

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MONOPLAZA COMO SOPORTE PARA LA
PROPUESTA DE UNA COMPETENCIA UNIVERSITARIA DE VEHÍCULOS
MONOPLAZA “FÓRMULA U COLOMBIA”

SERGIO ANDRES BALAGUERA SUAREZ
ALEXANDER JAVIER FONSECA SIERRA
JULIO CESAR JIMENEZ BRAVO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2011

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MONOPLAZA COMO SOPORTE PARA LA
PROPUESTA DE UNA COMPETENCIA UNIVERSITARIA DE VEHÍCULOS
MONOPLAZA “FÓRMULA U COLOMBIA”

SERGIO ANDRES BALAGUERA SUAREZ
ALEXANDER JAVIER FONSECA SIERRA
JULIO CESAR JIMENEZ BRAVO

Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director
ISNARDO GONZÁLEZ JAIMES
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2011

DEDICATORIA

Todo el esfuerzo, los sufrimientos, los triunfos y derrotas vividos durante la realización de este proyecto, se los dedico a las personas por las cuales soy lo que soy, y por las que he llegado hasta este punto tan importante en mi vida. Gustavo y Belkis, mis padres. Espero con este pequeño triunfo, retribuirles un poco, de toda la felicidad que me han dado.

A mi hermano Felipe, quien es mi motivo para superar todas las adversidades que se me presenten.

A mi tío Jorge Balaguera, quien ha creído en mí y me ha brindado su apoyo siempre. Además de ser un gran ejemplo de vida para mí.

A mi novia Mónica, quien me ha acompañado en los momentos más difíciles de mi carrera, dándome razones para seguir adelante.

A todas aquellas personas que tienen el deseo y el talento para llegar a ser grandes pilotos de carrera, pero que no pueden realizar su sueño, debido al entorno que los rodea.

Sergio Andrés Balaguera

DEDICATORIA

A mi Madre y mi Padre

Quienes con su amor, apoyo y ejemplo me han dado la fuerza para ser quien soy y llegar a donde he llegado; porque padres como ellos hacen sentir a los hijos orgullosos de ser hijos y porque en el mundo no hay mejores padres que ellos.

A mis hermanos y hermana

Porque con su alegría, confianza y respeto han compartido la gracia de tener una gran familia y por todas sus enseñanzas a través de estos años.

A mi novia

Porque su amor ha sido el motor que me impulsa a culminar mis sueños y conseguir mis objetivos.

A toda mi familia y amigos

A los cuales les debo mucho de lo que he llegado a ser.

De igual manera con un especial reconocimiento a mis abuelos que siempre estarán ahí con nosotros y quienes supieron cultivar el amor y el respeto en el hogar, el cual se ha mantenido en la familia a través de mis padres.

Alexander

DEDICATORIA

A mi madre, mi abuela y mi padre

A mi padre, por darme siempre su apoyo incondicional; a mi madre, que no se encuentra con nosotros, pero yo sé que ella siempre esta mirándome de algún lado; a mi abuela, que me acogió como un hijo, a quien le debo todo lo que soy, la que me da motivos para seguir adelante, siempre me ha brindado su amor y cariño.

A mis tíos

Han sido como hermanos para mí, siempre me han apoyado y depositado su entera confianza.

A mis hermanos

Porque siempre han creído en mí y me han visto como un ejemplo a seguir.

A mi novia

Porque ha estado conmigo en los buenos y malos momentos, he recibido su apoyo y motivación. Como dice la frase: “detrás de todo hombre hay una gran mujer”, ella es la gran mujer que me ha acompañado en esta etapa de mi vida.

A mis amigos

Porque han estado siempre ahí, apoyándome, respaldándome, son los que me han tendido la mano cuando he necesitado y con los he compartido momentos alegres.

Julio.

AGRADECIMIENTOS

A nuestro director de proyecto Isnardo González Jaimes, más que el director, un gran amigo, por su respaldo y sabiduría para llevar a cabo este proyecto.

Al profesor Omar Gelvez, un excelente profesor y una gran persona, siempre recibimos su apoyo y sinceridad en el transcurso de la carrera.

A Gonzalo, Henry, el Señor Armando, y a Edinson que nos colaboraron en la parte de manufactura, colocando sus habilidades y conocimientos al servicio de este proyecto, permitiéndonos aprender de ellos.

A todos los profesores, compañeros y amigos que compartieron sus conocimientos y experiencias estos últimos años en el transcurso de nuestra vida universitaria.

A todas las personas que de una u otra forma nos acompañaron y apoyaron para desarrollar satisfactoriamente este proyecto.

A la Universidad Industrial de Santander por brindarnos un lugar propicio para el desarrollo del conocimiento y nuestro crecimiento profesional.

Sergio Andrés Balaguera Suarez
Alexander Javier Fonseca Sierra
Julio Cesar Jiménez Bravo

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	26
1. GENERALIDADES SOBRE LAS FÓRMULAS SAE® Y SENA	28
1.1 LA FÓRMULA SAE®	31
1.2 LAS OLIMPIADAS FÓRMULA SENA.....	33
1.3 JUSTIFICACION DEL PROYECTO	34
1.4 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	35
1.4.1 Objetivo general.....	35
1.4.2 Objetivos específicos.....	36
2. PROPUESTA DE LA COMPETENCIA UNIVERSITARIA DE VEHÍCULOS MONOPLAZAS “FÓRMULA U COLOMBIA”	37
2.1 ESTRUCTURA PRINCIPAL DEL REGLAMENTO DE LA PROPUESTA FÓRMULA U COLOMBIA	38
2.1.1 Aspectos generales.	39
2.1.2 Detalles de seguridad y ergonomía.	39
2.1.3 Detalles técnicos.....	40
2.2 COMPARATIVA ENTRE FÓRMULAS	40
3. DISEÑO DEL PROTOTIPO DE MONOPLAZA UIS-01 PARA LA PROPUESTA DE COMPETENCIA FÓRMULA U COLOMBIA.....	43
3.1 ESTRUCTURA /CHASIS	45
3.1.1 Elementos de seguridad.	47
3.1.1.1 Jaula antivuelco.	48
3.1.1.2 Dispositivos adicionales de seguridad.	48

3.1.2 Materiales.	49
3.1.3 Confort / Ergonomía.....	51
3.1.4 Rigidez y estabilidad de la estructura.	51
3.1.4.1 Rigidez a flexión.....	53
3.1.4.2 Rigidez a torsión.	54
3.1.5 Distribución del espacio.	56
3.1.6 Criterios de costos de la estructura.....	57
3.1.7 Alternativas de chasis.	57
3.1.8 Cálculos y parámetros del chasis UIS-P15.....	61
3.1.8.1 Dimensionamiento de la estructura.....	61
3.1.8.2 Ergonomía.	62
3.1.8.3 Análisis de rigidez a flexión.....	67
3.1.8.4 Análisis de rigidez torsional.....	75
3.1.8.5 Análisis seguridad de la estructura.	82
3.1.8.6 Análisis de carga en pista.	92
3.2 SISTEMA DE POTENCIA.....	102
3.2.1 Motor.....	102
3.2.2 Sistema de transmisión.....	103
3.2.2.1 Selección del tipo de transmisión.....	103
3.2.2.2 Tipos de diferenciales.	107
3.2.2.3 Selección del tipo de diferencial.....	109
3.2.2.4 Diseño del sistema de transmisión.	111
3.2.2.5 Calculo de la catalina.	115
3.2.2.6 Ejes y juntas homocinéticas.....	120
3.2.2.7 Análisis del performance del motor.....	121
3.2.3 Diseño del sistema de dirección.	123
3.2.3.1 Geometría del sistema de dirección.....	124
3.2.3.2 Geometría Ackerman.	125
3.2.3.3 Parámetros que influyen en el sistema de dirección.....	126
3.2.3.4 Selección del mecanismo de dirección.	127

3.2.3.5 Componentes del sistema de dirección.	128
3.2.3.6 Posición de la cremallera.	129
3.2.3.7 Análisis de la cremallera.	131
3.2.3.8 Análisis de esfuerzos del tie rod.	132
3.2.3.9 Análisis del movimiento del sistema de dirección.	133
3.2.4 Diseño de la suspensión.	139
3.2.4.1 Aspectos considerados en el diseño de la suspensión para el prototipo de monoplaza UIS-01.	139
3.2.4.2 Selección del tipo de suspensión del monoplaza.....	146
3.2.4.3 Geometría de la suspensión.	148
3.2.4.4 Elementos que componen la suspensión.....	152
3.2.5 Frenos.....	172
3.2.6 Llantas.	176
3.2.6.1 Nomenclatura de las llantas.....	177
3.2.6.2 Resistencia a la Rodadura.	178
3.2.6.3 Esfuerzo de Tracción y Deslizamiento Longitudinal.....	179
3.2.6.4. Propiedades de curvado de las llantas.	180
3.2.6.5 Llantas del Vehículo Monoplaza.	181
4. PROCESO DE CONSTRUCCION, PRESUPUESTO Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO DE MONOPLAZA UIS-01.....	182
4.1 CONSTRUCCIÓN DEL MONOPLAZA UIS-01	182
4.2 PRESUPUESTO DEL MONOPLAZA UIS-01.....	192
4.3 PRUEBAS Y RESULTADOS	194
5. CONCLUSIONES.....	196
6. RECOMENDACIONES	198
BIBLIOGRAFÍA.....	200
ANEXOS.....	202

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Logo Fórmula SAE®	28
Figura 2. Logo Olimpiadas Fórmula SENA	29
Figura 3. Logo Fórmula U Colombia	38
Figura 4. Sistemas que ejercen fuerzas que afectan la rigidez a flexión de la estructura.....	54
Figura 5. Ejemplos de rigidez torsional en pista	55
Figura 6. Bosquejo preliminar de la estructura	61
Figura 7. Dimensiones estructurales del cuerpo humano	64
Figura 8. Dimensiones funcionales del cuerpo humano	65
Figura 9. Áreas de trabajo en un plano horizontal	66
Figura 10. Ángulos adecuados para la postura corporal.....	66
Figura 11. Modelo CAD de piloto masculino percentil 95%	67
Figura 12. Diagrama de fuerzas producidas por el peso del motor sobre la estructura.....	69
Figura 13. Diagrama de fuerzas producidas por el peso del piloto sobre la estructura.....	70
Figura 14. Diagrama de fuerzas producidas por el peso de la transmisión sobre la estructura.....	71
Figura 15. Condiciones de contorno establecidas para el análisis de rigidez a flexión	72
Figura 16. Deformación generada por las cargas estáticas.....	73
Figura 17. Esfuerzos de flexión generados por las cargas estáticas	74
Figura 18. Factor de seguridad para esfuerzos a flexión	74
Figura 19. Modelo simplificado del análisis a torsión (Primera hipótesis)	76
Figura 20. Condiciones de contorno establecidas para el análisis de rigidez a torsión (Carga de una de las ruedas).....	76
Figura 21. Deformación sobre el eje Y generada por la carga torsional	77
Figura 22. Modelo simplificado del análisis a torsión (Segunda hipótesis)	79

Figura 23. Condiciones de contorno establecidas para el análisis de rigidez a torsión (Carga por las dos ruedas delanteras)	79
Figura 24. Deformación generada por la carga torsional	80
Figura 25. Condiciones de contorno de la jaula antivuelco (arco principal)	83
Figura 26. Tensión de von mises para el arco principal.....	84
Figura 27. Deformación resultante en el arco principal.....	84
Figura 28. Factor de seguridad de la jaula antivuelco (arco principal)	85
Figura 29. Condiciones de contorno de la jaula antivuelco (arco frontal).....	86
Figura 30. Tensión de von mises para el arco frontal	87
Figura 31. Deformación resultante en el arco frontal	88
Figura 32. Factor de seguridad de la jaula antivuelco (arco frontal)	88
Figura 33. Condiciones de contorno de la jaula antivuelco (miembros de protección lateral).....	89
Figura 34. Tensión de von mises para los miembros de protección lateral	90
Figura 35. Deformación resultante en los miembros de protección lateral	91
Figura 36. Factor de seguridad de la jaula antivuelco (miembros de protección lateral).....	91
Figura 37. Diagrama de fuerzas ejercido por la inercia del piloto sobre la estructura en la aceleración a 1G	94
Figura 38. Diagrama de fuerzas producido por la inercia del motor sobre la estructura.....	94
Figura 39. Diagrama de fuerzas producido por la inercia de la transmisión sobre la estructura.....	95
Figura 40. Condiciones de contorno en aceleración máxima (1G)	96
Figura 41. Tensión de von mises en aceleración a 1G	97
Figura 42. Deformación sobre el eje longitudinal en aceleración a 1G	97
Figura 43. Factor de seguridad en aceleración a 1G	98
Figura 44. Diagrama de fuerzas ejercidas por la inercia del piloto sobre la estructura en la frenada a 1G	99
Figura 45. Condiciones de contorno frenada repentina (1G)	100

Figura 46. Tensión de von mises en frenada a 1G	100
Figura 47. Deformación sobre el eje z en frenada a 1G	101
Figura 48. Factor de seguridad en frenada a 1G	101
Figura 49. Motocicleta Suzuki DR 500.....	102
Figura 50. Trayectorias de las ruedas de un automóvil en curva.....	105
Figura 51. Sistema de transmisión de una cuatrimoto	106
Figura 52. Diferencial convencional	107
Figura 53. Diferencial TORSEN	109
Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del vehículo en un plano inclinado 30°.....	113
Figura 55. Catalina de moto Suzuki TS 185cc.....	116
Figura 56. Diagramas de fuerzas sobre la cadena	118
Figura 57. Esquema de transmisión de un motor delantero con tracción delantera	121
Figura 58. Eje y junta homocinética	121
Figura 59. Gráfica de revoluciones del motor contra velocidad del vehículo	123
Figura 60. Condición de Ackerman.....	125
Figura 61. Vista superior del sistema de dirección.....	129
Figura 62. Posicionamiento de la cremallera	130
Figura 63. Geometría Ackerman.....	131
Figura 64. Croquis de las distancias del vehículo y el sistema de dirección	134
Figura 65. Medidas del steering arm.....	135
Figura 66. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 180°	136
Figura 67. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 135°	137
Figura 68. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 90°. 137	
Figura 69. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 45°. 138	
Figura 70. Angulo de giro del volante vs radio de giro del vehículo	138
Figura 71. Masa suspendida en un vehículo	140
Figura 72. Masa no suspendida en un vehículo.....	140

Figura 73. Ancho de vía y batalla.....	141
Figura 74. Ubicación del IC y RC.....	142
Figura 75. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.....	143
Figura 76. Ángulo de caída o camber.....	144
Figura 77. Ángulo de avance o caster.....	144
Figura 78. Ángulo de toe.....	146
Figura 79. Ubicación de las ruedas y el chasis.....	148
Figura 80. Geometría de la tijera inferior y superior.....	150
Figura 81. Vista frontal de la suspensión.....	151
Figura 82. Ubicación de la tie rod.....	152
Figura 83. Requerimientos de potencia como función de la velocidad.....	154
Figura 84. Cargas en la suspensión del tren delantero.....	158
Figura 85. Cargas en la suspensión del tren trasero.....	159
Figura 86. Tijera inferior trasera.....	160
Figura 87. Análisis de tensiones (Von mises).....	161
Figura 88. Estudio del factor de seguridad.....	161
Figura 89. Configuración de la tijera.....	162
Figura 90. Detalle de final de tijera.....	163
Figura 91. Push bar.....	165
Figura 92. Simulación de rocker.....	166
Figura 93. Amortiguador de gas.....	167
Figura 94. Portamasa.....	168
Figura 95. Modificación mangueta.....	169
Figura 96. Simulación tensiones de von mises.....	169
Figura 97. Factor de seguridad por criterio de von mises.....	170
Figura 98. Suspensión delantera.....	171
Figura 99. Suspensión Trasera.....	171
Figura 100. Sistema de freno hidráulico.....	173
Figura 101. Esquema de una bomba tándem.....	175
Figura 102. Partes de la llanta.....	177

Figura 103. Ejemplo nomenclatura llanta.....	178
Figura 104. Comportamiento de la llanta bajo la acción de un torque	180
Figura 105. Comportamiento de la llanta bajo la acción de una fuerza lateral.....	181
Figura 106. Base de chasis.....	184
Figura 107. Chasis con arco principal y frontal	184
Figura 108. Chasis terminado	185
Figura 109. Motor Suzuki	185
Figura 110. Porta catalina y catalina.....	186
Figura 111. Eje homocinético y diferencial	186
Figura 112. Base de diferencial	187
Figura 113. Cremallera y columna de dirección.....	187
Figura 114. Tie rod, extensión y punta de dirección	188
Figura 115. Sistema de dirección.....	188
Figura 116. Tijera y anclaje.....	189
Figura 117. Suspensión trasera.....	189
Figura 118. Suspensión delantera	190
Figura 119. Bomba de freno	190
Figura 120. Tubería	191
Figura 121. Disco de freno y mordaza	191
Figura 122. Vehículo monoplaza UIS-01	192

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Puntuación de las pruebas estáticas de la Fórmula SAE®	32
Tabla 2. Puntuación de las pruebas dinámicas de la Fórmula SAE®	32
Tabla 3. Comparativa entre las competencias	42
Tabla 4. División de actividades principales	44
Tabla 5. Grados y composiciones químicas de aceros al carbono	49
Tabla 6. Recomendaciones para soldar principales aceros estructurales	50
Tabla 7. Características principales de las alternativas de chasis	58
Tabla 8. Ponderación de las alternativas de chasis propuestos	60
Tabla 9. Dimensiones de tubería permitida para cada elemento de la jaula antivuelco.....	62
Tabla 10. Masas principales utilizadas para realizar los cálculos	68
Tabla 11. Cálculo de primera hipótesis de rigidez torsional.....	78
Tabla 12. Cálculo de la segunda hipótesis de rigidez torsional	81
Tabla 13. Ponderación del sistema de transmisión.....	105
Tabla 14. Ponderación del tipo de diferencial a utilizar.....	110
Tabla 15. Relaciones de la transmisión del motor Suzuki DR 500.....	112
Tabla 16. Cálculo de torque requerido.....	114
Tabla 17. Dimensiones de los diferentes tamaños de cadena.....	117
Tabla 18. Factor de servicio para cargas en transmisión por cadenas.....	119
Tabla 19. Matriz de ponderación del sistema de dirección	128
Tabla 20. Calculo de la fuerza en el tie rod.....	132
Tabla 21. Calculo del esfuerzo sobre el tie rod.....	133
Tabla 22. Matriz de ponderación de la suspensión.....	147
Tabla 23. Parámetros de la geometría de la suspensión	149
Tabla 24. Transferencia de carga longitudinal	153
Tabla 19. Distribución de pesos.....	155
Tabla 26. Transferencia de carga lateral	156
Tabla 27. Fuerzas en la suspensión del tren delantero	157

Tabla 28. Cargas en la suspensión del tren trasero.....	158
Tabla 29. Selección de cabezas de articulación	164
Tabla 30. Diseño de la push bar	165
Tabla 31. Coeficientes de resistencia a la rodadura	179
Tabla 32. Manufactura realizada para las piezas.....	182
Tabla 33. Ejecución de procesos para cada sistema del vehículo.....	183
Tabla 34. Presupuesto general	192
Tabla 35. Presupuesto detallado	193

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Reglamento de la propuesta de competencia Fórmula U Colombia	203
ANEXO B. Tabla de propiedades químicas y mecánicas de aceros	222
ANEXO C. Catalogo de tuberías para cerramiento marca CORPACERO	223
ANEXO D. Tablas y diagramas para seleccionar las cabezas de articulación SKF	224
ANEXO E. Aspectos fundamentales a diseñar en un vehículo para la formula U Colombia.	229
ANEXO F. Fotos del vehículo Monoplaza UIS-01	231
ANEXO G. Planos	

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MONOPLAZA COMO SOPORTE PARA LA PROPUESTA DE UNA COMPETENCIA UNIVERSITARIA DE VEHÍCULOS MONOPLAZA “FÓRMULA U COLOMBIA”*

AUTORES:

Sergio Andrés Balaguera Suarez
Alexander Javier Fonseca Sierra
Julio Cesar Jiménez Bravo**

PALABRAS CLAVES:

Diseño y Construcción, Monoplaza, Automotriz, Suspensión, Dirección, Chasis, Ergonomía y Competencia.

DESCRIPCION:

El objetivo de este proyecto consiste en diseñar y construir un vehículo monoplaza que soporte la creación de una nueva competencia de vehículos monoplaza entre universidades a nivel nacional, que contribuya a fomentar el espíritu de desarrollo y sana competencia en el campo automotriz y las carreras de vehículos.

El diseño y construcción de vehículo está soportado por la normativa que se plantea en la propuesta Fórmula U Colombia; la cual integra las condiciones mínimas reglamentarias para el diseño, construcción y participación de los vehículos en la competencia.

El prototipo de monoplaza realizado UIS-01 se realizó mediante la integración de diferentes sistemas como: la estructura, transmisión, dirección, potencia, frenos, entre otros, que permiten la construcción total del vehículo de una manera sencilla y económica. Muchos de ellos seleccionados y otros diseñados o mejorados para conseguir las características de diseño establecidas y cumplir con la normativa para la competencia Fórmula U Colombia.

El proceso de diseño y selección se realizó de una manera práctica y se resumió en cuadros explicativos de fácil manejo, para luego comprobar los resultados mediante el uso de la herramienta CAD/CAE de Solidworks 2010.

La construcción se realizó con manufactura local, obteniendo un balance entre calidad y economía, de acuerdo con el reglamento al cual está sujeto el vehículo.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Isnardo González Jaimes

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A SINGLE-SEATER VEHICLE TO SUPPORT THE PROPOSAL FOR AN UNIVERSITY VEHICLES COMPETITION “FORMULA U COLOMBIA”*

AUTHORS:

Sergio Andrés Balaguera Suarez
Alexander Javier Fonseca Sierra
Julio Cesar Jiménez Bravo**

KEY WORDS:

Design, Construction, Single-seater Vehicles, Automotive, Suspension, Steering, Chassis, Ergonomics and contest.

DESCRIPTION:

The main goal of this project is to design and build a single-seater vehicle that supports the creation of a new competition of single-seater vehicles between national universities that contributes the promotion of the progress spirit and healthy competition in both the automotive as the vehicle raising field.

The design and construction of the vehicle is supported by the rules developed in the proposal “Formula U Colombia”; which is integrated by the basic obligatory regulations for design, construction and participation of the vehicles in the competition.

The UIS-01 is a single-seater prototype developed through the integration of several systems like: Structure, transmission, steering, power, brakes, among others, which together allowed the complete construction of the vehicle to be really simple and economic. Many of these systems were chosen; others designed or improved to obtain the previously established design specifications in order to fulfill the regulations for the competition “Formula U Colombia”.

The design and selection processes were developed in a practical way and summarized in explanatory tables of easily usage, in order to prove the results later on through the use of CAD/CAE from Solidworks 2010.

The building process was elaborated by local manufacturing, acquiring a balance between quality and economy, in order to be in accordance to the rules and regulations for the vehicle in the competition.

* Degree Work

** Physical-Mechanical Engineered Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Isnardo González Jaimes

INTRODUCCIÓN

El automóvil hace parte de nuestra vida cotidiana y agrupa diversos conceptos de Ingeniería Mecánica, por lo tanto, es de gran importancia para el ingeniero mecánico tener conocimientos sobre el campo automotriz. En Colombia este campo no es muy explotado por parte de la universidad, solo se observan esfuerzos individuales como los realizados en este proyecto.

En este proyecto de grado se da inicio a crear una posibilidad de incursionar en el campo automotriz aterrizando los diferentes conceptos adquiridos en el transcurso de la carrera. El proyecto está estructurado en dos partes importantes: la propuesta para crear una competencia de vehículos monoplazas a nivel universitario en el territorio nacional; y la parte de diseño y construcción de un vehículo monoplaza como soporte a dicha propuesta, cada parte de este proyecto corresponde a un extenso camino para abarcar, por lo tanto el desarrollo del libro representa el acople de diversos proyectos desarrollados en estas áreas y el incentivo para que la universidad participe activamente en este campo.

En la parte de la propuesta para crear una competencia de vehículos monoplazas a nivel universitario en territorio nacional se desarrolla un reglamento de competencia, en donde su finalidad es que se pueda construir un vehículo monoplaza con pocos recursos (en comparación con otros proyectos similares); establecer una competencia equitativa en donde el equipo ganador sea por capacidad de diseño más no por capacidad económica; y se establecen unos parámetros mínimos de seguridad para el piloto.

A continuación de la propuesta se encuentra el diseño y construcción del vehículo monoplaza, en donde se desarrolla cada sistema (Chasis, Transmisión de Potencia, Suspensión, Dirección y Frenos) que lo componen, atendiendo al reglamento anteriormente establecido, se hace una breve introducción teórica de

cada sistema, seguido se presenta el proceso detallado de diseño o selección y se muestra el desarrollo constructivo por medio de evidencias fotográficas. En la construcción de este vehículo se da un enfoque práctico para utilizar los materiales y elementos existentes en la región.

1. GENERALIDADES SOBRE LAS FÓRMULAS SAE® Y SENA

En países como Estados Unidos, Alemania, Inglaterra, Brasil, entre otros, se lleva a cabo, periódicamente, competencias automovilísticas organizadas por la SAE (Society of Automotive Engineers), en las cuales, diferentes universidades se enfrentan buscando tener el mejor vehículo del certamen. Hay diferentes categorías establecidas por la SAE, entre las cuales están: el monoplaza tipo fórmula (Fórmula SAE®), los Mini Baja, vehículos para nieve y otros. Estos eventos motivan a la comunidad universitaria a prepararse fuertemente, adquiriendo habilidades en diseño, construcción, trabajo en equipo y planeación de proyectos, aumentando la calidad de los estudiantes y el nivel de educación de las Universidades.

Figura 1. Logo Fórmula SAE®



Fuente: Disponible en: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2011fsaerules.pdf>

La Fórmula SAE® es una gran oportunidad de publicidad, por lo que muchas fábricas de autopartes se interesan en participar en este evento, patrocinando a los diferentes equipos en concurso. El patrocinio de empresas privadas y la inversión de las universidades permiten que el nivel de ingeniería en los monoplazas sea muy bueno y que el certamen sea un gran espectáculo. Durante la competencia, se llevan a cabo una serie de pruebas determinadas por la SAE para evaluar las características del auto.

Durante muchos años, en Colombia, el mundo automovilístico ha tenido poca importancia debido al bajo interés de las personas en esta clase de deportes y el elevado costo que representa la práctica de esta actividad, por lo que solo algunos particulares con recursos suficientes podían competir.

Poco a poco ha crecido el interés y el número de personas involucradas en el deporte, además de la cantidad de patrocinadores que cada vez más se interesan en la publicidad que esto les genera. A pesar de esto sigue siendo un deporte muy exclusivo y bastante costoso, por lo que las instituciones de educación superior no se involucran activamente en este campo.

En el 2010, en Colombia, se llevó a cabo un evento llamado Olimpiadas Fórmula SENA, con iniciativa del Servicio Nacional de Aprendizaje (SENA), donde esta institución convocó a cada una de sus sedes a nivel nacional a participar en una competencia automovilística, con carros tipo fórmula. Participaron estudiantes del SENA y de las universidades públicas y privadas de cada región. Este proyecto se llevó a cabo gracias a una gran inversión que hicieron las directivas del SENA, que apoyaron el proyecto de principio a fin.

Figura 2. Logo Olimpiadas Fórmula SENA



Fuente: Servicio Nacional de Aprendizaje, Reglamento Formula SENA. Bogotá. p.1.

El principal inconveniente que tienen las Universidades e instituciones de educación superior para participar en estas competencias, es el elevado costo que genera la construcción del vehículo de carreras. El valor de un monoplace para la Fórmula SAE® o para la Fórmula SENA puede superar los 40 millones de pesos, solo en su construcción, por lo que para estudiantes y directivos de universidades, es complicado emprender un proyecto de esta magnitud. El patrocinio de empresas públicas y privadas para estos proyectos es difícil de obtener, ya que no se cuenta con buena publicidad y no representa beneficios significativos para las empresas.

Los reglamentos establecidos para las Fórmula SAE® y SENA no se acomodan a las posibilidades económicas de muchas de las universidades del país ni a la de sus estudiantes. Muchos de los parámetros impuestos en estas reglamentaciones, aumenta el costo del vehículo a construir y complican la construcción del mismo.

El problema en el área automotriz, radica en la falta de apoyo por parte de las instituciones, para la participación o creación de competencias que involucren a las universidades del país, lo que retrasa el progreso en la formación del ingeniero mecánico, limitando las aspiraciones de los estudiantes interesados en el tema, quienes para poder seguir adquiriendo conocimientos en este campo requieren necesariamente optar por inscribirse en programas académicos en el exterior. Además, el avance tecnológico en este campo, contribuye al crecimiento económico del país teniendo en cuenta que en la actualidad el automóvil es una pieza fundamental en la vida cotidiana de las personas.

Actualmente la participación de un equipo de estudiantes universitarios en Colombia en una competencia como la Fórmula SENA O SAE COMPETITION es una utopía, si no se cuenta con el apoyo necesario y el incentivo formativo por parte de la institución.

1.1 LA FÓRMULA SAE®

La Fórmula SAE® o Fórmula Student como se conoce, es una competición de vehículos tipo formula, que se realiza entre estudiantes de universidades de todo el mundo. Su finalidad principal es la de promover las carreras y la excelencia en el campo ingenieril, abarcando aspectos de la industria automotriz como el diseño, fabricación, desarrollo, comercialización, administración, entre otros¹. La Fórmula SAE® permite que los estudiantes pongan en práctica las teorías en una experiencia real de trabajo.

La primera competición empezó a gestarse en 1979 cuando Mark Marshek, docente de la Universidad de Houston, contactara con el Departamento de Relaciones Educativas de la SAE un año antes. El concepto original era una evolución de la BAJA SAE, en la que el tipo de vehículo a construir por los estudiantes es similar a un car-cross. Sin embargo, esta competición limitaba mucho la libertad (motor proporcionado por la organización sin posibilidad de modificarlo) y la nueva competición debía darles mayor margen para diseñar el monoplaza.

Así se llega a 1981, año en que se organiza en la Universidad de Texas en Austin la primera edición de la Fórmula SAE. Participan 6 equipos y un total de 40 alumnos. Esta competición ha ido creciendo y desde 1998 también se celebra en Warwickshire una edición británica conocida como Fórmula Student. Aquel año participaron 4 equipos y 40 alumnos.

Actualmente se celebran competiciones en numerosos países como Alemania, Japón, Brasil, Australia, etc. Todas ellas utilizan la misma normativa base original de la Fórmula SAE y llegan a albergar hasta 120 equipos y más de 2.000 estudiantes. Los resultados de las competiciones son recogidos y puntúan en el ranking mundial².

¹ Disponible en Internet: <<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/about.htm>>

² Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Formula_Student#cite_note-1>

Los vehículos Fórmula SAE[®] se valoran mediante unas pruebas estáticas y dinámicas, donde el equipo que supere estas pruebas con la mayor puntuación se consolida como el equipo vencedor de la competencia.

Tabla 1. Puntuación de las pruebas estáticas de la Fórmula SAE[®]

EVENTO	PUNTUACIÓN
Pruebas Estáticas	325
Diseño	150
Análisis de costos	100
Presentación	75

Fuente: Autores

Tabla 2. Puntuación de las pruebas dinámicas de la Fórmula SAE[®]

EVENTO	PUNTUACIÓN
Pruebas Dinámicas	675
Skidpad	75
Aceleración	75
Autocross	100
Resistencia	325
Consumo	100

Fuente: Autores

La Fórmula SAE[®] está dividida en tres clases, que representa la categoría de la competencia dependiendo el nivel del equipo participante. La Clase 1 es la más popular y donde se presentan mayor cantidad de equipos, puesto que requiere cierta experiencia en las otras dos categorías.

- Clase 3. Esta categoría está diseñada para los novatos, en el cual participan solo vehículos que estén en las fases de diseño y validación de modelos³. Dentro de unas de las reglas de esta la Fórmula SAE[®] Clase 3, los equipos no pueden estar por dos años consecutivos en esta categoría, haciendo algunas excepciones. Se plantea como una manera de fomentar el continuo desarrollo de

³ Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Formula_Student#cite_note-1>

los equipos participantes. Los equipos participantes en esta clase solo poseen puntuación en las pruebas estáticas (Tabla 1).

- Clase 2. El requisito mínimo para esta categoría es que el equipo participante debe disponer de un chasis completamente armado. Para eso los equipos han de haber sobrepasado los conceptos básicos del diseño inicial y de igual manera que a los equipos de la Clase 3, solo se puntuarán las pruebas estáticas. Un año de participación es suficiente para ser promovido a la categoría principal “Clase 1”.
- Clase 1. Esta es la categoría principal y en ella participan los equipos con monoplazas construidos en su totalidad y con capacidad de moverse. Un vehículo solo puede participar en esta competencia por 12 meses luego de la primera competición en la cual participa⁴, obligando a los equipos a fabricar nuevos vehículos; sin embargo los componentes del vehículo pueden ser reutilizados en el nuevo vehículo. La valoración del vehículo se realiza mediante las pruebas estáticas y dinámicas (Tablas 1 y 2).

1.2 LAS OLIMPIADAS FÓRMULA SENA

Las olimpiadas Fórmula SENA son un proyecto que inició en 2009, promovido por el Servicio Nacional de Aprendizaje (SENA), destinado al fortalecimiento de la creatividad y liderazgo de los aprendices de dicha institución, mediante la integración de todas las tecnologías y competencias asociadas para el diseño y construcción de un vehículo de carrera monoplaza⁵.

Cada regional participante se conforma de un equipo multidisciplinarios de aprendices e instructores del SENA y estudiantes universitarios, que trabajan de manera conjunta en el diseño, validación y construcción del vehículo de carrera, el

⁴ Disponible en Internet: <<http://www.motorweb-es.com/articulo/formulaSAE.htm>>

⁵ Disponible en Internet: <<http://www.slideshare.net/rusbel/formula-sena-instructivo-2>>

cual se evalúa teniendo en cuenta aspectos de seguridad, diseño, presentación, organización, pruebas en pista, entre otros.

Las olimpiadas Fórmula SENA consisten en definitiva en el diseño y la construcción de un vehículo de carrera por cada una de las 12 regionales participantes a nivel nacional, en asociación de diversas universidades de cada región y empresas del sector privado.

Con una inversión cercana a los 700 millones de pesos, el SENA establece los siguientes objetivos de las olimpiadas Fórmula SENA:

- Promover proyectos interdisciplinarios, integrando diversas tecnologías.
- Fortalecer las competencias asociadas al diseño y construcción, mediante el uso de la estrategia PLM.
- Fomentar el espíritu competitivo en los jóvenes y animarlos a encontrar aplicaciones prácticas de las tecnologías que estudian⁶.

1.3 JUSTIFICACION DEL PROYECTO

Con el objetivo de contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de atender las necesidades de los distintos sectores sociales y productivos del país, este trabajo de grado construye las bases para emprender un camino de progreso y competitividad tecnológica en el campo automotriz por parte de estudiantes universitarios de carreras afines en Colombia.

Participar en una competencia como la Fórmula SAE[®] COMPETITION genera gastos económicos excesivos los cuales son difícil de cubrir por parte de la universidad, por lo tanto, con otro punto de vista, se justifica la construcción de un vehículo adaptado a nuestras condiciones para dar el primer paso hacia la

⁶ Disponible en Internet: <<http://www.slideshare.net/jonanv/presentacion-proyecto-formula-sena>>

creación de una competencia dirigida a estudiantes universitarios colombianos, además, es importante resaltar que la universidad se hace presente en el desarrollo tecnológico automotriz.

En Colombia, no se cuenta con una competencia reconocida y acogida en el entorno nacional en la cual se evalúe la destreza y creatividad entre estudiantes universitarios por medio del diseño de un vehículo de carrera, como si se realiza en Estados Unidos u otros países, con la Fórmula SAE® COMPETITION, o como lo hizo hace poco tiempo el SENA, demostrando que si se puede llevar a cabo una competencia de este nivel en nuestro país, aunque esta competencia también genera gastos excesivos. Con este trabajo se busca dar inicio a una posterior creación de una competencia a nivel nacional entre universidades, de fácil acceso para estudiantes, ratificando la intención, con la construcción de un monoplaza, utilizando materiales y herramientas existentes en nuestro medio.

Con la planeación de este proyecto se busca reforzar los conocimientos adquiridos en el transcurso de la carrera, siendo el automóvil la representación más visible de la ingeniería mecánica.

1.4 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.4.1 Objetivo general

- ❖ Dar continuidad a la misión de la Universidad Industrial de Santander de aportar al avance tecnológico y participación en la solución de problemas nacionales al generar y adecuar conocimiento, proponiendo las bases de una competencia de vehículos a nivel universitario, incentivando el desarrollo tecnológico y la participación de estudiantes de carreras afines en el campo automotriz.

1.4.2 Objetivos específicos

- ❖ Proponer un modelo de competencia de vehículos monoplace con una reglamentación mínima, que sirva como base para una posterior creación de una competencia interuniversitaria a nivel nacional.

- ❖ Realizar un diseño modelo de monoplace para competencia, que sea asequible para estudiantes universitarios del país, utilizando los diferentes conceptos de Ingeniería Mecánica, proponiendo el uso de herramientas CAD/CAE como: Solidworks y/o Ansys Workbench.

- ❖ Validar el diseño y selección de componentes mediante la construcción de un prototipo teniendo en cuenta las siguientes especificaciones:
 - Monoplace con 4 ruedas en contacto con el piso.
 - Chasis multitubular.
 - Frenos de disco.
 - Caja de cambios manual.
 - Encendido manual.
 - Sistema de transmisión por cadena.
 - Cinturón de seguridad.

2. PROPUESTA DE LA COMPETENCIA UNIVERSITARIA DE VEHÍCULOS MONOPLAZAS “FÓRMULA U COLOMBIA”

Como ya se ha mencionado, la Fórmula SAE® y la Fórmula SENA no ofrecen un espacio a aquellos estudiantes universitarios motivados e interesados en participar en competencias de este tipo a nivel nacional, si no se cuenta con un capital elevado o un patrocinio para cubrir los alto costos que involucra participar en estos eventos. Es por ello que tratando de abrir las posibilidades de participar en competencias de este tipo a personas con recursos limitados, se plantea la propuesta de crear una modalidad de competencia de vehículos monoplazas que tenga como objetivos afianzar los conocimientos de los participantes en el campo automotriz, permitir la participación a la competencia con recursos relativamente bajos, evaluar la destreza y capacidad de diseño de los estudiantes universitarios de carreras profesionales a fines; además de ofrecer el espacio a aquellos estudiantes que desde hace tiempo ilusionan con la posibilidad de participar en alguna competencia de este nivel y no lo han logrado hacer por diversos factores.

Factores como el económico o el simple hecho que actualmente no existe una competición que tenga las características que se plantean en la primera y única competencia de vehículos monoplazas en nuestro país, realizada por y para estudiantes universitarios, para personas con recursos limitado a la hora de construir un vehículo, para personas con mucha creatividad, con altos conocimiento y principalmente motivación para destacarse en el campo del diseño automotriz.

Esta competencia está planeada específicamente para estudiantes universitarios de nuestro país, es por ello que la propuesta de la competencia recibe el nombre de Fórmula U Colombia (Figura 3).

Figura 3. Logo Fórmula U Colombia



Fuente: Autores

2.1 ESTRUCTURA PRINCIPAL DEL REGLAMENTO DE LA PROPUESTA FÓRMULA U COLOMBIA

La Fórmula U Colombia nace de la necesidad de vincular a los estudiantes universitarios de nuestro país en la industria de las competencias automovilísticas, brindándoles la posibilidad de participar en esta competencia sin recurrir a altos costos que son comúnmente asociados a eventos de este tipo.

El reglamento propuesto para la Fórmula U Colombia indicado en el Anexo A se basa en conceptos prácticos y teóricos recopilados de las normativas vigentes de las Fórmulas SAE® y SENA, adaptándolos a las necesidades y capacidades que se presenta en el entorno universitario de nuestro país. La calidad de la información recopilada de ambos reglamentos se asocia principalmente al estudio efectuado para aplicar cada una de las normas propuestas en el reglamento de la Fórmula U Colombia asegurando la integridad del piloto y manteniendo bajos los costos de fabricación asociados al vehículo en general, sin descuidar el nivel de competencia entre los equipos.

2.1.1 Aspectos generales. La Fórmula U Colombia es una propuesta de competencia entre universidades que en su condición de propuesta, está sujeta a modificaciones y ajustes pertinentes de acuerdo a las necesidades que se presenten.

Como se espera que la Fórmula U Colombia sea lo más competitiva y equitativa posible se definen dos aspectos muy importantes, dentro de los cuales se enmarcan las reglas que permitirán establecer la participación de los equipos dentro de la competencia.

La seguridad es el aspecto de mayor importancia y por ende se requiere de un alto grado de compromiso para acatar las normas a cabalidad; por otra parte las condiciones técnicas del vehículo estarán limitadas para que la oportunidad de vencer sea igual para todos los equipos, esto hace a las condiciones técnicas el segundo aspecto de importancia tenido en cuenta en la propuesta del reglamento Fórmula U Colombia.

2.1.2 Detalles de seguridad y ergonomía. Siendo el aspecto más importante tanto en la competencia como en el proceso mismo de construcción del vehículo, la seguridad del piloto está integrada de manera intrínseca en cada uno de los ítems del reglamento propuesto.

Entre los ítems más notorios que hacen referencia a la seguridad, se puede referenciar principalmente a la jaula antivuelco, que es el escudo primario de protección del piloto en caso de algún tipo de accidente dentro de la competencia; así mismo el arnés de seguridad, los frenos, el sistema de suspensión y demás elementos y sistemas que componen el vehículo en general.

La ergonomía como disciplina que mantiene la armonía hombre-máquina se ha de tener en cuenta a la hora de diseñar el vehículo. Algunos de los aspectos del

reglamento propuesto que hacen referencia a la ergonomía son: el acceso y desalojo del vehículo, el espacio del habitáculo, la visibilidad del piloto y la conformación del asiento, entre otros.

2.1.3 Detalles técnicos. Los detalles técnicos permiten establecer la equidad en la conformación de los vehículos, limitando algunas condiciones que lo hacen posible, pero a su vez dejando espacio para el diseño, el ingenio y el desarrollo ingenieril de los equipos participantes.

Por ningún motivo los equipos de algunas de las universidades participantes con mayor capacidad económica deberán tener ventajas frente a aquellos equipos de recursos limitados, y la reglamentación técnica está enfocada en ese sentido; en establecer las condiciones para que la competitividad de los equipos se base en su capacidad de diseño y no de su capacidad económica.

2.2 COMPARATIVA ENTRE FÓRMULAS

La propuesta de competencia Fórmula U Colombia posee unas características especiales que difieren de las competencias Fórmula SENA y SAE[®]. Las diferencias más notorias se concentran en la estructura, el habitáculo, el tren de potencia y principalmente en el costo final del vehículo.

La Fórmula SAE[®] establece un monto máximo de € 21.000⁷, cerca de 50'000.000 COP, mientras que el costo estimado por los elementos requeridos para construir un Fórmula SENA es cerca de 20'000.000 COP⁸, teniendo en cuenta que ciertos elementos importantes del vehículo son suministrados para todos los equipos en general por parte de la organización y no están incluidos en dicho valor, como el motor, transmisión, entre otros. Si bien el costo del vehículo Fórmula SENA no es

⁷ Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Formula_Student>

⁸ Disponible en Internet:

<http://www.sena.edu.co/downloads/Contratacion/Contratacion%20directa/Atlantico/2_25-06-10.pdf>

asumido por los estudiantes universitarios o los aprendices del SENA que se encuentre en el proyecto, se debe recalcar que es una competencia entre sedes del Servicio Nacional de Aprendizaje y no entre universidades como se pretende en la propuesta de competencia Fórmula U Colombia.

El costo total generado para la construcción de un vehículo Fórmula U Colombia está por debajo de los 7'000.000 COP, lo que permite mayor posibilidades de participación para los diferentes equipos interesados.

Tabla 3. Comparativa entre las competencias

	FÓRMULA SAE	FÓRMULA SENA	PROPUESTA FÓRMULA U COLOMBIA
CARACTERISTICAS	Descripción	Descripción	Descripción
Materiales permitidos para la estructura	Acero de bajo carbono o aleado (0,1% de carbono min)	Acero	Acero ASTM A36
Dimensiones de tubería	Según el elemento. -Arco Principal y Frontal: 25,4mm x 2,4 mm -Miembros de protección lateral: 25,4mm x 1,75mm -Tirantes: 25,4mm x 1,25mm <i>Posee algunas excepciones</i>	Según el peso del vehículo. -Hasta 681 Kg: 1 3/8" x 2mm -Entre 681.2 y 1136 Kg: 1 3/8" x 2,5mm -Mas de 1136 Kg: 1 1/2" x 2.5mm	Según el elemento. -Arco Principal y Frontal: 25,4mm x 2 mm -Miembros de protección lateral: 25,4mm x 1,75mm -Tirantes: 25,4mm x 1,25mm
Distancia min. entre el arco principal y el contorno del piloto en posición sentada con arnés de seguridad	1" min.	100mm max.	100mm max.
Batalla mínima permitida	1525mm	2000mm	1500mm
Ancho de vía mínimo permitido	> 75% de la Batalla	-	> 75% de la Batalla
Cilindraje máximo y características del motor	Motor de moto 600cc - 70hp (*)	Motor de moto 1000 cc - 180hp (**)	Motor de moto 500 cc - 50hp
Alerones y elementos aerodinámicos	-	Perfiles según NACA de 4 dígitos	No aplica
Velocidad máxima estimada	170Km/h (*)	-	105 Kh/h
Costo estimado en piezas y materiales	-	\$ 20.000.000,00	\$ 4.450.000,00
Costo aproximado Total	\$ 50.000.000,00	\$ 35.000.000,00	\$ 6.500.000,00

(*) <http://www.vascaracas.com.ve/ResponsabilidadSocial.php?idResponsabilidad=4>

(**) <http://www.slideshare.net/jonanv/presentacion-proyecto-formula-sena>

Fuente: Autores

3. DISEÑO DEL PROTOTIPO DE MONOPLAZA UIS-01 PARA LA PROPUESTA DE COMPETENCIA FÓRMULA U COLOMBIA

De acuerdo con las especificaciones reglamentarias para la propuesta Fórmula U Colombia, se desarrolla un monoplaza que se adapte para esta competencia cumpliendo los requerimientos mínimos establecidos por la organización encargada. El prototipo de monoplaza realizado se conoce como UIS-01 y su construcción se constituye como una iniciativa para el desarrollo de monoplazas en nuestro país. El proceso de diseño del prototipo de monoplaza UIS-01 se basa en la guía metodológica⁹, el cual establece una estructura sencilla y organizada para afrontar el diseño de vehículos como el propuesto para la competencia Fórmula U Colombia.

El monoplaza UIS-01 se condiciona de acuerdo a las especificaciones indicadas en el Reglamento técnico de la propuesta de competencia Fórmula U Colombia, por lo cual el estudio de la normativa especificada en el Anexo A se convierte en el punto de partida para el diseño del monoplaza.

De acuerdo con la experticia de los integrantes en los temas descritos por el reglamento, se realiza la asignación de tareas específicas teniendo en cuenta los sistemas principales que componen el vehículo (Tabla 4). Si bien la división de tareas está demarcada por sistemas, no indica que solamente la persona encargada sea quien realice el trabajo sobre ese sistema; cada integrante participa de alguna forma en todo el proceso general de diseño del vehículo, pero la responsabilidad principal de cada sistema corresponde a la persona establecida.

⁹ MATEUS, Miguel Enrique y PÉREZ, Oscar. Diseño de un vehículo prototipo fórmula SAE y creación de una guía metodológica para el diseño de vehículos de carreras. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009. p. 91-92.

Tabla 4. División de actividades principales

ACTIVIDAD	ENCARGADO
<p>DISEÑO DEL CHASIS</p> <ul style="list-style-type: none"> • Establecer dimensiones de vía y batalla del vehículo. • Determinación del centro de Gravedad • Análisis ergonómico y confort para el habitáculo del piloto. • Dimensionamiento y cálculo de la estructura • Simulación de cargas en CAD/CAE. <p>SELECCIÓN DEL ASIENTO DISPOSICIÓN DEL CINTURON DE SEGURIDAD</p>	<p>ALEXANDER J. FONSECA</p>
<p>DISEÑO DE LA DIRECCIÓN</p> <ul style="list-style-type: none"> • Determinación del radio de giro. <p>DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN</p> <ul style="list-style-type: none"> • Selección de un método de distribución de potencia a las dos ruedas. • Adecuación del embrague, encendido y palanca de cambios. • Cálculos respectivos. 	<p>SERGIO A. BALAGUERA</p>
<p>DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN</p> <ul style="list-style-type: none"> • Determinación de masa suspendida y masa no suspendida. • Diseño del mecanismo de la suspensión • Selección de amortiguadores. • Cálculos respectivos. <p>SELECCIÓN DE LLANTAS SELECCIÓN DE FRENOS</p>	<p>JULIO C. JIMENEZ</p>
<p>PROPUESTA DE REGLAMENTO, PRESUPUESTO Y CONSTRUCCIÓN</p>	<p>ALEXANDER J. FONSECA SERGIO A. BALAGUERA JULIO C. JIMENEZ</p>

Fuente: Autores

El vehículo en sí se compone de cientos de elementos que interactúan entre sí y se integran para mantener la potencia y el nivel de conducción deseado, el estudio de muchos elementos dificulta de manera considerable el proceso de diseño, por esto surge la necesidad de estudiar algunos esos elementos por sistemas para simplificar el proceso de diseño, la selección de componentes y facilitar la construcción del mismo.

La descripción detallada de las características y sistemas principales estudiados para el diseño del prototipo de vehículo para la propuesta de competencia Fórmula U Colombia se desarrollan en este numeral; sin embargo la estructura dispuesta no corresponde propiamente al orden de diseño, sino a la manera más práctica de explicar el proceso de diseño en general, debido a que cada sistema depende en algún aspecto de otros sistemas a los cuales pueda estar asociado, es posible que en el desarrollo de un ítem se haga referencia a cálculos posteriores o anteriores dependiendo el caso.

3.1 ESTRUCTURA /CHASIS

El chasis del vehículo es la estructura que sujeta los demás componentes y subsistemas, soporta las cargas estáticas y dinámicas que se presentan durante la competencia ofreciendo protección al piloto en caso de accidentes, sin embargo su propósito principal es el de conectar rígidamente la suspensión delantera y trasera¹⁰.

El diseño y construcción del chasis está condicionado a diversos parámetros que dependen principalmente de la utilidad del vehículo, el tipo de competencia en la cual va a aplicar el vehículo, la durabilidad y las normas de seguridad a las que esté sujeto.

¹⁰ UNZUETA IRURTIA, Luis. Diseño, construcción y cálculo estático de chasis tubulares para coches de competición. Tesis Máster Ingeniero Mecánico. España.: Tecnun, Campus Tecnológico de la Universidad de Navarra, 2002. p. 6.

La fase inicial de diseño debe tener en cuenta tanto la resistencia estática como la resistencia dinámica de acuerdo a las condiciones que se puedan presentar en competencia, la capacidad de soporte de las uniones y de los miembros estructurales y por supuesto el método de fabricación empleado; en la construcción de un chasis se fusionan cuatro factores importantes: la rigidez, la distribución del espacio, la ligereza o el peso y el costo final del mismo¹¹.

- **Peso.** Al utilizar un chasis de bajo peso se aprovecha de mejor forma la potencia entregada por el motor y aumenta la maniobrabilidad, mientras que un chasis con peso considerable desperdicia la potencia del motor y dificulta el control del vehículo, además que eleva el consumo de combustible en pista.
- **Rigidez.** Es muy importante obtener una estructura que garantice la protección del piloto en caso de impactos, y la rigidez es el factor que permite que se cumpla esa condición. Además de ser la característica de mayor influencia en el comportamiento del vehículo.
- **Economía.** El costo de fabricación del chasis debe estar dentro del límite de las capacidades económicas del equipo, siendo económicamente viable y reduciendo los costos totales de construcción del vehículo en general¹².
- **Espacio.** La distribución del espacio permite equilibrar el peso total del vehículo sobre las cuatro ruedas para que la tracción y maniobrabilidad sea más eficaz, garantizando de igual forma que cada uno de los elementos y sistemas que componen al vehículo estén firmemente acoplados dentro de la estructura.

¹¹ *Ibíd.*, p. 6.

¹² CALVO RODRÍGUEZ, Arturo. Diseño, análisis, ensayo y construcción de un chasis tubular para un prototipo de fórmula SAE. Madrid.: Universidad Pontificia Comillas, 2006. p. 5.

El chasis del prototipo de vehículo Fórmula U Colombia es principalmente una combinación de características como: seguridad moderada, ligereza, bajo centro de gravedad, simplificación de diseño y facilidad de construcción; los cuales permiten obtener el nivel de competitividad deseado.

3.1.1 Elementos de seguridad. El concepto de seguridad de un vehículo normalmente suele ser restringido al comportamiento del mismo en caso de colisiones o impactos, pero ese es solo uno de los aspectos a tener en cuenta y el que se espera que nunca sea enfrentado por el conductor del vehículo. Gran parte de la seguridad de los vehículos está enfocada a evitar de alguna manera los accidentes; por eso en el diseño de los vehículos se dedica mucho esfuerzo tanto a la seguridad pasiva como a la activa, buscando una combinación óptima entre ellas y que eleve el nivel de seguridad en general.

Los elementos que sirvan para prevenir situaciones de peligro como aquellas características técnicas del vehículo que contribuyen a la conducción fiable del mismo hacen parte de la seguridad activa, mientras aquellas medidas que se toman para limitar el riesgo de sufrir lesiones ante colisiones o impactos se conoce como seguridad pasiva.

El chasis hace parte de la seguridad pasiva y está constituido en su forma y sus materiales para proveer zonas de absorción de energía y zonas de baja deformación¹³. Elementos como la jaula antivuelco, puntos de anclajes del cinturón de seguridad, zonas de absorción de impactos, entre otros se evidencian la estructura del prototipo Fórmula U Colombia.

El prototipo monoplace para la Fórmula U Colombia debe ofrecer seguridad y confianza al piloto para que pueda concentrar toda su atención a la pista y a las

¹³ Disponible en Internet:
<http://www.consumer.es/web/es/motor/mantenimiento_automovil/2005/02/02/116132.php>

condiciones de carrera. Este nivel de confianza se logra desarrollando sistemas de seguridad integrados en el vehículo que sean fiables y competitivos simultáneamente.

A diferencia de lo que se podría pensar normalmente, los vehículos no deben ser extremadamente rígidos para soportar colisiones y mantener al piloto a salvo, sino que deben contar con zonas flexibles que permitan la absorción de la energía mediante la deformación del mismo y también otras zonas que rodeen al piloto que sean rígidas y su deformación sea lo más baja posible para que no se vea afectada la integridad del piloto con los elementos propios de la estructura.

3.1.1.1 Jaula antivuelco. La jaula antivuelco o jaula de seguridad es una estructura metálica que se construye alrededor de la cabina del vehículo, para proteger al piloto en caso de accidentes y especialmente en caso de volcamiento. Estas son utilizadas prácticamente en todos los vehículos de carreras reglamentarias¹⁴.

El diseño de la jaula antivuelco depende esencialmente de las especificaciones del ente regulador de la competición en la cual se desea participar, pero su objetivo es el mismo en todos los casos. Además de su funcionalidad de protección ante volcamientos, ayuda a incrementar la rigidez de la estructura lo que es una ventaja adicional utilizada por los equipos en las diferentes competiciones.

3.1.1.2 Dispositivos adicionales de seguridad. Para ofrecer un nivel considerable de seguridad pasiva, la estructura del vehículo además de contar con la jaula antivuelco, debe presentar una zona de absorción de impactos frontales que permita disipar la mayor cantidad de energía generada durante una colisión¹⁵. De esta manera se fusionan las zonas de baja deformación y la de alta absorción de energía, sin embargo de nada sirve un vehículo que disipe gran parte de la

¹⁴ Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Jaula_de_seguridad>

¹⁵ Disponible en Internet:

<http://www.consumer.es/web/es/motor/mantenimiento_automovil/2005/02/02/116132.php>

energía y que mantenga el habitáculo intacto si no se puede mantener al piloto dentro de este, por lo que se debe asegurar al piloto mediante un arnés de seguridad que debe ir anclado a la estructura principal del vehículo en puntos especialmente diseñados para evitar deformaciones considerables que impidan que el arnés de seguridad cumpla su objetivo de mantener al piloto asegurado al asiento y dentro del habitáculo.

3.1.2 Materiales. El chasis de un vehículo puede estar conformado por diversos materiales pero principalmente se utilizan aceros de bajo carbono y en algunos vehículos de alta gama chasises de fibra de carbono o aluminio, los cuales proporcionan algunas ventajas como: bajo peso, bajo consumo y alta maniobrabilidad, pero asociado a costos de fabricación elevados¹⁶. El tipo de material utilizado para el chasis permite obtener ventajas respecto al peso y la rigidez del vehículo, por lo que en la Fórmula U Colombia se encuentra limitado al uso de tubería de acero ASTM A36.

Tabla 5. Grados y composiciones químicas de aceros al carbono

Grado del Acero	Composición química, %				Carbono Equivalente
	C	Mn	P, máx	S, máx	% Ceq (máx)
(1)					(3)
AZA 1006	máx. 0,08	0,30-0,50	0,030	0,035	0,23
SAE 1010	0,08-0,13	0,30-0,60	0,030	0,050	0,34
SAE 1015	0,13-0,18	0,30-0,60	0,030	0,050	0,39
SAE 1020	0,18-0,23	0,30-0,60	0,030	0,050	0,44
SAE 1045	0,43-0,50	0,60-0,90	0,030	0,050	0,76
(2)					
A240ES	≤ 0,22	≤ 1,15	0,040	0,050	0,48
A270ES	≤ 0,23	≤ 1,25	0,040	0,050	0,48
A345ES	≤ 0,24	≤ 1,45	0,040	0,050	0,48
ASTM A36	≤ 0,26	0,60-0,90	0,030	0,050	0,52
Comercial	0,28	0,30-0,80	0,050	0,060	0,55

Fuente: http://www.gerdauaza.cl/Prods_Grados.asp

¹⁶ CALVO RODRÍGUEZ. Op. cit., p. 6.

El acero ASTM A36 tiene una densidad de 7850Kg/m³, límite de fluencia mínimo de 36000 Psi (250Mpa), y una resistencia a la rotura de 58000Psi a 80000Psi (410Mpa - 550Mpa), (Anexo B). Este acero se puede conseguir comercialmente en una amplia variedad de formas como: barras, tubos, láminas y demás.

“Las piezas hechas a partir de acero A36 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los más comúnmente usados para el A36 son los menos costosos y rápidos como la Soldadura por arco metálico protegido (SMAW, Shielded metal arc welding), Soldadura con arco metálico y gas (GMAW, Gas metal arc welding), y soldadura oxiacetilénica¹⁷.”

Tabla 6. Recomendaciones para soldar principales aceros estructurales

Norma o Especific.	Designación el Acero	Clasificación de los electrodos según AWS										Precalentamiento recomendado °C
		E6010	E6011	E6012	E6013	E6027 (*)	E7014 (***)	E7024 (*)	E7018 (**)	E7018 (**) A1	E8016 C1	
203 Of 78	A42-27ES	•	•	•	•	•	•	•	•			90 - 150
	A52-34ES								•		•	90 - 150
ASTM	A36	•	•	•	•	•	•	•	•			90 - 150
SAE o AISI	1010 al 1020	•	•	•	•	•	•	•	•	•		Sobre 90
	1033 al 1045								•		•	150 - 260

(*) Posición a soldar: Plana, horizontal y Filete

(**) Electrodo con bajo Hidrógeno

(***) Electrodo con contenido de carbono 0,08%

A1 Electrodo de acero con 0,5% de Molibdeno

C1 Electrodo de acero con 2,5% de Níquel y 1,2% de Manganeso.

Fuente: http://www.ramos.utfsm.cl/doc/796/sc/AcerosEstructurales_GERDAU.PDF

La condición que define el uso de dicho material para la conformación de la estructura se basa en la facilidad de conseguir el material en el país, su buena relación resistencia/peso y su costo considerablemente bajo respecto a otros aceros de mayor resistencia a la fluencia y a la rotura, los cuales podrían no estar al alcance de todos los equipos de acuerdo con la capacidad económica de los mismos.

¹⁷ Disponible en Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Acero_A36>

3.1.3 Confort / Ergonomía. La capacidad de triunfar en una carrera de monoplazas además de estar ligado al rendimiento de la maquina, depende en gran medida de la habilidad del piloto y la capacidad de concentrar todos sus esfuerzos a las condiciones de carrera, de ahí donde nace la necesidad de establecer parámetros ergonómicos desde la fase de diseño que permitan al piloto una posición cómoda de conducción con ángulos de visión dentro del rango recomendado de acuerdo a las velocidades normales de manejo.

La propuesta de reglamentación de la Fórmula U Colombia establece condiciones respecto al espacio del habitáculo y a la línea de visión del piloto, sin embargo permite cierta libertad a la posición final del piloto teniendo en cuenta las dimensiones básicas de un modelo de piloto masculino del 95% de la población o en su defecto al piloto de mayor altura del equipo participante.

La ergonomía no solo está aplicada al piloto, también para los técnicos que asisten al vehículo pues se debe considerar la facilidad de acceso a las partes mecánicas para actuar de manera rápida en caso de avería durante la carrera.

3.1.4 Rigidez y estabilidad de la estructura. La rigidez como esa capacidad que tiene un elemento estructural de soportar esfuerzos sin presentar grandes deformaciones, condiciona la estructura del vehículo para mantener la estabilidad frente a las diferentes condiciones dinámicas que se presenten en carrera. Comúnmente la rigidez se representa como la razón entre una fuerza aplicada y el desplazamiento que se genera cuando se aplica esa fuerza y viene dada por la expresión:

$$K = \frac{F_i}{\delta_i}^{18}$$

Ecuación 1

¹⁸ Disponible en Internet: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Rigidez>>

Siendo:

K : Rigidez.

F_i : Fuerza aplicada.

δ_i : Deformación lineal ocasionada por la fuerza aplicada.

En el campo automotriz sin embargo la rigidez más significativa es la torsional y se expresa de la siguiente manera:

$$K_t = \frac{T_i}{\theta_i} \quad \text{Ecuación 2}$$

Siendo:

K_t : Rigidez torsional.

T_i : Torque o par aplicado.

θ_i : Deformación angular ocasionada por el torque aplicado.

La rigidez cumple algunas condiciones de proporcionalidad respecto al modulo de elasticidad, el momento de inercia y el área de la sección del elemento²⁰.

$$K \propto E * I \quad \text{Ecuación 3}$$

$$K \propto E * A \quad \text{Ecuación 4}$$

Siendo:

K : Rigidez.

E : Modulo de elasticidad del material.

I : Momento de inercia de la sección de material utilizado.

A : Área de la sección.

¹⁹ CALVO RODRÍGUEZ. Op. cit., p. 26–27.

²⁰ UNZUETA IRURTIA. Op. cit., p.6.

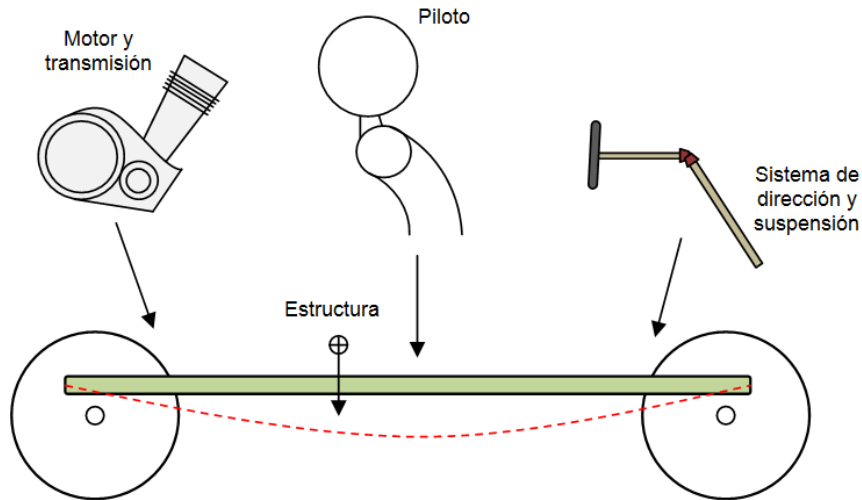
Teniendo en cuenta las relaciones de proporcionalidad, se puede interactuar con las dimensiones de la sección del elemento o en su defecto el modulo de elasticidad del material sabiendo que se aumenta alguno de estos parámetros se puede obtener un valor de rigidez más elevado, lo cual es deseable en la conformación de la estructura del vehículo.

Generalmente se realiza el cálculo de la rigidez torsional para determinar si un chasis es competitivo y si su comportamiento en pista va a ser el deseado, sin embargo también se les realiza el cálculo de la rigidez a flexión que determina si la estructura podrá soportar estáticamente los elementos que se sujetan a ella.

En algunos casos la rigidez a flexión es mucho menor que la rigidez a torsión y por experiencia se tiende a obviar dichos cálculos, sin embargo para el prototipo Fórmula U Colombia se realizarán ambos cálculos mediante diferentes hipótesis de carga, véase el numeral 3.1.7.

3.1.4.1 Rigidez a flexión. La rigidez a flexión determina cuanto se flecta la estructura debido a su peso propio y los demás elementos que se acoplan a ella. Se realiza mediante un cálculo estático teniendo en cuenta la ubicación de los elementos y las fuerzas que generan sobre la estructura, como el peso del piloto, el motor y el sistema de transmisión.

Figura 4. Sistemas que ejercen fuerzas que afectan la rigidez a flexión de la estructura



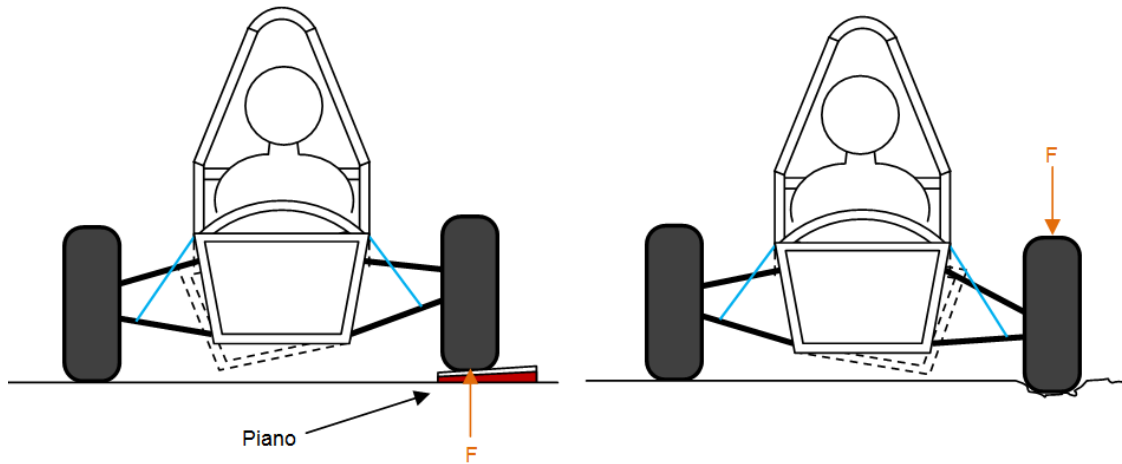
Fuente: Autores

3.1.4.2 Rigidez a torsión. La rigidez a torsión determina cuanto se deforma la estructura debido a una fuerza que tiende a girar uno de los ejes manteniendo el otro rígido; puede darse cuando una de las ruedas delanteras pasa por un bache o un resalto mientras la otra rueda mantiene su línea de contacto con la pista.

El valor de rigidez torsional aceptado para el vehículo está determinado por el tipo de competencia para el cual está diseñado, pues depende del par máximo al que pueda verse sometido debido a las fuerzas de las tijeras y la suspensión. Para la Fórmula U Colombia, una rigidez torsional por encima de los $2000\text{Nm}/^\circ$ podría ser un valor aceptable, teniendo en cuenta que en vehículos diseñados para la Fórmula SAE manejan una rigidez torsional entre los 2200 y $3000\text{Nm}/^\circ$ ²¹ con velocidades cerca de 35 % mayor a las que se espera que se logre en un Fórmula U Colombia.

²¹ SIERRA SÁNCHEZ, Carlos. Diseño de la estructura CAT-01. Universidad Politécnica de Cataluña. Departamento de Resistencia de Materiales y Estructuras en Ingeniería. p. 55.

Figura 5. Ejemplos de rigidez torsional en pista



Fuente: Autores

La rigidez torsional afecta principalmente los nodos de la estructura, aquellos puntos que unen las secciones tubulares de acero ASTM A36. Para evitar que la estructura se deforme de manera considerable se utilizan triangulaciones, estas soportan los nodos y reciben la carga de manera axial lo que permite lograr mayor rigidez.

Las secciones tubulares resisten mejor las cargas axiales que las flectoras y las de torsión, por lo que se prefiere que las secciones reciban la carga de manera axial y aun más a compresión para evitar el pandeo. La triangulación entre nodos nos permite obtener cargas de estas características²².

Al aumentar la rigidez de la estructura, la deformación será más baja y permitirá al vehículo mayor estabilidad en pista, aunque ese no sea el único factor que determine la estabilidad; se puede integrar de igual manera el centro de gravedad de la estructura que al estar más cerca de la pista y en una posición centrada a lo largo del vehículo mejora la capacidad de conducción y la estabilidad del vehículo.

²² UNZUETA IRURTIA. Op. cit., p.8.

Detalles como las ruedas, las suspensiones y el peso total del vehículo de igual forma afectan la estabilidad del vehículo y deben ser estudiados cuidadosamente.

El vehículo consta de elementos que no son propios de la estructura pero que aportan rigidez y deben tenerse en cuenta a la hora de calcular la estructura, especialmente aquellos que poseen una masa considerable e inercia elevada como el motor, o el piloto²³.

3.1.5 Distribución del espacio. El chasis no está diseñado propiamente para el piloto, además del respectivo análisis ergonómico, debe tener en cuenta todos los demás elementos y sistemas de los cuales se compone el vehículo.

La funcionalidad del chasis no tendría sentido si en su conformación no hay espacio suficiente para incorporar los demás sistemas, o aun si todos los sistemas tienen cabida dentro del mismo pero no se encuentran en las posiciones adecuadas para su buen funcionamiento.

Se debe realizar un estudio para abarcar todos los elementos del vehículo y que su posición final sea la adecuada dentro del chasis, en el cual se divide la estructura en secciones y por cada sección se estudian los elementos que allí deben acoplarse con el fin de integrar todos los sistemas del vehículo a la estructura sin inconvenientes.

La distribución del espacio está asociada a la distribución del peso. Como se mencionaba anteriormente el centro de gravedad debe ubicarse lo más cercano a la pista y en una posición centrada a lo largo del vehículo, para cumplir esta característica la distribución de los diferentes sistemas estará condicionada a la funcionalidad del sistema y el aporte que este genera sobre el centro de gravedad total y no de forma arbitraria.

²³ Ibid., p.9.



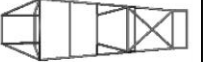









3.1.6 Criterios de costos de la estructura. Desde el primer bosquejo de chasis que se realice, este debe ser pensado para su fabricación y los costos generados a raíz de ella. Se recomienda que los siguientes aspectos se tengan en cuenta desde la parte del diseño preliminar.

- En lo posible utilizar secciones de tubos de una sola dimensión (mismo diámetro y espesor).
- Reducir el número de las secciones de tubo dobladas.
- Reducir al máximo el número de uniones soldadas, sobre todo las soldaduras a tope²⁴.

3.1.7 Alternativas de chasis. Se realizaron diferentes bosquejos de chasis, de los cuales se escogieron seis de ellos para analizar y comparar de acuerdo a las características mencionadas anteriormente, cumpliendo con las normas especificadas en la propuesta de reglamentación Fórmula U Colombia, véase el ítem 3 del Anexo A.

²⁴ CALVO RODRÍGUEZ. Op. cit., p.30.

Tabla 7. Características principales de las alternativas de chasis

		CHASIS DE PRUEBA					
		Chasis UIS-P03	Chasis UIS-P07	Chasis UIS-P08	Chasis UIS-P10	Chasis UIS-P14	Chasis UIS-P15
CARACTERÍSTICAS GENERALES	Vista Superior						
	Vista Lateral						
	Material	Acero ASTM A36	Acero ASTM A36	Acero ASTM A36	Acero ASTM A36	Acero ASTM A36	Acero ASTM A36
	Dimensiones generales (Largo x Ancho x Alto) mm	2366 x 690 x 1160	2366 x 734 x 1158	2250 x 690 x 1172	2366 x 690 x 1160	2366 x 734 x 1158	2366 x 734 x 1158
	Dimensiones del perfil tubular (Dext x Espesor)	31,75 mm x 2,3 mm (Arcos) 24,5 mm x 1,5 mm	31,75 mm x 1,5 mm	24,5 mm x 2,5 mm	31,75 mm x 2,5 mm	24,5 mm x 2,5 mm	31,75 mm x 2,3 mm
	Peso evaluado en CAD/CAE	53,88 Kg	42,73 Kg	37,78 Kg	45,08 Kg	57,46 Kg	49,94 Kg
	Centro de gravedad (Y,Z) Evaluado en CAD/CAE	Y: 237,8 mm Z: -1083,64 mm	Y: 313,18 mm Z: -1022,14 mm	Y: 264,98 mm Z: -915,69 mm	Y: 277,2 mm Z: -1017,76 mm	Y: 217,32 mm Z: -901,38 mm	Y: 228,52 mm Z: -911,08 mm
	Rigidez Torsional evaluada en CAD/CAE	2921,61 Nm ²	2673,72 Nm ²	1142,23 Nm ²	2018,33 Nm ²	2734,87 Nm ²	2059,02 Nm ²

Fuente: Autores

A continuación se presenta la ponderación de los diferentes tipos de chasis evaluados contra los requerimientos propuestos para el vehículo monoplaza.

Alternativas de chasis

- Chasis UIS-P03.
- Chasis UIS-P07.
- Chasis UIS-P08.
- Chasis UIS-P10.
- Chasis UIS-P14.
- Chasis UIS-P15.

Requerimientos para el chasis

- Rigidez torsional.
- Peso.
- Costos de material.
- Facilidad en la fabricación.
- Costos de fabricación.
- Seguridad para el piloto.
- Distribución de espacio.
- Estabilidad.
- Centro de gravedad.
- Ergonomía y/o confort.

Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 8.

Tabla 8. Ponderación de las alternativas de chasis propuestos

		ALTERNATIVAS												
		Chasis UIS-P03		Chasis UIS-P07		Chasis UIS-P08		Chasis UIS-P10		Chasis UIS-P14		Chasis UIS-P15		
VARIABLES	Rigidez Torsional	10	9	90	9	90	4	40	8	80	9	90	8	80
	Peso	10	6	60	8	80	9	90	8	80	5	50	7	70
	Costo de material	9	5	45	7	63	6	54	5	45	6	54	6	54
	Facilidad en la fabricación	8	6	48	6	48	9	72	6	48	7	56	7	56
	Costos de fabricación	8	5	40	5	40	8	64	6	48	7	56	7	56
	Seguridad para el piloto	8	8	64	7	56	3	24	7	56	8	64	8	64
	Distribución de espacio	7	8	56	6	42	5	35	6	42	8	56	8	56
	Estabilidad	7	8	56	6	42	5	35	6	42	7	49	7	49
	Ubicación del centro de gravedad	6	7	42	5	30	6	36	6	36	7	42	7	42
	Ergonomía / Confort	6	9	54	8	48	5	30	6	36	8	48	8	48
Total	79		555		539		480		513		565		575	
Promedio ponderado			7,025		6,823		6,076		6,494		7,152		7,278	

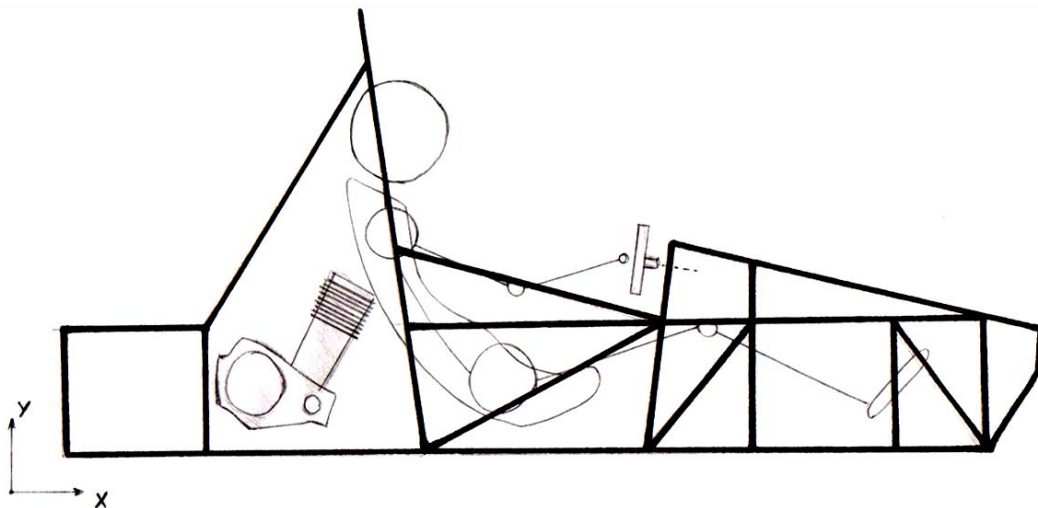
Fuente: Autores

3.1.8 Cálculos y parámetros del chasis UIS-P15. El chasis seleccionado para el monoplaza UIS-01 corresponde al chasis UIS-P15 y los cálculos realizados para esta concluir que este es el chasis indicado se presenta a continuación.

3.1.8.1 Dimensionamiento de la estructura. El dimensionamiento de la estructura está definido por parámetros como el ancho de vía y la batalla, además de la configuración de la suspensión. Los valores vía y batalla permitidos para los vehículos se contemplan en la propuesta de competencia Fórmula U Colombia (Anexo A).

Los cálculos de la configuración de la suspensión y las dimensiones establecidas de ancho de vía y batalla se presentan en este documento, véase el numeral 3.2.4.1; de acuerdo a estos parámetros se realiza el bosquejo de la base del chasis que establece parámetros como el ancho y largo apropiado para cumplir con los requerimientos establecidos previamente. Sin embargo aun quedaría por definir la altura y las dimensiones propias del habitáculo que se determinan mediante el estudio ergonómico, además de dimensionar el espacio para ubicar el motor de acuerdo con sus especificaciones físicas.

Figura 6. Bosquejo preliminar de la estructura



Fuente: Autores

Una vez determinada la geometría básica del chasis se requiere dimensionar el perfil tubular que permita cumplir con las normas de seguridad establecidas de acuerdo al material ASTM A36 utilizado para esta competición.

Las dimensiones de tubería permitida por la organización para la propuesta de competencia Fórmula U Colombia se presentan a continuación.

Tabla 9. Dimensiones de tubería permitida para cada elemento de la jaula antivuelco

ELEMENTO	DIAMETRO EXTERIOR X ESPEJOR DE PARED (mínimo)
Tubería de los arcos principal y frontal.	25,40 mm x 2,00 mm
Tubería de los miembros laterales.	25,40 mm x 1,75 mm
Tubería de los tirantes de los arcos principal y frontal.	25,40 mm x 1,25 mm

Fuente: Autores

Se opta por utilizar las dimensiones más críticas permitidas por la organización (la de los arcos principal y frontal) sobre toda la estructura y a partir de allí verificar las condiciones de seguridad de la jaula de seguridad y establecer un perfil de tubería aceptable del cual se pueda disponer comercialmente con facilidad.

De esta manera se utilizará perfil tubular de acero ASTM A36 de 1" con espesor nominal de 2,3 mm para toda la estructura, disminuyendo el costo de adquisición del material y cumpliendo con las condiciones establecidas en los análisis y estudios de esfuerzos a flexión y a torsión, véase las secciones 3.1.8.3 y 3.1.8.4.

3.1.8.2 Ergonomía. El estudio antropométrico realizado para cumplir con las condiciones mínimas de ergonomía detalladas en el reglamento de la propuesta Fórmula U Colombia se presenta a continuación. Este estudio tiene como

finalidad permitir la comodidad del piloto, cumplir con las condiciones de seguridad y los parámetros ergonómicos establecidas por el reglamento técnico.

La utilización de las dimensiones estructurales tiende a centrarse en las separaciones entre las dimensiones del cuerpo y lo que lo circunda, mientras que la utilización de las medidas funcionales tiende a centrarse en las funciones de las operaciones a realizar. En cuanto a la aplicación de datos antropométricos, existen ciertos principios que pueden ser relevantes, y cada uno resulta apropiado a determinado diseño. El primero de estos es el diseño para individuos externos, según el cual el diseño se acomoda a individuos que están a uno u otro extremo de alguna característica antropométrica, en la suposición de que tal diseño también puede acomodarse a toda la población.

El segundo tipo de diseño es el de promedios adaptables, en el cual determinadas características deberían ser preferiblemente adaptables a fin de que puedan acomodarse a las personas de diferentes tamaños²⁵.

Se emplea en el diseño ergonómico del monoplaza UIS-P15 utilizado para la propuesta de competencia Fórmula U Colombia, la conceptualización de un hombre del 95% de la población de acuerdo a las dimensiones antropométricas (Figuras 7 y 8).

El estudio de las dimensiones funcionales de hombre percentil 95% comparado con las dimensiones físicas de la persona más alta del equipo de trabajo establece las medidas finales del modelo CAD de piloto masculino utilizado para el análisis ergonómico del vehículo UIS-01 (Figura 11).

²⁵ MATEUS y PÉREZ, Op. cit., p.48.

Figura 7. Dimensiones estructurales del cuerpo humano

DIMENSIONES ESTRUCTURALES DEL CUERPO DE HOMBRES Y MUJERES ADULTOS, EN PULGADAS Y CENTIMETROS, SEGUN EDAD, SEXO Y SELECCION DE PERCENTILES															
	A		B		C		D		E		F		G		
	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	
95	HOMBRES	36.2	91,9	47.3	120,1	68.6	174,2	20.7	52,6	27.3	69,3	37.0	94,0	33.9	86,1
	MUJERES	32.0	81,3	43.6	110,7	64.1	162,8	17.0	43,2	24.6	62,5	37.0	94,0	31.7	80,5
5	HOMBRES	30.8	78,2	41.3	104,9	60.8	154,4	17.4	42,2	23.7	60,2	32.0	81,3	30.0	76,2
	MUJERES	26.8	68,1	38.6	98,0	56.3	143,0	14.9	37,8	21.2	53,8	27.0	68,6	28.1	71,4

Fuente: Disponible en Internet: <<http://www.siafa.com.ar/notas/nota182/mandos.htm>>

Figura 8. Dimensiones funcionales del cuerpo humano

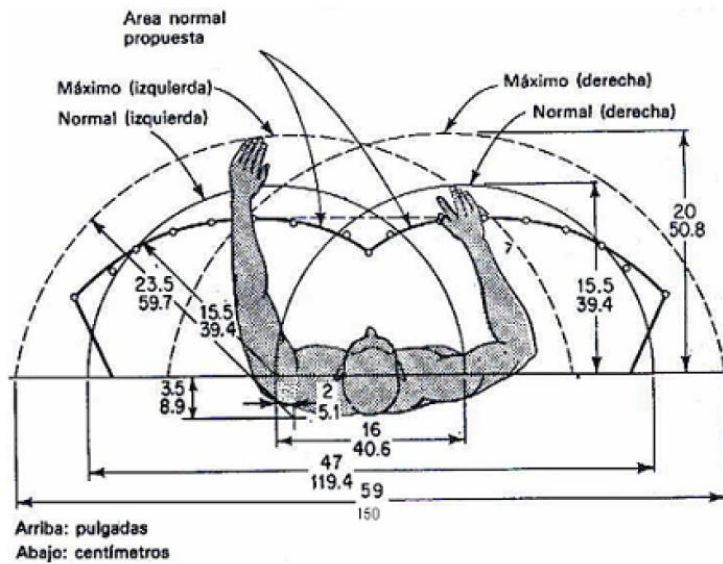
DIMENSIONES FUNCIONALES DEL CUERPO DE HOMBRES Y MUJERES ADULTOS, EN PULGADAS Y CENTIMETROS, SEGUN EDAD, SEXO Y SELECCION DE PERCENTILES													
		A		B		C		D		E		F	
		pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm
95	HOMBRES	38.3	97,3	46.1	117,1	51.6	131,1	35.0	88,9	39.0	96,4	88.5	224,8
	MUJERES	36.3	92,2	49.0	124,5	49.1	124,7	31.7	80,5	38,0	96,5	84.0	213,4
5	HOMBRES	32.4	82,3	39.4	100,1	59.0	149,9	29.7	75,4	29.0	73,7	76.8	195,1
	MUJERES	29.9	75,9	34.0	86,4	55.2	140,2	26.6	67,6	27,0	68,6	72.9	185,2

Fuente: Disponible en Internet: <<http://www.siafa.com.ar/notas/nota182/mandos.htm>>

“Un piloto efectúa una actividad manual un plano aproximadamente horizontal, para el cual se proponen: un área normal alcanzada al extender el antebrazo con la parte superior del brazo en posición natural; un área máxima alcanzada al extender el brazo a partir del hombro; se propone una tercer área combinada”²⁶.

²⁶ Ibid., p. 49.

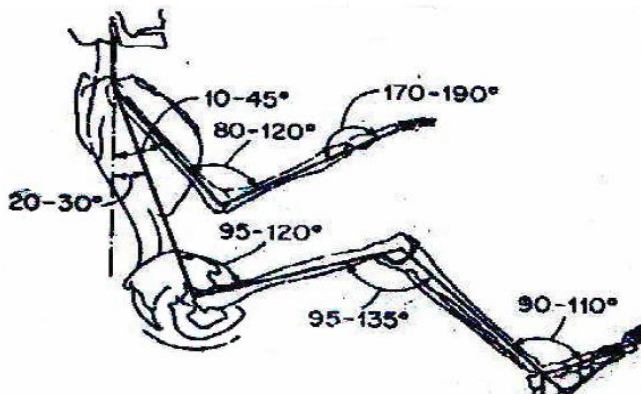
Figura 9. Áreas de trabajo en un plano horizontal



Fuente: Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. P.23.

Los ángulos propuestos a continuación corresponden a los ángulos propuestos para un asiento con postura deseable, sin embargo en algunos monoplazas suelen tener una posición más inclinada debido a la conformación y diseño del vehículo.

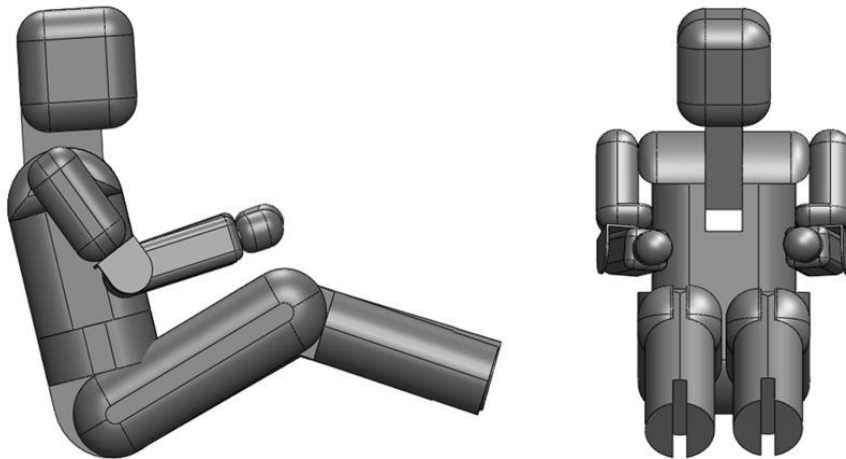
Figura 10. Ángulos adecuados para la postura corporal



Fuente: Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. P.30.

Se ha realizado un modelo tridimensional de piloto masculino percentil 95% en el software CAD/CAE Solidworks 2010, que puede ser utilizado por los equipos como guía para validar el diseño del habitáculo de sus vehículos. Sin embargo se hace necesario comprobar que el arco frontal no interfiera con la línea de visión del piloto, además que el piloto deberá ser capaz de salir del habitáculo en un tiempo menor o igual a lo establecido por la propuesta del reglamento Fórmula U Colombia.

Figura 11. Modelo CAD de piloto masculino percentil 95%



Fuente: Autores

El modelo CAD de piloto masculino nos permite establecer los ángulos del asiento y verificar que se cumpla con el requerimiento de espacio establecido en el reglamento.

3.1.8.3 Análisis de rigidez a flexión. El análisis de rigidez a flexión se basa en un cálculo estático que permite simular la deformación ocasionada por los elementos que se encuentran sobre el chasis, para ello se simulan las fuerzas producidas por las masas principales de las cuales se compone el vehículo. En este caso se consideraron aquellas masas superiores a 15 kg.

Tabla 10. Masas principales utilizadas para realizar los cálculos

ELEMENTO	MASA aprox. (Kg)
Motor (M_{mot})	48
Piloto (M_{pil})	75
Transmisión (M_t)	20
Estructura (M_{est})	50

Fuente: Autores

Para efectuar el estudio se aplicaron las fuerzas producidas por esas masas actuando sobre sus respectivos centros de gravedad o en sus respectivos puntos de apoyo ubicados en el chasis. Como la estructura está soportada por las ruedas se establece una condición de contorno que restringe el desplazamiento vertical en los puntos que representan centros de los ejes de las cuatro ruedas. De esta manera se establecen los parámetros iniciales para el análisis.

- Peso del motor. El motor está sujeto a la estructura mediante seis puntos de apoyos distribuidos de la siguiente manera: dos puntos de apoyo hacia el frente y cuatro ubicados en la parte posterior.

Se establece las dimensiones y las reacciones que recibe la estructura debido al peso del motor ubicado en su centro de gravedad (Figura 12), se asume que la distribución de las cargas en la parte posterior es igual para las reacciones R_{y2} y R_{y3} .

El estudio estático mediante las sumatorias de fuerzas y momentos permite establecer las ecuaciones para encontrar la magnitud de las fuerzas producidas por el peso del motor sobre sus puntos de apoyo en el chasis.

$$F_y: R_{y1} + R_{y2} + R_{y3} = M_{mot} * g$$

Ecuación 5

$$M_z: W_{mot}L_{x2} = R_{y1}(L_{x1} + L_{x2})$$

Ecuación 6

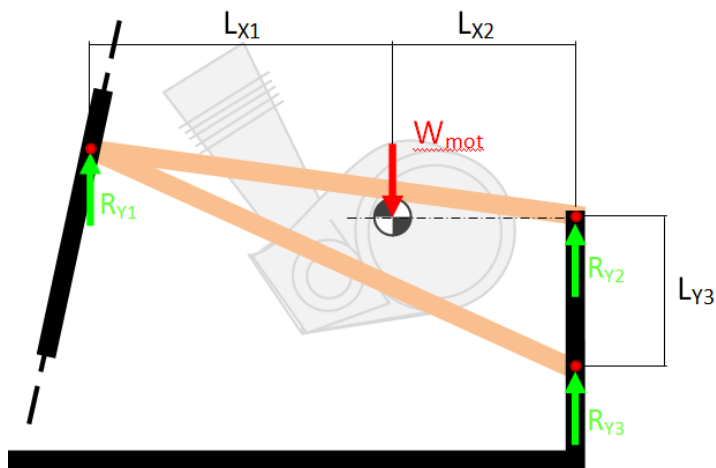
Donde:

$$L_{x1} = 0,25m$$

$$L_{x2} = 0,15m$$

$$L_{y3} = 0,15m$$

Figura 12. Diagrama de fuerzas producidas por el peso del motor sobre la estructura



Fuente: Autores

De la ecuación 6:

$$R_{y1} = \frac{W_{mot}L_{x2}}{L_{x1}+L_{x2}} = \frac{48 \cdot 9,81 \cdot 0,15}{0,25+0,15} = 176,58N$$

Se asume que:

$$R_{y2} = \frac{R_{y2}+R_{y3}}{2} = R_{y3}$$

Ecuación 7

De esta manera, haciendo uso de la ecuación 5 y la ecuación 7.

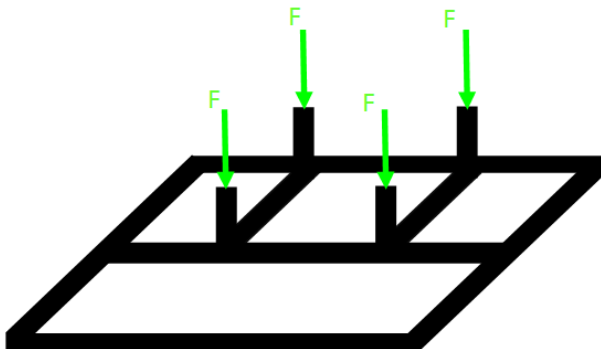
$$R_{y1} + 2R_{y2} = W_{mot}$$

$$R_{y2} = R_{y3} = \frac{W_{mot} - R_{y1}}{2} = \frac{470,88 - 176,58}{2} = 147,15N$$

Debido a que en la figura solo se muestra la mitad de los puntos de apoyo, los cuales se encuentran simétricamente en el lado opuesto; cada una de estas reacciones debe ser dividida en dos para ser incluida en la simulación.

- Carga ejercida por el peso del piloto. El piloto ejerce una de las cargas más importantes sobre el chasis debido a su masa considerable. En nuestro caso asumiremos que la fuerza que recibe el chasis por parte del piloto se presenta en los puntos de unión del chasis y el asiento del piloto. La fuerza se distribuye uniformemente en los cuatro puntos de anclaje del asiento.

Figura 13. Diagrama de fuerzas producidas por el peso del piloto sobre la estructura



Fuente: Autores

$$F = \frac{M_{pil} * g}{4}$$

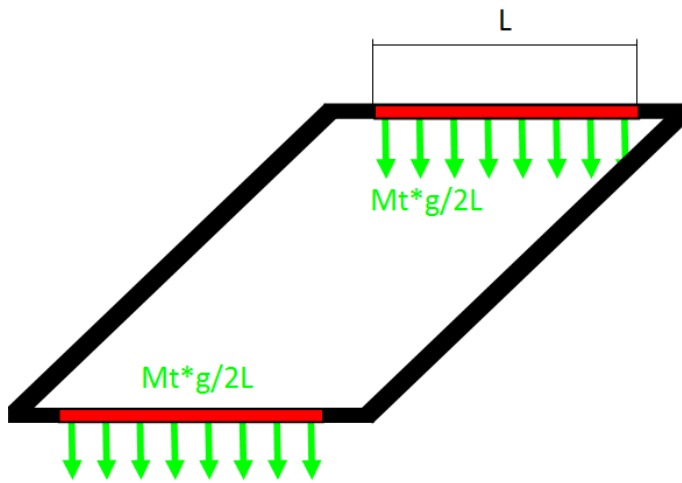
Ecuación 8

$$F = \frac{75 * 9,81}{4} = 183,93N$$

- Peso de la transmisión. La carga ejercida por la transmisión sobre la estructura se simula mediante un par de cargas distribuidas de igual magnitud en cada uno de los ejes del vehículo (eje delantero y trasero).

La distribución se realiza en un porcentaje de la parte transversal de la estructura.

Figura 14. Diagrama de fuerzas producidas por el peso de la transmisión sobre la estructura



Fuente: Autores

Donde:

$$L = 0,36m$$

$$M_t * g / 2L = 20 * 9,81 / 2 * 0,36 = 272,5N$$

- Peso de la estructura. El peso propio del chasis está determinado en el análisis por la fuerza de gravedad y la masa del chasis.

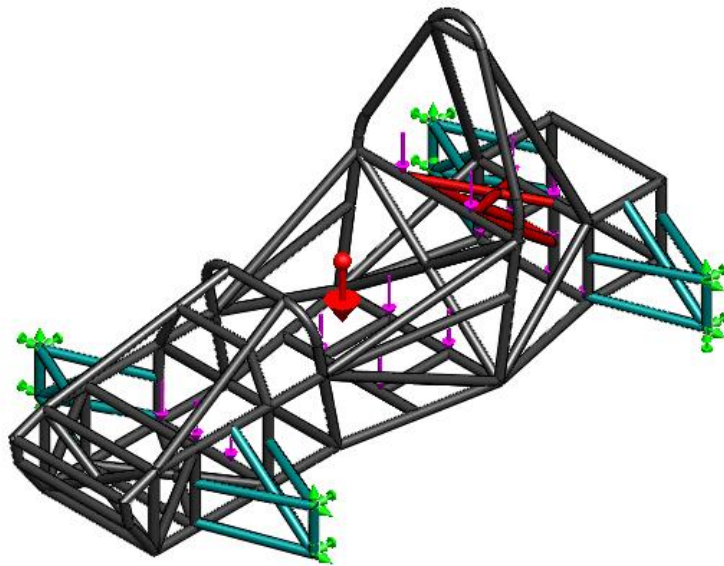
$$W_{est} = M_{est} * g$$

Ecuación 9

$$W_{est} = 50 * 9,81 = 490,5N$$

Conociendo todos los valores de carga necesarios para realizar el cálculo, se establecen las condiciones de contorno y se ubican las cargas calculadas anteriormente sobre la estructura.

Figura 15. Condiciones de contorno establecidas para el análisis de rigidez a flexión



Fuente: Autores

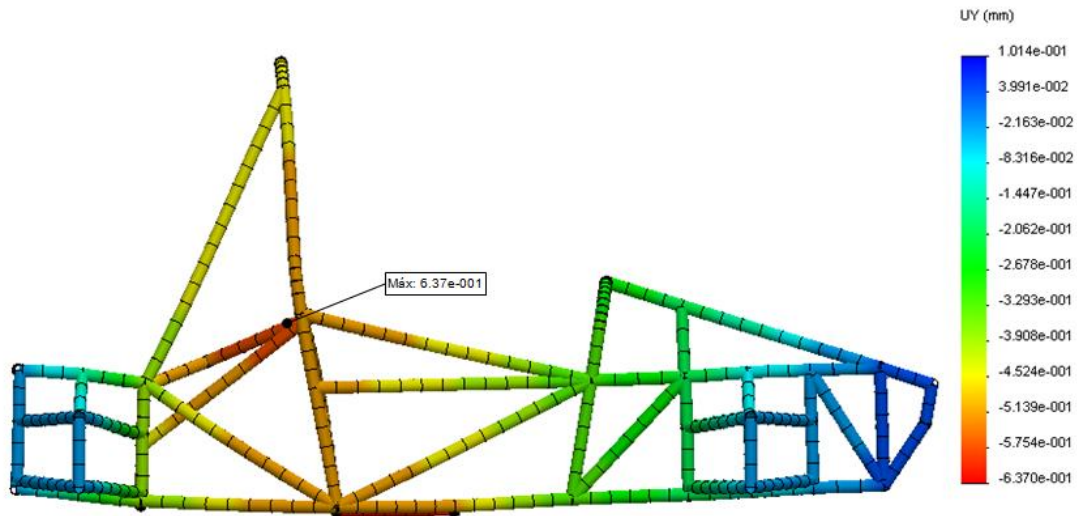
Las cargas se encuentran representadas en color púrpura, mientras que las condiciones de contorno que impiden el desplazamiento se representan en color verde y se sitúan en el eje central de las cuatro ruedas.

- Resultados del análisis de flexión. Los resultados de deformación, tensiones de von mises y factor de seguridad del análisis de acuerdo con las condiciones de contorno y cargas establecidas en la figura 15, se presentan a continuación.

La deformación vertical generada a raíz de los componentes estáticos no representa una condición crítica y se hace imperceptible a la vista. En la figura 16

se amplió el nivel de deformación 100 veces a la deformación real para poder apreciar mejor el resultado.

Figura 16. Deformación generada por las cargas estáticas



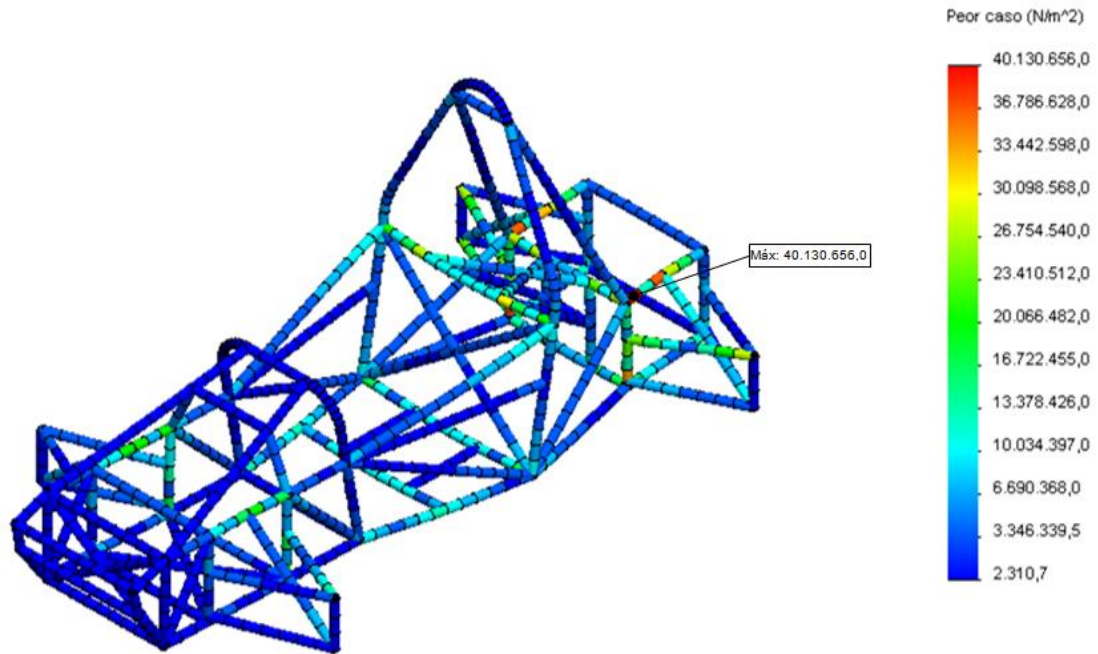
Fuente: Autores

En las secciones más críticas localizadas en los anclajes del motor y el asiento del piloto, son cerca de 0,64mm de deformación vertical que posee la estructura debido a la carga ejercida por el peso de los elementos.

La tensión de von mises más elevada se presenta en la parte posterior, en el elemento que sostiene la transmisión del vehículo y dos de los puntos de sujeción del motor. Su valor máximo es cerca de 40Mpa, muy por debajo del límite de fluencia del Acero ASTM 36.

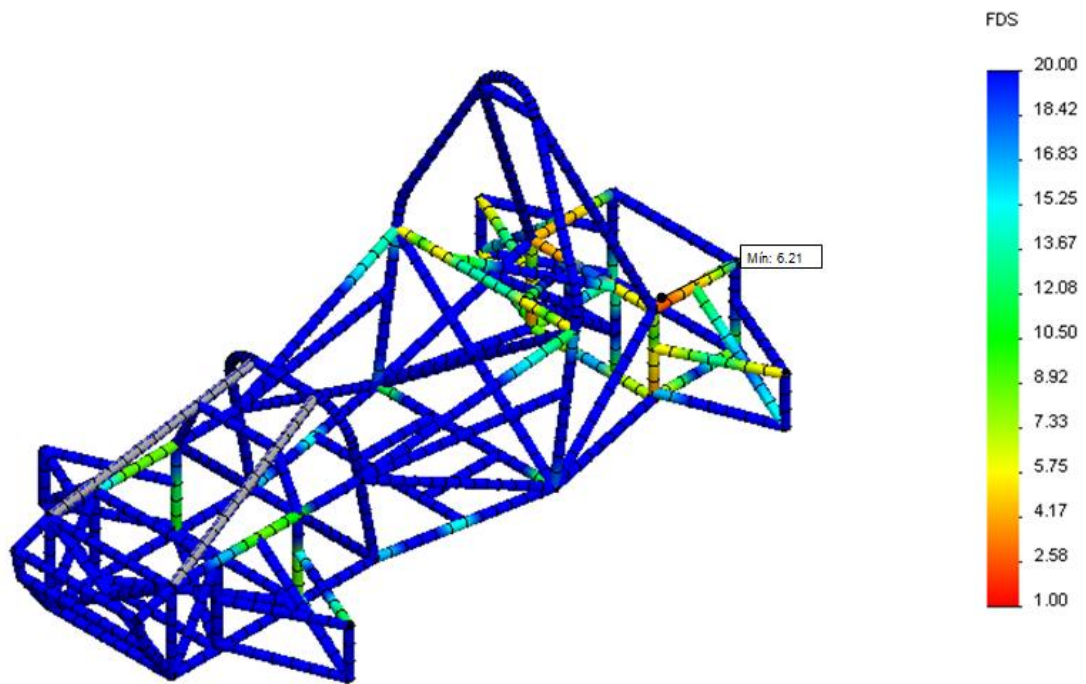
El factor de seguridad más bajo se presenta en la parte trasera, cerca a los puntos de anclaje del motor y corresponde a un valor mínimo de 6,21 (Figura 18).

Figura 17. Esfuerzos de flexión generados por las cargas estáticas



Fuente: Autores

Figura 18. Factor de seguridad para esfuerzos a flexión



Fuente: Autores

3.1.8.4 Análisis de rigidez torsional. La rigidez torsional se establece mediante la aplicación de una carga que intente rotar uno de los ejes del vehículo mientras el otro permanece estático. Se analizan dos posibles condiciones que se puedan presentar, para luego comparar los valores de rigidez torsional obtenidos.

Uno de los casos consiste en establecer que la carga se produce mediante el efecto de una sola rueda, mientras que en el segundo caso las dos ruedas de un mismo eje generan fuerzas en sentido contrario, ejerciendo un par sobre la estructura.

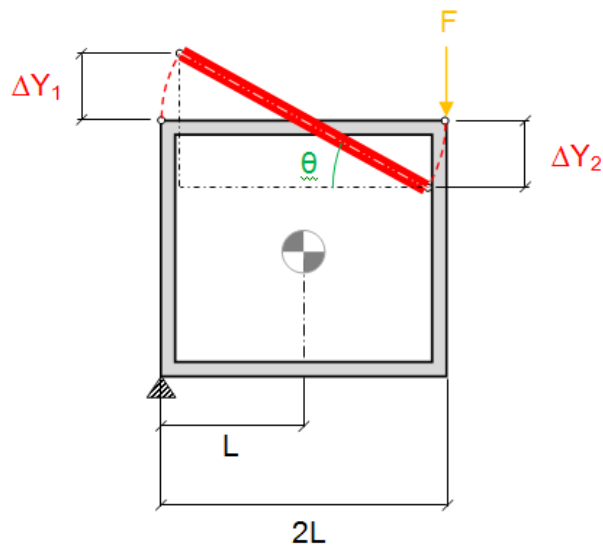
- Primera hipótesis de carga (Carga de una de las ruedas). Para este cálculo se establece una fuerza vertical de 3000N actuando en los puntos de anclajes de las tijeras de una de las ruedas delanteras, a una distancia de 240mm respecto al centro transversal de la estructura y se restringe el movimiento vertical de la estructura en el lado opuesto al que se aplica la carga, así como impidiendo el giro en los puntos de anclajes de las tijeras de las ruedas del eje trasero. Cabe resaltar que la fuerza de 3000N no representa en si una magnitud de alguna carga que se presentaría en condiciones normales de pista, sino que es una magnitud de referencia que se utiliza para analizar la deformación angular que este produce sobre el chasis y obtener la rigidez torsional del mismo.

De acuerdo a la figura 18 se establece la rigidez torsional (K) como:

$$\theta = \sin^{-1} \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L} \quad \text{Ecuación 10}$$

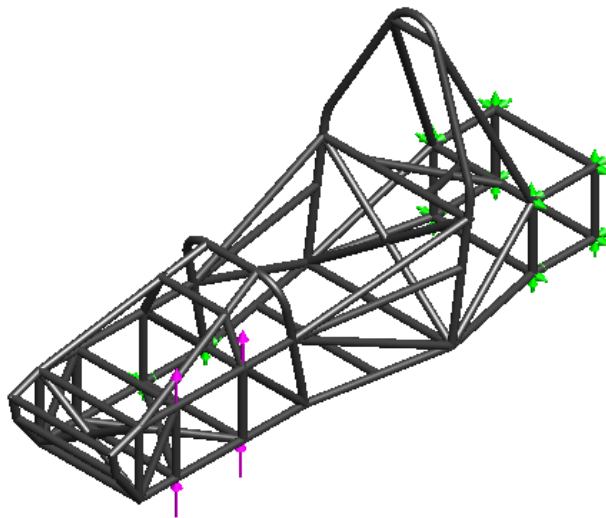
$$K = \frac{F * 2L}{\sin^{-1} \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L}} \quad \text{Ecuación 11}$$

Figura 19. Modelo simplificado del análisis a torsión (Primera hipótesis)



Fuente: Autores

Figura 20. Condiciones de contorno establecidas para el análisis de rigidez a torsión (Carga de una de las ruedas)

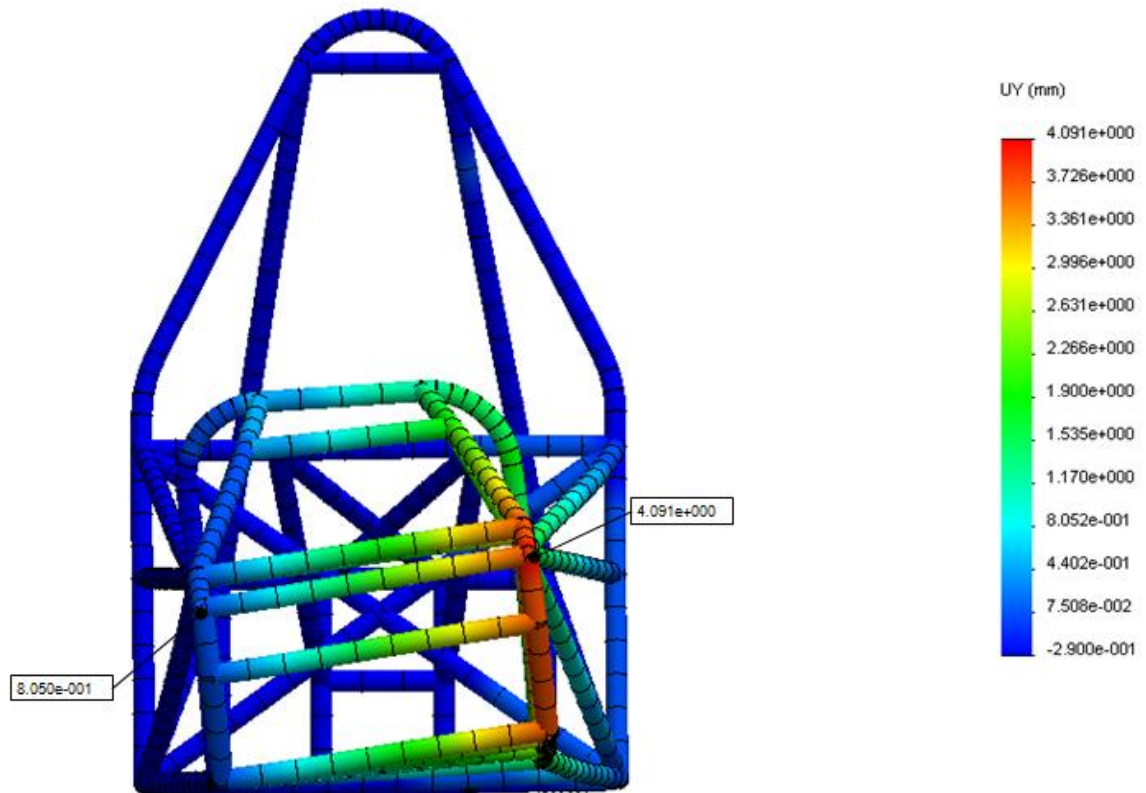


Fuente: Autores

Se emplean cuatro fuerzas verticales con magnitud de 750N cada una actuando sobre los anclajes de las tijeras, de esta manera se obtiene fuerza resultante de 3000N.

- Resultados del análisis de torsión (Primera hipótesis)

Figura 21. Deformación sobre el eje Y generada por la carga torsional



Fuente: Autores

Los valores de deformación vertical (Figura 21), permiten establecer el ángulo de deformación y del mismo modo la rigidez torsional debido al momento torsor aplicado.

$$\Delta y_1 = 8,050 \times 10^{-4} \text{ m}$$

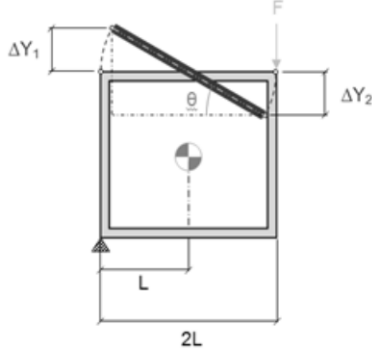
$$\Delta y_2 = 4,091 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\theta = \sin \frac{8,050 \times 10^{-4} + 4,091 \times 10^{-3}}{2 \times 0,24} = 0,584^\circ$$

Utilizando la ecuación 11 se calcula la rigidez torsional para la primera hipótesis de carga.

$$K_1 = \frac{3000 \cdot 2 \cdot 0,24}{\sin^{-1} \frac{4,091 \times 10^{-3} + 8,050 \times 10^{-4}}{2 \cdot 0,24}} = 2463,85 \text{ Nm/}^\circ$$

Tabla 11. Cálculo de primera hipótesis de rigidez torsional

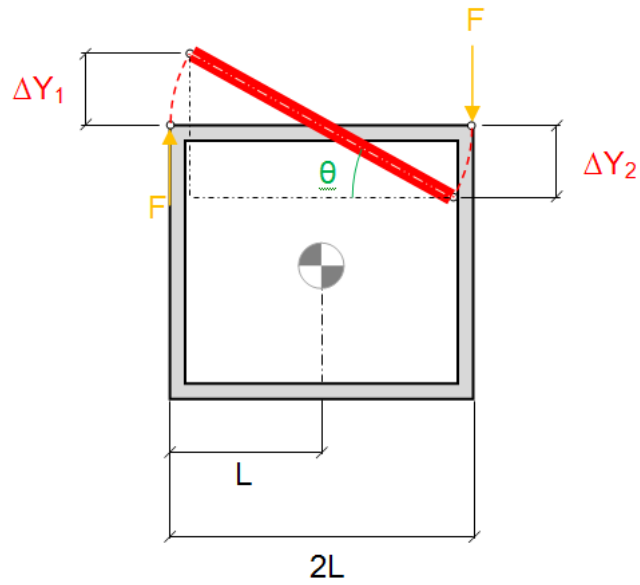
RIGIDEZ TORSIONAL (PRIMERA HIPÓTESIS)				
		$\theta = \sin^{-1} \left[\frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2L} \right]$ $K = \frac{F * 2L}{\sin^{-1} \left[\frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2L} \right]}$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
CARGA APLICADA	F	3000	N	
DISTANCIA AL CENTRO TRANSVERSAL DEL CHASIS	L	0,24	m	
DEFORMACIÓN VERTICAL EN UN LADO	ΔY1	8,050x10-4	m	(*)
DEFORMACIÓN VERTICAL DEL LADO OPUESTO	ΔY2	4,091x10-3	m	(*)
DATOS CALCULADOS				
DEFORMACIÓN ANGULAR EN X	θ	0,584	°	
RIGIDEZ TORSIONAL	K	2463,85	Nm/°	

(*) Valor de acuerdo al estudio CAD / CAE

Fuente: Autores

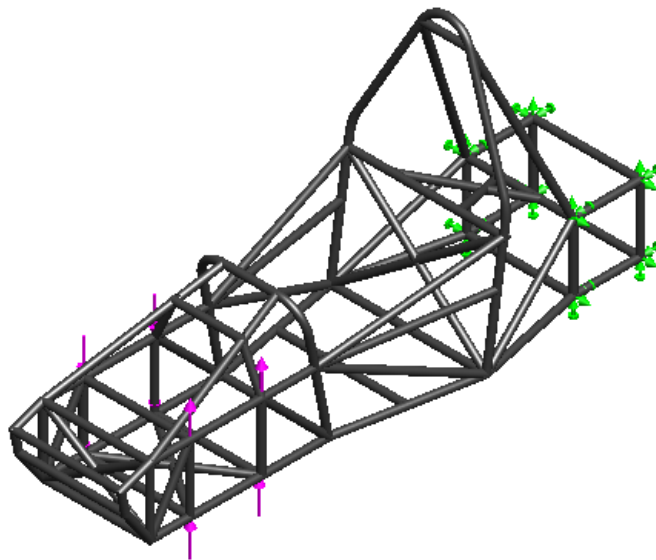
- Segunda hipótesis de carga (Carga de dos ruedas del mismo eje). La segunda hipótesis de carga establece un par de fuerzas de 3000N actuando cada una de ellas sobre los puntos de anclajes de las tijeras de las dos ruedas delanteras a una distancia de 240mm respecto al centro transversal de la estructura, y se restringe el desplazamiento y la rotación en los puntos de anclajes de las tijeras del eje trasero.

Figura 22. Modelo simplificado del análisis a torsión (Segunda hipótesis)



Fuente: Autores

Figura 23. Condiciones de contorno establecidas para el análisis de rigidez a torsión (Carga por las dos ruedas delanteras)

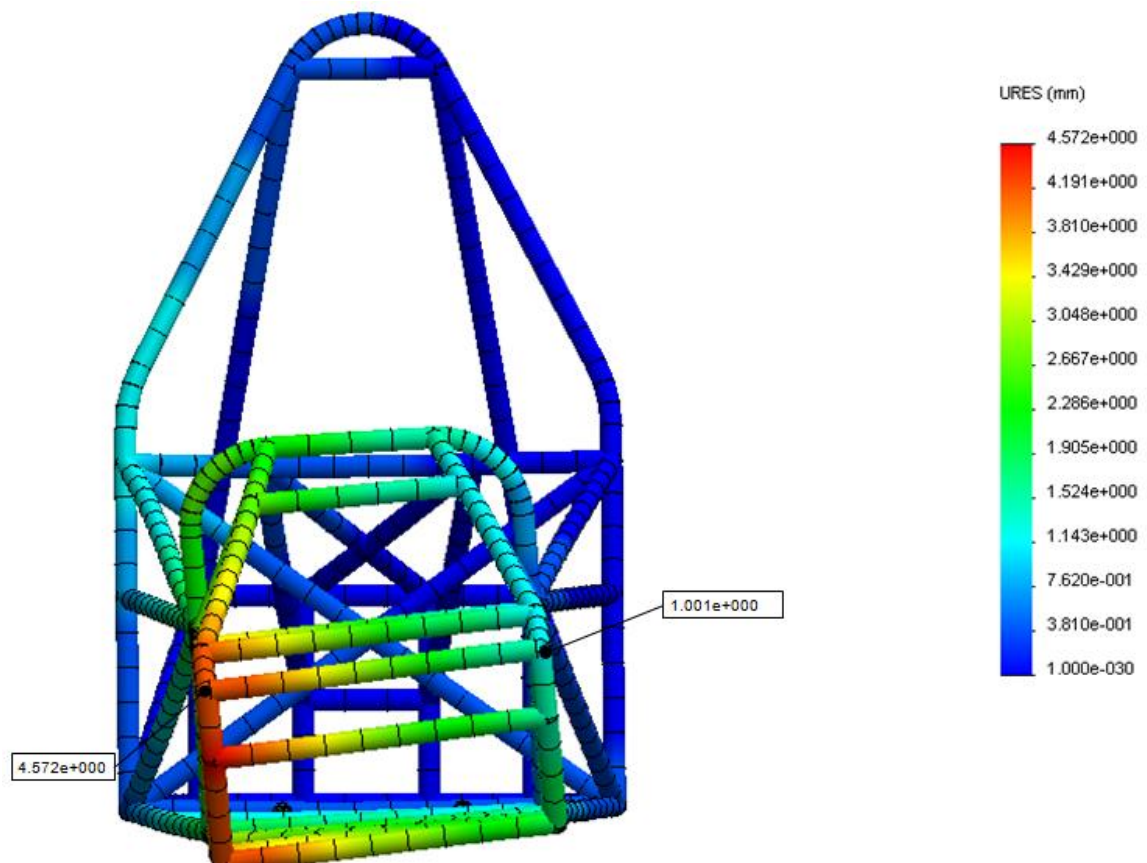


Fuente: Autores

Se emplean ocho fuerzas verticales con magnitud de 750N, cuatro en un lado del vehículo y las otras cuatro en el lado opuesto con sentido contrario; cada una actuando sobre los anclajes de las tijeras, con las cuales se obtiene una fuerza resultante de 3000N a cada lado del chasis.

- Resultados del análisis de torsión (Segunda hipótesis)

Figura 24. Deformación generada por la carga torsional



Fuente: Autores

Los valores de deformación vertical (Figura 24), permiten establecer el ángulo de deformación y del mismo modo la rigidez torsional debido al momento torsor aplicado.

$$\Delta y_1 = 4,572 \times 10^{-3} \text{ m}$$

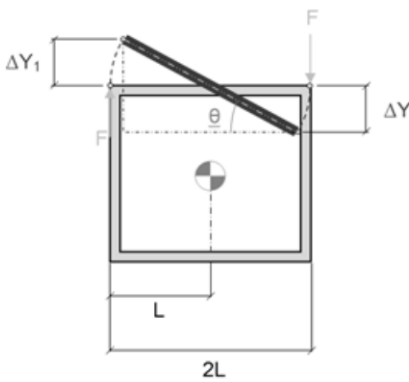
$$\Delta y_2 = 1,001 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\theta = \sin^{-1} \frac{4,572 \times 10^{-3} + 1,001 \times 10^{-3}}{2 \times 0,24} = 0,665^\circ$$

De esta manera se calcula la rigidez torsional para la segunda hipótesis de carga.

$$K_2 = \frac{3000 \times 2 \times 0,24}{\sin^{-1} \frac{4,572 \times 10^{-3} + 1,001 \times 10^{-3}}{2 \times 0,24}} = 2165,02 \text{ Nm/}^\circ$$

Tabla 12. Cálculo de la segunda hipótesis de rigidez torsional

RIGIDEZ TORSIONAL (SEGUNDA HIPÓTESIS)				
		$\theta = \sin^{-1} \left[\frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2L} \right]$ $K = \frac{F * 2L}{\sin^{-1} \left[\frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2L} \right]}$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
CARGA APLICADA	F	3000	N	
DISTANCIA AL CENTRO TRANSVERSAL DEL CHASIS	L	0,24	m	
DEFORMACIÓN VERTICAL EN UN LADO	ΔY1	4,572x10-3	m	(*)
DEFORMACIÓN VERTICAL DEL LADO OPUESTO	ΔY2	1,001x10-3	m	(*)
DATOS CALCULADOS				
DEFORMACIÓN ANGULAR EN X	θ	0,665	°	
RIGIDEZ TORSIONAL	K	2165,02	Nm/°	

(*) Valor de acuerdo al estudio CAD / CAE

Fuente: Autores

Los valores obtenidos para ambas hipótesis de carga son similares y deberían ser verificados de manera en la práctica para validar el análisis. En las dos condiciones la rigidez torsional se encuentra sobre los 2000Nm que fue el límite establecido para nuestro análisis.

Como se menciona anteriormente la tensión máxima a la cual se somete la estructura no es algo relevante en este análisis, debido a que solo se desea conocer como se deforma la estructura mediante una condición de carga hipotética que no es una condición propia a la cual va a estar sometida en pista.

3.1.8.5 Análisis seguridad de la estructura. El análisis de seguridad de la estructura consiste en el cumplimiento de las condiciones de carga establecidas en el anexo A de la propuesta de reglamento técnico Fórmula U Colombia, el cual establece los requerimiento mínimos que debe cumplir la jaula de seguridad para permitir el ingreso a la propuesta de competencia Fórmula U Colombia.

En él se especifican las condiciones para analizar los arcos principal y frontal, además de los miembros de protección lateral.

- Arco principal. Para el arco principal se establecen los siguientes valores de carga para efectuar el análisis:

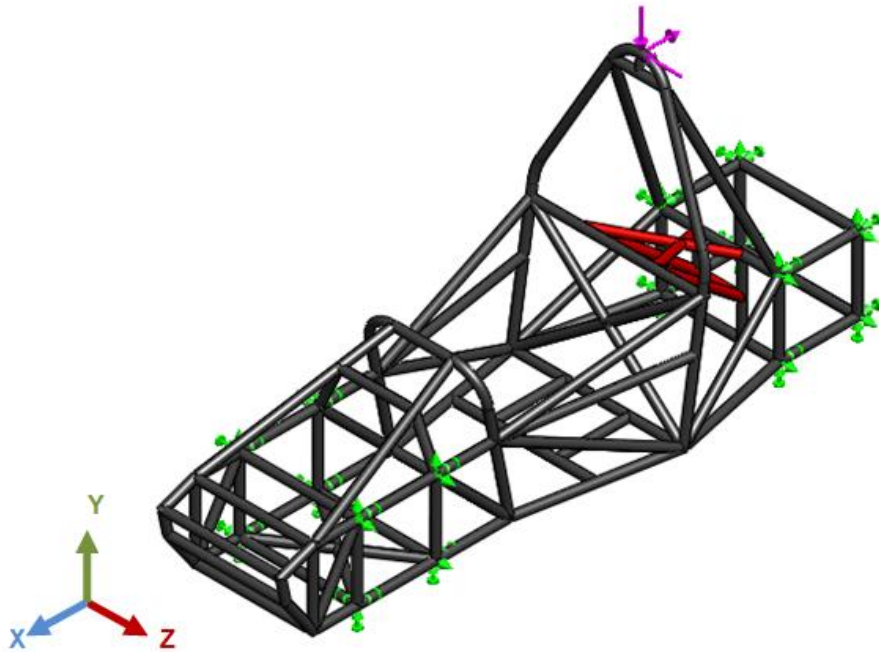
$$F_x = -2000N$$

$$F_y = -9500N$$

$$F_z = -6000N$$

Estas fuerzas tienen aplicación en el punto más alto del arco principal; además como condición de contorno se bloquean los puntos de anclajes de las tijeras en ambos ejes impidiendo su movimiento.

Figura 25. Condiciones de contorno de la jaula antivuelco (arco principal)



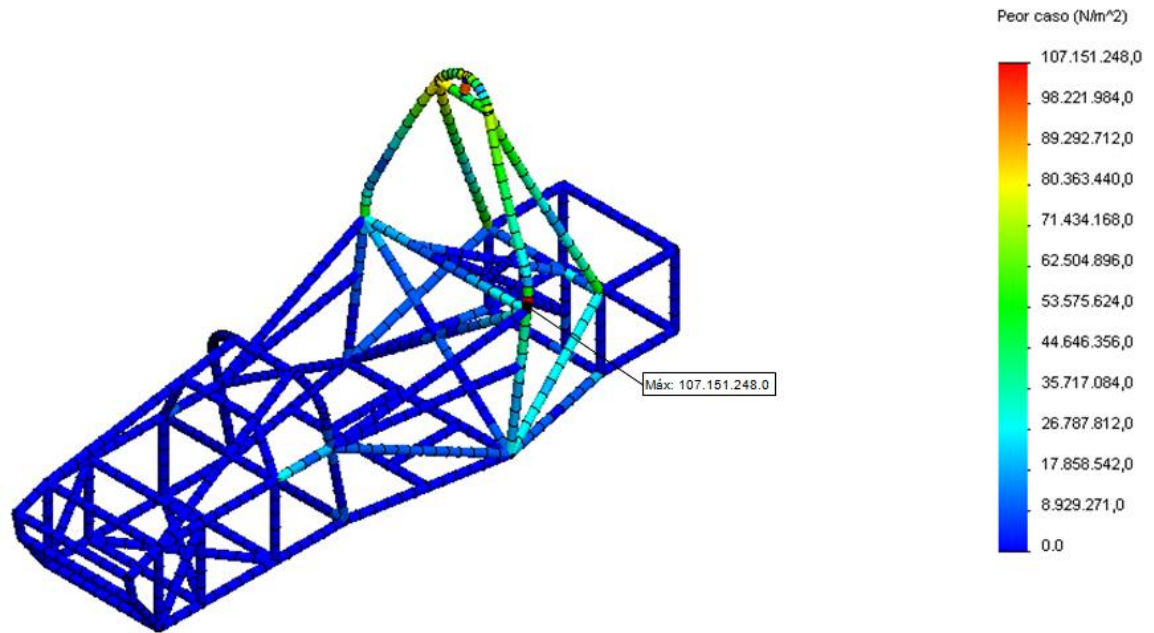
Fuente: Autores

- Resultados del análisis del arco principal. De acuerdo con las condiciones de carga establecidas, la tensión máxima a la cual se ve sometida la estructura corresponde a 107Mpa, ceca de un 43% de la resistencia de fluencia del material.

Sin embargo aunque no representa un riesgo para la estructura se puede ver que la carga se concentra en la unión entre el arco principal y la barra que sirven de punto de anclaje del arnés de seguridad (Figura 26). Esta barra debe permanecer lo más rígida posible y no permitir grandes deformaciones para que la integridad del piloto no se vea afectada por fallo en los puntos de anclaje del arnés de seguridad.

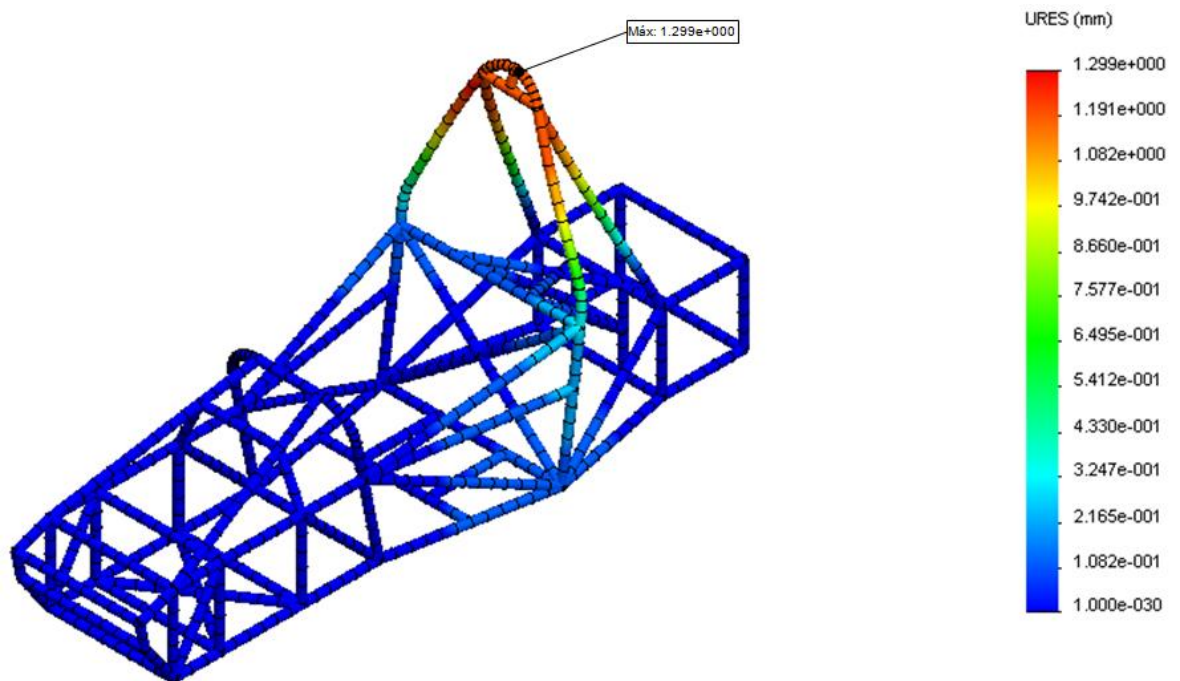
La deformación máxima permitida para este análisis corresponde a 10mm; sin embargo la estructura solo presenta una deformación máxima de 1,3mm (Figura 27), aprobando de manera satisfactoria esta condición.

Figura 26. Tensión de von mises para el arco principal



Fuente: Autores

Figura 27. Deformación resultante en el arco principal

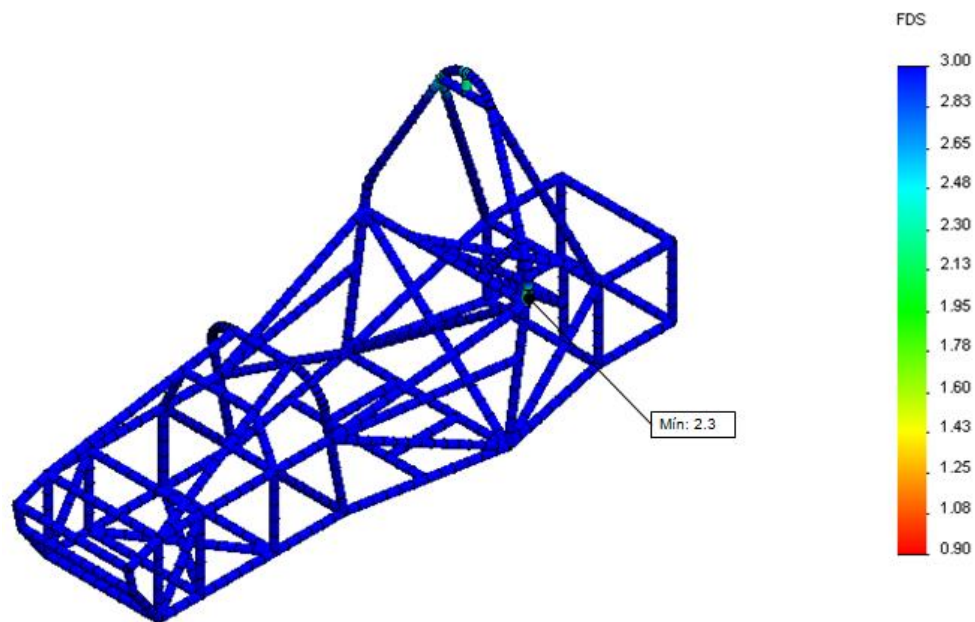


Fuente: Autores

El factor de seguridad de ningún elemento de la estructura, aunque no sea parte de la jaula de seguridad, debe presentar un factor de seguridad inferior a 1,2.

Como resultado de este análisis el FDS mínimo corresponde a 2,3 (Figura 28), en el punto de unión explicado anteriormente entre el arco principal y la barra de anclaje del arnés de seguridad, y también en el punto más alto del arco principal.

Figura 28. Factor de seguridad de la jaula antivuelco (arco principal)



Fuente: Autores

- Arco frontal. Para el arco frontal se establecen los siguientes valores de carga para efectuar el análisis:

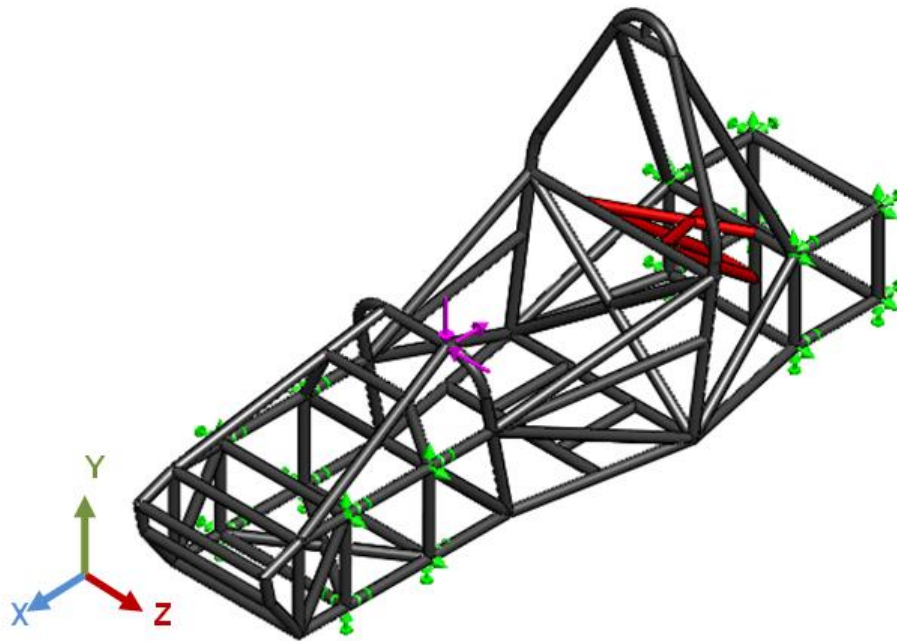
$$F_x = -2000N$$

$$F_y = -9500N$$

$$F_z = -6000N$$

Estas fuerzas tienen aplicación en el punto más alto del arco frontal; de igual forma que con el arco principal, como condición de contorno se bloquean los puntos de anclajes de las tijeras en ambos ejes impidiendo su movimiento (Figura 29).

Figura 29. Condiciones de contorno de la jaula antivuelco (arco frontal)

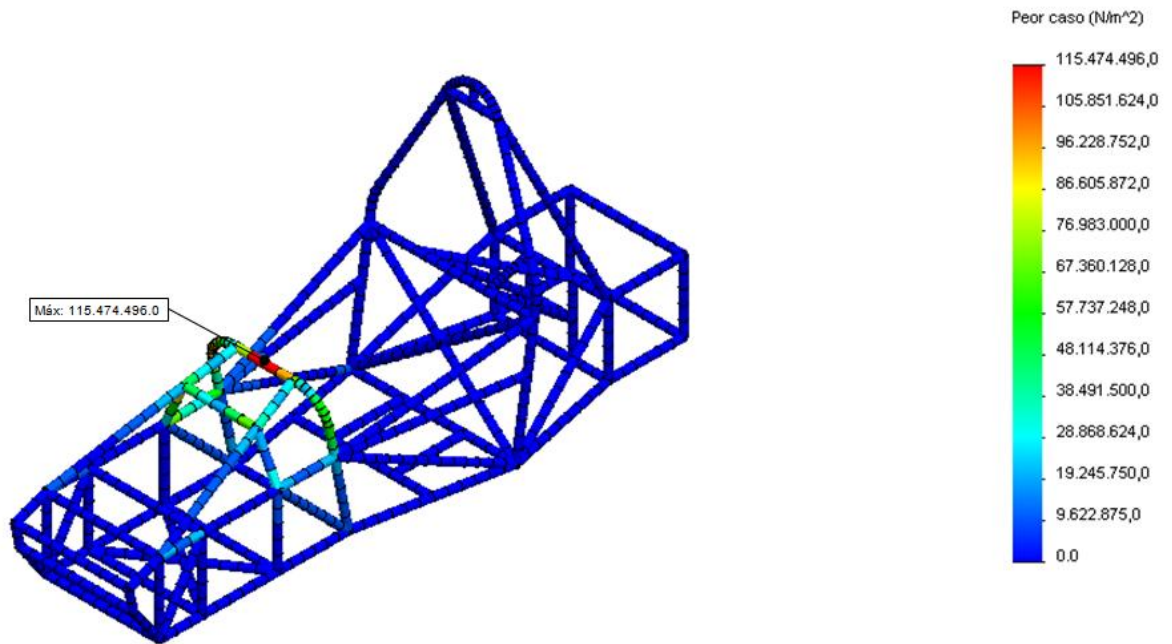


Fuente: Autores

- Resultados del análisis del arco frontal. La tensión máxima a la cual se ve sometida la estructura corresponde a 115,5Mpa, menos del 50% de la resistencia de fluencia del material permitido.

La tensión máxima tiene lugar justamente en el punto de aplicación de la carga (Figura 30), que simula el contacto del vehículo con la superficie de la pista en caso de volcamiento.

Figura 30. Tensión de von mises para el arco frontal

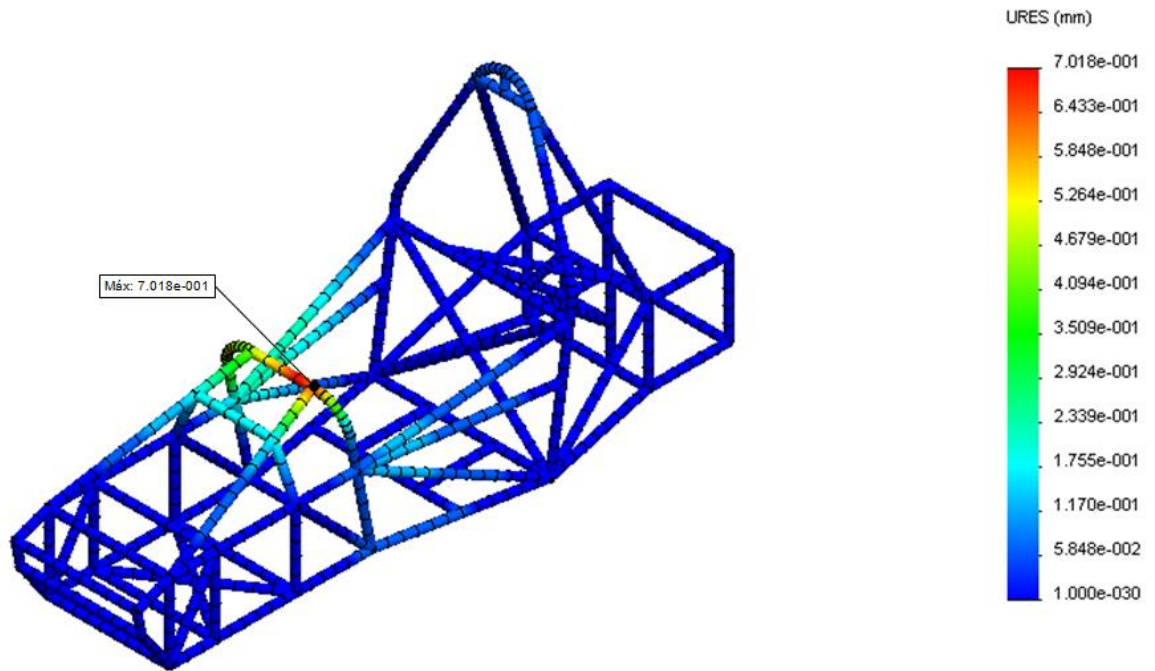


Fuente: Autores

La estructura presenta una deformación máxima inferior a 1mm (Figura 31), teniendo en cuenta que la deformación máxima permitida de acuerdo al reglamento corresponde a 10mm.

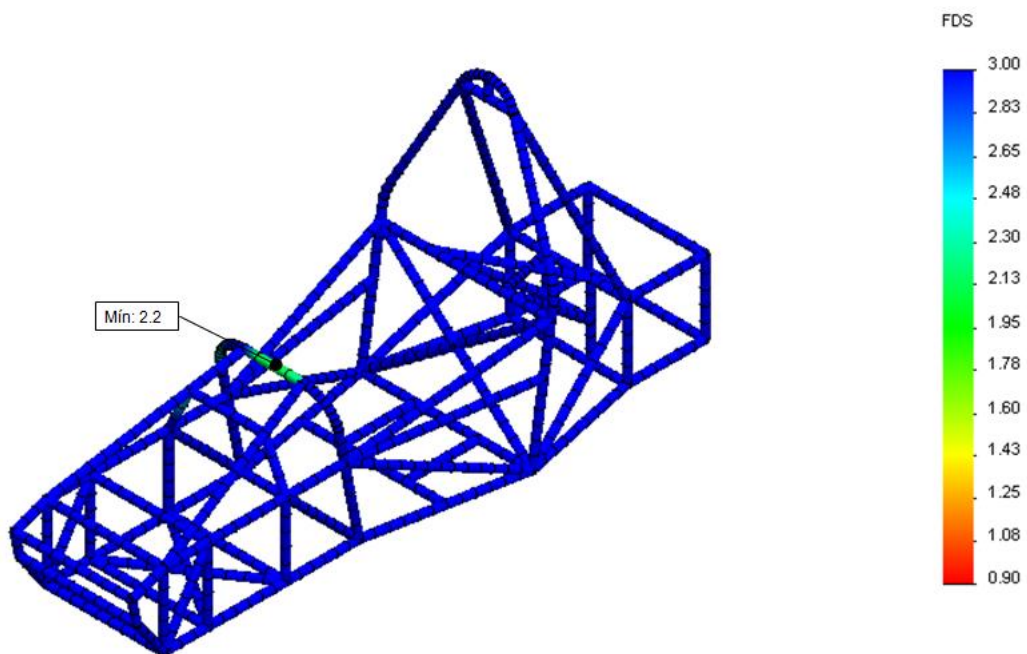
De igual manera que el arco principal, ningún elemento de la estructura puede presentar un factor de seguridad inferior a 1,2. Como resultado de este análisis el FDS mínimo corresponde a 2,2 (Figura 32), en el punto de más alto del arco frontal.

Figura 31. Deformación resultante en el arco frontal



Fuente: Autores

Figura 32. Factor de seguridad de la jaula antivuelco (arco frontal)



Fuente: Autores

- Miembros de protección lateral. Para verificar la funcionalidad de los miembros de protección lateral en situaciones de impacto lateral, se establece una carga que solo posee componente transversal (en el eje z).

$$F_x = 0N$$

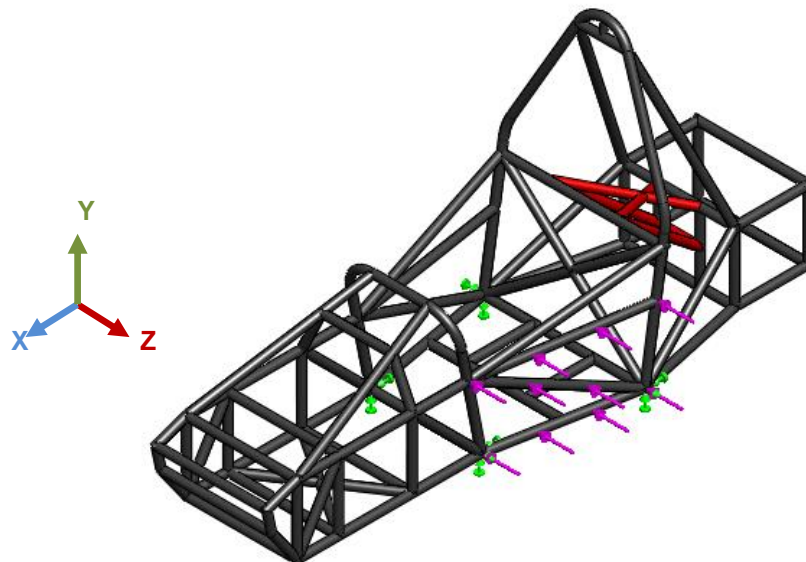
$$F_y = 0N$$

$$F_z = -6000N$$

La fuerza F_z actúa de forma distribuida sobre los tres miembros de protección lateral obligatorios que hacen parte de la jaula antivuelco.

En este caso en particular la condición de contorno establece que los puntos en los cuales se impide el desplazamiento son las bases de los arcos de seguridad (arco principal y arco frontal).

Figura 33. Condiciones de contorno de la jaula antivuelco (miembros de protección lateral)



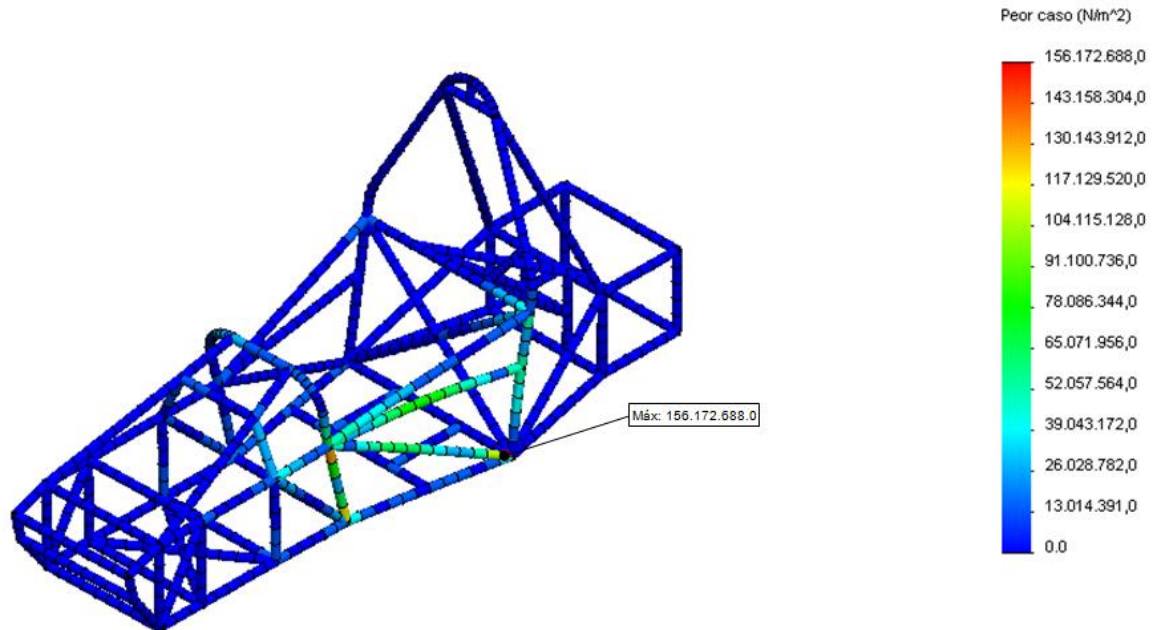
Fuente: Autores

- Resultados del análisis de los miembros de protección lateral. La tensión máxima a la cual se ve sometida la estructura tiene lugar en el punto de unión entre el arco principal y el miembro de protección transversal (diagonal).

El valor de esta tensión corresponde a 156,5Mpa (Figura 34), el cual se encuentra por debajo de límite de fluencia del material y no representa un esfuerzo considerable.

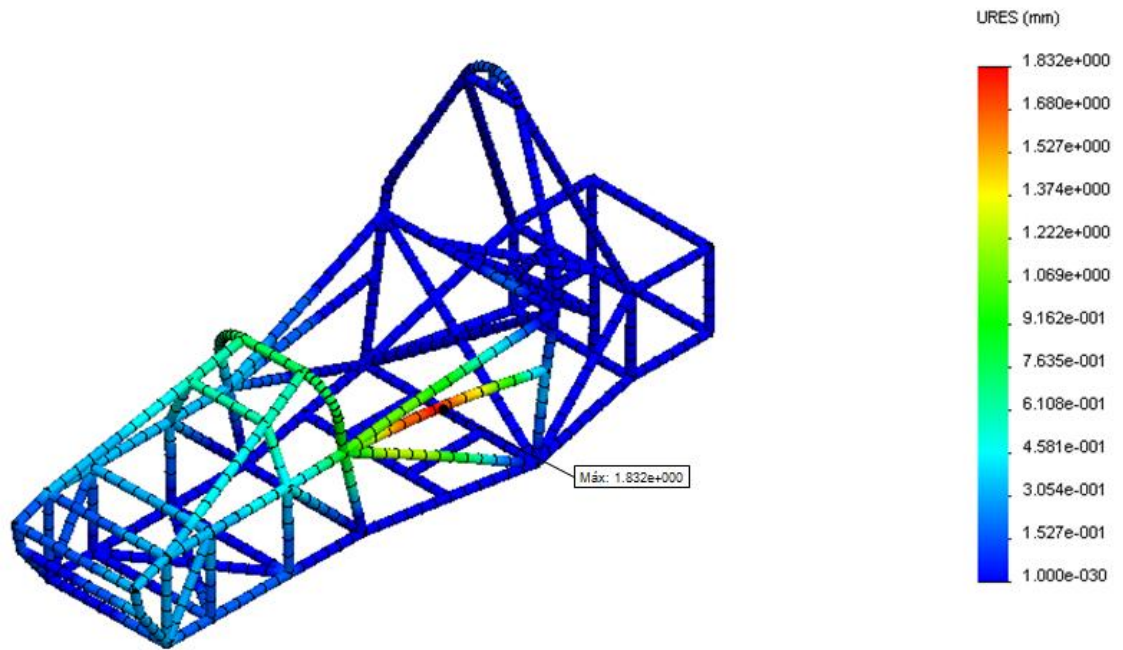
La estructura presenta una deformación máxima inferior a 2mm (Figura 35), teniendo en cuenta que la deformación máxima permitida corresponde a 10mm. Esta deformación debe ser menor al 20% de la distancia mínima entre el contorno del piloto y la estructura. Para garantizar la integridad del piloto ante un impacto lateral.

Figura 34. Tensión de von mises para los miembros de protección lateral



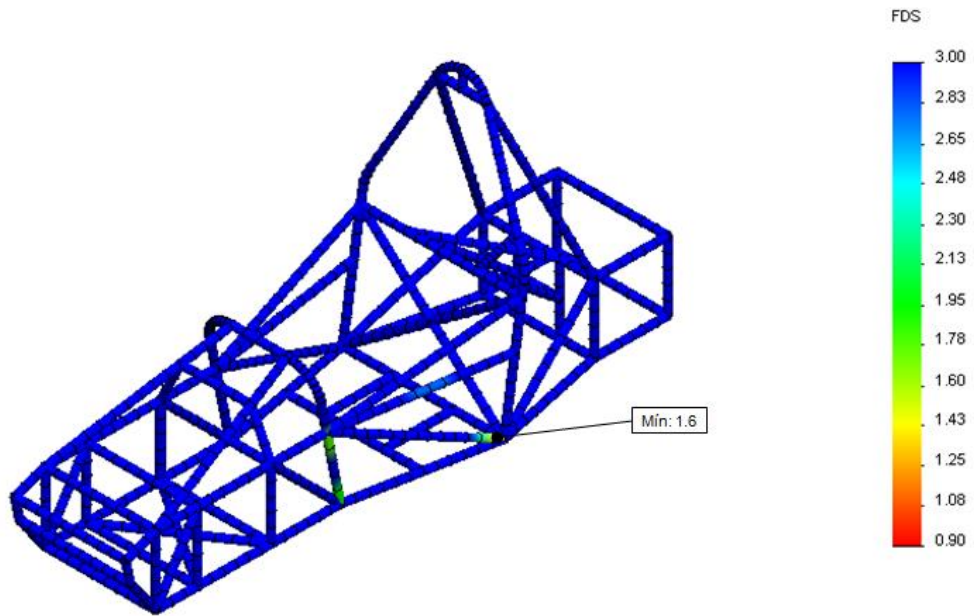
Fuente: Autores

Figura 35. Deformación resultante en los miembros de protección lateral



Fuente: Autores

Figura 36. Factor de seguridad de la jaula antivuelco (miembros de protección lateral)



Fuente: Autores

Como resultado de este análisis el FDS mínimo corresponde a 1,6 (Figura 36).

3.1.8.6 Análisis de carga en pista. Debido a la complejidad de simular todas las cargas que soporta el vehículo mientras está en competición, se decidió tomar como referencia algunos datos prácticos obtenidos por un Carcross conocido como Melmac del Tecnun, Campus Tecnológico de la Universidad de Navarra²⁷.

Los datos se obtuvieron a través de acelerómetros ubicados sobre el vehículo realizando pruebas en condiciones normales de carrera, lo cual nos ofrece una buena fuente de información de parámetros para evaluar la estructura del prototipo UIS-P15.

Los datos registrados por el Melmac permiten hacer una aproximación de las condiciones a las cuales va a estar sometido el vehículo UIS-P15, haciendo los debidos ajustes por la geometría de la suspensión, las fuerzas ejercidas y la velocidad de competencia. El cálculo de las fuerzas que ejercen las tijeras sobre el chasis se desarrolla en este documento, véase el numeral 3.2.4.4.

- Aceleración

Aceleración longitudinal:	$a_x = 1 \text{ G}$
Fuerzas del tren delantero:	$F_{LA} = -177,3\text{N}$
	$F_{UA} = 40,58\text{N}$
	$F_{PR} = -869,3\text{N}$
Fuerzas del tren trasero:	$F_{LA} = -674,9\text{N}$
	$F_{UA} = 81,16\text{N}$
	$F_{PR} = -2989\text{N}$

- Frenada

Aceleración longitudinal:	$a_x = -1 \text{ G}$
Fuerzas del tren delantero:	$F_{LA} = -462,3\text{N}$

²⁷ UNZUETA IRURTIA. Op. cit., p. 3.

	$F_{UA}=105,8N$
	$F_{PR}=-2268N$
Fuerzas del tren trasero:	$F_{LA}=-357,6N$
	$F_{UA}=43N$
	$F_{PR}=-1584N$

De acuerdo con estos datos se realiza el estudio correspondiente para simular cada una de las condiciones allí expuestas y lo cual nos permiten comprender el comportamiento de la estructura en diferentes condiciones de carrera.

- Aceleración. Al momento de acelerar se genera una fuerza horizontal que permite que el chasis se mueva hacia adelante, esta fuerza se logra por la acción del par ejercido por el motor sobre las ruedas y se ubica en cada uno de los puntos de anclaje de las tijeras y las suspensiones.

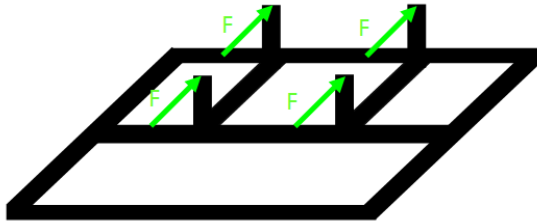
Debido a la complejidad de simular todas las cargas que actúan sobre el chasis al momento de acelerar, se simplificarán los cálculos. Solo la inercia de los sistemas más importantes (piloto, chasis, transmisión, entre otros) y los pesos más significativos serán tenidos en cuenta.

- Carga ejercida por la inercia del piloto. En nuestro caso asumiremos que la fuerza que recibe el chasis por parte del piloto al momento de acelerar, se presenta en los puntos de unión del chasis y el asiento del piloto. La fuerza se distribuye uniformemente en los cuatro puntos de anclaje del asiento.

$$F = \frac{M_{pil} * a}{4}$$

$$F = \frac{75 * 9,81}{4} = 183,93N$$

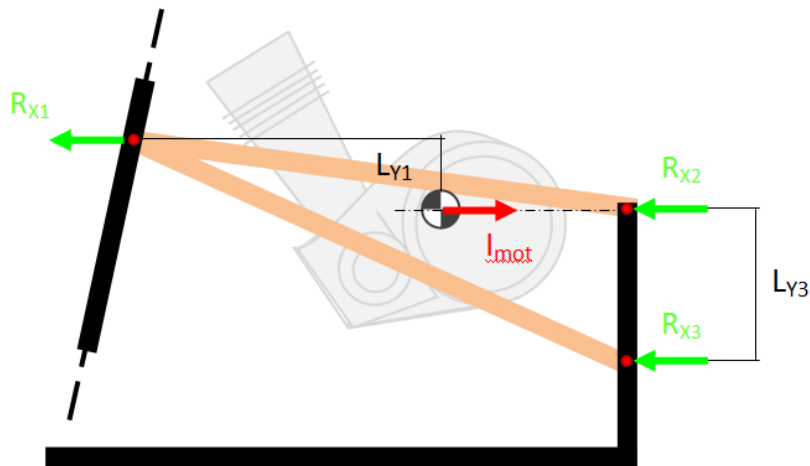
Figura 37. Diagrama de fuerzas ejercido por la inercia del piloto sobre la estructura en la aceleración a 1G



Fuente: Autores

- Carga ejercida por la inercia del motor. El motor debido a la aceleración longitudinal del vehículo ejerce una fuerza sobre el eje x que se refleja en sus puntos de apoyos (Figura 38).

Figura 38. Diagrama de fuerzas producido por la inercia del motor sobre la estructura



Fuente: Autores

$$F_x: R_{x1} + R_{x2} + R_{x3} = M_{mot} * a_x$$

$$M_z: R_{x1}L_{y1} = R_{x3}L_{y3}$$

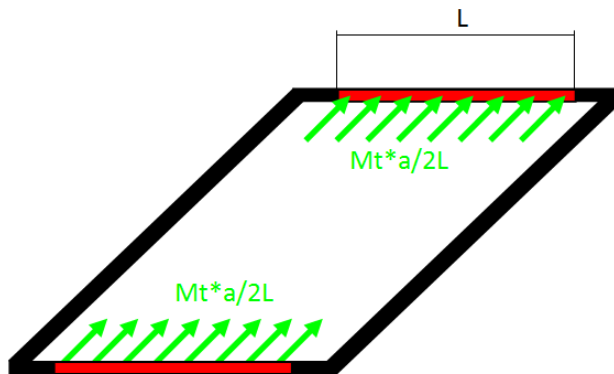
Asumiendo,

$$R_{x1} = \frac{M_{mot} * a_x}{2} = \frac{48 * 9,81}{2} = 235,44N$$

$$R_{x3} = \frac{R_{x1} * L_{y1}}{L_{y3}} = \frac{235,44 * 0,15}{0,25} = 141,26N = R_{x2}$$

- Carga ejercida por la inercia de la transmisión. Del mismo modo que el motor, la transmisión genera una fuerza horizontal sobre el eje x al momento de acelerar el vehículo. Esta fuerza se representa mediante una carga distribuida en 360mm del eje transversal de la estructura tanto en el delantero como en el eje trasero.

Figura 39. Diagrama de fuerzas producido por la inercia de la transmisión sobre la estructura



Fuente: Autores

Donde:

$$L = 0,36m$$

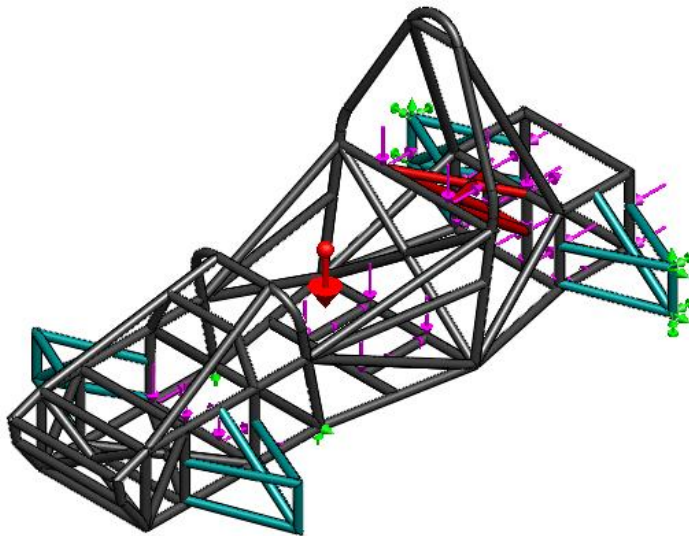
$$M_t * a_x / 2L = 20 * 9,81 / 2 * 0,36 = 272,5N$$

- Resultados de la aceleración máxima. Las fuerzas debido a la inercia de las masas más importantes tenidos en cuenta no son las únicas que se utilizan para el

análisis, adicionalmente se sitúan las cargas ejercidas por los pesos del motor, piloto, transmisión y el propio chasis, véase el numeral 3.1.8.3.

En la aceleración el tren trasero aplica todo el torque del motor sobre las ruedas traseras mientras que el tren delantero es conducido por el movimiento de la estructura. Se establece como condiciones de contorno impedir el desplazamiento en las ruedas traseras y permitir el desplazamiento del resto de la estructura solo en el eje longitudinal del vehículo (eje x).

Figura 40. Condiciones de contorno en aceleración máxima (1G)



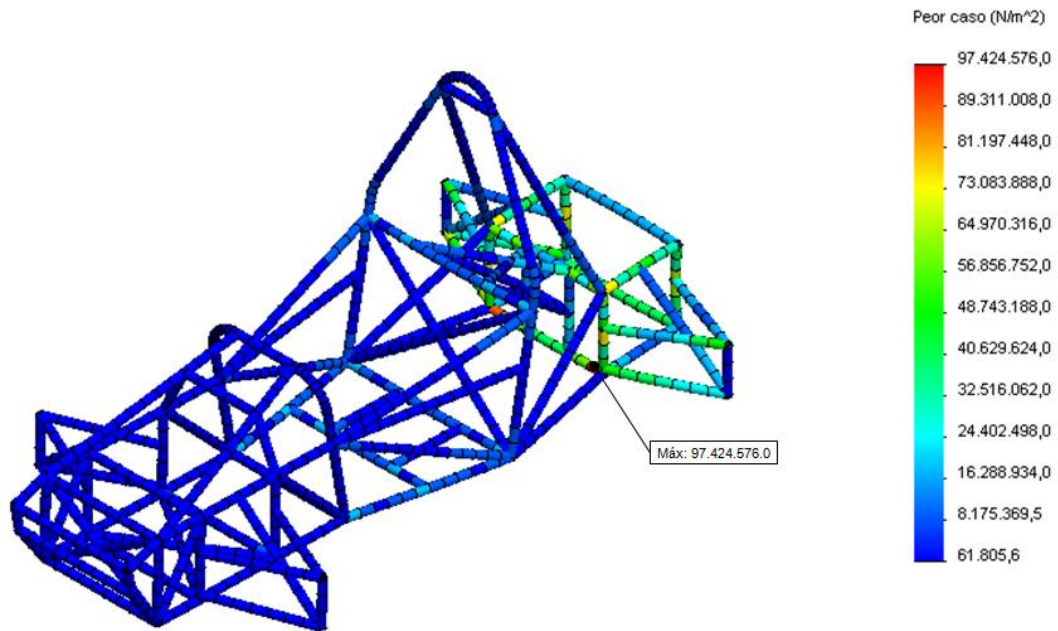
Fuente: Autores

Las secciones que reciben más tensión en la aceleración se presentan en la parte posterior, donde se encuentra el motor y el diferencial. La tensión máxima que se presenta es de cerca de 100Mpa y no representa una condición crítica para el vehículo.

El eje longitudinal utilizado como referencia en el proyecto es el eje x, sin embargo en la simulación este eje está determinado como eje z, por eso el desplazamiento

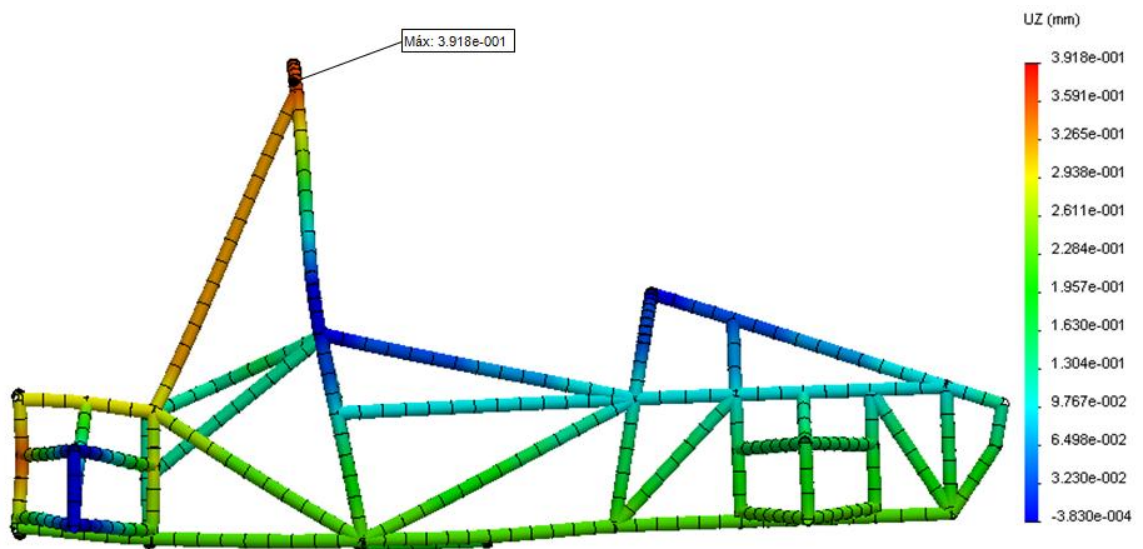
máximo en la aceleración a 1G es de 0,39mm (Figura 42), teniendo en cuenta la aclaración realizada.

Figura 41. Tensión de von mises en aceleración a 1G



Fuente: Autores

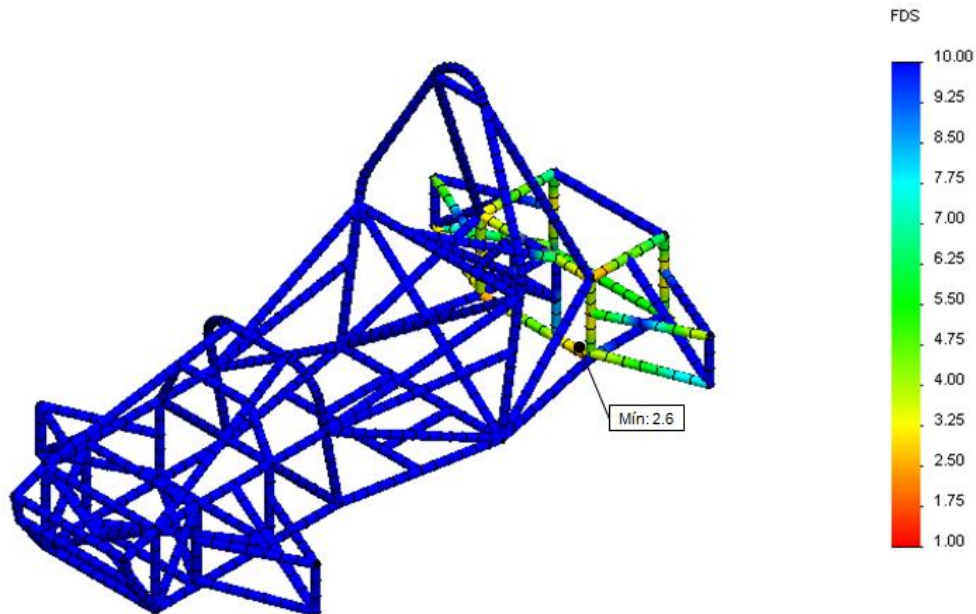
Figura 42. Deformación sobre el eje longitudinal en aceleración a 1G



Fuente: Autores

El FDS mínimo para la aceleración a 1G de acuerdo con las cargas y condiciones de contorno establecidas es de 2,6 (Figura 43).

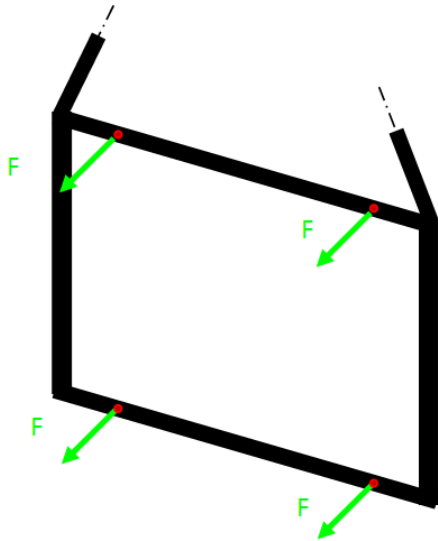
Figura 43. Factor de seguridad en aceleración a 1G



Fuente: Autores

- Frenada. La frenada se presenta al bloquear simultáneamente las cuatro ruedas presionando el freno del vehículo.
 - Carga ejercida por la inercia del piloto en el cinturón de seguridad. En la frenada se genera una desaceleración en el eje x, que se establece a -1G. En dicho caso la inercia del piloto tiende a llevarlo hacia delante y presiona el arnés de seguridad, por consiguiente la carga que ejerce la inercia del piloto se ve reflejada en los puntos de anclajes del arnés de seguridad.

Figura 44. Diagrama de fuerzas ejercidas por la inercia del piloto sobre la estructura en la frenada a 1G

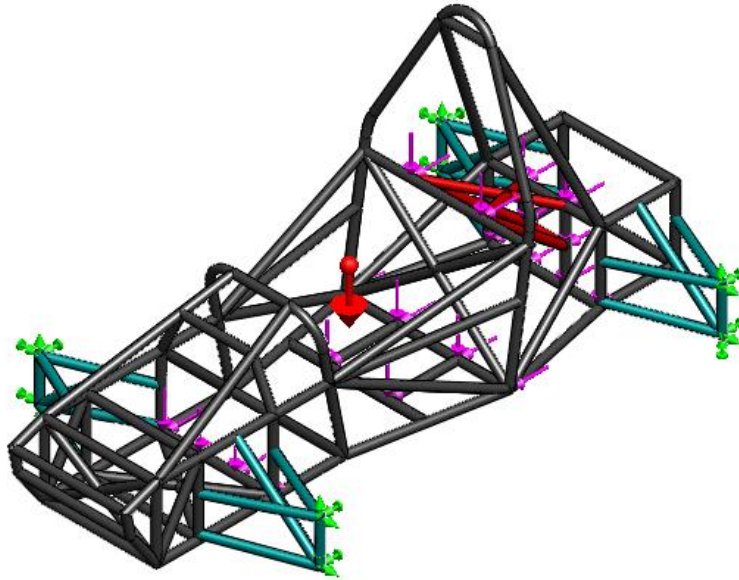


Fuente: Autores

- Resultados de la frenada brusca. Se impide el desplazamiento en las cuatro ruedas del vehículo debido al bloqueo producido por los cuatro frenos de disco y se permite el desplazamiento del resto de la estructura solo en el eje longitudinal del vehículo.

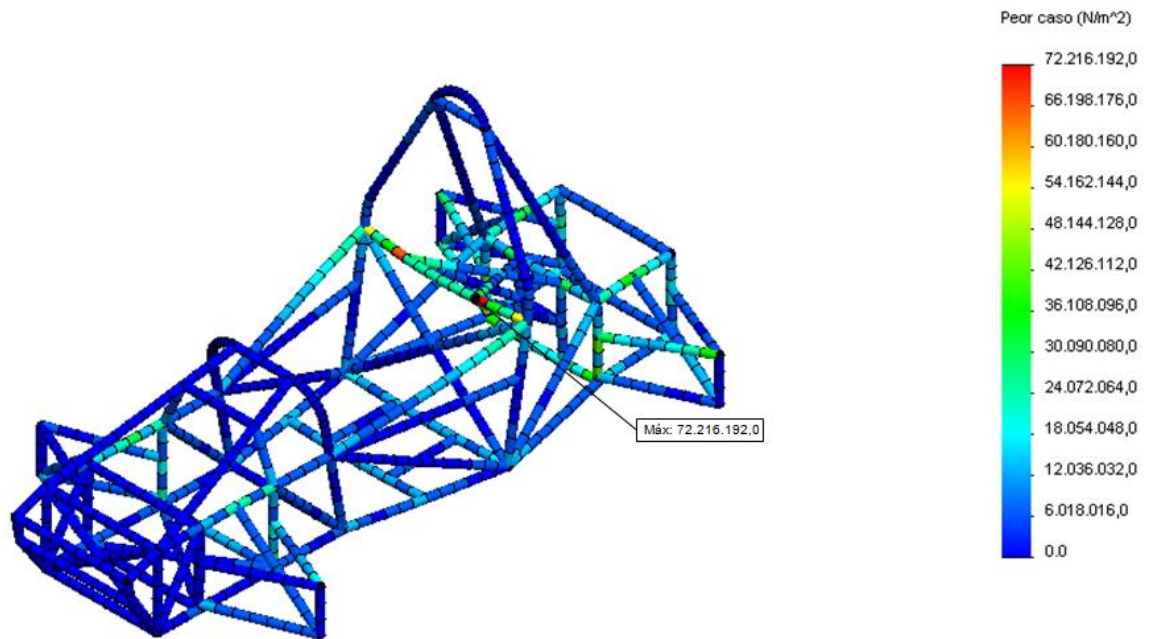
Al igual que en la aceleración, las secciones que reciben más tensión en la frenada se presentan en la parte posterior. En este caso sobre la sección que sostiene dos puntos de apoyo del motor y el arnés de seguridad. La tensión máxima que se presenta es de cerca de 72,2Mpa.

Figura 45. Condiciones de contorno frenada repentina (1G)



Fuente: Autores

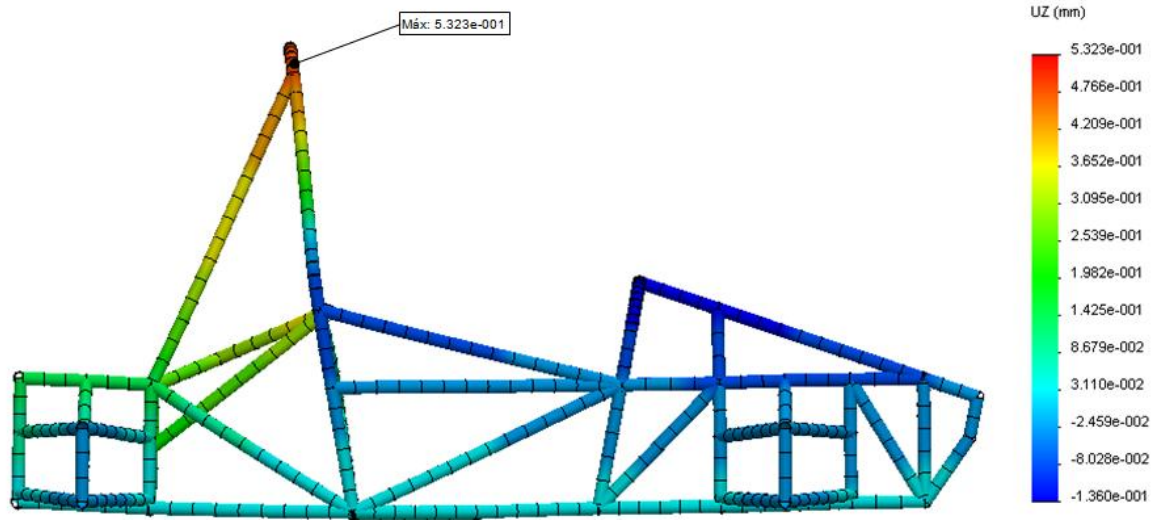
Figura 46. Tensión de von mises en frenada a 1G



Fuente: Autores

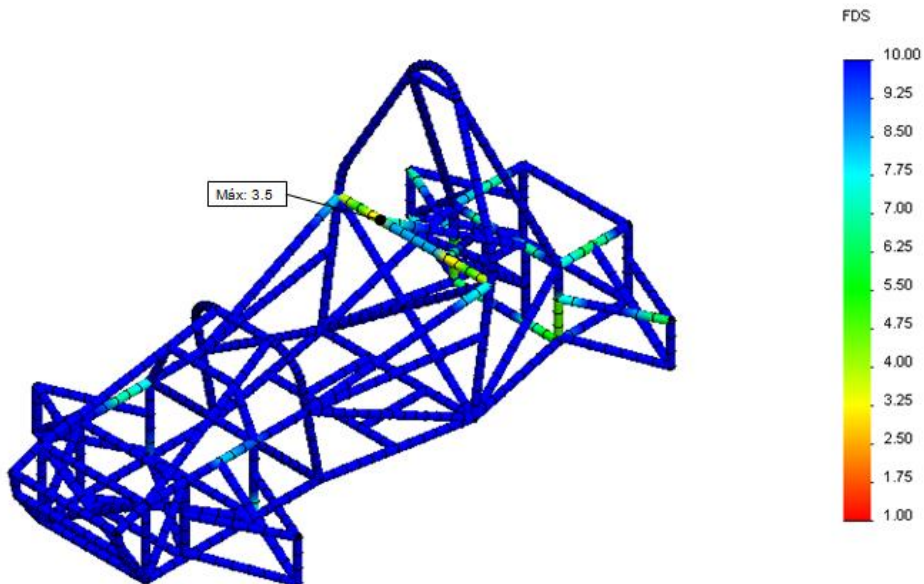
El desplazamiento máximo en el eje longitudinal del chasis cuando se presenta una frenada a 1G es de 0,53mm (Figura 47).

Figura 47. Deformación sobre el eje z en frenada a 1G



Fuente: Autores

Figura 48. Factor de seguridad en frenada a 1G



Fuente: Autores

El FDS mínimo para la aceleración a 1G de acuerdo con las cargas y condiciones de contorno establecidas es de 3,5 y su punto más crítico coincide con las zonas donde se presenta los mayores valores de tensión (Figura 48).

3.2 SISTEMA DE POTENCIA

3.2.1 Motor. El motor utilizado en el vehículo monoplaza UIS-01, corresponde a un motor de motocicleta, de la moto Suzuki DR 500 (Figura 49), cumpliendo con las especificaciones de la competencia (Anexo A). Para fotos más detalladas del motor, véase el capítulo 4.

Figura 49. Motocicleta Suzuki DR 500



Fuente: <http://www.suzukicycles.org/DR-series/DR500.shtml>

El motor tiene las siguientes especificaciones:

- Tipo de motor: 4 tiempos, 1 cilindro, refrigerado por aire
- Sistema de válvulas: OHC, 4 válvulas por cilindro

- Máxima potencia de salida: 36,5 hp (27 Kw) @ 6500 rpm
- Máximo torque: 43 N-m (4,4 k-m) @ 5700 rpm
- Diámetro de pistón: 88 mm (3,465 in)
- Carrera de pisto: 82 mm (3,228 in)
- Desplazamiento de pistón: 498 cm³
- Relación de compresión: 8,9:1
- Carburador: Mikuni 35SS
- Generador: 6V 50W
- Ignición: Suzuki PEI pointless
- Encendido: patada
- Sistema de lubricación: Carter húmedo (salpicadura)
- Embrague: multiplatos

3.2.2 Sistema de transmisión. El sistema de transmisión tiene la función de adaptar, transformar y transmitir, la potencia entregada por el motor, y llevarla hacia las ruedas motrices. Para llevar a cabo su objetivo, la potencia pasa a través de diferentes componentes, que dependen del tipo de transmisión que se seleccione.

Para este proyecto, el motor adquirido viene junto al sistema de embrague y la caja de cambios, entregando la potencia mediante un sprocket con 14 dientes para una cadena de referencia 520H.

El sprocket debe transmitir la potencia a las ruedas motrices, que en este caso, son las ruedas traseras. Para esto, se debe seleccionar que elementos son los más adecuados.

3.2.2.1 Selección del tipo de transmisión. Debido a que el monoplaza UIS-01 se diseña para las competencias de la Fórmula U Colombia, se debe tener en cuenta

que andará sobre asfalto, por lo que es indispensable decidir si el vehículo utilizará diferencial o no, y seleccionar un tipo de transmisión que sea el óptimo para obtener la mayor eficiencia al llevar la potencia al suelo.

Se tiene una ponderación donde se decide si se debe utilizar diferencial o no (Tabla 13). Para ello se tienen en cuenta varias variables, como el tipo de suelo sobre el que va a transitar el vehículo, la distancia entre las ruedas motrices (vía), la potencia del motor y el radio de giro mínimo.

Alternativas

- Con diferencial.
- Sin diferencial.

Variables

- Tipo de suelo: asfalto.
- Vía: 1300 milímetros.
- Potencia: 36 HP.
- Radio de giro: 4.1 m

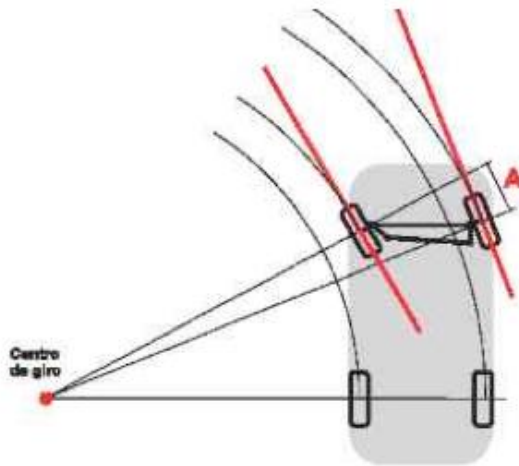
Para el monoplaza UIS-01 es necesario usar diferencial en la transmisión (Tabla 13), debido a que las condiciones del tipo de competencia para la cual está diseñado lo requieren. Sin el uso del diferencial, la pérdida de potencia debido al arrastre de una de las ruedas motrices al dar una curva es significativa y representa una desventaja notable. Este efecto se debe a que los radios de giro de las ruedas motrices son diferentes (Figura 50).

Tabla 13. Ponderación del sistema de transmisión

				ALTERNATIVAS	
				SIN DIFERENCIAL	CON DIFERENCIAL
VARIABLES	Tipo de suelo: asfalto	7	1	7	35
	Vía: 1300 mm	5	2	10	20
	Potencia: 36 Hp	4	3	12	16
	Radio de giro: 4.1m	3	1	3	15
	Facilidad de montaje	2	5	10	4
	Total	21		42	90
Promedio ponderado				2,000	4,286

Fuente: Autores

Figura 50. Trayectorias de las ruedas de un automóvil en curva



Fuente: <http://www.tauro-syf.com.ar/direccion.html>

El efecto se hace más notable, al aumentar la vía del vehículo, puesto que el radio de giro de las ruedas motrices difiere aun más. Lo mismo sucede al dar curvas

más cerradas. La rueda que está en la parte interna de la curva, recorre menos distancia, que la rueda exterior. El diferencial soluciona este problema permitiendo un movimiento relativo entre las ruedas.

Como las competencias de la Fórmula U Colombia son sobre asfalto, la fricción que hay entre el suelo y las ruedas es alta, con un coeficiente de fricción en pista seca de 0.8, si no se tiene un sistema de diferencial el arrastre de la rueda va a generar una pérdida de energía considerable y un desgaste excesivo de la rueda. Cuando la competencia es sobre terreno destapado, la fricción de la rueda con el suelo disminuye, por lo que la pérdida de energía en el arrastre no es tan grande. Es por ello que en muchos casos los vehículos tipo Baja o las cuatrimotos no tienen diferencial (Figura 51).

Figura 51. Sistema de transmisión de una cuatrimoto



Fuente: <http://bogotacity.campusanuncios.com.co/pictures/vendo-cuatrimoto-para-estrenar-iid-107447736>

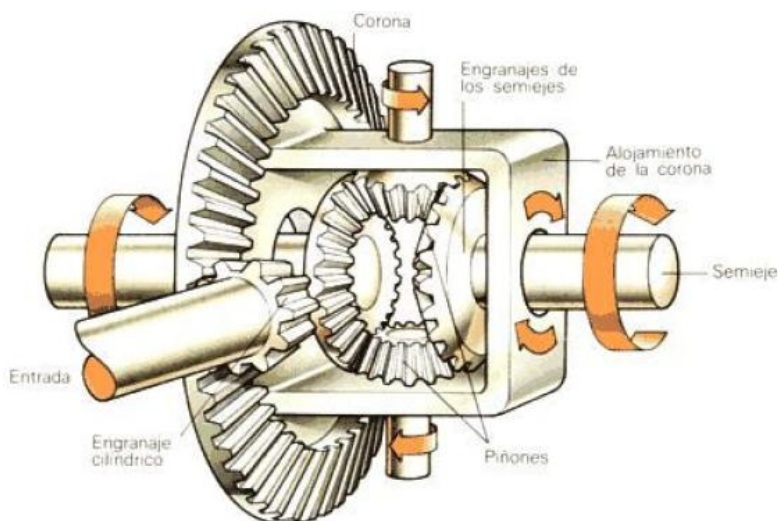
Ya decidido el uso de un diferencial en la transmisión, se debe seleccionar el tipo de diferencial que sea el más adecuado para el vehículo.

3.2.2.2 Tipos de diferenciales. Los diferenciales se clasifican según su forma de funcionamiento, separándolos en dos grupos principales que son: diferenciales convencionales y diferenciales autoblocantes entre los cuales están los de desplazamiento limitado y los torsen.

3.2.2.2.1 Diferencial convencional. Está basado en la utilización de engranajes cónicos. El par motor se transmite a la corona situada en la carcasa exterior. Sobre los ejes montados en dicha carcasa giran varios engranajes cónicos (piñones satélites), que a su vez, engranan con sendos piñones cónicos (engranajes de los semiejes o planetarios) accionando las transmisiones que van a las ruedas.

Cuando el camino que deben recorrer ambas ruedas es el mismo, los piñones satélites no giran respecto de su eje y transmiten a cada eje de salida un par que es función de la resistencia ofrecida por el mismo. Por el contrario, cuando el camino a recorrer por cada rueda es diferente, la rotación de los piñones satélites permite que las velocidades de salida de ambas transmisiones sean diferentes.

Figura 52. Diferencial convencional



Fuente: <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-35.html>

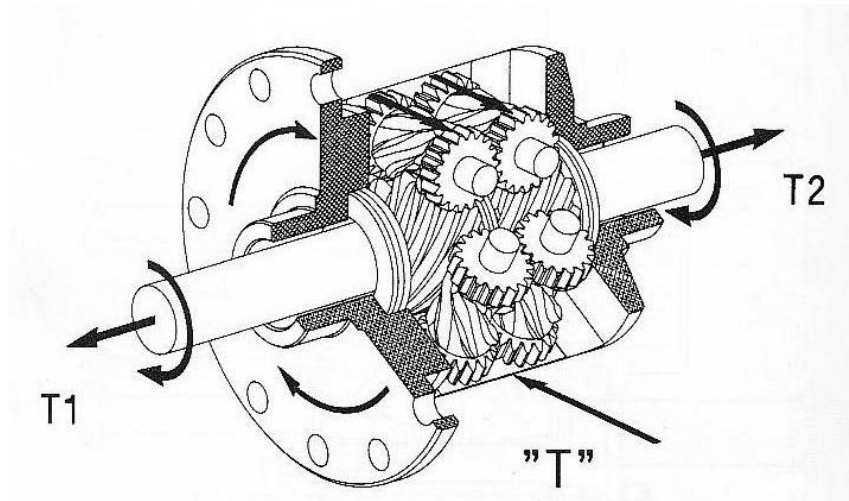
3.2.2.2.2 Diferencial de deslizamiento limitado. Estos diferenciales se suelen montar en vehículos de tracción trasera, de gran potencia, ya que son susceptibles de perder adherencia durante aceleraciones fuertes en una de las ruedas, siendo necesario el enclavamiento de este a determinado valor para evitar un deslizamiento excesivo que generaría un sobreviraje.

Mediante la adopción de este, se mejora la transmisión de esfuerzo, a la vez que evita un patinaje continuo de la rueda con menos adherencia y sus consecuencias para la estabilidad.

3.2.2.2.3 Diferencial torsen. Los diferenciales TORSEN reciben el nombre de un acrónimo de torque sensitive, lo que se podría traducir como sensible al par. Aportan una ventaja frente a todos los sistemas estudiados, no son diferenciales exactamente autoblocantes, ya que no se bloquean para una determinada cantidad de revoluciones, sino que envían el par a la rueda que mejor puede traspasarla al suelo.

Frente a los diferenciales autoblocantes tradicionales, evitan el deslizamiento de una de las ruedas, aportando solo lo que esta puede transmitir al suelo y desviando el excedente a la otra.

Figura 53. Diferencial TORSEN



Fuente: <http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

3.2.2.3 Selección del tipo de diferencial. Para elegir el tipo de diferencial que se va a usar en el monoplaza UIS-01, se hace necesario tener en cuenta las variables que influyen en el comportamiento en pista. También se debe considerar la potencia que entrega el motor.

Es necesario tener en cuenta que el diferencial que se elija, debe poderse conseguir en el mercado local y no generar sobrecostos y demoras. Además de esto, se debe contemplar las adaptaciones que se necesite hacer para instalar el diferencial.

Alternativas

- TORSEN.
- Deslizamiento limitado.
- Convencional.

Variables

- Costo.
- Eficiencia en la entrega del torque.
- Disposición comercial.
- Facilidad de montaje.
- Peso.

Tabla 14. Ponderación del tipo de diferencial a utilizar

		ALTERNATIVAS						
		TORSEN		DESLIZAMIENTO LIMITADO		CONVENCIONAL		
VARIABLES	Costo	7	1	7	2	14	4	28
	Eficiencia en la entrega del torque	5	5	25	4	20	3	15
	Disposición comercial	4	1	4	1	4	3	12
	Facilidad de montaje	2	3	6	3	6	2	4
	Peso	1	3	3	3	3	4	4
	Total	19		45		47		63
Promedio ponderado			2,368		2,474		3,316	

Fuente: Autores.

Debido al análisis de las diferentes alternativas (Tabla 14), se seleccionó el diferencial convencional pese a no ser el de mejor comportamiento distribuyendo el torque que entrega el motor. Esto se debe principalmente a la poca disposición comercial de los diferenciales TORSEN y de deslizamiento limitado. Estos últimos, solo son fabricados por las grandes marcas de autos y no se instalan en todos los autos que fabrican, sino para los más potentes y costosos. Colombia, por ser un país en desarrollo, con una infraestructura vial deficiente y con un precio de

combustible “gasolina” elevado, posee un número pequeño de vehículos de gran potencia y que cuenten con estos tipos de diferenciales.

Por el contrario, la gran mayoría de autos en Colombia es de gama baja, con poca potencia y usan diferenciales convencionales, por lo que se comercializan más y a un precio mucho más económico.

El diferencial seleccionado (Figura 109) para el monoplaza UIS-01, pertenece al Chevrolet sprint el cual tiene un motor de 1000 c.c. con una potencia de 52 CV a 5800 RPM y un torque de 81Nm. Estas cifras de potencia y torque están por encima de las entregadas por el motor de motocicleta Suzuki DR 500 que se instala en el monoplaza UIS-01.

3.2.2.4 Diseño del sistema de transmisión. Para diseñar los componentes que van a transmitir la potencia al suelo, se debe contemplar todo los aspectos relacionados con el desempeño del motor, las relaciones de la caja de cambios y el peso del vehículo.

Como se muestra en la sección 3.2.1, el motor entrega una potencia máxima de 36 HP a 6500 RPM y un torque máximo de 43Nm a 5700 rpm. Este valor de torque es el que se genera en el cigüeñal del motor.

Las relaciones de la caja de cambios (Tabla 15), son necesarias para calcular el torque que se entrega en el sprocket, el cual se va a utilizar en el cálculo de la relación piñón de arrastre-catalina.

Tabla 15. Relaciones de la transmisión del motor Suzuki DR 500

	Valor	Simbolo
Primary drive ratio	2.39:1	Rp
Gear ratios		
1st gear	2.42:1	R1
2nd gear	1.63:1	R2
3rd gear	1.35:1	R3
4ht gear	1.00:1	R4
5th gear	0.95:1	R5
6th gear	0.83:1	R6

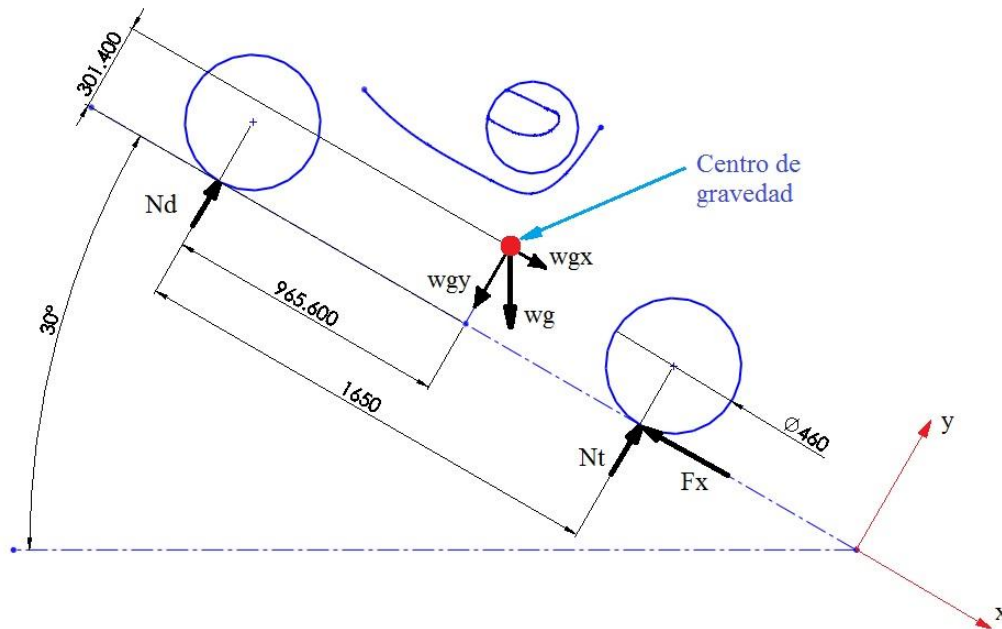
Fuente: <http://www.suzukicycles.org/DR-series/DR500.shtml>

El peso que se tiene en cuenta para realizar los cálculos respectivos, corresponde a todo el vehículo, tanto la masa suspendida como la no suspendida. En total son 360 kilogramos aproximadamente.

Uno de los aspectos importantes que se debe tener en cuenta al diseñar el sistema de transmisión, es el comportamiento del vehículo en la arrancada. Un buen análisis de este aspecto determina una adecuada aceleración del vehículo y una eficiente utilización de la potencia entregada por el motor.

Con la información anterior, se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre del vehículo (Figura 54), el cual se sitúa en un plano inclinado a 30° con respecto a la horizontal. El objetivo de este diagrama es calcular el torque necesario en las ruedas para sostener el carro en el plano inclinado. Este modelo de análisis ayuda a simular las condiciones de una arrancada en un suelo horizontal.

Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del vehículo en un plano inclinado 30°



Fuente: Autores

El diagrama tiene en cuenta la fuerza de arrastre aerodinámico, que depende de la velocidad y en el instante de arranque es cero.

Por recomendación de expertos en el tema, la distribución del peso de los vehículos de tracción trasera debe ser de 40% de la carga soportada por las ruedas frontales y 60% de la carga soportada por las ruedas traseras. Esta configuración busca aumentar el agarre a la pista de las ruedas traseras y evitar la pérdida de potencia por el deslizamiento de estas²⁸.

Se calcula la cantidad de torque necesaria para poder sostener el vehículo en estas condiciones (Tabla 16) y se halla la relación piñón de arrastre-catalina adecuada para una buena aceleración del vehículo.

²⁸ DUARTE Y VALENCIA. Op. cit., p. 119.

Tabla 16. Cálculo de torque requerido

CALCULO DE TORQUE REQUERIDO				
		$wgy = wg * \cos 30^\circ$ $wgx = wg * \sin 30^\circ$ $(wgx * 301.4) + (wgy * 965.6) = Nt * 1650$ $Nd = wgy - Nt$ $F = wgx$ $Tr = F * r$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
Peso del vehículo	wg	3600	N	
Radio de la rueda	r	230	mm	
DATOS CALCULADOS				
Componente vertical del peso del vehículo (wg)	wgy	1800	N	
Componente longitudinal del peso del vehículo (wg)	wgx	311.7	N	
Fuerza normal al suelo en la rueda trasera	Nt	215.3	N	
Fuerza normal al suelo en la rueda delantera	Nd	96.4	N	
Fuerza requerida para sostener el vehículo	F	180	N	
Torque requerido en la rueda para sostener el vehículo	Tr	414	N-m	Es el mismo torque que debe haber en la catalina

Fuente: Autores

Utilizando el valor de torque entregado por el motor, se calcula el torque entregado en el piñón de arrastre. Teniendo en cuenta los años de uso que tiene el motor, la eficiencia en la caja de cambios, que el motor solo entrega el torque máximo en una determinada cantidad de revoluciones y que no siempre este trabaja en la condición de torque máximo, el valor de torque para efectos de cálculos, se establece en un 60% del torque máximo.

$$T_{real} = T_{max} * 0.6$$

Ecuación 12

$$T_{real} = 25.8 [Nm]$$

Se calcula el torque entregado en el piñón de arrastre, utilizando las relaciones que indicadas en la tabla 16.

$$T_{\text{piñon}} = T_{\text{real}} * R_p * R_1$$

Ecuación 13

$$T_{\text{piñon}} = 149.2 \text{ [Nm]}$$

Como se evalúa la arrancada del vehículo, se utiliza la relación del primer cambio. Se calcula la relación que debe haber entre el piñón de arrastre y la catalina. Para realizar este cálculo se divide el torque requerido T_r (Tabla 4) entre el torque de piñón de arrastre.

$$\frac{T_r}{T_{\text{piñon}}} = \frac{414}{149.2} = 2.77$$

Ecuación 14

3.2.2.5 Calculo de la catalina. Con la relación de la ecuación 14, y conociendo el número de dientes que tiene el piñón de arrastre, se calcula el numero de dientes necesarios en la catalina para cumplir la relación.

Z_p : Número de dientes de la catalina.

$Z_p = 14$ Numero de dientes del piñón de arrastre.

$$2.77 = \frac{Z_c}{Z_p}$$

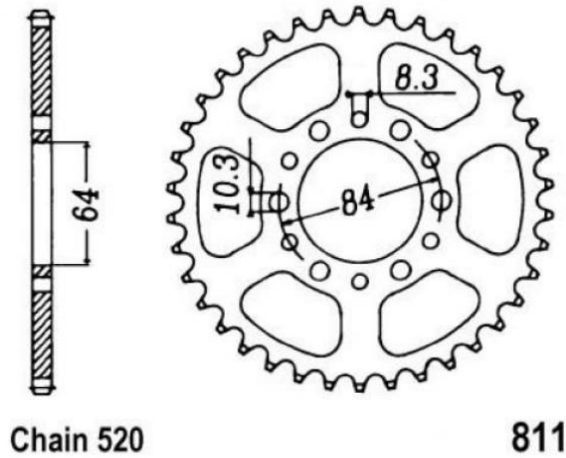
Ecuación 15

$$Z_c = 38.78$$

El número de dientes debe ser un número entero, se aproxima a 39 dientes para la catalina.

La catalina seleccionada para el monoplaza UIS-01, pertenece a una moto Suzuki TS 185cc (Figura 55), la cual posee 38 dientes, que se aproximan a los 39 dientes calculados anteriormente. Además, esta catalina trabaja con el mismo tamaño de cadena que usa el piñón de arrastre que trae el motor.

Figura 55. Catalina de moto Suzuki TS 185cc



Fuente: http://www.wemoto.com/bikes/Suzuki/TS_185_L_M/74-76/picture/Sprocket_Rear_-_Steel/

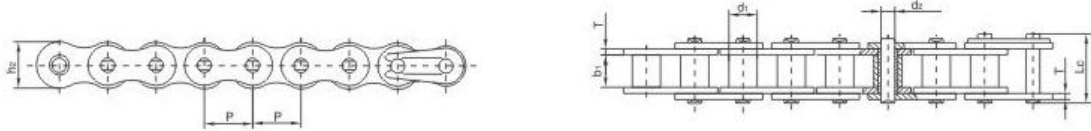
Al tratarse de una pieza estándar, está disponible comercialmente y su valor es mucho menor al valor de una pieza semejante fabricada a medida.

Al tener la relación entre el piñón de arrastre y la catalina, y el torque generado por el motor se puede calcular la carga ejercida sobre la cadena y así seleccionar la referencia adecuada para este caso.

El paso, tanto del piñón de arrastre como de la catalina es de 15.875 mm, que corresponde a una cadena 520 (Tabla 17).

Tabla 17. Dimensiones de los diferentes tamaños de cadena

摩托车链条 Motorcycle Chains



链号 Chain No.	节距 Pitch	滚子直径 Roller diameter	内节内宽 Width between inner plates	削轴直径 Pin diameter	销轴长度 Pin length		内链板高度 Inner plate depth	链板厚度 Plate Thickness	极限拉伸载荷 Ultimate tensile strength	每米长重 Weight per meter
	P	d1 max	b1 min	d2 max	L max	Lc max	h2 max	T max	Q min	q
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kg/m
415	12.70	7.75	4.88	3.65	12.40	13.9	10.3	1.2	9.0	0.33
415H	12.70	7.75	4.88	3.96	14.35	15.5	12	1.5	16.0	0.51
420	12.70	7.77	6.35	3.96	14.7	15.9	12	1.5	16.0	0.55
420H	12.70	7.77	6.35	3.96	15.7	17.0	12	1.7	17.0	0.63
428	12.70	8.51	7.75	4.45	16.7	18.1	11.8	1.6	17.8	0.69
428H	12.70	8.51	7.94	4.45	18.7	20.1	11.8	2.03	20.6	0.79
520	15.875	10.16	6.35	5.08	17.8	18.9	15	2.03	26.5	0.89
520H	15.875	10.16	6.35	5.08	18.7	20.5	15	2.42	26.5	1.10
525	15.875	10.16	7.94	5.08	19.4	20.5	15	2.03	26.5	1.06
525H	15.875	10.16	7.94	5.08	20.5	22.2	15	2.42	26.5	1.20
530	15.875	10.16	9.50	5.08	20.5	22.2	15	2.03	26.5	1.06
530H	15.875	10.16	9.50	5.08	22.0	23.5	15	2.42	32.8	1.24
630	19.05	11.91	9.50	5.94	22.7	25	18	2.42	35.2	1.80
630H	19.05	11.91	9.50	5.94	25.9	27.8	18	3.25	42.0	2.16

Fuente: http://www.alibaba.com/product-gs/308398594/Motorcycle_chain.html

Se halla el diámetro de la catalina haciendo usa de la ecuación 16.

$$\frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} = m$$

Ecuación 16

Donde:

d : Diámetro de la catalina.

z : Número de dientes de la catalina.

p : Paso.

m : Módulo.

Se obtiene un diámetro de catalina de 192 mm. Con este valor de diámetro y teniendo el torque máximo en la catalina, se halla la fuerza sobre la cadena.

$$T_{maxc} = T_{max} * R_p * R_1 * \frac{z_c}{z_p} = 43 * 2.39 * 2.42 * \frac{38}{14} = 675 \text{ Nm}$$

Donde:

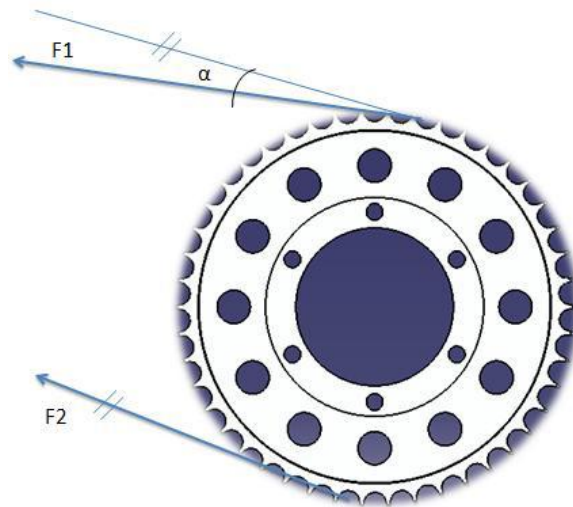
T_{maxc} : Torque máximo en la catalina.

T_{max} : Torque máximo del motor.

El torque sobre la catalina se halla con la primera relación de la caja de cambios, que es la que entrega el mayor torque.

El diagrama de fuerzas sobre la catalina (Figura 56), muestra la condición de la cadena.

Figura 56. Diagramas de fuerzas sobre la cadena



Fuente: DUARTE, Abelardo y VALENCIA, Jefferth. Estudio y diseño de la transmisión y sistema de suspensión de un monoplaza para la formula SENA.

De la gráfica anterior se obtiene la ecuación 17.

$$T = F1 - F2 * \frac{d}{2}$$

Ecuación 17

Donde:

F1: Fuerza impulsadora.

F2: Fuerza impulsada (igual a 0 en transmisión por cadenas).

T: Torque.

d: Diámetro de la catalina.

Con la ecuación 17, se calcula que *F1* equivale a 7031 N. Utilizando el factor de servicio de 1.2, para una cadena trabajando en estas condiciones (Tabla 18), se determina una carga de 8437.2 N.

Comparando este valor con los mostrados en la tabla 18, se observa que una cadena 520H soporta la carga que se va a ejercer sobre ella.

Tabla 18. Factor de servicio para cargas en transmisión por cadenas

Tipo de Carga Impulsada	Máquina de Combustión Interna con transmisión Hidráulica	Motor eléctrico o Turbina	Máquina de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Impacto Moderado	1.2	1.3	1.4
Impacto Fuerte	1.4	1.5	1.7

Fuente: HAMROCK, Bernard J. Fundamentals of machine elements. 2nd ed., Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2005.

3.2.2.6 Ejes y juntas homocinéticas. Los ejes son los encargados de transmitir la potencia desde el eje de salida de la caja de cambios hacia las ruedas. Para el caso del monoplaza UIS-01 los ejes conectan el diferencial con las ruedas traseras.

Por la disposición del motor dentro del chasis y a los acoples de los demás elementos (catalina, diferencial y acoples), los ejes son de diferente longitud. Los ejes por si solos no pueden transmitir la potencia a las ruedas, debido al movimiento que realizan las ruedas soportándose en la suspensión. Sin un acople que permita este movimiento relativo entre las ruedas y el diferencial, los ejes soportarían el peso del vehículo y las fuerzas generadas por las irregularidades del suelo, creando un esfuerzo excesivo en estos y provocando su rotura.

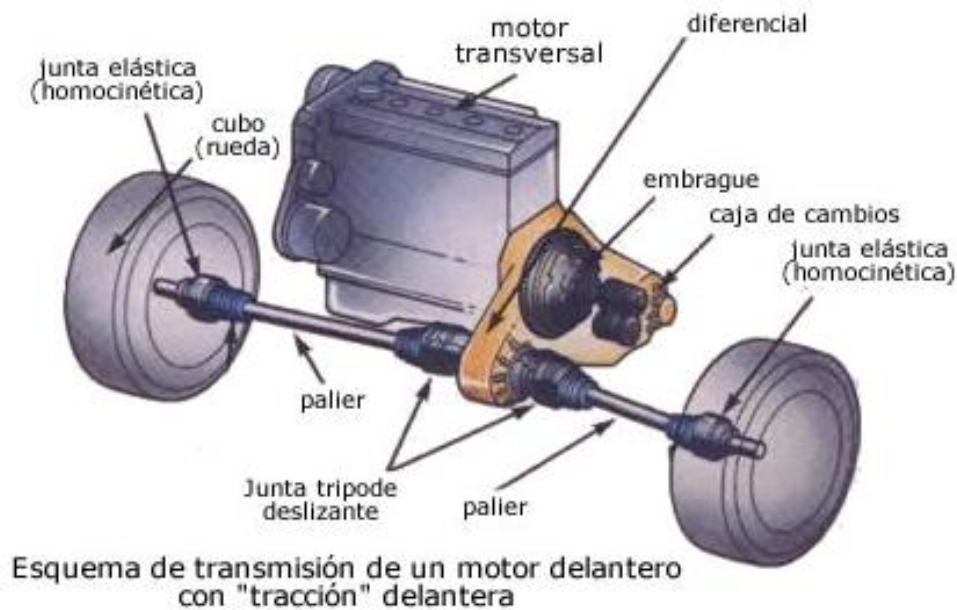
Para solventar este problema los ejes de los automóviles vienen equipados con juntas homocinéticas o CV joints (Constant Velocity) por sus siglas en ingles. Estas juntas permiten transmitir la potencia de forma continua y constante cuando varían los ángulos de los elementos conectados²⁹.

Buscando facilitar el montaje de los componentes de la transmisión y teniendo en cuentas que el diferencial y los portamanguetas pertenecen al Chevrolet Sprint, los ejes seleccionados para el monoplaza UIS-01 pertenecen al mismo modelo de vehículo.

Al igual que el diferencial, la cantidad de potencia para la que se encuentran diseñados los ejes, es de 52 HP y un torque de 81Nm. Esto nos indica que los ejes pueden soportar los 36 HP y 43Nm que ofrece el motor instalado en el monoplaza UIS-01.

²⁹ Ibid., p. 111.

Figura 57. Esquema de transmisión de un motor delantero con tracción delantera



Fuente: <http://webdelautomovil.com/2007/10/los-ejes-de-transmision>

Figura 58. Eje y junta homocinética



Fuente: <http://www.rockauto.com/Newsletter/es/archive/5511.html>

3.2.2.7 Análisis del performance del motor. El aspecto más importante a analizar es la velocidad. Es necesario saber hasta qué velocidad llegará el vehículo y determinar si es adecuada. Para observar detalladamente el comportamiento de la velocidad se realiza una grafica de revoluciones del motor vs. La velocidad del vehículo con cada relación de marcha de la caja de cambios.

Para ello, se calcula que velocidad se alcanza con cada relación de la caja de cambios. Utilizando los valores de la tabla 15, el diámetro de las ruedas y una

frecuencia máxima para el motor de 7000 RPM, se calcula cada una de las velocidades respectivas utilizando la ecuación 18.

$$R_p = 2.39$$

$$R_f = \frac{z_c}{z_p} = \frac{38}{14} = 2.71$$

$$d = 460 \text{ mm}$$

$$N = 7000 \text{ RPM}$$

$$V_{vehículo} = N * \frac{1}{R_p} * \frac{1}{R_1} * \frac{1}{R_f} * \pi * d * \frac{60}{1000}$$

Ecuación 18

Para la relación número 1.

$$R_1 = 2.42$$

$$V_{vehículo} = 38.7 \text{ km/h}$$

Para la relación número 2.

$$R_2 = 1.63$$

$$V_{vehículo} = 57.5 \text{ km/h}$$

Para la relación número 3.

$$V_{vehículo} = 69.41 \text{ km/h}$$

Para la relación número 4.

$$V_{vehículo} = 93.7 \text{ km/h}$$

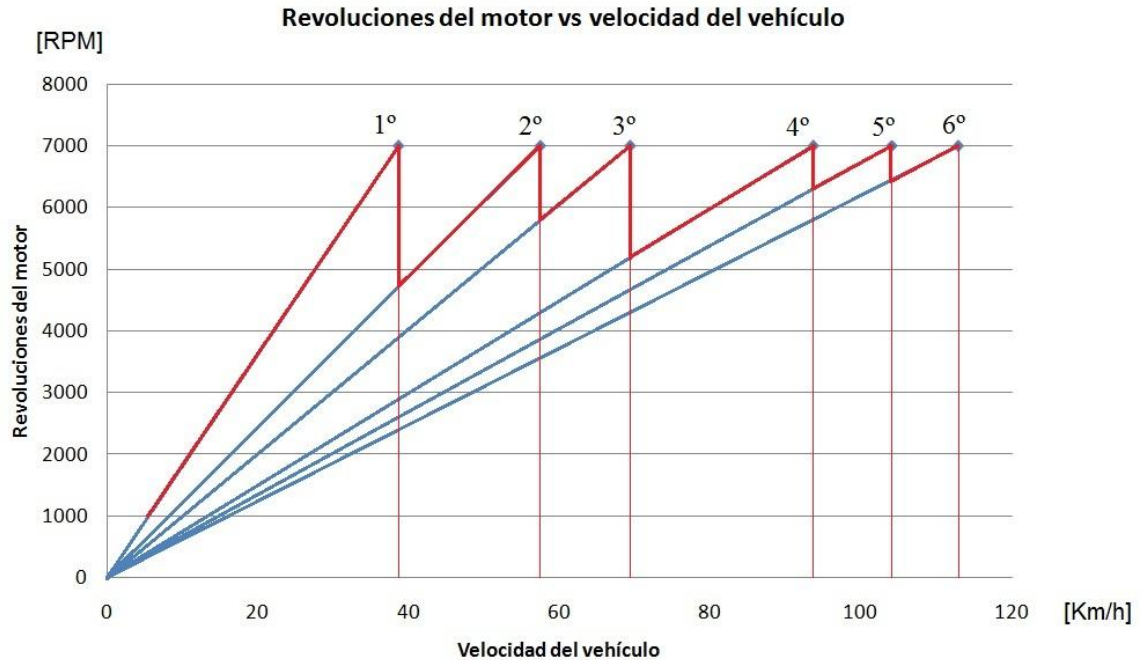
Para la relación número 5.

$$V_{vehículo} = 104.1 \text{ km/h}$$

Para la relación número 6.

$$V_{vehículo} = 112.9 \text{ km/h}$$

Figura 59. Gráfica de revoluciones del motor contra velocidad del vehículo



Fuente: Autores

La línea roja gruesa indica como varían las revoluciones del motor al usar cada relación y al cambiar de esta. En sexta marcha se alcanza una velocidad de 112.9 km/h con el motor a 7000 RPM.

Se observa como las relaciones de la caja de cambios en una situación de competencia mantiene al motor en altas revoluciones, lo cual es deseable al momento de hacer un cambio de marcha, pues el motor esté cerca del número de revoluciones donde se encuentra la potencia y el torque máximo. Esta es una buena característica para aprovechar al máximo la energía que entrega el motor.

3.2.3 Diseño del sistema de dirección. El sistema de dirección se compone de un conjunto de elementos que permiten dirigir al vehículo hacia donde el conductor

lo desee. Este sistema está relacionado con otros sistemas del auto, principalmente con la suspensión. Por lo tanto, es de gran importancia diseñar este sistema para que funcione en armonía con el vehículo y así obtener el comportamiento deseado de este.

El sistema de dirección debe transferir al piloto todas las sensaciones de lo que ocurre entre el contacto de las ruedas delanteras con la pista, además de darle información al piloto de cuán rápido puede doblar en una curva³⁰.

El sistema debe ser lo suficientemente rápido para reaccionar a las órdenes del piloto, tanto para doblar en curva, como para corregir la trazada. Es necesario que el sistema sea auto-alineante, esto quiere decir, que después de girar el volante este debe retornar automáticamente a la posición neutral, donde el vehículo anda en línea recta.

3.2.3.1 Geometría del sistema de dirección. Para diseñar el sistema de dirección, se tiene en cuenta que clase de curvas debe realizar el vehículo y a qué velocidad. El comportamiento del vehículo en una curva abierta y rápida, es diferente que en una curva cerrada y lenta. Existen diferentes geometrías que están diseñadas a controlar el vehículo en diferentes situaciones.

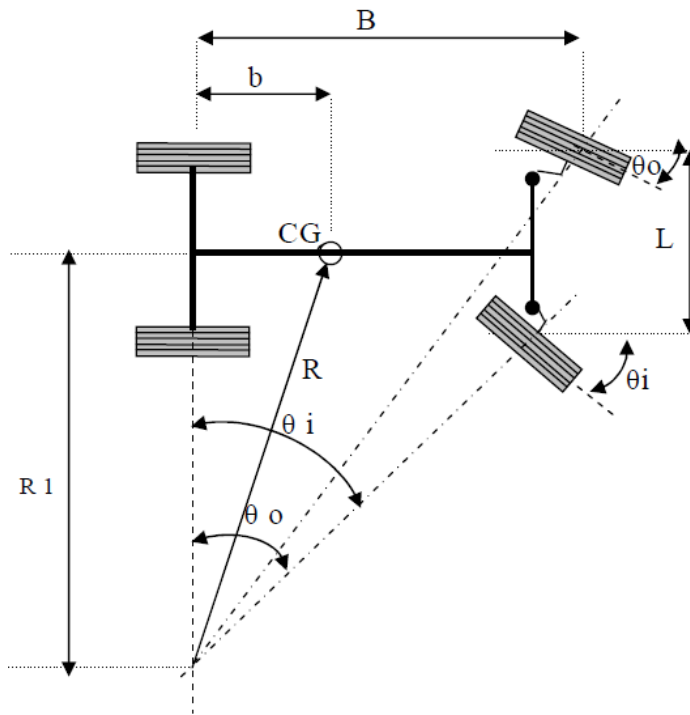
Los automóviles de calle no utilizan una geometría Ackerman al 100%, ya que el diseño de estos no contempla maniobras de competición.

Para el diseño del monoplaza UIS-01 se buscan reacciones rápidas en curvas lentas y cerradas, por lo que es conveniente usar una geometría Ackerman, que brinde precisión y estabilidad al vehículo.

³⁰ POPA, Cristina Elena. Steering system and suspension design for 2005 formula SAE-A racer car. University of Southern Queensland. p. 38.

3.2.3.2 Geometría Ackerman. La geometría Ackerman busca que al girar en una curva, los radios de giro de las ruedas delanteras y las ruedas traseras se encuentren en un solo punto (Figura 60).

Figura 60. Condición de Ackerman



Fuente: POPA, Cristina Elena. Steering system and suspension design for 2005 formula SAE-A racer car. University of Southern Queensland.

Ecuación general para la geometría Ackerman:

$$\frac{1}{\tan \theta_o} - \frac{1}{\tan \theta_i} = \frac{L}{B}$$

Ecuación 19

Donde:

θ_o: Ángulo de giro de la rueda externa.

θ_i: Ángulo de giro de la rueda interna.

L: Vía del vehículo.

B : Batalla del vehículo.

b : Distancia desde el eje trasero al centro de gravedad.

$R1$: Radio de giro con respecto al punto medio del eje trasero.

Haciendo uso de la ecuación 20, y conociendo el valor del ángulo de giro de una de las ruedas, se puede hallar el ángulo de giro que necesita la otra rueda para cumplir con la geometría.

Suponiendo en la rueda interna un ángulo de giro $\theta_i=30^\circ$

$$\frac{1}{\tan \theta_o} = \frac{1}{\tan \theta_i} + \frac{L}{B} = \frac{1}{\tan 25} + \frac{1300}{1700} = 2.91 \quad \text{Ecuación 20}$$

$$\theta_o = 18.96^\circ$$

El radio de giro (R) del vehículo, con respecto al centro de gravedad, es:

$$R1 = \frac{B}{\tan \theta_i} + \frac{L}{2} = \frac{1700}{\tan 25} + \frac{1200}{2} = 4245 \text{ mm} = 4.2 \text{ [m]} \quad \text{Ecuación 21}$$

$$R = \sqrt{R1^2 + b^2} = \sqrt{4245^2 + 690^2} = 4300 \text{ mm} = 4.3 \text{ [m]} \quad \text{Ecuación 22}$$

Entonces, el radio de giro mínimo es de 4.3 [m].

3.2.3.3 Parámetros que influyen en el sistema de dirección. El esfuerzo para girar el volante es función del ángulo de kingpin, véase el numeral 3.2.4. Buscando disminuir al máximo el esfuerzo del piloto para girar el volante, se configura un ángulo de kingpin de 9° , el cual establece un scrub radius de 96 [mm]. Se esperaba obtener un scrub radius menor, pero la forma del portamasas limita la reducción de este.

El ángulo de caster se configura en 4° , obteniendo una acción de autoalineación de la dirección moderada, apta para las maniobras que necesita realizar el piloto.

3.2.3.4 Selección del mecanismo de dirección. Para la selección del mecanismo del sistema de dirección se hace necesario evaluar diferentes aspectos que influyen en el funcionamiento de este. Además, el mecanismo debe ser sencillo, fiable y fácil de adaptar al vehículo para reducir costos de manufactura y contribuir al confort del piloto.


Tipos de dirección

- Eslabones.
- Tornillo sin fin.
- Piñón cremallera.

Requerimientos de la suspensión

- Geometría Ackerman.
- Costo de fabricación o consecución.
- Peso.
- Disposición comercial.
- Resistencia.
- Facilidad de montaje.

Tabla 19. Matriz de ponderación del sistema de dirección



		ALTERNATIVAS						
		ESLABONES		TORNILLO SIN FIN		PIÑÓN CREMALLERA		
VARIABLES	Geometría Ackerman	7	3	21	2	14	5	35
	Costo de fabricación o consecución	5	4	20	3	15	4	20
	Peso	4	5	20	3	12	3	12
	Disposición comercial	3	3	9	1	3	5	15
	Resistencia	2	3	6	5	10	4	8
	Facilidad de montaje	1	5	5	2	2	4	4
Total		22		81		56		94
Promedio ponderado				3,682		2,545		4,273

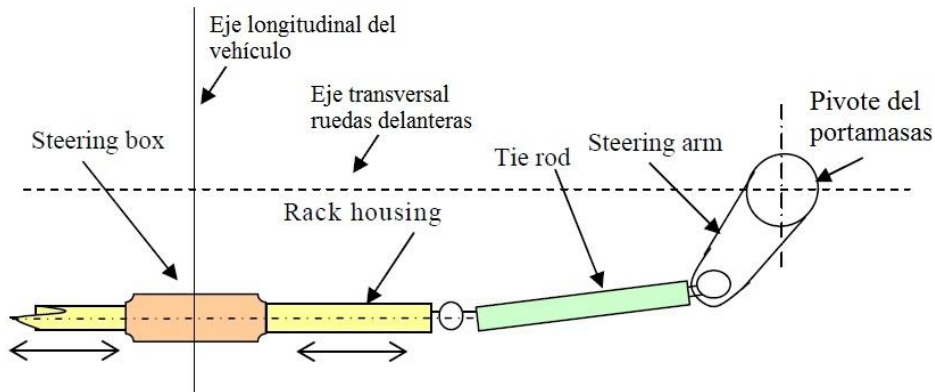
Fuente: Autores

El sistema de dirección con piñón-cremallera, permite un control más preciso sobre el ángulo de giro de las ruedas al dar una curva, al convertir el movimiento rotatorio de la columna de dirección en un movimiento completamente lineal.

El diseño del sistema es sencillo y de fácil reparación, además de ser bastante comercial, debido a que gran parte de los automóviles utilizan este sistema. Posee bajo costo y su instalación dentro de vehículo es sencilla.

3.2.3.5 Componentes del sistema de dirección. El sistema de dirección que se instala en el vehículo consta principalmente de los siguientes componentes (Figura 61): La caja de dirección (steering box), barra de cremallera (rack housing), el codo de articulación (tie rod) y el brazo de dirección (steering arm).

Figura 61. Vista superior del sistema de dirección



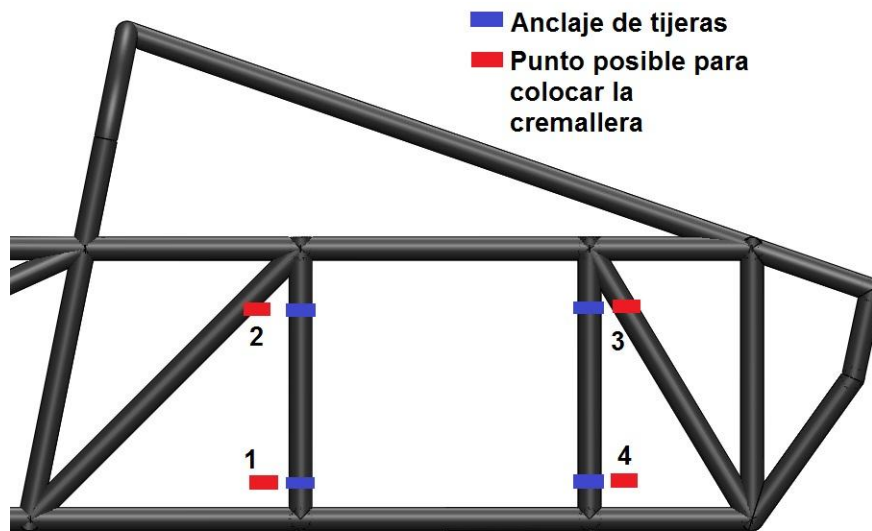
Fuente: POPA, Cristina Elena. Steering system and suspension design for 2005 formula SAE-A racer car. University of Southern Queensland.

3.2.3.6 Posición de la cremallera. La cremallera de dirección, puede accionar las ruedas desde cualquier posición, ya sea desde adelante o atrás del eje transversal delantero, arriba, abajo o en la mitad. Pero todo esto depende del espacio disponible dentro del chasis.

Para determinar la posición de la cremallera, se debe tener en cuenta que la geometría de la dirección varía debido al movimiento de la suspensión. Esto provoca que la alineación de las ruedas varíe y la geometría Ackerman se pierda en una curva. Dicho efecto se conoce como bump steer.

Para minimizar este efecto se debe diseñar la dirección de tal forma que el tie rod quede paralelo a la tijera de la suspensión (superior o inferior dependiendo del diseño). Es aconsejable que la unión entre la barra de la cremallera y el tie rod estén en el mismo plano vertical-longitudinal de las cabezas de articulación que unen las tijeras con el chasis. De esta manera se establecen cuatro puntos aproximados en donde se puede colocar la cremallera (Figura 62).

Figura 62. Posicionamiento de la cremallera



Fuente: Autores

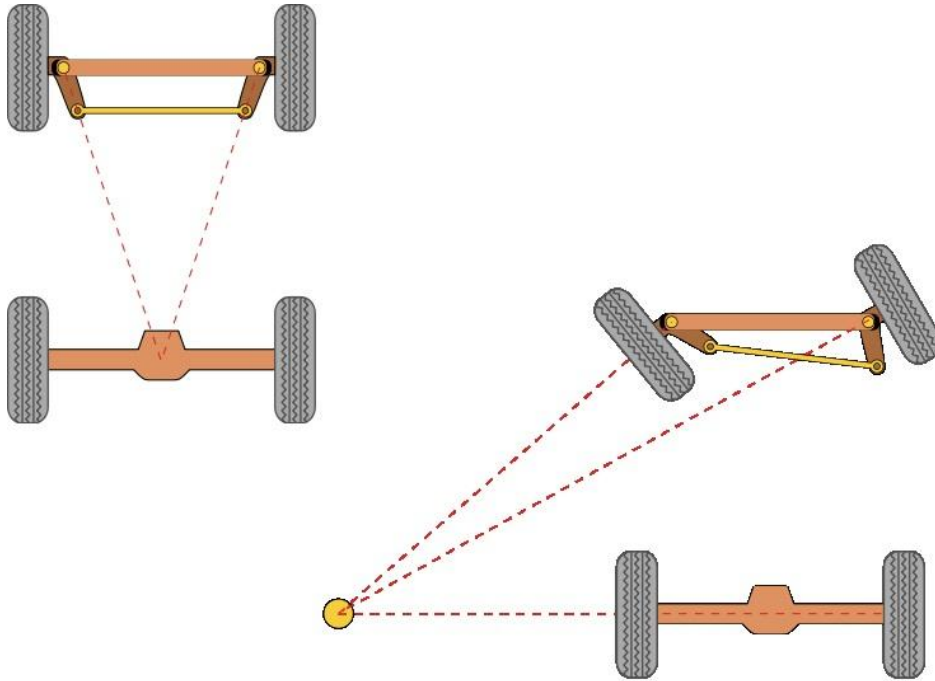
Debido a la geometría del chasis se descarta los puntos superiores 2 y 3, ya que no se cuenta con el espacio para que la cremallera accione el tie rod.

Teniendo en cuenta que se hace más sencillo accionar las ruedas por su parte trasera³¹, se utiliza la configuración colocando la cremallera en el punto 1 (Figura 63).

Extender la columna de dirección hasta adelante aumenta el peso del vehículo y levanta su centro de gravedad. Además, el espacio para la pedalera se reduce y dificulta su montaje. Estos inconvenientes permiten establecer como opción más viable, el punto 1.

³¹ PASHLEY, Tony. How to build motorcycle, engined racing cars. Speedpro series. p. 66.

Figura 63. Geometría Ackerman



Fuente: http://www.knowledgerush.com/kr/encyclopedia/Ackermann_steering_geometry/

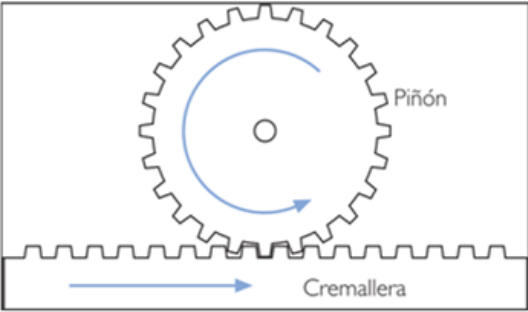
3.2.3.7 Análisis de la cremallera. La cremallera seleccionada para el vehículo pertenece a un Renault 9. Este tipo de cremallera es muy comercial y económica, además de ser sencilla y muy versátil. Las cremalleras para automóviles están diseñadas para reducir al máximo el esfuerzo que tiene que hacer el conductor al dar una curva. Para lograr esto, diseñan el portamasas con un largo steering arm.

El número de vueltas dadas al volante para correr toda la barra de la cremallera es aproximadamente cuatro. Esto está bien para vehículos convencionales, pero en vehículos de carrera se necesitan reacciones rápidas, por lo que la dirección debe responder más rápido al movimiento del volante. Los pilotos de carreras no tienen el tiempo suficiente para dar varias vueltas al volante, por lo que se debe limitar al ángulo de giro del volante para que de una sola vuelta (media vuelta hacia la derecha y media hacia la izquierda).

Adicionalmente, el steering arm debe acortarse para obtener un mayor ángulo de giro de las ruedas al accionar el volante, sacrificando el esfuerzo del piloto.

El movimiento de la barra de la cremallera dando una vuelta al piñón es de 42 mm. Con este valor y el radio del volante, se procede a calcular la ganancia que obtenemos en la fuerza ejercida por el piloto y así poder calcular la fuerza soportada por el tie rod (Tabla 20).


Tabla 20. Calculo de la fuerza en el tie rod

GANANCIA DE FUERZA EN LA CREMALLERA				
		$x_i = 2\pi R$ $x_o = 2\pi r$ $MR = \frac{x_i}{x_o} = \frac{2\pi R}{2\pi r}$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
RADIO DEL VOLANTE	R	150	mm	
DESPLAZAMIENTO LINEAL POR VUELTA CREMALLERA	x_o	42	mm	
DATOS CALCULADOS				
RADIO PRIMITIVO DEL PIÑÓN	r	6.68	mm	
DESPLAZAMIENTO LINEAL POR VUELTA VOLANTE	x_i	942.5	mm	
GANANCIA DEL MOVIMIENTO	MR	22		

Fuente: Autores

3.2.3.8 Análisis de esfuerzos del tie rod. Conociendo la fuerza que se transmitirá a través del tie rod hacia las ruedas, se realiza el respectivo calculo de esfuerzos (Tabla 21).

Tabla 21. Calculo del esfuerzo sobre el tie rod

ESFUERZO SOBRE EL TIE ROD				
		$A_t = \pi * (R_e^2 - R_i^2)$		
		$\sigma = \frac{F}{A_t}$		
		$N = \frac{\sigma_y}{\sigma}$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
RADIO EXTERIOR DEL TIE ROD	Re	7	mm	
RADIO INTERIOR DEL TIE ROD	Ri	5	mm	
FUERZA EJERCIDA SOBRE EL TIE ROD	F	880	N	
ESFUERZO LIMITE DE FLUENCIA	σ_y	310	MPa	
DATOS CALCULADOS				
AREA TRANSVERSAL DEL TIE ROD	A_t	75.4	mm ²	
ESFUERZO EJERCIDO SOBRE EL TIE ROD	σ	11.6	Mpa	
FACTOR DE SEGURIDAD	N	26		

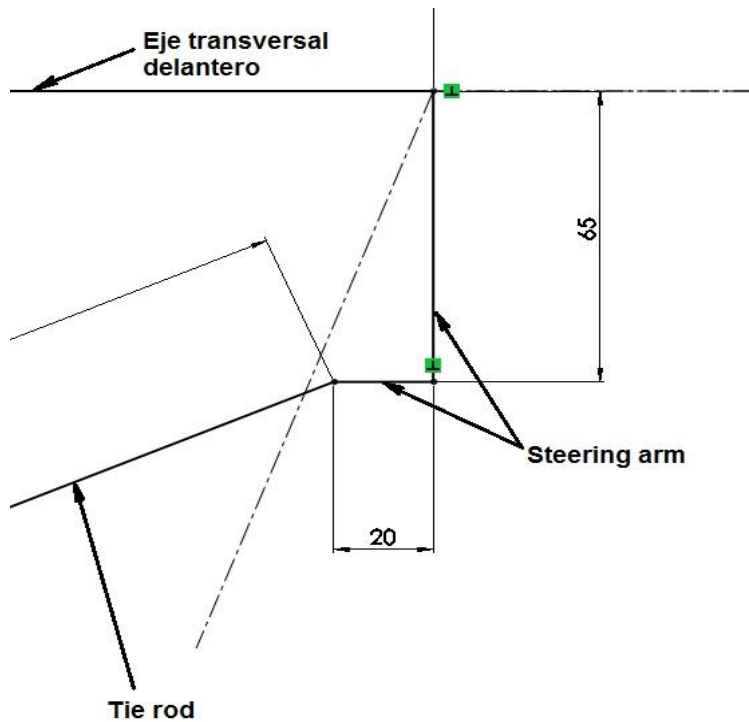
Fuente: Autores

Se puede observar se obtiene un factor de seguridad de 25 al establecer una carga máxima de 880N sobre el tie rod.

El elevado factor de seguridad se debe a que el este elemento fue seleccionado de un vehículo comercial, por lo que originalmente tiene que soportar cargas mucho más grandes de las que soporta en el vehículo de carreras, el cual es más liviano.

3.2.3.9 Análisis del movimiento del sistema de dirección. Para obtener la geometría Ackerman deseada, se aconseja diseñar el steering arm de tal forma que la proyección de la línea que pasa por el pivote del portamasas y el punto de anclaje del tie rod, llegue a la mitad del eje de las ruedas traseras (Figura 64).

Figura 65. Medidas del steering arm



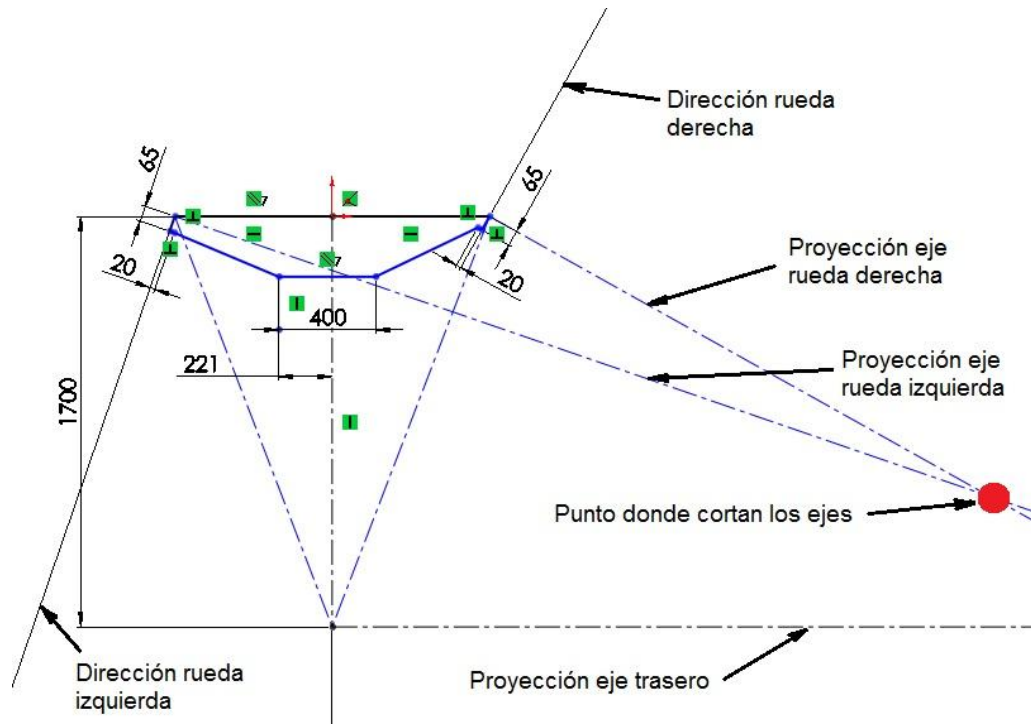
Fuente: Autores

En la figura 65 se aprecia que el punto de unión entre el tie rod y el steering arm se encuentra casi sobre la línea que une el pivote del portamasas con el centro del eje trasero. Esto se hace buscando mantener la geometría Ackerman al accionar la dirección.

Es necesario saber si las medidas establecidas son adecuadas y mantienen la geometría Ackerman en curvas. Cuando se gira el volante, la proyección de los ejes de las ruedas delanteras debe cortar sobre la proyección del eje de las ruedas trasera, o aproximadamente cerca.

El comportamiento de la dirección es diferente para cada ángulo de giro realizado en el volante (Figuras 66 -69)

Figura 66. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 180°

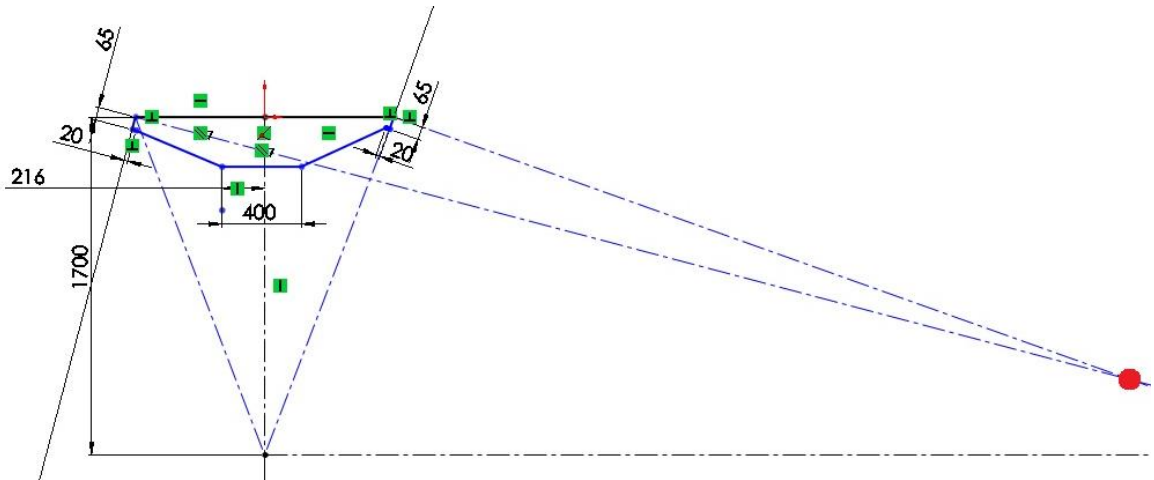


Fuente: Autores

Como el recorrido de la barra de dirección por cada vuelta del volante es de 42 milímetros, al girar 180° el volante, el recorrido de la barra de la cremallera es de 21 milímetros.

La barra mide 400 milímetros y se desplaza 21 milímetros hacia uno de los lados, quedando la punta más lejana a 221 milímetros del eje longitudinal (Figura 66). Para esta condición el radio de giro es 4.1 metros.

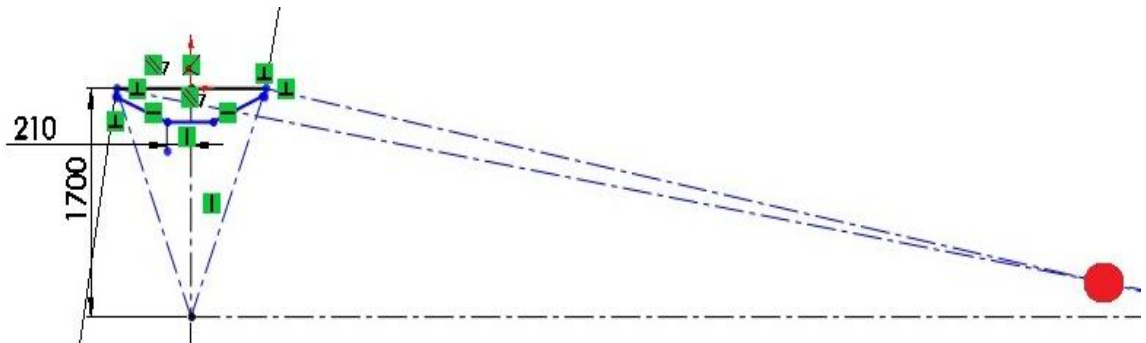
Figura 67. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 135°



Fuente: Autores

En la figura 67 se observa que el punto donde cortan los ejes de las ruedas delanteras se acerca más a la proyección del eje trasero, por lo que se mejora el comportamiento del vehículo. En esta condición el radio de giro es de 5.5 metros.

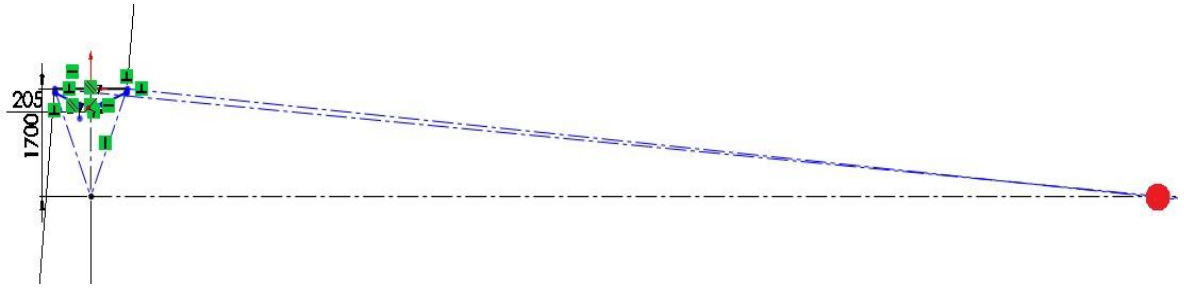
Figura 68. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 90°



Fuente: Autores

El radio de giro del vehículo para un ángulo de giro del volante de 90° , es de 9.3 metros.

Figura 69. Geometría de la dirección para un ángulo de giro del volante de 45°

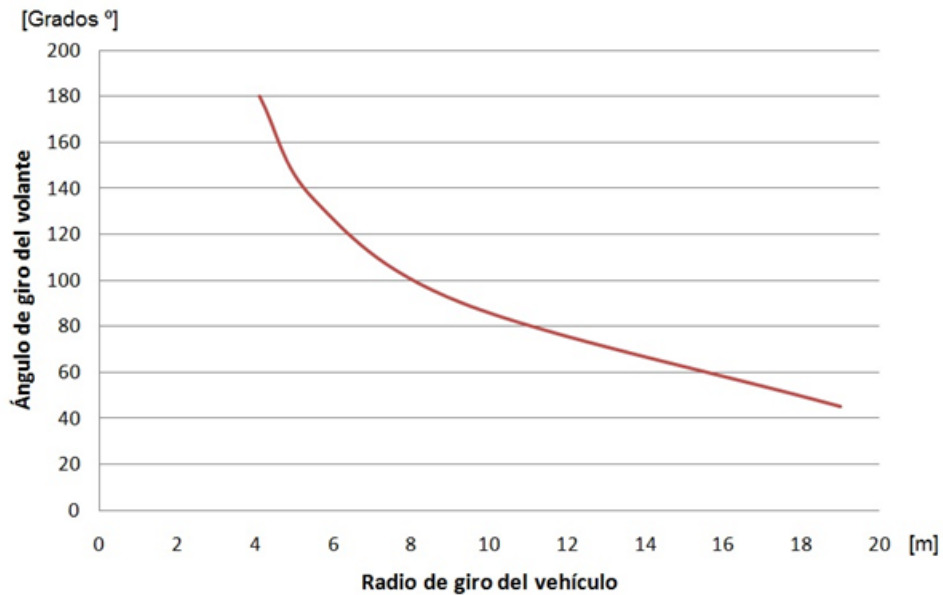


Fuente: Autores

Con un ángulo de giro del volante de 45°, se obtiene un radio de giro de 19 metros. En esta situación el punto de corte de los ejes de las ruedas delanteras se encuentra muy cerca de la proyección del eje trasero.

La tendencia del radio de giro del vehículo a medida que varía el ángulo de giro del volante se aprecia en la siguiente gráfica.

Figura 70. Ángulo de giro del volante vs radio de giro del vehículo



Fuente: Autores

3.2.4 Diseño de la suspensión. La suspensión es el conjunto de órganos mecánicos que en un vehículo unen las ruedas a la estructura principal. Al chocar con un obstáculo, la rueda asciende y comprime un elemento elástico (resorte, ballesta o aire comprimido), es lo que se llama “suspensión”. Tiene como objeto absorber las desigualdades del terreno, a la vez mantiene las ruedas en permanente contacto con el suelo, proporcionando un confort a los ocupantes del vehículo.

3.2.4.1 Aspectos considerados en el diseño de la suspensión para el prototipo de monoplaza UIS-01. En el diseño del sistema de suspensión hay una serie de factores que influyen en el comportamiento propio del sistema, y muchos de estos factores afectan directamente el rendimiento del vehículo, lo deseable es buscar la mejor combinación de estos parámetros, que se evidencia con la puesta punto del vehículo³².

- **Masa suspendida y no suspendida.** La masa suspendida en un vehículo corresponde a todo aquello soportado por la suspensión: chasis, piloto, componentes internos, etc. (Figura 71).

La masa no suspendida corresponde a la parte del vehículo que se mueve al encontrar un obstáculo: ruedas, frenos y suspensión (Figura 72). La masa no suspendida ha de ser lo más ligera posible para que la suspensión sea más efectiva.

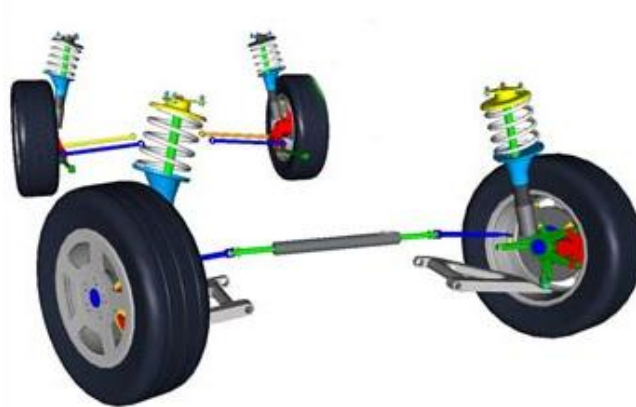
³² MILLIKEN, William F. and MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics. SAE inc. USA. cap. 7.

Figura 71. Masa suspendida en un vehículo



Fuente: <http://slotadictos.mforos.com/966558/8994354-seat-850-coupe-1-bastos-2-gulf-monroe-adelantos-del-segundo-modelo-mas-fotos/>

Figura 72. Masa no suspendida en un vehículo



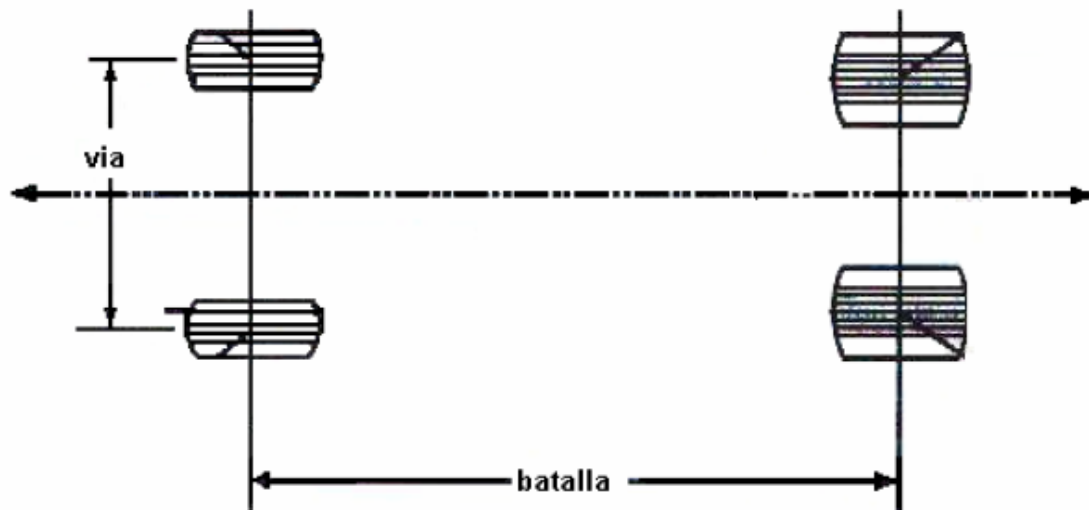
Fuente: <http://www.zonagravedad.com/modules.php?file=article&name=News&sid=26>

- **Batalla.** Es la distancia entre el eje de la rueda delantera y el eje de la rueda trasera. La batalla tiene una gran influencia en la distribución de carga longitudinal. Una batalla mayor permite una menor transferencia de carga entre los ejes traseros y delanteros durante el frenado y arranque en comparación con una batalla de menor longitud. Una batalla menor representa un menor radio de giro facilitando la entrada a curvas cerradas, pero esta medida viene condicionada por

los elementos fundamentales del monoplaza como son: el piloto, el motor y la transmisión, con esto queda definida la batalla mínima.

- **Ancho de vía.** El ancho de vía determina la transferencia de carga lateral, tiene gran influencia en el comportamiento en curvas. Cuanto mayor sea el ancho de vía más pequeña es la transferencia de carga lateral en las curvas. Un ancho de vía menor facilita evitar obstáculos que se presenten.

Figura 73. Ancho de vía y batalla

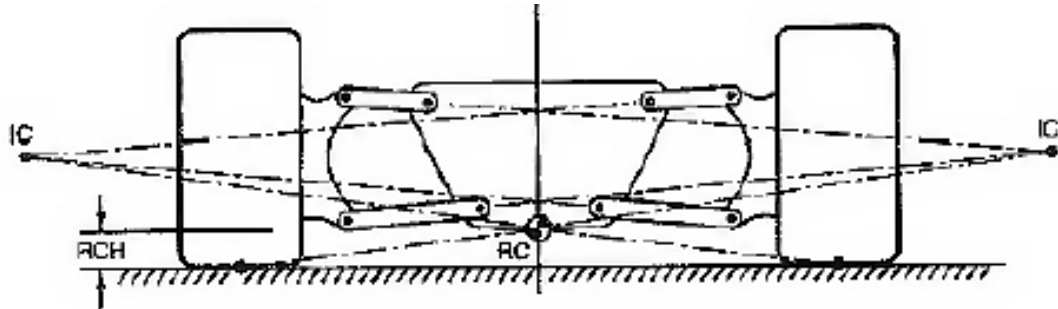


Fuente: MATEUS R, Manuel Enrique y PEREZ B, Oscar. Diseño de un vehículo prototipo Fórmula SAE y creación de una guía metodológica para el diseño de vehículos de carrera. Proyecto de grado para obtener título de Ingeniero mecánico. Universidad Industrial de Santander. 2009.

- **Centro instantáneo de rotación (IC).** El centro instantáneo de rotación es un punto en el espacio 2D sobre el cual los cuerpos giran, en el sistema de suspensión es el punto de vista frontal sobre el cual cada llanta rota.
- **Roll center (RC).** El roll center o centro de alabeo es el punto en el plano transversal a través del cual cualquier fuerza lateral puede ser aplicada a la masa suspendida sin producir oscilación de la suspensión. El roll center es el punto

donde se trasladan las fuerzas de la masa no suspendidas para actuar sobre la masa suspendida.

Figura 74. Ubicación del IC y RC

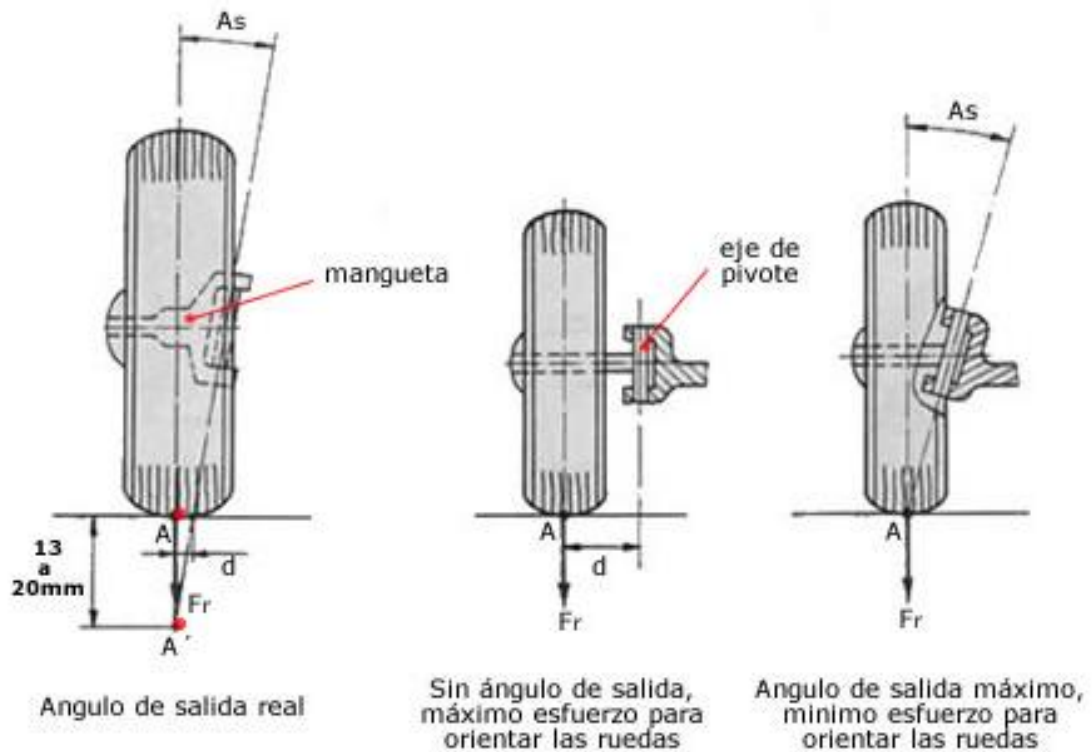


Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE, Inc, 1995.

Cuando el roll center se encuentra sobre el piso el momento resultante eleva la masa suspendida y pega los neumáticos (masa no suspendida) al piso. Cuando el roll center esta debajo del piso ocurre el efecto contrario, la masa suspendida baja, mientras las ruedas se inclinan, desmejorando el control en curva y obligando al piloto a tomar una curva más despacio.

- **Angulo de salida o Kingping.** Se llama ángulo de salida al ángulo (A_s) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en A' (Figura 75).

Figura 75. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

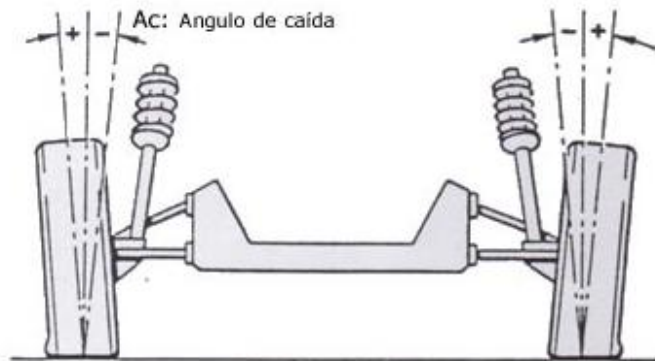


Fuente: <http://www.mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm>

Esta disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda ya que, depende directamente de la distancia “d” (Figura 75) cuanto menor sea “d” menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas. En la práctica “d” no puede ser cero, ya que, la dirección se volvería inestable.

- **Ángulo de caída o Camber.** Se llama ángulo de caída al ángulo “Ac” (Figura 76) que forma la prolongación del eje de simetría de la rueda con el vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda. Un camber negativo inclina la parte superior de la rueda hacia el centro del vehículo, un camber positivo inclina la parte superior de la rueda hacia fuera del vehículo.

Figura 76. Ángulo de caída o camber

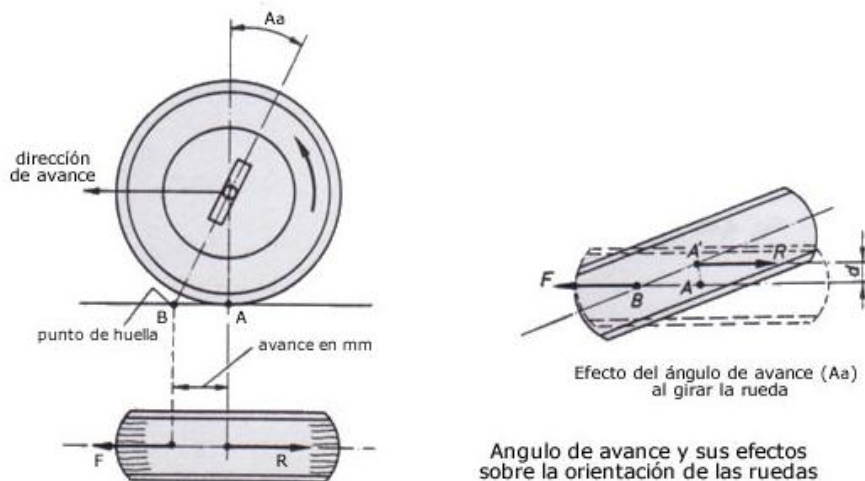


Fuente: <http://www.mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm>

Cuando la rueda tiene un camber negativo, el flanco interno del neumático comprime más que el externo, esto conduce a una distribución de carga de forma desigual entre la superficie de contacto del neumático lo que genera una fuerza lateral, aumentando la capacidad de tomar curvas.

- **Ángulo de avance o Caster.** Se llama ángulo de avance o caster, al ángulo Aa (Figura 77) que forma la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de la misma.

Figura 77. Ángulo de avance o caster



Fuente: <http://www.mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm>

Cuando el empuje del vehículo se realiza desde las ruedas traseras, el eje delantero es arrastrado desde atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto se corrige dando al pivote un cierto ángulo de avance o caster, de forma que su eje corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto A (Figura 77) de apoyo de la rueda. Con ello aparece una acción de remolque en la propia rueda que da fijeza a la dirección, haciendo que el punto A tiende a estar siempre en línea recta y por detrás de B (punto de impulsión).

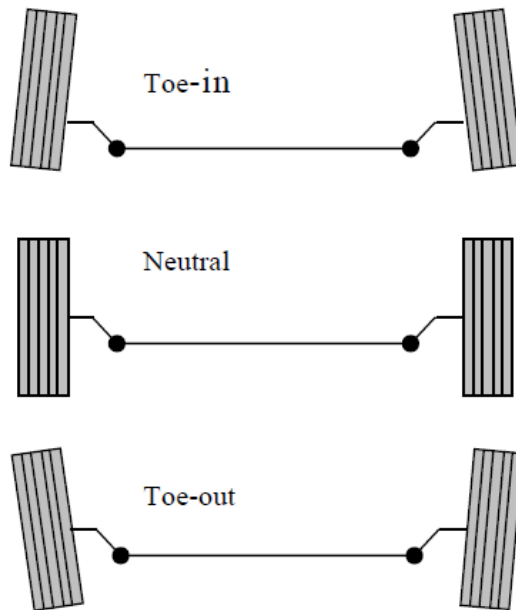
Al girar la dirección para tomar una curva la rueda se orienta sobre el punto B fijado para el avance: esto hace que el punto A se desplace hasta A', creándose un par de fuerzas que tiende a volver a la rueda a su posición de línea recta ya que, en esta posición, al ser $d=0$, desaparece el par.

- **Convergencia de las ruedas o ángulo de Toe.** Toe es el ángulo de la inclinación de la rueda respecto al eje longitudinal del vehículo desde un plano superior (Figura 78), el toe es positivo o "in" cuando la parte delantera de la rueda está cerca de la línea central del vehículo y la parte trasera de la llanta está lejos del centro del coche.

Cuando las ruedas son únicamente directrices, la fuerza longitudinal, debida a la resistencia a la rodadura, está dirigida hacia atrás y tiende a abrir las ruedas.

Toe-in produce una fuerza constante dirigida hacia la línea central del vehículo mientras éste avanza, esta fuerza mejora la estabilidad en rectas.

Figura 78. Ángulo de toe



Fuente: POPA, Cristina Elena. Steering system and suspension design for 2005 Formula SAE-A racer car. University of southern Queensland Faculty of Engineering and surveying. Bachelor of Engineering (Mechanical). 2005

3.2.4.2 Selección del tipo de suspensión del monoplaza. A continuación se presenta una ponderación de diferentes tipos de suspensión contra los requerimientos de suspensión del vehículo monoplaza.

Tipos de suspensión

- Suspensión de brazo colgante
- Suspensión Mc Pherson
- Suspensión de doble tijeras

Requerimientos de la suspensión

- Peso de la masa no suspendida.
- Facilidad para permitir variar los parámetros geométricos.
- Costos de fabricación.

- Disposición comercial.
- Facilidad de montaje.
- Resistencia.

Tabla 22. Matriz de ponderación de la suspensión

		ALTERNATIVAS						
		SUSPENSION DE BRAZO COLGANTE		SUSPENSION Mc PHERSON		SUSPENSION DE DOBLE TIJERAS		
VARIABLES	Peso de la masa no suspendida	6	3	18	2	12	4	24
	Facilidad para permitir variar los parametros geometricos	5	2	10	4	20	5	25
	Costo de fabricación	4	4	16	4	16	3	12
	Disposición comercial	3	3	9	5	15	4	12
	Facilidad de montaje	2	2	6	4	8	4	8
	Resistencia	1	4	4	4	4	4	4
Total		21		63		75		85
Promedio ponderado				3,000		3,571		4,048

Fuente: Autores

A partir de los resultados de la evaluación anterior se decide utilizar un sistema de suspensión de doble tijeras.

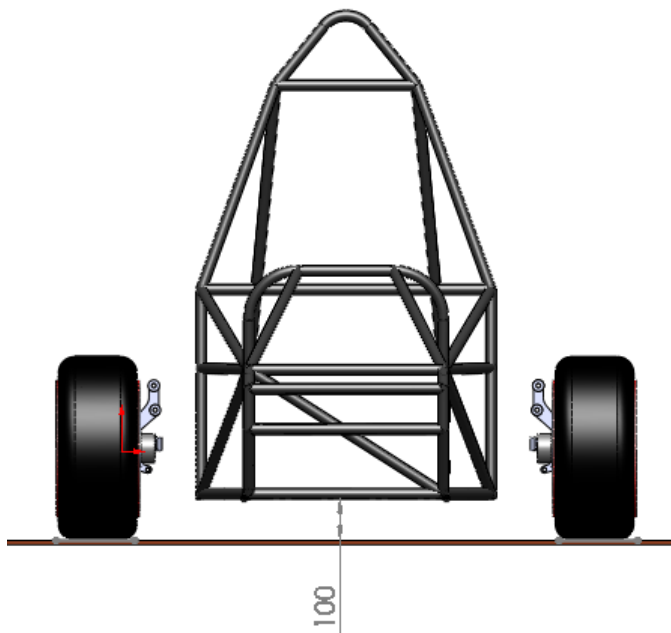
La suspensión de doble tijeras es un tipo de suspensión independiente que consta de dos brazos llamados tijeras uno superior y otro inferior. Cada tijera tiene dos puntos de fijación al chasis y otro con el portamasa articulados mediante rotulas esféricas.

Este sistema de suspensión permiten al ingeniero controlar cuidadosamente parámetros como el ángulo de camber, ángulo de caster, el patrón del toe, altura del roll center, ángulo de King-ping, entre otros. De igual forma es el sistema más utilizado en vehículos de carreras.

3.2.4.3 Geometría de la suspensión. La geometría de la suspensión está condicionada por la ubicación de la junta rotulada superior e inferior del portamasas.

El diseño de la suspensión comienza con la ubicación de las ruedas en el piso a la separación del ancho de vía escogido y el chasis suspendido a la altura requerida (Figura 79). Se ubica el portamasas en la posición donde se tiene los ángulos recomendados por estudios y la práctica en el campo automovilístico³³.

Figura 79. Ubicación de las ruedas y el chasis



Fuente: Autores

³³ DUARTE, Abelardo y VALENCIA, Jefferth. Estudio y Diseño de la Transmisión y Sistema de Suspensión de un Monoplaza para la Fórmula SENA. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2011. p. 59-61.

Los ángulos y dimensiones fueron las siguientes de acuerdo a recomendaciones y experiencias en otros proyectos similares.

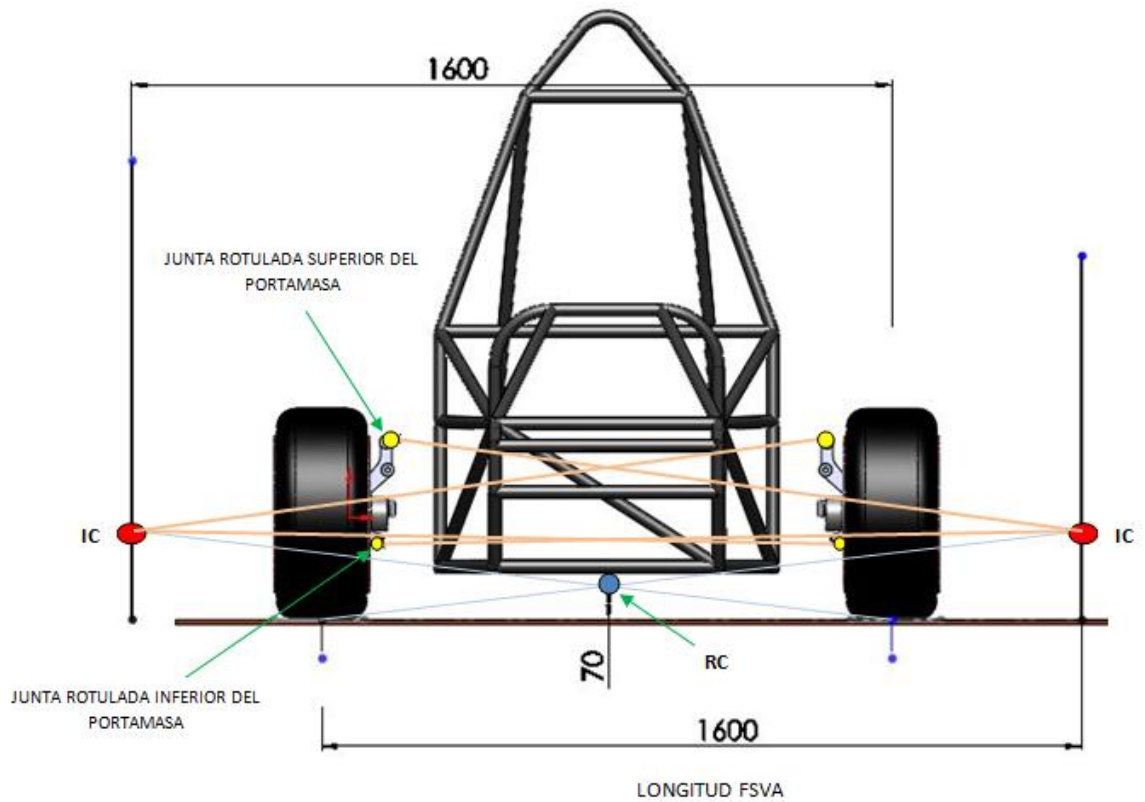
Tabla 23. Parámetros de la geometría de la suspensión

PARÁMETRO	VALOR
Ángulo de camber	-1,5 °
Ángulo de caster	4 °
Ángulo de King-ping	9°
Separación entre rotula inferior y superior del portamasas	220 mm
Altura de Roll Center	70 mm
Longitud horizontal del IC	1600 mm

Fuente: Autores

Una línea es proyectada desde el centro del neumático en el piso hasta alcanzar la altura del roll center deseado y se continúa la línea hasta alcanzar la longitud horizontal (fsva) del IC elegido, así de esta manera se obtiene el punto de IC desde donde se traza una nueva línea hasta la junta rotulada inferior del portamasas, la ubicación y geometría lateral de la tijera inferior queda completamente definida. La ubicación de la junta rotulada superior del portamasas está determinada por el ángulo de King-ping requerido. Una línea desde el IC hasta la junta superior da como resultado la localización de la tijera superior (Figura 80).

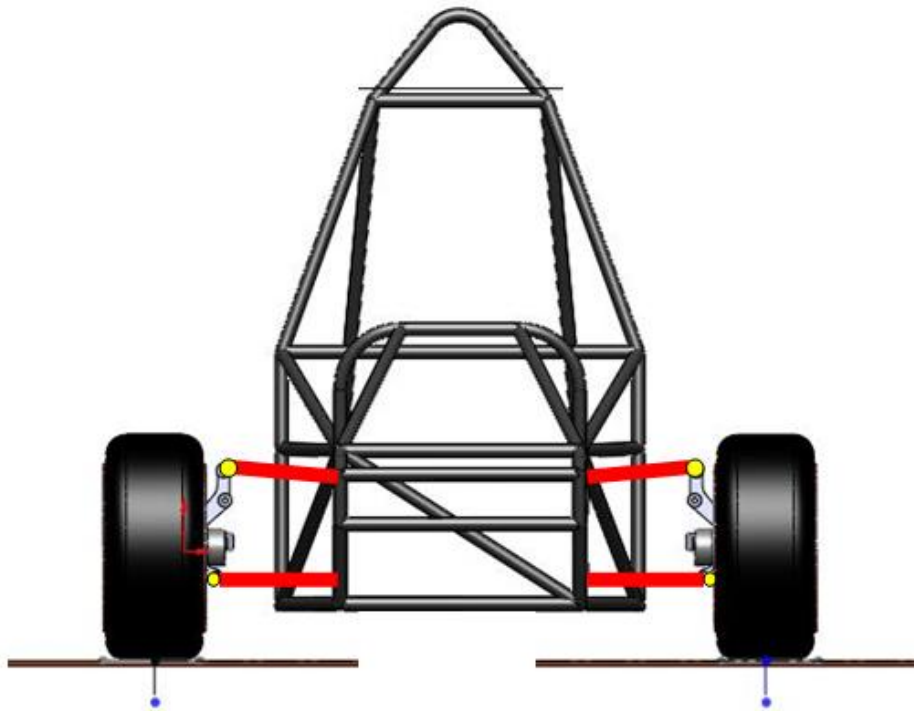
Figura 80. Geometría de la tijera inferior y superior



Fuente: Autores

La figura 81 muestra el resultado final del proceso, donde se puede observar la vista frontal de la suspensión.

Figura 81. Vista frontal de la suspensión



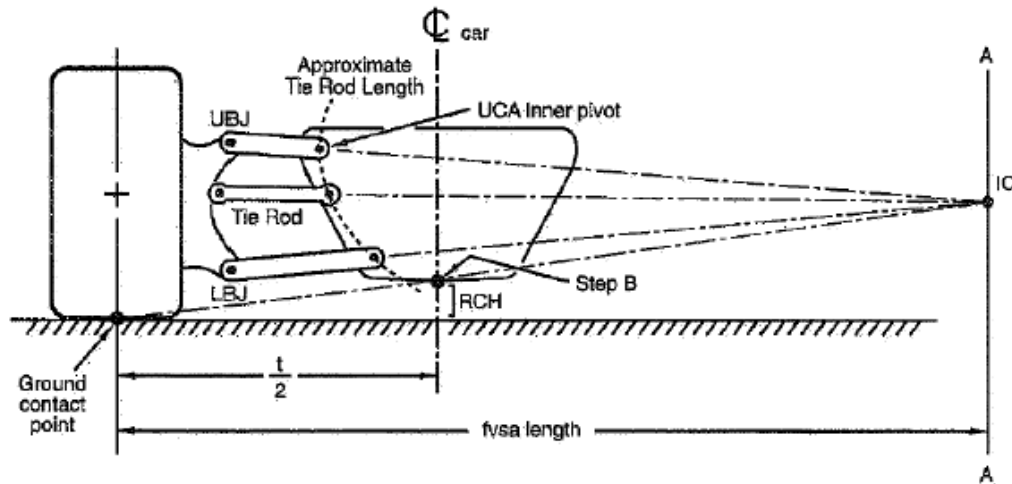
Fuente: Autores

Para la geometría frontal de las tijeras traseras se utiliza el mismo proceso descrito anteriormente.

En este tipo de suspensiones se presenta un efecto llamado bumpsteer³⁴. El bumpsteer es el cambio de ángulo toe cuando la rueda oscila, un vehículo con un gran bumpsteer tiende a ser difícil de maniobrar y cuando la rueda toma un obstáculo tiende a cambiar el sentido de la dirección. Una manera de reducir este efecto es colocar una barra llamada “tie rod”, en la misma dirección de una línea imaginaria traída del IC hasta el portamasas (Figura 82), o colocar la tie rod en el mismo plano de la tijera superior o inferior.

³⁴ Disponible en Internet: <<http://www.thedirtforum.com/bumpsteer.htm>>

Figura 82. Ubicación de la tie rod

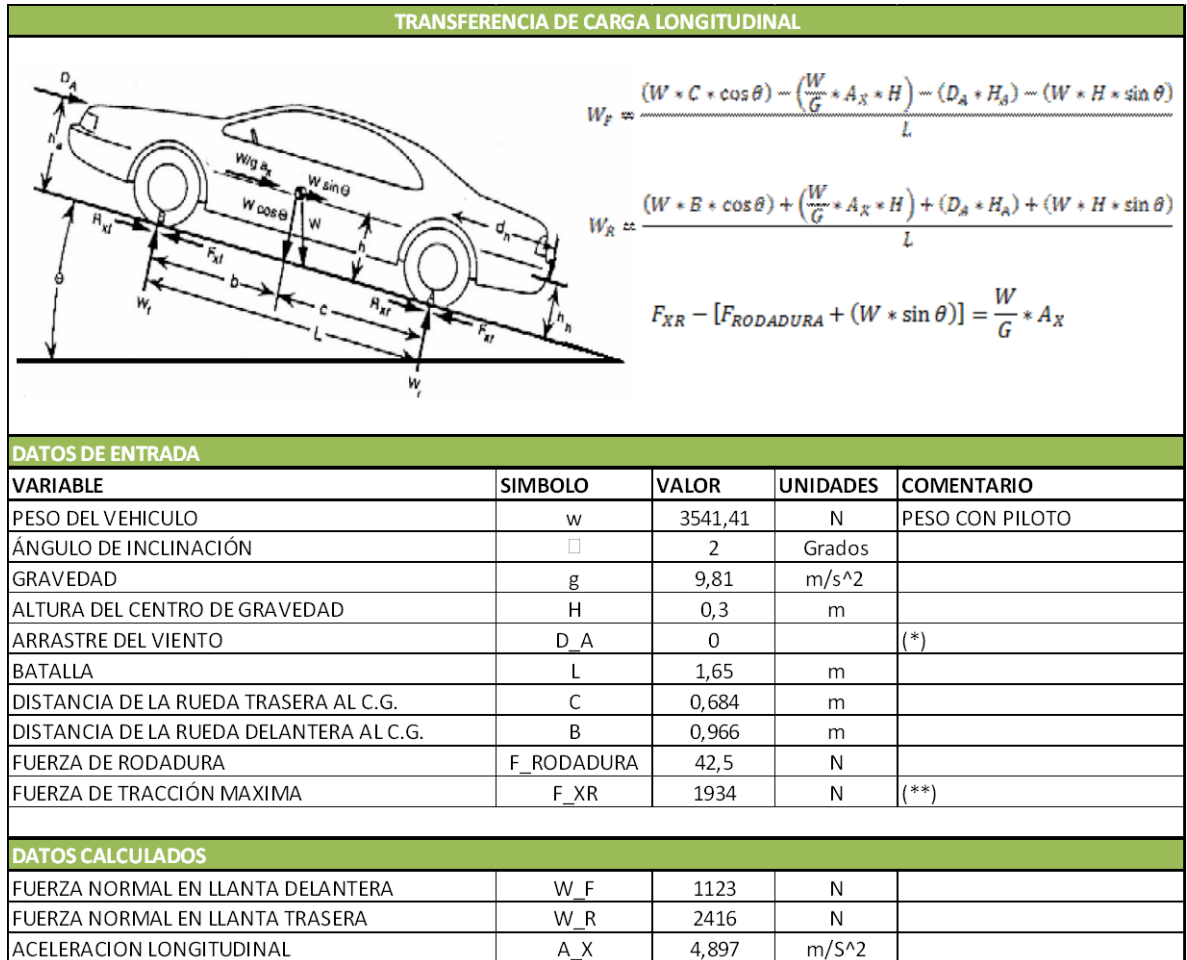


Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE, Inc, 1995.

3.2.4.4 Elementos que componen la suspensión. En el diseño de la suspensión para el vehículo monoplaza se distinguen los siguientes elementos:

- **Tijeras.** Las tijeras se forman con la unión de tres barras o tubos formando generalmente un triángulo con juntas rotuladas en cada uno de sus extremos. Para realizar un diseño de tijeras adecuado primero hay que hacer algunos cálculos para conocer las cargas que soportan, y así, saber el material, diámetro y espesor a utilizar.

Tabla 24. Transferencia de carga longitudinal



Fuente: Autores

(*) Para el arranque y para bajas velocidades las fuerzas y momentos aerodinámicos no son tenidos en cuenta para el estudio, debido a que su magnitud en comparación con la resistencia mecánica es baja. Estudios realizados demostraron, que, cuando un vehículo se desplaza a más de 80 km/h, la potencia requerida para superar la resistencia aerodinámica es considerablemente mayor que la resistencia mecánica³⁵ (Figura 83).

³⁵ HEREDIA, Carlos José y ORTIZ, Juan Camilo. Propuesta para el desarrollo académico del área Dinámica Automotriz. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2007. p. 26-27.

(**) El máximo esfuerzo de tracción en el contacto llanta-suelo para un vehículo de tracción trasera sometido a las fuerzas mostradas en la tabla 24, esta dado por la siguiente ecuación:

$$F_{XR} = \frac{MIU * W * \frac{B - COEF_{ROD} * H}{L}}{1 - MIU * \frac{H}{L}} \quad 36$$

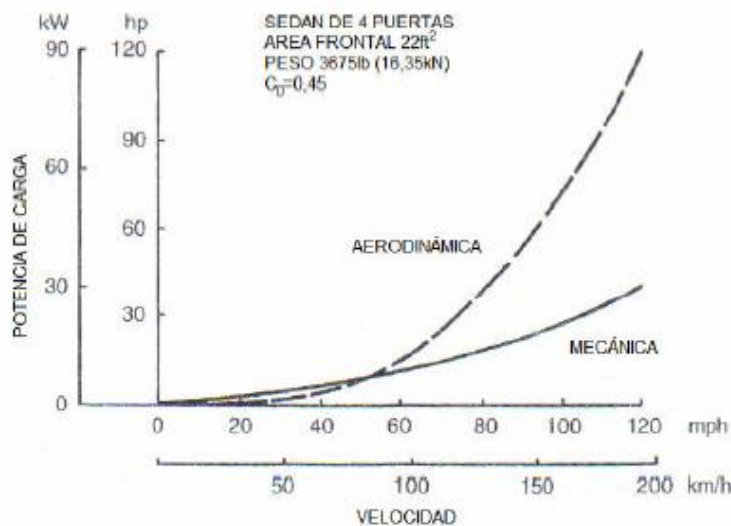
Ecuación 23

Donde:

$MIU = 0,8$ - Coeficiente de adhesión neumático-pavimento.

$COEF_{ROD} = 0,012$ - Coeficiente de rodadura.

Figura 83. Requerimientos de potencia como función de la velocidad



Fuente: K.B. Kelly y H.J. Holcombe, "Aerodynamics for Body Engineers", Automotive Aerodynamics, Progress in Technology series, vol 16, Society of Automotive Engineers, 1978.

De acuerdo a los cálculos hechos en la tabla 24, con el resultado de las fuerzas normales en cada rueda se tiene una distribución de pesos correspondiente a 68,3% para el tren trasero y 31,7% para el tren delantero, con una aceleración

³⁶ Ibid., 2007. p. 25.

longitudinal de $4,9 \text{ m/s}^2$, también se puede calcular la distribución de pesos para diferentes condiciones de operación:

- Velocidad constante. $A_x = 0$
- En aceleración a $1g$. $A_x = 9,81 \text{ m/s}^2$
- En deceleración a $-1g$. $A_x = -9,81 \text{ m/s}^2$

La distribución de pesos se calculó de la siguiente manera:

$$SUMA_{PESOS} = W_R + W_F \quad \text{Ecuación 24}$$

$$REPARTO_{TRASERO} = \frac{W_R}{SUMA_{PESOS}} * 100 \quad \text{Ecuación 25}$$

$$REPARTO_{DELANTERO} = \frac{W_F}{SUMA_{PESOS}} * 100 \quad \text{Ecuación 26}$$

Tabla 25. Distribución de pesos

$A_x \text{ [m/s}^2\text{]}$	DISTRIBUCIÓN DE PESOS [%]	
	TREN TRASERO	TREN DELANTERO
-9,81	40,99	59,01
0	59,18	40,82
4,9	68,3	31,7
9,81	77,37	22,63

Fuente: Autores

Se estudia la transferencia de carga lateral con el vehículo tomando una curva hacia la derecha.

Tabla 26. Transferencia de carga lateral

TRANSFERENCIA DE CARGA LATERAL				
		$F_{Y2} = \frac{W}{G} * A_{LAT}$ $S_{IZQ} + S_{DER} = F_{Y2}$ $FZ2_{IZQ} + FZ2_{DER} = W$ $(FZ2_{DER} * T_{W2}) - \left(W * \frac{T_{W2}}{2} \right) + (F_{Y2} * H) = 0$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
PESO DEL VEHICULO	w	3541,41	N	PESO CON PILOTO
ANCHO DE VÍA	T_w2	1,2	m	
ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD	H	0,3	m	
DATOS CALCULADOS				
FUERZA NORMAL IZQUIERDA	Fz2_izq	2479	N	
FUERZA NORMAL DERECHA	Fz2_der	1062	N	
FUERZA LATERAL DERECHA	S_der	849,9	N	MIU * Fz2_der
FUERZA LATERAL IZQUIERDA	S_izq	1983	N	MIU * Fz2_izq
ACELERACION LATERAL	A_LAT	7,848	m/S^2	

Fuente: Autores

Al realizar los cálculos no se tienen en cuenta los desplazamientos y deformaciones que sufren las manguetas, tijeras, tornillos, ruedas, etc. De esta manera se consideran los elementos como sólidos rígidos.

La distribución de pesos para el tren trasero y delantero del vehículo varía de acuerdo a la situación en la cual esté operando (Tabla 25), por tal razón, se hace necesario hacer un análisis por separado para cada tren en las diferentes situaciones descritas.

A continuación se hace el análisis siguiendo con la suposición que el vehículo está tomando una curva a la derecha, por lo cual se comparten algunos valores calculados en la tabla 26.

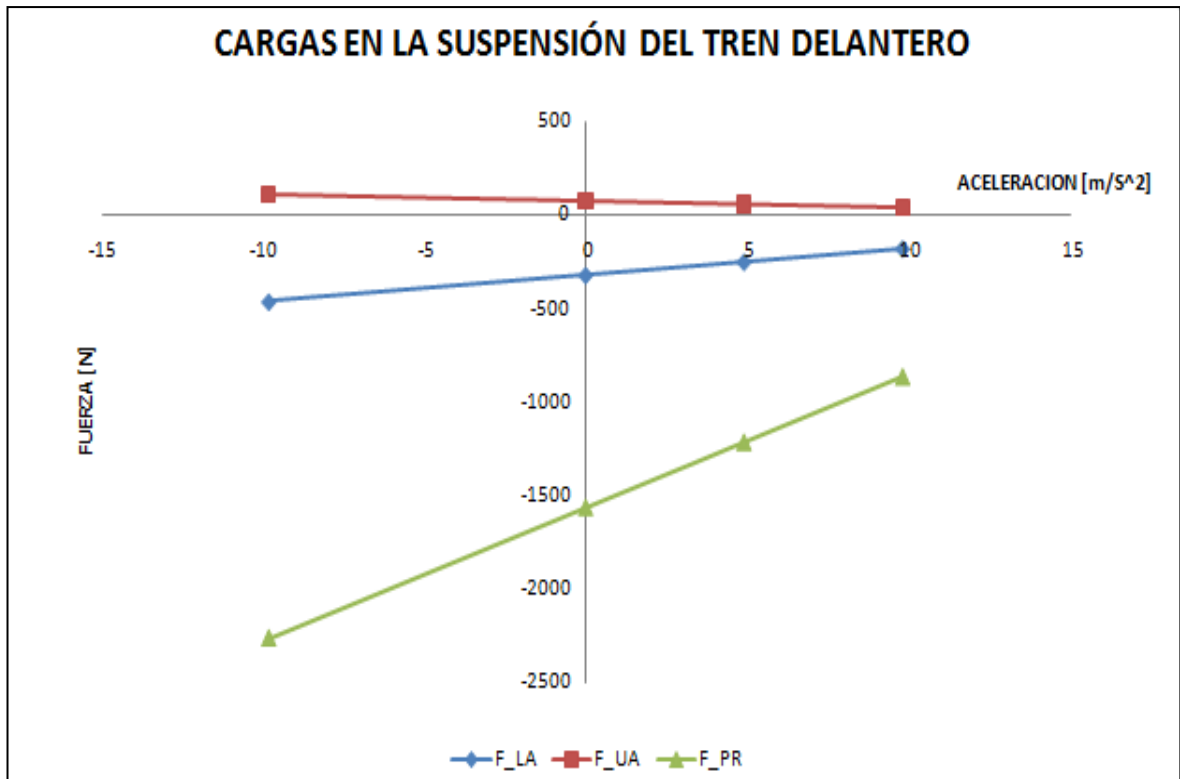
Tabla 27. Fuerzas en la suspensión del tren delantero

FUERZAS EN LA SUSPENSIÓN DEL TREN DELANTERO				
		$FZ_{izq} \cdot DIST.PESO + F_{PR} \cdot \sin(\alpha_1) - F_{LA} \cdot \sin(\alpha_2) - F_{UA} \cdot \sin(\alpha_3) = 0$		
		$S_{izq} \cdot DIST.PESO + F_{UA} \cdot \cos(\alpha_3) + F_{PR} \cdot \cos(\alpha_1) - F_{LA} \cdot \cos(\alpha_2) = 0$		
SUMATORIA DE MOMENTOS EN O				
$S_{izq} \cdot DIST.PESO \cdot 170,741 - FZ_{izq} \cdot DIST.PESO \cdot 121,1 - F_{UA} \cdot \cos(\alpha_3) \cdot 220 + F_{UA} \cdot \sin(\alpha_3) \cdot 34,95 = 0$				
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
FUERZA LATERAL IZQUIERDA	S_izq	1983	N	
FUERZA NORMAL IZQUIERDA	Fz2_izq	2479	N	
ANGULO DE PUSH BAR	α1	40	grados	
ANGULO DE TIJERA INFERIOR	α2	7,1	grados	
ANGULO DE TIJERA SUPERIOR	α3	1	grados	
DATOS CALCULADOS PARA DIFERENTES SITUACIONES				
FUERZA EN TIJERA INFERIOR	F_LA		N	
FUERZA EN TIJERA SUPERIOR	F_UA		N	
FUERZA EN PUSH BAR	F_PR		N	
SITUACIÓN	F_LA	F_UA	F_PR	
En deceleración a -1g. A_x = -9,81 m/s ²	-462,3	105,8	-2268	
A velocidad constante. A_x = 0	-319,8	73,2	-1569	
En operación normal. A_x = 4,9 m/s ²	-248,6	56,9	-1220	
En aceleración a 1g. A_x = 9,81 m/s ²	-177,3	40,58	-869,8	

Fuente: Autores

Según los resultados obtenidos en la tabla 27, se realiza una grafica de aceleración contra fuerza (Figura 84).

Figura 84. Cargas en la suspensión del tren delantero



Fuente: Autores

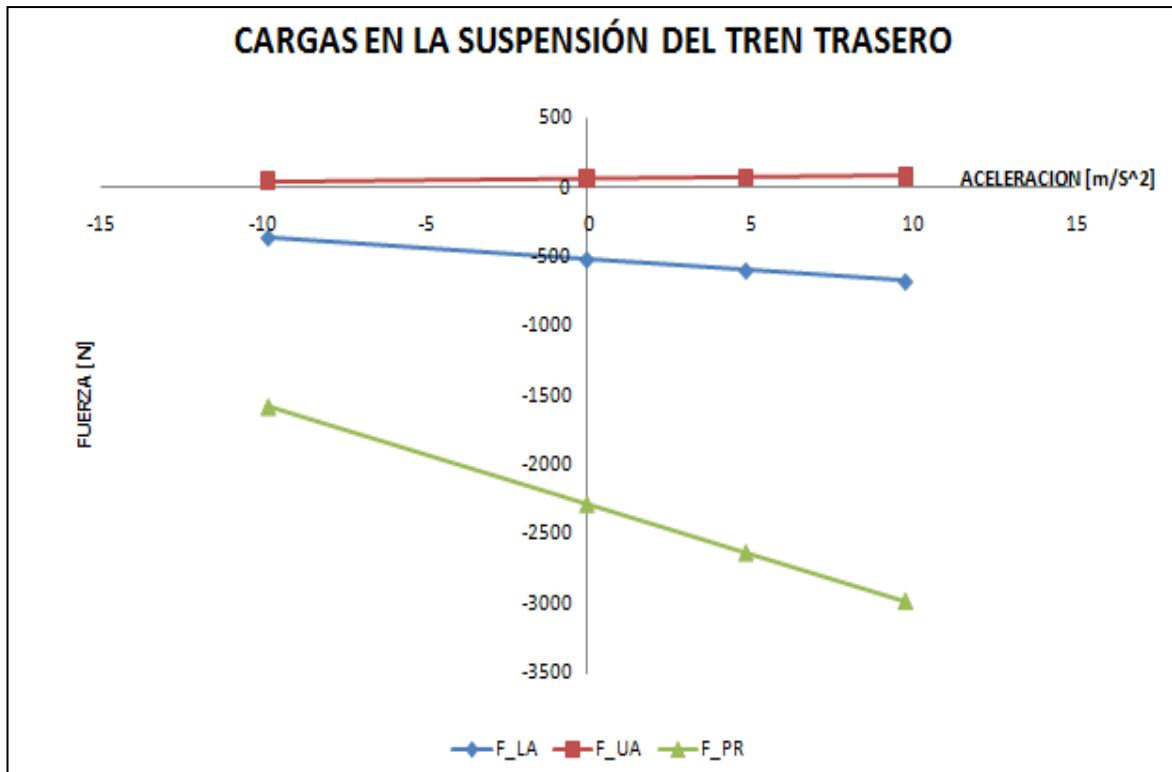
Se presentan las carga más altas a una aceleración de $-1g$ (Figura 84), lo que significa que la situación más desfavorable para la suspensión del tren delantero se presenta cuando se toma la curva accionando el pedal del freno. El elemento que soporta más carga es el F_{PR} , el cual es el encargado de transferir esa carga al amortiguador. De la misma forma se calculan las cargas en las tijeras para el tren trasero resumiéndolos en la siguiente tabla:

Tabla 28. Cargas en la suspensión del tren trasero

SITUACIÓN	F _{LA}	F _{UA}	F _{PR}
En deceleración a $-1g$. $A_x = -9,81 \text{ m/s}^2$	-357,6	43	-1584
A velocidad constante. $A_x = 0$	-516,3	62,08	-2286
En operación normal. $A_x = 4,9 \text{ m/s}^2$	-595,5	71,61	-2638
En aceleración a $1g$. $A_x = 9,81 \text{ m/s}^2$	-674,9	81,16	-2989

Fuente: Autores

Figura 85. Cargas en la suspensión del tren trasero



Fuente: Autores

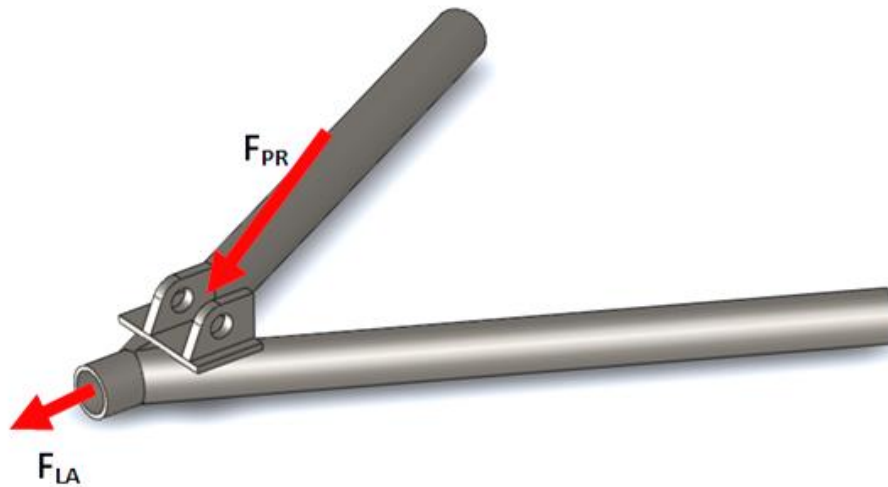
Se puede observar un comportamiento opuesto al del tren delantero, en el tren trasero se presentan mayores esfuerzos cuando el vehículo se encuentra acelerando en una curva.

De la tabla 27 y 28, se deduce que la tijera que soporta más carga corresponde a la tijera inferior del tren trasero; esta carga debe ser a lo largo de la tijera por el tipo de apoyo en los extremos (juntas rotuladas), con base a esto se procede a realizar un estudio para seleccionar el diámetro de tubería de acuerdo a los materiales disponibles en la región, a su precio y a su resistencia.

Se selecciona un tubo de acero ASTM A36 fabricado por la empresa CORPACERO, con límite de fluencia igual a 250Mpa, de diámetro exterior de

21,082mm con un espesor de 1,9mm, cuyo peso por metro es de 0,94kg. En esta tijera también se refleja la fuerza F_{PR} (Figura 86).

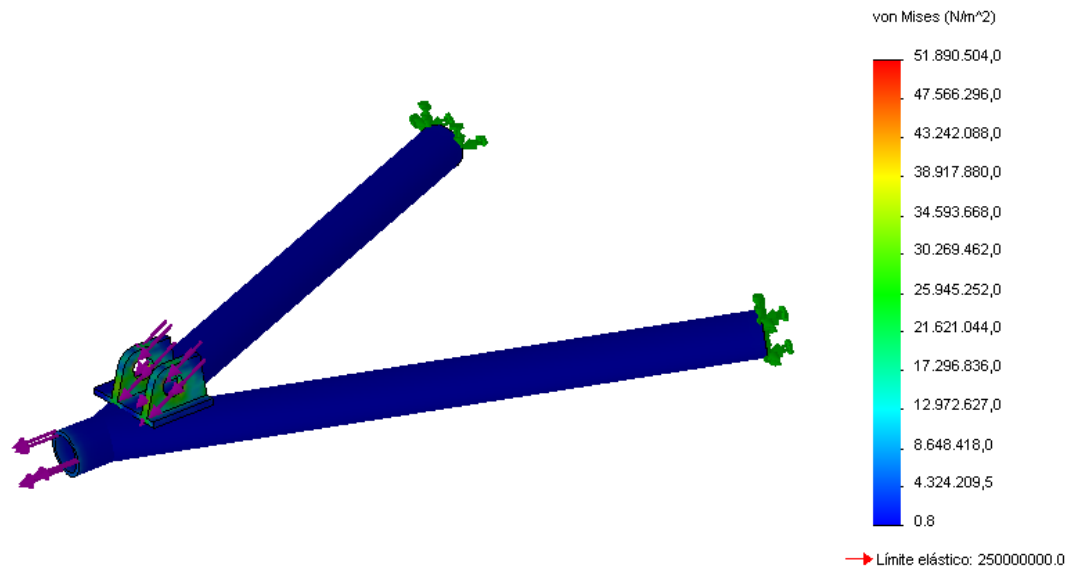
Figura 86. Tijera inferior trasera



Fuente: Autores

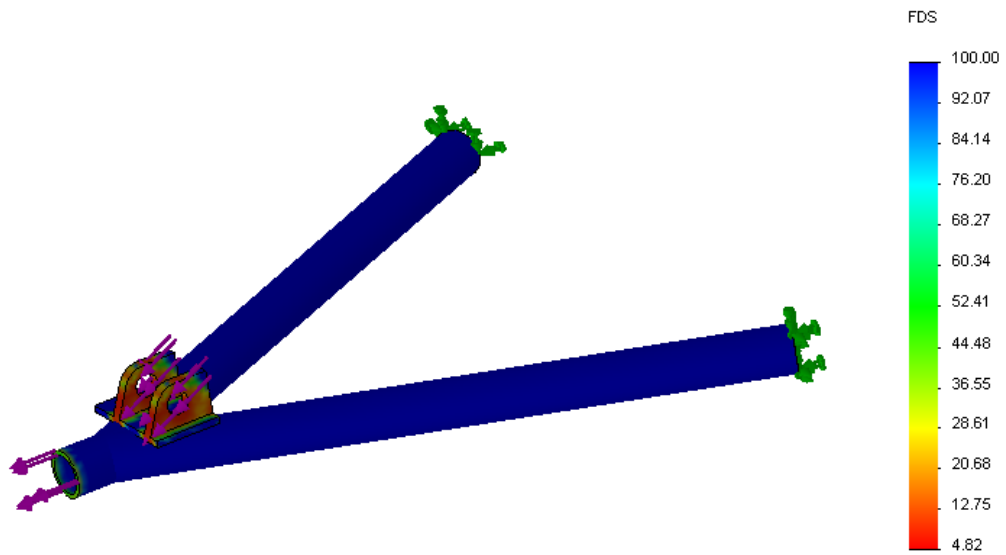
Se realizó un estudio por medio de elementos finitos, para observar el comportamiento de este elemento y verificar la resistencia del mismo, de acuerdo al material, espesor y diámetro seleccionado.

Figura 87. Análisis de tensiones (Von mises)



Fuente: Autores

Figura 88. Estudio del factor de seguridad

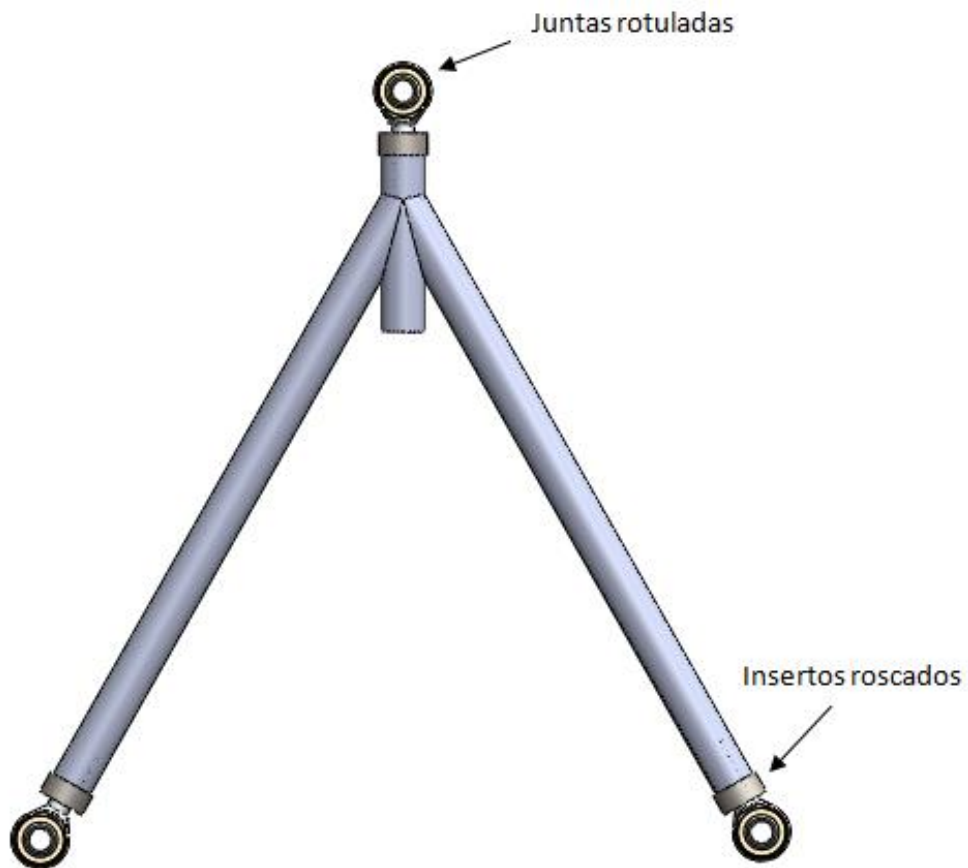


Fuente: Autores

En la figura 87 y 88 se observa un esfuerzo máximo de 55.8MPa y un factor de seguridad mínimo de 4.82, confirmando que el material seleccionado para la elaboración de las tijeras es adecuado para las cargas que se presentan.

La configuración completa de la tijera se puede observar en la figura 89.

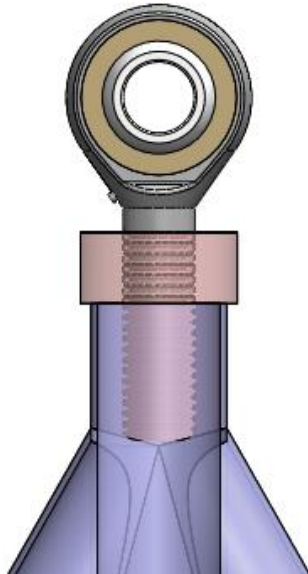
Figura 89. Configuración de la tijera



Fuente: Autores

Las tijeras están compuestas por insertos roscados y juntas rotuladas, las cuales se consiguen en el mercado como cabezas de articulación, en la figura 90 se puede observar con detalle este conjunto.

Figura 90. Detalle de final de tijera



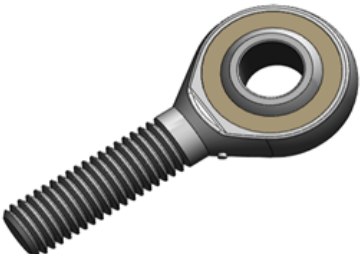
Fuente: Autores

Para la cabeza de articulación es necesario hacer una buena selección de acuerdo a los catálogos e informaciones que da el fabricante. En la tabla 29 se muestra los cálculos realizados para seleccionar cabezas de articulación. Tomando como inicio una cabeza de articulación cuyo diámetro nominal es de 12 mm, teniendo en cuenta que la mayor carga presentada en las tijeras según los cálculos hechos en las tablas 27 y 28 es de 2989 N.

En el Anexo D se puede observar las diferentes tablas y diagramas dados por el fabricante para hacer una buena selección.

En la tabla 29 se puede observar que la carga máxima admisible para esta cabeza de articulación es mayor que la máxima carga que se presenta en las tijeras. Para el tren delantero se seleccionan cabezas de articulación de 10 mm de diámetro nominal.

Tabla 29. Selección de cabezas de articulación

SELECCIÓN DE CABEZAS DE ARTICULACIÓN				
		$P_{\text{ROTULA}} = K \cdot \frac{P}{C}$		
		$V = 0,00000873 \cdot D_M \cdot \frac{2 \cdot \beta}{t}$		
		$P_{\text{PERM}} = C_0 \cdot B_2 \cdot B_6$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
RELACION DE CARGA	C/P	2		VALOR TOMADO DE TABLA DE FABRICANTE
FUERZA MAXIMA A LA Q SE SOMETE LA ROTULA	P	2989	N	
FACTOR DE CARGA DINAMICO	K	100	N/mm ²	CONTACTO DE SUPERFICIE ACERO/ACERO
DIAMETRO DEL ARO INTERIOR	D_M	18	mm	
BETA	β	22	grados	
TIEMPO NECESARIO PARA PASAR POR 2β (OSCILACIÓN COMPLETA)	t	1	s	
CARGA ESTÁTICA	C_0	18300	N	VALOR TOMADO DE TABLA DE FABRICANTE
FACTOR DE TEMPERATURA	B_2	1		VALOR TOMADO DE TABLA DE FABRICANTE
FACTOR DE CARGA	B_6	0,35		VALOR TOMADO DE TABLA DE FABRICANTE
DATOS CALCULADOS				
CARGA DE LA ROTULA	P_ROTULA	27,68	N/mm ²	
VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO	V	0,007	m/s	
CARGA MAXIMA PERMISIBLE	P_PERM	8575	N	

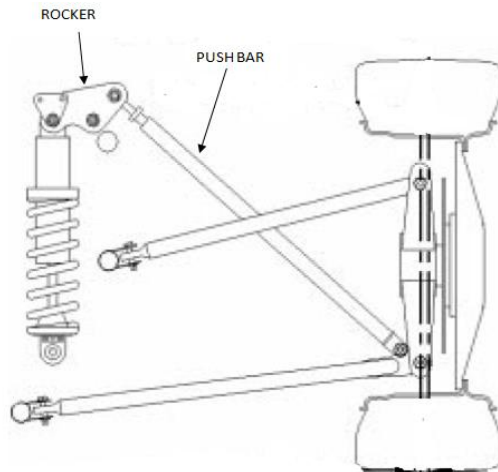
Fuente: Autores

- **Push Bar.** Es el elemento que transfiere las cargas generadas en la suspensión por extensión o compresión al amortiguador (Figura 91). El diseño del push bar tiene en cuenta el efecto columna, debido a la naturaleza de las cargas, la fuerza que pasa a lo largo de este elemento está representada por la fuerza F_{PR} (Tablas 27 y 28).

Se realiza el análisis por efecto columna para la push bar con el mismo material, diámetro y espesor de la tubería de las tijeras (Tabla 30).


Con el material propuesto a utilizar se obtiene un factor de seguridad de 20,9 concluyendo que es adecuado, aunque con un factor de seguridad alto; sin embargo se acepta el sobredimensionamiento.

Figura 91. Push bar



Fuente: GAFFNEY, Edmund and SALINAS, Anthony. Introduction to formula SAE suspension and frame design. University of Missouri-Rolla.

Tabla 30. Diseño de la push bar

DISEÑO DE LA PUSH BAR				
		$P_{CRIT} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$		
		$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{EXT}^4 - D_{INT}^4)$		
		$FS = \frac{P_{CRIT}}{P_{BARRA}}$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO	D_EXT	0,021082	m	
DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO	D_INT	0,01728	m	
MODULO ELASTICO	E	2,10E+11	N/m ²	
LONGITUD DEL TUBO	L	0,42	m	
CARGA EN LA PUSH BAR	P_BARRA	2989	N	
DATOS CALCULADOS				
INERCIA	I	5,32E-09	m ⁴	
CARGA CRITICA	P_CRIT	62482	N	
FACTOR DE SEGURIDAD	FS	20,9		

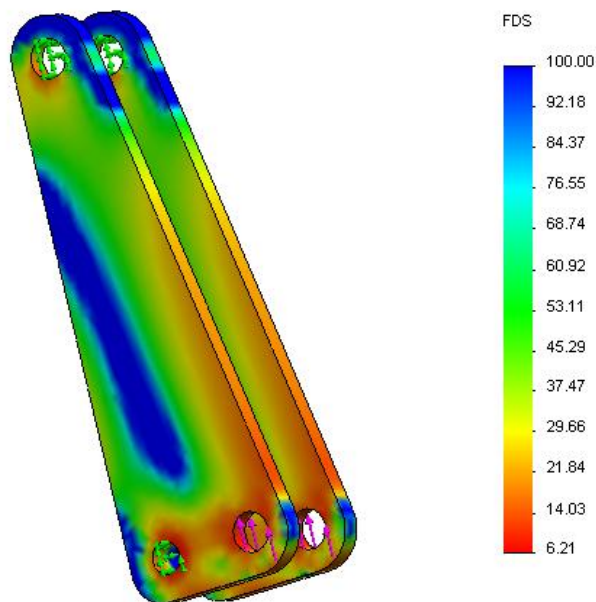
Fuente: Autores

- **Rocker o bellkrank.** Es elemento que está en contacto directo con el amortiguador y la push bar (Figura 91), es el encargado de multiplicar la fuerza proveniente de la push bar hacia el amortiguador.

Los rockers se diseñan para permitir usar el desplazamiento total de los amortiguadores y cambiar las características del sistema dinámico. Permiten colocar el conjunto resorte-amortiguador dentro del vehículo, esto reduce la masa no suspendida del vehículo significativamente.

Un análisis por medio de elementos finitos determinó la forma y geometría, un factor de seguridad de 6,21 (Figura 92), utilizando placa de acero 1010 laminado en caliente de $\frac{1}{4}$ de pulgada de espesor. Esto para la suspensión trasera que es en donde se presentan las mayores cargas.

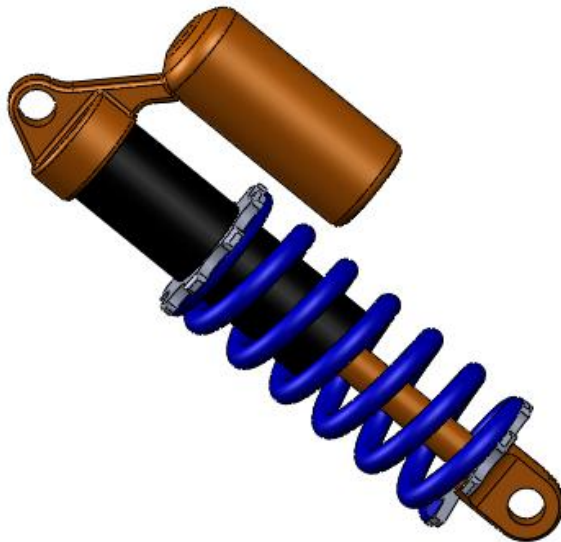
Figura 92. Simulación de rocker



Fuente: Autores

- **Amortiguadores.** El amortiguador usado para el vehículo monoplaza es un amortiguador de gas monotubo, en conjunto con el resorte forman un solo componente (Figura 93). Son los encargados de mantener las llantas en contacto con el suelo, de dar estabilidad en curvas y comodidad al piloto.

Figura 93. Amortiguador de gas



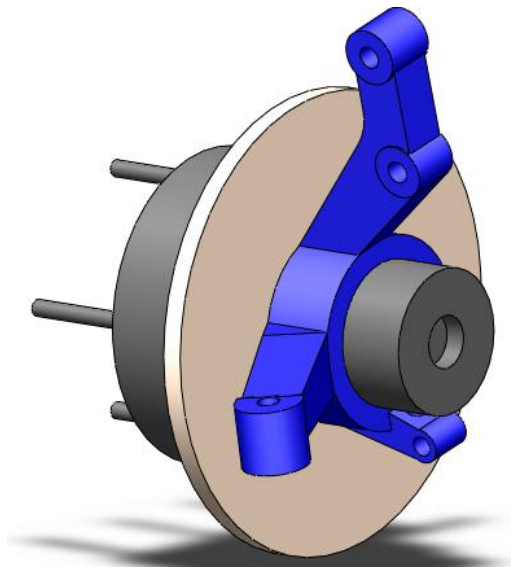
Fuente: Autores

Este tipo de amortiguadores vienen dotados con dos cámaras separadas por un pistón flotante, una cámara tiene aceite y el otro gas a presión (normalmente nitrógeno), poseen las siguientes características frente a los otros tipos de amortiguadores:

- Evita que se formen burbujas, evitando problemas de cavitación: las burbujas se forman cuando el amortiguador trabaja intensamente y disminuyen gravemente sus funciones.
- Incrementa la velocidad de retorno: disminuye el tiempo necesario después de un brinco para que la llanta haga contacto con el pavimento.

- Son más rígidos, hace que la suspensión se haga más dura.
- El nivel de aceite no cae por gravedad después de un periodo de inactividad, ya que el gas presurizado lo mantiene bajo presión, ello evita funcionamientos deficientes al arrancar en frío.
- **Portamasa.** El portamasa (Figura 94) es el conjunto formado por bocin (gris), freno (blanco) y mangueta (azul), es el encargado de servir de soporte para la rueda y para las tijeras de la suspensión, permitiendo que la rueda libremente junto con el bocin y freno, mientras que la mangueta se mantiene en una posición.

Figura 94. Portamasa

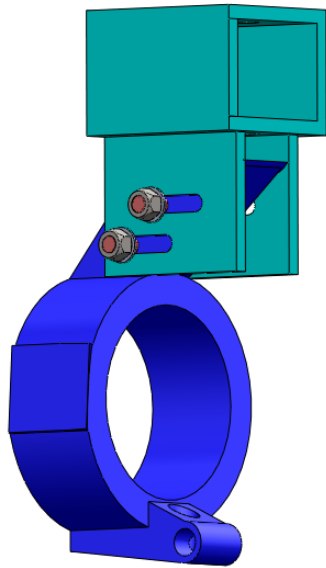


Fuente: Autores

El portamasa utilizado en el vehículo monoplaza es de un automóvil de serie Chevrolet spring. En la mangueta es necesario realizarle una modificación para facilitar la colocación de las tijeras, ya que, con su forma original es difícil colocarlas.

La modificación de la mangueta se puede observar en la figura 95.

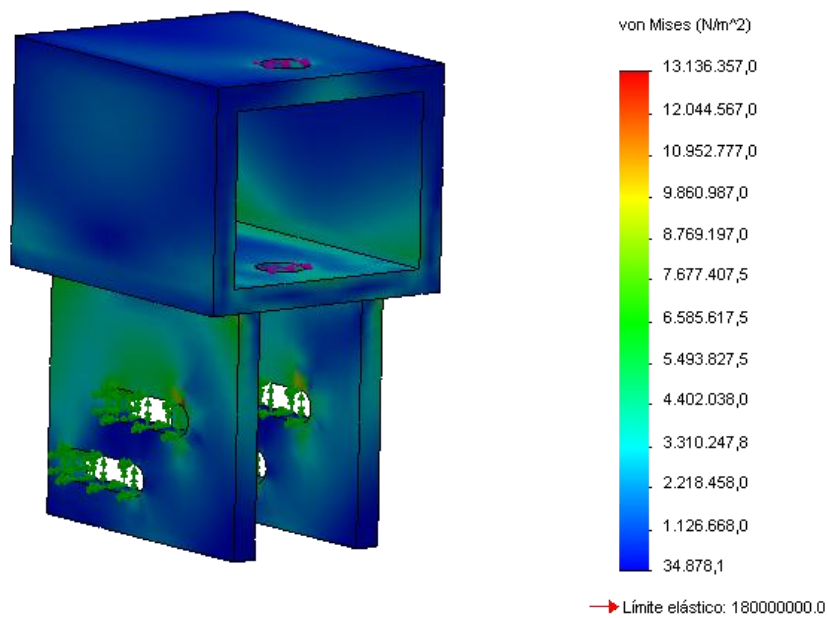
Figura 95. Modificación mangueta



Fuente: Autores

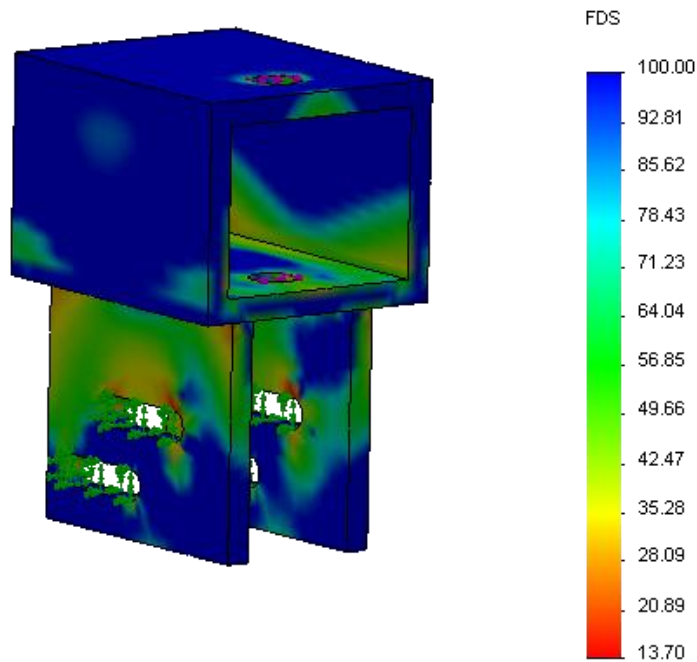
En la figura 96 y 97 se muestra el análisis por medio de elementos finitos a la pieza que esta de color verde en la figura 95.

Figura 96. Simulación tensiones de von mises



Fuente: Autores

Figura 97. Estudio factor de seguridad

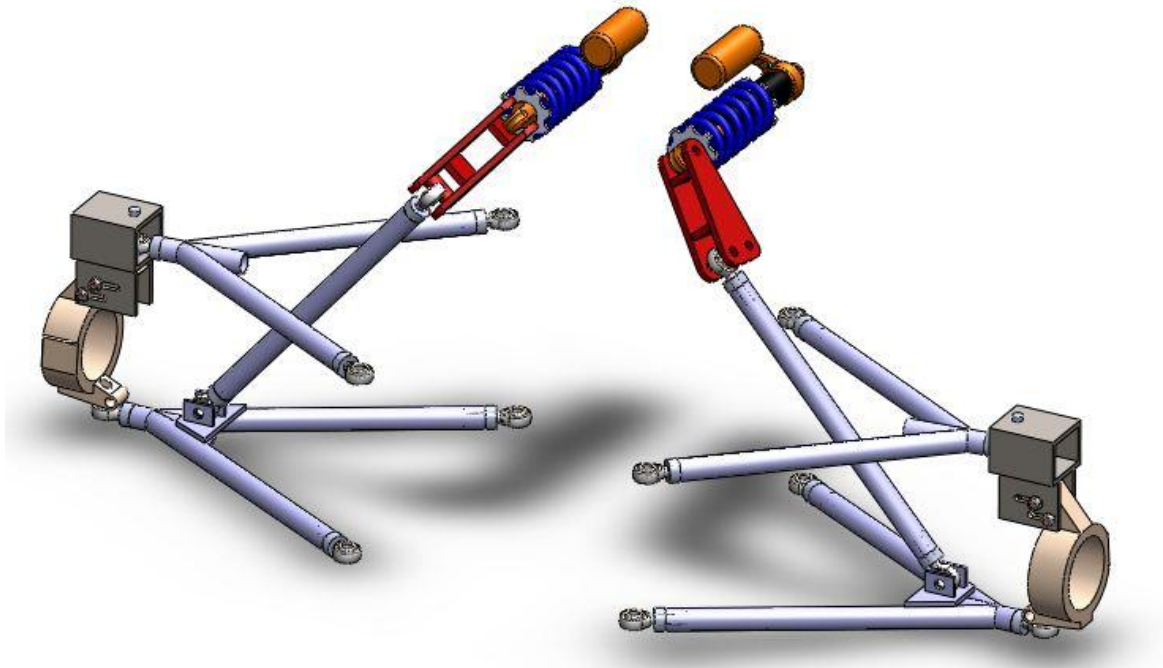


Fuente: Autores

Como resultado de los análisis se obtiene un factor de seguridad de 14. La pieza es una pieza soldada, construida en placa de acero 1010 laminado en caliente de 5mm de espesor.

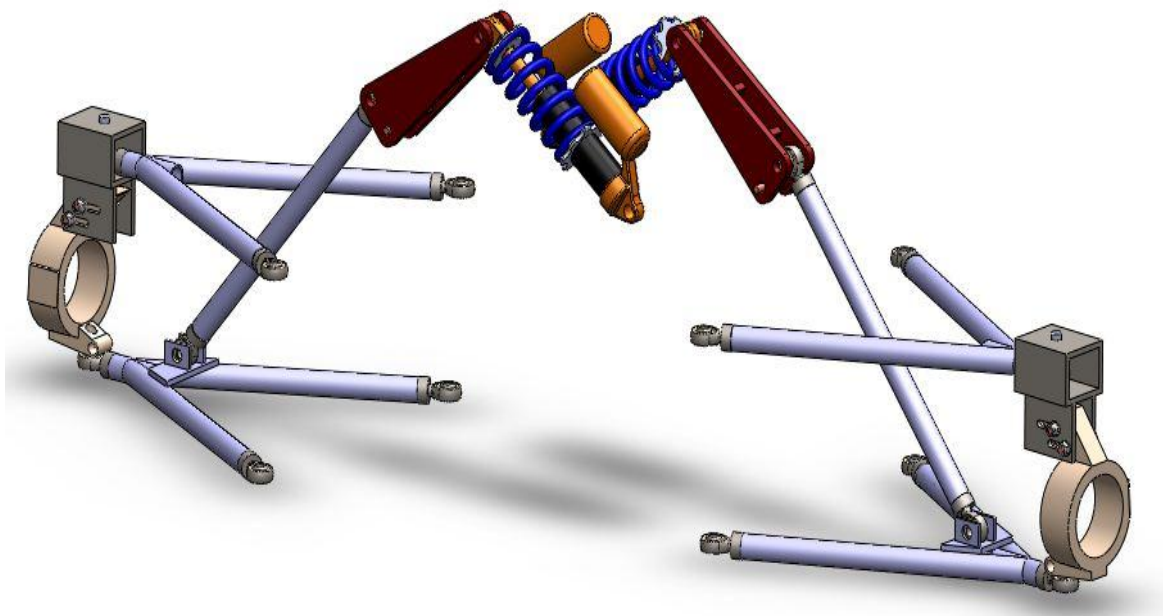
De esta manera queda por terminado el diseño de la suspensión para el vehículo monoplaza UIS-01 para la competencia "Fórmula U Colombia" (Figura 98 y 99).

Figura 98. Suspensión delantera



Fuente: Autores

Figura 99. Suspensión Trasera



Fuente: Autores

3.2.5 Frenos. Los frenos deben responder lo más exactamente posible a la solicitud del conductor. La principal función de un sistema de frenos es la de disminuir o anular progresivamente la velocidad del vehículo. Deben ser al mismo tiempo sensibles y graduables para modular la velocidad y asegurar la detención completa total del vehículo. En conjunto las exigencias de los frenos son:

- Seguridad de funcionamiento 100%
- Alto confort de frenado
- Alta resistencia térmica y mecánica
- Resistencia a la corrosión

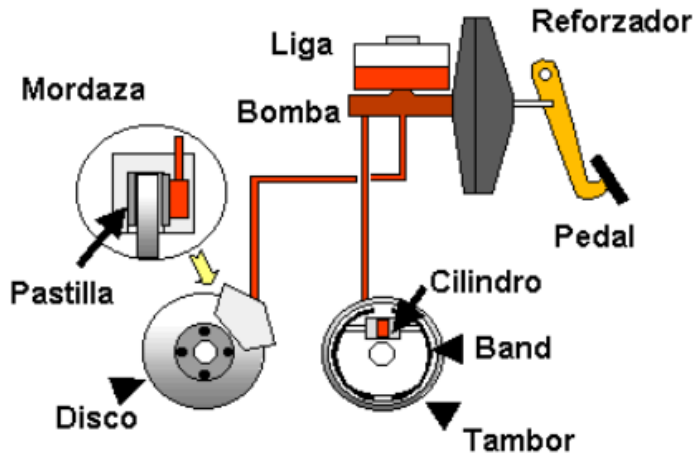
En los automóviles actualmente se trabajan dos tipos principales de sistemas de frenos: Hidráulicos y de Aire. Anteriormente se utilizaban los frenos mecánicos, sistema que hoy ya está obsoleto³⁷.

El sistema hidráulico se basa en que los líquidos son prácticamente incompresibles y además de acuerdo con el principio de Pascal, la presión ejercida sobre un punto cualquiera de una masa líquida se transmite íntegramente en todas las direcciones. Al ejercer una fuerza con el pie en un émbolo pequeño el fluido transmite y según la relación entre las secciones de los émbolos, la amplifica. El sistema de freno hidráulico posee los siguientes componentes:

- Bomba de frenos o Cilindro maestro
- Booster (reforzador de frenos por vacío)
- Caliper o mordaza
- Cilindro de rueda
- Mangueras y líneas de conducción

³⁷ Funcionamiento de sistemas de frenos hidráulicos en automóviles livianos. [Disponible en internet]. <<http://html.rincondelvago.com/sistemas-de-frenos-hidraulicos-en-automoviles-livianos.html>>

Figura 100. Sistema de freno hidráulico



Fuente: Sistemas de Frenos hidráulicos en automóviles livianos. [Disponible en internet]. <http://html.rincondelvago.com/sistemas-de-frenos-hidraulicos-en-automoviles-livianos.html>

El componente principal en los sistemas de frenos hidráulicos es la bomba de frenos o cilindro maestro.

- **Bomba de Frenos o Cilindro Maestro.** La bomba de frenos es la encargada de proporcionar la debida presión al líquido, enviándolo a los cilindros de las ruedas. Genera la presión hidráulica en el circuito de freno y controla el proceso de frenado.

Para atenuar el grave inconveniente de los frenos de que cuando hay fugas de líquido en cualquier punto de instalación queda inutilizado el sistema, se idearon los circuitos de freno independientes, consistentes generalmente en dos circuitos hidráulicos independientes, que accionan por separado los frenos delanteros y los traseros en la mayor parte de los casos. De esta manera si hay una fuga de líquido en los frenos traseros, por ejemplo, los delanteros siguen funcionando y el vehículo no se queda totalmente sin frenos.

Para disponer de doble circuito independiente es necesario una bomba tándem (Figura 101).

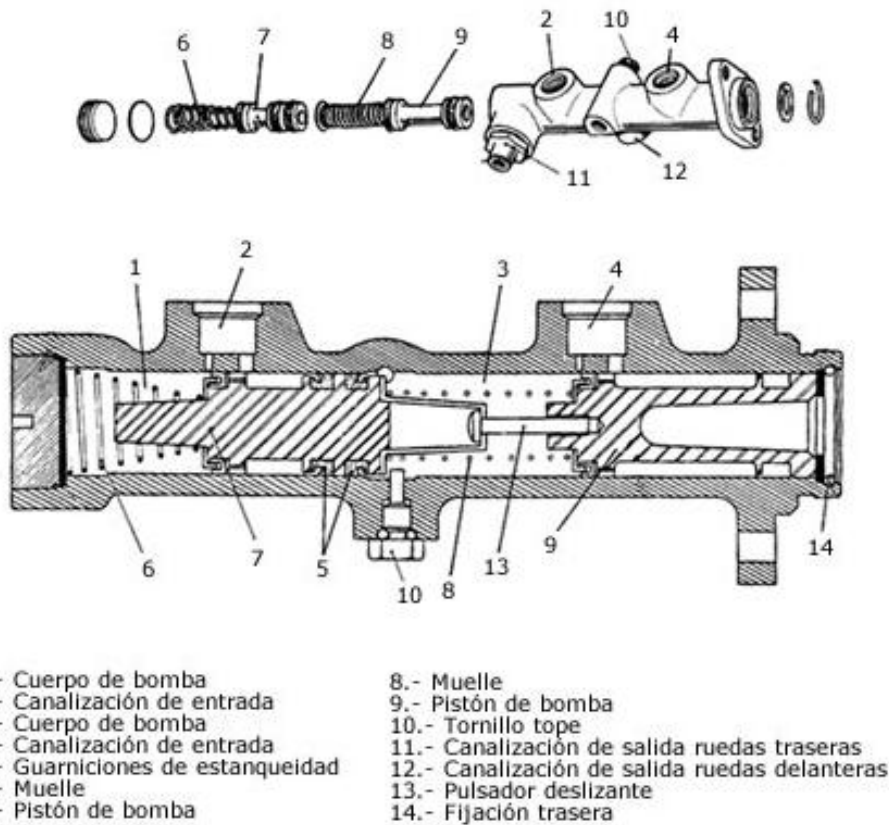
La bomba tándem consiste en un cilindro en el que se alojan los pistones (7) y (9), de los que este último, llamado primario, es accionado directamente por el pedal de freno, mientras que el secundario (7) es por la acción del muelle y la presión generada en la cámara (3). La interconexión de ambos pistones se realiza por el pulsador deslizante (13), que a partir de una determinada posición de recorrido del pistón primario hace tope y obliga a desplazarse simultáneamente al pistón secundario.

Por las canalizaciones (2) y (4) llega el líquido a los cuerpos de bomba (1) y (3) desde el depósito de líquido de frenos, y de estos cuerpos salen las canalizaciones (12) para las ruedas delanteras y (11) para las ruedas traseras, o bien para los dos circuitos conectados en cualquier otra posición.

Cuando el conductor pisa el pedal de freno, el pistón (9) se desplaza a la izquierda, comprimiendo el líquido en el cuerpo de la bomba (3). La presión obtenida se transmite a las ruedas delanteras por (12) y, al mismo tiempo, empuja el pistón (7) hacia la izquierda, el cual comprime el líquido de bomba (1), obteniendo en él una presión que se aplica a las ruedas traseras por (11)³⁸.

³⁸ Sistema de Frenos. [Disponible en internet]. <<http://www.mecanicavirtual.org/frenos-5.htm>>

Figura 101. Esquema de una bomba tándem



Esquema de una bomba tándem para doble circuito de frenos

Fuente: Sistema de Frenos. [Disponible en internet]. <<http://www.mecanicavirtual.org/frenos-5.htm>>

Los tipos de frenos hidráulicos que se manejan actualmente corresponden a los frenos de disco y de tambor.

- **Ventajas que representan los frenos de Disco frente a los de Tambor.** La velocidad promedio de los vehículos está aumentando. Debido a la creciente relación potencia/peso, mejoras en la aerodinámica y el grado de desarrollo de los neumáticos, generando una menor resistencia al rodar. Se sabe que, incluso con un pequeño aumento en la velocidad promedio, resulta en un gran aumento en el esfuerzo de frenado debido a que la energía cinética es función del cuadrado de la velocidad.

Las principales ventajas de los frenos de disco con los de tambor son:

- El equilibrio de las presiones en ambas caras del disco suprime toda reacción sobre el eje (delantero y trasero) del vehículo; además, estas presiones axiales no producen deformaciones de la superficie de frenado.
- El disco se encuentra al aire libre y, por ello, su refrigeración está asegurada.
- Menor peso³⁹.

• **Sistema de frenos del Vehículo monoplaza para Formula U Colombia.** El monoplaza estará dotado de un sistema de freno hidráulico, con una bomba de doble circuito, comercial, contara con frenos de disco en las cuatro ruedas. En el capítulo 4 se puede observar detalladamente las imágenes de este sistema en el vehículo y su respectivo montaje.

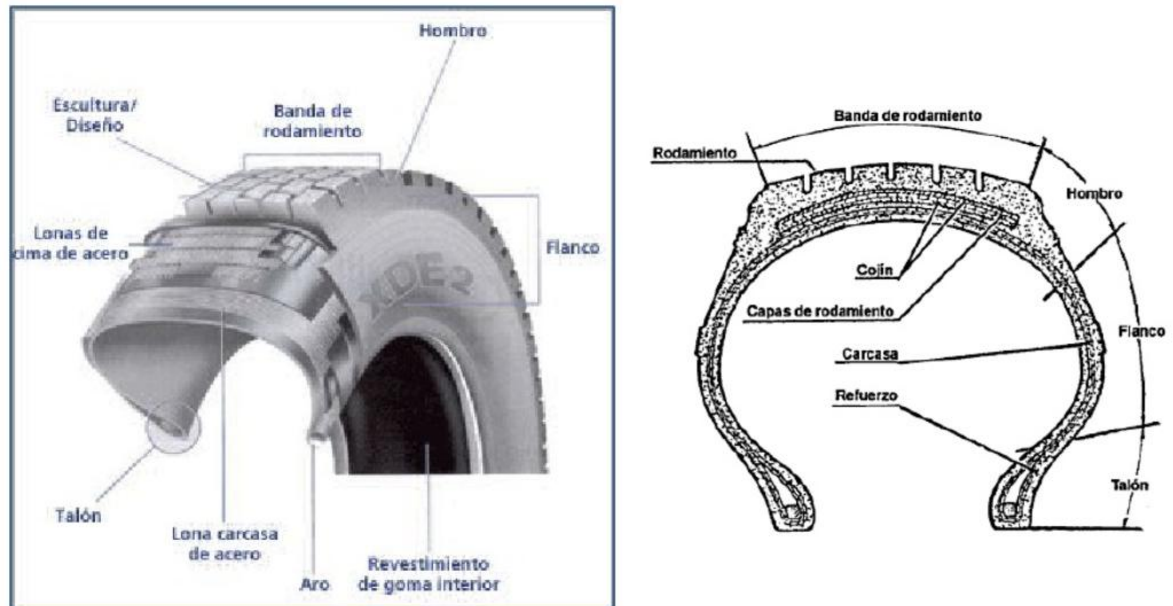
3.2.6 Llantas. Las fuerzas necesarias para poder acelerar un automóvil se originan principalmente en las llantas, además, son el principal origen de las fuerzas y momentos que proporcionan el control y estabilidad. La llanta cumple tres objetivos básicos:

- Soporta la carga vertical, mientras amortigua las irregularidades de la pista
- Genera las fuerzas longitudinales para la aceleración y el frenado
- Genera las fuerzas laterales para conducción en curva

Las fuerzas y momentos desarrollados por las llantas afectan al vehículo de distintas formas. La interacción entre las ruedas y la pista suministran las fuerzas tractoras, de frenado y de giro para maniobrar el vehículo. Las ruedas también aportan las fuerzas para el control, la estabilidad del vehículo y para resistir las perturbaciones externas debidas a las irregularidades de la pista.

³⁹ Funcionamiento de sistemas de frenos hidráulicos en automóviles livianos. [Disponible en internet]. <<http://html.rincondelvago.com/sistemas-de-frenos-hidraulicos-en-automoviles-livianos.htm>>

Figura 102. Partes de la llanta



Fuente: Disponible en internet: <<http://es.scribd.com/doc/23983093/S11-Ruedas>>

3.2.6.1 Nomenclatura de las llantas. Independientemente de la marca de los neumáticos estos se identifican por una serie de números y letras que proporciona fundamentalmente características dimensionales y de aplicación. Los códigos utilizados para su identificación, toman en cuenta las siguientes características, normalmente en el orden indicado:

1. Ancho de la sección
2. Relación de aspecto (relación altura/anchura de la sección)
3. Tipo de estructura (R, radial; D, bias ply o diagonal; B diagonal acinturonada)
4. Diámetro del rin
5. Índice de carga
6. Índice de velocidad

Figura 103. Ejemplo nomenclatura llanta



1. - 195: Ancho de sección, 195 mm.
2. - 70: Relación altura/ancho de sección, 70%.
3. - R: Tipo de estructura, radial.
4. - 13: Diámetro del rin, 13 in (pulgadas).
5. - 86: Índice de carga, 86 (530 kg).
6. - H: Índice de velocidad, H (210 km/h).

Fuente: Diseño conceptual de un banco de pruebas para determinar rigidez en llantas neumáticas. Secretaría de comunicaciones y transporte, instituto mexicano del transporte

3.2.6.2 Resistencia a la Rodadura. La resistencia a la rodadura en las llantas es principalmente causada por la histéresis de los materiales por la deformación de la carcasa. Hay varios factores que afectan la resistencia a la rodadura de una llanta, entre ellos se encuentra la estructura de la llanta (construcción y materiales) y las condiciones de operación (condiciones de superficie, presión de inflado, velocidad, temperatura, entre otras).

La razón entre la resistencia a la rodadura y la carga normal de la llanta es definida como el coeficiente de resistencia a la rodadura. En la tabla 31 se muestra los diferentes coeficientes de rodadura para llantas de automóviles dependiendo de la superficie.

Tabla 31. Coeficientes de resistencia a la rodadura

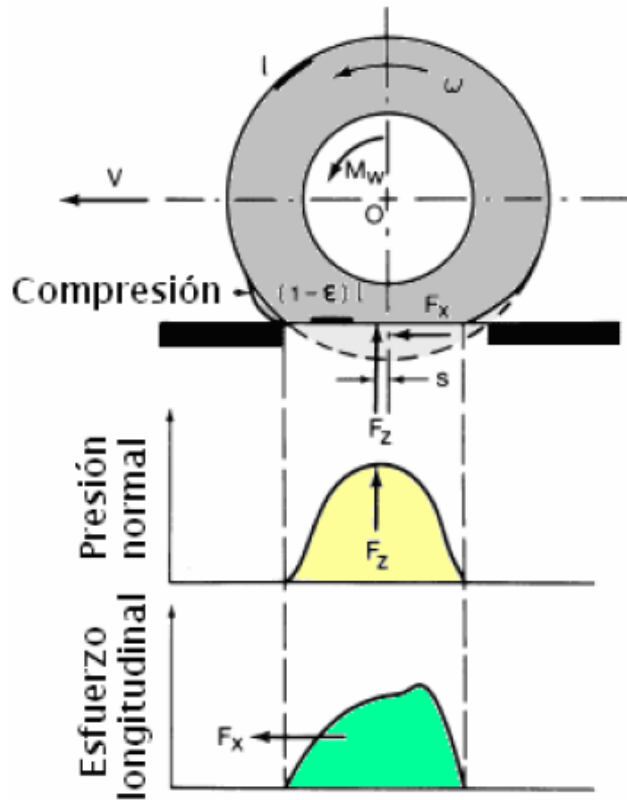
Superficie de Carretera	Coeficiente de resistencia a la rodadura
Llantas de automóviles	
Concreto, asfalto	0.013
Roca pulida	0.020
Macadam	0.025
Carretera destapada	0.050
Campo abierto	0.1 – 0.35
Llantas de camión	
Concreto, asfalto	0.006 – 0.01

Fuente: Automotive handbook, 4th edition, Bosch, 1996.

3.2.6.3 Esfuerzo de Tracción y Deslizamiento Longitudinal. Cuando un torque de aceleración es aplicado a una llanta neumática, se desarrolla un esfuerzo de tracción F_x en el plano de contacto de la llanta y el suelo (Figura 104). Al mismo tiempo, la banda de rodamiento de la llanta en la mitad delantera del área de contacto es sometida a compresión, y a su vez se desarrolla una deformación cortante en el costado de la llanta.

Como los elementos de la banda de rodamiento son comprimidos antes de entrar a la región de contacto, la distancia que viaja la llanta cuando es sujeta a un torque de aceleración será menor que la distancia de rodadura pura. Este fenómeno es usualmente referido como deslizamiento longitudinal.

Figura 104. Comportamiento de la llanta bajo la acción de un torque

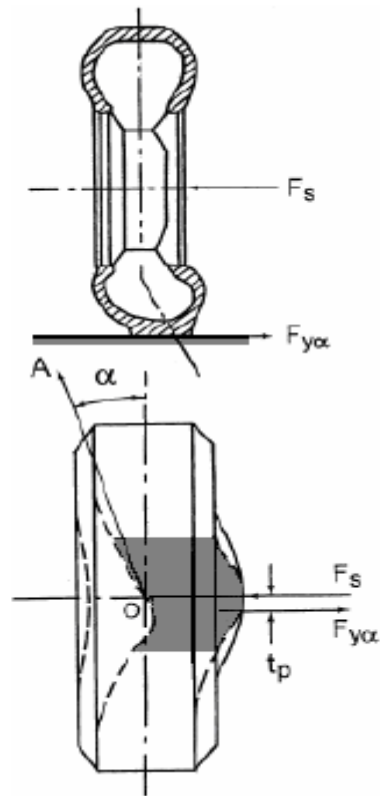


Fuente: Mechanics of Pneumatic Tires, edited by s.k. clark, Monograph 122, National bureau of standards, 1971.

3.2.6.4. Propiedades de curveto de las llantas. Cuando una llanta no está sujeta a alguna fuerza perpendicular al plano de la llanta (por ejemplo, una fuerza lateral), la llanta se moverá en trayectoria recta. Pero, si una fuerza F_s es aplicada a un lado de la llanta se desarrollará una fuerza lateral en el plano de contacto y la llanta se moverá a lo largo de un trayecto que está a un ángulo α del plano de llanta, tal como se describe la trayectoria OA (Figura 105). El ángulo α es llamado ángulo de deslizamiento y el fenómeno de deslizamiento lateral es principalmente debido a la elasticidad lateral de la llanta⁴⁰.

⁴⁰ HEREDIA y ORTIZ. Op cit., p. 9-16.

Figura 105. Comportamiento de la llanta bajo la acción de una fuerza lateral



Fuente: Mechanics of Pneumatic Tires, edited by s.k. clark, Monograph 122, National bureau of standards, 1971.

3.2.6.5 Llantas del Vehículo Monoplaza. El monoplaza está dotado con llantas HANKOOK, de referencia 155/70R12, son llantas comerciales de vehículos de serie. La mejor llanta para el vehículo monoplaza sería una llanta de carcasa dura, que es ideal para la competencia debido a que presenta una menor deformación, por lo tanto presenta menor resistencia a la rodadura y mayor velocidad de punta, conseguir estas llantas en el mercado santandereano resulta costoso, saliéndose de los objetivos del proyecto, por tal razón no se optó por utilizar estas llantas.

4. PROCESO DE CONSTRUCCION, PRESUPUESTO Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO DE MONOPLAZA UIS-01

4.1 CONSTRUCCIÓN DEL MONOPLAZA UIS-01

Para la fabricación de los diferentes componentes del vehículo se realizaron los siguientes procesos de manufactura:

Tabla 32. Manufactura realizada para las piezas

MANUFACTURA	
A	TORNEADO
B	ROSCADO
C	TALADRADO
D	DOBLADO
E	SOLDADURA DE ARCO ELECTRODO 6013
F	SOLDADURA DE ARCO ELECTRODO 7018
G	TRABAJO EN FIBRA DE VIDRIO
H	CORTE CON OXIACETIELENO
I	CORTE CON DISCO
J	MECANIZADO EN CNC

Fuente: Autores

Algunos sistemas y piezas del vehículo en general se seleccionaron y/o modificaron de elementos de fabrica debidamente seleccionados como se presentó en el capitulo anterior.

La compra, modificación o proceso de manufactura empleado para la fabricación de cada componente en particular se presenta a continuación.

Tabla 33. Ejecución de procesos para cada sistema del vehículo

SISTEMA	PIEZA	COMPRADO	MODIFICADO	FABRICADO	MANUFACTURA									
					A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
ESTRUCTURA	CHASIS			X				X	X				X	
TRANSMISION DE POTENC	MOTOR	X												
	DIFERENCIAL	X												
	BASE DE DIFERENCIAL			X					X		X	X		
	CATALINA		X		X	X								
	PORTA CATALINA			X		X					X		X	
	CADENA	X												
	EJES HOMOCINETICOS	X												
DIRECCIÓN	CREMALLERA		X										X	
	BASE DE CREMALLERA			X			X	X						
	COLUMNA DE DIRECCION	X												
	TIE ROD DE DIRECCIÓN	X												
	PUNTAS DE DIRECCIÓN	X												
	EXTENSIONES DE TIE ROD			X		X	X							
	VOLANTE	X												
SUSPENSIÓN	TIJERAS			X				X					X	
	INSERTOS ROSCADOS	X												
	CABEZAS DE ARTICULACIÓN	X												
	PUSH BAR			X				X					X	
	ROCKER O BELLCRANK			X		X					X			
	AMORTIGUADORES	X												
	MANGUETAS		X			X			X				X	
	ANCLAJES DE TIJERAS			X			X	X		X				
FRENOS	DISCO DE FRENO	X												
	BOMBA DE FRENO	X												
	BASE DE BOMBA DE FRENOS			X			X					X		
	TUBERÍA DEL SISTEMA		X					X						
OTROS	LLANTAS	X												
	PEDALES (FRENO, ACELRADOR Y EMBRAGUE)			X			X	X					X	
	PALANCA DE CAMBIOS			X			X						X	
	SILLA		X			X					X		X	
	TANQUE DE GASOLINA	X												
	EXHOSTO	X												

Fuente: Autores

El proceso de fabricación y montaje de los diferentes sistemas del vehículo monoplaza UIS-01 se presenta en forma resumida mediante las siguientes imágenes.

Chasis

Figura 106. Base de chasis



Fuente: Autores

Figura 107. Chasis con arco principal y frontal



Fuente: Autores

Figura 108. Chasis terminado



Fuente: Autores

Sistema de transmisión de potencia

Figura 109. Motor Suzuki



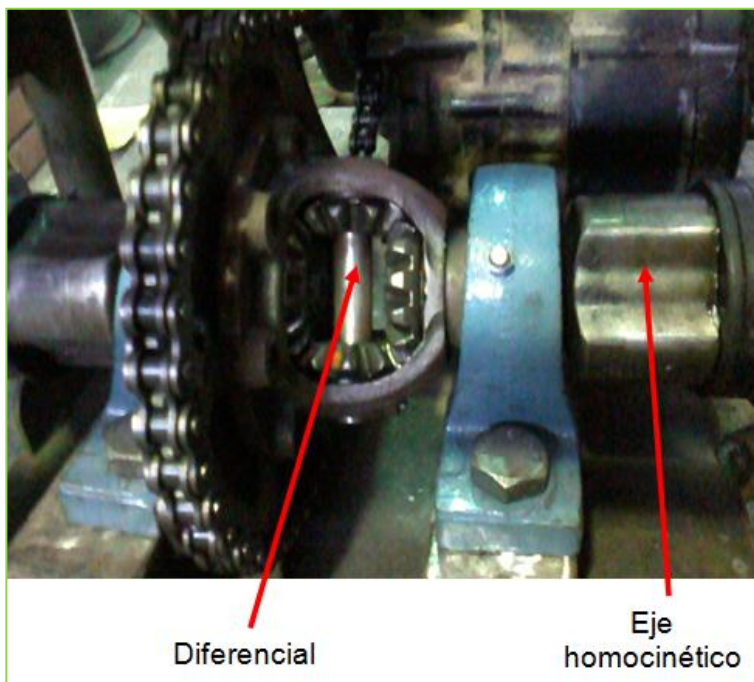
Fuente: Autores

Figura 110. Porta catalina y catalina



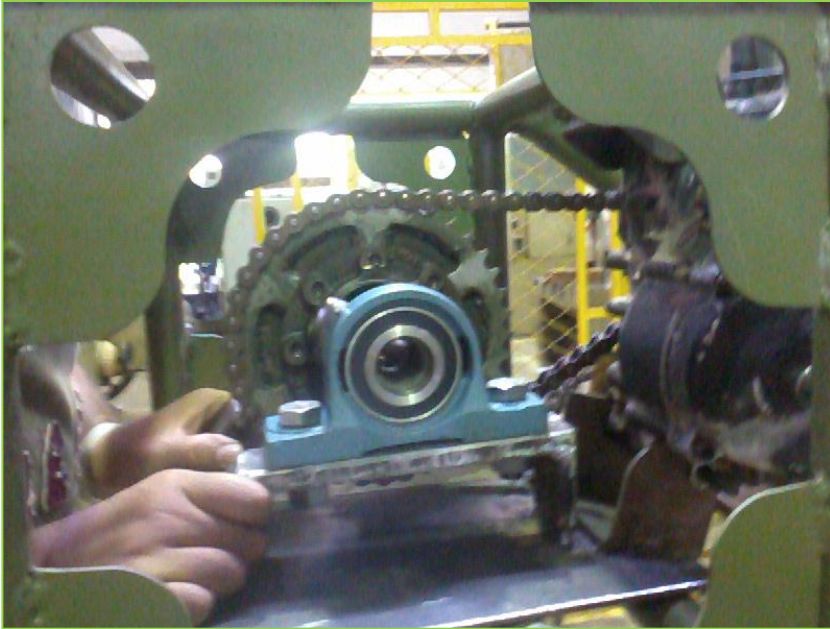
Fuente: Autores

Figura 111. Eje homocinético y diferencial



Fuente: Autores

Figura 112. Base de diferencial



Fuente: Autores

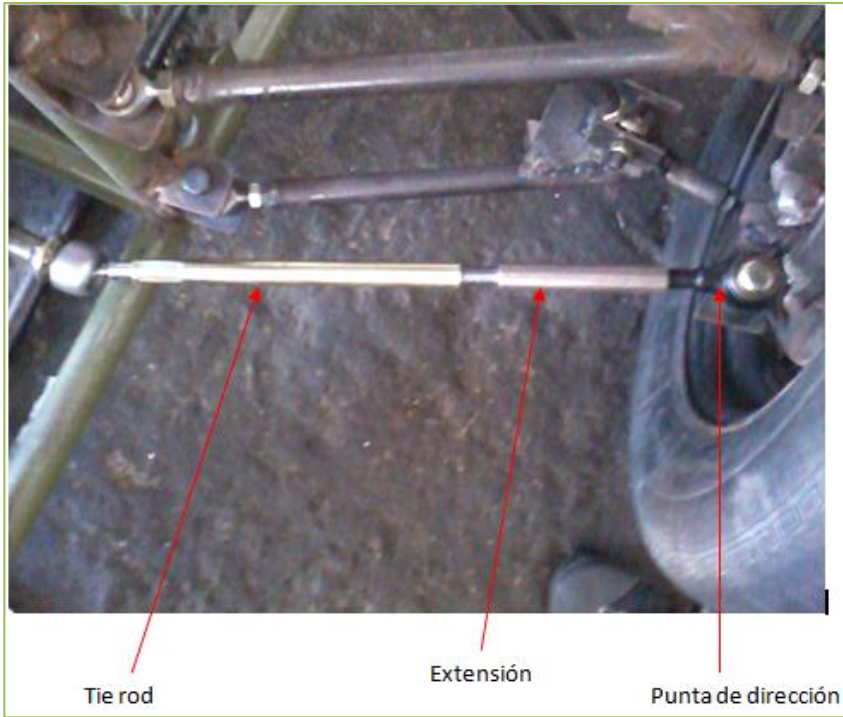
Sistema de dirección

Figura 113. Cremallera y columna de dirección



Fuente: Autores

Figura 114. Tie rod, extensión y punta de dirección



Fuente: Autores

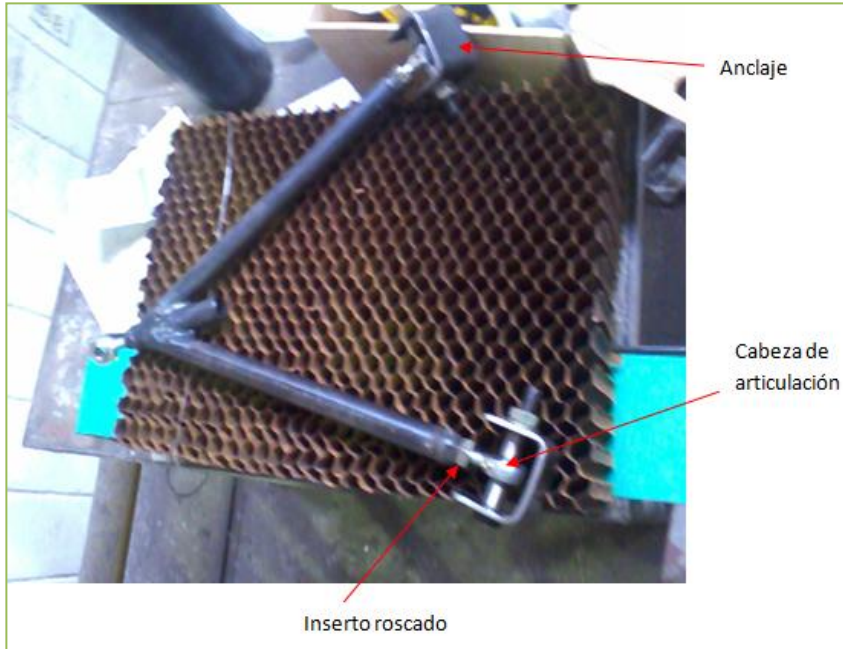
Figura 115. Sistema de dirección



Fuente: Autores

Sistema de suspensión

Figura 116. Tijera y anclaje



Fuente: Autores

Figura 117. Suspensión trasera



Fuente: Autores

Figura 118. Suspensión delantera



Fuente: Autores

Frenos

Figura 119. Bomba de freno



Fuente: Autores

Figura 120. Tubería de Frenos



Fuente: Autores

Figura 121. Disco de freno y mordaza



Fuente: Autores

Figura 122. Vehículo monoplaza UIS-01



Fuente: Autores

4.2 PRESUPUESTO DEL MONOPLAZA UIS-01

A continuación se presenta el costo del vehículo monoplaza UIS-01. En dichos costos no se considera el costo de asesoría técnica por parte del director del proyecto ni el costo del trabajo intelectual por parte de los integrantes del proyecto.

Tabla 34. Presupuesto general

SISTEMA	COSTO
ESTRUCTURA	\$ 240.000,00
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	\$ 1.013.000,00
DIRECCIÓN	\$ 280.000,00
SUSPENSIÓN	\$ 1.718.000,00
FRENOS	\$ 910.000,00
MANUFACTURA	\$ 1.450.000,00
OTROS	\$ 1.320.000,00
COSTO TOTAL DEL VEHÍCULO MONOPLAZA UIS-01	\$ 6.931.000,00
	3.866,27 USD

Fuente: Autores

Tabla 35. Presupuesto detallado

SISTEMA	PIEZA	CONCEPTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
ESTRUCTURA	CHASIS	TUBERIA EN ACERO ASTM A36 1.1/4' X 2,3mmX6m	6	\$ 40.000,00	\$ 240.000,00
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	MOTOR	MOTOR SUZUKI DR 500 C.C.	1	\$ 700.000,00	\$ 700.000,00
	DIFERENCIAL	DIFERENCIAL CHEVROLET SPRING	1	\$ 40.000,00	\$ 40.000,00
	BASE DIFERENCIAL	PLACA HR 1/2' DE ESPESOR	1	\$ 17.000,00	\$ 17.000,00
		CHUMACERAS	2	\$ 30.000,00	\$ 60.000,00
	CATALINA	CATALINA 38 DIENTES MODULO 5	1	\$ 25.000,00	\$ 25.000,00
	PORTACATALINA	PLACA HR DE 3/8' DE ESPESOR	1	\$ 6.000,00	\$ 6.000,00
	CADENA	CADENA 5-20	1	\$ 25.000,00	\$ 25.000,00
DIRECCIÓN	EJES HOMOCINETICOS	EJES HOMOCINETICOS CHEVROLET SPRING	2	\$ 70.000,00	\$ 140.000,00
	CREMALLERA	CREMALLERA DE RENAULT 9	1	\$ 60.000,00	\$ 60.000,00
	BASE DE CREMALLERA	PERFIL EN L 40X40X3	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
	COLUMNA DE DIRECCIÓN	COLUMNA DE DIRECCIÓN FIAT 600	1	\$ 40.000,00	\$ 40.000,00
	TIE ROD DE DIRECCIÓN	"COLOMBINAS DE RENAULT 9"	2	\$ 30.000,00	\$ 60.000,00
	PUNTAS ROTULADAS DE DIRECCIÓN	PUNTAS DE RENAULT 9	2	\$ 10.000,00	\$ 20.000,00
	EXTENSIONES DE TIE ROD	50 cm BARRA DE ACERO 1045 DE 7/8' DE DIAMETRO	1	\$ 20.000,00	\$ 20.000,00
SUSPENSIÓN	VOLANTE	VOLANTE DE LUJO	1	\$ 70.000,00	\$ 70.000,00
	TJERAS Y PUSH BAR	TUBERIA EN ACERO ASTMA 36 1/2'X1,9mmX6m	3	\$ 18.000,00	\$ 54.000,00
	CABEZAS DE ARTICULACIÓN	CABEZAS DE ARTICULACIÓN DE 10mm Y 12mm	32	\$ 18.000,00	\$ 576.000,00
	ROCKER O BELLCRANK	PLACA HR DE 1/4' DE ESPESOR	1	\$ 40.000,00	\$ 40.000,00
	AMORTIGUADORES	AMORTIGUADOR MONOTUBO DE GASXPARES	2	\$ 100.000,00	\$ 200.000,00
	MANGUETAS	MANGUETAS DE CHEVROLET SPRING	4	\$ 200.000,00	\$ 800.000,00
	ANCLAJE DE TIEJERAS	PERFIL EN U 40X40X30X5	16	\$ 3.000,00	\$ 48.000,00
FRENOS	DISCO DE FRENO	DISCO DE FRENOS Y MORDAZAS DE CHEVROLET SPRING	4	\$ 200.000,00	\$ 800.000,00
	BOMBA DE FRENOS	BOMBA DE FRENOS DE RENAULT 9	1	\$ 100.000,00	\$ 100.000,00
	BASE DE BOMBA DE FRENOS	PLACA HR 5mm Y 12mm DE ESPESOR	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
MANUFACTURA		MANO DE OBRA SOLDADURA	1	\$ 1.200.000,00	\$ 1.200.000,00
		TORNEADA	1	\$ 200.000,00	\$ 200.000,00
		MECANIZADO EN CNC	1	\$ 50.000,00	\$ 50.000,00
OTROS		LLANTAS HANKOOK 155-80-12	4	\$ 30.000,00	\$ 120.000,00
		SILLA	1	\$ 150.000,00	\$ 150.000,00
		TANQUE DE GASOLINA	1	\$ 30.000,00	\$ 30.000,00
		EXHOSTO	1	\$ 120.000,00	\$ 120.000,00
		TORNILLERÍA	1	\$ 200.000,00	\$ 200.000,00
		PINTURA	1	\$ 100.000,00	\$ 100.000,00
		PAPELERIA	1	\$ 100.000,00	\$ 100.000,00
		TRANSPORTE	1	\$ 200.000,00	\$ 200.000,00
	GASTOS VARIOS	1	\$ 300.000,00	\$ 300.000,00	
TOTAL					\$ 6.931.000,00

Fuente: Autores

4.3 PRUEBAS Y RESULTADOS

Las pruebas que se realizaron en el vehículo monoplace UIS-01 se basaron en el buen funcionamiento de la suspensión, los frenos y el arranque del vehículo. Las pruebas se realizaron en tramos de pista cortos, debido a que no se encontró disponible un campo asfaltado amplio y libre de obstáculos en los predios de la universidad para poder colocar el vehículo en pleno funcionamiento.

Para la suspensión se realizaron pruebas estáticas, primero colocando una carga de 160 kilogramos sobre el vehículo, obteniendo poco recorrido de los amortiguadores, casi no perceptible a simple vista, después se le colocó a la suspensión trasera una carga repetitiva de 110 kilogramos y se observó el recorrido de los amortiguadores libremente, aunque se obtuvo un amplio recorrido de los amortiguadores el desplazamiento vertical del chasis no fue de la misma magnitud, esto gracias a la ventaja mecánica obtenida con los rockers. En la suspensión delantera se hizo la misma prueba obteniendo resultados similares.

El motor se probó antes y después de ser anclado en el chasis, ya terminado el vehículo monoplace UIS-01 se encendió el motor, se accionó un cambio (la primera relación) y se aceleró hasta alcanzar un recorrido de aproximadamente 30 metros, no tuvo problemas al arrancar (siendo esta situación la más crítica para el vehículo) y respondió acertadamente a las órdenes del piloto.

En cuanto al sistema de frenos, es lo más importante que esté en buen funcionamiento, se logró instalar en las cuatro ruedas frenos de disco con accionamiento hidráulico, se purgó la tubería asegurando que no hubiese aire dentro de ella, con el vehículo en funcionamiento se accionó el pedal de frenos y se logró una frenada efectiva con poco desplazamiento del embolo de la bomba, lo cual da sensaciones de seguridad al conducir el vehículo.

Se modificó la silla dándole un acabado ergonómico en fibra de vidrio para que permitiera al piloto una posición cómoda para conducir, logrando comodidad en el habitáculo del piloto para todos los integrantes del proyecto (incluido el director de proyecto),

5. CONCLUSIONES

- ✓ Se da forma a la propuesta de un modelo de competencia para vehículos monoplaza con su respectiva reglamentación básica, que cobije aspectos de carácter técnico y de seguridad, buscando sentar las bases para la posterior creación de una competencia interuniversitaria que se celebre a nivel nacional.
- ✓ El estudio técnico de las normativas vigentes para las competencias Fórmula SENA y SAE permitió establecer parámetros básicos de diseño y construcción utilizados en el prototipo de monoplaza UIS-01, siguiendo con la normativa establecida en la propuesta de competencia Fórmula U Colombia.
- ✓ Se manejaron condiciones simplificadas de diseño para la estructura debido a la complejidad de simular la cantidad de variables presentes en las situaciones normales de carrera a la cual podría estar sometido el vehículo; sin embargo el estudio del modelo simplificado permitió aproximar y deducir el posible comportamiento del vehículo ante diversas condiciones críticas como lo son: la arrancada y la frenada del vehículo.
- ✓ Se cumplió con el objetivo de diseñar y construir un modelo prototipo de monoplaza para la propuesta de competencia Fórmula U Colombia, cumpliendo con los reglamentos mínimos establecidos por dicha competencia y el cual pretende ser económicamente asequible para estudiantes universitarios a nivel nacional.
- ✓ Se construyó el vehículo monoplaza utilizando elementos y tecnologías existentes en la región, y con un presupuesto moderado, demostrando la factibilidad de un proyecto de esta magnitud.

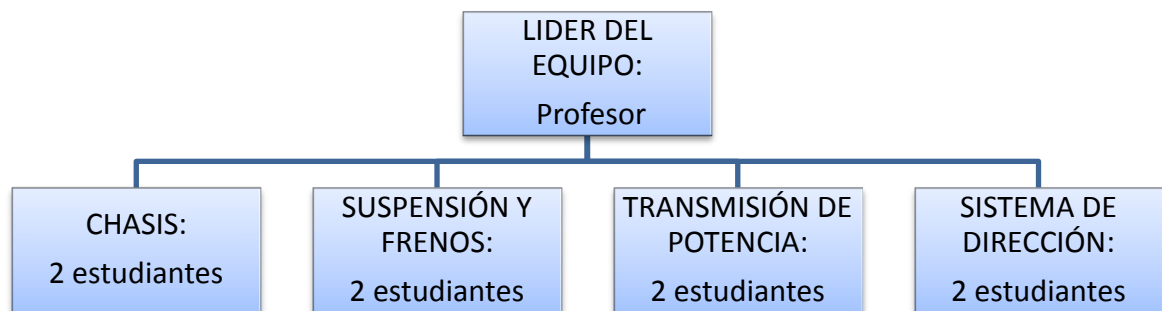
- ✓ Se logró obtener armonía entre los sistemas, se obtuvo una suspensión rígida, un sistema de frenos efectivo y un sistema de transmisión de potencia capaz de responder a las cargas impuestas por el vehículo.

6. RECOMENDACIONES

Es importante fomentar este tipo de proyectos en la universidad para que siga mostrando su interés por la investigación y la participación activa en el campo automotriz.

El reglamento propuesto en este proyecto está sujeto a posibles cambios o mejoras, por lo cual, es de gran ayuda formar un comité con personas calificadas que esté en constante estudio a dicho reglamento.

Para el emprendimiento de un proyecto de esta magnitud es recomendable formar un buen grupo de trabajo y hacer una apropiada distribución de tareas, por ejemplo se recomienda la siguiente organización:



En el diseño de la suspensión puede hacerse un estudio de factibilidad de diseño de la mangueta, debido a que las manguetas que se encuentran en el mercado no se adaptan a las condiciones que se necesitan para la suspensión de este tipo de

vehiculos, entonces es obligatorio hacerle modificaciones que debilitan el material y pueden cambiar las propiedades mecanicas de dicho elemento.

Es de gran importancia tener siempre presente la distribución de espacios en el vehiculo, para evitar “dolores de cabezas” futuros.

Es indispensable en el periodo de construcción contar con un espacio amplio, disponibilidad de herramientas, disponibilidad de tecnicos en soldadura y tener elementos de seguridad para evitar accidentes.

BIBLIOGRAFÍA

BELTRÁN DIAZ, Aarón y EJARQUE MARTÍNEZ, Pablo. Diseño de un vehículo todoterreno. Trabajo de grado Ingeniero Técnico Industrial con Especialidad en Mecánica. Barcelona.: Universidad Politécnica de Catalunya. Departamento de Resistencia de Materiales, 2009.

CALVO RODRIGUEZ, Arturo. Diseño, análisis, ensayo y construcción de un chasis tubular para un prototipo de fórmula SAE. Madrid.: Universidad Pontificia Comillas, 2006.

DUARTE, Abelardo y VALENCIA, Jeffferth. Estudio y diseño de la transmisión y sistema de suspensión de un monoplaza para la Fórmula SENA. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2011.

GAFFNEY, Edmund and SALINAS, Anthony. Introduction to formula SAE suspension and frame design. University of Missouri-Rolla.

HEREDIA, Carlos José y ORTIZ, Juan Camilo. Propuesta para el desarrollo académico del área dinámica automotriz. Trabajo de grado para obtener título de Ingeniero mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2007.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. Normas Colombianas para la Presentación de Trabajos de Investigación. Sexta Actualización. Bogotá: ICONTEC 2008. NTC 1486.

MATEUS, Manuel Enrique y PÉREZ, Oscar. Diseño de un vehículo prototipo Fórmula SAE y creación de una guía metodológica para el diseño de vehículos de carreras. Trabajo de grado para obtener título de Ingeniero mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009.

MILLIKEN, William F. and MILLIKEN, Douglas L. Race car vehicle dynamics. SAE inc. USA.

PASHLEY, Tony. How to build motorcycle, engine racing cars. Speedpro series.

POPA, Cristina Elena. Steering system and suspension design for 2005 formula SAE-A racer car. University of Southern Queensland.

SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE. Reglamento técnico y deportivo, Fórmula SENA (2009-2010). SENA. Colombia. 27 de Julio, 2009. 16 p.

SIERRA SÁNCHEZ, Carlos. Diseño de la estructura CAT – 01. Universidad Politécnica de Cataluña. Departamento de Resistencia de Materiales y Estructuras en Ingeniería.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE OF ENGINEERS. 2011 formula SAE rules. SAE International. United State of America, 2010. 121 p.

UNZUETA IRURTIA, Arturo. Diseño, construcción y cálculo estático de chasis tubulares para coches de competición. Tesis Máster Ingeniero Mecánico. España.: Tecnun, Campus Tecnológico de la Universidad de Navarra, 2002.

ANEXOS

ANEXO A. Reglamento de la propuesta de competencia Fórmula U Colombia

**PROPUESTA FÓRMULA U COLOMBIA 2011
REGLAMENTO TÉCNICO**



Bucaramanga, Junio de 2011



CONTENIDO

INTRODUCCION	3
COMITÉ ORGANIZADOR Y REGLAMENTARIO	3
1. GENERALIDADES DEL VEHÍCULO	5
2. MOTOR	5
3. ESTRUCTURA O CHASIS	7
4. SUSPENSIÓN	14
5. CAJA	14
6. TRANSMISIÓN	14
7. DIRECCIÓN	15
8. FRENOS	15
9. EMBRAGUE	15
10. LLANTAS Y RINES	15
11. ALERÓN Y ELEMENTOS AERODINAMICOS	16
12. HABITACULO	16
13. SEGURIDAD	16
ANEXO A	17



INTRODUCCION

La Fórmula U Colombia es una competencia académica, donde los estudiantes de diversas universidades colombianas diseñarán y fabricarán vehículos de competición tipo fórmula, que se pondrán a prueba en una serie de carreras en el territorio nacional para ser evaluados de acuerdo con los lineamientos descritos en el presente reglamento.

En la Fórmula U Colombia como en toda competición existen una serie de especificaciones que vienen dadas por parte de la máxima autoridad de la competencia (Comité organizador y reglamentario).

COMITÉ ORGANIZADOR Y REGLAMENTARIO

La conformación del comité estará compuesto por:

- 3 Funcionarios delegados de la organización Fórmula U Colombia.
- 2 Ingenieros Mecánicos con conocimientos y experiencia certificada en mecánica automotriz.

PROCESO DE INSCRIPCIÓN

El proceso de inscripción estipulado está organizado en tres fases principales (Preinscripción, Inscripción, Aprobación).

Durante la etapa de preinscripción los diferentes equipos evaluarán y estudiarán el reglamento técnico y deportivo con el fin de aclarar cada uno de los puntos descritos en este.

La formalización de la inscripción se debe realizar mediante un formato especificado por la organización, durante las fechas establecidas de inscripción.

La aprobación o desaprobación de la inscripción estará a cargo del comité organizador y reglamentario, teniendo en cuenta el total cumplimiento del presente reglamento.



Cada universidad podrá presentar un máximo de dos vehículos para la competición, teniendo en cuenta que no podrán ser idénticos y requerirán de estudios diferentes.

Este reglamento esta para hacerse cumplir. En caso que no se especifique algún detalle en el reglamento se debe asumir que está prohibido y no será permitido. Si el comité organizador y reglamentario lo considera pertinente podrá realizar ajustes y modificaciones al reglamento teniendo en cuenta un sustento técnico justificado.

1. GENERALIDADES DEL VEHÍCULO

- 1.1. El vehículo debe tener cuatro ruedas, dos adelante y dos atrás.
- 1.2. El vehículo debe ser tipo formula (con ruedas descubiertas) y su conformación será únicamente tubular.
- 1.3. La línea que une los dos parches de contacto de las ruedas delanteras y de las ruedas traseras deben tener un ángulo de 90 grados respecto al plano de simetría del vehículo.
- 1.4. La distancia mínima entre ejes o batalla, será de 1500 mm (tomando en cuenta esa medida desde el centro de contacto de la rueda delantera con el suelo, hasta el centro de contacto de la rueda trasera con el suelo).
- 1.5. La distancia entre ruedas del mismo eje o vía, del eje delantero puede diferir de la distancia entre ruedas del eje trasero.
- 1.6. La distancia más pequeña entre ruedas del mismo eje, no puede ser inferior al 75% de la vía mayor.
- 1.7. La distancia desde la base del chasis al suelo ha de ser la suficiente para no contactar en ningún momento con la pista.
- 1.8. La batería se deberá encontrar por fuera del habitáculo del piloto y deberá ser fijada mediante correas o material resistente a la corrosión.
- 1.9. Se recomienda es uso de tomillería DIN grado 8 o su equivalente SAE grado 5.
- 1.10. No se permiten objetos en el habitáculo que puedan tener movilidad y afectar la integridad del piloto.

2. MOTOR

- 2.1. El motor a utilizar será un motor de motocicleta de serie, de cuatro (4) tiempos y una cilindrada igual o inferior a 500 cm³.



- 2.2. Se debe instalar un sistema de escape para el motor que disminuya el ruido a niveles adecuados "menor a 120 decibeles a 5000 rpm"; además la salida de los gases por el tubo de escape debe estar detrás del motor.
- 2.3. Se permite el cambio del filtro de aire, por un elemento comercial de una marca reconocida, y su desplazamiento a una posición más conveniente.
- 2.4. Cualquier modificación al cuerpo del acelerador o al múltiple de admisión del motor está prohibida.
- 2.5. El filtro de aceite debe ser el original del motor y mantener su posición.
- 2.6. Los equipos son libres de instalar un intercambiador de calor para refrigerar el aceite.
- 2.7. El radiador y su ventilador son libres en marca, tamaño y ubicación.
- 2.8. La bomba de agua debe ser la original accionada mecánicamente.
- 2.9. El motor de arranque debe ser el original y debe encontrarse en la posición original.
- 2.10. No se permiten modificaciones físicas al calculador de la inyección (ECU, CDI) ni a los sensores y actuadores del sistema de inyección.
- 2.11. Todos los sensores del sistema de inyección deben estar instalados y operando. Se pondrá especial atención a la correcta instalación del sensor de oxígeno.
- 2.12. No se permite modificar la bomba de aceite
- 2.13. No se permite modificar el cárter del motor.
- 2.14. No se permite modificación alguna al grupo mecánico del motor (volante, pistones, bielas, cigüeñal, etc.).
- 2.15. El uso de un termostato es libre.

2.16. Se prohíbe el uso de cualquier sistema de sobrealimentación (Turbo, soplador, etc.)

2.17. El accionamiento del acelerador debe realizarse mediante una guaya conectada directamente al pedal de acelerador.

2.18. El uso de aditivos a la combustión está prohibido (óxido nítrico, propano, aditivos combustible, etc.)

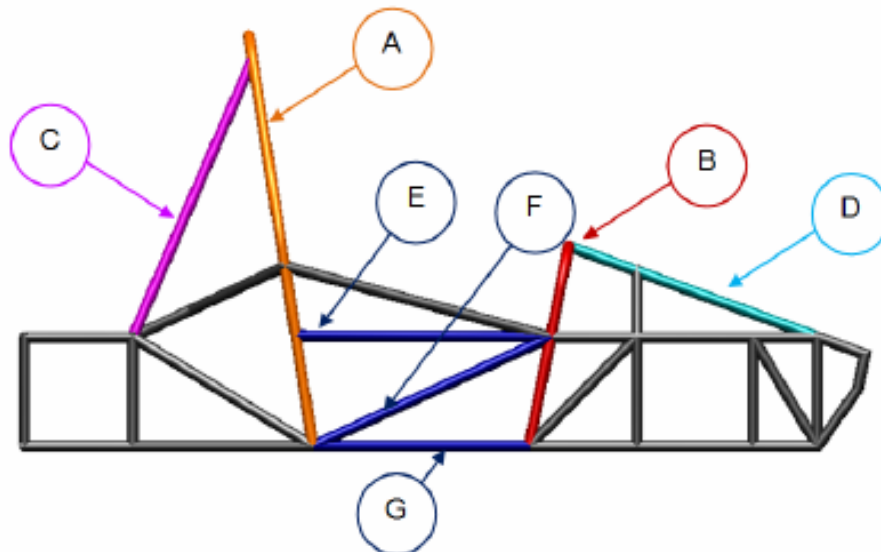
3. ESTRUCTURA O CHASIS

3.1. Generalidades de la estructura.

3.1.1. El material del chasis estará restringido al ASTM A36, debido a la facilidad de adquirir el material, su costo relativamente bajo y su buena resistencia.

3.1.2. El chasis es de libre configuración y diseño pero debe presentar una jaula de seguridad que debe exhibir los siguientes elementos.

Figura 1. Configuración del chasis y la jaula antivuelco



Fuente: Autores

Tabla 1. Elementos de la jaula de seguridad o antivuelco

LETRA	NOMBRE DEL ELEMENTO
A	Arco Principal
B	Arco Frontal
C	Tirantes del arco principal
D	Tirantes del arco frontal
E	Miembro de protección lateral superior
F	Miembro de protección lateral intermedio
G	Miembro lateral inferior

Fuente: Autores

3.1.3. La jaula antivuelco tiene como objetivo proteger al piloto en caso de volcadura, impactos contra una barrera de seguridad u otros vehículos. Debe ser diseñada para resistir fuerzas verticales originadas por el peso del carro sobre la jaula y fuerzas longitudinales y laterales originadas por el deslizamiento de la jaula sobre el suelo en caso de volcadura. Los debidos cálculos para aprobar el diseño de la estructura se describen en el Anexo B.

3.1.4. Los elementos de la jaula antivuelco que puedan entrar en contacto con el casco del piloto en caso de accidente deberán estar cubiertos con espuma.

3.1.5. El diseño de la jaula antivuelco deberá impedir el ingreso del motor al compartimiento del piloto.

3.1.6. La estructura del vehículo debe ser construida en tubos de acero estructural al carbono, con esfuerzo de fluencia mínimo de 250 Mpa. Se deben considerar las dimensiones mínimas especificadas en la tabla 2.

Tabla 2. Dimensiones de tubería permitida para cada elemento de la jaula antivuelco

ELEMENTO	DIAMETRO EXTERIOR X ESPESOR DE PARED (mínimo)
Tubería de los arcos principal y frontal.	25,40 mm x 2,00 mm
Tubería de los miembros laterales.	25,40 mm x 1,75 mm
Tubería de los tirantes de los arcos principal y frontal.	25,40 mm x 1,25 mm

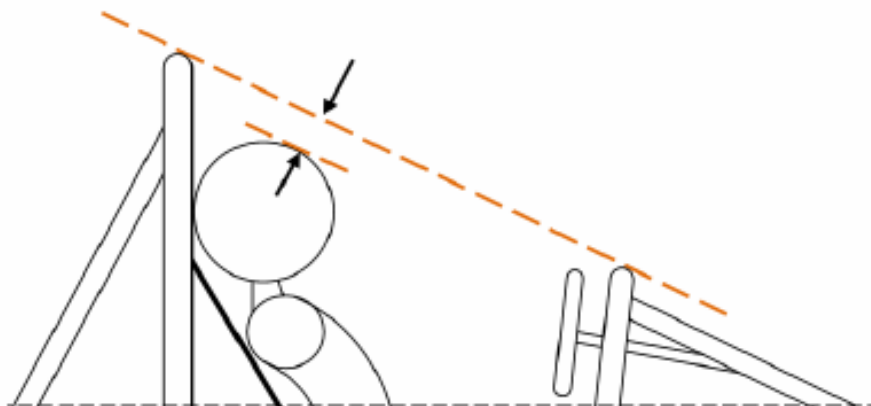
Fuente: Autores

3.1.7. Los equipos estarán obligados a presentar un certificado del material que demuestra que esta norma se cumplió.

3.2. Arcos de seguridad (Arco principal y frontal).

3.2.1. Una línea recta imaginaria entre la parte alta del arco principal y la parte alta del arco frontal, deberá pasar por encima del casco del piloto. Dicha línea imaginaria en ningún caso deberá estar a menos de 55 mm de la parte superior del casco del piloto en posición sentada, con el arnés de seguridad amarrado, como se muestra en la figura 2.

Figura 2. Distancia entre la línea imaginaria del arco principal al arco frontal y el casco del piloto.



Fuente: Autores

3.3. Arco Principal

3.3.1. El arco principal se debe fabricar de una sola pieza de acero, este debe prolongarse desde la base en uno de los lados del chasis hasta la base del otro lado.

3.3.2. En una vista lateral del chasis, el arco principal no debe exceder una inclinación de 12° respecto a la vertical.

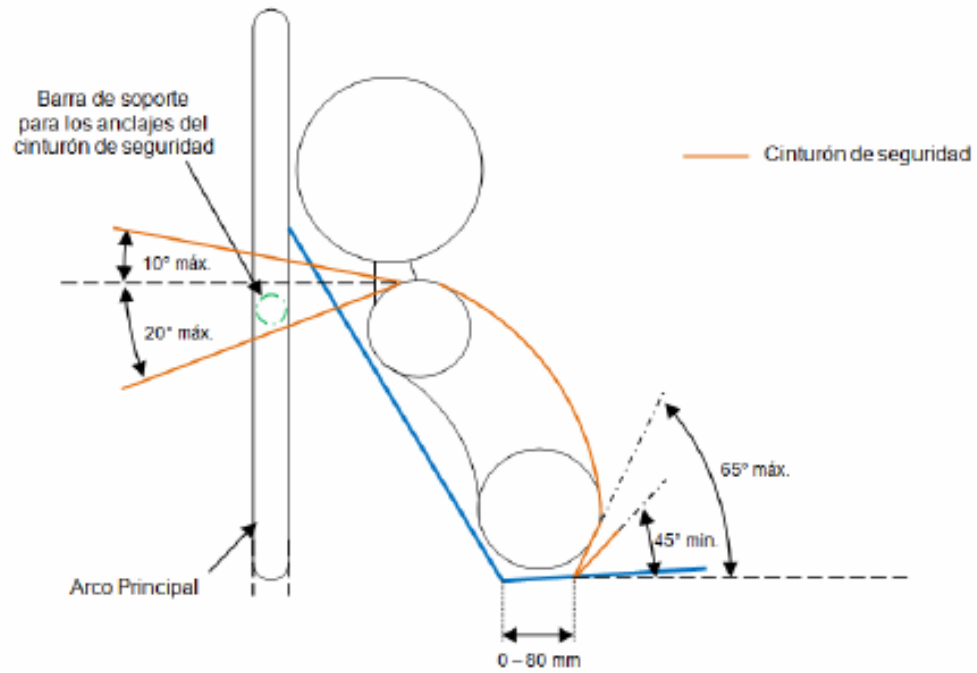
3.3.3. En vista frontal del chasis, el perfil exterior del arco principal debe tener como mínimo 40 mm de separación respecto al contorno del piloto percentil 95% o del piloto más alto del equipo, en posición sentada con el arnés de seguridad amarrado.

3.3.4. El arco principal deberá presentar dos tirantes que pueden ir hacia la parte frontal o hacia la parte posterior. Estos tirantes deben estar como mínimo a un ángulo de 30° respecto al plano del arco.

3.3.5. En una vista lateral, el arco principal deberá encontrarse como máximo a 100 mm de la parte más trasera del piloto.

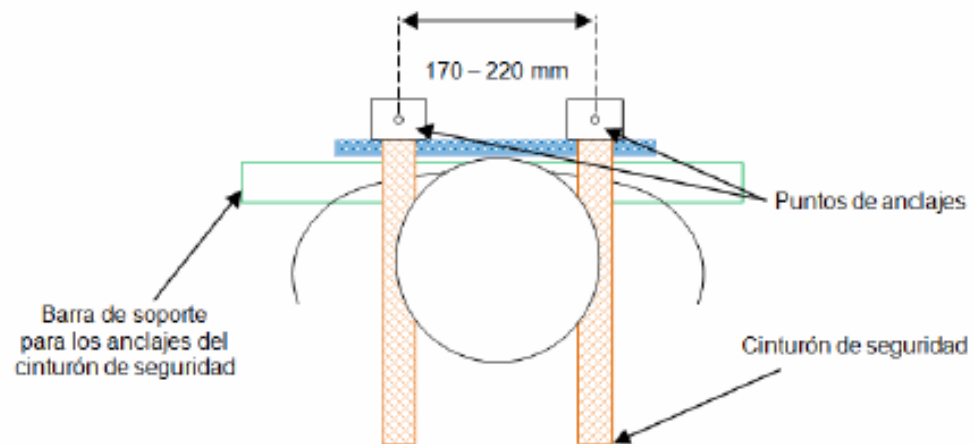
3.3.6. Se debe instalar elemento (barra) de soporte que permita el anclaje del arnés de seguridad, la barra deberá ubicarse de manera horizontal en el arco principal de la manera indicada:

Figura 3. Vista lateral de la instalación del cinturón de seguridad



Fuente: Autores

Figura 4. Vista superior de la instalación del cinturón de seguridad.



Fuente: Autores



3.4. Arco Frontal

3.4.1. El arco frontal debe estar construido de acero de las mismas características dimensionales que el arco principal.

3.4.2. El arco frontal se debe fabricar de una sola pieza de acero, este debe prolongarse desde la base en uno de los lados del chasis hasta la base del otro lado.

3.4.3. En una vista lateral del chasis, el arco frontal no debe exceder una inclinación de 20° respecto a la vertical.

3.4.4. El volante no podrá estar a más de 250 mm por delante del arco frontal.

3.4.5. El arco frontal deberá presentar dos tirantes utilizados para proteger los miembros inferiores del piloto por lo que se debe instalar uno a cada lado del chasis, que salen hacia delante desde su parte más alta. Estos tirantes se pueden entrecruzar formando una cruz.

3.5. Tirantes del arco principal.

3.5.1. Los tirantes deben ser tubos rectos y deben ser construidos de acero con las características dimensionales mencionadas en la Tabla 2.

3.5.2. Los tirantes del arco principal deben estar soldados a la parte más alta posible del arco, nunca en un lugar más bajo que 180 mm desde la parte superior del arco.

3.6. Tirantes del arco frontal.

3.6.1. Los tirantes del arco frontal deben ser de la misma sección que los tirantes del arco principal.

3.6.2. Los tirantes nunca deberán ser soldados más de 50 mm por debajo de la parte superior del arco frontal.

3.7. Miembros de protección lateral.

3.7.1. La protección lateral está formada por tres piezas tubulares de igual sección, teniendo en cuenta las características dimensionales mencionadas en la Tabla 2.

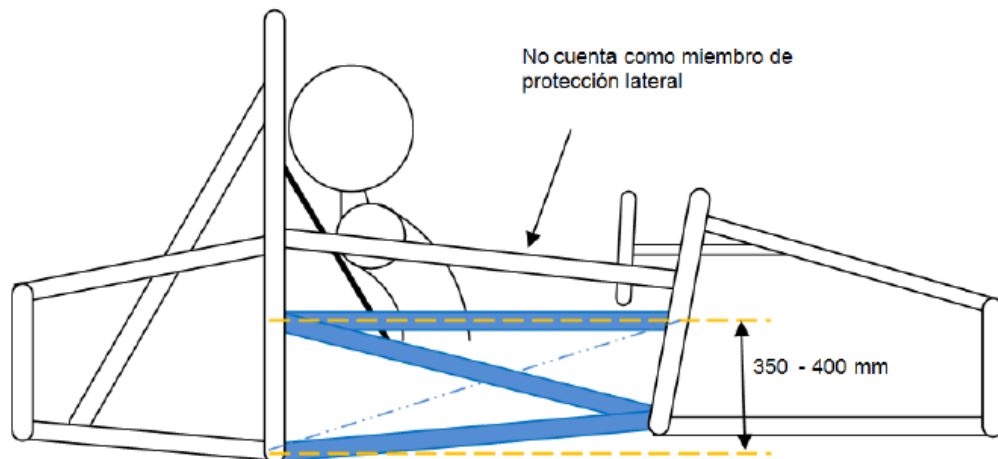
3.7.2. El miembro de protección lateral superior, debe unir el arco principal y el frontal a una altura entre 350 y 400 mm desde la base del chasis. En caso que se utilicen otros miembros que no cumplan estas características no se tomará en cuenta como miembro de protección lateral.

3.7.3. El miembro de protección lateral inferior debe unir la base del arco principal con la base del arco frontal.

3.7.4. Se debe disponer de un tercer miembro de protección lateral que debe triangular el paralelogramo formado entre los miembros de protección lateral superior e inferior, formando una diagonal entre los arcos principal y frontal.

3.7.5. Cada miembro de protección lateral debe constar de un tubo recto. En la Figura 5 se puede apreciar la disposición de los miembros de protección lateral.

Figura 5. Disposición reglamentaria de los miembros de protección lateral



Fuente: Autores

4. SUSPENSIÓN

4.1. La parte exterior de la suspensión (porta manguetas, manguetas, manzana, rodamientos, etc.) Será seleccionada de un automóvil de serie, encaso tal de que se diseñe alguno de estos elementos se deberán sustentar los cálculos respectivos de resistencia.

4.2. El tipo de suspensión es de libre configuración; se recomienda utilizar de doble tijera (superior e inferior).

4.3. La geometría de la suspensión y el método de accionamiento y posición de los amortiguadores es libre.

4.4. El anclaje de las tijeras de suspensión al chasis deberá realizarse mediante esferas (rotulas).

4.5. Los resortes y amortiguadores son libres.

4.6. La altura mínima del suelo del vehículo es de 60 mm.

5. CAJA

5.1. La caja de cambios debe ser manual, de serie, de la misma marca y modelo del motor.

5.2. No se permiten cajas de cambio automáticas o semiautomáticas.

5.3. El cambio de marcha debe realizarse junto con el accionamiento del embrague. Está prohibido el uso de instrumentos que realicen el cambio de marcha sin necesidad del embrague como el Quick Shifter.

5.4. Está prohibida cualquier alteración al exterior de la caja, incluida la campana.

5.5. Está prohibida cualquier modificación interna a la caja, incluido el cambio de las relaciones de transmisión.

6. EJES DE TRANSMISIÓN

6.1. El diseño o la selección de los ejes de transmisión depende de cada equipo.



6.2. El uso de diferenciales de desplazamiento limitado y Torsen está prohibido. Se limita el uso a diferenciales de tipo convencional.

7. DIRECCIÓN

7.1. El sistema de dirección es de libre diseño o selección.

7.2. El sistema de dirección debe operar sobre las dos ruedas delanteras.

8. FRENOS

8.1. Se deberá utilizar frenos de disco y estos deben actuar sobre las cuatro ruedas.

8.2. El sistema de frenos deberá ser accionado hidráulicamente, con mínimo una bomba. El accionamiento del sistema de frenos debe hacerse mediante un solo pedal.

8.3. El sistema de frenos debe tener dos circuitos independientes, uno para las ruedas delanteras y otro para las ruedas traseras.

8.4. Se permite la perforación y el alivianado de estos, siempre y cuando se sustente mediante cálculos.

8.5. Se permite el mecanizado de ranuras de hasta 1mm de profundidad en las caras de los discos para aumentar su "mordida" y limpiar las plaquetas.

9. EMBRAGUE

9.1. No se permiten cambios a la marca ni modificaciones al embrague.

9.2. No se permiten alteraciones a los mandos del embrague.

10. LLANTAS Y RINES

10.1. Las llantas serán llantas de calle, con labrado.

10.2. El ancho máximo de las llantas es de 175 mm.



10.3. Los rines deben tener un diámetro mínimo de 12 pulgadas.

11. ALERÓN Y ELEMENTOS AERODINAMICOS

11.1. El uso de alerones delanteros y traseros está prohibido.

12. HABITACULO

12.1. El tablero frontal debe presentar como instrumentación mínima un tacómetro. Cualquier otro instrumento es libre.

12.2. El amés de seguridad deberá ser instalado de acuerdo con las figuras 3 y 4.

13. SEGURIDAD

13.1. Se recomienda el uso de una estructura deformable de absorción de impactos frontal anclada de manera rígida al chasis que permita que en caso de impacto, el vehículo se desacelere desde una velocidad de 16m/s hasta cero sin presentar una desaceleración superior a 25g. Este elemento deberá estar por delante de la estructura rígida del chasis.

13.2. Este elemento se deberá sustentar con cálculos y se deberán presentar evidencias de ensayos prácticos donde se verifican estos cálculos. (Se recomienda realizar una compresión en una prensa de un prototipo, midiendo la fuerza de compresión).

ANEXO A. REQUERIMIENTOS ESTRUCTURALES DEL CHASIS

A.1. GENERALIDADES

Los requisitos estructurales tienen como objetivo proporcionar a los equipos una alternativa sencilla para el evaluar las características de la estructura y dejar más libertad al diseño espacial de la misma. Las reglas contempladas en este anexo se consideran como un trabajo en progreso y pueden ser modificadas por el Comité Organizador y Reglamentario en caso que así lo requiera con sus aclaraciones pertinentes y su debida sustentación teórica. (Las modificaciones solo se podrán realizar en fechas previas a la inscripción)

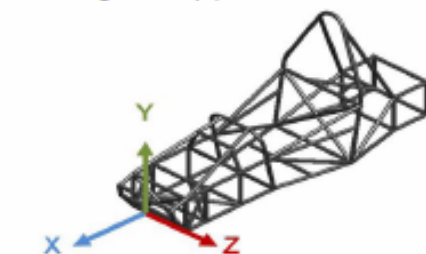
Al realizar los estudios y cálculos contemplados en este anexo, los equipos deberán presentar un informe de resultados que debe incluir un texto breve del enfoque del análisis, software que utiliza, los tipos de elementos, la calidad de la malla y las condiciones de frontera utilizadas. Estos resultados serán utilizados para evaluar la capacidad del equipo para realizar este tipo de análisis estructural y permitir su participación en la competencia.

El Comité Organizador y Reglamentario se mantendrá en contacto con los equipos participantes y para eventualmente recopilar datos que permitan mejorar el nivel de competición y adecuar las reglas a un nivel mas uniforme para todos los equipos.

A.2. DEFINICIONES

Las siguientes definiciones son aplicadas a los estudios realizados para cumplir con los Requerimientos estructurales del chasis. A continuación se presenta el sistema de coordenadas y convenciones que se utiliza en esta norma.

- Transversal (X)
- Vertical (Y)
- Longitudinal (Z)



Fuente: Autores

A.3 CONDICIONES DE CÁLCULO

A.3.1. Arco Principal

A.3.1.1. Cargas Aplicadas: $F_z=-6000\text{N}$, $F_x=-2000\text{N}$, $F_y=-9500\text{N}$.

A.3.1.2. Puntos de aplicación de la carga: Punto más alto del arco principal.

A.3.1.3. Condiciones de contorno: Bloquear desplazamiento (x,y,z), pero no la rotación sobre los anclajes de la suspensión trasera y delantera.

Ningún elemento de la estructura puede presentar un factor de seguridad inferior a 1.2.

A.3.2. Arco Frontal

A.3.2.1. Cargas Aplicadas: $F_z=-6000\text{N}$, $F_x=-2000\text{N}$, $F_y=-9500\text{N}$.

A.3.2.2. Puntos de aplicación de la carga: Punto más alto del arco frontal.

A.3.2.3. Condiciones de contorno: Bloquear desplazamiento (x,y,z), pero no la rotación sobre los anclajes de la suspensión trasera y delantera.

Ningún elemento de la estructura puede presentar un factor de seguridad inferior a 1.2.

A.3.3. Miembros de protección lateral

A.3.3.1. Cargas Aplicadas: $F_z=-6000\text{N}$, $F_x=0\text{N}$, $F_y=0\text{N}$.

A.3.3.2. Puntos de aplicación de la carga: Sobre todos los elementos que hacen parte de la protección lateral de uno de los lados de la estructura (solo aquellos elementos que cumplen con las características de miembros de protección lateral).

A.3.3.3. Condiciones de contorno: Bloquear desplazamiento (x,y,z), pero no la rotación sobre los nodos de la base de los arcos principal y frontal.

A.3.3.4. Deformación máxima permitida: 20mm.

Ningún elemento de la estructura puede presentar un factor de seguridad inferior a 1.2.

A.4. ANTI-IMPACTOS (PREVENCIÓN DE ELEMENTOS QUE AFECTEN LA INTEGRIDAD DEL PILOTO)

El sistema de prevención de intrusiones tiene como fin primordial limitar el tamaño de los objetos que pueden introducirse en el habitáculo y afectar al piloto.

B.4.1. INTRUSO

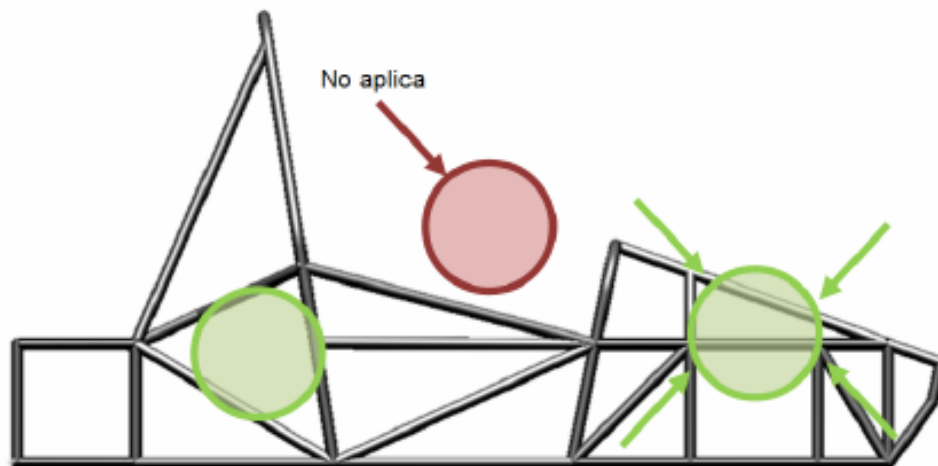
El intruso se define como un disco circular con un diámetro de 300 mm, con un espesor despreciable.

B.4.1.1. La estructura entre el mamparo frontal y el arco principal no debe permitir el ingreso del Intruso al habitáculo.

B.4.1.2. Para verificación, en cualquier parte de la estructura donde se intente poner el Intruso, este debe contactar en al menos tres puntos de la estructura.



El intruso se puede mostrar de la siguiente manera, teniendo en cuenta que cada uno de los equipos deben considerar este requerimiento en su respectivo diseño para cumplir con las características mínimas de la estructura.



Fuente: Autores

El Intruso es un requerimiento tridimensional. Este se aplica para todas las caras de la estructura, entre ellos el frente, laterales, base. Solo se excluye la parte abierta entre los arcos.

ANEXO B. Tabla de propiedades químicas y mecánicas de aceros

Calidades de aceros planos más comerciales



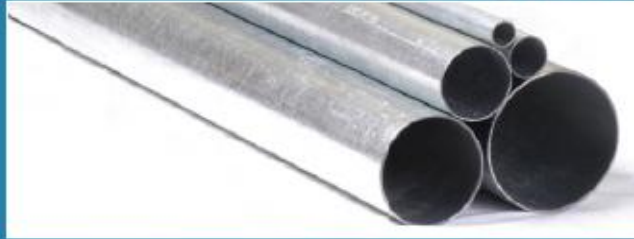
STECKERL HIERROS Y ACEROS **HA**
Su Centro del Hierro y el Acero

Tabla 1.0. Calidades de aceros planos más comerciales en Colombia.

CALIDADES MAS COMUNES		COMPOSICIÓN QUÍMICA										PROPIEDADES MECÁNICAS			APLICACIONES MAS FRECUENTES		
ASTM	DIN	L	C	MN	P	S	SI	CU	Ni	Cr	V	LÍMITE ELÁSTICO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			% ALARGA	
			(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)	(x 100)						
A - 36	ST 33 - 1.2	MIN		80			15					23Kg/mm2	41Kg/mm2	400MPa	20	Estructuras metalicas en general.	
		MAX	25	120	4	4	30	20				25Kg/mm2	250MPa	56Kg/mm2	550MPa		23
A - 283 GR C	RST 37 - 1.2	MIN		50			7					-	-	39Kg/mm2	380MPa	20	Tanques de almacenamiento.
		MAX	18	90	3.5	3.5	35	30				21Kg/mm2	205MPa	46Kg/mm2	450MPa	23	
A - 285 GR C		MIN										-	-	38Kg/mm2	380MPa	23	Recipientes a presión de baja e intermedia resistencia a la traccion.
		MAX	28	90	3.5	3.5						21Kg/mm2	205MPa	45Kg/mm2	515MPa	27	
A - 131 GR A	RST 34 - 1.2	MIN		53								-	-	41Kg/mm2	400MPa	21	Construcción naval en general.
		MAX	21		4	4	50.4					23Kg/mm2	235MPa	50Kg/mm2	490MPa	24	
A - 516 GR 70		MIN	27	85			15					-	-	49Kg/mm2	485MPa	17	Recipientes a presión temperaturas media-alta.
		MAX	31	120	4	3.5	40					27Kg/mm2	260MPa	63Kg/mm2	620MPa	21	
A - 514 GR A	RQT 601	MIN				1.5						-	-	71Kg/mm2	690MPa	-	Resistencia a la abrasion.
		MAX	20	150	3.5	4	50					64Kg/mm2	600MPa	87Kg/mm2	850MPa	19	
A - 572 GR 50		MIN					15					-	-			-	Fabricación de estructuras metálicas.
		MAX	23	135	4	5	40					50Kg/mm2	345MPa	65Kg/mm2	450MPa	20	
A - 588 GR B		MIN		75			15	2		4	0.1	-	-			-	Fabricación de estructuras metálicas que no requerirán de recubrimiento.
		MAX	20	135	4	5	40	4	5	7	1	50Kg/mm2	345MPa	70Kg/mm2	485MPa	18	

Fuente: Catálogo de Productos. Disponible en internet: <http://alfredosteckerl.com/catalogo/>

ANEXO C. Catalogo de tuberías para cerramiento marca CORPACERO



TUBERÍAS PARA CERRAMIENTO

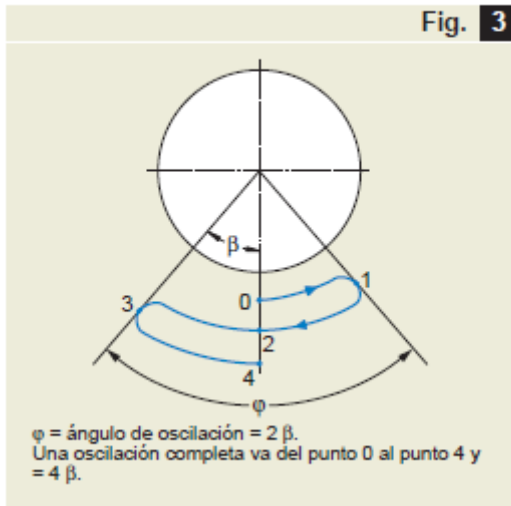
COMPOSICIÓN QUÍMICA %	C	Mn	P	S
	0,18% máx.	0,60% máx.	0,04% máx.	0,04% máx.

REFERENCIA (Pulgadas)	DIAMETRO EXTERIOR (Pulgadas)			ESPESOR MATERIAL BASE (mm)		PESO NEGRO (Kg)	PESO GALVANIZADO (Kg)	LONGITUD (m)
	NOMINAL	MAX	MIN	NOMINAL	MIN			
1/2	0,830	0,844	0,816	1,500	1,313	4,47	4,68	6,00
1/2	0,830	0,844	0,816	1,900	1,662	5,66	5,87	6,00
3/4	1,040	1,054	1,026	1,500	1,313	5,50	6,20	6,00
3/4	1,040	1,054	1,026	1,900	1,662	7,30	7,57	6,00
1	1,300	1,315	1,285	1,200	1,050	5,74	6,08	6,00
1	1,300	1,315	1,285	1,500	1,313	7,18	7,51	6,00
1	1,300	1,315	1,285	1,900	1,663	9,09	9,43	6,00
1	1,300	1,315	1,285	2,000	1,750	9,57	9,91	6,00
1	1,300	1,315	1,285	2,300	2,013	11,01	11,34	6,00
1 1/4	1,640	1,655	1,625	1,200	1,050	7,29	7,72	6,00
1 1/4	1,640	1,655	1,625	1,500	1,313	9,12	9,54	6,00
1 1/4	1,640	1,655	1,625	1,900	1,663	11,55	11,97	6,00
1 1/4	1,640	1,655	1,625	2,000	1,750	12,15	12,58	6,00
1 1/4	1,640	1,655	1,625	2,300	2,013	13,98	14,00	6,00
1 1/2	1,875	1,890	1,860	1,200	1,050	8,44	8,93	6,00
1 1/2	1,875	1,890	1,860	1,500	1,313	10,44	10,93	6,00
1 1/2	1,875	1,890	1,860	1,900	1,663	13,23	13,72	6,00
1 1/2	1,875	1,890	1,860	2,000	1,750	13,93	14,41	6,00
1 1/2	1,875	1,890	1,860	2,300	2,013	16,01	16,50	6,00
1 1/2	1,875	1,890	1,860	2,500	2,188	17,41	17,89	6,00
2	2,360	2,380	2,340	1,200	1,050	10,64	11,26	6,00
2	2,360	2,380	2,340	1,500	1,313	13,10	13,71	6,00
2	2,360	2,380	2,340	1,900	1,663	16,59	17,21	6,00
2	2,360	2,380	2,340	2,000	1,750	17,47	18,08	6,00
2	2,360	2,380	2,340	2,300	2,013	20,00	20,61	6,00
2	2,360	2,380	2,340	2,500	2,188	21,74	22,35	6,00
2	2,360	2,380	2,340	2,600	2,319	23,05	23,66	6,00
2 1/2	2,850	2,870	2,830	2,300	2,013	24,35	25,09	6,00
2 1/2	2,850	2,870	2,830	2,500	2,188	26,47	27,21	6,00
3	3,475	3,512	3,438	2,300	2,013	29,77	30,68	6,00
4	4,465	4,502	4,428	2,300	2,013	38,11	39,27	6,00
4	4,465	4,502	4,428	2,500	2,188	41,42	42,58	6,00

NOTA: Según acuerdo con el cliente, se podrán variar cualquiera de estas especificaciones

ANEXO D. Tablas y diagramas para seleccionar las cabezas de articulación SKF

Ángulo de oscilación



Factor b_s según tipo de carga en cabezas de articulación

Tabla 2

Tipo de carga (magnitud y dirección)	Factor b_s
Constante 	1
Cíclica (dirección única) 	0,5 (0,35)
Dirección alternativa 	0,5 (0,35)

Los valores entre paréntesis se aplican a cabezas de articulación con engrasador u agujero de engrase.

Valores guía para C/P

Factores de carga específicos

Tabla 3

Rótulas/cabezas de articulación con combinación de superficie de contacto	Relación de carga C/P
Acero/acero	2
Acero/bronce	2
Acero/compuesto bronce sinterizado	1,6
Acero/tejido PTFE	1,75
Acero/poliamida reforzada con fibra de vidrio	
GAC .. F	1,25
GX .. F	1,25
GEP .. FS	1,6
GEC .. FSA	1,6
Cabezas de articulación	1,25

Tabla 4

Combinación de superficie de contacto	Factores de carga	
	dinám. K	estát. K ₀
-	N/mm ²	
Acero/acero		
Tamaño métrico	100	500
Tamaño en pulgadas	100	300
Acero/bronce	50	80
Acero/compuesto bronce sinterizado	100	250
Acero/tejido PTFE	150	300
Acero/poliamida reforzada con fibra de vidrio		
GAC .. F	50	80
GX .. F	50	80
GEP .. FS	80	120
GEC .. FSA	80	120
Cabezas de articulación	50	80

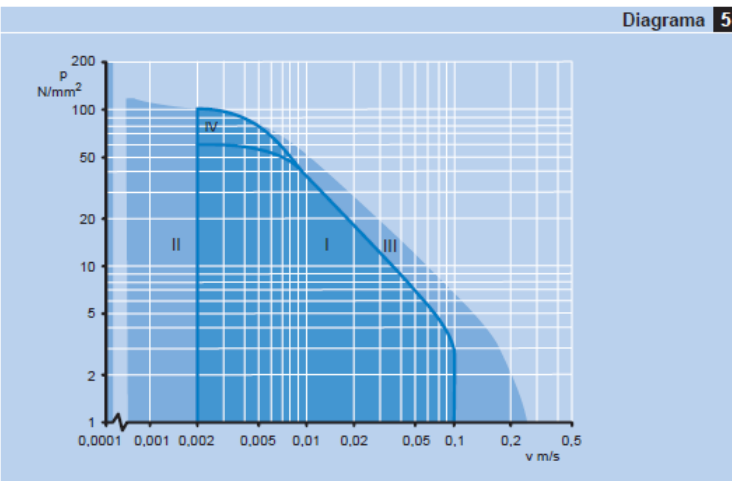


Diagrama pv para la combinación de superficie de contacto acero/acero. Véase la Nota 1 para una explicación sobre los márgenes de funcionamiento.

Nota 1

Márgenes de funcionamiento pv

- I Margen en el que es válida la ecuación de duración.
- II Margen casi estático: antes de utilizar la fórmula de duración, contacte con SKF.
- III Margen posible de uso, por ejemplo, con una lubricación muy buena; antes de utilizar la fórmula de duración, contacte con SKF.
- IV Margen ampliado en el que la fórmula de duración es válida siempre que la carga sea exclusivamente alternativa.

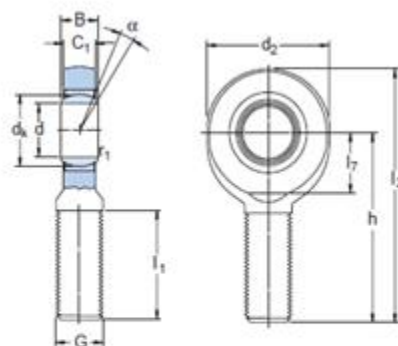
Factor de temperatura b_2

Tabla **5**

Temperatura de funcionamiento desde incl.		Factor de temperatura b_2
°C		–
–	120	1,0
120	160	0,9
160	180	0,8
180	–	Contactar con SKF

Los siguientes límites de temperatura, deben ser respetados:

- 80 °C Para las rótulas de la serie GEZ .. ES-2RS (obturaciones de poliuretano)
- 130 °C Para el resto de rótulas obturadas (obturaciones de polielastómero)
- 120 °C Limite superior de temperatura para grasa estándar



Dimensiones principales						Ángulo de inclinación α	Capacidad de carga dinám. C	estát. C_0	Masa	Designaciones Cabeza articulación con rosca a	
d	d_2 máx	G 6g	B	C_1 máx	h					grados	N
6	22	M 6	6	4,5	36	13	3 400	8 150	0,017	SA 6 E	SAL 6 E
8	25	M 8	8	6,5	42	15	5 500	12 900	0,029	SA 8 E	SAL 8 E
10	30	M 10	9	7,5	48	12	8 150	18 300	0,053	SA 10 E	SAL 10 E
12	35	M 12	10	8,5	54	10	10 800	24 500	0,078	SA 12 E	SAL 12 E
15	41	M 14	12	10,5	63	8	17 000	28 000	0,13	SA 15 ES	SAL 15 ES
17	47	M 16	14	11,5	69	10	21 200	31 000	0,19	SA 17 ES	SAL 17 ES
20	54	M 20x1,5	16	13,5	78	9	30 000	42 500	0,32	SA 20 ES	SAL 20 ES
25	65	M 24x2	20	18	94	7	48 000	78 000	0,53	SA 25 ES	SAL 25 ES
30	75	M 30x2	22	20	110	6	62 000	81 500	0,90	SA 30 ES	SAL 30 ES
35	84	M 36x3	25	22	130	6	80 000	110 000	1,30	SA 35 ES-2RS	SAL 35 ES-2RS
40	94	M 39x3	28	24	150	6	100 000	140 000	1,85	SAA 40 ES-2RS	SALA 40 ES-2RS
	94	M 42x3	28	24	145	6	100 000	140 000	1,90	SA 40 ES-2RS	SAL 40 ES-2RS
45	104	M 42x3	32	28	163	7	127 000	200 000	2,45	SAA 45 ES-2RS	SALA 45 ES-2RS
	104	M 45x3	32	28	165	7	127 000	200 000	2,55	SA 45 ES-2RS	SAL 45 ES-2RS
50	114	M 45x3	35	31	185	6	156 000	245 000	3,30	SAA 50 ES-2RS	SALA 50 ES-2RS
	114	M 52x3	35	31	195	6	156 000	245 000	3,90	SA 50 ES-2RS	SAL 50 ES-2RS
60	137	M 52x3	44	39	210	6	245 000	360 000	5,70	SAA 60 ES-2RS	SALA 60 ES-2RS
	137	M 60x4	44	39	225	6	245 000	360 000	6,25	SA 60 ES-2RS	SAL 60 ES-2RS
70	162	M 56x4	49	43	235	6	315 000	490 000	7,90	SAA 70 ES-2RS	SALA 70 ES-2RS
	162	M 72x4	49	43	265	6	315 000	490 000	10,0	SA 70 ES-2RS	SAL 70 ES-2RS
80	182	M 64x4	55	48	270	5	400 000	585 000	12,0	SAA 80 ES-2RS	SALA 80 ES-2RS
	182	M 80x4	55	48	295	5	400 000	585 000	14,5	SA 80 ES-2RS	SAL 80 ES-2RS

Dimensiones

d	d _k	l ₁ mín	l ₂ máx	l ₇ mín	r ₁ mín
mm					
6	10	16	49	10	0,3
8	13	21	56	11	0,3
10	16	26	65	13	0,3
12	18	28	73	17	0,3
15	22	34	85	19	0,3
17	25	36	94	22	0,3
20	29	43	107	24	0,3
25	35,5	53	128	30	0,6
30	40,7	65	149	34	0,6
35	47	82	174	40	0,6
40	53	86	199	46	0,6
	53	90	194	46	0,6
45	60	92	217	50	0,6
	60	95	219	50	0,6
50	66	104	244	58	0,6
	66	110	254	58	0,6
60	80	115	281	73	1
	80	120	296	73	1
70	92	125	319	85	1
	92	132	349	85	1
80	105	140	364	98	1
	105	147	389	98	1

ANEXO E. Aspectos fundamentales a diseñar en un vehículo para la formula U Colombia.

Para el diseño y la construcción de un vehículo de la Formula U Colombia, los equipos deben enfocarse en optimizar los aspectos más importantes del vehículo. Se busca fomentar la creatividad de los ingenieros que diseñan el vehículo, los cuales, buscaran todas las configuraciones necesarias para obtener ventaja sobre los otros equipos, dentro de lo que permita el reglamento.

Los aspectos del vehículo que quedan a voluntad de cada equipo, son:

- Los equipos son libres de elegir la forma en la que se instala el motor, ya sea, transversal o longitudinalmente.
- El tipo y la geometría de la suspensión depende del diseño de cada equipo, siempre y cuando no se incumpla ninguna de las reglas del reglamento.
- La rigidez de la suspensión es un aspecto fundamental en el comportamiento del vehículo, y es decisión de cada equipo configurar la cantidad movimiento de las ruedas que permita la suspensión.
- La geometría de la dirección depende del diseño de cada equipo, dando libertad de elegir el tamaño de la cremallera, la longitud de los tie rod, la longitud del steering arm, y la posición de la cremallera en el lugar que más les convenga.
- El radio de giro del vehículo no tiene ninguna limitante, por lo que cada equipo definirá este aspecto a su consideración.
- La cantidad de vueltas que dé el volante para mover las ruedas de la dirección, es un aspecto que definirá cada equipo, dependiendo de la velocidad de reacción que consideren adecuada.
- El reparto en la fuerza de frenado, entre las ruedas delanteras y las traseras, depende del diseño de los ingenieros de cada equipo. La única restricción en este aspecto, la establece el ítem 8.1 del reglamento, aclarando que el sistema

de freno, debe actuar en las cuatro ruedas, por lo que, en ningún caso, el sistema de freno puede dejar de funcionar en las ruedas traseras o delanteras.

- La relación final de transmisión es decisión de cada equipo y de ello depende la aceleración y velocidad final del vehículo.
- La ubicación de los componentes del vehículo, dentro de lo permitido por el reglamento, es de libre consideración, por lo que el equipo puede manejar la distribución de cargas entre las ruedas de la manera que deseen.
- La posición del tanque de combustible, y la forma en la que se suministre este al motor, depende del diseño de cada equipo, siempre y cuando no afecte la potencia del motor.
- El uso de ventiladores y radiadores para refrigerar el motor es decisión de cada equipo, y podrán ubicarlos en el lugar que deseen.

ANEXO F. FOTOS DEL VEHÍCULO MONOPLAZA UIS.01

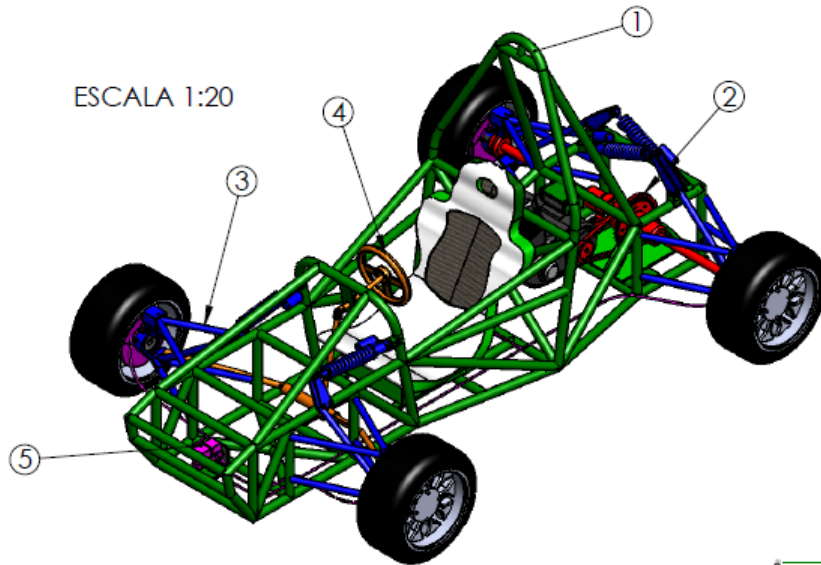




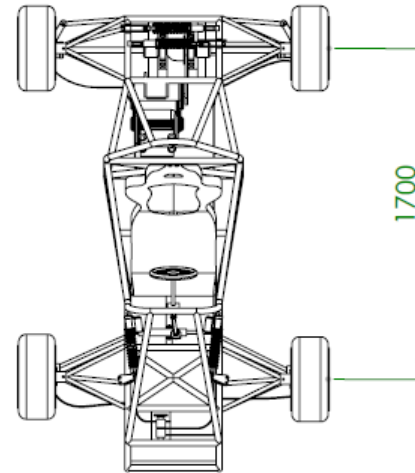


ANEXO G. PLANOS

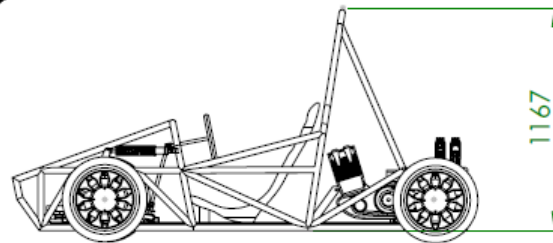
ESCALA 1:20



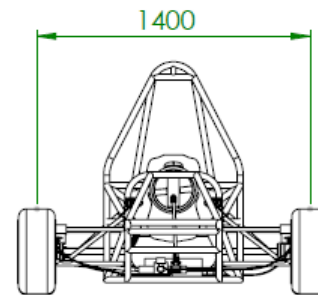
VISTA ISOMETRICA



VISTA SUPERIOR



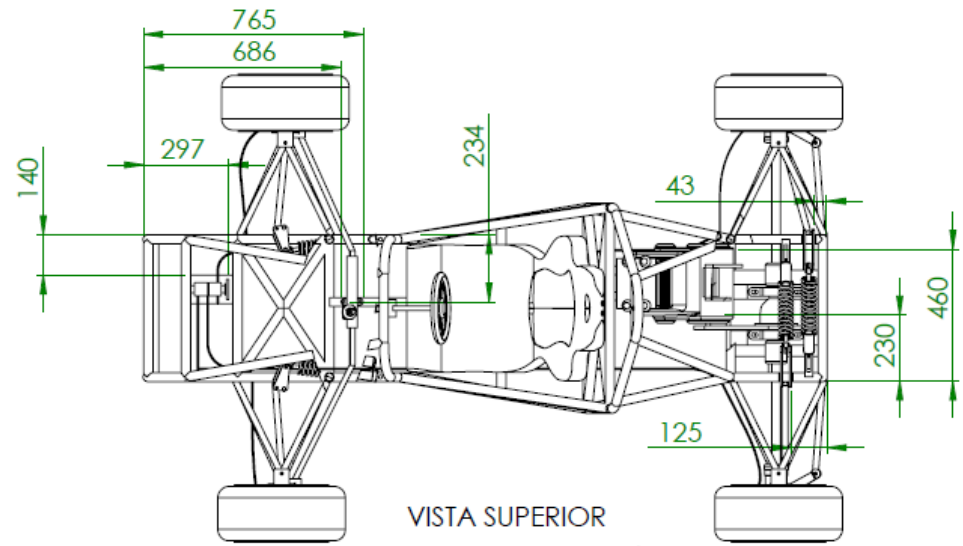
VISTA LATERAL



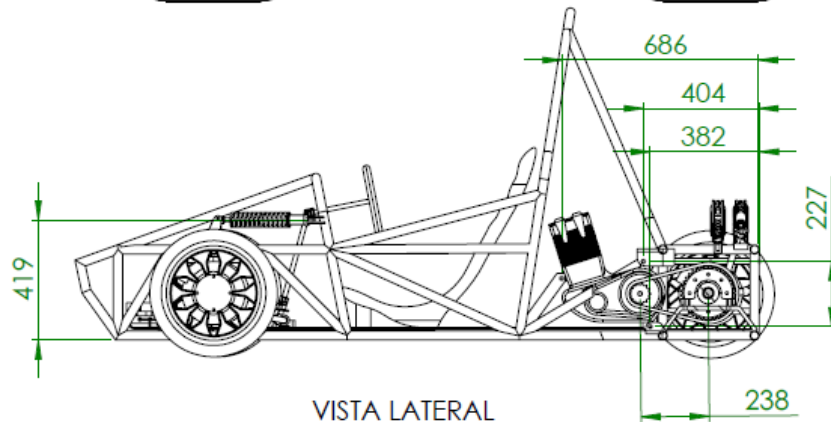
VISTA FRONTAL

NÚMERO	SISTEMA
1	Chasis
2	Transmisión de Potencia
3	Suspensión
4	Dirección
5	Frenos

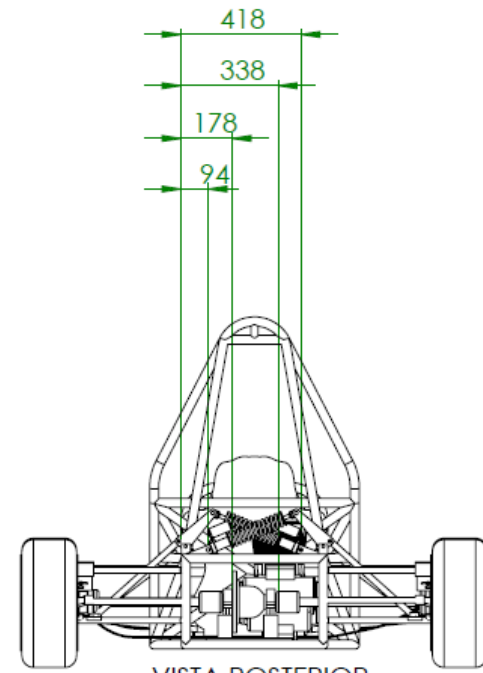
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES	FECHA	TITULO: VEHICULO MONOPLAZA UIS-01		
DIBUJADO ALEXANDER FONSECA S.	01-08-11	PLANO GENERAL		
DIBUJADO SERGIO BALAGUERA S.	01-08-11			
DIBUJADO JULIO JIMENEZ B.	01-08-11			
REVISADO ISNARDO GONZALEZ J.	08-08-11			
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:30	00.00.00



VISTA SUPERIOR

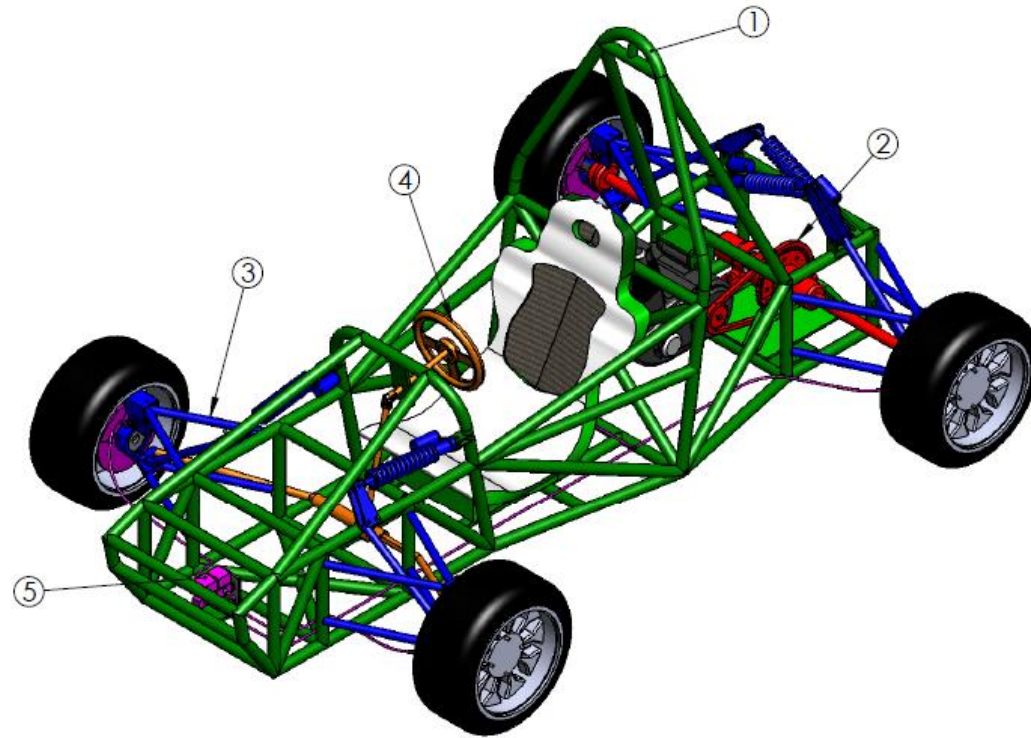


VISTA LATERAL

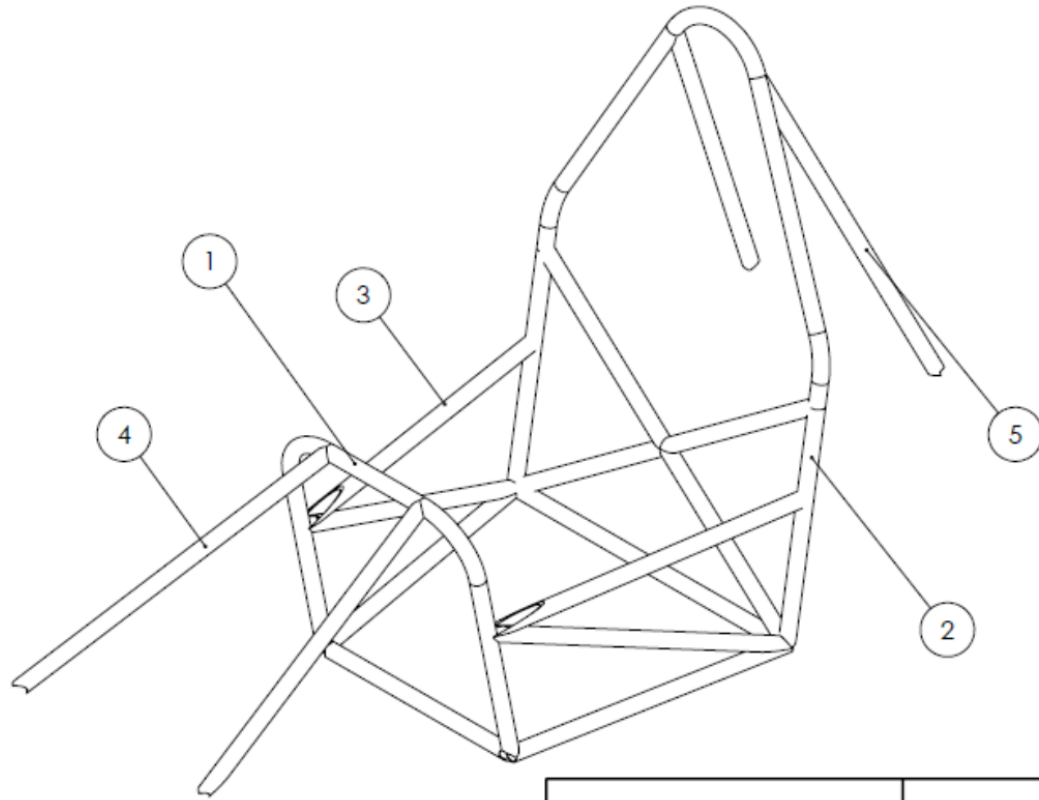


VISTA POSTERIOR

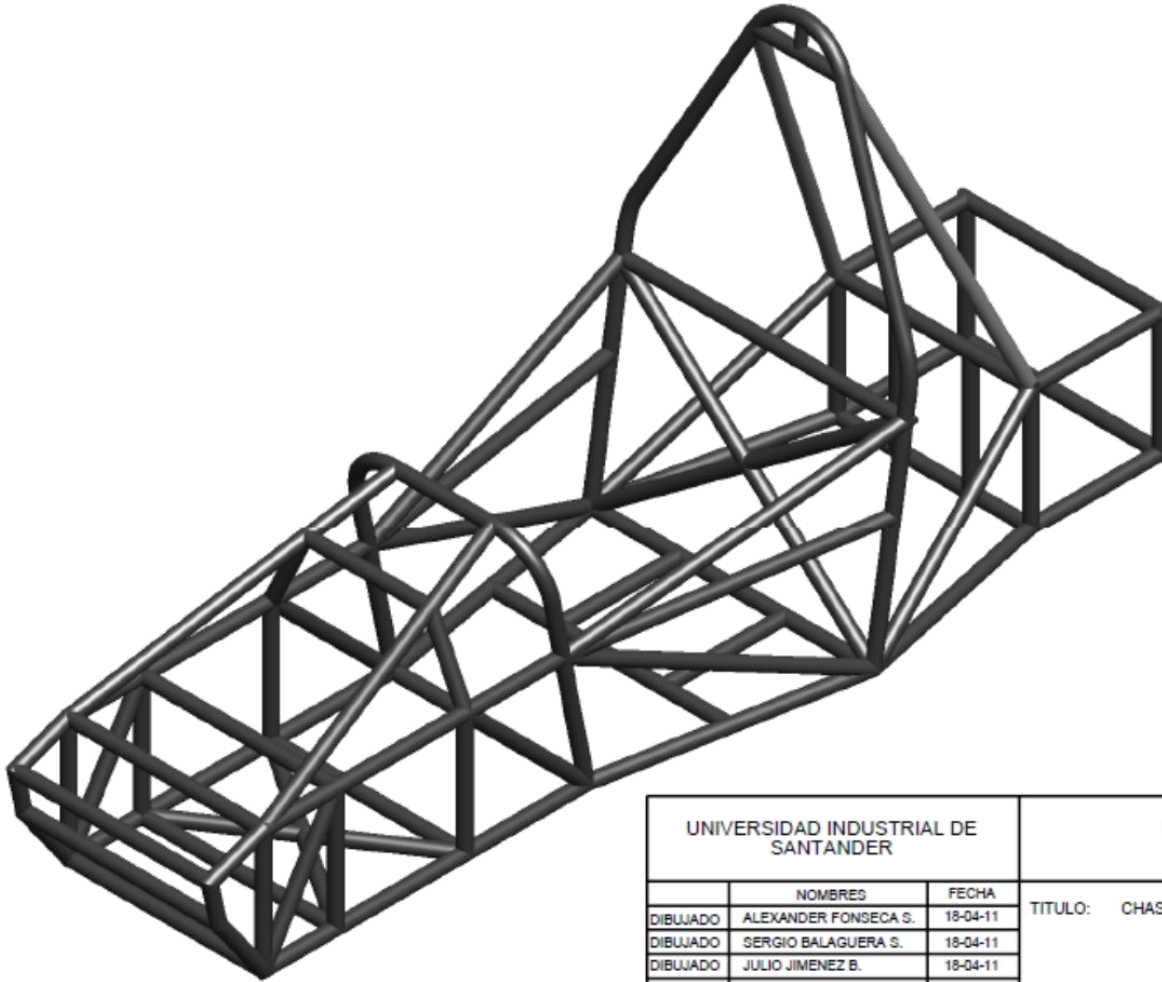
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA		
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11	TITULO: VEHICULO MONOPLAZA UIS-01	
DIBUJADO	SERGIO SALAGUERA S.	19-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISVARDO GONZALEZ J.	22-04-11	PLANO GENERAL	A2
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:20	00.00.01



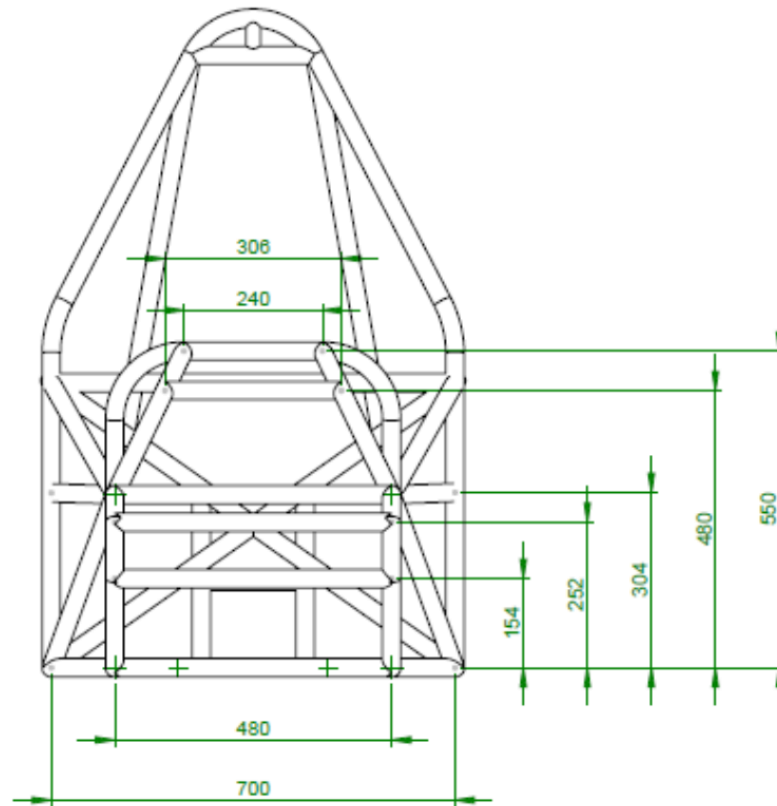
COLOR	NÚMERO	SISTEMA	PLANOS	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
verde	1	Chasis	00.01.00 --- 00.01.06	NOMBRES	FECHA	TITULO: VEHICULO MONOPLAZA UIS-01	
Rojo	2	Transmisión de Potencia	00.02.00 --- 00.02.01	DIBUJADO ALEXANDER FONSECA S.	01-08-11		
Azul	3	Suspensión	00.03.00 --- 00.03.07	DIBUJADO SERGIO BALAGUERA S.	01-08-11		
Naranjado	4	Dirección	00.04.00 --- 00.04.03	DIBUJADO JULIO JIMENEZ B.	01-08-11		
Morado	5	Frenos	00.05.00	REVISADO ISNARDO GONZALEZ J.	08-08-11	PLANO GENERAL	A2
				SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		ESCALA: 1:15	00.00.02



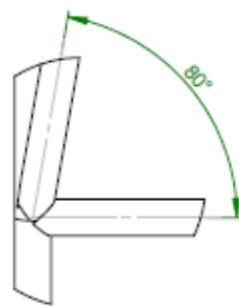
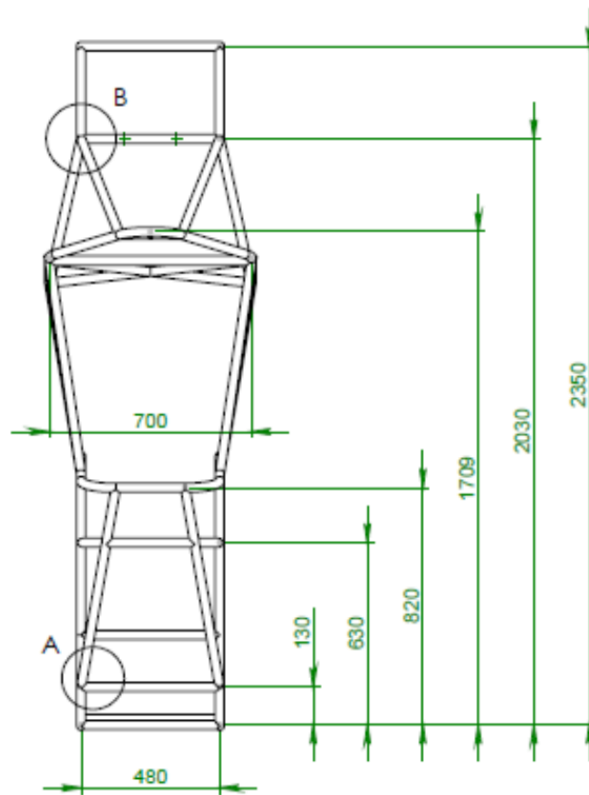
			UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Numero</th> <th>Elemento</th> <th>Cantidad</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Arco Frontal</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Arco Principal</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Protección Lateral</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>Tirante Delantero</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>Tirante Trasero</td> <td>2</td> </tr> </tbody> </table>	Numero	Elemento	Cantidad	1	Arco Frontal	1	2	Arco Principal	1	3	Protección Lateral	6	4	Tirante Delantero	2	5	Tirante Trasero	2	DIBUJADO		NOMBRES	FECHA	TITULO: JAULA ANTIVUELCO DEL MONOPLAZA UIS-01	
	Numero	Elemento	Cantidad																					
	1	Arco Frontal	1																					
	2	Arco Principal	1																					
	3	Protección Lateral	6																					
4	Tirante Delantero	2																						
5	Tirante Trasero	2																						
DIBUJADO		ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11																					
DIBUJADO		SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11																					
DIBUJADO		JULIO JIMENEZ B.	18-04-11																					
REVISADO		IGNARDO GONZALEZ J.	22-04-11																					
MATERIAL:			ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36			PLANO GENERAL																		
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS																								
			ESCALA: 1:10		JA-00-00																			
					A4																			



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: CHASIS DE MONOPLAZA UIS-01	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL:	ACERO AESTRUCTURAL ASTM A36		PLANO GENERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:10	A4
			CH-00-00	



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA UIS-01	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36			PLANO FRONTAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS				
			ESCALA: 1:10	A4
			CH-01-01	

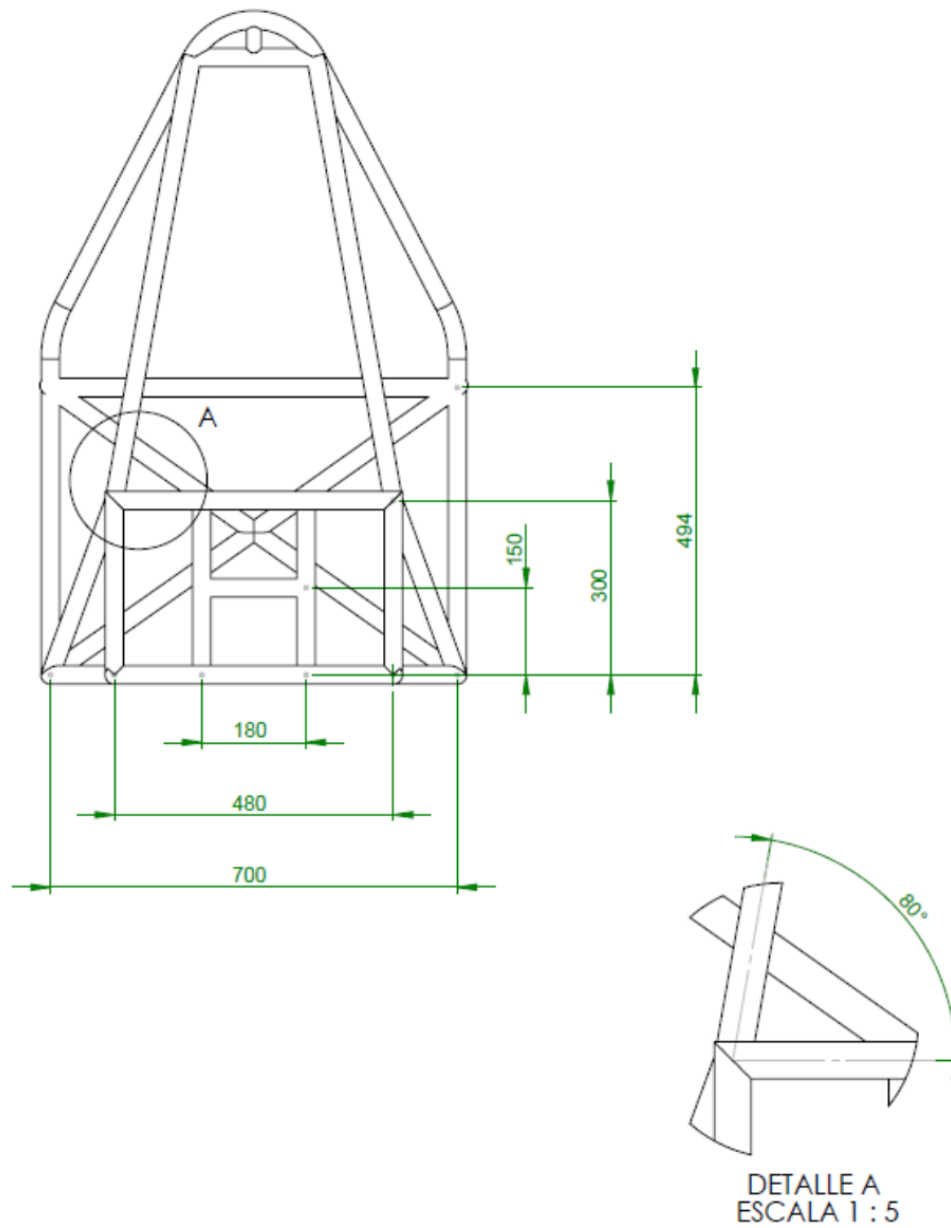


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

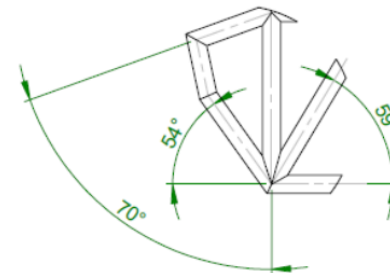
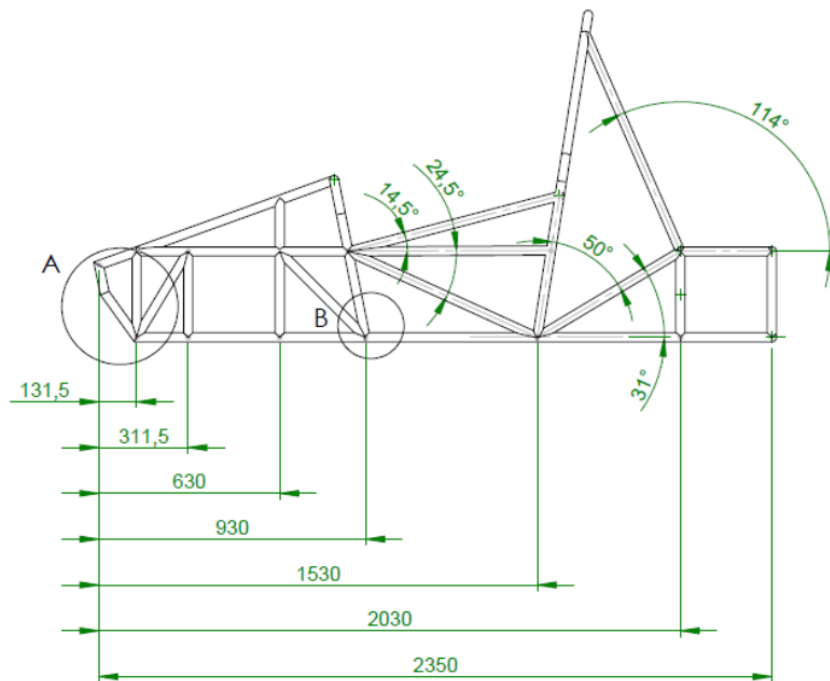


DETALLE B
ESCALA 1 : 5

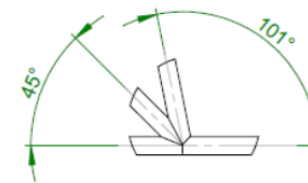
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA UIS-01	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	19-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	19-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	19-04-11		
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36			PLANO SUPERIOR	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			A4	
			ESCALA: 1:25	CH-01-02



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA UIS-01	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36			PLANO POSTERIOR	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS				
			ESCALA: 1:10	A4
			CH-01-03	

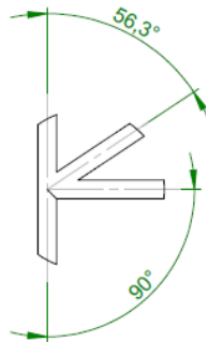
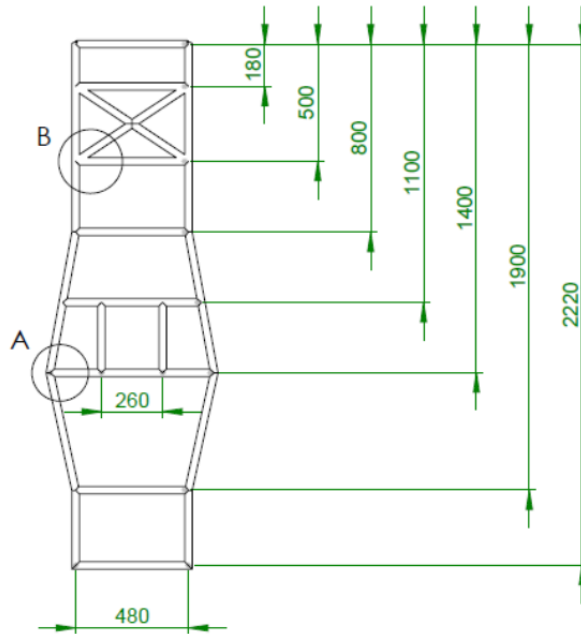


DETALLE A
ESCALA 1 : 10

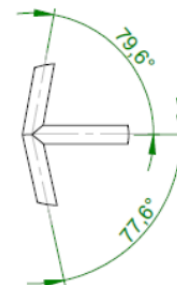


DETALLE B
ESCALA 1 : 10

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA UIS-01	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36			PLANO LATERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS				
			ESCALA: 1:25	A4
			CH-01-04	

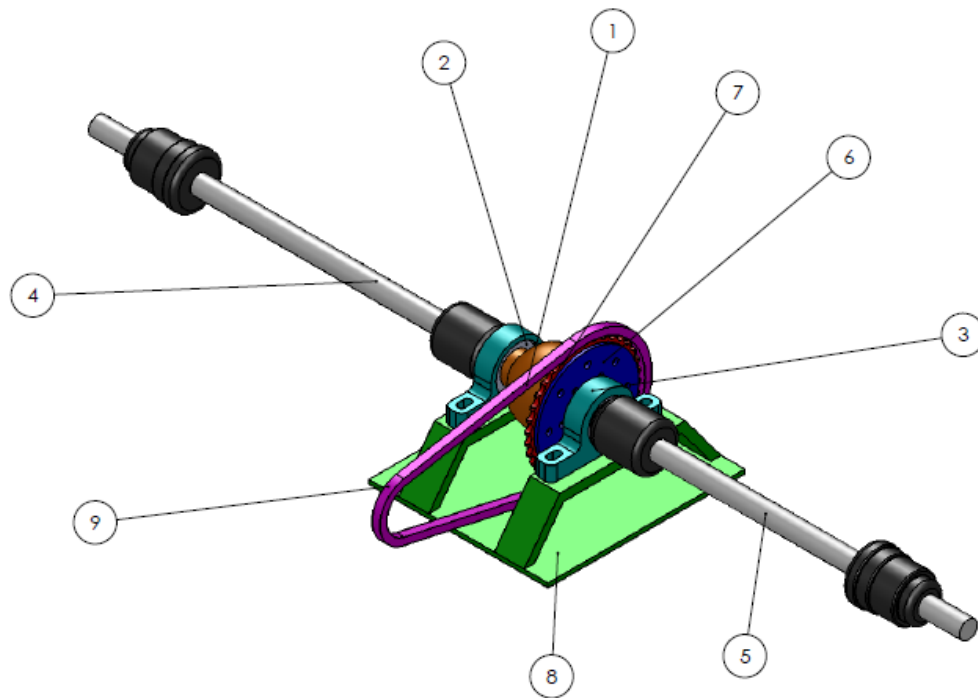


DETALLE B
ESCALA 1 : 10



DETALLE A
ESCALA 1 : 10

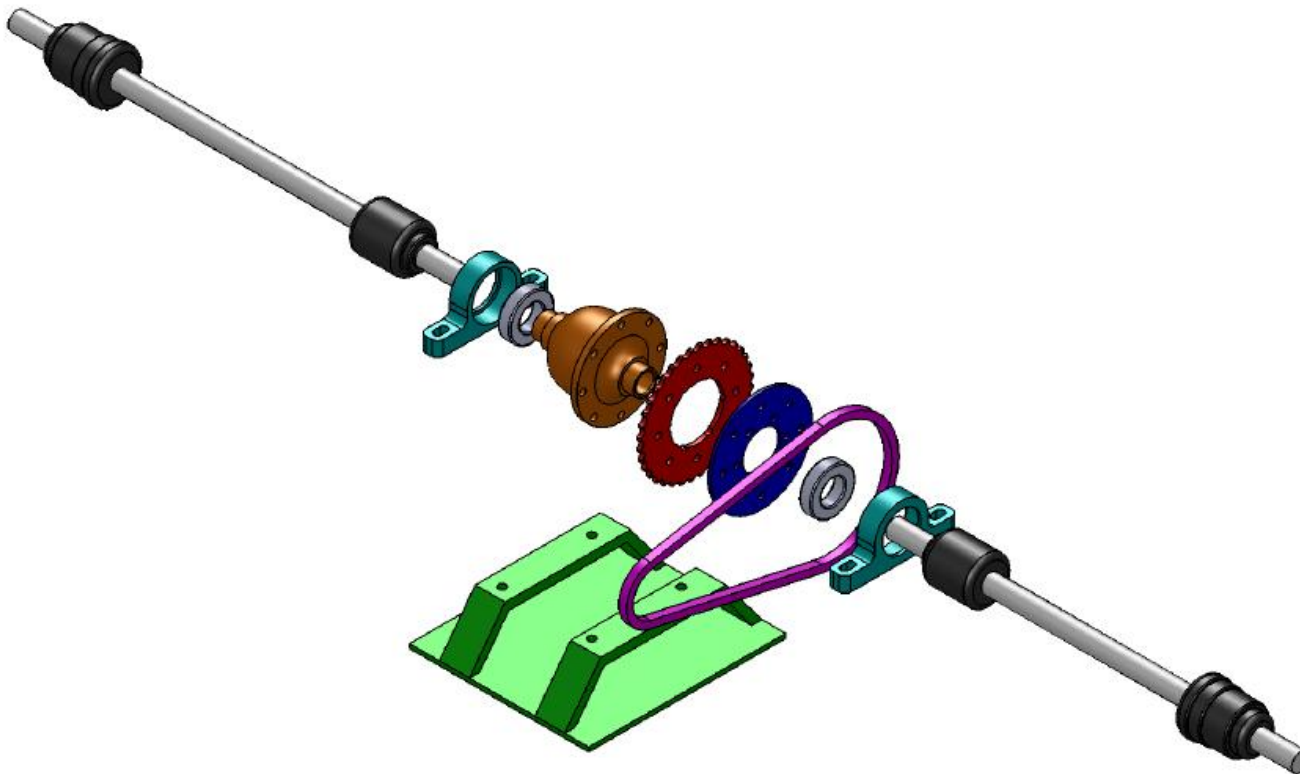
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA UIS-01	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36			PLANO BASE	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS				
			ESCALA: 1:25	A4
			CH-01-05	



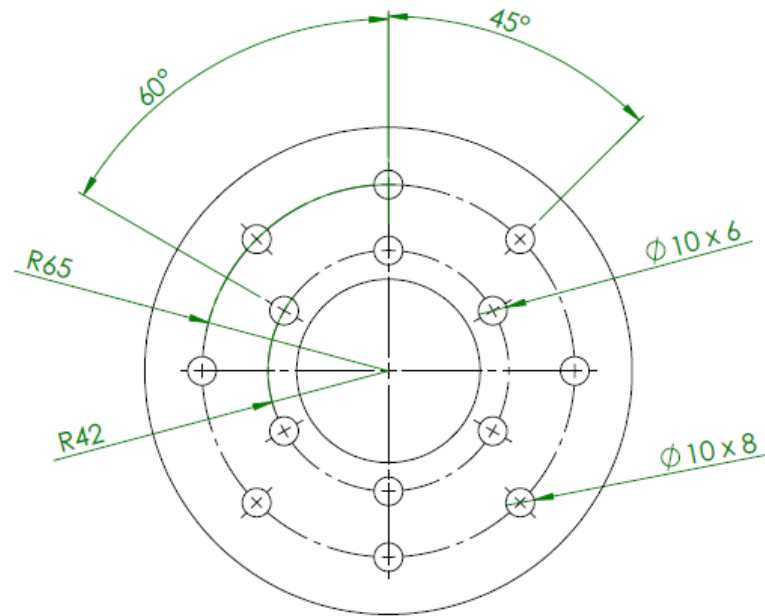
NÚMERO	ELEMENTO	CANTIDAD	REFERENCIA
1	DIFERENCIAL	1	Chevrolet Sprint
2	RODAMIENTO	2	NTN UC207-106D1
3	CHUMACERA	2	NTN UCP207-106D1
4	EJE DERECHO	1	Chevrolet sprint
5	EJE IZQUIERDO	1	Chevrolet sprint
6	PORTACATALINA	1	Fabricada
7	CATALINA	1	Suzuki TS 185cc
8	BASE	1	Fabricada
9	CADENA	1	520H - cadena para Suzuki TS 185cc

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
	NOMBRES	FECHA
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	25-07-11
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	25-07-11
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ S.	25-07-11
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.	01-08-11
MATERIAL:		
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		

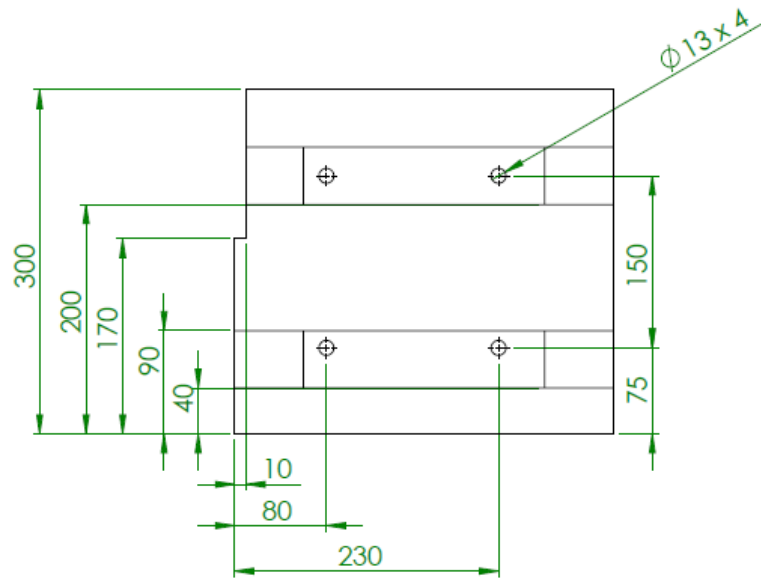
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
TITULO: SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
PLANO GENERAL	A3
ESCALA: 1:5	00.02.00



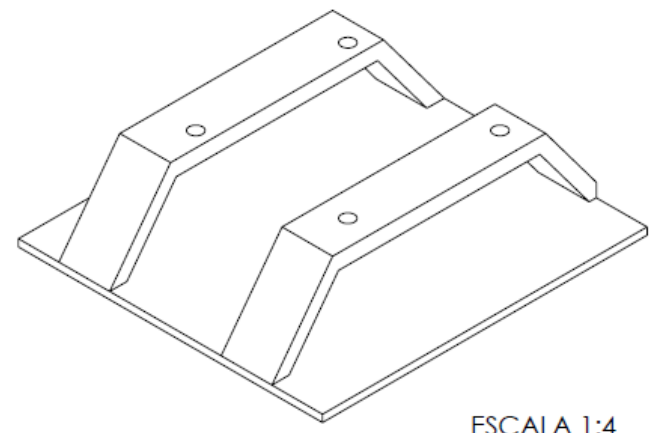
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: SISTEMA DE TRANSMISIÓN
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	25-07-11	
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	25-07-11	
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ S.	25-07-11	
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.	01-08-11	
MATERIAL:		PLANO GENERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		ESCALA: 1:1	A3 00.02.01



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: PORTACATALINA	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO 1010 LAMINADO EN CALIENTE			PLANO DE DETALLE	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS				
			ESCALA: 1:2	A4
				00.02.02

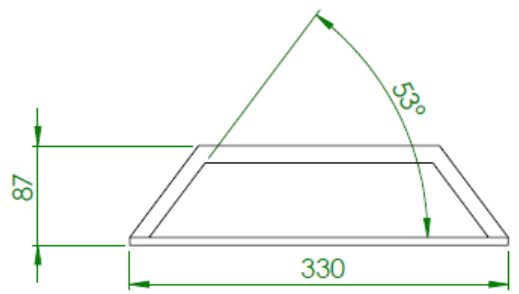


VISTA SUPERIOR



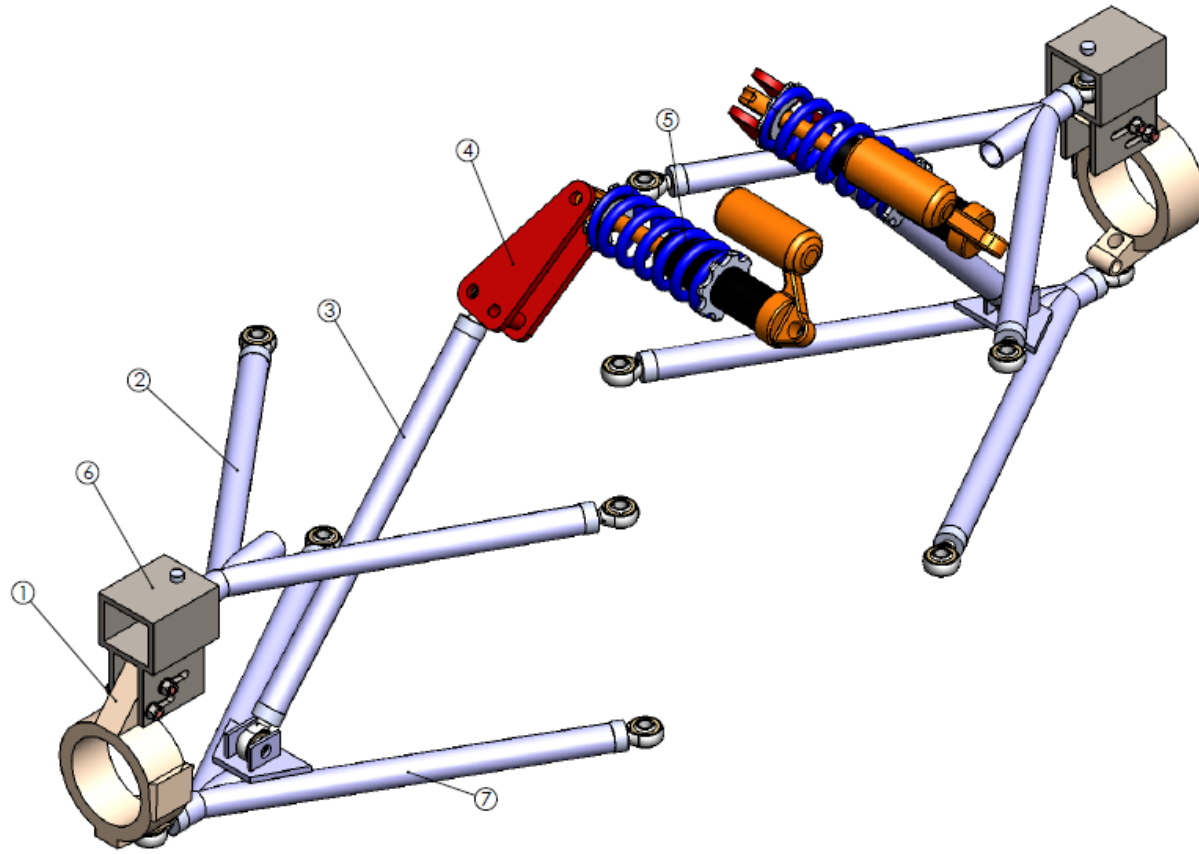
ESCALA 1:4

VISTA ISOMÉTRICA



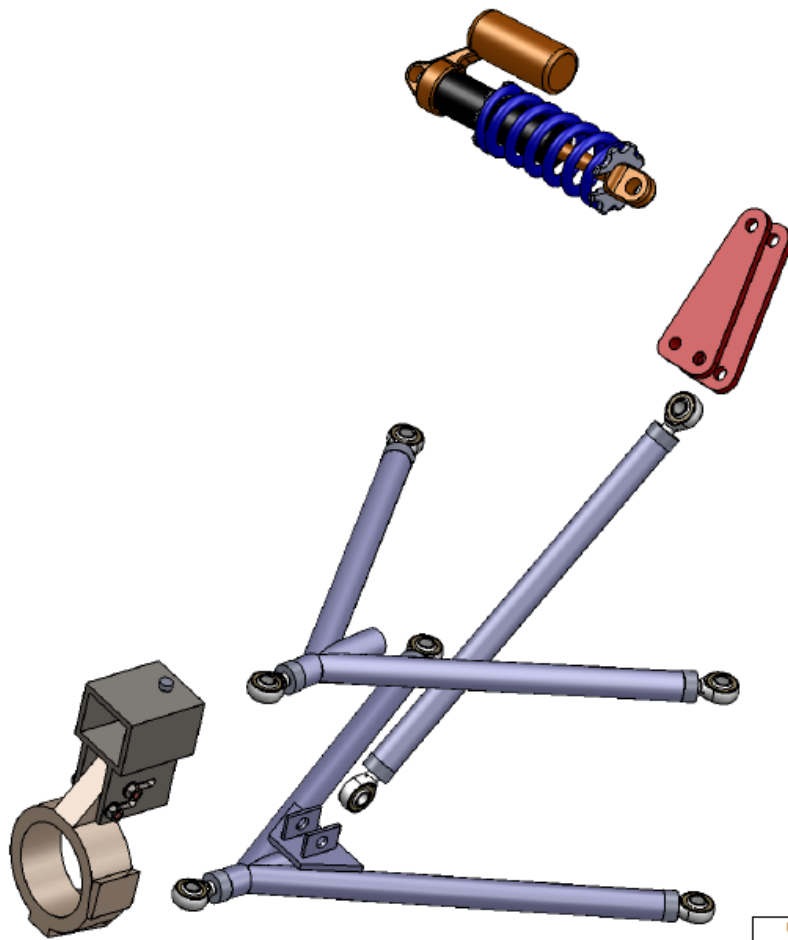
VISTA LATERAL

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: BASE DEL DIFERENCIAL	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO 1010 LAMINADO EN CALIENTE			PLANO DE DETALLE	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:5	A4
				00.02.03



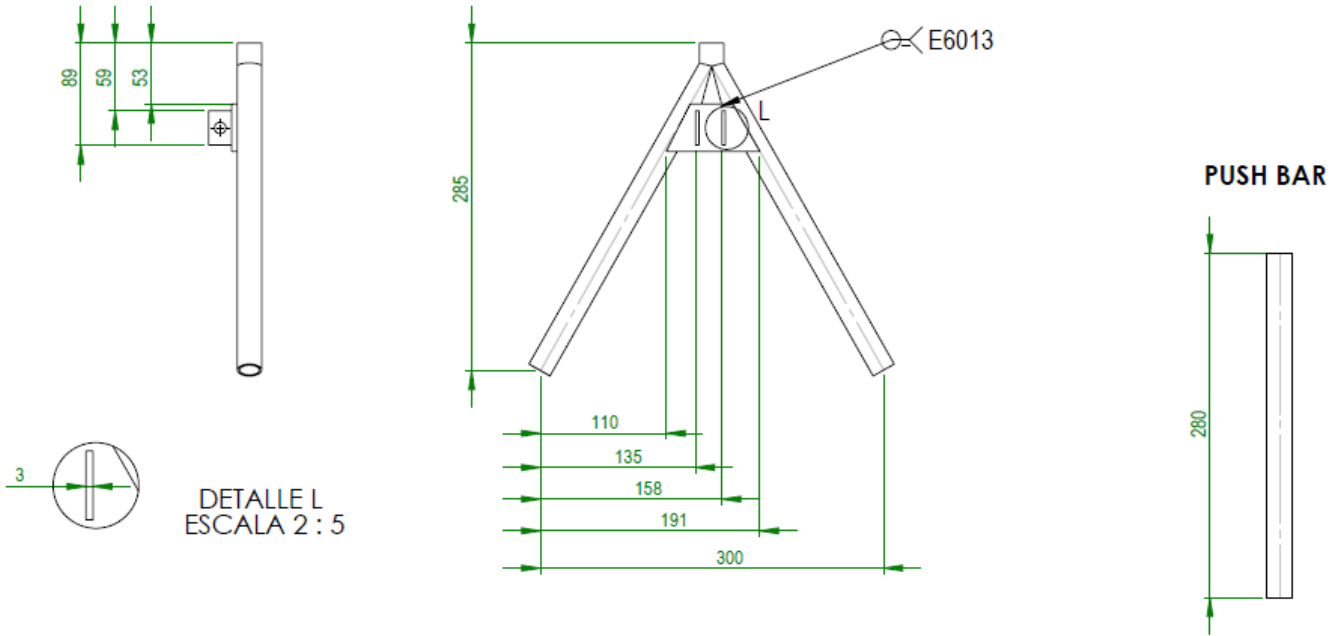
NÚMERO	ELEMENTO	CANTIDAD	REFERENCIA
1	Mangueta	2	Mangueta de chevrolet spring
2	Tijera superior	2	Ver plano 00.03.02
3	Push bar	2	Ver plano 00.03.02
4	Rocker	2	Ver plano 00.03.03
5	Amortiguador	2	Amortiguador de gas
6	Pieza Modificación de mangueta	2	Ver plano 00.03.03
7	Tijera inferior	2	Ver plano 00.03.02

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: SUSPENSIÓN DELANTERA
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11	
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11	
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ S.	18-04-11	
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.		
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			PLANO GENERAL
		ESCALA: 1:5	00.03.00

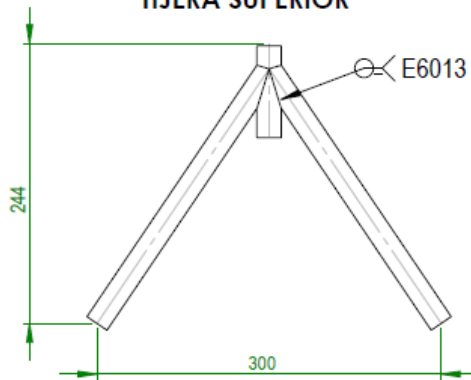


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
	NOMBRES	FECHA	TITULO: EXPLOSIÓN SUSPENSIÓN DELANTERA		
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11			
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11			
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ S.	18-04-11			
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.				
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			PLANO GENERAL		A3
			ESCALA: 1:3	00.03.01	

TIJERA INFERIOR

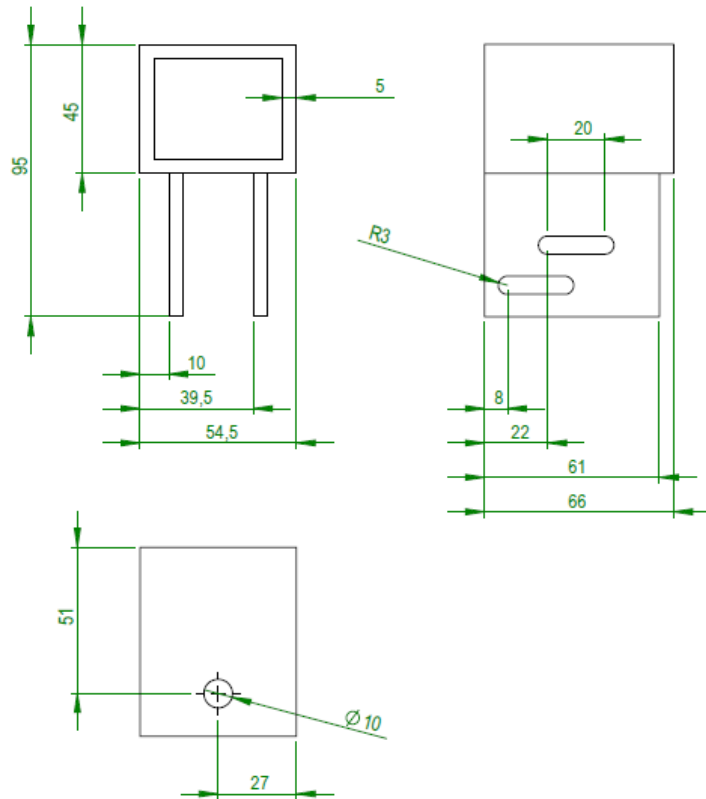


TIJERA SUPERIOR

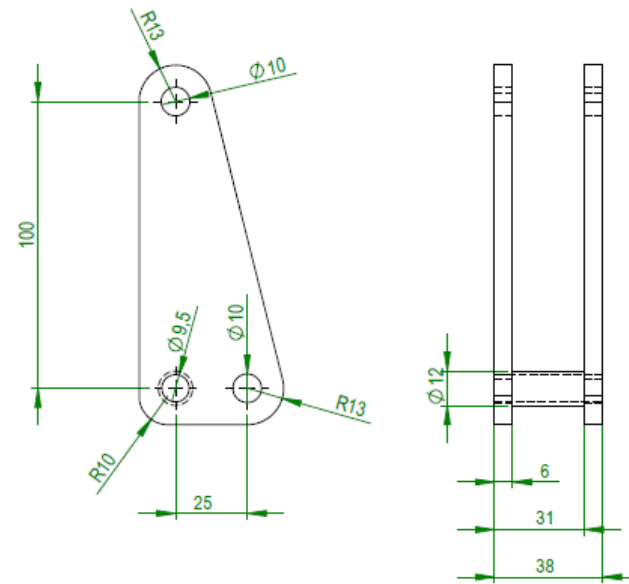


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: TIJERA SUPERIOR, TIJERA INFERIOR Y PUSH BAR DE SUSPENSION DELANTERA	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36 DIAM 21,082 x 1,9mm			PLANO LATERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:5	A4
			00.03.02	

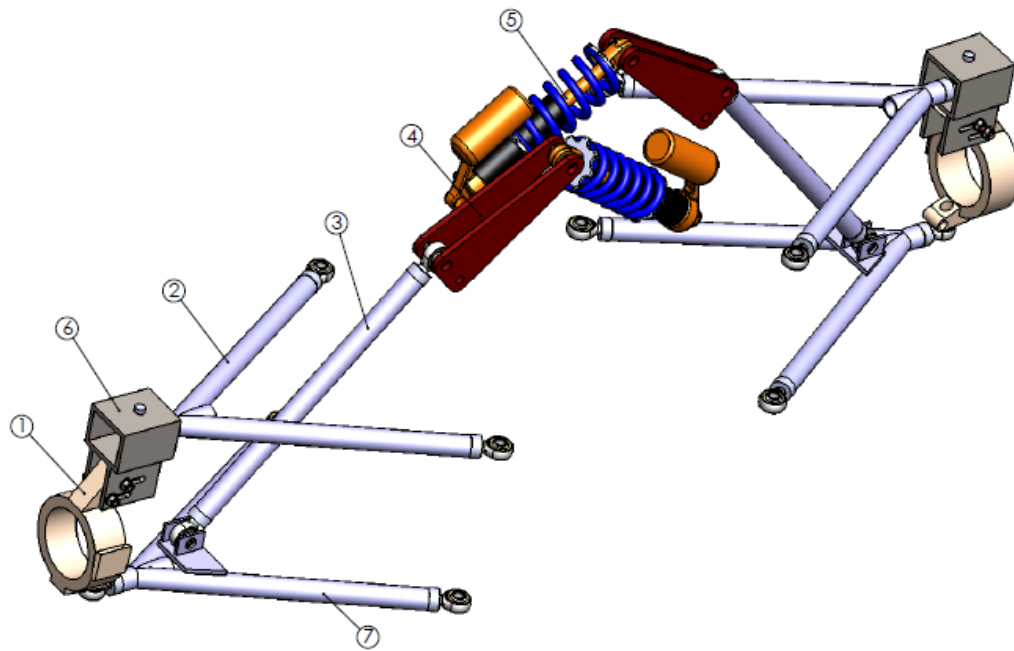
PIEZA MODIFICACION DE MANGUETA



ROCKER

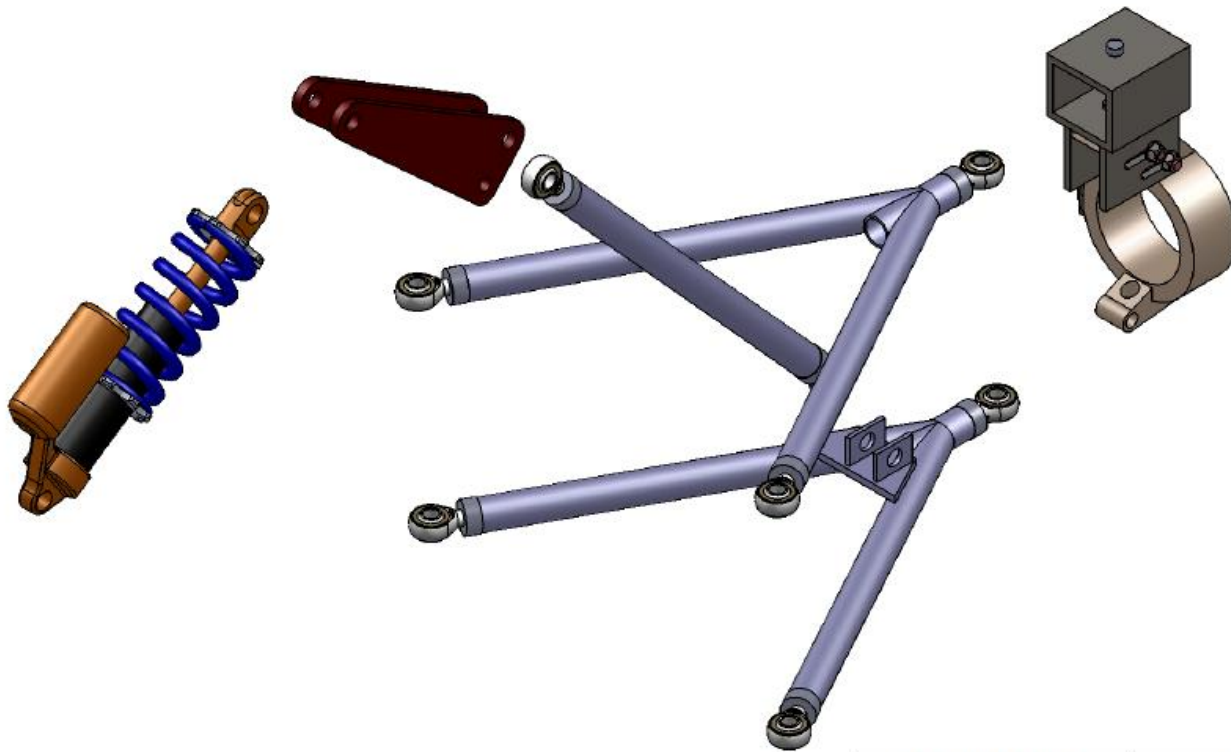


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: ROCKER Y PIEZA DE MODIFICACIÓN DE MANGUETA	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO 1010 LAMINADO EN CALIENTE			PLANO LATERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:2	A4
				00.03.03



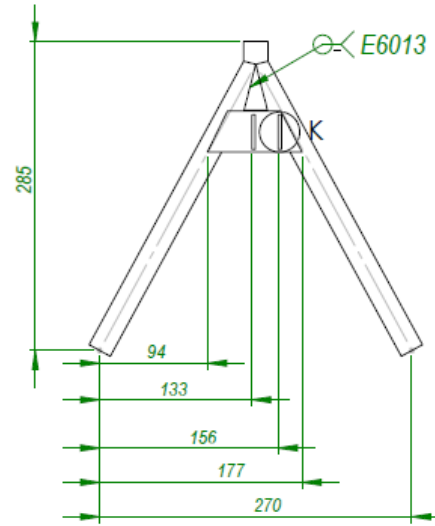
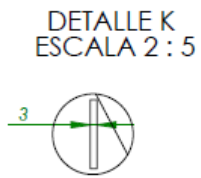
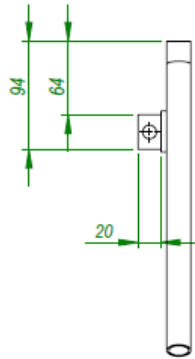
NÚMERO	ELEMENTO	CANTIDAD	REFERENCIA
1	Mangueta	2	Mangueta de chevrolet spring
2	Tijera superior	2	Ver plano 00.03.06
3	Push bar	2	Ver plano 00.03.06
4	Rocker	2	Ver plano 00.03.07
5	Amortiguador	2	Amortiguador de gas
6	Pieza Modificación de mangueta	2	Ver plano 00.03.03
7	Tijera inferior	2	Ver plano 00.03.06

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11	
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11	
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ S.	18-04-11	
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.		
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		TITULO: SUSPENSIÓN TRASERA	
		PLANO GENERAL	
		ESCALA: 1:5	A3
			00.03.04

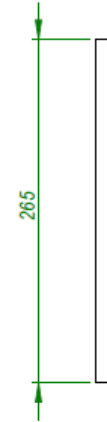


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: SUSPENSION TRASERA	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.	08-08-11		
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			PLANO GENERAL	
			ESCALA: 1:3	A3 00.03.05

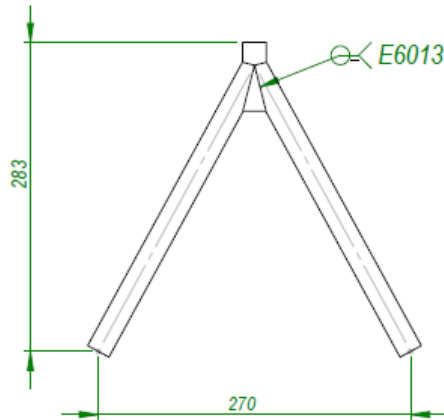
TIJERA INFERIOR



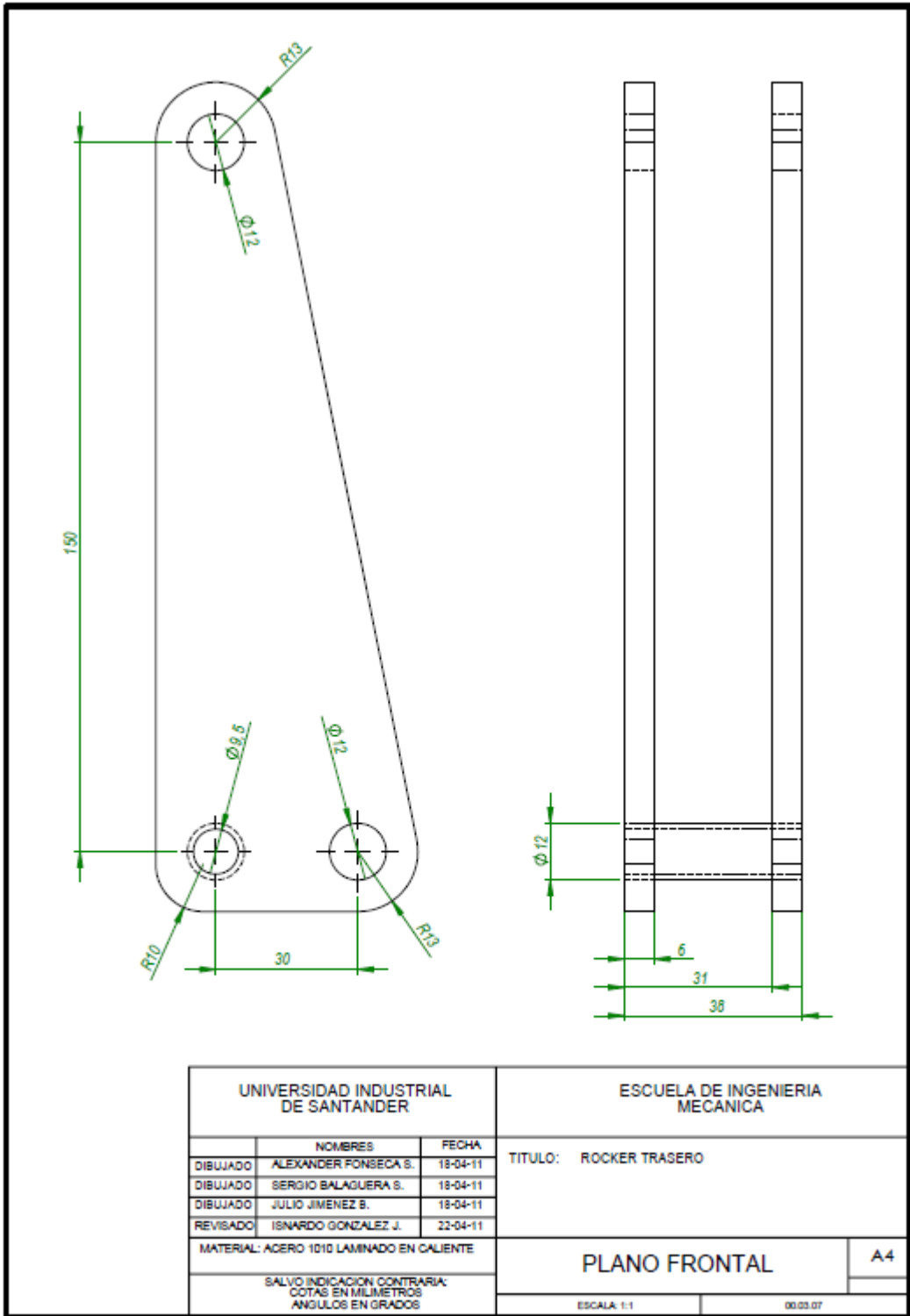
PUSH BAR



TIJERA SUPERIOR

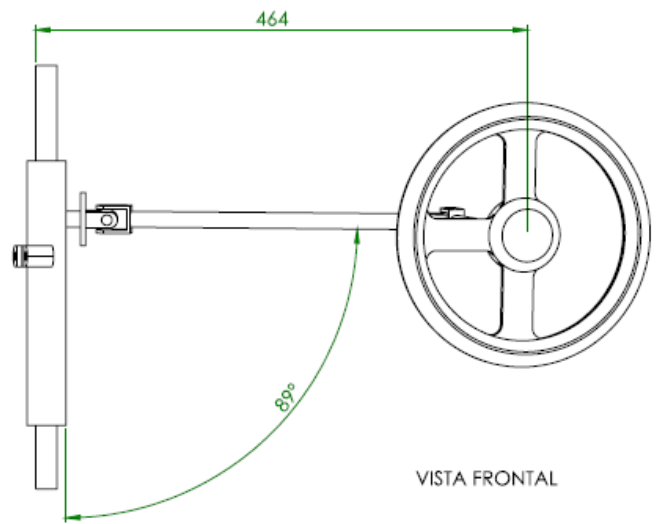


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: TIJERA SUPERIOR, TIJERA INFERIOR Y PUSH BAR DE SUSPENSION TRASERA	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36 DIAM 21,802 x 1,9mm			PLANO GENERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:5	A4
				00.03.06

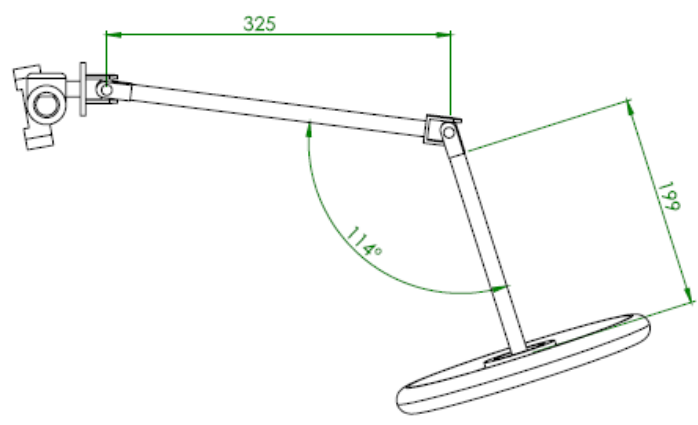


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
NOMBRES	FECHA
DIBUJADO ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11
DIBUJADO SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11
DIBUJADO JULIO JIMENEZ S.	18-04-11
REVISADO ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11
MATERIAL: ACERO 1010 LAMINADO EN CALIENTE	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS	

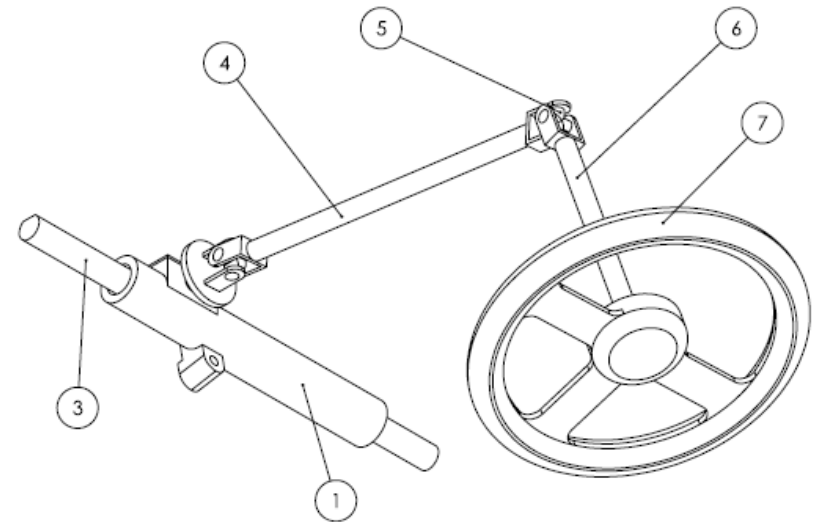
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
TITULO: ROCKER TRASERO	
PLANO FRONTAL	A4
ESCALA: 1:1	00.03.07



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

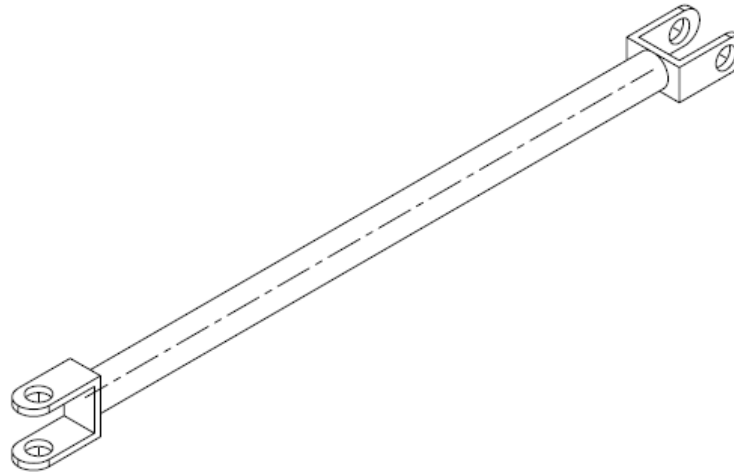
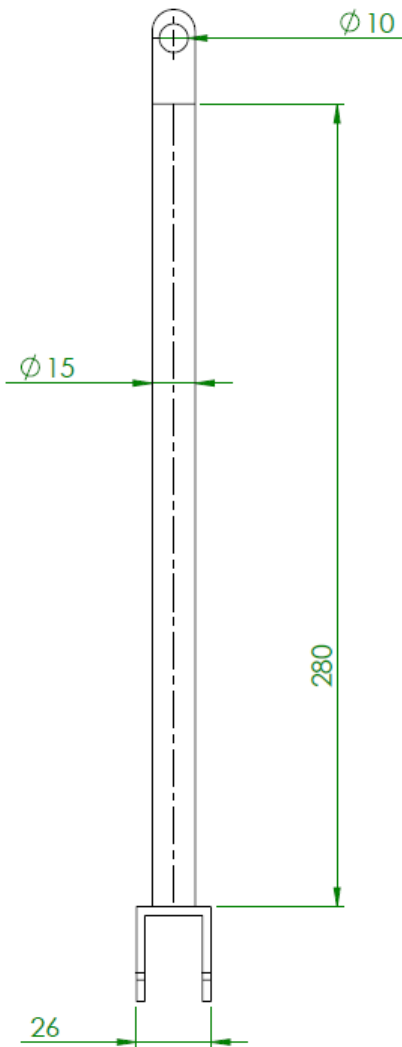


ESCALA 1:3

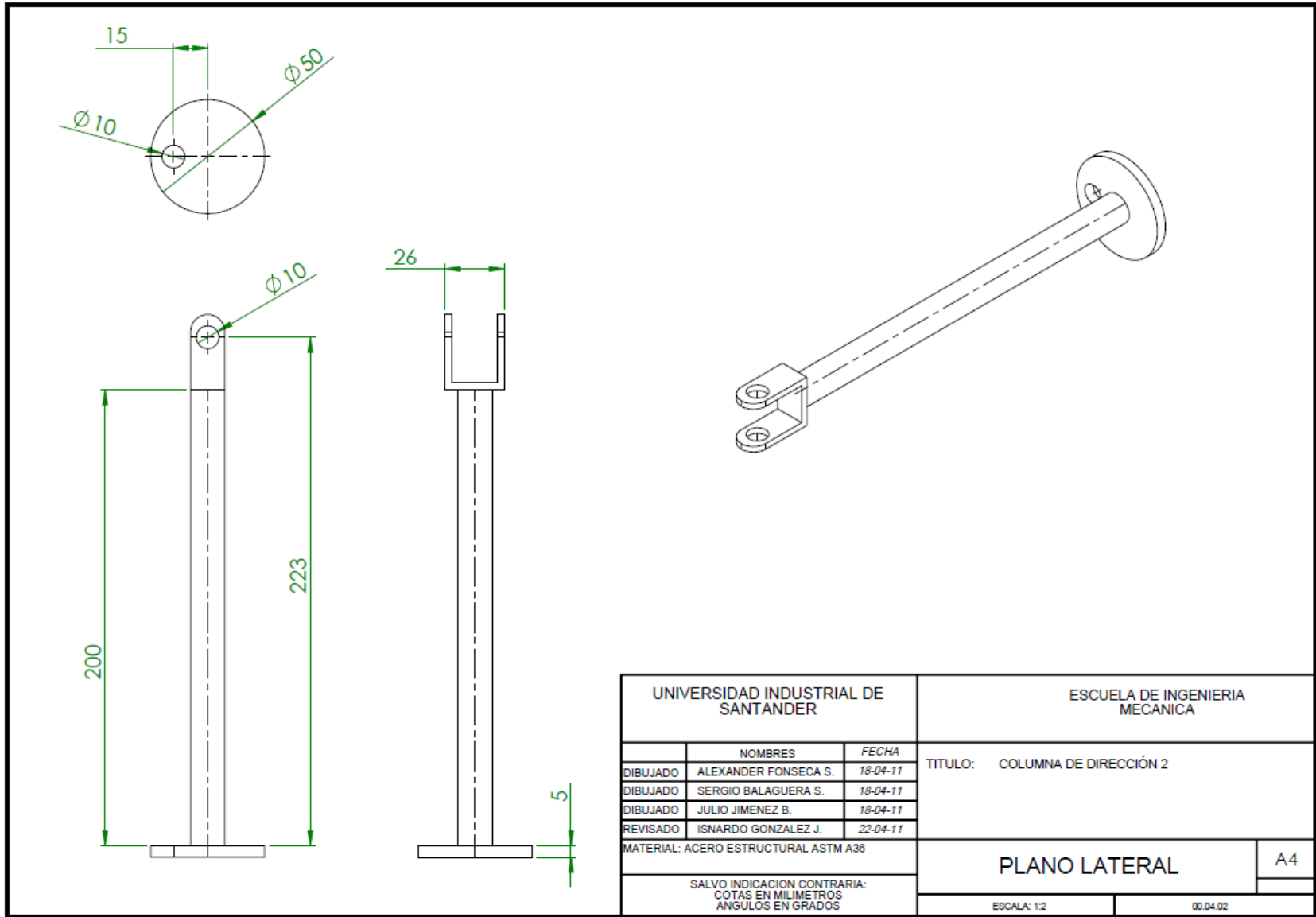
VISTA ISOMÉTRICA DE LA DIRECCIÓN

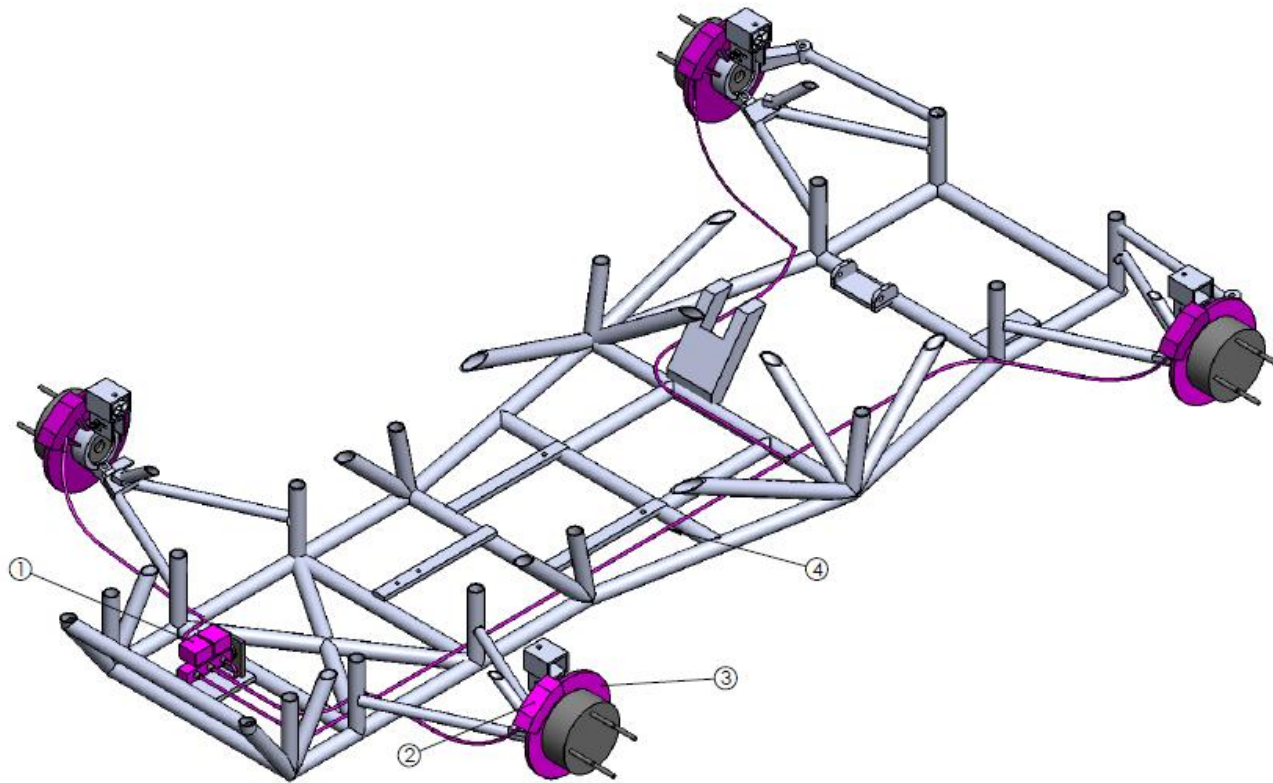
NÚMERO	ELEMENTO	CANTIDAD	REFERENCIA
1	Carcasa de cremallera	1	Cremallera de Renault 9
2	Acople de cremallera	1	Cremallera de Renault 9
3	Cremallera	1	Cremallera de Renault 9
4	Columna de dirección 1	1	PLano 00.04.01
5	Junta Homocinética	2	Pertenece al renault 9
6	Columna dirección 2	1	PLano 00.04.02
7	Volante	1	Volante de competición

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	
NOMBRES		FECHA	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11	
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11	
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11	
REVISADO	IGNACIO GONZALEZ J.	18-04-11	
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36		TITULO: SISTEMA DE DIRECCIÓN	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		PLANO GENERAL	A3
		ESCALA: 1:4	00.04.00



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: COLUMNA DE DIRECCIÓN 1	
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11		
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11		
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ B.	18-04-11		
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ J.	22-04-11		
MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36			PLANO LATERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			ESCALA: 1:2	A4
				00.04.01





Numero	Elemento	Cantidad	REFERENCIA
1	Bomba de frenos	1	Bomba de frenos de Renault 9
2	Mordaza	4	Mordaza de chevrolet sprint
3	Disco de Freno	4	Disco de Freno chevrolet sprint
4	Tuberia de Frenos	1	Tubo de cobre de 3/16' de Diametro

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	NOMBRES	FECHA	TITULO: SISTEMA DE FRENOS
DIBUJADO	ALEXANDER FONSECA S.	18-04-11	
DIBUJADO	SERGIO BALAGUERA S.	18-04-11	
DIBUJADO	JULIO JIMENEZ S.	18-04-11	
REVISADO	IGNARDO GONZALEZ J.		
SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			PLANO GENERAL
		ESCALA: 1:8	A3
			00.05.00