



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRÍZ

TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ

**TEMA: Diseño y construcción del bastidor y sistema de
suspensión de un vehículo según la normativa baja SAE**

AUTOR: Becerra Lazo Ángel David

Pachito Yánez David Patricio

DIRECTOR: ING. Jorge Luis Melo Obando MSc.

Ibarra, 2021

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO SEGÚN LA NORMATIVA BAJA SAE”**, presentado por los señores: **Becerra Lazo Ángel David** con número de cédula **1003337274**, y **Pachito Yáñez David Patricio** con número de cedula **1003624374**, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 6 días del mes de julio del 2021

Atentamente

**JORGE
LUIS MELO
OBANDO**

Firmado digitalmente por:JORGE
LUIS MELO OBANDO
DN: cn=JORGE LUIS MELO
OBANDO, gn=JORGE LUIS e=EC
l=IBARRA, ou=Certificado de Clase
2 de Persona Física EC
e=jlmelo@utn.edu.ec
Motivo: Apruebo este documento
Ubicación:
Fecha:2021-07-07 17:57:05:00

Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.
DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	DE	1003337274	
APELLIDOS Y NOMBRES:	Y	Becerra Lazo Ángel David	
DIRECCIÓN:		Calle Arrayan y los Pastos –San Gabriel–Carchi	
EMAIL:		adbecerral@utn.edu.ec	
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0987768633

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:		1003624374	
APELLIDOS Y NOMBRES:		Pachito Yánez David Patricio	
DIRECCIÓN:		San Pablo en la Comunidad el Topo – Otavalo – Imbabura	
EMAIL:		dppachitoy@utn.edu.ec	
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0939300959

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO SEGÚN LA NORMATIVA BAJA SAE.
AUTOR (ES):	Pachito Yánez David Patricio, Becerra Lazo Ángel David
FECHA:	8 de Julio del 2021
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.

2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 8 días del mes de julio de 2021

AUTORES:



Becerra Lazo Ángel David
1003337274



Pachito Yáñez David Patricio
1003624374

DEDICATORIA

Mi tesis de grado la dedico a mi adorada esposa Doris Pérez por creer en mi capacidad, estar motivándome y ayudándome hasta donde sus alcances lo permitían siempre con mucho cariño y amor.

A mis amadas hijas Mayerli y Angélica por ser mi fuente de motivación e inspiración para poder superarme cada día más y así poderles brindar un futuro mejor.

A mi querida madre y hermanos quienes con sus palabras de aliento no me dejaron decaer para seguir adelante y cumpla mis ideales.

A Marco Benavidez y Blanca López por aceptarme como hijo demostrándome afecto y cariño, teniéndome siempre presente en sus oraciones e impulsándome a ser mejor cada día para lograr con éxito mi carrera.

Ángel David Becerra L.

DEDICATORIA

Dicen que la mejor herencia que nos pueden dejar nuestros padres son los estudios, sin embargo, no creo que sea el único legado, mis padres María Yánez y José Pachito, me han permitido trazar mi camino, ellos son mis pilares de la vida, les dedico este trabajo. Con su amor, paciencia y esfuerzo, hicieron lo posible para que pueda cumplir mi meta, aquellos que inculcaron en mí el esfuerzo y valentía, de no temer a las adversidades.

A mis hermanos Jairo, Henry y Jonathan y mis tíos; Manuel Yánez, Luis Pachito y mi tía Filomena Pachito que me acompañaron en mi travesía, por darme su apoyo para salir adelante a pesar de los problemas.

David Patricio Pachito Y.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a toda mi familia por estar motivándome durante toda mi carrera, especialmente a mi esposa Doris Pérez que estuvo presente en el desarrollo total de mi proyecto, brindándome aportes invaluableles que me servirán para toda mi vida.

Agradecer de igual manera a mi tutor Ing. Jorge Melo que con su ayuda y conocimientos aportados fue posible realizar este proyecto.

Finalmente agradecer a la Universidad Técnica del Norte y a todos los docentes de la carrera de Ingeniería Automotriz que nos impartieron todos sus conocimientos para poder ser unos excelentes profesionales.

Ángel David Becerra L.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Técnica del Norte por darme la oportunidad de estudiar y ser un profesional.

A mi profesor Ing. Jorge Melo, por ser una guía e impartir sus conocimientos en el presente trabajo de titulación.

A mi compañero Ángel Becerra, con quien pudimos obtener un buen resultado durante todo el proceso.

Y en especial a Carla Pumisacho, por su ayuda y apoyo incondicional en todo momento.

DAVID PATRICIO PACHITO

Índice de contenidos

Resumen	I
Abstract.....	II
Introducción	III
Capítulo I.....	51
1. Revisión Bibliográfica y Normativa.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. JUSTIFICACIÓN	2
1.3. ALCANCE.....	3
1.4. OBJETIVOS	4
1.4.1. Objetivo General	4
1.4.2. Objetivos Específicos	4
1.5. BASTIDOR DE UN VEHÍCULO AUTOMOTRIZ.....	5
1.5.1. Tipo de Bastidores	5
1.5.1.1. Bastidor Tipo Escalera	5
1.5.1.2. Bastidor Monocasco.....	6
1.5.1.3. Bastidor Tubular	7
1.5.1.4. Bastidor de Estructura Espacial o Tipo Cercha	8
1.5.2. Cargas Presentes en un Bastidor.....	9
1.5.2.1. Cargas Globales	9
1.5.2.2. Cargas Locales.....	12
1.5.2.3. Cargas de Trayectoria	13

1.5.3.	Parámetros a Considerar en el Diseño del Bastidor de un Mini-Baja SAE	13
1.5.3.1.	Características Generales	13
1.5.3.2.	Características Particulares.....	15
1.6.	SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	15
1.6.1.	Mecanismo Geométrico de la Suspensión	15
1.6.2.	Paquete Dinámico.....	16
1.6.3.	Tipos de Sistema de Suspensión.....	16
1.6.3.1.	Suspensión Independiente	16
1.6.4.	Componentes Estructurales de la Suspensión	18
1.6.4.1.	Neumáticos	18
1.6.4.2.	Amortiguador – Resorte.....	18
1.6.4.3.	Brazos de Suspensión.....	18
1.6.4.4.	Manguetas.....	19
1.6.4.5.	Rótulas.....	19
1.6.4.6.	Soportes de los Brazos de Suspensión	19
1.6.5.	Ángulos Fundamentales de Alineación de la Suspensión.....	19
1.6.5.1.	Ángulo de Avance (Caster)	19
1.6.5.2.	Ángulo de Caída (Camber).....	20
1.6.5.3.	Convergencia - Divergencia o Ángulo (Toe)	21
1.6.5.4.	Ángulos de Radio de Giro (Divergencias en Virajes).....	22
1.6.5.5.	Ángulo de Salida (Kingpin).....	23
1.6.6.	Centro de Balanceo	24
1.6.7.	Batalla	25
1.6.8.	Ancho de Vía (Track Width).....	25
1.6.9.	Requisitos que se debe Considerar en un Sistema de Suspensión.....	26

1.6.10.	Tipo de Sistema de Suspensión a Utilizar.....	27
1.7.	TÉCNICAS DE DISEÑO E INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADOR	27
1.7.1.	Diseño Asistido por Computador (CAD)	27
1.7.2.	Ingeniería Asistida por Computador (CAE)	28
1.7.3.	Método de Elementos Finitos.....	28
1.7.4.	Diseños y Simulaciones de Bastidores y Suspensiones con el uso de Sistemas Informáticos	28
1.8.	NORMATIVA PARA EL DISEÑO DE UN BASTIDOR BAJA SAE 2019.	33
1.8.1.	Requisitos Técnicos Generales de Diseño	33
1.8.2.	Reglamentación del Roll Cage o Jaula de Rodillos.....	34
1.8.3.	Requisitos de los Miembros Estructurales	34
1.8.4.	Elementos Estructurales del Bastidor	35
1.8.4.1.	Miembros Primarios.....	35
1.8.4.2.	Miembros Secundarios	36
1.8.4.3.	Miembros de Apoyo Adicionales	37
1.8.4.4.	Material de la Jaula	50
Capítulo II	51
2.	Materiales y Métodos	51
2.1.	DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	51
2.1.1.	Requerimientos Generales de Diseño	51
2.1.2.	Transferencia de Masas.....	52
2.1.2.1.	Transferencia de Masas en Aceleración.....	52
2.1.2.2.	Transferencia de Masas en Frenada Brusca	53
2.1.2.3.	Transferencia de Masas en Curva	55

2.1.3.	Diseño Cinemático (Desarrollo en Software Lotus).....	57
2.1.4.	Diseño Dinámico	63
2.1.4.1.	Análisis de Carga Sobre Cada Rueda	63
2.1.5.	Selección del Conjunto Resorte Amortiguador:.....	64
2.1.5.1.	Cálculo de la Rigidez de los Muelles en el Eje Delantero	64
2.1.5.2.	Cálculo de la Rigidez de los Muelles en el Eje Trasero.....	67
2.1.6.	Análisis de los Elementos del Sistema de Suspensión (Simulaciones en Solidworks).....	69
2.1.6.1.	Mesa Inferior Delantera	69
2.1.6.2.	Mesa Superior Delantera	70
2.1.6.3.	Mesa de Suspensión Trasera (Brazo Tirado).....	71
2.2.	DISEÑO Y MODELADO 3D DEL BASTIDOR DE ACUERDO A LA NORMATIVA BAJA SAE (SOLIDWORKS)	73
2.2.1.	Parámetros Iniciales Determinados para la Competencia:.....	73
2.2.1.1.	Propiedades del Material	74
2.2.1.2.	Distribución de Tubos y Centro de Gravedad	74
2.2.1.3.	Mallado.....	76
2.2.2.	Análisis estructural del bastidor	76
2.2.2.1.	Impacto Frontal.....	76
2.2.2.2.	Impacto Lateral.....	78
2.2.2.3.	Volcamiento.....	79
2.2.2.4.	Análisis de Rigidez Torsional del Bastidor (Simulaciones en Solidworks + Cálculo)	81
2.3.	CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SUSPENSIÓN.....	83
2.3.1.	Selección de Materiales	83

2.3.2.	Planos de Diseño para la Construcción del Bastidor y la Suspensión	84
2.3.2.1.	Vistas de Proyección del Bastidor en 2D	84
2.3.2.2.	Vista de Brazos de la Suspensión en 2D	86
2.3.2.3.	Ubicación de las Platinas.....	90
2.3.2.4.	Otros Elementos de Sujeción.....	91
2.3.2.5.	Corte de Tubos.....	93
2.3.3.	Proceso de Soldadura.....	93
2.3.4.	Construcción de Bastidor.....	95
2.3.4.1.	Base para Apoyo de Impactos SIM	96
2.3.4.2.	Rollo de Aro o RRH.....	97
2.3.4.3.	SIM de Impactos Laterales	98
2.3.4.4.	Rollo de Aro Miembro de Arriba	99
2.3.4.5.	Laterales de Refuerzo.....	100
2.3.4.6.	Platinas para Sujeción de los Brazos de Suspensión	100
2.3.5.	Construcción de la Suspensión.....	101
2.3.5.1.	Brazo de Suspensión Trasera.....	101
2.3.5.2.	Brazo de Suspensión Delantero Superior.....	103
2.3.5.3.	Brazo de Suspensión Delantero Inferior	104
2.3.6.	Otros Elementos de Sujeción	105
2.3.6.1.	Manzana de Corsa Wind para Brazo de Suspensión Posterior.....	105
2.3.6.2.	Mangueta para Suspensión Delantera	106
2.3.6.3.	Manzana para la Suspensión Delantera.....	107
2.3.6.4.	Fabricación de la Platina para Sujeción de los Amortiguadores	108

Capítulo III.....	109
3. Resultados y Discusión	109
3.1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	109
3.1.1. Análisis Cinemático	109
3.1.2. Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Delantera.....	110
3.1.2.1. Ángulo de Caída (Camber).....	110
3.1.2.2. TOE (Convergencia o Divergencia)	111
3.1.2.3. Ángulo de Avance (Caster)	112
3.1.2.4. Ángulo de Salida (Kingpin).....	113
3.1.2.5. Relación de Desplazamiento Conjunto Resorte-Amortiguador	114
3.1.3. Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Posterior	115
3.1.3.1. Ángulo de Salida (Camber)	115
3.1.3.2. Convergencia y Divergencia (TOE)	116
3.1.3.3. Ángulo de Avance (Caster)	117
3.1.3.4. Ángulo de Salida (Kingpin).....	118
3.1.3.5. Relación de Desplazamiento Conjunto Resorte-Amortiguador	118
3.1.4. Análisis Estructural de los Elementos de la Suspensión.....	119
3.1.4.1. Mesa Inferior Delantera	121
3.1.4.2. Mesa Superior Delantera	123
3.1.4.3. Mesa Posterior	126
3.2. BASTIDOR	130
3.2.1. Análisis Estructural del Bastidor	130
3.2.1.1. Impacto Frontal.....	130
3.2.1.2. Impacto Lateral	133

3.2.1.3. Volcamiento.....	136
3.2.2. Rigidez Torsional del Bastidor.....	140
3.2.3. Ensamble Completo.....	141
Capítulo IV.....	142
4. Conclusiones y Recomendaciones.....	142
4.1. CONCLUSIONES.....	142
4.2. RECOMENDACIONES.....	143
4.3. BIBLIOGRAFIA.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
4.4. ANEXOS.....	149

Índice de Figuras

Figura 1 Bastidor Tipo Escalera	6
Figura 2 Bastidor Monocasco.....	7
Figura 3 Bastidor Tubular	8
Figura 4 Bastidor de Estructura Espacial	9
Figura 5 Representación de Rigidez Torsional	10
Figura 6 Flexión de un Bastidor	11
Figura 7 Flexión Lateral.....	11
Figura 8 Deformación Horizontal en un Bastidor	12
Figura 9 Estructura Baja SAE Realizada en Software CAD.....	14
Figura 10 Suspensión Paralelogramo Deformable	17
Figura 11 Ángulo de Avance.....	20
Figura 12 Ángulo de Caída	21
Figura 13 Ángulo de Convergencia y Divergencia	22
Figura 14 Ángulo de Radio de Giro.....	23
Figura 15 Ángulo de salida	24
Figura 16 Centro de Balanceo	25
Figura 17 Batalla y Vía del Vehículo	26
Figura 18 Roll Cage, Bend y de Terminación de Elemento.....	35
Figura 19 Elementos Primarios RHO, BLC, RRH, ALC, LFS, FLC, DCL, FBM y CLC	36
Figura 20 Elementos Secundarios LDB, FAB, RLC, SIM y USM.....	37
Figura 21 Jaula con Puntos Completos.....	38
Figura 22 Travesaños Laterales	39
Figura 23 Arco Antivuelco.....	40
Figura 24 Refuerzo Diagonal Lateral	41

Figura 25	Arco de Antivuelco RHO	42
Figura 26	Instalación de Plantillas	42
Figura 27	Cartelas	43
Figura 28	Miembros Laterales Inferiores LFS	44
Figura 29	Miembros de Impacto Lateral.....	45
Figura 30	Travesaño Debajo del Asiento.....	46
Figura 31	Roll Cage, FBM.....	47
Figura 32	Cartelas.....	48
Figura 33	Roll Cage FAB.....	49
Figura 34	Juntas de Tope	49
Figura 35	Selección de Tipo de Suspensión y Dirección en Lotus	57
Figura 36	Parámetros Iniciales	58
Figura 37	Ingreso de Datos de los Neumáticos	59
Figura 38	Configuración de Unidades	60
Figura 39	Coordenadas del Sistema de Suspensión.....	60
Figura 40	Suspensión Delantera en Lotus.....	61
Figura 41	Coordenadas de Suspensión Trasera.....	62
Figura 42	Suspensión Trasera en Lotus	62
Figura 43	Suspensión Delantera y Posterior	63
Figura 44	Relación del Desplazamiento de Suspensión en el Eje Delantero	66
Figura 45	Relación de Desplazamiento de la Suspensión en el Eje Posterior	68
Figura 46	Mesa Inferior Delantera.....	70
Figura 47	Mesa de Suspensión Superior Delantera	71
Figura 48	Sistema de Transmisión de Cadena	72
Figura 49	Mesa de Suspensión Posterior	73

Figura 50	Propiedades del Material del Acero ASTM 500.....	74
Figura 51	Distribución de Tubos y Centro de Gravedad	75
Figura 52	Mallado de la Estructura.....	76
Figura 53	Impacto Frontal.....	78
Figura 54	Simulación de Impacto Lateral.....	79
Figura 55	Impacto Superior o de volcamiento	81
Figura 56	Rigidez Torsional.....	82
Figura 57	Miembro Primario y Secundario.....	83
Figura 58	Vista Lateral del Bastidor	84
Figura 59	Vista Posterior de Bastidor	85
Figura 60	Recorte C-C en la Vista Posterior de Bastidor	85
Figura 61	Vista Inferior del Bastidor	86
Figura 62	Plano Frontal del Brazo Posterior	86
Figura 63	Plano Inferior del Brazo Posterior	87
Figura 64	Plano Superior del Brazo Posterior	87
Figura 65	Vista de la Mesa Inferior	88
Figura 66	Vista de la Mesa Inferior Delantera	88
Figura 67	Vista Delantera de la Mesa Superior.....	89
Figura 68	Vista Lateral de la Mesa Superior.....	89
Figura 69	Ubicación de las Platinas para las Mesas Delanteras.....	90
Figura 70	Ubicación de las Platinas para el Brazo de Suspensión Trasera.....	90
Figura 71	Vista de Manzana Posterior.....	91
Figura 72	Vista de Mangueta Delantera.....	91
Figura 73	Vistas de Mangueta Delantera Lateral y Superior	92
Figura 74	Vista de Resorte	92

Figura 75	Corte de Tubos en Boca de Pescado	93
Figura 76	Suelda MIG.....	94
Figura 77	Fabricación de la Base de la Jaula	95
Figura 78	Fabricación de la Base de Apoyo para SIM	96
Figura 79	Fabricación de RRH.....	97
Figura 80	Fabricación de SIM.....	98
Figura 81	Fabricación de RHO.....	99
Figura 82	Colocación de los Refuerzos	100
Figura 83	Construcción de Brazo de Suspensión Posterior	101
Figura 84	Construcción de Brazo de Suspensión Posterior	102
Figura 85	Construcción de Brazo Delantero Superior.....	103
Figura 86	Construcción de Brazo Delantero Inferior	104
Figura 87	Adaptación de la Manzana de Corsa Wind	105
Figura 88	Fabricación de la Mangueta en la Suspensión Delantera.....	106
Figura 89	Manzana de la Suspensión Delantera.....	107
Figura 90	Fabricación de las Platinas	108
Figura 91	Diseño de la Suspensión en Lotus	110
Figura 92	Ángulo de Caída o Camber	111
Figura 93	Convergencia o Divergencia	111
Figura 94	Caster.....	112
Figura 95	Ángulo de Salida Frontal.....	113
Figura 96	Relación de Desplazamiento de Resorte Amortiguador en un Bote y Rebote	114
Figura 97	Variaciones de Ángulo de Caída con un Bote y Rebote	115
Figura 98	Variaciones del Toe en Bote y Rebote	116
Figura 99	Variaciones Ángulo de Avance en Bote y Rebote.....	117

Figura 100	Variaciones Ángulo de Salida en Bote y Rebote	118
Figura 101	Relación de Desplazamiento Resorte- Amortiguador.....	118
Figura 102	Esfuerzo Máximo de la Mesa Inferior Delantera.....	121
Figura 103	Deformación Máxima de la Mesa Inferior Delantera	122
Figura 104	Factor de Seguridad de la Mesa Inferior Delantera	123
Figura 105	Esfuerzo Máximo de la Mesa Superior Delantera	124
Figura 106	Deformación Máxima de la Mesa Superior Delantera.....	125
Figura 107	Factor de Seguridad de la Mesa Superior Delantera.....	126
Figura 108	Esfuerzo Máximo de la Mesa Posterior	127
Figura 109	Deformación Máxima de la Mesa Posterior	128
Figura 110	Factor de Seguridad de la Mesa Posterior	129
Figura 111	Esfuerzo Máximo que Recibe en un Impacto Frontal.....	131
Figura 112	Deformación en un Impacto Frontal	132
Figura 113	Factor de Seguridad en un Impacto Frontal.....	133
Figura 114	Esfuerzo del Bastidor en un Impacto Lateral	134
Figura 115	Deformación en un Impacto Lateral	135
Figura 116	Factor de Seguridad en un Impacto Lateral.....	136
Figura 117	Esfuerzo del Bastidor en un Volcamiento	137
Figura 118	138
Figura 119	Factor de Seguridad en un Impacto Lateral.....	139
Figura 120	Rigidez Torsional del Bastidor	140
Figura 121	Ensamble Completo del Bastidor y Suspensión	141

Índice de Tablas

Tabla 1	Análisis de Carga Sobre Cada Rueda	64
Tabla 2	Especificaciones del Material de los Miembros del Bastidor	75
Tabla 3	Comportamiento de la Geometría en la Suspensión en Delantera	115
Tabla 4	Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Trasera	119
Tabla 5	Simulación del Bastidor.....	120
Tabla 6	Esfuerzo Máximo, URES y Factor de seguridad en los Brazos de la Suspensión 129	
Tabla 7	Esfuerzo Máximo, URES y Factor de Seguridad en el Bastidor	139

Índice de Ecuaciones

Ecuación 1: Movimiento uniformemente acelerado	52
Ecuación 2: Transferencia de masa	53
Ecuación 3: Distancia de frenado	54
Ecuación 4: Movimiento rectilíneo uniformemente acelerado	54
Ecuación 5: Transferencia de masa	54
Ecuación 6: Aceleración normal.....	55
Ecuación 7: Transferencia de masas.....	56
Ecuación 8: Fórmula de la frecuencia.....	65
Ecuación 9: Rigidez de la rueda	65
Ecuación 10: Rigidez del muelle	66
Ecuación 11: Fuerza tangencial del motor	72
Ecuación 12: Movimiento Rectilíneo	77
Ecuación 13: Fórmula de fuerza	77
Ecuación 14: Fuerza de impacto.....	77
Ecuación 15: Caída libra	79
Ecuación 16: Movimiento uniformemente acelerado.....	80
Ecuación 17: Rigidez torsional.....	81

RESUMEN

El presente trabajo de titulación está enfocado en diseñar y construir un bastidor con su sistema de suspensión de un prototipo de Baja SAE, permitiendo que los estudiantes de la carrera de Mantenimiento Automotriz sigan complementando con los demás sistemas como: frenos, dirección y motor. Un prototipo al 100% terminado con los materiales que se dispone en el mercado nacional a un precio asequible y a prueba de ensayos de choque, vuelco, torsión y compresión, el cual, sirva como base para posteriormente construir un modelo mejorado, con el cual se pueda participar en competencias que se realizan en distintos países como USA, México y Brasil, y así demostrar las capacidades que tenemos los estudiantes de Ingeniería Automotriz de la Universidad Técnica del Norte.

El diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión se realizó en base a un peso de una persona de 113kg según normativa de Baja SAE, con una velocidad máxima de 60km/h, con la que estas partes están aptas a soportar cualquier condición de terreno durante las maniobras del conductor al aplicar los mecanismos de mando. En cuanto al bastidor es liviano y resistente, brinda seguridad al conductor en cualquier accidente que se pueda presentar, a pesar de que se trata de un vehículo pequeño tiene un alto rendimiento según las simulaciones, entre ellos: acero ASTM 500, diferentes partes de un cuadrón Motor1 250 y de un vehículo corsa Wind, dando como resultado una construcción confiable y segura.

ABSTRACT

This degree work is focused on designing and building a frame with its suspension system of a prototype of a Baja SAE, allowing students of the Automotive Maintenance career to continue complementing with other systems such as brakes, steering and engine. A prototype 100% finished with materials that are available in the domestic market at an affordable price and crash test, rollover, torsion and compression, which serves as a basis for later to build an improved model with which to participate in competitions that take place in different countries such as USA, Mexico and Brazil, and thus demonstrate the capabilities we have the students of Automotive Engineering at the Technical University of the North.

The design and construction of the frame and suspension system was made based on a weight of a person of 113kg according to the low SAE, with a maximum speed of 60km / h with which these parts are able to withstand any terrain conditions during the maneuvers of the driver to apply the control mechanisms, as for the frame is light and strong, provides security to the driver in any accident that may occur, although it is a small vehicle has a high performance according to the simulations, including: ASTM 500 steel, different parts of a Motor1 250 quadrone and a Corsa Wind vehicle, resulting in a reliable and safe construction

INTRODUCCIÓN

Para el diseño del bastidor de un prototipo baja SAE, se debe seleccionar cuidadosamente los materiales, respetando la normativa vigente y teniendo en cuenta que existe una limitación en su espacio, así como también en el peso para poder soportar los demás componentes que conforman el vehículo. El sistema de suspensión debe trabajar eficazmente acoplándose a las condiciones del terreno.

La mayor parte de los sistemas auxiliares están soportadas por el chasis, esta característica también nos ayuda con la aerodinámica, para que el vehículo tenga una mejor eficiencia al desarrollar su potencia.

Tener un chasis bien diseñado es importante para garantizar la seguridad, el rendimiento y la estabilidad del vehículo en carretera. En caso de choque, el chasis debe proteger al ocupante de lesiones, el impacto frontal es absorbido por la parte delantera de este elemento (Chepkasov, Markin, & Akulova., 2016).

Se pretende que para un futuro se plasme la idea que presentamos, y se disponga de un bastidor con su sistema de suspensión incorporado que daría la oportunidad a que otros estudiantes de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, en los próximos años tengan un modelo base terminado y construido con la aplicación de las normas SAE, para así por primera vez la Universidad Técnica del Norte pueda ser representada a nivel mundial en dicha disciplina.

CAPITULO I

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA Y NORMATIVA

1.1. Antecedentes

La Sociedad de Ingenieros de Automoción (Society of Automotive Engineers - SAE), fue creada en el año 1905. Es la organización enfocada en la movilidad de los profesionales en la ingeniería aeroespacial, automoción, y todas las industrias comerciales especializadas en la construcción automotriz. Tiene como objetivo principal regular el diseño, construcción, operación y mantenimiento de todo tipo de vehículos automotores, para lo cual brinda servicios electrónicos donde los interesados de todo el mundo pueden obtener diferentes normas técnicas que aportan al desarrollo de las capacidades de los profesionales relacionados con el transporte (SAE Internacional, 2020).

Por otro lado, la carrera Mini Baja SAE, es la competencia anual de diseño automotriz más reconocida a nivel universitario. Tuvo sus orígenes en el año 1976, en la Universidad del Sur de Carolina en Estados Unidos, bajo la supervisión del Dr. John F. Stevens. Y fue hecha tomando como modelo la famosa carrera todo terreno de desierto baja 1000 (Maldonado, 2004, pág. 4).

En Baja SAE, los estudiantes de ingeniería deben de funcionar como un equipo, no solo para diseñar, construir, probar, promover y correr el vehículo dentro de los límites del reglamento, sino también, para generar el apoyo financiero para su proyecto y manejar también sus prioridades educativas (SAE Internacional, 2020). Adquiriendo así el crecimiento tanto intelectual como tecnológico y aportando estos logros a la casona estudiantil.

Pimentel, et al. (2016), afirman que este tipo de competencias es común el derrape de los vehículos debido a las condiciones de las pistas. En consecuencia, los vehículos chocan, tanto con otros vehículos como con objetos que se encuentran fuera de la pista, en diferentes partes y piezas de este, por lo general de manera lateral en la masa soporte delantera, el cual es un componente mecánico que conecta el sistema rin-llanta con el sistema de suspensión. La energía asociada con los choques provoca fallas que generan deformación. Por tal motivo, para realizar el diseño estructural de un auto Mini Baja, lo que destaca es que ellos no se preocupan tanto en realizarles pruebas destructivas, sino en verificar que el auto soporte toda la competencia (pág. 285).

Cada año, el Comité de Reglas se esfuerza para gestionar y actualizar las normas de competencia que son fáciles de entender, y que los estudiantes actuales de todas las disciplinas de ingeniería y niveles de experiencia apliquen a los desafíos del mundo real. Las competencias son realizadas cada año en países como Estados Unidos, México, Brasil, Corea, entre otros, donde pueden participar todas las universidades a nivel mundial (Baja SAE, 2018).

1.2. Justificación

En la actualidad, Baja SAE se presenta como una de las competencias de más bajo costo, motivo por el cual se opta por la realización de este proyecto, utilizando los materiales con los precios más accesibles. En su construcción se manipula equipos como: suelda, dobladora de tubos y torno que son fáciles de conseguir, pero tienen dificultad de utilización. Con los conocimientos adquiridos podemos desenvolvernos sin problemas en la ejecución del prototipo, siendo viable realizarlo.

Para el diseño y simulación de prototipos Baja SAE, se puede trabajar con softwares (CAD y CAE), programas que se encuentran disponibles y accesibles para quienes deseen utilizar. La carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte, brinda conocimientos teóricos y prácticos, siendo estos la base para la realización del proyecto.

Con respecto al Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021, denominado “Toda una Vida”, nuestro proyecto tiene una justificación tecnológica, enfocada al objetivo cinco que dice: “Impulsar la productividad y competitividad para el crecimiento económico sostenible de manera redistributiva y solidaria” (Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo 2017, pág. 81). Dentro del objetivo antes mencionado, existen varias políticas, de las cuales tomamos en cuenta las más cercanas a nuestro proyecto que son:

El proyecto aporta al sector de la automoción con mejoramiento en los estudios ya realizados y con un gran aporte en la investigación de manera científica, cumpliendo la política 5.6 que se refiere a: “Promover la investigación, la formación, la capacitación, el desarrollo y la transferencia tecnológica, la innovación y el emprendimiento, la protección de la propiedad intelectual, para impulsar el cambio de la matriz productiva mediante la vinculación entre el sector público, productivo y las universidades” (Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo 2017, pág. 83).

1.3. Alcance

En el desarrollo del proyecto propuesto, se pretende diseñar el bastidor y el sistema de suspensión de un prototipo Baja SAE, mediante la ayuda de un software de Diseño Asistido por Computadora (CAD), para su posterior análisis en un software de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE), donde se verificará por medio de simulación el lugar más adecuado para la instalación de la suspensión, brindando así un mejor desempeño al momento de su funcionamiento. También nos permitirá elegir los componentes más convenientes como: amortiguadores, resortes, bujes de sujeción, mangueta, rodamientos, aros, llantas, etc. Posteriormente se realizará la construcción del bastidor y brazos oscilantes de suspensión, siguiendo detenidamente las normas y parámetros establecidos por la Sociedad de Ingenieros Automotrices. Utilizando materiales y herramientas apropiadas, disponibles en el mercado nacional.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

- Diseñar y construir el bastidor y sistema de suspensión de un vehículo según la normativa baja SAE.

1.4.2. Objetivos Específicos

- Analizar detalladamente la normativa establecida por la baja SAE.
- Diseñar el bastidor y sistema de suspensión cumpliendo con la norma vigente de baja SAE.
- Construir el bastidor y sistema de suspensión utilizando materiales y componentes disponibles en el mercado nacional.
- Implementar el bastidor y sistema de suspensión de un prototipo Baja SAE para la Carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la UTN.

1.5. Bastidor de un Vehículo Automotriz

González, et al. (2013), afirman que la función principal de un bastidor es conectar la suspensión delantera y trasera, así como proporcionar puntos de unión y montaje para los diferentes sistemas del automóvil. Debe ser una estructura rígida con la capacidad de soportar grandes fuerzas generadas por los impactos y pesos del resto de componentes y a su vez garantizar la seguridad de los ocupantes. Es esencial ubicar dentro de todos los mecanismos en la posición más ventajosa, así como repartir de manera eficiente las masas. En el caso de un chasis tubular, es necesario identificar de qué forma se comportarán los elementos y sus fuerzas tanto a flexión como a torsión y usar materiales que sean lo suficientemente resistentes para soportarlas. Con lo antes mencionado, podemos decir que las dos funciones principales del bastidor son:

- Aportar rigidez, tanto a flexión como a torsión;
- Soportar todos los elementos del vehículo y sus ocupantes.

1.5.1. Tipo de Bastidores

En el transcurso de los años, en la ingeniería automotriz se utiliza muchos diseños de bastidores, a continuación, se detalla una breve clasificación de los principales tipos.

1.5.1.1. Bastidor Tipo Escalera

Cortés (2016), menciona que el bastidor tipo escalera consiste de dos perfiles a los costados unidos con refuerzos transversales, diagonales o los dos. Por lo general, los perfiles laterales poseen un diámetro mayor en comparación con los perfiles transversales, los cuales sirven para sujetar los elementos del auto y para aumentar la rigidez de la estructura.

Figura 1

Bastidor Tipo Escalera



Nota: En la imagen se muestra un bastidor tipo escalera. Tomado de (Cortés, 2016).

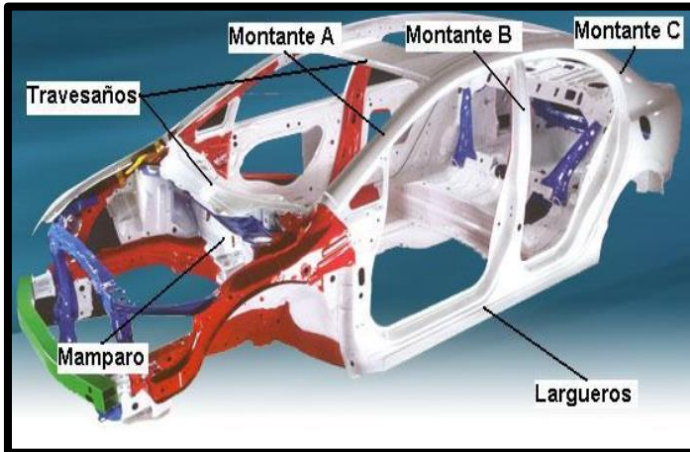
En la figura 1 se puede apreciar un bastidor tipo escalera, es el más antiguo y todavía se encuentra presente en algunos tipos de vehículos actuales como: camionetas, camiones y buses. Además de soportar los elementos del automóvil y la carrocería, puede soportar grandes cantidades de carga, por tal motivo no deja de ser usado en la actualidad (pág. 18).

1.5.1.2. Bastidor Monocasco

En la actualidad, este tipo de carrocería es muy utilizada en los autos, el diseño estructural llevado a cabo por prensas, ha hecho que el sistema monocasco permita facilidad de construcción. Formado por planchas de acero dulce, aunque mantenga tendencia a la oxidación, un buen aislante ayudará a la resistencia y rigidez.

Figura 2

Bastidor Monocasco



Nota: En la figura se observa la estructura de un bastidor monocasco. Tomado de (Gavilima & López, 2013).

En la figura 1.2 se observa la estructura de un bastidor monocasco, su principal característica es ser bastante rígido, fácil para su producción en masa y proporcionar gran estabilidad al vehículo (Gavilima & López, 2013).

1.5.1.3. Bastidor Tubular

Este tipo de bastidor está formado por una red de tubos finos soldados entre sí, que adopta la forma de una jaula.

Figura 3

Bastidor Tubular



Nota: En la figura se puede observar un bastidor tubular. Tomado de (Lizano, 2017).

El bastidor tubular mostrado en la figura 1.3 se montan directamente el resto de elementos del automóvil, su uso se limita a pequeños vehículos deportivos, de competición y algunos prototipos que requieren una gran rigidez, resistencia y reducción de peso (Lizano, 2017).

1.5.1.4. Bastidor de Estructura Espacial o Tipo Cercha

El bastidor de estructura espacial se distingue, en comparación con el bastidor tubular, por requerir mayor cantidad de tubos al estar conformado por muchas triangulaciones, por esta característica es que representa el modelo de bastidor que utilizan los vehículos baja SAE, ya que encaja perfectamente a los requerimientos y especificaciones del reglamento de la competencia. En este tipo de bastidor, se busca que las cargas se concentren en los nodos, se distribuyan de manera que los miembros estructurales del mismo se encuentren siempre bajo tensión o compresión; para lograr esto, se procura que todos los paralelogramos de la estructura presenten triangulación, debido a que el triángulo es el único polígono que no tiende a deformarse cuando una fuerza actúa sobre él.

Figura 4

Bastidor de Estructura Espacial



Nota: En la figura se observa un bastidor de estructura espacial. Tomado de (Cortés, 2016).

En la figura 1.4 podemos observar las triangulaciones que presenta este bastidor, permitiendo aumentar la rigidez torsional del mismo y poseer excelente rigidez flexional. Un incorrecto diseño aumentaría significativamente el peso total y complicaría el acceso a los componentes del vehículo (Cortés, 2016).

1.5.2. Cargas Presentes en un Bastidor

Riley & George (2002), afirman que “el primer paso para diseñar un marco de vehículo o cualquier estructura, es comprender las diferentes cargas que actúan sobre él o ella” (pág. 3). Estas suelen presentarse en tipos locales, globales y de trayectoria donde el enfoque global afecta a todo el bastidor y el enfoque local en ciertos puntos como los de montaje y soportes.

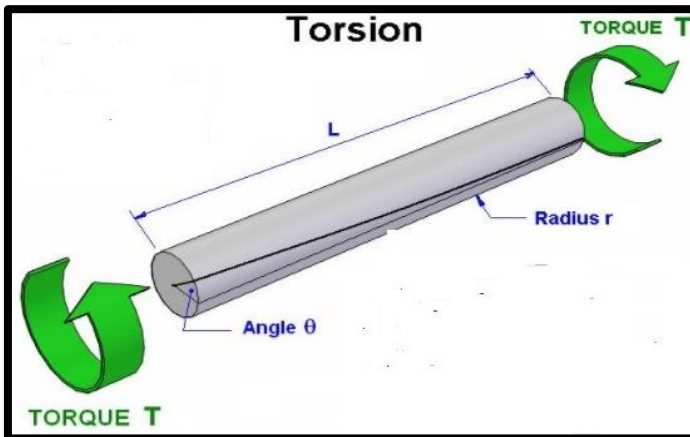
1.5.2.1. Cargas Globales

En cuanto se refiere a cargas globales se subdividen en cuatro que las detallamos a continuación:

Rigidez Torsional. Quiroz, et al. (2015), afirman que la rigidez a la torsión del bastidor es una característica muy importante en el diseño del chasis ya que posee una estrecha relación con la maniobrabilidad y el rendimiento del vehículo.

Figura 5

Representación de Rigidez Torsional



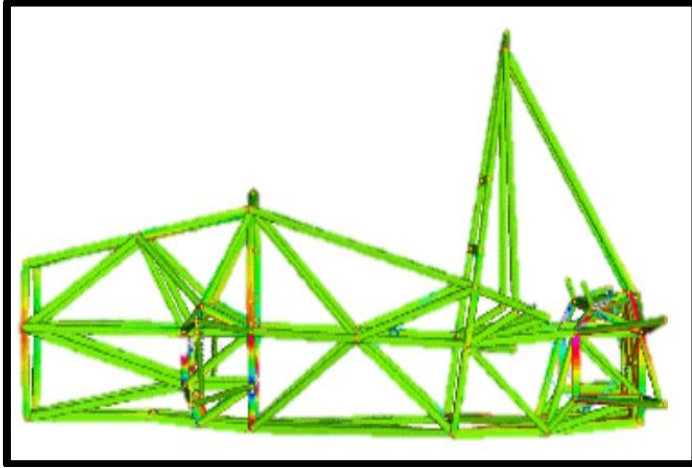
Nota: En la figura se observa una representación de rigidez torsional. Tomado de (Guascal & Quiroz, 2015)

La figura 1.5 indica cómo actúa la rigidez torsional. Un método muy efectivo para determinar esta rigidez es, mediante el incremento progresivo de la carga aplicada en la parte frontal del bastidor la cual genera un par de torsión representado en Nm/grado. Se procede con el incremento de la carga hasta determinar cuánto puede resistir en un grado de torsión, el cual se determina mediante las componentes de la deformación total que actúa sobre el bastidor (pág.10).

Flexión Vertical. Significa que el bastidor se flexiona momentáneamente en aceleración o desaceleración. Estos dos comportamientos son el resultado de la transferencia de carga longitudinal que se produce durante el cambio repentino de la velocidad. El peso del piloto y los componentes adheridos por sistemas automotrices producen una deflexión a través del bastidor, las reacciones tienen lugar en los ejes; además, las aceleraciones verticales pueden aumentar o disminuir la magnitud de estas fuerzas.

Figura 6

Flexión de un Bastidor



Nota: En la figura se observa una flexión vertical de un bastidor. Tomada de (Guascal & Quiroz, 2015)

En la figura 1.6 se puede observar la flexión vertical, que se produce por movimientos repentinos de velocidad que tiene un vehículo en funcionamiento (Guascal & Quiroz, 2015, pág. 51).

Flexión Lateral. Riley & George (2002), afirman que las cargas de flexión lateral se inducen en el bastidor por varias razones como: la inclinación de la carretera, las cargas de viento lateral y las fuerzas centrífugas causadas por las curvas.

Figura 7

Flexión Lateral



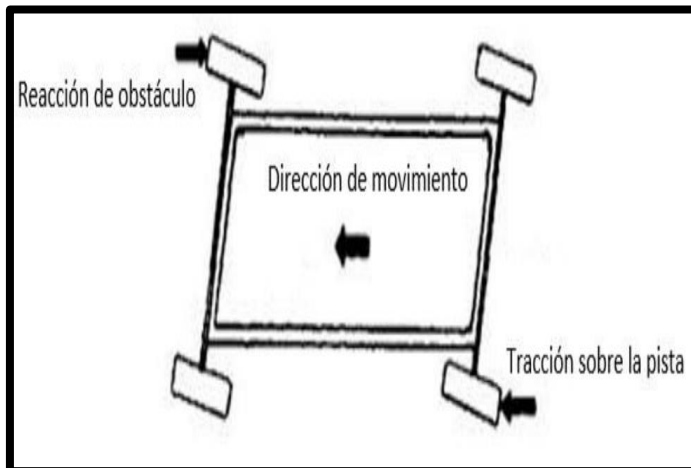
Nota: En la figura se observa una flexión lateral. Tomada de (Mesa, 2017)

La flexión lateral está representada en la figura 1.7, es la manifestación de inestabilidad producida en las curvas. Las fuerzas laterales actuarán a lo largo del automóvil y serán resistidas en los neumáticos. Esto provoca una carga lateral y la flexión resultante (p. 4).

Deformación Horizontal. Riley & George (2002), afirman que las fuerzas hacia adelante y hacia atrás aplicadas en ruedas opuestas causan esta deformación. Estas fuerzas pueden ser causadas por variaciones verticales en el pavimento o la reacción de la carretera que conduce el automóvil hacia adelante.

Figura 8

Deformación Horizontal en un Bastidor



Nota: En la figura se observa una deformación horizontal en un bastidor. Tomada de (Riley & George, 2002)

Estas fuerzas tienden a distorsionar el marco en una forma de paralelogramo como se muestra en la figura 1.8. Generalmente se cree que, si la rigidez a la flexión torsional y vertical es satisfactoria, la estructura generalmente será placentera. La rigidez torsional es generalmente la más importante ya que la tracción total en las curvas es una función de la transferencia lateral de peso (pág. 4).

1.5.2.2. Cargas Locales

Las cargas locales son aquellas que se presentan en el motor, la suspensión, así como en distintas partes del vehículo, por eso es muy importante considerar los puntos de fijación de

los componentes, los cuales deben ir colocados en las partes rígidas en general. El principal aspecto que se debe tener en cuenta en el diseño, es que los puntos de montaje deben mejorar sus trayectorias de carga, para las fuerzas locales resultantes (Guascal & Quiroz, 2015). Podemos definir que las cargas locales son las que se encuentran presentes en otros sistemas del vehículo que van sujetas al bastidor.

1.5.2.3. Cargas de Trayectoria

Durante el proceso de diseño, es importante considerar cómo se transmiten las cargas en el bastidor. Una trayectoria de carga representa el camino a través del cual las fuerzas se disipan en el bastidor. Para investigar adecuadamente las fuerzas involucradas, un diagrama de cuerpo libre para cada componente debe ser dibujado, además este concepto puede ser utilizado para visualizar cómo se debe construir el bastidor (Mesa, 2017, pág. 38). Mencionado lo anterior, podemos concretar que las cargas de trayectoria, son las cargas aplicadas con una fuerza durante el camino del bastidor.

1.5.3. Parámetros a Considerar en el Diseño del Bastidor de un Mini-Baja SAE

Para la construcción del bastidor de un prototipo Mini-baja existen varios aspectos importantes a considerar, a estas características las podemos dividir en generales y particulares.

1.5.3.1. Características Generales

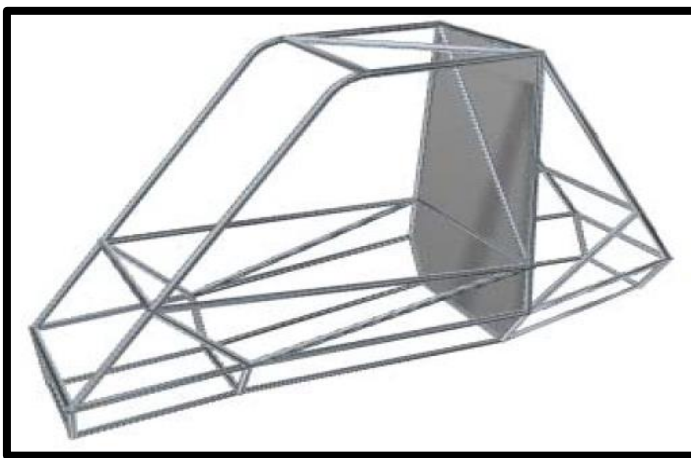
Para este tipo de características se incluyen variables como:

- El centro de gravedad de la estructura;
- Centro de gravedad del vehículo;
- Centro de los ejes;
- Estabilidad de manejo;
- Momento de inercia;
- Factibilidad de construcción.

Es muy importante recalcar la importancia de la estructura del automóvil, ya que este debe proteger la integridad física del piloto de cualquier percance, así como soportar todos los elementos que conforman el automóvil de la manera más eficiente posible (Maldonado, 2004).

Figura 9

Estructura Baja SAE Realizada en Software CAD



Nota: En la figura se observa una estructura Baja SAE realizada en software CAD. Tomada de (Maldonado, 2004)

En la figura 1.9 se observa el diseño de la estructura de un bastidor Baja SAE, así como la geometría que deberá optimizarse a manera de tener el menor peso posible y no tener material en exceso en zonas donde no es necesario. “Para las condiciones de diseño es deseable tener un centro de gravedad bajo, para brindar mayor estabilidad al vehículo, menos problemas dinámicos en el manejo y un mejor desempeño” (Maldonado, 2004, pág. 11).

La deflexión máxima, así como los puntos en los cuales se va a propiciar la misma deben ser colocados de manera que absorban la mayor energía posible en caso de impacto, cerciorando que se deforme de manera segura. La estructura generada será de tipo integral, es decir que soporte todos los componentes del vehículo, así como las fuerzas externas que actúan sobre él, sin la existencia de un piso o caja que lo soporte. Lo anterior busca una distribución controlada de los pesos para evitar distorsiones o esfuerzos localizados debido a los componentes (Maldonado, 2004, pág.11).

1.5.3.2. Características Particulares

En las características particulares en este caso, se encuentran dentro de la normativa de Baja SAE o especificaciones de cada componente a utilizar.

1.6. Sistema de Suspensión

El sistema de suspensión es un conjunto de órganos y piezas que tienen la función de proporcionar características de confort y maniobrabilidad en la conducción. Por un lado, aísla el chasis de las irregularidades del terreno reduciendo así la fuerza transmitida al conductor. Por otro lado, regula el movimiento vertical de la rueda y asegura el contacto entre el neumático y el terreno para mantener la dirección deseada del conductor y brindar seguridad, para lograr esto se coloca entre las ruedas y el chasis, el mecanismo geométrico y el conjunto amortiguador- resorte (Ezeta, et al., 2013, pág. 2).

1.6.1. Mecanismo Geométrico de la Suspensión

“Son dispositivos como tensores o brazos triangulares u oscilantes, ejercen papeles secundarios en los sistemas de suspensiones, pero son los que soportan los resortes y amortiguadores, fijando el conjunto a la carrocería del auto” (Patiño, et al., 2008, pág. 35). Su función es de garantizar que el recorrido de la suspensión (compresión/ extensión), afecte de la manera necesaria la posición de cada llanta en un espacio tridimensional, esto es en 6 grados de libertad. Esto quiere decir, sea cual sea el mecanismo escogido, debe ser diseñado considerando su afecto en el camber, caster, convergencia, divergencia y ángulo kingpin (Maldonado, 2004, pág. 23). Aplicando lo antes mencionado en el diseño, podemos evitar que un auto tenga la tendencia a clavarse en una frenada o a levantarse en un fuerte arrancón.

1.6.2. Paquete Dinámico

El que hace referencia al conjunto amortiguador y resorte, encargados respectivamente de la absorción de energía en cambios de posición y hacer que el vehículo retome a una posición predeterminada bajo cualquier perturbación, es en este conjunto donde radica la sensación percibida por los pasajeros en su andar por cualquier tipo de carretera (Maldonado, 2004, pág. 24). Siempre se tendrá un compromiso entre las dos partes, se sacrificarán algunos beneficios por obtención de otros, por tal motivo no existe diseño único en la construcción de un auto, siempre serán resultados de experimentación.

1.6.3. Tipos de Sistema de Suspensión

Existen varios tipos de sistemas de suspensión, pero todas tienen la misión de absorber las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza el vehículo y tener mejor ganancia en estabilidad y confort, como ya se mencionó anteriormente. En este caso solo hablaremos del tipo de suspensión independiente ya que son las más utilizadas hoy en día en la mayor parte de vehículos y también en el diseño de prototipos.

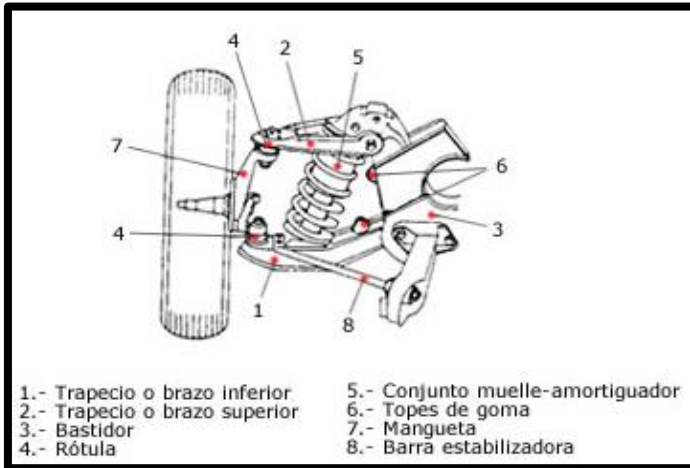
1.6.3.1. Suspensión Independiente

Este tipo de sistema permite que una llanta tenga un recorrido sin afectar la rueda opuesta; es decir, no están conectadas por ningún elemento mecánico, permitiendo mayor estabilidad. Su principal ventaja es de poseer menor peso no suspendido como no lo es en otros tipos de suspensión, por lo que las fuerzas transmitidas al chasis son menores (Caraguay & Caraguay, 2015).

Suspensión Paralelogramo Deformable. La suspensión de paralelogramo deformable junto con la McPherson es la más utilizada hoy en día en un gran número de automóviles, así como también en prototipos Baja SAE y FSAE, tanto para el tren delantero como para el trasero. Esta suspensión también se denomina: suspensión por trapecio articulado y suspensión de triángulos superpuestos.

Figura 10

Suspensión Paralelogramo Deformable



Nota: En la figura se observa suspensión paralelogramo deformable. Tomada de (Pérez, 2011)

En la figura 1.10 se puede observar la constitución de una suspensión independiente tipo paralelogramo deformable, está formada por un brazo superior y otro inferior que están unidos al chasis a través de unos pivotes cerrando el paralelogramo. La mangueta está articulada con los brazos mediante rótulas esféricas que permiten la orientación de la rueda. El amortiguador está unido por su parte inferior al brazo inferior y por su parte superior al bastidor. Con distintas longitudes de los brazos se pueden conseguir distintas geometrías de suspensión de forma que puede variar la estabilidad y la dirección según sea el diseño de estos tipos de suspensión (Pérez, 2011).

En lo que respecta a la geometría de la suspensión paralelogramo deformable, se presenta una sencillez geométrica de los diferentes elementos que la componen, aporta un gran abanico de propiedades en cuanto al diseño se refiere. No existen tantas exigencias geométricas como en otros tipos de suspensión, y ofrece mayores posibilidades en cuanto a la modificación de los elementos que la constituyen, logrando así un desplazamiento firme y rígido en vehículos de competencia para obtener mayor estabilidad (Barrios, 2018).

1.6.4. Componentes Estructurales de la Suspensión

A estos componentes se les conoce como masa no suspendida del vehículo, ya que son los encargados de la unión con la masa suspendida (bastidor, motor, transmisión, etc.), cuya finalidad es suspender el peso del vehículo de un soporte constituido por las ruedas. A continuación, detallamos cada uno de ellos.

1.6.4.1. *Neumáticos*

Los neumáticos juegan un papel muy importante en el manejo del vehículo porque son los encargados de transmitir las acciones del piloto en el volante en la pista. Las fuerzas dinámicas actúan sobre las superficies de contacto de los neumáticos. Además, cumplen las funciones de soportar la carga del vehículo, transmitir fuerza longitudinal para acelerar, frenar y transmitir fuerzas laterales en curvas (Mejía, 2015, p. 30).

1.6.4.2. *Amortiguador – Resorte*

Cuando un muelle se comprime almacena energía que libera después, extendiéndose con fuerza más de su longitud normal bajo la carga correspondiente al vehículo. La misión del amortiguador es disipar esta energía para que el coche no oscile, y provocar un mayor control y confort de la masa suspendida (Auquilla & Torres, 2016).

1.6.4.3. *Brazos de Suspensión*

Son los elementos que unen la masa no suspendida con el chasis, sirven de soporte para el amortiguador, resorte y rótulas. Deben ser lo suficientemente fuertes para mantener una constante relación lateral y axial entre las ruedas y el chasis del vehículo (Caraguay & Caraguay, 2015).

1.6.4.4. Manguetas

Las manguetas son elementos que sirven de vínculo entre la suspensión y la dirección con las ruedas, por lo general albergan a la mordaza de freno en un solo ensamble. A su vez deben dar cabida a todos los puntos de suspensión como son: la rótula superior, rótula inferior, varillaje de la dirección, centro de rueda, rodillo y mordaza (Mejía, 2015, p. 24).

1.6.4.5. Rótulas

Son elementos de fijación de la suspensión y dirección, permitiendo un giro y manteniendo la geometría de las ruedas, en la dirección sirven de comunicación entre las piezas, mientras en la suspensión permite el movimiento uniforme con el amortiguamiento del vehículo.

1.6.4.6. Soportes de los Brazos de Suspensión

“No son más que elementos de unión de los brazos de suspensión con el chasis, pueden ser simples orejas o diseños más específicos dependiendo el diseño del chasis” (Pérez, 2011, pág. 46).

1.6.5. Ángulos Fundamentales de Alineación de la Suspensión

Para que un vehículo tenga una correcta alineación de las ruedas se debe tomar como base algunos ángulos que se ajustan al diseño de cada vehículo. Con el objeto de distribuir convenientemente el peso sobre las ruedas, facilitar la dirección y obtener la condición óptima de desplazamiento.

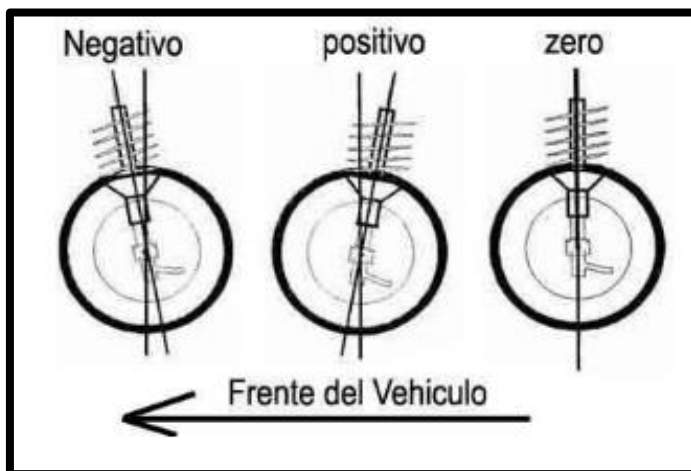
1.6.5.1. Ángulo de Avance (Caster)

Es la inclinación que tiene el eje imaginario que une las rotulas superior e inferior de la mangueta. El propósito del ángulo de avance es proporcionar una cierta estabilidad

direccional y una sensibilidad al piloto. El incremento del ángulo de avance hace que la dirección sea más pesada de girar y también que retorne con más fuerza. Un mayor avance introduce una tendencia hacia el cambio de caída negativa. Un avance muy reducido hace inestable y ligera la dirección. Suele ajustarse variando las longitudes de los brazos de reacción superiores e inferiores de la suspensión, también puede reglarse cambiando de posición las arandelas suplementarias que van ancladas de los brazos triangulares de la suspensión. Hay que tener en cuenta que cada vez que se cambia el avance se cambiará también la caída y el paralelo.

Figura 11

Ángulo de Avance



Nota: En la figura se observa ángulo de avance. Tomada de (Pulido, 2014)

En la figura 1.11 indica cuando un vehículo tiene un ángulo de avance negativo, positivo o cero. Se procurará que el valor del ángulo de avance sea el mínimo necesario para que rozamiento que se produce en línea recta no reste excesiva velocidad (Pulido, 2014, pág. 39).

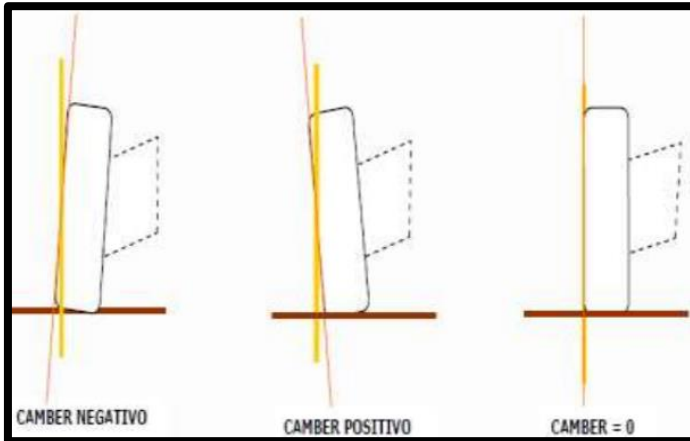
1.6.5.2. Ángulo de Caída (Camber)

Es la inclinación de las ruedas en la vista frontal al automóvil. Es el ángulo formado por el eje vertical de la rueda y el eje vertical del vehículo; es decir, midiendo desde la línea perpendicular a la superficie es la inclinación de la rueda (León, 2017, pág. 30). Este ángulo

no necesariamente debe ser el mismo para ambas ruedas por lo que se ha determinado un rango de tolerancia que suele estar entre los $\pm 0.5^\circ$ de diferencia entre ambos.

Figura 12

Ángulo de Caída



Nota: En la figura se observa ángulo de caída. Tomada de (León, 2017)

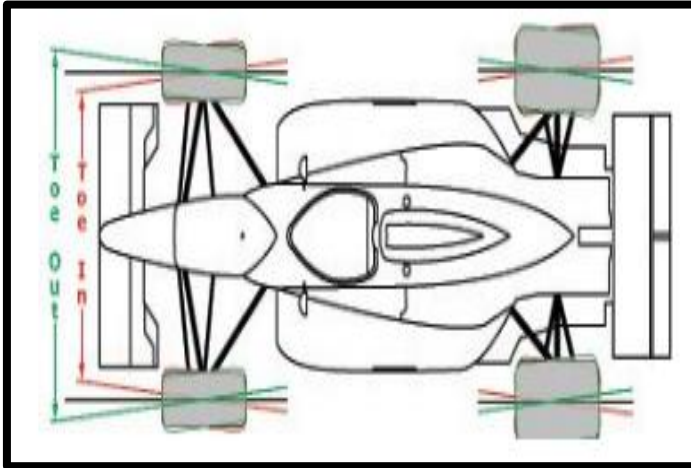
En la figura 1.12 se observa el gráfico con diferentes ángulos de caída, las configuraciones de este ángulo pueden variar dependiendo el tipo de vehículo y su funcionalidad. En vehículos livianos este ángulo suele tener una pequeña caída positiva de 0.1° . “Se debe garantizar que el ángulo de caída no se vuelva positivo durante la conducción para utilizar la mayor tracción del neumático en curva” (Caraguay & Caraguay, 2015, p. 23).

1.6.5.3. Convergencia - Divergencia o Ángulo (Toe)

Se denomina “Toe-In” (Convergencia) al ángulo formado, cuando la distancia entre la parte anterior de las ruedas es menor que la posterior. Se denomina “Toe Out” (Divergencia), cuando la distancia entre la parte anterior de las ruedas es mayor que la posterior. En otras palabras, al visualizar las ruedas desde la parte superior del vehículo, estas deben ser paralelas, si ambas apuntan hacia dentro entonces se tiene convergencia, por lo contrario se tendría divergencia (José, 2011, p. 16).

Figura 13

Ángulo de Convergencia y Divergencia



Nota: En la figura se observa ángulo de convergencia y divergencia. Tomada de (José, 2011)

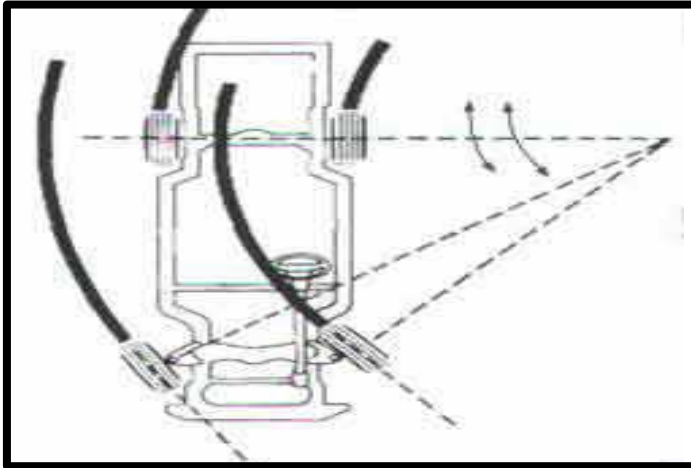
En la figura 1.13, visto desde una perspectiva superior del vehículo se observa la divergencia y convergencia del vehículo. La convergencia tiene dos objetivos principales: asegurar que las ruedas giren paralelas, con convergencia 0 cuando el vehículo está circulando, y compensar las deformaciones que se producen en las articulaciones elásticas. Los vehículos con tracción delantera suelen tener divergencia en el eje delantero. Las ruedas están abiertas, ya que con la tracción las ruedas tienden a cerrarse compensando la apertura inicial y rodando de forma paralela con convergencia 0° (Troya, 2017, pág. 28).

1.6.5.4. *Ángulos de Radio de Giro (Divergencias en Virajes)*

Ángulo de radio de giro es la magnitud de la diferencia entre el ángulo adquirido por las ruedas en virajes, el diseño de los brazos de dirección establece este ángulo. El correcto radio de giro permite a las ruedas delanteras rodar sin arrastre en virajes, evitando así desgaste y chirridos.

Figura 14

Ángulo de Radio de Giro



Nota: En la figura se observa ángulo de radio de giro. Tomada de (Mora, 2009)

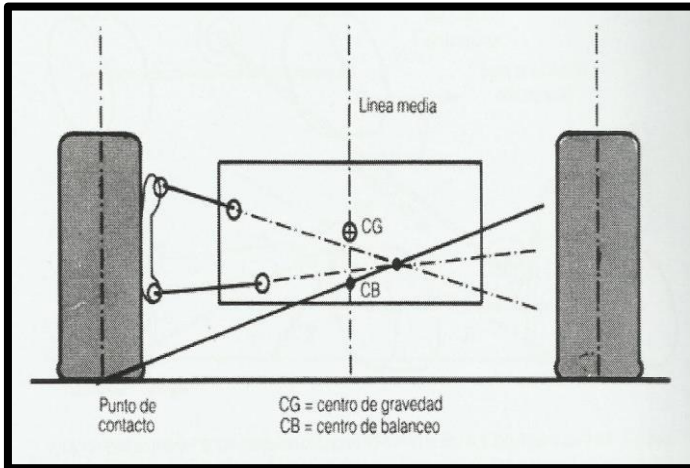
En la figura 1.14 se puede observar los ángulos de radio de giro, para medir este ángulo con precisión se requiere que la convergencia esté ajustada de acuerdo a las especificaciones diferencia mayor de $1 \frac{1}{2}$ lado a lado en las especificaciones indican torceduras o defectos en el brazo de dirección, lo que requiere remplazo (Mora, 2009, pág. 42).

1.6.5.5. *Ángulo de Salida (Kingpin)*

Se conoce como ángulo de salida (A_s), a la prolongación que tiene el eje del pivote con la vertical que pasa por el punto de apoyo de la rueda, este ángulo es medido entre la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide con A' y la prolongación del eje del pivote. El ángulo está comprometido entre 5 y 10° , siendo en la mayoría de 6 a 7° . Esta disposición reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de las ruedas ya que depende directamente de la distancia " d ", cuanto menor sea " d " menor será el esfuerzo a realizar del volante para orientar las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto " A ", centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo de la inclinación del eje del pivote resultan fuerzas de retroceso, las cuales después del paso de una curva hacen volver las ruedas a la posición en línea recta (Sandoval & Guevara, 2015, pág. 11).

Figura 16

Centro de Balanceo



Nota: En la figura se observa Centro de balanceo. Tomada de (Pulido, 2014)

En la figura 1.16 se puede observar el centro de balanceo, que es el punto a través del cual actúan las fuerzas laterales que transmiten los neumáticos al resistir la acción de la fuerza centrífuga. Su situación depende de la geometría de suspensión seleccionada y es fundamental su distancia con el centro de gravedad, para que su inclinación sea de mayor o menor magnitud (Pulido, 2014, pág. 40).

1.6.7. Batalla

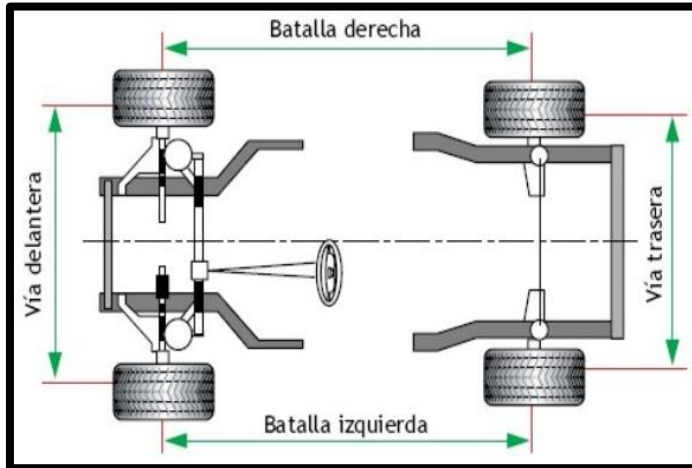
La batalla es la distancia entre el eje anterior y posterior en el sentido longitudinal del vehículo, entre el punto de contacto de las ruedas delanteras y las traseras. Según las características de los circuitos en las competiciones de rally, es importante dotar al vehículo de una batalla corta debido a los frecuentes cambios de dirección del vehículo que se presentan (Riera, 2010).

1.6.8. Ancho de Vía (Track Width)

La vía puede ser diferente en el eje delantero y en el posterior, pero se recomienda que la vía más corta del vehículo debe ser al menos el 75% de batalla del mismo. El ancho de vía tiene vital importancia en el estudio de la dinámica lateral del vehículo (Losada, 2018, pág. 58).

Figura 17

Batalla y Vía del Vehículo



Nota: En la figura se observa la batalla y vía del vehículo. Tomada de (Riera, 2010)

En la figura 1.17 está representada la batalla de un vehículo, deberá presentar la misma dimensión tanto en el lado izquierdo como derecho. También podemos observar el ancho de vía, este puede cambiar su distancia en el eje delantero con el posterior o podrá ser el mismo para los dos ejes.

1.6.9. Requisitos que se debe Considerar en un Sistema de Suspensión

Al no estar regulada la suspensión de un Baja SAE, se da libertad para la elección de cualquier tipo de suspensión, pero siempre tomando en cuenta que satisfaga los siguientes requisitos:

- Satisfacer las pruebas dinámicas de la competencia enfocada a un vehículo todo terreno;
- Ofrecer suficiente rigidez, para que el ángulo de roldo del chasis no supere el valor máximo deseado;
- Permitir controlar la variación del ángulo del camber del neumático, buscando que la mayor parte del tiempo se obtenga la mayor adherencia posible entre el neumático y el suelo;

- Absorber las vibraciones producidas por el terreno. Para esto, el peso no soportado debe ser lo más pequeño posible, haciendo que la frecuencia natural del sistema sea la más alta posible, disminuyendo las amplitudes en el sistema;
- Que en las vinculaciones entre la rueda y la armadura del chasis hallan desplazamientos mínimos;
- Ocupar el menor espacio posible.

1.6.10. Tipo de Sistema de Suspensión a Utilizar

Una vez consultados, revisados y analizados proyectos ya realizados en torno al tema se define qué, para el diseño de la suspensión delantera de un Baja SAE es más recomendable la de tipo paralelogramo deformable, ya que posee un sistema doble meseta, donde un extremo del amortiguador sería montado en el brazo inferior y el otro en la parte del bastidor, logrando así un mayor control de la alineación de la rueda en todo el recorrido de la suspensión. Para el diseño de la suspensión trasera existen más tipos disponibles para su elección; sin embargo, la más recomendable es la suspensión de brazos tirados, debido a su simplicidad de diseño y construcción (Pérez, 2011).

1.7. Técnicas de Diseño e Ingeniería Asistida por Computador

Los paquetes computacionales utilizan la aplicación de principios científicos y matemáticos con fines prácticos, que resuelven problemas de todo tipo. Los ingenieros mecánicos utilizan mucho estas herramientas ya que permiten diseñar y simular hasta obtener resultados apropiados antes de pasar a la ejecución de cualquier proyecto (Hernández, 2016).

1.7.1. Diseño Asistido por Computador (CAD)

La tecnología CAD, permite la creación y visualización en el computador de objetos de geometría compleja, sin la necesidad de generar prototipos físicos. Sus beneficios son: evaluar la apariencia de las piezas finales sin haberlas construido, reducir los tiempos de

conceptualización de las piezas, identificar problemas de acople, espaciamiento y manejar íntegramente la información a lo largo de la investigación (Patiño, et al., 2008, pág. 30).

1.7.2. Ingeniería Asistida por Computador (CAE)

La tecnología CAE, permite crear prototipos virtuales e identificar el comportamiento integral de piezas y modelos ante diferentes tipos de fenómenos, entre los cuales se encuentran: estructurales, térmicos, electromagnéticos y campo acoplado. Los programas CAE están basados en aproximaciones a la realidad, análisis matemáticos, solución de ecuaciones diferenciales parciales y método de los elementos finitos (Patiño, et al., 2008, pág. 30).

1.7.3. Método de Elementos Finitos

El Método de los Elementos Finitos (MEF), se constituye de gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., puesto que permite resolver casos que por los métodos matemáticos tradicionales sería muy complicado resolver y obligaba a realizar ensayos y pruebas en prototipos elaborados, lo que generaba elevados costos económicos y tiempo en la optimización del producto final. El MEF permite realizar y visualizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo, mantiene las características de un método aproximado debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que esta herramienta puede acercarse al diseño óptimo sin las complicaciones que sugieren el ensayo y error en prototipos experimentales (Patiño, et al., 2008, pág. 31).

1.7.4. Diseños y Simulaciones de Bastidores y Suspensiones con el uso de Sistemas Informáticos

En la investigación llevada a cabo por Patil (2019), diseño de un bastidor (modelo UGO M15A) con énfasis en la aplicación de FSAE, el material utilizado fue acero de aleación 4130 debido a su alta resistencia y disponibilidad en el mercado: Para ello utilizó

herramientas de ingeniería asistida por computadora como: SOLIDWORKS y AUTODESK FORCE EFFECT, el diseño y análisis del marco del chasis fue desarrollado con un enfoque paramétrico realizado de manera sistemática, cada progresión de diseño fue evaluada e interpretada en detalle en esta disertación, con el objetivo principal de aumentar la rigidez torsional y la rigidez por encima de 2000Nm, esto lo consiguió por medio de análisis de elementos finitos (FEA), también como consecuencia un peso del bastidor de 56 kg, teniendo en cuenta los puntos de montaje para la suspensión y el motor, los resultados obtenidos en el diseño cumplieron con todas las plantillas requeridas por las reglas FSAE 2015, que son: la rigidez estructural, peso, resistencia a los choques, durabilidad y confiabilidad, y como requisito auxiliar la facilidad de fabricación.

Charubhun (2004), realizó un estudio para desarrollar un método que permita mejorar el diseño de un bastidor tipo espacial de un automóvil de carreras, la investigación se centró específicamente en el clip frontal y las estructuras del clip trasero. Para lograr esta tarea diseñó cuatro modelos diferentes, en excepción del marco espacial que fue el mismo diseño para todos los modelos, la geometría inicial del chasis fue creada utilizando el software UNIGRAPHICS NX2, luego le convirtió al formato IGES y le transfirió a ABAQUS 6.4.1, para crear un modelo de elementos finitos. Para validar cual diseño realmente es más fuerte, ejecutó una prueba de simple simulado por cuadros, demostrando así la distribución de tensiones, el factor seguridad y rendimiento de cada estructura. Aplicó una carga arbitraria de 6000 libras en cada uno de los bastidores, el que presentó menor deformación fue el elegido, como resultado obtenido demostró que al posicionar estratégicamente un miembro del bastidor, la rigidez torsional aumenta notablemente ayudando al rendimiento del automóvil, esto lo consiguió colocando los miembros del marco en un formato triangulado ya que imparte fuerza destacando la diagonal en tensión y compresión.

Chaudhari, et al. (2013), realizaron una investigación sobre el procedimiento de diseño de un bastidor y simulación de impacto frontal de un vehículo todo terreno de acuerdo con el reglamento de Baja SAE 2013, para ello involucró varios factores cómo: selección de materiales, diseño de marcos, determinación de secciones transversales y análisis por elementos finitos, como primer paso eligieron el material para su modelo en función de la resistencia, el costo y la disponibilidad, el mismo que fue acero AISI 1026 con un contenido de carbono de 0.2%. Para el diseño utilizaron el software Pro-Engineer, comenzaron a

dibujar el piso del bastidor seguido de la cabina, para ello tomaron en cuenta un asiento de piloto como referencia, todas las medidas como la posición del asiento desde el aro trasero, los pedales y miembros del techo, los miembros de impacto lateral se determinaron colocando al conductor en la posición de conducción, tomaron en cuenta el motor, la caja de cambios y el sistema de escape para diseñar la parte trasera del bastidor y la parte frontal fue diseñada teniendo en cuenta el sistema de dirección y los pedales, además proporcionaron miembros para montar la suspensión. Una vez concluido el diseño obtuvieron un peso total del bastidor de 70kg, la resistencia a la flexión fue de 440 Nm, sobrepasando la resistencia a la flexión requerida de 355.57 Nm, por lo tanto, el diseño fue seguro bajo flexión.

Posteriormente probaron la rigidez y resistencia del marco, para ello realizaron simulaciones y análisis de estrés con la ayuda de Autodesk Multi-physics, para la prueba de impacto frontal aplicaron una carga bruta de 32 kN en las esquinas frontales que restringen los miembros traseros del bastidor, dando como resultado un valor máximo de tensión en la jaula de 1026.75KN / in² (1590.3 MPa), excediendo el valor seguro requerido de 267KN / in², por lo tanto, realizaron modificaciones en el diseño, agregando miembros de refuerzo al bastidor, una vez modificado el diseño realizaron otra prueba y el valor de tensión máximo obtenido fue de 184.609 KN / in² (286.144 MPa), entrando en los parámetros requeridos.

Abdullah (2018), realizó un estudio para analizar y optimizar el diseño de la jaula antivuelco de un vehículo Baja SAE, de acuerdo con el reglamento 2018, para lograr aquello realizó dos simulaciones de choque en Autodesk Nastran, una de impacto lateral y otra de impacto posterior, el modelo CAD de la jaula antivuelco lo realizó en Autodesk Fusión 360, cumpliendo con algunas pautas de diseño como: la posición de los conjuntos del subsistema, el asiento, la unidad de transmisión, sistema de dirección y suspensión, etc. Una vez que determinó estas ubicaciones, la interacción inicial del marco fue diseñado, analizado con base al peso, el centro de gravedad y la ergonomía, posteriormente, el modelo lo optimizó para nuevas interacciones hasta que satisfaga los tres criterios. Para el análisis de impacto lateral, consideró que el prototipo está parado de lado frente a la pared, mientras que otro vehículo golpea desde el lado opuesto, suponiendo que el vehículo de embestida viaja a 60 km / h antes del impacto, en esta prueba de impacto, dos fuerzas actúan sobre el vehículo, una en el lado abierto causada por la colisión de otro vehículo y otra fuerza debido a la reacción de la pared, el tiempo de impacto para la colisión del vehículo fue de 0.30 segundos, mientras

que para la colisión de la pared es de 0.15 segundos, para las condiciones de borde considero la masa del vehículo en 250 kg y los puntos de suspensión frente a la pared fijos, computó las fuerzas de impacto dando una fuerza de 13.89 kN que actuó en la parte trasera del vehículo, mientras que una fuerza de 27.78 kN en la parte delantera del vehículo, los resultados obtenidos de la simulación fueron para el estrés máximo inducido = 339.5 MPa, la deformación máxima alcanzada = 1.21 mm y el factor de seguridad = 1.58. En el análisis de impacto posterior, consideró que el vehículo está parado de frente a la pared mientras que otro vehículo lo golpea desde atrás, las fuerzas de impacto las realizó con los mismos datos anteriores dando como resultado de 13.89 kN que actuó en la parte trasera del vehículo, mientras que una fuerza de 27.78 kN actuó en la parte delantera del vehículo, dando como resultado un estrés máximo inducido = 117 MPa, la deformación máxima alcanzada = 0.37 mm y un factor de seguridad = 4.62. Como resultado de los análisis que realizó, verificó la rigidez estructural del bastidor siendo útil para descubrir la deformación máxima y el factor seguridad, cumpliendo todos estos parámetros pudo pasar a la construcción del bastidor.

Vargheese, et al. (2016), realizaron el diseño y análisis de un sistema de suspensión trasera para un vehículo todo terreno, con el objetivo de proporcionar un mejor manejo en las curvas, suministrando ganancia de inclinación y minimizar el hundimiento de las juntas CV en la suspensión. La suspensión que seleccionaron para el diseño fue brazos de arrastre con eslabones de inclinación, ya que permite mejor capacidad de manejo de carga lateral, mejor control sobre la curva durante todo el viaje, menor esfuerzo de flexión en los componentes y el hundimiento de los ejes se puede minimizar fácilmente. Para obtener los puntos duros, verificar la articulación de la suspensión y rendimiento lo realizaron en el Software Lotus, ya que permite al usuario visualizar la cinemática de la suspensión y modificar la geometría. En el diseño y modelado de los componentes utilizaron el Software Pro-Engineer. Para el análisis de los componentes de la suspensión calcularon las fuerzas que actúan sobre ellos, aportando un peso de carga en cada una de estas, en las fuerzas longitudinales aplicaron 200Nm, fuerzas laterales 292,28 Nm y fuerzas verticales 3840 N, para este análisis utilizaron el Software ANSYS que determina la carga combinada de las fuerzas. De acuerdo con los resultados, realizaron cambios en los componentes hasta cumplir con los objetivos. Como resultados obtenidos del diseño también lograron el desplazamiento máximo con un mínimo hundimiento de los ejes de transmisión, lo que resultó una mejor comodidad para el conductor.

Bharadwaj, et al. (2016), realizaron un proyecto de diseño y simulación de un sistema de suspensión para un vehículo Baja SAE, con el objetivo obtener un rendimiento óptimo del mismo. Los resortes fueron diseñados por cálculos y los componentes fueron modelados usando CATIA, para el diseño de suspensión delantera eligieron el sistema Double Wishbone, por ser uno de los más utilizados en vehículos todo terreno, gracias a su flexibilidad y disponibilidad de componentes. Para las ruedas traseras eligieron sistema de suspensión Trailing Arm, ya que proporciona un buen equilibrio al vehículo, diseño simple, un buen desplazamiento y capacidad de ajuste. Una vez concluido el diseño los componentes fueron analizados en base a la resistencia, verificar geometrías y grosores de material, usando el software FEA de Nastran / Patran. Según la geometría mostrada y los requisitos de diseño, los sistemas de suspensión se simularon de forma independiente en el software de ingeniería Lotus, que ayuda a determinar los puntos duros en el bastidor, tomando en cuenta las dimensiones del chasis y las limitaciones de longitud de los amortiguadores. Para verificar los resultados, los componentes fueron fabricados de acuerdo con el diseño y ensamblados, el rendimiento del vehículo fue validado realizando varias pruebas, y cumplió con el objetivo de rendimiento óptimo mediante la flexibilidad del ajuste de inclinación, punta mínima, comodidad del conductor y máximo recorrido; estos se lograron a un costo razonable.

Arévalo, et al. (2018), realizaron un estudio cinemático y dinámico del sistema de suspensión de un monoplaza de competencia fórmula Student, con el fin de mejorar el rendimiento en la competencia. Para el cual se realizó una determinación analítica del movimiento, cargas y vibraciones por medio de software de simulación y cálculos matemáticos, el sistema de suspensión a ser analizado fue de Paralelogramo deformable, comenzaron determinando los parámetros geométricos necesarios para simular en el programa Lotus, permitiendo obtener así el análisis cinemático del sistema de suspensión. Para el análisis dinámico realizaron cálculos de las fuerzas que se generan en los miembros del sistema de suspensión cuando el vehículo está sometido a diferentes escenarios de carga dinámica, supusieron cinco escenarios de carga diferente porque las fuerzas generadas varían para cada miembro en función del caso de carga. Como resultados del estudio les permitió tener una visión más amplia del funcionamiento del sistema de suspensión, determinar que hay una ganancia excesiva en las ruedas delanteras que afectaría el agarre lateral en curvas

muy cerradas y que los brazos de suspensión sometidos a cargas de tensión pueden fallar en los casos críticos, el problema está en la fuerza de unión entre los injertos de aluminio.

Abhishek, et al. (2018), realizaron un estudio sobre el diseño del sistema de suspensión delantera de un vehículo todo terreno, con el objetivo de estudiar los parámetros estáticos y dinámicos. Para ello, las geometrías de la suspensión se basaron en el software CAD SOLIDWORKS; posteriormente, analizaron los componentes de la suspensión en el software CAE ANSYS. Seleccionaron un sistema de suspensión de doble horquilla, por ofrecer flexibilidad y mejor recorrido entre todos los marcos de suspensión. Para iniciar con el diseño tomaron en cuenta los siguientes parámetros y geometrías: Neumáticos 23 * 7 Rin 10, Ancho de vía frontal 52”, Distancia entre ejes 56”, Radio de fregado 2”, Dedo del pie en 2 grados, Ángulo de ricino 4 grados, Ángulo de caída 4 grados, Inclinación King Pin 7 grados. Una vez modelado todos los componentes en SOLIDWORKS, realizaron el ensamblaje para verificar cualquier error causado durante la fase de diseño. Para fines de análisis, utilizaron Ansys Workbench, que proporcionó la distribución del estrés en el componente y después de las rigurosas pruebas realizadas llegaron al modelo final.

1.8. Normativa para el Diseño de un Bastidor Baja SAE 2019.

El reglamento de Baja SAE, cada año realiza un ligero cambio que es para mejorar la seguridad del piloto y el rendimiento del vehículo, donde los estudiantes actuales de todas las disciplinas de ingeniería y niveles de experiencia apliquen a los desafíos del mundo real (Baja SAE, 2018).

1.8.1. Requisitos Técnicos Generales de Diseño

Los requisitos de diseño deberán estar dentro de las dimensiones y pesos establecidos por la reglamentación. “El vehículo debe ser capaz de llevar a una persona 190 cm o 75 pulgadas de altura que pesa 113 kg o 250 libras” (Baja SAE, 2018, pág. 18). El diseño realizado deberá ser capaz de adaptarse a cualquier individuo, el piloto debe estar cómodo, capaz de alcanzar cualquier mando de conducción con facilidad. El motor proporcionado para Baja SAE es

Briggs & Stratton con un motor de 4 tiempos Vanguard OHV 10H modelo 19. El vehículo que entre a la competencia será fabricado de acuerdo a las prácticas de ingeniería, este deberá poder circular en cualquier tipo de terreno, para la cual debe tener una distancia desde el suelo y una tracción que le permita circular sin ningún problema, la distancia de rueda a rueda tendrá una distancia máxima de 162 cm (64 in.) de ancho por 274 cm (108 in.) de longitud (Baja SAE, 2018).

1.8.2. Reglamentación del Roll Cage o Jaula de Rodillos

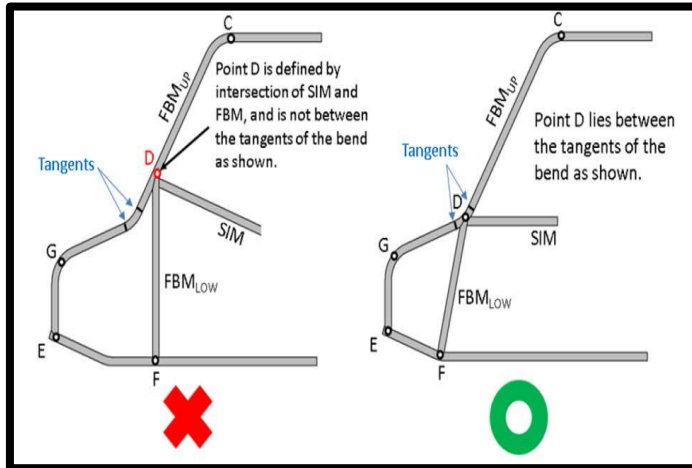
La Jaula debe tener un diseño donde proteja al ocupante durante una colisión mediante sus miembros primarios y secundarios, a su vez están unidas por medio de soldadura, esta no debe presentar ningún tipo de deformación.

1.8.3. Requisitos de los Miembros Estructurales

Los miembros de la jaula del rodillo deben estar hechos de tubo de acero y pueden ser rectas o dobladas, miembros rectos no pueden extenderse más de 1016 mm (40 in.) entre puntos determinados. Los miembros de apoyo adicionales doblados no pueden tener una curvatura mayor de 30 grados, eso no ocurre en un punto convenido, no puede extenderse más de 838 mm (33 in.) entre puntos. Miembros de apoyo adicional menores de (<152 mm o 6 in.), no se consideran para hacer un miembro con doblado, sin importar el ángulo.

Figura 18

Roll Cage, Bend y de Terminación de Elemento



Nota: En la figura se observa Roll Cage, Bend y de terminación de elemento. Tomada de (Baja SAE, 2018)

En la figura 1.18 se observa los miembros de la jaula y su forma correcta de unión del punto D, el cual debe estar reforzado justo en su curvatura tal como se muestra en la figura. Las uniones de primaria y los miembros secundarios descritos a continuación deben estar dentro de 51 mm (2,0 in.), salvo donde se indique. Articuciones de tubería inglete de mayor de 5° serán tratadas como curvas, ingletes de menos de 5° serán tratados como juntas a tope. Miembros requeridos que son construidos de múltiples miembros, como el SIM y LFS, serán juzgados como miembros continuos de punto, excepto donde se indique (Baja SAE, 2018, pág. 24).

1.8.4. Elementos Estructurales del Bastidor

El bastidor de un vehículo Baja SAE, está formado por elementos primarios, secundarios y adicionales.

1.8.4.1. Miembros Primarios

RRH: Arco antivuelco trasero.

RHO: Arco de antivuelco de sobrecarga.

FBM: Miembro de refuerzo frontal.

ALC: Travesaño lateral copa.

BLC: Travesaño lateral de sobre carga.

CLC: Travesaño lateral superior.

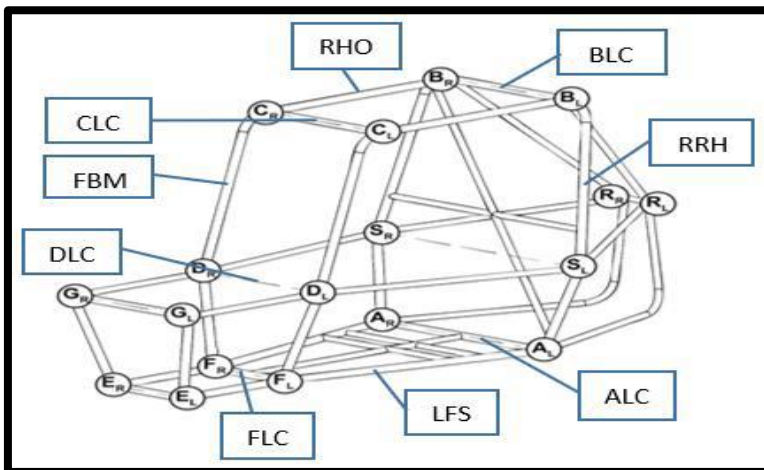
DLC: Travesaño lateral SIM.

FLC: Travesaño lateral delantero.

LFS: Miembros laterales inferiores.

Figura 19

Elementos Primarios RHO, BLC, RRH, ALC, LFS, FLC, DCL, FBM y CLC



Nota: En la figura se observa elementos primarios RHO, BLC, RRH, ALC, LFS, FLC, DCL, FBM Y CLC. Tomada de (Baja SAE, 2018)

La figura 1.19 muestra la estructura del bastidor, indicando todos los elementos considerados como miembros primarios con su respectiva ubicación y denominación.

1.8.4.2. Miembros Secundarios

LDB: Refuerzo diagonal lateral.

SIM: Miembros de impacto lateral

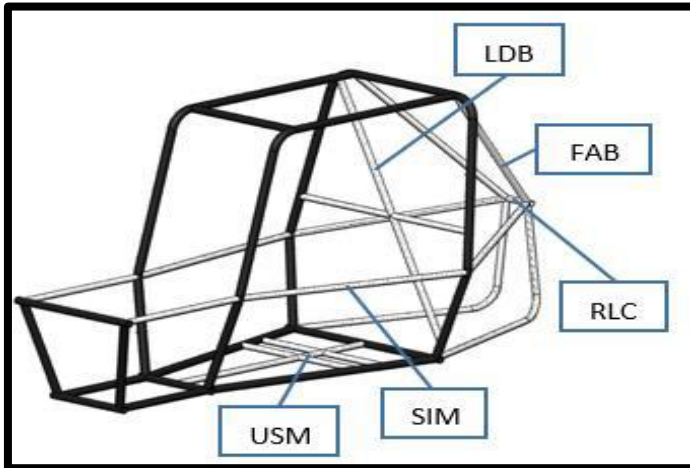
FAB: Elemento de refuerzo delantero/ trasero.

USM: Travesaño debajo de asiento.

RLC: Travesaños laterales posteriores.

Figura 20

Elementos Secundarios LDB, FAB, RLC, SIM y USM



Nota: En la figura se observa elementos secundarios LDB, FAB, RLC, SIM Y USM. Tomada de (Baja SAE, 2018)

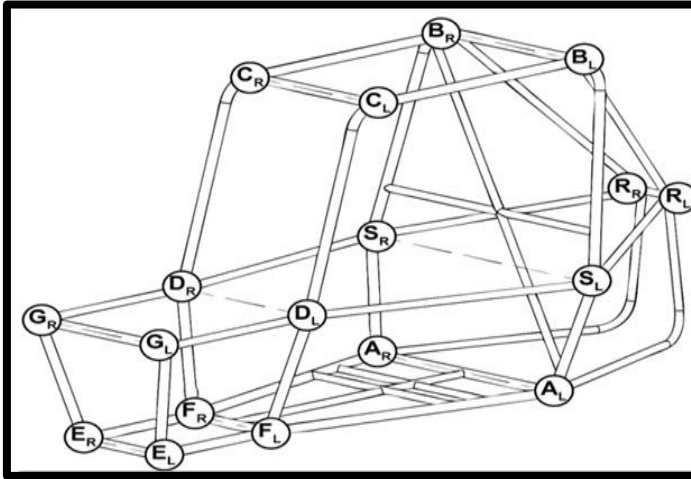
Los elementos considerados como miembros secundarios los podemos observar en la figura 1.20, el lugar de su ubicación y cómo están denominados cada uno para poder ser diferenciados de los miembros primarios.

1.8.4.3. Miembros de Apoyo Adicionales

Estos miembros se pueden utilizar, cuando los miembros para la jaula de rodillo exceden de su longitud permitida, para ayudar a un miembro que puede deformarse, donde un solo miembro debe conectarse entre las tangentes. “En ningún momento puede tener un miembro doblado una curva mayor de 30 grados” (Baja SAE, 2018, pág. 26). Donde estos se pueden aplicar en los frentes de nariz y de arriostamiento trasera. La jaula tiene los puntos A, B, C, D, F, S, (E y G en coches de Nariz), también P y Q en los diseños completos con frente de arriostamiento trasero con R.

Figura 21

Jaula con Puntos Completos



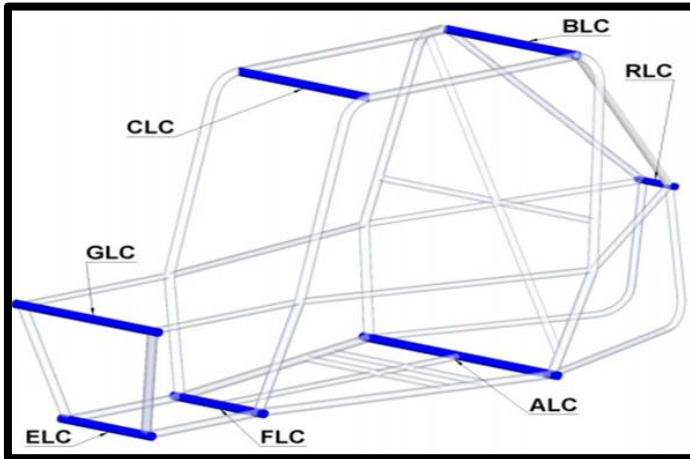
Nota: En la figura se observa jaula con puntos completos. Tomada de (Baja SAE, 2018)

En la figura 1.21 indica todos los puntos de la estructura del bastidor Baja SAE, las cuales son muy importantes para poder llevar a cabo su diseño.

Miembros Laterales. Los travesaños laterales no pueden ser de menos de 203,5 mm (8 in.) de largo, LC no pueden tener una curva; sin embargo, pueden ser una parte de un sistema mayor curvado, siempre que se cumpla la longitud mínima entre las tangentes de pliegue. Cada uno de estos miembros debe estar unido tanto a la derecha como a la izquierda, se señalan como A, B, C, E, F,G Y R deben estar hechos de material primario (Baja SAE, 2018).

Figura 22

Travesaños Laterales



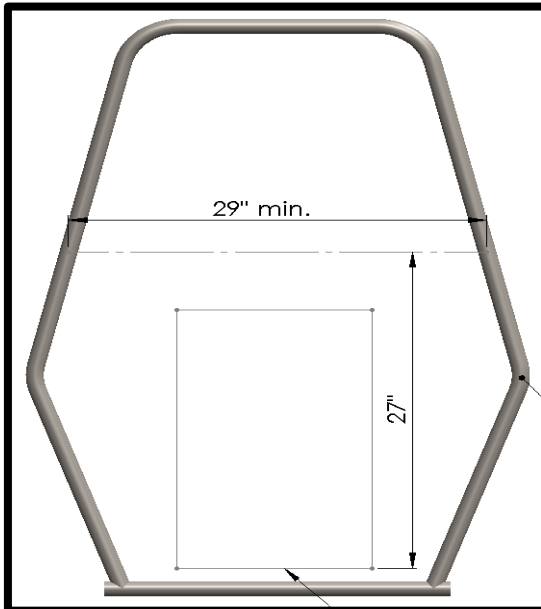
Nota: En la figura se observa con Travesaños laterales. Tomada de (Baja SAE, 2018)

En la figura 1.22 se observa los miembros considerados como travesaños laterales, los cuales deben ser de un material primario y estar unidos en sus dos lados.

Arco Antivuelco Trasero (RRH). El RRH está ubicado detrás de la espalda del conductor, el asiento estará apoyado en el RRH. Baja SAE (2018), afirma que “el RRH es sustancialmente vertical, pero puede inclinar hasta 20 grados, respecto a la vertical” (pág. 30).

Figura 23

Arco Antivuelco



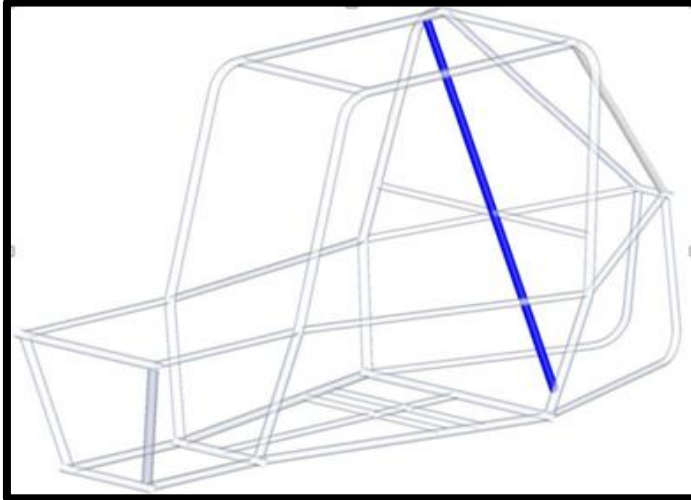
Nota: En la figura se observa un arco antivuelco. Tomada de (Baja SAE, 2018)

La figura 1.23 indica el arco antivuelco de la estructura del bastidor, La anchura mínima de la RRH, medida en un punto 686 mm (27 in.), por encima de la parte inferior del asiento en el interior es de 736 mm (29 in.). El Rollo de Aro debe ser unido por un tubo continuo, el resto debe unirse a esta mediante la soldadura.

Refuerzo Diagonal Lateral (LDB). El elemento LDB debe conectarse desde el punto AL hasta el punto BR, el diagonal deberá conectarse en el Roll Cage, donde estos elementos nos permiten apoyar al conductor y tener una distancia con la parte trasera. Baja SAE, (2018) afirma que “las intersecciones superior e inferior de los miembros LDB y los miembros verticales RRH no deben ser más de 127 mm (5 in.) de los puntos A y B” (pág. 31).

Figura 24

Refuerzo Diagonal Lateral



Nota: En la figura se observa refuerzo diagonal lateral. Tomada de (Baja SAE, 2018)

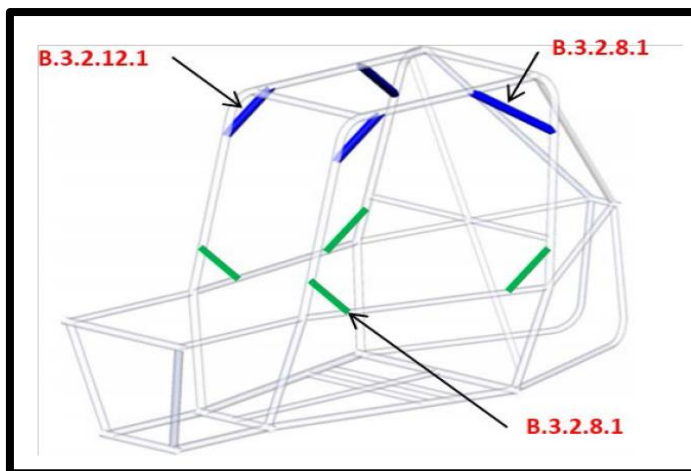
En la figura 1.24 se observa el refuerzo diagonal lateral, su ángulo entre los miembros de LDB y los miembros verticales RRH deben ser mayor que o igual a 20 grados, este elemento puede estar constituido de más de un miembro y su longitud no tiene restricciones.

Arco de Antivuelco de Sobrecarga (RHO). Este miembro se conecta con el RRH, en el cual los puntos están fijados, deben coincidir con los mismos puntos del Arriostamiento Trasero. Puntos CR y CL y los Puntos de BR y BL, no deben ser más bajo que el borde superior de la plantilla 1041,4 mm (41 in.) por encima del asiento y deberán satisfacer los requisitos de espacio lateral. El RHO se debe extender hasta el punto FL y FR; sin embargo, este está intersectado por el CLC. RHO debe estar en el plano horizontal desde el punto B sin ninguna inclinación.

Cartelas de Holgura Lateral. Si utiliza un escudete para sujetar el RHO y RRH, deben ser de un material primario, completamente soldados alrededor de las circunferencias de los dos extremos. Miembros de conexión de la tarjeta SIM a RHO o FBM para lograr una holgura lateral pueden ser de material primario o secundario (Baja SAE, 2018).

Figura 27

Cartelas



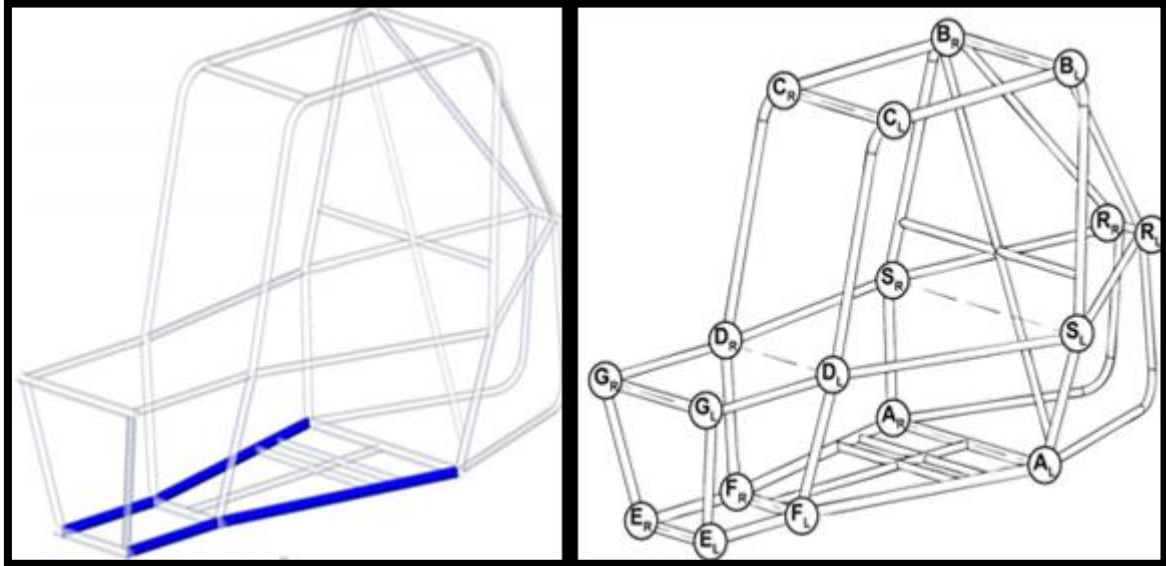
Nota: En la figura se observa cartelas. Tomada de (Baja SAE, 2018)

La figura 1.27 representa las cartelas de holgura lateral, las de color azul deben ser de material primario y las de color verde pueden ser de material primario o secundario, sirven para dar mayor rigidez a la estructura del bastidor.

Miembros Laterales Inferiores (LFS). Estos miembros tanto derecho como izquierdo estarán unidos al RRH en el punto A, estos miembros se extenderán hasta el punto E unidos en ambos extremos por un lateral en el punto E y F, teniendo dobles en el punto F.

Figura 28

Miembros Laterales Inferiores LFS



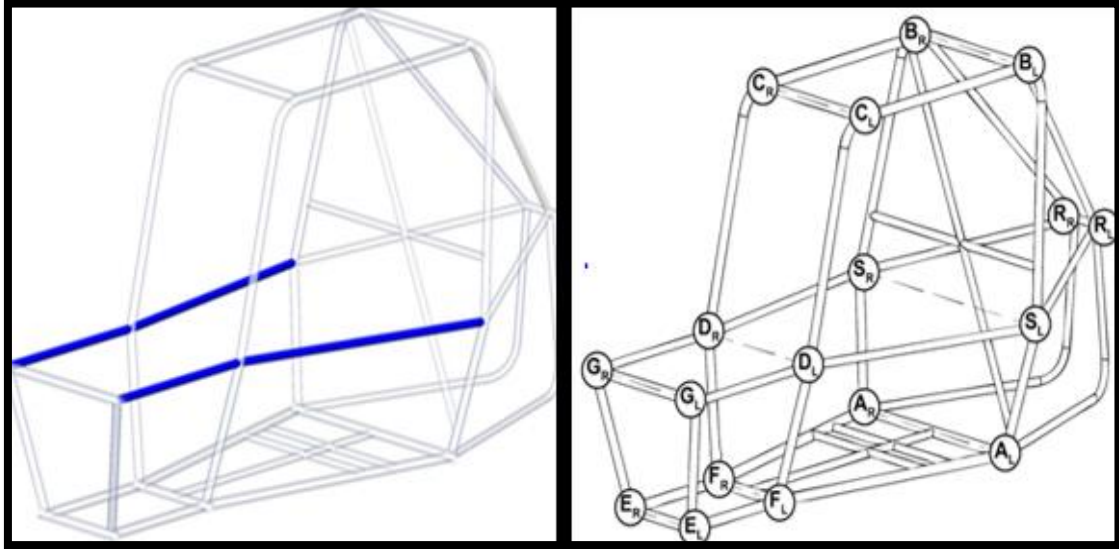
Nota: En la figura se observa miembros laterales inferiores LFS. Tomada de (Baja SAE, 2018)

En la figura 1.28 se observa los miembros laterales inferiores (LFS), deben estar constituidos de un material de elementos primarios y unidos a los RRH y ELC.

Miembros de Impacto Lateral (SIM). Miembro que necesariamente debe realizarse con un plano horizontal, deberá estar unido desde el RRH y extenderse hasta el punto G al menos hasta la medida del dedo del pie de cada conductor, estará unida por un GLC, el LFS sufre una pequeña inclinación en el punto D. Los miembros SIM deben estar entre 203 mm (8 in.) y 356 mm (14 in.). Esta distancia debe ser desde la parte inferior del asiento hasta el SIM (Baja SAE, 2018, pág. 36).

Figura 29

Miembros de Impacto Lateral



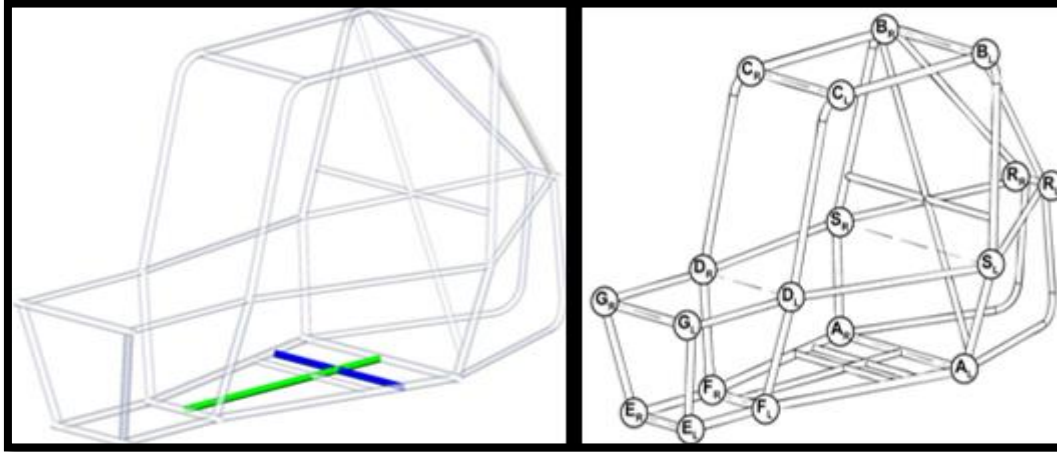
Nota: En la figura se observa miembros impacto lateral (SIM). Tomada de (Baja SAE, 2018)

En la figura 1.29 se puede observar los miembros de impacto lateral, deben ser montados en un plano horizontal y constituidos de material de elemento secundario. En los diseños de 'nariz', los pies del conductor deben estar completamente detrás del plano definido por los puntos de GR, L y ER, L. Si GLC está por debajo de los pies del conductor y luego una materia prima adicional lateral Cruz miembro debe ejecutarse entre los miembros FBM o SIM por encima de los pies del conductor (Baja SAE, 2018, pág. 36).

Travesaño Debajo de Asiento (USM). La USM es necesario colocarlo para que el conductor no pase a la superficie del plano horizontal LFS en caso de fallo del asiento, también es necesario para poder apoyar al asiento del conductor y cinturón de sujeción.

Figura 30

Travesaño Debajo del Asiento



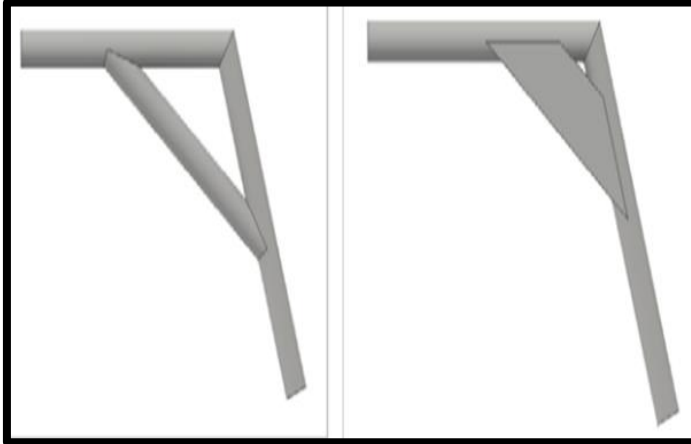
Nota: En la figura se observa travesaño debajo del asiento. Tomada de (Baja SAE, 2018)

En la figura 1.30 se puede apreciar el travesaño (USM), el cual debe ir por debajo del asiento del conductor, debe ser como plantilla para el asiento a apoyarse. La USM longitudinal deberá conectarse con ALC y FLC, debe ser necesariamente de un material primario que va por debajo del asiento, y la línea central lateral del asiento (Baja SAE, 2018, pág. 37).

Miembro de Refuerzo Frontal (FBM). Los FBM deben unir los RHO con los SIM y los LFS en ambos lados del Frame.

Figura 32

Cartelas



Nota: En la figura se observa cartelas. Tomada de (Baja SAE, 2018)

En la figura 1.32 se observa las cartelas para RHO y FBM, los cuales son usados para brindar mayor rigidez al bastidor en caso de ser necesario.

Elemento de Refuerzo Delantero/ Trasero (FAB). Los RRH deben estar restringidos de rotación y de flexión por un sistema de brazos triangulados. Este sistema puede ser tanto delantero como trasero y recibe el nombre de FAB. Los miembros utilizados en los sistemas FAB no deben exceder 1016 [mm] (40 in.) de longitud sin soporte. Los ángulos de triangulación deben tener por lo menos 20° de amplitud.

Refuerzo Delantero. Se debe colocar un tubo que una los FBMup con los SIM a una distancia máxima de 5 in, medidas verticalmente a partir de donde el tubo comienza a doblarse (punto C). La intersección con los SIM debe estar verticalmente soportada por miembros que unan los SIM con los LFS (Baja SAE, 2018).

Refuerzo Trasero. En la figura 1.33 está representado el refuerzo trasero del bastidor (FAB) el cual debe crear un triángulo estructural que incluya los RRH como miembros y tenga un vértice cerca del punto B de la figura siguiente y otro vértice cerca del punto S o A, unidos por un LC que en este caso, clasificaría como miembro secundario (Baja SAE, 2018).

En la figura 1.34 se observa la junta de tope, la cual requiere una soldadura a tope y cuatro soldaduras de roseta para su unión. Las soldaduras de roseta en cada trozo de tubo deben estar hechas en los orificios con un diámetro mínimo de 16 mm (0,625 in.) y un mínimo de 102 mm (4,0 in.) de soldadura lineal para asegurar el manguito dentro de la articulación, incluyendo la junta a tope y las soldaduras de roseta (Baja SAE, 2018, pág. 41).

1.8.4.4. Material de la Jaula

Los miembros primarios de la jaula para ser utilizados deben cumplir los siguientes requisitos: tubo de acero circular con un diámetro exterior de 25 mm (1,0 in.), con espesor de pared de 3 mm (0,120 in.) y un contenido de carbono de al menos 0,18%. Con resistencia a la flexión y la fuerza superior a la de la tubería de acero circular. La pared debe tener un espesor de al menos 1,57 mm (0,062 in.) y el contenido de carbono debe ser de al menos 0,18%, independientemente del material o tamaño de la sección (Baja SAE, 2018).

CAPÍTULO II

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Diseño del Sistema de Suspensión

Se considera el tipo de vehículo que se diseña de acuerdo al reglamento establecido por Baja SAE y las competencias a desarrollarse en este evento.

2.1.1. Requerimientos Generales de Diseño

De acuerdo a la normativa Baja SAE.

Bastidor: Tubular;

Distancia entre ejes: 1600mm;

Ancho de vía: 1300mm en el eje delantero y 1300mm en el eje posterior;

Peso: El peso del vehículo será aproximadamente 278kg. Resulta de la suma de:

- 113kg una persona en su interior;
- 35kg motor;
- 35kg chasis tubular;
- 25kg transmisión;
- 5kg carrocería;
- 35kg llantas y frenos;
- 15kg suspensión;
- 5kg dirección;
- 5kg sistema eléctrico;
- 5kg pedales, sistema de cambios y otros.

Distancia al piso: 300mm;

Altura del centro de gravedad: aproximadamente 550mm;

Distribución de peso: 40%-60% (adelante-atrás);

2.1.2. Transferencia de Masas

Los momentos actuantes en el centro de gravedad del vehículo provocan que se genere la transferencia de masas que hace referencia a la carga transferida de una rueda a otra debido a la aceleración, frenado o el cambio de dirección como una curva. Las cargas aerodinámicas se considerarán despreciables por ser una estructura tubular y las velocidades que se alcanzan no generan efectos aerodinámicos considerables. Por tal motivo, la estructura estará sometida a las siguientes cargas:

- Cargas permanentes (G), que hacen referencia al peso del vehículo y de los ocupantes;
- Cargas variables (Q), que hacen referencia a las cargas generadas por la inercia al acelerar, frenar o curvar.

A estas cargas se debe multiplicar por un factor de carga, a fin de garantizar el diseño y durabilidad de los componentes a evaluar:

- Las cargas permanentes tendrán un factor de $\gamma_G = 1.33$;
- Las cargas variables tendrán un factor de $\gamma_Q = 1.50$.

La transferencia de masa se analiza bajo las condiciones de conducción más extremas siendo estas: aceleración, frenada brusca y vehículo en curva con velocidad elevada.

2.1.2.1. *Transferencia de Masas en Aceleración*

De acuerdo a la información de las pruebas de aceleración de los vehículos Baja SAE, se tiene que parten del reposo (velocidad inicial cero) y son capaces de recorrer 25 m en 4 s. (Cortés, 2015)

Ecuación 1: Movimiento Uniformemente Acelerado

$$d = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} a \cdot t^2$$
$$a = \frac{2 \cdot d}{t^2}$$

$$a = \frac{2(25)}{4^2}$$

$$a = 3,125 \text{ m/s}^2$$

Según Milliken & Milliken (2003), la transferencia de masa durante la aceleración es:

Ecuación 2: Transferencia de Masa

$$w_a = \frac{a * m * h}{l}$$

Dónde:

w_a = transferencia de masa (N)

a = aceleración (m/s²)

m = masa total (kg)

h = altura del centro de masa (m)

l = distancia entre ejes (m)

$$w_a = \frac{3,125 \text{ m/s}^2 * 278 \text{ Kg} * 0,55 \text{ m}}{1,6 \text{ m}}$$

$$w_a = 298,63 \text{ N}$$

$$w_a = 30,44 \text{ Kg}$$

Considerando los factores de cargas permanentes y variables, y que la distribución de masas del vehículo es de 40-60 aproximadamente, la carga sobre el eje posterior es:

$$w_t = 278 * 0,60 * 1,33 + 30,44 * 1,5$$

$$w_t = 267,51 \text{ Kg}$$

2.1.2.2. Transferencia de Masas en Frenada Brusca

La distancia de frenado es la distancia que recorre el vehículo desde el accionamiento de los frenos hasta su detención completa. Según Arroyo & Ayala (2013), esta distancia se obtiene de la siguiente expresión:

Ecuación 3: Distancia de Frenado

$$df = \frac{v^2}{254e}$$

Dónde:

df = Distancia de frenado (m)

v = Velocidad al momento del frenado (km/h)

e = Coeficiente de fricción neumático-suelo

Se considera una velocidad máxima de 80km/h al momento de aplicar los frenos y un coeficiente de fricción de neumáticos de 0,85.

$$df = \frac{80^2}{254 * 0.85}$$

$$df = 29,64m$$

La máxima desaceleración provocada por el frenado es:

Ecuación 4: Movimiento Rectilíneo Uniformemente Acelerado

$$af = \frac{v^2}{2 * df}$$

$$af = \frac{22,22^2}{2 * 29,64}$$

$$af = 8.33m/s^2$$

La transferencia de masa durante el frenado es:

Ecuación 5: Transferencia de Masa

$$w_a = \frac{a * m * h}{l}$$

Donde:

w_f = Transferencia de masa (N)

a = Aceleración (m/s²)

m = Masa total (kg)

h = Altura del centro de masa (m)

l = Distancia entre ejes (m)

$$w_f = \frac{8.33 * 278 * 0,55}{1,6}$$

$$w_f = 795,99 \text{ N}$$

$$w_f = 81,14 \text{ Kg}$$

Dado que la distribución de masa del vehículo es de 40-60, aproximadamente, la carga que se genera sobre el eje delantero es:

$$w_t = (278 * 0,4 * 1,33) + (81,14 * 1,5)$$

$$w_t = 269,61 \text{ Kg}$$

2.1.2.3. *Transferencia de Masas en Curva*

Mientras el vehículo atraviesa una curva se generan fuerzas que producen la transferencia de carga de las ruedas internas hacia las externas. De acuerdo al tipo de pruebas que debe superar un vehículo Baja SAE, se considera que ingresará a una curva de 50m de radio con una velocidad máxima de 60km/h, para lo cual se calcula la aceleración normal generada:

Ecuación 6: Aceleración Normal

$$a_n = \frac{v^2}{\rho}$$

Donde:

a_n = Aceleración normal (m/s²)

v = Velocidad (m/s)

ρ = Radio de la curva (m)

$$a_n = \frac{16.67^2}{50}$$

$$a_n = 5.5 \text{ m/s}^2$$

La transferencia de masa durante la curva queda determinada por:

Ecuación 7: Transferencia de Masas

$$w_a = \frac{a * m * h}{b}$$

Dónde:

w_l = Transferencia de masa lateral (N)

a_n = Aceleración normal (m/s²)

m = Masa (kg)

h = Altura del centro de masa (m)

b = Ancho de vía (m)

$$w_l = \frac{5.5 * 278 * 0.55}{1,3}$$

$$w_l = 653,42 \text{ N}$$

$$w_l = 66,61 \text{ Kg}$$

Considerando de igual manera la distribución de masa de 40-60 se tiene:

Transferencia de carga en el eje delantero:

$$w_{ld} = 0,40 * w_l$$

$$w_{ld} = 26,64 \text{ Kg}$$

Y para cada una de las ruedas delanteras se tiene:

$$w_d = (278 * 0,2 * 1,33) \pm (26,64 * 1,5)$$

$$w_{d1} = 113,91 \text{ Kg}$$

$$w_{d2} = 33,98 \text{ Kg}$$

Transferencia de carga en el eje posterior:

$$w_{lp} = 0,60 * w_l$$

$$w_{lp} = 39,96 \text{ Kg}$$

Y para cada una de las ruedas traseras se tiene:

$$w_p = (278 * 0,3 * 1.33) \pm (39,96 * 1,5)$$

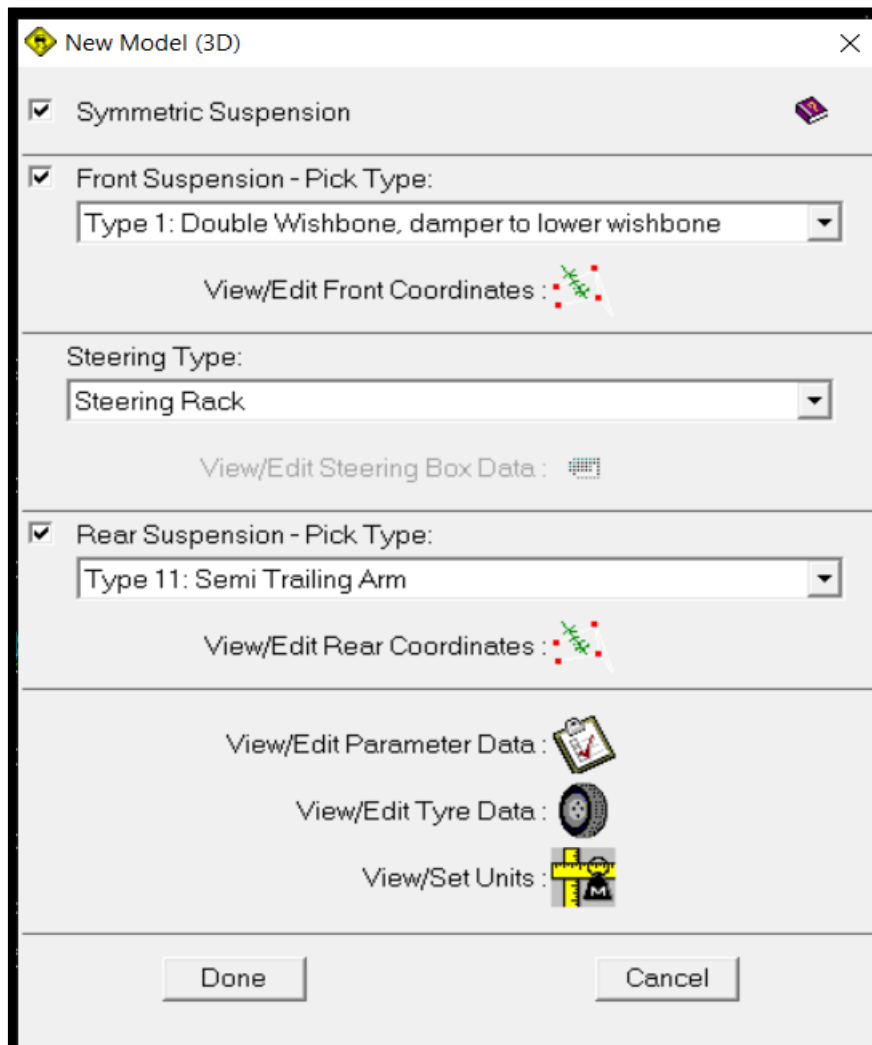
$$w_{p1} = 170,87 \text{ Kg}$$

$$w_{p2} = 50,98 \text{ Kg}$$

2.1.3. Diseño Cinemático (Desarrollo en Software Lotus)

Figura 35

Selección de Tipo de Suspensión y Dirección en Lotus

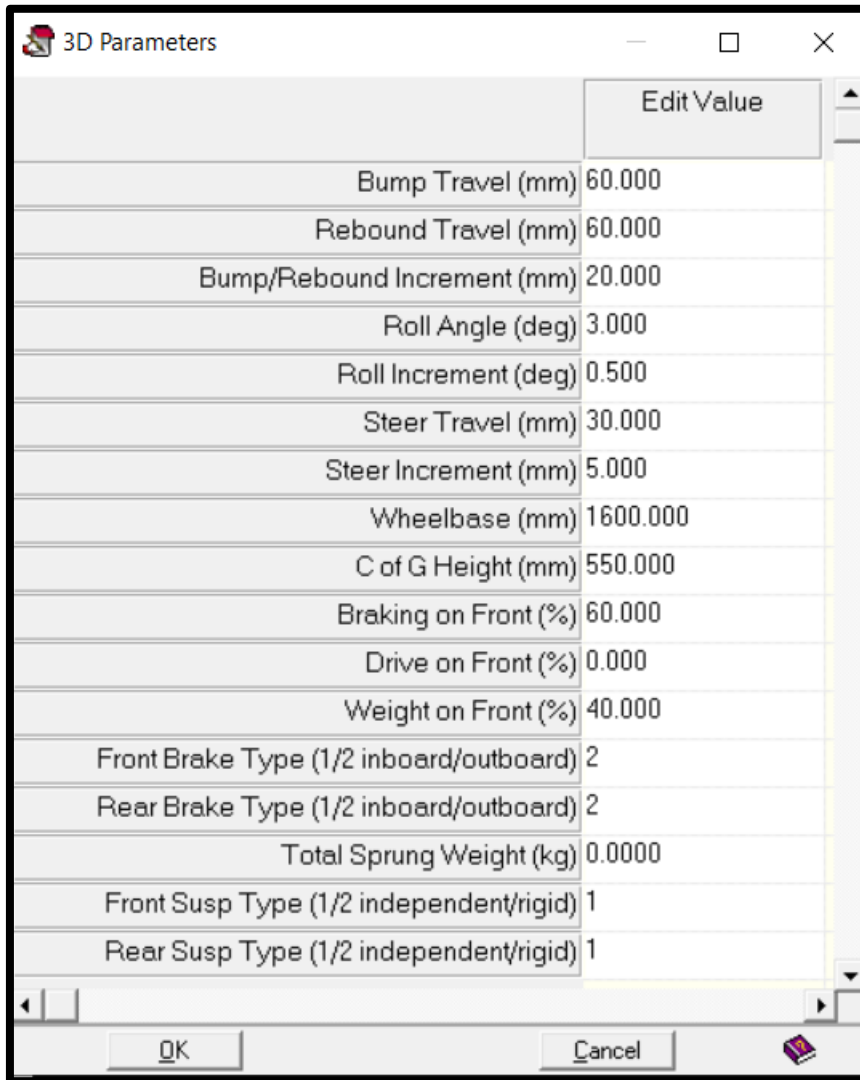


Nota: En la figura se observa la selección de tipo de suspensión y dirección en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.1 se indica la ventana de ingreso al software Lotus, donde se elige el tipo de suspensión para las ruedas delanteras y posteriores.

Figura 36

Parámetros Iniciales



	Edit Value
Bump Travel (mm)	60.000
Rebound Travel (mm)	60.000
Bump/Rebound Increment (mm)	20.000
Roll Angle (deg)	3.000
Roll Increment (deg)	0.500
Steer Travel (mm)	30.000
Steer Increment (mm)	5.000
Wheelbase (mm)	1600.000
C of G Height (mm)	550.000
Braking on Front (%)	60.000
Drive on Front (%)	0.000
Weight on Front (%)	40.000
Front Brake Type (1/2 inboard/outboard)	2
Rear Brake Type (1/2 inboard/outboard)	2
Total Sprung Weight (kg)	0.0000
Front Susp Type (1/2 independent/rigid)	1
Rear Susp Type (1/2 independent/rigid)	1

Nota: En la figura se observa los parámetros iniciales en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.2 se indica todas las medidas utilizadas en los parámetros iniciales para el modelado del sistema de suspensión.

Figura 37

Ingreso de Datos de los Neumáticos

Tyre 1 Properties:

	Tyre	Wheel
Static Colour:		
Incremental Colour:		
Fill Colour:		
Spring Colour:		

	Front +ve Y	Front -ve Y	Rear +ve Y	Rear -ve Y
Rolling Radius (mm):	241.600	241.600	241.600	241.600
Tyre Width (mm):	175.000	175.000	175.000	175.000
Vertical Stiffness (N/mm):	105.180	105.180	105.180	105.180
Spring Diameter (mm):	12.000			
Resolution (max 101):	21			
Diameter Shoulder (0-1):	0.900			
Width Shoulder (0-1):	0.750			

Enhanced Visibility

Tyre: Default

Wheel: Default

Tyre Spring Visibility

F+veY	F-veY	R+veY	R-veY

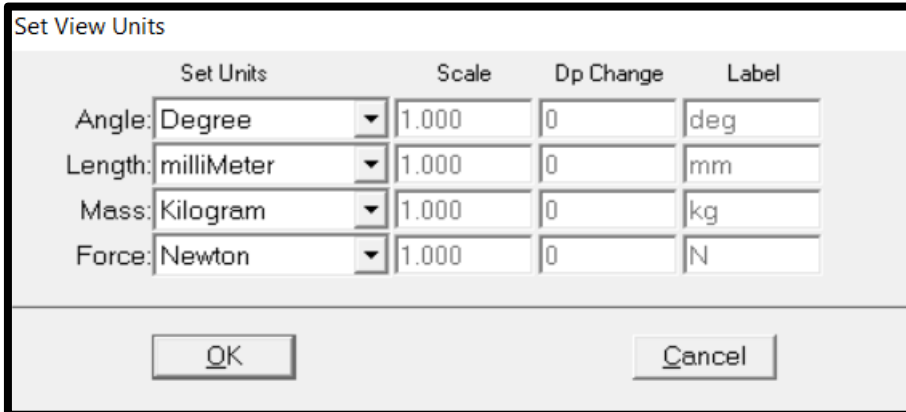
OK Cancel Apply

Nota: En la figura se observa el ingreso de datos de los neumáticos en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.3 se observa la ventana de ingreso de datos de todas las propiedades de los neumáticos a utilizar.

Figura 38

Configuración de Unidades



Nota: En la figura se observa configuraciones de unidades en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.4 observamos diferentes tipos de unidades, las mismas que fueron configuradas de acuerdo a lo que utilizara en el diseño y simulación.

Figura 39

Coordenadas del Sistema de Suspensión

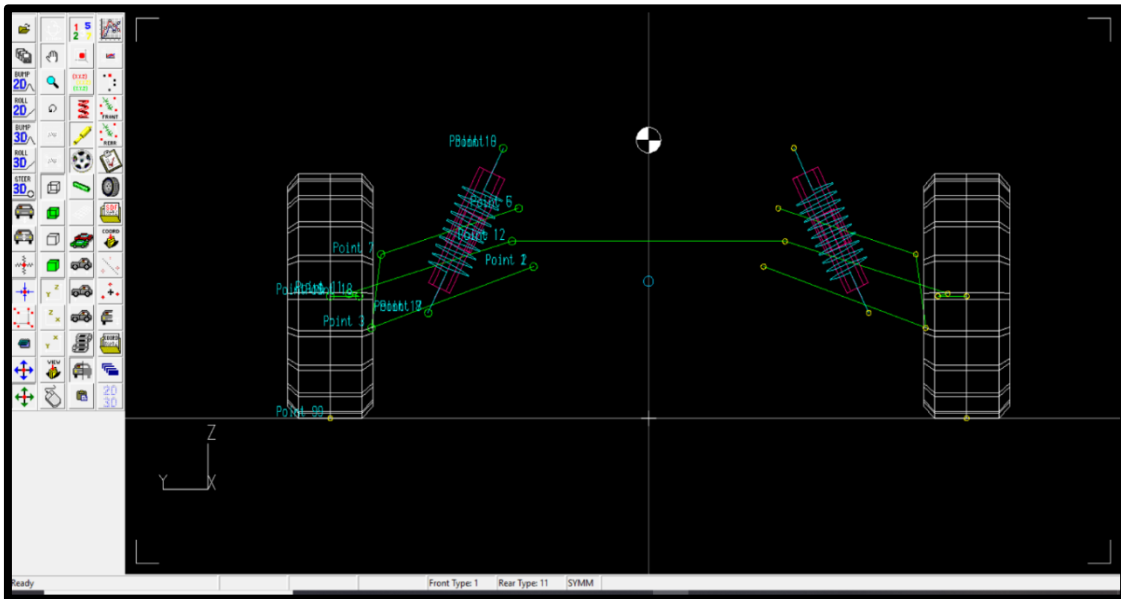
	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	50.0000	235.0000	300.0000
Point 2: Lower wishbone rear pivot	350.0000	235.0000	300.0000
Point 3: Lower wishbone outer ball joint	196.9500	566.1500	178.7300
Point 5: Upper wishbone front pivot	25.0000	265.0000	415.0000
Point 6: Upper wishbone rear pivot	300.0000	265.0000	415.0000
Point 7: Upper wishbone outer ball joint	207.2300	546.1500	324.2800
Point 8: Damper wishbone end	198.1900	449.7900	208.3700
Point 9: Damper body end	198.1900	296.9600	534.3200
Point 11: Outer track rod ball joint	145.7300	611.1400	246.3500
Point 12: Inner track rod ball joint	75.0000	278.8500	350.0000
Point 16: Upper spring pivot point	198.1900	296.9600	534.3200
Point 17: Lower spring pivot point	198.1900	449.7900	208.3700
Point 18: Wheel spindle point	200.0000	591.1500	241.6000
Point 19: Wheel centre point	200.0000	650.0000	241.6000

Nota: En la figura se observa las coordenadas del sistema de suspensión en Lotus. Tomada de software Lotus

En la ventana mostrada en la figura 2.5 podemos observar todos los valores de las coordenadas para la suspensión delantera.

Figura 40

Suspensión Delantera en Lotus

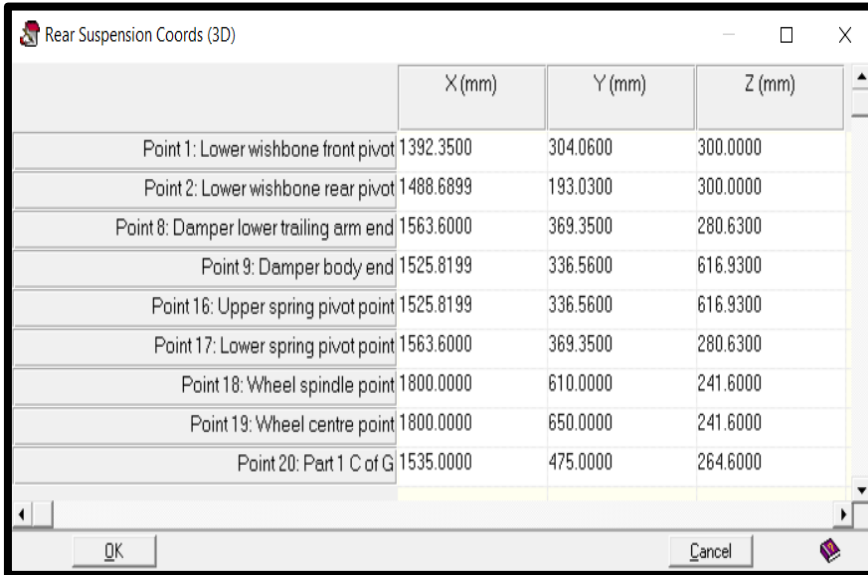


Nota: En la figura se observa la suspensión delantera en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.6 se muestra el modelo de la suspensión delantera creado por el software Lotus, el cual ya nos brinda los puntos de referencia para la unión de las mesas de suspensión hacia el bastidor, los cuales los podemos ir modificando de acuerdo a nuestras necesidades.

Figura 41

Coordenadas de Suspensión Trasera



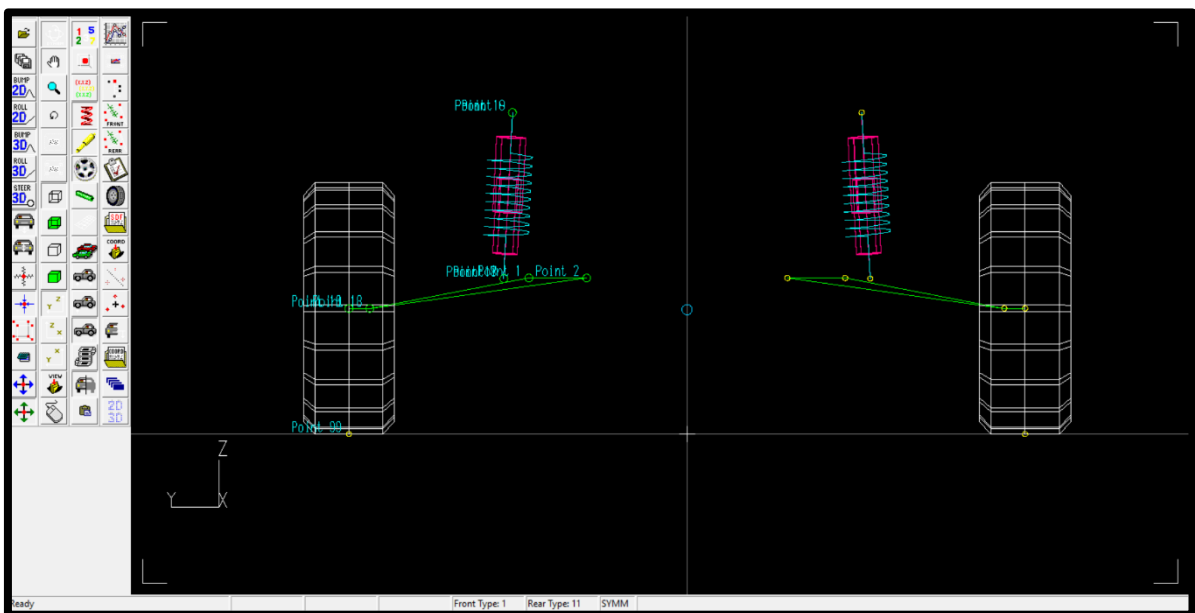
	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	1392.3500	304.0600	300.0000
Point 2: Lower wishbone rear pivot	1488.6899	193.0300	300.0000
Point 8: Damper lower trailing arm end	1563.6000	369.3500	280.6300
Point 9: Damper body end	1525.8199	336.5600	616.9300
Point 16: Upper spring pivot point	1525.8199	336.5600	616.9300
Point 17: Lower spring pivot point	1563.6000	369.3500	280.6300
Point 18: Wheel spindle point	1800.0000	610.0000	241.6000
Point 19: Wheel centre point	1800.0000	650.0000	241.6000
Point 20: Part 1 C of G	1535.0000	475.0000	264.6000

Nota: En la figura se observa las coordenadas de suspensión trasera en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.7 se observa de igual manera las coordenadas de la suspensión, pero en este caso para la parte posterior.

Figura 42

Suspensión Trasera en Lotus

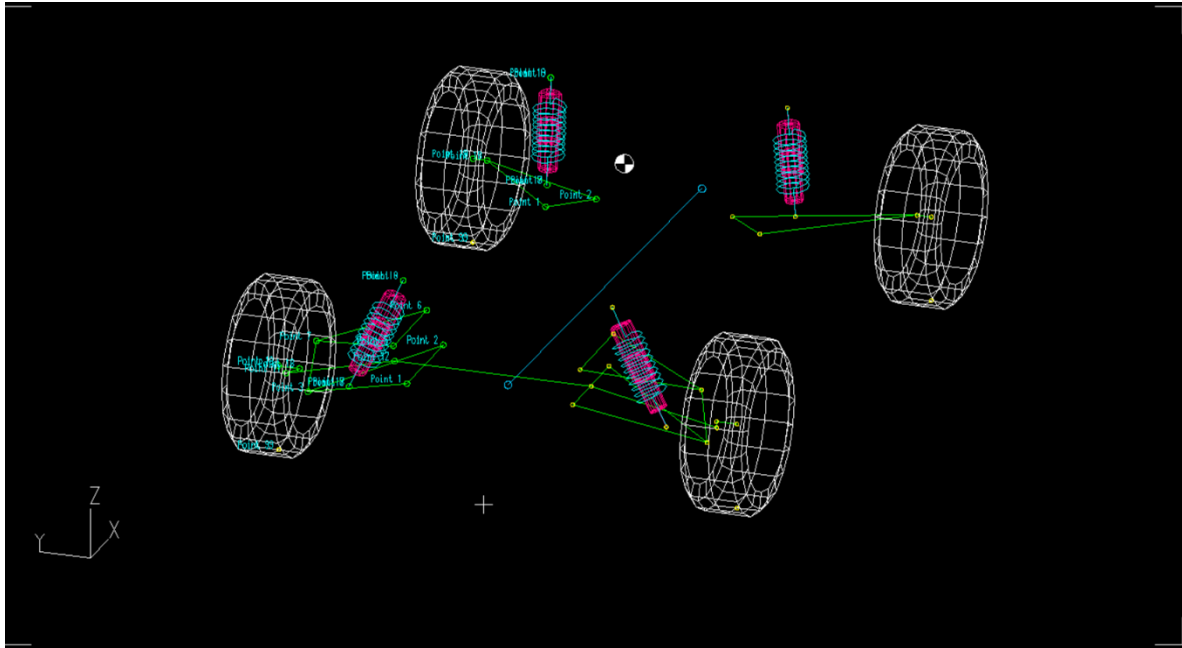


Nota: En la figura se observa la suspensión trasera en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.8 se observa la suspensión trasera creada en el software Lotus, de igual manera que en la suspensión delantera nos indica los puntos de sujeción los cuales también pueden ser modificados en caso de ser necesario.

Figura 43

Suspensión Delantera y Posterior



Nota: En la figura se observa la suspensión delantera y trasera en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.9 podemos observar desde otro ángulo el sistema de suspensión delantero y posterior.

2.1.4. Diseño Dinámico

2.1.4.1. Análisis de Carga Sobre Cada Rueda

De los valores calculados en la transferencia de masa se realiza la siguiente tabla en donde se analiza las cargas que soporta cada rueda bajo las diferentes situaciones de conducción. Se debe recordar que ha sido utilizado un factor de carga permanente de 1,33.

Tabla 1*Análisis de Carga Sobre Cada Rueda*

PESO TOTAL=278kg * 1,33		369,74 Kg	
En Reposo Distribución 40-60 (%) (adelante-atrás)		73,95 kg	73,95 kg
		110,92 kg	110,92 kg
En aceleración		51,12 kg	51,12 kg
		133,75 kg	133,75 kg
En Frenada Brusca		134,80 kg	134,80kg
		50,07 kg	50,07 kg
En Curva		33,98 kg	113,91 kg
		50,98 kg	170,87 kg

Nota: Esta tabla muestra el análisis de carga sobre cada rueda. Datos tomados de Autoría propia

La carga más elevada en el eje delantero corresponde a la frenada brusca que debe soportar 134,80 Kg, que es igual a 1322,42 N.

La carga más elevada en el eje posterior corresponde a la conducción en curva que debe soportar 170,87 Kg, que es igual a 1676,22 N.

2.1.5. Selección del Conjunto Resorte Amortiguador:

2.1.5.1. Cálculo de la Rigidez de los Muelles en el Eje Delantero

Se selecciona un valor de 1,5 Hz (Timura, 2015), de frecuencia para la suspensión delantera, y de acuerdo a la distribución de pesos 40-60, la masa en el tren delantero es 111,2 Kg.

Se calcula la rigidez del sistema en el eje delantero mediante la siguiente fórmula:

Ecuación 8: Fórmula de la Frecuencia

$$f = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_s}{M}}$$

$$K_s = (2\pi * f)^2 * M$$

Dónde:

- f=frecuencia
- Ks= Constante de rigidez del sistema de suspensión
- M= Masa total sobre cada tren

$$K_s = (2\pi * 1,5)^2 * 111,2$$

$$K_s = 4,94 \text{ N/mm}$$

Utilizando la rigidez del neumático: Kn = 105.18 N/mm

Ecuación 9: Rigidez de la Rueda

$$K_r = \frac{K_s * K_n}{K_n - K_s}$$

Dónde:

- Kr= Rigidez de la rueda
- Ks= Constante de rigidez del sistema de suspensión
- Kn= Rigidez del neumático

$$K_r = \frac{4,94 * 105,18}{105,18 - 4,94}$$

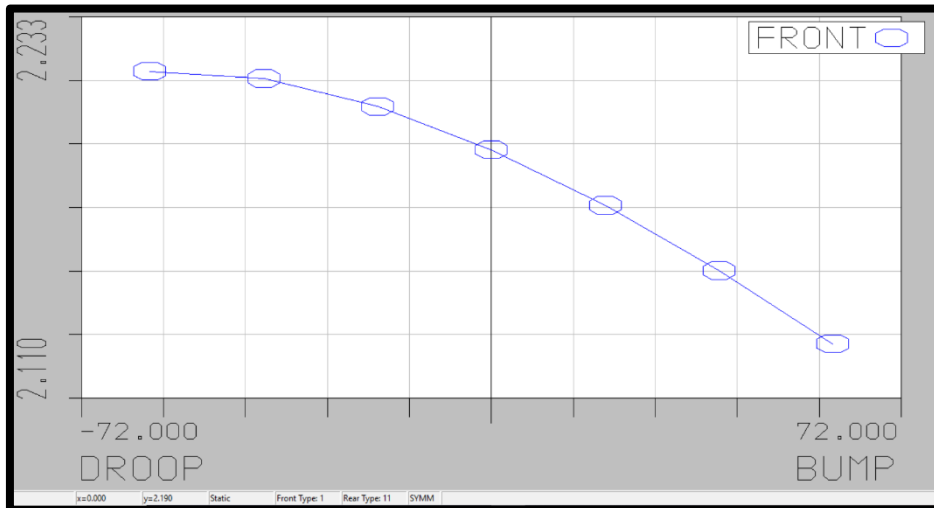
$$K_r = 5,18 \text{ N/mm}$$

La relación de desplazamiento se determina de acuerdo a la ubicación del conjunto resorte-amortiguador en la mesa de suspensión con la ayuda del software Lotus.

$$RD = 2,19$$

Figura 44

Relación del Desplazamiento de Suspensión en el Eje Delantero



Nota: En la figura se observa relación de desplazamiento del muelle en el eje delantero en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.10 nos muestra la distancia de desplazamiento de la suspensión, el eje delantero que es de 6cm hacia la parte inferior y 6cm a la parte superior teniendo un recorrido total de 12cm.

Ecuación 10: Rigidez del muelle

$$K_m = K_r * RD^2$$

Dónde:

- K_m = Rigidez del muelle
- K_r = Rigidez de la rueda
- RD = Relación de desplazamiento

$$K_m = 5,18 * 2,19^2$$

$$K_m = 24,85 \text{ N/mm}$$

Se selecciona un muelle con un valor de rigidez semejante o cercana a 24,85 N/mm. De acuerdo a la disponibilidad en el mercado se utilizará un muelle de 19,23 N/mm.

2.1.5.2. Cálculo de la Rigidez de los Muelles en el Eje Trasero

Se selecciona un valor de 1,7 Hz de frecuencia para la suspensión trasera (Timura, 2015), y de acuerdo a la distribución de pesos 40-60, la masa en el tren posterior es 166,8 Kg.

Se calcula la rigidez del sistema en el eje posterior mediante la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_s}{M}}$$

$$K_s = (2\pi * f)^2 * M$$

Dónde:

- f=frecuencia
- Ks= Constante de rigidez del sistema de suspensión
- M= Masa total sobre cada tren

$$K_s = (2\pi * 1,7)^2 * 166,8$$

$$K_s = 9,52 \text{ N/mm}$$

Utilizando la rigidez del neumático: Kn = 105.18 N/mm. Se calcula la rigidez en la rueda:

$$K_r = \frac{K_s * K_n}{K_n - K_s}$$

Dónde:

- Kr= Rigidez de la rueda
- Ks= Constante de rigidez del sistema de suspensión
- Kn= Rigidez del neumático

$$K_r = \frac{9,52 * 105,18}{105,18 - 9,52}$$

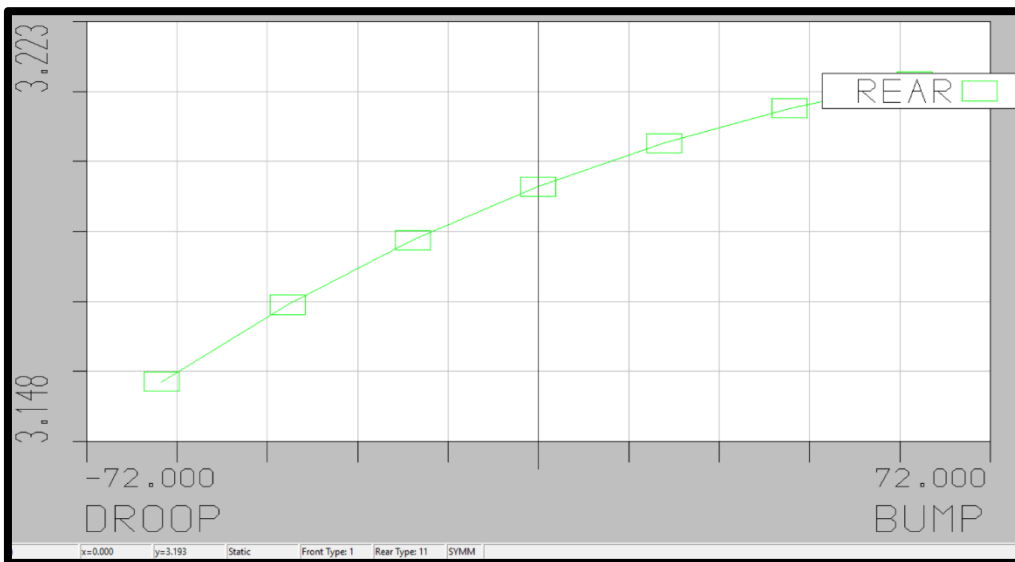
$$K_r = 10,46 \text{ N/mm}$$

La relación de desplazamiento se determina de acuerdo a la ubicación del conjunto resorte-amortiguador en la mesa de suspensión con la ayuda del software Lotus.

$$RD = 3,2$$

Figura 45

Relación de Desplazamiento de la Suspensión en el Eje Posterior



Nota: En la figura se observa relación de desplazamiento del muelle en el eje trasero en Lotus. Tomada de software Lotus

En la figura 2.11 se observa la relación de desplazamiento en la suspensión posterior, el cual es de 6cm hacia la parte inferior y 6cm hacia la superior, con un desplazamiento de movimiento de 12cm en total.

La rigidez del muelle será:

$$K_m = K_r * RD^2$$

Dónde:

- K_m = Rigidez del muelle
- K_r = Rigidez de la rueda

- RD= Relación de desplazamiento

$$K_m = 10,46 * 3,2^2$$

$$K_m = 107,13 \text{ N/mm}$$

Se selecciona un muelle con un valor de rigidez semejante a 107,13 N/mm. De acuerdo a la disponibilidad en el mercado se utilizará un muelle de 115,84 N/mm.

2.1.6. Análisis de los Elementos del Sistema de Suspensión (*Simulaciones en Solidworks*)

A partir de las cargas calculadas en las diferentes condiciones de manejo se utiliza la de mayor valor tanto para el eje delantero como para el posterior, para el análisis de los elementos de la suspensión.

2.1.6.1. Mesa Inferior Delantera

La mayor carga a la cual está sometida la mesa inferior delantera es en la condición de frenado brusco y adicional debe soportarla fuerza estática (en reposo).

Fuerza en frenada brusca:

$$F_1 = 134,8 * 9,8$$

$$F_1 = 1322,42 \text{ N}$$

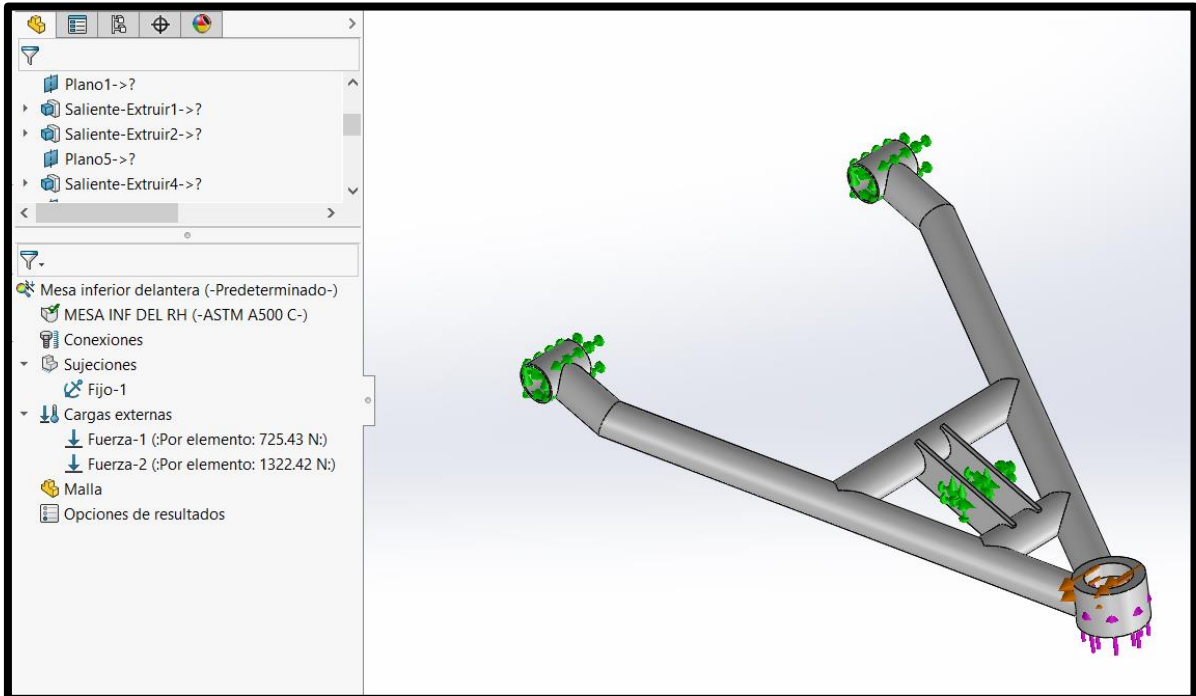
Fuerza en reposo:

$$F_2 = 73,95 * 9,8$$

$$F_2 = 725,43 \text{ N}$$

Figura 46

Mesa Inferior Delantera



Nota: En la figura se observa la mesa delantera inferior en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.12 se muestra el diseño de la mesa de suspensión inferior delantera, la cual se encarga de soportar la fuerza estática del peso del vehículo y la condición de frenada brusca.

2.1.6.2. Mesa Superior Delantera

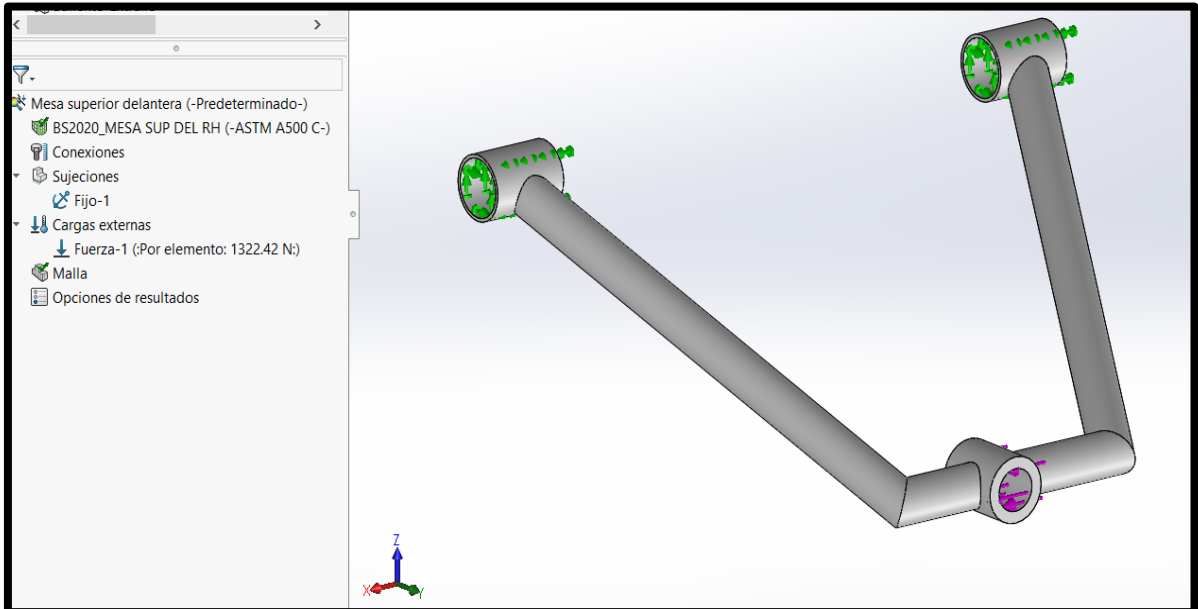
Fuerza en frenada brusca:

$$F_1 = 134,8 * 9,8$$

$$F_1 = 1322,42 \text{ N}$$

Figura 47

Mesa de Suspensión Superior Delantera



Nota: En la figura se observa la mesa delantera superior en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.13 observamos el diseño de la mesa superior delantera, en la simulación nos indica que la mayor carga a la cual está sometida es en la condición de frenada brusca.

2.1.6.3. Mesa de Suspensión Trasera (Brazo Tirado)

La mayor carga a la cual está sometida la mesa posterior es en la condición de curva, adicional debe soportarla fuerza estática (en reposo) y la fuerza tangencial generada por el par motor para generar tracción.

Fuerza en curva brusca:

$$F_1 = 170,87 * 9,8$$

$$F_1 = 1676,22 \text{ N}$$

Fuerza en reposo:

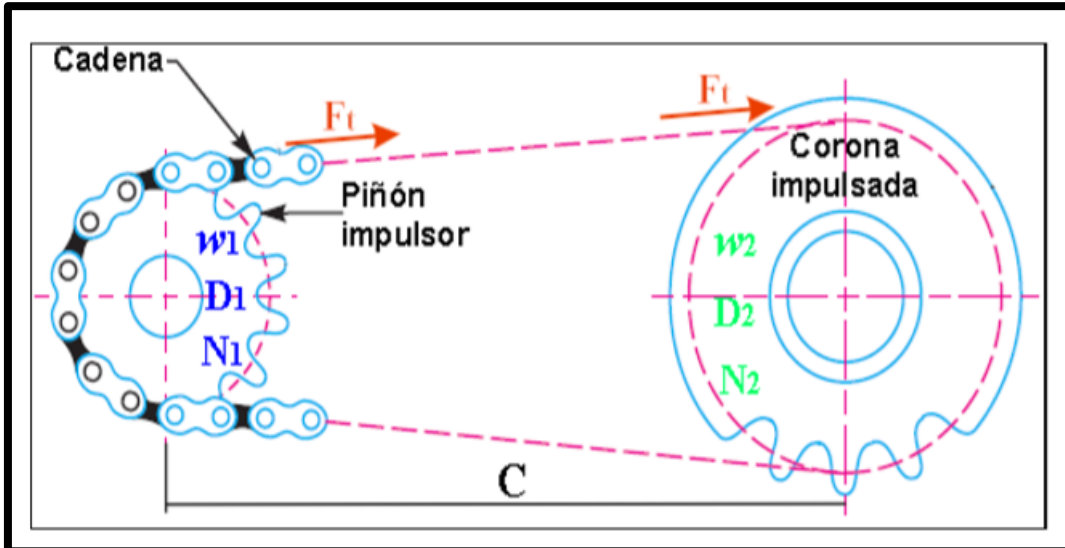
$$F_2 = 110,92 * 9,8$$

$$F_2 = 1088,14 \text{ N}$$

Fuerza tangencial del motor:

Figura 48

Sistema de Transmisión de Cadena



Nota: En la figura se observa el sistema de transmisión de cadena. Tomada de (Arroyo & Ayala, 2013)

La figura 2.14 indica que, para calcular la fuerza tangencial en la cadena de transmisión se toma en consideración una relación de velocidades de 3 a 1 entre el piñón del motor y la corona del eje de transmisión, y que la fuerza tangencial de la cadena es la misma tanto para la corona como para el piñón, se tiene:

Ecuación 11: Fuerza Tangencial del Motor

$$F_t = \frac{T_{mot}}{\frac{D_1}{2}}$$

$$F_t = \frac{19,7Nm}{\frac{0,06}{2}m}$$

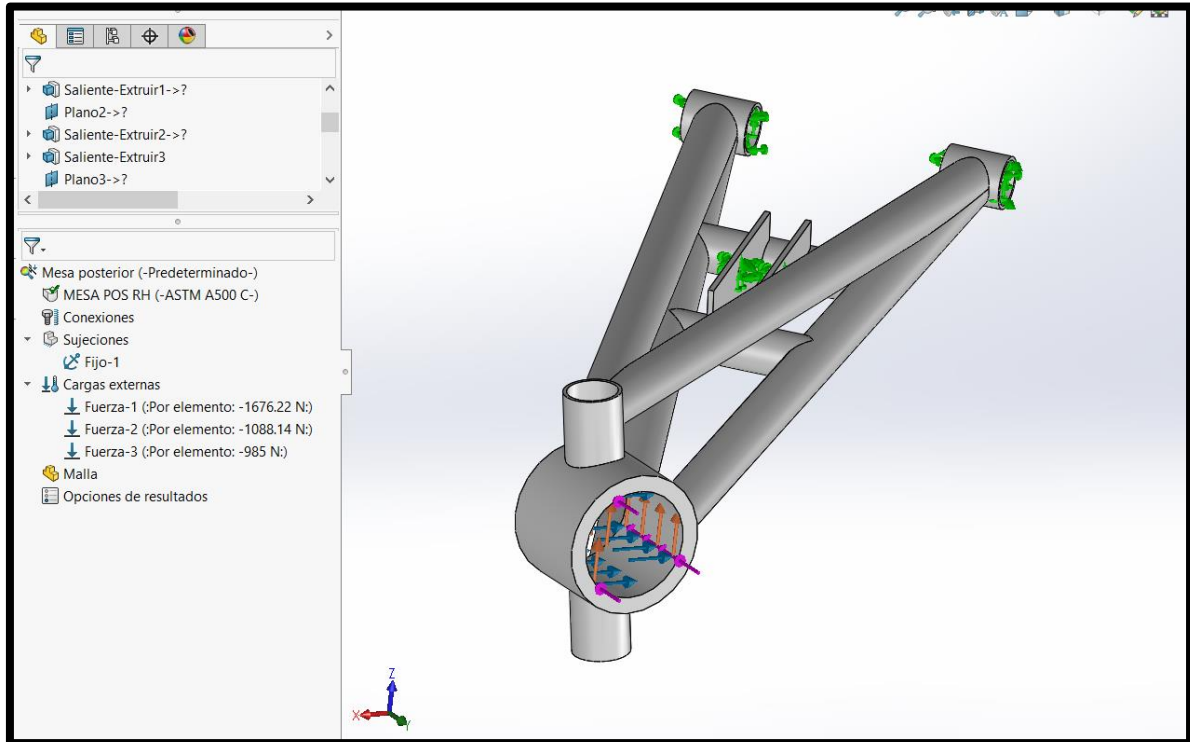
$$F_t = 656,7 N$$

Por lo tanto, la fuerza tangencial de diseño que actúa sobre la mesa posterior tomando en cuenta el factor de carga es:

$$F_3 = 985 N$$

Figura 49

Mesa de Suspensión Posterior



Nota: En la figura se observa la mesa de suspensión trasera en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.15 se observa el diseño de la mesa de suspensión posterior con el acero ASTM500, la cual está sometida a soportar 3 condiciones de fuerza, la estática, tangencial y la condición en curva.

2.2. Diseño y Modelado 3D del Bastidor de Acuerdo a la Normativa Baja SAE (*Solidworks*)

Se realiza un análisis estructural estático en el software SOLIDWORKS.

2.2.1. Parámetros Iniciales Determinados para la Competencia:

2.2.1.1. *Propiedades del Material*

El material utilizado para el análisis del bastidor es el acero ASTM A500 grado C, disponible en el mercado nacional.

Las propiedades mecánicas de este material son las siguientes:

Figura 50

Propiedades del Material del Acero ASTM 500

Physical Properties	Metric
Density	7.85 g/cc
Mechanical Properties	Metric
Tensile Strength, Ultimate	425 MPa
Tensile Strength, Yield	315 MPa
Elongation at Break	21 %
Bulk Modulus	160 GPa
Shear Modulus	80.0 GPa
Component Elements Properties	Metric
Carbon, C	<= 0.27 %
Copper, Cu	<= 0.18 %
Iron, Fe	98 %
Manganese, Mn	<= 1.4 %
Phosphorous, P	<= 0.050 %
Sulfur, S	<= 0.063 %

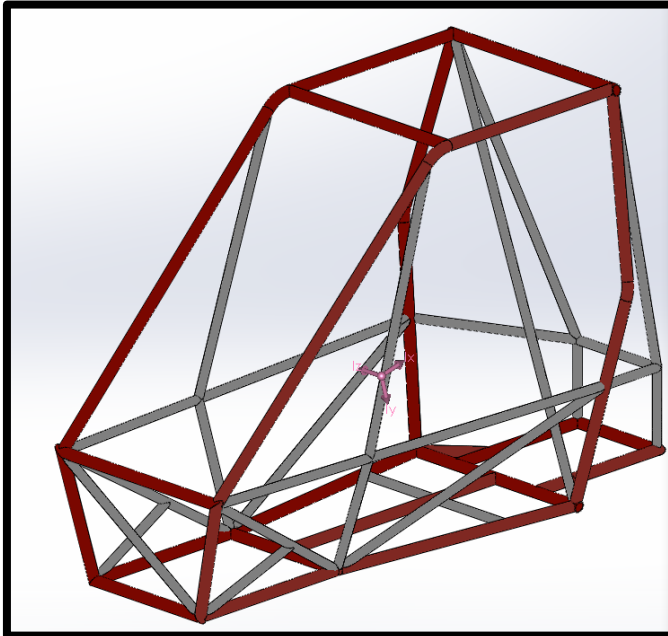
Nota: En la figura se observa propiedades del material del acero ASTM 500. Tomada de <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=c5b4adbcee774d7e8be46783bf8e3b79>

La figura 2.16 indica las propiedades mecánicas del material, esto nos sirve de referencia para saber si el material a utilizar en los elementos primarios y secundarios cumplen con la normativa exigida por la SAE para la construcción del bastidor.

2.2.1.2. *Distribución de Tubos y Centro de Gravedad*

Figura 51

Distribución de Tubos y Centro de Gravedad



Nota: En la figura se observa el bastidor en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.17 se observa el diseño del bastidor realizado en el software SOLIDWORKS, en el cual podemos identificar los miembros primarios que están constituidos por el color rojo y los miembros secundarios en el color plomo; además, se observa el punto donde se encuentra el centro de gravedad del bastidor.

Tabla 2

Especificaciones del Material de los Miembros del Bastidor

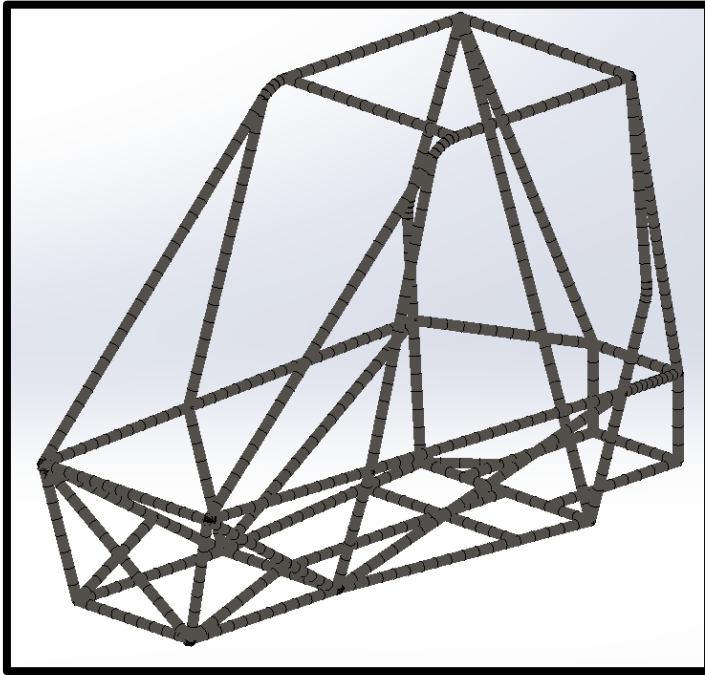
Tipo	Color	DIAMETRO x ESPESOR (in x mm)
Primarios	ROJO	1,25 in x 2mm
Secundarios	PLOMO	1 in x 1,5mm

Nota: En esta tabla se muestra el material de los miembros del bastidor. Datos tomados de Autoría propia

2.2.1.3. *Mallado*

Figura 52

Mallado de la Estructura



Nota: En la figura se observa el mallado del bastidor en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.18 se observa un mallado tipo viga realizado en la estructura con un total de nodos de 827 y un número total de elementos de 702, prediciendo el comportamiento del modelo desarrollado.

2.2.2. **Análisis estructural del bastidor**

2.2.2.1. *Impacto Frontal*

Se considera que el vehículo se impacta a la velocidad máxima de 60Km/h, desacelerando hasta el reposo en un tiempo de 0,5 s (Cortés, 2015), la desaceleración producida se calcula como:

Ecuación 12: Movimiento Rectilíneo

$$a = \frac{v_f - v_0}{t}$$

$$a = \frac{0 - 16.67}{0,5}$$

$$a = -33.33 \text{ m/s}^2$$

La fuerza de impacto entonces está dada por:

Ecuación 13: Fórmula de Fuerza

$$F = m \cdot a$$

$$F = 278 * 33.33$$

$$F = 9933.33 \text{ N}$$

Se aproxima un valor entero y se aplica en el estudio una fuerza de impacto frontal de 10000 N. En la simulación se aplica la fuerza por unidad de longitud:

Ecuación 14: Fuerza de Impacto

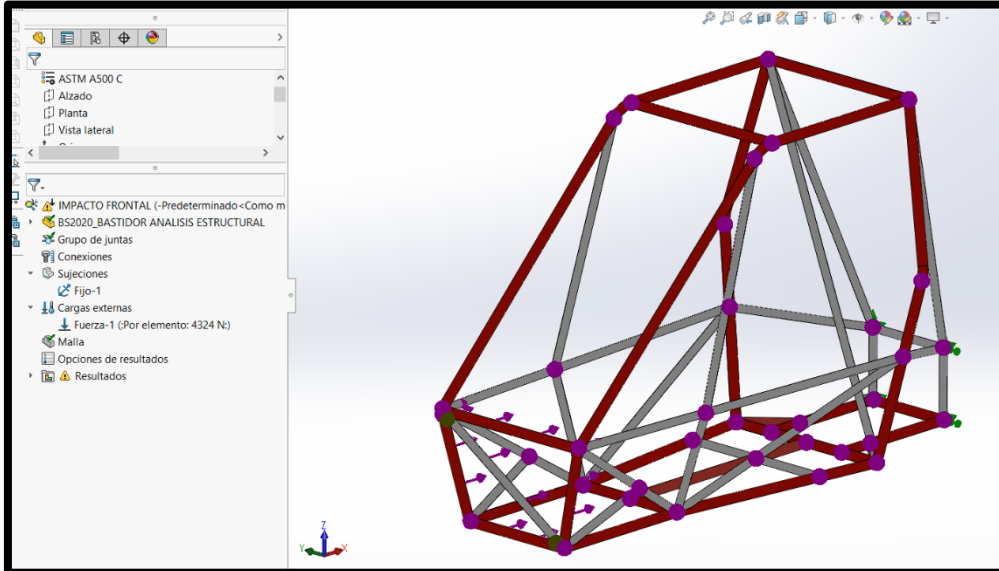
$$F_i = \frac{F}{D}$$

$$F_{if} = \frac{10000}{2,3125}$$

$$F_{if} = 4324 \text{ N/m}$$

Figura 53

Impacto Frontal



Nota: En la figura se observa las fuerzas de impacto frontal en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.20 se observa la simulación de impacto frontal donde se aplica una fuerza de 10000N distribuida en los 4 tubos frontales del bastidor.

2.2.2.2. Impacto Lateral

En el impacto lateral se considera que un vehículo colisiona lateralmente bajo las mismas características de velocidad que se analizó en el impacto frontal, por lo cual se aplica 10000 N de fuerza.

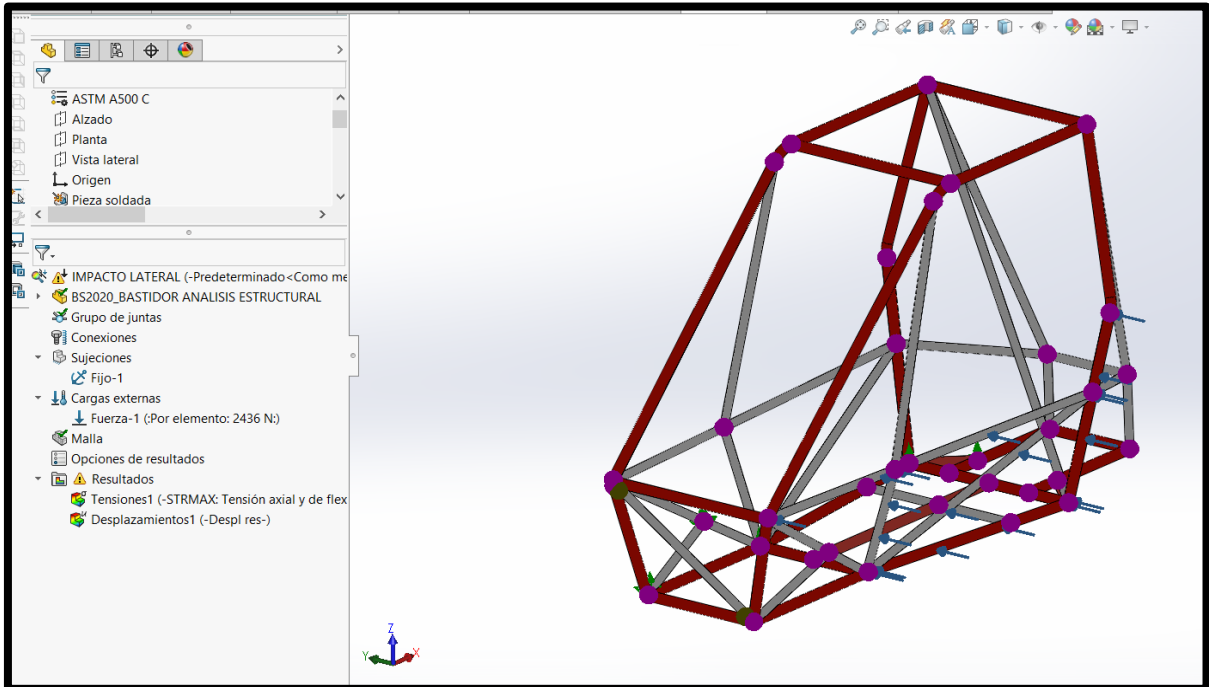
En la simulación se aplica la fuerza por unidad de longitud:

$$F_{il} = \frac{1000N}{4,106m}$$

$$F_{il} = 2436 N/m$$

Figura 54

Simulación de Impacto Lateral



Nota: En la figura se observa las fuerzas de impacto lateral en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.21 se observa la simulación realizada de impacto lateral donde se aplicó la misma fuerza de 10000N en los miembros laterales de la parte inferior del bastidor.

2.2.2.3. Volcamiento

En el caso del volcamiento o impacto superior se analiza como una caída libre sometida a la aceleración constante de la gravedad. Se considera una caída desde una altura de 3 m con una velocidad inicial de 12.5 m/s (Cortés, 2015), se aplica la siguiente fórmula:

Ecuación 15: Caída Libre

$$v_f^2 = v_0^2 + 2 \cdot g \cdot h$$

$$v_f^2 = 12,5^2 + 2 * 9,81 * 3$$

$$v_f = 14,67 \text{ m/s}$$

El vehículo impacta el suelo con la velocidad de 14,67 m/s y se considera que toma 0,5s para llegar al reposo, lo que provoca una desaceleración:

Ecuación 16: Movimiento uniformemente acelerado

$$a = \frac{V_f - V_o}{t}$$

$$a = \frac{0 - 14,67}{0,5}$$

$$a = -29,33 \text{ m/s}^2$$

La fuerza de impacto entonces está dada por:

$$F = m \cdot a$$

$$F = 278 * 29,33$$

$$F = 8153,74 \text{ N}$$

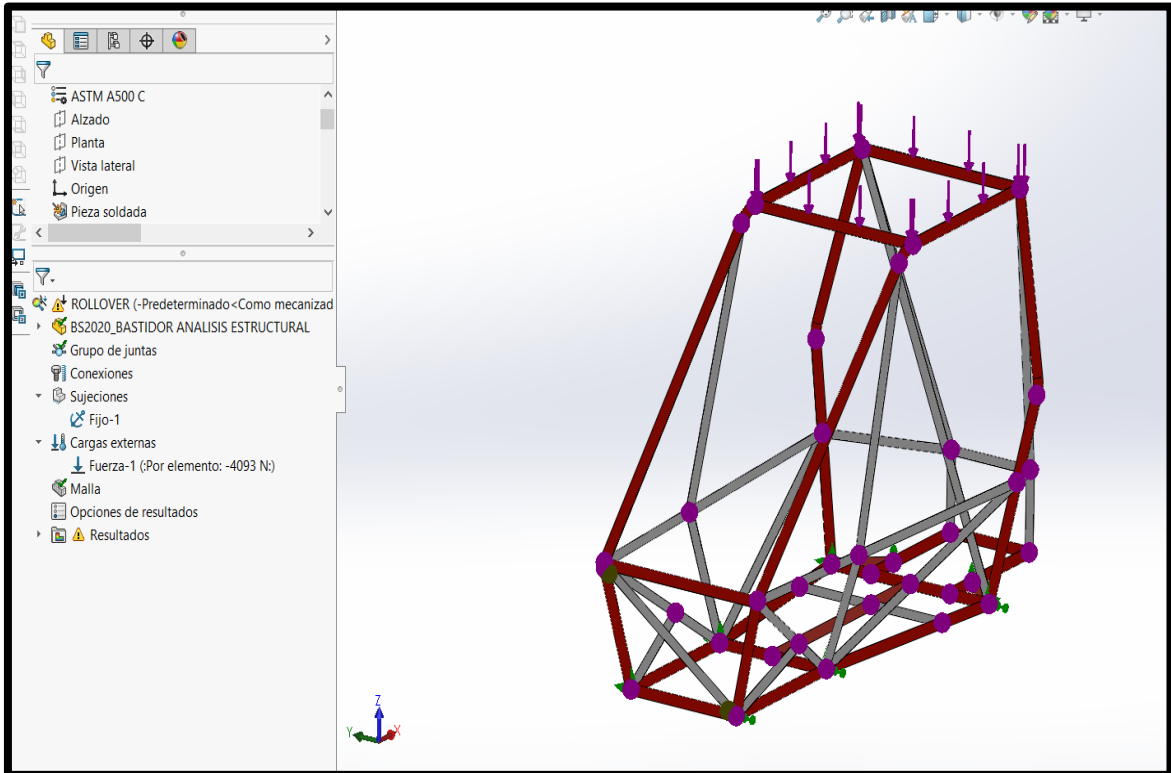
Se aproxima a una carga de impacto de 10000 N. En la simulación se aplica la fuerza por unidad de longitud:

$$F_v = \frac{10000}{2,443}$$

$$F_v = 4093 \text{ N/m}$$

Figura 55

Impacto Superior o de volcamiento



Nota: En la figura se observa las fuerzas de impacto superior y volcamiento en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.22 se observa el análisis del impacto superior, donde se aplica una fuerza por unidad de longitud de 10000N distribuida en los 4 miembros superiores.

2.2.2.4. Análisis de Rigidez Torsional del Bastidor (Simulaciones en Solidworks + Cálculo)

La rigidez torsional del bastidor se puede obtener de la siguiente manera (Cortés, 2015):

Ecuación 17: Rigidez Torsional

$$R_T = \frac{T}{\alpha} = \frac{F \cdot b}{\tan^{-1}\left(\frac{d}{b}\right)}$$

Dónde:

RT = Rigidez torsional del chasis [N.m/deg]

T = Par generado [N.m]

α = Ángulo de deformación [deg]

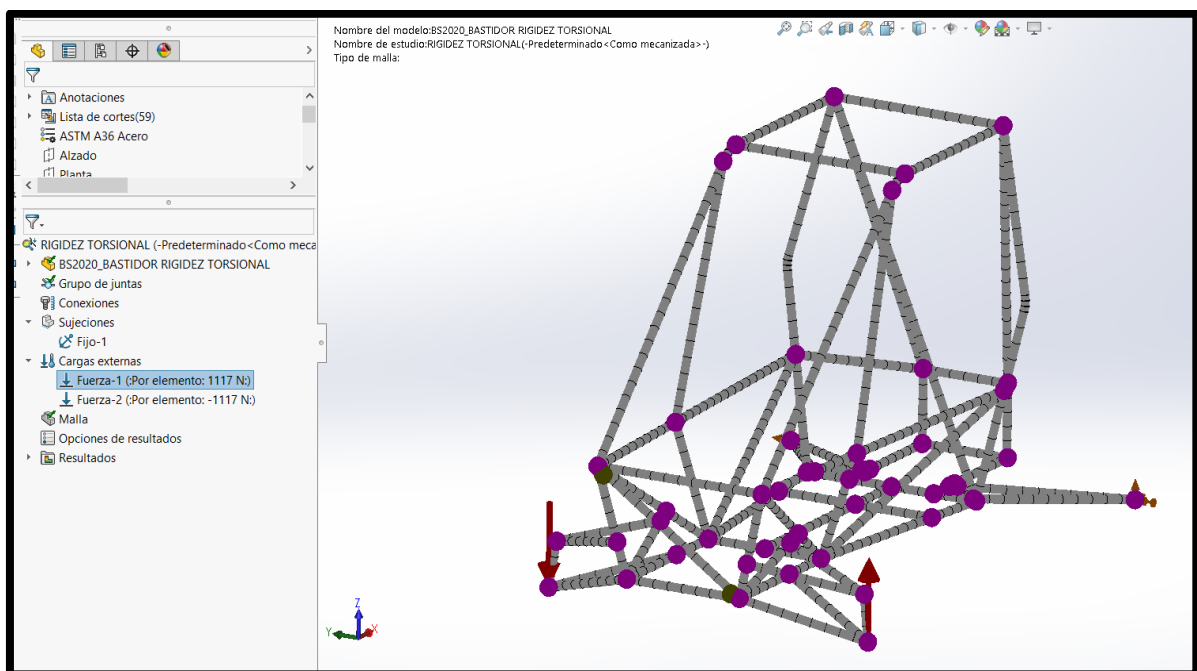
F = Fuerza aplicada [N]

b = Ancho de vía del vehículo [m]

d = Desplazamiento máximo [m]

Figura 56

Rigidez Torsional



Nota: En la figura se observa las fuerzas aplicadas en la rigidez torsional en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la figura 2.23 se lleva a cabo una simulación sometiendo a la estructura a un par aplicando las fuerzas máximas a las cuales se somete el tren delantero en una curva, que corresponde a 1117,48 N.

2.3. Construcción del Bastidor y Suspensión

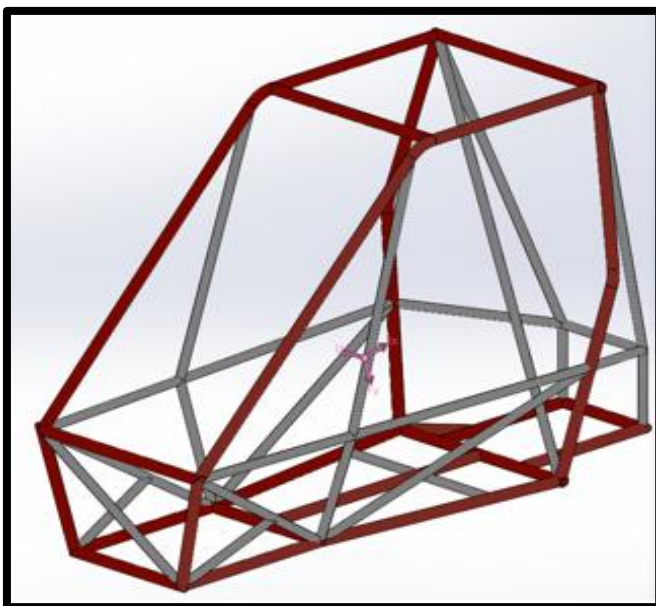
En el proceso de construcción se debe tomar en cuenta las herramientas, máquinas, componentes y materiales que se necesitan, así como la aplicación de métodos sencillos, sin descuidar la imagen del chasis y cumplir la normativa establecida de Baja SAE.

2.3.1. Selección de Materiales

En los miembros principales, secundarios, así como la suspensión tienen un acero aleado con el 0.27% de carbono. En lo que se refiere a la construcción del bastidor y la suspensión se utilizó un acero ASTM A500 grado C, considerando que es un material que se tiene disponible en el mercado nacional, el cual es resistente y soporta perfectamente las pruebas de compresión, torsión y tensión.

Figura 57

Miembro Primario y Secundario



Nota: En la figura se observa los miembros primarios y secundarios en Solidworks. Tomada de software Solidworks

En la fabricación del bastidor se utilizó miembros secundarios con un espesor de 1,5mm. En los puntos de unión de los miembros primarios se refuerzan con el miembro secundario debido a que pueden tener una falla de torsión y se utiliza un miembro secundario para disminuir su peso.

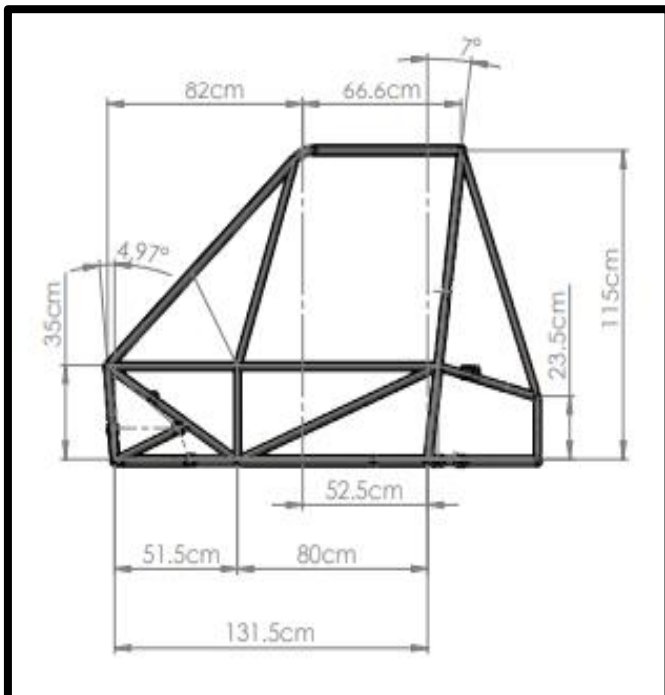
2.3.2. Planos de Diseño para la Construcción del Bastidor y la Suspensión

En la construcción primero se realizó el bastidor y luego la suspensión, cada uno de estos elementos se basa en un plano proyectado de las piezas en 3D con la ayuda del programa informático SOLIDWORKS. Para la proyección del plano se realiza en un formato A4 de escala 1:100, y se procede a la fabricación de cada uno de los componentes.

2.3.2.1. Vistas de Proyección del Bastidor en 2D

Figura 58

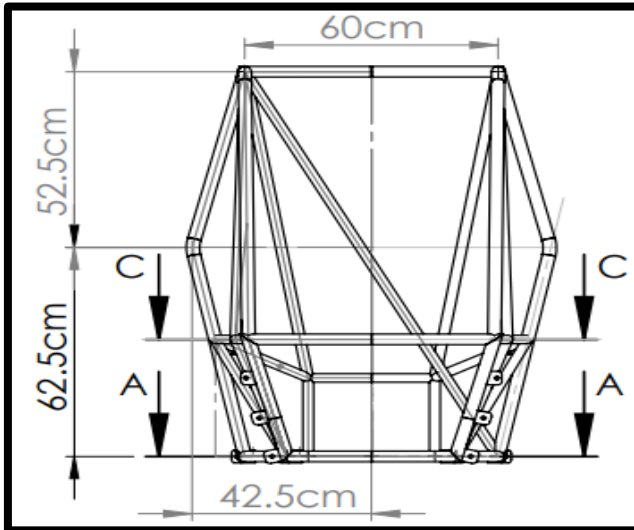
Vista Lateral del Bastidor



Nota: En la figura se observa la vista lateral del bastidor en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 59

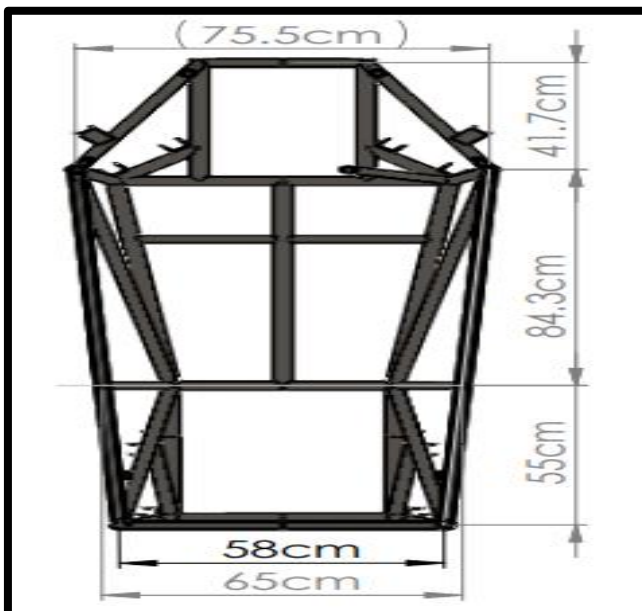
Vista Posterior de Bastidor



Nota: En la figura se observa la vista posterior del bastidor en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 60

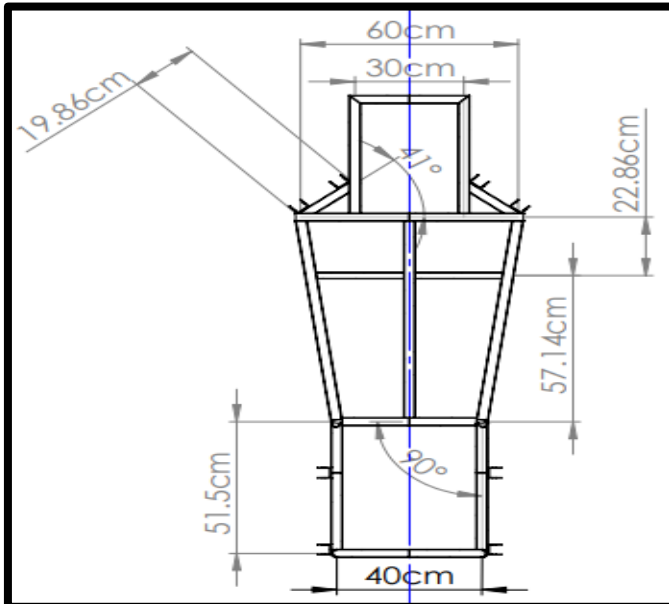
Recorte C-C en la Vista Posterior de Bastidor



Nota: En la figura se observa el recorte en el medio de la vista posterior del bastidor en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 61

Vista Inferior del Bastidor

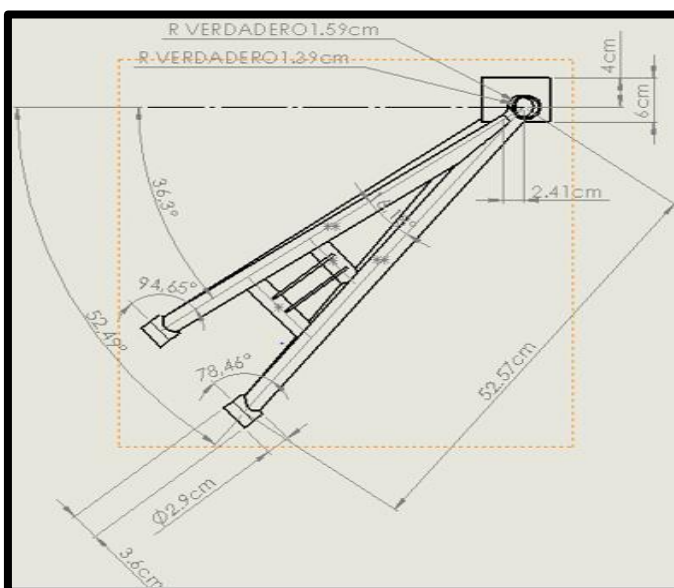


Nota: En la figura se observa la vista inferior del bastidor en Solidworks. Tomada de software Solidworks

2.3.2.2. Vista de Brazos de la Suspensión en 2D

Figura 62

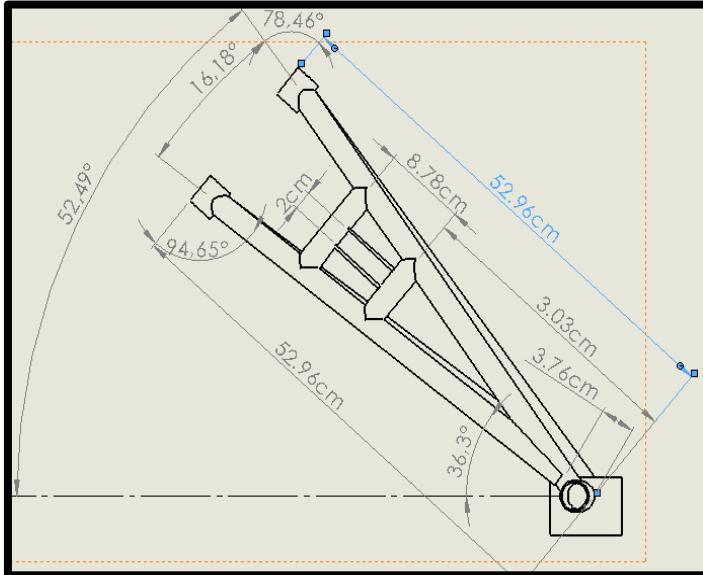
Plano Frontal del Brazo Posterior



Nota: En la figura se observa la vista frontal del brazo de suspensión trasera en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 63

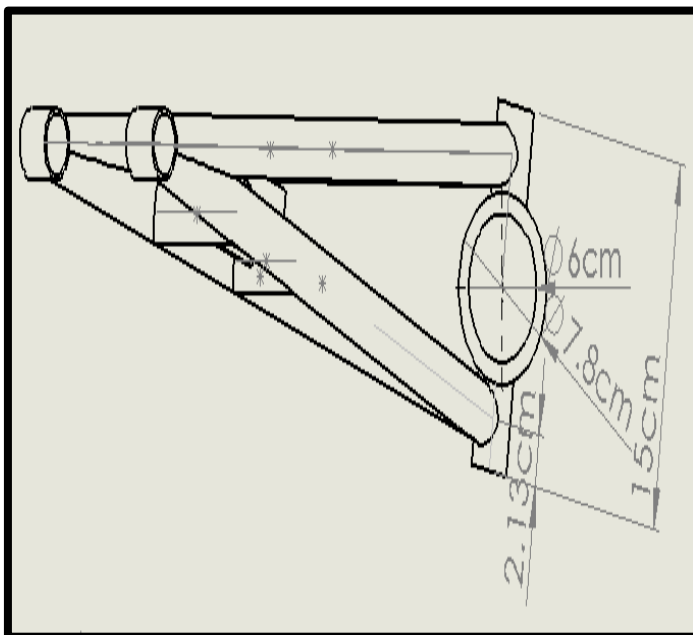
Plano Inferior del Brazo Posterior



Nota: En la figura se observa la vista inferior del brazo de suspensión trasera en Solidworks.
Tomada de software Solidworks

Figura 64

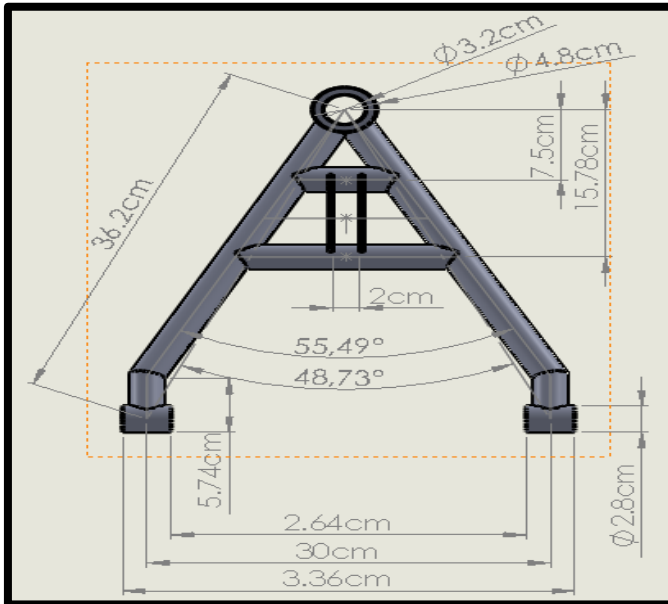
Plano Superior del Brazo Posterior



Nota: En la figura se observa la vista superior del brazo de suspensión trasera en Solidworks.
Tomada de software Solidworks

Figura 65

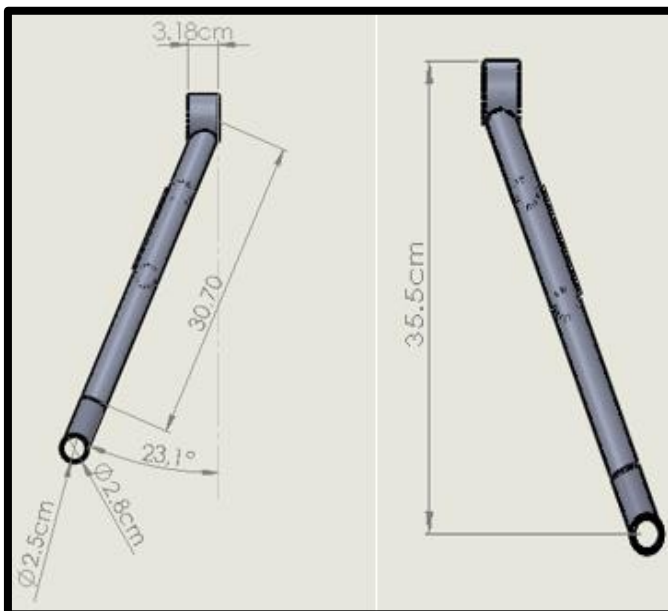
Vista de la Mesa Inferior



Nota: En la figura se observa la vista del brazo inferior en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 66

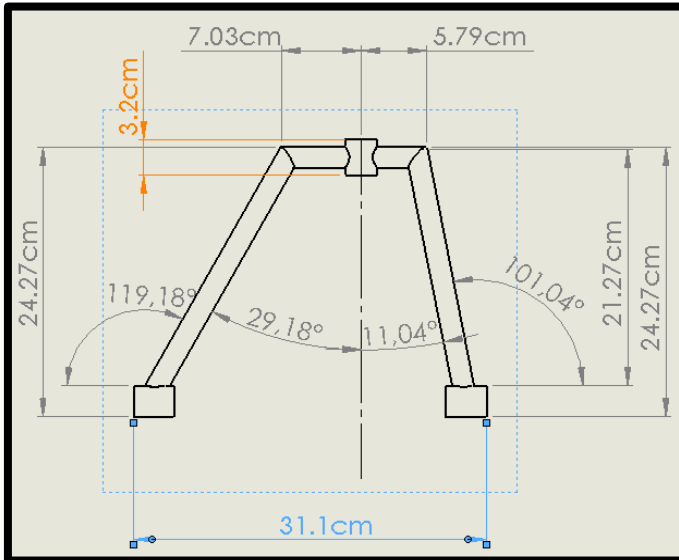
Vista de la Mesa Inferior Delantera



Nota: En la figura se observa la vista lateral del brazo inferior en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 67

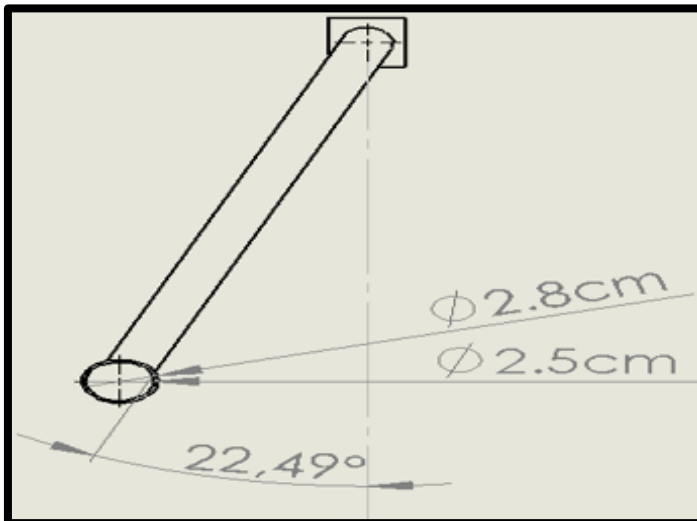
Vista Delantera de la Mesa Superior



Nota: En la figura se observa la vista del brazo superior en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 68

Vista Lateral de la Mesa Superior

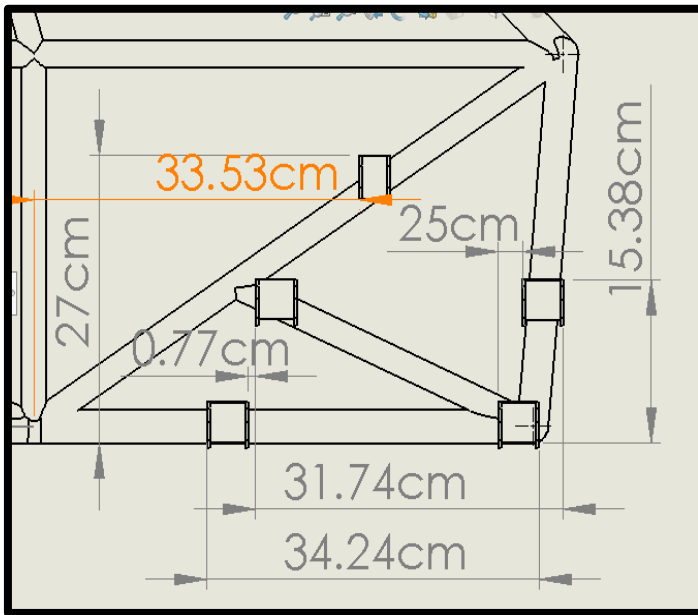


Nota: En la figura se observa la vista lateral del brazo superior en solidworks. Tomada de software Solidworks

2.3.2.3. Ubicación de las Platinas

Figura 69

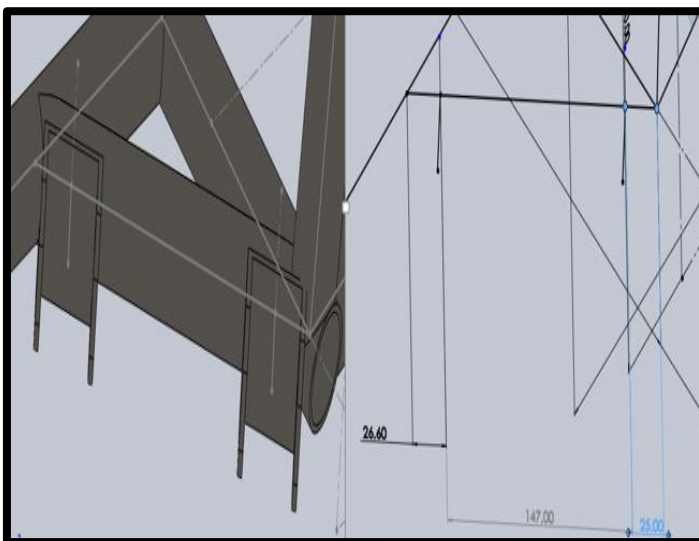
Ubicación de las Platinas para las Mesas Delanteras



Nota: En la figura se observa ubicación de las platinas en el eje delantero en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 70

Ubicación de las Platinas para el Brazo de Suspensión Trasera

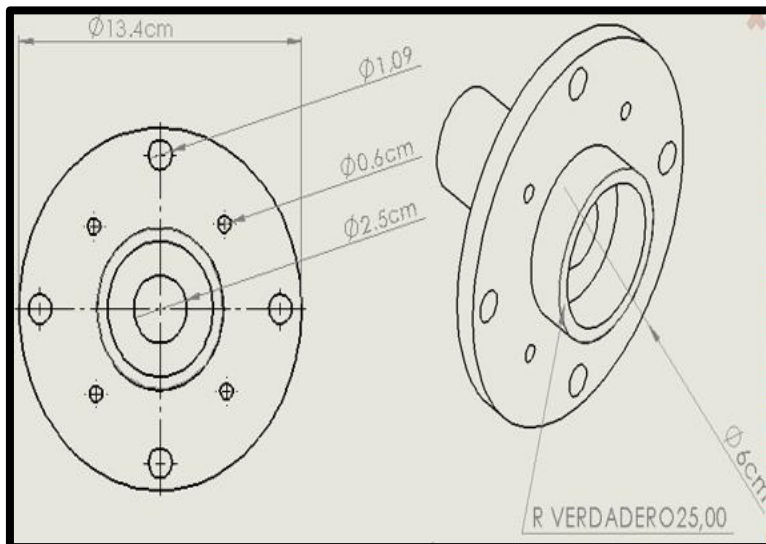


Nota: En la figura se observa ubicación de las platinas en el eje trasero en Solidworks. Tomada de software Solidworks

2.3.2.4. Otros Elementos de Sujeción

Figura 71

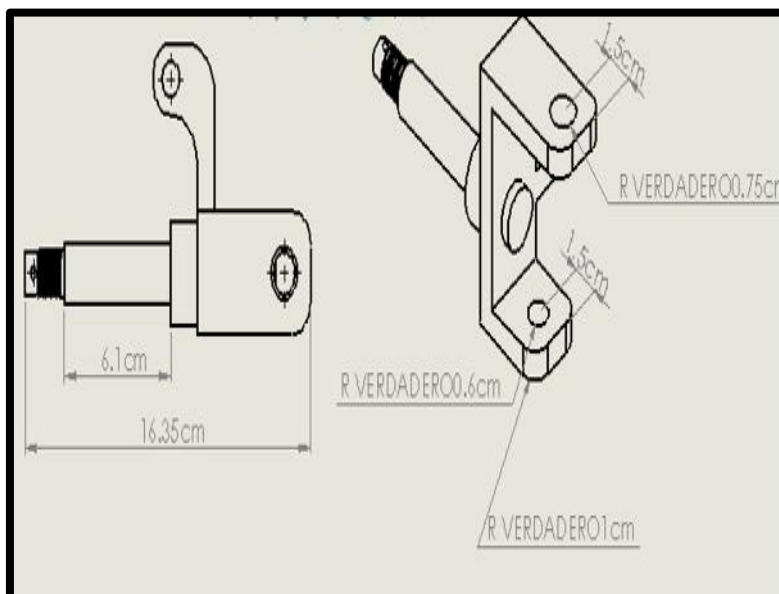
Vista de Manzana Posterior



Nota: En la figura se observa la vista de manzana posterior en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 72

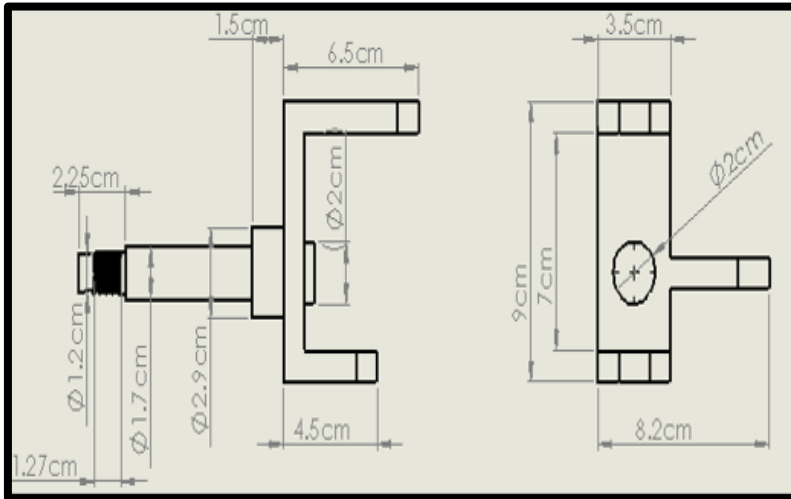
Vista de Mangueta Delantera



Nota: En la figura se observa la vista de mangueta delantera en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 73

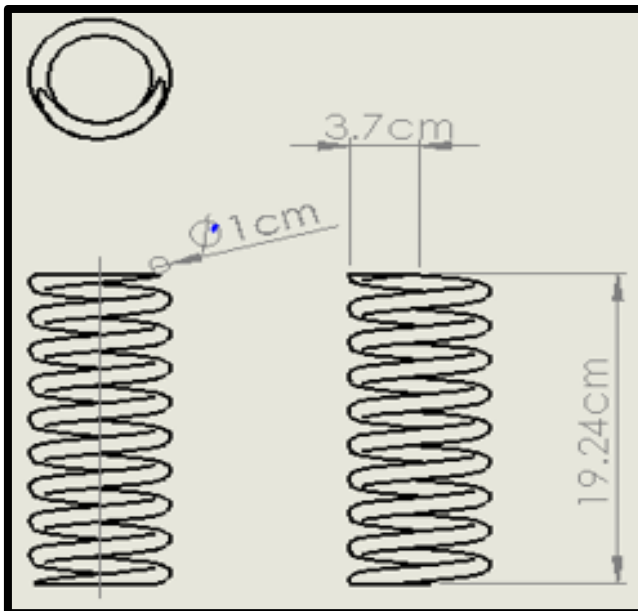
Vistas de Mangueta Delantera Lateral y Superior



Nota: En la figura se observa la vista superior y lateral de mangueta delantera en Solidworks. Tomada de software Solidworks

Figura 74

Vista de Resorte



Nota: En la figura se observa la vista del amortiguador en Solidworks. Tomada de software Solidworks

2.3.2.5. *Corte de Tubos*

Los cortes que se realizaron están basados en el diseño realizado en SOLIDWORKS, en donde los elementos al final tuvieron un sellado hermético con la suelda, también se tomó en cuenta para los cortes la inclinación que varía en su posición y ángulo.

Figura 75

Corte de Tubos en Boca de Pescado



Nota: En la figura se observa el corte de tubos. Tomada de autoria propia

2.3.3. **Proceso de Soldadura**

Figura 76

Suelda MIG



Nota: En la figura se observa la suelda Mig. Tomada de autoria propia
La construcción del bastidor y las mesas de la suspensión se realizó mediante la utilización de una suelda MIG, con alambre continuo consumible de cobre de un diámetro de 0.8mm y un gas activo CO₂, debido a sus ventajas que se presentan a continuación:

- Ofrece un excelente acabado en el acero ASTM500;
- Facilidad de manipulación del equipo;
- Proporciona una calidad alta de acabado en cualquiera posición de la suelda;
- No requiere una limpieza profunda después de la suelda.

Para realizar el proceso de soldadura se tomó en cuenta ciertos parámetros de seguridad y ubicación como:

- Un espacio de área máximo de 2m;
- Utilizar una fuente de voltaje de 220 v para la suelda MIG;
- Usar un equipo de corte con un disco de acabado fino;
- Un espacio libre de partículas que puedan causar problemas;

2.3.4. Construcción de Bastidor

Figura 77

Fabricación de la Base de la Jaula



Nota: En la figura se observa la base de la jaula. Tomada de autoría propia

En la fabricación de la jaula, se coloca los miembros primarios y secundarios tomando en cuenta una base plana a 0° , la cual se divide en 3 secciones como: la sección cuadrada en el eje delantero, sección cuadrada del eje posterior y sección medio.

La sección del eje delantero tiene un ancho de 400mm y largo de 515mm con miembros primarios. La sección media con dimensiones de 800mm de largo y el ancho que conecta con la sección del eje delantero de 400mm y el ancho que se conecta con el eje posterior de 600mm. En estos anchos se conecta dos miembros laterales, entre los dos anchos en la sección media se conecta un miembro primario centrado y un último miembro cruzado con desplazamiento de 22.86mm desde el ancho de la sección media de 600mm. La sección en el eje posterior de largo de 400mm y ancho de 300mm con miembros primarios y el cruce del miembro para la sujeción de la suspensión de 147mm a 45° , se une la sección media y en la sección posterior, todas las medidas son del centro del tubo.

2.3.4.1. Base para Apoyo de Impactos SIM

Figura 78

Fabricación de la Base de Apoyo para SIM



Nota: En la figura se observa la base para apoyo de impactos SIM. Tomada de autoría propia. De la misma manera, la base de la jaula debe estar en 0° , sobre esta se tiene los soportes de apoyo delantero con una altura de 350mm x 580mm, con una inclinación hacia adelante de 5° . Este apoyo es fabricado con miembros primarios y en el soporte de apoyo posterior tiene un ancho de 300mm x 235mm, con miembro secundario de altura sin ninguna inclinación.

2.3.4.2. Rollo de Aro o RRH

Figura 79

Fabricación de RRH



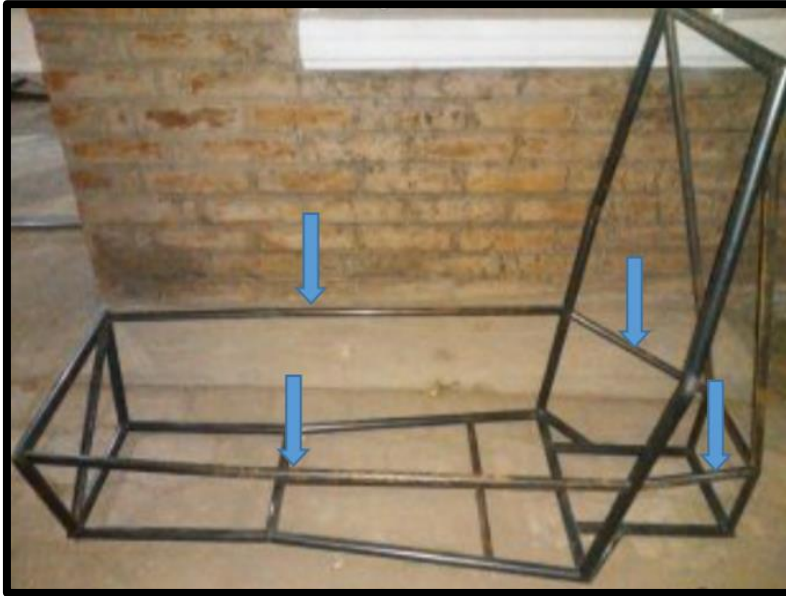
Nota: En la figura se observa el rollo de aro o RRH. Tomada de autoría propia

En la construcción del RRH de protección del piloto se utiliza miembros primarios. Para poder realizar de manera correcta la soldadura, primero se fija una superficie plana a 0° la base de la jaula. Antes de realizar una soldadura se debe utilizar unos dobleces de 5° a la altura de 625mm. Las dimensiones del RRH es de 600mm x 115mm con una inclinación de 7° hacia atrás del conductor, desde el radio de curvatura tiene una distancia de 755mm. Esta dimensión está considerada para cualquier persona, garantizando seguridad ante cualquier accidente y todas las medidas se toman del centro del eje del tubo.

2.3.4.3. SIM de Impactos Laterales

Figura 80

Fabricación de SIM



Nota: En la figura se observa el SIM de impactos laterales. Tomada de autoría propia

Estos laterales son paralelos a la base de apoyo de 0° con vista lateral; sin embargo, tiene doble medida desde el apoyo delantero una distancia de 550mm; en los dos laterales, el dobléz tiene una distancia 650mm, en este dobléz se debe unir un miembro secundario en el punto donde se unen la sección del eje delantera y sección media de la base de la jaula. Existe otro SIM que se conecta desde el RRH hasta las puntas de los apoyos posteriores.

2.3.4.4. Rollo de Aro Miembro de Arriba

Figura 81

Fabricación de RHO



Nota: En la figura se observa el rollo de aro miembro de arriba. Tomada de autoría propia

Este bastidor está construido con miembros primarios, tiene dobleces medidos desde el RRH hacia adelante del conductor de 666 mm y está conectado hasta la punta del soporte de apoyo delantero para el SIM.

2.3.4.5. *Laterales de Refuerzo*

Figura 82

Colocación de los Refuerzos



Nota: En la figura se observa los laterales de refuerzo. Tomada de autoría propia

Para los refuerzos generalmente se utilizan miembros secundarios para evitar el aumento de peso, pero son necesarios para reforzar la estructura en un accidente o vuelco. Estas no son necesario dimensionar, ya que solo se toma referencia los puntos de unión de los diferentes miembros como RRH, RHO y SIM.

2.3.4.6. *Platinas para Sujeción de los Brazos de Suspensión*

Las platinas deben ser de un espesor mínimo de 3mm, en estas son sujetas los brazos de la suspensión delantera y trasera. La ubicación de las platinas para los brazos posteriores son dos platinas centradas con distancias de 147mm, medidas desde el centro de la platina. La ubicación de la platina es distanciada con 25mm de la punta del ancho de la sección medio que es 600mm.

2.3.5. Construcción de la Suspensión

2.3.5.1. Brazo de Suspensión Trasera

Figura 83

Construcción de Brazo de Suspensión Posterior



Nota: En la figura se observa el brazo de suspensión trasera. Tomada de autoría propia

Para los brazos de suspensión posteriores se utilizan el espesor y el radio diferente, ya que son los puntos críticos donde requieren mayor tensión, compresión y torsión, como en el acople de la mangueta M3 es de diámetro 78mm x 7mm de espesor y largo de 60mm. La base que sujeta a los miembros secundarios de la suspensión M2, tiene un diámetro de 30mm x 5mm de espesor y el largo de 50mm. El miembro M2 se une al lado perpendicular de M3. El miembro M1 utiliza las mismas características de miembro secundario que se utiliza en la construcción de la jaula, el M1 tiene un largo de 50mm. Sobre una superficie a 0° se suelda el M3 para definir el ángulo de M1 es de 36.3°.

Figura 84

Construcción de Brazo de Suspensión Posterior



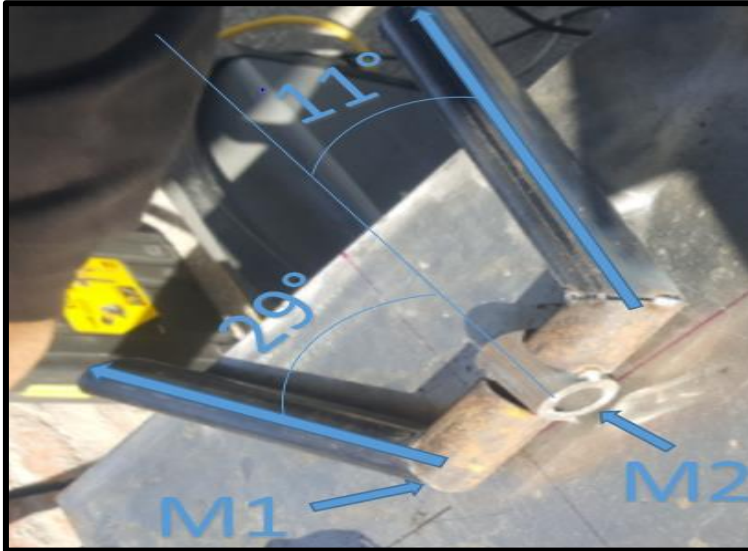
Nota: En la figura se observa un ángulo del brazo de suspensión trasera. Tomada de autoría propia

El miembro M1 se une a un nuevo miembro M4 de diámetro 40mm y 3mm de espesor y 36mm de largo; el ángulo de separación en los dos miembros secundarios M1 es de 16.18°. A la vez este miembro M4 se une con el bastidor mediante los bujes de goma.

2.3.5.2. *Brazo de Suspensión Delantero Superior*

Figura 85

Construcción de Brazo Delantero Superior



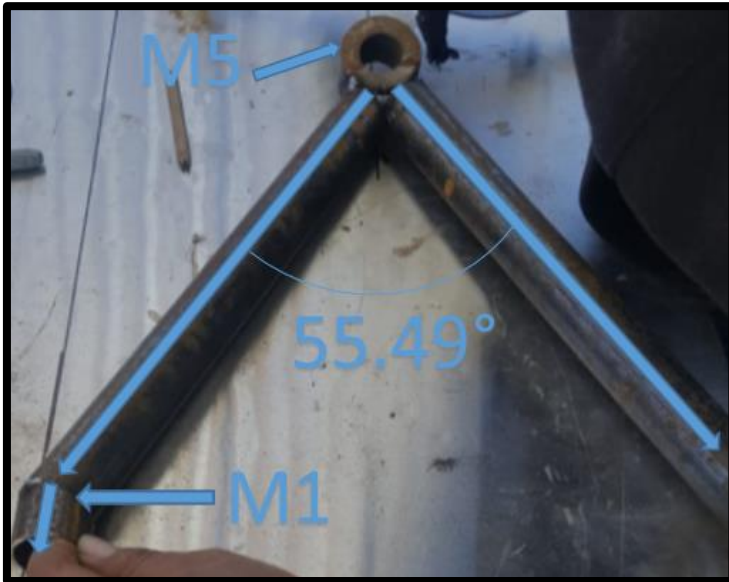
Nota: En la figura se observa el brazo de suspensión delantera superior. Tomada de autoría propia

En la construcción del brazo delantero superior se utiliza los mismos materiales que en la construcción de los otros brazos. El miembro M2 se coloca en una superficie a 0° y cortes de 32mm de largo, luego se sueldan 2 miembros secundarios M1 de 73mm y 57mm medidas desde el centro del eje perpendicular al M2; posteriormente, se sueldan los miembros secundarios M1 con una dimensión de 242.7mm le largo medida en ángulo recto hasta el M4. Estos dos miembros secundarios tienen dos ángulos diferentes de 29° y 11° desde el eje de M2. Y un M4 de 36mm se suelda perpendicular al M1. El M4 se utiliza en todos los brazos de suspensión que se conecta con el bastidor con la misma dimensión de ancho de 40mmx3mm de largo 36mm.

2.3.5.3. Brazo de Suspensión Delantero Inferior

Figura 86

Construcción de Brazo Delantero Inferior



Nota: En la figura se observa el ángulo del brazo de suspensión delantera superior. Tomada de autoría propia

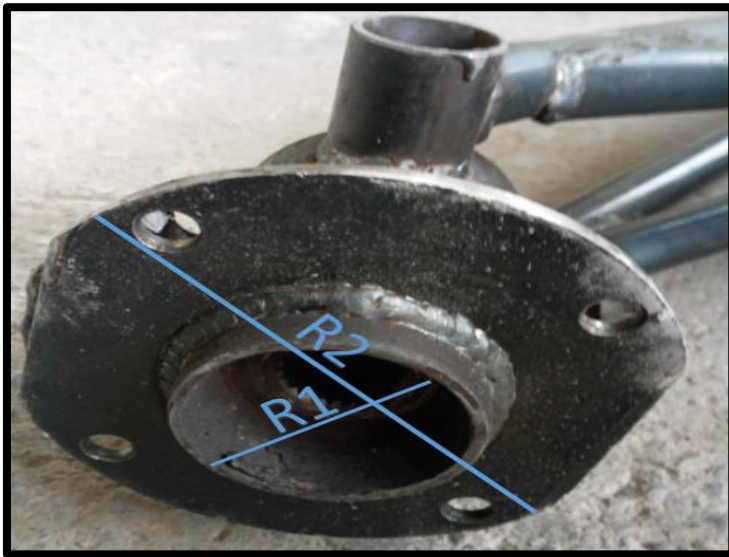
En la construcción del brazo delantero inferior se coloca a 0° en la superficie del piso el miembro M5 de diámetro 48mmx5mm de espesor y 35mm de largo. El M1 se suelda al M5 y tiene una inclinación desde la superficie de 0° con 23° de inclinación del miembro secundario. Entre los miembros secundarios tiene una apertura de 55.49° . Entre los dos miembros secundarios se sueldan otros dos miembros secundarios paralelos entre ellos de 57mm de distancia hasta el acabado del M4. En este miembro secundario el M4 se suelda al lado perpendicular al M1.

2.3.6. Otros Elementos de Sujeción

2.3.6.1. *Manzana de Corza Wind para Brazo de Suspensión Posterior*

Figura 87

Adaptación de la Manzana de Corza Wind



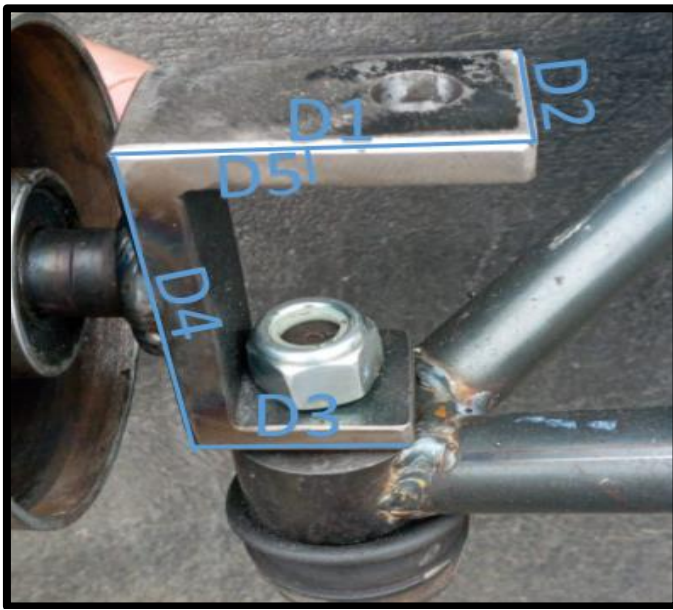
Nota: En la figura se observa la manzana del corza wind para la suspensión trasera. Tomada de autoria propia

Para la adaptación de la rueda en la suspensión trasera se coloca una manzana de un Corza Wind de 4 espárragos. Esta manzana es apta para el neumático del cuadrón, tiene un radio R1 60mm, R2 de 115mm y un agujero para el espárrago de 10mm. La manzana de la Corza Wind es un elemento que soporta peso, torsión y tensión mayor que del prototipo de la Baja SAE; por lo tanto, este elemento es apto para poder utilizar.

2.3.6.2. *Mangueta para Suspensión Delantera*

Figura 88

Fabricación de la Mangueta en la Suspensión Delantera



Nota: En la figura se observa la mangueta de la suspensión delantera. Tomada de autoría propia

La mangueta es construida para la unión de la manzana delantera y los brazos de la suspensión delantera, su dimensión es D1 65mm, D2 35mm, D3 45mm, D4 90mm y D5 10mm. Este elemento se une mediante una rótula de gran resistencia y desgaste.

2.3.6.3. *Manzana para la Suspensión Delantera*

Figura 89

Manzana de la Suspensión Delantera



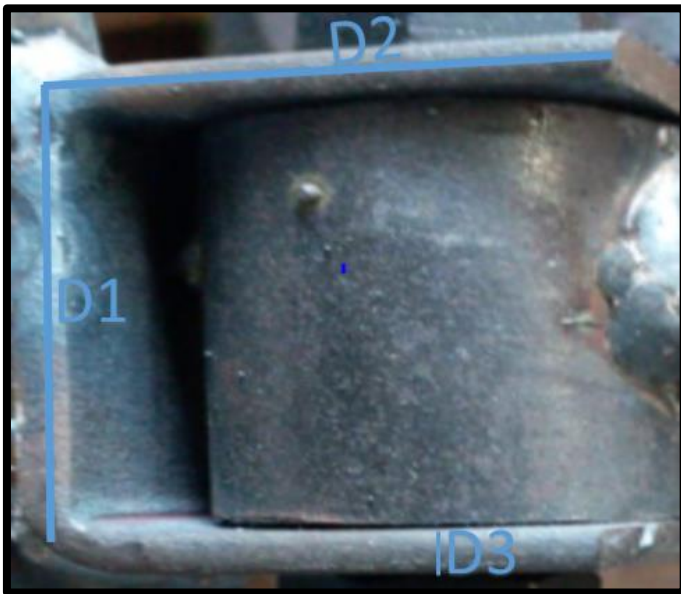
Nota: En la figura se observa la manzana de la suspensión delantera. Tomada de autoria propia

La manzana utilizada en la suspensión delantera es de un cuadrón Motor 1 Rocket 250cc de cuatro espárragos, esta manzana está diseñada para soportar una carga mayor que en Baja SAE, este componente tiene la misma característica que la manzana posterior el diámetro 1 de 115mm, diámetro 2 de 60mm y 10mm para el espárrago sin el estriado.

2.3.6.4. *Fabricación de la Platina para Sujeción de los Amortiguadores*

Figura 90

Fabricación de las Platinas



Nota: En la figura se observa la platina de sujeción de la suspensión. Tomada de autoría propia

Las platinas para los brazos de la suspensión y los amortiguadores, se selecciona con una resistencia alta ya que esta conecta los brazos de la suspensión y el chasis, por la cual una platina adecuada tiene las siguientes dimensiones: D1 42mm, D2 35mm y D3 5mm, estas dimensiones están en todas las sujeciones de la suspensión.

CAPÍTULO III

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Sistema de Suspensión

3.1.1. Análisis Cinemático

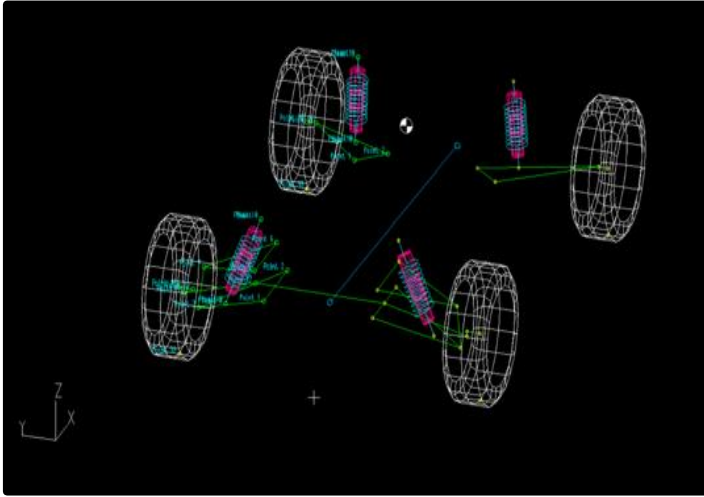
Para el análisis cinemático y diseño de la suspensión, se utilizó el programa Lotus. Este software permitió conocer el comportamiento de la suspensión, con la geometría de diseño establecido bajo varios parámetros en una carretera como: el giro de la dirección, balanceo, bote y rebote. Los parámetros que ayudan a determinar la suspensión son:

- Ángulo de Caída;
- Ángulo de Avance;
- Convergencia;
- Divergencia;
- Centro de Balanceo;
- Ángulo de salida;

Para el análisis se insertó las dimensiones de la suspensión de Baja SAE y las coordenadas que tiene cada unión en la suspensión, el software crea la simulación en un modelo tridimensional con el tipo de suspensión analizado como en la siguiente ilustración.

Figura 91

Diseño de la Suspensión en Lotus



Nota: En la figura se observa la suspensión delantera y posterior en Lotus. Tomada de software Lotus

En el análisis de las ruedas para un bote y un rebote o elevación se lo realiza en la dirección vertical, la cual nos permite simular el comportamiento en un bache de 60mm de altura o en una curva, para la cual se considera la suspensión derecha debido a que el lado izquierdo presentará el mismo comportamiento.

3.1.2. Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Delantera

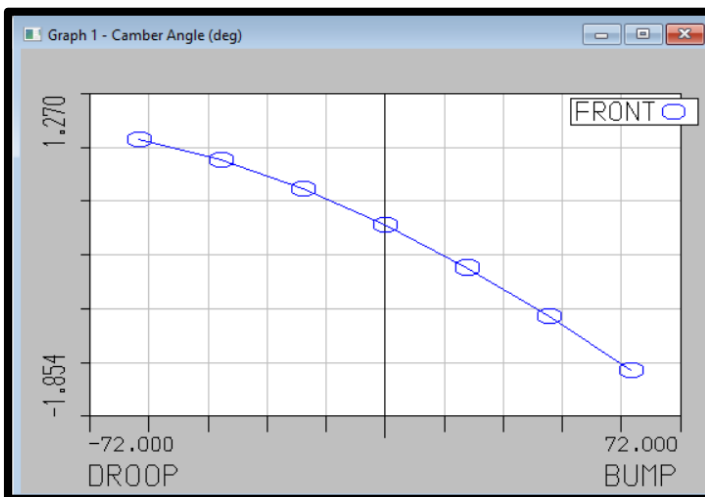
3.1.2.1. Ángulo de Caída (Camber)

En la figura 57 se muestra que en las ruedas delanteras se tiene una ganancia de ángulo negativa de -1.854° , con el bote y un ángulo de caída positiva en un rebote de 1.270° . El comportamiento en el ángulo de caída es adecuado debido a que cuando el vehículo pasa por una curva la rueda más cargada tendrá un camber negativo y en la rueda descargada tendrá un camber positivo, la cual hace que gane un agarre lateral y a su vez tracción. El camber se lo realiza con el propósito de alcanzar máximas prestaciones del neumático y disminuir el ángulo de caída positiva, donde se establece con un ángulo y caída estática de -1° y -1.5° en el eje delantero y posterior respectivamente.

La rueda, al tener una caída estática con la máxima compresión debe estar dentro del rango de 1° y -3°. Con estos parámetros se puede deducir que la suspensión está diseñada para tener un agarre y tracción en las curvas y en línea recta.

Figura 92

Ángulo de Caída o Camber

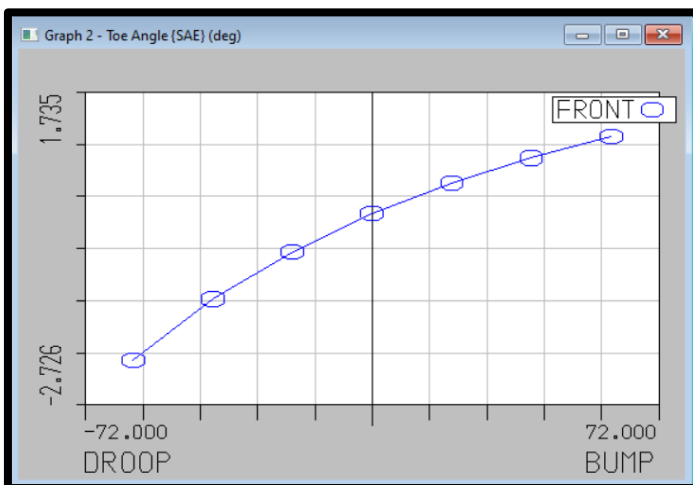


Nota: En la figura se observa el ángulo de Camber. Tomada de software Lotus

3.1.2.2. TOE (Convergencia o Divergencia)

Figura 93

Convergencia o Divergencia



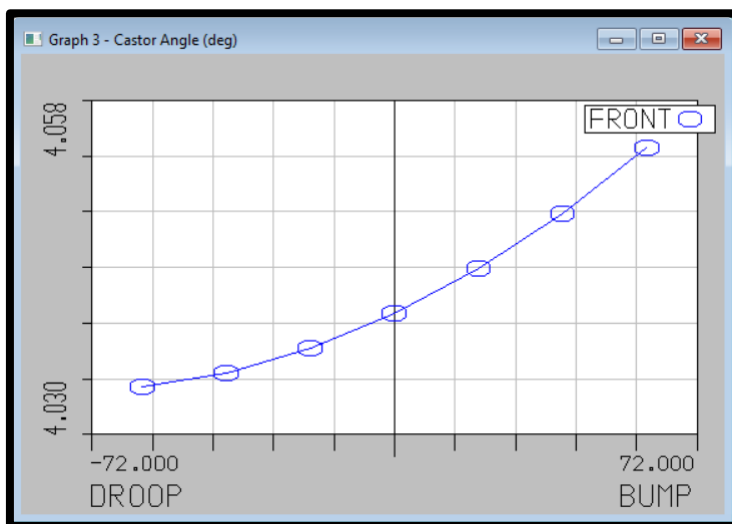
Nota: En la figura se observa la convergencia o divergencia. Tomada de software Lotus

Como se muestra en la figura 59, con el bote se tiene un ángulo positivo de 1.735° y se tiene una divergencia con el rebote de un ángulo de -2.726° . Con esto, un Toe ligeramente positivo en el bote reduce la resistencia al rodamiento del neumático, y con un Toe negativo ayuda en la estabilidad en las curvas; un excesivo tanto en el camber y el Toe, desgastan a los neumáticos, estos valores bajos se deben a que se tiene una correcta geometría de la dirección.

3.1.2.3. Ángulo de Avance (Caster)

Figura 94

Caster



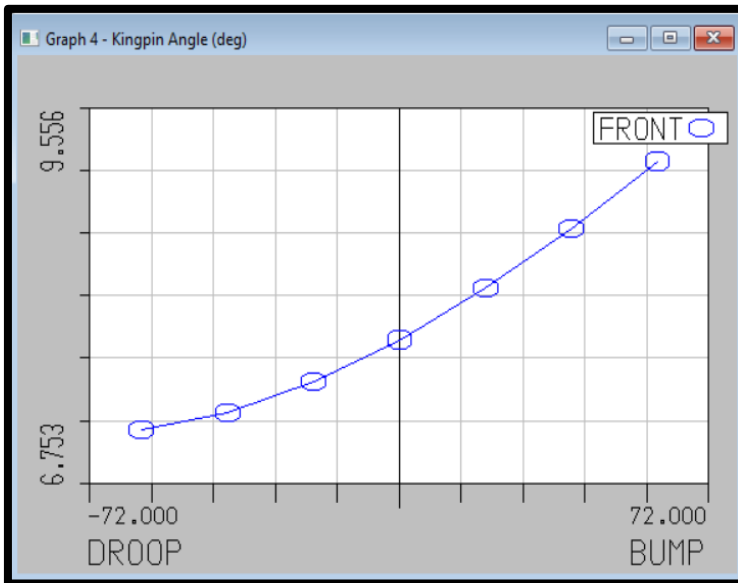
Nota: En la figura se observa el ángulo de Caster. Tomada de software Lotus

De acuerdo con la figura 60, el ángulo de avance se desplaza hacia el positivo en bote y un desplazamiento hacia el lado negativo en un rebote, este ángulo de avance ayuda a la ganancia de un ángulo de caída en una curva. Según la gráfica con el ángulo de avance provocará un ángulo de caída negativa en la rueda externa y un ángulo de caída positiva en la rueda interna durante un giro.

3.1.2.4. Ángulo de Salida (Kingpin)

Figura 95

Ángulo de Salida Frontal



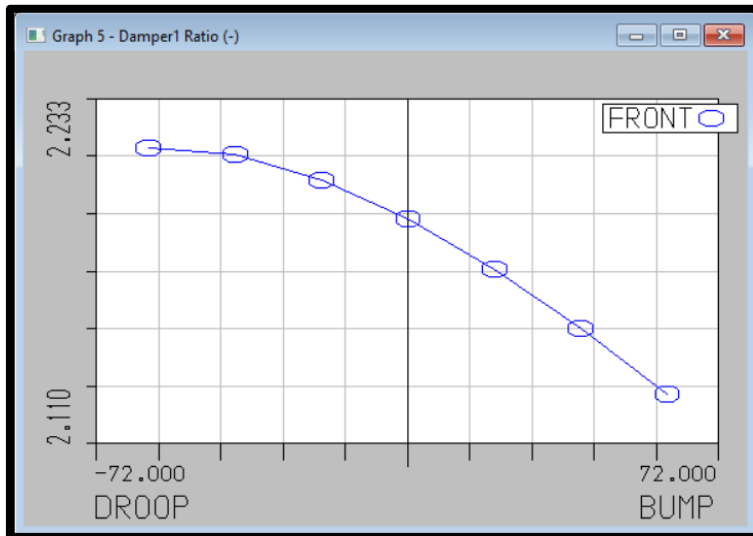
Nota: En la figura se observa el ángulo de Kingpin. Tomada de software Lotus

Para que un ángulo de salida sea estable se considera que sea de 5 a 9 grados de ángulo de salida positiva, por la que el ángulo de salida está dentro del rango efectivo donde, en un bote el desplazamiento es hacia el lado positivo y en un rebote este ángulo tiene un desplazamiento hacia el lado negativo. Kingpin es adecuado para que durante una frenada o caída en un bache el volante sea más estable hacia el conductor.

3.1.2.5. Relación de Desplazamiento Conjunto Resorte-Amortiguador

Figura 96

Relación de Desplazamiento de Resorte Amortiguador en un Bote y Rebote



Nota: En la figura se observa la relación de desplazamiento en el eje delantero. Tomada de software Lotus

La relación de desplazamiento para la suspensión delantera es de 2.14:1, esta relación es adecuada. Según los autores se recomienda que sea un poco más suave que la suspensión posterior, en este caso es 2:1 debido a que se tiene un menor peso en el eje delantero. Esta relación de desplazamiento muestra, que mientras más cerca a la rueda es más suave; es decir, una relación de 1:1, y mientras más lejos de la rueda la relación es mayor, por lo tanto es más rígida. En la relación de desplazamiento, la variación en un bote y en un rebote es de 2.11 y 2.23 respectivamente, donde muestra que la variación no sufre un mayor cambio.

Tabla 3

Comportamiento de la Geometría en la Suspensión en Delantera

Suspensión Delantera	Ángulo de Caída (Camber)	TOE (Convergencia o Divergencia)	Ángulo de Avance (Caster)	Ángulo de Salida	Relación de Desplazamiento Resorte Amortiguador
Tensión	1,27°	-2,72°	4,030°	6,75°	2,23:1
Compresión	-1,854°	1,73°	4,058°	9,55°	2,11:1

Nota: Esta tabla muestra la geometría de la suspensión delantera. Datos tomados de Autoría propia

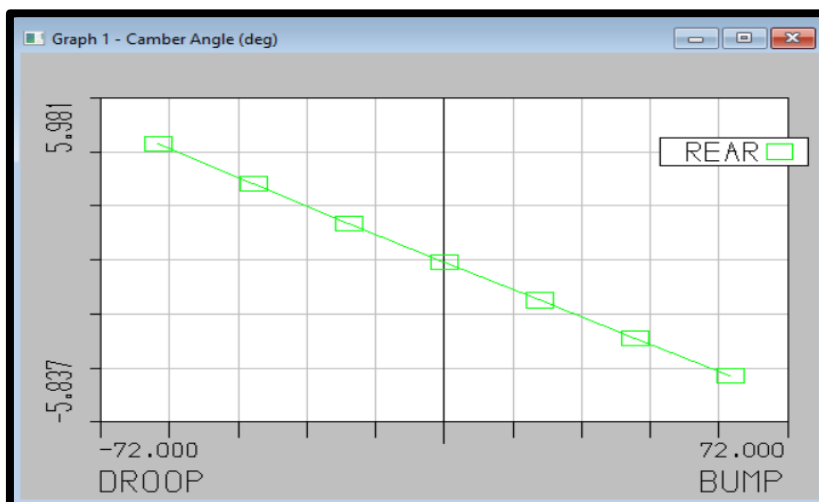
3.1.3. Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Posterior

Para el análisis de la suspensión trasera se toma la misma distancia del bache de 60mm, para así analizar el comportamiento de la geometría de la suspensión, y a la vez el análisis que se realizó es con la rueda derecha debido a que el comportamiento es similar a la izquierda.

3.1.3.1. Ángulo de Salida (Camber)

Figura 97

Variaciones de Ángulo de Caída con un Bote y Rebote



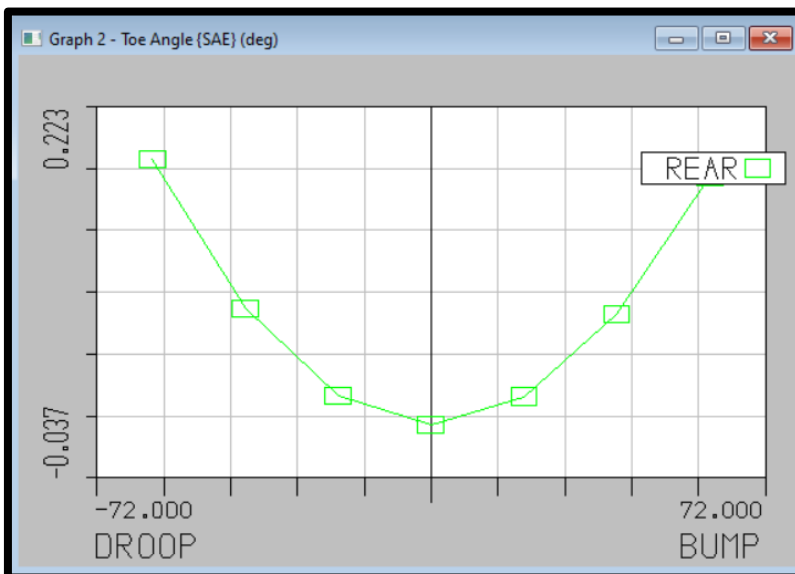
Nota: En la figura se observa el ángulo de Camber. Tomada de software Lotus

Como se muestra en la figura 63, la situación de bote tiene un ángulo de caída negativa de -5.837° y en un rebote con una ganancia de ángulo de caída positiva de 5.981° . Con esto se puede deducir que el ángulo de caída es favorable, debido a que en una curva la rueda exterior estará más cargada y tiene un ángulo de caída negativo, y la rueda interior tendrá una ganancia positiva por un peso menor en la curva mejorando el agarre y la tracción de la rueda. Con respecto a la suspensión trasera el ángulo de salida, está en valores altos debido a la tracción y el mayor peso que se da en su eje posterior, y sus ejes son articulados por la cual necesita un ángulo de caída comprendida entre 6° y -6° , para un trabajo efectivo de la salida de tracción del vehículo.

3.1.3.2. *Convergencia y Divergencia (TOE)*

Figura 98

Variaciones del Toe en Bote y Rebote



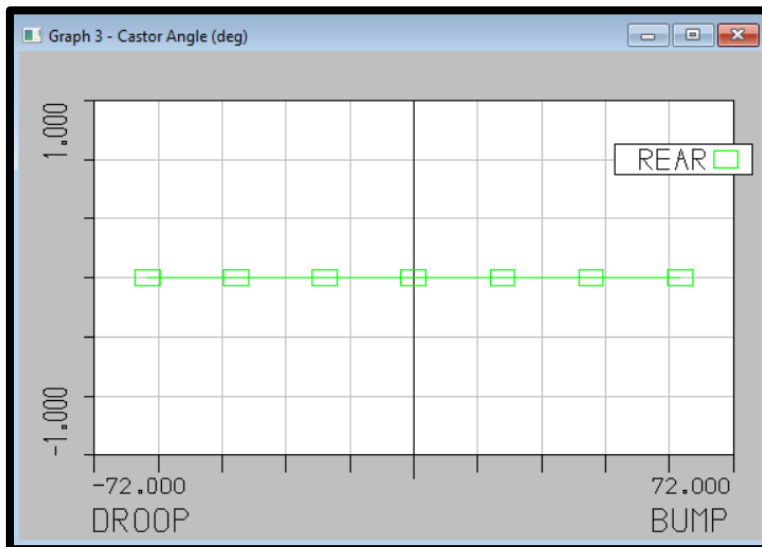
Nota: En la figura se observa la convergencia y divergencia. Tomada de software Lotus

Un Toe en la suspensión trasera en un bote y en un rebote tiene un ángulo positivo de 0.223 como se muestra en la figura 64, sin embargo, con una convergencia reduce la resistencia al rodamiento y una divergencia ayuda a la maniobrabilidad en las curvas. Un Toe en excesivo desgasta rápidamente el neumático.

3.1.3.3. Ángulo de Avance (Caster)

Figura 99

Variaciones Ángulo de Avance en Bote y Rebote



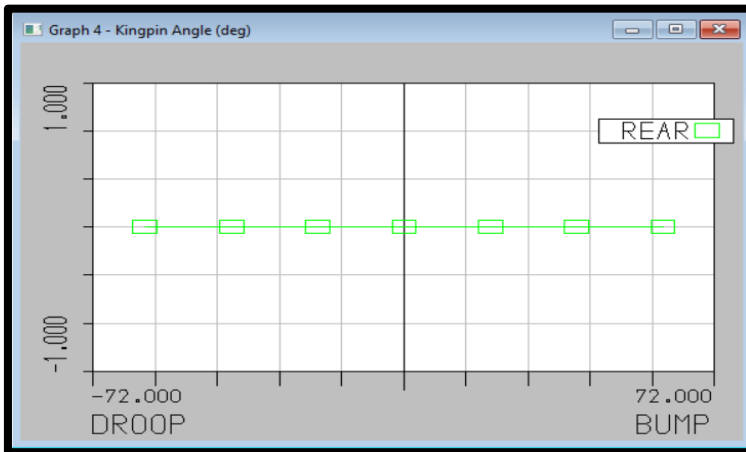
Nota: En la figura se observa el ángulo de Caster. Tomada de software Lotus

El ángulo de avance posterior tiene un ángulo de Caster de 0° tanto en bote como en rebote. El ángulo de avance posterior puede variar hacia el lado positivo en un bote y rebote con una mínima tolerancia, por lo tanto, en la geometría de la suspensión delantera solo varía en el ángulo de caída y Toe.

3.1.3.4. *Ángulo de Salida (Kingpin)*

Figura 100

Variaciones Ángulo de Salida en Bote y Rebote



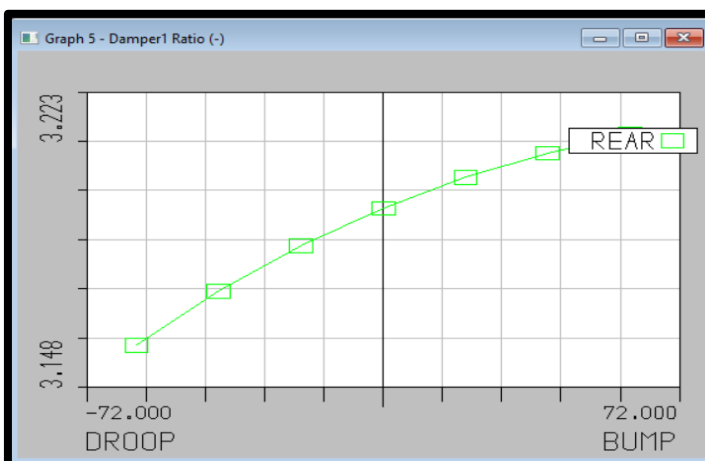
Nota: En la figura se observa el ángulo de Kingpin. Tomada de software Lotus

Como se muestra en la figura 66, la suspensión trasera no tiene un ángulo de salida tanto en bote y rebote, ya que no consta de brazos de suspensión. Este ángulo de salida en el prototipo en reposo ni en movimiento no existe.

3.1.3.5. *Relación de Desplazamiento Conjunto Resorte-Amortiguador*

Figura 101

Relación de Desplazamiento Resorte- Amortiguador



Nota: En la figura se observa relación de desplazamiento del eje trasero. Tomada de software Lotus

En la figura, se muestra una relación de desplazamiento de 3,2:1, esta relación de desplazamiento representa 3:1, la cual indica que la suspensión posterior es un poco más rígida que la delantera. Esta rigidez es necesaria debido a que el peso se concentra más en el eje posterior, la relación de desplazamiento en el eje posterior debe ser equilibrada con el eje delantero, en un bote y un rebote este radio de desplazamiento puede variar 3.22 y 3.14 respectivamente.

Tabla 4

Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Trasera

Suspensión Trasera	Ángulo de Caída (Camber)	TOE (Convergencia o divergencia)	Ángulo de Avance (Caster)	Ángulo de Salida	Relación de Desplazamiento Resorte Amortiguador
Tensión	5,98°	0,22° reposo - 0,037°	no tiene Caster	No tiene ángulo de salida	3,22:1
Compresión	-5,83°				3,15:1

Nota: Esta tabla muestra la geometría de la suspensión trasera. Datos tomados de Autoría propia

3.1.4. Análisis Estructural de los Elementos de la Suspensión

La simulación de las mesas de suspensión se realiza para verificar los puntos críticos que estas pueden tener en una curva, aceleración y frenada brusca. Se realiza una simulación para verificar si estos puntos no son superiores al límite establecido como:

- Limite elástico de 3.15 (N/m²) Mpa;
- La deformación máxima de 20mm;
- Factor de seguridad mayor a 1;

Tabla 5*Simulación del Bastidor*

Tipo de Impacto	Longitud	Desaceleración	Fuerza de Impacto	Fuerza por Unidad de Longitud
Impacto Frontal Vo = 60 Km/h t = 0,5 s Vf = 0 Km/h	2,3125 m	-33,33 m/s ²	9933,33 N (10000 N)	$F_{if} = 4324 \text{ N/m}$
Impacto Lateral	4,106 m	-33,33 m/s ²	9933,33 N (10000 N)	$F_{il} = 2436 \text{ N/m}$
Volcamiento Caída libre h = 3m Vo = 12,5 m/s Vf = 14,67 m/s	2,443 m	-29,33 m/s ²	8153,74 N (10000 N)	$F_v = 4093 \text{ N/m}$

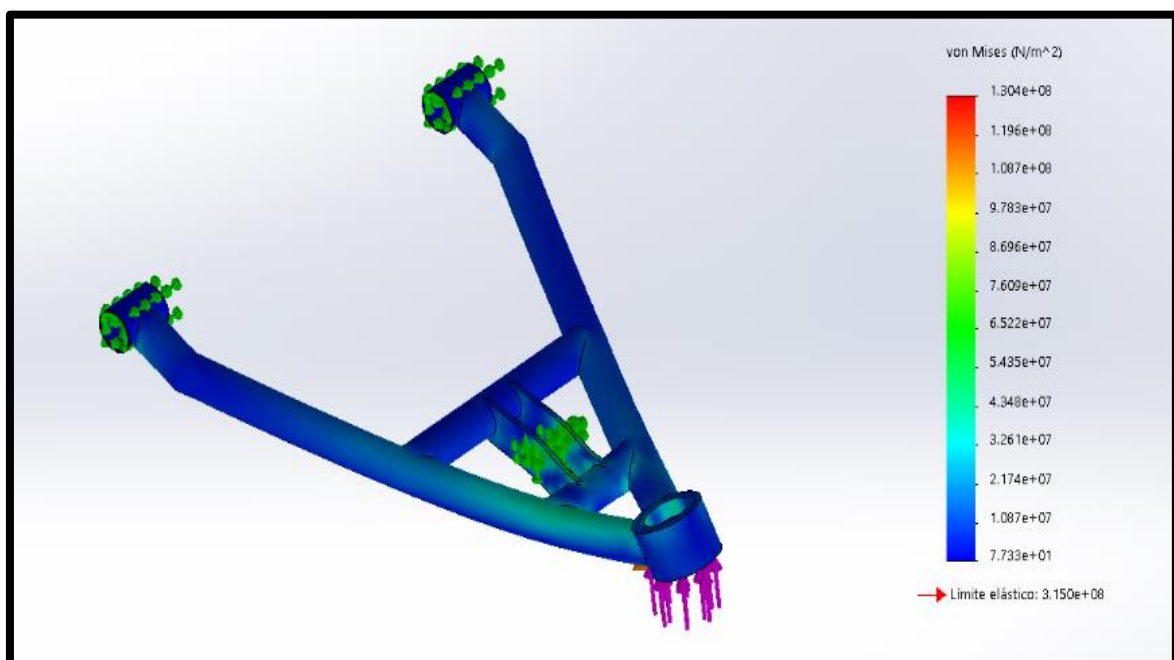
Nota: Esta tabla muestra la simulación en el bastidor. Datos tomados de Autoría propia

3.1.4.1. Mesa Inferior Delantera

Esfuerzo Máximo de la Mesa Inferior Delantera. El esfuerzo máximo que recibe la mesa es de 130 Mpa, la cual indica que está dentro del límite elástico. Según Von Mises, no debe superar los 315 Mpa. El diseño de la mesa inferior es adecuado por que soporta el esfuerzo en el cual está involucrado.

Figura 102

Esfuerzo Máximo de la Mesa Inferior Delantera

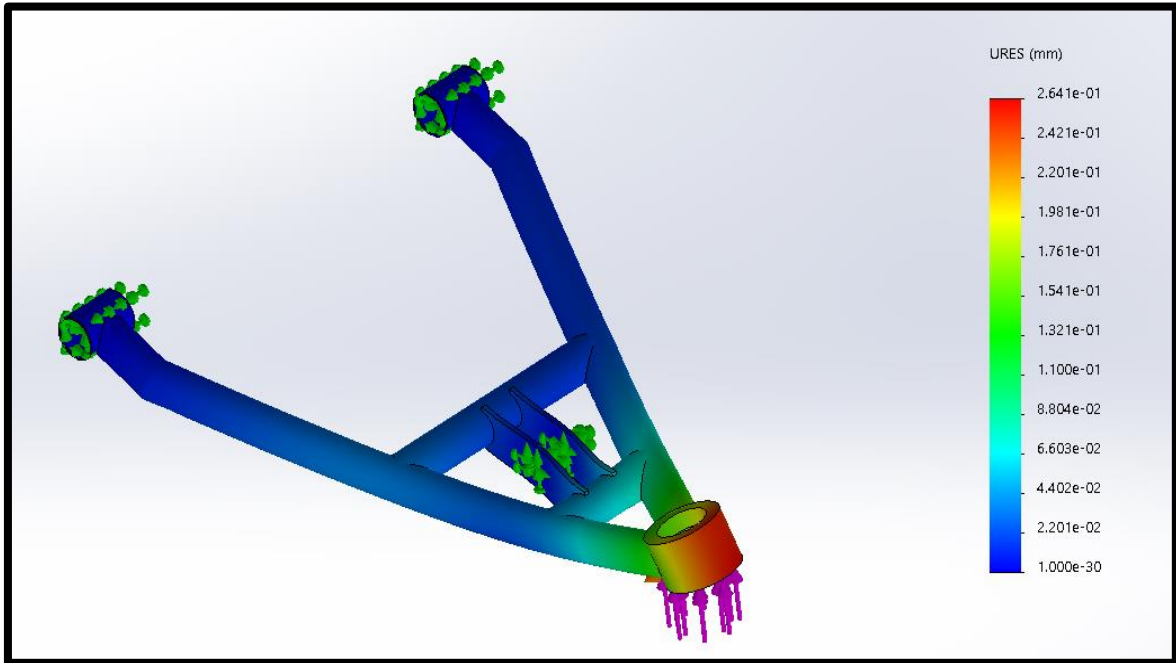


Nota: En la figura se observa el máximo esfuerzo de la mesa inferior delantera. Tomada de software Solidworks

Deformación Máxima de la Mesa Inferior Delantera. La deformación máxima de la mesa inferior delantera recibe de 0.264mm de desplazamiento. Esta mesa es adecuada porque está debajo de los valores del límite de deformación de 20mm según la fórmula Student.

Figura 103

Deformación Máxima de la Mesa Inferior Delantera

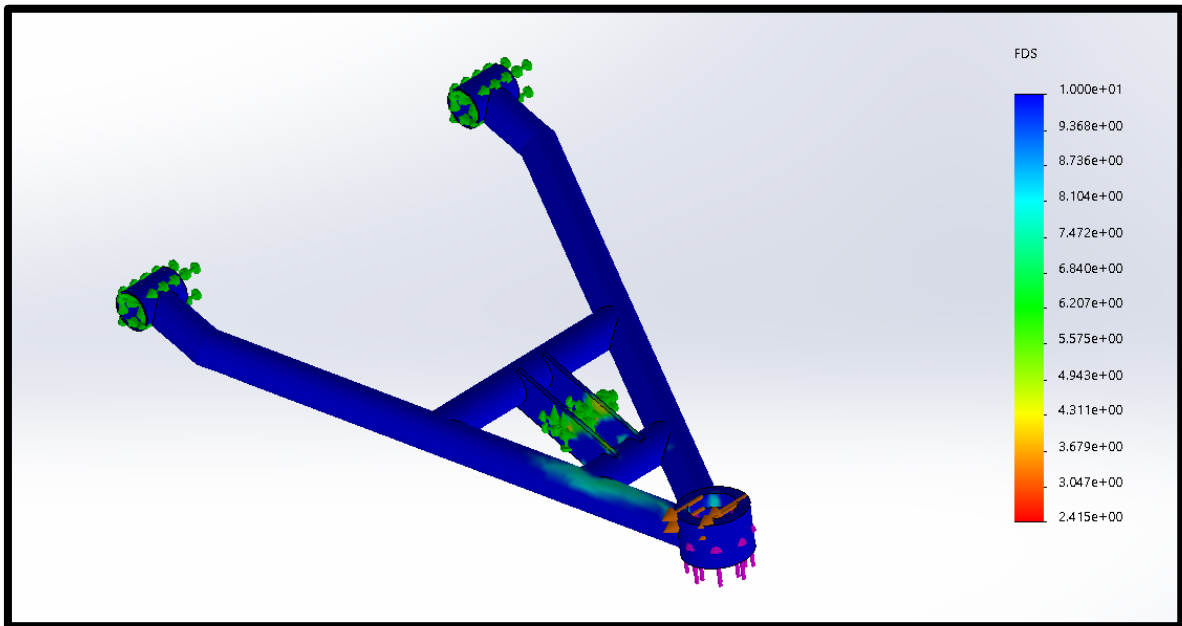


Nota: En la figura se observa la deformación máxima de la mesa inferior delantera. Tomada de software Solidworks

Factor de Seguridad de la Mesa Inferior Delantera. El factor de seguridad está dentro de los parámetros establecidos. En este bosquejo, el factor de seguridad debe ser mayor a 1, un valor igual o muy cercano a uno, quiere decir que no se debe exceder de la carga o esfuerzo. En este brazo la suspensión es de 2.4mm, que es mayor a uno, esto quiere decir que el brazo puede todavía ser fabricado con un miembro de diámetro más pequeño y todavía puede brindar confianza, ya que el factor de seguridad está por muy encima de 1.

Figura 104

Factor de Seguridad de la Mesa Inferior Delantera



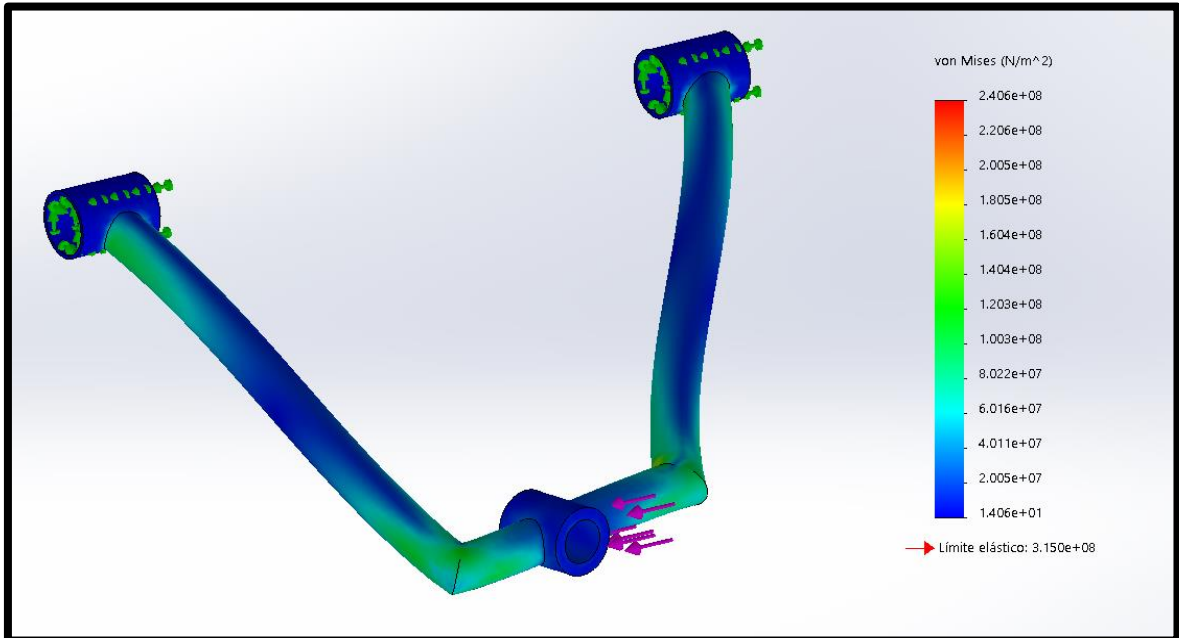
Nota: En la figura se observa el factor de seguridad de la mesa inferior delantera. Tomada de software Solidworks

3.1.4.2. Mesa Superior Delantera

Esfuerzo Máximo de la Mesa Superior Delantera. El esfuerzo máximo en la mesa superior delantera está por debajo del límite elástico de 315 MPa, el esfuerzo al que está sometido este brazo está en 240 Mpa. Con este valor se obtiene confiabilidad en su diseño y construcción, ya que está dentro de los parámetros establecidos.

Figura 105

Esfuerzo Máximo de la Mesa Superior Delantera

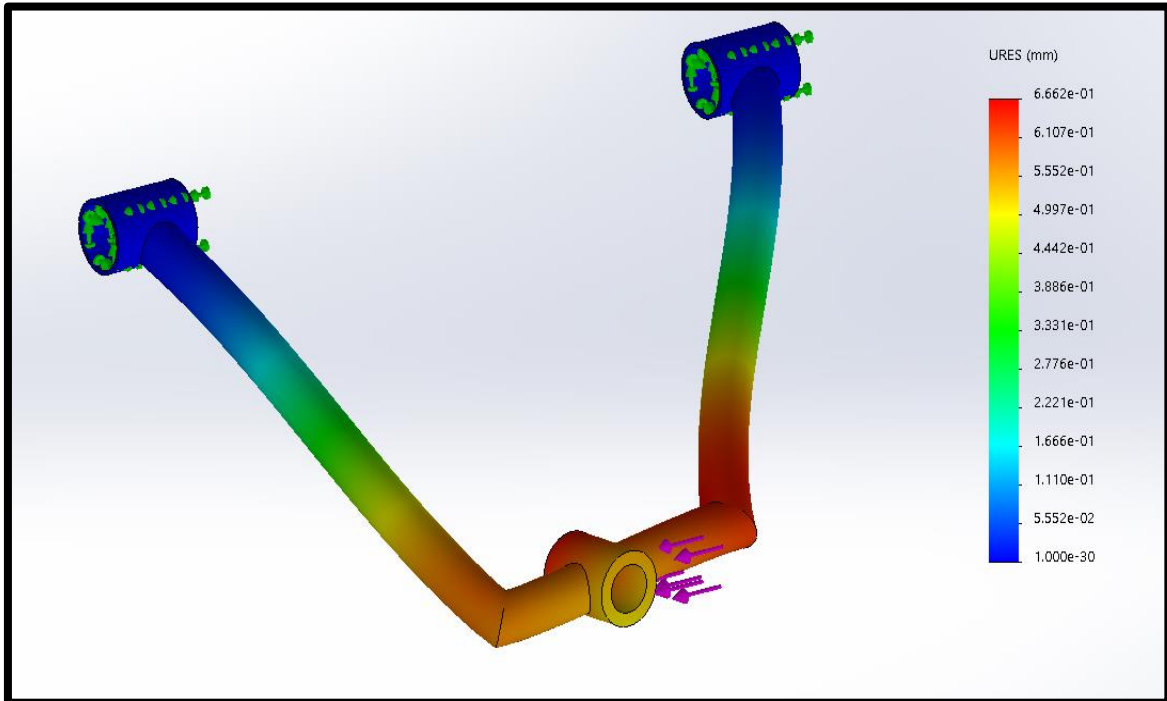


Nota: En la figura se observa el máximo esfuerzo de la mesa superior delantera. Tomada de software Solidworks

Deformación Máxima de la Mesa Superior Delantera. La mesa superior delantera tiene una deformación de 0.66mm, con este valor se puede determinar que la mesa tiene confiabilidad en su diseño, ya que su valor está por debajo del límite máximo de deformación de 20mm según la fórmula Student.

Figura 106

Deformación Máxima de la Mesa Superior Delantera

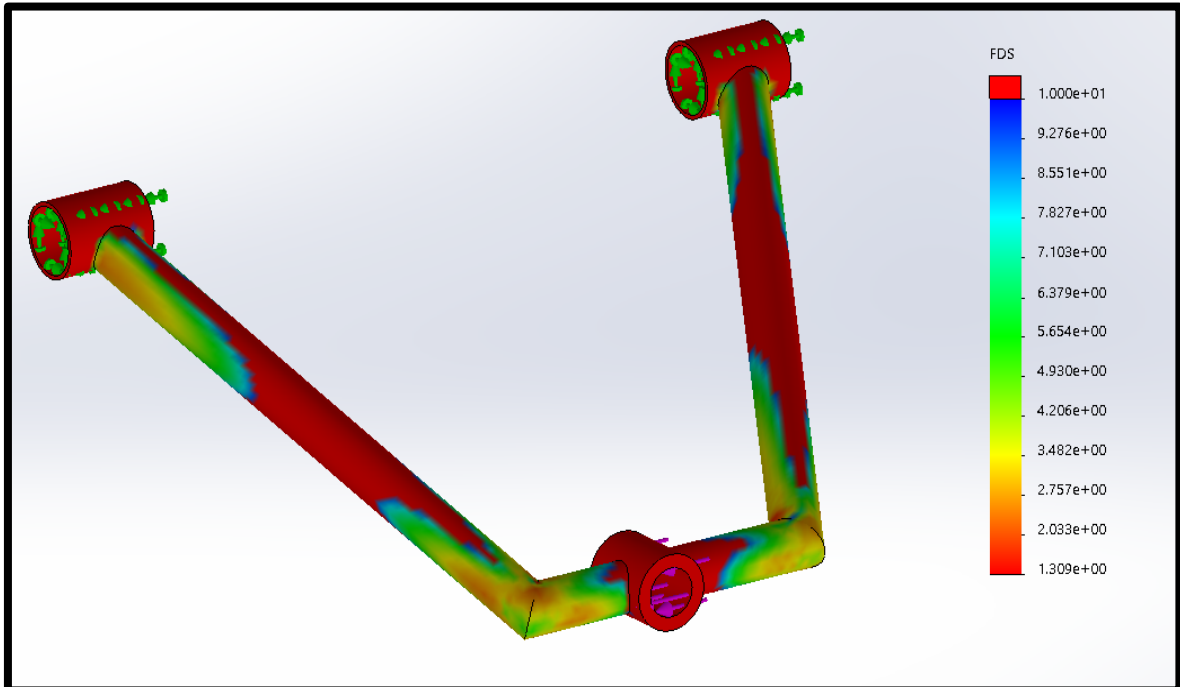


Nota: En la figura se observa la deformación máxima de la mesa superior delantera. Tomada de software Solidworks

Factor Seguridad de la Mesa Superior Delantera. Aquí se obtiene un menor factor de seguridad que el brazo inferior, debido a que está sometido a grandes cargas y esfuerzos; sin embargo, todavía sobrepasa el valor mayor a 1 con la que es confiable en su diseño, ya que también en los esfuerzos se aplica un factor de diseño de 1.33 en cargas estáticas y 1.55 y cargas variables, que es excelente para el valor real. Esta mesa tiene 1.3 la cual es mayor a 1 y es apto para la Baja SAE. }

Figura 107

Factor de Seguridad de la Mesa Superior Delantera



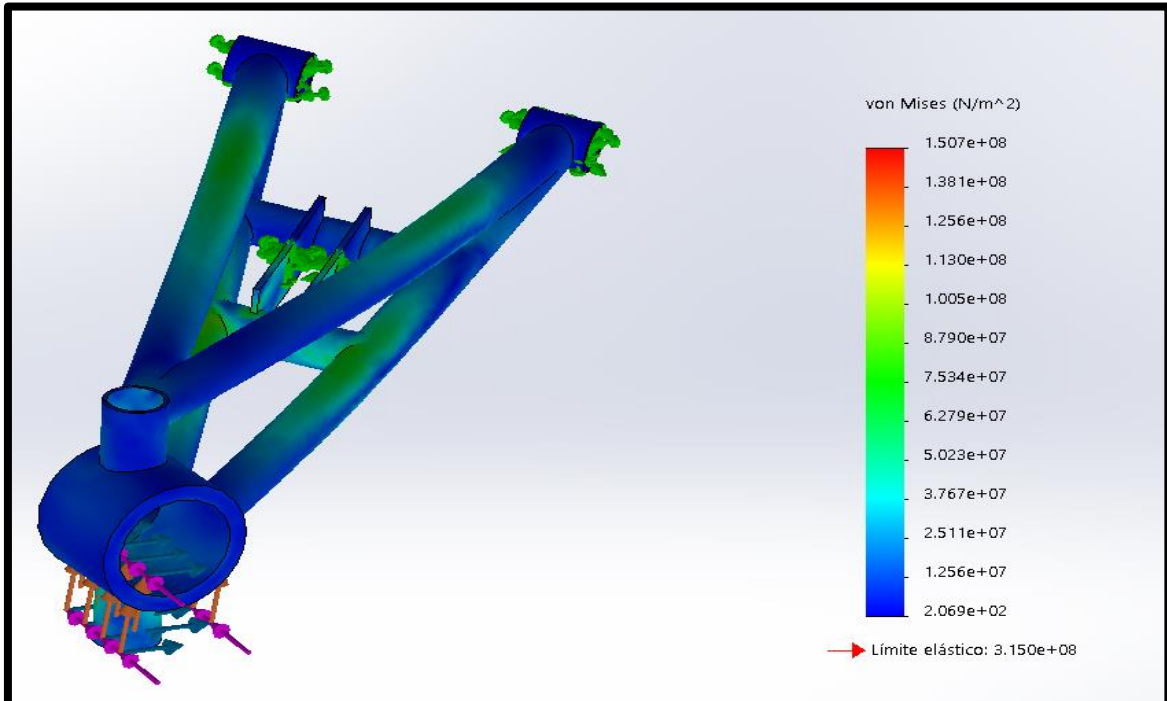
Nota: En la figura se observa el factor de seguridad de la mesa superior delantera. Tomada de software Solidworks

3.1.4.3. Mesa Posterior

Esfuerzo Máximo de la Mesa Posterior. El esfuerzo máximo que tiene esta mesa posterior es 150 Mpa. Este valor es inferior al límite establecido por Von Mises de 315 MPa, el cual se plantea en el proyecto de acuerdo al material seleccionado.

Figura 108

Esfuerzo Máximo de la Mesa Posterior

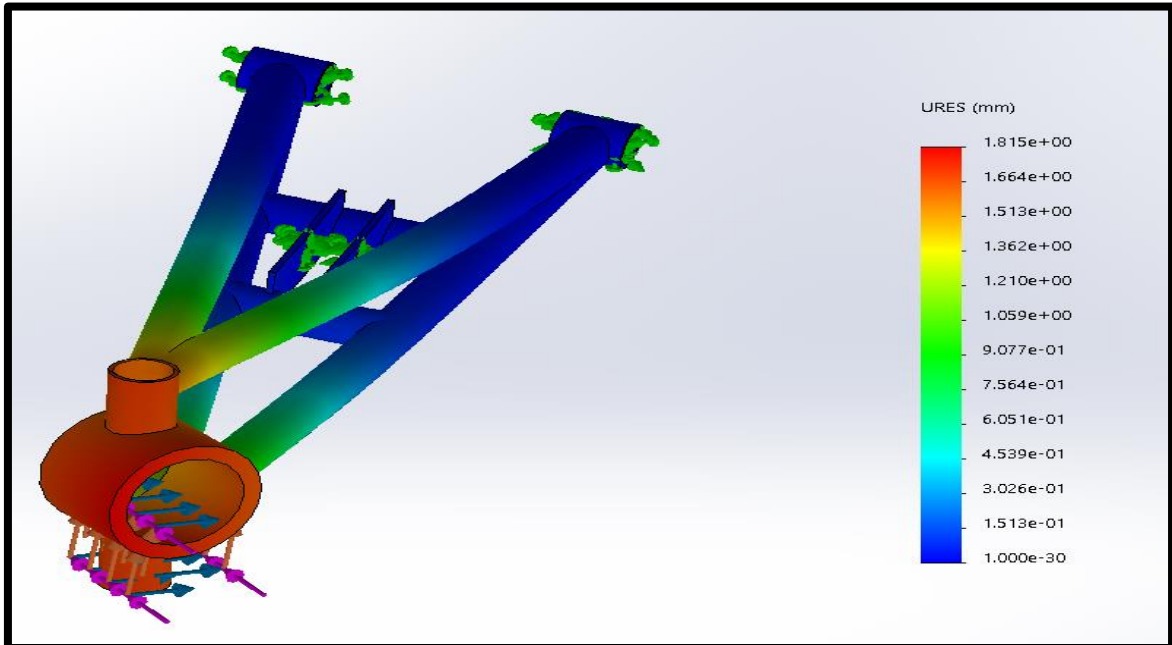


Nota: En la figura se observa el máximo esfuerzo de la mesa posterior. Tomada de software Solidworks

Deformación Máxima de la Mesa Posterior. La deformación máxima que tiene la mesa posterior es de 1.8mm, siendo un valor máximo de deformación de todas las mesas. Según la fórmula Student, un valor máximo no debe superar los 20mm; por lo tanto, está dentro de los parámetros establecidos en el diseño.

Figura 109

Deformación Máxima de la Mesa Posterior

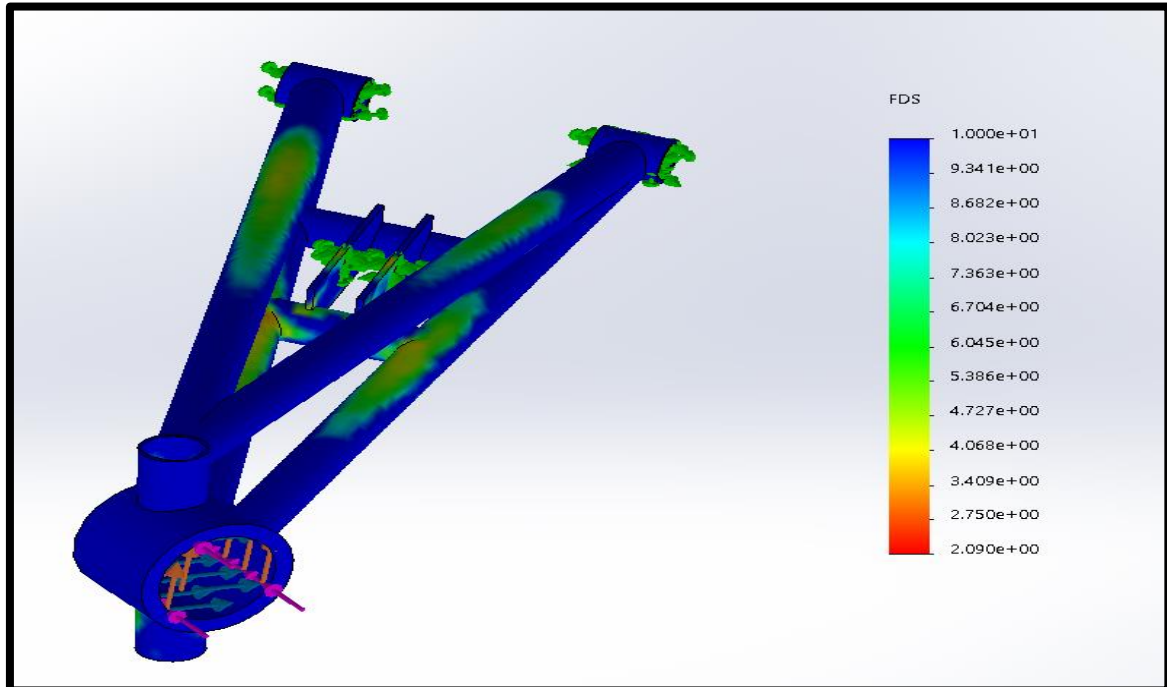


Nota: En la figura se observa la deformación máxima de la mesa superior posterior. Tomada de software Solidworks

Factor Seguridad de la Mesa Posterior. El factor de seguridad en el diseño de la mesa posterior es de 2.09. Este valor es superior a 1 con relación al factor seguridad planteada en el proyecto, y es apta para la construcción de la mesa posterior al sistema de suspensión.

Figura 110

Factor de Seguridad de la Mesa Posterior



Nota: En la figura se observa el factor de seguridad de la mesa posterior. Tomada de software Solidworks

Tabla 6

Esfuerzo Máximo, URES y Factor de seguridad en los Brazos de la Suspensión

Brazos de Suspensión		Brazo Inferior	Delantero	Brazo Superior	Delantero	Mesa Posterior
Esfuerzo Máximo (Von Mises)		130 MPa		240MPa		150MPa
Deformación (URES)	Máxima	0,264mm		0,66mm		1,88mm
Factor de Seguridad		2,4		1,3		2,09

Nota: Esta tabla muestra esfuerzo máximo, URES y factor de seguridad en los brazos de la suspensión. Datos tomados de Autoría propia

3.2. Bastidor

La simulación en el bastidor se realiza mediante choques frontal, lateral y vuelco, ya que esta es una masa suspendida por la que en aceleración, desaceleración y curva, no tiene puntos críticos, pero si es el primer elemento que interviene en los choques. Esta simulación es necesaria debido a las deformaciones que puede afectar directo al conductor, para lo cual se establece los tres parámetros como:

- Limite elástico de 3.15 (N/m²) o 315Mpa;
- La deformación máxima de 20mm;
- Factor de seguridad mayor a 1;

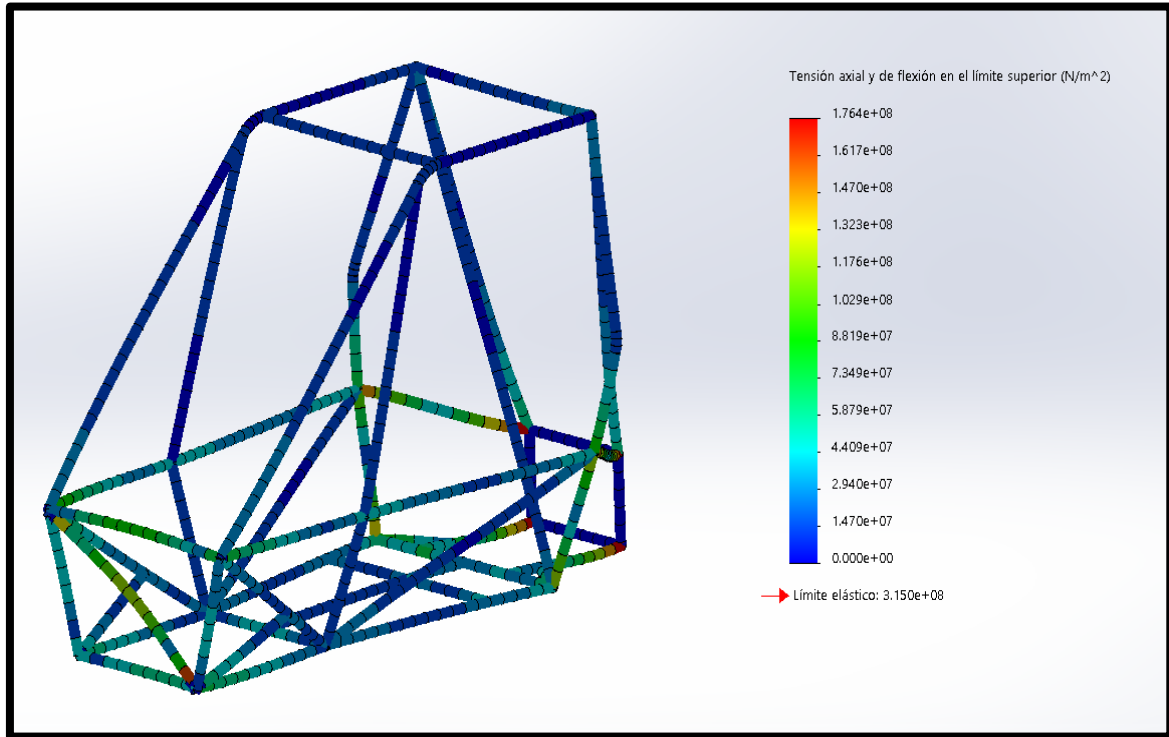
3.2.1. Análisis Estructural del Bastidor

3.2.1.1. *Impacto Frontal*

Esfuerzo Máximo que Recibe en un Impacto Frontal. En la simulación de un impacto frontal en el cual recibe 176MPa, este valor es inferior al límite elástico de 315MPa según Von Mises. En algunos casos este valor puede sobrepasar al límite elástico; sin embargo, lo que se debe tomar en cuenta es la deformación, no sobrepasar los límites establecidos.

Figura 111

Esfuerzo Máximo que Recibe en un Impacto Frontal

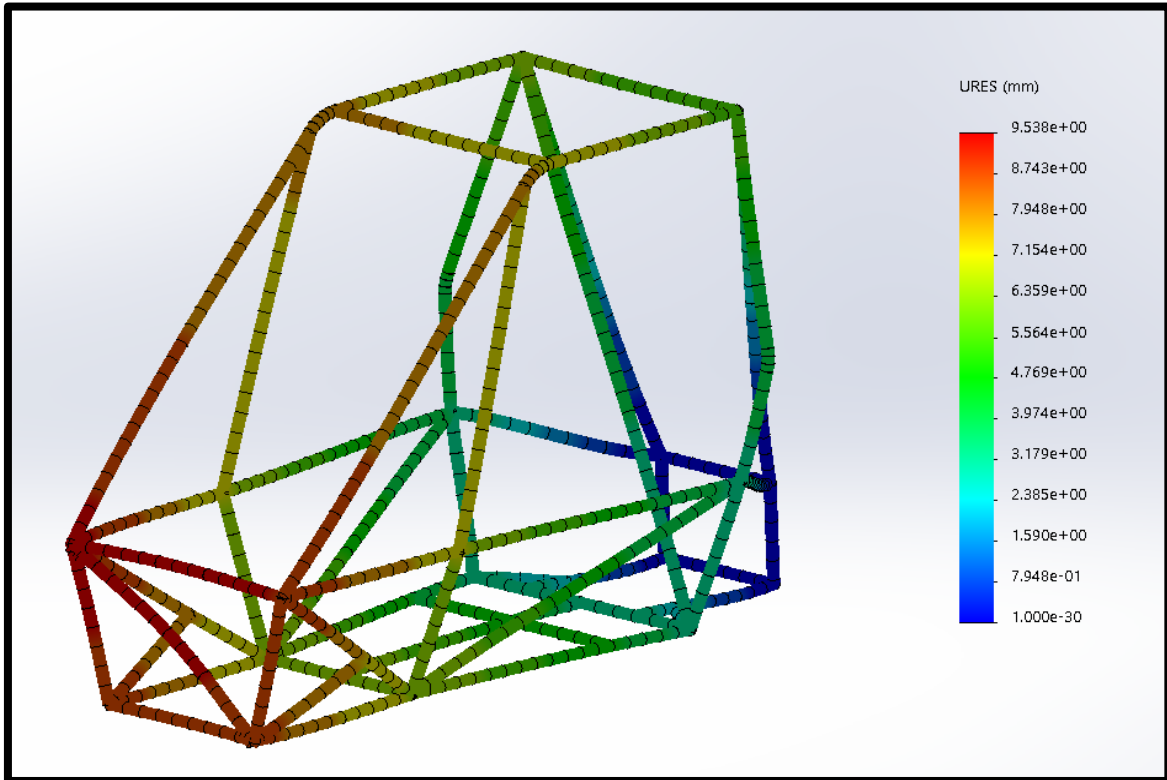


Nota: En la figura se observa el máximo esfuerzo del bastidor en impacto frontal. Tomada de software Solidworks

Deformación en Impacto Frontal. La deformación en un impacto frontal tiene un valor de 9.5mm, que muestra un valor menor a de límite de deformación de 20mm que se realiza en la fórmula Student.

Figura 112

Deformación en un Impacto Frontal

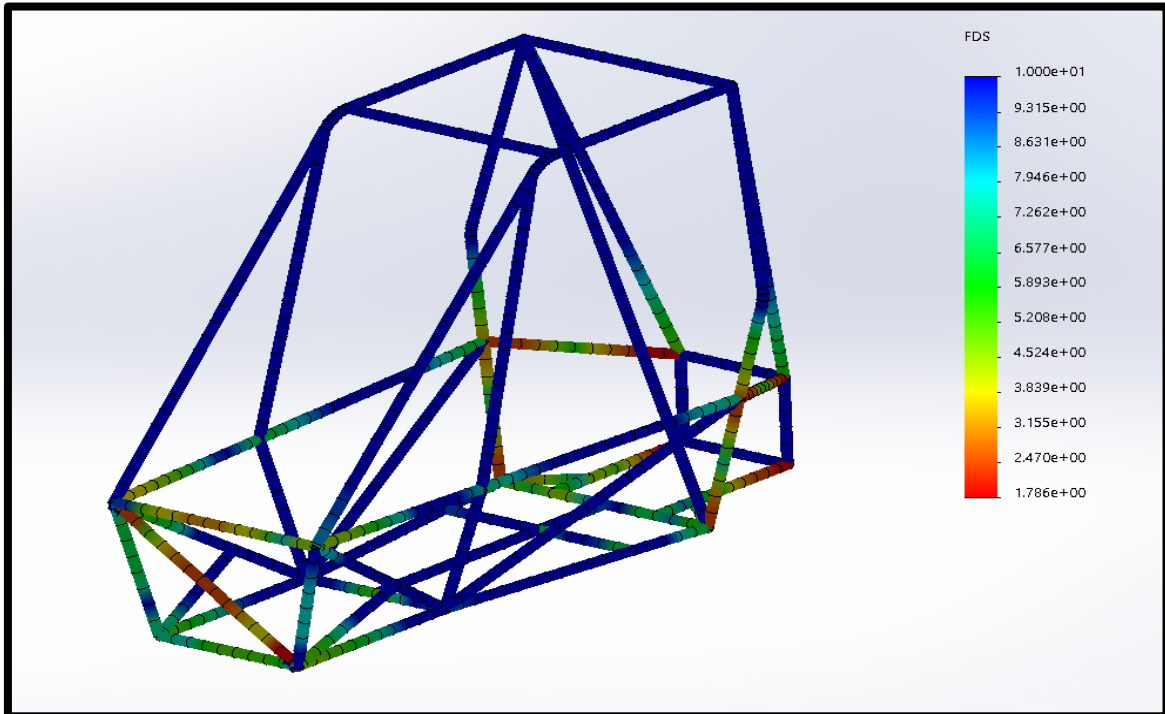


Nota: En la figura se observa la deformación máxima del bastidor en impacto frontal. Tomada de software Solidworks

Factor de Seguridad en un Impacto Frontal. El factor de seguridad muestra un valor de 1.7, siendo un valor superior a 1, de acuerdo a los límites establecidos en el estudio. Que quiere decir que en un impacto frontal soporta las cargas a las que está sometida, para posteriormente su construcción.

Figura 113

Factor de Seguridad en un Impacto Frontal



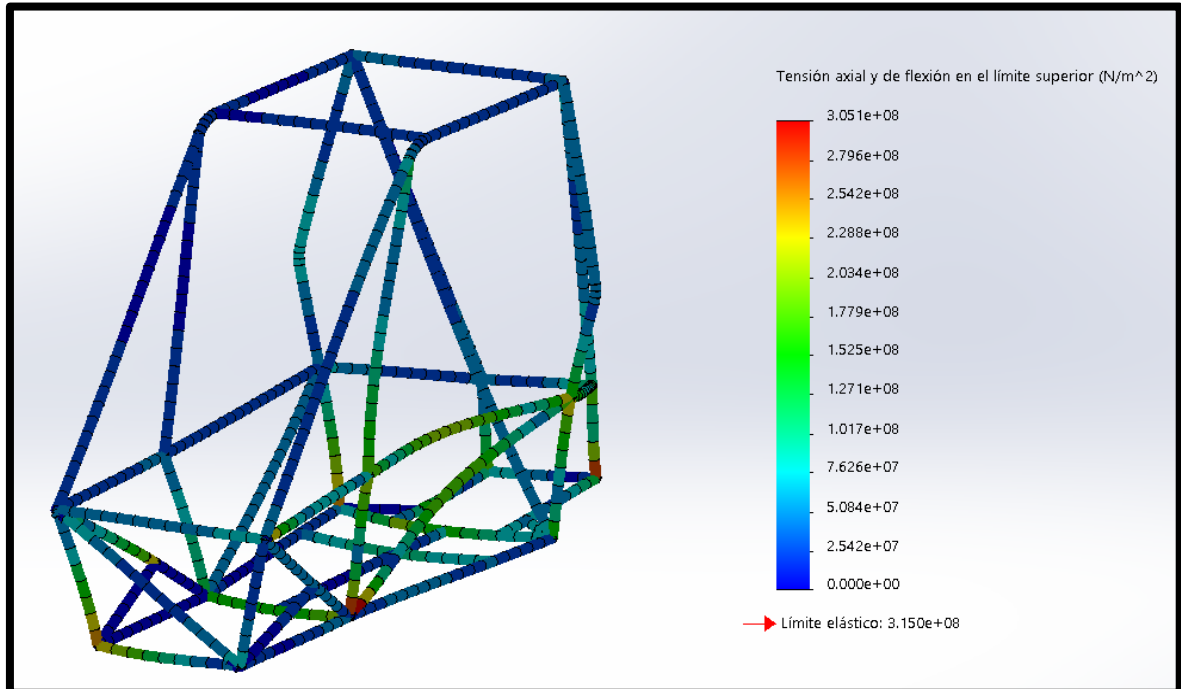
Nota: En la figura se observa el factor de seguridad del bastidor en impacto frontal. Tomada de software Solidworks

3.2.1.2. Impacto Lateral

Esfuerzo del Bastidor en un Impacto Lateral. Un impacto lateral como un impacto frontal debe proteger al ocupante de las lesiones, en la simulación indica un valor de 305Mpa. Este valor está cerca a la de un límite elástico de 315Mpa. Recordar que en el diseño hay factores de sobre diseño que se plantea en el estudio; por lo tanto, este valor es aceptable ya que está dentro de los parámetros de diseño.

Figura 114

Esfuerzo del Bastidor en un Impacto Lateral

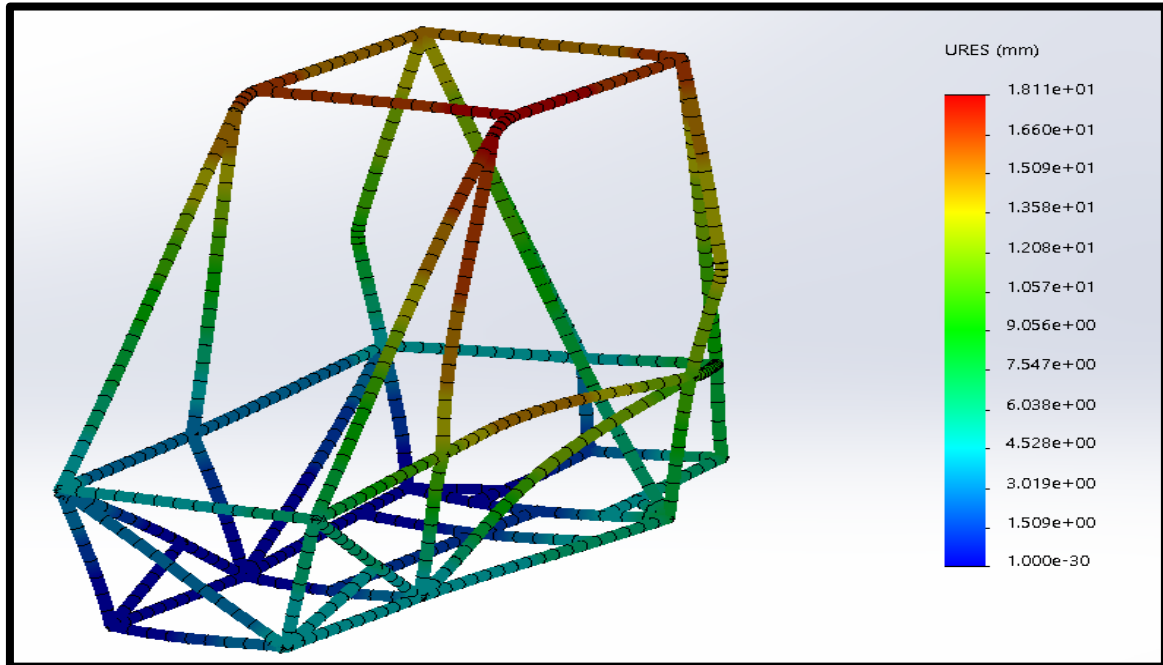


Nota: En la figura se observa el máximo esfuerzo del bastidor en impacto lateral. Tomada de software Solidworks

Deformación en un Impacto Lateral. Un impacto lateral en el bastidor tiene una deformación de 18.1mm. Este valor está por debajo de los límites establecidos de 20mm en la fórmula Student, el cual indica que este diseño todavía es apta para su construcción.

Figura 115

Deformación en un Impacto Lateral

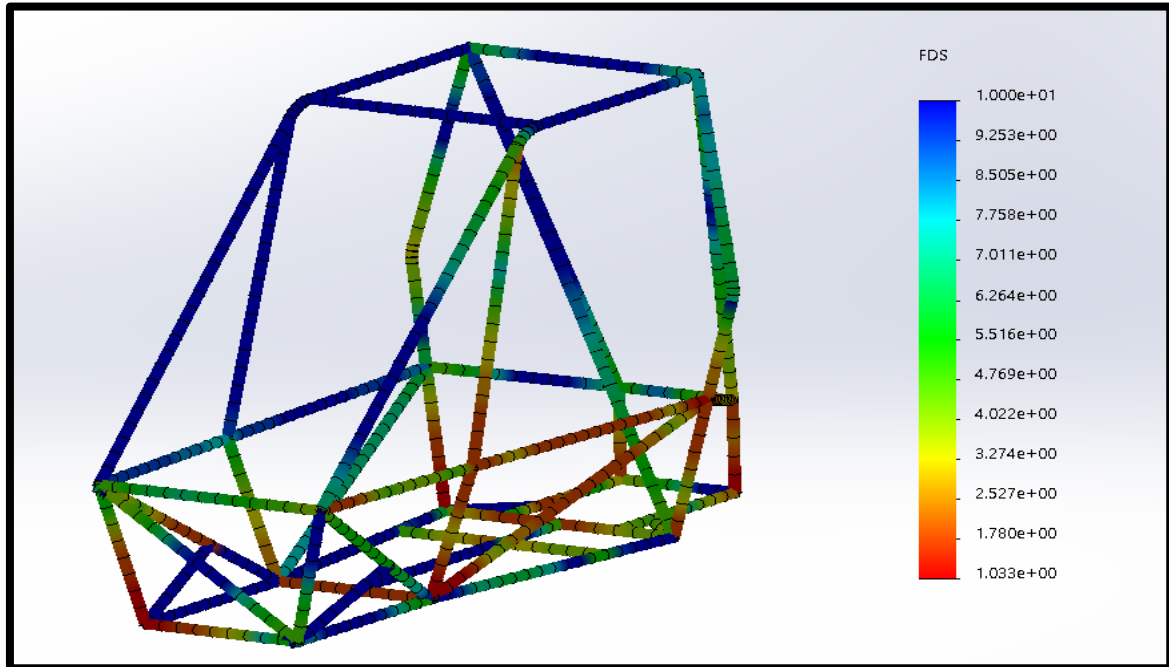


Nota: En la figura se observa la deformación máxima del bastidor en impacto lateral. Tomada de software Solidworks

Factor de Seguridad en un Impacto Lateral. El factor de seguridad que muestra es de 1.03 muy cercana a 1; sin embargo, para el estudio también se considera los factores de diseño con cargas permanentes y variables, en el cual se excede de los valores reales; por lo tanto, el diseño es viable.

Figura 116

Factor de Seguridad en un Impacto Lateral



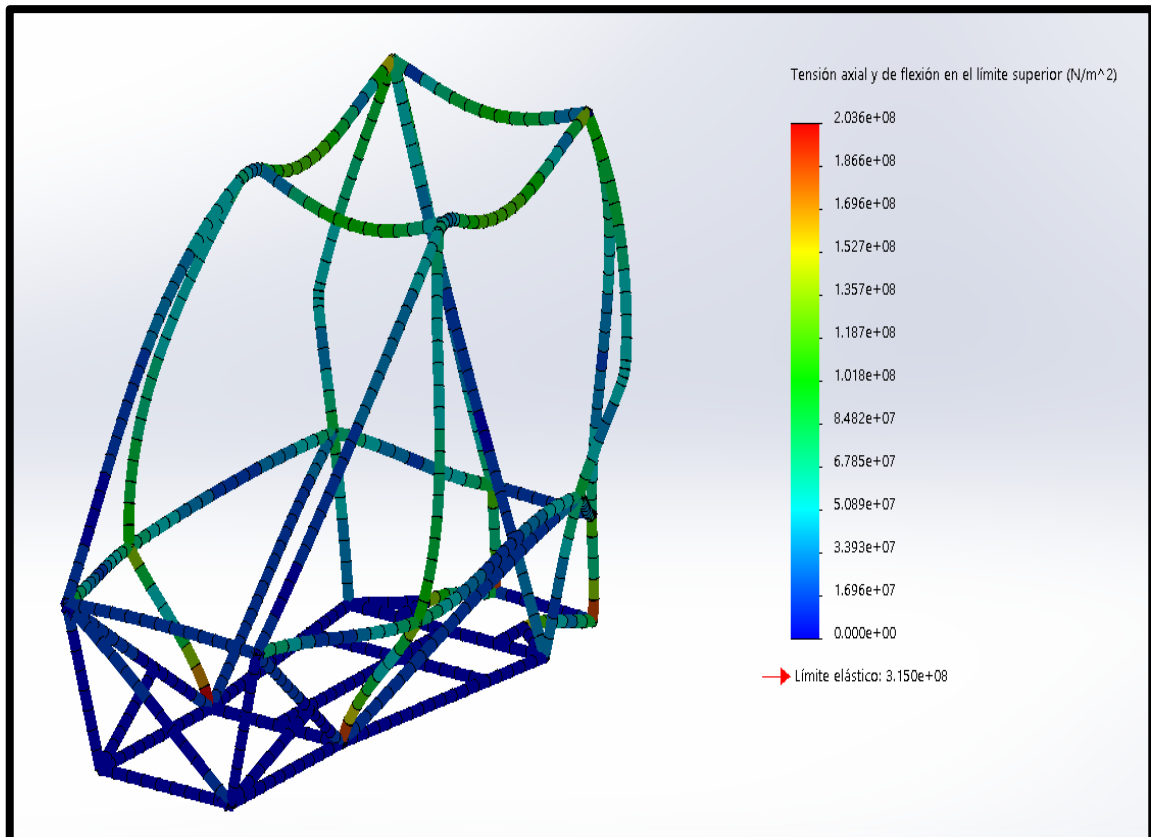
Nota: En la figura se observa el factor de seguridad del bastidor en impacto lateral. Tomada de software Solidworks

3.2.1.3. Volcamiento

Esfuerzo del Bastidor en un Volcamiento. El esfuerzo en un volcamiento da un valor de 203MPa, valor que es inferior al límite elástico de Von Mises de 315MPa. Este diseño en un volcamiento es aceptable ya que no sobrepasa el límite establecido por Von Mises.

Figura 117

Esfuerzo del Bastidor en un Volcamiento

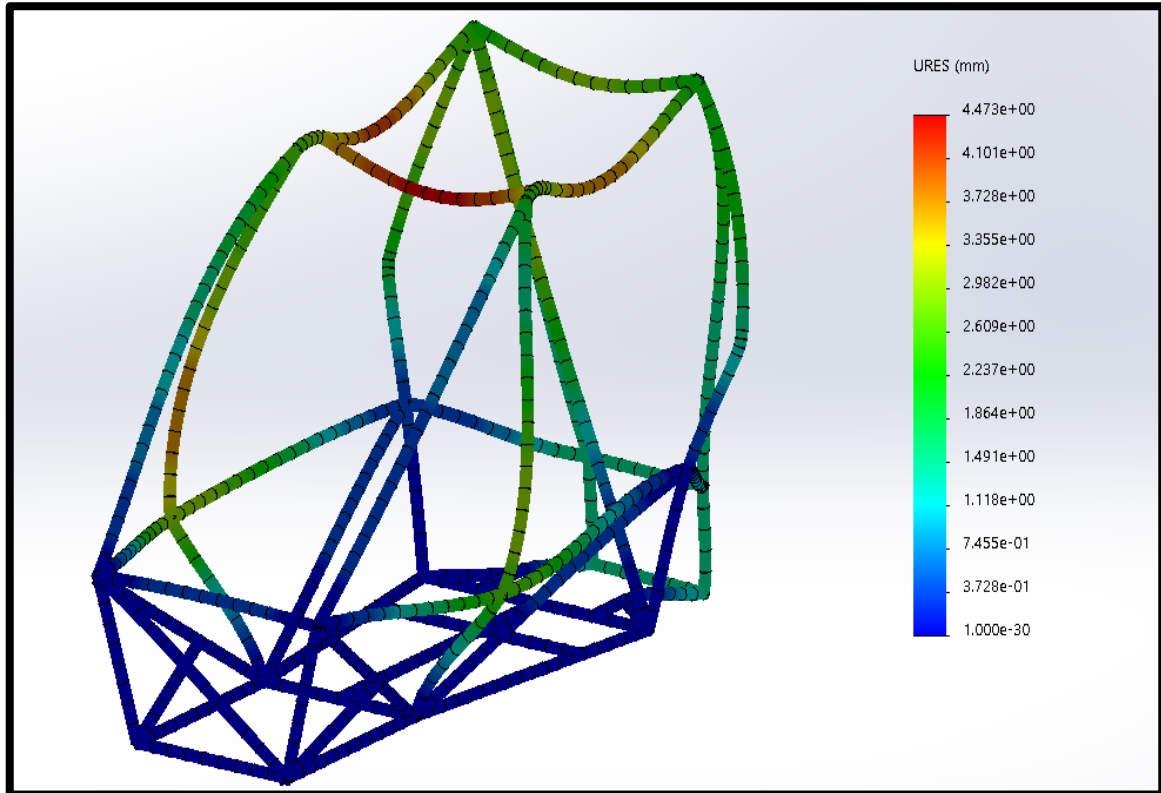


Nota: En la figura se observa el máximo esfuerzo del bastidor en un volcamiento. Tomada de software Solidworks

Deformación en un Volcamiento. La deformación en un volcamiento da un valor de 4.4mm, este valor es menor a 20mm tomado referencia de la fórmula Student. Con este valor de deformación es factible para la construcción del prototipo.

Figura 118

Deformación en un Volcamiento

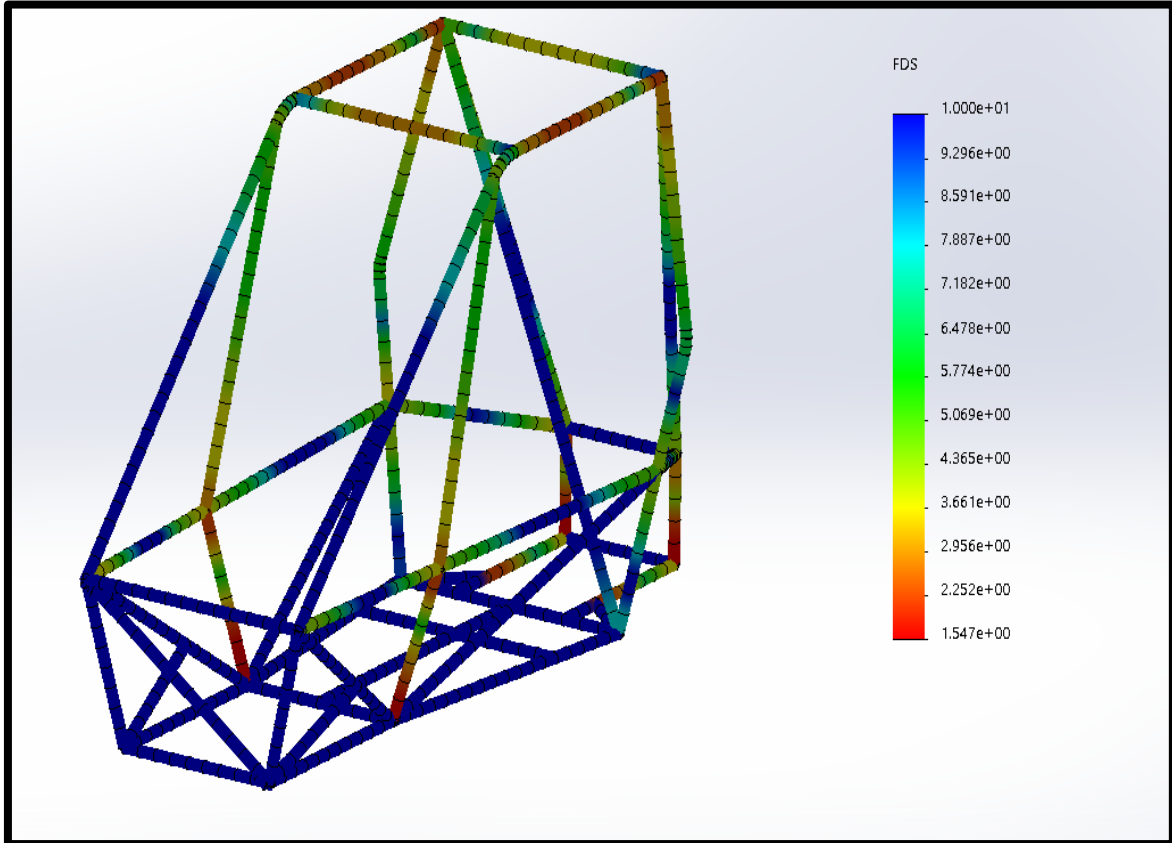


Nota: En la figura se observa la deformación máxima del bastidor en un volcamiento. Tomada de software Solidworks

Factor de Seguridad en un Impacto Lateral. El factor de seguridad del bastidor muestra un valor de 1.5. Este valor es mayor a 1 de acuerdo al factor de seguridad establecido en el diseño; por lo tanto, este diseño todavía soporta esfuerzo.

Figura 119

Factor de Seguridad en un Impacto Lateral



Nota: En la figura se observa el factor de seguridad del bastidor en un volcamiento. Tomada de software Solidworks

Tabla 7

Esfuerzo Máximo, URES y Factor de Seguridad en el Bastidor

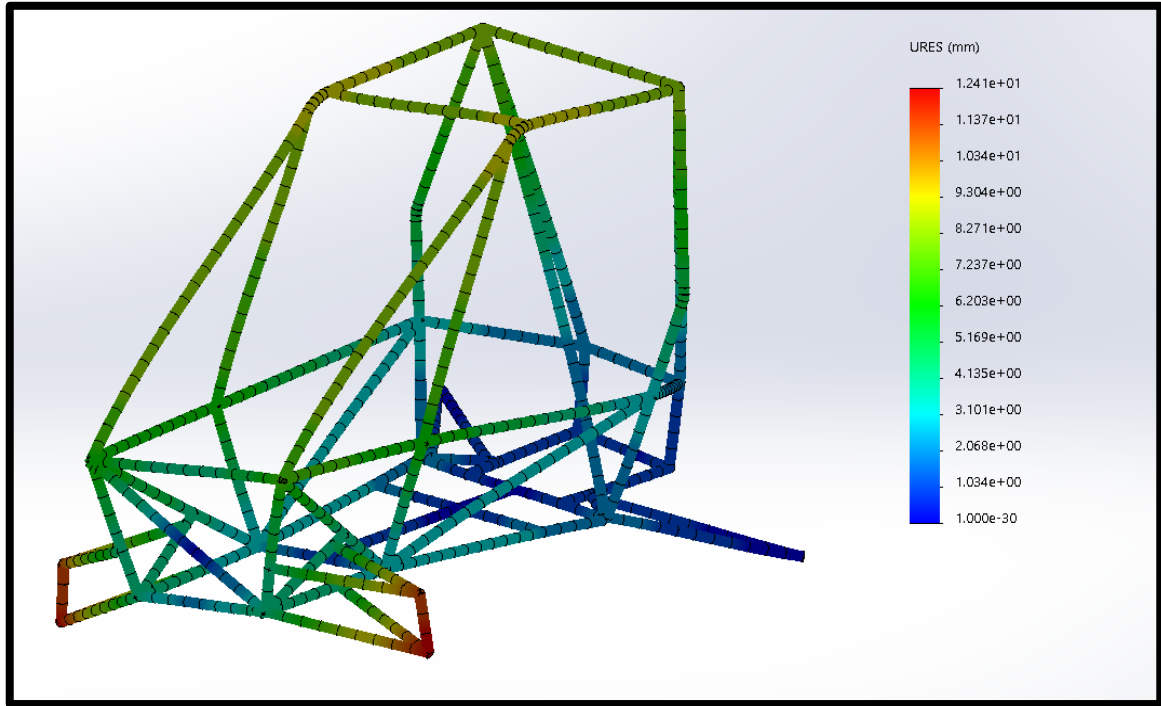
Bastidor	Impacto Frontal	Impacto Lateral	Volcamiento
Esfuerzo Máximo(Von Mises)	176 Mpascal	305Mpascal	203Mpascal
Deformación Máxima (URES)	9,5mm	18,1mm	4,4mm
Factor de Seguridad	1,7	1,03	1,5

Nota: Esta tabla muestra el esfuerzo máximo, URES y factor de Seguridad en el bastidor. Datos tomados de Autoría propia

3.2.2. Rigidez Torsional del Bastidor

Figura 120

Rigidez Torsional del Bastidor



Nota: En la figura se observa la rigidez torsional del bastidor. Tomada de software Solidworks

El desplazamiento máximo d arrojado tras realizar la simulación fue de 12,4 mm.

Con estos datos se calcula la rigidez torsional:

$$R_T = \frac{T}{\alpha} = \frac{F \cdot b}{\tan^{-1}\left(\frac{d}{b}\right)}$$

$$R_T = \frac{1117,48 * 1,3}{\tan^{-1}\left(\frac{0,012}{1,3}\right)}$$

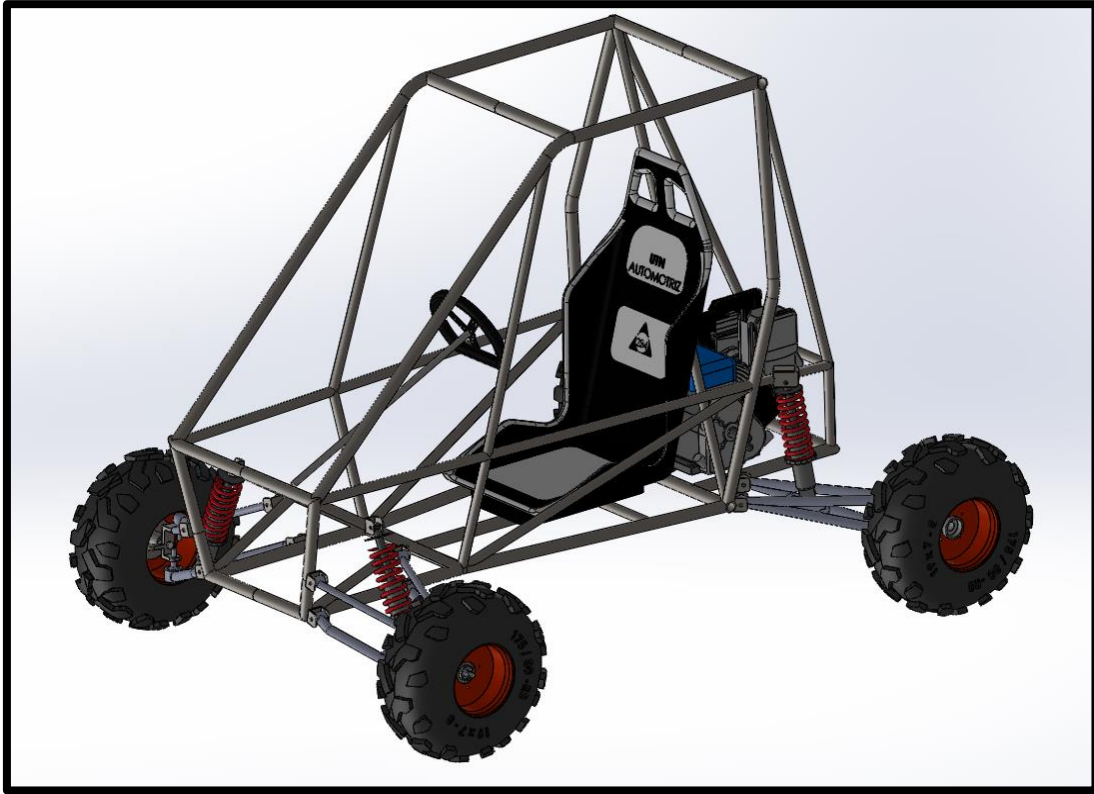
$$R_T = 2748,13 \frac{N \cdot m}{deg}$$

Este resultado supera la rigidez torsional recomendado por SAE 2700 Nm/deg, por lo cual la estructura es válida.

3.2.3. Ensamble Completo

Figura 121

Ensamble Completo del Bastidor y Suspensión



Nota: En la figura se observa el ensamble del prototipo baja SAE. Tomada de software Solidworks

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Mediante los parámetros establecidos en la normativa Baja SAE y apoyados en el programa SOLIDWORKS, se pudo cumplir a cabalidad con todos los requerimientos exigidos, para no tener problemas al momento de diseñar el bastidor.
- Se realizó el diseño del bastidor y sistema de suspensión tomando en cuenta las normas establecidas por Baja SAE. De igual manera, se ejecutó un análisis estructural CAE del bastidor y brazos de suspensión en SOLIDWORKS antes de su construcción, para verificar si el diseño propuesto y materiales utilizados soportan todos los esfuerzos a los que estarán sometidos en la realidad. Se obtuvo resultados en todas las simulaciones de un factor seguridad mayor a 1 tanto para el bastidor como para los brazos de suspensión. El valor mínimo de factor de seguridad fue de 1.33 en la mesa superior delantera bajo condiciones estáticas y 1.55 en condiciones dinámicas, dando como resultado un diseño viable para su construcción.
- Se desarrolló la construcción del bastidor y sistema de suspensión con herramientas, máquinas adecuadas y uso de materiales existentes en el país, basados en el diseño propuesto, además de los resultados del análisis CAE. Se logró obtener así una estructura y sistema de suspensión con las medidas exactas del diseño, garantizando su correcto desempeño.
- El bastidor y sistema de suspensión realizado bajo normativa garantiza la confiabilidad de los mismos al simular bajo condiciones reales. Son componentes iniciales para una posterior implementación de un vehículo Baja SAE para la carrera de Ingeniería Automotriz de la Universidad Técnica del Norte.

4.2. Recomendaciones

- Se recomienda que para la continuación del proyecto se analice de igual manera la normativa Baja SAE. Para cuando el prototipo se encuentre terminado, este cumpla con todas las normas y especificaciones necesarias para este tipo de proyectos.
- De igual manera, para la continuación del proyecto se debería realizar previamente el diseño de los demás componentes como se lo hizo en el presente trabajo, ya que solo de esta manera se puede estar seguros de que el trabajo final sea confiable, y seguro tanto para el vehículo como para el ocupante.
- Se recomienda también que al igual que en el presente trabajo, en su continuidad, se utilice materiales y componentes disponibles en el mercado nacional, ya que de esta manera logramos tener a mano los materiales necesarios dinamizando la economía de nuestro país sin dejar de lado la seguridad.
- El presente trabajo al ser implementado en la carrera de ingeniería automotriz no debería ser desperdiciado, se recomienda que los próximos estudiantes sigan desarrollando el proyecto hasta terminar y dejarlo en funcionamiento. Obteniendo así un modelo base para que futuros compañeros puedan realizar un prototipo mejorado.

4.3. Bibliografía

- Abdullah, S. H. (2018). Computational Analysis for Optimisation of Baja SAE Roll Cage. *IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development*, 6(04), 1395–1399.
https://www.researchgate.net/publication/329884881_Computational_Analysis_for_Optimisation_of_Baja_SAE_Roll_Cage
- Abhishek, R., Bhupendra, K., Dhruv, S., & Chandan, B. . (2018). Design and Optimization of Suspension System for an Formula Hybrid Vehicle. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 7(07), 205–209.
https://www.google.com/search?sxsrf=ALeKk01U4DKDpJ8L_0WTWDFuqAdfzeWOkq%3A1589043069324&ei=fd-2XtOoE8ie_QbeyriwDw&q=Design+and+Optimization+of+Suspension+System+of+All+Terrain+Vehicle+Abhishek&oq=Design+and+Optimization+of+Suspension+System+of+All+Terrain+
- Arévalo, C., Medina, A., & Valladolid, J. (2018). Estudio cinemático y dinámico del sistema de suspensión de un monoplaza de competencia eléctrico Formula Student. *Ingenius*, 20, 96–107. <https://doi.org/10.17163/ings.n20.2018.09>
- Arroyo, E., & Ayala, R. (2013). *Diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión de un car-cross monoplaza para servicio turístico*. Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.
- Auquilla, J., & Torres, C. (2016). *Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza eléctrico Fórmula SAE*. universidad Politecnica salesiana Sede Cuenca.
- Baja SAE. (2018). *SCHOOL DESIGN*. <https://es.scribd.com/document/390453071/Baja-Sae-Rules-2019>
- Barrios, M. A. (2018). *Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto* [Universidad De La Rioja]. https://biblioteca.unirioja.es/tfe_e/TFE004001.pdf
- Bharadwaj, A. G., Sujay, M., Lohith, E., & Karthik, S. (2016). *Design , Analysis , Simulation and Validation of Suspension System for an Electric All-Terrain Vehicle (ATV)*. 21228–21238. <https://doi.org/10.15680/IJIRSET.2016.0512055>
- Caraguay, C., & Caraguay, S. (2015). *Diseño y Construcción del Sistema de Suspensión de un Vehículo Monoplaza Para la Competencia Formula Student*. Universidad

Politécnica alesiana Sede Cuenca.

- Charubhun, W. (2004). *Design of the Space Frame Racing Car Front Clip and Rear Clip for Torsional Rigidity*.
https://www.researchgate.net/profile/Weerawut_Charubhun/publication/228731642_Design_of_the_Space_Frame_Racing_Car_Front_Clip_and_Rear_Clip_for_Torsional_Rigidity/links/545cae390cf2c1a63bf8bf3f.pdf
- Chaudhari, K., Joshi, A., Kunte, R., & Nair, K. (2013). *Design And Development Of Roll Cage For An All-Terrain Vehicle*. 24, 2319–3182.
<https://www.semanticscholar.org/paper/Design-And-Development-Of-Roll-Cage-For-An-Vehicle-Chaudhari-Joshi/2b827f50cd3203f8d6ef43359ecaefef0f14e88f>
- Cortés, I. (2015). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS DEL VEHÍCULO BAJA SAE UNAM 2015*. Universidad Nacional Autónoma de Mé.
- Cortés, I. (2016). *Diseño Y Construcción Del Chasis Del Vehículo Baja Sae Unam 2015 Que Para Obtener El Título De: a:* [Universidad Nacional Autonoma de Mexico].
https://repositorio.unam.mx/contenidos/disen-y-construccion-del-chasis-del-vehiculo-baja-sae-unam-2015-174501?c=BLv7QE&d=false&q=*&i=3&v=1&t=search_0&as=0
- Ezeta, J. H., Mandow, A., & Cerezo, A. G. (2013). Los sistemas de suspension activa y semiactiva. *RIAI - Revista Iberoamericana de Automatica e Informatica Industrial*, 10(2), 121–132. <https://doi.org/10.1016/j.riai.2013.03.002>
- Gavilima, J., & López, I. (2013). “*DISEÑAR E IMPLEMENTAR UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO HÍBRIDO CON MODIFICACIÓN DE LA CARROCERÍA PARA ALOJAR EL SISTEMA DE PROPULSIÓN POSTERIOR, ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE FRENOS DE DISCO EN LAS CUATRO RUEDAS*” Trabajo [UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE FACULTAD]. http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/3248/1/05_FECYT_1796_TESIS.pdf
- González, A., Alberto, L., Alonso, B. B., Guevara, B., Luis, J., Chío, B., Alfonso, J., Francisco, C. S., Antonio, F. E., Luis, G. S., Daniel, G. L., Oviedo, L., Daniel, I., Gerardo, L. C., Rafael, H. A., Sebastián, P. R., Mariano, Q. A., Cota, R., Alberto, J., ... Iván, D. (2013). Construcción del chasis de un coche tipo Baja SAE. *Universidad Iberoamericana Puebla*.
- Guascal, E., & Quiroz, L. (2015). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA*

- EL VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE [universidad De Las Fuerzas Armadas]. In *Espe*. <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/handle/21000/9413>
- Hernandez, E. (2016). *NVESTIGACION SOBRE SOFTWARES QUE SE UTILIZAN EN LA INGENIERIA MECANICA* [Instituto Tecnológico De Orizabá]. https://es.slideshare.net/LuisDiMarco/software-deingenieramecnica?from_action=save
- José, L. (2011). *Estudio teórico de la alineación de un vehículo por visión artificial* [Universidad Carlos III De Madrid]. <http://orff.uc3m.es/handle/10016/13328>
- León, D. (2017). Estudio para la implementación del servicio de alineación y balanceo en un taller automotriz [Universidad Internacional Del Ecuador]. In *Educational Psychology Journal* (Vol. 2, Issue 2). <https://doi.org/DOI:>
- Lizano, C. (2017). “*DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA TUBULAR PARA LA CARROCERÍA DEL PROTOTIPO DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIMI7*” [UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD]. <https://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/27931/1/Tesis I. M. 463 - Lizano Núñez Carlos David.pdf>
- Losada, Á. (2018). *DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN TRASERA DEL VEHÍCULO FÓRMULA STUDENT ELÉCTRICO 2018*. Universidad Politécnica de Madrid.
- Maldonado, R. (2004). *Analisis y simulación del impacto frontal y lateral del auto del Proyecto Minibaja*. Universidad de Las Americas Puebla. http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/maldonado_j_r/
- Mejía, D. (2015). “*DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETICIÓN EN LA FORMULA SAE*” [universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca]. <file:///C:/Users/Ing. Doris Pérez/Desktop/articulos suspension mayo/UPS-CT004482.pdf>
- Mesa, A. (2017). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETENCIA FÓRMULA SAE*. 17. <http://repositorio.ute.edu.ec/xmlui/handle/123456789/16541>
- Milliken, W., & Milliken, D. (2003). *Race car vehicle dynamics*.
- Mora, A. (2009). MANTENIMIENTO, ACTUALIZACIÓN Y OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ALINEACIÓN, BALANCEO Y DESENLLANTAJE DE RUEDAS DEL LABORATORIO DE MECÁNICA DE PATIO. PROYECTO [ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO SEDE - LATACUNGA CARRERA]. In *Journal of*

- Chemical Information and Modeling* (Vol. 53, Issue 9).
<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Patil, J. S. (2019). *Design and Frontal Crash Analysis of FSAE BAJA Roll Cage*. 962–973.
<https://www.irjet.net/archives/V6/i9/IRJET-V6I9142.pdf>
- Patiño, C., Calderon, C., Ortiz, J., & Rodriguez, O. (2008). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO MINI-BAJA SAE* (Vol. 151, Issue 4) [Universidad Pontificia Bolivariana]. <https://doi.org/10.1016/j.cell.2009.01.043>
- Pérez, J. (2011). PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE UN VEHÍCULO CATEGORÍA MINI BAJA-SAE [Univesidad Nacional Exprimetal Politécnica “Antonio José De Sucre”]. In *TạP chí Khoa học Đại học Huế* (Vol. 64). <https://doi.org/10.16194/j.cnki.31-1059/g4.2011.07.016>
- Pimentel, E., López, F., & López, J. (2016). Diseño y análisis de un auto mini baja para estudiar y conocer el impacto de las volcaduras. *Culcyt Automotriz*, 0(58), 284–293.
<http://erevistas.uacj.mx/ojs/index.php/culcyt/article/view/1437>
- Pulido, C. (2014). *Diseño de un sistema de suspensión para un vehículo de formula student*. Universidad Carlos III De Madrid.
- Quiroz, L., Guascal, E., Manjarrés, F., & Arteaga, O. (2015). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE. *ESPE*. <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/9398/AC-ESPEL-MAI-0508.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Riera, P. (2010). *TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO BUGGY DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA FAU*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- Riley, W. B., & George, A. R. (2002). Design, analysis and testing of a Formula SAE car chassis. *SAE Technical Papers*, 724. <https://doi.org/10.4271/2002-01-3300>
- SAE Internacional. (2020). *SAE INTERNACIONAL*. SAE. <https://www.sae.org/about/history>
- Sandoval, H., & Guevara, B. (2015). DISEÑO, IMPLEMENTACION Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE PROPULSIÓN HUMANA Y DIRECCIÓN PARA VEHÍCULO SOLAR [universidad tecnológica De Pereira]. In *Metrologia* (Vol. 53, Issue 5). <https://doi.org/10.1590/s1809-98232013000400007>
- Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo. (2017). *Plan Nacional de Desarrollo*

- 2017-2021-Toda una Vida. http://www.planificacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2017/10/PNBV-26-OCT-FINAL_0K.compressed1.pdf
- Timura, R. (2015). The University of Akron 2015 SAE Zips Baja Off- Road Racing Team 2015 Suspension System Design. *Honors Research Projects*, 169.
- Troya, B. (2017). *ESTUDIO DE LA INCIDENCIA DE LOS ÁNGULOS DE LAS RUEDAS Y SUS VARIACIONES SOBRE EL DESPLAZAMIENTO LINEAL Y CURVO DEL VEHÍCULO*. UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ TEMA:
- Vargheese, A., Devasia, A., Joseph, C., & Jacob, J. (2016). Design and Analysis of Suspension System for an All Terrain Vehicle. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 7(3), 164–190. <https://www.ijser.org/researchpaper/Design-Analysis-and-Fabrication-of-Rear-Suspension-System.pdf>

4.4. ANEXOS







