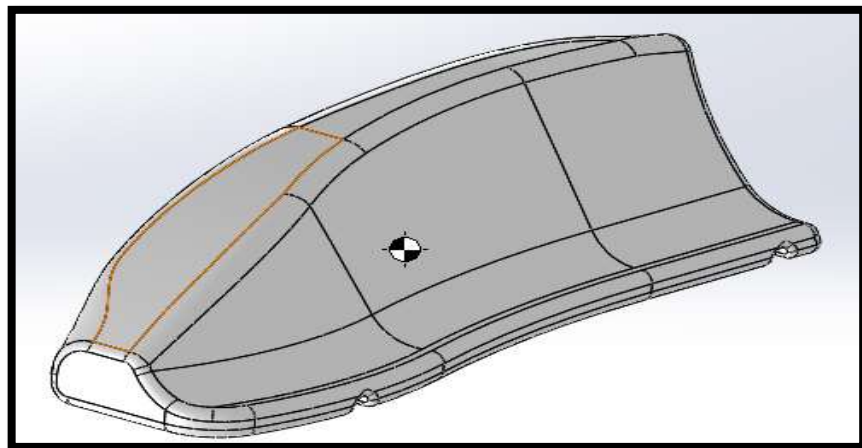


Figura 6.45 Modelado y ubicación del centro de gravedad de los pontones

Fuente: El autor

- Columna de dirección: El material de fabricación es acero y tiene un peso de 1,2 Kg (ver Figura 6.46).

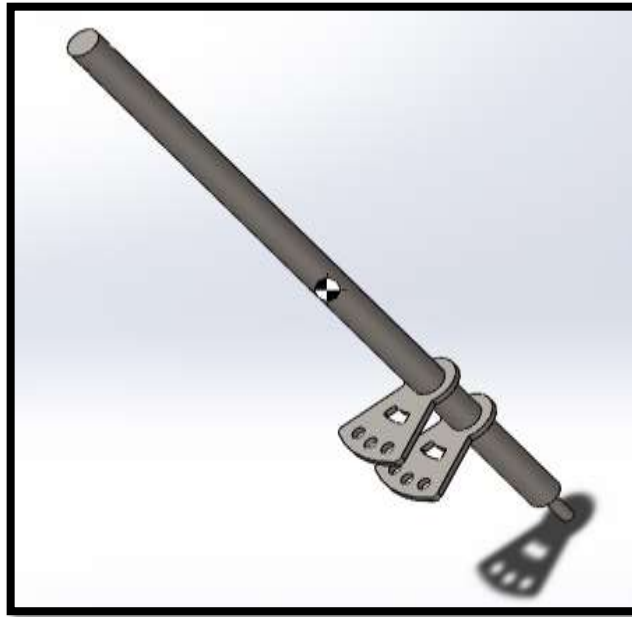


Figura 6.46 Modelado y ubicación del centro de gravedad de la columna

Fuente: El autor

- Volante: El material de fabricación es aluminio y tiene un peso de 1 Kg (ver Figura 6.47).

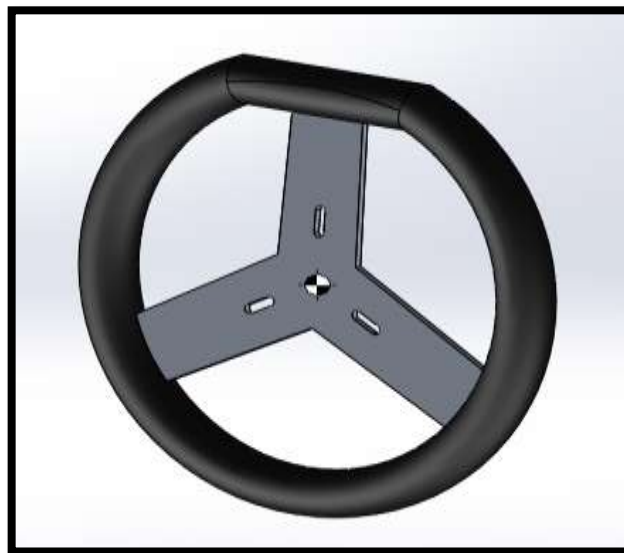


Figura 6.47 Modelado y ubicación del centro de gravedad del volante

Fuente: El autor

- Manzanas: El material de fabricación es aluminio y tienen un peso de 0,5 Kg (ver Figura 6.48).

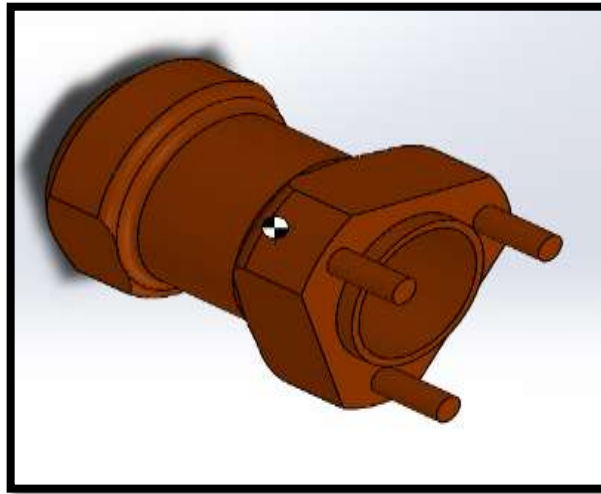


Figura 6.48 Modelado y ubicación del centro de gravedad de las manzanas

Fuente: El autor

- Conjunto porta corona-corona: El material de fabricación del porta corona es aluminio, mientras que el material de la corona es acero estructural, el conjunto ensamblado tiene un peso de 0,7 Kg (ver Figura 6.49).

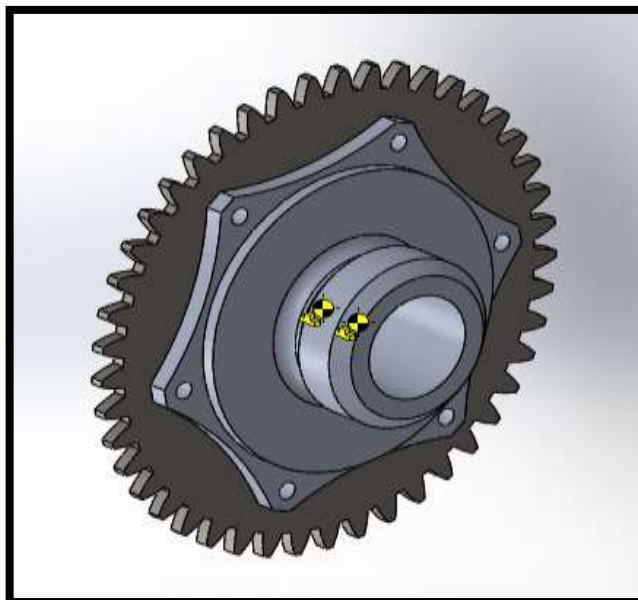


Figura 6.49 Modelado y ubicación del centro de gravedad de la catalina

Fuente: El autor

- Piloto: El kart tiene un peso bajo (65 Kg) respecto al peso del piloto (70 Kg), lo que hace que el peso del conductor produzca un efecto importante en la ubicación del CG del vehículo y en la forma en que este se comporte durante una competencia, por ende la colocación del peso del piloto en el kart no solo es un asunto de comodidad, sino también un asunto de reglaje (ver Figura 6.50).

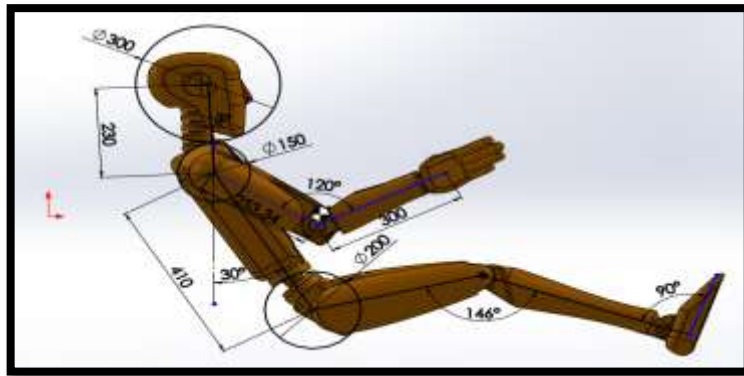


Figura 6.50 Modelado y ubicación del centro de gravedad del piloto

Fuente: El autor

Para determinar las coordenadas del centro de gravedad del kart, se procede a realizar un ensamble de todos los componentes que integran el vehículo. La herramienta (Centro de gravedad) del software de diseño, permite observar la ubicación del baricentro (Punto blanco/negro) y su desplazamiento en el espacio a medida que se introduzcan las piezas en el chasis (ver Figura 6.51 y Figura 6.52).



Figura 6.51 Centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

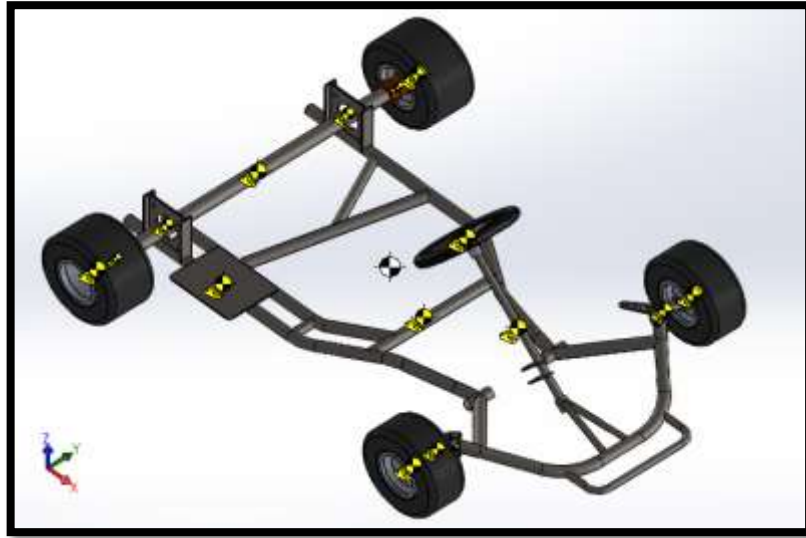


Figura 6.52 Centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

Los componentes que mayor impacto generan en la ubicación del centro de gravedad del vehículo, es el motor y el piloto. El motor al estar ubicado en la zona lateral posterior del chasis, ocasiona que el CG se desplace hacia ese sector como se observa en la Figura 6.53 y la Figura 6.54.

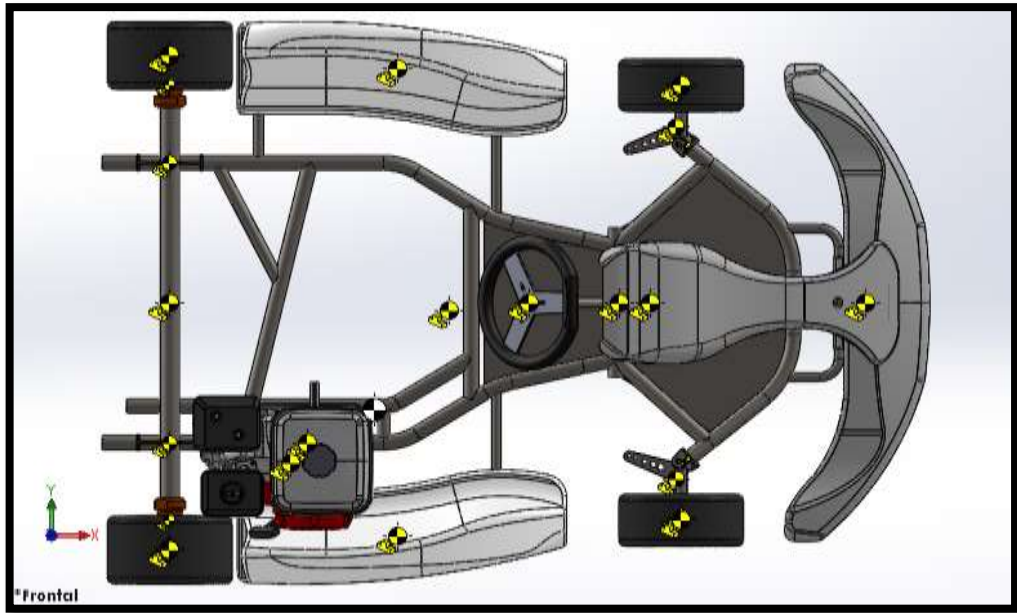


Figura 6.53 Centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

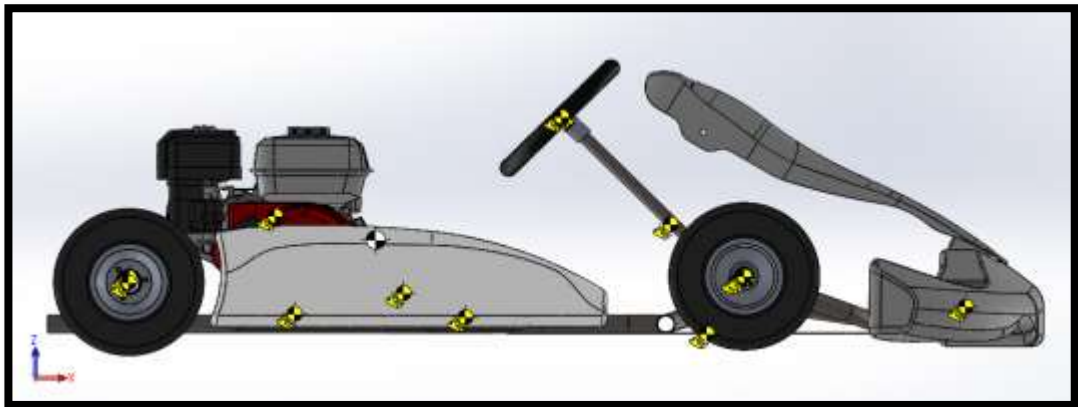


Figura 6.54 Centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

Con el fin de aproximar el baricentro del kart al ideal, la ubicación del peso del piloto se centra en el chasis de tal forma que pueda conducir al punto de gravedad lo más cercano hacia el eje longitudinal central del vehículo y lo más cercano al punto medio de la distancia entre ejes (ver Figura 6.55, Figura 6.56 y Figura 6.57).

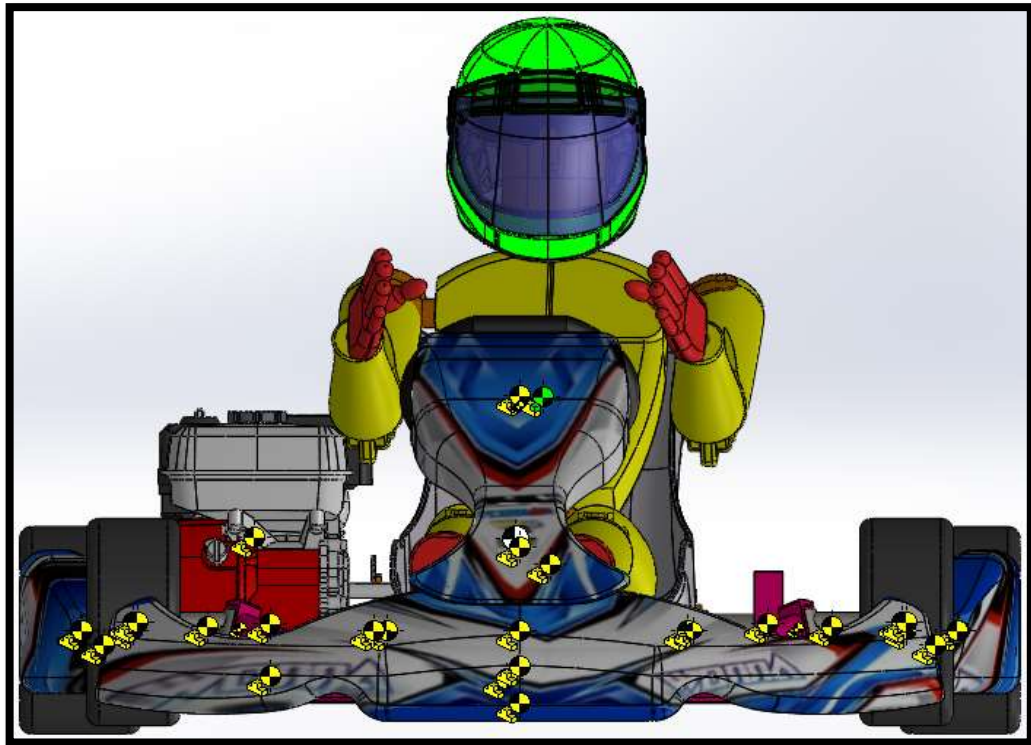


Figura 6.55 Centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

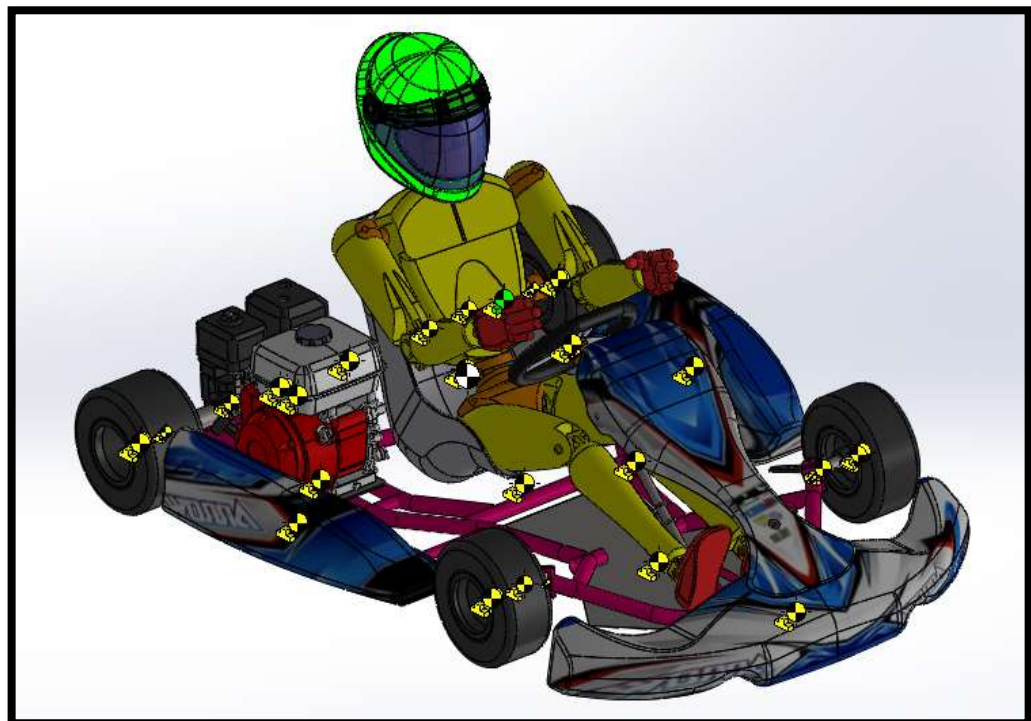


Figura 6.56 Centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

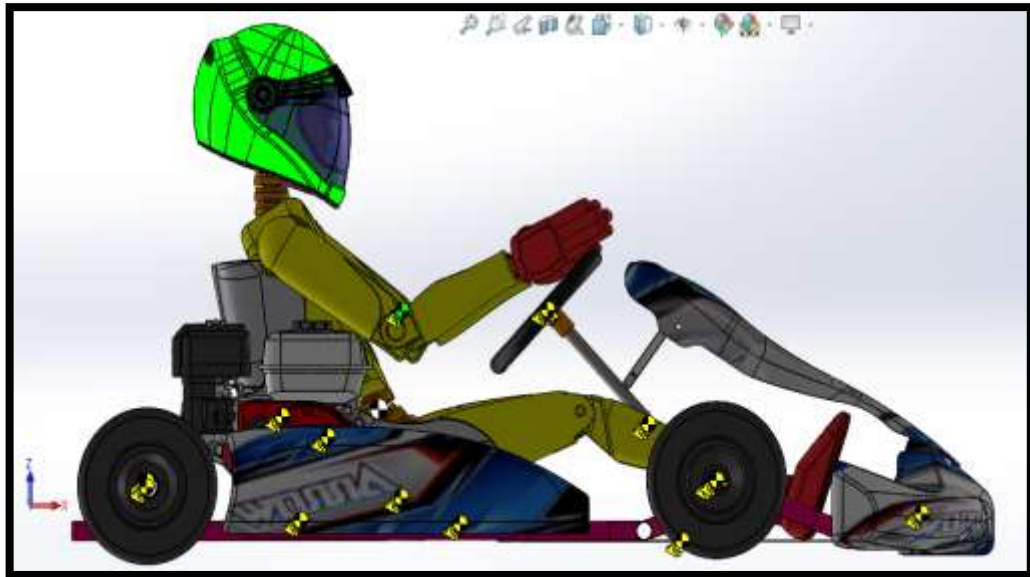


Figura 6.57 Centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

Una vez localizado el centro de gravedad del kart, se procede a determinar las coordenadas de su ubicación (ver Tabla 6.1). Para ello se hace uso de la herramienta (Dibujo) del software de diseño, el cual permite acotar de forma exacta las distancias requeridas, como se observa en la Figura 6.58 y Figura 6.59.

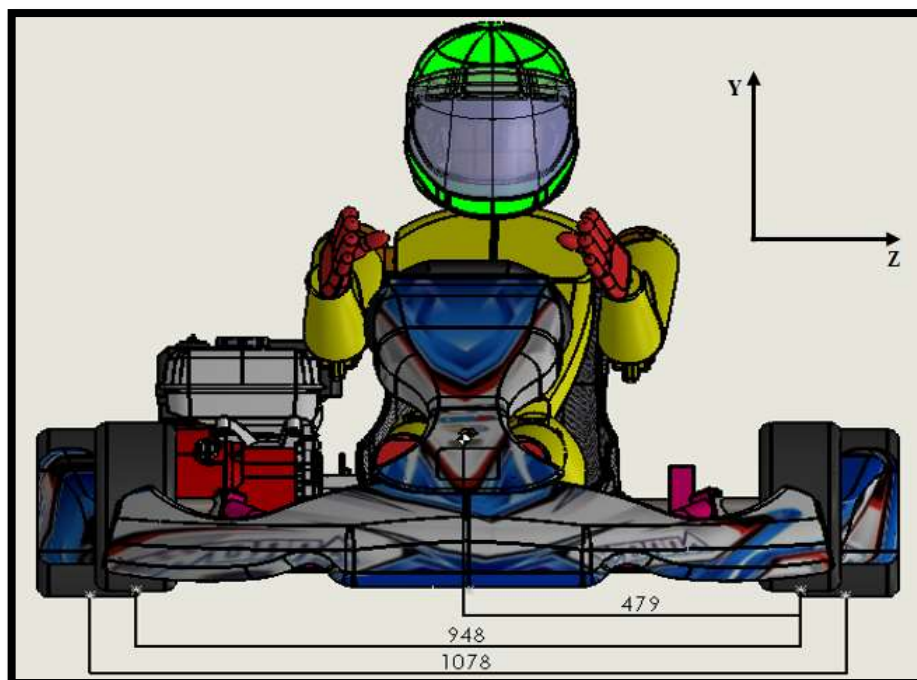


Figura 6.58 Coordenadas transversales del centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

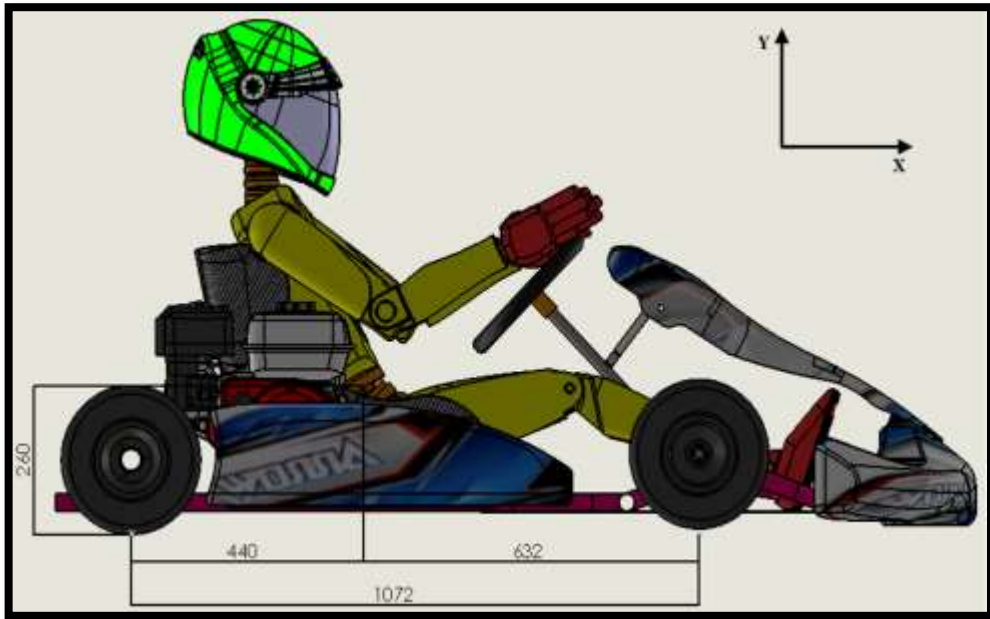


Figura 6.59 Coordenadas longitudinales del centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

Tabla 6.1 Coordenadas del centro de gravedad del kart

Fuente: El autor

Coordenada	Valor	Referencia de medición
CG (X)	- 96 mm	Respecto a la mitad de la batalla
CG (Y)	+ 260 mm	Respecto al suelo
CG (Z)	- 5 mm	Respecto a la mitad del ancho de vía

Transferencia de pesos

No existe una regla fija que defina la zona ideal en la que el CG tendría que estar ubicado en un kart, pero una norma adecuada es que cada neumático reciba la misma carga.

Determinar la carga estática que experimenta cada neumático, proporciona una orientación adecuada de cuáles pueden ser los comportamientos dinámicos del kart durante una carrera.

En un prototipo para karting el ancho de los neumáticos delanteros es inferior al de los neumáticos posteriores, lo que conlleva a que las ruedas posteriores tengan una mayor capacidad para soportar cargas, por lo que el peso total del kart, debe recaer en una forma proporcional al tamaño total de las ruedas. En un kart KF4 los neumáticos suelen tener una anchura de 11,43 cm para los delanteros y 18,034 cm para los posteriores, lo que significa, que aproximadamente los neumáticos delanteros pueden tolerar de una forma óptima un 36,6 % del peso total del kart, mientras que los posteriores un 63,38 %. En base a lo mencionado, repartos del orden de un 40 % para el eje delantero (entre el 37 y el 43 %) y un 60 % para el eje posterior (entre el 63 y el 57 %) son los más comunes en prototipos para karting. En cuanto al reparto transversal del peso, este debe ser al 50 %, es decir, igual peso a cada lado del kart.

Realizar modificaciones en el vehículo con el objetivo de desplazar el CG, puede cambiar el comportamiento de la transferencia de pesos durante una aceleración, desaceleración y pasos por curvas. Así por ejemplo, ubicar el centro de gravedad retrasado significa un mayor brazo de palanca para las fuerzas en los neumáticos delanteros y una menor para los posteriores. El efecto es un aumento del peso en el eje posterior y una disminución en el delantero.

Ubicar el CG lo más bajo posible proporciona una mayor estabilidad al vehículo, por el contrario si la altura del CG respecto al suelo es elevada, se produce una mayor transferencia de cargas laterales del peso, efecto que puede ser beneficioso en grandes desaceleraciones y curvas muy cerradas.

Transferencia longitudinal del peso

Para calcular la distribución del peso en cada eje, se considera al vehículo como un sólido rígido, con movimiento sobre un plano recto horizontal y sin ningún tipo de aceleración o movimiento lateral. En la Figura 6.60 se muestra un diagrama bidimensional del kart, con la hipótesis del movimiento y todas las fuerzas que intervienen.

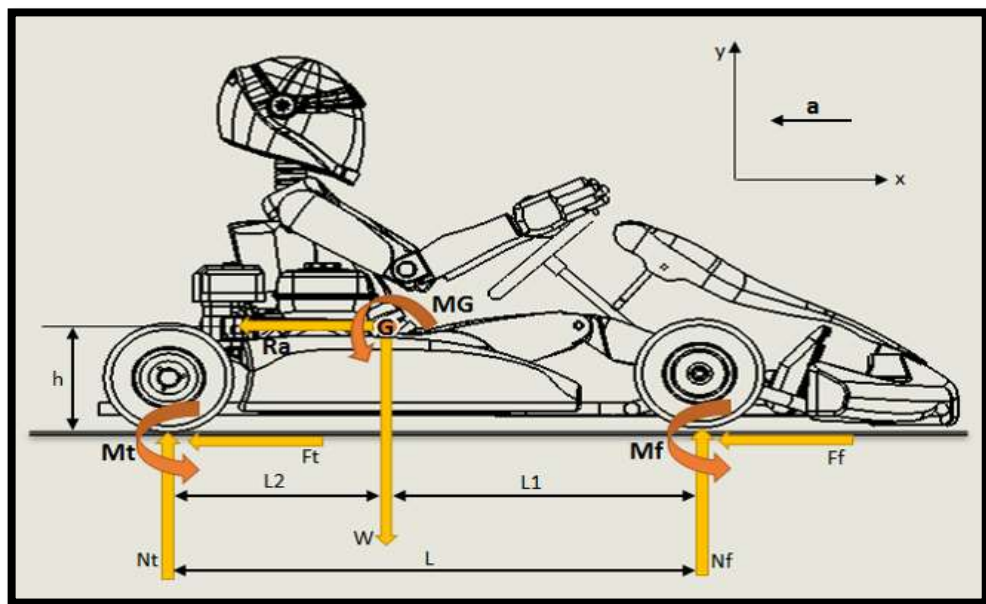


Figura 6.60 Diagrama bidimensional del kart para transferencia longitudinal

Fuente: El autor

En el cual:

N_f = Fuerza normal en el eje delantero. (N)

N_t = Fuerza normal en el eje posterior. (N)

W = Peso del kart + piloto. (N)

F_f = Fuerza de fricción del neumático delantero. (N)

F_t = Fuerza de fricción del neumático posterior. (N)

R_a = Resistencia aerodinámica al avance.

M_G = Momentum aerodinámico. (N*m)

M_f = Momentum frontal de resistencia a la rodadura. (N*m)

M_t = Momentum posterior de resistencia a la rodadura. (N*m)

L = Distancia entre ejes. (m)

L_1 = Distancia del centro de gravedad respecto al eje delantero. (m)

L_2 = Distancia del centro de gravedad respecto al eje posterior. (m)

h = Altura del Centro de gravedad respecto al suelo. (m)

Al aplicar teoremas vectoriales en el diagrama bidimensional del kart se obtienen las siguientes expresiones:

$$+\leftarrow \sum F_x = m * a$$

$$F_f + F_t + R_a = m * a \quad (1)$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N_f + N_t - W = 0 \quad (2)$$

$$+\curvearrowright \sum M_G = I_G$$

$$Nf * L1 - Ff * h - Nt * L2 - Ft * h + MG + Mt + Mf = 4 * \frac{I_r}{r_r} * a$$

$$Nf * L1 - Nt * L2 - (Ff + Ft) * h + MG + Mt + Mf = 4 * \frac{I_r}{r_r} * a \quad (3)$$

Las reacciones que se desean calcular, son las fuerzas normales que actúan en cada eje, por consiguiente al despejar Nf y Nt de las ecuaciones se obtienen las siguientes expresiones:

Al despejar ($Nf * L1$) en la ecuación (3) se tiene:

$$Nf * L1 = Nt * L2 + (Ff + Ft) * h - MG - Mt - Mf + 4 * \frac{I_r}{r_r} * a \quad (4)$$

Al despejar ($Ff+Ft$) en la ecuación (1) se tiene:

$$Ff + Ft = m * a - Ra \quad (5)$$

Al remplazar (5) en (4) se tiene:

$$Nf * L1 = Nt * L2 + (m * a - Ra) * h - MG - Mt - Mf + 4 * \frac{I_r}{r_r} * a$$

$$Nf * L1 = Nt * L2 + m * a * h - Ra * h - MG - Mt - Mf + 4 * \frac{I_r}{r_r} * a \quad (6)$$

Al despejar Nt de la ecuación (2) se tiene:

$$Nt = W - Nf$$

$$Nt = m * g - Nf \quad (7)$$

Al reemplazar (7) en (6) se tiene:

$$Nf * L1 = (m * g - Nf) * L2 + m * a * h - Ra * h - MG - Mt - Mf + 4 * \frac{I_r}{r_r} * a$$

$$Nf * L1 = m * g * L2 - Nf * L2 + m * a * h - Ra * h - MG - Mt - Mf + 4 * \frac{I_r}{r_r} * a$$

$$Nf * L1 + Nf * L2 = m * g * L2 + m * a * h + 4 * \frac{I_r}{r_r} * a - Ra * h - MG - Mt - Mf$$

$$Nf * (L1 + L2) = m * g * L2 + (m * h + 4 * \frac{I_r}{r_r}) * a - Ra * h - MG - Mt - Mf$$

$$(L1 + L2) = L$$

$$Nf * (L) = m * g * L2 + (m * h + 4 * \frac{I_r}{r_r}) * a - Ra * h - MG - Mt - Mf$$

$$Nf = \frac{m * g * L2 + \left(m * h + 4 * \frac{I_{rf}}{r_f}\right) * a - Ra * h - MG - Mt - Mf}{L} \quad (8)$$

Al reemplazar (8) en (7) se tiene:

$$Nt = \frac{m * g * L1 + \left(m * h + 4 * \frac{I_{rt}}{r_t}\right) * a + Ra * h + MG + Mt + Mf}{L} \quad (9)$$

De acuerdo a las magnitudes de las fuerzas que se obtienen producto de la aceleración y frenado del kart, existen factores que se pueden despreciar en el análisis debido a que no generan un cambio considerable en el resultado final, estas magnitudes son las siguientes: La resistencia aerodinámica (Ra), momentum frontal de resistencia a la rodadura (Mf), momentum posterior de resistencia a la rodadura (Mt) y el momentum aerodinámico (MG).

Por consiguiente, al sustituir ($Ra=MG=Mf=Mt=0$) en (8) y (9) se obtienen las siguientes ecuaciones:

(Ec. 6.1)

$$Nf = \frac{m * g}{L} * \left(L2 + \frac{h}{g} * a + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * a \right)$$

(Ec. 6.2)

$$N_t = \frac{m \cdot g}{L} * \left(L_1 - \frac{h}{g} * a - 4 * \frac{I_{rt}}{m \cdot g * r_t} * a \right)$$

Se define para cada eje un coeficiente de fricción μ que relaciona la fuerza normal que actúa sobre las ruedas y la fuerza de fricción.

$$\mu_f = \frac{F_f}{N_f} \quad (\text{Coeficiente de fricción del neumático delantero}) \quad (10)$$

$$\mu_t = \frac{F_t}{N_t} \quad (\text{Coeficiente de fricción del neumático posterior}) \quad (11)$$

Al despejar las fuerzas de fricción F_f y F_t de las expresiones (10) y (11) se tiene:

$$F_{rf} = \mu_f * N_f \quad (12)$$

$$F_{rt} = \mu_t * N_t \quad (13)$$

Al reemplazar las ecuaciones Ec. 6.1 y Ec. 6.2 en (12) y (13) se tiene:

(Ec. 6.3)

$$F_{rf} = \mu_f * \frac{m \cdot g}{L} * \left(L_2 + \frac{h}{g} * a + 4 * \frac{I_{rf}}{m \cdot g * r_f} * a \right)$$

(Ec. 6.4)

$$F_{rt} = \mu_t * \frac{m \cdot g}{L} * \left(L_1 - \frac{h}{g} * a - 4 * \frac{I_{rt}}{m \cdot g * r_t} * a \right)$$

Transferencia longitudinal estática

Para determinar el reparto estático del peso que existe en cada eje del vehículo, se establece que el kart no experimenta cambios en su aceleración y velocidad, por lo que $a = 0 \text{ m/s}^2$ y $v = 0 \text{ m/s}$.

Al sustituir los valores de a y v en las ecuaciones Ec. 6.1 y Ec. 6.2 se obtiene:

(Ec. 6.5)

$$Nf = \frac{m * g}{L} * L2$$

(Ec. 6.6)

$$Nt = \frac{m * g}{L} * L1$$

En el cual:

- Masa del kart + piloto (m) = 135 Kg
- Distancia entre ejes (L) = 1072 mm
- Distancia del CG respecto al eje posterior ($L2$) = 440 mm
- Distancia del CG respecto al eje delantero ($L1$) = 632 mm
- Gravedad (g) = 9.81 m/s²

Al reemplazar los datos descritos en las ecuaciones Ec 6.5 y Ec. 6.6 se obtiene:

$$Nf = 543,58 N$$

$$Nt = 780,77 N$$

Para determinar el porcentaje de transferencia del peso en cada eje, se hace uso de las siguientes ecuaciones:

(Ec. 6.7)

$$\text{Transferencia del peso en el eje delantero (\%)} = Nf * \frac{100 \%}{m * g}$$

(Ec. 6.8)

$$\text{Trasferencia del peso en el eje trasero (\%)} = Nt * \frac{100 \%}{m * g}$$

Al sustituir en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8 los valores obtenidos de las fuerzas normales, se tiene:

$$\text{Trasferencia estática del peso en el eje delantero} = \mathbf{41,04 \%}$$

$$\text{Trasferencia estática del peso en el eje trasero} = \mathbf{58,96 \%}$$

Trasferencia longitudinal en aceleración

Cuando el kart acelera, la fuerza que causa la aceleración está opuesta por una fuerza de inercia (FI) de igual magnitud que actúa horizontalmente en el centro de gravedad del vehículo. Debido a que la fuerza de inercia está ubicada a la misma altura del CG del kart, genera un momentum (MI) que tiende a levantar el frente del vehículo (ver Figura 6.61). Como consecuencia del levantamiento, se reduce la carga sobre el eje delantero y aumenta la carga sobre el eje posterior, es decir, se produce una transferencia del peso desde la parte delantera del kart hacia la parte posterior en una cantidad proporcional a la magnitud de la aceleración que experimente el vehículo en ese instante.

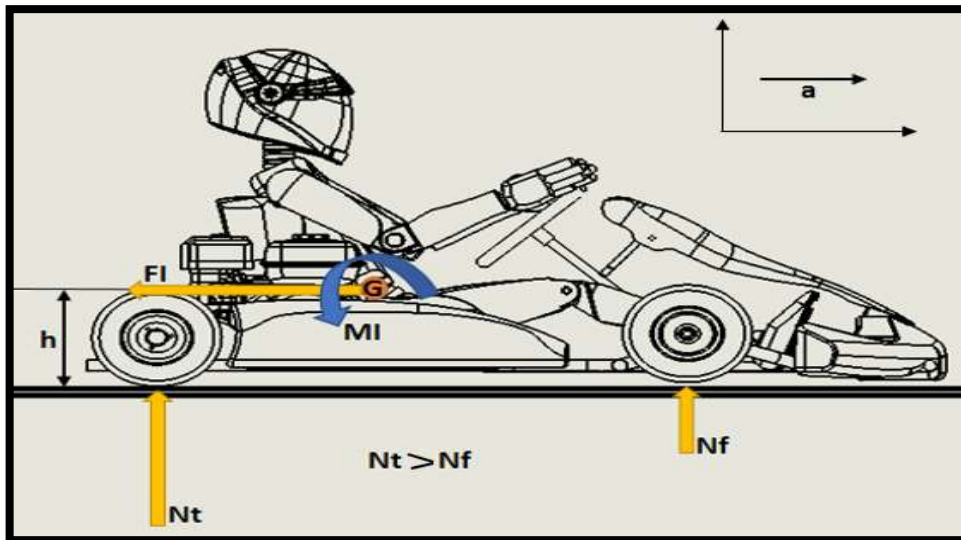


Figura 6.61 Fuerza y momentum de inercia en aceleración

Fuente: El autor

La máxima fuerza de aceleración que un kart puede llegar a experimentar durante una carrera, está determinada por la adherencia que exista entre los neumáticos y la superficie de contacto.

La adherencia depende de la fuerza de fricción, la cual en términos de adherencia responde a la siguiente ecuación:

(Ec. 6.9)

$$Fr = \mu * N$$

Fr = Fuerza de fricción. (N)

μ = Coeficiente de fricción.

N = Fuerza normal. (N)

Uno de los parámetros fundamentales que interviene directamente en la adherencia, es el coeficiente de fricción (μ), el cual está en función de diversos parámetros relacionados con las características de los materiales en contacto (Caucho-Asfalto),

la presión de inflado de los neumáticos, la temperatura, el desgaste, la fuerza normal (carga), el ángulo de deriva, el ángulo de caída, convergencia y divergencia. En la Tabla 6.2 se muestran diversos valores de coeficientes de fricción que posee un neumático para varios tipos de terrenos.

Tabla 6.2 Coeficientes de fricción para varios tipos de terrenos

Fuente: (Ochoa, 2014)

Tipo de terreno	Coefficiente
Calzada de cemento	0,8
Empedrado seco	0,7
Asfalto seco	0,6 - 0,8
Calzada húmeda	0,3 - 0,4
Calzada mojada	0,25
Calzada alquitranada	0,15 - 0,20
Calzada con barro	0,15
Calzada con hielo	0,08 - 0,01

Para obtener un pico máximo de aceleración sin que se produzcan pérdidas de tracción por patinajes, la fuerza de aceleración (Fa) debe ser inferior o igual al límite de adherencia del neumático, por consiguiente:

$$Fa \leq Fr \quad (14)$$

$$Fa \leq \mu * N \quad (15)$$

En el cual:

$$Fa = m * a \quad (16)$$

Al sustituir (16) en (15) se tiene:

$$m * a \leq \mu * N \quad (17)$$

$$m * a \leq \mu * m * g \quad (18)$$

Al despejar a de la expresión (18) se obtiene la siguiente ecuación:

(Ec. 6.10)

$$a \leq \mu * g$$

Lo que supone que en el mejor de los casos, en el que los neumáticos de un kart KF4 tengan un límite de adherencia igual a ($\mu = 1$), el pico máximo de aceleración que se puede llegar a conseguir sin que las ruedas patinen, sería:

$$a \leq 9,81 \text{ m/s}^2 \leq 1G$$

Generalmente los circuitos en los que se realizan las competencias de karting, están fabricados con una superficie de asfalto con algunas irregularidades, por lo que se considera para el análisis un coeficiente de fricción de ($\mu = 0,6$).

$$a \leq 5,886 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \leq 0,6G$$

Para determinar la trasferencia del peso que se produce cuando el kart experimenta una aceleración de 0,6G, se procede a reemplazar los parámetros de la Tabla 6.3 según corresponda en las ecuaciones Ec. 6.1, Ec. 6.2, Ec. 6.3 y Ec 6.4.

Tabla 6.3 Variables para el cálculo de la transferencia en aceleración

Fuente: El autor

Distancia entre ejes (L)	1072 mm
Distancia del centro de gravedad respecto al eje delantero (LI)	632 mm

Distancia del centro de gravedad respecto al eje posterior ($L2$)	440 mm
Altura del centro de gravedad respecto al suelo (h)	260 mm
Gravedad (g)	9,81 m/s ²
Masa total del kart + piloto (m)	135 Kg
Aceleración (a)	-5,886 m/s ²
Momento de inercia del neumático delantero (I_{rf})	0,0315 Kg. m ²
Momento de Inercia del neumático posterior (I_{rt})	0,0479 Kg. m ²
Radio del neumático delantero (r_f)	135,06 mm
Radio del neumático posterior (r_t)	141,28 mm
Coefficiente de fricción (μ_f)	0,6

$$N_f = \frac{m * g}{L} * \left(L2 + \frac{h}{g} * a + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * a \right) \quad (19)$$

$$N_f = 350,85 \text{ N}$$

$$N_t = \frac{m * g}{L} * \left(L1 - \frac{h}{g} * a - 4 * \frac{I_{rt}}{m * g * r_t} * a \right) \quad (20)$$

$$N_t = 973,50 \text{ N}$$

$$F_{rf} = \mu_f * \frac{m * g}{L} * \left(L2 + \frac{h}{g} * a + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * a \right) \quad (21)$$

$$F_{rf} = 210,51 \text{ N}$$

$$F_{rt} = \mu_t * \frac{m * g}{L} * \left(L1 - \frac{h}{g} * a - 4 * \frac{I_{rt}}{m * g * r_t} * a \right) \quad (22)$$

$$F_{rt} = 584,10 \text{ N}$$

Al aplicar los valores de N_f y N_t en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8 se obtiene:

Transferencia del peso en el eje delantero en aceleración (%) = 26,49 %

Trasferencia del peso en el eje trasero en aceleración (%) = 73,51 %

Trasferencia longitudinal en desaceleración

Cuando el kart desacelera, la fuerza que causa la desaceleración está opuesta por una fuerza de inercia (FI) de igual magnitud que actúa horizontalmente en el centro de gravedad del vehículo. Debido a que la fuerza de inercia está ubicada a la misma altura del CG del kart, genera un momentum (MI) que tiende a levantar la parte posterior del vehículo (ver Figura 6.62). Como consecuencia del levantamiento, se reduce la carga sobre el eje posterior y aumenta la carga sobre el eje delantero, es decir, se produce una transferencia del peso desde la parte posterior del kart hacia la parte delantera en una cantidad proporcional a la magnitud de la desaceleración que experimente el vehículo en ese instante.

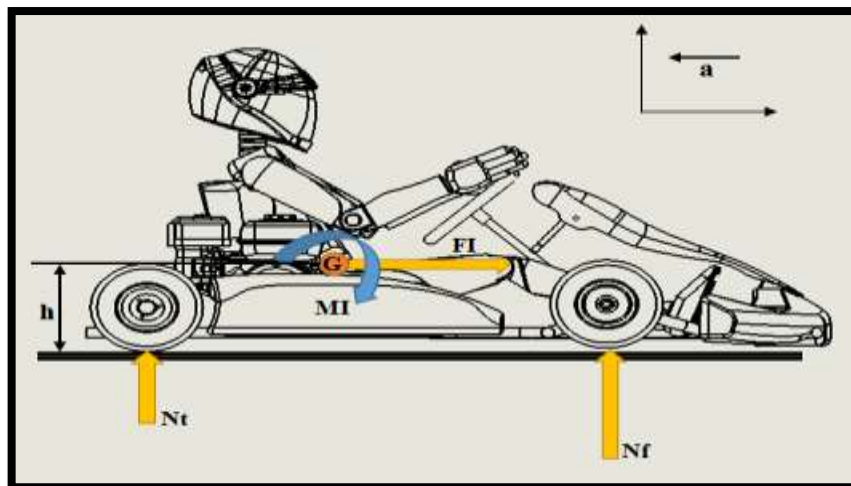


Figura 6.62 Fuerza y momentum de inercia en desaceleración

Fuente: El autor

Al igual que en una aceleración, la máxima fuerza de desaceleración que un kart puede llegar a experimentar durante una carrera, está determinada por el coeficiente de adherencia que exista entre los neumáticos y la superficie de contacto, así pues para un coeficiente $\mu = 0,6$ se tiene un pico de desaceleración máxima de $5,886 \text{ m/s}^2$.

Para determinar la transferencia del peso que se produce cuando el kart experimenta una desaceleración de 0,6G, se procede a reemplazar los parámetros de la Tabla 6.4 según corresponda en las ecuaciones Ec. 6.1, Ec. 6.2, Ec. 6.3 y Ec. 6.4.

Tabla 6.4 Variables para el cálculo de la transferencia en desaceleración

Fuente: El autor

Distancia entre ejes (L)	1072 mm
Distancia del centro de gravedad respecto al eje delantero ($L1$)	632 mm
Distancia del centro de gravedad respecto al eje posterior ($L2$)	440 mm
Altura del centro de gravedad respecto al suelo (h)	260 mm
Gravedad (g)	9,81 m/s ²
Masa total del kart + piloto (m)	135 Kg
Aceleración (a)	5,886 m/s ²
Momento de inercia del neumático delantero (I_{rf})	0,0315 Kg. m ²
Momento de Inercia del neumático posterior (I_{rt})	0,0479 Kg. m ²
Radio del neumático delantero (r_f)	135,06 mm
Radio del neumático posterior (r_t)	141,28 mm
Coefficiente de fricción (μ_f)	0,6

$$N_f = \frac{m * g}{L} * \left(L2 + \frac{h}{g} * a + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * a \right) \quad (23)$$

$$N_f = 736,30 \text{ N}$$

$$N_t = \frac{m * g}{L} * \left(L1 - \frac{h}{g} * a - 4 * \frac{I_{rt}}{m * g * r_t} * a \right) \quad (24)$$

$$N_t = 588,05 \text{ N}$$

$$F_{rf} = \mu_f * \frac{m * g}{L} * \left(L2 + \frac{h}{g} * a + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * a \right) \quad (25)$$

$$F_{rf} = 441,78 \text{ N}$$

$$F_{rt} = \mu_t * \frac{m * g}{L} * \left(L1 - \frac{h}{g} * a - 4 * \frac{I_{rt}}{m * g * r_t} * a \right) \quad (26)$$

$$F_{rt} = 352,83 \text{ N}$$

Al reemplazar los valores de N_f y N_t en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8 se tiene:

$$\text{Transferencia del peso en desaceleración, E. delantero (\%)} = 55,60 \%$$

$$\text{Trasferencia del peso en aceleración, E. trasero (\%)} = 44,40 \%$$

Transferencia lateral del peso

Para calcular la distribución de pesos laterales del kart, se considera al vehículo como un sólido rígido, con movimiento sobre un plano recto horizontal y sin ningún tipo de aceleración o movimiento longitudinal. En la Figura 6.63 se muestra un diagrama bidimensional del kart con la hipótesis del movimiento y todas las fuerzas que intervienen.

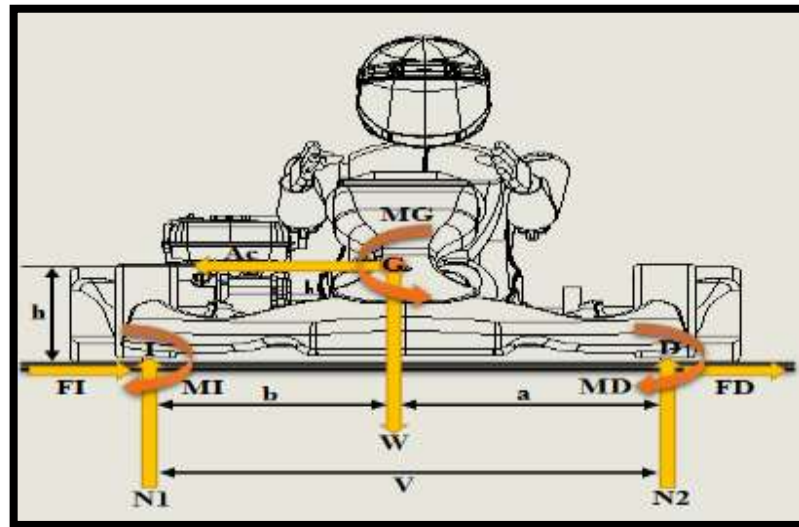


Figura 6.63 Diagrama bidimensional del kart para transferencia lateral

Fuente: El autor

En el cual:

N_1 = Fuerza normal en el neumático Izquierdo. (N)

N_2 = Fuerza normal en el neumático Derecho. (N)

W = Peso del kart + piloto. (N)

Ac = Aceleración centrípeta. (m/s²)

FI = Fuerza de fricción del neumático izquierdo. (N)

FD = Fuerza de fricción del neumático derecho. (N)

MI = Momentum generado por la fuerza de fricción del neumático “I”. (N*m)

MD = Momentum generado por la fuerza de fricción del neumático “D”. (N*m)

V = Ancho de vía. (m)

h = Altura del centro de gravedad. (m)

a = Distancia del centro de gravedad respecto al neumático “D”. (m)

b = Distancia del centro de gravedad respecto al neumático “I”. (m)

Al aplicar teoremas vectoriales en el diagrama bidimensional del kart se obtienen las siguientes expresiones:

$$+\rightarrow \sum Fx = m * ac$$

$$FD + FI = m * ac \quad (27)$$

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$N2 + N1 - W = 0 \quad (28)$$

$$+\curvearrowright \sum MG = IG$$

$$N2 * a + FD * h - N1 * b + FI * h + MG - MI - MD = 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac$$

$$N2 * a - N1 * b + (FD + FI) * h + MG - MI - MD = 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac \quad (29)$$

Las reacciones que se desean calcular son las fuerzas normales que actúan en cada neumático, por consiguiente al despejar $N2$ y $N1$ de las ecuaciones se obtienen las siguientes expresiones:

Al despejar ($N2 * a$) en la ecuación (29) se tiene:

$$N2 * a = N1 * b - (FD + FI) * h - MG + MI + MD + 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac \quad (30)$$

Al despejar ($FD+FI$) en la ecuación (27) se tiene:

$$FD + FI = m * ac \quad (31)$$

Al sustituir (31) en (30) se tiene:

$$N2 * a = N1 * b - (m * ac) * h - MG + MI + MD + 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac$$

$$N2 * a = N1 * b - m * ac * h - MG + MI + MD + 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac \quad (32)$$

Al despejar $N1$ de la ecuación (28) se tiene:

$$N1 = W - N2$$

$$N1 = m * g - N2 \quad (33)$$

Al reemplazar (33) en (32) se tiene:

$$N2 * a = (m * g - N2) * b - m * ac * h - MG + MI + MD + 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac$$

$$N2 * a = m * g * b - N2 * b - m * ac * h - MG + MI + MD + 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac$$

$$N2 * a + N2 * b = m * g * b - m * ac * h + 4 * \frac{I_r}{r_r} * ac - MG + MI + MD$$

$$N2 * (a + b) = m * g * b - \left(m * h - 4 * \frac{I_r}{r_r} \right) * ac - MG + MI + MD$$

$$(a + b) = V$$

$$N2 * (V) = m * g * b - \left(m * h - 4 * \frac{I_r}{r_r} \right) * ac - MG + MI + MD$$

$$N2 = \frac{m * g * b - \left(m * h - 4 * \frac{I_{rf}}{r_f} \right) * ac - MG + MI + MD}{V} \quad (34)$$

Al sustituir (34) en (33) se tiene:

$$N1 = \frac{m * g * a + \left(m * h + 4 * \frac{I_{rt}}{r_t} \right) * ac + MG - MI - MD}{V} \quad (35)$$

De acuerdo a las magnitudes de las fuerzas que se obtienen durante el paso por una curva, existen factores que se pueden despreciar en el análisis debido a que no generan un cambio considerable en el resultado final, estas magnitudes son las siguientes: Momentum de resistencia a la rodadura de la rueda frontal derecha (MD) y el momentum de resistencia a la rodadura de la rueda frontal izquierda (MI). Por consiguiente, al sustituir ($MD=MI=0$) en (34) y (35) se obtienen las siguientes ecuaciones:

(Ec. 6.11)

$$N2 = \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{r2}}{m * g * r_2} * ac \right)$$

(Ec. 6.12)

$$N1 = \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right)$$

Se define para cada eje un coeficiente de fricción μ que relaciona la fuerza normal que actúa sobre las ruedas y la fuerza de fricción.

$$\mu_2 = \frac{FD}{N_2} \quad (\text{Coeficiente de fricción del neumático delantero derecho}) \quad (36)$$

$$\mu_1 = \frac{FI}{N_1} \quad (\text{Coeficiente de fricción del neumático delantero izquierdo}) \quad (37)$$

Al despejar las fuerzas de fricción FD y FI de las expresiones (36) y (37) se tiene:

$$FD = \mu_2 * N_2 \quad (38)$$

$$FI = \mu_1 * N_1 \quad (39)$$

Al reemplazar las ecuaciones Ec. 2.11 y Ec.2.12 en las expresiones (38) y (39), se tiene:

(Ec. 6.13)

$$Fr_2 = \mu_2 * \frac{m * g}{V} * (b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{r2}}{m * g * r_2} * ac)$$

(Ec. 6.14)

$$Fr_1 = \mu_1 * \frac{m * g}{V} * (a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac)$$

Transferencia lateral estática en el eje delantero

Para determinar el reparto estático lateral del peso que existe en el eje delantero del vehículo, se establece que el kart no experimenta cambios en su aceleración centrípeta y velocidad, por lo que $ac = 0 \text{ m/s}^2$ y $v = 0 \text{ m/s}$. Al sustituir estos valores en las ecuaciones Ec. 6.11 y Ec. 6.12, se tiene:

(Ec. 6.15)

$$N_2 = \frac{m * g}{V} * b$$

(Ec. 6.16)

$$N1 = \frac{m * g}{V} * a$$

En el cual:

- Masa del kart + piloto (m) = 135 Kg
- Ancho de vía delantero (V) = 948 mm
- Distancia del CG respecto al neumático frontal izquierdo (b) = 469 mm
- Distancia del CG respecto al neumático frontal derecho (a) = 479 mm
- Gravedad (g) = 9.81 m/s²

Al reemplazar en las ecuaciones Ec. 6.15 y Ec. 6.16 los datos descritos, se obtiene:

$$N2 = 655,19 N$$

$$N1 = 669,16 N$$

Para determinar el porcentaje de transferencia lateral del peso en cada neumático del eje delantero, se procede a reemplazar los valores obtenidos para $N2$ y $N1$ en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8.

Transferencia lateral estática del peso en el neumático "FD" = 49,47 %

Transferencia lateral estática del peso en el neumático "FI" = 50,53 %

Transferencia lateral estática en el eje posterior

Para determinar el reparto estático lateral del peso que existe en el eje posterior, se hace uso de las ecuaciones Ec. 6.15 y Ec. 6.16.

En el cual:

- Masa del kart + piloto (m) = 135 Kg
- Ancho de vía posterior (V) = 1078 mm
- Distancia del CG respecto al neumático posterior izquierdo (b) = 534 mm
- Distancia del CG respecto al neumático posterior derecho (a) = 544 mm
- Gravedad (g) = 9.81 m/s²

Al reemplazar los datos descritos en las ecuaciones Ec. 6,15 y Ec. 6,16, se obtiene:

$$N2 = 656,03 N$$

$$N1 = 668,32 N$$

Para determinar el porcentaje de transferencia lateral del peso en cada neumático del eje posterior, se reemplaza los valores obtenidos para $N2$ y $N1$ en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8.

$$\textit{Transferencia lateral estática del peso en el neumático "TD"} = 49,54 \%$$

$$\textit{Transferencia lateral estática del peso en el neumático "TI"} = 50,46 \%$$

Transferencia lateral dinámica en el eje delantero

Cuando el kart circula por una curva, la fuerza que causa la aceleración centrípeta está opuesta por una fuerza de inercia (FI) de igual magnitud que actúa horizontalmente en el centro de gravedad del vehículo. Debido a que la fuerza de inercia está ubicada a la misma altura del CG del kart, genera un momento (MI) que provoca que el lado del vehículo que se encuentra en la zona interior de la curva se descargue, mientras que el lado externo se cargue (ver Figura 6.64). La transferencia de pesos que experimente el kart al tomar una curva es proporcional a la

magnitud de la aceleración centrípeta a la que esté sometido el vehículo en ese instante.

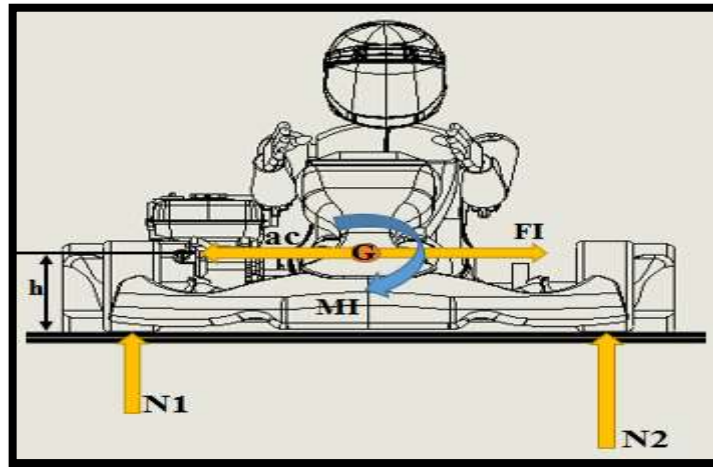


Figura 6.64 Fuerza y momentum de inercia para transferencias laterales

Fuente: El autor

La aceleración centrípeta que un objeto puede llegar a sufrir, está en función de la velocidad y del radio de giro de la curva, mientras más cerrada sea la curva (menor radio) y mayor sea la rapidez con la que se circula a través de ella, mayor será la aceleración centrípeta.

La magnitud de la aceleración centrípeta responde a la siguiente ecuación:

(Ec. 6.17)

$$ac = \frac{v^2}{R}$$

Donde:

ac = Aceleración centrípeta. (m/s²)

v = Velocidad del vehículo. (m/s)

R = Radio de la curva. (m)

En un vehículo de karting la aceleración centrípeta máxima que se puede llegar a obtener, no solo está en función de la velocidad y del radio de curvatura, también está en función de otras variables del auto, relacionadas con la aerodinámica, elementos mecánicos, la suspensión, el chasis, las barras antivuelco, el coeficiente de adherencia de los neumáticos, el peralte de las curvas, etc.

En la Figura 6.65 se muestra un diagrama bidimensional con las fuerzas que intervienen durante una aceleración circular sin peralte.

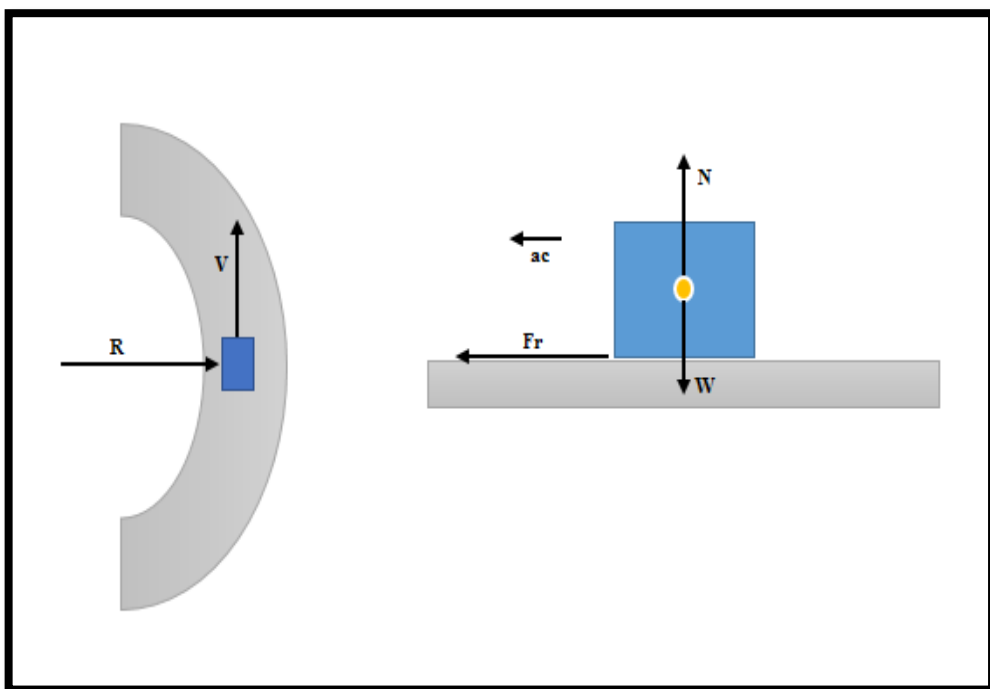


Figura 6.65 Fuerzas en una aceleración circular sin peralte

Fuente: El autor

Al existir equilibrio vertical, la fuerza normal es igual al peso:

$$N = m * g \quad (40)$$

Al aplicar la segunda ley de Newton, se obtiene:

$$Fr = m * ac \quad (41)$$

(Ec. 6.18)

$$Fr = m * \frac{v^2}{R}$$

En el cual:

Fr = Fuerza de fricción. (N)

m = Masa del kart + piloto. (Kg)

v = Velocidad del kart. (m/s)

R = Radio de curvatura. (m)

La velocidad máxima a la que un kart puede circular por una curva sin peralte y de radio R , está definida por:

$$m * \frac{v^2}{R} = \mu * N \quad (42)$$

(Ec. 6.19)

$$v = \sqrt{\mu * g * R}$$

Si la velocidad del kart es superior a la máxima permitida, la trayectoria del vehículo deja de ser circular, es decir, se produce un efecto subvirante en el kart que tiende a expulsarlo hacia el exterior de la curva con una trayectoria lineal.

En la Figura 6.66 se muestra un diagrama bidimensional con las fuerzas que intervienen durante una aceleración circular con peralte.

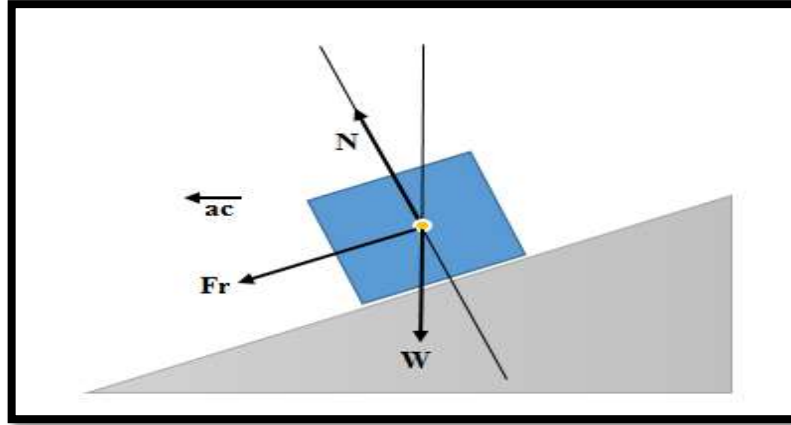


Figura 6.66 Fuerzas en una aceleración circular con peralte

Fuente: El autor

Al existir equilibrio en el eje vertical, se tiene:

$$N * \text{Cos}(\theta) = Fr * \text{Sen}(\theta) + m * g \quad (43)$$

Al aplicar en el eje horizontal la segunda ley de Newton, se obtiene:

$$N * \text{Sen}(\theta) + Fr * \text{Cos}(\theta) = \frac{m * v^2}{R} \quad (44)$$

Si el vehículo comienza a deslizar en una dirección radial cuando tenga una velocidad tal que $Fr = \mu * N$, se tiene:

$$N * (\text{Cos}(\theta) - \mu * \text{Sen}(\theta)) = m * g \quad (45)$$

$$N * (\text{Sen}(\theta) + \mu * \text{Cos}(\theta)) = \frac{m * v^2}{R} \quad (46)$$

Por tanto, la velocidad máxima a la que un kart puede circular por una curva con un ángulo θ de peralte y de radio R , está definida por:

(Ec. 6.20)

$$v = \sqrt{R * g * \left(\frac{\text{Sen}(\theta) + \mu * \text{Cos}(\theta)}{\text{Cos}(\theta) - \mu * \text{Sen}(\theta)} \right)}$$

Una de las pruebas más populares para determinar la aceleración lateral de un vehículo es el “Skidpad”. La prueba consiste en circular lo más rápido posible a través de una pista circular con un radio de curvatura predefinido, como se observa en la Figura 6.67.

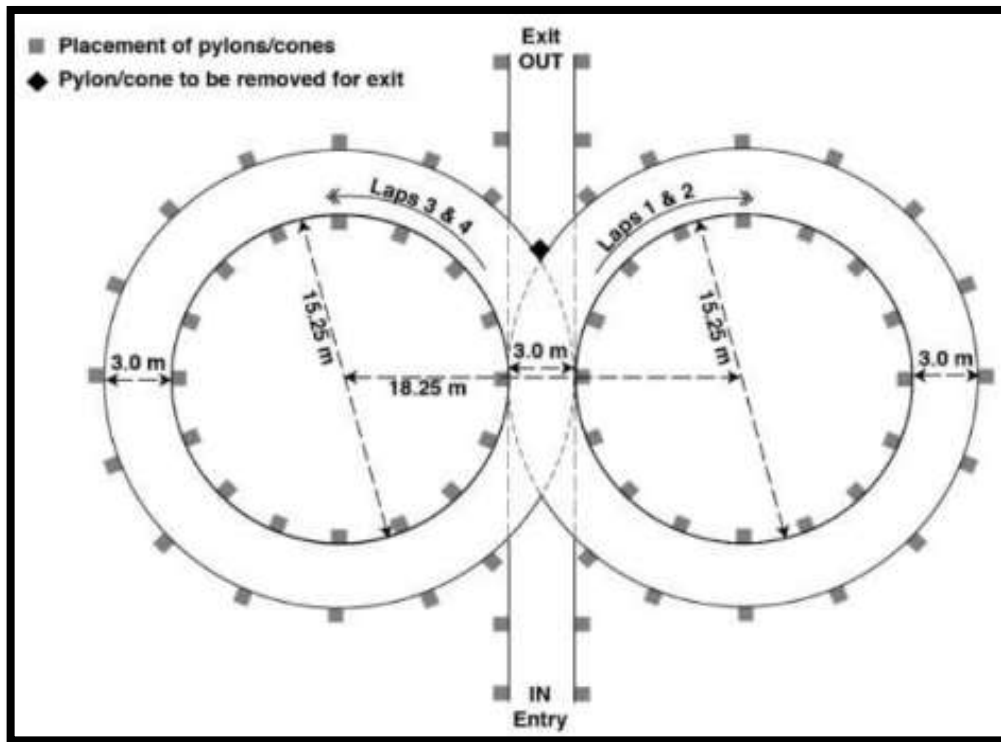


Figura 6.67 Prueba de Skidpad

Fuente: (FormulaStudent, 2018)

A medida que el vehículo gana velocidad, sus neumáticos delanteros o posteriores alcanzarán su límite máximo de adherencia, lo que le obliga al conductor a hacer una reducción de la velocidad para poder mantener una trayectoria circular.

Según la reglamentación SAE, el radio de curvatura para la prueba de Skidpad es de 7,625 m, con un ancho de la pista de 3 m.

Al utilizar un radio de curvatura de $R = 7,625$ m, $g = 9,81$ m/s² y un coeficiente de adherencia $\mu = 0,6$ (asfalto seco), se procede a determinar la velocidad máxima a la que el kart puede circular.

Al reemplazar los datos descritos en la ecuación Ec. 6.19, se obtiene:

$$v = \sqrt{\mu * g * R} \quad (47)$$

$$v = 6,70 \frac{m}{s} = 24,11 \frac{Km}{h}$$

Para determinar la magnitud de la aceleración centrípeta, se reemplaza el valor de la velocidad v obtenida en la ecuación. Ec. 6.17.

$$ac = \frac{v^2}{R} \quad (48)$$

$$ac = 5,887 \frac{m}{s^2} \approx 0,6G.$$

Ahora bien, al suponer que la curva tiene un ángulo de peralte $\theta = 5^0$, $R = 7,625$ m, $g = 9,81$ m/s² y un coeficiente de adherencia $\mu = 0,6$ (asfalto seco), la velocidad máxima a la que el kart puede circular sin tener un efecto subvirante, queda definida por:

$$v = \sqrt{R * g * \left(\frac{\text{Sen}(\theta) + \mu * \text{Cos}(\theta)}{\text{Cos}(\theta) - \mu * \text{Sen}(\theta)} \right)} \quad (49)$$

$$v = 7,36 \frac{m}{s} = 26,49 \frac{Km}{h}$$

Al reemplazar el valor de v obtenido en la ecuación Ec. 6.17, se tiene:

$$ac = \frac{v^2}{R} \quad (50)$$

$$ac = 7,118 \frac{m}{s^2} \approx 0,7G.$$

Debido a que en una gran parte de circuitos de karting existen curvas con un cierto ángulo de peralte, las mismas que contribuyen a aumentar la velocidad máxima con la que se puede circular, se usa para motivos del cálculo de trasferencias de pesos laterales la aceleración centrípeta $ac = 7,118 m/s^2 \approx 0,7G$.

Para determinar la trasferencia lateral del peso que se produce en el eje delantero cuando el kart experimenta una aceleración centrípeta de 0,7G, se procede a reemplazar los parámetros de la Tabla 6.5 según corresponda en las ecuaciones Ec. 6.11, Ec. 6.12, Ec. 6.13 y Ec.6.14.

Tabla 6.5 Variables para el cálculo de la trasferencia lateral delantera

Fuente: El autor

Ancho de vía del eje delantero (V)	948 mm
Distancia del centro de gravedad respecto al neumático FD (a)	479 mm
Distancia del centro de gravedad respecto al neumático FI (b)	469 mm
Altura del centro de gravedad respecto al suelo (h)	260 mm
Gravedad (g)	9,81 m/s ²
Masa total del kart + piloto (m)	135 Kg
Aceleración (a)	7,118 m/s ²
Momento de inercia del neumático delantero (I_{rf})	0,0315 Kg. m ²
Momento de Inercia del neumático posterior (I_{rt})	0,0479 Kg. m ²
Radio del neumático delantero (r_f)	135,06 mm
Radio del neumático posterior (r_t)	141,28 mm
Coefficiente de fricción (μ_f)	0,6

- Curva hacia la derecha:

$$N2 = \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * ac \right) \quad (51)$$

$$N2 = (918,74) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{N2 = 377,05 N}$$

$$N1 = \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (52)$$

$$N1 = (405,61) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{N1 = 166,46 N}$$

$$Fr2 = \mu2 * \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{r2}}{m * g * r_2} * ac \right) \quad (53)$$

$$Fr2 = (551,24) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{Fr2 = 226,23 N}$$

$$Fr1 = \mu1 * \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (54)$$

$$Fr1 = (243,37) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{Fr1 = 99,88 N}$$

Para determinar el porcentaje de transferencia lateral del peso que existe en el eje delantero cuando el kart toma una curva hacia la derecha, se reemplaza los valores obtenidos para N2 y N1 en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8.

$$\textit{Transferencia lateral del peso en el neumático "FD"} = \mathbf{69,37 \%$$

$$\textit{Transferencia lateral del peso en el neumático "FI"} = \mathbf{30,63 \%$$

- Curva hacia la izquierda:

$$N2 = \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * ac \right) \quad (55)$$

$$N2 = (391,64) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{N2 = 160,73 N}$$

$$N1 = \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (56)$$

$$N1 = (932,71) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{N1 = 382,78 N}$$

$$Fr2 = \mu2 * \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{r2}}{m * g * r_2} * ac \right) \quad (57)$$

$$Fr2 = (234,99) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{Fr2 = 96,44 N}$$

$$Fr1 = \mu1 * \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (58)$$

$$Fr1 = (559,62) * 41,04 \%$$

$$\mathbf{Fr1 = 229,67 N}$$

Para determinar el porcentaje de transferencia lateral del peso que existe en el eje delantero cuando el kart toma una curva hacia la izquierda, se reemplaza los valores obtenidos para N2 y N1 en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8.

$$\textit{Transferencia lateral del peso en el neumático "FD"} = \mathbf{29,57 \%$$

$$\textit{Transferencia lateral del peso en el neumático "FI"} = \mathbf{70,43 \%$$

Transferencia lateral dinámica en el eje posterior

Para determinar la transferencia lateral del peso que se produce en el eje posterior cuando el kart experimenta una aceleración centrípeta de 0,7G, se procede a

reemplazar los parámetros de la Tabla 6.6 según corresponda en las ecuaciones Ec. 6.11, Ec. 6.12, Ec. 6.13 y Ec. 6.14.

Tabla 6.6 Variables para el cálculo de la transferencia lateral posterior

Fuente: El autor

Ancho de vía del eje posterior (V)	1078 mm
Distancia del centro de gravedad respecto al neumático TD (a)	544 mm
Distancia del centro de gravedad respecto al neumático TI (b)	534 mm
Altura del centro de gravedad respecto al suelo (h)	260 mm
Gravedad (g)	9,81 m/s ²
Masa total del kart + piloto (m)	135 Kg
Aceleración (a)	7,118 m/s ²
Momento de inercia del neumático delantero (I _{rf})	0,0315 Kg. m ²
Momento de Inercia del neumático posterior (I _{rt})	0,0479 Kg. m ²
Radio del neumático delantero (r _f)	135,06 mm
Radio del neumático posterior (r _t)	141,28 mm
Coefficiente de fricción (μ _f)	0,6

- Curva hacia la derecha:

$$N2 = \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * ac \right) \quad (59)$$

$$N2 = (887,80) * 58,96 \%$$

$$N2 = 523,45 N$$

$$N1 = \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (60)$$

$$N1 = (436,55) * 58,96 \%$$

$$N1 = 257,39 N$$

$$Fr2 = \mu2 * \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{r2}}{m * g * r_2} * ac \right) \quad (61)$$

$$Fr2 = (532,68) * 58,96 \%$$

$$Fr2 = 314,07 N$$

$$Fr1 = \mu1 * \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (62)$$

$$Fr1 = (261,93) * 58,96 \%$$

$$Fr1 = 154,43 N$$

Para determinar el porcentaje de transferencia lateral del peso que existe en el eje posterior cuando el kart toma una curva hacia la derecha, se reemplaza los valores obtenidos para N2 y N1 en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8.

$$Transferencia lateral del peso en el neumático "TD" = 67,04 \%$$

$$Transferencia lateral del peso en el neumático "TI" = 32,96 \%$$

- Curva hacia la izquierda:

$$N2 = \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{rf}}{m * g * r_f} * ac \right) \quad (63)$$

$$N2 = (424,27) * 58,96 \%$$

$$N2 = 250,15 N$$

$$N1 = \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (64)$$

$$N1 = (900,08) * 58,96 \%$$

$$N1 = 530,69 N$$

$$Fr2 = \mu2 * \frac{m * g}{V} * \left(b + \frac{h}{g} * ac + 4 * \frac{I_{r2}}{m * g * r_2} * ac \right) \quad (65)$$

$$Fr2 = (254,56) * 58,96 \%$$

$$Fr2 = 150,09 \text{ N}$$

$$Fr1 = \mu1 * \frac{m * g}{V} * \left(a - \frac{h}{g} * ac - 4 * \frac{I_{r1}}{m * g * r_1} * ac \right) \quad (66)$$

$$Fr1 = (540,05) * 58,96 \%$$

$$Fr1 = 318,41 \text{ N}$$

Para determinar el porcentaje de transferencia lateral del peso que existe en el eje posterior cuando el kart toma una curva hacia la izquierda, se reemplaza los valores obtenidos para $N2$ y $N1$ en las ecuaciones Ec. 6.7 y Ec. 6.8.

$$\text{Transferencia lateral del peso en el neumático "FD"} = 32,04 \%$$

$$\text{Transferencia lateral del peso en el neumático "FI"} = 67,96 \%$$

Estabilidad del vehículo (Tilt Test)

La prueba de inclinación es un tipo de prueba de seguridad que ciertos organismos gubernamentales de certificación de vehículos requieren que los diseños de vehículos nuevos pasen antes de que se les permita circular por la carretera. La prueba es una evaluación de la distribución del peso y, por lo tanto, de la posición del centro de gravedad del vehículo, y puede llevarse a cabo en un estado de carga o sin carga, es decir, con o sin pasajeros. La prueba implica inclinar el vehículo en una plataforma móvil, para pasar la prueba, el vehículo no debe volcarse antes de que la mesa alcance un ángulo de inclinación específico, comúnmente de 60 grados.

Para determinar el ángulo de inclinación máximo que el kart puede tolerar sin llegar a sufrir volcamiento, se procede a realizar un diagrama bidimensional con todas las fuerzas que intervienen, como se observa en la Figura 6.68.

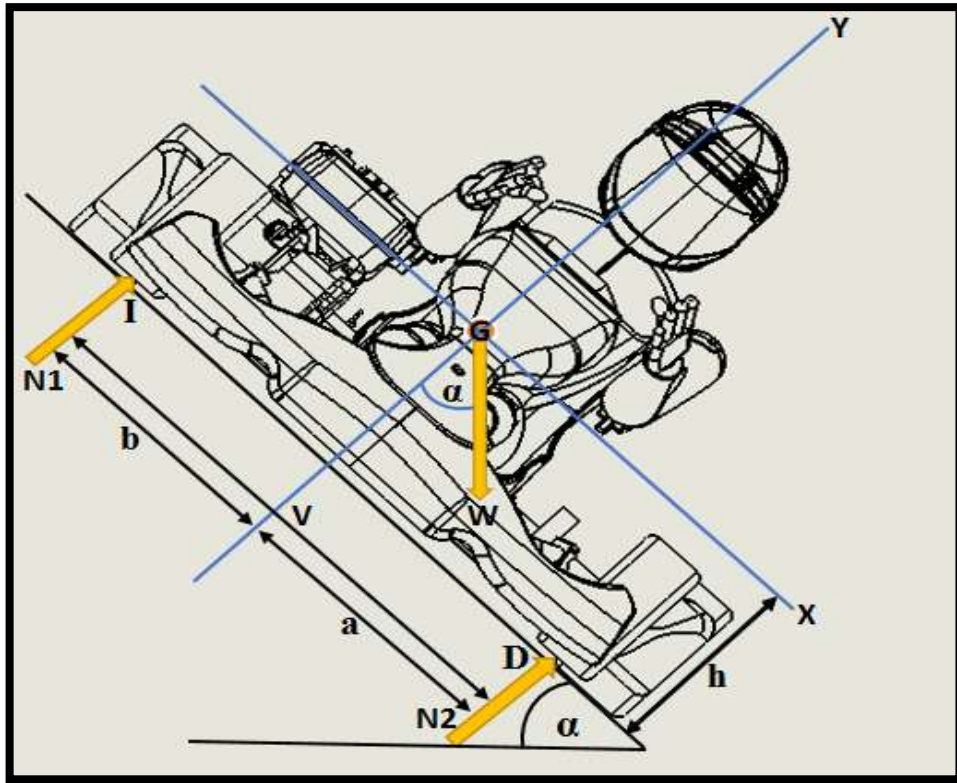


Figura 6.68 Diagrama bidimensional para la prueba de inclinación

Fuente: El autor

Al aplicar ecuaciones estáticas en el diagrama bidimensional, se obtiene:

$$+\curvearrowright \sum MD = 0 \quad (67)$$

$$W_Y * \text{Cos}(\alpha) * a - W_X * \text{Sen}(\alpha) * h - N1 * V = 0 \quad (68)$$

$$W_Y * \text{Cos}(\alpha) * a - W_X * \text{Sen}(\alpha) * h = N1 * V \quad (69)$$

La condición para que exista vuelco es que $N1 = 0$, por consiguiente:

$$W_Y * \text{Cos}(\alpha) * a - W_X * \text{Sen}(\alpha) * h = 0 \quad (70)$$

$$-W_X * \text{Sen}(\alpha) * h = -W_Y * \text{Cos}(\alpha) * a \quad (71)$$

$$\frac{\text{Sen}(\alpha)}{\text{Cos}(\alpha)} = \frac{W_Y * a}{W_X * h} \quad (72)$$

Al aplicar en (72) relaciones trigonométricas, se obtiene la ecuación:

(Ec. 6.21)

$$\alpha = \text{Tan}^{-1}\left(\frac{a}{h}\right)$$

Al reemplazar $a = 544 \text{ mm}$ y $h = 260 \text{ mm}$ en la ecuación Ec. 6.20 se obtiene:

$$\alpha = \mathbf{64,45^0}$$

El ángulo máximo de inclinación que el kart puede tolerar sin llegar a sufrir volcamiento es $64,45^0$. Lo que sería semejante a tomar una curva con una aceleración lateral de 1,88G. Mientras el rango de aceleración lateral que experimente el kart sea inferior al mencionado, el comportamiento del vehículo no presentará inestabilidades.

6.6.11. Análisis estructural del chasis mediante FEA

El análisis estructural del chasis mediante elementos finitos (FEA) es un método CAE que se utiliza para pronosticar cómo la estructura reacciona a las fuerzas que se presentan durante la conducción del vehículo (aceleraciones, desaceleraciones, pasos por curvas, impactos). El análisis de elementos finitos permite conocer si el chasis se rompe, se desgasta o si funciona de la manera para la que fue diseñado.

El flujograma a seguir para realizar un análisis FEA se muestra a continuación en la Figura 6.69.

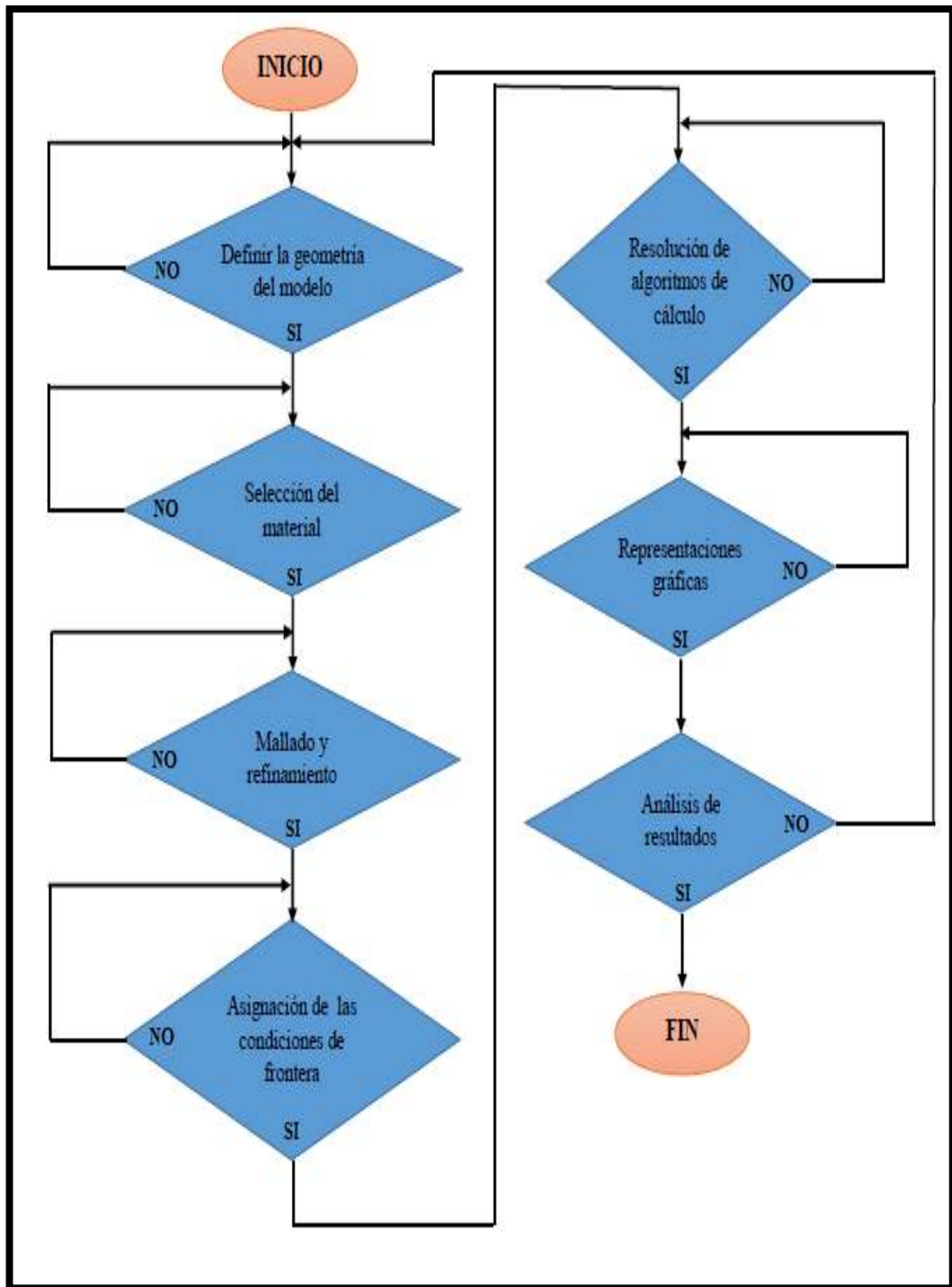


Figura 6.69 Flujograma para FEA

Fuente: El autor

Selección del material

El material seleccionado para el análisis FEA del chasis es el acero estructural ASTM-A36. En la Tabla 6.7 se muestran sus propiedades mecánicas.

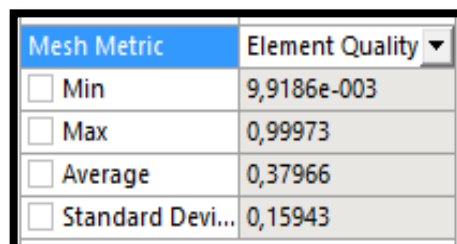
Tabla 6.7 Propiedades mecánicas del acero ASTM-A36

Fuente: (Aceros-Otero, 2006)

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0,26	N/D
Modulo cortante	79300	N/mm ²
Densidad de masa	7850	Kg/m ³
Límite de tracción	400-552	N/mm ²
Elongación	18	%
Limite elástico	250	N/mm ²
Dureza Rockwell	67-83	B
Dureza Brinell	119-159	

Refinamiento y convergencia del mallado

El proceso de análisis estructural del chasis inicia con una malla burda la cual tiene una calidad no superior al 38 % (ver Figura 6,70 y Figura 6,71). Una malla gruesa requiere menos recursos computacionales para analizar el problema, si bien puede dar una solución muy imprecisa, esta se puede usar en una primera instancia como una verificación aproximada para un control de las cargas y restricciones aplicadas.



Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	9,9186e-003
<input type="checkbox"/> Max	0,99973
<input type="checkbox"/> Average	0,37966
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,15943

Figura 6.70 Calidad de malla burda

Fuente: El autor

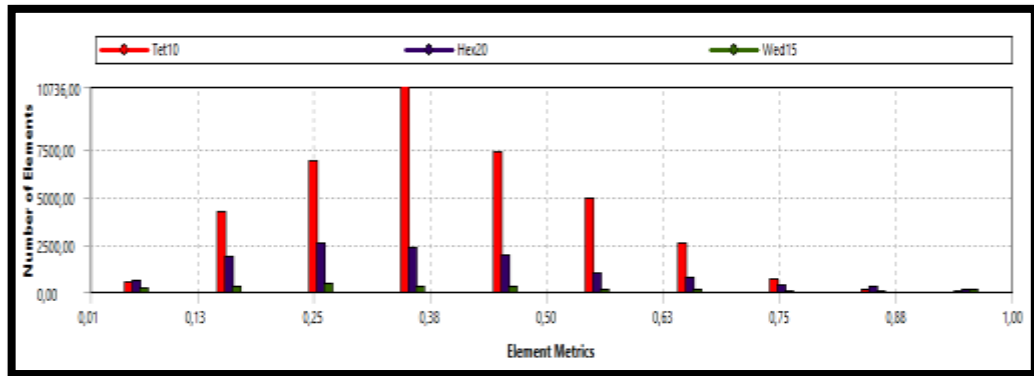


Figura 6.71 Calidad de los elementos del mallado burdo

Fuente: El autor

Después de calcular la solución con la malla gruesa comienza el proceso de refinación del mallado. En su forma más simple, el refinamiento de la malla es el proceso de resolver el modelo con varios mallados cuyos elementos son cada vez más pequeños, como se observa en la Figura 6.72.

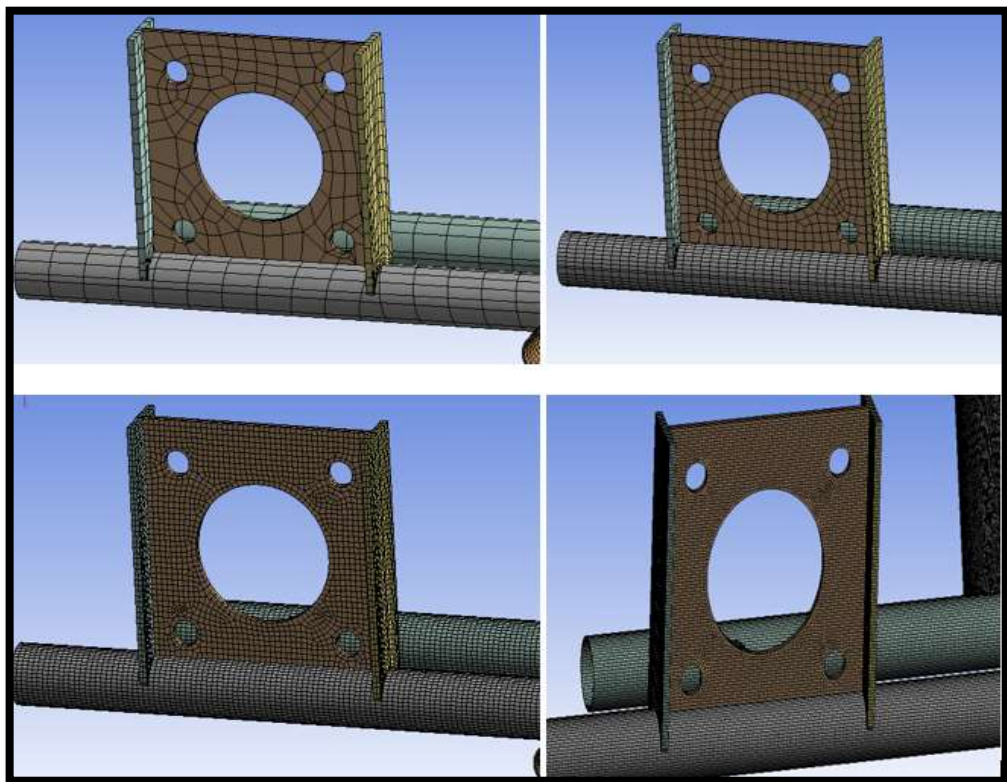


Figura 6.72 Refinamiento de la malla

Fuente: El autor

Al comparar los campos en uno o más puntos de la estructura o al evaluar la integral de un campo sobre algunos dominios o límites, es posible juzgar la convergencia de la solución con respecto al refinamiento de la malla. Después de comparar un mínimo de siete soluciones sucesivas, comienza a surgir un comportamiento asintótico de la solución y los cambios en la solución entre las mallas se vuelven más pequeños, lo que se considera como la convergencia del modelo (ver Figura 6.73).

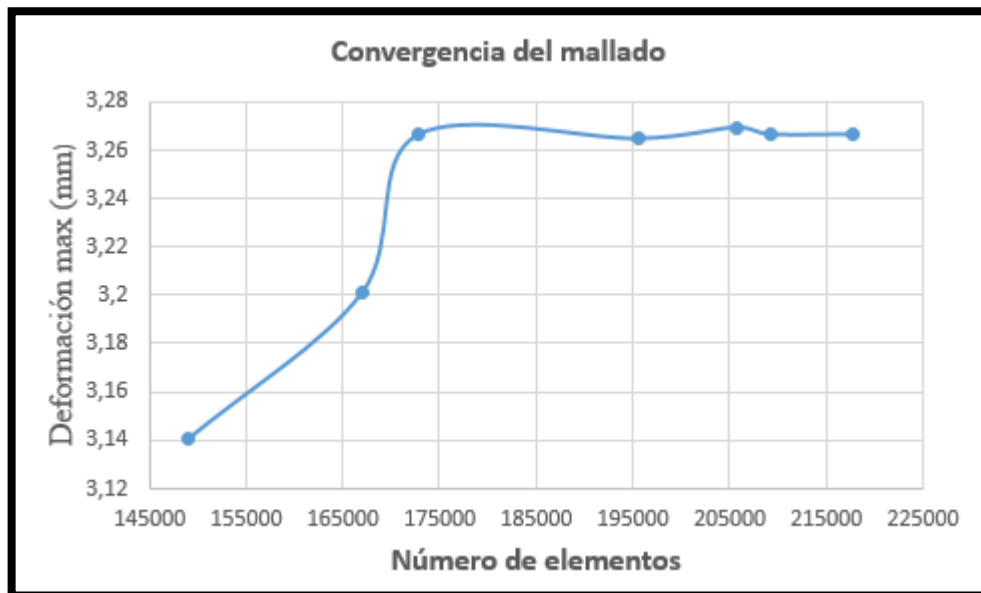


Figura 6.73 Convergencia del mallado

Fuente: El autor

De acuerdo al análisis de convergencia, se determina que la menor variación de los resultados se produce a partir de la cuarta malla. Con el objetivo de lograr un equilibrio entre los resultados obtenidos y la cantidad de recursos computacionales necesarios para resolver el problema, se utiliza para los estudios estructurales la cuarta malla, la cual tiene 197096 elementos y 98642 nodos, así pues se tiene como

resultado una calidad del mallado del 83 %, calidad aceptable para garantizar y validar los resultados obtenidos (ver Figura 6.74 y Figura 6.75).

Quality	
Check Mesh Qual...	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mecha...
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	1,1826e-002
<input type="checkbox"/> Max	0,9999
<input type="checkbox"/> Average	0,83621
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,13132

Figura 6.74 Calidad de la malla seleccionada

Fuente: El autor

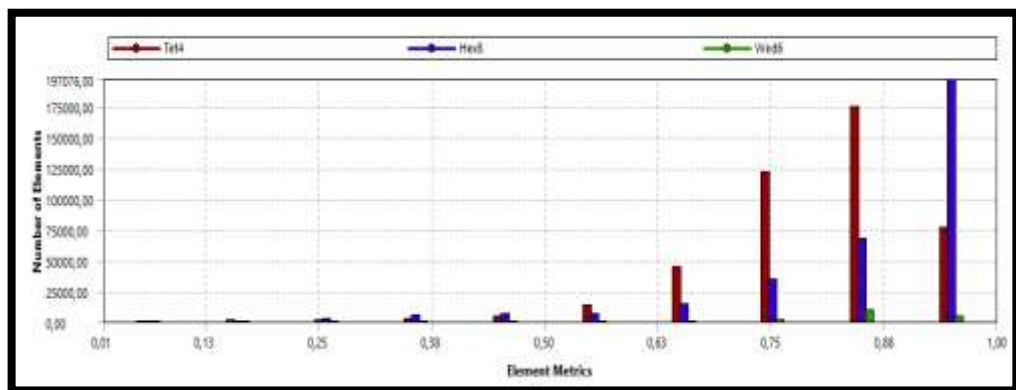


Figura 6.75 Calidad de los elementos de la malla seleccionada

Fuente: El autor

Estudio de rigidez torsional

El análisis de rigidez torsional se realiza mediante la aplicación de un par torsor en el eje delantero del chasis mientras se restringe fijamente el eje posterior.

El par torsor está definido por la máxima fuerza normal que puede llegar a experimentar los neumáticos delanteros y la distancia de aplicación de las fuerzas, así pues se tiene:

(Ec. 6.22)

$$T = F * d \quad (N * m)$$

Para una fuerza normal de 271,49 N aplicados a una distancia de 0,6899 m, como se observa en la Figura 6.76, se tiene un par torsor de:

$$T = 187,30 N * m$$

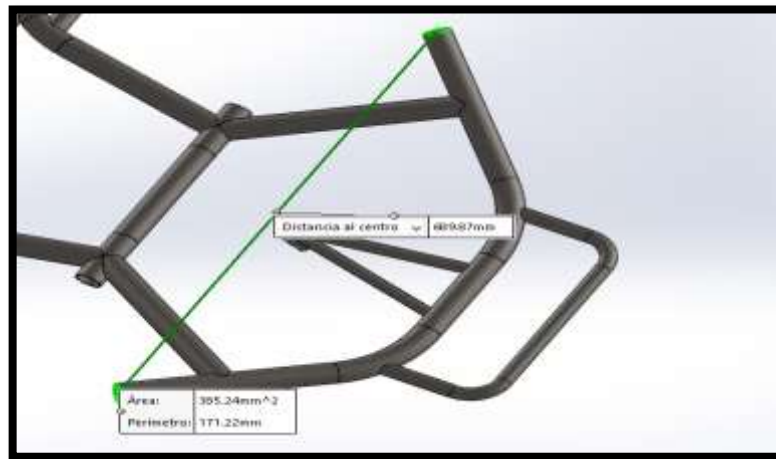


Figura 6.76 Distancia de aplicación de las fuerzas del par torsor

Fuente: El autor

Las cargas se aplican en los anclajes de las manguetas, perpendiculares al eje transversal del vehículo y en sentido opuesto, mientras que la fijación se realiza en los soportes del eje de transmisión, como se observa en la Figura 6.77.

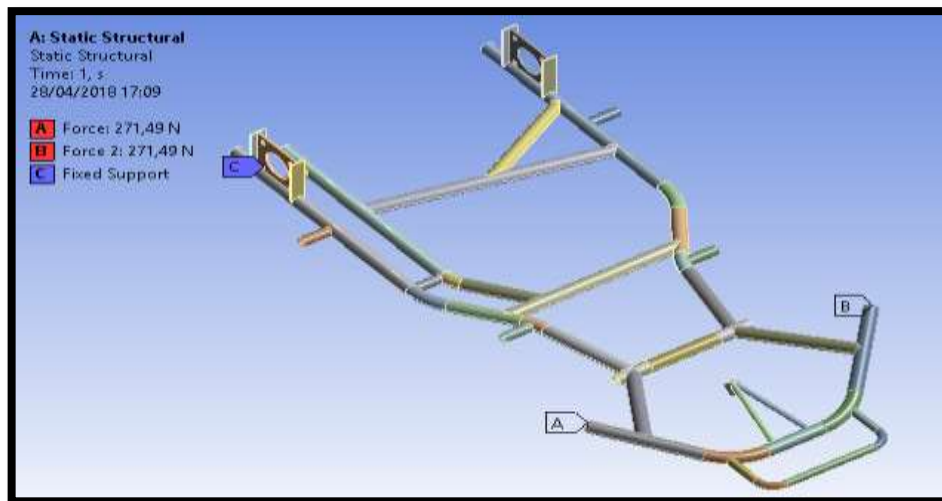


Figura 6.77 Condiciones de frontera para torsión

Fuente: El autor

Los estudios estructurales proporcionan como resultado una deformación máxima de 7,1257 mm en los puntos de anclaje de las manguetas (ver Figura 6.78). La concentración de esfuerzos máximos se da en la zona media del chasis con un valor de 174,3 MPa, como se observa en la Figura 6.79 y Figura 6.80. El factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 1,43 el cual se muestra en la Figura 6.81.

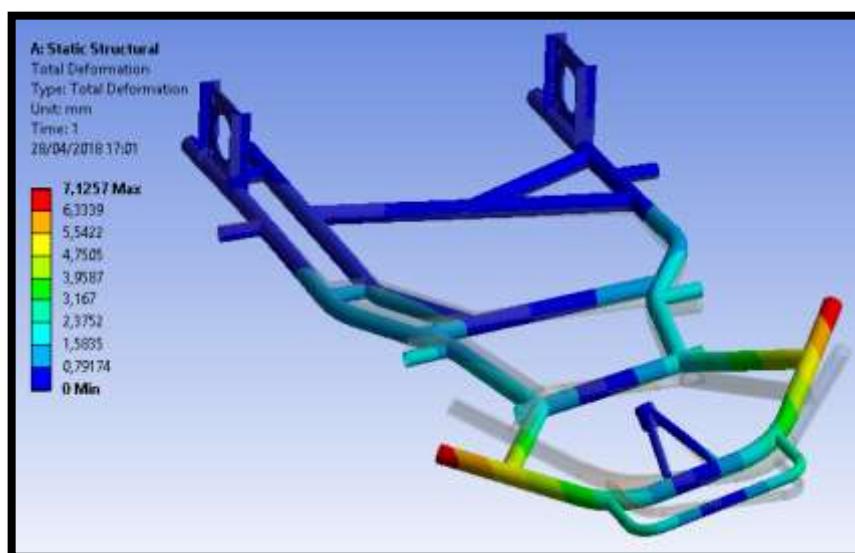


Figura 6.78 Resultados de deformación en torsión

Fuente: El autor

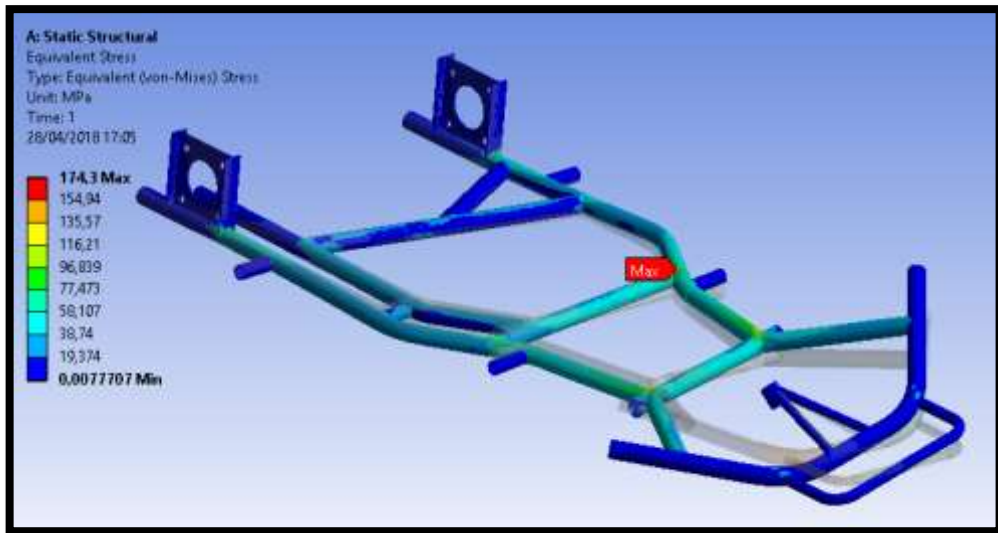


Figura 6.79 Resultados de esfuerzos en torsión

Fuente: El autor

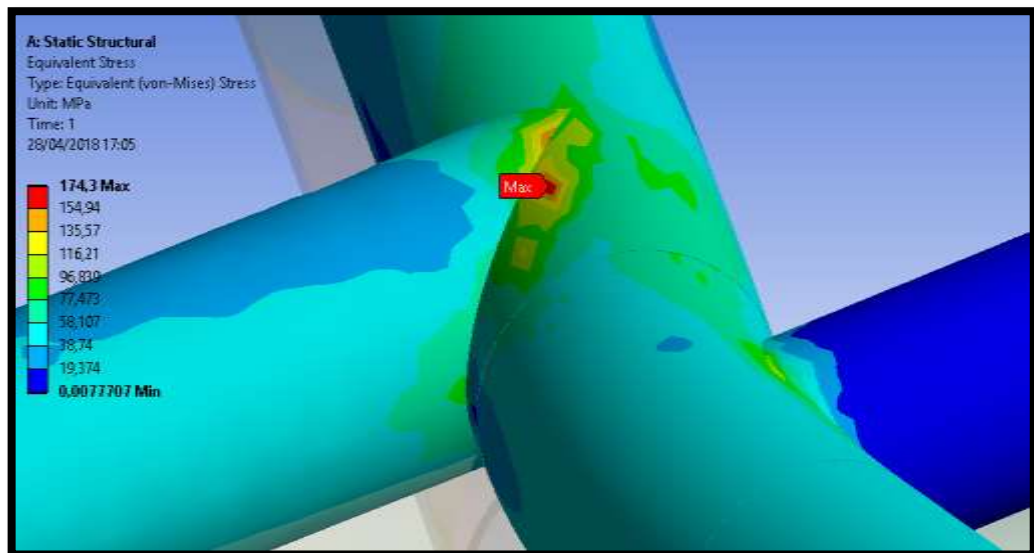


Figura 6.80 Esfuerzo máximo en torsión

Fuente: El autor

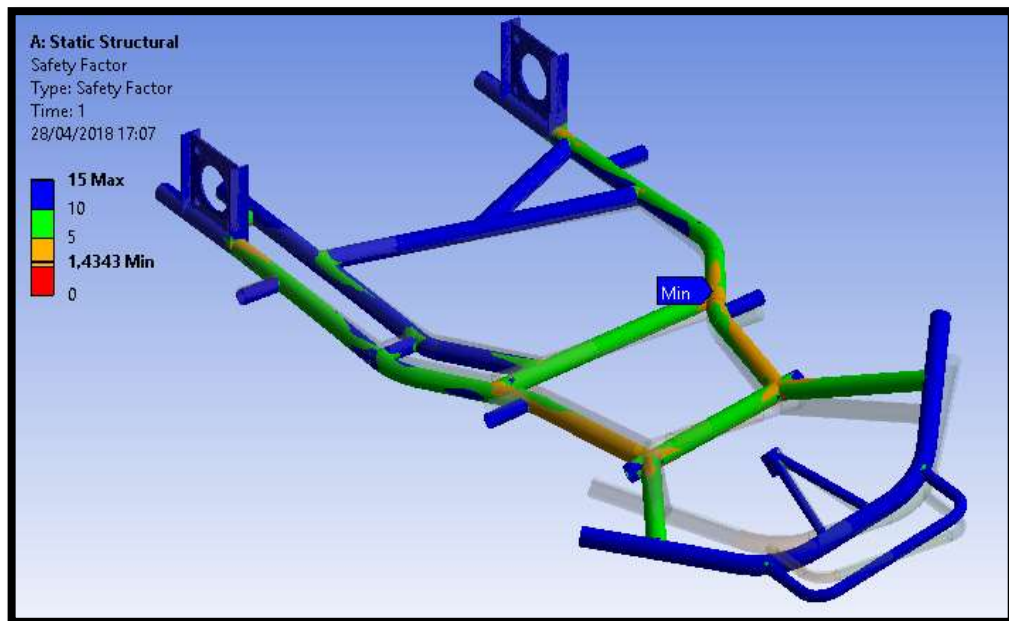


Figura 6.81 Resultados del factor de seguridad en torsión

Fuente: El autor

Una vez determinados los valores de deformación máxima y el par torsor aplicado, se procede a determinar el valor de rigidez torsional del chasis, la cual está definida por:

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

En el cual:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{Y_{max}}{d/2}\right)$$

$$\theta = 1,183 \text{ grados}$$

$$K = 158,32 \text{ N} * \text{m/grado}$$

Estudio de la rigidez en aceleración

Las fuerzas que intervienen directamente durante un evento de aceleración, es la fuerza normal y la fuerza de fricción, tales cargas actúan sobre cada uno de los neumáticos en una proporción que está en función de la distribución del peso estática y la aceleración que experimente el kart en un determinado instante. En la Figura 6.82 se muestran las condiciones de frontera las cuales simulan un evento de aceleración máxima.

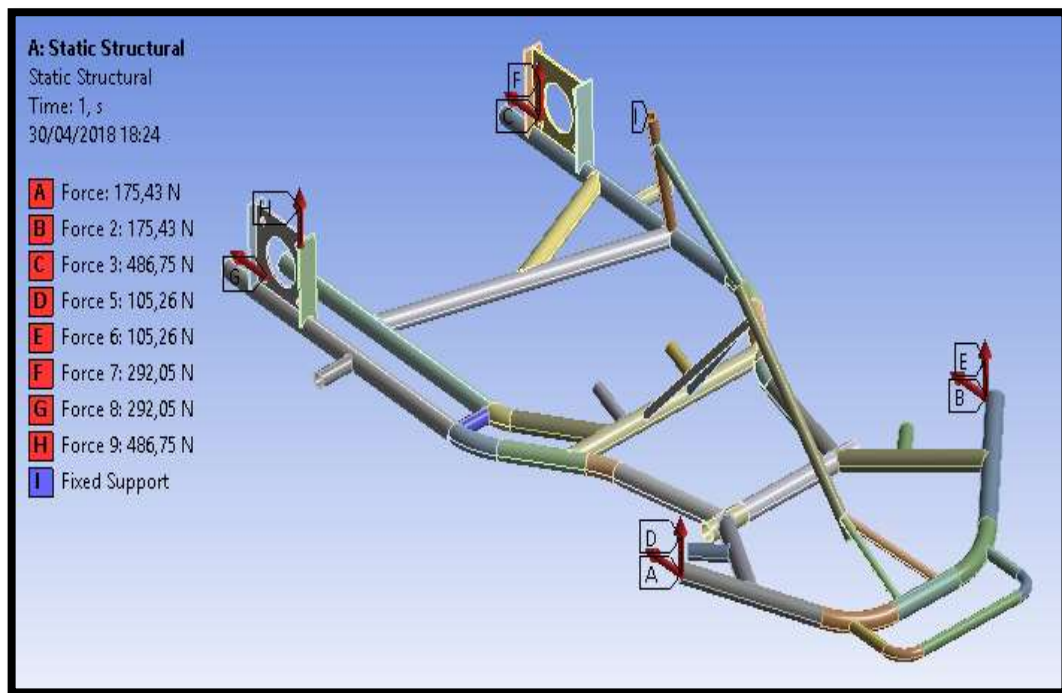


Figura 6.82 Condiciones de frontera para aceleración

Fuente: El autor

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 3,26 mm, la cual se produce en la parte posterior del chasis (ver Figura 6.83). La concentración de esfuerzos se da en la zona lateral media de la estructura con un valor de 183,39 MPa, como se observa en la Figura 6.84 y Figura 6.85. El factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 1,36 el cual se muestra en la Figura 6.86.

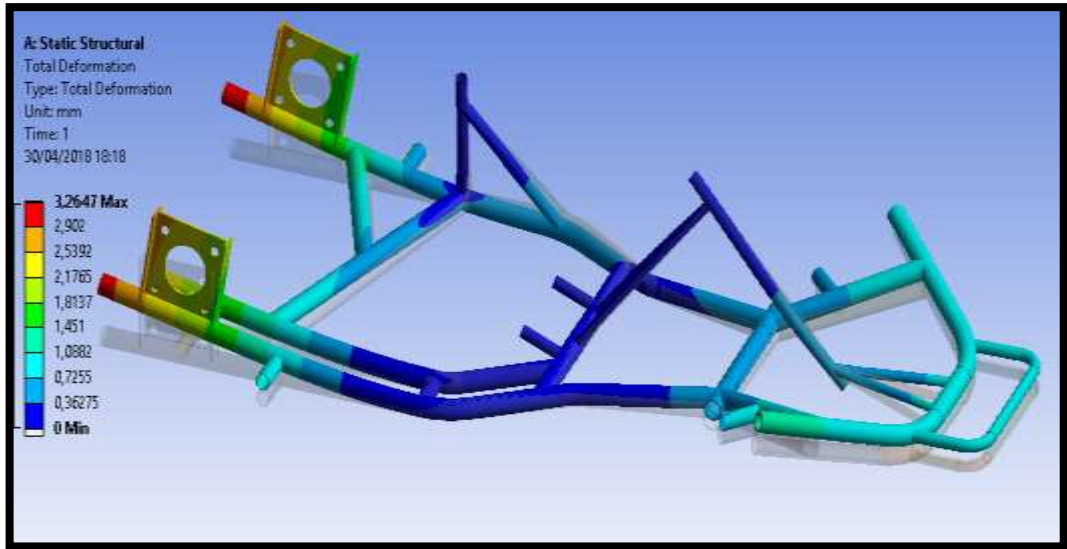


Figura 6.83 Resultados de deformación para aceleración

Fuente: El autor

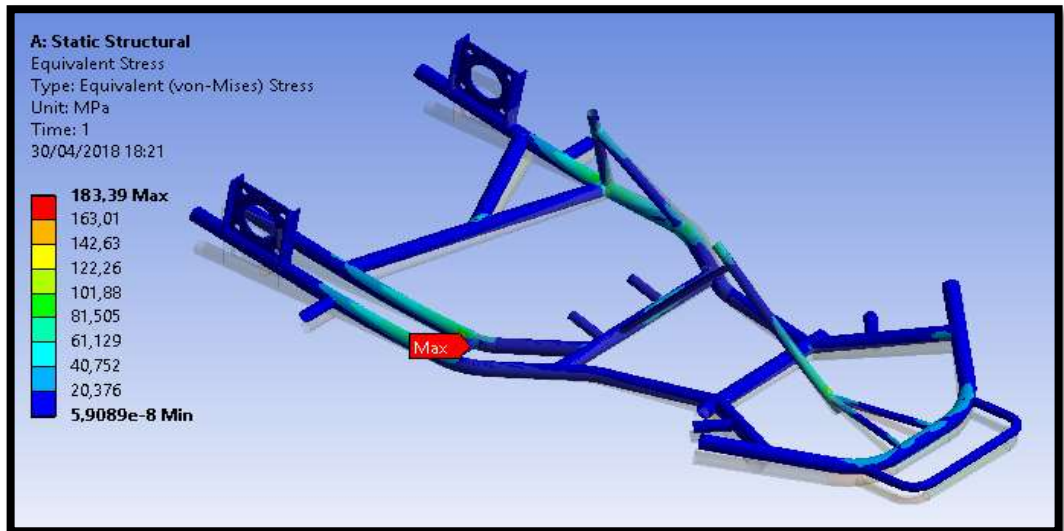


Figura 6.84 Resultados de esfuerzos para aceleración

Fuente: El autor

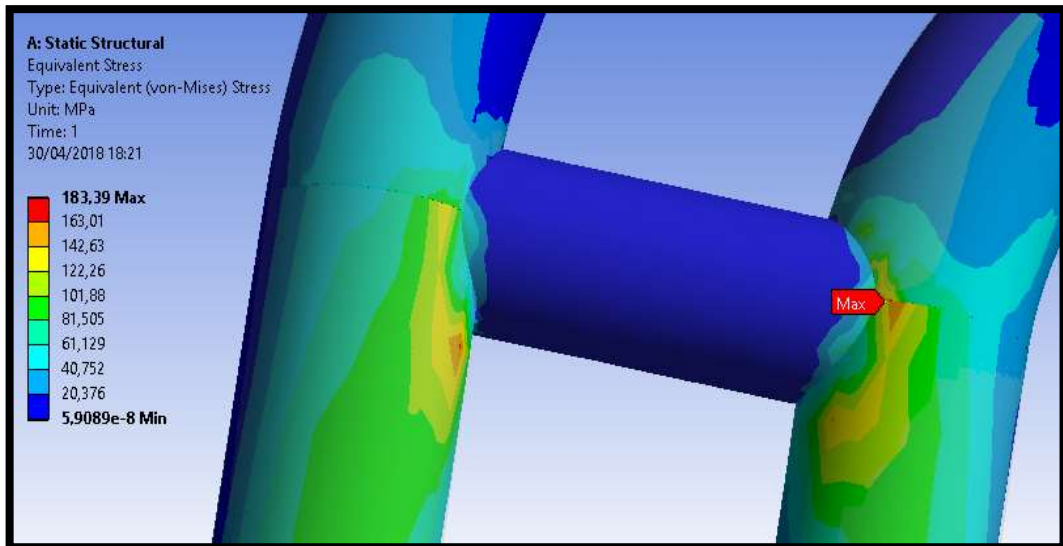


Figura 6.85 Esfuerzo máximo en aceleración

Fuente: El autor

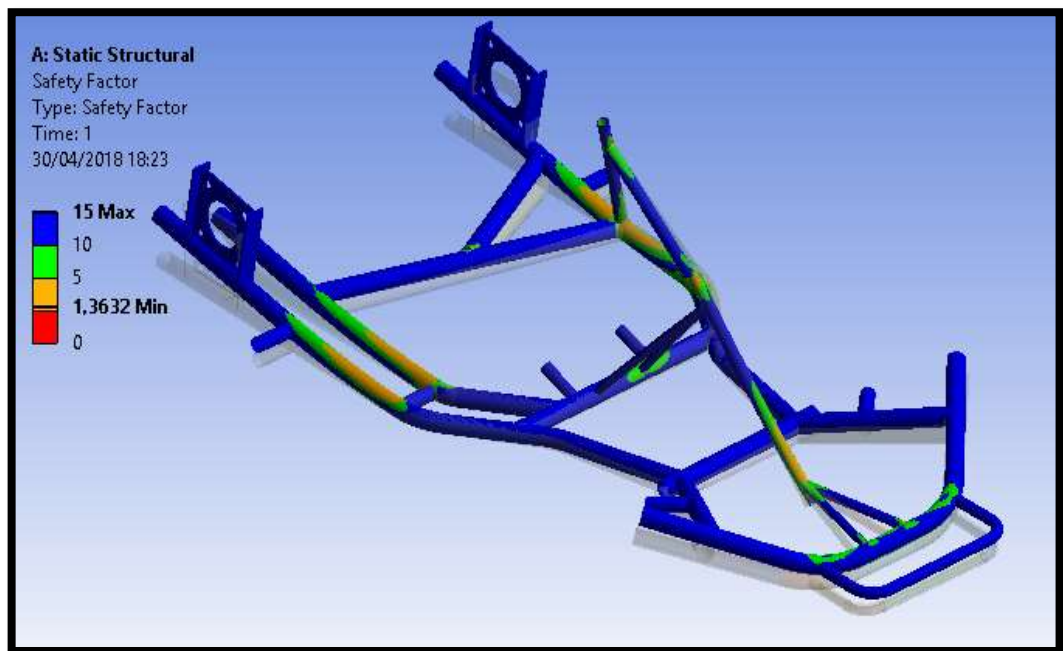


Figura 6.86 Resultados del factor de seguridad en aceleración

Fuente: El autor

Estudio de la rigidez en desaceleración

Las condiciones de frontera que simulan un evento de desaceleración máxima se muestran en la Figura 6.87.

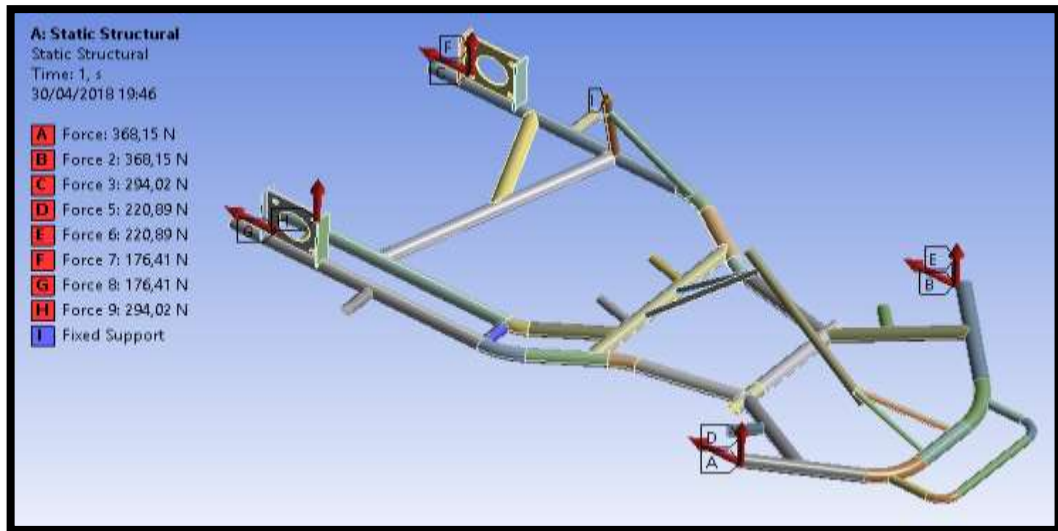


Figura 6.87 Condiciones de frontera para desaceleración

Fuente: El autor

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 1,93 mm, la cual se produce en la parte posterior y delantera del chasis (ver Figura 6.88). La concentración de esfuerzos se da en la zona frontal de la estructura con un valor de 172,81 MPa, como se observa en la Figura 6.89 y Figura 6.90. El factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 1,44 el cual se muestra en la Figura 6.91.

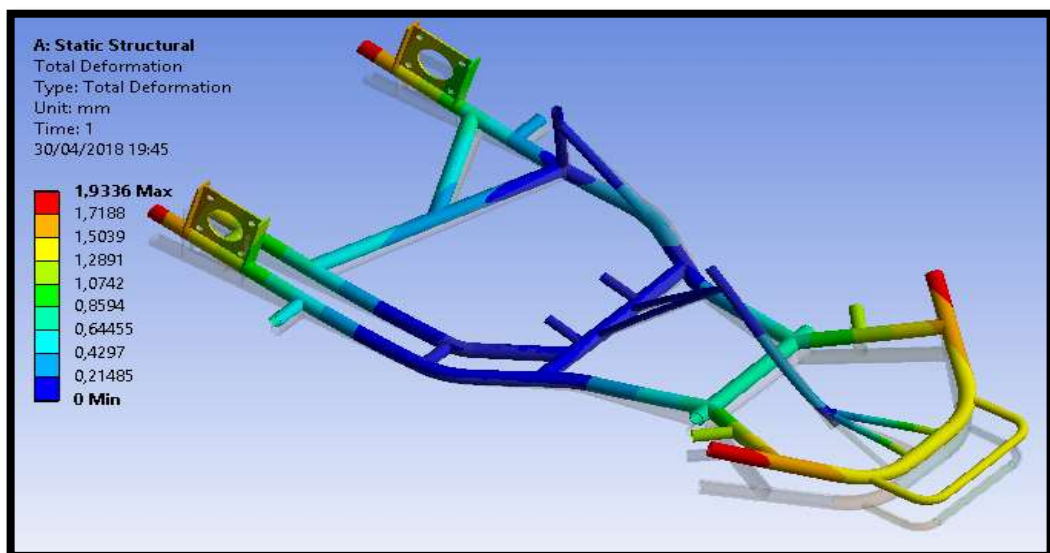


Figura 6.88 Resultados de deformaciones en desaceleración

Fuente: El autor

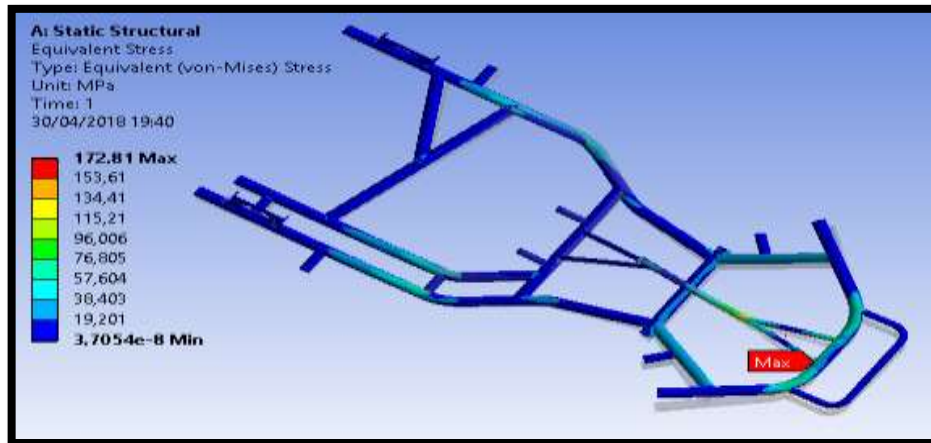


Figura 6.89 Resultados de esfuerzos en desaceleración

Fuente: El autor

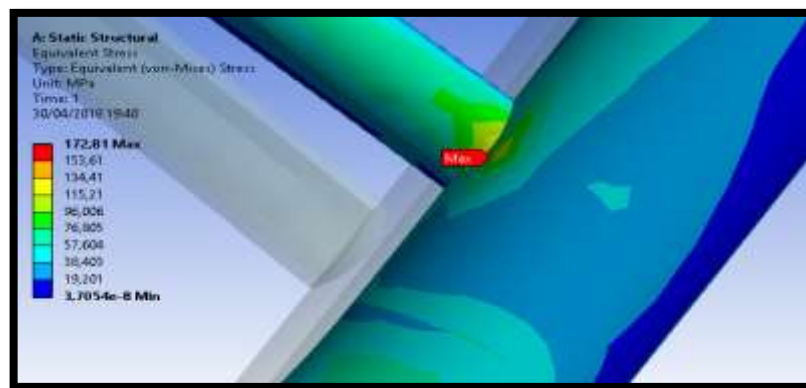


Figura 6.90 Esfuerzo máximo en desaceleración

Fuente: El autor

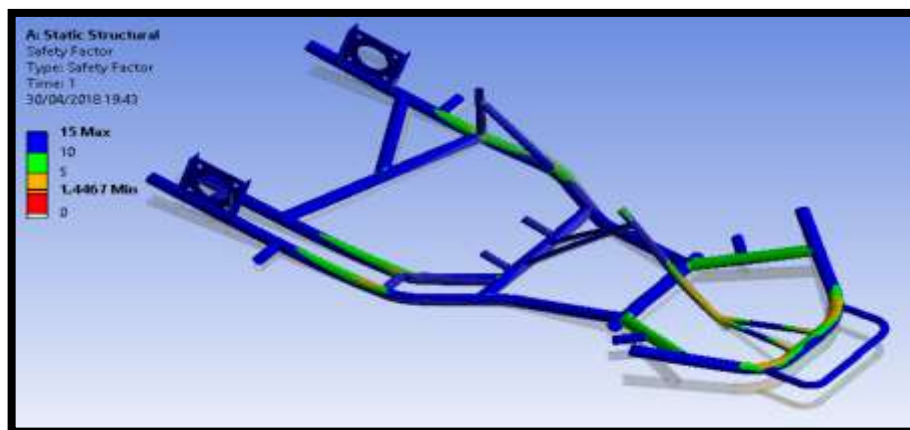


Figura 6.91 Factor de seguridad en desaceleración

Fuente: El autor

Estudio de la rigidez en aceleración lateral

Debido a que el chasis no es simétrico en su parte posterior, los análisis estructurales para aceleraciones laterales se realizan tanto para curvas hacia la derecha como a la izquierda.

- **Aceleración lateral a la derecha:**

Las condiciones de frontera que simulan el paso del kart por una curva hacia la derecha se muestran en la Figura 6.92. La magnitud de las cargas está en función de la aceleración centrípeta que experimente el vehículo en un determinado instante.

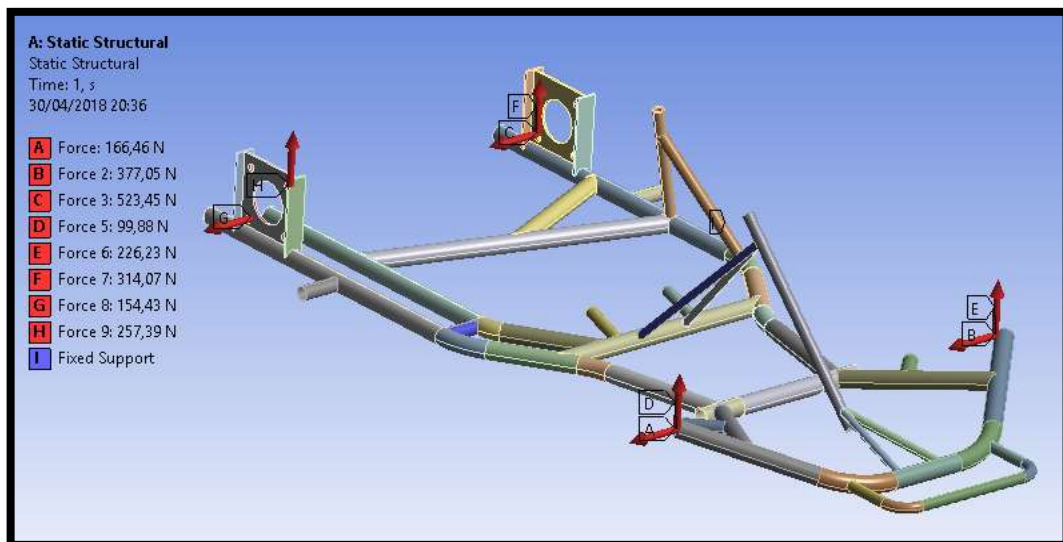


Figura 6.92 Condiciones de frontera para aceleración lateral a la derecha

Fuente: El autor

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 3,62 mm, la cual se produce en la parte frontal izquierda del chasis, específicamente en el miembro estructural que se une al soporte de la mangueta (ver Figura 6.93). La concentración de esfuerzos se da en la zona lateral media izquierda de la estructura

con un valor de 176,41 MPa, como se observa en Figura 6.94 y Figura 6.95. El factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 1,41 el cual se muestra en la Figura 6.96.

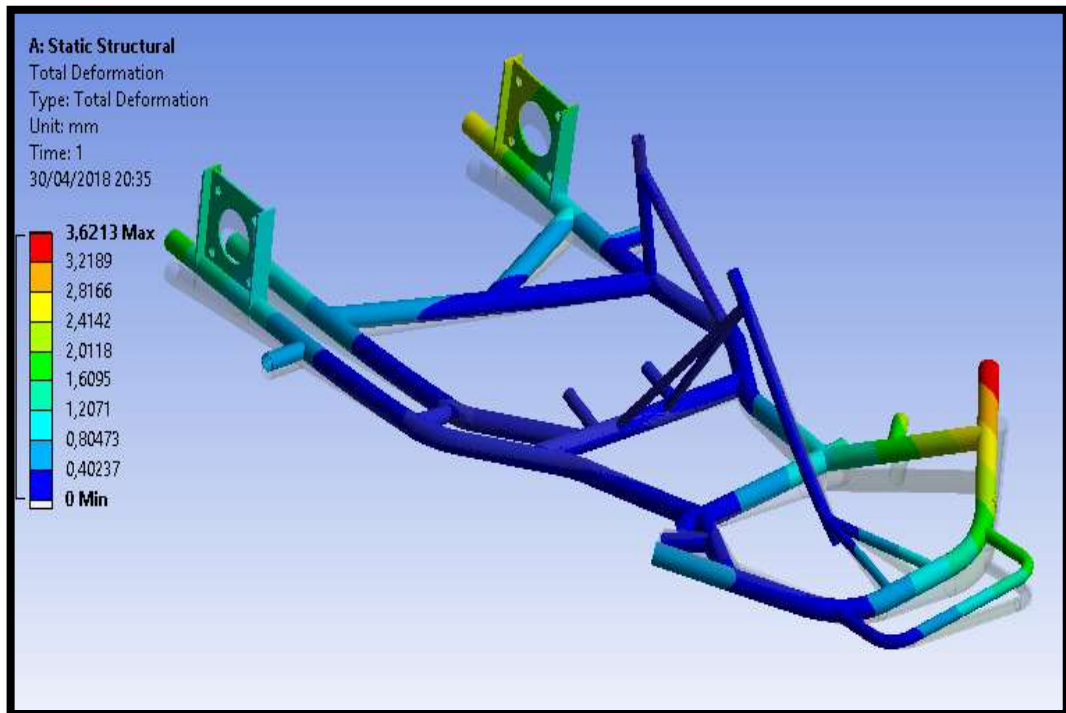


Figura 6.93 Resultados de deformación para aceleración lateral a la derecha

Fuente: El autor

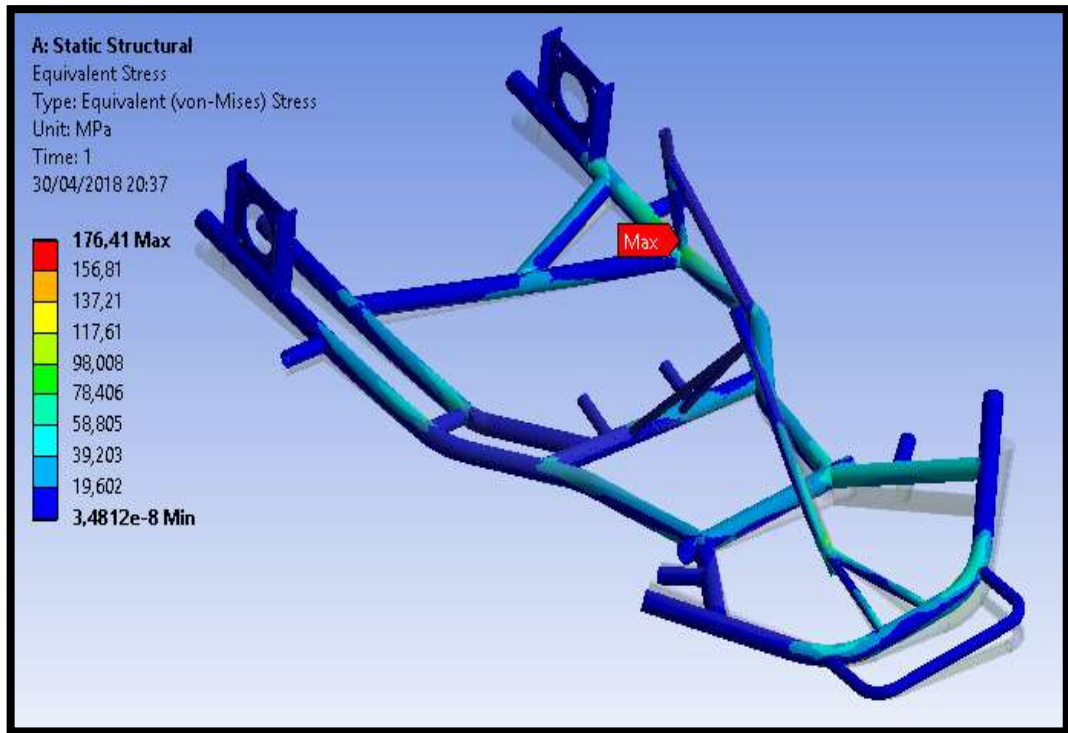


Figura 6.94 Resultados de esfuerzos para aceleración lateral a la derecha

Fuente: El autor

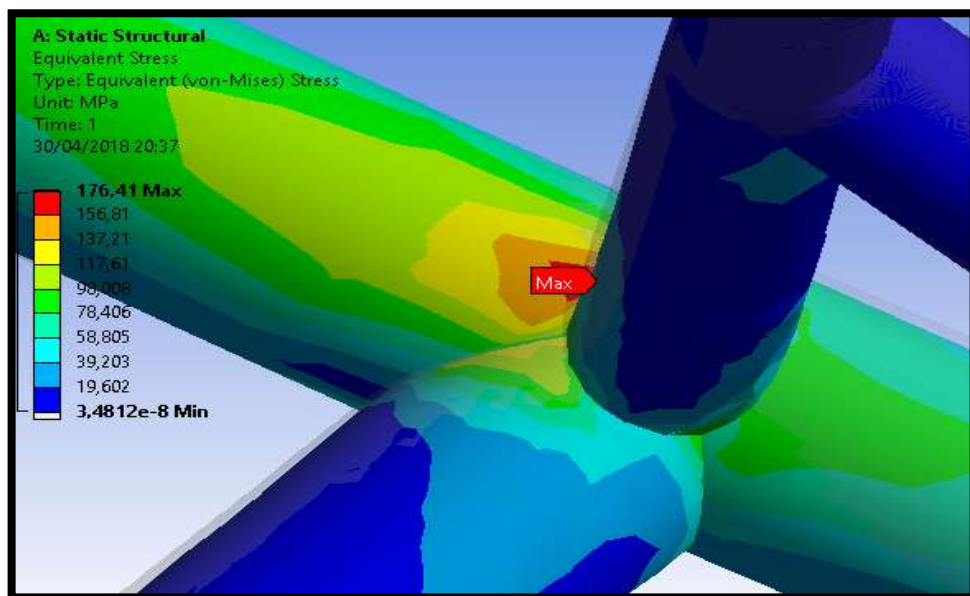


Figura 6.95 Esfuerzo máximo para aceleración lateral a la derecha

Fuente: El autor

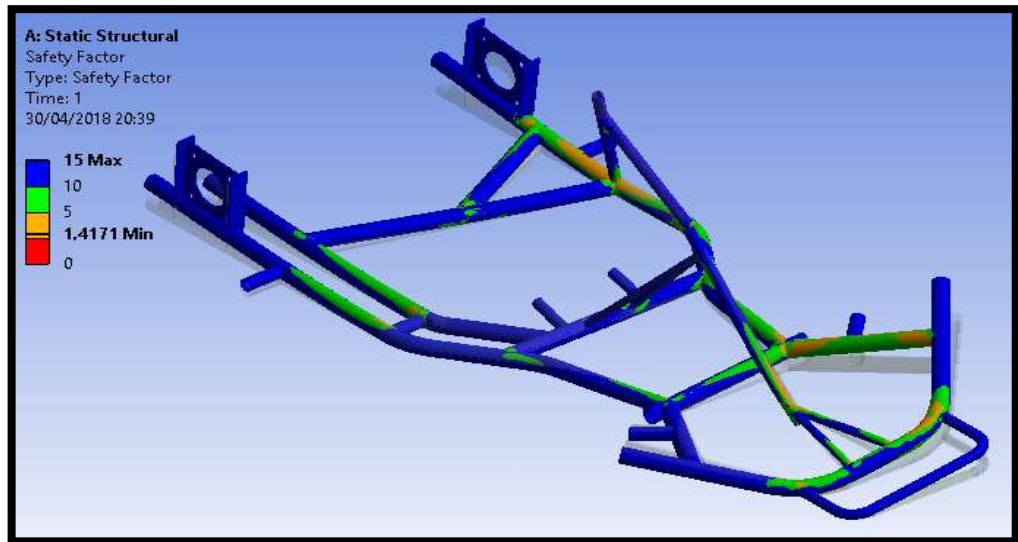


Figura 6.96 Factor de seguridad para aceleración lateral a la derecha

Fuente: El autor

- **Aceleración lateral a la izquierda:**

Las condiciones de frontera que simulan el paso del kart por una curva hacia la izquierda se muestra en la Figura 6.97. La magnitud de las cargas está en función de la aceleración centrípeta que experimente el vehículo en un determinado instante.

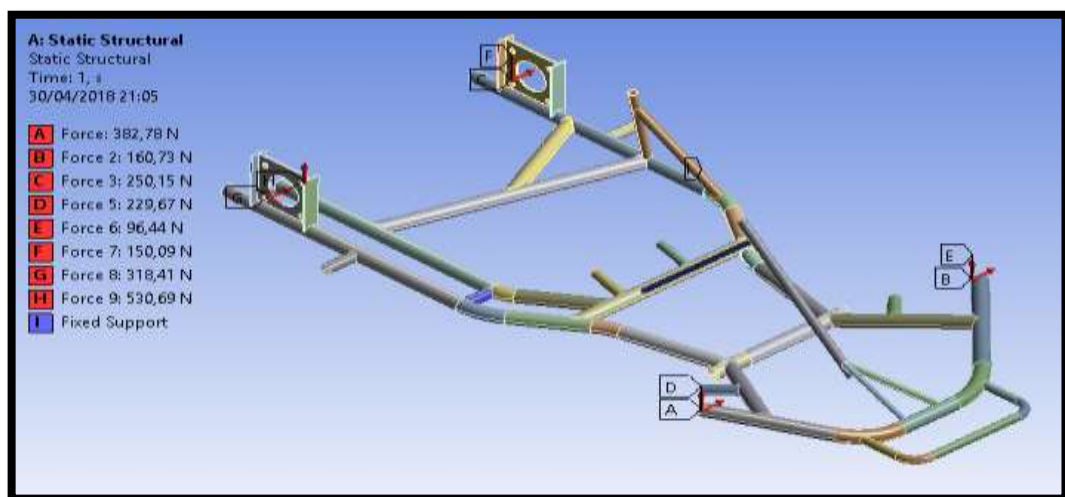


Figura 6.97 Condiciones de frontera para aceleración lateral a la izquierda

Fuente: El autor

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 3,21 mm, la cual se produce en la parte frontal derecha del chasis, específicamente en el miembro estructural que se une al soporte de la mangueta, (ver Figura 6.98). La concentración de esfuerzos se da en la zona lateral posterior derecha de la estructura con un valor de 174,74 MPa, como se observa en la Figura 6.99 y Figura 6.100. El factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 1,43 el cual se muestra en la Figura 6.101.

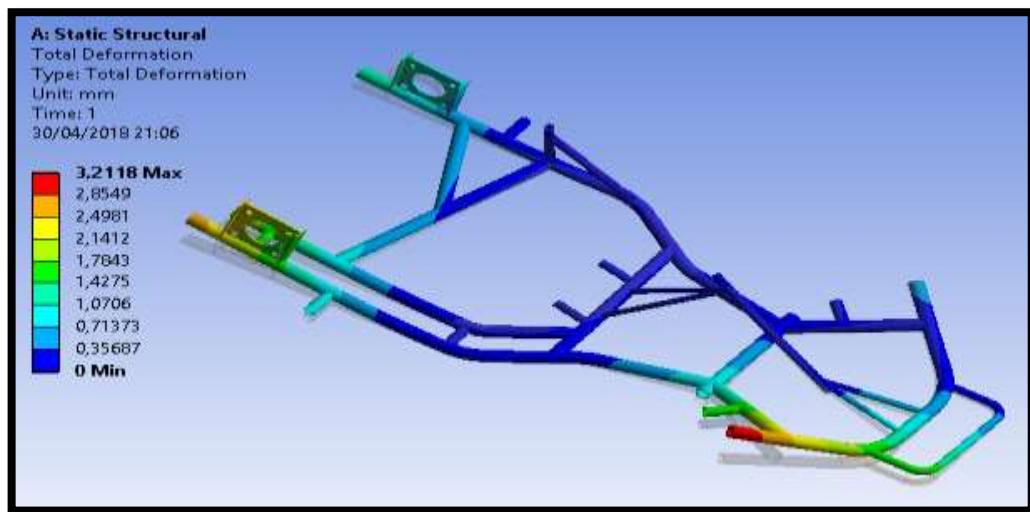


Figura 6.98 Resultados de deformación para aceleración lateral a la izquierda

Fuente: El autor

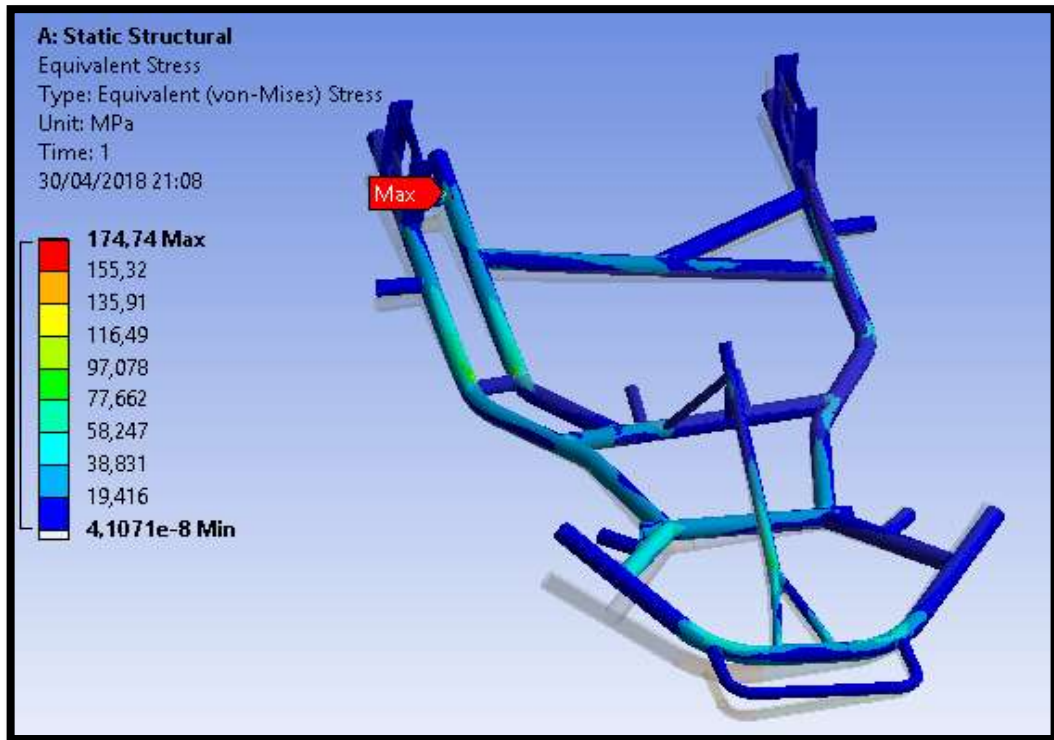


Figura 6.99 Resultados de esfuerzos para aceleración lateral a la izquierda

Fuente: El autor

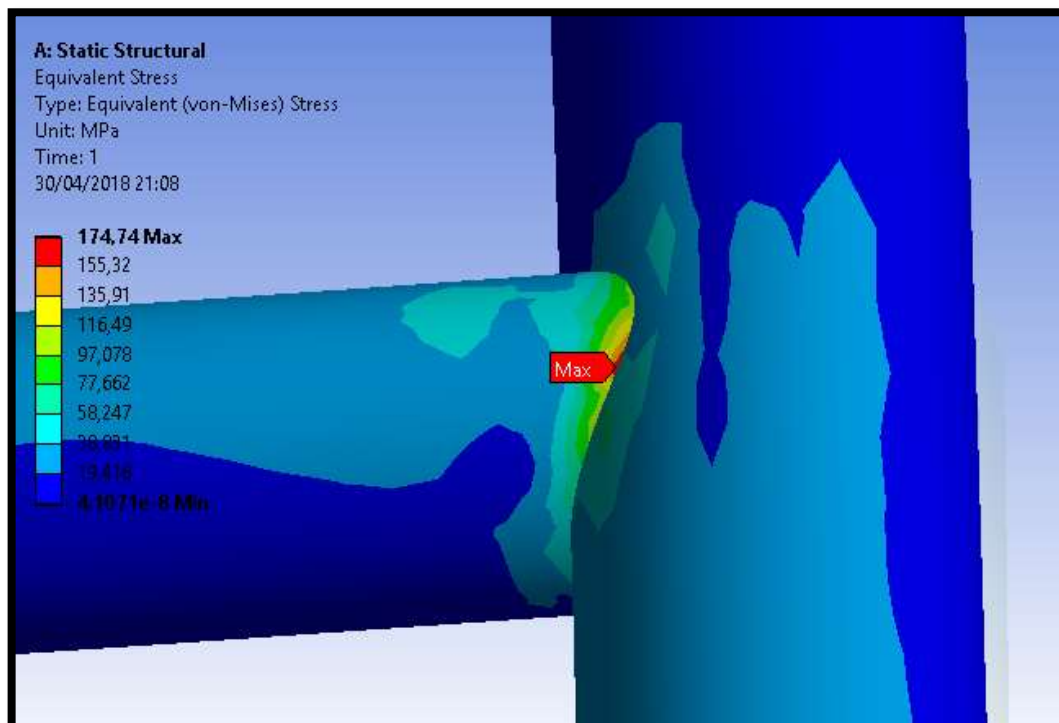


Figura 6.100 Esfuerzo máximo para aceleración lateral a la izquierda

Fuente: El autor

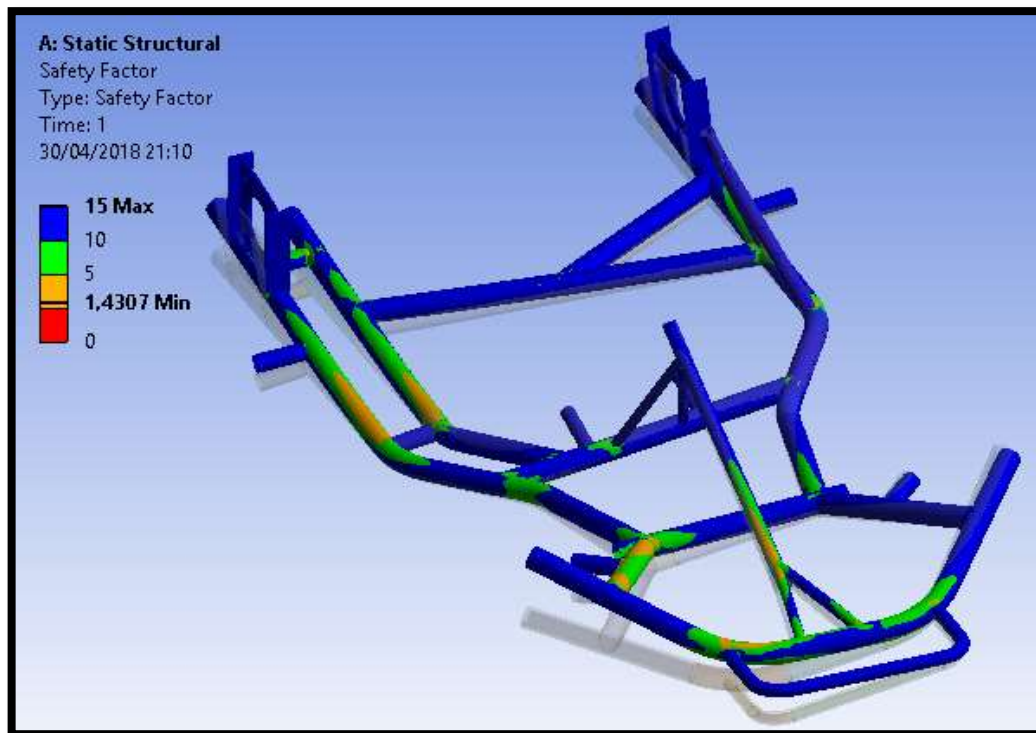


Figura 6.101 Factor de seguridad para aceleración lateral a la izquierda

Fuente: El autor

Análisis de colisión frontal

Según lo establecido por la normativa, el chasis debe ser capaz de soportar un impacto frontal a 4G, por lo tanto al respetar los criterios de la reglamentación la fuerza a aplicar queda definida por:

$$F. \text{ impacto} = 4 * g * W$$

$$F. \text{ impacto} = 4 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 135 \text{ Kg}$$

$$F. \text{ impacto} = 5297,4 \text{ N}$$

En la Figura 6.102 se muestran las condiciones de frontera que simulan un impacto frontal del chasis. La carga es aplicada en el parachoques delantero simétrica al eje longitudinal del chasis, mientras que las fijaciones se aplican en los soportes posteriores.

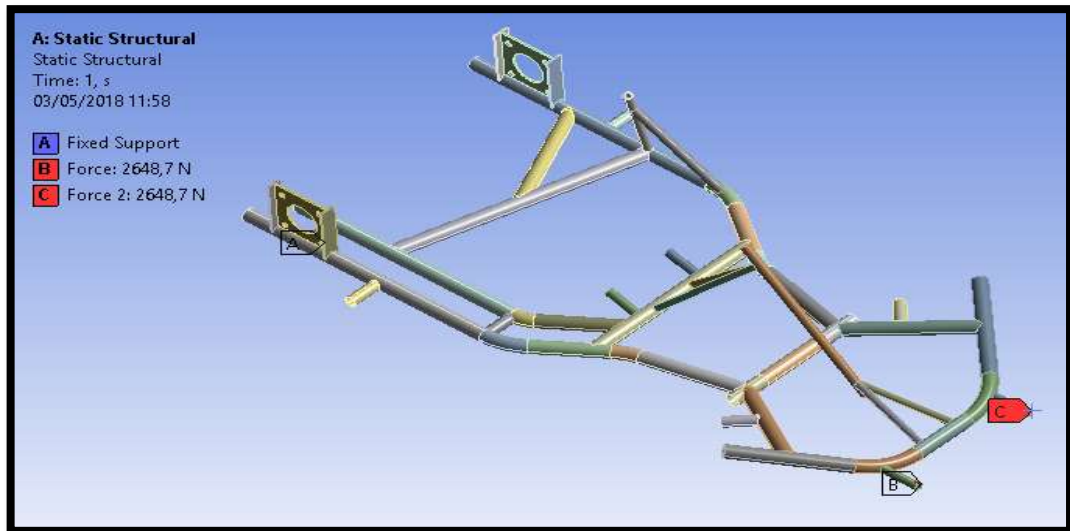


Figura 6.102 Condiciones de frontera para una colisión frontal

Fuente: El autor

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 3,06 mm, la cual se produce en la parte frontal del chasis, específicamente en la zona media del miembro estructural delantero la cual se une con los soportes de la columna de la dirección, (ver Figura 6.103). La concentración de esfuerzos se da en los nodos frontales del marco con un valor de 360,26 MPa, como se observa en la Figura 6.104 y Figura 6.105.

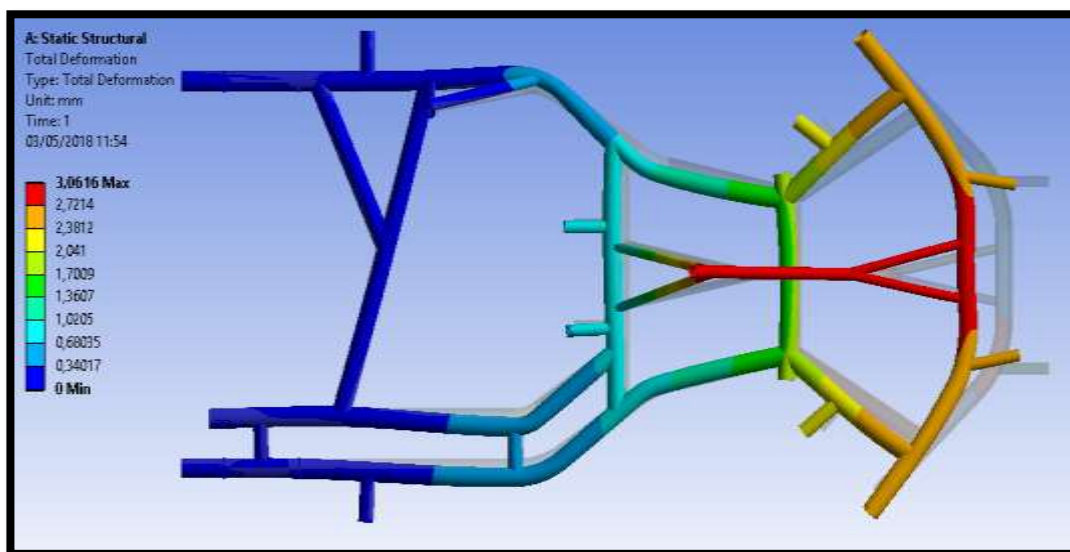


Figura 6.103 Resultados de deformaciones en colisión frontal

Fuente: El autor

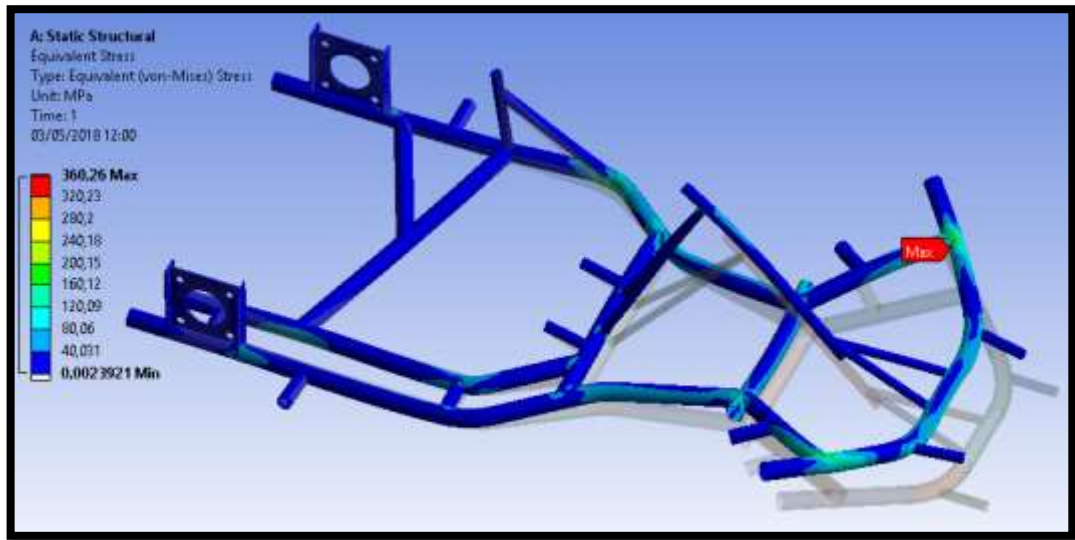


Figura 6.104 Resultados de esfuerzos en colisión frontal

Fuente: El autor

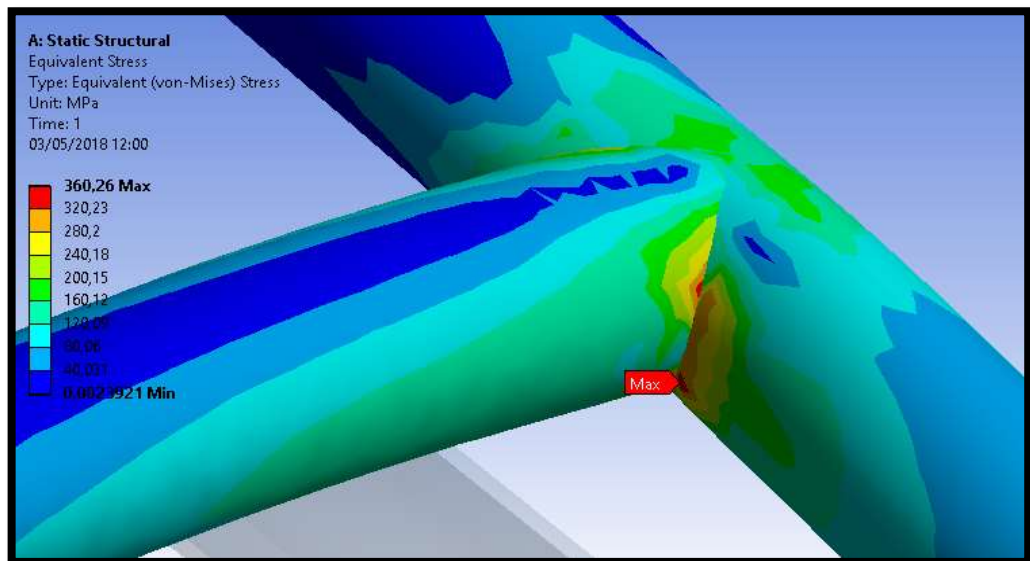


Figura 6.105 Esfuerzo máximo en colisión frontal

Fuente: El autor

Al tratarse de un impacto, lo que realmente interesa es que la estructura soporte tales cargas sin llegar a superar el límite de rotura, por lo que el factor de seguridad

mínimo está en función del límite de tracción máximo del material (400 MPa), así pues se tiene:

$$F_s = \frac{Fu \text{ tracción}}{\sigma \text{ máximo}}$$

$$F_s = \frac{400 \text{ MPa}}{360,26 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 1,11$$

Análisis de colisión lateral

Según lo establecido por la normativa, el chasis debe ser capaz de soportar un impacto lateral a 2G por ambos lados de la estructura, por lo tanto acogiéndose a los criterios de la reglamentación la fuerza a aplicar queda definida por:

$$F. \text{ impacto} = 2 * g * W$$

$$F. \text{ impacto} = 2 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 135 \text{ Kg}$$

$$F. \text{ impacto} = 2648,7 \text{ N}$$

En la Figura 6.106 se muestran las condiciones de frontera que simulan un impacto lateral izquierdo del chasis. La carga es aplicada en los soportes del parachoques lateral simétrica al eje transversal del chasis, mientras que las fijaciones se aplican en los soportes del parachoques lateral del lado opuesto.

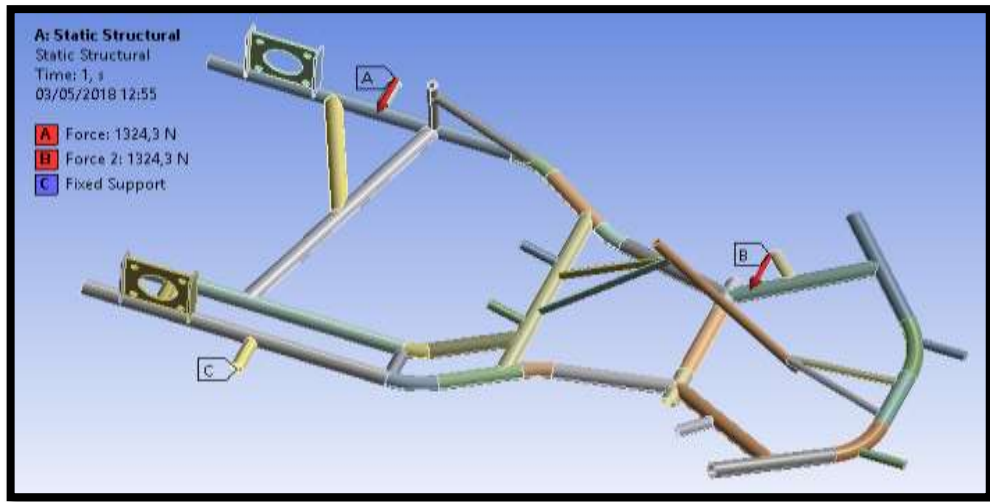


Figura 6.106 Condiciones de frontera para impacto lateral izquierdo

Fuente: El autor

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 1,22 mm, la cual se produce en la zona lateral posterior izquierda del chasis (ver Figura 6.107). La concentración de esfuerzos se da en el nodo de unión entre el soporte delantero del parachoques lateral izquierdo con el chasis con un valor de 288,27 MPa, como se observa en la Figura 6.108 y Figura 6.109.

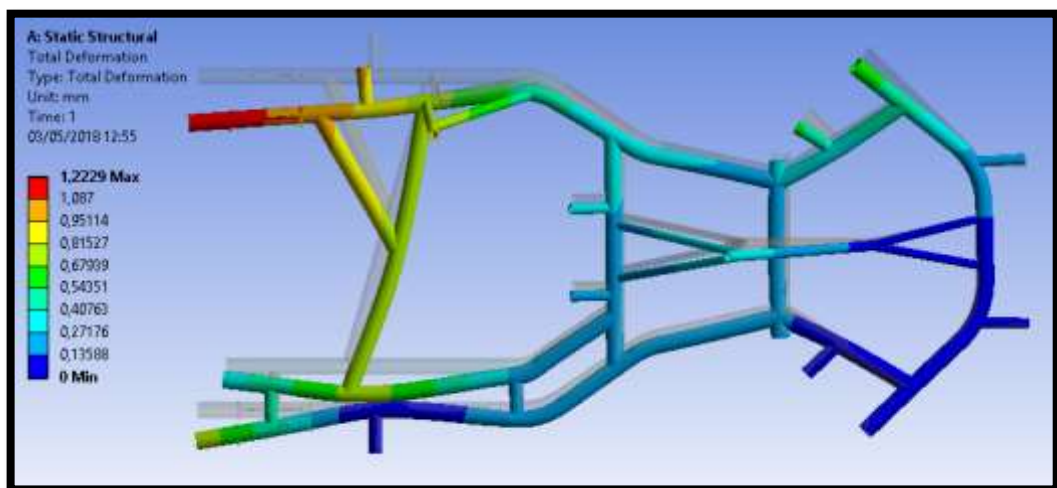


Figura 6.107 Resultados de deformaciones para impacto lateral izquierdo

Fuente: El autor

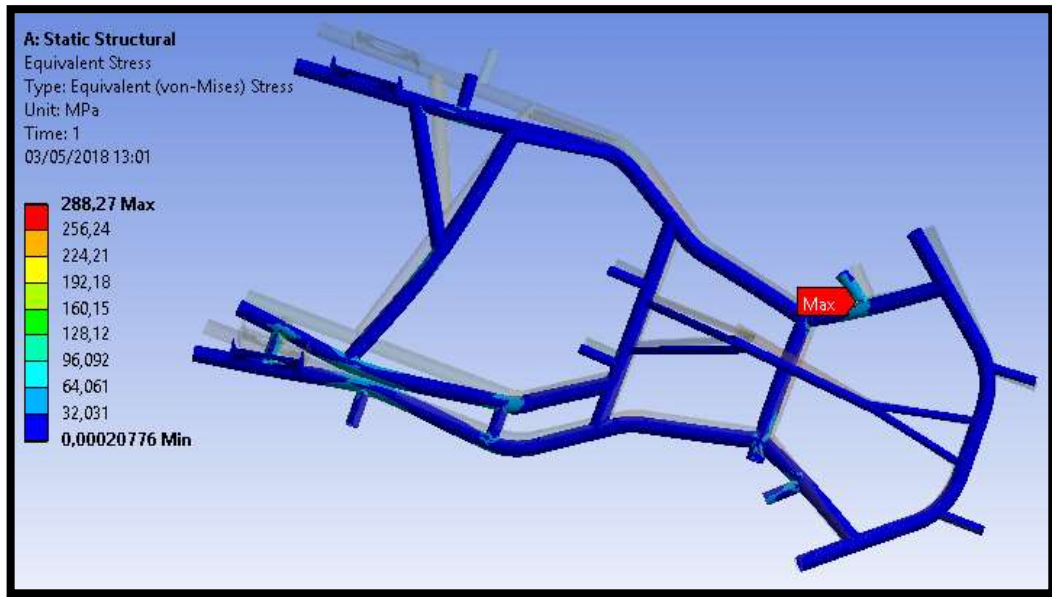


Figura 6.108 Resultados de esfuerzos para impacto lateral izquierdo

Fuente: El autor

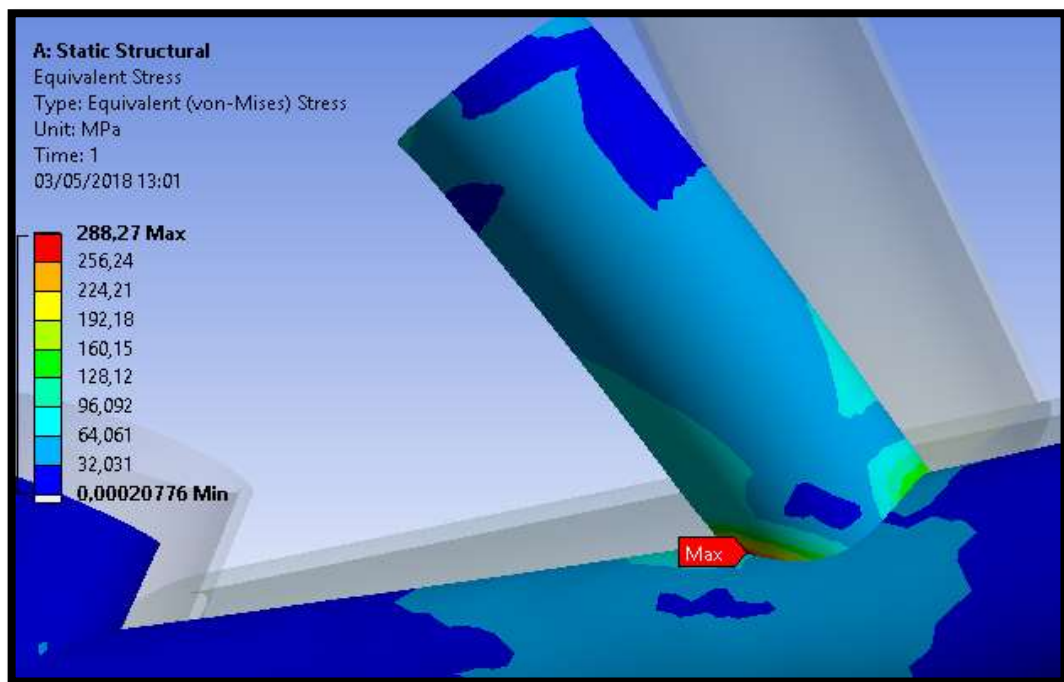


Figura 6.109 Esfuerzo máximo para impacto lateral izquierdo

Fuente: El autor

Al tratarse de un impacto lateral por el lado izquierdo del chasis, lo que realmente interesa es que la estructura soporte tales cargas sin llegar a superar el límite de

rotura, por lo que el factor de seguridad mínimo está en función del límite de tracción máximo del material (400 MPa), por lo tanto se tiene:

$$F_s = \frac{F_u \text{ tracción}}{\sigma \text{ máximo}}$$

$$F_s = \frac{400 \text{ MPa}}{288,27 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 1,38$$

En la Figura 6.110 se muestran las condiciones de frontera que simulan un impacto lateral derecho del chasis. La carga es aplicada en los soportes del parachoques lateral simétrica al eje transversal del chasis, mientras que las fijaciones se aplican en los soportes del parachoques lateral del lado opuesto.

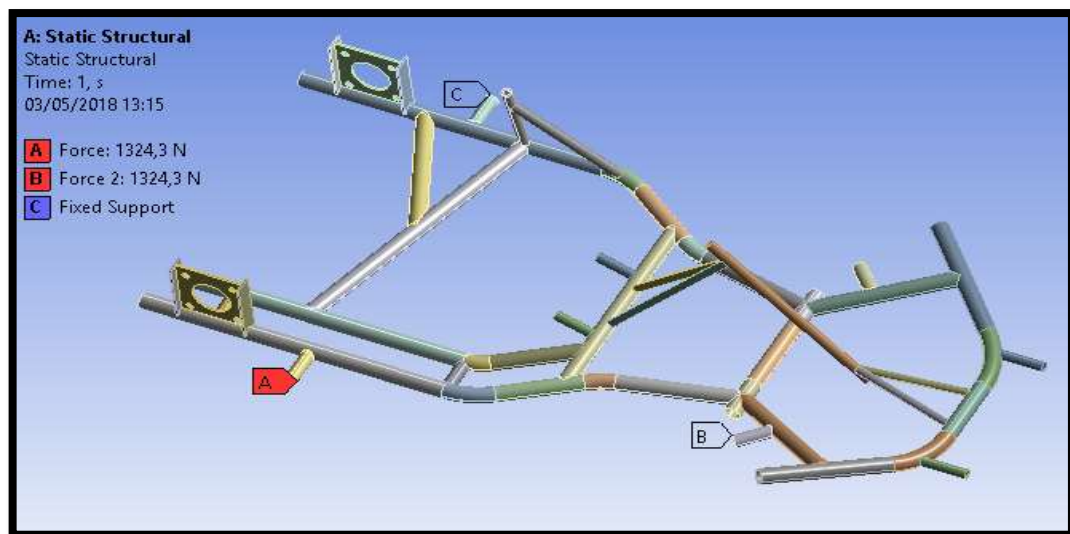


Figura 6.110 Condiciones de frontera para impacto lateral derecho

Fuente: El autor

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 0,98 mm, la cual se produce en la zona lateral posterior derecha del chasis (ver Figura 6.111). La concentración de esfuerzos se da en el nodo de unión entre el soporte delantero del

parachoques lateral derecho con el chasis con un valor de 240,57 MPa, como se observa en la Figura 6.112 y Figura 6.113.

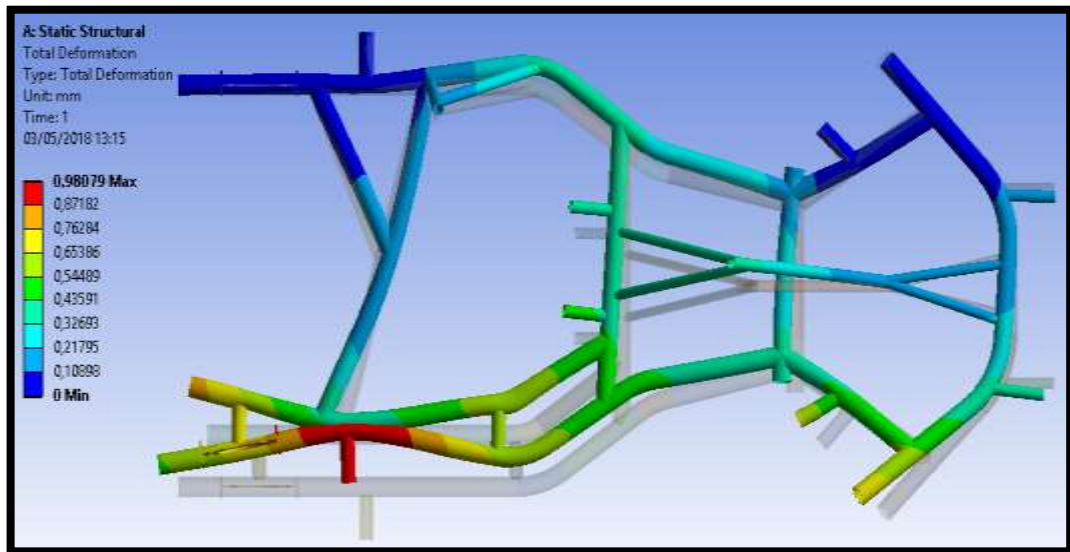


Figura 6.111 Resultados de deformaciones para impacto lateral derecho

Fuente: El autor

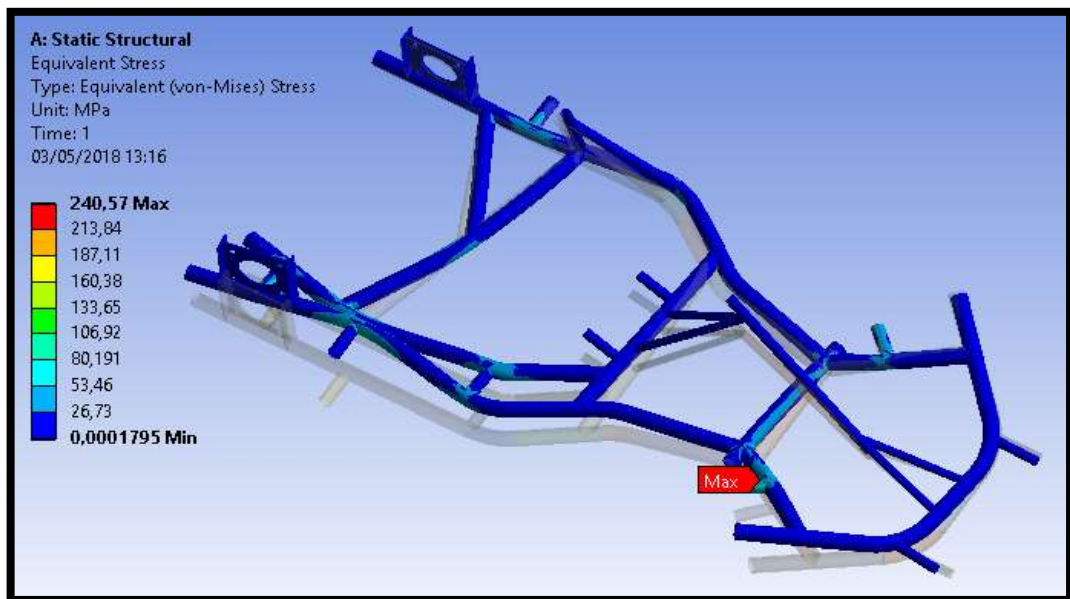


Figura 6.112 Resultados de esfuerzos para impacto lateral derecho

Fuente: El autor

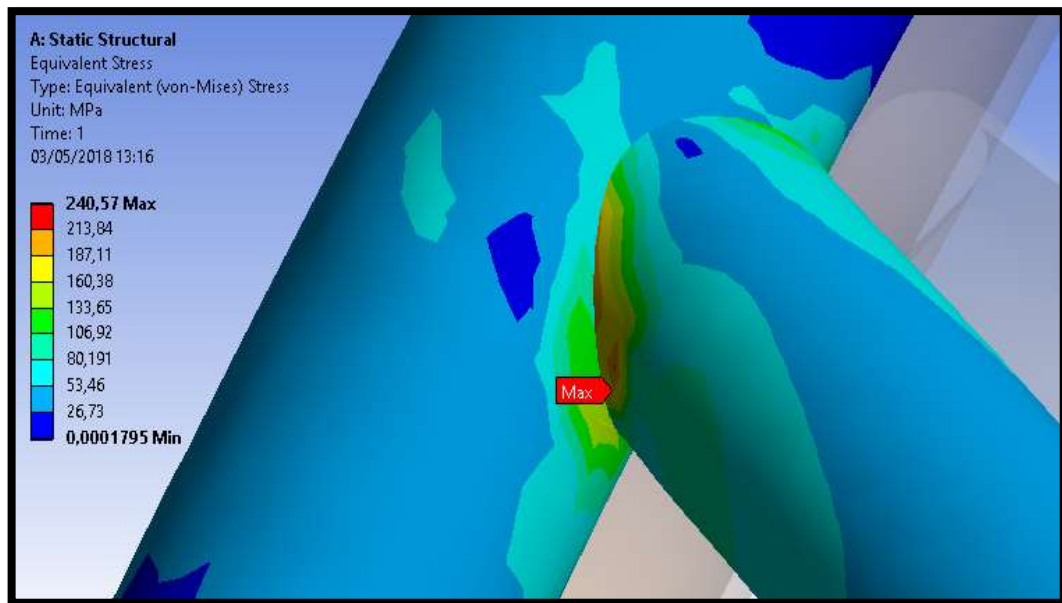


Figura 6.113 Esfuerzo máximo para impacto lateral derecho

Fuente: El autor

En esta situación el factor de seguridad queda definido por:

$$Fs = \frac{Fu \text{ tracción}}{\sigma \text{ máximo}}$$

$$Fs = \frac{400 \text{ MPa}}{240,57 \text{ MPa}}$$

$$Fs = 1,66$$

6.7. Diseño detallado

6.7.1. Planos constructivos del chasis

En el Anexo 1 se especifican las dimensiones de la geometría del modelo final del chasis, de igual manera se detallan los ángulos de instalación de los soportes de las manguetas (ángulo de salida - ángulo de avance).

6.7.2. Diámetro y espesores de tubos

En el Anexo 2 se detallan los diámetros y espesores de cada miembro estructural que conforman el chasis, también se especifica el material de los componentes que integran la estructura principal (soportes del eje – soportes de las manguetas).

6.7.3. Planos constructivo de los soportes para las manguetas

En el Anexo 3 se especifican las dimensiones de los soportes de las manguetas, dimensiones de agujeros y espesores.

6.7.4. Planos constructivos de los soportes para eje de transmisión

En el Anexo 4 se detallan las dimensiones de los soportes posteriores del eje de transmisión.

6.7.5. Costos de fabricación

En la Tabla 6.8 se especifican los costos de la materia prima necesaria para la fabricación del chasis para un kart KF4.

Tabla 6.8 Costos de la materia prima

Fuente: El autor

MATERIA PRIMA			
Descripción	Cantidad	Valor / Unidad	Valor Total
Tubo redondo 3/4"	1	18	18
Tubo redondo 5/8"	1	14	14
Tubo redondo 1"	1	22	22
Tubo redondo 1 1/4"	2	24	48
Plancha de acero de 1 mm	1	14	14
Plancha de acero de 2mm	1	18	18

Plancha de acero de 4mm	1	22	22
Clavos 1/2" (1/2 Lib.)	1	1,5	1,5
Tablero de madera 1,5x2 m	1	41	41
Listones de madera 1 m	4	2,5	10
Hojas de sierra	1	0,3	0,3
Discos de corte 12"	1	7,5	7,5
Discos de corte 4"	2	0,6	1,2
Disco de desbaste 4"	1	0,6	0,6
Brocas	2	0,55	1,1
Lija # 80	2	0,25	0,5
Lija # 120	2	0,25	0,5
Lija # 360	3	0,25	0,75
Disolvente 1/2 Lit.	1	6	6
Fondo Gris (Primer) 1/4 Lit.	1	4	4
Pintura automotriz celeste 1/4 Lit.	1	15	15
Barniz 1/2 Lit.	1	8	8
TOTAL (USD)			253,95

6.8. Creación de prototipos y pruebas

6.8.1. Consideraciones generales para la fabricación del chasis

Actualmente en la industria automotriz ecuatoriana no existen reglas pre establecidas que indiquen la secuencia ideal de procesos a seguir para realizar la fabricación del chasis de un kart para la categoría KF4, lo que lleva a tener como puntos claves de referencia a los procesos aplicados por fabricantes internacionales en la elaboración de prototipos iguales o semejantes al del proyecto. Un aspecto importante a la hora de construir el chasis, es el contar con un plan de trabajo previamente elaborado, de

tal forma que todos los procesos que se realicen se conozcan en detalle y se efectúen ordenadamente, de tal forma que se pueda evitar gastos innecesarios o posibles estancamientos causados por una mala planificación en la ejecución de los procesos.

6.8.2. Secuencia de procesos para la construcción del chasis

Con el objetivo de que la fabricación del chasis sea un procedimiento que requiera la menor cantidad de recursos y se realice en el menor tiempo posible, se sigue la secuencia de procesos descrito en el flujograma de la Figura 6.114, el orden de ejecución esta direccionado para permitir el avance y el desarrollo del proyecto.

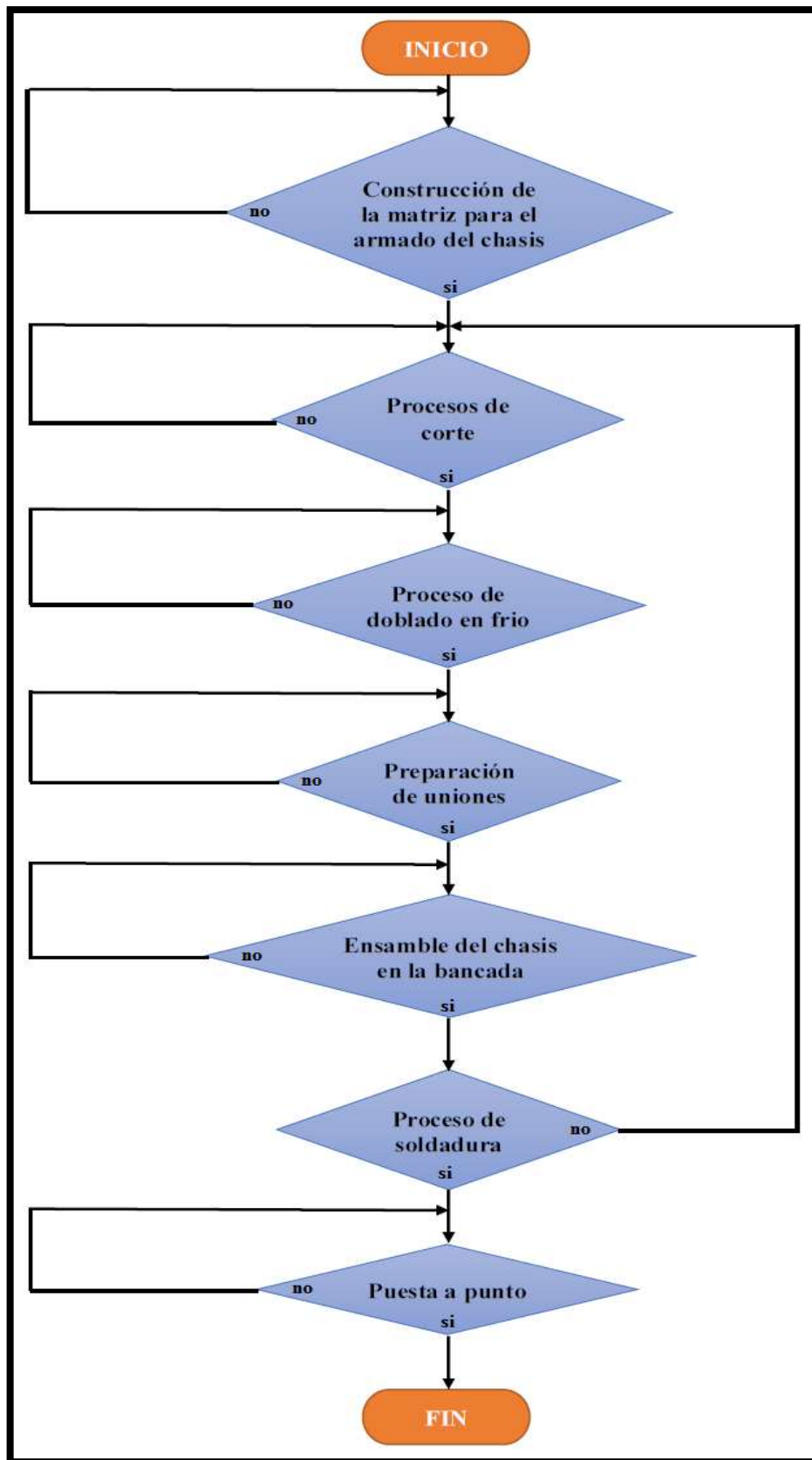


Figura 6.114 Flujograma para el proceso de construcción

Fuente: El autor

6.8.3. Matriz para el armado del chasis

Un punto importante que se debe cuidar a la hora de realizar la fabricación de un bastidor, son las desviaciones excesivas o medidas inexactas que se puedan obtener en la geometría del chasis, generalmente causadas por el incremento de temperatura durante el proceso de soldadura o un mal anclaje de los miembros estructurales durante su armado. Si el chasis fabricado no cumple con las medidas calculadas y preestablecidas en la fase del diseño, el vehículo puede presentar ciertos comportamientos dinámicos no deseados durante su conducción, por este motivo, es de vital importancia disponer de una bancada que permita un correcto armado de la estructura con un rango de tolerancia permitido no mayor a ± 0.5 mm.

La matriz se diseña mediante el software CAD en función de la geometría del chasis (ver Figura 6.115 y Figura 6.116), y se construye con tableros de madera de 20 mm de espesor. La bancada se adapta perfectamente a las necesidades que requiere la construcción de la estructura, así pues cumple dos funciones importantes, la primera, permitir un armado exacto y muy simple de cada miembro estructural, y la segunda, permitir una fuerte sujeción para realizar el proceso de soldado de las uniones.

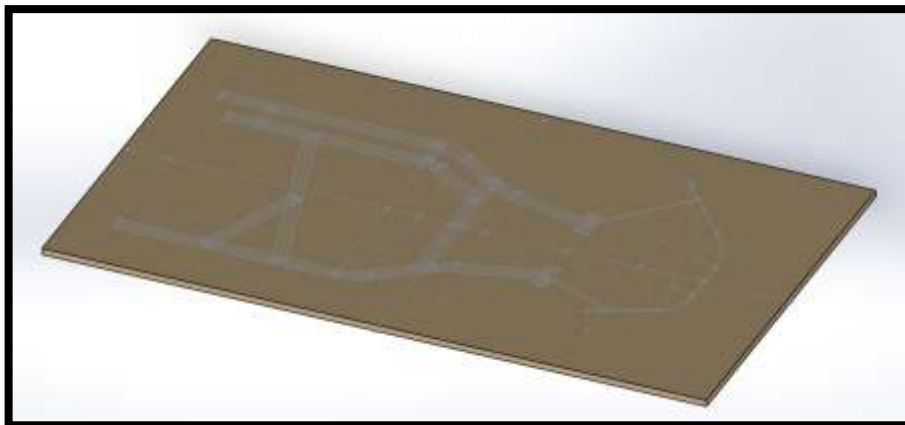


Figura 6.115 Diseño de la matriz en función de la geometría del chasis

Fuente: El autor



Figura 6.116 Matriz para el armado del chasis

Fuente: El autor

Cuando se trata de una producción en serie, las bancadas que se utilizan suelen ser elaboradas de perfiles de acero, pensadas precisamente para soportar los desgastes que se dan por su excesiva manipulación (ver Figura 6.117). Para el proyecto se ha creído conveniente elaborar una bancada con tableros de madera, ya que a más de requerir para su elaboración una inversión económica baja, los marcos que se pretenden fabricar se limitan a un solo prototipo y una matriz de estas características puede soportar perfectamente tales exigencias.



Figura 6.117 Matriz metálica para el armado de un chasis modelo EKR

Fuente: (EKR, 2015)

6.8.4. Procesos de corte

Existen varios métodos que se pueden usar para realizar el corte de los tubos, pero si lo que se desea obtener son cortes perfectos con poco esfuerzo, lo mejor es optar por herramientas diseñadas para ejecutar este tipo de trabajos. Según el nivel de exactitud que se requiera y la cantidad de presupuesto que se disponga para la realización de este proceso, se puede optar por los siguientes métodos:

Corte por plasma

Este método se puede usar para cortar cualquier superficie que tenga espesores pequeños o medianos y cuyo material tenga cualidades magnéticas o sea un conductor de electricidad. El corte por plasma es un proceso que se logra mediante la interacción de dos elementos, la electricidad y el aire comprimido, al interactuar el cortador transforma el aire que al salir por una antorcha ya no es un gas sino un plasma, un estado de la materia tan energético que puede convertir el metal en vapor. En el centro de la antorcha hay un pequeño canal con un electrodo negativo, mientras que los lados del canal son positivos, la diferencia de polaridad es esencial en la creación del plasma, cuando el cortador funciona la electricidad y el aire comprimido llegan a la antorcha por el mismo conducto pero no llegan a hacer contacto, la corriente eléctrica llega al electrodo negativo mientras que la cara positiva de los lados la atrae, lo que produce que salte de una a otra y cree un pequeño arco eléctrico, el aire comprimido en contacto con el relámpago miniatura se excita intensamente y ocurre un cambio de estado muy violento, lo que produce que el aire deje de ser un gas y se convierta en una especie de sopa híper energética de iones positivos y electrones libres denominado plasma. El plasma sale a más de 2000 Km/h y a una temperatura aproximada de 1000 °C.

Corte por agua a presión

Es un proceso que usa agua presurizada a niveles ultra altos y los canaliza a través de pequeños orificios a una velocidad ultrasónica. Puede cortar contornos precisos en materiales que tienen espesores muy pequeños e incluso en materiales como el titanio con un espesor de 20 cm. Desde una bomba de alta presión se comprime el líquido y se canaliza a través de cañerías hacia un cabezal de corte que tiene un pequeño orificio que convierte la presión del agua en velocidad. El orificio del cabezal es de aproximadamente del diámetro de un cabello humano, el chorro resultante viaja a tres veces la velocidad del sonido, lo que da como resultado un corte preciso con un borde suave.

La calidad de corte que se obtiene con la aplicación de este método presenta un terminado muy limpio y sin rebabas por lo que no se necesita de algún tipo de acabado final para lograr bordes finos y suaves.

Corte por laser

El corte por láser es un método por el cual se puede realizar el mecanizado de diferentes formas y dimensiones en diferentes tipos de materiales. Se puede lograr cortes con formas geométricas que no son posibles obtenerlos a través de la aplicación de procesos convencionales. Se basa en la generación de un rayo láser con una potencia media de 100 watts, que es dirigido hacia la superficie a cortar mediante un sistema de espejos de alta precisión. La alta densidad de energía del haz del láser cuyo diámetro puede variar dentro de un rango que va desde 30 mm hasta 100 mm

permite que se produzca el proceso de ablación, lo que hace que el material se vaporice.

Una de las ventajas que tiene este método de corte, es que al ser una fuente de energía la que hace contacto con la superficie a trabajar, no existen colisiones, desgastes o roturas en elementos, lo que le da cierta ventaja en comparación a otros métodos convencionales de corte por arranque de viruta.

Corte por procesos de arranque de viruta

El mecanizado por arranque de viruta es un proceso en el que se elimina material mediante herramientas de corte con filos perfectamente definidos. Los procesos más comunes son: Aserrado, limado, torneado y fresado.

El aserrado por disco en comparación con otros métodos de corte, es un proceso simple, económico y no requiere de grandes lapsos de tiempo para su ejecución. Si bien es cierto que con esta forma de corte no se puede obtener bordes limpios, y generalmente requieren de la aplicación de un proceso de acabado final como el limado, no deja de ser una forma de corte que se adapta perfectamente a los requerimientos del proyecto.

El corte por disco es uno de los métodos más versátiles y usados para el corte de tubos. Se puede trabajar con grandes volúmenes de producción, proporciona un corte limpio con pocas rebabas que luego se suele pulir con un proceso de desbarbado y es un método mucho más económico que el corte por láser, plasma o por chorro de agua. El corte de tubos con disco permite realizar cortes rectos, en grados, en piezas cortas, en piezas largas, etc. Es especialmente adecuado para cortar tubos de un diámetro pequeño y de poco espesor, al ser un sistema de corte en frío no produce

zonas afectadas por calor, algo que es beneficioso para piezas que requieran de algún tipo de tratamiento térmico posterior.



Figura 6.118 Máquina de corte por disco Marca “DeWalt”

Fuente: El autor

El corte de la tubería se realiza con una máquina de corte por disco (ver Figura 6.118). Es importante marcar y cortar cada uno de los tubos con una sobre medida adicional, ya que esto da cierto margen de error para la realización de futuros trabajos en lo que respecta a la preparación de las uniones y dobleces (ver Figura 6.119).



Figura 6.119 Corte de tubos

Fuente: El autor

6.8.5. Proceso de doblado en frío

El proceso de curvado consiste en efectuar una determinada fuerza en una o varias zonas definidas de un miembro estructural con el objetivo de lograr una deformación plástica permanente (ver Figura 6.120). Comúnmente este proceso se lo realiza con tubería de sección circular, aunque en ciertos casos también es posible realizar dobleces en perfiles estructurales cuadrados, rectangulares, etc.

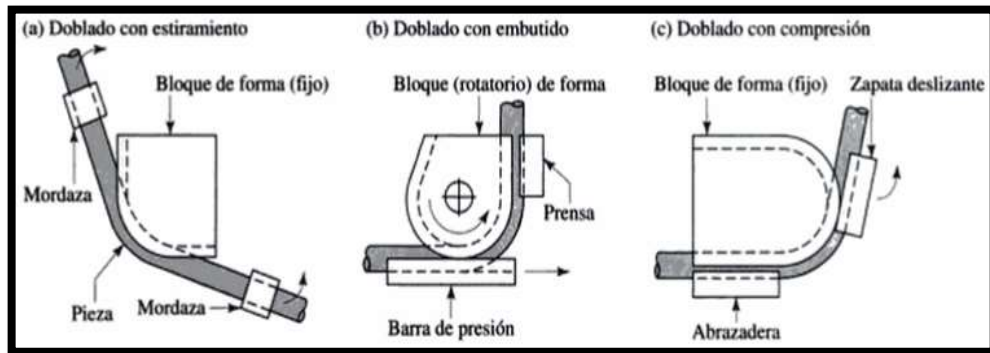


Figura 6.120 Método de Curvado

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2002)

Al realizar el proceso de curvado es importante tener presente algunos aspectos que podrían influir sobre la exactitud y la calidad de los dobleces, así por ejemplo, hay que tener en cuenta que los tubos sufren una recuperación elástica cuando se deja de aplicar una determinada fuerza de curvado, es decir, tienden a recuperar su forma original, por lo que el radio de curvatura final puede ser superior al deseado. Otro aspecto a considerar es que el diámetro del tubo puede variar en la zona del doblado, produciéndose una especie de aplastamiento (cuello de botella), como se observa en la Figura 6.121. El cuello ocasiona que el límite elástico del material disminuya en esa área y aumente la posibilidad de que en algún punto de esa zona se produzca una rotura cuando se encuentre sometido a grandes cargas. Otro efecto de este proceso es que pueden aparecer cambios en el grosor de las paredes de la pieza doblada, esto se produce debido a las tensiones internas generadas en el material durante el curvado,

lo que causa que la pared de la cara externa tienda a volverse más delgada producto del estiramiento, mientras que la interna al experimentar compresión se vuelva más gruesa, produciéndose en ciertos casos una superficie arrugada como se observa en la Figura 6.122.



Figura 6.121 Doblez con un diámetro no constante

Fuente: El autor



Figura 6.122 Superficie interna arrugada

Fuente: El autor

Lograr un doblez perfecto que tenga un diámetro constante y sin superficies arrugadas depende básicamente de ciertas características relacionadas con la calidad

del material, tipo de material, diámetros, espesores y la metodología de curvado a ejecutar. En función de esto, existen dos normas que se han aplicado para realizar cada uno de los dobleces, la primera: “El radio de curvatura más pequeño deberá ser de al menos tres veces el diámetro exterior del tubo”, y la segunda: “El espesor mínimo requerido debe ser lo suficientemente grande en base al diámetro exterior del tubo”.

Actualmente en el medio existe una extensa variedad de métodos y formas para realizar el doblado de un tubo, métodos que van desde simples procesos convencionales a través de técnicas manuales, hasta sofisticados procesos de curvado mediante máquinas 3D computarizadas, sin embargo, no todas esas técnicas logran resultados idóneos que se adapten y cumplan con los requerimientos del proyecto, por lo que se ha optado por realizar el curvado de los tubos, mediante el siguiente proceso:

A). Una vez efectuado el corte de los tubos con las medidas requeridas, se imprime el plano del chasis a escala 1:1 como se observa en la Figura 6.123. El plano sirve como guía de referencia para efectuar cada uno de los dobleces.

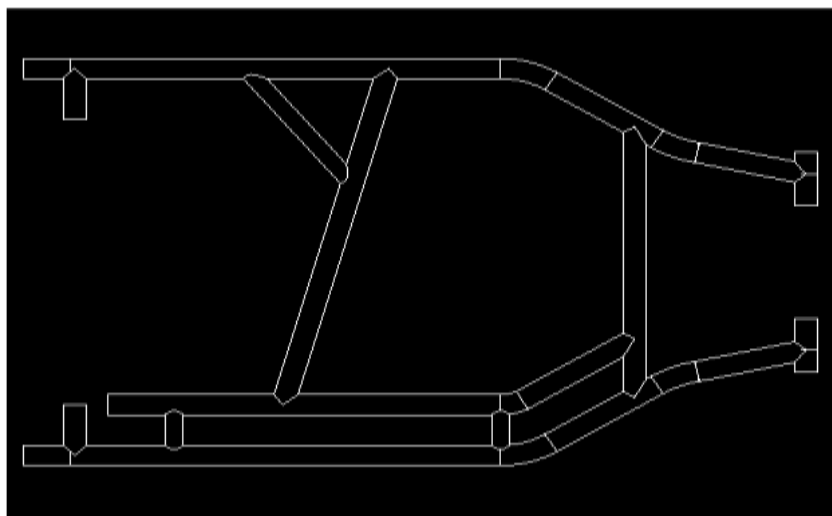


Figura 6.123 Planos del chasis en vista superior

Fuente: El autor

B). A continuación, se procede a sellar uno de los extremos del tubo con una platina, como se observa en la Figura 6.124. Luego se lo llena con arena sílice a tal punto de que el material en el interior del tubo quede lo más compacto posible. Introducir la arena en el tubo le proporciona al miembro estructural mayor solidez y contribuye a que tenga mayor resistencia ante los esfuerzos que se producen durante el proceso de curvado.



Figura 6.124 Llenado de los tubos con arena sílice

Fuente: El autor

C). Se procede a marcar las zonas en las que se efectuaran los dobleces, es importante que el cordón de soldadura del tubo quede lo más coincidente al eje neutral, como se observa en la Figura 6.125. Esto se hace para evitar que se produzca algún tipo de rotura producto de las tensiones generadas durante el proceso de doblado.

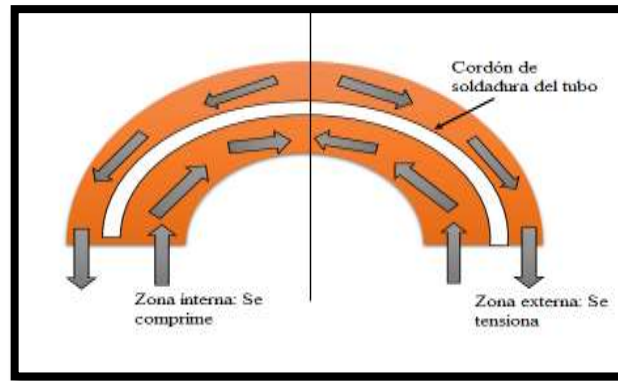


Figura 6.125 Tensiones generadas durante el proceso de curvado

Fuente: El autor

D). Acto seguido, se instala la tubería en la máquina electro hidráulica de curvado, como se observa en la Figura 6.126, y se procede a aplicar progresivamente la carga de tal forma que el tubo no presente deformaciones en las caras o cambios en su diámetro al finalizar el proceso.



Figura 6.126 Máquina hidráulica de doblado modelo "Huth Benders"

Fuente: El autor

E). Finalmente, se comprueba que cada uno de los dobleces cumplan con los ángulos establecidos, esto se lo puede realizar al sobreponer la pieza doblada sobre el plano del chasis, también se debe verificar que las curvaturas sean de buena calidad, de tal

forma que no presenten las imperfecciones anteriormente descritas (ver Figura 6.127).



Figura 6.127 Doble final

Fuente: El autor

6.8.6. Preparación de uniones

La estructura del chasis se forma a través de un conjunto de perfiles circulares unidos entre sí mediante uniones soldadas capaces de soportar distintos esfuerzos generados durante la conducción del kart (ver Figura 6.128). Disponer de un nodo de intersección con una unión perfecta entre cada uno de los miembros estructurales que se conectan en un punto específico, permite asegurar una transmisión de esfuerzos continua, obtener cordones de suelda limpios sin amontonamientos y reducir los costos de fabricación, ya que no requieren de rellenos de soldadura para cubrir orificios producidos por una incorrecta intersección.



Figura 6.128 *Nodo de unión soldada*

Fuente: El autor

Preparar un nodo de unión para su posterior soldado es un proceso que requiere de la ejecución de una secuencia de pasos, los mismos que se detallan a continuación:

A). Como punto de partida se procede a realizar cada una de las plantillas o muescas de cada miembro estructural que conforman el chasis, para ello se utiliza el módulo de chapa metálica que incluye el software de diseño CAD, la misma permite en el modelo 3D diseñado plegar cada tubo, lo que permite obtener la forma de la muesca. Luego se importa cada plantilla a un formato A0 y se realiza la impresión a escala 1:1 como se observa en la Figura 6.129.

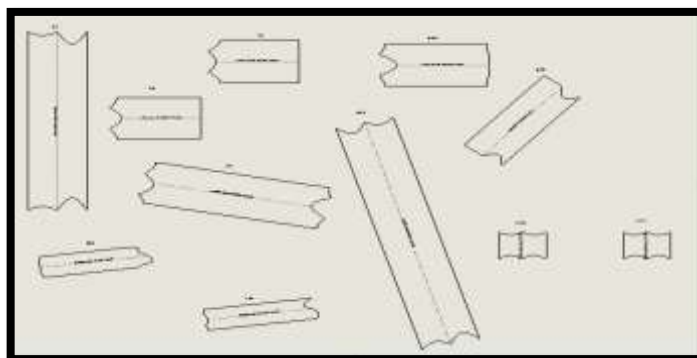


Figura 6.129 Plantillas de las muescas

Fuente: El autor

B). Se recorta cada una de la plantillas impresas y se procede a enrollarlas y sujetarlas a través de algún adhesivo a cada uno de los miembros estructurales según corresponda como se observa en la Figura 6.130a. Esto permite marcar el perfil de las muescas sobre el contorno de los tubos como se muestra en la Figura 6.130b.



Figura 6.130 (a) Colocación de las plantillas; (b) Marcado de plantillas

Fuente: El autor

C). Se realiza el corte del material a través de procesos por arranque de viruta, para ello se utiliza herramientas manuales de aserrado por disco como la amoladora y dremel. Se sujeta el tubo con la ayuda de una entenalla y sigilosamente se procede a cortar por el perfil de la muesca marcada como se observa en la Figura 6.131.



Figura 6.131 Corte de muescas

Fuente: El autor

D). Se procede a quitar las rebabas generadas durante el proceso de corte mediante técnicas de desbarbado, para ello se utiliza un esmeril y limatones de uso manual, (ver Figura 6.132a). Es importante que cada una de las muescas tenga un acabado limpio con bordes suaves, ya que esto permite que el empate entre tubos sea exacta, por lo que se ha de comprobar como último paso de esta sección que cada unión sea lo más perfecta posible, como se observa en la Figura 6.132b.



Figura 6.132 (a) Esmeril; (b) Union de tubos tipo boca de pescado

Fuente: El autor

6.8.7. Armado del chasis en la matriz

Se coloca cada uno de los miembros estructurales en cada una de las guías de la matriz según corresponda, para posteriormente sujetarlas firmemente con la ayuda de prensas de mano, como se observa en la Figura 6.133. Es importante asegurar firmemente cada tubo en la bancada ya que esto evita que se produzcan desviaciones excesivas en la geometría del chasis producto de las elevadas temperaturas que se alcanzan durante el proceso de soldado. En este punto también se ha de verificar que las medidas de todo el conjunto sean las correctas y no existan imprecisiones.



Figura 6.133 Armado del chasis en la matriz

Fuente: El autor

6.8.8. Proceso de soldadura

La soldadura es un proceso mediante el cual se puede realizar la unión de materiales a través de calor o presión. Algunos métodos se obtienen únicamente por la aplicación de calor, otros, únicamente por presión, y otros mediante una combinación de ambas.

Los procesos de soldadura son métodos confiables, eficientes y económicos para unir permanentemente piezas que tengan el mismo material. En otras palabras, se puede

soldar acero con acero o aluminio con aluminio, pero no se puede soldar acero con aluminio a través de procesos de soldadura convencionales.

Existen varios métodos que se podrían emplear para realizar el soldado de cada uno de los miembros estructurales que conforman el chasis, pero no con todos ellos se puede lograr una soldadura lo suficientemente confiable que sea capaz de garantizar su resistencia ante los distintos esfuerzos generados por las cargas a las que se verá sometido el chasis durante su funcionamiento. Los procesos de soldado TIG (tungsten inert gas) y MIG/MAG (Metal Inert Gas / Metal Active Gas), son métodos por los cuales se puede lograr cordones de soldadura de excelente calidad, limpios y de forma sencilla, aspectos algo difíciles de obtener mediante la aplicación de otras técnicas de soldado como las de arco eléctrico o presión, por nombrar algunas. Por tal motivo, se considera que los métodos de soldadura TIG Y MIG/MAG son las técnicas que más se adaptan y cumplen con los requerimientos del proyecto.

Soldadura MIG/MAG

Los procesos de soldadura MIG/MAG también conocidos como GMAW (Gas Metal Arc Welding) es hoy dominante como un proceso de unión entre los fabricantes de soldadura del mundo. A pesar de sus sesenta años de historia, la investigación y el desarrollo han logrado obtener mejoras en este proceso, y el esfuerzo ha sido recompensado con resultados de alta calidad.

La soldadura por arco de gas y metal (GMAW), es un proceso que produce la coalescencia de los metales calentándolos con un arco producido por un electrodo de metal continuamente alimentado. El proceso utiliza blindaje de un gas inerte (Argón, helio) o activo (Dióxido de carbono CO₂, Oxígeno, hidrógeno) suministrado

externamente para proteger el baño de fusión fundido, en la Figura 6.134 se muestran los sistemas de soldadura para un proceso GMAW.

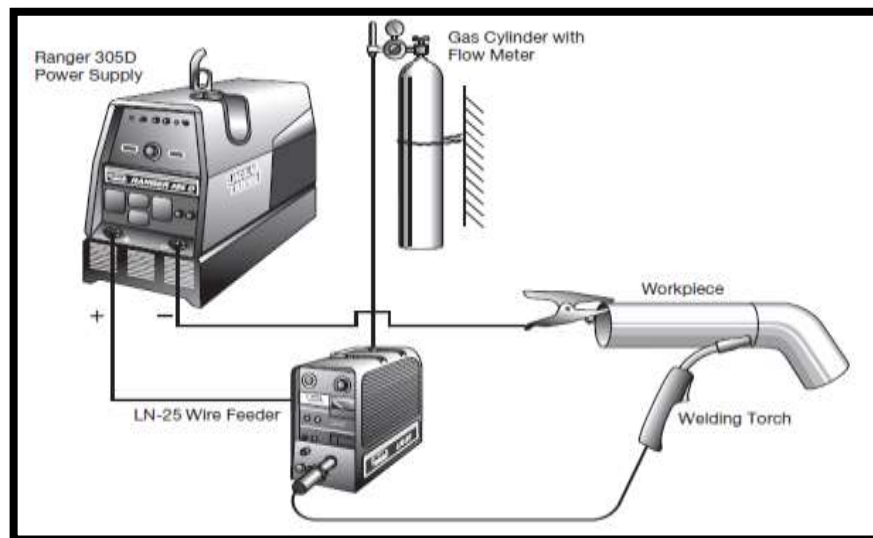


Figura 6.134 Sistema de soldadura GMAW

Fuente: (LincolnElectric, 2014)

Ventajas de GMAW:

- Capacidad de unir a una amplia gama de materiales y espesores.
- Los componentes del equipo son simples, económicos y están disponibles en cualquier mercado.
- Se adapta fácilmente para aplicaciones robóticas de alta velocidad, automatización dura y soldadura semiautomática.
- Capacidad de soldadura en todas las posiciones.
- Excelente aspecto del cordón de soldadura.
- Un mínimo de salpicaduras de soldadura y escoria.
- Menos humos de soldadura.

Beneficios de GMAW:

- En general, un menor costo por longitud de material depositado en comparación con otros procesos de soldadura por arco abierto.
- Electrodo de larga duración y de muy bajo costo.

Limitaciones de GMAW:

- La característica de entrada de calor más baja del modo de cortocircuito de transferencia de metal restringe su uso a materiales delgados.
- La mayor transferencia de pulverización axial de entrada de calor generalmente restringe su uso a materiales base más gruesos.
- El modo de entrada de calor más alto de la pulverización axial se restringe a las posiciones de soldadura plana u horizontal.
- El uso de gas de protección basado en argón para una pulverización axial y modos de transferencia por pulverización pulsada es más costoso que el dióxido de carbono CO₂.

Máquina de soldado “Millermatic 252”

La máquina de procesos GMAW Millermatic 252 (ver Figura 6.135), la cual se ha empleado para realizar la soldadura de cada una de las uniones que conforman el chasis cumple a cabalidad con las exigencias requeridas. En la Tabla 6.9 se muestran sus especificaciones técnicas.



Figura 6.135 Soldadora GMAW “Millermatic 252”

Fuente: El autor

Tabla 6.9 Características técnicas “Millermatic 252”

Fuente: (DirectIndustry, 2007)

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Procesos	MIG (GMAW) Alambre tubular con fundente (FCAW)
Potencia de entrada	200 (208)/230 V 230/460/575 V
Salida nominal de corriente	200 A a 28 VCD, 60 % de ciclo de trabajo 250 A a 28 VCD, 40 % de ciclo de trabajo
Máximo voltaje de circuito abierto	38
Gama de amperaje	30 -300 A
Velocidad de alimentación de alambre	50 -700 IPM (Pulg/min)
Peso	(1,3 - 17,8 m/min) 207. (94 Kg)

Parámetros de soldadura

Disponer de una correcta calibración en ciertos parámetros de la máquina (tensión, velocidad del hilo, intensidad, etc.) es un aspecto fundamental que permite obtener una excelente calidad de soldado.

- Tensión:

La tensión es un parámetro que se regula en la fuente de energía del equipo. Cuando el electrodo metálico toca la superficie de la pieza a soldar, se crea un arco cuya longitud está en función del valor de tensión calibrado en la máquina de soldado. La longitud de arco es la distancia que existe entre la punta del electrodo metálico y la superficie de la pieza, como se observa en la Figura 6.136. A medida que la longitud del arco aumente, la tensión también aumenta y viceversa. Con longitudes grandes de arco se obtienen cordones de soldadura más anchos pero con poca profundidad, mientras que con longitudes pequeñas se obtienen cordones de soldadura delgados pero con gran penetración. Este parámetro se ha de regular en función de las características de la pieza a soldar (espesores, tipo de material, etc.), así por ejemplo, para soldar perfiles estructurales que tengan espesores de pared pequeños, el voltaje ha de ser bajo, o viceversa, esto con el objetivo de no dañar la pieza.

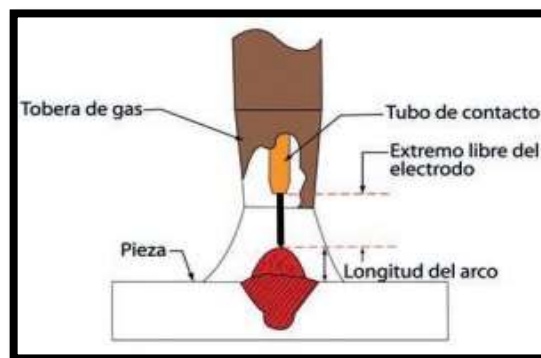


Figura 6.136 Longitud de arco

Fuente: (Revista-CentroZaragoza, 2018)

- Velocidad de alimentación del electrodo de aportación:

La velocidad de salida del electrodo metálico es un parámetro que se regula en relación a las magnitudes de intensidad y tensión. Tener un flujo de salida alto del electrodo da como resultado una mayor cantidad de fundente en la superficie a soldar y viceversa. Si se disminuye la velocidad del alambre y los valores de tensión e intensidad se mantienen constantes, se obtiene una mayor penetración, mientras que si se aumenta, se produce una soldadura con salpicaduras o irregular.

- Intensidad:

La intensidad es un parámetro que se regula en función de la tensión y la velocidad del electrodo. Si se tiene una velocidad de salida de alambre alta, la intensidad es mayor, y a medida que esta aumente, la fusión del material se realiza con mayor rapidez. Cuanto mayor sea la distancia existente entre la boquilla y la superficie de la pieza a soldar, menor es la intensidad, mientras que para distancias cortas, la intensidad es mayor.

- Longitud del extremo libre del electrodo de aportación:

Este parámetro es un punto clave dentro del proceso de soldadura. Si se tiene una longitud del extremo libre del electrodo demasiado grande no se produce una correcta protección del gas, lo que aumenta el riesgo de tener un cordón de soldadura con imperfecciones y de poca penetración. Por el contrario si es muy corta, la penetración es mayor, aparecen menos imperfecciones pero puede ocurrir que impida la visibilidad del baño de fusión.

- Polaridad:

Para los procesos de soldadura MIG/MAG, si se conecta el electrodo al polo positivo y la pieza al polo negativo, se obtienen arcos más estables con cordones de buena penetración y pocas imperfecciones. Si se conecta de forma inversa, el electrodo al polo negativo y la pieza al polo positivo se obtienen transferencias globulares con una mala calidad del cordón de soldadura.

- Gas de protección:

El gas que se utilice se escoge en función del tipo de material de la pieza a soldar, tipo de transferencia, grado de penetración y la forma del cordón. Otro parámetro que influye sobre la calidad de la soldadura es el caudal del gas, el cual debe ser el apropiado. Un caudal de gas bajo proporciona una protección insuficiente, y un caudal muy alto puede generar turbulencias y formación de remolinos. Es recomendable que el caudal sea 10 veces mayor que el diámetro del electrodo. Por ejemplo, para un diámetro de 0,5 mm, deberá regularse a 5 lit/min.

Parámetros de soldeo

Estos aspectos están relacionados con la ejecución de las técnicas de soldadura, estos parámetros también influyen sobre las características y calidad del cordón de soldadura.

- Velocidad de desplazamiento:

Es la velocidad a la que se desplaza la pistola de soldeo a lo largo de la superficie de las piezas a unir. A medida que el desplazamiento de la boquilla de soldado disminuye, mayor es la penetración del cordón de soldadura. Mientras que si el desplazamiento de la pistola es rápida se produce un soldado irregular con muy poca penetración. Hay que tener en cuenta que si se realiza una soldadura con una

velocidad de desplazamiento baja y una intensidad elevada, la pistola puede sufrir sobre recalentamientos.

- Ángulo de inclinación de la pistola:


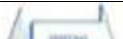
Para que el gas cumpla eficazmente su trabajo de protección, es recomendable usar la pistola de soldeo con una inclinación de 10 a 20° respecto al eje vertical. Inclinarse la pistola con un ángulo muy pequeño produce imperfecciones, salpicaduras o mordeduras en el cordón, mientras que un ángulo de inclinación muy grande puede ocasionar una incorrecta fusión de la zona a soldar.

- Desplazamiento de soldeo:

En la Tabla 6.10 se muestra en detalle los tipos de desplazamiento y sus características.

Tabla 6.10 Desplazamientos de soldeo

Fuente: (Demáquinasyherramientas, 2012)

DESPLAZAMIENTO	ESQUEMA	CARACTERÍSTICAS
A izquierda (de derecha a izquierda)		<ul style="list-style-type: none"> - La soldadura se realiza por detrás de la pistola. - El arco funde el metal base por detrás del charco. - Mayores velocidades de soldadura. - Cordones de mayor calidad y mejor penetración. - Recomendado para espesores finos. - Menor deposición del material. - Permite al soldador una mejor visibilidad del charco.
A derecha (de izquierda a derecha)		

a derecha)	- La soldadura se realiza por delante de la pistola.
	- Cordones más anchos y de menor penetración.
	- Recomendado para espesores gruesos.
	- Mayor deposición del material.
	- No es el desplazamiento más común en soldadura MIG/MAG.


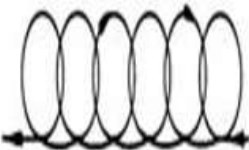
- Movimiento de la pistola:

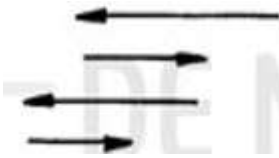
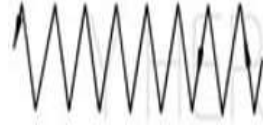
Existen diferentes técnicas de movimientos para la pistola, la aplicabilidad de cada una de ellas depende del tipo de cordón de soldadura que se desee obtener.

En la Tabla 6.11 se muestra en detalle las características de cada tipo de movimiento.

Tabla 6.11 Movimientos de la pistola

Fuente: (Demáquinasyherramientas, 2012)

MOVIMIENTO	ESQUEMA	CARACTERISTICAS
Lineal		- Ideal para soldaduras de raíz en placas con un espesor delgado.
Circular		- Ideal para soldaduras anchas que requieran de poca penetración.
		- Adecuado para soldaduras de raíz en placas con un espesor medio.

A impulsos		<ul style="list-style-type: none"> - Para cordones finos con mucha penetración. <hr/> <ul style="list-style-type: none"> - Cuando existe pequeña separación entre los bordes a soldar. <hr/> <ul style="list-style-type: none"> - Cordones de ángulo con poco aporte de material.
Pendular		<ul style="list-style-type: none"> - Para cordones muy anchos. <hr/> <ul style="list-style-type: none"> - Soldaduras de ángulo que necesitan gran aporte de material.

Punteado y soldado de uniones

Antes de realizar un soldado definitivo de cada una de las uniones del chasis, primero se realiza un punteado de las mismas, como se muestra en la Figura 6.137. Realizar el punteado es un paso obligatorio dentro del proceso de soldado, debido a que el acero cuando se funde en altas temperaturas dilata mucho el material. Pero cuando enfría, se recoge más aun de lo que se ha dilatado, lo que puede ocasionar desviaciones o inexactitudes en las mediciones inicialmente establecidas.



Figura 6.137 Punto de soldadura

Fuente: El autor

Es importante tener planteada una estrategia de punteado, de tal forma que el punto de soldadura tenga las proporciones adecuadas y se haya colocado en una zona específicamente estratégica de la unión a soldar. La metodología de punteado que se ha seguido ha sido establecida de tal forma que se adapte y cumpla con los requerimientos del proyecto, básicamente se ha ejecutado el punteado mediante cinco aspectos claves, los mismos que se detallan a continuación:

A). Primero se realiza una correcta preparación de los materiales a soldar (limpieza de pinturas, anticorrosivos o sustancias que puedan impedir una correcta penetración de la soldadura).

B). Los puntos se colocan estratégicamente en las zonas de la unión que más difícil es acceder, esto contribuye a tener un cordón de soldadura limpio, estético y sin amontonamientos.

C). Cada punto debe garantizar una penetración limpia y resistente, ya que estos se convertirán en parte del cordón final de soldadura.

D). Daremos el primer punto en una esquina. El primer punto tiene que ser pequeño cuando las piezas están sueltas del todo, como se observa en la Figura 6.138.



Figura 6.138 Primer punto de suelda

Fuente: El autor

E). El segundo punto se lo aplica al lado contrario del primero, esto se hace para contraponer tensiones y fuerzas que origina la soldadura. El punto debe ser más grande y fuerte que el primero, como se observa en la Figura 6.139.



Figura 6.139 Segundo punto de suelda

Fuente: El autor

Una vez efectuado el punteado de la estructura, se procede a realizar el soldado final. Para soldar un tubo o cualquier sección circular, el punto de partida del cordón se lo realiza desde una zona superior de la tubería, moviéndose hacia abajo lo largo de todo el perfil en sus 360 grados, todo ello sin efectuar pausas (ver Figura 6.140). Debido a que la disponibilidad de cada una de las uniones del chasis no permite realizar un desplazamiento continuo de la pistola, el soldado se realizara por tramos de 180 grados, como se observa en la Figura 6.141.

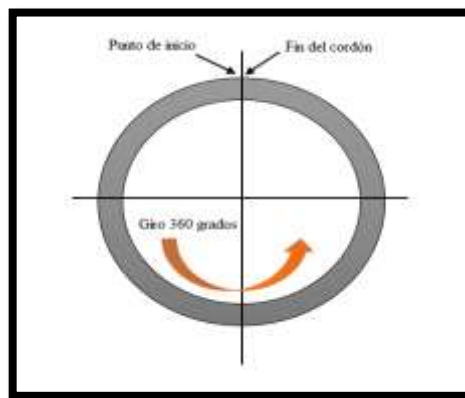


Figura 6.140 Desplazamiento de soldeo en una perfil circular

Fuente: El autor

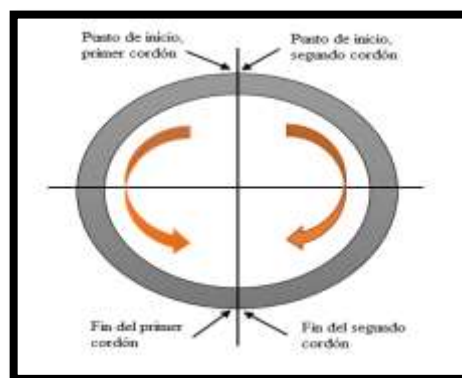


Figura 6.141 Desplazamiento de soldeo en tramos de 180 grados

Fuente: El autor

Si se tiene en cuenta que los tubos a soldar tienen un espesor delgado, el desplazamiento de soldeo será “A izquierda” con un movimiento de la pistola “Lineal”. Esta técnica de soldado permite obtener cordones limpios de buena calidad y con una excelente penetración, como se observa en la Figura 6.142.



Figura 6.142 Cordón final de soldadura

Fuente: El autor

6.8.9. Fabricación de soportes

Construcción de los soportes para las manguetas

Los soportes de las manguetas se realizan en chapa metálica, mediante un proceso de conformado por doblado en borde sin separación de material y con deformación plástica, para ello se utiliza una prensa que cuenta con una matriz que ejerce presión sobre la chapa dándole la forma que se requiere como se observa en la Figura 6.143.

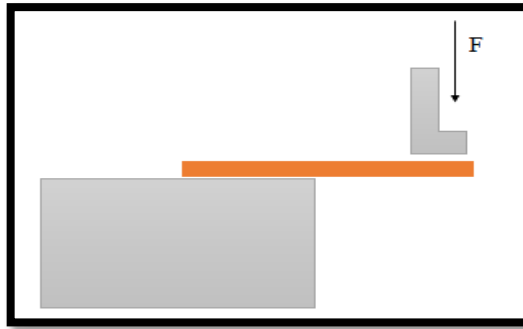


Figura 6.143 Doblado en borde de una chapa metálica

Fuente: El autor

Semejante a los esfuerzos internos que experimenta el material de un tubo producto del proceso de curvado, la zona que está por debajo del eje neutro de la chapa se comprime, mientras que la superior se tensiona, lo que provoca un ligero adelgazamiento en el codo de la chapa doblada. A consecuencia de los esfuerzos internos compresión-tensión el material tiende a recuperar su forma original (recuperación elástica), por tanto si se desea obtener un doblado con un ángulo definido, se debe hacer con un valor superior al establecido, con el fin de compensar dicha recuperación elástica que tiene el material una vez finalizado el proceso de doblado.

Una vez realizado los dobleces de la chapa, se procede a realizar los agujeros centrales para el perno de calibración del ángulo de caída del neumático, para ello se sujeta firmemente la pieza con una entenalla y mediante un taladro de banco y una broca se procede a perforar, es importante que ambos agujeros queden perfectamente centrados, así pues se podrá evitar posibles irregularidades en los ángulos de la dirección pre establecidos en la fase de diseño (ver Figura 6.144).



Figura 6.144 Soporte “C” de las manguetas

Fuente: El autor

Para unir el soporte de las manguetas al cuadro del chasis, se emplea un proceso de soldadura GMAW, para el cual se aplica una técnica de desplazamiento “A izquierda” con movimientos “A impulsos” de la pistola de soldado (ver Figura 6.145). Una vez efectuada la soldadura se debe verificar que las dimensiones y los ángulos de instalación del soporte no hayan sufrido desviaciones.



Figura 6.145 Soporte de manguetas soldado al chasis

Fuente: El autor

Construcción de los soportes para eje de transmisión

Los soportes de los porta rodamientos del eje posterior se los realiza mediante chapas metálicas soldadas, como se observa en la Figura 6.146.



Figura 6.146 Soportes de los porta rodamientos del eje de transmisión

Fuente: El autor

Los cortes de las placas se los realiza por presión de agua, ya que este tipo de corte permite obtener bordes suaves con una excelente precisión. El proceso de soldadura que se emplea para unir cada una de las chapas es del tipo MGAW, con una técnica de soldeo de desplazamiento “A Derecha” con movimientos “A impulsos” de la pistola, como se observa en la Figura 6.147.



Figura 6.147 Cordón de soldadura de los soportes para el eje de transmisión

Fuente: El autor

Construcción de anclajes universales

Todos los anclajes destinados para la sujeción de los siguientes elementos: Bandeja de protección, guardachoques laterales y cables, se realizan en platinas de acero de 2 mm de espesor, cortadas por presión de agua y soldadas al chasis a través de procesos MGAW, mediante una técnica de desplazamiento “A izquierda” con un movimiento “A impulsos” de la pistola de soldeo, como se observa en la Figura 6.148.



Figura 6.148 Anclajes universales para la bandeja de protección

Fuente: El autor

6.8.10. Ensayos de soldadura

Indiferentemente del tipo de soldadura que se requiera para cumplir algún tipo de estándar de calidad, todos los cordones de suelda deben ser inspeccionados. Es común relacionar un buen aspecto superficial de la soldadura con una alta calidad de la misma, sin embargo, la apariencia superficial por sí sola no garantiza que el cordón internamente se encuentre en perfecto estado. Existen diversos métodos que pueden ser utilizados para la verificación de soldaduras, desde ensayos no destructivos mediante inspecciones visuales, líquidos penetrantes o rayos x, hasta ensayos destructivos, en el cual se somete a probetas de soldadura a pruebas de torsión, flexión o tracción, con el objetivo de determinar el pico máximo de resistencia del cordón de soldadura antes de llegar a su rotura.

Ensayos no destructivos de soldadura

Su objetivo es identificar imperfecciones superficiales e internas en los cordones de soldadura. En comparación a los ensayos destructivos, los ensayos no destructivos

suelen ser una manera económica y eficiente de verificar la calidad de soldadura de una pieza. Estos procesos son un complemento de los datos provenientes de los ensayos destructivos.

Ensayo visual (VT)

Las inspecciones visuales es el método de prueba más utilizado comúnmente en la industria del soldeo, en el cual se realiza una observación visual de la superficie de un cordón de soldadura, con el objetivo de detectar algún tipo de discontinuidad o imperfecciones. Las inspecciones visuales se pueden realizar mediante una visualización directa (vista del operario), o pueden mejorarse con el uso de instrumentos ópticos como lupas, espejos, boroscopios, herramientas computarizadas, etc. La corrosión, deterioro físico, grietas o desviación de las piezas son solo algunas de las discontinuidades que pueden detectarse a través de este método.

En la Figura 6.149 se muestra el cordón de soldadura de un nodo posterior del chasis. Al inspeccionar visualmente la suelda se puede observar que no existen imperfecciones.



Figura 6.149 Cordón de soldadura sin imperfecciones visuales

Fuente: El autor

Ensayos con líquidos penetrantes (PT)

Los ensayos de soldadura mediante líquidos penetrantes, es un método de fácil ejecución que consiste en la aplicación de un líquido sobre el cordón de soldadura o alguna zona a inspeccionar. Las grietas superficiales o agujeros diminutos que no se pueden observar a simple vista se pueden ubicar fácilmente mediante la aplicación de estas sustancias. Se usa ampliamente para localizar fugas en soldaduras y se puede aplicar con aceros austeníticos y materiales no ferrosos. En la Figura 6.150 se muestra un kit de líquidos penetrantes no fluorescentes.



Figura 6.150 Kit de líquidos penetrantes no fluorescentes

Fuente: El autor

Para realizar una buena inspección de soldadura a través de este método de inspección, es importante seguir una secuencia de pasos, los mismos que se detallan a continuación:

- Preparación de la zona a inspeccionar:

Las zonas de soldadura a inspeccionar deben estar limpias y libres de cualquier sustancia. La limpieza de la superficie se puede efectuar mediante la utilización de

diferentes disolventes, antioxidantes o algún spray anticorrosivo de limpieza. Una vez finalizado el proceso de desinfección, se debe secar completamente la superficie.

- Aplicación del líquido penetrante:

Se aplica el líquido penetrante pulverizándolo sobre todas las uniones a examinar.

- Tiempo de reacción del líquido penetrante:

Para que el líquido penetrante se introduzca perfectamente en las imperfecciones de la zona a inspeccionar, necesita de un cierto tiempo. El tiempo de espera comúnmente viene especificado en el manual de uso del líquido penetrante. Generalmente se debe esperar de 10 a 15 minutos para proceder a aplicar el líquido revelador.

- Aplicación del líquido revelador:

Se aplica el líquido revelador sobre toda la superficie cubierta anteriormente con el penetrante. Se realiza el pulverizado de la sustancia con cuidado ya que este tipo de líquidos son muy volátiles. El tiempo que se debe esperar para que la sustancia haga efecto es de aproximadamente 12 minutos.

- Revelado de imperfecciones:

Cualquier tipo de imperfección que exista en el cordón de soldadura debe saltar a la vista de forma clara y exacta. La observación de cada grieta, orificio o discontinuidades de la soldadura se realiza bajo la luz natural, las cuales en el caso de existir, se marcaran de color rojo.

- Resultados del análisis:

Una vez efectuada la revelación de imperfecciones de las superficies analizadas, se puede observar que no existen zonas rojas que delaten la presencia de grietas u orificios, pero si saltan a la vista algunas marcas rojas, producidas por la intersección de los dos cordones de soldadura que se realizan durante el proceso de soldeo por tramos.

- Limpieza final de la zona analizada.

Finalmente, para concluir con el proceso se eliminan todos los líquidos aplicados, para ello se utiliza disolventes, detergentes o alguna otra sustancia anticorrosiva.

6.8.11. Proceso de acabado superficial

La aplicación de pintura al chasis básicamente va a cumplir con dos funciones, por un lado, lo protege de la corrosión y, por otro, le proporciona el aspecto estético final, como se observa en la Figura 6.151.



Figura 6.151 Chasis KF4

Fuente: El autor

El proceso inicia con la limpieza y desengrasado de las superficies a pintar, de tal forma que exista una perfecta adherencia de los productos que se van a aplicar. El siguiente paso es la aplicación de un recubrimiento anticorrosivo que evita la oxidación interna de la estructura. Seguidamente se aplica una capa de fondo (primer) que rellena, sella y proporciona adherencia para las capas de pintura posteriores y proporciona protección a las anteriores. Finalmente se aplican 3 capas de pintura y 2 de barniz. La aplicación de los productos se realiza mediante una pistola pulverizadora de pintado. El secado de la pintura debe ser como mínimo de 24 horas.

6.8.12. Puesta a punto y Set-up del vehículo

Ensamble del prototipo

Para realizar el proceso de ensamble se debe tener en cuenta que el vehículo es una maquina destinada a la competición, por ende se ha de realizar el armado de cada uno de sus componentes con la atención y precaución respectiva.

Se ha procedido a ensamblar el vehículo desde la parte posterior hacia la parte delantera, mediante la ejecución de la siguiente secuencia de pasos:

- Montaje de los porta rodamientos y rodamientos del eje de transmisión (ver Figura 6.152).



Figura 6.152 Montaje de porta rodamientos al chasis

Fuente: El autor

- Montaje del conjunto eje-catalina-disco de freno (ver Figura 6.153).



Figura 6.153 Montaje del eje-catalina-disco de freno al chasis

Fuente: El autor

- Montaje de las manzanas (ver Figura 6.154).



Figura 6.154 Montaje de manzanas al eje

Fuente: El autor

- Montaje de la mordaza de freno (ver Figura 6.155).



Figura 6.155 Montaje de la mordaza de freno al chasis

Fuente: El autor

- Montaje de la unidad de potencia (ver Figura 6.156).



Figura 6.156 Montaje de la unidad de potencia al chasis

Fuente: El autor

- Montaje del sistema de transmisión (embrague-cadena) (ver Figura 6.157).



Figura 6.157 Montaje del sistema de transmisión

Fuente: El autor

- Montaje de la columna de dirección (ver Figura 6.158).



Figura 6.158 Montaje de la columna de dirección

Fuente: El autor

- Montaje del volante (ver Figura 6.159).



Figura 6.159 Montaje del volante

Fuente: El autor

- Montaje de las bieletas de dirección a la columna (ver Figura 6.160).



Figura 6.160 Montaje de las bieletas de dirección

Fuente: El autor

- Montaje de las manguetas al chasis (ver Figura 6.161).



Figura 6.161 Montaje de las manguetas

Fuente: El autor

- Montaje de las bieletas de dirección a las manguetas (ver Figura 6.162).

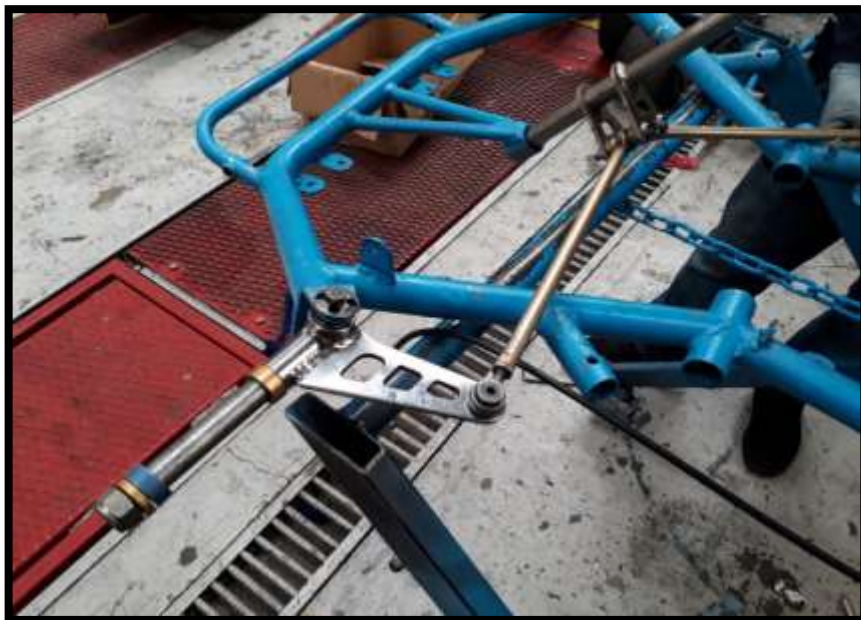


Figura 6.162 Montaje de las bieletas a las manguetas

Fuente: El autor

- Montaje de la bandeja de protección (ver Figura 6.163).



Figura 6.163 Montaje de la bandeja de protección

Fuente: El autor

- Montaje del pedal del acelerador (ver Figura 6.164).



Figura 6.164 Montaje del pedal del acelerador

Fuente: El autor

- Montaje del pedal del freno (ver Figura 6.165).



Figura 6.165 Montaje del pedal de freno

Fuente: El autor

- Montaje de los neumáticos posteriores (ver Figura 6.166).

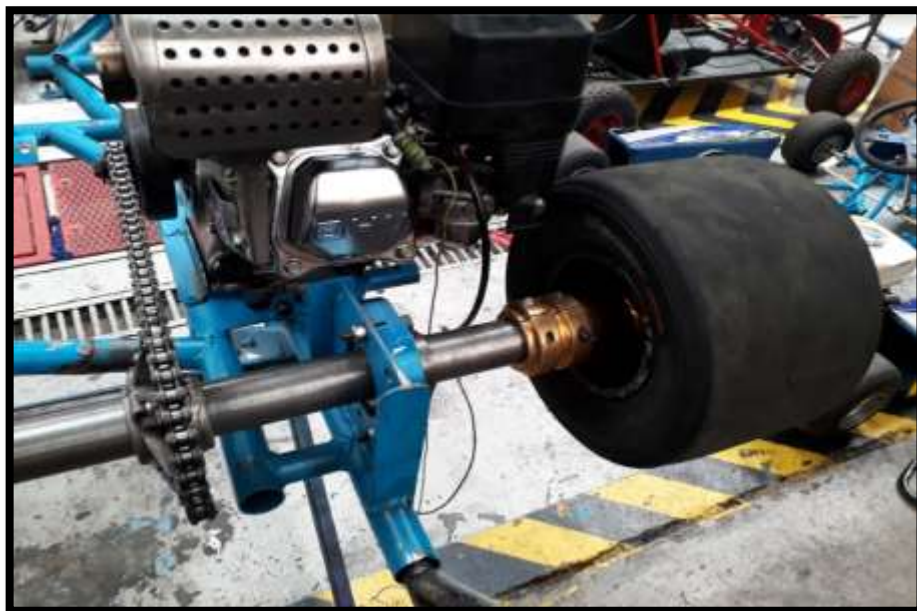


Figura 6.166 Montaje de los neumáticos posteriores

Fuente: El autor

- Montaje de los neumáticos delanteros (ver Figura 6.167).



Figura 6.167 Montaje de los neumáticos delanteros

Fuente: El autor

- Montaje del asiento (ver Figura 6.168).



Figura 6.168 Montaje del asiento

Fuente: El autor

- Montaje del parachoques posterior (ver Figura 6.169).



Figura 6.169 Montaje del parachoques posterior

Fuente: El autor

- Montaje de los parachoques laterales (ver Figura 6.170).



Figura 6.170 Montaje de los parachoques laterales

Fuente: El autor

- Montaje de la barra superior del parachoques frontal (ver Figura 6.171).



Figura 6.171 Montaje del parachoques frontal

Fuente: El autor

- Montaje del carenado frontal (ver Figura 6.172).



Figura 6.172 Montaje del carenado frontal

Fuente: El autor

- Montaje de los pontones laterales (ver Figura 6.173).



Figura 6.173 Montaje de los pontones laterales

Fuente: El autor

- Prototipo ensamblado (ver Figura 6.174, Figura 6.175 y Figura 6.176).



Figura 6.174 Prototipo ensamblado

Fuente: El autor



Figura 6.175 Prototipo ensamblado

Fuente: El autor



Figura 6.176 Prototipo ensamblado

Fuente: El autor

Calibraciones y reglajes (Set-up)

Para que el vehículo tenga un comportamiento adecuado en la pista, es importante realizar una serie de calibraciones y reglajes, los mismos que se detallan a continuación:

Ajuste del ancho de vía delantero

Para realizar la ampliación o disminución del ancho de vía delantero, se usan arandelas espaciadoras de 1 y 0.5 cm de ancho, las mismas se colocan en el eje de las manguetas, como se observa en la Figura 6.177. Usualmente reglar el vehículo con una trocha delantera corta o larga, depende básicamente del tipo de trazado por el cual se circule y de la forma de conducción del piloto. Comúnmente se empieza 2 arandelas espaciadoras de 1 cm de ancho por lado, para después según los resultados del crono y de las sensaciones del piloto, extraer o colocar más arandelas según sea necesario. También se ha de tener en cuenta las limitaciones impuestas por la reglamentación de la CIK/FIA, las cuales especifican que el ancho de vía mínimo será $2/3$ de la batalla, hasta un máximo de 140 centímetros.



Figura 6.177 Arandelas espaciadoras

Fuente: El autor

Ajuste del ancho de vía posterior

Se ajusta el ancho de vía posterior, para ello se recorre las manzanas en el eje de transmisión hacia el interior o exterior del vehículo, como se observa en la Figura 6.178. Al igual que el ancho de vía delantero, en este se ha de tener en cuenta las limitaciones reglamentarias impuestas por la CIK/FIA. Como punto de partida se realiza un ajuste de la trocha posterior con una dimensión de 107,8 cm (ver Figura 6.179), para después según los resultados del crono y de las sensaciones del piloto, ampliar o disminuir según sea necesario.



Figura 6.178 Reglaje de la trocha posterior

Fuente: El autor



Figura 6.179 Medición del ancho de vía posterior

Fuente: El autor

Ajuste de los ángulos direccionales

Encontrar el reglaje ideal de los ángulos de la dirección (caída, convergencia y divergencia), depende del tipo de trazado por el cual se circule.

Existen dos formas de encontrar el reglaje adecuado, el primero se realiza mediante la reducción de la variación, el cual consiste en poner la máxima caída, convergencia o divergencia para disminuirlas hasta encontrar el ajuste adecuado. La segunda forma, consiste en colocar las ruedas perfectamente paralelas y con un ángulo de caída cero para probar pequeñas variaciones en ambos sentidos, hasta encontrar la mejor combinación. Para obtener un ajuste preciso de los ángulos de la dirección, se hace uso de una alineadora láser, el cual es un instrumento de calibración específicamente para vehículos de karting, (ver Figura 6.180).



Figura 6.180 Calibración de los ángulos de la dirección mediante laser

Fuente: El autor

Ajuste de la transmisión

Para realizar el ajuste y calibración de los componentes que integran la transmisión del vehículo, se sigue una secuencia de pasos los mismos que se detallan a continuación:

- Selección de la relación de transmisión (piñón-corona): Optar por una relación de transmisión corta o larga, depende fundamentalmente del tipo de circuito por el que se circule, como regla general, para trazados trabados es conveniente tener una relación corta (4,5:1), mientras que para circuitos con pocas curvas en los que importa la velocidad punta, se opta por relaciones largas (2,5:1), como se observa en la Figura 6.181.



Figura 6.181 Relación de transmisión (Piñón-Corona)

Fuente: El autor

- Alineación del piñón con la corona: Es conveniente realizar una correcta alineación del piñón con la corona, a fin de evitar roturas de la cadena de transmisión producto de las tensiones generadas por una mala alineación. Para alinear la corona con el piñón en primera instancia se ha de verificar que el motor y piñón estén perfectamente alineados, para después mediante una regla desplazar la corona según sea necesario. Como se observa en la Figura 6.182.

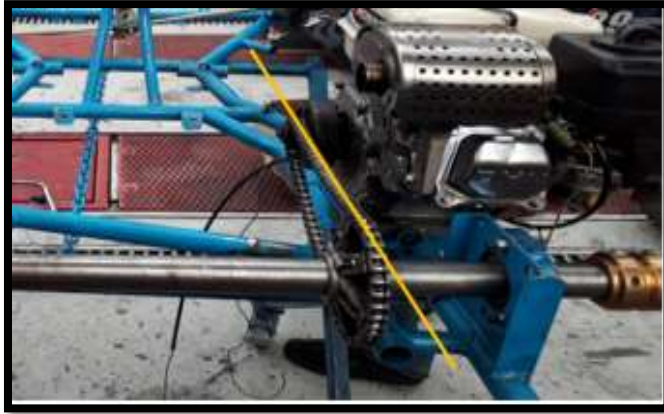


Figura 6.182 Alineación del piñón con la corona

Fuente: El autor

- Tensión de la cadena de transmisión: La holgura de la cadena o dicho de otra manera, el desplazamiento vertical de la cadena debe ser de 1,5 cm, esto evita excesivas fricciones y permite que el eje de transmisión tenga una menor resistencia para girar (ver Figura 6.183).

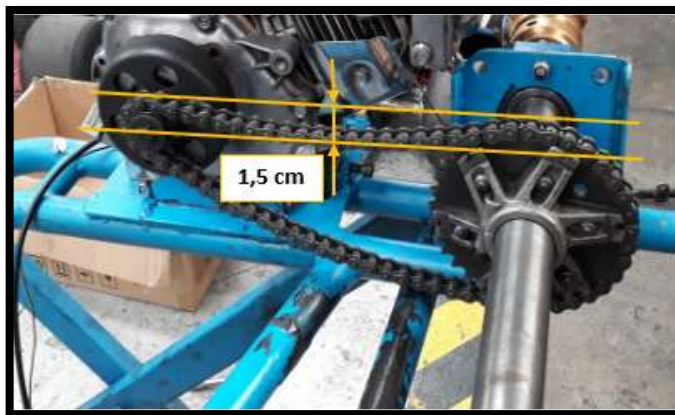


Figura 6.183 Holgura de la cadena

Fuente: El autor

Ajuste del sistema de freno y aceleración

Para garantizar una correcta funcionalidad del sistema de freno y aceleración se ha de revisar y reajustar, según los siguientes puntos:

- Calibración de la holgura y recorrido de los pedales (ver Figura 6.184).



Figura 6.184 Calibración del recorrido de los pedales

Fuente: El autor

- Ajuste de la tensión de los cables del acelerador y freno (ver Figura 6.185).

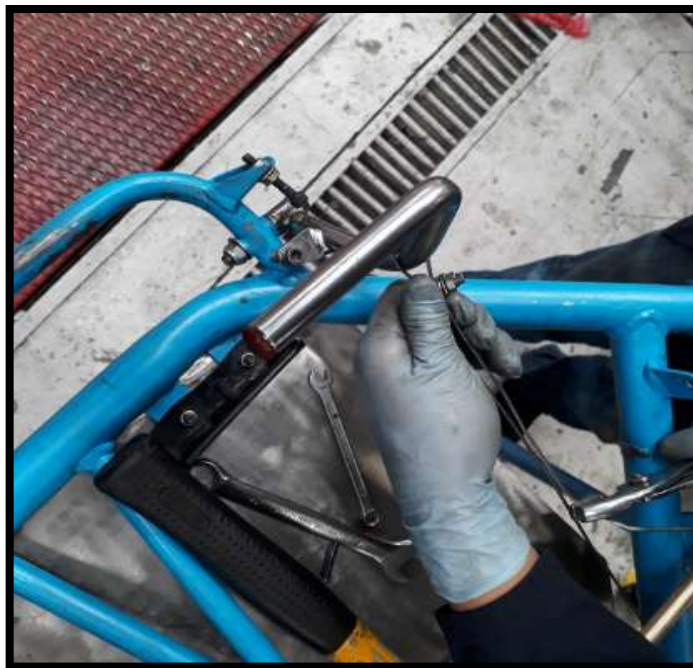


Figura 6.185 Ajuste de la tensión de los cables

Fuente: El autor

- Centrado del disco de freno respecto a las mordazas (ver Figura 6.186).



Figura 6.186 Centrado del disco de freno

Fuente: El autor

Graduación del asiento

La graduación del asiento realiza en función del reparto de pesos que se desea obtener, como regla práctica se procura que el centro de gravedad quede perfectamente equilibrado. Como punto de partida se realiza el ajuste de las distancias frontales del asiento, para ello se tiene como referencia de medición el tubo frontal del chasis como se observa en la Figura 6.187 y Figura 6.188.



Figura 6.187 Graduación de la distancia frontal derecha del asiento

Fuente: El autor



Figura 6.188 Graduación de la distancia frontal izquierda del asiento

Fuente: El autor

Para realizar la calibración del ángulo de inclinación de la butaca, se toma como referencia la distancia que existe entre la perpendicular del borde superior del asiento respecto al eje de transmisión como se observa en la Figura 6.189.

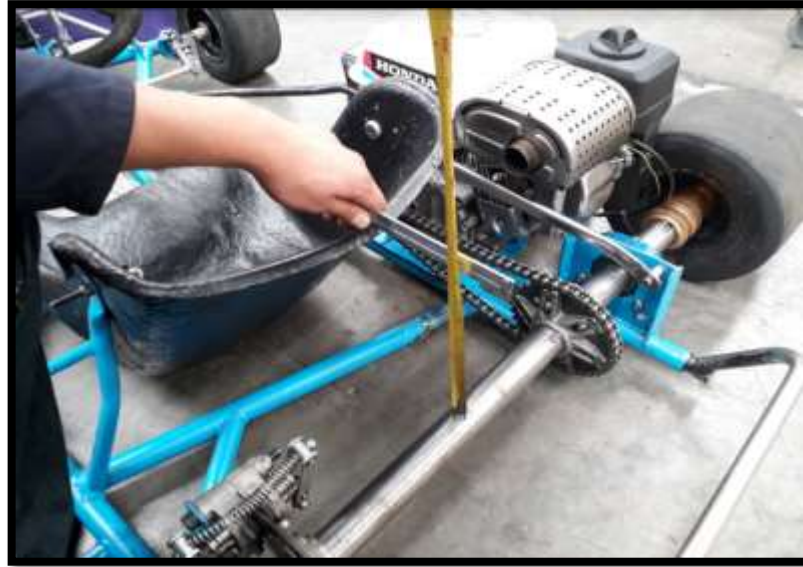


Figura 6.189 Graduación de la inclinación del asiento

Fuente: El autor

Ajuste de la presión de los neumáticos

Para obtener el máximo rendimiento de los neumáticos, uno de los factores más relevantes que se debe controlar es la presión de inflado. La presión depende de varios factores relacionados con la temperatura del ambiente y de la pista, los reglajes del chasis, el trazado, las características de conducción, compuestos, etc. Una gran mayoría de fabricantes de neumáticos recomiendan inflarlos con una presión que oscila de entre 0,5 y 0,9 bares, por lo tanto es recomendable probar presiones dentro de ese rango y hacer variaciones hasta llegar a la presión de inflado ideal (ver Figura 6.190).



Figura 6.190 Medición de la presión de inflado de los neumáticos

Fuente: El autor

Ajuste del carenado y pontones

Se realiza el ajuste y calibración de cada uno de los pontones y el carenado frontal, para ello se usa como referencia la altura de cada uno de los pontones respecto al suelo. Las distancia mínima requerida según la reglamentación de la CIK/ FIA es de 3 cm respecto al suelo (ver Figura 6.191 y Figura 6.192).



Figura 6.191 Ajuste de la altura de los pontones laterales

Fuente: El autor



Figura 6.192 Ajuste de la altura del pontón frontal

Fuente: El autor

6.8.13. Verificación de la distribución de pesos real del kart

Una vez seteados todos los componentes del vehículo se realiza la medición de la distribución de pesos real del kart, para ello se utiliza balanzas de la marca “Proform

vehicle Scale” las cuales proporcionan una medición exacta de la distribución estática del peso en cada eje y en cada neumático.

Para que los resultados sean acertados se debe hacer las mediciones en una superficie nivelada y el vehículo debe estar perfectamente centrado en las balanzas como se observa en la Figura 6.193.



Figura 6.193 Colocación del vehículo en las balanzas

Fuente: El autor

El instrumento de medición da como resultado una distribución longitudinal estática del peso del vehículo sin piloto de: 60.2 % en el eje posterior y 39.9% en el eje delantero. Una distribución lateral estática del peso de: 40.7% en el lateral izquierdo y 59.4% en el lateral derecho. El peso total del vehículo sin piloto registrado es de 61.5 kilogramos, como se observa en la Figura 6.194.



Figura 6.194 Distribución del peso del vehículo sin piloto

Fuente: El autor

Posteriormente se realiza la medición de la distribución del peso del vehículo con piloto. El instrumento da como resultado una distribución longitudinal estática de 59,8% en el eje posterior y 40,1% en el eje delantero. Una distribución lateral estática de 49,8% en el lateral izquierdo y 50,1% en el lateral derecho. El peso total del vehículo con piloto registrado es de 139,5 kilogramos, como se observa en la Figura 6.195.



Figura 6.195 Distribución del peso del vehículo con piloto

Fuente: El autor

6.8.14. Pruebas dinámicas de pista

Las pruebas dinámicas se realizan con el objetivo de someter al prototipo a condiciones variadas y excesivas de funcionamiento a fin de poder determinar conclusiones sobre una multitud de elementos y situaciones. La pista en la que se

realizan las pruebas es en el kartódromo dos hemisferios de la ciudad de Quito (ver Figura 6.196). El circuito ofrece un conjunto de tramos, curvas y zonas con características definidas que permiten entender mejor el comportamiento del kart en todos sus frentes: mecánico y motor, estabilidad y frenada, velocidad y aceleración, comportamiento en mojado y pasos por curvas.



Figura 6.196 Kartódromo dos hemisferios, Quito

Fuente: El autor

Inicialmente se realiza pruebas a bajas velocidades, enfocándose en analizar principalmente el funcionamiento y comportamiento correcto de cada sistema que integra el vehículo (dirección, sistema de frenos, sistema de aceleración, transmisión, motor, neumáticos, carenado y chasis) para luego realizar las pruebas a altas velocidades en las condiciones más severas de funcionamiento: Aceleración máxima en curvas y rectas, paso por pianos y desaceleraciones elevadas.

Las pruebas dinámicas de pista dan como resultado:

Estabilidad en curvas: El kart es perfectamente estable al tomar curvas a bajas y altas velocidades, dentro del límite de adherencia de los neumáticos el vehículo no

presenta sobrevirajes o subvirajes. La rigidez y el comportamiento del chasis son óptimos, lo que da como resultado una estructura resistente ante las exigencias de esta prueba. Las velocidades máximas registradas en este test fueron de: 30 Km/h para curvas cerradas y 75 Km/h para curvas abiertas, lo que representa aproximadamente una aceleración centrípeta de 0.7G laterales.

Estabilidad en rectas: El comportamiento del kart es excelente y no presenta nerviosismo al circular por rectas a bajas y altas velocidades. El chasis se comporta eficazmente y supera perfectamente las exigencias de esta prueba (ver Figura 6.197). La velocidad máxima registrada en rectas fue de 84 Km/h.



Figura 6.197 Pruebas dinámicas de pista

Fuente: El autor

Estabilidad en frenadas: La correcta distribución de pesos logra que el vehículo no presente sobrevirajes o subvirajes en desaceleraciones elevadas. El desempeño del chasis es óptimo y cumple en su totalidad con las exigencias de esta prueba. El

tiempo requerido para detener el vehículo desde una velocidad de 84 Km/h es de 3.2 segundos, lo que da aproximadamente una desaceleración de 0,7G.

Estabilidad en aceleraciones: El kart es completamente estable en aceleraciones. El chasis supera perfectamente las exigencias de esta prueba. El tiempo requerido para alcanzar la velocidad máxima (84 Km/h) es de 5.2 segundos, lo que da aproximadamente una aceleración de 0.4G.

Maniobrabilidad: El prototipo es perfectamente maniobrable a altas y bajas velocidades. El ángulo de avance (14^0) y de salida (12^0) dispuestos en los soportes de las manguetas es el adecuado lo que se traduce en una dirección estable, sensible y de gran respuesta.

Rigidez torsional del chasis: El comportamiento torsional del bastidor al tomar curvas y pasar sobre los pianos de la pista a una velocidad de 80 Km/h es óptimo. El valor de rigidez del chasis permite que la estructura torsione un cierto ángulo lo que facilita la adherencia de los neumáticos a la pista. Tras verificar posibles deformaciones en la parte delantera del chasis producidas por las elevadas cargas durante el paso por curvas y pianos, la inspección dio como resultado una deformación despreciable de la estructura, por lo que se puede afirmar que el chasis supera eficazmente las exigencias de esta prueba.

Fiabilidad: Tras someter al vehículo a una prueba de resistencia de aproximadamente 150 vueltas a la pista en mangas de 10 vueltas y a un ritmo de competencia, se pudo verificar que la estructura soporta efectivamente tales exigencias, así pues queda demostrado que el diseño del chasis en conjunto con todos los componentes que integran el vehículo están perfectamente diseñados, reglados y tienen una buena fiabilidad ante un ritmo de conducción exigente (ver Figura 6.198).



Figura 6.198 Pruebas dinámicas de pista

Fuente: El autor

Tiempo de vuelta: En promedio el tiempo de vuelta registrado estuvo en 1' 3'', el cual es un valor muy aceptable para un kart de la categoría KF4 (ver Figura 6.199).



Figura 6.199 Record de tiempo por vuelta

Fuente: El autor

7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Resultados de rigidez torsional

Los estudios estructurales proporcionan como resultado una deformación máxima de 7,1257 mm en los puntos de anclaje de las manguetas. La concentración de esfuerzos máximos se da en la zona media del chasis con un valor de 174,3 MPa el cual es un valor inferior al límite elástico del material (200 MPa) por lo que el chasis no se deforma permanentemente. Los esfuerzos máximos dan como resultado un factor de seguridad mínimo de 1,43 respecto al límite elástico y 2,29 respecto al límite de rotura.

La rigidez torsional obtenida de 158,32 N*m/grado es un valor aceptable dentro de un rango definido para este tipo de vehículos, la misma permite cierto grado de torsión del chasis en curvas, lo que facilita la adherencia de los neumáticos a la pista y favorece la tracción en rectas.

Resultados de la rigidez en aceleración

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 3,26 mm, la cual se produce en la parte posterior del chasis. La concentración de esfuerzos se da en la zona lateral media de la estructura con un valor de 183,39 MPa el cual es un valor inferior al límite elástico del material (200 MPa) por lo que el chasis no sufre una deformación permanente. Los esfuerzos máximos obtenidos dan como resultado un factor de seguridad mínimo de 1,36 respecto al límite elástico y 2,18 respecto al límite de rotura.

Resultados de la rigidez en desaceleración

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 1,93 mm, la cual se produce en la parte posterior y delantera del chasis. La concentración de esfuerzos se da en la zona frontal de la estructura con un valor de 172,81 MPa la cual es un valor inferior al límite elástico del material (200 MPa) por lo que la estructura no sufre una deformación permanente. El factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 1,44 respecto al límite elástico y de 2,31 respecto al límite de rotura.

Resultados de la rigidez en aceleración lateral

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 3,62 mm, la cual se produce en la parte frontal izquierda del chasis, específicamente en el miembro estructural que se une al soporte de la mangueta. La concentración de esfuerzos se da en la zona lateral media izquierda de la estructura con un valor de 176,41 MPa la cual es un valor inferior al límite elástico del material (200 MPa) por lo que el chasis no sufre una deformación permanente. El factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 1,41 respecto al límite elástico y de 2,26 respecto al límite de rotura.

Resultados del análisis de impacto frontal

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 3,06 mm, la cual se produce en la parte frontal del chasis, específicamente en la zona media del miembro estructural delantero la cual se une con los soportes de la columna de la dirección. La concentración de esfuerzos se da en los nodos frontales del marco con un valor de 360,26 MPa el cual es un valor inferior al límite de rotura del material (400 MPa) pero superior al límite elástico (200 MPa) por lo que el chasis en un eventual impacto frontal a 4G se deformará permanente sin llegar a sufrir roturas. El

factor de seguridad mínimo que se obtiene con los esfuerzos máximos del análisis es de 1,11.

Resultados del análisis de impacto lateral

El análisis estructural da como resultado una deformación máxima de 1,22 mm, la cual se produce en la zona lateral posterior izquierda del chasis. La concentración de esfuerzos se da en el nodo de unión entre el soporte delantero del parachoques lateral izquierdo con el chasis con un valor de 288,27 MPa el cual es un valor inferior al límite de rotura del material (400 MPa) pero superior al límite elástico (200 MPa) por lo que el chasis en un eventual impacto lateral a 2G se deformará permanente sin llegar a sufrir roturas. El factor de seguridad mínimo que se obtiene con los esfuerzos máximos del análisis es de 1,38.

Resultados de los ensayos no destructivos de soldadura

El análisis de soldadura mediante líquidos penetrantes dio como resultado una baja presencia de zonas rojas que delaten la presencia de grietas u orificios, pero si saltan a la vista algunas marcas rojas, producidas por la intersección de los dos cordones de soldadura que se realizan durante el proceso de soldeo por tramos. En base a las observaciones efectuadas, se pudo comprobar que cada uno de los cordones de soldadura analizados han sido realizados mediante buenas técnicas de soldeo y cumplen a cabalidad con requerimientos de calidad pre establecidos.

Resultados de la verificación de la distribución de pesos real del vehículo

El instrumento de medición de pesos dio como resultado una distribución longitudinal estática de 59,8 % en el eje posterior y 40.1 % en el eje delantero. Una distribución lateral estática de 49.8 % en el lateral izquierdo y 50.1 % en el lateral derecho, como se observa en la Figura 7.1.

La distribución de pesos teórica determinada mediante el software de diseño dio como resultado una distribución longitudinal estática de 58,96 % en el eje posterior y 41,04 % en el eje delantero. Una distribución lateral estática de 49,54 % en el lateral izquierdo y 50,46 % en el lateral derecho, como se observa en la Figura 7.1.

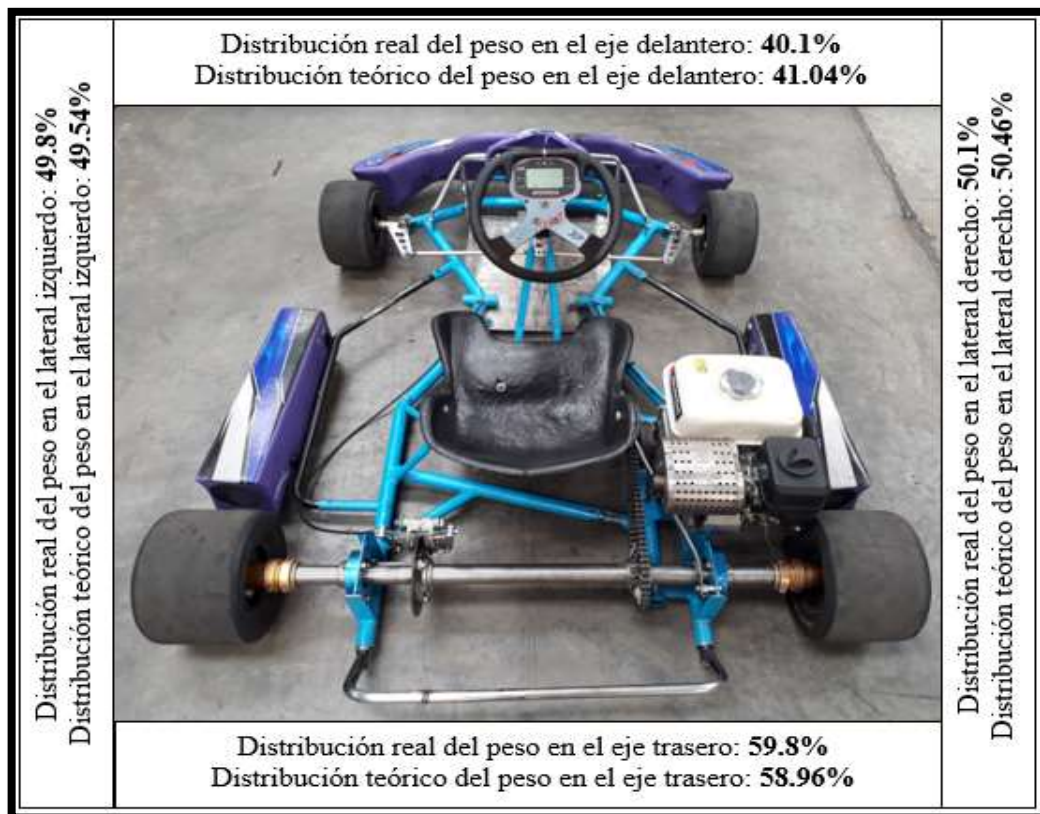


Figura 7.1 Distribución de pesos real y teórica

Fuente: El autor

Al analizar y comparar los resultados obtenidos se puede determinar que existe un porcentaje de error entorno al 0,7 % para la distribución lateral estática del peso y un

1,4 % de error para la distribución longitudinal estática. Las desviaciones obtenidas son perfectamente tolerables y no generan un cambio significativo en los cálculos y análisis estructurales del chasis, de esta manera quedan validados los modelos teóricos previamente planteados en las consideraciones estáticas y dinámicas para el diseño de la estructura.

Resultados de las pruebas dinámicas de pista

Las pruebas dinámicas de pista dieron como resultado un chasis fiable y perfectamente adaptable a las exigencias del entorno. El comportamiento dinámico del vehículo y todas las sensaciones que transmite al piloto son excelentes, la rigidez torsional del chasis le proporciona al kart una alta estabilidad y adherencia al paso por curvas lo que permite obtener tiempos muy aceptables en el crono por vuelta.

8. CONCLUSIONES

- La investigación teórico – científica contribuye a la toma de decisiones ante las interrogantes que se generan durante la etapa de diseño y fabricación del chasis, así mismo permite determinar parámetros y restricciones que afectan en el modelo final de la estructura.
- Los análisis estructurales mediante FEA determinan que la estructura es capaz de soportar las cargas máximas generadas durante su funcionamiento (973 N en aceleración y 530 N en curvas) y durante una posible colisión (5297,4 N). Los resultados revelados en todos los estudios estructurales a excepción de las pruebas de impacto, no sobrepasan el límite elástico del material, lo que indica que el chasis teóricamente no puede llegar a sufrir una deformación plástica.

- Las pruebas dinámicas de pista permitieron entender el comportamiento dinámico del vehículo ante condiciones exigentes de funcionamiento, lo que permite llegar a la conclusión de que el prototipo de chasis diseñado, evaluado y fabricado es perfectamente funcional, fiable y completamente adaptable a las características del entorno.
- Al comparar los resultados de la distribución de pesos real del vehículo obtenida mediante los instrumentos de medición (balanzas), con la distribución de pesos teórica calculada mediante el software de diseño, se puede afirmar que existe una mínima variación en la aproximación de los resultados, la cual tiene un error del 1,4 %, por lo tanto, se puede concluir que la utilización del software de diseño como herramienta para el cálculo del centro de gravedad de un prototipo para karting, es un método práctico y eficaz que no requiere de extensos cálculos matemáticos para lograr una aproximación acertada de los resultados.
- Tener el centro de gravedad del vehículo ubicado a 260 mm de altura respecto al suelo, - 96 mm respecto a la mitad de la batalla y - 5 mm respecto al ancho de vía, contribuye a una correcta transferencia de cargas tanto longitudinales en aceleración y frenado como transversales durante el paso por curvas, así pues, se puede tener un vehículo estable, maniobrable y con poca tendencia subviradora o sobreviradora ante condiciones exigentes de conducción.
- El modelo final del chasis KF4 tiene una rigidez torsional de 158,32 N * m/grado, un peso de 13 Kg y un costo de fabricación de \$ 256,78 por lo tanto se puede concluir que se ha logrado cumplir exitosamente con el criterio de diseño que establece un correcto equilibrio entre la rigidez-peso-costo.

- Disponer de una matriz que contribuya para el armado del chasis es un parámetro clave dentro del proceso de fabricación, ya que de esta forma se evitan posibles desviaciones en la geometría de la estructura, generalmente causadas por las elevadas temperaturas que experimentan los miembros estructurales durante el proceso de soldado.
- El diseño y metodología explicada está basada en procesos numéricos y de modelado geométrico, análisis estructural y dinámico, para validar su precisión se llevaron a cabo actividades experimentales de ingeniería inversa geométrica y estructural.
- Con la ayuda del análisis FEA, se identifican y rectifican los puntos débiles del chasis y así fortalecerlo con ligeras modificaciones de triangulación y adición de soportes, de hecho, la precisión de los resultados y la flexibilidad operativa es el parámetro fundamental de la evaluación como se observa en la convergencia del modelo.

9. RECOMENDACIONES

- Para que no existan estancamientos durante la etapa de fabricación, es recomendable realizar una planificación previa de los procesos que se vayan a realizar, de tal forma que todos los procedimientos constructivos estén direccionados para permitir el avance y el desarrollo del proyecto.
- Una matriz de madera para el armado del chasis es funcional siempre y cuando el volumen de producción se limite a un solo prototipo, por el contrario, si lo que se tiene en mente es la fabricación en serie de varias estructuras, lo recomendable es disponer de una matriz con sujeciones metálicas, de tal forma que pueda soportar perfectamente el desgaste producido por su elevada manipulación.

- Para disminuir la cantidad de aporte de material de soldadura, costos en materia prima y lograr una considerable reducción en el tiempo necesario para realizar las bocas de pescado a través de procesos por arranque de viruta, es recomendable realizar el corte de las muescas mediante métodos por láser o plasma, así pues los empalmes quedan perfectos y el tiempo que se requiere para su ejecución es corto en comparación al primer método.

10. BIBLIOGRAFÍA

- Aceros-Otero. (2006). Catálogo de productos. Chile: Acerosotero. Obtenido de http://www.acerosotero.cl/pdf/fichas/plancha_acero_carbono_astma36.pdf
- Aguado, D. (2014). Diseño y análisis de un chasis de kart de competición. Madrid, España: Universidad Carlos III de Madrid. Obtenido de https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/23229/PFC_Diego_Sebastian_Aguado_2014.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Alvarez, R. (2017). Colocación asiento Tony Kart-Mini Artículo. Barcelona, España: Zenit. Obtenido de <https://www.zenitkart.com/colocacion-asiento-tony-kart-mini-articulo/>
- Álvarez, R. (2017). Qué chasis de Kart elegir - Blog de Karting. Barcelona, España: Zenit. Obtenido de <https://www.zenitkart.com/chasis-kart-elegir-blog-karting/>
- Anadón, R., & Pabón, D. (2012). Diseño de un kart de pista. Barcelona, España: Universidad Politécnica de Cataluña. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/15463/Memoria.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Beltramo, E., Stuardi, J., & Chiappero, G. (2017). Influencia de la rigidez torsional del chasis en el comportamiento dinámico de un vehículo Super TC 2000. *Revista facultad de ciencias exactas, físicas y naturales*, vol. 4, no. 1, 32-33.
- Bermeo, L., Calle, J., & Carrión, R. (2014). Diseño y construcción de un chasis de un vehículo monoplaza para la competición en la formula SAE. Cuenca, Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana.
- Biancolini, M., Cerullo, A., & Reccia, L. (s.f.). Design of a tuned sandwich chassis for competition go-kart. *International journal of vehicle design*, 44(3-4), 360-378. Obtenido de <https://www.inderscienceonline.com/doi/abs/10.1504/IJVD.2007.013649>

- Bourlat, C. (2018). Le championnat Superkart relancé. Francia: Mediasuperkart. Obtenido de <https://www.mediasuperkart.com/8-actualites/news/1731-le-championnat-superkart-relance.html>
- Castro, G., & Jimenez, A. (2017). Defensa TFG: Diseño de un chasis tubular con sistemas pasivos de seguridad para vehículo recreativo. San José, Costa Rica: Universidad de Costa Rica. Obtenido de <http://www.eim.ucr.ac.cr/?q=node/213>
- CIKFIA. (2018). Our History. Paris, Francia: Commission Internationale de Karting FIA. Obtenido de <http://www.cikfia.com/inside-cikfia/history/our-history.html>
- CRG. (2018). Catálogo CRG. Italia: CRG Kart. Obtenido de <http://www.accelerationkarting.com/crgfs4briggslo206kart.html>
- Demáquinasyherramientas. (2012). Cómo soldar con MIG/MAG. Obtenido de <http://www.demaquinasyherramientas.com/soldadura/soldadura-migmag-como-soldar>
- DirectIndustry. (2007). Millermatic 252 . Obtenido de <http://pdf.directindustry.es/pdf/miller-electric/millermatic-252/5196-327907.html>
- DMC. (2016). De Lorean Chassis Update. Texas, USA: DMC De Lorean Motor Company. Obtenido de <http://www.newdelorean.com/aprilmay-2016-update/>
- EKR. (2015). Chasis. Madrid, España: EKR Kart Racing. Obtenido de <http://www.ekr-kartracing.com/productos/chasis/>
- FKRacingline. (2016). Folleto formula K racing. Italia: FK Top Karting Products. Obtenido de https://www.formulak.it/wp-content/uploads/2015/11/formula_k_racing_brochure_2016-web-1.pdf
- FormulaStudent. (2018). FSAE Rules. London, United Kingdom: Institution of Mechanical Engineers. Obtenido de <https://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>
- Gruz, D. (2017). Britons Keirle, Patterson become 2017 karting world champions. USA: Motorsport.com. Obtenido de <https://www.motorsport.com/kart/news/britons-keirle-patterson-become-2017-karting-world-champions-957481/>
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. (2002). Manufactura, Ingeniería y Tecnología. Quinta edición. México: Pearson Educación.
- Karting. (2014). GoPro Rotax Max Junior 125cc Onboard Cam. Londres, UK: Karting Magazine. Obtenido de <http://www.kartingmagazine.com/tag/karting-onboard-video/>

- Kerkhoven, J. (2008). Design of a Formula Student race car chassis. Eindhoven, Países Bajos: Universidad Tecnológica de Eindhoven. Obtenido de <http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/10019.pdf>
- Lexus. (2012). Lexus Basic Alignment Geometry. USA: Toyota Motor Sales, Inc. Obtenido de <http://crrtraining.com/CRR2/assets/pdfs/QL411C.pdf>
- LincolnElectric. (2014). Gas Metal Arc Welding Product and Procedure Selection. Obtenido de http://www.lincolnelectric.com/assets/global/Products/Consumable_MIGGM_AWWires-SuperArc-SuperArcL-56/c4200.pdf
- Marzuki, M., Bakar, M., & Azmi, M. (2015). Designing Space Frame Race Car Chassis Structure Using Natural Frequencies Data from Ansys Mode Shape Analysis. *International Journal of Information System and Engineering*, Vol 3, 54-63. Obtenido de <http://www.ftms.edu.my/journals/pdf/IJISE/Apr2015/54-63.pdf>
- Muzzupappa, M., Matrangolo, G., & Vena, G. (2006). Methods for the Evaluation of the Go-Kart Vehicle Dynamic Performance by the Integration of CAD/CAE Techniques. In XVIII International Congress on Graphic Engineering. INGEGRAF. Obtenido de https://www.researchgate.net/publication/255606896_METHODS_FOR_THE_EVALUATION_OF_THE_GO-KART_VEHICLE_DYNAMIC_PERFORMANCE_BY_THE_INTEGRATION_OF_CADCAE_TECHNIQUES
- Norton, R. (2009). *Diseño de Maquinaria*. Cuarta edición. México: Mcgraw-Hill / Interamericana Editores, S.A. .
- Ochoa, D. (2014). Diseño y análisis de un vehículo tipo kart. España: Universidad de Zaragoza. Obtenido de <http://zaguan.unizar.es/record/31485/files/TAZ-TFG-2014-2459.pdf>
- Padhi, A., Joshi, A., Hitesh, N., & Rakesh, C. (2016). Increase Factor of Safety of Go-Kart Chassis during Front Impact Analysis. *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, Vol 3, 385-390. Obtenido de <http://www.ijirst.org/articles/IJIRSTV3I4144.pdf>
- Perez, J. (2011). Diseño y cálculo del bastidor de un vehículo cosechador de fresas. Sevilla, España: Universidad de Sevilla. Obtenido de <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4983/fichero/1+Memoria%252FCapitulo+2+El+bastidor+de+un+vehiculo.pdf>
- Reimpell, J., Stoll, H., & Betzler, J. (2001). *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Second edition. Oxford, Gran Bretaña: SAE International . Obtenido de <http://users.telenet.be/AudiR8/Mechanical%20Engineering%20-%20SAE%20-%20The%20Automotive%20Chassis%20OCR.pdf>

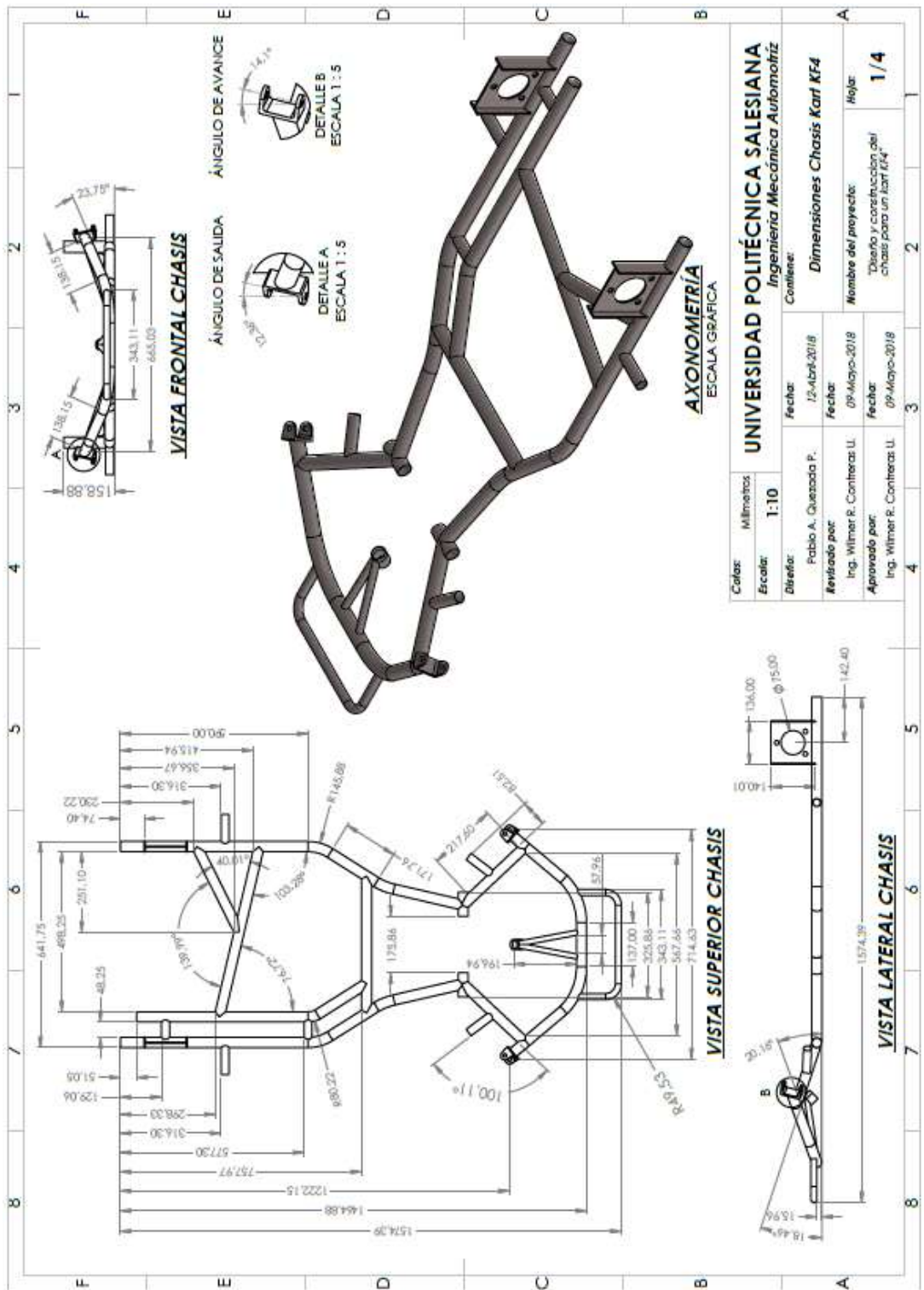
Revista-CentroZaragoza. (2018). Ajustes y Preparación en Soldadura MIG/MAG .
Obtenido de <http://revistacentrozaragoza.com/ajustes-preparacion-soldadura-migmag-4/>

Rodríguez, A. (2014). Análisis técnico-Compuestos de fibra de carbono. México:
Albodpulf1. Obtenido de
<https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/10/24/analisis-tecnico-compuestos-de-fibra-de-carbono/>

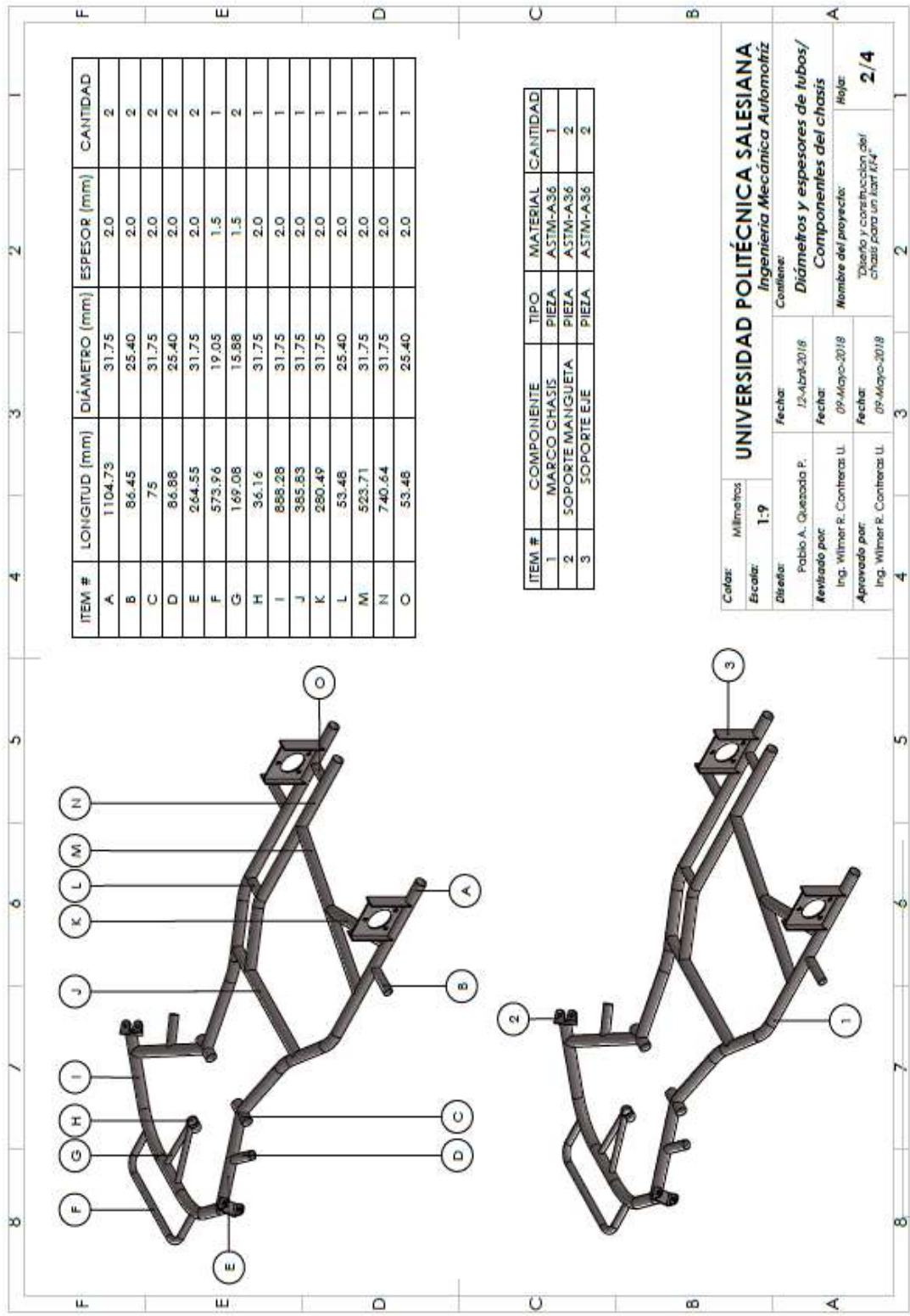
Technical-Regulations-CIKFIA. (2018). Paris, Francia: Commission Internationale
de Karting FIA. Obtenido de
http://www.cikfia.com/fileadmin/content/REGULATIONS/Technical/Technical%20Regulations/2018/Web_RT2018.pdf

11. ANEXOS

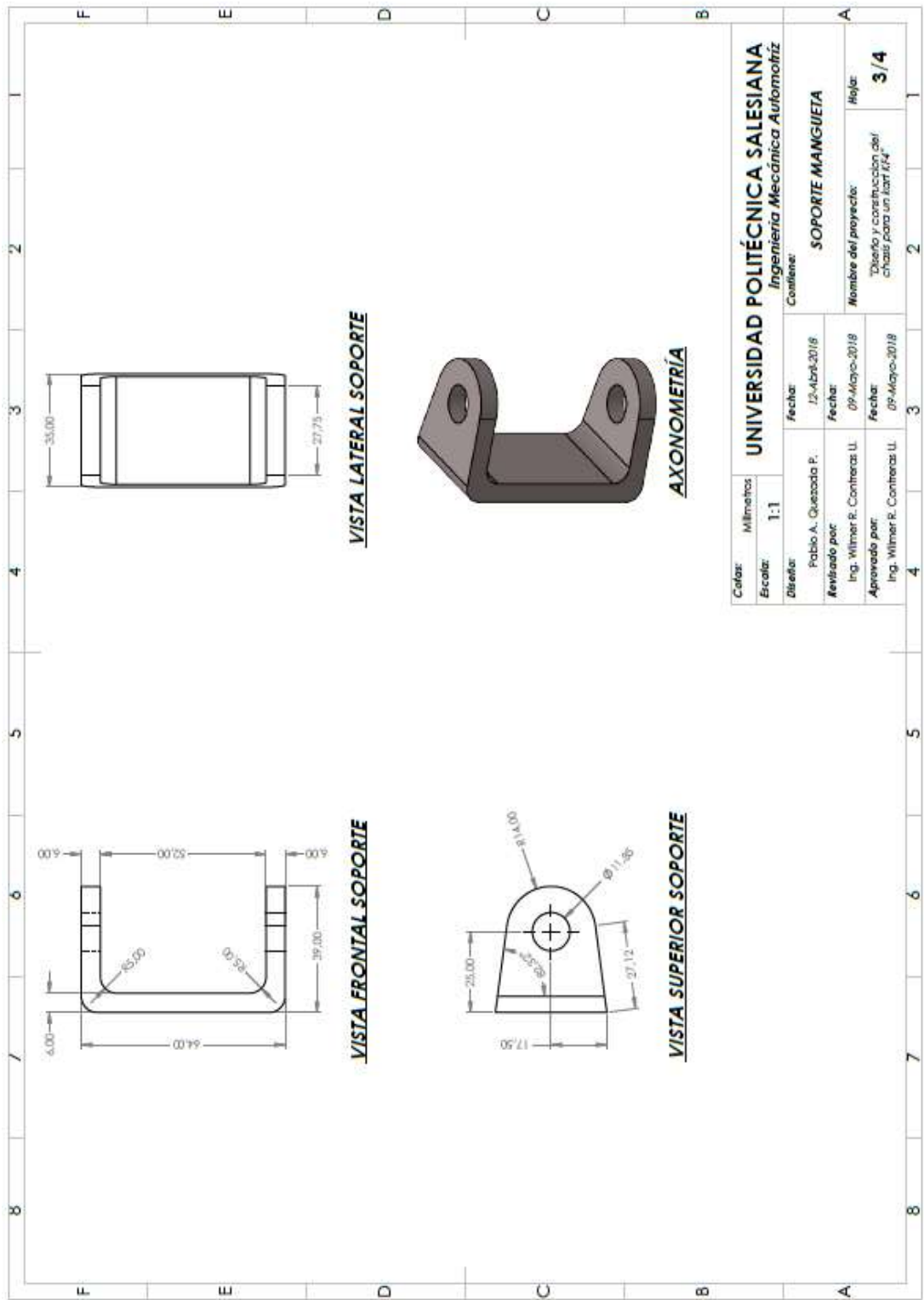
Anexo 1. Dimensiones del chasis



Anexo 2. Diámetro y espesores de tubos



Anexo 3. Dimensiones de los soportes para las manguetas



Anexo 4. Dimensiones de los soportes para el eje de transmisión

