



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO AUTOMOTRIZ

TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL
VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE

AUTORES: GUASCAL SANGUÑA, EDISON JAVIER
QUIROZ DÁVALOS, LUIS ARMANDO

DIRECTOR: ING. FÉLIX, MANJARRÉS

CODIRECTOR: ING. OSCAR, ARTEAGA

LATACUNGA

2015

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. FÉLIX J. MANJARRÉS A. (DIRECTOR)

ING. OSCAR B. ARTEAGA L. (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE**”, realizado por Guascal Sanguña Edison Javier y Quiroz Dávalos Luis Armando, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.

Siendo un proyecto con un excelente contenido científico y de calidad que contribuirá a la enseñanza y aplicación de conocimientos para el desarrollo profesional, por lo que se recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a GUASCAL SANGUÑA, EDISON JAVIER Y QUIROZ DÁVALOS, LUIS ARMANDO que lo entreguen al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Marzo 2015

Félix J. Manjarrés
DIRECTOR

Oscar B. Arteaga
CODIRECTOR

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

GUASCAL SANGUÑA EDISON JAVIER

QUIROZ DÁVALOS LUIS ARMANDO

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE**”, ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Marzo 2015

Guascal Sanguña Edison Javier

C.C:1724622814

Quiroz Dávalos Luis Armando

C.C:1722544978

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Guascal Sanguña Edison Javier y Quiroz Dávalos Luis Armando

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Marzo 2015

Guascal Sanguña Edison Javier

C.C:1724622814

Quiroz Dávalos Luis Armando

C.C:1722544978

DEDICATORIA

Al creador de todas las cosas Dios, por haberme dado la vida y permitirme haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

A mis padres que con todo el amor, sencillez y sabiduría, fueron y serán el primordial ejemplo para la nueva etapa de mi vida.

A mis hermanas que me apoyaron en toda circunstancia y mi hermano que con su apoyo incondicional ha permitido el éxito de esta etapa profesional.

A mi familia en general siendo el pilar fundamental para que cada uno de nosotros logremos momentos inolvidables e invaluable que nos permitan ser cada día mejores seres humanos para la sociedad.

A los amigos y docentes de los equipos FESPE de años anteriores y actual que con su enseñanza logramos muchos éxitos y me permitieron mirar el mundo desde otras perspectivas.

A mis amigos que me acompañaron desde la secundaria y todos los amigos que me brindaron su amistad durante la Universidad.

DEDICATORIA

Dedico a Dios el trabajo realizado en esta tesis ya que él es quien supo guiarme y darme fuerzas para superar cada adversidad.

A mis padres, por la enseñanza que me han sabido dar, por ser los pilares fundamentales de mi vida, mi motivación y fortaleza, por apoyarme en todas mis decisiones, gracias a su dedicación, constancia, sacrificio, hoy puedo terminar una fase muy importante de mi vida.

A mi hermana, gracias por tu paciencia, sacrificio y dedicación con la que me supo guiar y apoyar en aquellos momentos de mi vida.

A tu apoyo, comprensión y paciencia, por ser el soporte de las mejores decisiones que he tomado en mi vida, por brindarme de tu tiempo bondad me inspiraste a ser mejor para ti, gracias por estar a mi lado. Anita

A mis amigos del Equipo FESPE por la dedicación y constancia que dejamos sobre el proyecto sin ustedes esto no hubiera sido posible.

Luis A. Quiroz D.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por su apoyo incondicional que en todo momento supieron guiarme por el camino correcto.

A mis hermanas y mi hermano que permiten cada día de mi vida formar una familia maravillosa y apoyarnos en cualquier circunstancia que se nos presenta.

A los docentes que me permitieron visualizar a la Ingeniería desde distintos puntos de vista y lo útil que contribuye a la sociedad, en especial a los docentes Euro Mena y Henry Iza quienes depositaron su confianza en mí y supieron guiarme en el ámbito estudiantil.

Al Ing. Félix Manjarrés y Oscar Arteaga por el apoyo, opiniones, consejos que me supieron brindar en cada tutoría durante el desarrollo de este minucioso proceso.

Finalmente a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE por confiar en nosotros como equipo FESPE y permitir representarlos a nivel mundial en las competencias de Formula Student Germany que se desarrollaron.

Edison J. Guascal S.

AGRADECIMIENTOS

A mi padre y madre quienes me condujeron en esta maravillosa aventura denominada ingeniería.

A ti hermana, que me das ánimo para culminar con ese proceso. Gracias a mis amigos, que durante mi vida universitaria me supieron ayudar y brindar experiencia vitales para mi formación.

A todos mis profesores por brindarme su conocimiento y cada día formarme como profesional además un agradecimiento muy especial al Ing. Euro Mena por la confianza incondicional durante gran parte de mi vida estudiantil.

Al Ing. Félix Manjarrés y Oscar Arteaga por el apoyo, opiniones, consejos que me supieron brindar en cada tutoría durante el desarrollo de este minucioso proceso.

De manera muy especial agradezco a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE por confiar en nosotros, y facilitarnos las herramientas necesarias para poder culminar el proyecto.

Luis A. Quiroz D.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CARÁTULA	ii
CERTIFICADO	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN.....	ii
DEDICATORIA	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
AGRADECIMIENTOS	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vi
RESUMEN.....	xix
ABSTRACT	xx
CAPÍTULO I	
ESTADO DEL ARTE	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Planteamiento del problema	1
1.3. Justificación e importancia	2
1.4. Objetivos	2
1.4.1. Objetivo general	2
1.4.2. Objetivos específicos	2
1.5. Generalidades	3
1.5.1. Formula SAE.....	3
1.5.1.1. Pruebas estáticas.....	4
1.5.1.2. Inspección técnica	4
1.5.1.3. Costos y manufactura	5
1.5.1.4. Presentación	6
1.5.1.5. Diseño.....	6
1.5.2. Pruebas dinámicas	7
1.5.2.1. Maniobrabilidad	7
1.5.2.2. Aceleración	8
1.5.2.3. Auto cross	8
1.5.2.4. Resistencia y Economía de combustible	9

	viii
1.6. Estado de la ciencia	10
1.6.1. Chasis	10
1.6.2. Suspensión	11
1.6.2.1. Tipos de suspensión en la formula SAE	12
1.6.2.2. Componentes del sistema de suspensión.....	13
1.6.3. Dirección	19
1.6.4. Geometría y parámetros cinemáticos	20
1.6.4.1. Convergencia.....	20
1.6.4.2. Caída.....	21
1.6.4.3. Ángulo de salida.....	22
1.6.4.4. Ángulo de avance	22
1.6.4.5. Centro de gravedad	23
1.6.4.6. Centro instantáneo.....	24
1.6.4.7. Centro de balanceo.....	24
1.6.4.8. Geometría ackermann	25
1.6.5. Bastidor	26
1.6.5.1. Cargas presentes en un bastidor	28
1.6.6. Sistema de frenos	31
1.6.6.1. Sistema de frenos hidráulico	31
1.6.6.2. Consideraciones para un sistema de frenos.....	35
1.7. Diseño de elementos.....	38
1.7.1. Teorías de falla bajo cargas estáticas	38
1.7.1.1. Esfuerzo.....	38
1.7.1.2. Deformación.....	39
1.7.1.3. Energía de deformación	39
1.7.1.4. Falla de materiales dúctiles	40
1.7.1.5. Teorías de falla bajo cargas dinámicas.....	41
1.7.1.6. Factor de seguridad	42
CAPÍTULO II	
DESPLIEGUE EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD	44
2.1. Consideraciones para determinación de especificaciones.....	44
2.1.1. Sistemas de suspensión	44
2.1.2. Sistema de dirección	45

2.1.3.	Bastidor	46
2.1.4.	Sistema de frenos	51
2.2.	Casa de la calidad	52
2.2.1.	Análisis del sistema de suspensión	52
2.2.1.1.	Voz del usuario	52
2.2.1.2.	Voz del ingeniero	52
2.2.2.	Análisis del sistema de dirección	55
2.2.2.1.	Voz del usuario	55
2.2.2.2.	Voz del ingeniero	55
2.2.3.	Análisis del bastidor	58
2.2.3.1.	Voz del usuario	58
2.2.3.2.	Voz del ingeniero	58
2.2.4.	Análisis del sistema de frenos	60
2.2.4.1.	Voz del usuario	60
2.2.4.2.	Voz del ingeniero	60
2.2.5.	Conclusiones a la calidad	62
2.2.6.	Especificaciones técnicas	63
2.3.	Definición y diseño conceptual	65
2.3.1.	Análisis funcional.....	65
2.3.2.	Módulos de operación principal.....	65
2.3.3.	Definición modular	66
2.3.4.	Selección de alternativas	68
2.3.4.1.	Matrices de selección	70
2.4.	Análisis cinemático y dinámico del vehículo	73
2.4.1.	Distancia entre ejes y ancho de vías.....	74
2.4.2.	Distribución de peso.....	74
2.4.3.	Aceleración longitudinal	76
2.4.4.	Desaceleración longitudinal	77
2.4.5.	Aceleración lateral	77
2.5.	Determinación de cargas del sistema de suspensión	78
2.5.1.	Momento y rigidez de balanceo	78
2.5.1.1.	Distancia entre el centro de gravedad y eje de balanceo.....	78
2.5.1.2.	Momento de balanceo ideal	79

	x
2.5.1.3. Momento de balanceo deseado	80
2.5.1.4. Rígidez total	81
2.5.2. Transferencias de masa	82
2.5.2.1. Transferencia lateral	82
2.5.2.2. Transferencia longitudinal	83
2.5.2.3. Carga sobre cada rueda	85
2.5.3. Rígidez en la conducción	85
2.5.4. Rígidez del sistema de suspensión	86
2.5.4.1. Rígidez del neumático	86
2.5.4.2. Rígidez del sistema de suspensión frontal	87
2.5.4.3. Rígidez del sistema de suspensión posterior	88
2.5.5. Rígidez del muelle	88
2.5.5.2. Relación de movimiento neumático – muelle	91
2.5.6. Frecuencia de la masa suspendida	92
2.5.7. Frecuencia de la masa no suspendida	93
2.5.8. Coeficiente de variación de caída en bote	93
2.5.9. Variación del ángulo de caída vs. el momento de balanceo	95
2.5.10. Momento y rígidez de la barra estabilizadora	96
2.6. Análisis del sistema de dirección	97
2.6.1. Ángulo ackermann	97
2.7. Determinación de cargas del sistema de frenos	99
2.7.1. Determinación de los momentos producidos al frenar	99
2.7.1.1. Dimensionamiento de componentes	101
2.8. Consideraciones previas análisis por el MEF	108
2.8.1. Geometrías de los elementos	108
2.8.2. Generación de mallas	109
2.8.3. Métrica de la malla	110
2.8.4. Convergencia	112
2.8.5. Análisis de esfuerzos y selección de componentes	112
2.8.5.1. Análisis de esfuerzos en la mangueta	113
2.8.5.2. Análisis de esfuerzos en la barra de empuje y tiro	117
2.8.5.3. Análisis de esfuerzos en las bieletas	122
2.8.5.4. Análisis de esfuerzos en la barra de estabilizadora	128

2.8.5.5. Análisis de esfuerzos en el bastidor	133
2.8.6. Conclusiones del diseño	147

CAPÍTULO III

PROCESOS DE MANUFACTURA Y MONTAJE..... 148

3.1. Cursograma sinóptico	148
3.2. Procesos de manufactura del bastidor	149
3.2.1. Base del bastidor	149
3.2.2. Arco frontal del bastidor	150
3.2.3. Arco delantero del bastidor	150
3.2.4. Arco principal del bastidor.....	151
3.2.5. Protección lateral de impacto	151
3.2.6. Triangulación del bastidor.....	152
3.2.7. Proceso de desarrollo del bastidor	153
3.3. Procesos de manufactura del sistema de suspensión.....	154
3.3.1. Elaboración de manguetas delanteras y posteriores	156
3.3.2. Ensamblaje del sistema de suspensión	157
3.3.3. Proceso de desarrollo del sistema de suspensión	159
3.4. Procesos de manufactura del sistema de dirección	160
3.4.1. Proceso de desarrollo del sistema de dirección.....	161
3.5. Procesos de manufactura del sistema de frenos	162
3.5.1. Proceso de desarrollo del sistema de frenos.....	164
3.6. Proceso de ensamble del chasis.....	165
3.7. Costo total.....	167
3.7.1. Resumen global de costos	167
3.7.2. Lista de costos para el sistema de suspensión.....	168
3.7.3. Lista de costos para el conjunto neumático-aro	170
3.7.4. Lista de costos para el sistema de dirección.....	171
3.7.5. Lista de costos para el bastidor	172
3.7.6. Lista de costos para el sistema de frenos	172

CAPÍTULO IV

PROTOCOLO DE PRUEBAS..... 174

4.1. Pruebas de funcionamiento.	177
4.2. Revisión técnica de los sistemas	177

	xii
4.3. Prueba de estabilidad	177
4.4. Prueba de frenado	178
4.5. Prueba de resistencia	178
4.6. Estadística de las pruebas de campo.....	179
CAPÍTULO V	
ANÁLISIS	181
5.1. Conclusiones	181
5.2. Recomendaciones	183
5.3. Bibliografía.....	184
ANEXOS	185

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1	Puntuaciones estipuladas en la competencia	4
TABLA 1.2	Ponderaciones de los eventos dinámicos	7
TABLA 1.3	Teorías de fallas	40
TABLA 1.4	Factores de seguridad para diseño estático y dinámico	43
TABLA 2.1	Dimensiones de la plantilla del 95% del percentil masculino	46
TABLA 2.2	Dimensiones de los miembros estructurales	48
TABLA 2.3	Cargas reglamentarias y condiciones para el bastidor	50
TABLA 2.4	Especificaciones técnicas para el diseño y construcción	63
TABLA 2.5	Matriz de selección para el sistema de suspensión frontal	71
TABLA 2.6	Matriz de selección para el sistema de suspensión posterior	71
TABLA 2.7	Matriz de selección para el sistema de dirección	72
TABLA 2.8	Matriz de selección para el bastidor	72
TABLA 2.9	Matriz de selección para el sistema de frenos	73
TABLA 2.10	Distancia entre ejes y ancho de vías	74
TABLA 2.11	Carga distribuida sobre cada rueda	75
TABLA 2.12	Potencia establecida al torque máximo – honda CBR 600	77
TABLA 2.13	Datos para determinar los momentos de frenado	100
TABLA 2.14	Especificaciones de las mordazas de freno	102
TABLA 2.15	Ecuaciones de análisis y determinación de cilindros	103
TABLA 2.16	Detalle de los elementos para análisis MEF	109
TABLA 2.17	Métricas más relevantes para establecer la malla	111
TABLA 2.18	Parámetros de simulación para la mangueta	113
TABLA 2.19	Parámetros de simulación para la barra de tiro	117
TABLA 2.20	Parámetros de simulación para la barra de empuje	120
TABLA 2.21	Parámetros de simulación para la bieleta frontal	123
TABLA 2.22	Parámetros de simulación para la bieleta posterior	126
TABLA 2.23	Parámetros de simulación para la barra estabilizadora frontal	128
TABLA 2.24	Parámetros de simulación para la barra estabilizadora posterior	131
TABLA 2.25	Parámetros de simulación para el bastidor - arco principal	135
TABLA 2.26	Parámetros de simulación para el bastidor - arco delantero	137
TABLA 2.27	Parámetros de simulación para el bastidor - arco frontal	139
TABLA 2.28	Parámetros de simulación para el bastidor - zona de impacto	141
TABLA 2.29	Parámetros de simulación para el bastidor - cinturón de seguridad	143
TABLA 2.30	Parámetros de simulación para el bastidor - rigidez a la torsión	145
TABLA 3.1	Resumen global de costos	167
TABLA 3.2	Lista de costos para el sistema de suspensión	168
TABLA 3.3	Lista de costos para el conjunto neumático y aro	170
TABLA 3.4	Lista de costos para el sistema de dirección	171
TABLA 3.5	Lista de costos para el bastidor	172
TABLA 3.6	Lista de costos para el sistema de frenos	172
TABLA 4.1	Estadística de las pruebas de campo	179

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1	Exhibición conjunta de los autos FSG 2013	3
FIGURA 1.2	Revisión técnica	5
FIGURA 1.3	Presentación de costos.....	5
FIGURA 1.4	Presentación del vehículo.....	6
FIGURA 1.5	Evento de diseño	7
FIGURA 1.6	Trazado del circuito para la prueba de maniobrabilidad.....	8
FIGURA 1.7	Evento de aceleración	8
FIGURA 1.8	Evento de clasificación para el autocross.....	9
FIGURA 1.9	Evento de resistencia y economía de combustible	10
FIGURA 1.10	Configuración del Chasis	10
FIGURA 1.11	Sistema de suspensión independiente	11
FIGURA 1.12	Suspensión Push Rod y transmisión de fuerzas	12
FIGURA 1.13	Suspensión Pull Rod y transmisión de fuerzas.....	12
FIGURA 1.14	Neumático liso para pista	14
FIGURA 1.15	Neumático diagonal y radial	14
FIGURA 1.16	Fuerzas y momentos sobre los neumáticos	15
FIGURA 1.17	Brazos de suspensión	16
FIGURA 1.18	Amortiguador de aire doble cámara	17
FIGURA 1.19	Muelles helicoidales.....	18
FIGURA 1.20	Funcionamiento de la barra estabilizadora.....	18
FIGURA 1.21	Mecanismo de dirección.....	19
FIGURA 1.22	Cremallera de dirección	20
FIGURA 1.23	Divergencia y Convergencia	21
FIGURA 1.24	Representación del Camber o Caída	21
FIGURA 1.25	Proyección del ángulo de salida	22
FIGURA 1.26	Ángulo de avance y punto de contacto.....	23
FIGURA 1.27	Centro de gravedad del vehículo.....	24
FIGURA 1.28	Centro instantáneo de giro.....	24
FIGURA 1.29	Centro de balanceo	25
FIGURA 1.30	Mecanismo Ackermann.....	26
FIGURA 1.31	Bastidor Tubular.....	27
FIGURA 1.32	Ejemplo de bastidor monocasco.....	27
FIGURA 1.33	Configuración de un bastidor híbrido.....	28
FIGURA 1.34	Representación de rigidez torsional a un bastidor monocasco.....	28
FIGURA 1.35	Resultado de simulación a cargas de flexión	29
FIGURA 1.36	Zona de la pista que presenta flexión lateral	29
FIGURA 1.37	Deformación horizontal en un bastidor.....	30
FIGURA 1.38	Compartimiento del sistema de frenos	31
FIGURA 1.39	Configuraciones de cilindros maestros	32
FIGURA 1.40	Barra de equilibrio con pivote esférico	32
FIGURA 1.41	Comparación de líquidos de frenos.....	33

FIGURA 1.42	Conjunto de líneas de freno.....	34
FIGURA 1.43	Conjunto de disco de freno utilizados en FSAE	34
FIGURA 1.44	Configuración de la válvula proporcional Tilton Screw	35
FIGURA 1.45	Transferencia de pesos estático	36
FIGURA 1.46	Simulación de arrastre aerodinámico	37
FIGURA 1.47	Ensayos térmicos en disco de freno	38
FIGURA 1.48	Diagrama de esfuerzo.....	39
FIGURA 1.49	Diagrama esfuerzo vs deformación.....	39
FIGURA 1.50	Elipse de la energía de la distorsión Von Mises.....	41
FIGURA 1.51	Diagrama de fatiga con diferentes criterios de falla.....	42
FIGURA 2.1	Restricción de la ubicación del volante.....	45
FIGURA 2.2	Plantilla del 95% del percentil masculino	46
FIGURA 2.3	Restricciones de los miembros estructurales.....	47
FIGURA 2.4	Restricciones de la protección lateral del bastidor	47
FIGURA 2.5	Designación de los elementos principales del bastidor.....	48
FIGURA 2.6	Plantilla del habitáculo del piloto.....	49
FIGURA 2.7	Plantilla para verificar la cabina del vehículo	49
FIGURA 2.8	Sistema coordinado, para las cargas sobre el bastidor.....	51
FIGURA 2.9	Tipos de Interruptores de emergencia	51
FIGURA 2.10	Casa de la calidad para el sistema de suspensión.....	54
FIGURA 2.11	Casa de la calidad para el sistema de dirección	57
FIGURA 2.12	Casa de la calidad para el bastidor	59
FIGURA 2.13	Casa de la calidad para el sistema de frenos	61
FIGURA 2.14	Función global.....	66
FIGURA 2.15	Definición modular para el sistema de suspensión	66
FIGURA 2.16	Definición modular para el sistema de dirección	67
FIGURA 2.17	Definición modular para el bastidor	67
FIGURA 2.18	Definición modular para el sistema de frenos.....	68
FIGURA 2.19	Definición y generación de módulos.....	68
FIGURA 2.20	Módulos de alternativas para el chasis.....	70
FIGURA 2.21	Sistema coordinado del vehículo.....	73
FIGURA 2.22	Esquema de la distribución de pesos.....	75
FIGURA 2.23	Curvas característica del motor honda CBR-600.....	76
FIGURA 2.24	Diagrama del eje de balanceo respecto al centro de gravedad.....	79
FIGURA 2.25	Ángulo de balanceo real.....	80
FIGURA 2.26	Momento de balanceo deseado	81
FIGURA 2.27	Diagrama de transferencia de masa lateral.....	83
FIGURA 2.28	Diagrama de transferencia de masa longitudinal	84
FIGURA 2.29	Cargas sobre cada rueda en los diferentes efectos	85
FIGURA 2.30	Configuración de la rigidez del sistema de suspensión.....	86
FIGURA 2.31	Rigidez del neumático Hoosier 20X7.5-13	87
FIGURA 2.32	Diagrama de cuerpo libre para el sistema de suspensión delantero	88
FIGURA 2.33	Diagrama de cuerpo libre para la bieleta delantera.....	89

FIGURA 2.34	Compresión y descompresión de los muelles	89
FIGURA 2.35	Diagrama de cuerpo libre para el sistema de suspensión posterior.	90
FIGURA 2.36	Diagrama de cuerpo libre de la bieleta posterior.....	90
FIGURA 2.37	Proyección de brazos de suspensión al centro instantáneo	94
FIGURA 2.38	Relación desplazamiento del neumático y caída frontal	94
FIGURA 2.39	Relación desplazamiento del neumático y caída posterior	95
FIGURA 2.40	Balanceo del chasis	95
FIGURA 2.41	Relación entre el ángulo de balanceo y caída frontal.....	96
FIGURA 2.42	Relación entre el ángulo de balanceo y caída posterior	96
FIGURA 2.43	Diagrama de fuerzas sobre la barra estabilizadora.....	97
FIGURA 2.44	Geometría ackermann	97
FIGURA 2.45	Relación entre el giro del volante y el giro de los neumáticos.....	99
FIGURA 2.46	Diagrama de transferencia de pesos longitudinal.....	99
FIGURA 2.47	Localización del radio efectivo en un disco de freno.....	102
FIGURA 2.48	Compuesto BP-10	104
FIGURA 2.49	Diagrama de fuerzas presentes en el pedal.....	106
FIGURA 2.50	Diagrama de fuerzas en la barra de equilibrio.....	106
FIGURA 2.51	Refinamiento de la malla	110
FIGURA 2.52	Representación de las métricas del mallado.....	111
FIGURA 2.53	Criterio de convergencia de la malla.....	112
FIGURA 2.54	Mangueta delantera; Mangueta posterior	113
FIGURA 2.55	Asignación de cargas y sujeciones	114
FIGURA 2.56	Calidad del elemento de la malla en la mangueta	115
FIGURA 2.57	Resultados de simulación para la mangueta.....	116
FIGURA 2.58	Barras de empuje frontal y posterior	117
FIGURA 2.59	Asignación de cargas y sujeciones	118
FIGURA 2.60	Calidad del elemento de la malla en la barra de tiro frontal	118
FIGURA 2.61	Resultados de simulación sobre la barra de tiro.....	119
FIGURA 2.62	Asignación de sujeciones y cargas	120
FIGURA 2.63	Calidad del elemento de la malla en la barra de empuje.....	121
FIGURA 2.64	Resultados de simulación sobre la barra de empuje.....	122
FIGURA 2.65	Bieleta frontal y posterior.....	123
FIGURA 2.66	Asignación de sujeciones y cargas	123
FIGURA 2.67	Calidad del elemento de la malla en la bieleta frontal	124
FIGURA 2.68	Resultados de simulación sobre la bieleta frontal	125
FIGURA 2.69	Asignación de sujeciones y cargas	126
FIGURA 2.70	Calidad del elemento de la malla en la bieleta posterior.....	126
FIGURA 2.71	Deformación total sobre la bieleta posterior	127
FIGURA 2.72	Barra estabilizadora frontal y posterior	128
FIGURA 2.73	Asignación de sujeciones y cargas	129
FIGURA 2.74	Calidad de la malla en la barra estabilizadora frontal	129
FIGURA 2.75	Resultados de simulación sobre la barra estabilizadora frontal	130
FIGURA 2.76	Asignación de sujeciones y cargas	131

FIGURA 2.77	Calidad de la malla en la barra estabilizadora posterior.....	132
FIGURA 2.78	Resultados de simulación sobre la barra estabilizadora posterior.	133
FIGURA 2.79	Bastidor tubular	134
FIGURA 2.80	Calidad del elemento de la malla del batidor	134
FIGURA 2.81	Asignación de sujeciones y cargas	135
FIGURA 2.82	Deformación total sobre el arco principal	136
FIGURA 2.83	Asignación de sujeciones y cargas	137
FIGURA 2.84	Deformación total sobre el arco delantero	138
FIGURA 2.85	Asignación de sujeciones y cargas	139
FIGURA 2.86	Deformación total sobre el arco frontal.....	140
FIGURA 2.87	Asignación de sujeciones y cargas	141
FIGURA 2.88	Deformación total sobre la zona de impacto.....	142
FIGURA 2.89	Asignación de sujeciones y cargas	143
FIGURA 2.90	Deformación total sobre el bastidor - cinturón de seguridad	144
FIGURA 2.91	Asignación de sujeciones y cargas	145
FIGURA 2.92	Análisis de torsión sobre el bastidor	146
FIGURA 2.93	Rígidez torsional del bastidor.....	147
FIGURA 3.1	Ensamble del chasis	148
FIGURA 3.2	Simbología	149
FIGURA 3.3	Ensamble del bastidor	149
FIGURA 3.4	Ensamble del piso del bastidor.....	150
FIGURA 3.5	Construcción y ensamble del arco frontal.....	150
FIGURA 3.6	Construcción y ensamble del arco delantero.....	151
FIGURA 3.7	Construcción y ensamble del arco principal	151
FIGURA 3.8	Construcción y ensamble de la protección lateral.....	152
FIGURA 3.9	Triangulación frontal del bastidor	152
FIGURA 3.10	Triangulación posterior del bastidor	153
FIGURA 3.11	Bastidor ensamblado completamente.....	153
FIGURA 3.12	Proceso de construcción y ensamble para el bastidor	154
FIGURA 3.13	Plantillas para las bieletas	155
FIGURA 3.14	Partes de las bieletas cortadas	155
FIGURA 3.15	Amortiguador posterior-frontal.....	156
FIGURA 3.16	Mangua ensambla en el molde	156
FIGURA 3.17	Manguetas terminadas.....	157
FIGURA 3.18	Ensamble de las mesas de suspensión.....	157
FIGURA 3.19	Conjunto frontal de suspensión.....	158
FIGURA 3.20	Ensamble de sistema de suspensión posterior.....	158
FIGURA 3.21	Proceso de construcción y ensamble para el sistema suspensión .	159
FIGURA 3.22	Soportes de la cremallera	160
FIGURA 3.23	Soportes del volante	160
FIGURA 3.24	Brazos de dirección ensamblados	161
FIGURA 3.25	Brazos de dirección ensamblados	161
FIGURA 3.26	Proceso de construcción y ensamble para el sistema de dirección	162

FIGURA 3.27	Base de la caja de pedales	163
FIGURA 3.28	Ensamble de la caja de pedales y reservorios	163
FIGURA 3.29	Ensamble de la mordaza con la mangueta	164
FIGURA 3.30	Conjunto disco-mordaza ensamblado	164
FIGURA 3.31	Proceso de construcción y ensamble para el sistema de frenos	165
FIGURA 3.32	Proceso de montaje del chasis	166
FIGURA 3.33	Flujo de costos.....	167
FIGURA 3.34	Resumen de costos	168
FIGURA 4.1	Inspección de cada subsistema	174
FIGURA 4.2	Calibraciones del chasis	175
FIGURA 4.3	Dimensiones principales del chasis.....	176
FIGURA 4.4	Inspección técnica del vehículo.....	177
FIGURA 4.5	Prueba de inclinación del vehículo.....	178
FIGURA 4.6	Prueba de frenado del vehículo	178
FIGURA 4.7	Prueba de resistencia del vehículo	179
FIGURA 4.8	Prueba de aceleración del vehículo	179
FIGURA 4.9	Sellos de inspección y pruebas aprobadas.....	180

RESUMEN

En el presente trabajo se describe el diseño y construcción de un chasis para el vehículo tipo Formula SAE para la competición Formula Student 2014 que año a año se realiza en el circuito internacional Hockenheimring-Alemania.

El chasis está estructurado, en cuatro subsistemas los cuales son desarrollados en base al reglamento SAE 2014 lo que garantiza eficacia y seguridad en los mismos, donde el bastidor está formado por una estructura metálica tubular la cual favorece en rigidez y distribución de cargas que estipulan y avalan a un previo análisis mediante software. El sistema de suspensión lo constituye un conjunto de brazos doble “A” que fijan los neumáticos al bastidor mediante la configuración Pull-Rod en la parte delantera y Push-Rod en la parte posterior brindando una adecuada amortiguación, estabilidad y confort. El sistema de dirección está compuesto por un mecanismo piñón cremallera de accionamiento mecánico el cual actúa sobre el eje frontal, de esta manera se ofrece control bajo condiciones de funcionamiento extremo para el vehículo. El sistema de frenos hidráulico sin asistencia distribuye la presión a través de dos circuitos independientes hacia las mordazas de freno, esto para disminuir la velocidad o detener el vehículo. También se incluyen protocolos de prueba que avalan el comportamiento del vehículo en pista y ensayos de inclinación para verificar la estabilidad del mismo a valores angulares determinados. Finalmente se ha tomado en cuenta la viabilidad económica para seleccionar las diferentes alternativas que se presentan cumpliendo con un proyecto adaptable a nuestro medio y accesible para su elaboración.

PALABRAS CLAVES:

- **FORMULA SAE**
- **BASTIDOR TUBULAR**
- **SISTEMA DE SUSPENSIÓN AUTOMOTRÍZ**
- **SISTEMA DE DIRECCIÓN AUTOMOTRÍZ**
- **SISTEMA DE FRENOS AUTOMOTRÍZ**

ABSTRACT

This document is described the design and construction of a chassis for the Formula SAE vehicle for competition Formula Student 2014 which is conducted every year on the international circuit Hockenheimring-Germany.

The chassis is structured in four subsystems which are developed based on the SAE 2014 rule, which guarantees efficacy and safety, where the frame is formed by a tubular metal structure, which favors stiffness and load distribution which stipulate and endorse a previous analysis by software. The suspension system is constituted by a set of double “A” arms which fix the tire with the frame through setting the pull-rod in the front and push-rod system in the rear providing adequate cushioning, stability and comfort. The steering system comprises a rack and pinion with mechanical drive mechanism which acts on the front axle which provides the control in the extreme operating conditions of the vehicle. The hydraulic brake system without assistance distributed the pressure through two independent circuits to the calipers, this to slow or stop the vehicle. Also includes the testing protocols that support vehicle behavior on track and trials in a test to verify the stability of the vehicle in a defined inclination. Finally, we have taken into account the economic viability to choose different alternatives presented in compliance with a customizable project to our environment and accessible for processing.

KEYWORDS:

- **FORMULA SAE**
- **TUBULAR FRAME**
- **AUTOMOTIVE SUSPENSION SYSTEM**
- **AUTOMOTIVE STEERING SYSTEM**
- **AUTOMOTIVE BRAKE SYSTEM**

CAPÍTULO I

1. ESTADO DEL ARTE

1.1. ANTECEDENTES

La Formula organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices “SAE”, es una competencia de diseño estudiantil, en la cual estudiantes diseñan, construyen y compiten con un prototipo de vehículos de carreras tipo Formula, bajo el requerimiento de un reglamento vigente para este tipo de monoplace, donde las bases de la competencia es la creación de una compañía ficticia.

En torno a los nuevos desarrollos tecnológicos, que establecen el nivel competitivo de la Formula SAE el chasis de los prototipos deben ser desarrollados minuciosamente ya que de estos depende el comportamiento general del vehículo.

Investigación de tipo técnica, cuyo alcance es realizar la configuración y análisis del chasis del prototipo para lo cual se requiere de la ayuda de software especial para cada sistema, que permite validar los resultados finales en pista mediante pruebas dinámicas, con la finalidad de obtener información detallada en torno al desarrollo de este importante elemento del vehículo.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Las participaciones anteriores del equipo FESPE en la Formula Student Germany ha generado experiencias satisfactorias para la innovación de cada prototipo debido a que cada año las competencias se vuelve más exigentes por lo que el presente tema de proyecto de tesis propone el desarrollo del chasis de un vehículo tipo Formula SAE optimizando el desempeño, esto permitirá tener un monoplace de mejores prestaciones para futuras competencias. El desarrollo de esta investigación servirá como un resumen del conocimiento que se ha generado por la participación de los años 2011 y 2012, lo cual actuara como una referencia para los futuros diseñadores de chasis.

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

El proyecto de investigación involucra a los sistemas de suspensión, dirección, bastidor y frenos del vehículo tipo Formula SAE, sistemas sobre los cuales debe existir un análisis minucioso debido a que de estos depende el comportamiento dinámico del vehículo en pista, y así presentar un alto grado de competitividad a nivel internacional.

El desarrollo de este prototipo es de gran importancia ya que esta competencia abarca conocimientos tecnológicos de alto nivel, donde se involucra a la universidad en nuevos procesos de diseño y manufactura permitiendo alcanzar una visión global de tener una Universidad pionera en la enseñanza de ingeniería automotriz del país.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL:

- Diseñar y construir un chasis para el vehículo tipo Formula SAE.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Diseñar un bastidor resistente, seguro y ergonómico para el vehículo de Formula SAE.
- Desarrollar los sistemas de suspensión, dirección y frenado para garantizar el desempeño dinámico del vehículo.
- Analizar y optimizar la geometría del sistema de suspensión y dirección para obtener movimientos síncronos entre los dos sistemas.
- Dimensionar el peso del chasis y localizar el centro de gravedad para calibrar el vehículo de acuerdo a cada prueba.
- Estipular materiales idóneos para la construcción de los componentes, lo que permitirá que el vehículo mantenga su integridad en competición.

1.5. GENERALIDADES

1.5.1. FORMULA SAE

Es un concurso internacional para estudiantes miembros de la SAE¹, quienes forman equipos con el propósito de diseñar, construir y competir en un pequeño auto de alto rendimiento. Un prototipo basado en una serie de normas cuya finalidad es promover soluciones inteligentes a los problemas, inspira y desarrolla jóvenes ingenieros emprendedores e innovadores, con capacidad de trabajar en proyectos complejos de ingeniería, en tiempo real.

La competencia consta de tres elementos claves: diseño de ingeniería, inspección estática y pruebas de resistencia con alto rendimiento.



Figura 1.1. Exhibición conjunta de los autos FSG 2013

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/Panoramic-Picture/i-DPpPpqs/A>

El escenario consiste en que los equipos desarrollaran un auto destinado al mercado de conductores aficionados o autocross², que podría ser fabricado en una línea de producción de pequeña escala a un costo menor a \$25000

La fórmula SAE tiene varios certámenes en el transcurso de cada año desarrollados en diferentes países como:

- Formula SAE Michigan.
- Formula SAE Lincoln.
- Formula SAE Electric.

¹ SAE: Society of Automotive Engineers, (Sociedad de Ingenieros Automotrices)

² Autocross: Prueba de dinámica en la cual el vehículo establece el tiempo de clasificación.

- Formula SAE Australasia.
- Formula SAE Brazil.
- Formula SAE Italy.
- Formula Student.
- Formula Student Austria.
- Formula Student Germany.
- Formula Student Japan.

1.5.1.1. PRUEBAS ESTÁTICAS

Cada equipo participante se registrará a parámetros de evaluación e inspección, donde el vehículo es verificado para poder avanzar a las pruebas dinámicas.

Tabla 1.1
Puntuaciones estipuladas en la competencia

Parámetro	Puntaje
Inspección técnica	0
Costos y manufactura	100
Presentación	75
Diseño	150
Total	325

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. Judging Categories. pp 5

1.5.1.2. INSPECCIÓN TÉCNICA

Determina si el vehículo cumple con los requisitos y restricciones establecidos en el reglamento de la Formula SAE 2014, estipulado para la categoría. Cada vehículo debe pasar todas las partes de la inspección técnica así como las pruebas de inclinación, ruido y frenado, de esta manera se le otorgarán sellos de inspección, requisitos para poder participar en cualquier evento dinámico.



Figura 1.2. Revisión técnica

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/20130731-Wednesday/i-xkFfxvp/A>

1.5.1.3. COSTOS Y MANUFACTURA

Consiste en enseñar a los participantes la relación existente entre los costos y el presupuesto, los cuales son factores significativos en cualquier ejercicio de ingeniería donde permite aprender y entender lo que son las técnicas y procesos a ser implementados durante la producción de los componentes seleccionados en la fase de diseño.

La prueba se divide en dos partes: la compilación de un informe escrito y una discusión durante el propio evento. Esto le permite evaluar no sólo el costo del prototipo, sino también la capacidad del equipo para producir una estimación precisa de los costos de producción y diseño. Por tanto, es claro que el informe de costos debe ser compatible con el vehículo elegido para la competición.



Figura 1.3. Presentación de costos

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/20130801-Thursday/i-bPkRbvQ/A>

1.5.1.4. PRESENTACIÓN

Evalúa la capacidad de los equipos para desarrollar y entregar un caso de negocio comprensivo, el cual convencerá a los ejecutivos de una corporación o jueces, demostrando que su diseño cumple con las exigencias del mercado. Los equipos deben asumir que los ejecutivos representan diferentes áreas de una organización corporativa, incluyendo ingeniería, producción, marketing y finanzas. La presentación debe relacionarse con el auto y aunque la calidad del vehículo no se toma como parte de la presentación se juzga la exposición la cual debe ser coherente con el caso de lógica de negocio que se presenta antes del evento.



Figura 1.4. Presentación del vehículo

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/20130801-Thursday/i-tTBhFVT/A>

1.5.1.5. DISEÑO

El concepto detrás del evento es evaluar las opciones y los esfuerzos de ingeniería que se tomaron a consideración en el diseño del auto, de tal forma respondiendo a las necesidades del mercado. Estos aspectos son evaluados por los jueces donde se muestra la capacidad del equipo para respaldar su trabajo en el auto el cual debe ser presentado completamente ensamblado y listo para correr. Los parámetros tomados en cuenta para la revisión del diseño son: fundamentos dinámicos sobre los sistemas de suspensión dirección y frenos, simplificación del bastidor, dispositivos aerodinámicos, optimización del sistema de propulsión, habitáculo del piloto y sub-sistemas de control con una adecuada ergonomía además de la seguridad y manufactura del vehículo.



Figura 1.5. Evento de diseño

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/20130801-Thursday/i-vXS2NL4/A>

1.5.2. PRUEBAS DINÁMICAS

Durante los eventos dinámicos debe mantenerse la integridad mecánica del vehículo. Cualquier estado del prototipo que pudiera comprometer la integridad del mismo, la superficie de la pista o suponer un peligro potencial para los participantes, será una razón válida para la exclusión por los jueces hasta que se rectifique el problema.

Tabla 1.2

Ponderaciones de los eventos dinámicos

Parámetro	Puntaje
Maniobrabilidad	75
Aceleración	75
Auto Cross	100
Eficiencia	100
Resistencia	325
Total	675

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. Judging Categories. pp 5

1.5.2.1. MANIOBRABILIDAD

La prueba evalúa la capacidad del vehículo para tomar una curva. La pista consiste en una figura de un ocho con dos círculos de 15,25 metros de diámetro. El auto, después de entrar en el trazado debe ir hacia la derecha y dar dos vueltas, después debe completar con dos vueltas en el círculo de la izquierda. Al término de la cuarta vuelta, el vehículo sale de la pista, en la misma dirección en la que ingresa.

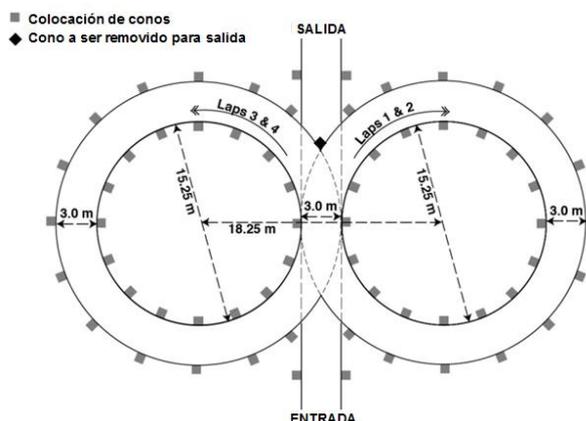


Figura 1.6. Trazado del circuito para la prueba de maniobrabilidad

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. SKIDPAD. pp 146

1.5.2.2. ACELERACIÓN

El evento evalúa la aceleración del vehículo en línea recta sobre el pavimento plano en una longitud de 75m, donde se verifica cuanto tiempo es capaz de desarrollar el auto en este tramo, una bandera verde se utilizará para indicar el comienzo de la prueba, sin embargo, la sincronización cronometrada comienza sólo cuando el vehículo cruza la línea de salida.



Figura 1.7. Evento de aceleración

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/20130801-Thursday/i-MQ24cf2/A>

1.5.2.3. AUTO CROSS

El objetivo del evento es evaluar la maniobrabilidad del vehículo en torno a ejecutar dos vueltas al circuito, analizando características de rendimiento, aceleración, frenado y capacidad de tomar las curvas.

El circuito está diseñado de tal manera que se obtenga una velocidad media entre 40 y 50 km/h se incluye rectas cortas, no más de 60m, curvas de radio constante

entre 23 a 45 m de diámetro, curvas cerradas de 9m de diámetro exterior, slaloms³ con conos a una distancia entre 7.62 a 12,19 m y curvas de radio variable, la pista tendrá un ancho de vía mínimo de 3,5m.



Figura 1.8. Evento de clasificación para el autocross

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/Autocross/i-NwNP3dp/A>

1.5.2.4. RESISTENCIA Y ECONOMÍA DE COMBUSTIBLE

La prueba de resistencia es el evento que cierra el fin de semana de carreras y tiene como objetivo evaluar el desempeño general del prototipo. Por esta razón es sin duda el evento principal de una competición de Formula SAE. Se lleva a cabo a lo largo de una trayectoria muy similar a la que se ejecuta la prueba de autocross, para un total de 22 km.

El circuito está diseñado de tal manera que se obtenga una velocidad media entre 50 y 60 km/h se incluye rectas cortas, no más de 77 m, curvas de radio constante entre 30 a 54 m de diámetro, curvas cerradas de 9m de diámetro exterior, slaloms con conos a una distancia entre 9 a 15 m y curvas de radio variable, la pista tendrá un ancho de vía mínimo de 4,5 m.

La economía de combustible es un tema clave en las competencias de motor, así como mostrar lo bien que el vehículo ha sido preparado. La calificación se basa en cuantificar el volumen de combustible por kilómetro consumido durante la prueba de resistencia.

³ Slaloms: Variación de dirección en torno a varios conos.



Figura 1.9. Evento de resistencia y economía de combustible

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/20130803-Sunday/i-p99XDhJ/A>

1.6. ESTADO DE LA CIENCIA

1.6.1. CHASIS

El chasis es aquel ensamble del vehículo que se lo considera como el cuerpo del automóvil, compuesto por los subconjuntos que incluyen:

- ✓ El sistema de suspensión encargado de acoplar las ruedas con el bastidor, mediante un óptimo comportamiento dinámico.
- ✓ El sistema de dirección mediante el cual podemos variar el ángulo de las ruedas directrices, según el trazado.
- ✓ El bastidor, generalmente es una estructura capaz de sujetar todos los componentes del vehículo y resistir todas las cargas a las que está sujeto.
- ✓ Sistema de frenos, capaz de reducir la velocidad o detener el vehículo.

Este grupo de componentes establecen el chasis, el cual después del montaje del motor y sistema de transmisión, será capaz de moverse de forma autónoma.



Figura 1.10. Configuración del Chasis

Fuente: <http://encartasaludaldia.com/f-sae-en-venezuela/>

1.6.2. SUSPENSIÓN

La suspensión del auto, es el sistema encargado de conectar las ruedas consideradas como masa no suspendida⁴, con el chasis, masa suspendida⁵. La función del sistema de suspensión en un auto de carreras es absorber las irregularidades del trazado por donde circula el monoplaza y mantener en contacto los neumáticos con el asfalto del circuito, de esta manera se incrementará la estabilidad dinámica del auto. Además el sistema deberá satisfacer una serie de funciones a diferentes condiciones de funcionamiento como:

- Que las ruedas puedan seguir el camino desigual
- Aislar el chasis de la rugosidad en la carretera
- Mantener la correcta dirección de las ruedas sobre la superficie de la vía
- Reaccionar y reducir las fuerzas producidas por los neumáticos debido a aceleración, frenado y momentos de curvatura.

Los sistemas de suspensiones han ido evolucionando en el transcurso de los años de acuerdo a las necesidades y requerimientos de aplicabilidad, como los sistemas rígidos, semirrígidos e independientes.

El sistema de suspensión utilizado en un auto tipo Formula, es una configuración independiente multibrazo debido a que proporciona la libertad de configuración para el control del movimiento del neumático, controlando parámetros como el ángulo de caída, avance, convergencia, divergencia, altura del centro de rodadura, y otros factores importantes en la cinemática de la suspensión.



Figura 1.11. Sistema de suspensión independiente

Fuente: <http://dutracing.nl/cars/dut14/>

⁴ Masa no suspendida: Toda la masa compuesta por el conjunto neumático y de suspensión.

⁵ Masa suspendida: Toda la masa unida directamente al bastidor.

1.6.2.1. TIPOS DE SUSPENSIÓN EN LA FORMULA SAE

a) SUSPENSIÓN PUSH ROD

Está constituida por dos brazos en forma de un triángulo, una barra diagonal la cual trabaja a compresión, un balancín que establece la relación de movimiento y una fuerza que acciona el amortiguador.

La acción sobre la rueda por cualquier irregularidad sobre la pista, genera un movimiento en los dos brazos y en la barra diagonal la cual empuja el balancín actuando sobre el amortiguador permitiendo que este se comprima. Esto establece que la barra diagonal funcione a compresión, de allí el nombre del sistema.

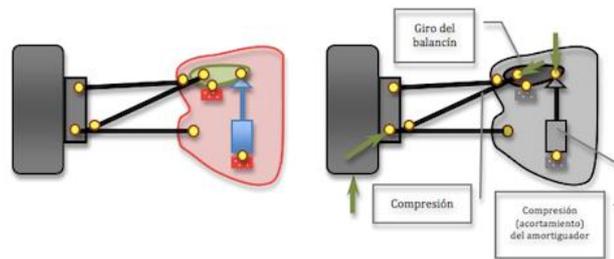


Figura 1.12. Suspensión Push Rod y transmisión de fuerzas

Fuente: <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/>

b) SUSPENSIÓN PULL ROD

La configuración es similar al sistema Push Rod, la diferencia es que, la barra diagonal trabaja a tracción, el balancín y el amortiguador están ubicados en la parte más baja del auto. La barra diagonal jala el balancín el cual comprime el amortiguador.

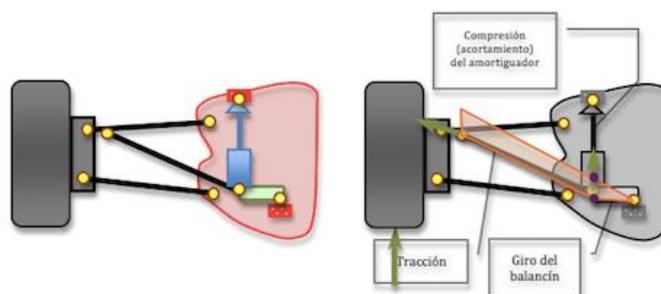


Figura 1.13. Suspensión Pull Rod y transmisión de fuerzas

Fuente: <http://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/>

c) **DIFERENCIAS ENTRE LOS DOS SISTEMAS**

- La configuración pull-rod, funciona a tracción y por tanto no tiene que soportar esfuerzos de pandeo como a compresión lo que implica una barra menos gruesa y más ligera.
- La configuración pull-rod baja el centro de gravedad al posicionar diferentes elementos en la zona baja del monoplaza.
- La configuración push-rod tiene los componentes en la zona superior dejando mucho espacio, a diferencia que en la zona baja facilita el tránsito del aire hacia la zona de los pontones y los difusores.
- Una barra trabajando a tracción (pull) puede ser más delgada que otra trabajando a compresión (push). Esto hace disminuir el peso de la masa no suspendida, aspecto muy importante en competición.
- Al ser la barra más delgada, presentará menos resistencia aerodinámica. Al mismo tiempo queda más espacio libre en la parte trasera del vehículo para que el aire fluya de mejor manera.
- En la configuración pull rod, los amortiguadores y muelles pueden situarse lo más bajo posible, reduciendo así la altura del centro de gravedad.

1.6.2.2. COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

a) NEUMÁTICOS

Los neumáticos son un toroide visco-elástico que cumple la función de amortiguar las irregularidades de la pista al soportar cargas verticales, estos son la única área de contacto que tiene el automóvil con la pista, sobre este se generan fuerzas y momentos necesarios para poder acelerar y frenar el automóvil en el plano horizontal, además de generar fuerzas laterales para el control y la estabilidad del vehículo.



Figura 1.14. Neumático liso para pista

Fuente: <http://www.mandhdragtires.com/8-0-23-0-13-drag-race-slicks-1.html>

Los neumáticos se subdividen en diagonales y radiales, la diferencia constructiva entre estos es la ubicación de las lonas, en los neumáticos de competición se busca tener una mayor área de contacto, esto se debe a la independencia entre el flanco el cual establece la rigidez vertical, la banda de rodadura determina el comportamiento rotacional y desgaste al cual está sujeto el neumático, características que proporcionan esencialmente los neumáticos radiales.

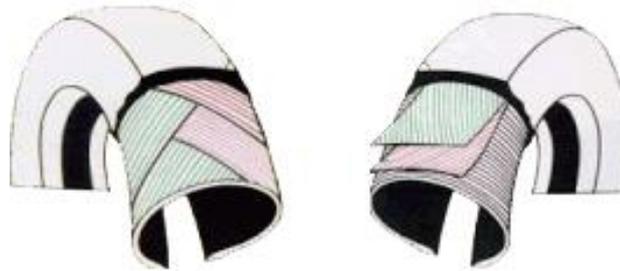


Figura 1.15. Neumático diagonal y radial

Fuente: <http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/carcasa-de-neumatico-definicion-significado/gmx-niv15-con193416.htm>

Además los neumáticos deben cumplir con otras características como:

- Menor rozamiento interno y menor generación de calor.
- Menor deformación de la banda de rodadura en funcionamiento.
- Menor influencia de la fuerza centrífuga.
- Menor ángulo de deriva y con esto más direccionalidad.

Fuerzas y pares que actúan sobre el neumático:

Un neumático se encuentra sometido a diferentes fuerzas y pares en consecuencia de la interacción con el suelo.

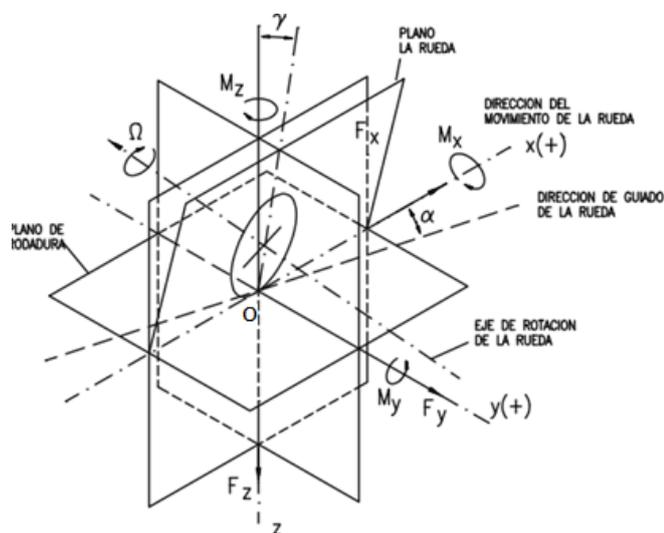


Figura 1.16. Fuerzas y momentos sobre los neumáticos

Fuente: [http://white-](http://white-smoke.wikifoundry.com/page/Conventions+and+vehicle+axis+coordinate+systems)

[smoke.wikifoundry.com/page/Conventions+and+vehicle+axis+coordinate+systems](http://white-smoke.wikifoundry.com/page/Conventions+and+vehicle+axis+coordinate+systems)

- El origen del sistema de referencia coincide con el centro de la huella de contacto del neumático.
- El eje X. Es la intersección entre el plano medio del neumático y el plano de rodadura. El sentido positivo establece la dirección del movimiento del neumático.
- El Eje Z. Es perpendicular al plano de rodadura y el sentido positivo en dirección a la superficie de rodadura
- El Eje Y. Es perpendicular al eje X, Z, y entre estos se deberá formar un sistema ortogonal.
- Angulo de deriva (α). Es el ángulo formado entre la dirección de desplazamiento del centro de la huella de contacto del neumático y la línea de intersección del eje X.
- Angulo de caída (γ). Es el ángulo formado entre los planos X, Z y el plano del neumático.

Factores de influencia:

Los principales factores que influyen en las prestaciones de los neumáticos una vez montados en el vehículo son:

- Presión de inflado.
- Ángulo de caída (estático y dinámico).
- Anchura de la llanta.
- Temperatura de trabajo.

b) MESAS DE SUSPENSIÓN

Son brazos que unen el bastidor con las ruedas a través de la mangueta, por medio de rotulas las cuales limitan el movimiento a tres grados de libertad, permitiendo la rotación, las mesas de suspensión, poseen una forma de A, hay un brazo superior y otro inferior por cada rueda, los cuales transmiten las cargas al bastidor y de su geometría y posición depende directamente el comportamiento dinámico del vehículo. Los puntos de convergencia de los brazos o vértice del triángulo, permiten que los brazos trabajen sólo a tracción y a compresión nunca a flexión.



Figura 1.17. Brazos de suspensión

Fuente: <http://www.fsae.com/forums/archive/index.php/t-3667.html?s=2f4ac3793225a1cc9fb6f05198249449>

c) AMORTIGUADORES Y MUELLES

El propósito principal de los amortiguadores es mantener la masa suspendida y la masa no suspendida amortiguada y bajo control por la amortiguación. Consiste en la influencia dentro de un sistema oscilatorio que tiene el efecto de reducir, restringir o

impedir las oscilaciones, proceso producido por la disipación de energía almacenada en la oscilación.

Mientras los resortes o muelles soportan el peso de la masa suspendida del vehículo, los amortiguadores controlan la variación de rebote de los muelles, hay diversas configuraciones dentro de los amortiguadores que son, hidráulicos, gas o mixtos, donde los amortiguadores de gas son más sensibles a pequeños desplazamientos y a altas velocidades que es lo que hoy en día predomina en los vehículos de competición.

Las características que ofrecen los amortiguadores son:

- Controlar el movimiento del cuerpo o masa suspendida.
- Controlar el rebote de la suspensión o la masa no suspendida.
- Manipulación mediante el control de la tasa de transferencia de peso.
- Se mantenga el neumático en contacto con la pista.
- Maximizar adherencia de los neumáticos.



Figura 1.18. Amortiguador de aire doble cámara

Fuente: <http://archive.constantcontact.com/fs139/1102598657466/archive/1116782736895.html>

Los muelles consisten en una varilla de acero enrollada. Estos absorben la energía que se produce por perturbaciones del neumático debido a los impactos producidos por las irregularidades de la superficie o perturbaciones producidas por la transferencia de cargas entre los ejes.

Características que ofrecen los muelles son:

- Permitir que las ruedas se muevan respecto al chasis.
- Absorber perturbaciones producidas por baches, bordillos, etc.

- Mantener la respuesta y control del vehículo en cambios de dirección rápidos.
- Mantener el comportamiento deseado del chasis respecto a geometría, transferencia de peso y carga aerodinámica.



Figura 1.19. Muelles helicoidales

Fuente: <http://www.kaztechnologies.com/fsae/springs/>

d) BARRAS ESTABILIZADORAS

Al momento que cualquier automóvil se encuentra tomando una curva o realizando cambios de dirección, sobre este se produce un par alrededor del eje longitudinal o momento de balanceo, valor absoluto que se convierte en un movimiento perjudicial para la estabilidad y equilibrio dinámico del vehículo. El componente parte de la suspensión utilizado para disminuir el balanceo es la barra estabilizadora, la cual generalmente consiste en una barra en forma de U, que une los elementos de la suspensión del lado derecha e izquierda de cada eje.

Cuando los neumáticos de ambos lados oscilan de forma unánime, la acción de la barra es nula, cuando existe una diferencia de recorrido de un neumático respecto al del lado opuesto, la barra entra en acción transfiriendo carga de una rueda a la otra, de esta manera, la barra estabilizadora limita el balanceo, aumenta la adherencia transversal de la rueda exterior en una curva o giro.



Figura 1.20. Funcionamiento de la barra estabilizadora

Fuente: <http://chassisengineering.com/index.php?route=product/category&path=3>

1.6.3. DIRECCIÓN

El sistema de dirección es un mecanismo encargado de transmitir el par y ángulo generado en el volante de dirección hacia las ruedas para tener una respuesta direccional del vehículo sin embargo, la relación entre el ángulo de giro del volante y el ángulo de giro del neumático son modificados por la geometría del sistema de suspensión y ubicación del propio sistema. El sistema de dirección, junto con el sistema de frenos, son los mecanismos de mayor seguridad del vehículo. Una avería en el sistema de dirección durante la marcha del vehículo puede ocasionar problemas para el control del vehículo por parte del conductor.



Figura 1.21. Mecanismo de dirección

Fuente: <http://bradfordwsims.wordpress.com/past-projects/fsae-steering-system-design-and-manufacturing/>

El sistema de dirección debe tener las siguientes características:

- Suavidad y facilidad en el manejo de la dirección, con una perfecta alineación de las ruedas y mecanismos de enlace.
- Irreversibilidad, todo sistema de dirección deberá filtrar las vibraciones de la carretera en su justa medida, evitando transmitir las al conductor.
- Estabilidad, característica que establece la capacidad de un automóvil para seguir con facilidad la trayectoria sin rectificaciones apreciables que exijan esfuerzo al conductor.
- Precisión, se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura, la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, el conductor no siente la dirección y el vehículo sigue una trayectoria imprecisa.

El sistema piñón – cremallera es el más empleado en automóviles de competición debido a su precisión en el desplazamiento angular de las ruedas, suavidad en los giros y rapidez de recuperación haciendo que la dirección sea muy estable y segura. Se caracteriza por la sencillez de su mecanismo desmultiplicador y su simplicidad de montaje. Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico.



Figura 1.22. Cremallera de dirección

Fuente: <http://www.formula-seven.com/shop-products/steering-rack/>

1.6.4. GEOMETRÍA Y PARÁMETROS CINEMÁTICOS

1.6.4.1. CONVERGENCIA

Ángulo formado entre el plano de la rueda con el eje longitudinal del vehículo. Se tiene dos configuraciones, cuando la proyección del plano de la rueda se intersecta al eje longitudinal por la parte frontal se denomina convergencia y cuando la intersección se produce en la parte posterior se denomina divergencia. Es muy común identificar estos ángulos por las diferencias entre los anchos de vías medidas sobre los bordes, anterior y posterior de los neumáticos.

La convergencia provee estabilidad direccional y una rápida respuesta sobre los neumáticos al cambio de dirección, mientras la divergencia facilita el giro ya que cada rueda tiende a optar direcciones distintas lo que se provocará un giro de la rueda interna más cerrado que en la rueda externa.

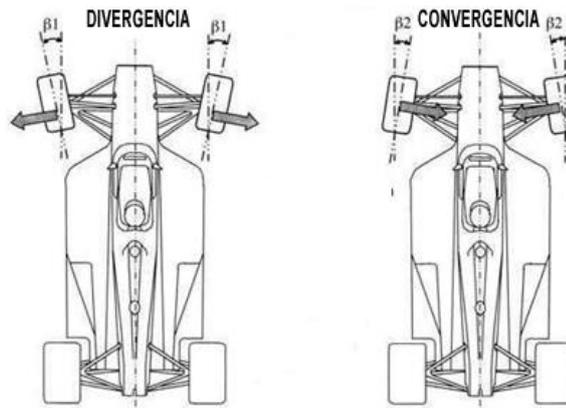


Figura 1.23. Divergencia y Convergencia

Fuente: <http://www.formulaf1.es/34271/la-puesta-a-punto-de-un-f1/image4-2/>

1.6.4.2. CAÍDA

Ángulo formado entre el plano del neumático y el eje vertical del vehículo, esta relación es positiva cuando el neumático está inclinado hacia el exterior y negativo cuando la inclinación es hacia el interior del vehículo.

Caída negativa produce que toda la banda de rodadura del neumático se deforme mejorando la adherencia lo que mejora la conducción en curvas, pero en velocidades elevadas. La caída sobre el eje delantero conlleva a tener sobredirección⁶ y un desgaste superior en el interior del neumático, mientras que la caída positiva conlleva a tener subdirección⁷, empeorando la conducción del vehículo e incrementa el desgaste de los neumáticos en la parte exterior de este.

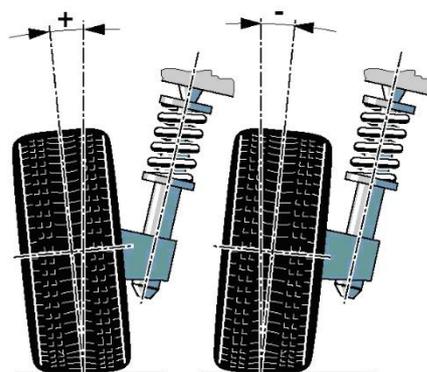


Figura 1.24. Representación del Camber o Caída

Fuente: <http://www.grupocircuit.com/tag/camber/>

⁶ Sobredirección: Efecto que produce un mayor giro real del automóvil al que establece la dirección de los neumáticos delanteros

⁷ Subdirección: Efecto que produce un menor giro real del automóvil al que establece la dirección de los neumáticos delanteros

1.6.4.3. ÁNGULO DE SALIDA

Es el ángulo formado entre la línea céntrica de la mangueta o eje de pivote y la perpendicular a la superficie de contacto del neumático, en vista frontal, si el punto de intersección es exterior respecto al centro de la zona de contacto del neumático, se considera negativo, caso contrario es positivo. Este ángulo produce un desplazamiento del punto céntrico de la dirección, sobre el cual se generan fuerzas y momentos autoalineantes, además de desplazar el peso del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda.

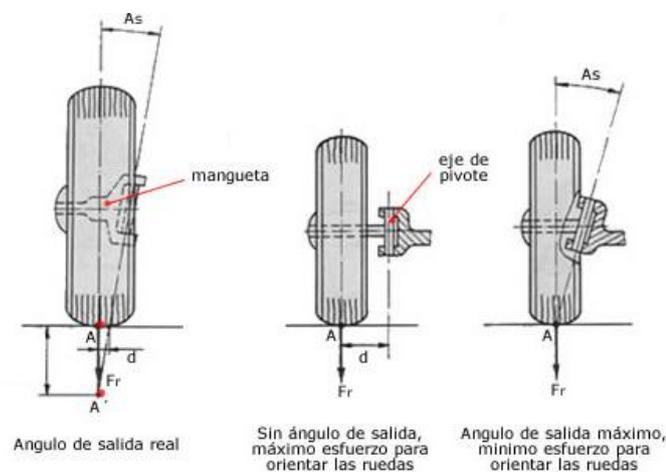


Figura 1.25. Proyección del ángulo de salida

Fuente: https://docs.google.com/document/d/1hXzkHyziSRGi5hmSEi-p7jPWg3yDhhNK-vXFWuZg0g4/edit?hl=en_US

1.6.4.4. ÁNGULO DE AVANCE

Es el ángulo formado entre la línea céntrica de la mangueta o eje de pivote y la perpendicular a la superficie de contacto del neumático, en vista lateral, en un vehículo de tracción posterior, el eje delantero se ve arrastrado desde la parte posterior, lo que produce una inestabilidad direccional, este efecto se contrarresta con el avance que desplaza su eje de corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto centro de contacto del neumático. Esto produce un efecto de arrastre en la propia rueda haciendo que tienda a estar siempre en línea recta así produciendo estabilidad en la dirección del neumático.

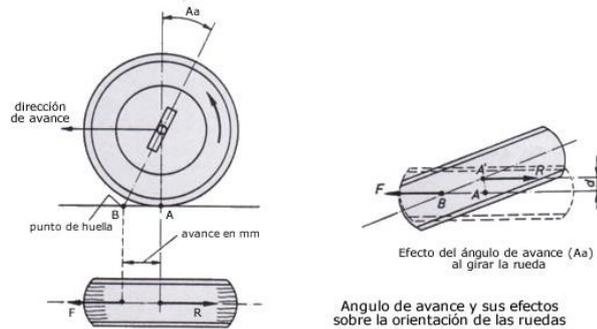


Figura 1.26. Ángulo de avance y punto de contacto

Fuente: https://docs.google.com/document/d/1hXzkHyZjSRGi5hmSEi-p7jPWg3yDhhNK-vXFWuZg0g4/edit?hl=en_US

1.6.4.5. CENTRO DE GRAVEDAD

Es un punto teórico, imaginario variable sobre el cual se concentran teóricamente todas las fuerzas, las cuales son analizadas para determinar el comportamiento dinámico del vehículo, sobre este punto se podría suspender el vehículo y mantenerlo en equilibrio. La posición idónea del centro de gravedad de un vehículo es el centro geométrico del mismo tanto lateral como vertical, de esta forma se mantendrá un vehículo neutro o ideal con una gran facilidad de maniobrar a elevadas velocidades.

El centro de gravedad varia acorde a la ubicación de los pesos y la variación de estos en función del movimiento del vehículo, esto marca un factor dinámico muy impórtate ya que establece que el vehículo tenga un comportamiento subvirador⁸ o sobrevirador⁹ sobre una trayectoria curva. Además de que si se tiene un centro de gravedad elevado con respecto a la superficie de contacto existirá más transferencias de pesos por ende variación de la ubicación del centro de gravedad.

⁸ Subvirador: Efecto que produce deslizamiento hacia el exterior de la curva del eje delantero al tomar una curva

⁹ Sobrevirador: Efecto que produce deslizamiento hacia el exterior de la curva del eje posterior al tomar una curva.

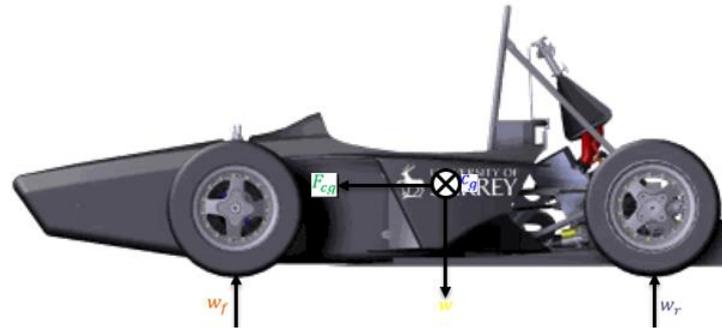


Figura 1.27. Centro de gravedad del vehículo

Fuente: <http://www.surrey.ac.uk/mes/study/ug/projects/teamsurtes/formulastudent/>

1.6.4.6. CENTRO INSTANTÁNEO

Punto alrededor del cual gira lateralmente los neumáticos al comprimir o extender la suspensión. Para localizarlo se debe prolongar imaginariamente la línea que une la rótula superior de la mangueta con la línea que une los dos anclajes de la suspensión en el chasis, de la misma manera se realiza con los anclajes inferiores. Estas dos rectas se cortarán en un punto denominado “Centro Instantáneo de Rotación”. Si se sustituyeran los dos triángulos articulados por un solo brazo de suspensión rígidamente unido a la mangueta y con un solo anclaje al chasis en este punto, el recorrido de la rueda sería el mismo. Esto es muy útil para simplificar el análisis y el diseño de la suspensión.

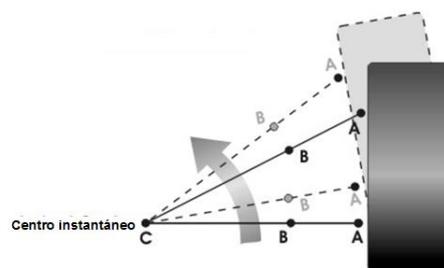


Figura 1.28. Centro instantáneo de giro

Fuente: <http://www.speeddirect.com/index.php/tech-info/suspension-handling-information/844-2>

1.6.4.7. CENTRO DE BALANCEO

Es el punto alrededor del cual rota el chasis y la carrocería, y se lo determina por la intersección entre la línea que une el punto de contacto del neumático con el centro instantáneo, y el eje vertical del vehículo. El vehículo tiene un centro de balanceo en la parte delantera y otro en la parte posterior. La distancia entre el centro de gravedad

y el centro de balanceo por cualquier fuerza lateral produce un par de balanceo que hace rotar el vehículo.

El momento que produce el balanceo deberá ser reducido por calibraciones en el chasis, estableciendo una rigidez al balanceo, que es la relación entre el momento de balanceo y el ángulo que se inclina el chasis.

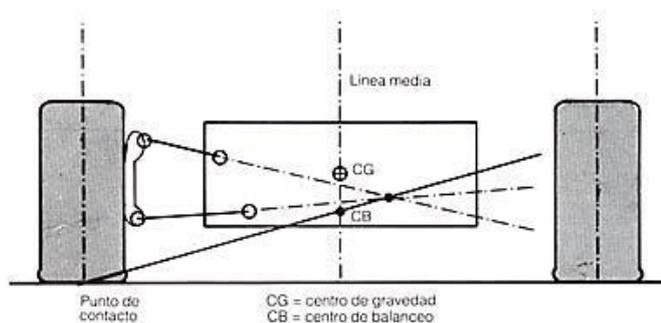


Figura 1.29. Centro de balanceo

Fuente: <https://sites.google.com/site/suspension11marcsergio/2-1-centro-de-balanceo-y-centro-de-gravedad>

Características que influyen sobre el centro de balanceo:

- Al eliminar la distancia entre el centro de gravedad y el centro de balanceo se anularía la inclinación lateral en el chasis.
- Al tener ubicado el centro de gravedad más alto que el centro de balanceo, se producirá una rotación del chasis hacia el exterior de la curva debido a las fuerzas laterales.
- Al tener ubicado el centro de gravedad más abajo que el centro de balanceo, se producirá una rotación del chasis hacia el interior de la curva debido a las fuerzas laterales.
- Un centro de balanceo elevado produce el levantamiento del chasis debido a que la fuerza lateral produce una componente vertical hacia arriba, lo que es perjudicial para el automóvil.

1.6.4.8. GEOMETRÍA ACKERMANN

El automóvil al tomar una curva, cada neumático tiene una trayectoria diferente, debido a los diferentes radios de curvatura que adquiere cada uno de estos respecto al centro instantáneo de giro del vehículo, es por esto que cada rueda directriz debe tener radios de giro diferentes, donde la rueda interna a la curva toma un ángulo

mayor respecto a la exterior. La geometría ackermann consiste en producir ángulos graduales entre ambas ruedas al momento de girar, esto se logra ya que el mecanismo de dirección adopta una geometría que cuando el vehículo gire en una curva los ejes de todas las ruedas deben concurrir en un solo punto, en el centro instantáneo de rotación del vehículo, mediante el ajuste de los brazos de la dirección de manera que dibujen una línea perfecta que confluya en el punto donde se cruza la bisectriz del vehículo y el eje trasero. Gracias a este mecanismo se adopta una geometría de dirección ideal para el vehículo.

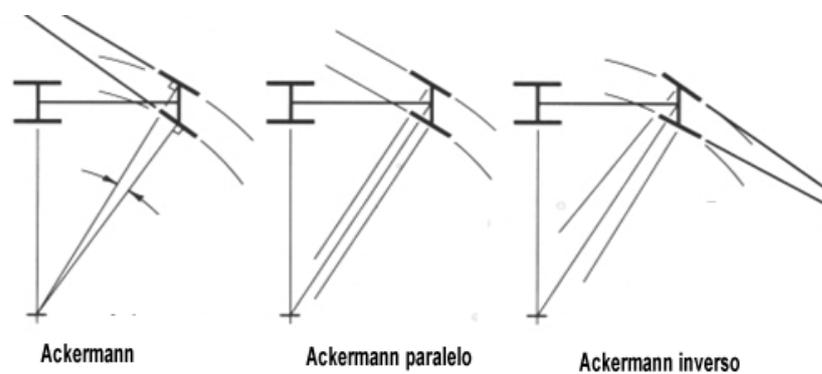


Figura 1.30. Mecanismo Ackermann

Fuente: <http://www.jeepolog.com/forums/content.php/1066-jeepolog-archive>

1.6.5. BASTIDOR

La función de un bastidor consiste en conectar rígidamente la suspensión delantera y trasera mientras que proporciona puntos de unión y montaje para los diferentes sistemas del automóvil, hay muchos estilos diferentes de bastidores: tubulares, monocascos, y la combinación de los dos un híbrido son ejemplos de bastidores de vehículos para competición.

a) TUBULAR:

Conjunto de miembros estructurales cargados en tensión o compresión, esto se logra mediante la soldadura de los miembros del bastidor formando nodos que absorben cargas importantes por tener una viga de soporte en todas las direcciones cargadas, es posible evitar la flexión de las vigas, que es lo que causa las mayores pérdidas en la rigidez torsional. Su bajo costo de fabricación permite ser el más utilizado.

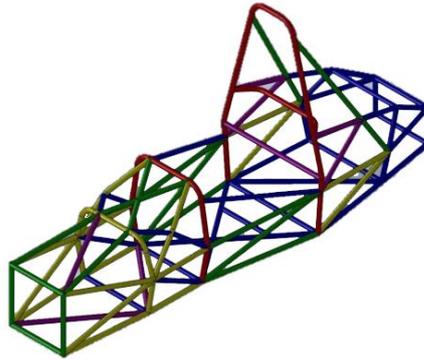


Figura 1.31. Bastidor Tubular

Fuente: <http://www.autonews-magazine.com/blog/?p=20559>

b) MONOCASCO:

Proporciona el soporte estructural principal, y por lo tanto absorbe todas las cargas que afectan al vehículo, en la actualidad tecnológica es el tipo más común de los bastidores fabricados de diferentes tipos de materiales compuestos, por ejemplo, fibra de carbono reforzado con polímeros, Los beneficios del bastidor monocasco incluyen una alta rigidez a la torsión y peso ligero. Hay también algunas desventajas, como el diseño desafiante y un alto precio.



Figura 1.32. Ejemplo de bastidor monocasco

Fuente: <http://publications.lib.chalmers.se>

c) BASTIDOR HÍBRIDO

Una combinación de un bastidor monocasco compuesto y un marco de espacio posterior. El monocasco contribuye con su bajo peso y alta resistencia a la torsión, mientras que la estructura ofrece una forma fácil de construir es decir en la mayoría de los casos que dan un mejor acceso al motor. Sin embargo, algunas complicaciones que podrían aparecer cuando se utiliza un chasis híbrido son para lograr una buena integración suficiente entre las dos secciones y la capacidad de predecir las trayectorias de carga entre ellos.



Figura 1.33. Configuración de un bastidor híbrido

Fuente: Fuente: <http://publications.lib.chalmers.se>

1.6.5.1. CARGAS PRESENTES EN UN BASTIDOR

Los casos de carga se pueden dividir en los globales y locales, donde el enfoque global afectan a todo el bastidor, mientras que el enfoque local en ciertos puntos como puntos de montaje y soportes. Los casos de carga globales consisten en cuatro casos como se describen a continuación:

a) LA RÍGIDEZ TORSIONAL

Las cargas de torsión intentan girar un extremo del bastidor en relación con el otro extremo, afectando negativamente el comportamiento del vehículo, el bastidor puede ser considerado como un resorte de torsión conectado los dos extremos donde las cargas de la suspensión actúan, además la deformación presente puede afectar la conducción y el desempeño del vehículo, la resistencia a la deformación torsional esta frecuentemente especificada como Nm por grado. Esta magnitud es primordial y determinante en el desempeño del bastidor para un vehículo de Formula SAE.

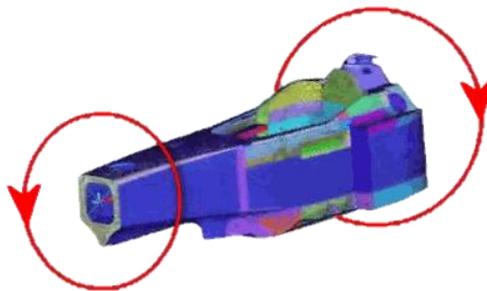


Figura 1.34. Representación de rigidez torsional a un bastidor monocasco

Fuente: <http://www.formula1-dictionary.net/chassis.html>

b) FLEXIÓN VERTICAL

Significa que el bastidor se flexione 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. Cuando se diseña un bastidor las deflexiones verticales no son consideradas debido a que no afectan las cargas en los neumáticos, esto es verificado en el bastidor con una buena rigidez torsional tiene lugar a una adecuada flexión. (Milliken and Milliken 1995)

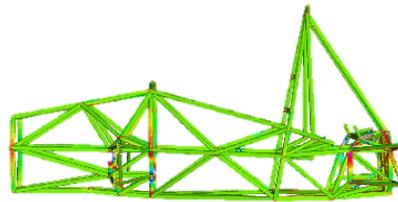


Figura 1.35. Resultado de simulación a cargas de flexión

Fuente: <http://dc436.4shared.com/doc/sLkkVdjV/preview.html>

c) FLEXIÓN LATERAL

Es un resultado de las fuerzas centrífugas que se producen en las curvas. Estas fuerzas laterales tienden a desplazar el vehículo fuera de su camino, esta carga depende de varios factores, por ejemplo el peso, la altura del centro de balanceo, la resistencia que ofrecen las barras de suspensión y estabilizadoras. Estas cargas son inducidas por varias razones como la caída de la pista, fuerzas laterales que actúan a lo largo del vehículo y serán resistidas en los neumáticos.



Figura 1.36. Zona de la pista que presenta flexión lateral

Fuente: http://www.formula1.com/inside_f1/understanding_f1_racing/5294.html

d) DEFORMACIÓN HORIZONTAL

Se produce normalmente cuando un lado del vehículo tiene una mejor tracción que el otro, entonces los lados izquierdo y derecho soportan una fuerza horizontal desigual, provocando que el bastidor se deforme de una forma más de paralelogramo. Estas fuerzas pueden ser causadas por variaciones verticales en el pavimento o la reacción de conducción del vehículo hacia delante lo que distorsiona el bastidor. En general se considera que si la rigidez torsional y la flexión vertical son satisfactoriamente el resultado de la estructura será eficiente. El esfuerzo torsional es generalmente el más importante como la tracción total en las curvas es una función de transferencia de pesos laterales.

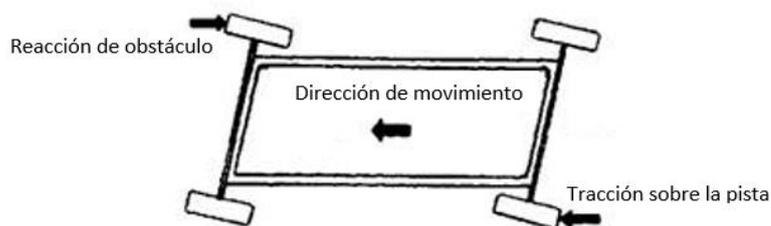


Figura 1.37. Deformación horizontal en un bastidor

Fuente: <http://what-when-how.com/automobile/chassis-operating-conditions-automobile/>

e) LAS CARGAS LOCALES

Están presentes en la suspensión, el motor y otras partes del vehículo, es importante considerar los puntos de fijación de los componentes los cuales se colocan en porciones rígidas en general, el aspecto principal a tener en cuenta en el diseño, donde los puntos de montaje deben optimizar las rutas de carga para las fuerzas locales resultantes. El diseño también debe tener en cuenta y evitar la propagación de las grietas y la concentración de esfuerzos.

f) CARGAS DE TRAYECTORIA

Durante el proceso de diseño, es importante considerar cómo se transmiten las cargas en el bastidor. Una trayectoria de carga describe 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.

1.6.6. SISTEMA DE FRENOS

Un sistema de frenos potente y bien equilibrado le permitirá al conductor reducir la velocidad a la velocidad deseada en distancias más cortas, y un mejor uso de la capacidad total del sistema de frenado, además debe ser capaz de poder disipar fácilmente el calor y manejar la energía disipada por el freno sin comprometer la seguridad o el rendimiento del coche.



Figura 1.38. Compartimiento del sistema de frenos

Fuente: <http://www.burnpavement.com/article.php?id=596>

1.6.6.1. SISTEMA DE FRENOS HIDRÁULICO

Cuando el pedal del freno del vehículo es accionado, un cilindro maestro se encarga de impulsar el líquido de frenos a través de un sistema de cañerías hasta los frenos situados en las manguetas, así, la presión producida por el líquido produce la fuerza necesaria para detener el vehículo.

El sistema está compuesto por pedal de frenos, cilindros maestros, mordazas, discos ventilados, fluido hidráulico y cañerías de transmisión.

a) CILINDROS MAESTROS

Cilindro maestro es responsable de transferir la fuerza desde el conjunto de pedal de freno a una presión del fluido hidráulico, la configuración de los cilindros pueden ser de tres formas como la colocación de los cilindros maestros hacia delante del pedal de freno es la localización más convencional, los beneficios del diseño son una

manera muy económica de adquirirlos, estos pueden ser de tipo de empuje lo que significa que empujar la varilla en el cilindro maestro aumentará la presión en el sistema. Cilindros maestros ubicados hacia atrás ofrecen el beneficio de montaje con una longitud reducida del pivote del pedal de freno a la parte delantera de la caja. Cilindros maestros ubicados de una forma inclinada se hace posible a través de la reciente aparición de cilindros con rodamientos esféricos en la parte posterior que permite el giro de los cilindros la desventaja de esta configuración es su costo elevado.



Figura 1.39. Configuraciones de cilindros maestros

Fuente: <http://www.burnpavement.com/article.php?id=596>

b) BARRA DE EQUILIBRIO

La barra de equilibrio es una palanca ajustable que pivota sobre un cojinete esférico y utiliza dos cilindros maestros separados para los frenos delanteros y traseros. La mayoría de las barras de equilibrio son parte de un conjunto de pedal que también proporciona un montaje para los cilindros maestros. Cuando se centra la barra de equilibrio, empuja por igual en ambos cilindros maestros que crean la misma presión, ya que los cilindros maestros son del mismo tamaño y cuando se modifica la medida, el un cilindro maestro empujará aproximadamente el doble que el otro cilindro respectivamente.



Figura 1.40. Barra de equilibrio con pivote esférico

Fuente: <https://www.pegasusautoracing.com>

c) LÍQUIDO DE FRENOS

Líquido hidráulico específico uno todos los principales componentes del sistema de frenos a través de la transferencia de presión de líquido de frenos desde el cilindro maestro a los conjuntos de freno de la rueda. El líquido de frenos usado en cualquier vehículo debe igualar o superar las especificaciones establecidas por la SAE y DOT¹⁰, especificaciones DOT 3 o superior para vehículos de pista. Los requisitos son los siguientes, el líquido de frenos debe mantener la viscosidad correcta en todas las temperaturas de funcionamiento, tener un punto de ebullición alto además de que se requiere que debe ser capaz de absorber la humedad y aun así mantener el resto de las especificaciones por razones de seguridad operativa.

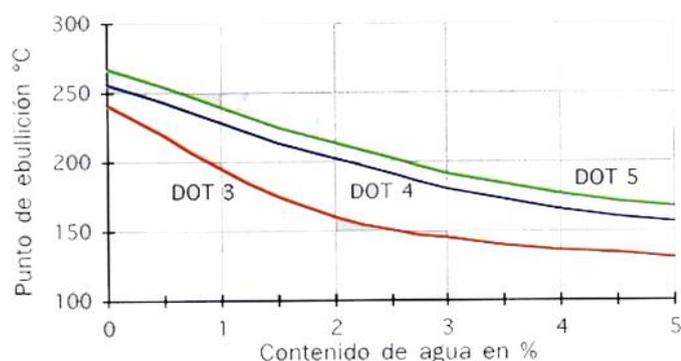


Figura 1.41. Comparación de líquidos de frenos

Fuente: <http://www.voromv.com/2012/03/liquido-de-frenos-caracteristicas.html>

d) LÍNEAS DE FRENO

Transfieren el líquido de frenos del cilindro maestro hacia los conjuntos de ruedas. Las líneas de freno están hechos de tubos de acero de doble pared con el fin de soportar las altas presiones y de tal forma que no se corta fácilmente o se corroan. Mangueras trenzadas de acero se utilizan en las secciones de una línea de freno donde estas tiendan a flexionarse, tales como la sección entre el bastidor del vehículo y la suspensión de cada rueda.

¹⁰ DOT: Departamento de Transporte



Figura 1.42. Conjunto de líneas de freno

Fuente: <http://modfury.com/2013/11/23/speedway-motors-universal-racing-brake-line-kit/>

e) CONJUNTO DE DISCO DE FRENO

Consiste en la pinza de freno, pastillas de freno, y un disco llamado rotor de freno, el líquido de frenos entra a presión a la pinza que conducen a un pistón hidráulico. El fluido empuja el pistón hacia el exterior entrando en contacto con la pastilla de freno la cual roza contra el rotor y a través de la fuerza de fricción resultante hace que el rotor el cual esta fijo a la rueda desacelere junto con el neumático.

Las pinzas de freno pueden clasificarse en dos diseños diferentes: una pinza flotante o fija. Flotante es el más común de los dos en los vehículos de consumo. Una pinza flotante está montada sobre dos pernos que son compatibles con los bujes de goma. La otra pinza utilizada para un conjunto de freno es el diseño fijo, se utiliza porque la pinza está montada en una parte sólida en el cubo de la rueda. Este diseño utiliza pinza de pistones en ambos lados del rotor, se utiliza principalmente para vehículos de carreras de más peso debido a la mayor fuerza aplicada mediante el uso de dos o más pistones.



Figura 1.43. Conjunto de disco de freno utilizados en FSAE

Fuente:

<http://www.auk.edu.kw/news/showNewsDetails.jsp?id=10398&ndate=1255521232022&newsType=>

f) VÁLVULA PROPORCIONAL DE FRENO

Válvula dosificadora de freno hidráulico regulable permite al piloto ajustar la fuerza de frenado a una rueda en particular (o ruedas), en presiones más bajas, la válvula dosificadora actúa como un conector hidráulico simple. La válvula puede ser de cierre o de montaje en panel también se puede utilizar eficazmente con sistemas de cilindros maestros dobles, generalmente es uno de los dispositivos menos entendidos, los cuales van ligados a un auto de carreras. La comprensión de cómo funciona desde el punto de vista funcional, permitirá que el piloto aproveche sus propiedades para una mejor configuración del auto de carreras.

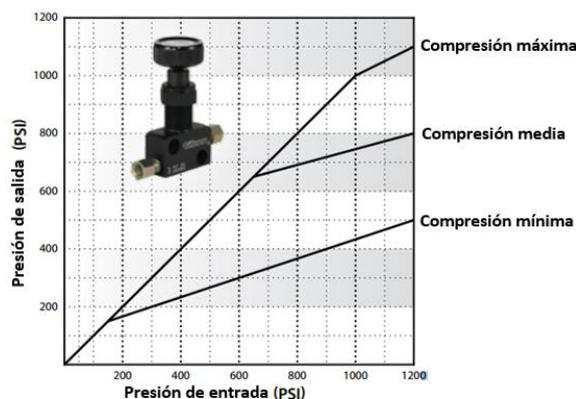


Figura 1.44. Configuración de la válvula proporcional Tilton Screw

Fuente: <http://tiltonracing.com/product/screw-type-proportioning-valve/>

1.6.6.2. CONSIDERACIONES PARA UN SISTEMA DE FRENOS

a) DECELERACIÓN CONSTANTE

Una relación simple y fundamental que puede ser derivada para el caso donde es razonable asumir que las fuerzas que actúan en el vehículo serán constantes a través de una aplicación del sistema. Para una deceleración aerodinámica depende de factores de arrastre y la cantidad de velocidad.

b) ENERGÍA/POTENCIA

La energía absorbida por el sistema puede ser sustancialmente durante un caso máximo de frenado, la energía enunciada es cinética producto del movimiento del vehículo y dependiente de la masa. La absorción de la energía variara con la velocidad siendo equivalente a la fuerza de frenado en cualquier instante de tiempo,

por lo tanto la mayor disipación de energía está en el comienzo de frenado cuando la velocidad es la más alta.

c) FUERZA DE FRENADO

Depende del radio del pistón en relación al diámetro de la llanta, un neumático de radio más grande requerirá un par de frenado mayor, aumentando el par de frenado aumenta el diámetro del rotor producido por el sistema de frenos, idealmente un rotor grande sería una solución, sin embargo, la limitación de los aros para este tipo de competencias es importante.

d) TORQUE DE FRENADO

Resultado de la fuerza que permite desacelerar la rueda y el neumático, los principales componentes son la fuerza de sujeción dependiente de un coeficiente de fricción de la pastilla y la longitud efectiva de aplicación, para incrementar el par es necesario aumentar la presión hidráulica, área del pistón de la mordaza, coeficientes de fricción y radios efectivos del disco.

e) TRANSFERENCIA DE PESOS

Es evidente cuando al pisar el freno existe una tendencia para seguir adelante, esta es la transferencia de peso, puede ser encontrado en función de la tasa de desaceleración, la altura del centro de gravedad, el peso del vehículo, y la longitud de la base del neumático. Una nueva distribución de peso se llama la distribución del peso dinámico, y es simplemente la distribución del peso estático incluyendo el efecto de la transferencia de peso.

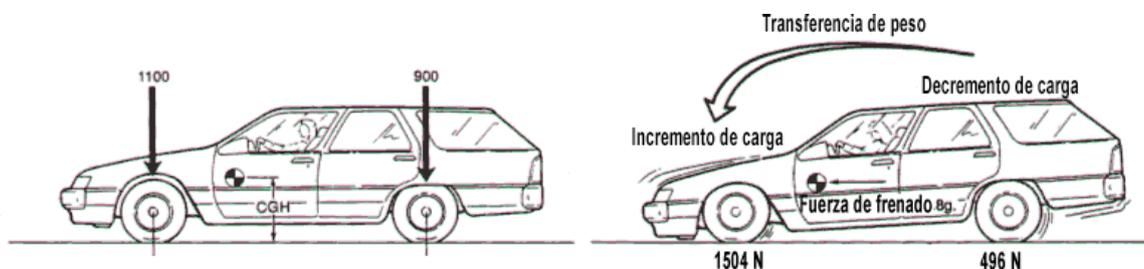


Figura 1.45. Transferencia de pesos estático

Fuente: <http://www.procompusa.com/installation.aspx>

f) BLOQUEO DEL SISTEMA

La transferencia de peso se añade a las ruedas delanteras y se resta de las ruedas traseras. Entonces la fuerza requerida para bloquear los frenos se puede determinar multiplicando el coeficiente estático de fricción del neumático por el peso sobre el pavimento. Cualquier fuerza aplicada por debajo de este valor, los frenos no se bloquean. Una rápido análisis simple se puede hacer resolviendo para condiciones secas y húmedas utilizando altos y bajos coeficientes de fricción entre los neumáticos y el pavimento. De esta manera se puede alcanzar el máximo rendimiento de frenado en todas las condiciones de conducción.

g) ARRASTRE AERODINÁMICO

El arrastre proveniente de la resistencia del aire depende sobre la presión dinámica y por ende proporcional a la cantidad de velocidad presente, en bajas velocidades esto es insignificante y normalmente frecuente en circuitos de alta velocidad, esto podría contribuir a una fuerza equivalente alrededor de 0.03 g.

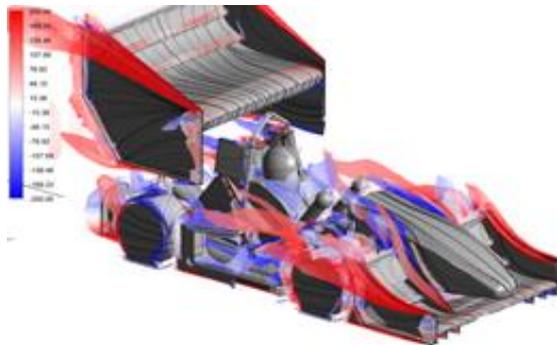


Figura 1.46. Simulación de arrastre aerodinámico

Fuente: <http://www.computationalfluidynamics.com.au/>

h) ARRASTRE DEL TREN MOTRIZ

El motor, la transmisión y los sistemas de conexión contribuyen a crear efectos de inercia en una acción de frenado es decir la inercia de estos componentes se adhieren a la masa efectiva del vehículo, esta resistencia es realizada por rodamientos y fricción de los engranajes de transmisión y diferencial. Este arrastre ayuda al frenado dependiente de un rango de deceleración que al final puede ser considerado o no en el análisis del sistema.

i) COEFICIENTE DE FRICCIÓN

Específicamente entre el disco y las pastillas es una indicación de la cantidad de fricción entre las dos superficies, cuanto mayor sea el coeficiente, mayor es la fricción. El coeficiente es sensible a la temperatura por esta razón en algunas competencias es necesario calentar los frenos antes de que funcionen correctamente considerando que el coeficiente de fricción se reduce cuando la temperatura se eleva.

j) CAPACIDAD TÉRMICA

Los discos de frenos deben ser capaces de absorber el calor generado y transforman la energía cinética del vehículo en movimiento a calor. La cantidad de energía cinética depende del peso del vehículo y la velocidad por ello esta capacidad del disco para absorber este calor depende de su masa (peso) y de lo bien que se enfría. Expuestos como están a un flujo de aire de refrigeración, esta es un área donde los discos tienen que ser considerados en el diseño aerodinámico.



Figura 1.47. Ensayos térmicos en disco de freno

Fuente: <http://www.hotrod.com>

1.7. DISEÑO DE ELEMENTOS

1.7.1. TEORÍAS DE FALLA BAJO CARGAS ESTÁTICAS

1.7.1.1. ESFUERZO

Los esfuerzos en una dirección normal a una sección determinada, se representa con el símbolo σ (sigma) y significa un esfuerzo de tracción en el momento que señala hacia afuera de la sección, intentando desplazar al componente analizado. A

diferencia, lo contrario es un esfuerzo de compresión cuando señala hacia la sección, intentando comprimir al componente analizado. El esfuerzo en dirección paralela al área en la que se efectúa está representado con el símbolo τ (Tau) y significa un esfuerzo cortante, es decir intenta cortar el elemento analizado. En general esta dimensionado en MPa, Psi, Kg/mm², Kg/cm².

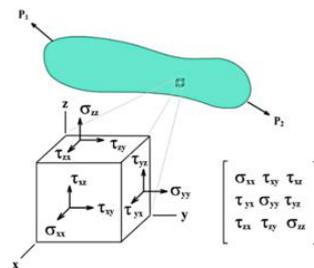


Figura 1.48. Diagrama de esfuerzo

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

1.7.1.2. DEFORMACIÓN

La deformación se define como el cambio o modificación geométrica de un cuerpo, el cual es el resultado del esfuerzo, un cambio térmico, un cambio de trabajo o a otras causas, con el esfuerzo directo, la deformación se especifica como un cambio lineal y su dimensión en unidades de longitud.

1.7.1.3. ENERGÍA DE DEFORMACIÓN

La energía de deformación es un incremento de energía interna almacenada en el interior de un sólido deformable como resultado del trabajo realizado por las cargas que provocan la deformación. Este incremento de energía es igual al trabajo efectuado por una carga o fuerza la cual se aumenta lentamente en el elemento determinado.

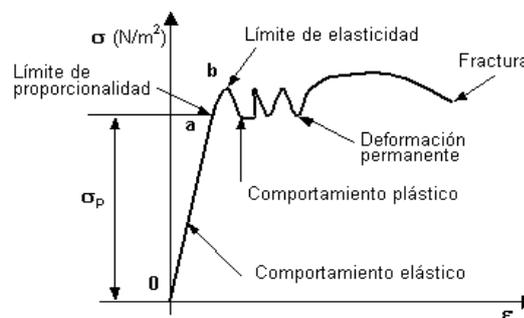


Figura 1.49. Diagrama esfuerzo vs deformación

Fuente: <http://materialesdeingenieria2013.blogspot.com/>

Una falla es la pérdida de función de un elemento tanto por deformación como por separación de sus partes sea esta función o fractura respectivamente. Para predecir la falla de materiales bajo cargas estáticas, aquella que no varía su magnitud ni dirección en el tiempo.

Grupo de las teorías de falla:

Tabla 1.3

Teorías de fallas

Materiales dúctiles	Materiales frágiles
Teoría del Esfuerzo Cortante	Teoría del Máximo Esfuerzo Normal
Teoría de la Energía de Distorsión	Teoría de Rankine (MNS)
Teoría de Von Misses (DE)	Teoría de Coulomb Mohr Frágil (BCM)
Teoría de la Fricción Interna Coulomb-Mohr Dúctil (IFT)	

1.7.1.4. FALLA DE MATERIALES DÚCTILES

La falla sobre los materiales dúctiles se considera cuando este empieza a fluir o a deformarse más allá de su límite elástico. (Falla por deformación).

a) TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN

Este método ha sido demostrado ser el mejor estimador de falla para materiales dúctiles los cuales se encuentren a cargas estáticas o a su vez en esfuerzos normales y cortantes, el esfuerzo de Von Mises se puede calcular para esfuerzos biaxiales, con los esfuerzos principales máximo y mínimo σ_1 y σ_2 .

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

σ' = Esfuerzo de Von Mises

La falla se presenta cuando:

$$\sigma' > S_y$$

S_y = Esfuerzo de fluencia

Los resultados de múltiples programas de análisis por elementos finitos se estructuran en base a este tipo de esfuerzo. En definición la falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos

absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia.

Se predice en el momento que las combinaciones de esfuerzos σ_1 y σ_2 que se encuentran dentro de la elipse de la energía de distorsión son fiables, a diferencia las excluidas de la elipse presentarían fallas mostradas en la figura 1.50. Por este motivo para diseñar se puede aplicar un factor de diseño N a la resistencia de fluencia (Mott, 2006, p.189).

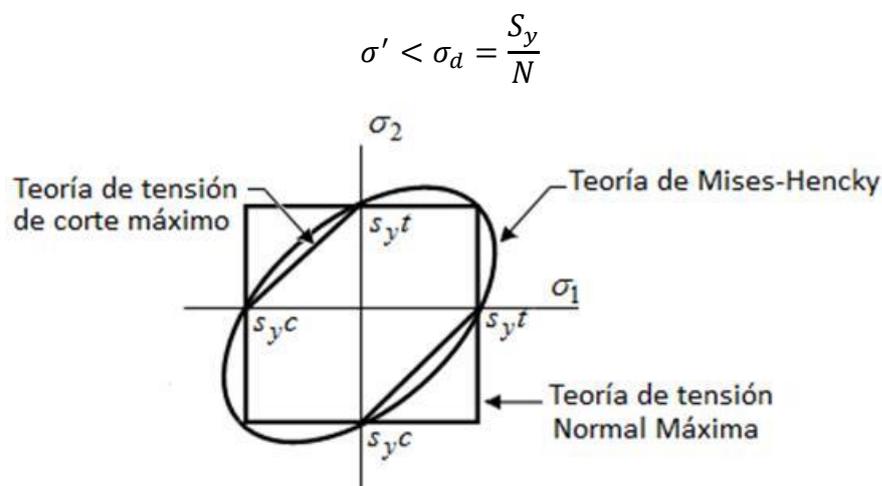


Figura 1.50. Elipse de la energía de la distorsión Von Mises

Fuente: <http://www.eumed.net/libros-gratis/ciencia/2013/14/teoria-tension-normal-maxima.html>

1.7.1.5. TEORÍAS DE FALLA BAJO CARGAS DINÁMICAS

Los criterios fundamentales para este tipo de esfuerzos son:

- Teoría de Goodman.
- Teoría de Soderberg.
- Teoría de Gerber.
- Criterio de fluencia.

El criterio de Soderberg se traza entre la resistencia de fatiga y la resistencia de fluencia; la línea de Soderberg es la más conservadora de las cuatro. Una ventaja de esta línea es que protege en forma directa contra la fluencia temprana en el ciclo, mientras que en los métodos de Goodman y Gerber se requiere la segunda

consideración de la línea de fluencia. Sin embargo, se considera que el grado de conservadurismo es muy alto para que el diseño sea eficiente y competitivo.

(Mott, 2006, p.193).

Las combinaciones de esfuerzo medio σ_m y de esfuerzo alternativo σ_a que estén encima de la línea indican posible falla, mientras tanto en el inferior predicen que no habrá falla por fatiga. La ecuación de la línea de Soderberg es:

$$\frac{k_l \sigma_a}{S_n'} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$$

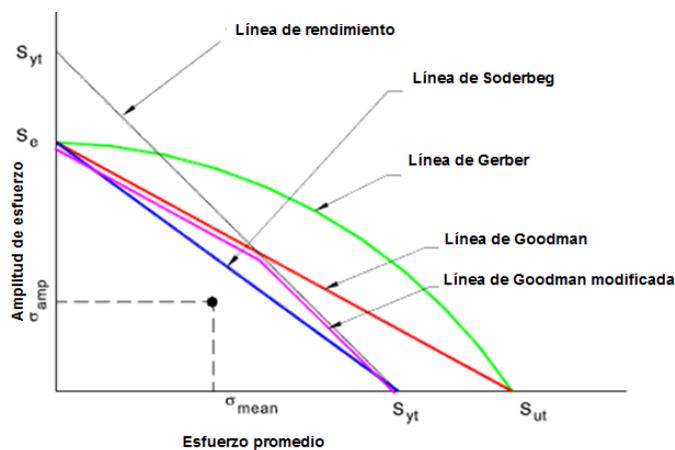


Figura 1.51. Diagrama de fatiga con diferentes criterios de falla

Fuente: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

1.7.1.6. FACTOR DE SEGURIDAD

En aplicaciones estructurales es la relación de la unidad de trabajo permisible con el esfuerzo o la tensión de trabajo permitida, el término se originó para la determinación de esfuerzo admisible. La resistencia a la rotura de un material determinado, dividida por un factor arbitrario de seguridad, según el material y el uso al que se va aplicar determina la tensión admisible.

Actualmente el diseño y la práctica de la ingeniería, se acostumbra a utilizar tensiones admisibles según lo especificado por las normas o reglamentos en lugar de utilizar otro factor arbitrario de seguridad reconocido de la industria. Una razón para esto es que el factor de seguridad es bajo criterio de cada diseñador, ya que implica un mayor grado de seguridad que realmente pueda existir. También debe entenderse claramente que, a pesar de que cada parte de una máquina puede ser diseñado con el

mismo factor de seguridad, la máquina en su conjunto no tiene el mismo factor de seguridad.

En aplicaciones estructurales es la relación de la unidad de trabajo permisible con el esfuerzo o la tensión de trabajo permitida, el término se originó para la determinación de esfuerzo admisible. La resistencia a la rotura de un material determinado, dividida por un factor arbitrario de seguridad, según el material y el uso al que se va aplicar determina la tensión admisible.

Actualmente el diseño y la práctica de la ingeniería, se acostumbra a utilizar tensiones admisibles según lo especificado por las normas o reglamentos en lugar de utilizar otro factor arbitrario de seguridad reconocido de la industria. Una razón para esto es que el factor de seguridad es bajo criterio de cada diseñador, ya que implica un mayor grado de seguridad que realmente pueda existir. También debe entenderse claramente que, a pesar de que cada parte de una máquina puede ser diseñado con el mismo factor de seguridad, la máquina en su conjunto no tiene el mismo factor de seguridad.

Tabla 1.4

Factores de seguridad para diseño estático y dinámico

FACTORES DE DISEÑO		
VALOR	APLICACIÓN	DESCRIPCIÓN
1.25 - 2	Estructuras bajo cargas estáticas.	Alto grado de confianza.
2 - 2.5	Elementos de maquina bajo cargas dinámicas.	Promedio de confianza.
2.5 - 4	Estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas incertidumbre.	Incertidumbre en cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o ambiente.
4 o Superior	Estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas.	Incertidumbre en cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o ambiente.

Fuente: Factores de diseño para materiales dúctiles (Mott, 2006, p.185).

CAPÍTULO II

2. DESPLIEGUE EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD

El desarrollo de la función de calidad o QFD¹¹, es un método globalizador cuyo objetivo principal es asegurar que en la definición de un producto o servicio se han considerado las necesidades y requerimientos de los usuarios o, la voz del usuario, a la vez que también constituye una herramienta para la planificación de la calidad durante el ciclo de vida. Consiste en un proceso estructurado que permite traducir los requerimientos y deseos de los usuarios en requerimientos técnicos de ingeniería en cada fase del diseño y de la fabricación. (Riba. C. 2002. pp.177)

2.1. CONSIDERACIONES PARA DETERMINACIÓN DE ESPECIFICACIONES

En la presente sección se establece los parámetros esenciales que debe cumplir cada subsistema de acuerdo con el reglamento de la Formula SAE 2014 y los requerimientos estipulados por el usuario.

2.1.1. SISTEMAS DE SUSPENSIÓN

El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión fiable, amortiguadores en el eje delantero y trasero con un recorrido de la rueda de al menos 50,8 milímetros: 25,4 milímetros en compresión y 25,4 milímetros en extensión con el piloto sentado. Los jueces se reservan el derecho de descalificar a aquellos autos que no presenten una propuesta seria de sistemas de suspensión o que no presenten un buen comportamiento direccional en el evento de Autocross (SAE, 2014, p.53)

Todos los puntos de montaje de la suspensión deben ser visibles en la inspección técnica y si tiene alguna cubierta esta debería ser retirada (SAE, 2014, p.53)

¹¹ QFD: Quality Function Deployment, (Despliegue en Función de la Calidad)

2.1.2. SISTEMA DE DIRECCIÓN

El volante de dirección debe estar conectado mecánicamente a las ruedas, es decir, el control del sistema de dirección por cables, o accionamiento eléctrico, está prohibido (SAE, 2014, p.54).

El sistema de dirección debe tener topes de accionamiento positivo que impidan que las articulaciones de la dirección se bloqueen. Los topes se pueden colocar en las manguetas o en la cremallera y deben impedir que los neumáticos tengan contacto con el sistema de suspensión, carrocería o cualquier elemento del bastidor durante los eventos dinámicos (SAE, 2014, p.54)

El movimiento libre permitido del sistema de dirección está limitado a siete grados (7°), medidos en el volante de dirección (SAE, 2014, p.54)

El volante de dirección unirse a la columna de dirección mediante un acople rápido. El conductor debe ser capaz de operar el acople rápido mientras está en la posición normal de conducción con los guantes puestos (SAE, 2014, p.54)

El volante de dirección debe tener un perímetro continuo cercano a una forma ovalada. Formas tipo "H", "8" o volantes recortados no están permitidos (SAE, 2014, p.54). En cualquier posición angular del volante de dirección, la parte superior de este no debe superar en dimensión la altura máxima del arco frontal, parámetro ilustrado en la figura 2.1, (SAE, 2014, p.54)

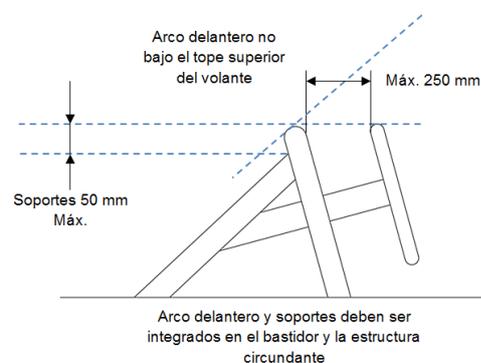


Figura 2.1. Restricción de la ubicación del volante

Fuente: Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. SKIDPAD. pp 146

2.1.3. BASTIDOR

La distancia mínima entre ejes o batalla del vehículo deberá ser 1525 mm, mientras que la distancia del ancho de vía menor del vehículo no debe ser inferior al 75% del ancho de vía mayor (SAE, 2014, pp.24-25). El soporte posterior para elevar el vehículo del suelo deberá estar orientado horizontalmente en el centro del vehículo el que puede ser fabricado de tubería de acero o aluminio de 25 o 29 mm respectivamente, con una longitud mínima de 300 mm, la altura del soporte debe estar a 200 mm del suelo y el acceso posterior al soporte no debe ser obstruido por al menos 300 mm de longitud. (SAE, 2014, p.55)

El piloto más alto del equipo será considerado para el diseño, además deberá ser capaz de albergar la plantilla que simboliza el 95% del percentil masculino representado en la figura 2.2. (SAE, 2014, p.54)

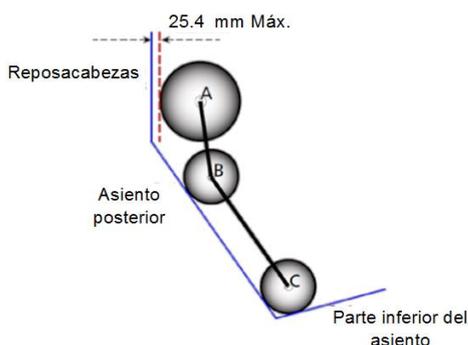


Figura 2.2 Plantilla del 95% del percentil masculino

Fuente: Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp 32

Las dimensiones del percentil son representadas en la tabla 2.1., donde muestra la relación entre los componentes y dimensiones requeridas como referencia para la elaboración de la plantilla.

Tabla 2.1

Dimensiones de la plantilla del 95% del percentil masculino

Componentes	Dimensiones	Representación
Círculo A	300 mm	Cabeza con casco
Círculo B	200 mm	Hombros
Círculo C	200 mm	Caderas y nalgas
Línea A-B	280 mm	Distancia entre centros
Línea B-C	490 mm	Distancia entre centros

Fuente: Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp 32

Los arcos de seguridad deberán ser constituidos por una sola pieza continua que una las partes inferiores de un lado con el otro simétricamente. La inclinación del arco principal no debe exceder los 10° tomando como referencia el eje vertical, mientras la inclinación del arco delantero no debe exceder los 20° tomando como referencia el eje vertical, además la superficie superior del arco delantero no debe estar bajo el volante como se indica en la figura 2.3. (SAE, 2014, p.34)

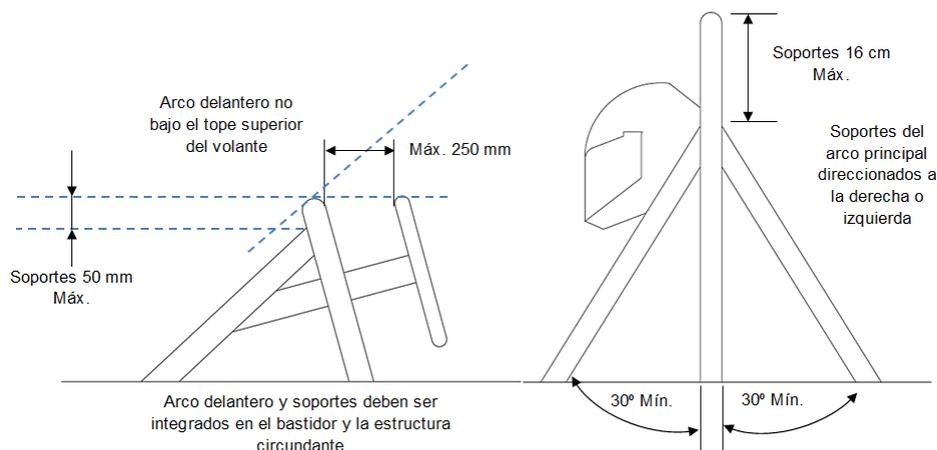


Figura 2.3. Restricciones de los miembros estructurales

Fuente: Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp. 34

La protección lateral debe tener al menos tres miembros estructurales como se representa en la figura 2.4. El elemento estructural más bajo debe unir el arco principal con arco delantero. El miembro estructural más alto deberá tener una distancia desde el suelo entre 300 a 350 mm, distancia medida con el piloto de 77 kg en su posición normal de conducción, mientras que el tercer tubo debe conectar el elemento estructural superior e inferior diagonalmente (SAE, 2014, p.39-40)

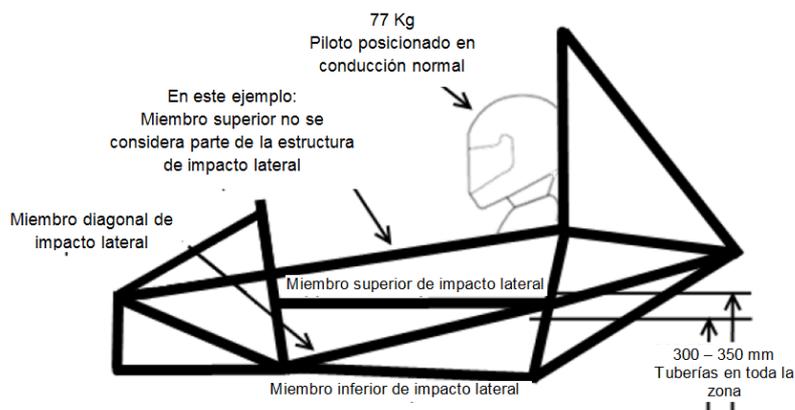


Figura 2.4. Restricciones de la protección lateral del bastidor

Fuente: Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp. 40

Los valores referenciales para los cálculos de pandeo y de resistencia son: (SAE, 2014, p.27)

- Módulo de Young = 200 GPa (29,000 KSI)
- Limite elástico = 305 MPa (44.2 KSI)
- Resistencia ultima = 365 MPa (52.9 KSI)

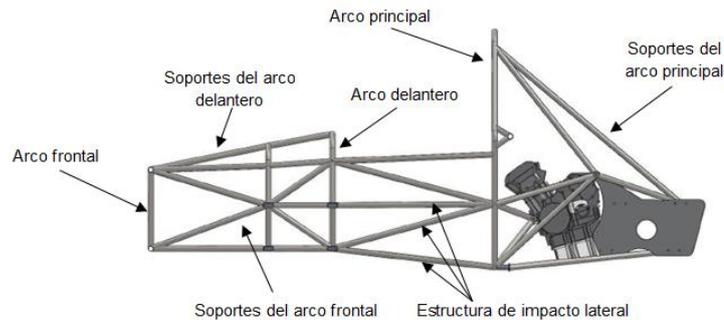


Figura 2.5. Designación de los elementos principales del bastidor

La estructura primaria debe ser construida de tubería redonda de aleación de acero, mínimo de 0.1% de carbono, con dimensiones mínimas especificadas en la tabla 2.2 (SAE, 2014, p.26)

Tabla 2.2

Dimensiones de los miembros estructurales

APLICACIÓN O USO	DIÁMETRO EXTERIOR - ESPESOR MÍNIMO	CARACTERÍSTICAS
Arco principal	25.4mm x 2.4mm 25mm x 2.5mm	Una sola pieza acero, inclinación 10° de la vertical y sin deformación en toda su longitud
Soportes del arco principal	25.4mm x 1.65mm 25mm x 1.75mm 25.4mm x 1.6mm	Acero, un brazo en cada lado, ángulo min. 30° entre arco y soporte, recto, apropiada triangulación.
Arco delantero	25.4mm x 2.4mm 25mm x 2.5mm	Sección cerrada, múltiples, extendido al punto más bajo del bastidor y ángulo máximo de inclinación 20°.
Soportes del arco delantero	25.4mm x 1.65mm 25mm x 1.75mm 25.4mm x 1.6mm	Dos soportes delanteros.
Protección de impacto lateral	25.4mm x 1.65mm 25mm x 1.6mm	Mínimo dos tubos y una diagonal, el tubo más alto debe estar entre 300mm a 350mm del piso con el piloto, la diagonal debe unir los miembros superiores con los inferiores.
Protección de impacto frontal	25.4mm x 1.65mm 25x 1.75mm 25.4mm x 1.6mm	Soportes hacia atrás, tres tubos por lado, nodo a nodo diagonalmente.

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp 27

El habitáculo del conductor deberá poseer dimensiones que permitan el ingreso de la plantilla establecida en la figura 2.6 la cual debe descender en posición horizontal hasta el primer tubo de la zona de impacto lateral o hasta 350 mm sobre el piso en el caso de un bastidor monocasco (SAE, 2014, p.45)

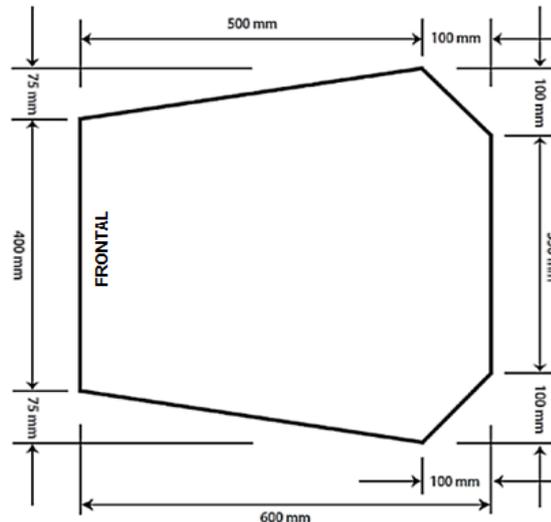


Figura 2.6. Plantilla del habitáculo del piloto

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp 46

La sección interior de la cabina deberá poseer dimensiones que permitan el ingreso de la plantilla establecida en la figura 2.7 la cual debe ser ingresada verticalmente en el interior de la cabina hasta una distancia mínima de 100 mm entre la superficie del pedal de freno y la plantilla (SAE, 2014, p.46)

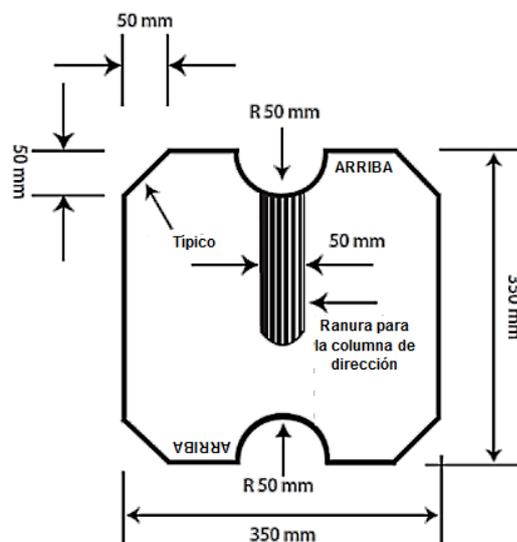


Figura 2.7. Plantilla para verificar la cabina del vehículo

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp 47

El bastidor debe cumplir con los requerimientos estructurales que certifiquen ensayos de falla, tensión, compresión, flexión, y cargas críticas especificadas en la tabla 2.3.

Tabla 2.3

Cargas reglamentarias y condiciones para el bastidor:

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Condiciones de frontera	Máxima deflexión permitida	Observación
Arco principal soportes	Fx= 6.0 kN Fy= 5.0 kN Fz= -9.0 kN	Superficie superior del arco	Desplazamiento fijo (x,y,z)	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar
Arco delantero	Fx= 6.0 kN Fy= 5.0 kN Fz= -9.0 kN	Superficie superior del arco	Desplazamiento fijo (x,y,z)	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar
Zona de impacto lateral	Fx= 0 kN Fy= 7 kN Fz= 0 kN.	Todas las ubicaciones en la zona de impacto lateral	Desplazamiento fijo (x,y,z)	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar
Protección frontal soportes	Fx= 150 kN Fy=0 kN Fz=0 kN.	Puntos de sujeción del atenuador de impactos	Desplazamiento fijo (x,y,z)	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar
Sujeción del cinturón de seguridad	13.2 kN con ángulo de fijación del cinturón	Ambos puntos del cinturón simultáneamente	Desplazamiento fijo (x,y,z)	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar
Protección frontal soportes (Fuera de ejes)	Fx = 149 kN Fy=17.25 kN Fz= 0 kN.	Carga en el plano frontal centrado	Desplazamiento fijo (x,y,z)	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar

Para las simulaciones se adopta los siguientes ejes coordenados, longitudinal (X), transversal (Y) y vertical (Z), representados en la figura 2.8 (SAE, 2014, p.70)

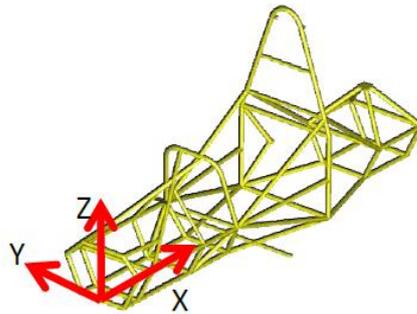


Figura 2.8. Sistema coordinado, para las cargas sobre el bastidor

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp 70

2.1.4. SISTEMA DE FRENOS

El sistema debe actuar sobre las cuatro ruedas y a la vez deberá tener un solo control de accionamiento el cual actúa sobre dos circuitos hidráulicos independientes un frontal y otro posterior respectivamente, cada circuito debe tener un reservorio de fluido hidráulico por separado además el sistema debe bloquear las cuatro ruedas durante la prueba de frenado. Para la instalación del sistema está prohibido el uso de cables y líneas plásticas. Los componentes del sistema deben ser protegidos de colisiones menores. El pedal debe ser diseñado para soportar una fuerza de 2000 N sin falla en el sistema y componentes, el pedal de freno puede ser fabricado de acero, aluminio o titanio. (SAE, 2014, p.55)

El sistema debe incorporar un interruptor de emergencia analógico no programable como se representa en la figura 2.9, el cual corte la energía del motor en el caso de fallar el sistema, este interruptor debe ser activado y diseñado para que el piloto no pueda restearlo (SAE, 2014, p.56)



Figura 2.9. Tipos de Interruptores de emergencia

Fuente: SAE. 2014. Formula SAE rules. pp 57

El sistema debe incorporar una luz roja con fondo negro y geometría rectangular, triangular o redonda con una superficie mínima de 15 cm^2 , este dispositivo ubicado

en el centro del vehículo y en el plano vertical debe ser muy brillante en el día y claramente visible en la parte posterior del vehículo (SAE, 2014, p.57)

2.2. CASA DE LA CALIDAD

Dr. Gonzales define a la casa de la calidad como:” Una metodología que traduce la Voz del Cliente en parámetros de diseño para que estos puedan desplegarse, de forma horizontal, dentro de los departamentos de planeación, ingeniería, manufactura, ensamblaje y servicio.” (Gonzales, 2001, p.17)

2.2.1. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

2.2.1.1. VOZ DEL USUARIO

De acuerdo a las consideraciones con el usuario, el sistema debe contar con las siguientes características:

- Vehículo maniobrable en cualquier condición de manejo.
- Vehículo estable al tomar curvas rápidas.
- Suave amortiguación al tener perturbaciones al conducir.
- Respuesta rápida a cambios de dirección sin perder el control del vehículo.
- Bajo peso del sistema ya que contribuye al peso total.
- Sistema seguro, para que termine la competencia sin daños.
- Fácil de reparar ya que se prevé de poco tiempo para hacerlo en competencia.
- Durabilidad para toda la competencia.
- Bajo costo del sistema ya que contribuye con el costo total del vehículo.
- Aprobación del reglamento FSAE 2014

2.2.1.2. VOZ DEL INGENIERO

Una vez establecido lo que requiere el usuario, la información se procesa para obtener especificaciones y características técnicas:

- Geometría de suspensión que permita el desplazamiento del sistema apropiado.
- Geometría de la mangueta que contribuya con la distribución de las cargas y aporte con los desplazamientos del sistema de suspensión.

- Centro de balanceo adecuado para mejor estabilidad del vehículo.
- Centro de gravedad del vehículo lo más bajo posible para disminuir cargas transferidas, por ende mejor estabilidad del vehículo.
- Configuración del sistema para tener fácil acceso a las calibraciones y ensamblaje del mismo.
- Mantener rangos de frecuencia de oscilación recomendados por los constructores de este tipo de vehículos.
- Considerar la distancia entre ejes para mejorar efectos dinámicos sobre el vehículo.
- Establecer anchos de vías para mejorar efectos dinámicos sobre el vehículo.
- Barras estabilizadoras que disminuya el ángulo de balanceo del vehículo permitiendo estabilidad.
- Analizar la ubicación de cada componente del sistema para mejorar tiempos de ensamblaje y reparación.
- Diseño a fatiga de los posibles elementos susceptibles a fallar en funcionamiento.
- Mantener valores de resistencia a la fluencia que garanticen el buen funcionamiento.
- Mantener valores de resistencia a la flexión que garanticen el buen funcionamiento.
- Determinar los materiales disponibles y que sean apropiados para la construcción de los elementos del sistema.
- Adaptar procesos de manufactura acorde a las herramientas y máquinas herramientas disponible.

Luego de determinar los aspectos requeridos por el usuario y por el ingeniero se desarrolla la casa de la calidad mostrándose en la figura 2.10

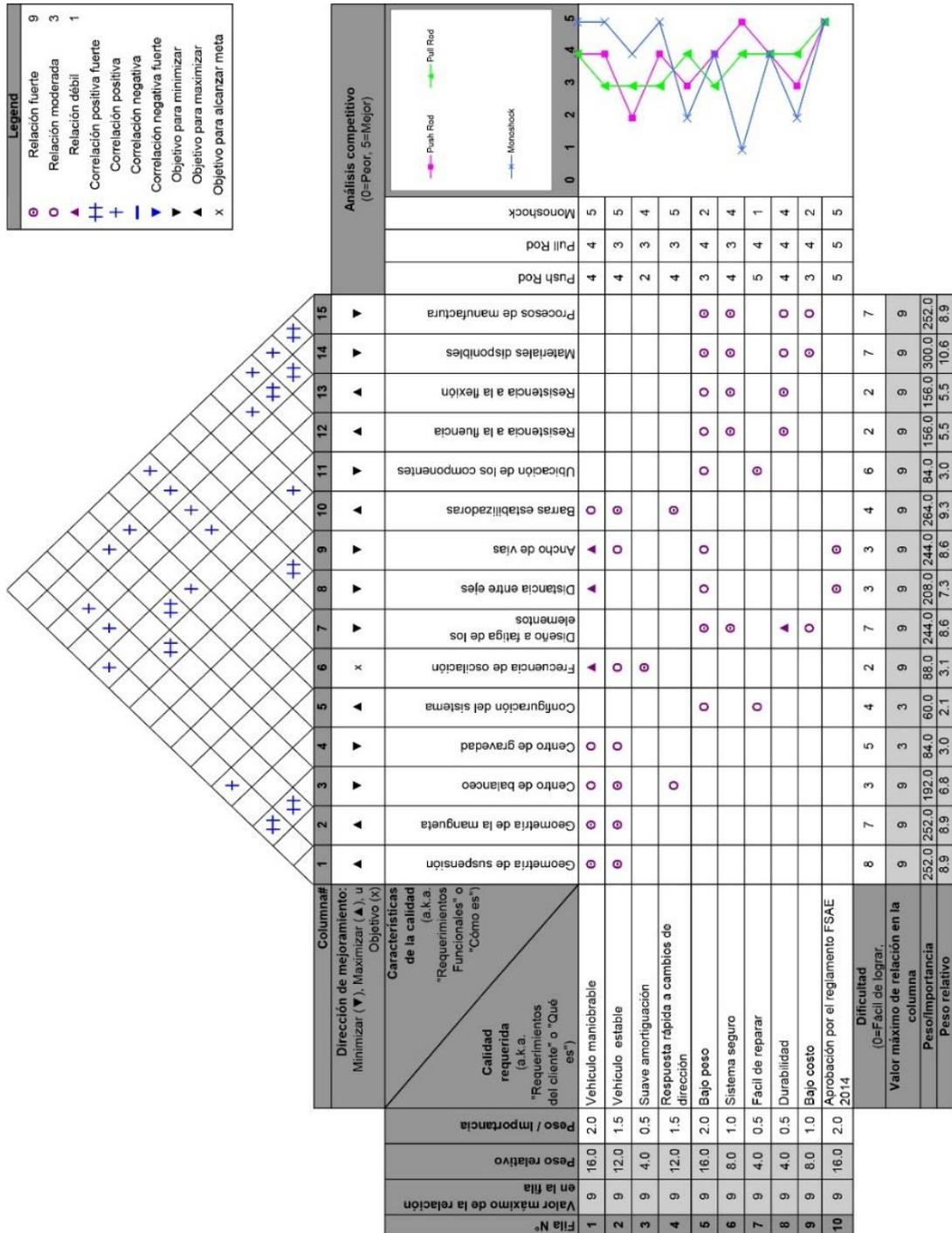


Figura 2.10. Casa de la calidad para el sistema de suspensión

Fuente: Los Autores

2.2.2. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

2.2.2.1. VOZ DEL USUARIO

De acuerdo a las consideraciones con el usuario, el sistema debe contar con las siguientes características:

- Vehículo maniobrable, ya que la pista de la competencia posee curvas muy cerradas y simultaneas.
- Sistema preciso porque a altas velocidades el conductor no tiene margen de error.
- Sistema seguro, para que termine la competencia sin daños.
- Reducción del giro del volante debido a que esto produce fatiga al conductor.
- Rapidez de recuperación de dirección para poder tomar las curvas simultaneas.
- Sistema suave y confortable para que el conductor no se fatigue al conducir.
- Fácil de ensamblar y reparar ya que se prevé de poco tiempo para hacerlo en competencia.
- Bajo peso del sistema ya que contribuye al peso total.
- Bajo costo del sistema ya que contribuye con el costo total del vehículo.
- Aprobación del reglamento FSAE 2014.

2.2.2.2. VOZ DEL INGENIERO

Una vez establecido lo que requiere el usuario, la información se procesa para obtener especificaciones y características técnicas:

- La geometría del mecanismo de accionamiento que prevea de confort al piloto además ninguna parte del mecanismo tendrá contacto directo con conductor.
- Geometría de la mangueta que contribuya con la distribución de las cargas y favorezca con los ángulos de giro necesarios.

- Geometría Ackermann que permita obtener ángulos de dirección progresivos al tomar una curva.
- Ángulos de configuración del sistema que serán determinados de acuerdo los valores mínimos presentes en pista.
- Relación entre el volante y las ruedas para establecer un giro del volante confortable para el piloto.
- Eliminar los grados de libertad del sistema ya que son perdidas de giro al momento de curvar.
- Tipo de volante acorde a las consideraciones de confort y restricción.
- Mantener las protecciones de las articulaciones y del sistema.
- Optar una configuración del sistema que permita fácil acceso para ensamblaje y reparación.
- Analizar la ubicación de cada componente del sistema para mejorar tiempos de ensamblaje y reparación.
- Diseño a fatiga de los elementos susceptibles a fallar en funcionamiento.
- Mantener valores de resistencia a la fluencia que garanticen el buen funcionamiento.
- Mantener valores de resistencia a la flexión que garanticen el buen funcionamiento.
- Determinar los materiales disponibles y que sean apropiados para la construcción de los elementos del sistema.
- Adaptar procesos de manufactura acorde a las herramientas y máquinas herramientas disponible.

Luego de determinar los aspectos requeridos por el usuario y por el ingeniero se desarrolla la casa de la calidad mostrándose en la figura 2.11

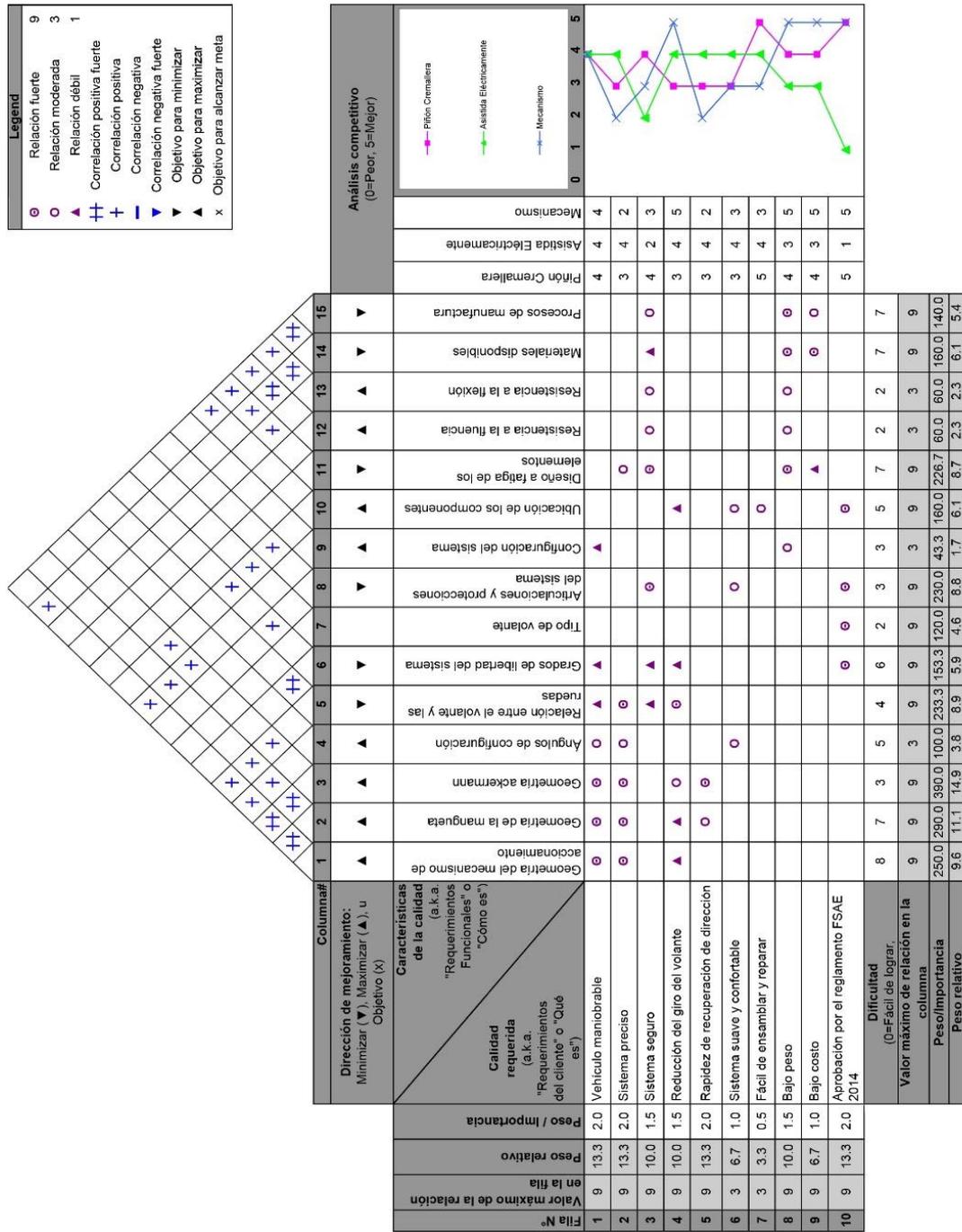


Figura 2.11. Casa de la calidad para el sistema de dirección

Fuente: Los Autores

2.2.3. ANÁLISIS DEL BASTIDOR

2.2.3.1. VOZ DEL USUARIO

De acuerdo a las consideraciones con el usuario, el sistema debe contar con las siguientes características:

- La ergonomía del piloto permitirá una conducción apropiada.
- El peso debe ser lo más ligero posible.
- En términos económicos debe ser de bajo costo.
- Altamente seguro en cualquier accidente.
- Capaz de soportar todas las cargas que se puedan considerar.
- Fiable en el momento de acoplar y desacoplar los componentes.
- Su elaboración debe ser accesible al medio.
- Durabilidad durante un año de competencias.
- Reducción de recursos lo más bajo posible.
- Aprobación del reglamento FSAE 2014.

2.2.3.2. VOZ DEL INGENIERO

Una vez establecido lo que requiere el usuario, la información se procesa para obtener especificaciones y características técnicas:

- Materiales disponibles en el mercado.
- Determinación de la geometría con todas las consideraciones.
- Limitación mínima de distancia entre ejes 1525 mm.
- Vía del vehículo mínima al 75 % de la distancia entre ejes.
- El centro de gravedad lo más bajo posible.
- Analizado a través de ensayos de tensión, compresión y flexión.
- Distribución de cargas críticas en el bastidor.
- Un solo arco principal de seguridad.
- Protección lateral reglamentada.
- Modificación de miembros a través de una triangulación correcta.
- Diseño posterior en función del tren de potencia disponible.
- Utilización de tubería reglamentada.
- Procesos de manufactura.

Luego de determinar los aspectos requeridos por el usuario y por el ingeniero se desarrolla la casa de la calidad mostrándose en la figura 2.12

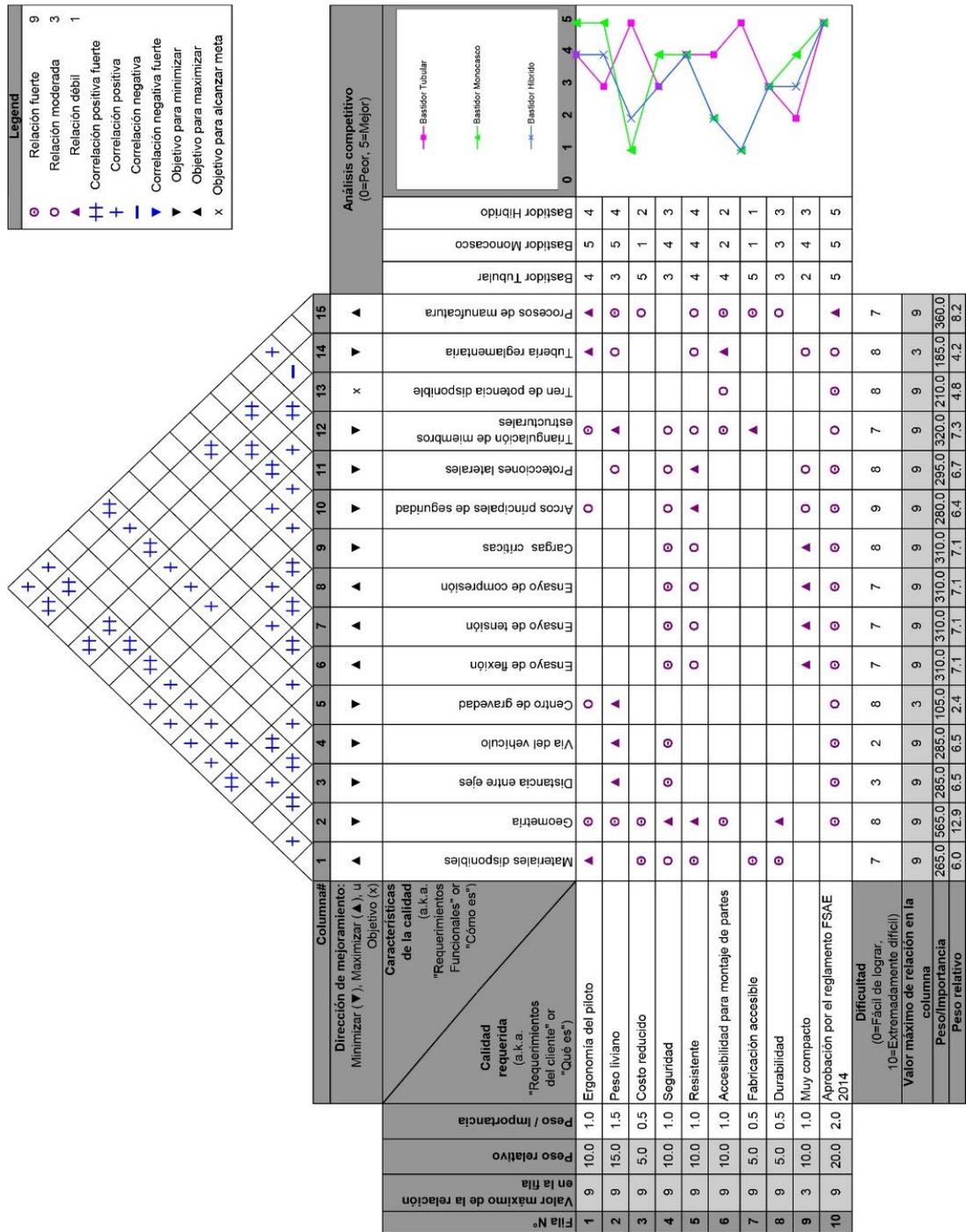


Figura 2.12. Casa de la calidad para el bastidor

Fuente: Los Autores

2.2.4. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENOS

2.2.4.1. VOZ DEL USUARIO

De acuerdo a las consideraciones con el usuario, el sistema debe contar con las siguientes características:

- Seguridad del sistema en funcionamiento.
- Peso reducido afectando al peso total.
- Su costo lo más reducido posible.
- Altamente eficiente.
- Sistema de emergencia disponible.
- Frenado ergonómico para el piloto.
- Fácil de instalar.
- Accesible para modificaciones.
- Componentes fiables.
- Aprobación del reglamento FSAE 2014.

2.2.4.2. VOZ DEL INGENIERO

Una vez establecido lo que requiere el usuario, la información se procesa para obtener especificaciones y características técnicas:

- Sistema presente en las cuatro ruedas y operado por un solo control.
- Circuitos hidráulicos independientes.
- Capacidad de bloquear las cuatro ruedas.
- Sistema seguro de colisiones menores.
- Pedal diseñado para soportar 2000 N.
- Sistema de corte del motor.
- Luz de activación.
- Características eficientes de los componentes.
- Dimensionamiento y selección del sistema.

Luego de determinar los aspectos requeridos por el usuario y por el ingeniero se desarrolla la casa de la calidad mostrándose en la figura 2.13

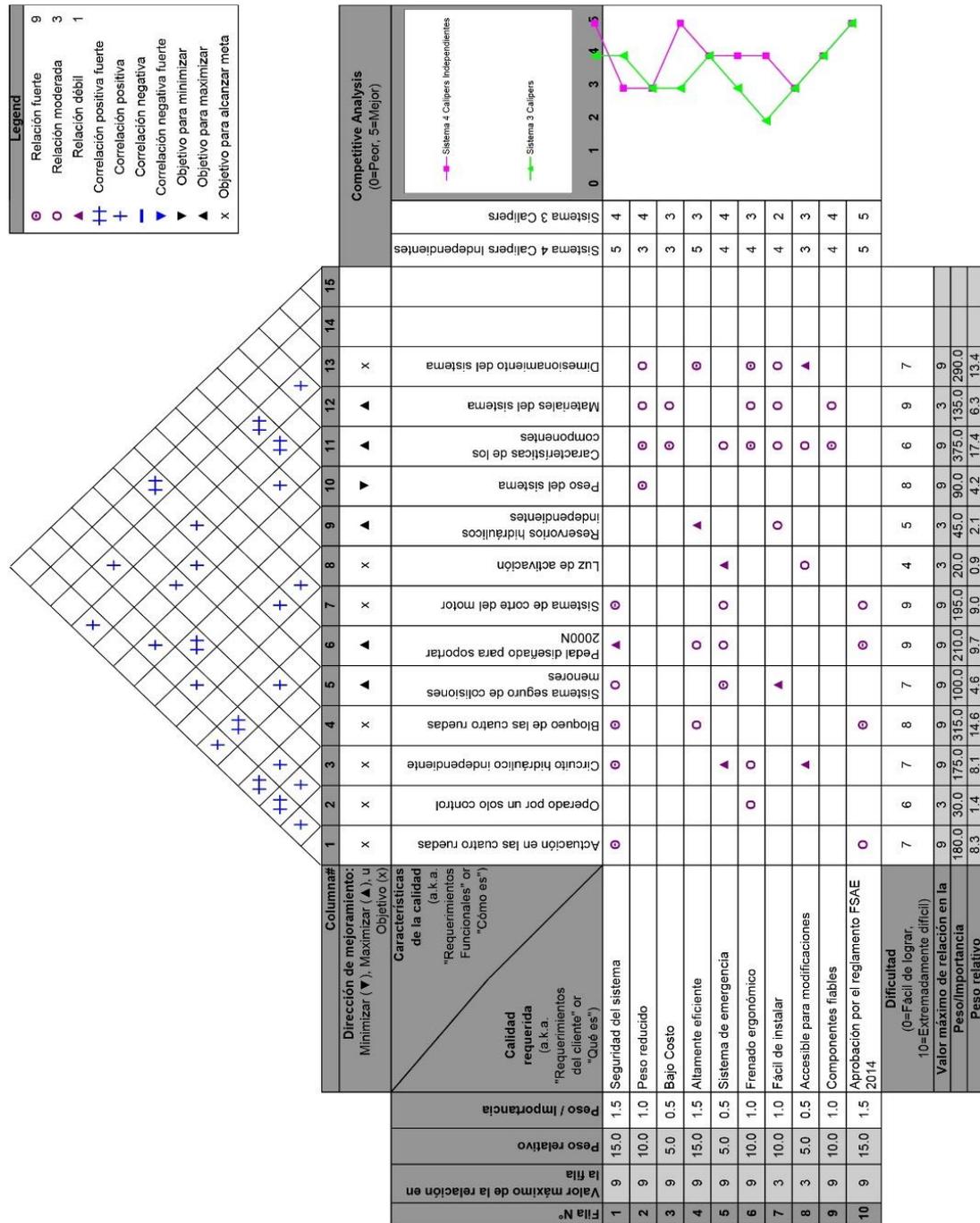


Figura 2.13. Casa de la calidad para el sistema de frenos

Fuente: Los Autores

2.2.5. CONCLUSIONES A LA CALIDAD

La casa de la calidad herramienta que suministra información vital acerca de los parámetros y características técnicas que deben estar plasmados en el diseño, de esta manera el cliente estará satisfecho.

Los parámetros de diseño son analizados bajo los siguientes factores:

- La geometría del sistema de suspensión y mangueta, establecen la cinemática ideal del sistema y así evitar pérdida de adherencia con ello control y estabilidad del vehículo.
- Geometría del sistema de dirección determina la maniobrabilidad y precisión del vehículo al tomar una curva.
- La ubicación del centro de gravedad respecto al centro de balanceo produce rotación del chasis perjudicando la estabilidad en curvas.
- Las distancias entre ejes, ancho de vía delantero y posterior son parámetros dimensionales del vehículo los cuales establecen en su mayoría el comportamiento dinámico del mismo.
- La resistencia a la fatiga en los elementos que conforman los sistemas determina la durabilidad y confiabilidad de los mismos.
- Los arcos principales de seguridad definen parcialmente la geometría del bastidor.
- Los materiales a utilizar permitirán un desempeño en los ensayos computacionales de tensión, compresión y flexión, además la capacidad de tener un peso ligero.
- El centro de gravedad del bastidor se considera el centro total del vehículo por lo que debe estar lo más cercano al suelo para un desempeño dinámico con los sistemas adyacentes.
- Una triangulación permite obtener rutas para distribuir la carga, resultado de aceleración y desaceleración en direcciones longitudinales y transversales.
- El sistema de frenos debe ser analizado en condiciones máximas de aceleración y deceleración para una selección de componentes.
- El dimensionamiento de los componentes está en función de un análisis estático y dinámico del vehículo.

- Un sistema eléctrico de emergencia y corte de funcionalidad al motor permite la seguridad del sistema de frenos en caso de un evento imprevisto.

2.2.6. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Las especificaciones técnicas determinan los parámetros esenciales del diseño, mediante un proceso sistemático se realiza la descripción de cada especificación detallada en la tabla 2.4 donde:

- ✓ Propone:
 - C = Cliente
 - I = Ingeniería
- ✓ R/D:
 - R = Requerimiento
 - MR = Modificación de requerimiento
 - NR = Nuevo requerimiento
 - D = Deseo

Tabla 2.4

Especificaciones técnicas para el diseño y construcción

EMPRESA CLIENTE:		PRODUCTO:		FECHA DE INICIO:
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSIÓN LATACUNGA		CHASIS PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE		9/16/2014
				PÁGINA – 1
ESPECIFICACIONES				
CONCEPTO	PROPONE	R/D	DESCRIPCIÓN	
	C	R	Chasis maniobrable y estable en cualquier condición de funcionamiento de la competencia	
FUNCIÓN	C	R	Un chasis confortable para el 95% del percentil masculino	
	I	R	El bastidor se lo mas rígido permisible	

CONTINÚA →

	I	R	Puntos de sujeción lo más próximos a los nodos del bastidor
	C+I	R	Precisión en las curvas
	I	R	Eliminar grados de libertad en el sistema de dirección
	I	R	Elevada relación de giro entre el neumático y el volante
	C+I	R	Sistema de frenos que bloquen a las cuatro ruedas
DIMENSIÓN	C+I	R	El peso debe reducirse al máximo
	I	R	Forma y geometría de cada elemento o sistema deberá ser optimizado.
	I	R	Centro de gravedad de diseño aproximado 320 mm.
	I	R	Distancia entre ejes mínima de 1525mm con un ancho de vías mínima del 75% de la distancia entre ejes
MOVIMIENTO	C	R	Debe ser autónomo de cada sistema.
	I	D	Velocidad promedio 70km/h en pista
ENSAMBLE	C	D	Acceso fácil a los sistemas o componentes
FUERZAS	I	R	Resista cargas extremas de competencia
	I	R	Distribución y ubicación correcta de cargas en cada sistema
MATERIALES	I	R	Resistan las cargas máximas
	I	R	Reglamentado FSAE 2014
CONTROL	I+C	R	Sistema de frenos independiente a las cuatro ruedas

	I+C	R	Dirección a las ruedas delanteras
	I	R	Sistemas de suspensión independiente a las cuatro ruedas
	I	R	Sistema de corte de energía al motor
SEGURIDAD	I	R	Proveer de protección del pilo de cada sistema aislándolo de estos
	I	R	Diseño a fatiga de los componentes mecánicos
	I	R	Factor de seguridad adecuado para sistemas mecánicos y estructuras
	I	R	Del funcionamiento de cada sistema
VIDA ÚTIL	C+I	R	Durabilidad del 100% del chasis durante la competencia
COSTES	C	D	Costos bajos de fricción
ASP. LEGALES	C+I	R	Aprobación del reglamento FSAE 2014

2.3. DEFINICIÓN Y DISEÑO CONCEPTUAL

2.3.1. ANÁLISIS FUNCIONAL

En el diseño, analizar la funcionalidad de cada sistema es muy importante ya que se describe los modos de operación.

2.3.2. MÓDULOS DE OPERACIÓN PRINCIPAL

La función principal del chasis es proveer de estabilidad, control y seguridad del vehículo en cualquier condición de conducción, además de sujetar los elementos, sistemas que conforman el vehículo y resistir cargas a las que está sujeto el monoplaça.

La función integral del sistema se representa en la siguiente figura:

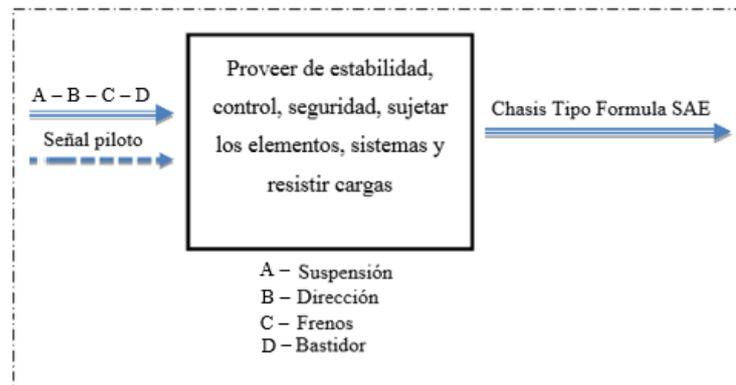


Figura 2.14 Función global

2.3.3. DEFINICIÓN MODULAR

Para definir cada módulo se tiene presente las funciones principales que realiza el chasis, además se estiman las actividades que estos implican.

Las funciones que se llevan a cabo se simbolizan en los siguientes módulos:

- Sistema de suspensión
- Sistema de dirección
- Bastidor
- Sistema de frenos

a) MÓDULO 1

El módulo correspondiente al sistema de suspensión representado en la figura 2.15, simboliza que la energía proveniente de fuerzas y reacciones establece la funcionalidad para la estabilidad del vehículo.

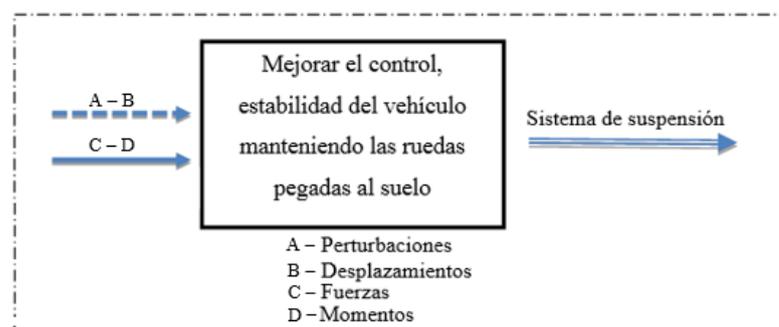


Figura 2.15. Definición modular para el sistema de suspensión

b) MÓDULO 2

Mediante la figura 2.16 se representa el módulo correspondiente al sistema de dirección como entrada principal se analiza el giro del volante controlado por el piloto el cual a través del sistema dirige una trayectoria específica.

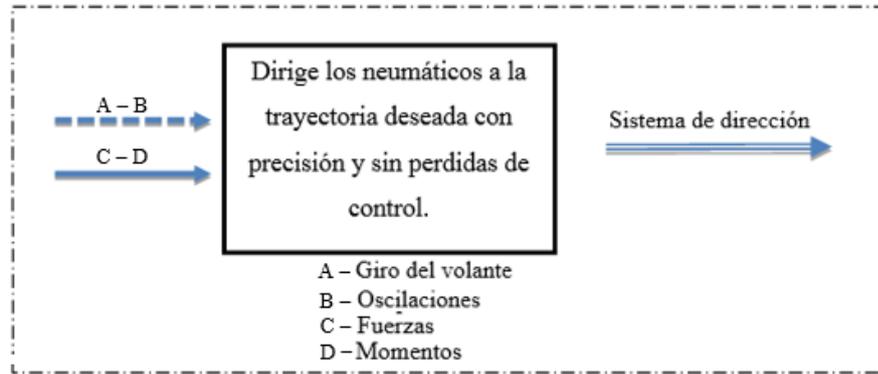


Figura 2.16. Definición modular para el sistema de dirección

c) MÓDULO 3

En la figura 2.17 se representa el módulo concerniente al el bastidor el cual está sujeto a distintas cargas y deformaciones instantáneas, debe ser lo suficientemente rígido y flexible para soportar cualquier carga de diseño.

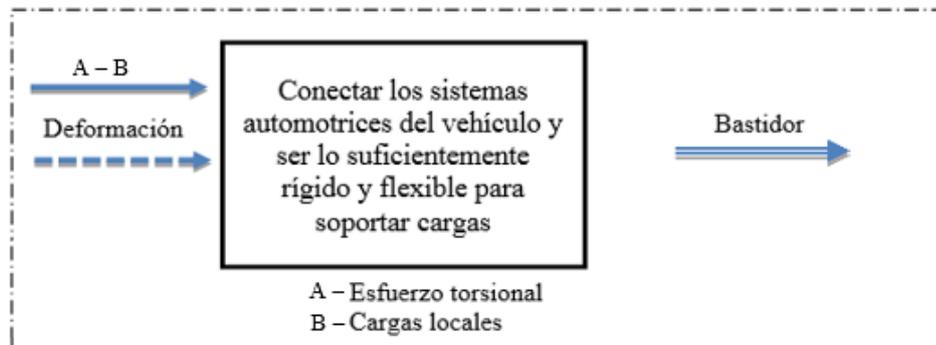


Figura 2.17. Definición modular para el bastidor

d) MÓDULO 4

En la figura 2.18 se simboliza como resultado el sistema de frenos el cual permite la disminución de la velocidad y soporta el torque, bloqueando las ruedas del vehículo ofreciendo seguridad y confiabilidad al piloto.

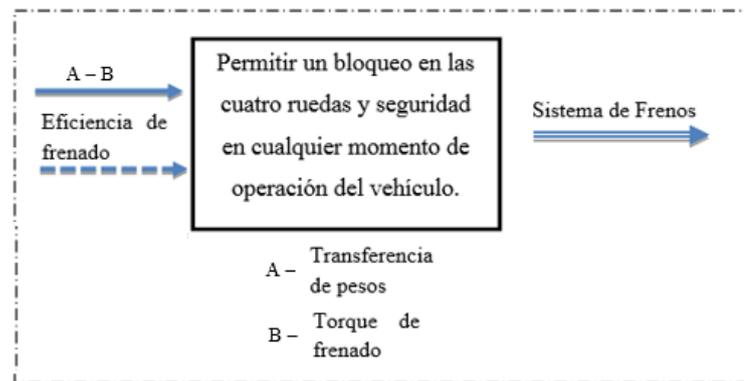


Figura 2.18. Definición modular para el sistema de frenos

Al agrupar cada módulo que conforma el chasis en uno solo como indica la figura 2.19, mediante la cual se puede analizar las funciones principales reflejadas en los cuatro subsistemas, conjunto que establece un desempeño fundamental del vehículo.

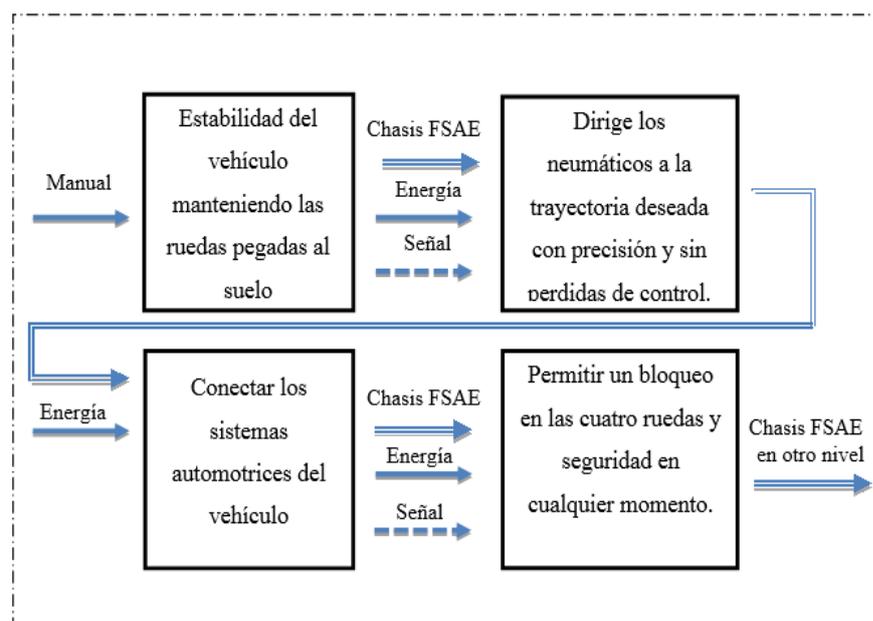
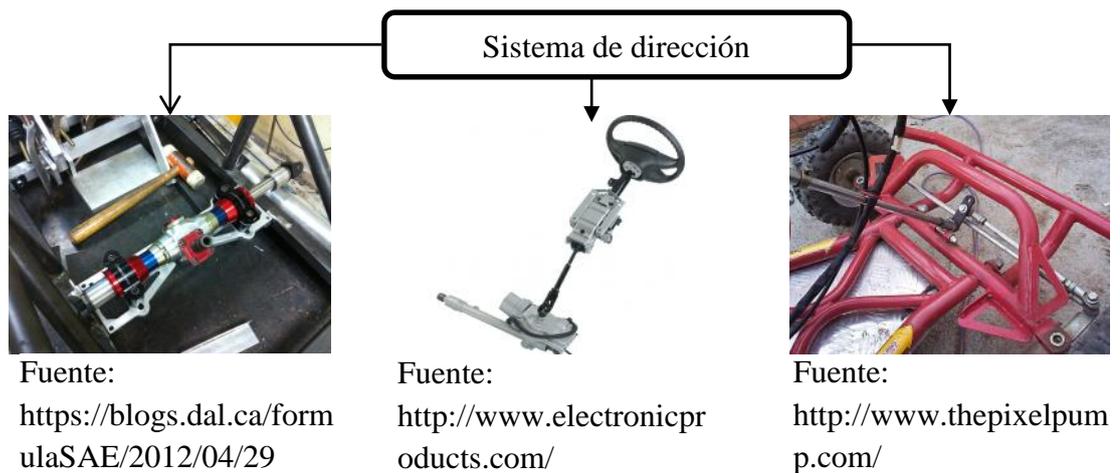
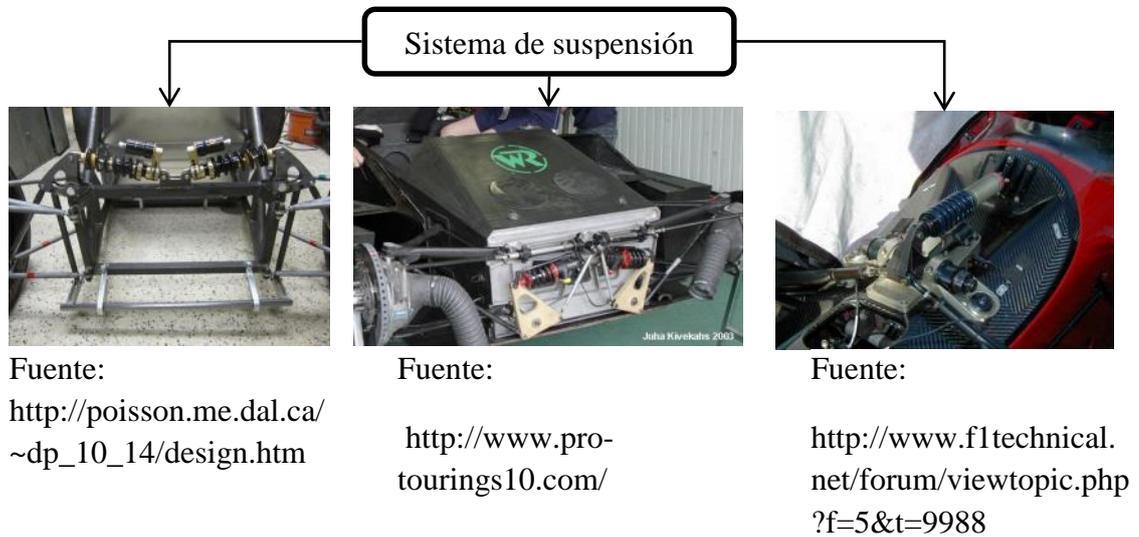


Figura 2.19. Definición y generación de módulos

2.3.4. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Durante un proceso la toma de decisiones debe ser objetiva y lógica, adoptando la mejor alternativa que satisfaga las necesidades para el diseño e implementación de cualquier sistema, por lo que el planteamiento de varias alternativas permitirá analizar factores primordiales para establecer la opción idónea para cada subsistema que conforman el chasis, de esta manera se logrará el óptimo desempeño del mismo.

Las alternativas son representadas por módulos que intervienen en el funcionamiento eficaz del chasis.



CONTINÚA →

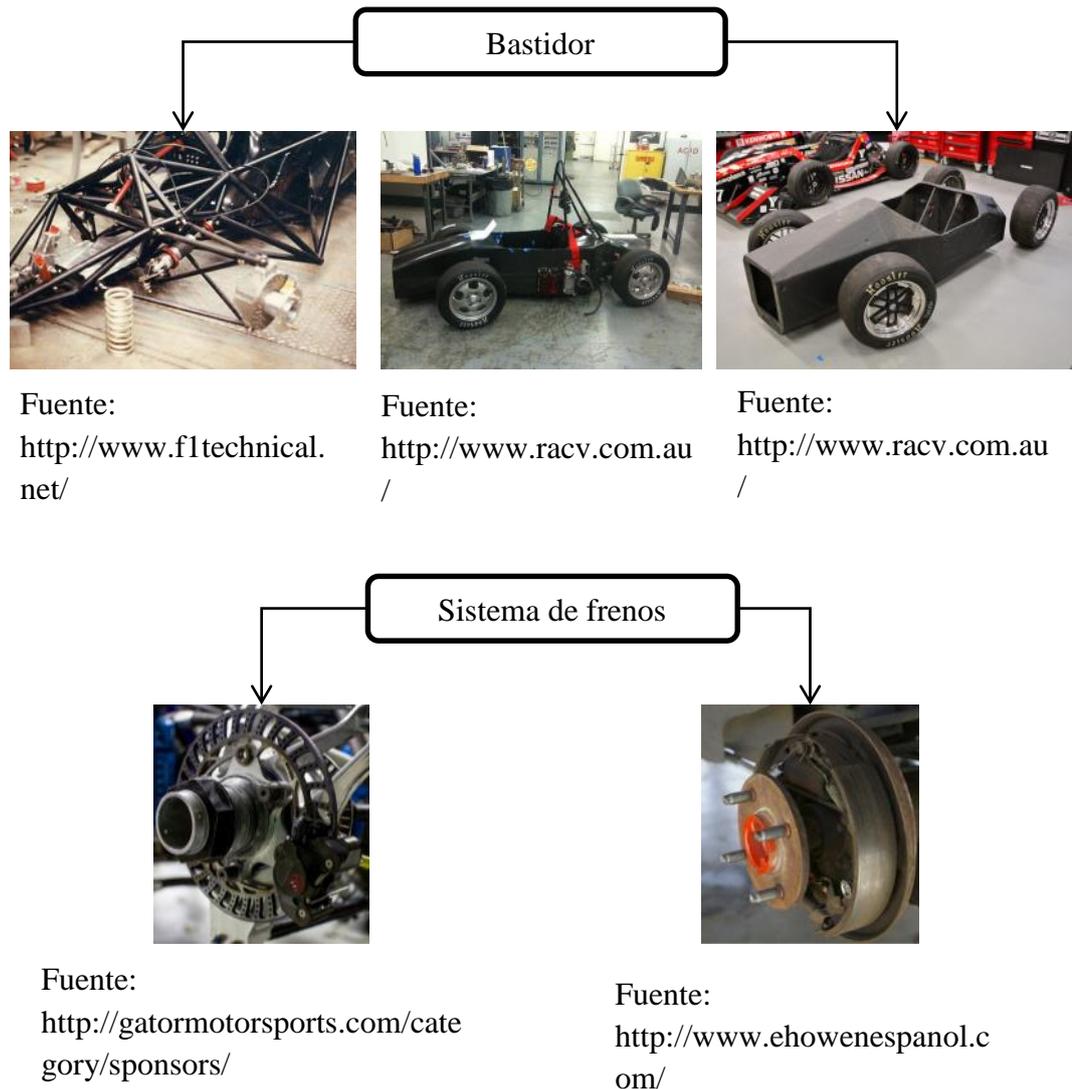


Figura 2.20. Módulos de alternativas para el chasis

2.3.4.1. MATRICES DE SELECCIÓN

Las alternativas se deben evaluar y seleccionar de la mejor opción, proceso realizado mediante una matriz de selección lo cual evalúa los factores más importantes a través de un factor de ponderación (FP) igual a 1, valor dividido entre cada factor de selección acorde a la importancia del mismo.

Se analiza cada factor de selección y se lo marca (X) la mejor opción y al final se suman los factores de ponderación, estableciendo con el mayor puntaje la alternativa para el sistema.

a) Sistema de suspensión frontal

Mediante la matriz representada en la tabla 2.5 se determina el sistema de suspensión frontal.

Tabla 2.5

Matriz de selección para el sistema de suspensión frontal

Factores de selección	FP	Pull Rod	Push Rod	Monoshock
Espacio disponible	0.30	X	-	-
Seguridad	0.25	X	X	X
Centro de gravedad	0.20	X	-	-
Fácil de instalar	0.15	-	X	-
Costo	0.10	X	-	-
	Σ	0.85	0.40	0.25

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de suspensión pull rod.

b) Sistema de suspensión posterior

Mediante la matriz representada en la tabla 2.6 se determina el sistema de suspensión posterior.

Tabla 2.6

Matriz de selección para el sistema de suspensión posterior

Factores de selección	FP	Pull Rod	Push Rod	Monoshock
Espacio disponible	0.30	-	X	-
Seguridad	0.25	X	X	X
Centro de gravedad	0.20	X	-	-
Fácil de instalar	0.15	-	X	-
Costo	0.10	X	-	-
	Σ	0.60	0.70	0.25

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de suspensión push rod.

c) Sistema de dirección

Mediante la matriz representada en la tabla 2.7 se determina el sistema de dirección, apto para el vehículo.

Tabla 2.7

Matriz de selección para el sistema de dirección

Factores de selección	FP	Piñón cremallera	Asistida eléctrica	Mecanismos
Precisión	0.30	X	-	-
Seguridad	0.25	X	X	X
Ergonómico	0.20	-	X	-
Fácil de instalar	0.15	X	-	-
Costo	0.10	X	-	X
	Σ	0.80	0.55	0.35

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de dirección piñón cremallera.

d) Bastidor

Mediante la matriz representada en la tabla 2.8 se determina el bastidor para conformar el chasis del vehículo.

Tabla 2.8

Matriz de selección para el bastidor

Factores de selección	FP	Tubular	Hibrido	Monocasco
Ergonomía	0.30	X	X	X
Fiabilidad	0.25	X	-	-
Seguridad	0.20	X	X	X
Bajo peso	0.15	-	X	X
Costo reducido	0.10	X	-	-
	Σ	0.85	0.65	0.65

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un bastidor tubular.

e) Sistema de frenos

Mediante la matriz representada en la tabla 2.9 se determina el sistema de frenos que garantice el buen funcionamiento del mismo.

Tabla 2.9

Matriz de selección para el sistema de frenos

Factores de selección	FP	Discos	Tambor
Seguridad	0.30	X	X
Eficiente	0.25	X	-
Fiabilidad	0.20	X	X
Bajo peso	0.15	X	-
Costo reducido	0.10	-	X
	Σ	0.90	0.60

Al ponderar los factores en la matriz de selección, la alternativa óptima de este módulo, es un sistema de frenos de discos para cada rueda.

2.4. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL VEHÍCULO

La cinemática determina los movimientos de interés como la aceleración, frenado, curvatura y oscilaciones, mientras que el comportamiento dinámico se basa en determinar las fuerzas que actúan sobre los neumáticos, centro de gravedad del vehículo y dispositivos aerodinámicos. Por lo cual es esencial establecer un sistema coordinado apropiado para modelar, describir los movimientos y las fuerzas.



Figura 2.21. Sistema coordinado del vehículo

Fuente: Los Autores

- X: Eje longitudinal, momento de balanceo.
- Y: Eje Lateral, momento de cabeceó.
- Z: Eje vertical, momento de guiñada.

2.4.1. DISTANCIA ENTRE EJES Y ANCHO DE VÍAS

La distancia entre ejes es medida en la vista lateral desde el centro del neumático delantero hasta el centro del neumático posterior, este valor está relacionado directamente con la maniobrabilidad del vehículo por lo que una distancia entre ejes corta contribuye con mayor maniobrabilidad e incrementa la transferencia de peso longitudinal, mientras a mayor distancia entre ejes, existe un efecto contrario. El ancho entre vías se mide desde el centro de los neumáticos del mismo eje, este valor tiene el mismo efecto que la distancia entre ejes en cuanto a maniobrabilidad y transferencia de pesos lateral.

Tabla 2.10
Distancia entre ejes y ancho de vías

Distancia entre ejes	1600 mm
Distancia de vía delantera	1240 mm
Distancia de vía posterior	1220 mm

2.4.2. DISTRIBUCIÓN DE PESO

La distribución de peso sobre cada eje del vehículo se lo determina mediante la ecuación 2.1, donde todos los elementos del vehículo están distribuidos en el chasis esto establece la ubicación del centro de gravedad representado en la figura 2.22, donde:

- c_g : Centro de gravedad.
- l : Distancia entre ejes.
- t_f : Ancho de vía frontal.
- t_r : Ancho de vía frontal.
- a : distancia del centro de gravedad al eje delantero.
- b : distancia del centro de gravedad al eje posterior.
- w_n : peso sobre cada rueda.

- w_f : Peso sobre el eje frontal.
- w_r : Peso sobre el eje posterior.

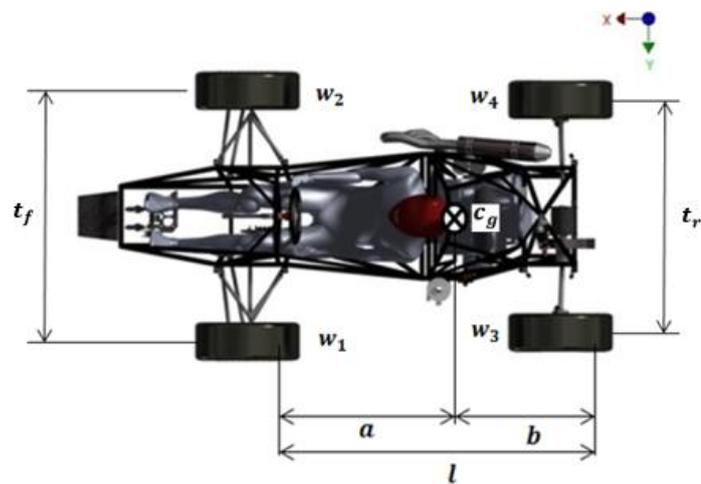


Figura 2.22. Esquema de la distribución de pesos

Fuente: Los Autores

$$b = \frac{w_f \cdot l}{w}$$

Ecuación 2.1

$$b = \frac{w_f \cdot l}{w}$$

$$b = \frac{144 \text{ kg} \cdot 1600 \text{ m}}{300 \text{ kg}}$$

$$b = 768 \text{ mm}$$

$$a = l - b$$

$$a = 1600 \text{ mm} - 768 \text{ mm}$$

$$a = 832 \text{ mm}$$

Tabla 2.11

Carga distribuida sobre cada rueda

Peso eje delantero		Peso eje posterior	
48%		52%	
144 <i>kg</i>		156 <i>kg</i>	
Carga estática en cada rueda			
Rueda delantera izquierda	w_1		72 <i>kg</i>
Rueda delantera derecha	w_2		72 <i>kg</i>
Rueda posterior izquierda	w_3		78 <i>kg</i>
Rueda posterior derecha	w_4		78 <i>kg</i>

2.4.3. ACELERACIÓN LONGITUDINAL

La aceleración del vehículo varía mediante la acción sobre el pedal del acelerador gracias a la fuerza motriz, cada motor posee una curva característica representado en la figura 2.22, mediante la cual se obtiene la potencia para evaluar la aceleración del vehículo en función del torque máximo.

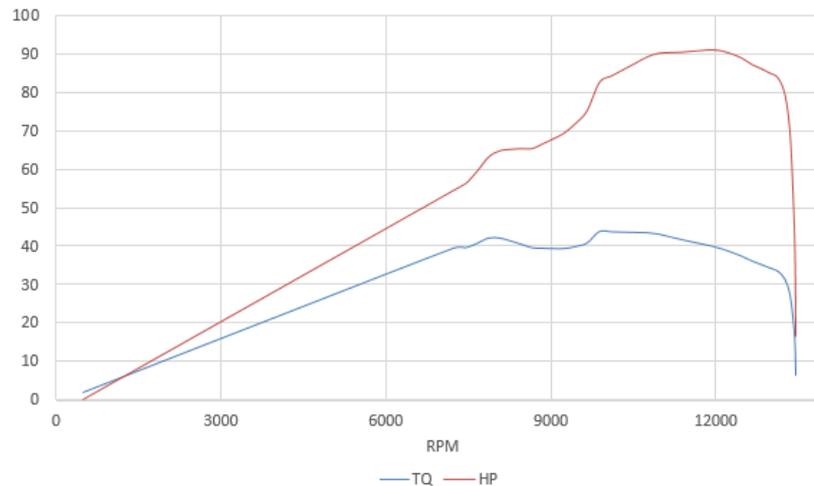


Figura 2.23. Curvas característica del motor honda CBR-600

Fuente: <http://www.fsaesim.com/documentation.html>

La velocidad del vehículo se determina mediante la ecuación 2.2, donde el vehículo tendrá 4 segundos para completar una distancia máxima de 75 m en línea recta (SAE, 2014, p.144)

$$v = \frac{d}{t} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$$v = \frac{75 \text{ m}}{4 \text{ s}}$$

$$v = 18.75 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La aceleración del vehículo se determina mediante la combinación de las ecuaciones 2.3 y 2.4, con la masa total y el valor de potencia estipulado en la tabla 2.12

Tabla 2.12

Potencia establecida al torque máximo - honda CBR 600

Torque	Potencia	Revoluciones
57.68 Nm	80hp	9880 rpm

$$a_x = \frac{F_x}{M} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

$$F_x = \frac{P_{ow}}{v} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

$$a_x = \frac{1}{M} \cdot \frac{P_{ow}}{v}$$

$$a_x = \frac{1}{300 \text{ kg}} \cdot \frac{59680 \text{ wts}}{18.75 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$a_x = 10.60 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$a_x = 1.08 \text{ gs}$$

2.4.4. DESACELERACIÓN LONGITUDINAL

La desaceleración de vehículo se produce cuando la dirección y sentido de la aceleración es opuesta al movimiento del vehículo, resultado del frenado del vehículo, produciendo transferencia de peso hacia el eje contrario a la dirección de la aceleración. Se determina mediante la ecuación 2.5.

$$a_x = \frac{\Delta W_x}{\frac{h}{l} \cdot W} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

$$a_x = \frac{90 \text{ Kg}}{\frac{320 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} \cdot 300 \text{ Kg}}$$

$$a_x = 1.5 \text{ gs}$$

2.4.5. ACELERACIÓN LATERAL

Cuando el vehículo toma una curva sobre este actúa la aceleración lateral que obliga al vehículo a perder pista, mediante la ecuación 2.6 se determina el valor

máximo de la aceleración lateral, donde se establece un giro constante de 7.5 m sin deslizamiento con una velocidad promedio $40 \frac{km}{h}$ a la cual se encuentra el vehículo en pista (SAE, 2014, p.147)

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

Ecuación 2.6

$$a_y = \frac{(11.11 \frac{m}{s})^2}{7.5m}$$

$$a_y = 16.46 \frac{m}{s^2}$$

$$a_y = 1.67 \text{ gs}$$

2.5. DETERMINACIÓN DE CARGAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

2.5.1. MOMENTO Y RÍGIDEZ DE BALANCEO

2.5.1.1. DISTANCIA ENTRE EL CENTRO DE GRAVEDAD Y EJE DE BALANCEO

El eje de balanceo es el resultado de la unión de los centros de rodadura frontal y posterior, representado en la figura 2.24, donde:

- Y_{rf} : Distancia desde el suelo al centro de rodadura frontal.
- Y_{rp} : Distancia desde el suelo al centro de rodadura posterior.
- h : Distancia desde el suelo al centro de gravedad.
- H : Distancia entre el centro de gravedad y el eje de rodadura.
- ε : Ángulo entre el eje longitudinal y el eje de balanceo.

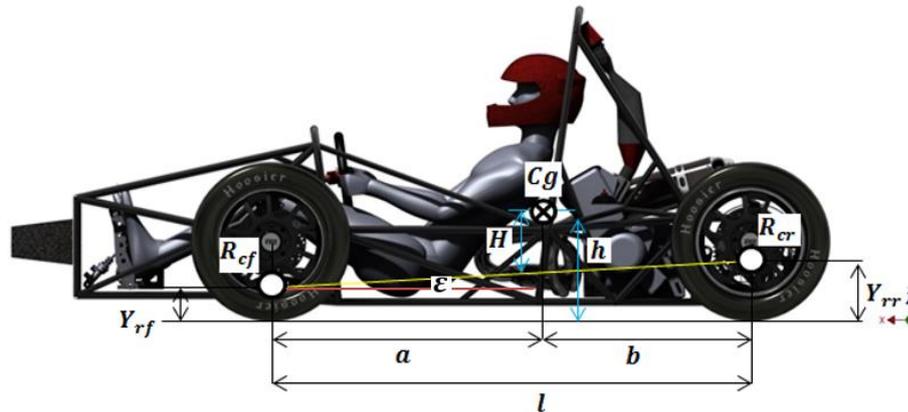


Figura 2.24. Diagrama del eje de balanceo respecto al centro de gravedad

La distancia entre el centro de gravedad y el eje de balanceo se determina mediante la ecuación 2.7 (Kiszko.M, 2011, p.35)

$$H = h - \left(Y_{rf} + \frac{a}{l} (Y_{rr} - Y_{rf}) \right) \quad \text{Ecuación 2.7}$$

$$H = 0.32 \text{ m} - \left(0.017 \text{ m} + \frac{0.832 \text{ m}}{1.6 \text{ m}} (0.035 \text{ m} - 0.017 \text{ m}) \right)$$

$$H = 0.293 \text{ m}$$

$$\tan \varepsilon = \frac{18 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}}$$

$$\varepsilon = 0.64^\circ$$

2.5.1.2. MOMENTO DE BALANCEO IDEAL

El centro de gravedad se encuentra unido firmemente al eje de balanceo y cualquier fuerza transversal que se aplique en este centro provocará un momento alrededor del eje transversal que se puede determinar mediante la ecuación 2.9 y está representado en la figura 2.25. (Gillespie.T , 1992, p.213)

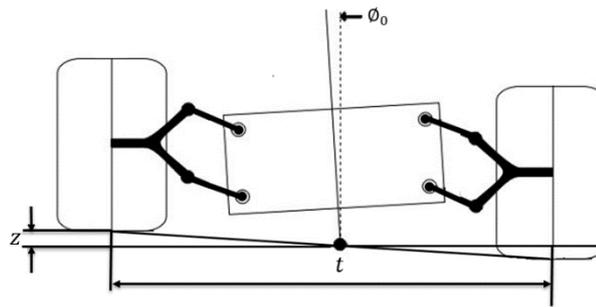


Figura 2.25. Ángulo de balanceo real

$$\phi_0 = \tan^{-1} \frac{z}{t/2} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

$$\phi_0 = \tan^{-1} \frac{30 \text{ mm}}{1222/2}$$

$$\phi_0 = 2.8^\circ$$

$$M_{\phi_0} = (w \cdot H \cdot \sin \phi_0 + m_t \cdot a_y \cdot H \cdot \cos \phi_0) \cdot \cos \varepsilon \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$M_{\phi_0} = (2943 \text{ N} \cdot 0.293 \text{ m} \cdot \sin(2.8) + 300 \text{ kg} \cdot 16.46 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.293 \text{ m} \cdot \cos(2.8)) \cdot \cos(0.64)$$

$$M_{\phi_0} = 1487.13 \text{ Nm}$$

2.5.1.3. MOMENTO DE BALANCEO DESEADO

La masa total del vehículo y la aceleración lateral generan el balanceo alrededor del eje lateral representado en la figura 2.26, produciendo un ángulo de balanceo deseado el cual debe estar alrededor de 1,5 grados (Milliken. W, 1995, p.584)

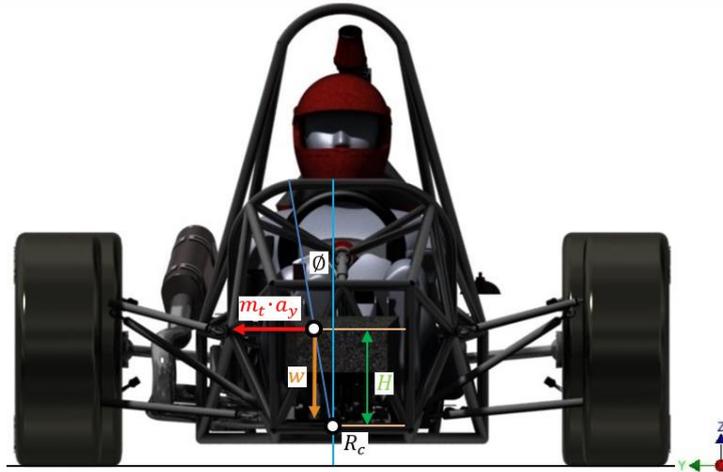


Figura 2.26. Momento de balanceo deseado

$$M_{\phi} = (w \cdot H \cdot \sin \phi_0 + m_t \cdot a_y \cdot H \cdot \cos \phi_0) \cdot \cos \varepsilon \quad \text{Ecuación 2.10}$$

$$M_{\phi} = (2943N \cdot 0.293m \cdot \sin(1.5) + 300kg \cdot 16.46 \frac{m}{s^2} \cdot 0.293m \cdot \cos(1.5)) \cdot \cos(0.64)$$

$$M_{\phi} = 1454.21 Nm$$

2.5.1.4. RÍGIDEZ TOTAL

La rígidez total al balanceo del vehículo se determina mediante la ecuación 2.11 y 2.12 (Gillespie.T , 1992, p.213)

$$M_{\phi} = (k_{\phi_f} + k_{\phi_r}) \cdot \phi \quad \text{Ecuación 2.11}$$

$$M_{\phi} = k_{\phi} \cdot \phi \quad \text{Ecuación 2.12}$$

$$k_{\phi} = \frac{M_{\phi}}{\phi}$$

$$k_{\phi} = \frac{1454.21 Nm}{\left(\frac{1.5 \cdot \pi}{180}\right) rad}$$

$$k_{\phi} = 55549.73 \frac{Nm}{rad}$$

a) RÍGIDEZ FRONTAL

La rigidez frontal está dada por el 52% de la rigidez total (Kiszko.M, 2011, p.35)

$$k_{\phi_f} = k_{\phi} \cdot 0.52 \quad \text{Ecuación 2.13}$$

$$k_{\phi_f} = 55549.73 \frac{Nm}{rad} \cdot 0.52$$

$$k_{\phi_f} = 28884.29 \frac{Nm}{rad}$$

b) RÍGIDEZ POSTERIOR

La rigidez posterior está dada por el 48% de la rigidez total (Kiszko.M, 2011, p.35)

$$k_{\phi_r} = k_{\phi} \cdot 0.48 \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$$k_{\phi_r} = 55549.73 \frac{Nm}{rad} \cdot 0.48$$

$$k_{\phi_r} = 26662.43 \frac{Nm}{rad}$$

2.5.2. TRANSFERENCIAS DE MASA

Efecto que libera de carga a las ruedas de un eje y transferida al eje opuesto, esto es producido por un momento generado alrededor del centro de gravedad del vehículo, al variar su aceleración.

2.5.2.1. TRANSFERENCIA LATERAL

La transferencia lateral, efecto de la aceleración lateral sobre el centro de gravedad, se determina mediante las ecuaciones 2.15 y 2.16 (Milliken. W, 1995, p.587)

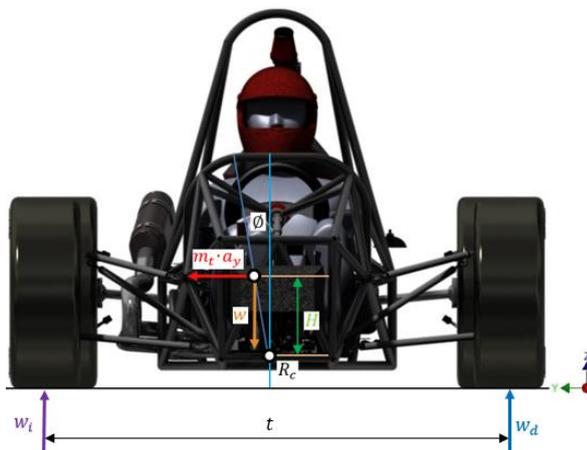


Figura 2.27. Diagrama de transferencia de masa lateral

a) TRANSFERENCIA HACIA EL EJE FRONTAL

$$\Delta m_f = a_y \cdot \frac{m}{t_f} \cdot \left(\frac{H \cdot k_{\phi f}}{k_{\phi}} + \frac{b}{l} \cdot Y_{rf} \right) \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$\Delta m_f = 1.6 \text{ gs} \cdot \frac{300 \text{ kg}}{1.24 \text{ m}} \cdot \left(\frac{0.293 \text{ m} \cdot 28884.29 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}}{55549.73 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}} + \frac{0.768 \text{ m}}{1.6 \text{ m}} \cdot 0.017 \text{ m} \right)$$

$$\Delta m_f = 64.83 \text{ kg}$$

b) TRANSFERENCIA HACIA EL EJE POSTERIOR

$$\Delta m_r = a_y \cdot \frac{m}{t_r} \cdot \left(\frac{H \cdot k_{\phi r}}{k_{\phi}} + \frac{a}{l} \cdot Y_{rf} \right) \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$\Delta m_r = 1.6 \text{ gs} \cdot \frac{300 \text{ kg}}{1.22 \text{ m}} \cdot \left(\frac{0.293 \text{ m} \cdot 26662.43 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}}{55549.73 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}} + \frac{0.832 \text{ m}}{1.6 \text{ m}} \cdot 0.035 \text{ m} \right)$$

$$\Delta m_r = 65.21 \text{ kg}$$

2.5.2.2. TRANSFERENCIA LONGITUDINAL

La transferencia lateral, efecto de la aceleración y desaceleración longitudinal sobre el centro de gravedad, se determina mediante las ecuaciones 2.17 y 2.18

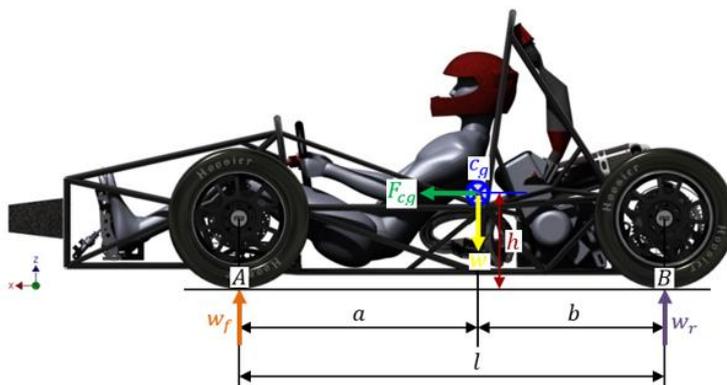


Figura 2.28. Diagrama de transferencia de masa longitudinal

a) ACELERACIÓN

$$\sum M_A = 0$$

$$w \cdot a + F_{cg} \cdot h - w_r \cdot l = 0 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$w_r \cdot l = w \cdot a + F_{cg} \cdot h$$

$$m_{rt} \cdot g \cdot l = m_t \cdot g \cdot a + m_t \cdot a_x \cdot h$$

$$m_{rt} = \frac{m_t \cdot a}{l} + \frac{m_t \cdot a_x \cdot h}{g \cdot l}$$

$$m_{rt} = \frac{300\text{kg} \cdot 0.832\text{m}}{1.6\text{m}} + \frac{300\text{kg} \cdot 10.60 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.32\text{m}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1.6\text{m}}$$

$$m_{rt} = 220.83 \text{ kg}$$

b) FRENADO

$$\sum M_B = 0$$

$$w_f \cdot l - w \cdot b - F_{cg} \cdot h = 0 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

$$w_f \cdot l = w \cdot b + F_{cg} \cdot h$$

$$m_{ft} \cdot g \cdot l = m_t \cdot g \cdot b + m_t \cdot a_x \cdot h$$

$$m_{ft} = \frac{m_t \cdot b}{l} + \frac{m_t \cdot a_x \cdot h}{g \cdot l}$$

$$m_{ft} = \frac{300\text{kg} \cdot 0.768\text{m}}{1.6\text{m}} + \frac{300\text{kg} \cdot 14.71 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.32\text{m}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1.6\text{m}}$$

$$m_{ft} = 233.96 \text{ kg}$$

2.5.2.3. CARGA SOBRE CADA RUEDA

Debido al efecto de transferencia de pesos que tiene cargas máximas en aceleración, frenado, y curvatura, cargas representas en la figura 2.29.



Figura 2.29. Cargas sobre cada rueda en los diferentes efectos

2.5.3. RÍGIDEZ EN LA CONDUCCIÓN

Fuerza vertical por unidad de desplazamiento del punto de referencia de contacto con el suelo del neumático con respecto al chasis, se determina mediante las ecuaciones 2.19 y 2.20 (Milliken. W, 1995, p.589)

a) FRONTAL

$$k_{rf} = \frac{2 \cdot k_{\phi f}}{t_f^2}$$

Ecuación 2.19

$$k_{rf} = \frac{2 \cdot 28884.29 \frac{Nm}{rad}}{(1.24m)^2}$$

$$k_{rf} = 37570.61 \frac{N}{m}$$

b) POSTERIOR

$$k_{rr} = \frac{2 \cdot k_{\phi r}}{t_r^2} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

$$k_{rr} = \frac{2 \cdot 26662.43 \frac{Nm}{rad}}{(1.22m)^2}$$

$$k_{rr} = 35826.96 \frac{N}{m}$$

2.5.4. RÍGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Fuerza vertical por unidad de desplazamiento en la ubicación a lo largo de la línea central del neumático, medido con respecto al chasis, se determina mediante las ecuaciones 2.23 y 2.24 (Milliken. W, 1995, p.591)

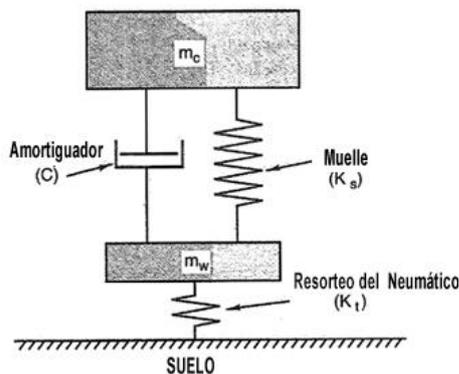


Figura 2.30. Configuración de la rigidez del sistema de suspensión

Fuente: Milliken. W. Milliken. Race Car Dynamics, United States of America, 1995, SAE, pp, 239

2.5.4.1. RÍGIDEZ DEL NEUMÁTICO

Fuerza vertical por unidad de desplazamiento del neumático, en la cubierta del neumático en su carga de funcionamiento, esta es parte del total de rigidez de la suspensión del vehículo, este valor es estipulado por el fabricante, representado en la figura 2.30 (Milliken. W, 1995, p.581)

TAMAÑO DEL NEUMÁTICO: 20 X 7.5 - 13 COMPUUESTO = R25B ANCHO DEL ARO = 8" PRECARGA = 0		
PRESION DE AIRE	CARGA ACTUAL (N)	TASA DE RESORTEO (N/m)
AIRE = 18 PSI	890	180456
	1334	215035
	1779	223017
 "TIRES DESIGNED FOR CHAMPIONS"		

Figura 2.31 Rígidez del neumático Hoosier 20X7.5-13

Fuente: <http://www.hoosiertire.com/spring.htm#TIRE SIZE: 20.0 x 7.5 - 13>**a) FRONTAL**

$$K_{Tf} = K_{To} + \frac{K_{T1} - K_{To}}{w_1 - w_o} (w_f - w_o) \quad \text{Ecuación 2.21}$$

$$K_{Tf} = 215035 + \frac{223017 - 215035}{1779 - 1334} (1412.64 - 1334)$$

$$K_{Tf} = 216445.57 \frac{N}{m}$$

b) POSTERIOR

$$K_{Tr} = K_{To} + \frac{K_{T1} - K_{To}}{w_1 - w_o} (w_r - w_o) \quad \text{Ecuación 2.22}$$

$$K_{Tr} = 215035 + \frac{223017 - 215035}{1779 - 1334} (1530.36 - 1334)$$

$$K_{Tr} = 218557.12 \frac{N}{m}$$

2.5.4.2. RÍGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN FRONTAL

$$K_{wf} = \frac{K_{Tf} \cdot K_{rf}}{K_{Tf} - K_{rf}} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$K_{wf} = \frac{216445.57 \frac{N}{m} \cdot 37570.61 \frac{N}{m}}{216445.57 \frac{N}{m} - 37570.61 \frac{N}{m}}$$

$$K_{wf} = 45461.88 \frac{N}{m}$$

2.5.4.3. RÍGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR

$$K_{wr} = \frac{K_{Tr} \cdot K_{rr}}{K_{Tr} - K_{rr}} \quad \text{Ecuación 2.24}$$

$$K_{wr} = \frac{218557.12 \frac{N}{m} \cdot 35826.96 \frac{N}{m}}{218557.12 \frac{N}{m} - 35826.96 \frac{N}{m}}$$

$$K_{wr} = 42851.36 \frac{N}{m}$$

2.5.5. RÍGIDEZ DEL MUELLE

La fuerza máxima sobre la rueda delantera produce un desplazamiento del muelle al transmitir la fuerza a través del mecanismo de suspensión, representado en la figura 2.31 y 2.32

a) FRONTAL

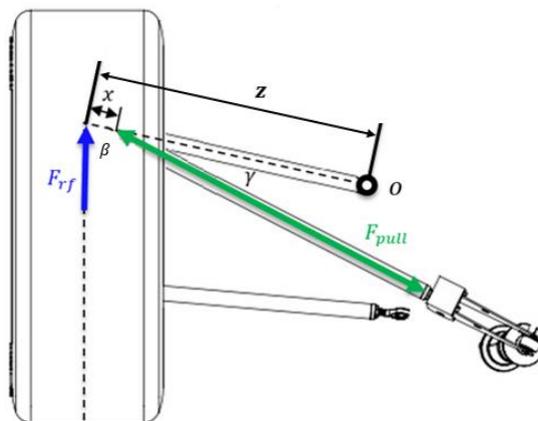


Figura 2.32. Diagrama de cuerpo libre para el sistema de suspensión delantero

$$\sum M_0 = 0$$

$$F_{rf} \cdot \sin \beta \cdot z - F_{pull} \cdot \sin \beta \cdot (z - x) = 0 \quad \text{Ecuación 2.25}$$

$$F_{pull} = \frac{F_{rf} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \gamma \cdot (z - x)}$$

$$F_{pull} = \frac{1195.83N \cdot \sin 77.42^\circ \cdot 305.38mm}{\sin 14.62^\circ \cdot (305.38mm - 67.23mm)}$$

$$F_{pull} = 5929.31 N$$

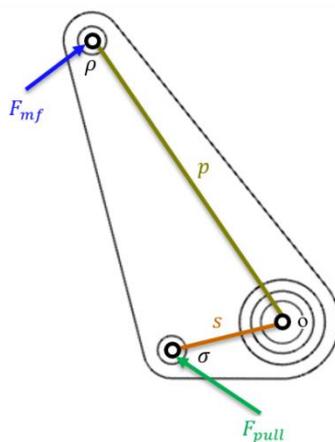


Figura 2.33. Diagrama de cuerpo libre para la bieleta delantera

$$\sum M_0 = 0$$

$$F_{mf} \cdot \sin(180^\circ - \rho) \cdot p - F_{pull} \cdot \sin \sigma \cdot s = 0 \quad \text{Ecuación 2.26}$$

$$F_{mf} = \frac{F_{pull} \cdot \sin \sigma \cdot s}{\sin(180^\circ - \rho) \cdot p}$$

$$F_{mf} = \frac{5929.31 \text{ N} \cdot \sin 77.26^\circ \cdot 40}{\sin(180^\circ - 91.32^\circ) \cdot 119.97}$$

$$F_{mf} = 1928.77 \text{ N}$$

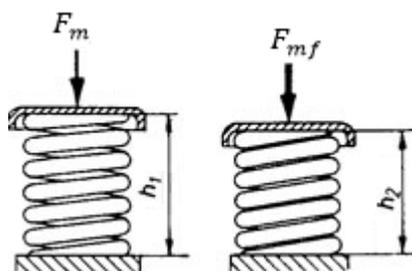


Figura 2.34. Compresión y descompresión de los muelles

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension2.htm>

La fuerza por unidad de desplazamiento que determina la rigidez del muelle se muestra en la ecuación 2.27 y 2.30, a través de estos valores de rigidez se selecciona los muelles de la lista comercial determinado en el anexo A. (Gieck. K, 2000, p. 44)

$$F_{mf} = K_{sf} \cdot d \quad \text{Ecuación 2.27}$$

$$F_{mf} = K_{sf} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$K_{sf} = \frac{F_{mf}}{h_1 - h_2}$$

$$K_{sf} = \frac{1928.77 \text{ N}}{0.070 \text{ m}}$$

$$K_{sf} = 27553.85 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

b) POSTERIOR

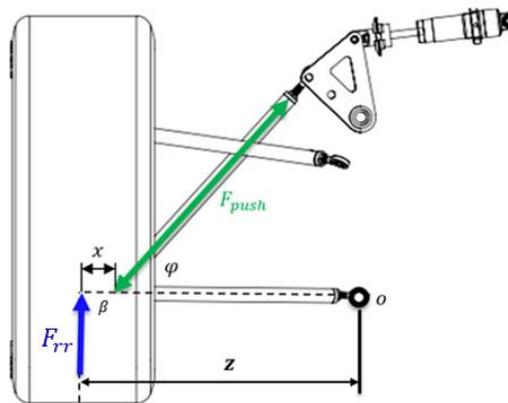


Figura 2.35. Diagrama de cuerpo libre para el sistema de suspensión posterior

$$\sum M_o = 0$$

$$F_{rr} \cdot \sin \beta \cdot z - F_{push} \cdot \sin \varphi \cdot (z - x) = 0 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

$$F_{push} = \frac{F_{rr} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \varphi \cdot (z - x)}$$

$$F_{push} = \frac{1258.62 \text{ N} \cdot \sin 89.10^\circ \cdot 359.58 \text{ mm}}{\sin 48.41^\circ \cdot (359.58 \text{ mm} - 32.02 \text{ mm})}$$

$$F_{push} = 1847.11 \text{ N}$$

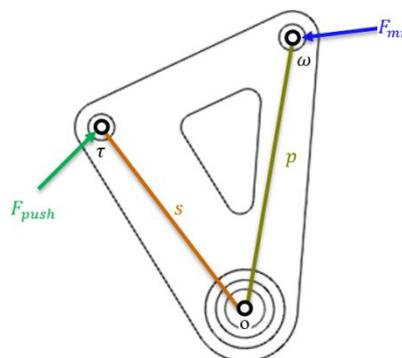


Figura 2.36. Diagrama de cuerpo libre de la bieleta posterior

$$\sum M_0 = 0$$

$$F_{push} \cdot \sin \tau \cdot s - F_{mr} \cdot \sin(180^\circ - \omega) \cdot p = 0 \quad \text{Ecuación 2.29}$$

$$F_{mr} = \frac{F_{push} \cdot \sin \tau \cdot s}{\sin(180^\circ - \omega) \cdot p}$$

$$F_{mr} = \frac{1847.11N \cdot \sin 88.76^\circ \cdot 88}{\sin(180^\circ - 101.43^\circ) \cdot 105}$$

$$F_{mr} = 1579 N$$

$$F_{mr} = K_{sr} \cdot d \quad \text{Ecuación 2.30}$$

$$F_{mf} = K_{sr} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$K_{sr} = \frac{F_{mr}}{h_1 - h_2}$$

$$K_{sr} = \frac{1579N}{0.050 m}$$

$$K_{sr} = 31580.14 \frac{N}{m}$$

2.5.5.2. RELACIÓN DE MOVIMIENTO NEUMÁTICO – MUELLE

La relación de cambio en la longitud del muelle, entre el desplazamiento vertical del centro del neumático, se determina mediante las ecuaciones 2.31 y 2.32 (Milliken. W, 1995, p.595)

Para un vehículo tipo Formula SAE el valor de relación de movimiento neumático-muelle debe ser cercano a 1 (Kasprzak. J, 2012, p.55)

a) **FRONTAL**

$$M_{rf} = \sqrt{\frac{K_{wff}}{K_{sff}}} \quad \text{Ecuación 2.31}$$

$$M_{rf} = \sqrt{\frac{45461.88 \frac{N}{m}}{27553.85 \frac{N}{m}}}$$

$$M_{rf} = 1.2$$

b) POSTERIOR

$$M_{rr} = \sqrt{\frac{K_{wr}}{K_{sr}}} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

$$M_{rr} = \sqrt{\frac{42851.36 \frac{N}{m}}{31580.14 \frac{N}{m}}}$$

$$M_{rr} = 1.16$$

2.5.6.FRECUENCIA DE LA MASA SUSPENDIDA

Para un vehículo tipo Formula SAE el valor de la frecuencia de la masa suspendida debe oscilar entre 2.5 - 3.5 Hz (Kasprzak. J, 2012, p.56)

a) FRONTAL

$$f_{msf} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wf} \cdot K_{Tf}/K_{wf} + K_{Tf}}{m_{sf}}} \quad \text{Ecuación 2.33}$$

$$f_{msf} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{45461.88 \frac{N}{m} \cdot 216445.57 \frac{N}{m} / 45461.88 \frac{N}{m} + 216445.57 \frac{N}{m}}{114 \text{ kg}}}$$

$$f_{msf} = 2.88 \text{ Hz}$$

b) POSTERIOR

$$f_{msr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wr} \cdot K_{Tr}/K_{wr} + K_{Tr}}{m_{sr}}} \quad \text{Ecuación 2.34}$$

$$f_{msr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{42851.36 \frac{N}{m} \cdot 218557.12 \frac{N}{m} / 42851.36 \frac{N}{m} + 218557.12 \frac{N}{m}}{126 \text{ kg}}}$$

$$f_{msr} = 2.68 \text{ Hz}$$

2.5.7.FRECUENCIA DE LA MASA NO SUSPENDIDA

Para un vehículo tipo Formula SAE el valor de la frecuencia de la masa no suspendida debe oscilar entre 15 - 19 Hz (Kasprzak. J, 2012, p.57)

a) FRONTAL

$$f_{musf} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wf} + K_{Tf}}{m_{usf}}} \quad \text{Ecuación 2.35}$$

$$f_{musf} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{45461.88 \frac{N}{m} + 216445.57 \frac{N}{m}}{30kg}}$$

$$f_{musf} = 14.47 \text{ Hz}$$

b) POSTERIOR

$$f_{musr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wr} + K_{Tr}}{m_{usr}}} \quad \text{Ecuación 2.36}$$

$$f_{musr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{42851.36 \frac{N}{m} + 218557.12 \frac{N}{m}}{30 \text{ kg}}}$$

$$f_{musr} = 14.85 \text{ Hz}$$

2.5.8.COEFICIENTE DE VARIACIÓN DE CAÍDA EN BOTE

El coeficiente determina la ganancia del ángulo de caída en relación a la longitud del brazo basculante, dimensión entre el centro instantáneo con el centro del neumático representado en la figura 2.36 y se determina mediante las ecuaciones 2.37 y 2.38 (Milliken. W, 1995, p.615)

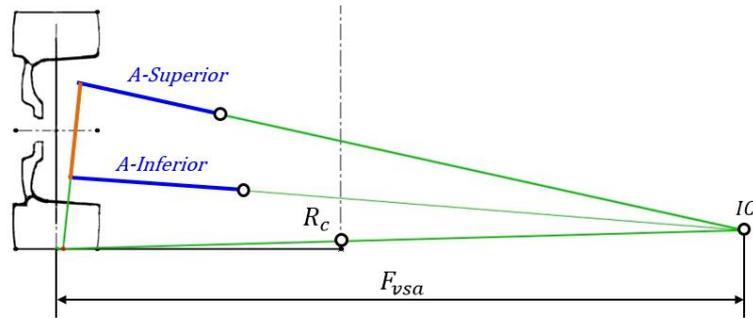


Figura 2.37. Proyección de brazos de suspensión al centro instantáneo

a) **FRONTAL**

$$Ccb_{vf} = \tan^{-1} \frac{1}{F_{vsaf}}$$

Ecuación 2.37

$$Ccb_{vf} = \tan^{-1} \frac{1}{1500mm}$$

$$Ccb_{vf} = 0.038$$

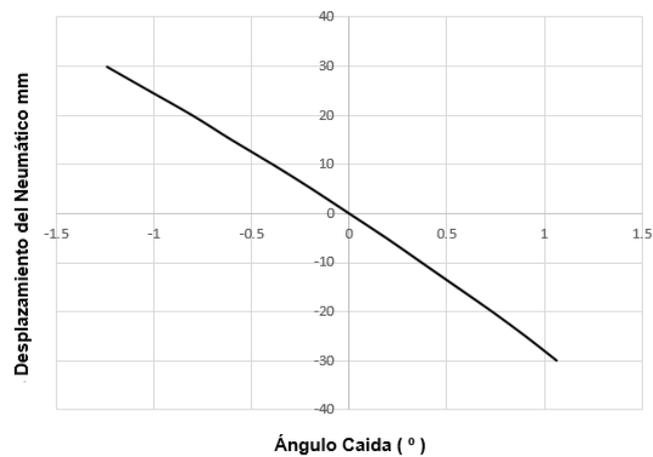


Figura 2.38. Relación desplazamiento del neumático y caída frontal

b) **POSTERIOR**

$$Ccb_{vr} = \tan^{-1} \frac{1}{F_{vsar}}$$

Ecuación 2.38

$$Ccb_{vr} = \tan^{-1} \frac{1}{1700mm}$$

$$Ccb_{vr} = 0.033$$

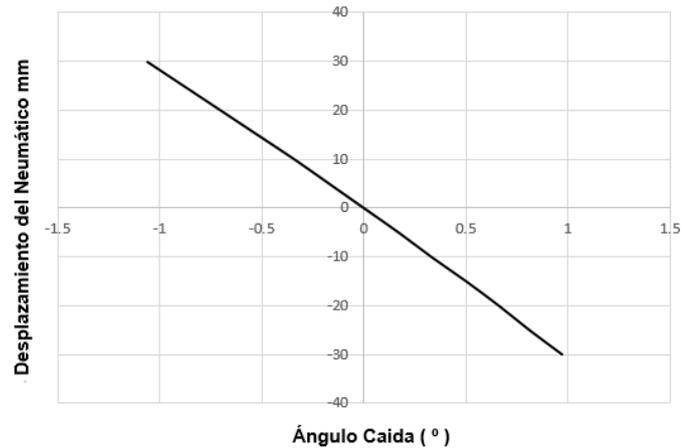


Figura 2.39. Relación desplazamiento del neumático y caída posterior

2.5.9. VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE CAÍDA VS. EL MOMENTO DE BALANCEO

Una desventaja de la suspensión independiente es que las ruedas se inclinan con el chasis al tomar una curva, el neumático ubicado al exterior de la curva adquiere un ángulo de caída positivo con respecto al suelo mientras que con la rueda interna sucede lo contrario, esto se puede verificar mediante las figuras 2.39, 2.40 y 2.41 (Reimpell. J., 2001, pp178)

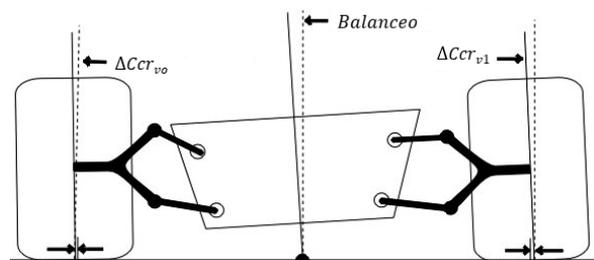


Figura 2.40. Balanceo del chasis

Fuente: http://www.autozine.org/technical_school/handling/tech_handling_2.htm

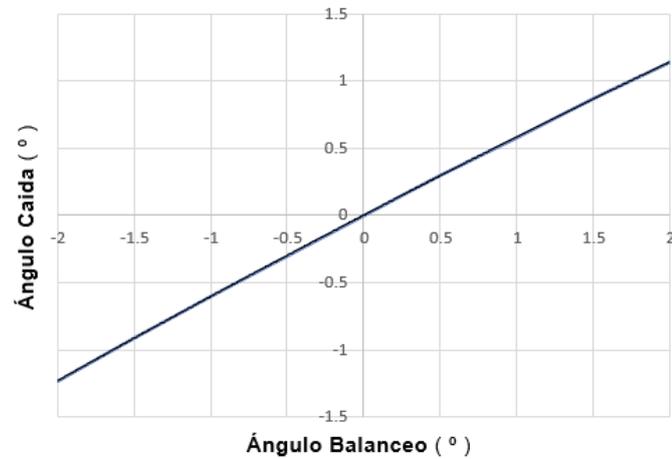
a) **FRONTAL**

Figura 2.41. Relación entre el ángulo de balanceo y caída frontal

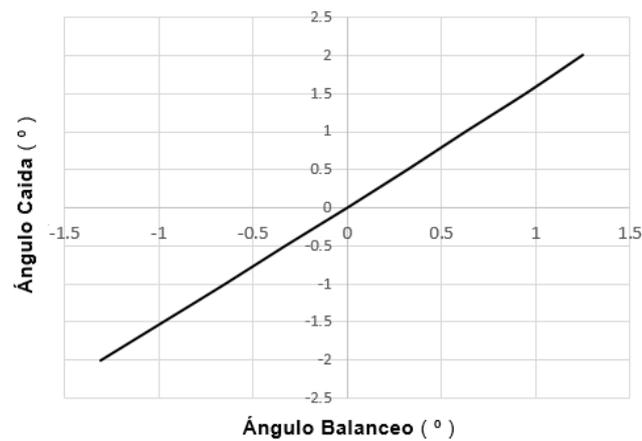
b) **POSTERIOR**

Figura 2.42. Relación entre el ángulo de balanceo y caída posterior

2.5.10. MOMENTO Y RÍGIDEZ DE LA BARRA ESTABILIZADORA

El momento que la barra debe recibir es el resultado de la diferencia entre el momento de balanceo real y el deseado representado en las ecuaciones 2.43 y 2.44

$$M_{bar} = M_{\phi o} - M_{\phi} \quad \text{Ecuación 2.39}$$

$$M_{bar} = 1487.13 \text{ Nm} - 1454.21 \text{ Nm}$$

$$M_{bar} = 32.92 \text{ Nm}$$

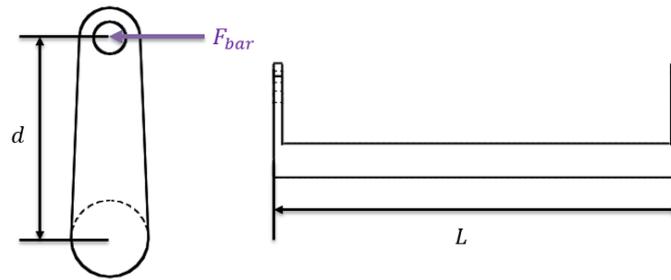


Figura 2.43. Diagrama de fuerzas sobre la barra estabilizadora

a) FRONTAL

$$F_{barf} = \frac{M_{barf}}{d_f} \quad \text{Ecuación 2.40}$$

$$F_{barf} = \frac{32.92 \text{ Nm} \cdot 0.52}{0.05 \text{ m}}$$

$$F_{barf} = 342.36 \text{ N}$$

b) POSTERIOR

$$F_{barr} = \frac{M_{barr}}{d_r} \quad \text{Ecuación 2.41}$$

$$F_{barr} = \frac{32.92 \text{ Nm} \cdot 0.48}{0.05 \text{ m}}$$

$$F_{barr} = 316.032 \text{ N}$$

2.6. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

2.6.1. ÁNGULO ACKERMANN

Para una adecuada geometría de dirección en las curvas se determinan mediante las ecuaciones 2.39 y 2.40 (Gillespie.T. 1992, p.2196)

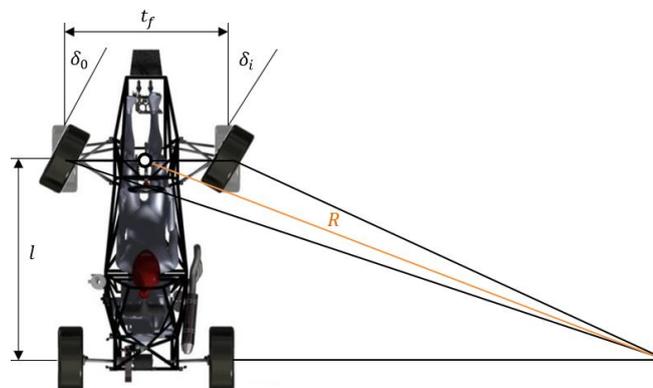


Figura 2.44. Geometría ackermann

$$\delta_0 = \frac{l}{R + \frac{t_f}{2}} \quad \text{Ecuación 2.42}$$

$$\delta_0 = \frac{1.6 \text{ m}}{3.4 \text{ m} + \frac{1.224 \text{ m}}{2}}$$

$$\delta_0 = 0.398 \cdot \frac{180^\circ}{\pi}$$

$$\delta_0 = 22.84^\circ$$

$$\delta_i = \frac{l}{R - \frac{t_f}{2}} \quad \text{Ecuación 2.43}$$

$$\delta_i = \frac{1.6 \text{ m}}{3.4 \text{ m} - \frac{1.224 \text{ m}}{2}}$$

$$\delta_i = 0.5738 \cdot \frac{180^\circ}{\pi}$$

$$\delta_i = 32.87^\circ$$

El ángulo ackermann mantiene una relación de la distancia entre ejes y el ángulo de giro del vehículo, mientras que el porcentaje igual a 100% determina que los neumáticos están girando en círculos concéntricos y 0% en círculos iguales, mediante este método se determina si el sistema posee una configuración de ackermann positivo, neutro o negativo. Este se determina mediante las ecuaciones 2.41 y 2.42 (Mitchell. C. 2006, pp 4)

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\frac{l}{\tan \delta_0} - t_f} \right) \quad \text{Ecuación 2.44}$$

$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{1600}{\frac{1600}{\tan 22.84^\circ} - 1224} \right)$$

$$A_{kc} = 31.84^\circ$$

$$\%A_{kc} = \frac{\delta_i}{A_{kc}} \cdot 100\% \quad \text{Ecuación 2.45}$$

$$\%A_{kc} = \frac{32.87^\circ}{31.84^\circ} \cdot 100\%$$

$$\%A_{kc} = 103.23 \%$$

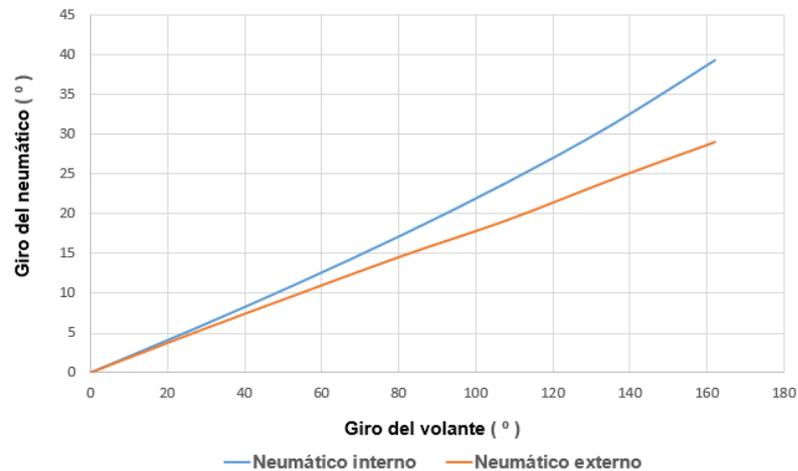


Figura 2.45. Relación entre el giro del volante y el giro de los neumáticos

2.7. DETERMINACIÓN DE CARGAS DEL SISTEMA DE FRENOS

2.7.1. DETERMINACIÓN DE LOS MOMENTOS PRODUCIDOS AL FRENAR

La transferencia de pesos longitudinal determina las cargas máximas para cada rueda y en el caso de la dinámica de frenado estos valores son los determinantes para la selección y dimensionamiento del sistema representado en la figura 2.45. La carga dinámica en los ejes delantero y posterior determinara el torque de frenado del neumático representado en la figura 2.45 y se determina mediante las ecuaciones 2.46 a la 2.51, (Dilenna, Hyers, Kearns, Kim, Rodríguez, Tam y Woods, 2006, p.12)

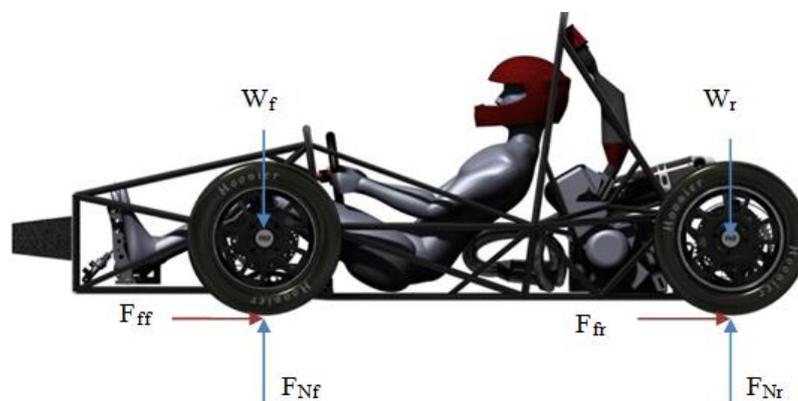


Figura 2.46. Diagrama de transferencia de pesos longitudinal

- W_f : Carga en el eje delantero

- W_r : Carga en el eje posterior
- F_{Nf} : Reacción del eje delantero
- F_{Nr} : Reacción del eje posterior
- F_{ff} : Fuerza de fricción en el neumático delantero
- F_{fr} : Fuerza de fricción en el neumático posterior

Tabla 2.13

Datos para determinar los momentos de frenado

Datos	Símbolo	Valor
Carga rueda delantera l	w_f	117 kg
Carga rueda posterior	w_r	33 kg
Coefficiente de fricción neumático - asfalto	μ_n	1.5
Diámetro del neumático	\varnothing_n	0.52 m
Gravedad	g	9.81 m/s ²

a) TORQUE DE FRENADO RUEDA DELANTERA

$$F_{Nf} = w_f \cdot g \quad \text{Ecuación 2.46}$$

$$F_{Nf} = 117 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{Nf} = 1147.77 \text{ N}$$

$$F_{ff} = F_{Nf} \cdot \mu_n \quad \text{Ecuación 2.47}$$

$$F_{ff} = 1147.77 \text{ N} \cdot 1.5$$

$$F_{ff} = 1721.655 \text{ N}$$

$$T_f = F_{ff} \cdot \frac{\varnothing_n}{2} \quad \text{Ecuación 2.48}$$

$$T_f = 1721.655 \text{ N} \cdot \frac{0.52 \text{ m}}{2}$$

$$T_f = 447.63 \text{ Nm}$$

b) TORQUE DE FRENADO RUEDA POSTERIOR

$$F_{Nr} = w_r \cdot g \quad \text{Ecuación 2.49}$$

$$F_{Nr} = 33 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{Nr} = 323.73 \text{ N}$$

$$F_{fr} = F_{Nf} \cdot \mu_n \quad \text{Ecuación 2.50}$$

$$F_{fr} = 323.73 \text{ N} \cdot 1.5$$

$$F_{fr} = 485.595 \text{ N}$$

$$T_r = F_{fr} \cdot \frac{\phi_n}{2} \quad \text{Ecuación 2.51}$$

$$T_r = 485.595 \text{ N} \cdot \frac{0.52 \text{ m}}{2}$$

$$T_r = 126.255 \text{ Nm}$$

Los discos de freno están acoplados al cubo de rueda, el cual también es conectado al aro y neumático, finalmente está rígidamente conectada a la rueda, resultando un ensamble sólido. Para el análisis se determina con la ecuación 2.52 (Dilenna et al. 2006, p.11)

$$T_{disco} = T_{rueda} = T_{f,r} \quad \text{Ecuación 2.52}$$

2.7.1.1. DIMENSIONAMIENTO DE COMPONENTES

a) MORDAZAS DE FRENO

La selección de la mordaza es el resultado del área de los pistones los cuales hacen referencia a diseños similares del vehículo y factores geométricos como la forma del aro, neumático, peso total del vehículo y recomendaciones previas al diseño. Las mordazas de freno para competencias SAE que se muestran en la tabla 2.14., que describen las especificaciones requeridas para su seleccionamiento.

Tabla 2.14
Especificaciones de las mordazas de freno

Mordazas delanteras		
Fabricante	Wilwood	
Modelo	GP 320	
Numero de pistones	4	
	Símbolo	Valor
Diámetro pistón	D_{pf}	1.25 in
Área del pistón	A_{pf}	1.23 in ² (0.000793547 m ²)
Mordazas posteriores		
Fabricante	Wilwood	
Modelo	GP 200	
Numero de pistones	2	
	Símbolo	Valor
Diámetro pistón	D_{pr}	1.25 in
Área del pistón	A_{pr}	1.23 in ² (0.000793547 m ²)

b) DISCOS DE FRENO

La selección de las mordazas define el diámetro de los discos para lo cual el modelo GP 320 tiene un rango de diámetros entre 220 mm y 290 mm, para el modelo GP 200 tiene un rango de 202 mm y 278mm. Los discos de producción en serie seleccionados para el diseño son de un diámetro de 220 mm disponibles para el modelo Honda GROM 125. Para determinar el radio efectivo se representa en la ecuación 2.53

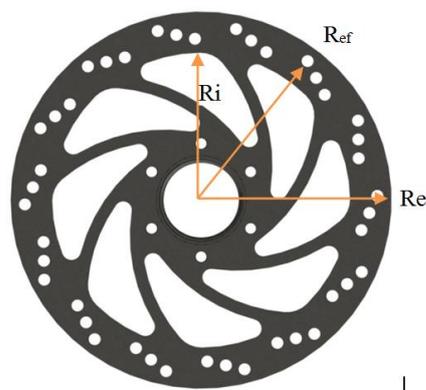


Figura 2.47. Localización del radio efectivo en un disco de freno

$$R_e = 110 \text{ mm}$$

$$R_i = 75 \text{ mm}$$

- Radio efectivo de los discos (R_{ef}).

$$R_{ef} = \frac{2 R_e^3 - R_i^3}{3 R_e^2 - R_i^2} \quad \text{Ecuación 2.53}$$

$$R_{ef} = \frac{2 \cdot 110^3 - 75^3}{3 \cdot 110^2 - 75^2}$$

$$R_{ef} = 93.601 \text{ mm}$$

$$R_{ef} = 0.093601 \text{ m}$$

c) CILINDROS MAESTROS

Los momentos máximos generados por la dinámica del vehículo son utilizados para dimensionar los diámetros necesarios para el sistema hidráulico de tal manera que puedan generar la fuerza necesaria para detener el vehículo en condiciones extremas de aceleración, entonces la presión de cada circuito hidráulico se define por las ecuaciones 2.61 y 2.65 (Dilenna et al., 2006, p.10)

Tabla 2.15

Ecuaciones de análisis y determinación de cilindros

Torque del disco de freno	$T_d = F_t \cdot R_{ef}$	Ecuación 2.54
Fuerza tangencial del sistema	$F_t = \mu_p \cdot F_c$	Ecuación 2.55
Fuerza de sujeción del disco	$F_c = 2F_{clp}$	Ecuación 2.56
Fuerza hidráulica de la mordaza	$F_{clp} = P_{mc} \cdot A_p$	Ecuación 2.57

El coeficiente de las pastillas de freno se determina mediante la figura 2.47, en relación del compuesto y la temperatura a la que se encuentra el sistema.

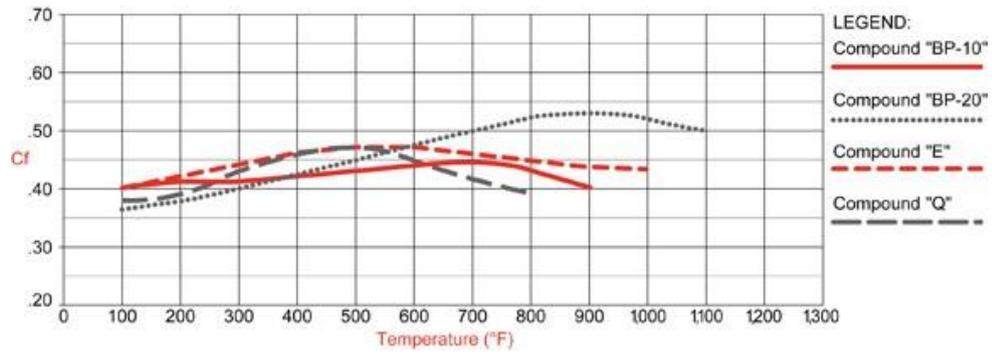


Figura 2.48. Compuesto BP-10

Fuente: http://www.wilwood.com/Images/BrakePads/compound_chart-2.jpg

d) PRESIÓN NECESARIA EN EL CIRCUITO DELANTERO

$$F_{tf} = \frac{T_d}{R_{ef}} = \frac{T_f}{R_{ef}} \quad \text{Ecuación 2.58}$$

$$F_{tf} = \frac{447.63 \text{ Nm}}{0.093601 \text{ m}}$$

$$F_{tf} = 4782.321 \text{ N}$$

$$F_{cf} = \frac{F_{tf}}{\mu_p} \quad \text{Ecuación 2.59}$$

$$F_{cf} = \frac{4782.321 \text{ N}}{0.42}$$

$$F_{cf} = 11386.478 \text{ N}$$

$$F_{clpf} = \frac{F_{cf}}{2} \quad \text{Ecuación 2.60}$$

$$F_{clpf} = \frac{11386.478 \text{ N}}{2}$$

$$F_{clpf} = 5693.239 \text{ N}$$

$$P_{mcf} = \frac{F_{clpf}}{A_{pf}} \quad \text{Ecuación 2.61}$$

$$P_{mcf} = \frac{5693.239 \text{ N}}{2 \cdot 0.000793547 \text{ m}^2}$$

$$P_{mcf} = 3587.21 \text{ KPa}$$

e) PRESIÓN NECESARIA EN EL CIRCUITO POSTERIOR

$$F_{tr} = \frac{T_d}{R_{ef}} = \frac{T_r}{R_{ef}} \quad \text{Ecuación 2.62}$$

$$F_{tr} = \frac{126.255 \text{ Nm}}{0.093601 \text{ m}}$$

$$F_{tr} = 1348.864 \text{ N}$$

$$F_{cr} = \frac{F_{tr}}{\mu_p} \quad \text{Ecuación 2.63}$$

$$F_{cr} = \frac{1348.864 \text{ N}}{0.42}$$

$$F_{cr} = 3211.58 \text{ N}$$

$$F_{clpr} = \frac{F_{cr}}{2} \quad \text{Ecuación 2.64}$$

$$F_{clpr} = \frac{3211.58 \text{ N}}{2}$$

$$F_{clpr} = 1605.79 \text{ N}$$

$$P_{mcr} = \frac{F_{clpr}}{A_{pr}} \quad \text{Ecuación 2.65}$$

$$P_{mcr} = \frac{1605.79 \text{ N}}{0.000793547 \text{ m}^2}$$

$$P_{mcr} = 2023.56 \text{ KPa}$$

f) FUERZA DE INGRESO EN CADA MORDAZA

La determinación de las fuerzas inicia en el momento de accionar el pedal de freno que a través de la barra de equilibrio esquematizado en la figura 2.48 es dividida. Estas fuerzas se calculan mediante las ecuaciones 2.67 y 2.68.

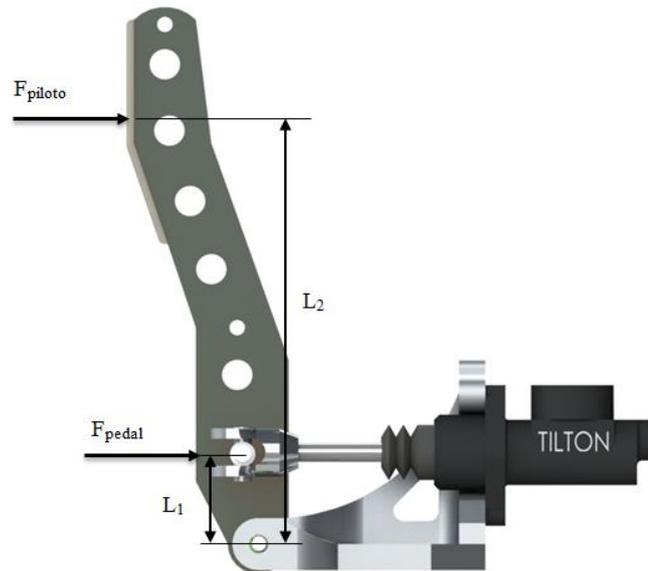


Figura 2.49. Diagrama de fuerzas presentes en el pedal

Esfuerzo máximo del piloto (F_{piloto}), en el pedal de freno normalmente se encuentra entre 75 lbf o 333.617 N (Puhn F, 1985, p.91)

$$F_{pedal} = F_{piloto} \cdot \frac{L_2}{L_1} \quad \text{Ecuación 2.66}$$

$$F_{pedal} = 333.617 \text{ N} \cdot 5$$

$$F_{pedal} = 1668.083 \text{ N}$$

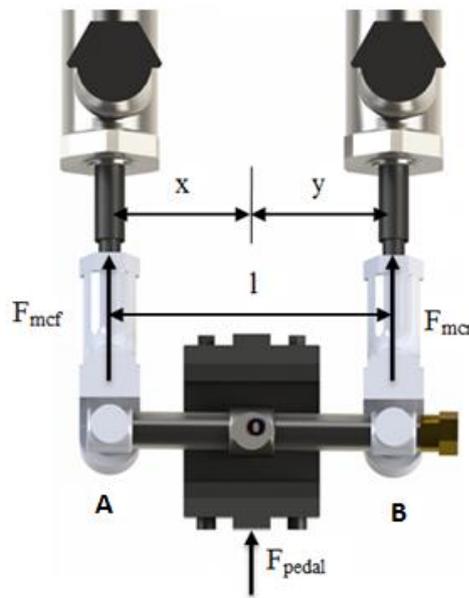


Figura 2.50. Diagrama de fuerzas en la barra de equilibrio

$$\begin{aligned}\sum M_B &= F_{mcf} \cdot l + F_{pedal} \cdot y \\ \sum M_A &= F_{mcr} \cdot l + F_{pedal} \cdot x\end{aligned}$$

$$F_{mcf} = F_{pedal} \cdot \frac{y}{l} \quad \text{Ecuación 2.67}$$

$$\begin{aligned}F_{mcf} &= 1668.083 \text{ N} \cdot 0.6 \\ F_{mcf} &= 1000.85 \text{ N}\end{aligned}$$

$$F_{mcr} = F_{pedal} \cdot \frac{x}{l} \quad \text{Ecuación 2.68}$$

$$\begin{aligned}F_{mcr} &= 1668.083 \text{ N} \cdot 0.4 \\ F_{mcr} &= 667.233 \text{ N}\end{aligned}$$

g) DIÁMETROS NECESARIOS PAR EL CILINDRO MAESTRO DELANTERO

La presión en el circuito delantero y la fuerza de ingreso al cilindro maestro correspondiente determinan un diámetro mínimo para el dimensionamiento del sistema lo que se refleja en la ecuación 2.73.

$$P_{mc} = \frac{F_{mc}}{A_{mc}} \quad \text{Ecuación 2.69}$$

$$D_{mcf} = \sqrt{\frac{F_{mcf} \cdot 4}{\pi \cdot P_{mcf}}} \quad \text{Ecuación 2.70}$$

$$D_{mcf} = \sqrt{\frac{1000.85 \text{ N} \cdot 4}{\pi \cdot 3587.21 \text{ KPa}}}$$

$$D_{mcf} = 18.848 \text{ mm}$$

h) DIÁMETROS NECESARIO PAR EL CILINDRO MAESTRO POSTERIOR

La presión en el circuito posterior y la fuerza de ingreso al cilindro maestro correspondiente determinan un diámetro mínimo para el dimensionamiento del sistema lo que se refleja en la ecuación 2.71.

$$D_{mcr} = \sqrt{\frac{F_{mcr} \cdot 4}{\pi \cdot P_{mcr}}} \quad \text{Ecuación 2.71}$$

$$D_{mcf} = \sqrt{\frac{667.233 \text{ N} \cdot 4}{\pi \cdot 2023.56 \text{ KPa}}}$$

$$D_{mcf} = 20.49 \text{ mm}$$

2.8. CONSIDERACIONES PREVIAS ANÁLISIS POR EL MEF

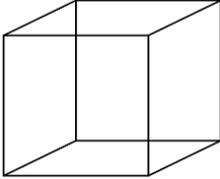
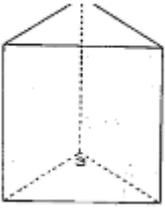
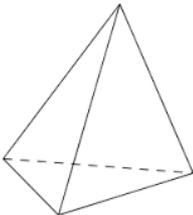
Los componentes mecánicos como vigas y barras simples se pueden analizar mediante métodos básicos de la mecánica que proporcionan soluciones aproximadas. Sin embargo rara vez los componentes reales son tan sencillos así que el diseñador se ve forzado a realizar aproximaciones eficaces mediante el uso de la ingeniería asistida por computadora y el método del elemento finito, el cual se basa en la aproximación de resultados mediante el uso de un algoritmos matemáticos que disminuyen al máximo los errores de cálculo, de esta forma se optimizan los resultados.

2.8.1. GEOMETRÍAS DE LOS ELEMENTOS

La geometría básicamente define la forma en la que está constituido cada elemento de una malla y podemos encontrar diversas configuraciones designadas para cada análisis por medio del método de elementos finitos.

Tabla 2.16

Detalle de los elementos para análisis MEF

ELEMENTO	NOMBRE	FORMA	NODOS	APLICACIÓN
Sólidos	Hexagonal de 8 nodos paralelepípedo o ladrillo		8	Sólido placa gruesa
	Pentagonal de 6 nodos o cuña		6	Sólido, placa gruesa, usado para transiciones
	Tetraedro de 4 nodos		4	Sólido, placa gruesa, usado para transiciones

2.8.2. GENERACIÓN DE MALLAS

Después de la creación del modelo geométrico, se utiliza diversos procedimientos para definir y dividir el modelo en pequeñas secciones o elementos, mediante la unión de estos a través de sus nodos se forma malla. Los nodos representan puntos sobre los cuales se proceden a realizar los cálculos. Los paquetes de análisis MEF enumeran los nodos como una herramienta de identificación. Los elementos están determinados por conjuntos de nodos, y definen propiedades localizadas de superficies y rigidez.

La gran ventaja de un análisis MEF es la generación semiautomática o automatizada de las mallas lo que permite mallar las regiones de un modelo además refinarlas mediante la dimensión y forma de los elementos con lo que se establece un mallado correcto para mejorar la calidad de los resultados del análisis MEF.

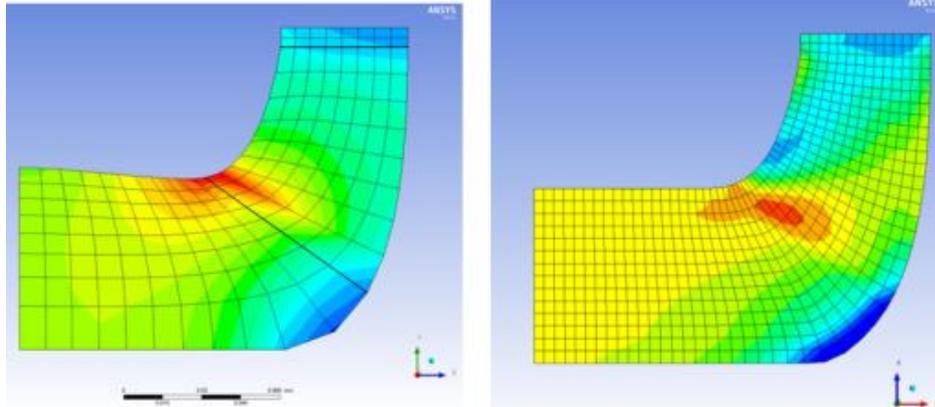


Figura 2.51. Refinamiento de la malla

Fuente: http://www.edr.no/blogg/ansys_bloggen/vista_tf_tutorial_v14_5

2.8.3. MÉTRICA DE LA MALLA

Los controles del mallado se guían en un proceso con parámetros de malla de entrada como el tamaño de elemento, la altura de la capa inicial de inflación y tasa de crecimiento, así como los parámetros de salida de malla número de elementos, el número de nodos y valores métricos que permite ver información de la malla y con ello evaluar la calidad de la misma, de esta manera se obtendrá un análisis satisfactorio.

Una vez que haya generado una malla, se puede optar por verificar la información detallada sobre el mínimo, máximo, media y desviación estándar de cualquiera de las mediciones de malla como son:

- Calidad de elementos.
- Relación de aspecto de triángulos o cuadriláteros.
- Relación Jacobiano.
- Factor Deformación.
- Desviación paralela.
- Máximo ángulo de la esquina.
- Asimetría.
- Ortogonal de calidad.

La gráfica está etiquetada con barras con código de color para cada elemento representado en forma de malla del modelo, y puede ser manipulado para ver las estadísticas de malla específicos de interés.

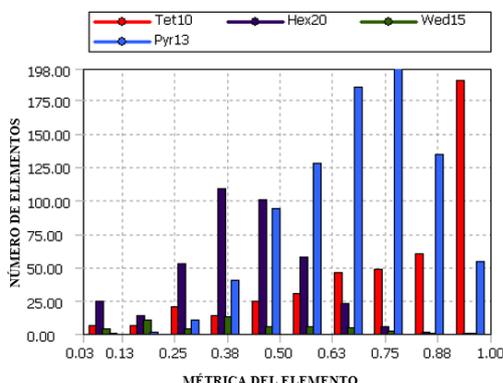


Figura 2.52. Representación de las métricas del mallado

Fuente: help/wb_msh/msh_warping.html

Una malla es geoméricamente válida para ser utilizada en un análisis por elementos finitos, si no existe superposición de elementos, es decir, la intersección entre dos o más elementos cualesquiera de la malla en una cara, arista o vértice y además de esto que la malla no presente elementos nulos, como se representa en la tabla 2.17 con los valores referenciales para las métricas más utilizadas.

Tabla 2.17

Métricas más relevantes para establecer la malla

MÉTRICA	REFERENCIA	DETALLES
Calidad de elementos	<p>The diagram shows two geometric shapes. The top one is a standard equilateral triangle with the number '1' centered below it. The bottom one is a very flattened triangle, almost a horizontal line, with the number '20' centered below it.</p>	<p>Relaciona el volumen, mediante las longitudes de las aristas un valor de 1 indica un cubo perfecto o cuadrado, mientras que un valor de 0 indica que el elemento tiene un volumen cero o negativo</p>

Relación de aspecto



La mejor relación de aspecto se logra mejor mediante una malla con elementos perfectos y uniformes cuyas aristas sean de igual longitud. La relación de aspecto de un elemento perfecto es 1,0.

2.8.4. CONVERGENCIA

El criterio de la convergencia en un análisis MEF nos ayuda a definir la malla correcta para realizar el análisis y definir la tendencia hacia una mejor solución mediante la relación entre el número de elementos y la deformación o el esfuerzo máximo, representado en la figura 2.53, la solución tiende a ser mucho más precisa con un mayor número de elementos debido a que esto reducen el error por una mayor cobertura de análisis.

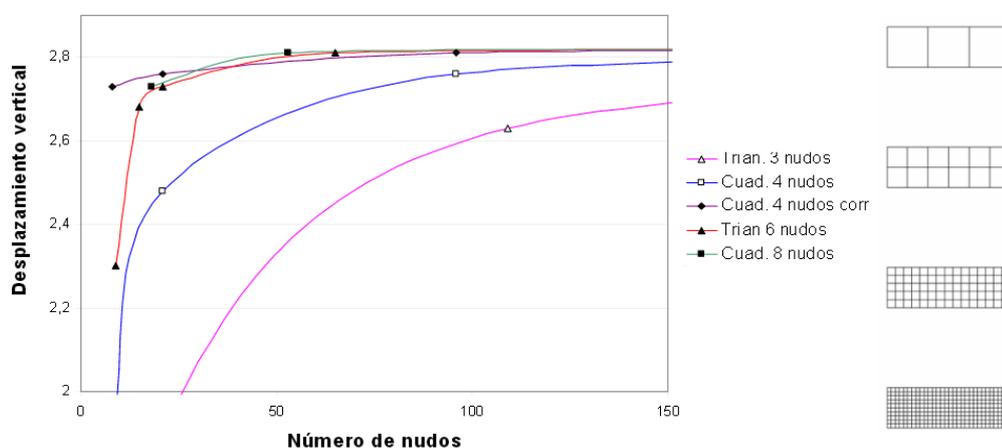


Figura 2.53. Criterio de convergencia de la malla.

Fuente: <http://www1.ceit.es/asignaturas/estructuras2/criterios%20convergencia.pdf>

2.8.5. ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Los diferentes componentes del chasis están expuestos a cargas críticas debido al comportamiento dinámico del vehículo, por lo que se determinó los esfuerzos

máximos, la deformación total y el factor de seguridad, proceso desarrollado mediante la ayuda de un software CAE¹².

2.8.5.1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA MANGUETA

La mangueta está sujeta a la fuerza ejercida sobre el neumático la cual se distribuye hacia el sistema de suspensión, como producto del análisis dinámico se estableció que el par de balanceo actúa directamente sobre la mangueta, además sobre este elemento se ensambla el sistema de frenos el cual genera una par de torsión por transferencia de cargas por efectos de frenado.

Las manguetas representadas en la figura 2.54, fueron constituidas por un ensamble de chapa metálica con un espesor de 2 mm en acero ASTM A 588 Gr. A material que posee una resistencia a la fluencia de 345MPa. (IPAC, 2013, pp 19)

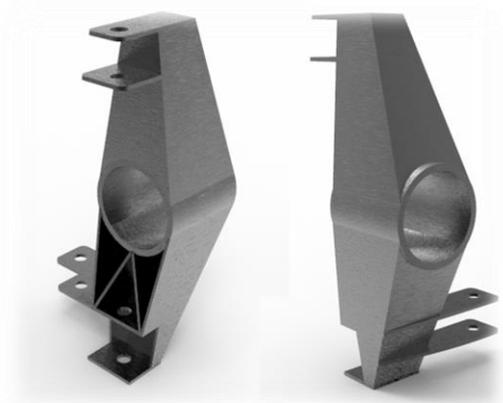


Figura 2.54. Mangueta delantera; Mangueta posterior

Los valores de las cargas que actúan sobre la mangueta fueron determinados en la sección 2.5.1 y 2.7.1, representados en la tabla 2.18.

Tabla 2.18

Parámetros de simulación para la mangueta

Efecto	Par	Fuerza
Frenado	447.63 Nm	1721.65 N
Balanceo	756.18 Nm.	2580.84 N

¹² CAE: Ingeniería Asistida Por Computador - (Computational Asistement Engineering)

En la figura 2.55 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la mangueta.

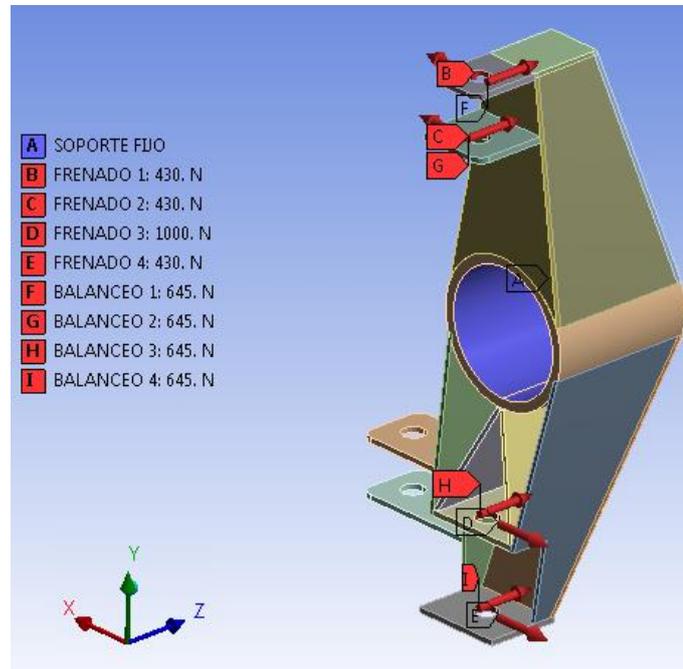


Figura 2.55. Asignación de cargas y sujeciones

a) MALLADO DE LA MANGUETA

La malla establecida para la mangueta consta de 2249379 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0.823, parámetros que establecen que el análisis tenga una aproximación lo más cercana a la realidad reduciendo los errores en las simulaciones, representado en la figura 2.56.

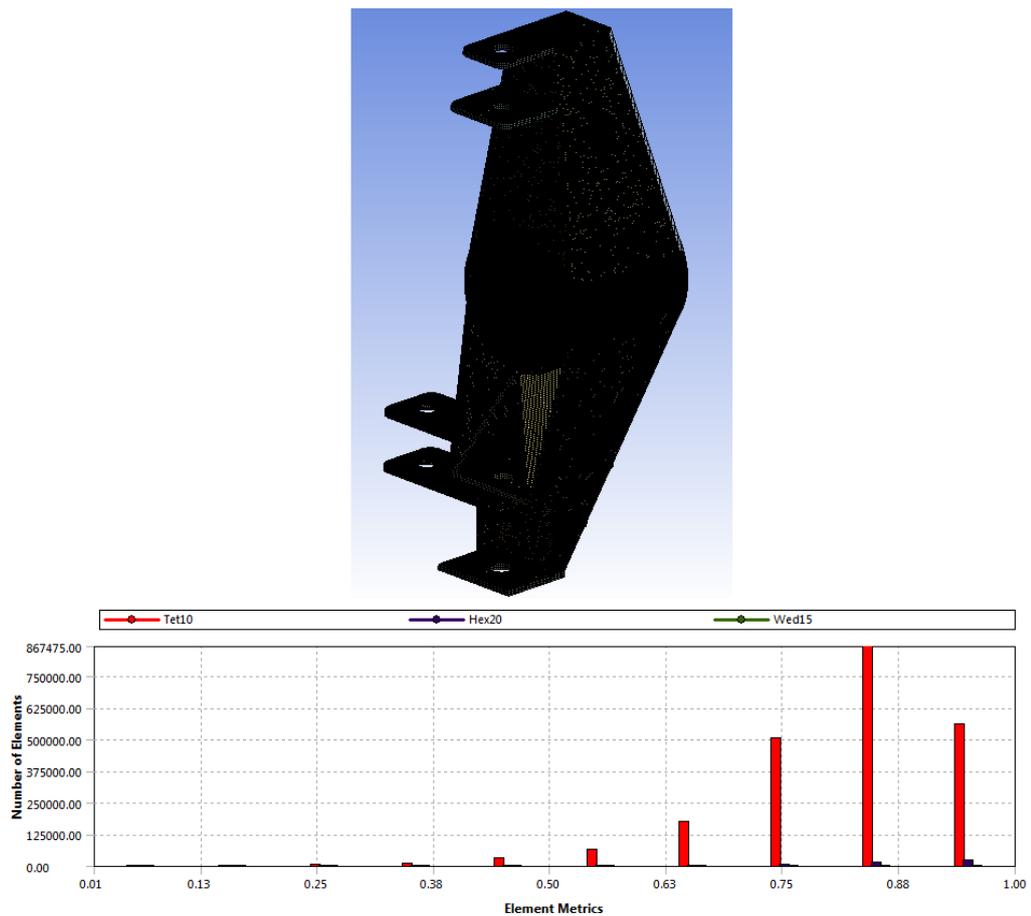


Figura 2.56. Calidad del elemento de la malla en la mangueta

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

b) RESULTADOS DE SIMULACIÓN DE LA MANGUETA

A través de la figura 2.57 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la mangueta del vehículo.

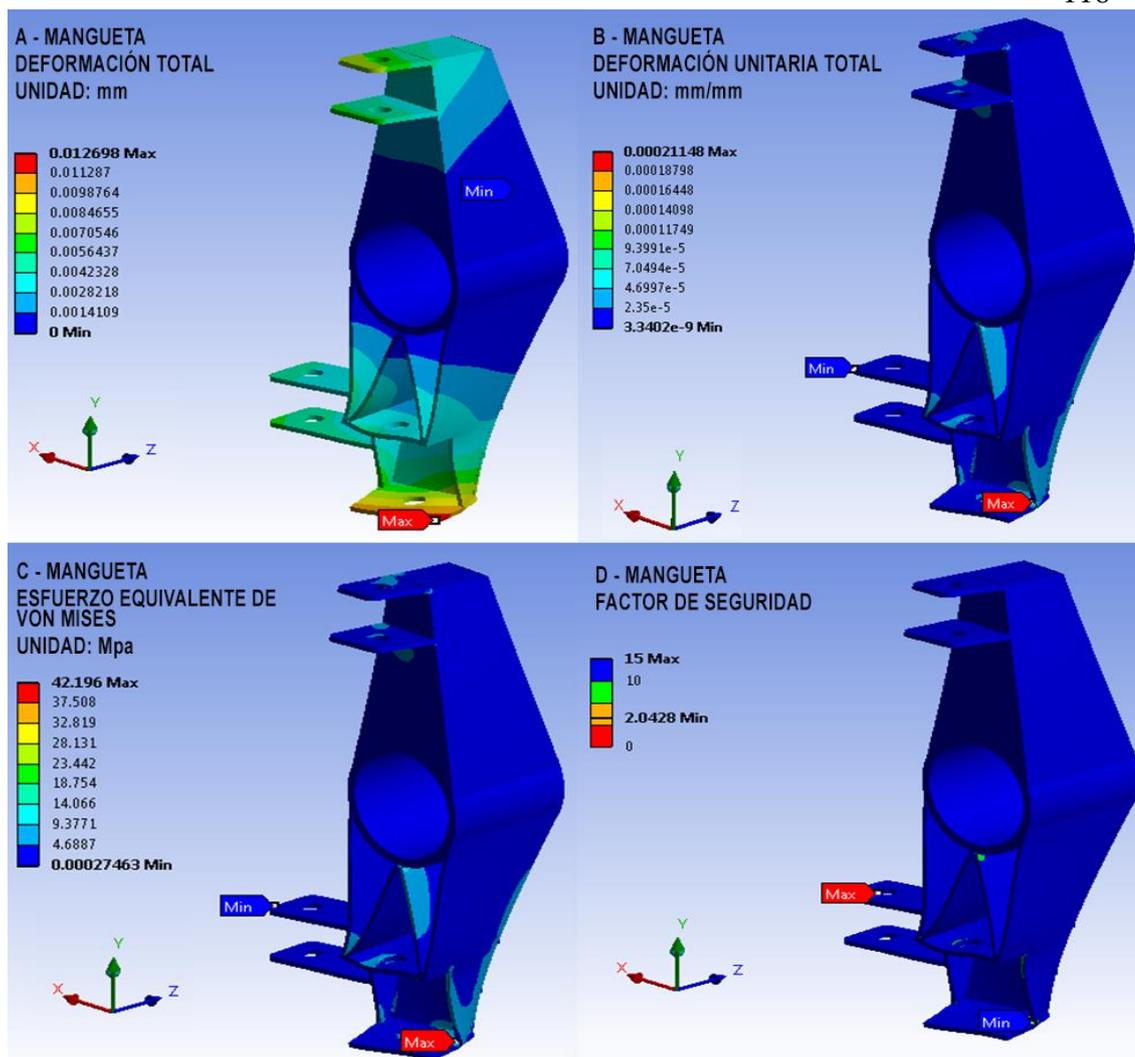


Figura 2.57. Resultados de simulación para la mangueta

En el literal A se representa la deformación total de la mangueta con un valor máximo de 0.0126 mm, localizada en el apoyo de la mesa de suspensión inferior. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.000211, indicativo que el comportamiento de la mangueta se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 42.19 Mpa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la mangueta con un valor de 2.04, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

2.8.5.2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA BARRA DE EMPUJE Y TIRO

A través de las barras se transmiten la fuerza desde la mangueta hacia la bieleta en el sistema de suspensión, esto produce esfuerzos de tensión y compresión sobre las barras. Cada barra está compuesta de tubería metálica con un diámetro $\frac{3}{4}$ de pulgada y 2 mm de espesor, en acero ASTM A 500 Gr. C material que posee una resistencia a la fluencia de 345MPa., cada barra es ilustrada en la figura 2.58, (NTE INEN 2415, 2014, pp 2)



Figura 2.58. Barras de empuje frontal y posterior

a) BARRA DE TIRO FRONTAL

La barra de tiro está sujeta a cargas de tensión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la barra de tiro frontal fue determinado en la sección 2.5.5, representados en la tabla 2.19.

Tabla 2.19

Parámetros de simulación para la barra de tiro

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	5929.31 N

En la figura 2.59 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la barra de tiro.

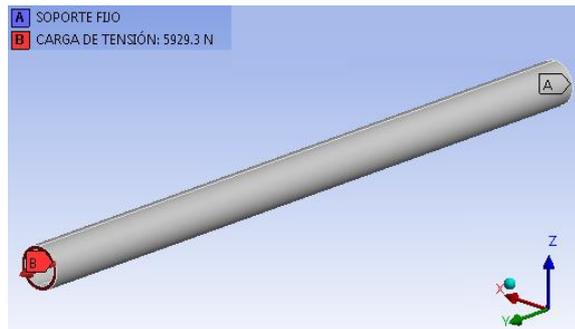


Figura 2.59. Asignación de cargas y sujeciones

b) MALLADO DE LA BARRA DE TIRO FRONTAL

La malla establecida para la barra de tiro frontal consta de 427119 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0.8525, representado en la figura 2.60.

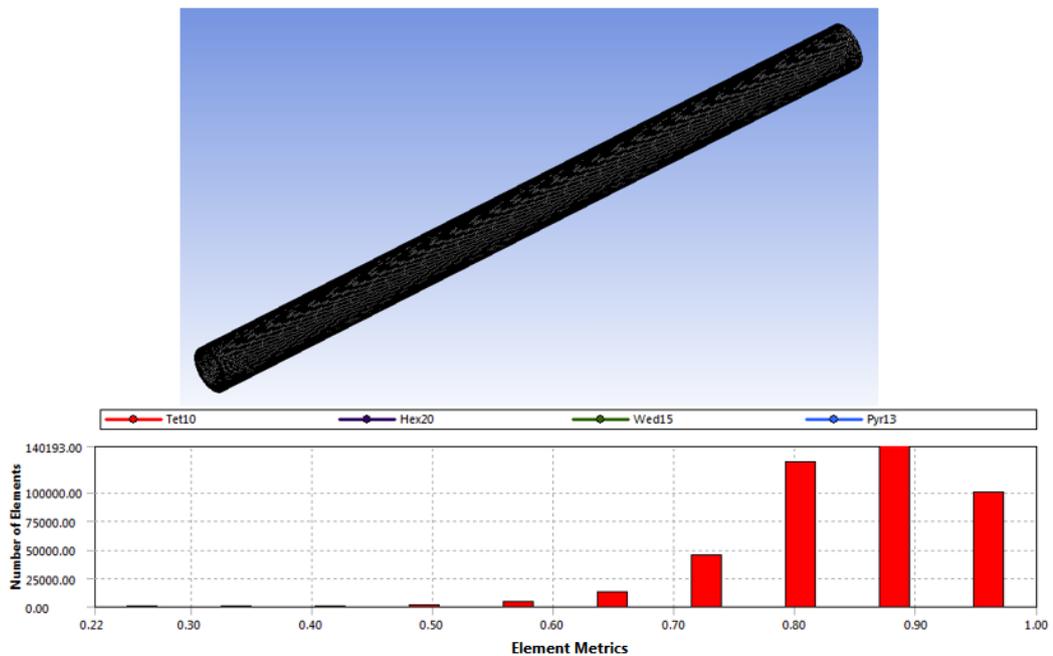


Figura 2.60. Calidad del elemento de la malla en la barra de tiro frontal

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

c) RESULTADOS DE SIMULACIÓN DE LA BARRA DE TIRO FRONTAL

A través de la figura 2.61 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la barra de tiro del sistema de suspensión frontal del vehículo.

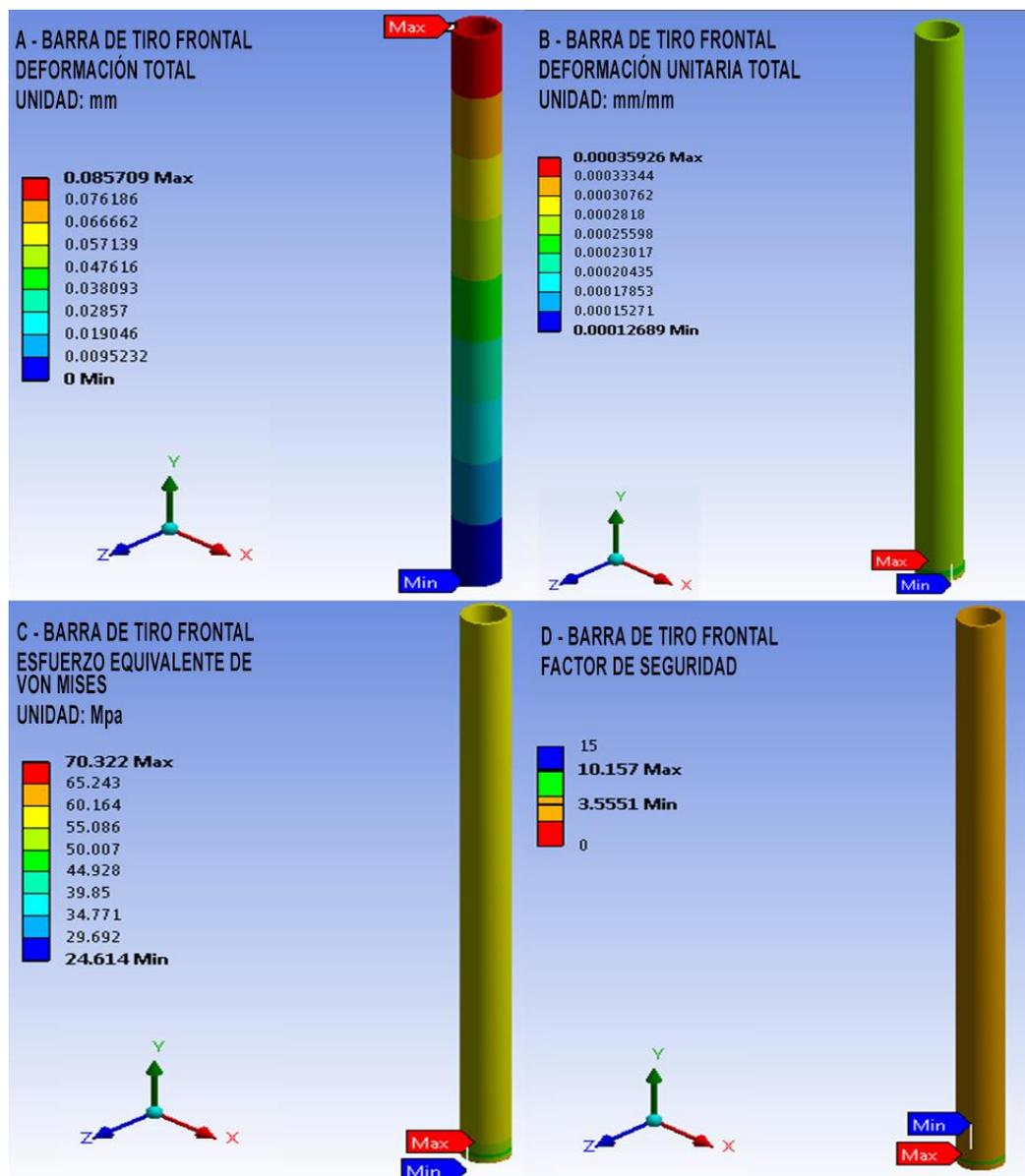


Figura 2.61. Resultados de simulación sobre la barra de tiro

En el literal A se representa la deformación total de la barra de tiro con un valor máximo de 0.0857 mm, localizada en la unión de la barra con la mesa de suspensión superior. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0003592, indicativo que el comportamiento de la barra de tiro se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 70.322 Mpa valor que se encuentra por debajo

del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la barra de tiro con un valor de 3.55, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

d) BARRA DE EMPUJE POSTERIOR

La barra de empuje está sujeta a cargas de compresión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la barra de empuje fue determinado en la sección 2.5.5, representados en la tabla 2.20.

Tabla 2.20

Parámetros de simulación para la barra de empuje

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	1847.11 N

En la figura 2.62 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la barra de empuje.

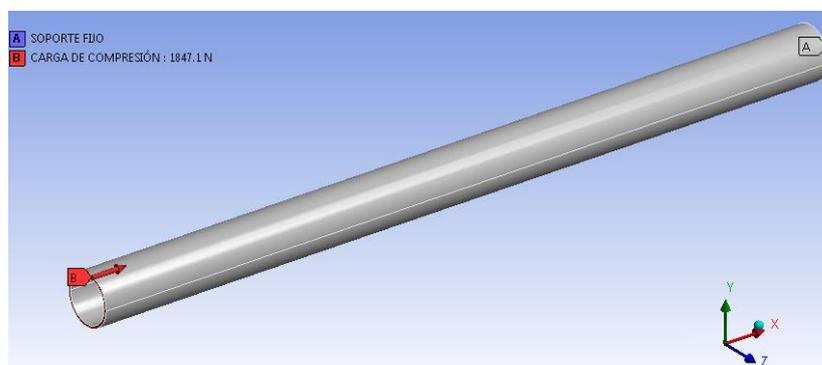


Figura 2.62. Asignación de sujeciones y cargas

e) MALLADO EN LA BARRA DE EMPUJE

La malla establecida para la barra de empuje consta de 460722 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0.8661, representado en la figura 2.63.

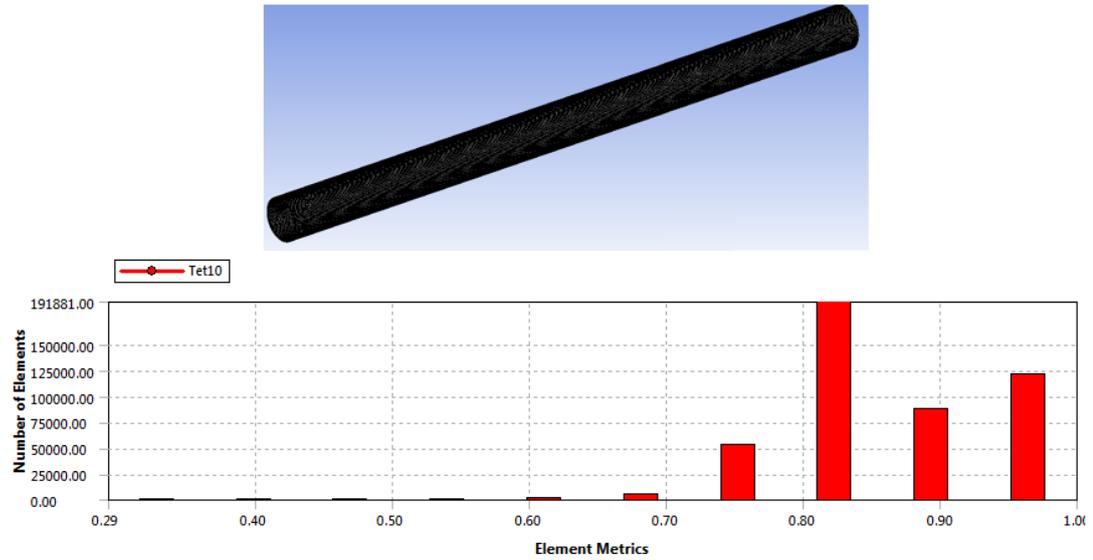


Figura 2.63. Calidad del elemento de la malla en la barra de empuje

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

f) RESULTADOS DE SIMULACIÓN DE LA BARRA DE EMPUJE

A través de la figura 2.64 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la barra de empuje del sistema de suspensión posterior del vehículo.

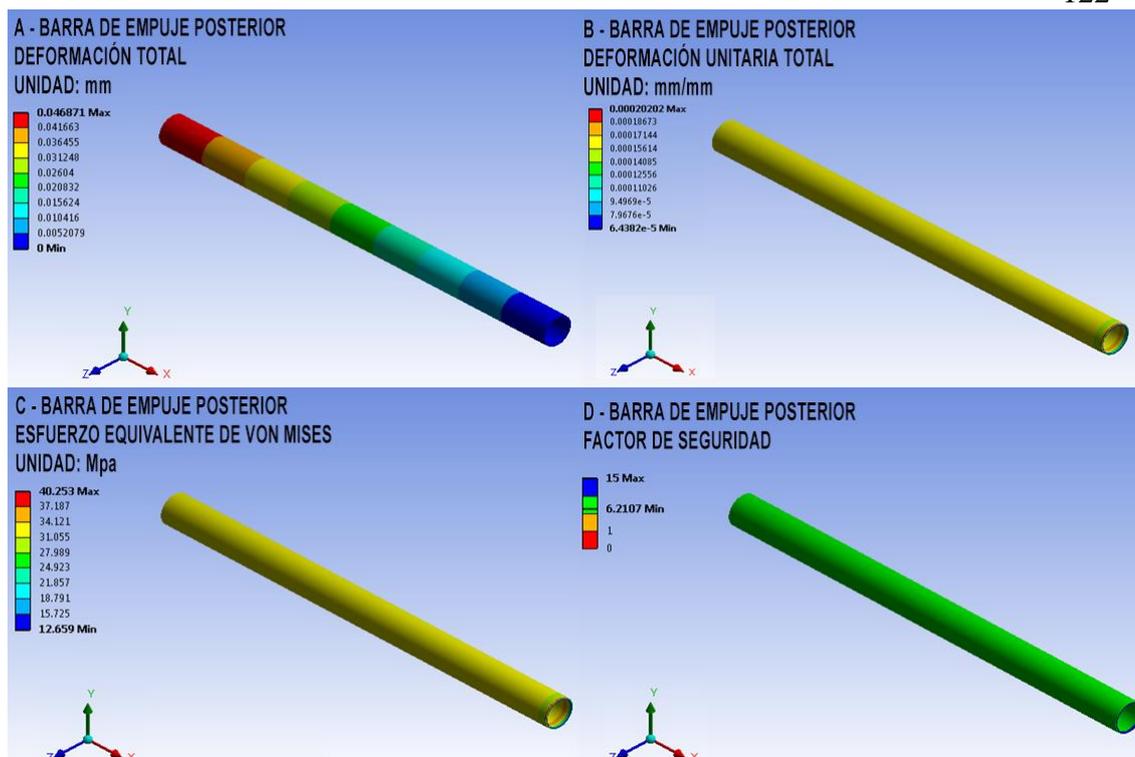


Figura 2.64. Resultados de simulación sobre la barra de empuje

En el literal A se representa la deformación total de la barra de empuje con un valor máximo de 0.0468 mm, localizada en la unión de la barra con la mesa de suspensión inferior. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0002020, indicativo que el comportamiento de la barra de tiro se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 40.253 Mpa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la barra de empuje con un valor de 6.21, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

2.8.5.3. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LAS BIELETAS

A través de las bieletas se transmite la fuerza que proviene de la barra de empuje o tiro hacia el amortiguador. Las bieletas fueron constituidas por un ensamble de chapa metálica ASTM A 588 Gr. A de 2 mm de espesor material que posee una resistencia a la fluencia de 345MPa., representado en la figura 2.65. (IPAC, 2013, pp 19)



Figura 2.65. Bieleta frontal y posterior

a) BIELETA FRONTAL

La bieleta delantera está sujeta a una carga de tensión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la bieleta frontal fue determinado en la sección 2.5.5, representados en la tabla 2.21.

Tabla 2.21

Parámetros de simulación para la bieleta frontal

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	5929.31 N

En la figura 2.66 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas sobre la bieleta frontal.

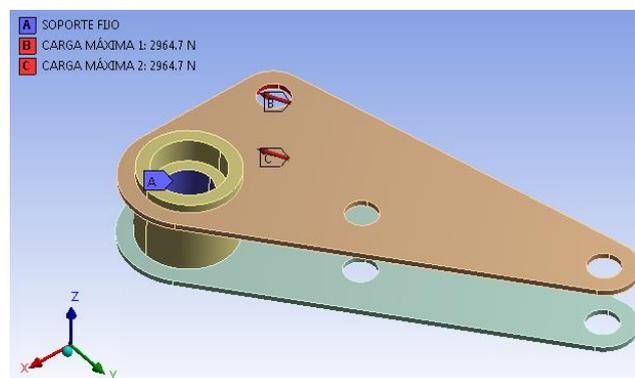


Figura 2.66. Asignación de sujeciones y cargas

b) MALLADO DE LA BIELETA FRONTAL

La malla establecida para la bieleta frontal consta de 199937 elementos con una calidad del elemento en promedio de 0.8620, representado en la figura 2.67.

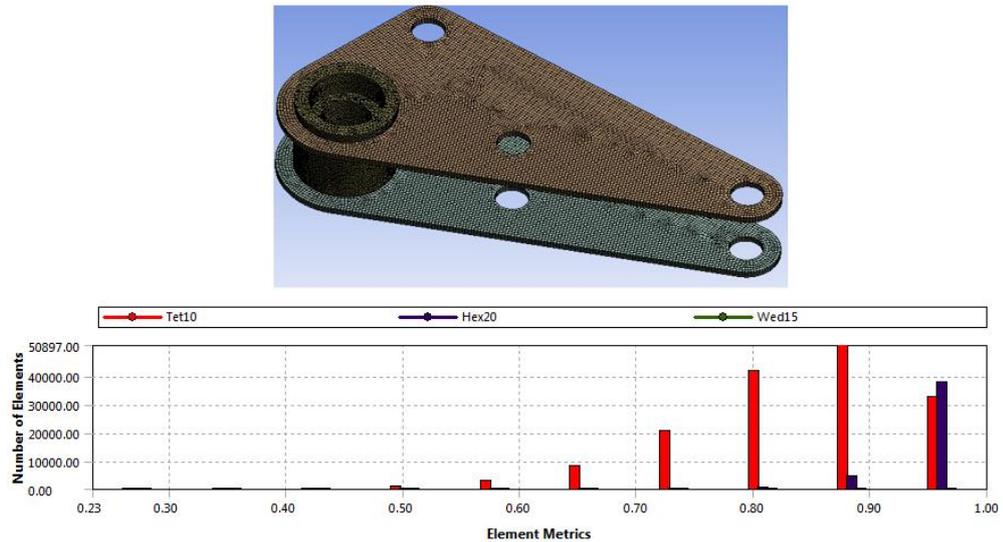


Figura 2.67. Calidad del elemento de la malla en la bieleta frontal

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

c) RESULTADOS DE SIMULACIÓN DE LA BIELETA FRONTAL

A través de la figura 2.68 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la bieleta del sistema de suspensión frontal del vehículo.

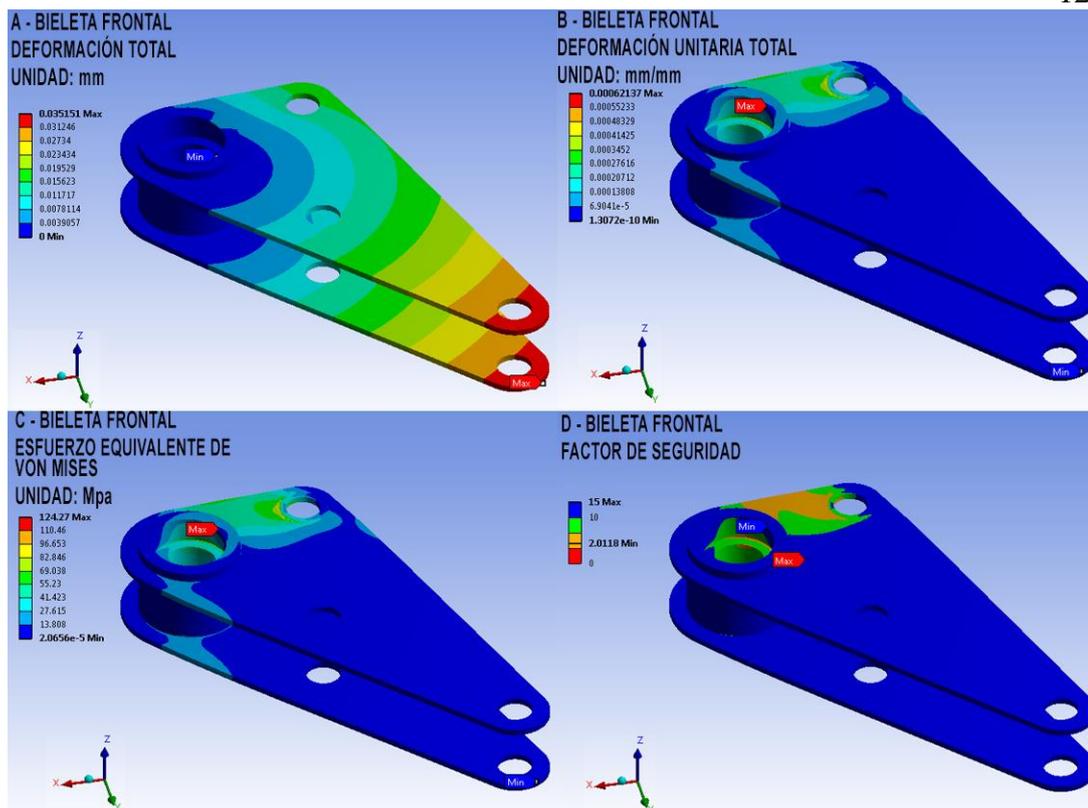


Figura 2.68. Resultados de simulación sobre la bieleta frontal

En el literal A se representa la deformación total de la bieleta frontal con un valor máximo de 0.0351 mm, localizada en la unión entre la bieleta y el amortiguador. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0006213, indicativo que el comportamiento de la bieleta frontal se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 124.27 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la bieleta frontal con un valor de 2.011, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

d) BIELETA POSTERIOR

La bieleta posterior está sujeta a una carga de compresión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la bieleta posterior fue determinado en la sección 2.5.5, representados en la tabla 2.22.

Tabla 2.22

Parámetros de simulación para la bieleta posterior

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	1847.11 N

En la figura 2.69 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la bieleta posterior.

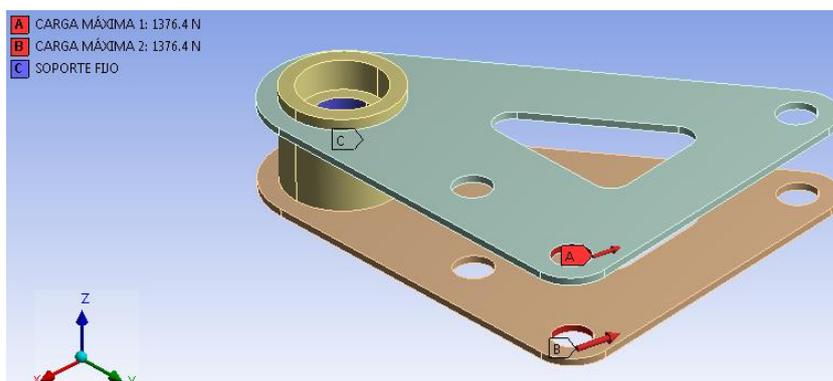


Figura 2.69. Asignación de sujeciones y cargas

e) MALLADO DE LA BIELETA POSTERIOR

La malla establecida para la bieleta posterior consta de 199937 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0.8620, representado en la figura 2.70.

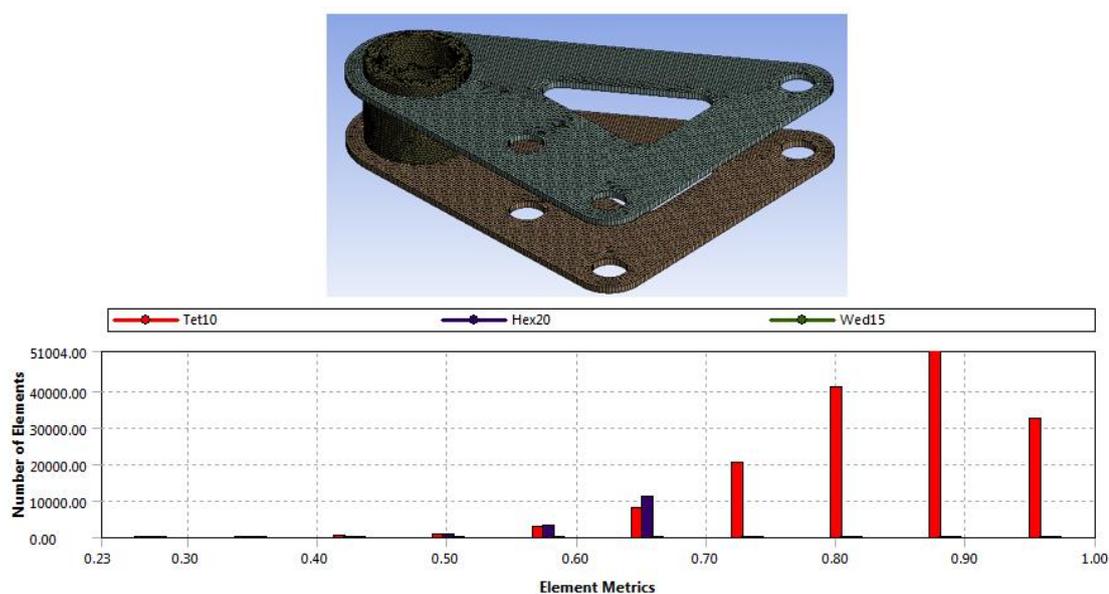


Figura 2.70. Calidad del elemento de la malla en la bieleta posterior

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

f) RESULTADOS DE SIMULACIÓN DE LA BIELETA POSTERIOR

A través de la figura 2.71 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la bieleta del sistema de suspensión posterior del vehículo

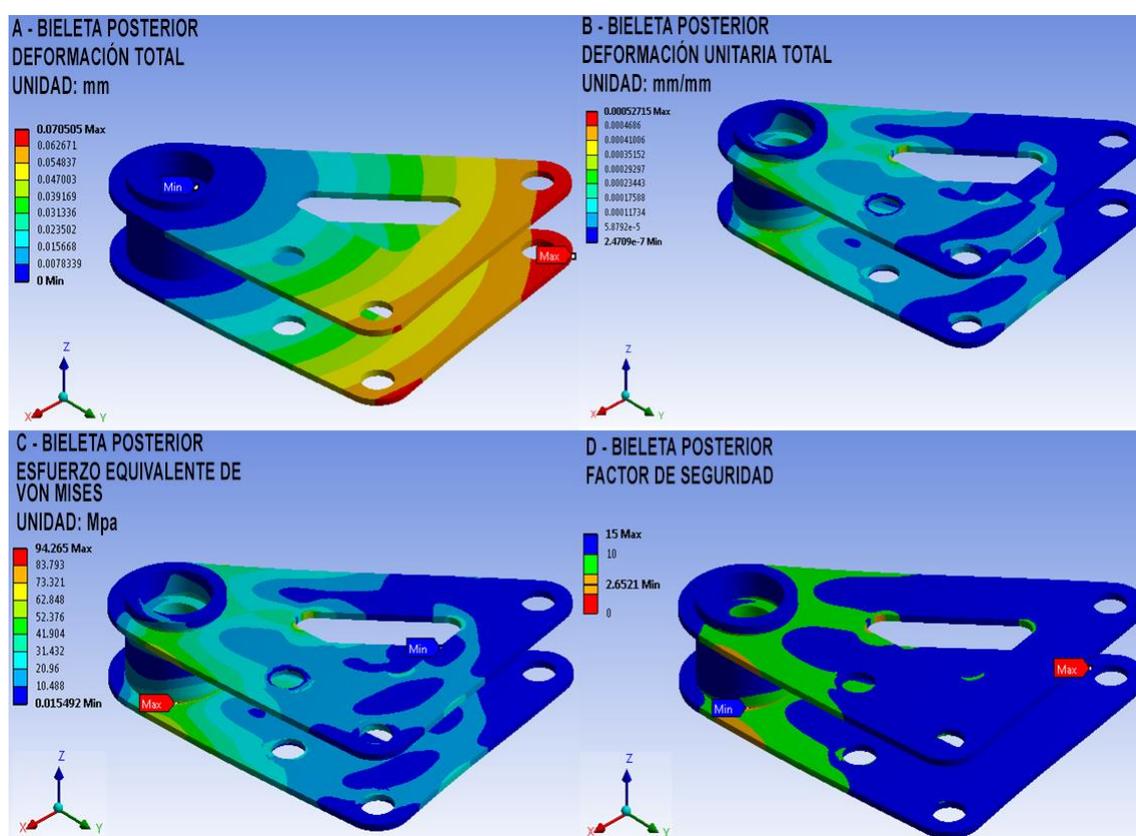


Figura 2.71. Resultados de simulación sobre la bieleta posterior

En el literal A se representa la deformación total de la bieleta posterior con un valor máximo de 0.07050 mm, localizada en la unión entre la bieleta y el amortiguador. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0005271, indicativo que el comportamiento de la bieleta posterior se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 94.265 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se

representa el factor de seguridad de la bieleta posterior con un valor de 2.6521, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

2.8.5.4. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA BARRA DE ESTABILIZADORA

Las barras estabilizadoras disminuyen el par de balanceo en el vehículo, por lo cual están sujetas a una carga de torsión. Cada barra está compuesta de un eje mecánico con un diámetro de 5/8 de pulgada fabricada en acero AISI 1018 material que posee una resistencia a la fluencia de 370 MPa., representado en la figura 2.72 (IPAC, 2013, pp 53)



Figura 2.72. Barra estabilizadora frontal y posterior

a) BARRA ESTABILIZADORA FRONTAL

La barra estabilizadora está sujeta a un par de torsión debido a los efectos dinámicos del vehículo, el valor de la carga que actúan sobre la barra estabilizadora posterior fue determinado en la sección 2.5.10, representados en la tabla 2.23.

Tabla 2.23

Parámetros de simulación para la barra estabilizadora frontal

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	342.36 N

En la figura 2.73 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la barra estabilizadora.

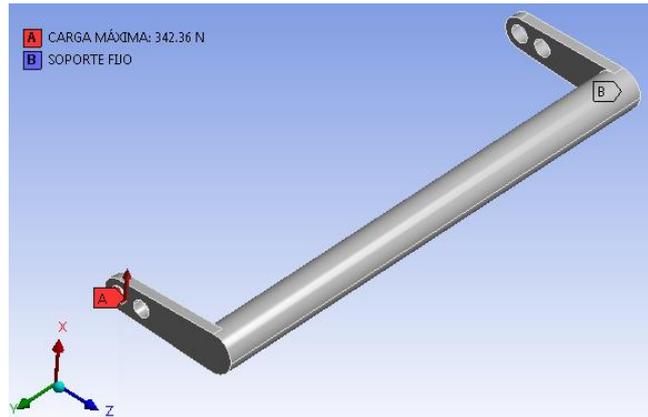


Figura 2.73. Asignación de sujeciones y cargas

b) MALLADO EN LA BARRA ESTABILIZADORA

La malla establecida para la barra de tiro frontal consta de 254732 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0.800, representado en la figura 2.74.

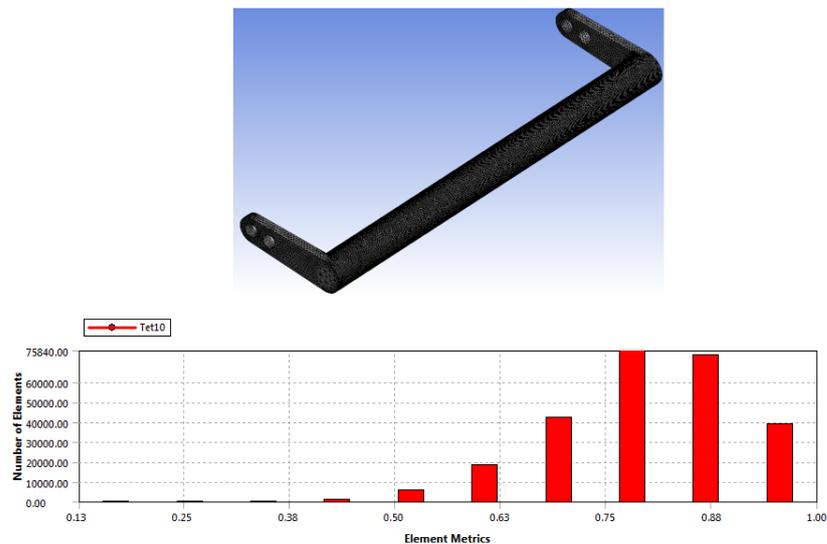


Figura 2.74. Calidad de la malla en la barra estabilizadora frontal

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

c) RESULTADOS DE SIMULACIÓN DE LA BARRA ESTABILIZADORA FRONTAL

A través de la figura 2.75 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la barra estabilizadora del sistema de suspensión frontal del vehículo.

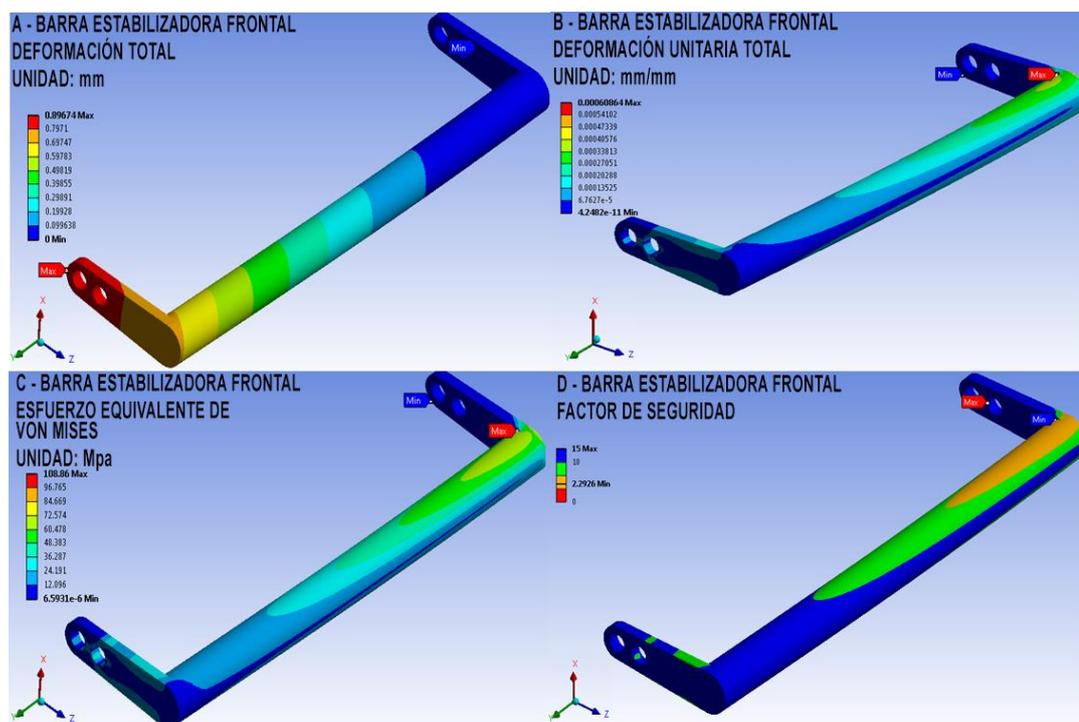


Figura 2.75. Resultados de simulación sobre la barra estabilizadora frontal

En el literal A se representa la deformación total de la barra estabilizadora frontal con un valor máximo de 0.89674 mm, localizada en la unión entre la bieleta y la barra estabilizadora. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0006086, indicativo que el comportamiento de la barra estabilizadora frontal se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 108.86 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la barra estabilizadora frontal con un valor de 2.292, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

d) BARRA ESTABILIZADORA POSTERIOR

La barra estabilizadora está sujeta a un par de torsión debido a los efectos dinámicos del vehículo, el valor de la carga que actúan sobre la barra estabilizadora posterior fue determinado en la sección 2.5.10, representados en la tabla 2.24.

Tabla 2.24

Parámetros de simulación para la barra estabilizadora posterior

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	316.032 N

En la figura 2.76 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas sobre la barra estabilizadora.

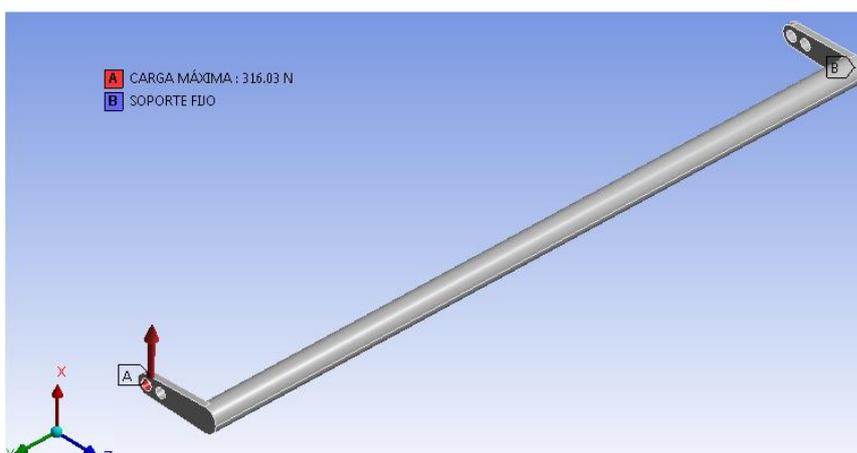


Figura 2.76. Asignación de sujeciones y cargas

e) MALLADO DE LA BARRA ESTABILIZADORA POSTERIOR

La malla establecida para la barra estabilizadora posterior consta de 594476 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0.8010, representado en la figura 2.77.

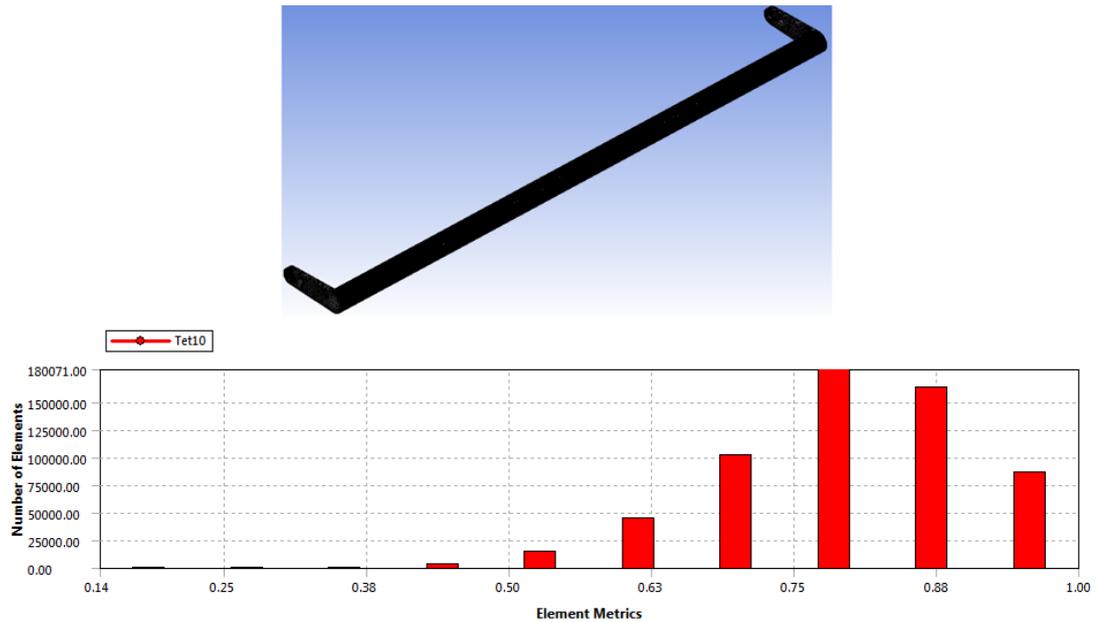


Figura 2.77. Calidad de la malla en la barra estabilizadora posterior

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

f) DEFORMACIÓN TOTAL ESTABILIZADORA POSTERIOR

A través de la figura 2.78 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en la barra estabilizadora del sistema de suspensión posterior del vehículo.

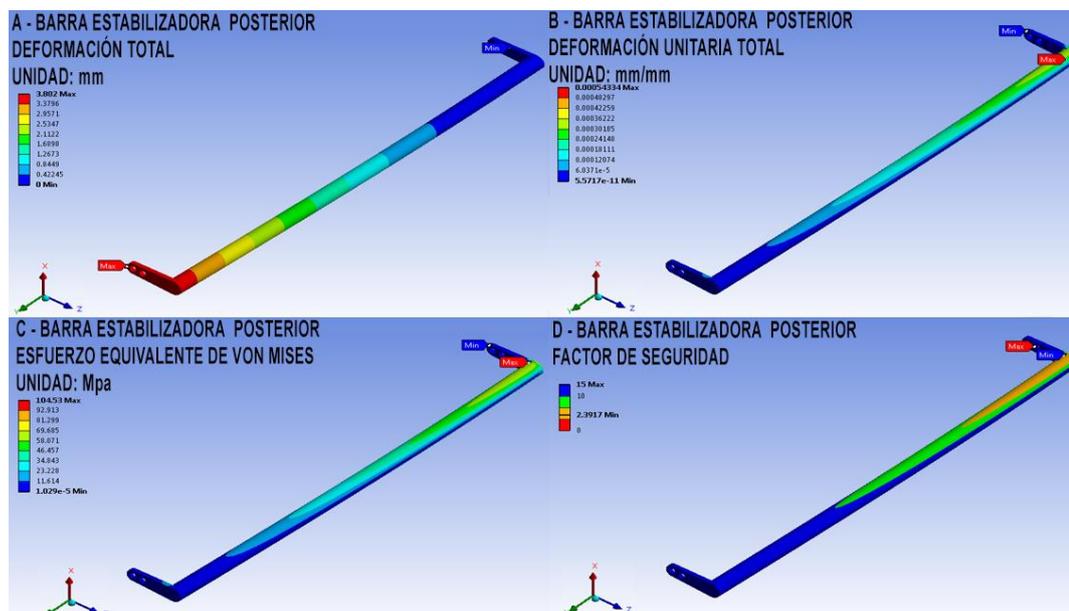


Figura 2.78. Resultados de simulación sobre la barra estabilizadora posterior

En el literal A se representa la deformación total de la barra estabilizadora posterior con un valor máximo de 3.802 mm, localizada en la unión entre la bieleta y la barra estabilizadora. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.00054334, indicativo que el comportamiento de la barra estabilizadora posterior se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 104.53 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la barra estabilizadora posterior con un valor de 2.3917, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

2.8.5.5. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL BASTIDOR

El bastidor está expuesto a cargas críticas debido a los efectos dinámicos del vehículo además de ser la capsula de seguridad del piloto, por lo que es necesario realizar un análisis que permita para comprobar las deformaciones máximas que sufre este componente vital del vehículo. El bastidor está compuesto por un ensamble tubular de acero ASTM A 500 Gr. C material que posee una resistencia un límite a la fluencia de 345MPa., representado en la figura 2.79, (NTE INEN 2415, 2014, pp 2)

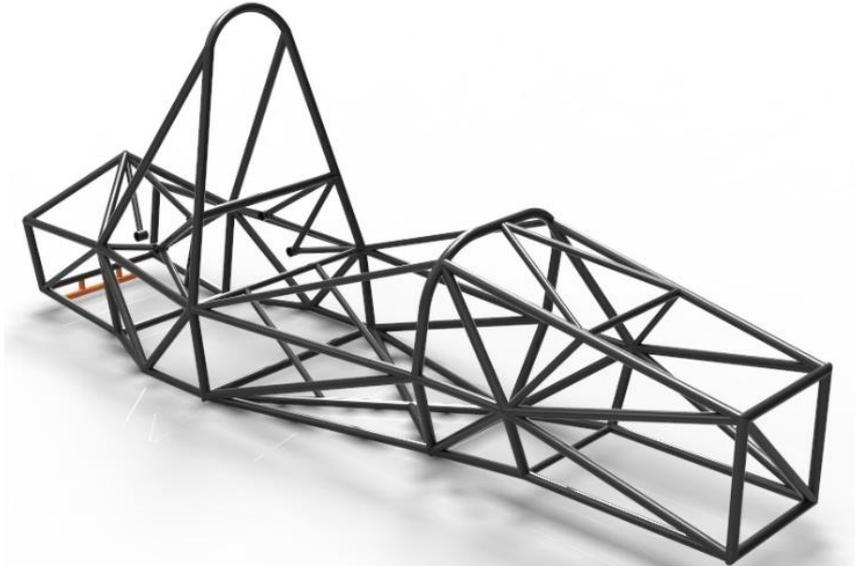


Figura 2.79. Bastidor tubular

a) MALLADO

La malla establecida para el bastidor consta de 8137741 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0.8103, representado en la figura 2.80.

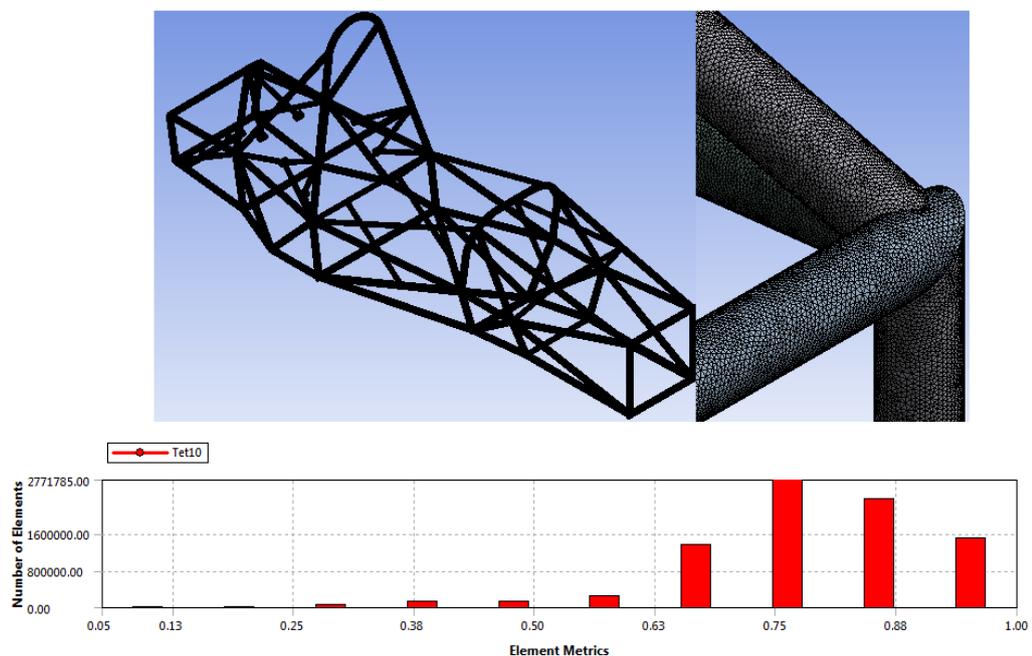


Figura 2.80. Calidad del elemento de la malla del bastidor

Los valores obtenidos a través de la métrica calidad de malla establecen una adecuada relación entre el volumen y la longitud del elemento lo que se obtiene

como resultado la proximidad a 1 de la mayoría de elementos en esta relación, mediante lo cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

b) ARCO PRINCIPAL

El arco principal es el encargado de absorber la energía de impacto al momento de un volcamiento del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre el arco principal fueron determinados en la sección 2.5.10, representados en la tabla 2.25.

Tabla 2.25

Parámetros de simulación para el bastidor - arco principal

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Arco principal y soportes	$F_x = 6.0 \text{ kN}$ $F_y = 5.0 \text{ kN}$ $F_z = -9.0 \text{ kN}$	Superficie superior del arco	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar

En la figura 2.81 se representa los puntos de sujeción en el bastidor y la aplicación de fuerzas sobre el arco principal.

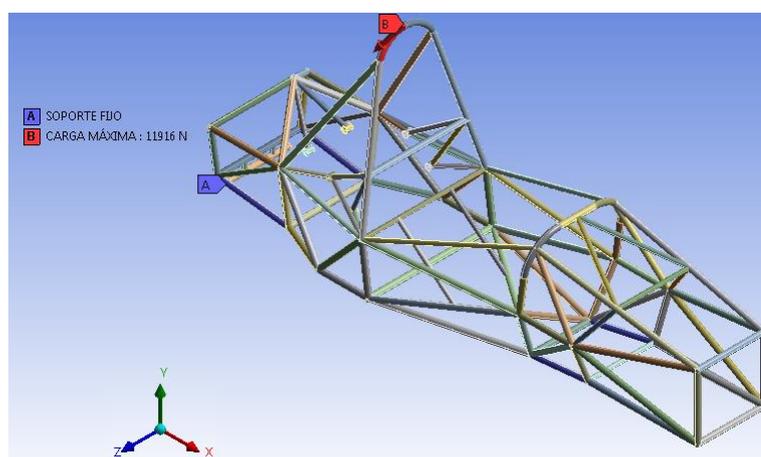


Figura 2.81. Asignación de sujeciones y cargas

c) DEFORMACIÓN TOTAL

A través de la figura 2.82 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga resultado de volcamiento.

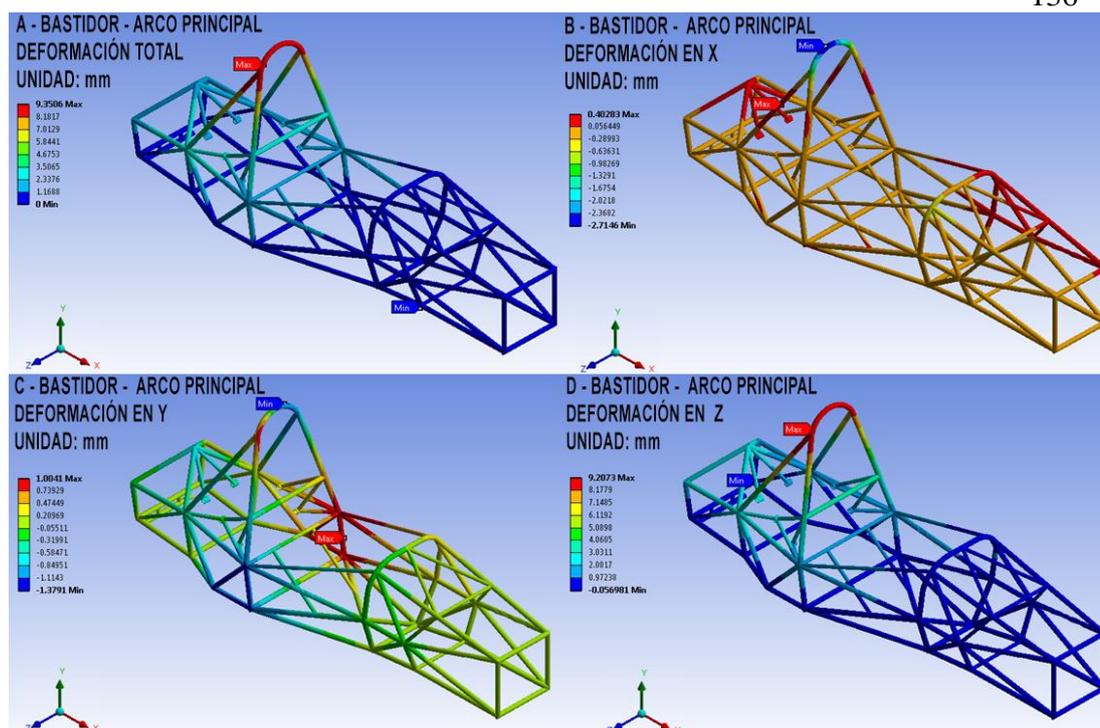


Figura 2.82. Deformación total sobre el arco principal

En el literal A se representa la deformación total del bastidor que actúa en el arco principal con un valor máximo de 9.3506 mm, valor concentrado en la parte superior del arco principal. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 0.4028 mm, valor concentrado en la parte frontal izquierda del bastidor y los soportes del arco principal. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 1.004 mm, valor concentrado en la base del arco principal y la estructura lateral del bastidor. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 9.2073 mm, valor concentrado en la parte superior del arco principal. Los valores determinados son inferiores al límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas.

d) ARCO DELANTERO

El arco principal es el encargado de absorber la energía de impacto al momento de un volcamiento del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre el arco delantero fueron determinados en la sección 2.5.10, representados en la tabla 2.26.

Tabla 2.26

Parámetros de simulación para el bastidor - arco delantero

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Arco delantero	$F_x = 6.0 \text{ kN}$ $F_y = 5.0 \text{ kN}$ $F_z = -9.0 \text{ kN}$	Superficie superior del arco	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar

En la figura 2.83 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en arco delantero.

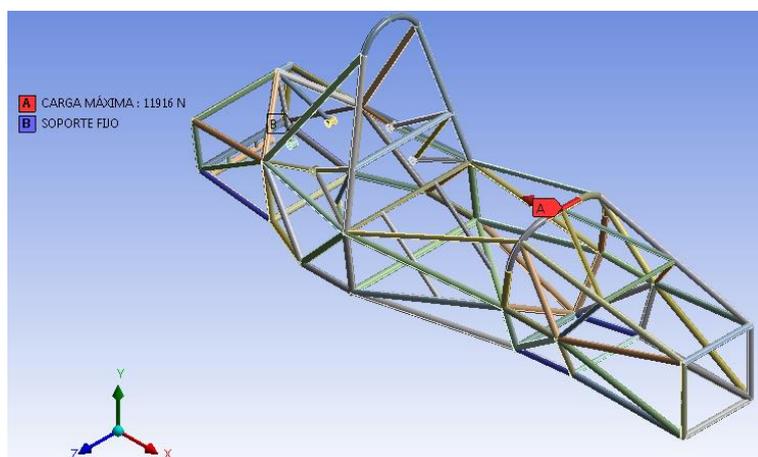


Figura 2.83. Asignación de sujeciones y cargas

e) DEFORMACIÓN TOTAL

A través de la figura 2.84 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga resultado de volcamiento.

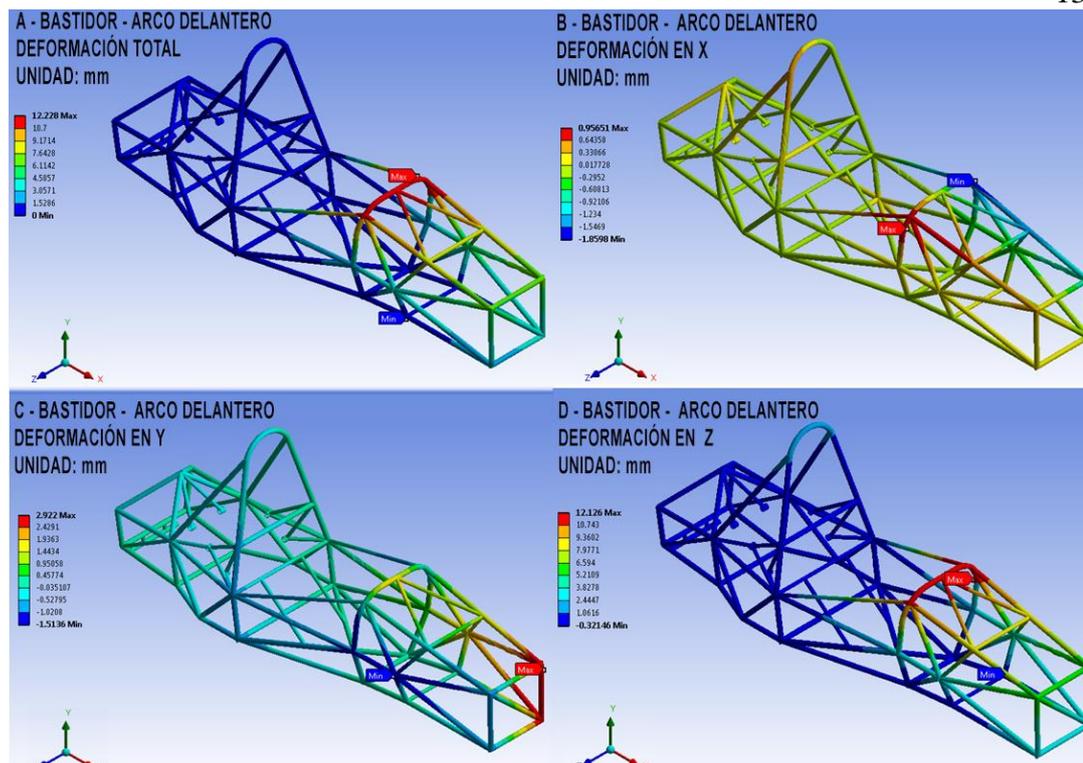


Figura 2.84. Deformación total sobre el arco delantero

En el literal A se representa la deformación total del bastidor que actúa sobre el arco delantero con un valor máximo de 12.228 mm, valor concentrado en la parte superior del arco delantero. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 0.9565 mm, valor concentrado en la parte lateral derecha del arco delantero junto con los soportes del arco delantero. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 2.922 mm, valor concentrado en la parte frontal izquierda del bastidor. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 12.126 mm, valor concentrado en la parte superior e izquierda del arco delantero. Los valores determinados son inferiores al límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas.

f) ARCO FRONTAL

El arco frontal es el encargado de absorber la energía de impacto frontal en una colisión del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre el arco frontal fueron determinados en la sección 2.5.10, representados en la tabla 2.27.

Tabla 2.27

Parámetros de simulación para el bastidor - arco frontal

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Protección frontal y soportes	$F_x=150\text{ kN}$ $F_y=0\text{ kN}$ $F_z=0\text{ kN}$.	Puntos de sujeción del atenuador de impactos	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar

En la figura 2.85 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en el arco frontal.

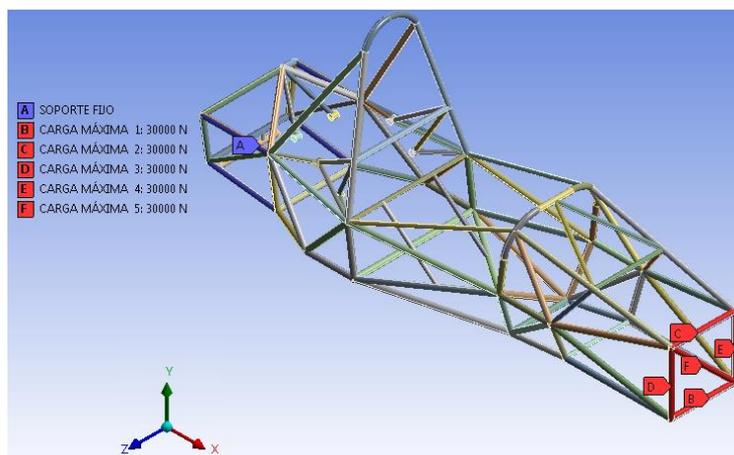


Figura 2.85. Asignación de sujeciones y cargas

g) DEFORMACIÓN TOTAL

A través de la figura 2.86 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga resultado de choque frontal.

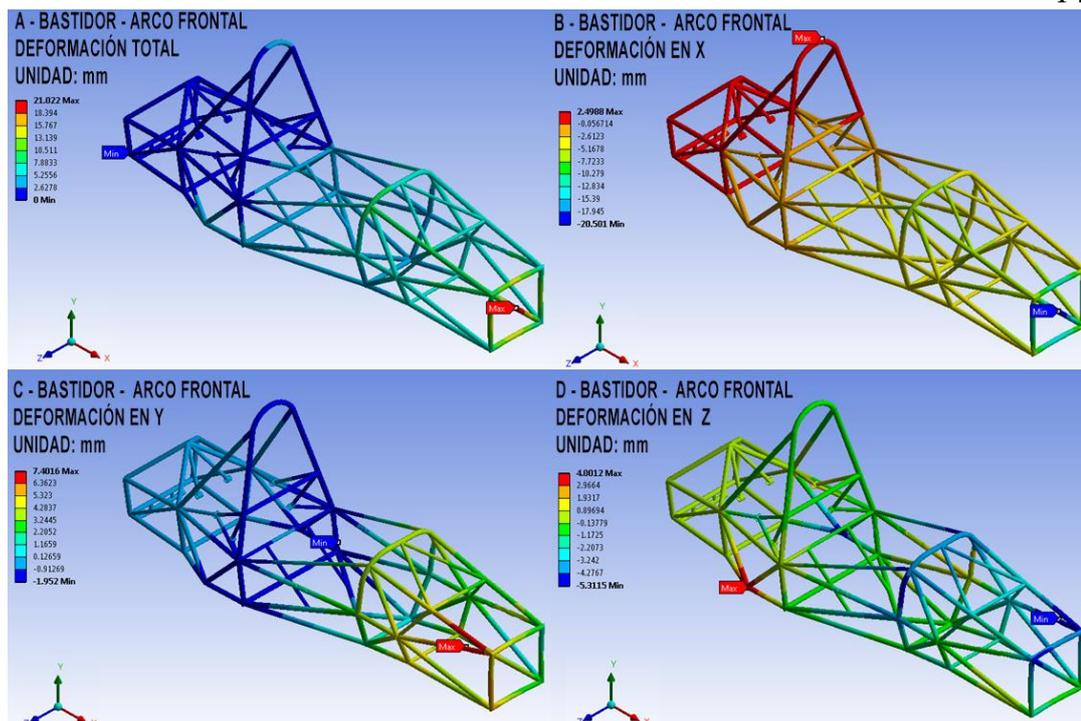


Figura 2.86. Deformación total sobre el arco frontal

En el literal A se representa la deformación total del bastidor que actúa sobre el arco frontal con un valor máximo de 21.022 mm, valor concentrado en el miembro estructural central del arco frontal. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 2.4988 mm, valor concentrado en la parte posterior de la estructura del bastidor. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 7.4016 mm, valor concentrado el soporte superior derecho del arco frontal. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 4.001 mm, valor concentrado en la parte inferior de los soportes del arco principal. Los valores determinados son inferiores a límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas

h) ZONA DE IMPACTO

La zona lateral es encargada de absorber la energía de impacto sobre esta parte del vehículo en una colisión, los valores de la carga que actúan sobre la protección lateral fueron determinados en la sección 2.5.10, representados en la tabla 2.28.

Tabla 2.28

Parámetros de simulación para el bastidor - zona de impacto

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Zona de impacto lateral	$F_x = 0$ kN $F_y = 7$ kN $F_z = 0$ kN.	Todas las ubicaciones en la zona de impacto lateral	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar

En la figura 2.87 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la zona de impacto lateral.

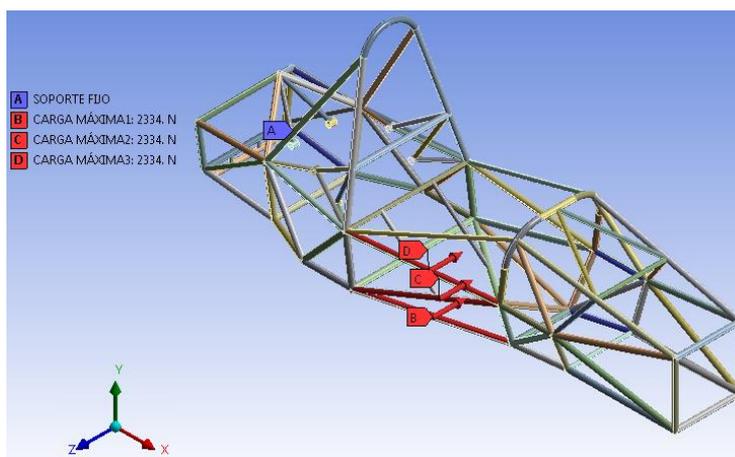


Figura 2.87. Asignación de sujeciones y cargas

i) DEFORMACIÓN TOTAL

A través de la figura 2.88 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga resultado de choque lateral.

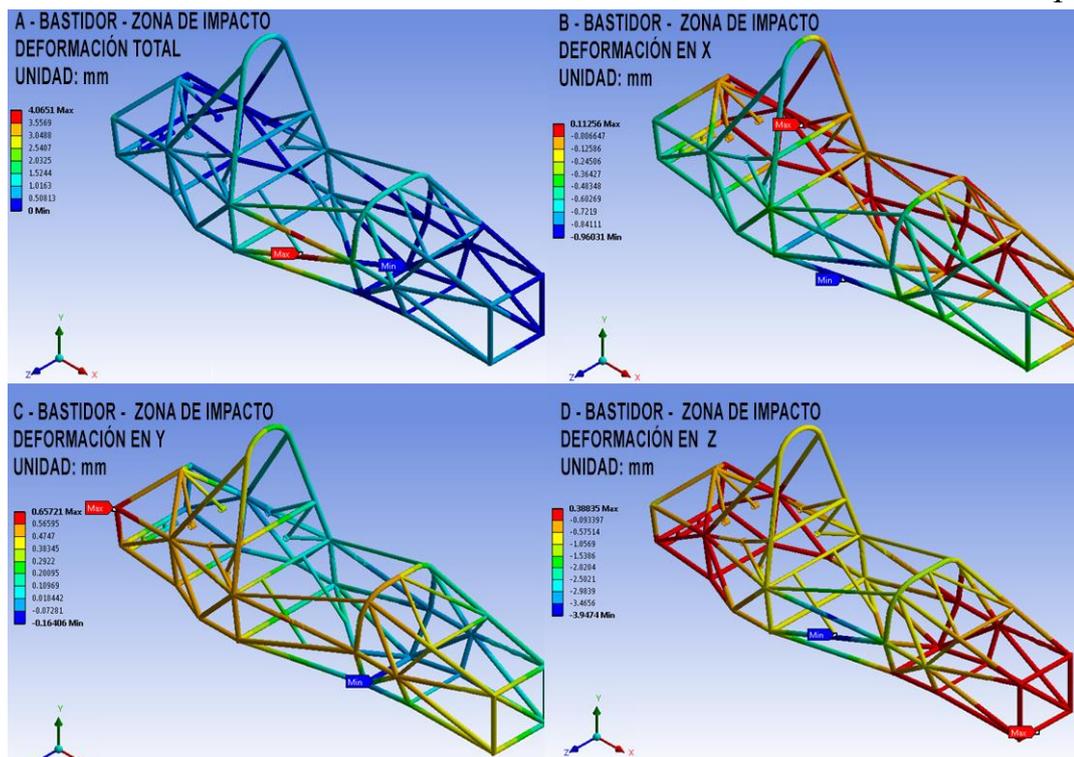


Figura 2.88. Deformación total sobre la zona de impacto

En el literal A se representa la deformación del bastidor que actúa sobre la zona de impacto con un valor máximo de 4.065 mm, valor concentrado en la parte lateral de la estructura sobre la zona de impacto. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 0.1125 mm, valor concentrado en la parte izquierda del bastidor. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 0.6572 mm, valor concentrado sobre los miembros estructurales posteriores del bastidor. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 0.3883 mm, valor concentrado en la parte frontal y posterior de la estructura del bastidor. Los valores determinados son inferiores a límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas

j) BARRA DE SUJECIÓN DEL CINTURÓN DE SEGURIDAD

La barra de sujeción del cinturón de seguridad debe mantener fijo al piloto en su habitáculo en cualquier condición de impacto o volcamiento del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre esta zona fueron determinados en la sección 2.5.10, representados en la tabla 2.29.

Tabla 2.29

Parámetros de simulación para el bastidor - cinturón de seguridad

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Sujeción del cinturón de seguridad	13.2 kN con ángulo de fijación del cinturón	Ambos puntos del cinturón simultáneamente	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar

En la figura 2.89 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la barra de sujeción del cinturón de seguridad.

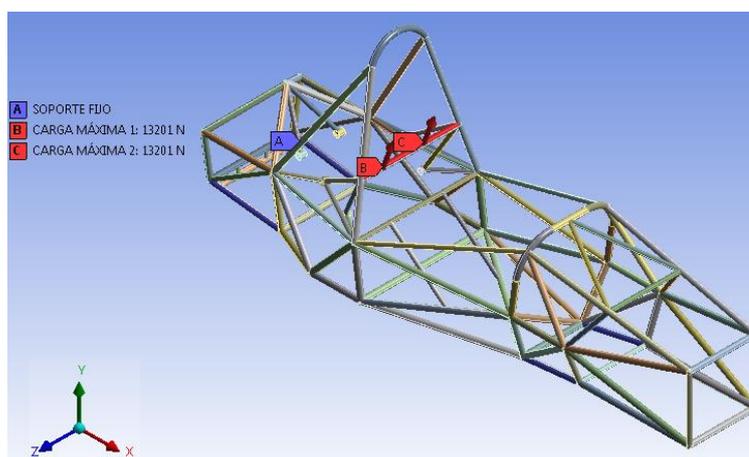


Figura 2.89. Asignación de sujeciones y cargas

k) DEFORMACIÓN TOTAL

A través de la figura 2.90 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producidas por una carga resultado de volcamiento o choque.

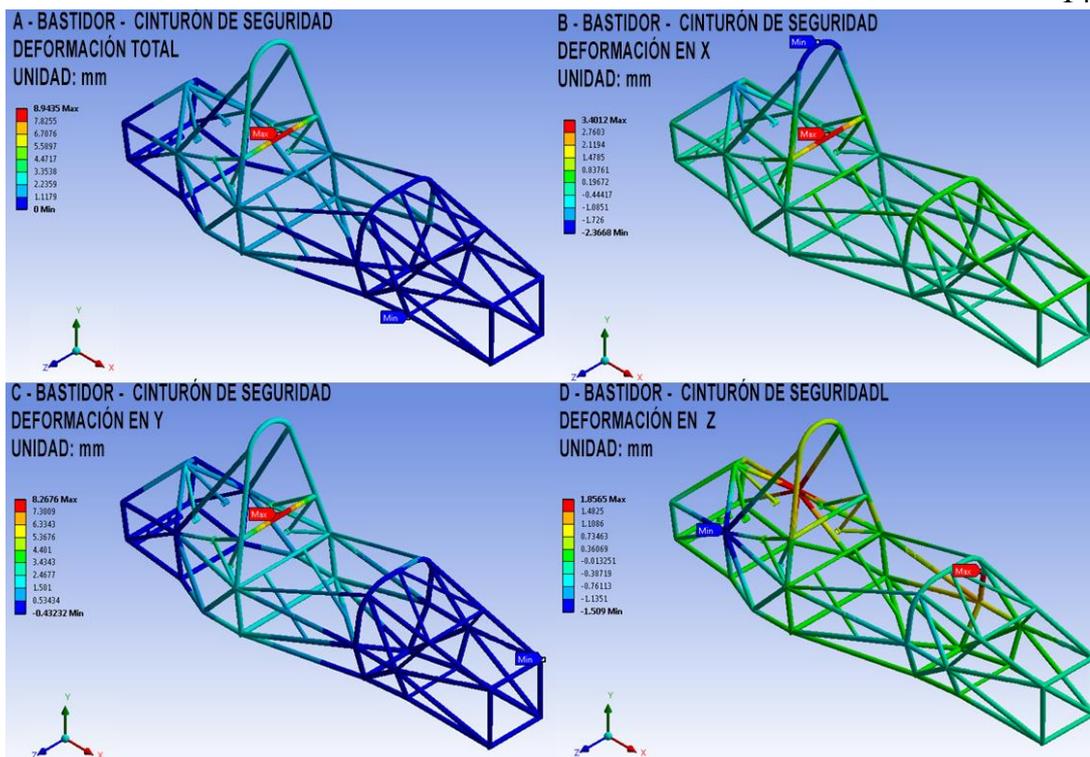


Figura 2.90. Deformación total sobre el bastidor - cinturón de seguridad

En el literal A se representa la deformación total del bastidor que actúa sobre la barra de sujeción del cinturón de seguridad con un valor máximo de 8.9435 mm, valor concentrado en la parte central de la barra de sujeción del cinturón de seguridad. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 3.4012 mm, valor concentrado en la parte central de la barra de sujeción del cinturón de seguridad. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 8.2676 mm, valor concentrado en la parte central de la barra de sujeción del cinturón de seguridad. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 1.8565 mm, valor concentrado en la parte lateral izquierda del arco delantero y en los miembros estructurales de la parte posterior del bastidor. Los valores de determinados son inferiores a límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas

1) RÍGIDEZ A LA TORSIÓN

El bastidor está sujeto a un par de torsión máximo debido al momento de balanceo, cuando el vehículo toma una curva, los valores de la carga que actúan

sobre el bastidor fueron determinados en la sección 2.5.1.3, representados en la tabla 2.30.

Tabla 2.30

Parámetros de simulación para el bastidor - rigidez a la torsión

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación
Cargas de torsión frontal	$F_z=1.29 \text{ kN}$. $F_z=-1.29 \text{ kN}$.	Puntos de sujeción del atenuador de impactos

En la figura 2.91 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas que producen un par al bastidor.

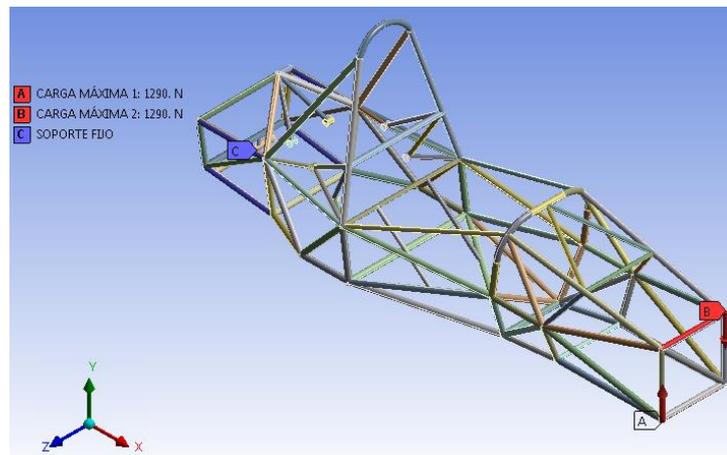


Figura 2.91. Asignación de sujeciones y cargas

m) RESULTADOS DE SIMULACIÓN DEL BASTIDOR

A través de la figura 2.92 se ilustran los resultados obtenidos en el análisis realizado en el bastidor producido por un par de torsión en la parte frontal.

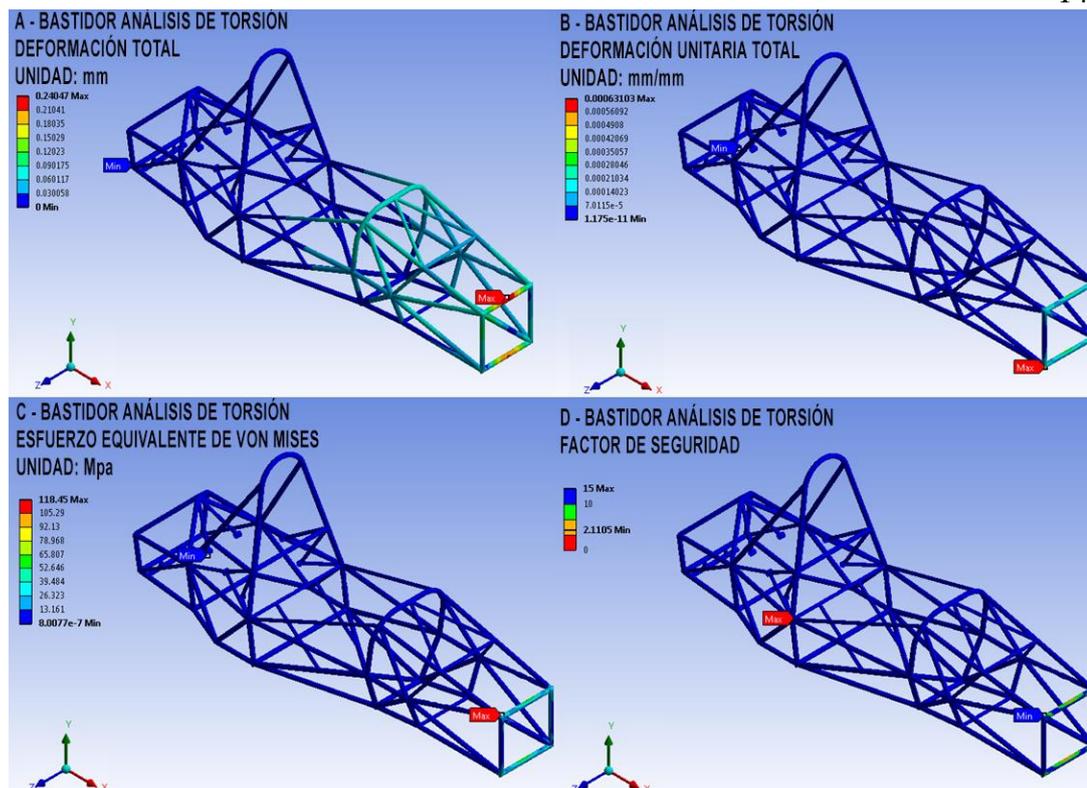


Figura 2.92. Análisis de torsión sobre el bastidor

En el literal A se representa la deformación total del bastidor producido por un momento de torsión con un valor máximo de 0.2404 mm, En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0006310, indicativo de que el comportamiento del bastidor se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 118.45 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad del bastidor con un valor de 2.1105, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

La rigidez a la torsión es una característica importante en el diseño del chasis ya que posee una estrecha relación con la maniobrabilidad y rendimiento del vehículo. Mediante simulaciones se logró establecer los diversos valores de rigidez a la torsión a través de valores alternativos de carga representados en la figura 2.93.

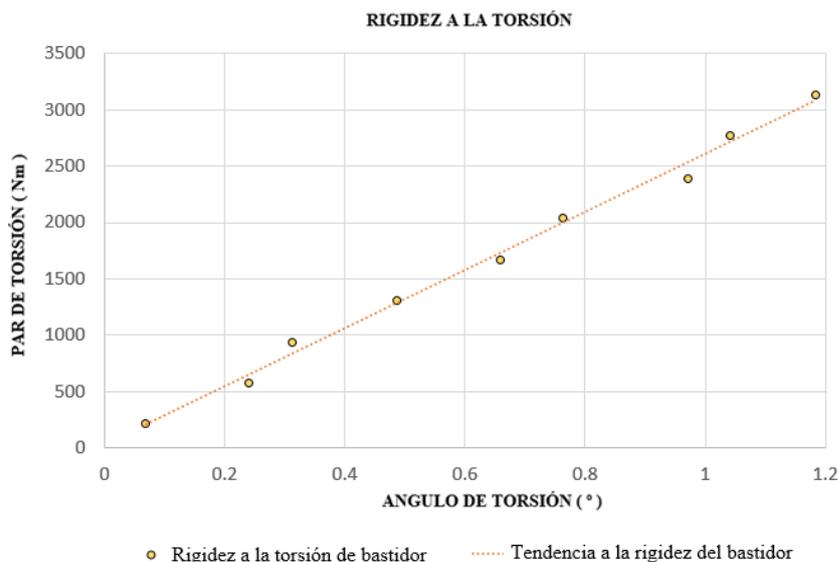


Figura 2.93. Rígidez torsional del bastidor

2.8.6. CONCLUSIONES DEL DISEÑO

- Los elementos de máquina establecen un factor de seguridad superior a 2 por lo que se puede avalar su comportamiento en condiciones extremas de funcionamiento.
- El bastidor expuesto a torsión ofrece un factor de seguridad superior a 1.25 por lo que se puede avalar su comportamiento en condiciones extremas de funcionamiento.
- La estructura del bastidor en condiciones de colisión y volcamiento se determinaron deformaciones inferiores a 25mm valor máximo establecido como requisito para garantizar la integridad del piloto.
- La calidad del mallado determina que los resultados de los análisis sean adecuados si esta métrica se encuentra con un valor promedio superior a 0.8 y lo más cercano a 1.
- Mediante las simulaciones con el incremento progresivo de los valores de carga se determina la rígeidez a la torsión del bastidor el cual posee 37.12 kg con una rígeidez de 2607.50 Nm/deg.

CAPÍTULO III

3. PROCESOS DE MANUFACTURA Y MONTAJE

En los capítulos anteriores se determinó que los diseños de los diferentes componentes del chasis del vehículo tipo Formula SAE son los adecuados y el material elegido cumple con los requerimientos, en lo posterior se procederá a detallar el proceso de construcción y montaje de los diferentes sistemas, de esta manera se tendrá como resultado el chasis completamente terminado como se representa en la figura 3.1



Figura 3.1. Ensamble del Chasis

3.1. CURSOGRAMA SINÓPTICO

La construcción de cada sistema que forman el chasis del vehículo tipo Formula SAE se realizó en su totalidad en el laboratorio de prototipos de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE extensión Latacunga.

La construcción y montaje de cada sistema se representa en cursogramas sinópticos los cuales simbolizan gráfica y cronológicamente las operaciones tecnológicas mediante las cuales se realizó la construcción de los diferentes subsistemas que conforman el chasis, a la izquierda de cada operación se representa el tiempo en minutos mientras que al lado derecho se representa las operaciones tecnológicas, para la elaboración de los cursograma se usó la simbología representado en la figura 3.2

SÍMBOLO	SIGNIFICADO
○	Operación tecnológica
□	Inspección
➔	Traslado o transporte
△	Almacenamiento
⊔	Espera

Figura 3.2. Simbología

3.2. PROCESOS DE MANUFACTURA DEL BASTIDOR

En las secciones anteriores se determinó el diseño global del bastidor por ende las dimensiones y forma del mismo se detallan en la figura 3.3.

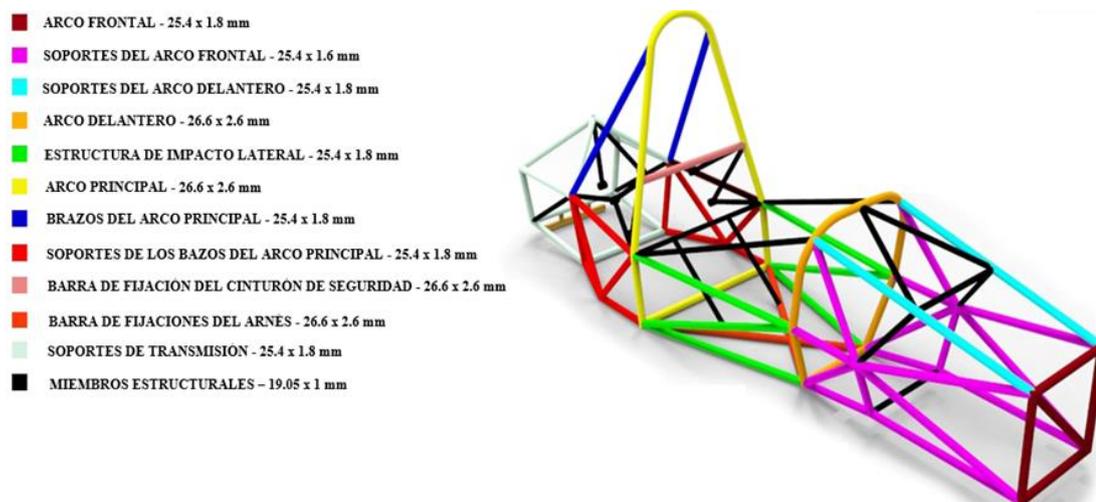


Figura 3.3. Ensamble del bastidor

3.2.1. BASE DEL BASTIDOR

En las secciones anteriores se establece el diseño como el dimensionamiento del bastidor el cual se procederá a la construcción iniciando desde la parte más baja de la estructura, basándose en los planos mostrados en el anexo B, se procede a cortar y biselar el material, a continuación se ensambla el piso para finalmente proceder a soldar mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 -110 ipm con un rango de amperaje entre 100 - 120, el ensamble final se representa en la figura 3.4



Figura 3.4. Ensamble del piso del bastidor

3.2.2. ARCO FRONTAL DEL BASTIDOR

Este vital elemento se encarga de proteger la parte frontal de la estructura de cualquier impacto y la construcción se procede a realizar en base a los planos establecidos en el anexo B, y una plantilla rígida para evitar deformaciones al momento de ensamblar y soldar como se representa en la figura 3.5, la unión del arco se realizó mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 ipm con un rango de amperaje entre 100 - 120

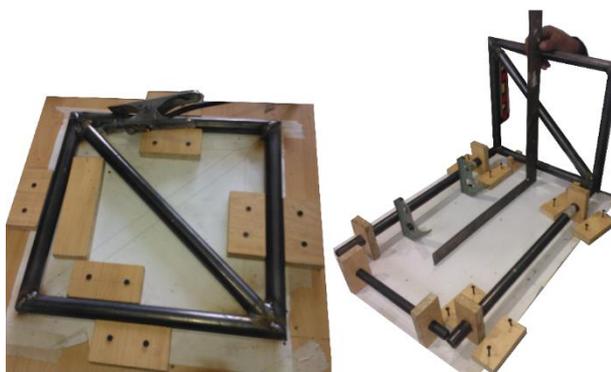


Figura 3.5. Construcción y ensamble del arco frontal

3.2.3. ARCO DELANTERO DEL BASTIDOR

El arco delantero protege a la estructura en caso de volcamiento este miembro estructural debe ser una sola pieza del principio a fin del arco, el proceso de construcción consta en doblar el tubo mediante el método de carga continua y calentamiento, con el tubo lleno de arena para evitar deformaciones durante el proceso, de esta manera se obtuvo un miembro estructural uniforme y continuo como se representa en la figura 3.6

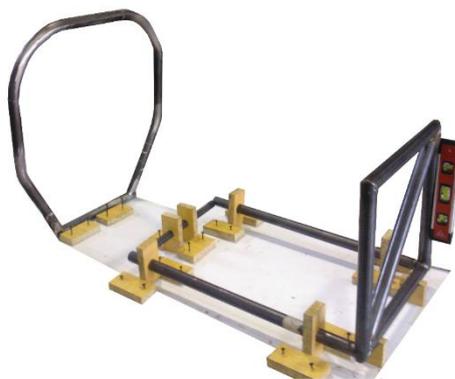


Figura 3.6. Construcción y ensamble del arco delantero

3.2.4. ARCO PRINCIPAL DEL BASTIDOR

El arco principal en conjunto con el arco delantero protege a la estructura en caso de volcamiento este miembro estructural debe ser una sola pieza del principio a fin del arco, el proceso de construcción consta en doblar el tubo mediante el método de carga continua y calentamiento, con el tubo lleno de arena para evitar deformaciones durante el proceso, de esta manera se obtuvo un miembro estructural uniforme y continuo como se representa en la figura 3.7



Figura 3.7. Construcción y ensamble del arco principal

3.2.5. PROTECCIÓN LATERAL DE IMPACTO

La protección lateral va sujeta entre el arco delantero y principal, la unión de esta sección de la estructura se realizó mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 120 - 130 ipm con un rango de amperaje entre 120 – 130, ensamble final representado en la figura 3.8



Figura 3.8. Construcción y ensamble de la protección lateral

3.2.6. TRIANGULACIÓN DEL BASTIDOR

Después de obtener la estructura primaria entre los arcos de seguridad y las protecciones laterales se precede a la triangulación de los miembros estructurales, para lo cual se realizó la unión mediante el proceso GMAW con material de aporte de diámetro 1.1 mm a una velocidad de 90 - 110 ipm con un rango de amperaje entre 100 – 120, triangulación frontal establecida en la figura 3.9.



Figura 3.9. Triangulación frontal del bastidor

La triangulación se realiza mediante el uso de plantillas rígidas para facilitar la unión de los miembros estructurales como se aprecia en la figura 3.10.



Figura 3.10. Triangulación posterior del bastidor

Mediante este proceso se obtuvo una estructura simétrica y con dimensiones precisas acorde a los planos como se observa el ensamble final del bastidor en la figura 3.11.



Figura 3.11. Bastidor ensamblado completamente

3.2.7.PROCESO DE DESARROLLO DEL BASTIDOR

El proceso de fabricación del bastidor se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la figura 3.12.

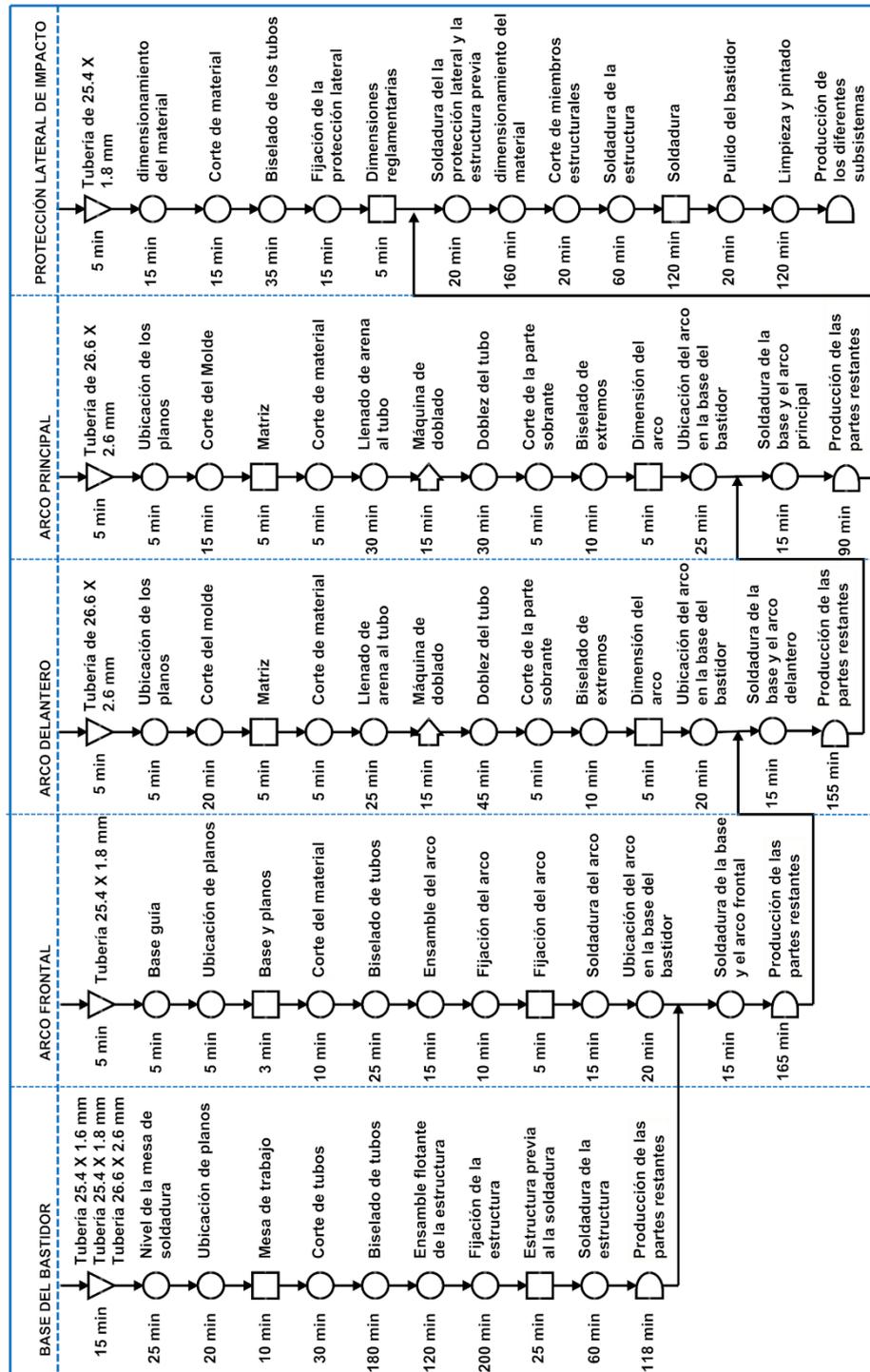


Figura 3.12. Proceso de construcción y ensamble para el bastidor

3.3. PROCESOS DE MANUFACTURA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Con el dimensionamiento previo en el diseño se procede a obtener los planos de construcción para este caso las bieletas son adheridas a las láminas de acero como se

muestra en la figura 3.13, las perforaciones para las barras de suspensión y las bases para los rodamientos son realizados en este proceso.

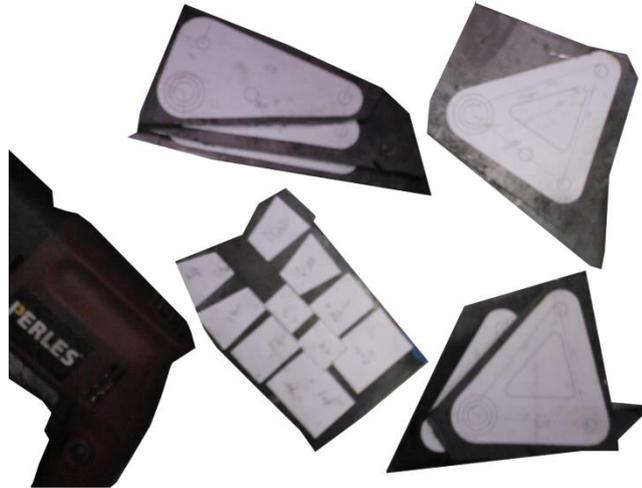


Figura 3.13. Plantillas para las bieletas

El corte externo para cada bieleta se representa en la figura 3.14 los cortes internos deben tener exactitud con los planos impresos, los cuales se adjuntan en el anexo B, además las bases para los rodamientos de las bieletas se ilustran en la misma figura después de un proceso de torneado y perforación.



Figura 3.14. Partes de las bieletas cortadas

Los amortiguadores para la suspensión delantera y posterior finalmente son ensamblados y representados mediante la figura 3.15, además las bieletas después del proceso de pintura también son parte del conjunto mecánico respectivamente.



Figura 3.15. Amortiguador posterior-frontal

3.3.1. ELABORACIÓN DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES

Las manguetas son manufacturadas de forma similar al proceso utilizado para las bieletas a través de la conformación de chapas metálicas cortadas y ensambladas en moldes específicos que cumplan los planos del diseño estipulados en el anexo B, las bases de los rodamientos para las ruedas también forman parte de este conjunto que se puede apreciar en la figura 3.16



Figura 3.16. Mangueta ensambla en el molde

En la figura 3.17 se puede apreciar las manguetas terminadas después de un proceso de soldadura y montaje de los cubos de ruedas, además se aprecia las bases para las mesas de suspensión, discos de freno y dirección.



Figura 3.17. Manguetas terminadas

3.3.2. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSION

Una mangueta terminada es colocada y dimensionada para formar parte del bastidor a través de una mesa de anclajes nivelados con un sistema de referencia como se observa en la figura 3.18, las mesas de suspensión toman su formación en este proceso de ensamble colocando las rotulas, elementos de sujeción y separadores.



Figura 3.18. Ensamble de las mesas de suspensión

La figura 3.19 se representa la suspensión frontal ensamblada en su totalidad conformándose por los elementos más primordiales como amortiguadores, bieletas y barra de torsión.



Figura 3.19. Conjunto frontal de suspensión

La suspensión posterior requiere un subsistema adicional para poder ser ensamblado para el caso el sistema de transmisión requiere ser terminado para que los componentes se ubiquen en su lugar respectivo según los planos del diseño, de forma similar es colocada la mangueta posterior en la mesa de ensamblaje como se representa en la figura 3.20

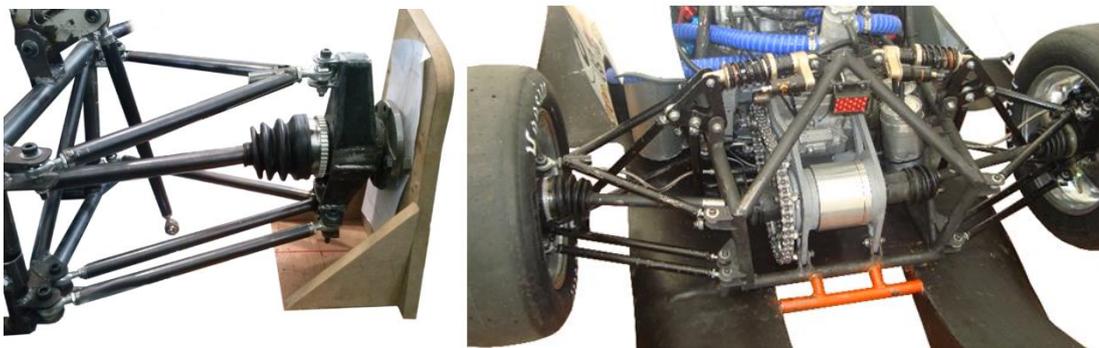


Figura 3.20. Ensamble de sistema de suspensión posterior

3.3.3.PROCESO DE DESARROLLO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El proceso de fabricación del bastidor se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la figura 3.21.

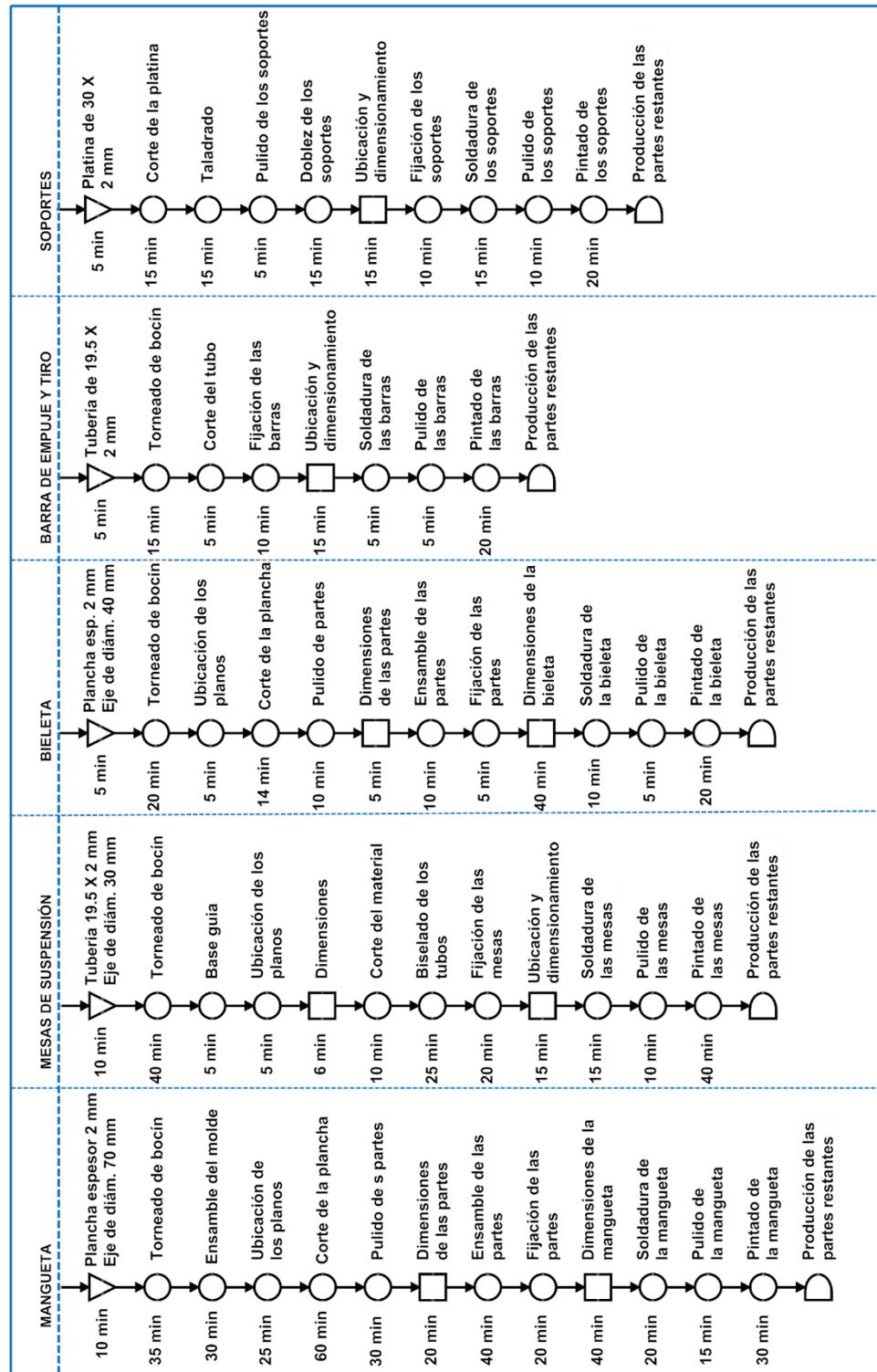


Figura 3.21. Proceso de construcción y ensamble para el sistema suspensión

3.4. PROCESOS DE MANUFACTURA DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Las bases son elaboradas de perfiles de acero en coordinación con las especificaciones de diseño, en la figura 3.22 se puede apreciar la sujeción de la cremallera al bastidor con su base previamente elaborada y soldada en la estructura, además los terminales son parte del conjunto.



Figura 3.22. Soportes de la cremallera

La ubicación del volante requiere de moldes adicionales para su ubicación, para el conjunto que se representa en la figura 3.23 la base del rodamiento central requiere ser fijada a través de dos miembros estructurales sujetos al bastidor.



Figura 3.23. Soportes del volante

Las juntas universales disponibles requieren ser ensambladas en este proceso para el dimensionamiento de la barra de dirección y evitar un sobredimensionamiento que provoquen desniveles, además de la correcta ubicación de los brazos de dirección como se representa en la figura 3.24.



Figura 3.24. Brazos de dirección ensamblados

Finalmente se obtiene el sistema completo con el ensamble de la columna de dirección la cual une el volante a la cremallera en el sistema, como se representa en la figura 3.25.



Figura 3.25. Brazos de dirección ensamblados

3.4.1.PROCESO DE DESARROLLO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

El proceso de fabricación del bastidor se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la figura 3.26.

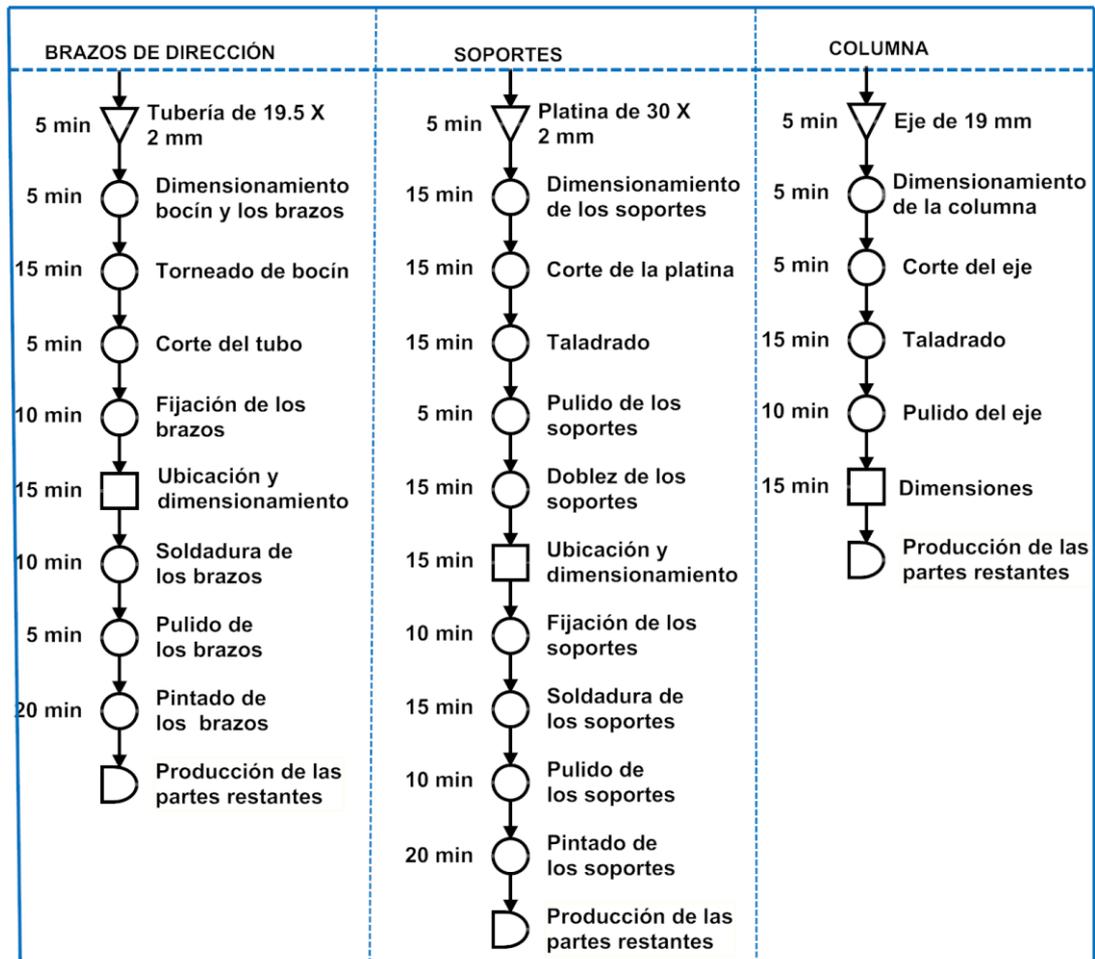


Figura 3.26. Proceso de construcción y ensamble para el sistema de dirección

3.5. PROCESOS DE MANUFACTURA DEL SISTEMA DE FRENOS

La base para el conjunto de pedales es elaborada de un perfil cuadrado estructural de acero y soldados al bastidor, además requiere de perforaciones adicionales para modificar la posición de los pedales de acuerdo al tamaño del piloto como se puede apreciar en la figura 3.27



Figura 3.27. Base de la caja de pedales

El conjunto de pedales ensamblados se representa en la figura 3.28 con la sujeción de los reservorios para el líquido de frenos los cuales son sujetados en la parte delantera del bastidor.



Figura 3.28. Ensamble de la caja de pedales y reservorios

Las mordazas delanteras y posteriores son representados en la figura 3.29 las bases son soldadas a la mangueta formando una estructura adicional en su conformación.

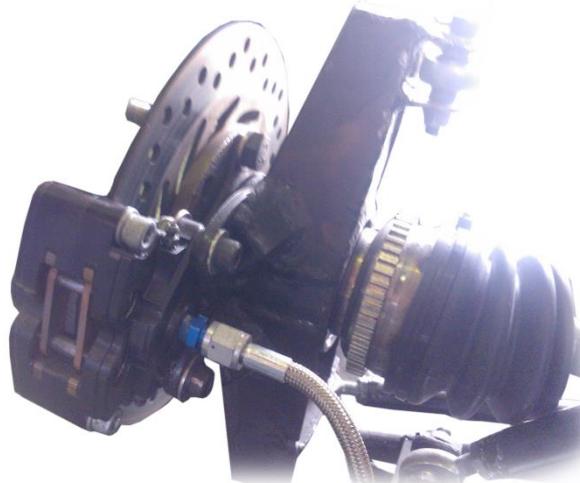


Figura 3.29. Ensamble de la mordaza con la mangueta

Un conjunto de disco y mordaza se representa en la figura 3.30 es el conjunto terminado con separadores de rueda y elementos de sujeción respectivamente.



Figura 3.30. Conjunto disco-mordaza ensamblado

3.5.1. PROCESO DE DESARROLLO DEL SISTEMA DE FRENOS

El proceso de fabricación del bastidor se especifica a través de un cursograma sinóptico representado en la figura 3.12.



Figura 3.31. Proceso de construcción y ensamble para el sistema de frenos

3.6. PROCESO DE ENSAMBLE DEL CHASIS

El proceso de ensamble del chasis se detalla a través de un cursograma sinóptico representado en la figura 3.12, mediante el cual podemos establecer las operaciones tecnológicas y el tiempo necesario para realizar cada actividad de ensamble.

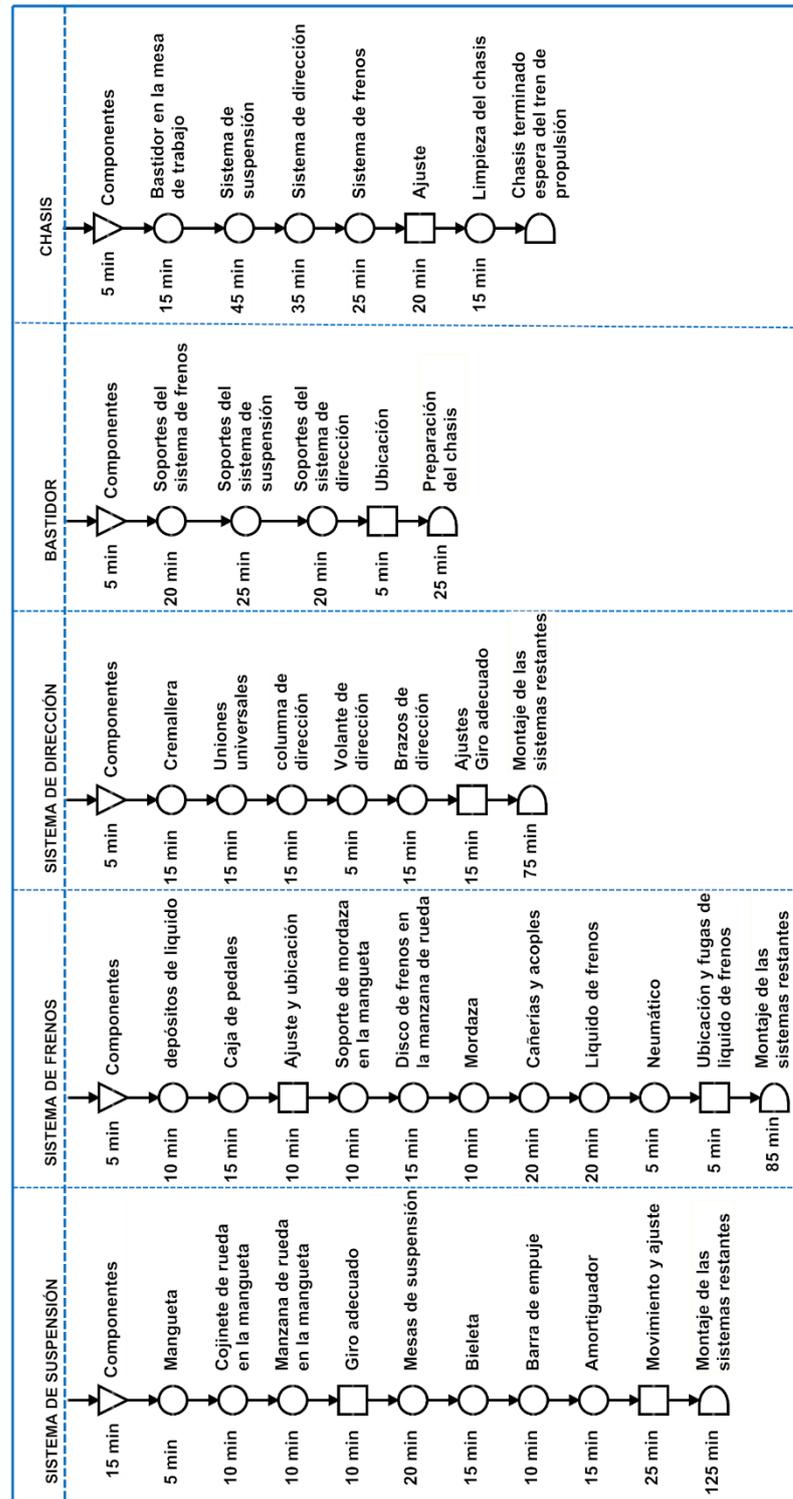


Figura 3.32. Proceso de montaje del chasis

3.7. COSTO TOTAL

En la presente sección se elabora un estudio de los costos que inciden en la construcción del chasis del vehículo tipo Formula SAE. Fundamentalmente el reporte global de costos representa un coste derivado de tablas y documentación de soporte establecidos por la Formula SAE, (SAE, 2014, p.119), el análisis del costo global inicia en el proceso y el uso de herramientas para transformar el materia en una parte o componente de un ensamble el cual se monta en el chasis, las categorías de evaluación se representan en la figura 3.33

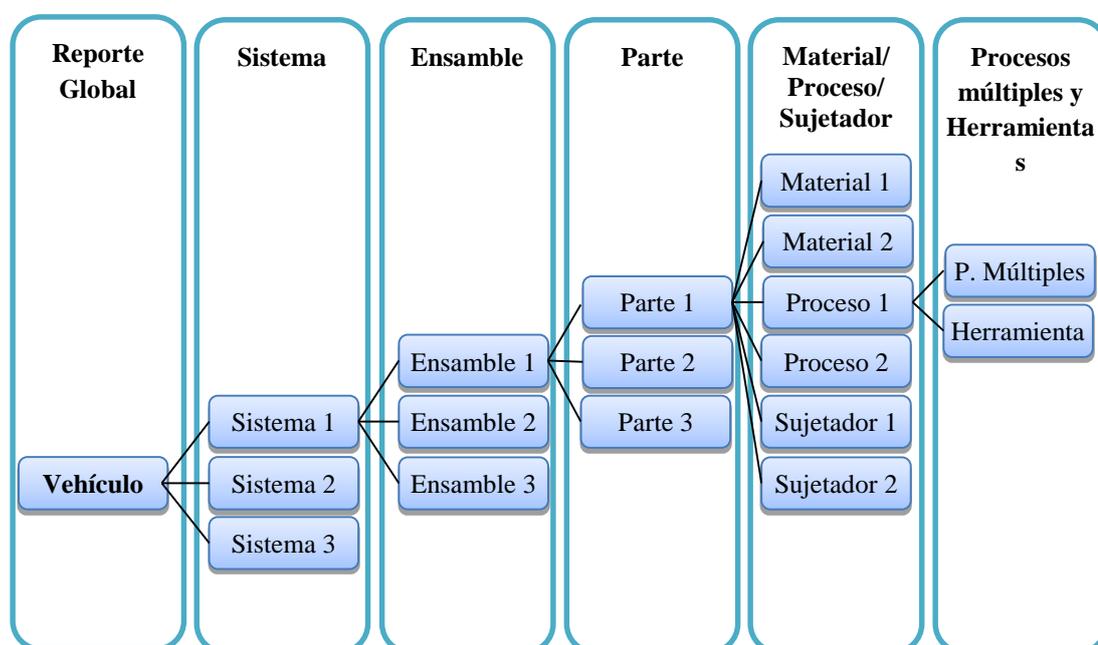


Figura 3.33. Flujo de costos

3.7.1. RESUMEN GLOBAL DE COSTOS

El costo total para el desarrollo del proyecto se resume en la tabla 3.1 la cual representa en resumen la inversión realizada.

Tabla 3.1

Resumen global de costos

Sistema	Materiales	Procesos	Sujetadores	Herramientas	Total
Suspensión & Amortiguadores	\$ 1.171,69	\$ 398,13	\$ 10,12	\$ 96,66	\$ 1.676,60
Neumáticos & Aros	\$ 983,02	\$ 86,40	\$ 18,08	\$ -	\$ 1.087,50

CONTINÚA →

Sistema de dirección	\$ 329,28	\$ 137,30	\$ 2,48	\$ 0,66	\$ 469,72
Bastidor	\$ 72,09	\$ 186,1	\$ 0,00	\$ 35,33	\$ 293,52
Sistema de frenos	\$ 1.022,13	\$ 48,85	\$ 5,48	\$ 0,33	\$ 801,15
Total Chasis	\$ 2.407,69	\$ 856,78	\$ 36,16	\$ 132,98	\$ 4.328,49

A través de la figura 3.34 se representa los porcentajes de los costos totales teniendo como resultado que el sistema de suspensión es el más costoso seguido del conjunto de neumáticos y aros, posteriormente se tiene el sistema de frenos y siendo los menos costos el sistema de dirección y el bastidor.

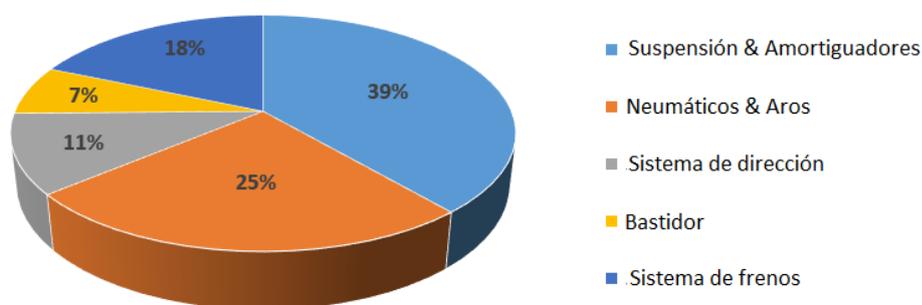


Figura 3.34. Resumen de costos

3.7.2. LISTA DE COSTOS PARA EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

A través de la tabla 3.2 se detalla el desglose de costos para la obtención del sistema de suspensión.

Tabla 3.2

Lista de costos para el sistema de suspensión

ENSAMBLE	PARTE	DESCRIPCIÓN (FORMATO SAE)	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO MATERIAL	COSTO PROCESO	COSTO SUJETADOR	COSTO HERRAMIENTA	COSTO TOTAL
Mangueta frontal	Mangueta frontal	Manufacturada en acero	62,23	2	2,52	34,71		25,00	
Mangueta posterior	Mangueta posterior	Manufacturada en acero	59,75	2	2,43	33,99		23,33	119,50
Brazo de suspensión frontal superior			6,06	1		5,00	1,06		6,06
	Mesa superior	Manufacturada en acero	6,94	2	0,58	6,36			13,87
	Bujes	Manufacturada en acero	1,17	6	0,05	1,12			7,03
	Rotulas M8	Acero especial	2,50	4	2,50				10,00

CONTINÚA →

	Rotulas M10	Acero especial	3,20	2	3,20			6,40
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,72	12	0,06	0,66		8,65
			6,06	1		5,00	1,06	6,06
Brazo de suspensión frontal inferior	Mesa inferior	Manufacturada en acero	7,06	2	0,70	6,36		14,12
	Bujes	Manufacturada en acero	1,17	4	0,05	1,12		4,69
	Rotula esférica	Acero especial	8,00	2	8,00			16,00
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,72	4	0,06	0,66		
				6,06	1		5,00	1,06
Brazo de suspensión posterior superior	Mesa superior	Manufacturada en acero	6,96	2	0,60	6,36		13,93
	Bujes	Manufacturada en acero	1,17	6	0,05	1,12		7,03
	Rotulas M8	Manufacturada en acero	2,50	2	2,50			5,00
	Rotulas M10	Acero especial	3,20	6	3,20			19,20
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,13	12	0,06	0,07		1,52
			6,06	1		5,00	1,06	6,06
Brazo de suspensión posterior inferior	Mesa inferior	Manufacturada en acero	7,08	2	0,72	6,36		14,16
	Bujes	Manufacturada en acero	1,17	4	0,05	1,12		4,69
	Rotula esférica	Acero especial	8,00	2	8,00			16,00
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,13	4	0,06	0,07		0,51
				11,68	1		11,08	0,60
Barra de tiro frontal	Barra de tiro	Tubo de acero	2,38	2	0,59	1,79		4,76
	Buje	Manufacturada en acero	1,25	4	0,05	1,20		5,01
	Rotulas M10	Acero especial	3,20	4	3,20			12,80
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,72	8	0,06	0,66		
				11,68	1		11,08	0,60
Barra de empuje posterior	Barra de tiro	Tubo de acero	2,08	2	0,29	1,79		4,16
	Buje	Manufacturada en acero	1,17	4	0,05	1,12		4,69
	Rotulas M10	Acero especial	3,20	4	3,20			12,80
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,72	8	0,06	0,66		5,77
Bieleta delantera	Bieleta frontal	Manufacturada en acero	21,06	1	0,07	20,49	0,50	21,06
Bieleta posterior	Bieleta posterior	Manufacturada en acero	20,27	1	0,07	19,8	0,40	20,27
Amortiguador delantero	Resorte y amortiguador	Amortiguadores SAE	147,90	2	142,50	5,00	0,40	295,80
Amortiguador posterior	Resorte y amortiguador	Amortiguadores SAE	367,90	2	362,50	5,00	0,40	735,80
Barra			7,18	1	5,00	2,18		7,18

CONTINÚA →

estabilizadora frontal	Barra de acción	Tubo de acero	1,92	2	0,13	1,79	3,85		
	Bujes	Manufacturada en acero	1,17	4	0,05	1,12	4,69		
	Rotulas M10	Acero especial	3,20	4	3,20		12,80		
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,72	8	0,06	0,66	5,77		
	Soportes de barra	Manufacturada en acero	0,69	2	0,05	0,64	1,38		
	Barra estabilizadora	Manufacturada en acero	8,82	1	1,34	7,48	8,82		
			7,18	1	5,00	2,18			
Barra estabilizadora posterior	Barra de acción	Tubo de acero	2,01	2	0,22	1,79	4,03		
	Bujes	Manufacturada en acero	1,17	4	0,05	1,12	4,69		
	Rotulas M10	Acero especial	3,20	4	3,20		12,80		
	Insertos de rotulas	Manufacturada en acero	0,72	8	0,06	0,66	5,77		
	Soportes de barra	Manufacturada en acero	0,69	2	0,05	0,64	1,38		
	Barra estabilizadora	Manufacturada en acero	10,34	1	2,86	7,48	10,34		
	Total					1171,7	398,1	10,12	96,66

3.7.3. LISTA DE COSTOS PARA EL CONJUNTO NEUMÁTICO-ARO

A través de la tabla 3.3 se detalla el desglose de costos para la obtención del conjunto neumático y aro.

Tabla 3.3

Lista de costos para el conjunto Neumático-Aro

ENSAMBLE	PARTE	DESCRIPCIÓN (FORMATO SAE)	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO MATERIAL	COSTO PROCESO	COSTO SUJETADOR	COSTO HERRAMIENTA	COSTO TOTAL
Cubos de rueda			0,03	1	0,03				0,03
	Manzana frontal	Manufacturado en acero	21,75	2	2,52	19,23			43,50
	Manzana posterior	Manufacturado en acero	21,76	2	2,53	19,23			43,51
	Tuercas de rueda	Acero cromado	0,30	16	0,30				4,80
	Rodamiento de rueda	Doble rodamiento de bolas	43,60	4	43,60				174,40
	Esparrago de rueda	Aleación de acero	1,13	16			1,13		18,08
Ruedas			5,00	1	5,00				5,00
	Llantas	Aleación de aluminio en 2 piezas	100,00	4	100,00				400,00

CONTINUÍA →

Neumáticos	Hoosier 20x7.5x13	96,50	4	96,50					386,00
Separador de rueda	Manufactura do en aluminio	3,05	4	0,68	2,37				12,18
TOTAL				983,02	86,40	18,08	0,00		1087,5

3.7.4. LISTA DE COSTOS PARA EL SISTEMA DE DIRECCIÓN

A través de la tabla 3.4 se detalla el desglose de costos para la obtención del sistema de dirección.

Tabla 3.4

Lista de costos para el sistema de dirección

ENSAMBLE	PARTE	DESCRIPCIÓN (FORMATO SAE)	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO MATERIAL	COSTO PROCESO	COSTO SUJETADOR	COSTO HERRAMIENTA	COSTO TOTAL
Ensamble del volante	Ensamble del volante		5,92	1	0,08	5,00	0,84		
	Volante	Aluminio y cuero	220,00	1	220,00				220,00
	Acople rápido de volante	Acople rápido de aluminio	39,00	1	39,00				39,00
Columna de dirección			40,56	1		40,00	0,56		40,56
	Columna	Eje de acero	0,90	1	0,30	0,60			0,90
	Junta universal	Unión universal	20,00	2	20,00				40,00
	Junta protectora	Cobertor de goma	0,94	2	0,33	0,28		0,33	1,88
	Acople estriado	Piñón de aluminio	4,04	1	3,69	0,35			4,04
Cremallera de dirección			5,48	1		5,00	0,48		5,48
	Engranaje de piñón	Caja de cremallera	1,40	1	0,19	1,21			1,40
	Engranaje de cremallera	Acero aleado	4,59	1	0,78	3,81			4,59
	Cremallera	Cremallera de acero	40,50	1	0,91	39,59			40,50
	Carcaza de cremallera	Aleación de aluminio	6,67	2	0,93	5,74			13,34
Ensamble tirantes			11,68	1		11,08	0,60		
	Tubos	Tubo de acero	2,10	2	0,31	1,79			4,21
	Bujes roscados	Manufacturado en acero	1,17	4	0,05	1,12			4,69
	Terminales	Aleación de acero	2,50	8	2,50				20,00
	Inserción de terminales	Manufacturado en acero	0,72	16	0,06	0,66			11,54
TOTAL					329,3	137,3	2,48	0,66	469,72

3.7.5. LISTA DE COSTOS PARA EL BASTIDOR

A través de la tabla 3.5 se detalla el desglose de costos para la obtención del bastidor.

Tabla 3.5

Lista de costos para el bastidor

ENSAMBLE	PARTE	DESCRIPCIÓN (FORMATO SAE)	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO MATERIAL	COSTO PROCESO	COSTO SUJETADOR	COSTO HERRAMIENTA	COSTO TOTAL
Bastidor	Bastidor	Manufacturado en acero	9,93	1	0,00	3,60	0,00	6,33	9,93
	Protección frontal	Manufacturado en acero	54,03	1	12,29	35,40	0,00	6,33	54,03
	Mampara central	Manufacturado en acero	16,74	1	6,76	8,65	0,00	1,33	16,74
	Estructura de impacto lateral	Manufacturado en acero	42,07	1	8,24	31,50	0,00	2,33	42,07
	Arco principal	Manufacturado en acero	65,98	1	19,30	41,35	0,00	5,33	65,98
	Arnés de hombro barra de montaje	Manufacturado en acero	73,58	1	17,51	46,40	0,00	9,67	73,58
	Soportes de transmisión	Manufacturado en acero	31,19	1	7,99	19,20	0,00	4,00	31,19
	TOTAL					72,09	186,1	0,00	35,33

3.7.6. LISTA DE COSTOS PARA EL SISTEMA DE FRENOS

A través de la tabla 3.6 se detalla el desglose de costos para la obtención del sistema de frenos.

Tabla 3.6

Lista de costos para el sistema de frenos

ENSAMBLE	PARTE	DESCRIPCIÓN (FORMATO SAE)	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO MATERIAL	COSTO PROCESO	COSTO SUJETADOR	COSTO HERRAMIENTA	COSTO TOTAL
Discos de freno	Discos de freno	AXIS	406,25	1	\$ 400,00	\$ 6,25			406,25
	Fluido de frenos	ATE DOT 3	10,24	1	\$ 10,00	\$ 0,24			10,24
	Línea de frenado	Línea completa	10,43	1		\$ 9,53	\$ 0,90		10,43
Línea de frenado	Línea de frenado flexible	Línea flexible de 1/8	6,25	1	\$ 4,25	\$ 1,20	\$ 0,80		6,25
	Kit línea de	Kit 4AN	49,02	1	\$	\$		\$	49,02

CONTINÚA →

	frenado				39,00	9,69	0,33		
	Acoples	Adaptadores de línea	69,94	1	\$ 69,94				
		Cilindros	15,94	1	\$ 10,00	\$ 4,06	\$ 1,88	15,94	
Cilindro maestro	Cilindro maestro	Tilton, 75	99,00	1	\$ 99,00			99,00	
		Válvula completa	2,77	1	\$ 0,23	\$ 2,40	\$ 0,14	2,77	
Válvula proporcional	Válvula proporcional	Bias Bar TE 90-2000	35,00	1	\$ 35,00			35,00	
		Ensamble	2,00	1	\$ 2,00			2,00	
Barra de balanceo	Barra de balanceo	Tilton, 72-250	30,00	1	\$ 30,00			30,00	
		Wilwood	0,48	1		\$ 0,48		0,48	
Pastillas de freno	Pastillas de freno delanteras	WILWOOD 6211	18,02	1	\$ 18,02			18,02	
	Pastillas de freno posteriores	WILWOOD 4908	9,70	1	\$ 9,70				
		Wilwood mordaza	16,76	1		\$ 15,00	\$ 1,76	16,76	
Mordazas	Mordazas delanteras	Wilwood GP320	196,00	1	\$ 196,00				
	Mordazas posteriores	Wilwood GP200	99,00	1	\$ 99,00			99,00	
		TOTAL			1022,1	48,9	5,48	0,33	801,15

CAPÍTULO IV

4. PROTOCOLO DE PRUEBAS

El protocolo de pruebas es uno de los pasos fundamentales en el diseño de materialización, donde las empresas dedican importantes recursos humanos, materiales y de tiempo, (Riba C., pp.110).

Este protocolo tiene por objetivo definir el ensayo del chasis del vehículo tipo Formula SAE, el cual está conformado por cuatro módulos que proveen de estabilidad, maniobrabilidad, control y seguridad al vehículo, módulos que deben brindar alta fiabilidad en su funcionamiento.

Además en este proceso se verifica que los aspectos detallados en el diseño se cumplan estableciendo las buenas prácticas de ingeniería, el procesos de verificación se ilustra en la figura 4.1



Figura 4.1. Inspección de cada subsistema

Para obtener un alto grado de confiabilidad de los módulos se realizó pruebas de inspección técnica, estabilidad, frenado y maniobrabilidad, realizadas en condiciones de carga máxima, los datos resultados de las pruebas se recopilaron en las fichas de protocolo N° 1, 2.

PROTOCOLO DE PRUEBAS

CLIENTE:	UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSIÓN LATACUNGA	FECHA:
PROYECTO:	CHASIS PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE	2015/01/07
EVALUADORES:	- EDISON GUASCAL - LUIS QUIROZ	Nº 1

Tiempo de pruebas 60-80 min

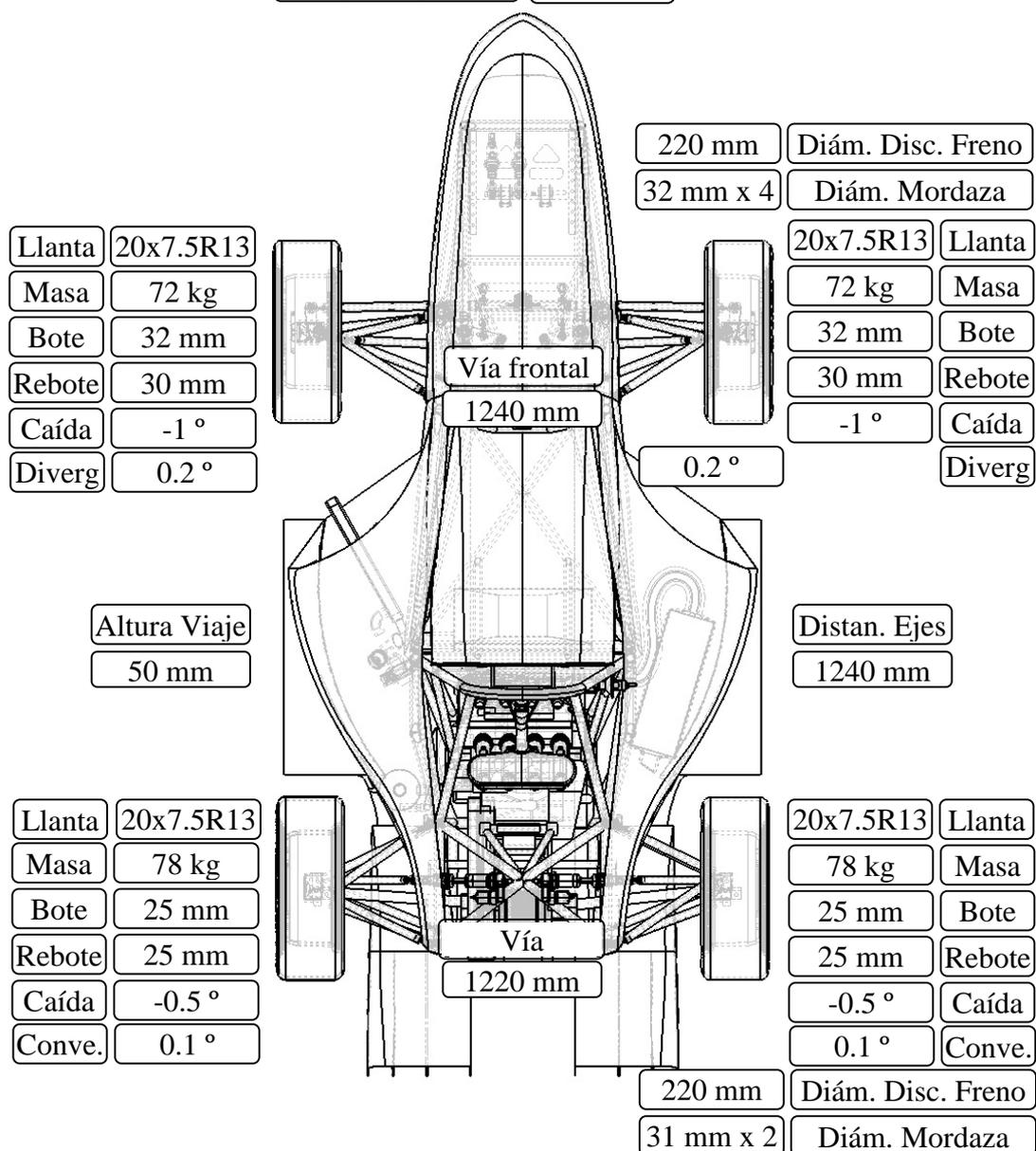


Figura 4.2. Calibraciones del chasis

PROTOCOLO DE PRUEBAS

CLIENTE:	UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSIÓN LATACUNGA	FECHA: 2015/01/07
PROYECTO:	CHASIS PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE	
EVALUADORES:	- EDISON GUASCAL - LUIS QUIROZ	Nº 2

DIMENSIONES PRINCIPALES

	VALOR		ACEPTACIÓN	
	DISEÑO	PROTOTIPO	SI	NO
Distancia entre ejes	1600 mm	1600 mm	✓	
Vía delantera	1240 mm	1240 mm	✓	
Vía posterior	1220 mm	1220 mm	✓	
Masa neumático frontal izquierdo	72 kg	74.4 kg	✓	
Masa neumático frontal derecho	72 kg	74.4 kg	✓	
Masa neumático posterior derecho	78 kg	80.6 kg	✓	
Masa neumático posterior izquierdo	78 kg	80.6 kg	✓	
Altura de viaje	50 mm	50 mm	✓	
Bote delantero	30 mm	30 mm	✓	
Rebote delantero	32 mm	32 mm	✓	
Bote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓	
Rebote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓	
Ángulo de caída frontal	1°	1°	✓	
Ángulo de caída posterior	- 0.5°	- 0.5°	✓	
Ángulo de avance	4.39 °	4.39 °	✓	
Inclinación de la mangueta	6 °	6 °	✓	
Desfase de la mangueta X	20 mm	20 mm	✓	
Desfase de la mangueta Z	15 mm	15 mm	✓	
Neumáticos	20x7.5R13	20x7.5R13	✓	
Aros	7x13-100	7x13-100	✓	
Ubicación de la cremallera	518 mm detrás del arco frontal	518 mm detrás del arco frontal	✓	
Relación de dirección	11.6	11.6	✓	
Diámetro discos de freno	220 mm	220 mm	✓	
Diámetro cilindros maestros	20 mm	20 mm	✓	
Diámetro de mordazas frontales	32 mm x 4	32 mm x 4	✓	
Diámetro de mordazas posteriores	31 mm x 2	31 mm x 2	✓	

Figura 4.3. Dimensiones principales del chasis

4.1. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

Las pruebas de funcionamiento se realizan mediante las calibraciones establecidas en la figura 4.2, además tomando en cuenta consideraciones de funcionamiento extremo.

4.2. REVISIÓN TÉCNICA DE LOS SISTEMAS

La revisión técnica tiene por objetivo revisar si el vehículo cumple con los parámetros, requerimientos y restricciones establecidos en el reglamento de la competencia además el vehículo debe estar completamente ensamblado para avalar el funcionamiento y seguridad de cada sistema, una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 4.4 el cual ratifica que el vehículo puede seguir a la prueba de estabilidad.



Figura 4.4. Inspección técnica del vehículo

4.3. PRUEBA DE ESTABILIDAD

En esta prueba se inclina el vehículo a 45° respecto a la horizontal para verificar que el vehículo no presente fugas de ningún tipo de fluido, después se incrementa la inclinación hasta 60° valor equivalente a 1.7 G's, en esta posición los neumáticos del vehículo no deberán perder contacto con la tabla de inclinación, una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 4.5 el cual ratifica que el vehículo puede avanzar a las pruebas dinámicas.



Figura 4.5. Prueba de inclinación del vehículo

4.4.PRUEBA DE FRENADO

Mediante esta prueba dinámica se verifica la capacidad que posee el sistema de frenos para bloquear las cuatro ruedas y detener el vehículo en línea recta después de una aceleración, una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 4.6 el cual ratifica que el vehículo puede avanzar a la siguiente prueba.



Figura 4.6. Prueba de frenado del vehículo

4.5.PRUEBA DE RESISTENCIA

A través de esta prueba dinámica se avala la habilidad que tiene el vehículo para tomar curvas de radio constante con 30 a 35 m de diámetro sobre una superficie plana sin perder pista, curvas cerradas de 9 a 15 m de diámetro, prueba representada en la figura 4.7



Figura 4.7. Prueba de resistencia del vehículo

A demás se avala la capacidad que posee el vehículo para acelerar en rectas con no más de 77 m de longitud prueba representado en la figura 4.8



Figura 4.8. Prueba de aceleración del vehículo

4.6. ESTADÍSTICA DE LAS PRUEBAS DE CAMPO

Se efectuó pruebas en el campo para verificar y avalar el funcionamiento de cada sistema que conforma el chasis, de lo cual se desprende la tabla 4.1

Tabla 4.1

Estadística de las pruebas de campo

COMPONENTES Y SISTEMAS PRINCIPALES			
ELEMENTO/ SISTEMA	FUNCIONAMIENTO		
	BUENO	REGULAR	MALO
Bastidor	✓		
Suspensión frontal/derecha	✓		
Suspensión frontal/izquierda	✓		
Suspensión posterior/derecha	✓		
Suspensión posterior /izquierda	✓		
Dirección	✓		
Freno frontal/derecha	✓		
Freno frontal/izquierda	✓		
Frenos posterior/derecha	✓		
Frenos posterior /izquierda	✓		

En la figura 4.9 se representa los sellos de aprobación del chasis, el cual cumple con los parámetros de diseño establecidos, además de avalar la funcionalidad, integridad y seguridad del vehículo.

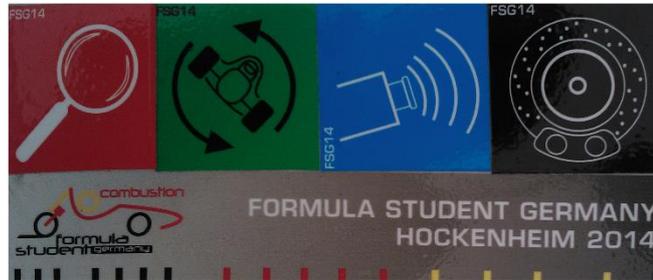


Figura 4.9. Sellos de inspección y pruebas aprobadas

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS

La ejecución del proyecto ha constituido un trabajo de elevada importancia, por el nivel de investigación realizado para desarrollar los diferentes subsistemas, además de establecer una responsabilidad importante por la distribución del presupuesto y los tiempos de fabricación.

5.1. CONCLUSIONES

- El diseño del sistema de suspensión conserva un elevado nivel de dificultad por la cantidad de factores que influyen en el comportamiento del sistema y en la dinámica del vehículo, por lo que es necesario realizar cambios constantes sobre este proceso de diseño hasta determinar la solución más viable.
- Se probó el vehículo en pista, determinando la maniobrabilidad, estabilidad, la resistencia y confiabilidad que posee el chasis en cada una de las pruebas dinámicas las cuales fueron finalizadas con facilidad
- Se determinó la descripción del procedimiento para la construcción de cada subsistema a través de cursogramas, esto permite detectar errores, omisiones, reiteraciones o superposiciones de tareas a fin de subsanarlos y lograr procedimientos más eficientes.
- Se diseñó, construyó e implementó un bastidor resistente seguro ergonómico el cual cumple con los requisitos y normas establecidas para la competencia, mediante la adecuada triangulación y combinación en las dimensiones de los materiales utilizados se obtuvo una apropiada relación entre el peso y la resistencia a la torsión lo cual es un factor importante para el desempeño del vehículo.

- A través de la optimización de la geometría y sincronización la cinemática entre los sistemas de dirección y suspensión se logró establecer el correcto desempeño estático y dinámico del vehículo.
- Se diseñó e implementó el sistema de frenos tomando en consideración los efectos dinámicos máximos a los cuales está sujeto el vehículo de esta manera se optimizó el uso de los componentes para lograr desarrollar un sistema capaz de detener el vehículo en cualquier estado de conducción.
- Se calibró el vehículo acorde a cada prueba dinámica, mediante la variación en la distribución de pesos lo cual produce una transición en el centro de gravedad del vehículo con ello una dinámica diferente así se obtuvo un buen desempeño del vehículo en pista.
- Mediante la ejecución de diferentes pruebas sobre el vehículo, en un escenario con condiciones extremas, se validan los datos de calibración y diseño lo cual afirma el correcto funcionamiento de los sistemas que conforman el chasis.
- La sincronización en el funcionamiento de los subsistemas que conforman el chasis ofrecen maniobrabilidad, confort, control y seguridad del vehículo, teniendo la consideración que cada subsistema puede ser susceptible a mejoras en diseño, construcción e implementación.

5.2. RECOMENDACIONES

- Las mejoras técnicas que se pueden hacer a este diseño del chasis dependerán en gran medida del rendimiento entre el diseño la construcción y las pruebas físicas sobre cada sistema, además se puede desarrollar un modelo del chasis usando el software ADAMS o Optimus K., lo cual permitirá analizar todos los factores que influye en la cinemática y dinámica del vehículo de esta manera se mejorará el funcionamiento dinámico del chasis.
- La calibración del sistema de suspensión de los vehículos debe llevarse a cabo antes de cada competencia tomando en consideración los parámetros de la pista. Se debe calibrar la distribución del peso de vehículos y centro de gravedad, la rigidez del resorte y la presión de aire en los amortiguadores y el ajuste del porcentaje que se requiera en las barras estabilizadoras, con ello se logrará variar la dinámica del vehículo y por ende su rendimiento.
- Antes de cada competencia se recomienda realizar una inspección técnica de cada sistema, durante y después de la competencia es recomendable la recopilación de datos del comportamiento del vehículo, esto ayudará a posibles mejoras.
- En competencias futuras es recomendable el uso de componentes electrónicos que recopilen datos de aceleración a las que está sujeto el vehículo, frecuencias de oscilación de la suspensión, tiempos de frenado y el trazado real de la pista, ya que esto ayudará a desarrollar un vehículo mejorado para esta competencia.
- En futuros diseños es recomendable el uso de materiales compuestos para disminuir el peso del vehículo e incrementar su resistencia, con esto se logrará un vehículo más competitivo.
- Para diseños posteriores es recomendable mantener los sistemas utilizados y realizar avances tecnológicos sobre estos ya que son susceptibles a mejoras así se obtendrá el máximo desempeño del vehículo.

5.3. BIBLIOGRAFÍA

- IMechE. Formula Student. 2013. Disponible en URL: <http://www.formulastudent.com/>. (Consulta 23 de abril del 2014)
- SAE. 2014. Formula SAE rules. TECHNICAL INSPECTION ARTICLE 2
- Royce. M, Royce, S. Learn and Compete, 2012,
- Gillespie.T. Fundamentals of vehicle Dynamics, 1992,SAE
- Kiszko. M. REV 2011 Formula SAE Electric –Suspension Design, School of Mechanical Engineering, University of Western Australia, 2011
- Milliken, W. Race Car Vehicle Dynamics. SAE,1995 SAE
- Reimpell. J., The Automotive Chassis, Butterworth-Heinemann.2001
- Mott. R., Diseño de elementos de máquinas, Pearson Education, México, 2006.
- Limpert. R., Brake Design and Safety, Warrendale, Pa., 1999 SAE
- Puhn. F., Brake Handbook, HPBooks, 1985
- Slimarik D., Bauer F., Design of tubular space frame for Formula Student race car, Department of Technology and Automobile Transport, Mendel University, Czech Republic, 2013
- Eurenus C., Danielsson N., Analysis of Composite Chassis, The Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Sweden, 2013
- Schiller B., Design and implementation of pedal box, The Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2007

ANEXOS

ANEXOS A
RÍGIDEZ DE LOS MUELLES

FSAE PIGGYBACK STYLE SPRINGS



57.18mm (2.25 inch) Travel Springs

Dimensions in millimeters and (inches)

Material: Chrome Silicon

- ID: 34.00mm +/- 1.01mm (1.33" +/- 0.04")
- OD Max: 50.8mm (2.00")
- Free Length Max: 105.0mm +/- 1.52mm (4.13" +/- 0.06")
- Minimum Travel: 57.15mm (2.25")
- End turns closed and ground
- End flatness: 0.0 +/- 0.50 degrees
- Finish: Black
- Spring Rate Tolerance: +/- 5%
- Weight per spring: (grams)

Spring Part Rates

- 17.5 N/mm (100 lb/in) (108g)
- 21.9 N/mm (125 lb/in) (145g)
- 26.3 N/mm (150 lb/in) (124g)
- 30.6 N/mm (175 lb/in) (170g)
- 35.0 N/mm (200 lb/in) (186g)
- 39.4 N/mm (225 lb/in) (168g)
- 43.8 N/mm (250 lb/in) (211.8g)
- 52.5 N/mm (300 lb/in) (179g)
- 61.3 N/mm (350 lb/in) (280.6g)

Fuente: <http://www.kaztechnologies.com/fsae/springs/>

SPRINGS FOR QUARTER MIDGET SHOCKS



70.00mm (2.75 inch) Travel Springs- !

Dimensions in millimeters and (inches)

Material: Chrome Silicon

- ID: 43.18mm (1.70 inch)
- OD Max: 56mm (2.20 inch)
- Free Length Max: 127.00mm (5.00 inch)
- Finish: Blue

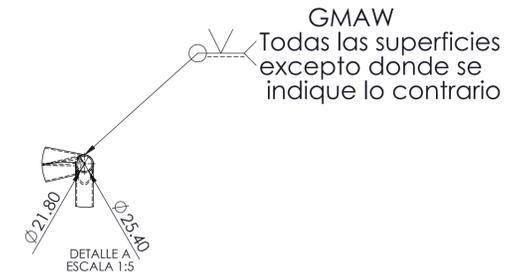
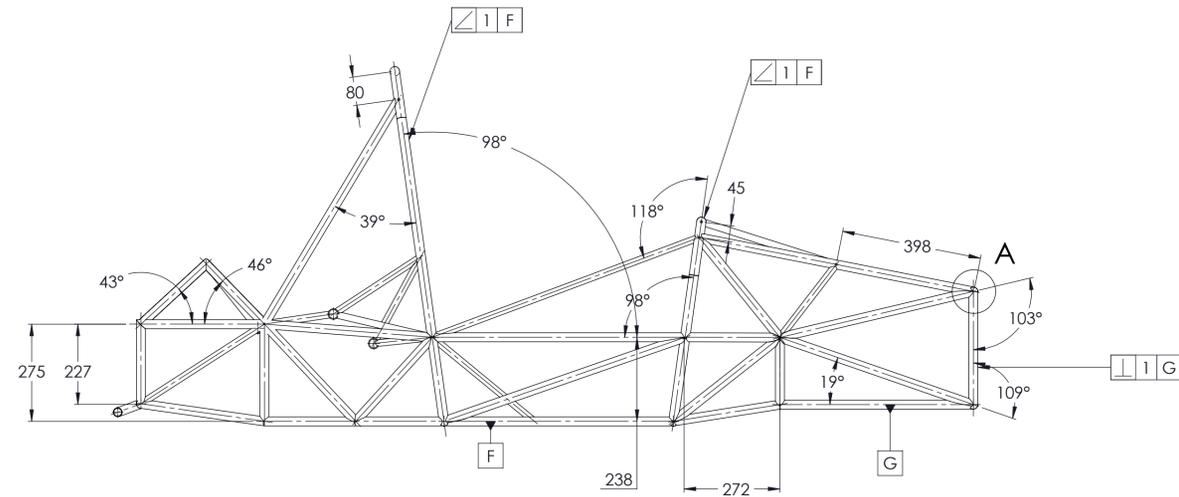
Spring Part Rates

- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| • 11.4 N/mm (65 lb/in) | • 22.8 N/mm (130 lb/in) |
| • 12.3 N/mm (70 lb/in) | • 23.7 N/mm (135 lb/in) |
| • 13.1 N/mm (75 lb/in) | • 24.5 N/mm (140 lb/in) |
| • 14.0 N/mm (80 lb/in) | • 25.4 N/mm (145 lb/in) |
| • 14.9 N/mm (85 lb/in) | • 26.3 N/mm (150 lb/in) |
| • 15.8 N/mm (90 lb/in) | • 27.2 N/mm (155 lb/in) |
| • 16.6 N/mm (95 lb/in) | • 28.0 N/mm (160 lb/in) |
| • 17.5 N/mm (100 lb/in) | • 28.9 N/mm (165 lb/in) |
| • 18.4 N/mm (105 lb/in) | • 29.8 N/mm (170 lb/in) |
| • 19.3 N/mm (110 lb/in) | • 30.7 N/mm (175 lb/in) |
| • 20.1 N/mm (115 lb/in) | • 31.5 N/mm (180 lb/in) |
| • 21.0 N/mm (120 lb/in) | • 32.4 N/mm (185 lb/in) |
| • 21.9 N/mm (125 lb/in) | |

Fuente: <http://www.kaztechnologies.com/fsae/springs/>

ANEXOS B

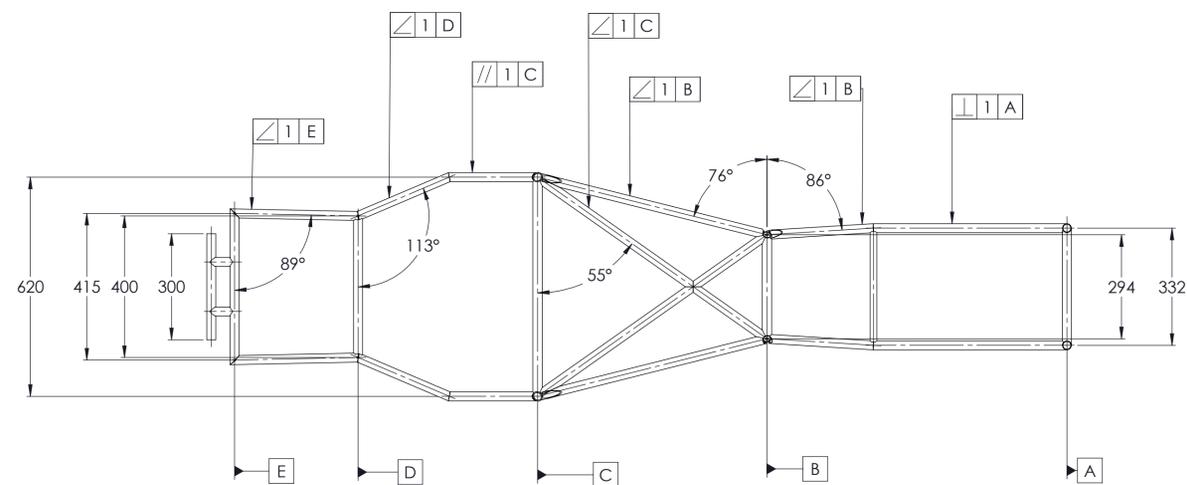
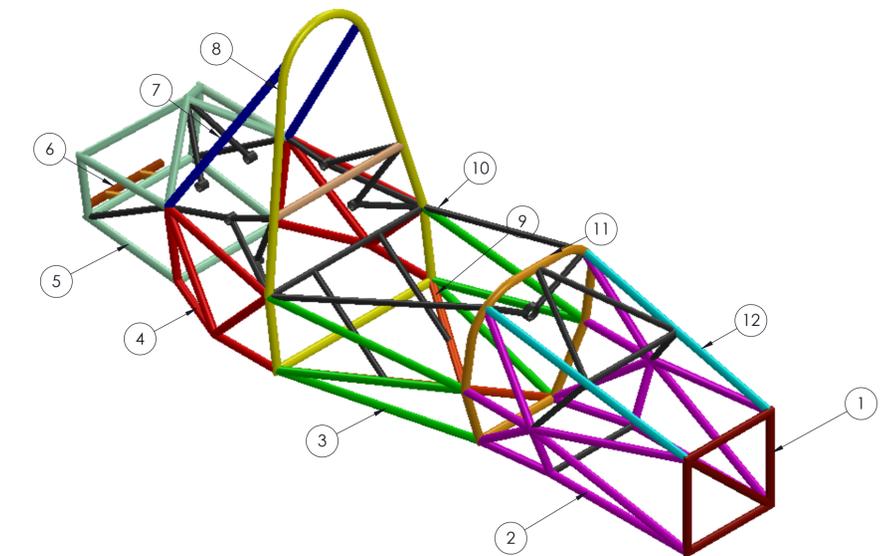
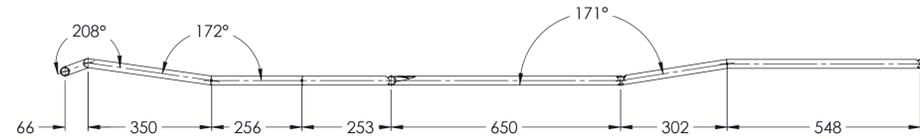
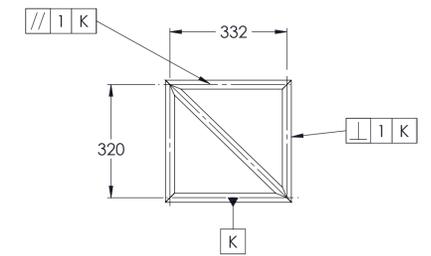
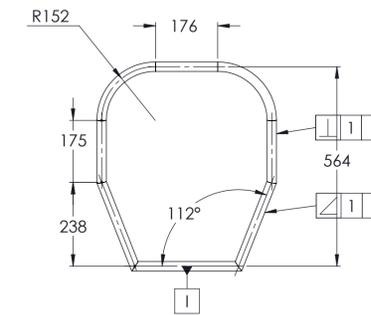
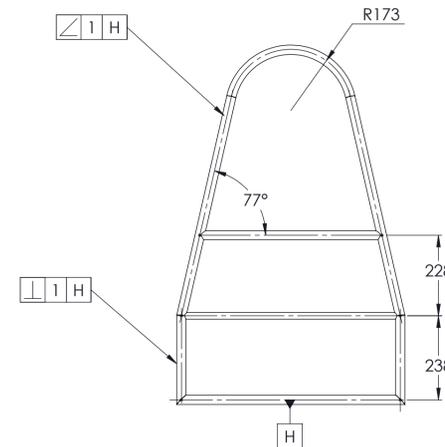
PLANOS



ARCO PRINCIPAL

ARCO DELANTERO

ARCO FRONTAL



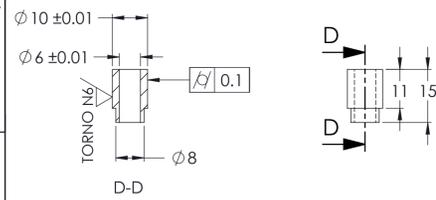
No. pieza	Denominación	No. de Normal Dibujo	Material	No. Orden	No. Modelo	Peso kg/Pieza	Observaciones
2	SOPORTES DEL ARCO DELANTERO	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	12	FRM - 012		Ø 25.4 X1.8 mm
1	ARCO DELANTERO	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	11	FRM - 011		Ø 28.6 X2.5 mm
2	MIEMBROS ESTRUCTURALES	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	10	FRM - 010		Ø 19.05 X1 mm
2	BARRA DE FIJACIÓN DEL ARNÉS	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	9	FRM - 009		Ø 28.6 X2.5 mm
1	ARCO PRINCIPAL	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	8	FRM - 008		Ø 25.4 X1.8 mm
2	BRAZOS DEL ARCO PRINCIPAL	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	7	FRM - 007		Ø 25.4 X1.8 mm
2	BARRA DE ELEVACIÓN	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	6	FRM - 006		Ø 25.4 X1.8 mm
2	SOPORTES DE TRANSMISIÓN	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	5	FRM - 005		Ø 25.4 X1.8 mm
2	SOPORTES DE BRAZOS-ARCO PRINCIPAL	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	4	FRM - 004		Ø 25.4 X1.8 mm
2	ESTRUCTURA DE IMPACTO LATERAL	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	3	FRM - 003		Ø 25.4 X1.8 mm
2	SOPORTES DEL ARCO FRONTAL	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	2	FRM - 002		Ø 25.4 X1.8 mm
1	ARCO FRONTAL	CPE-INEN-003-1988	ASTM 500 C	1	FRM - 001		Ø 25.4 X1.8 mm

Tolerancia	± 1 mm	Peso	364.14 N	ACERO ASTM A-500 Gr. C
Fecha	22-01-15	Nombre		
Dibu.	22-01-15	Grup. Investigador		BASTIDOR
Rev.	22-01-15	Manjarrés-Arteaga		
Apro.	22-01-15	Manjarrés-Arteaga		Lámina N° 01
Edi.		Fecha		
Modifica-		Nombre		ESPEL
ción				
				AUTOMOTRIZ

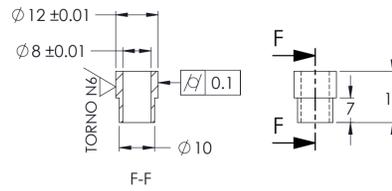
Pintura poliuretano
✓ Todas las superficies
= excepto donde se
indique lo contrario



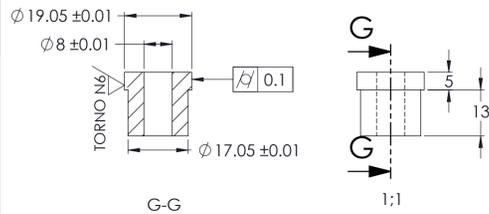
BUJE M8



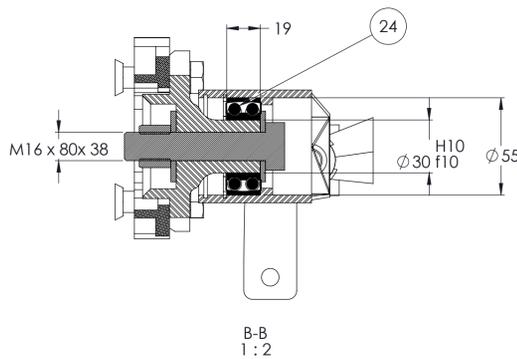
BUJE M10



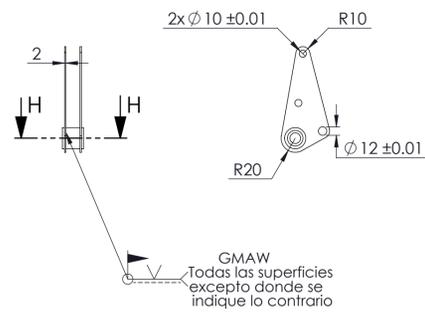
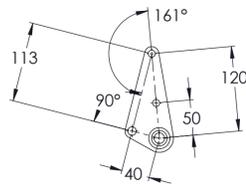
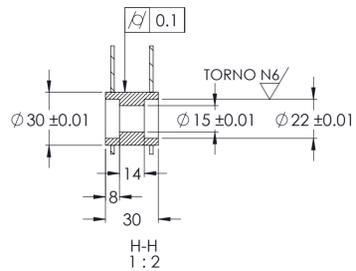
BUJE PARA BRAZOS DE SUSPENSIÓN



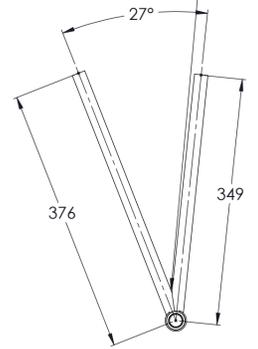
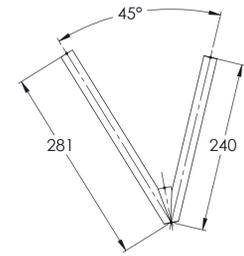
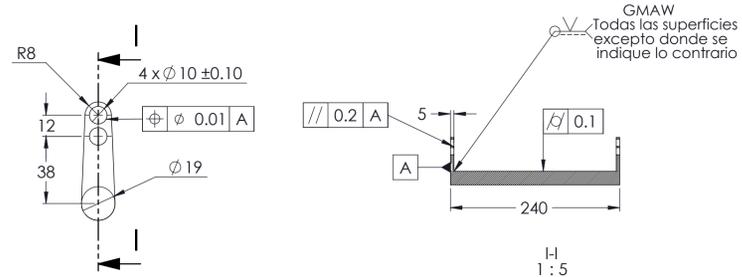
RODAMIENTO	
PARÁMETRO	VALOR
DESIGNACIÓN	IS 6456 DR
D	55 mm
d	30 mm
B	19 mm
C	13.3 kN
C ₀	8.3 kN
RPM	9000 máx.



BIELETA



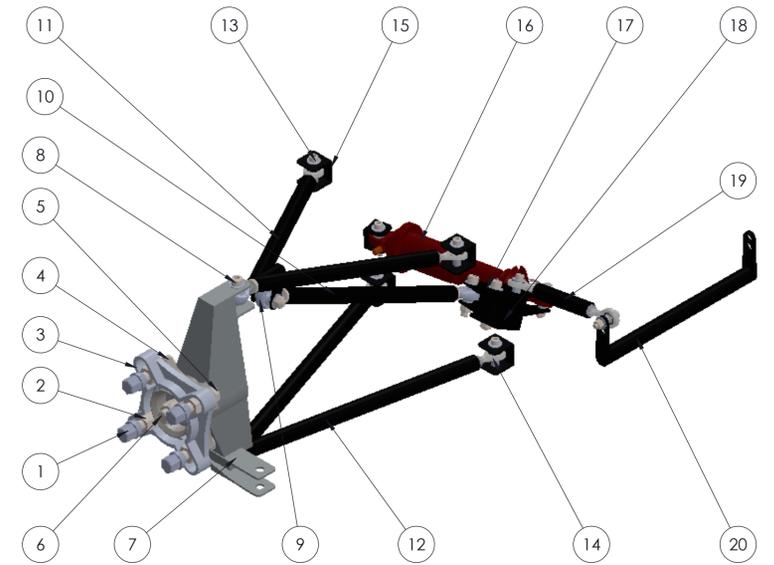
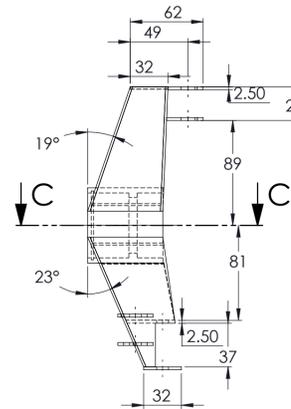
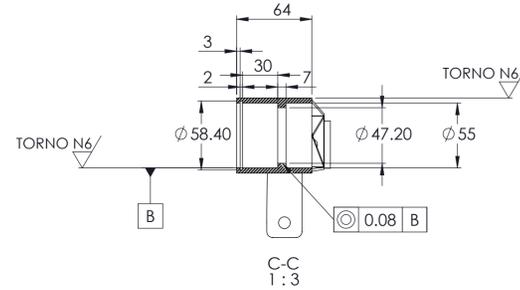
BARRA ESTABILIZADORA



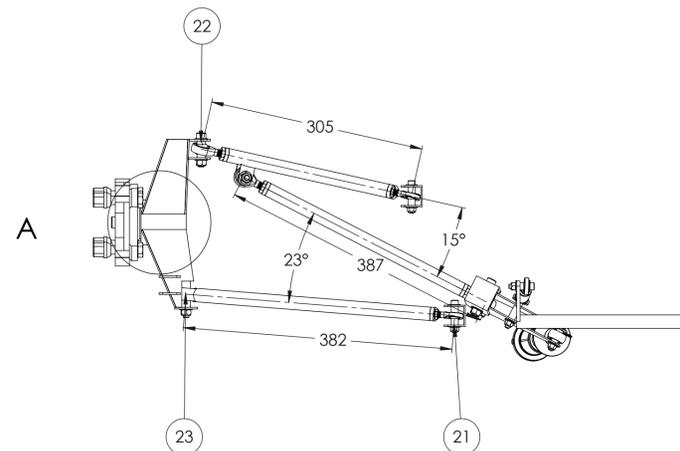
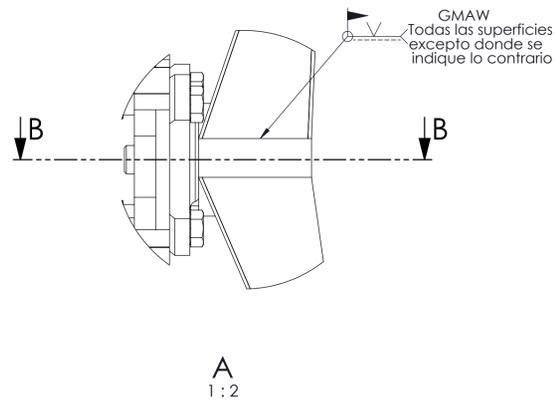
MESA SUPERIOR

MESA INFERIOR

MANGUETA



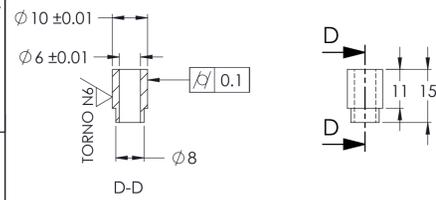
ESCALA 1:4



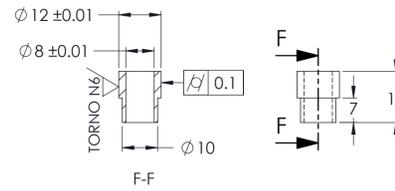
No. pieza	Denominación	Norma de Dibujo	Material	No. Orden	No. Modelo	Peso kg/Pieza	Observaciones
2	RODAMIENTO CENTRAL DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		24	SSF - 024		IS 6456 DR
1	ROTULA ESFERICA	CPE-INEN-003-1989		23	SSF - 023		M10x 21.25 mm
2	BUJE SEPARADOR	CPE-INEN-003-1989	AISI 1018	22	SSF - 022		M10
2	BUJE SEPARADOR	CPE-INEN-003-1989	AISI 1018	21	SSF - 021		M 8
1	BARRA ESTABILIZADORA	CPE-INEN-003-1989	AISI 1018	20	SSF - 020		Ø 19.05 mm ajust.
2	BARRA DE EMPUJE	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	19	SSF - 019		Ø 19.05 X1 mm
2	SOPORTE DE BIELETA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	18	SSF - 018		Ensam. de acero
2	BIELETA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	17	SSF - 017		Ensam. de acero
2	AMORTIGUADOR	CPE-INEN-003-1989		16	SSF - 016		Ajustable
2	SOPORTE DE MESA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	15	SSF - 015		Ensam. de acero
2	ROTULA DE ARTICULADA	CPE-INEN-003-1989		14	SSF - 014		M8 x 1.25 mm
1	PERNO DE SUJECIÓN	CPE-INEN-003-1989		13	SSF - 013		M6 x 1.25 mm G12
2	MESA INFERIOR	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	12	SSF - 012		Ø 19.05 X2 mm
1	MESA SUPERIOR	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	11	SSF - 011		Ø 19.05 X2 mm
2	BARRA DE TIRO	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	10	SSF - 010		Ø 19.05 X2 mm
2	ROTULA ARTICULADA	CPE-INEN-003-1989		9	SSF - 009		M10 x 1.25 mm
1	PERNO DE SUJECIÓN	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	8	SSF - 008		M8 x 1.25 mm G12
2	MANGUETA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	7	SSF - 007		Ensam. de acero
2	PERNO CENTRAL DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		6	SSF - 006		M16 x 1.5 mm
2	PERNO DE SUJECIÓN DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		5	SSF - 005		M12 x 1.5 mm
2	MANZANA	CPE-INEN-003-1989		4	SSF - 004		4 x 100 mm M12
2	SEPARADOR DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989	AI 60161	3	SSF - 003		Rim 13
2	ESPARRAGO DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		2	SSF - 002		M12 x 1.5 mm
1	TUERCA DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		1	SSF - 001		M12 x 1.5 mm

Tolerancia	Peso	Nombre	Escala:
± 1 mm	150 N	ACERO ASTM A-500 Gr. C	1:5
Fecha Dibu.	Nombre	SISTEMA DE SUSPENSIÓN FRONTAL	
Rev. 27-01-15	Manjarrés-Arteaga		
Apro. 27-01-15	Manjarrés-Arteaga		
Edi. ción	Modifica ción	ESPEL AUTOMOTRIZ	Lámina N° 02

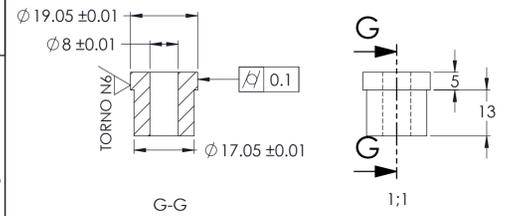
BUJE M8



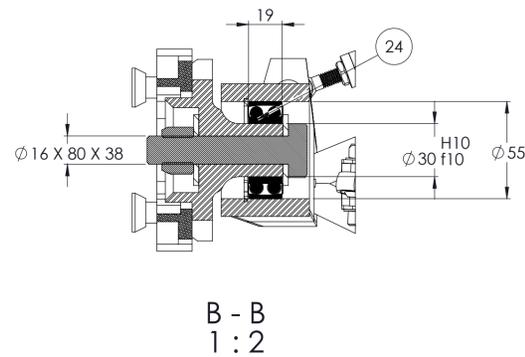
BUJE M10



BUJE PARA BRAZOS DE SUSPENSIÓN

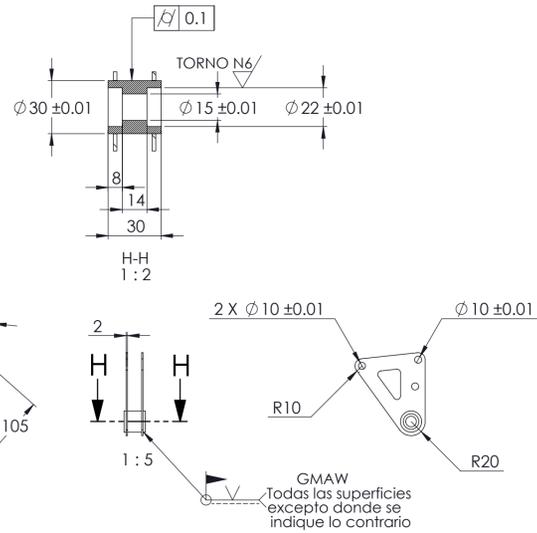


RODAMIENTO	
PARÁMETRO	VALOR
DESIGNACIÓN	IS 6456 DR
D	55 mm
d	30 mm
B	19 mm
C	13.3 kN
C ₀	8.3 kN
RPM	9000 máx

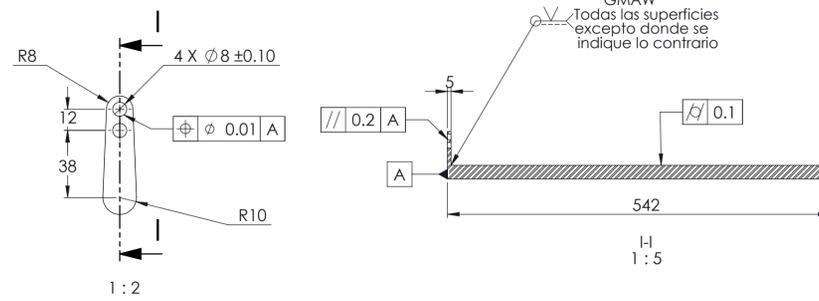


B - B
1:2

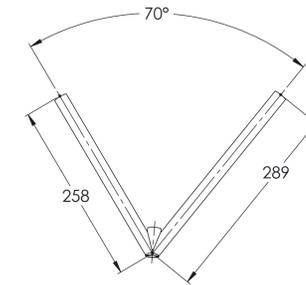
BIELETA



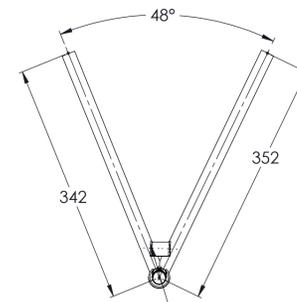
BARRA ESTABILIZADORA



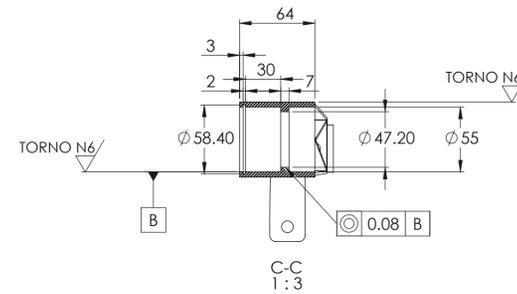
MESA SUPERIOR



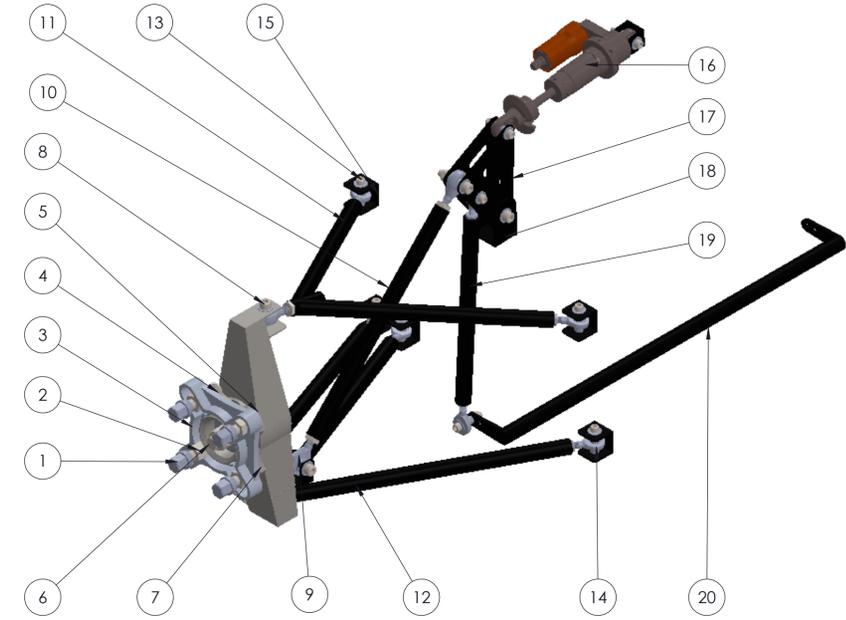
MESA INFERIOR



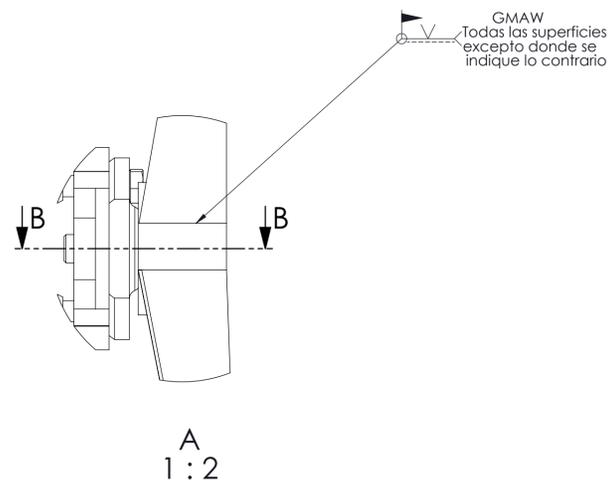
MANGUETA



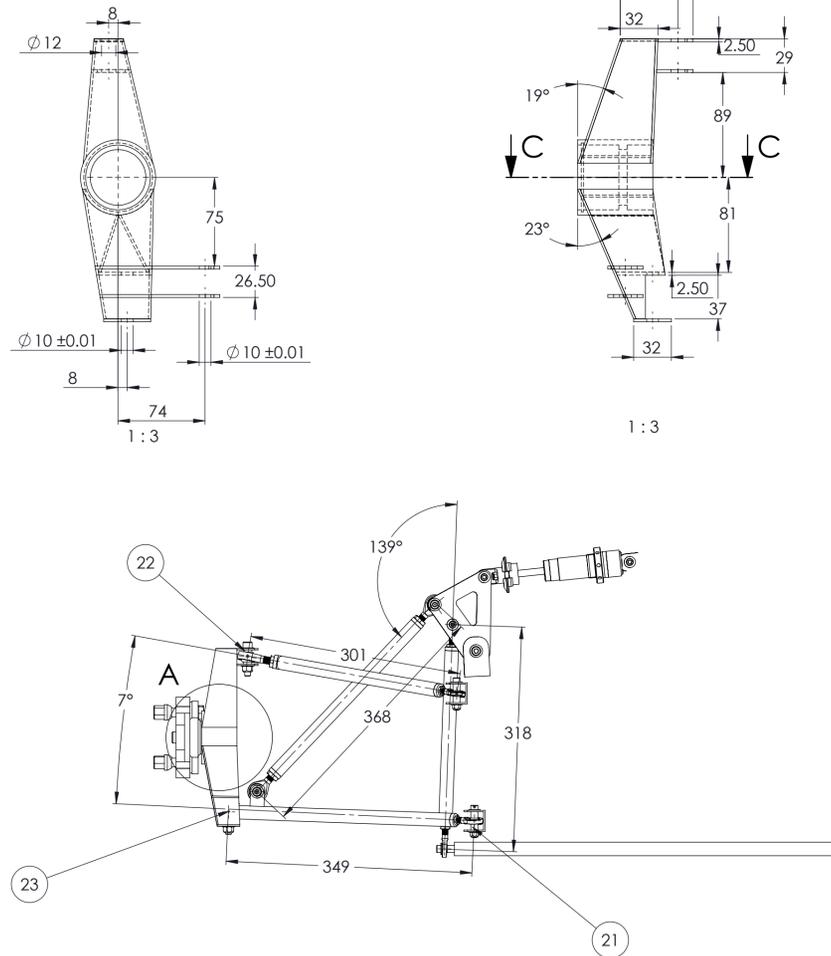
1:3



ESCALA
1:4



A
1:2



21

No. pieza	Denominación	Norma	Material	No. Orden	No. Modelo	Peso kg/Pieza	Observaciones
2	RODAMIENTO CENTRAL DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		24	SSR - 024		IS 6456 DR
1	ROTULA ESFERICA	CPE-INEN-003-1989		23	SSR - 023		M10x 21.25 mm
2	BUJE SEPARADOR	CPE-INEN-003-1989	AISI 1018	22	SSR - 022		M10
2	BUJE SEPARADOR	CPE-INEN-003-1989	AISI 1018	21	SSR - 021		M 8
1	BARRA ESTABILIZADORA	CPE-INEN-003-1989	AISI 1018	20	SSR - 020		Ø 19.05 mm ajust.
2	BARRA DE EMPUJE	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	19	SSR - 019		Ø 19.05 X1 mm
2	SOPORTE DE BIELETA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	18	SSR - 018		Ensam. de acero
2	BIELETA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	17	SSR - 017		Ensam. de acero
2	AMORTIGUADOR	CPE-INEN-003-1989		16	SSR - 016		Ajustable
2	SOPORTE DE MESA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	15	SSR - 015		Ensam. de acero
2	ROTULA DE ARTICULADA	CPE-INEN-003-1989		14	SSR - 014		M8 x 1.25 mm
1	PERNO DE SUJECIÓN	CPE-INEN-003-1989		13	SSR - 013		M6 x 1.25 mm G12
2	MESA INFERIOR	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	12	SSR - 012		Ø 19.05 X2 mm
1	MESA SUPERIOR	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	11	SSR - 011		Ø 19.05 X2 mm
2	BARRA DE EMPUJE	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	10	SSR - 010		Ø 19.05 X2 mm
2	ROTULA ARTICULADA	CPE-INEN-003-1989		9	SSR - 009		M10 x 1.25 mm
1	PERNO DE SUJECIÓN	CPE-INEN-003-1989	ASTM 500 C	8	SSR - 008		M8 x 1.25 mm G12
2	MANGUETA	CPE-INEN-003-1989	ASTM A 588	7	SSR - 007		Ensam. de acero
2	PERNO CENTRAL DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		6	SSR - 006		M16 x 1.5 mm
2	PERNO DE SUJECIÓN DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		5	SSR - 005		M12 x 1.5 mm
2	MANZANA	CPE-INEN-003-1989		4	SSR - 004		4 x 100 mm M12
2	SEPARADOR DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989	Al 60161	3	SSR - 003		Rim 13
2	ESPARRAGO DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		2	SSR - 002		M12 x 1.5 mm
1	TUERCA DE RUEDA	CPE-INEN-003-1989		1	SSR - 001		M12 x 1.5 mm

Tolerancia	± 1 mm	Peso	150 N	ACERO ASTM A-500 Gr. C SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR	Escala: 1:5
Fecha Dibu.	27-01-15	Nombre	Manjarrés-Arteaga		
Rev.	27-01-15	Grp. Investigador	Manjarrés-Arteaga		
Apro.	27-01-15	Manjarrés-Arteaga			
Edi.		Modifica.		ESPEL AUTOMOTRIZ	Lámina N° 03

ANEXOS C

Artículo

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA EL VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE

Luis Quiroz
Edison Guascal
Félix Manjarrés
Oscar Arteaga

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Extensión Latacunga

Quijano Ordoñez y Marqués de Maenza S/N Latacunga, Ecuador
Email: eguascal_123@hotmail.com, luis_qd-@hotmail.com, fxmanjarres@espe.edu.ec,
obarteaga@espe.edu.ec

RESUMEN

En el presente trabajo se describe el diseño y construcción de un chasis para vehículo tipo Formula SAE para la competición Formula Student 2014 que año a año se realiza en el circuito internacional Hockenheimring-Alemania. El chasis está estructurado, en cuatro subsistemas los cuales son desarrollados en base al reglamento SAE 2014 lo que garantiza eficacia y seguridad en los mismos, donde el bastidor está formado por una estructura metálica tubular la cual favorece en rigidez, distribución de cargas que estipulan y garantizan a un previo análisis mediante software. También se incluyen protocolos de prueba que verifican el comportamiento del vehículo en pista y ensayos en un banco de pruebas para verificar la estabilidad del mismo a una inclinación determinada. Finalmente se ha tomado en cuenta la viabilidad económica para seleccionar las diferentes alternativas que se presentan cumpliendo con un proyecto adaptable a nuestro medio y accesible para su elaboración.

ABSTRACT

This document is described the design and construction of a chassis for Formula SAE vehicle for competition Formula Student 2014 which is conducted every year on the international circuit Hockenheimring-Germany.

The chassis is structured in four subsystems which are developed based on the SAE 2014 rule, which guarantees efficacy and safety, where the frame is formed by a tubular metal structure, which favors stiffness and load distribution which

stipulate and endorse a previous analysis by software. Also includes the testing protocols that support vehicle behavior on track and trials in a test to verify the stability of the vehicle in a defined inclination. Finally, we have taken into account the economic viability to choose different alternatives presented in compliance with a customizable project to our environment and accessible for processing.

I. INTRODUCCIÓN

La competencia de diseño estudiantil organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices denominada Formula SAE, en la cual estudiantes diseñan, construyen y compiten con un prototipo de vehículos de carreras tipo Formula, bajo el requerimiento de un reglamento vigente para este tipo de monoplaza, donde las bases de la competencia es la creación de una compañía imaginaria. En torno a los nuevos desarrollos tecnológicos, que establecen el nivel competitivo de la Formula SAE el chasis de los prototipos deben ser desarrollados minuciosamente ya que de estos depende el comportamiento general del vehículo.



Figura 1: Exhibición conjunta de los autos FSG 2013

Fuente: <http://media.formulastudent.de/FSG13/Hockenheim-2013/Panoramic-Picture/i-DPpPqs/A>

II. PARÁMETROS DE DISEÑO

Los parámetros de diseño son analizados bajo los siguientes factores:

- La geometría del sistema de suspensión y mangueta, establecen la cinemática ideal del sistema y así evitar pérdida de adherencia con ello control y estabilidad del vehículo.
- Geometría del sistema de dirección determina la maniobrabilidad y precisión del vehículo al tomar una curva.
- La ubicación del centro de gravedad respecto al centro de balanceo produce rotación del chasis perjudicando la estabilidad en curvas.
- Las distancias entre ejes, ancho de vía delantero y posterior son parámetros dimensionales del vehículo los cuales establecen en su mayoría el comportamiento dinámico del mismo.
- La resistencia a la fatiga en los elementos que conforman los sistemas determina la durabilidad y confiabilidad de los mismos.
- Los arcos principales de seguridad definen parcialmente la geometría del bastidor.
- Un arriostramiento nodal permite obtener rutas para distribuir cargas, resultado de aceleración y desaceleración en direcciones longitudinales y transversales.
- El sistema de frenos debe ser analizado en condiciones máximas de aceleración y deceleración para una adecuada selección de componentes.
- El dimensionamiento de los componentes está en función de un análisis estático y dinámico del vehículo.
- Un sistema eléctrico de emergencia y corte de funcionalidad al motor permite la seguridad del sistema de frenos en caso de un evento imprevisto.

III. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL VEHÍCULO

La cinemática determina los movimientos de interés como la aceleración, frenado, curvatura y oscilaciones, mientras que el

comportamiento dinámico se basa en determinar las fuerzas que actúan sobre los neumáticos, centro de gravedad del vehículo y dispositivos aerodinámicos. Por lo cual es esencial establecer un sistema de origen apropiado para modelar, y describir los movimientos y las fuerzas.

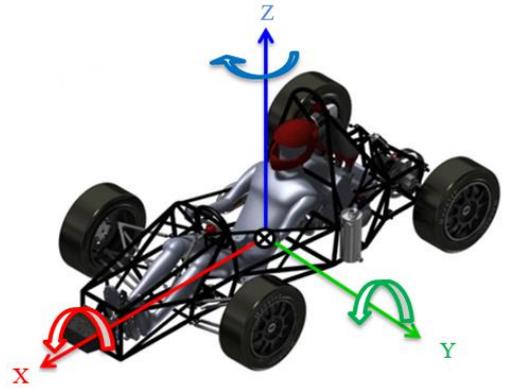


Figura 2: Sistema coordenado del vehículo

a. Distribución de peso:

La distribución de peso sobre cada eje del vehículo se lo determina mediante la ecuación:

$$b = \frac{w_f \cdot l}{w}$$

- ✓ b : Distancia del centro de gravedad al eje posterior
- ✓ l : Distancia entre ejes.
- ✓ w_f : Peso sobre el eje frontal.
- ✓ w_r : Peso sobre el eje posterior.

Donde todos los elementos del vehículo están distribuidos en el chasis esto establece la ubicación del centro de gravedad.

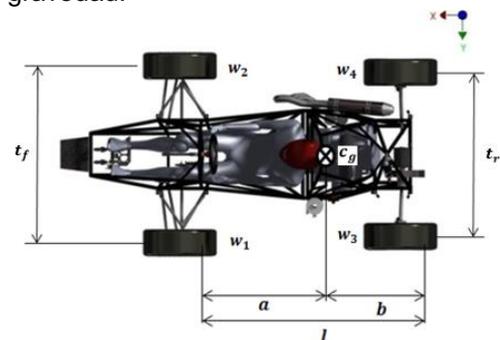


Figura 3: Esquema de la distribución de pesos

Tabla 1

Cargas distribuida sobre cada rueda

Peso eje delantero	Peso eje posterior
48%	52%
144 kg	156 kg
Carga estática en cada rueda	
Rueda delantera izquierda w_1	72 kg
Rueda delantera derecha w_2	72 kg
Rueda posterior izquierda w_3	78 kg
Rueda posterior derecha w_4	78 kg

b. Determinación de cargas del sistema de suspensión

El centro de gravedad se encuentra unido firmemente al eje de balanceo y cualquier fuerza transversal que se aplique en este centro provocará un momento torsor del eje transversal se puede determinar mediante la ecuación:

$$M_{\phi_0} = (w \cdot H \cdot \sin \phi_0 + m_t \cdot a_y \cdot H \cdot \cos \phi_0) \cdot \cos \varepsilon$$

- ✓ ϕ_0 : Ángulo de balanceo real
- ✓ w: Peso total
- ✓ H: Distancia entre el centro de gravedad y el eje de rodadura.
- ✓ a_y : Aceleración lateral
- ✓ ε : Ángulo entre el eje longitudinal y el eje de balanceo.

$$M_{\phi_0} = 1487.13 \text{ Nm}$$

La rigidez total al balanceo del vehículo se determina mediante la ecuación:

$$k_{\phi} = \frac{M_{\phi}}{\phi}$$

- ✓ k_{ϕ} : Rígidez total al balanceo
- ✓ M_{ϕ} : Momento de balanceo deseado
- ✓ ϕ : Ángulo de balanceo ideal

$$k_{\phi} = 55549.73 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

La rigidez frontal está dada por el 52% de la rigidez total (Kiszko.M, 2011, p.35)

$$k_{\phi_f} = k_{\phi} \cdot 0.52$$

$$k_{\phi_f} = 28884.29 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

La rigidez posterior está dada por el 48% de la rigidez total (Kiszko.M, 2011, p.35)

$$k_{\phi_r} = k_{\phi} \cdot 0.48$$

$$k_{\phi_r} = 26662.43 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

La carga sobre cada rueda es debida al efecto de transferencia de pesos que tiene cargas máximas en aceleración, frenado, y curvatura.



Figura 4: Cargas sobre cada rueda en los diferentes efectos

La fuerza máxima sobre la rueda delantera produce un desplazamiento del muelle al transmitir la fuerza a través del mecanismo de suspensión.

$$F_{pull} = \frac{F_{rf} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \gamma \cdot (z - x)}$$

- ✓ F_{rf} : Fuerza rueda frontal
- ✓ β : Ángulo de la vertical y la barra
- ✓ z: Longitud de mesa
- ✓ γ : Longitud barra pull
- ✓ x: Distancia desde la vertical a barra pull

$$F_{pull} = 5929.31 \text{ N}$$

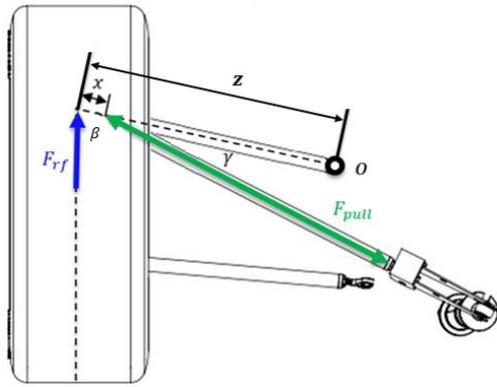


Figura 5: Cuerpo libre del mecanismo de suspensión delantera

$$F_{push} = \frac{F_{rr} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \varphi \cdot (z - x)}$$

- ✓ F_{rr} : Fuerza rueda posterior
- ✓ β : Ángulo de la vertical y la barra
- ✓ z : Longitud de mesa
- ✓ γ : Longitud barra Pull
- ✓ x : Distancia desde la vertical a barra Pull

$$F_{push} = 1847.11 \text{ N}$$

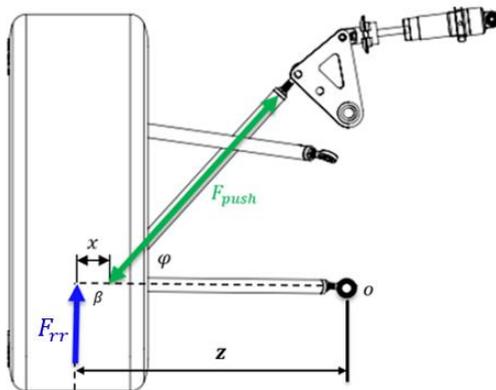


Figura 6: Cuerpo libre del mecanismo de suspensión posterior

Una desventaja de la suspensión independiente es que las ruedas se inclinan con el chasis al tomar una curva, el neumático ubicado al exterior de la curva adquiere un ángulo de caída positivo con respecto al suelo mientras que con la rueda interna sucede lo contrario.

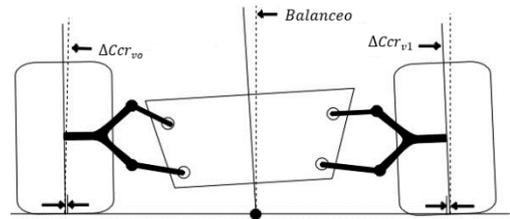


Figura 6: Balanceo del chasis

Fuente: http://www.autozine.org/technical_school/handling/tech_handling_2.htm

El momento que la barra estabilizadora debe recibir es el resultado de la diferencia entre el momento de balanceo real y el deseado representado en las ecuaciones:

$$M_{bar} = M_{\phi_o} - M_{\phi}$$

- ✓ M_{ϕ_o} : Momento de balanceo real
- ✓ M_{ϕ} : Momento de balanceo deseado

$$M_{bar} = 32.92 \text{ Nm}$$

c. Análisis del sistema de dirección

El ángulo ackermann mantiene una relación de la distancia entre ejes y el ángulo de giro del vehículo, mientras que el porcentaje igual a 100% determina que los neumáticos están girando en círculos concéntricos y 0% en círculos iguales, mediante este método se determina si el sistema posee una configuración de ackermann positivo es decir cuando el neumático interno a la curva posee un mayor ángulo de curvatura, neutro cuando ambos neumáticos poseen el mismo ángulo de curvatura o negativo cuando el neumático exterior posee mayor ángulo de curvatura que el interior.

Para una adecuada geometría de dirección en las curvas se determinan mediante las ecuaciones:

$$\delta_o = \frac{l}{R + \frac{t_f}{2}}$$

$$\delta_i = \frac{l}{R - \frac{t_f}{2}}$$

- ✓ δ_0 : Ángulo de giro neumático
- ✓ l : Distancia entre ejes
- ✓ R : Radio efectivo de curvatura
- ✓ t_f : Distancia vía frontal

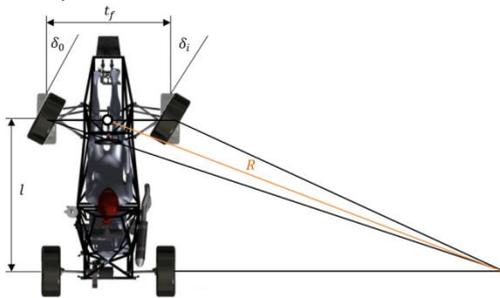


Figura 7: Geometría ackermann

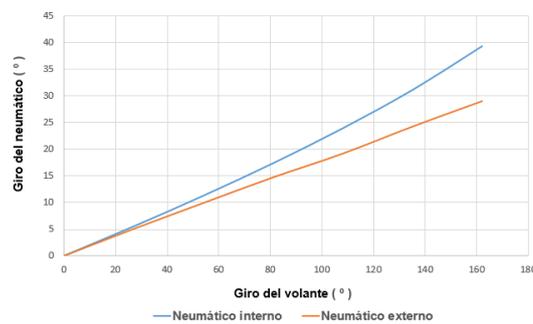


Figura 8: Relación entre el giro del volante y el giro de los neumáticos

d. Determinación de cargas del sistema de frenos

La transferencia de pesos longitudinal determina las cargas máximas para cada rueda y en el caso de la dinámica de frenado estos valores son los determinantes para la selección y dimensionamiento del sistema.

Tabla 2

Datos para determinar los momentos de frenado

Datos	Símbolo	Valor
Carga rueda delantera1	w_f	117 kg
Carga rueda posterior	w_r	33 kg
Coefficiente de fricción neumático - asfalto	μ_n	1.5
Diámetro del neumático	ϕ_n	0.52 m
Gravedad	g	9.81 m/s ²
Fuerza de fricción en el	F_{ff}	1721.655 N

neumático delantero		
Fuerza de fricción en el neumático posterior	F_{ff}	485.595 N

Torque de frenado rueda delantera:

$$T_f = F_{ff} \cdot \frac{\phi_n}{2}$$

$$T_f = 447.63 \text{ Nm}$$

Torque de frenado rueda posterior:

$$T_r = F_{ff} \cdot \frac{\phi_n}{2}$$

$$T_r = 126.255 \text{ Nm}$$

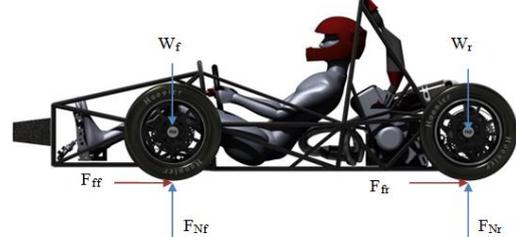


Figura 9: Diagrama de transferencia de pesos longitudinal

Los momentos máximos generados por la dinámica del vehículo son utilizados para dimensionar los diámetros del cilindro maestro necesarios para el sistema hidráulico de tal manera que puedan generar la fuerza necesaria para detener el vehículo en condiciones extremas de aceleración, entonces la presión de cada circuito hidráulico se define por las ecuaciones:

Tabla 3

Ecuaciones de análisis y determinación de cilindros

Torque del disco de freno	$T_d = F_t \cdot R_{ef}$
Fuerza tangencial del sistema	$F_t = \mu_p \cdot F_c$

Fuerza de sujeción del disco	$F_c = 2F_{clp}$
Fuerza hidráulica de la mordaza	$F_{clp} = P_{mc} \cdot A_p$

La presión en el circuito delantero y la fuerza de ingreso al cilindro maestro correspondiente determinan un diámetro mínimo para el dimensionamiento del sistema.

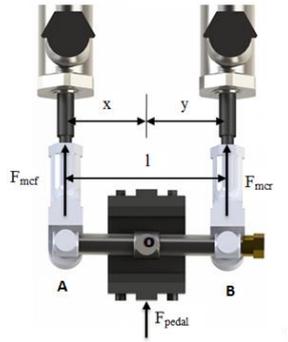


Figura 10: Diagrama de fuerzas en la barra de equilibrio

La presión en el circuito posterior y la fuerza de ingreso al cilindro maestro correspondiente determinan un diámetro mínimo para el dimensionamiento del sistema lo que se refleja en la ecuación:

$$D_{mc} = \sqrt{\frac{F_{mcr} \cdot 4}{\pi \cdot P_{mc}}}$$

- ✓ F_{mcr} : Fuerza en el cilindro maestro
- ✓ P_{mc} : Presión en el cilindro maestro

$$D_{mc} = 20.49 \text{ mm}$$

IV. ANÁLISIS DE ESFUERZOS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

a. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA MANGUETA

La mangueta está sujeta al par de balanceo y al par de torsión debido a la transferencia de cargas por efectos dinámicos producido sobre el vehículo.

Tabla 4

Parámetros de simulación para la mangueta

Efecto	Par	Fuerza
Frenado	447.63 Nm	1721.65 N
Balanceo	756.18 Nm.	2580.84 N

En la figura 11 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas sobre la mangueta.

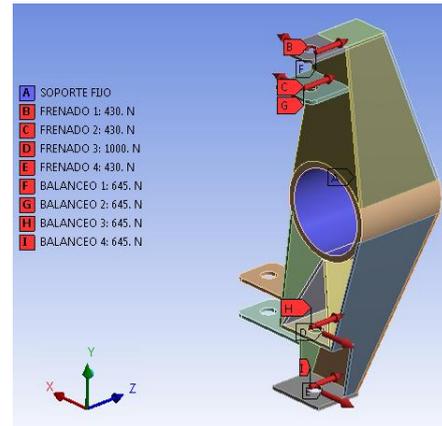


Figura 11: Asignación de cargas y sujeciones sobre la mangueta

En la figura 12, literal A se representa la deformación total de la mangueta con un valor máximo de 0.0126 mm, localizada en el apoyo de la mesa de suspensión inferior. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.000211, indicativo que el comportamiento de la mangueta se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 42.19 Mpa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la mangueta con un valor mínimo de 2.04, indicativo que permite aprobar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

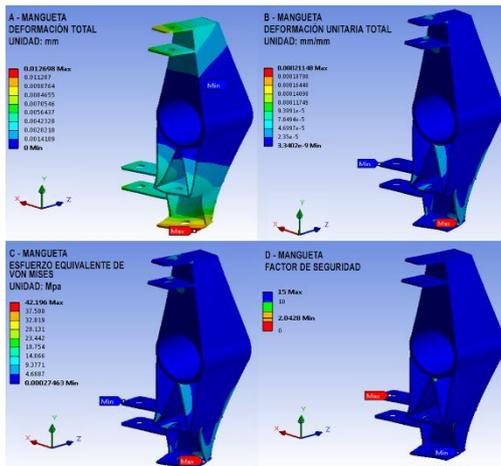


Figura 11: Resultados de simulación de la mangueta

b. BIELETA FRONTAL

La bieleta frontal está sujeta a una carga de tensión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la bieleta frontal es representado en la tabla 5.

Tabla 5

Parámetros de simulación de la bieleta frontal

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	5929.31 N

En la figura 12 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas sobre la bieleta frontal.

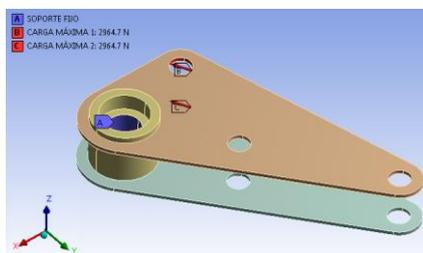


Figura 12: Asignación de sujeciones y cargas sobre la bieleta frontal

En la figura 13, literal A se representa la deformación total de la bieleta con un valor máximo de 0.0351 mm, localizada en la

unión entre la bieleta y el amortiguador. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0006213, indicativo que el comportamiento de la bieleta frontal se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 124.27 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la bieleta frontal con un valor de 2.011, indicativo que permite validar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

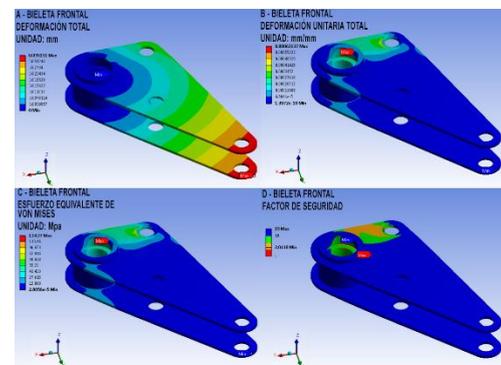


Figura 13: Resultados de simulación de la bieleta frontal.

c. BIELETA POSTERIOR

La bieleta posterior está sujeta a una carga de compresión por la configuración del sistema de suspensión, el valor de la carga que actúan sobre la bieleta frontal es representado en la tabla 6.

Tabla 6

Parámetros de simulación de la bieleta posterior

Efecto	Fuerza
Carga Máxima	1847.11 N

En la figura 14 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas en la bieleta posterior.

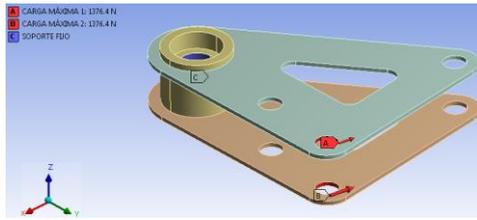


Figura 14: Asignación de sujeciones y cargas sobre la bieleta posterior

En la figura 15, el literal A se representa la deformación total de la bieleta posterior con un valor máximo de 0.07050 mm, localizada en la unión entre la bieleta y el amortiguador. En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0005271, indicativo que el comportamiento de la bieleta posterior se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 94.265 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad de la bieleta posterior con un valor de 2.6521, indicativo que permite verificar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

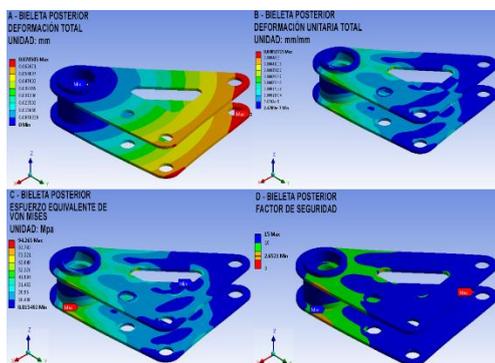


Figura 15: Resultados de simulación de la bieleta posterior

d. BASTIDOR IMPACTO FRONTAL

La energía en una colisión frontal es absorbida por el arco frontal del bastidor, los valores de la carga que actúan sobre el arco frontal son representados en la tabla 7.

Tabla 7

Parámetros de simulación del bastidor arco frontal

Elementos o componentes	Carga aplicada
Protección frontal y soportes	Fx= 150 kN Fy= 0 kN Fz= 0 kN.

En la figura 16 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en el arco frontal.

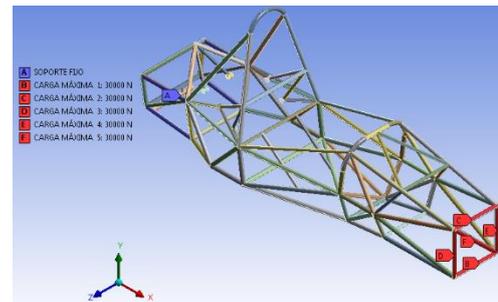


Figura 16: Asignación de sujeciones y cargas sobre el bastidor – arco frontal

En la figura 17, literal A se representa la deformación total del bastidor con un valor máximo de 21.022 mm, valor concentrado en el miembro estructural central del arco frontal. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 2.4988 mm, valor concentrado en la parte posterior de la estructura del bastidor. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 7.4016 mm, valor concentrado el soporte superior derecho del arco frontal. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 4.001 mm, valor

concentrado en la parte inferior de los soportes del arco principal. Los valores determinados son inferiores a límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas

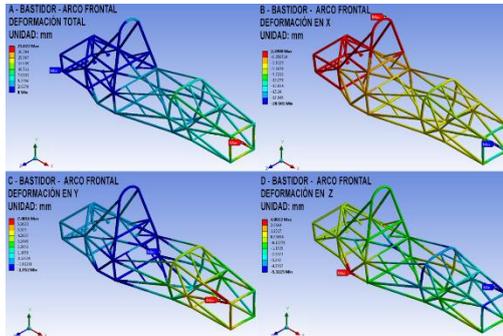


Figura 17: Resultados de simulación del bastidor – arco frontal

e. BASTIDOR IMPACTO LATERAL

En colisiones laterales la energía de impacto es absorbida por la zona lateral del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre la protección lateral son representados en la tabla 8.

Tabla 8

Parámetros de simulación del bastidor en la zona lateral de impacto.

Elementos o componentes	Carga aplicada
Zona de impacto lateral	$F_x = 0 \text{ kN}$ $F_y = 7 \text{ kN}$ $F_z = 0 \text{ kN}$.

Fuente: Rules SAE, 2014.

En la figura 18 se representa los puntos de sujeción y aplicación de fuerzas en la zona lateral de impacto.

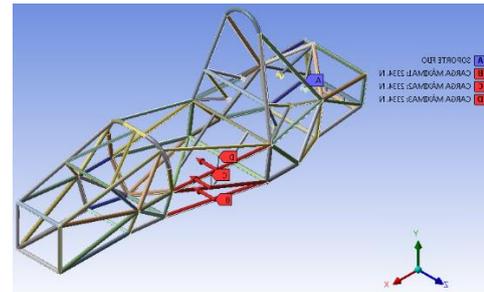


Figura 18: Asignación de sujeciones y cargas en el bastidor – zona lateral

En la figura 19, el literal A se representa la deformación total del arco delantero con un valor máximo de 4.065 mm, valor concentrado en la parte lateral de la estructura sobre la zona de impacto. La deformación sobre el eje longitudinal se representa en el literal B con un valor máximo de 0.1125 mm, valor concentrado en la parte izquierda del bastidor. La deformación en el eje vertical se representa en el literal C con un valor máximo de 0.6572 mm, valor concentrado sobre los miembros estructurales posteriores del bastidor. La deformación en el eje transversal se representa en el literal D con un valor máximo de 0.3883 mm, valor concentrado en la parte frontal y posterior de la estructura del bastidor. Los valores determinados son inferiores a límite permitido, lo que establece que la estructura cumple con las condiciones requeridas

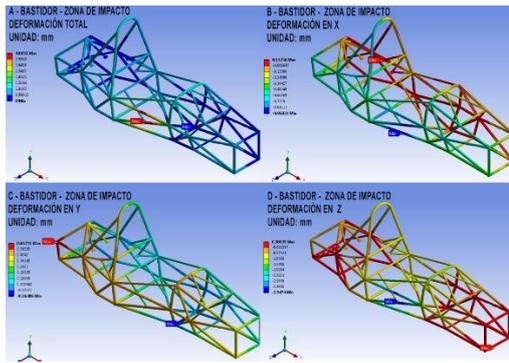


Figura 19: Resultados de simulación del bastidor - zona de impacto

f. BASTIDOR RIGIDEZ A LA TORSIÓN

El bastidor está sujeto a un par de torsión máximo debido al balanceo cuando el vehículo toma una curva, la fuerza que actúan sobre el bastidor es la equivalente al momento de torsión generado en la parte frontal del vehículo determinado en la sección III y son representados en la tabla 9,

Tabla 9

Parámetros de simulación del bastidor y rigidez a la torsión

Elementos o componentes	Carga aplicada
Cargas de torsión frontal	Fz=1.29 kN. Fz=-1.29 kN.

En la figura 20 se representa los puntos de sujeción y aplicación de cargas que producen un par torsor sobre del bastidor.

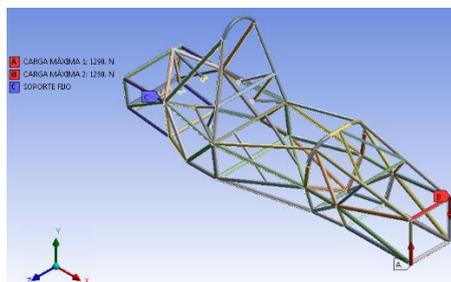


Figura 20: Asignación de sujeciones y cargas en el bastidor – torsión

En la figura 21, el literal A se representa la deformación total del bastidor producido por un momento de torsión con un valor máximo de 0.2404 mm, En el literal B se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0.0006310, indicativo de que el comportamiento del bastidor se efectúa en la zona elástica del material. En el literal C se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises, con un valor máximo de 118.45 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado. En el literal D se representa el factor de seguridad del bastidor con un valor de 2.1105, indicativo que permite aceptar el funcionamiento de este componente que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

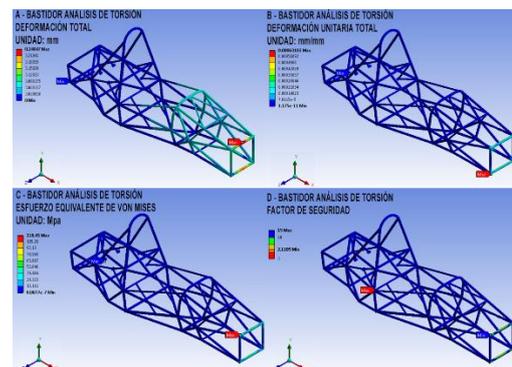


Figura 21: Resultados de simulación del bastidor - torsión

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, un método muy efectivo para determinar la 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, los resultados para cada ensayo son representados en la figura 22.

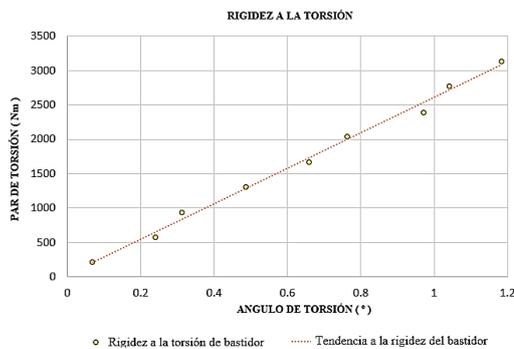


Figura 22: Rigidez torsional del bastidor

V. RESUMEN GLOBAL DE COSTOS

El costo total y el resumen de la inversión realizada para el desarrollo del proyecto se representan en la tabla 10.

Tabla 10

Resumen global de costos

Sistema	Total
Suspensión & Amortiguadores	\$ 1.676,60
Neumáticos & Aros	\$ 1.087,50
Sistema de dirección	\$ 469,72
Bastidor	\$ 293,52
Sistema de frenos	\$ 801,15
Total Chasis	\$ 4.328,49

A través de la figura 23 se representa los porcentajes de los costos totales teniendo como resultado que el sistema de suspensión es el más costoso seguido del conjunto de neumáticos y aros, posteriormente se tiene el sistema de

frenos y siendo los menos costos el sistema de dirección y el bastidor.

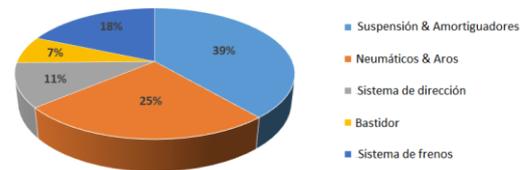


Figura 23: Resumen de costos

VI. PRUEBAS Y RESULTADOS

El protocolo de pruebas es uno de los pasos fundamentales en el diseño de materialización, donde las empresas dedican importantes recursos humanos, materiales y de tiempo, (Riba C., pp.110).

Este protocolo tiene por objetivo definir el ensayo del chasis del vehículo tipo Formula SAE, el cual está conformado por cuatro módulos que proveen de estabilidad, maniobrabilidad, control y seguridad al vehículo, módulos que deben brindar alta fiabilidad en su funcionamiento.

Además en este proceso se verifica que los aspectos detallados en el diseño se cumplan estableciendo las buenas prácticas de ingeniería, el procesos de verificación se ilustra en la figura 24.



Figura 24: Inspección de cada subsistema

Para obtener un alto grado de confiabilidad de los módulos se realizó pruebas de inspección técnica, estabilidad, frenado y maniobrabilidad, realizadas en condiciones de carga máxima, los datos

resultados de las pruebas se representan en la figura 25.

	VALOR		ACEPTACION
	DISENO	PROTOTIPO	SI NO
Distancia entre ejes	1600 mm	1600 mm	✓
Via delantera	1240 mm	1240 mm	✓
Via posterior	1220 mm	1220 mm	✓
Masa neumático frontal izquierdo	72 kg	74.4 kg	✓
Masa neumático frontal derecho	72 kg	74.4 kg	✓
Masa neumático posterior derecho	78 kg	80.6 kg	✓
Masa neumático posterior izquierdo	78 kg	80.6 kg	✓
Altura de viaje	50 mm	50 mm	✓
Bote delantero	30 mm	30 mm	✓
Rebote delantero	32 mm	32 mm	✓
Bote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓
Rebote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓
Angulo de caída frontal	1°	1°	✓
Angulo de caída posterior	-0.5°	-0.5°	✓
Angulo de avance	4.39°	4.39°	✓
Inclinación de la mangueta	6°	6°	✓
Desfase de la mangueta X	20 mm	20 mm	✓
Desfase de la mangueta Z	15 mm	15 mm	✓
Neumáticos	20x7.5R13	20x7.5R13	✓
Aros	7x13-100	7x13-100	✓
Ubicación de la cremallera	518 mm detrás del arco frontal	518 mm detrás del arco frontal	✓
Relación de dirección	11.6	11.6	✓
Diámetro discos de freno	220 mm	220 mm	✓
Diámetro cilindros maestros	20 mm	20 mm	✓
Diámetro de mordazas frontales	32 mm x 4	32 mm x 4	✓
Diámetro de mordazas posteriores	31 mm x 2	31 mm x 2	✓

Figura 25: Calibraciones del chasis

Las pruebas de funcionamiento se realizan mediante las calibraciones establecidas en la figura 26, además tomando en cuenta consideraciones de funcionamiento extremo.

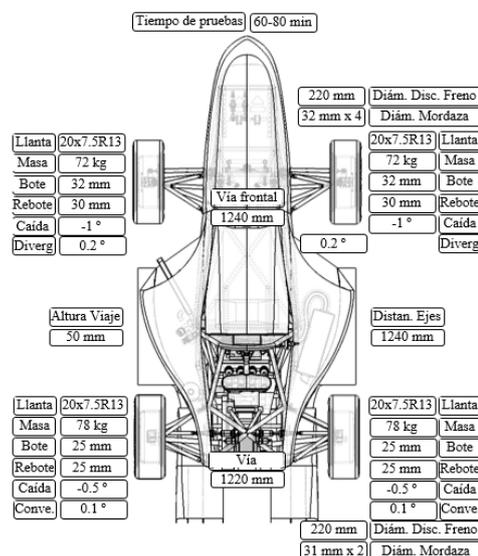


Figura 26: Calibraciones del chasis

a. REVISIÓN TÉCNICA DE SISTEMAS

La revisión técnica tiene por objetivo revisar si el vehículo cumple con los

parámetros, requerimientos y restricciones establecidos en el reglamento de la competencia además el vehículo debe estar completamente ensamblado para avalar el funcionamiento y seguridad de cada sistema una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 27 el cual ratifica que el vehículo puede seguir a la prueba de estabilidad.



Figura 27: Inspección técnica del chasis

b. PRUEBA DE ESTABILIDAD

En esta prueba se inclina el vehículo a 45° respecto a la horizontal para verificar que el vehículo no presente fugas de ningún tipo de fluido, después se incrementa la inclinación hasta 60° valor equivalente a 1.7 G's, en esta posición los neumáticos del vehículo no deberán perder contacto con la tabla de inclinación, una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 28 el cual confirma que el vehículo puede avanzar a las pruebas dinámicas.



Figura 28: Prueba de inclinación del vehículo

c. PRUEBA DE FRENADO

Mediante esta prueba dinámica se verifica la capacidad que posee el sistema de frenos para bloquear las cuatro ruedas y detener el vehículo en línea recta después de una aceleración, una vez aprobado se otorga el sello representado en la figura 29 el cual certifica que el vehículo puede avanzar a la siguiente prueba.



Figura 29: Prueba de frenado del vehículo

d. PRUEBA DE RESISTENCIA

A través de esta prueba dinámica se avala la habilidad que tiene el vehículo para tomar curvas de radio constante con 30 a 35 m de diámetro sobre una superficie plana sin perder pista, curvas cerradas de 9 a 15 m de diámetro, prueba representada en la figura 30.



Figura 30: Prueba de resistencia del vehículo

A demás se avala la capacidad que posee el vehículo para acelerar en rectas con no más de 77 m de longitud prueba representado en la figura 31.



Figura 31: Prueba de aceleración del vehículo

En la figura 32 se representa los sellos de aprobación del chasis, el cual cumple con los parámetros de diseño establecidos, además de avalar la funcionalidad, integridad y seguridad del vehículo.



Figura 31: Sellos de pruebas aprobadas

CONCLUSIONES

- El diseño del sistema de suspensión conserva un elevado nivel de dificultad por la cantidad de factores que influyen en el comportamiento del sistema y en la dinámica del vehículo, por lo que es necesario realizar cambios constantes sobre este proceso de diseño hasta determinar la solución más viable.
- Se probó el vehículo en pista, determinando la maniobrabilidad, estabilidad, la resistencia y confiabilidad que posee el chasis en cada una de las pruebas dinámicas las cuales fueron finalizadas con facilidad
- Se diseñó, construyó e implementó un bastidor resistente seguro ergonómico el cual cumple con los requisitos y normas establecidas para la competencia, mediante la adecuada triangulación y combinación en las dimensiones de los materiales utilizados se obtuvo una apropiada relación entre el peso y la resistencia a la torsión lo cual es un factor importante para el desempeño del vehículo.
- A través de la optimización de la geometría y sincronización la cinemática entre los sistemas de dirección y suspensión se logró

establecer un adecuado desempeño estático y dinámico del vehículo.

- Se diseñó e implementó el sistema de frenos tomando en consideración los efectos dinámicos máximos a los cuales está sujeto el vehículo de esta manera se optimizó el uso de los componentes para lograr desarrollar un sistema capaz de detener el vehículo en cualquier estado de conducción.
- Se calibró el vehículo acorde a cada prueba dinámica, mediante la variación en la distribución de pesos lo cual produce una transición en el centro de gravedad del vehículo con ello una dinámica diferente así se obtuvo un buen desempeño del vehículo en pista.
- Mediante la ejecución de diferentes pruebas sobre el vehículo, en un escenario con condiciones extremas, se validan los datos de calibración y diseño lo cual afirma el correcto funcionamiento de los sistemas que conforman el chasis.
- La sincronización en el funcionamiento de los subsistemas que conforman el chasis ofrecen maniobrabilidad, confort, control y seguridad del vehículo, teniendo la consideración que cada subsistema puede ser susceptible a mejoras en diseño, construcción e implementación.

XIII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- IMechE. Formula Student. 2013. Disponible en URL: <http://www.formulastudent.com/>. (Consulta 23 de abril del 2014)
- SAE. 2014. Formula SAE rules. TECHNICAL INSPECTION ARTICLE 2

- Royce. M, Royce, S. Learn and Compete, 2012,
- Gillespie.T. Fundamentals of vehicle Dynamics, 1992,SAE
- Kiszko. M. REV 2011 Formula SAE Electric –Suspension Design, School of Mechanical Engineering, University of Western Australia, 2011
- Milliken, W. Race Car Vehicle Dynamics. SAE,1995 SAE
- Reimpell. J., The Automotive Chassis, Butterworth-Heinemann.2001
- Mott. R., Diseño de elementos de máquinas, Pearson Education, México, 2006.
- Limpert. R., Brake Design and Safety, Warrendale, Pa., 1999 SAE
- Puhn. F., Brake Handbook, HPBooks, 1985
- Slimarik D., Bauer F., Design of tubular space frame for Formula Student race car, Department of Technology and Automobile Transport, Mendel University, Czech Republic, 2013
- Eurenus C., Danielsson N., Analysis of Composite Chassis, The Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Sweden, 2013
- Schiller B., Design and implementation of pedal box, The Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2007

BIOGRAFÍA



Guascal Edison, nació en Quito – Pichincha – Ecuador, Ingeniero Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Latacunga – Ecuador Email eguascal_123@hotmail.com.



Quiroz Luis, nació en Quito – Pichincha – Ecuador, Ingeniero Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Latacunga – Ecuador. Email: luis_qd-@hotmail.com.



Félix Manjarrés, nació en Guayaquil – Ecuador, Tecnólogo en Mecánica de Aviación, Ingeniero Automotriz e Ingeniero

Industrial, Egresado en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Diseño, Producción y Automatización industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.



Oscar Arteaga, nació en Ambato – Tungurahua – Ecuador, Graduado de Ingeniero Mecánico en la Escuela Politécnica del Chimborazo y Master en Nuevas Tecnologías de la información y Comunicación de la Universidad Técnica de Ambato. Docente de tiempo completo en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2000

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los Señores Edison Javier Guascal Sanguña y Luis Armando Quiroz Dávalos, bajo mi supervisión.

.....
Ing. FÉLIX MANJARRÉS
DIRECTOR

.....
Ing. OSCAR ARTEAGA
CODIRECTOR

.....
Ing. JUAN CASTRO
DIRECTOR DE LA CARRERA

.....
Dr. FREDDY JARAMILLO CHECA
SECRETARIO ACADÉMICO