

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO  
SUPERMILEAGE**



**MARÍA ALEJANDRA PULGARÍN ARIAS**

**JUAN DAVID ZABALA GUIADO**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
PEREIRA  
2013**

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO  
*SUPERMILEAGE***

**MARÍA ALEJANDRA PULGARÍN ARIAS**

**JUAN DAVID ZABALA GUIADO**

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero  
Mecánico

**Director**

**CARLOS ALBERTO ROMERO PIEDRAHITA**  
Ingeniero Mecánico, PhD.

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
PEREIRA  
2013**

NOTA DE ACEPTACIÓN

---

---

---

---

---

---

---

FIRMA DIRECTOR

---

FIRMA JURADO

Pereira, 17 de Junio de 2013

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores de este trabajo, expresan sus más sinceros y profundos agradecimientos a:

A Dios por habernos permitido culminar un peldaño más de nuestras vidas profesionales, a nuestros padres y hermanos, por ser incondicionales con sus consejos y deseos de superación continua.

A la Universidad Tecnológica de Pereira, por su receptividad y apoyo a la investigación desde el concepto de la ingeniería de automóviles, factor que nos permite una verdadera formación integral con capacidad para formular propuestas de innovación empresarial.

Al ingeniero Carlos Alberto Romero quien nos orientó con sus mejores aportes académicos, su dedicación y entusiasmo, logrando despertar en nosotros motivos de trabajo e investigación hacia el área del automovilismo.

A nuestros compañeros y amigos Juan Mario Zapata y Julián Castro, por la motivación, tiempo y apoyo incondicional que nos brindaron en nuestro trabajo.

Y por último a nuestros compañeros, amigos y profesores, muchas gracias por compartir sus conocimientos y su amistad.

## CONTENIDO

RESUMEN.....	12
INTRODUCCIÓN.....	13
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	14
JUSTIFICACIÓN.....	15
OBJETIVOS.....	16
OBJETIVO GENERAL.....	16
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
<b>1. CONSIDERACIONES GENERALES DEL PROTOTIPO SEGÚN LA FÓRMULA SAE SUPERMILEAGE®.....</b>	<b>17</b>
<b>1.1 OBJETIVOS DE LA COMPETENCIA SAE SUPERMILEAGE®.....</b>	<b>17</b>
<b>1.2 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS.....</b>	<b>17</b>
1.2.1 Requisitos generales de diseño.....	17
1.2.2 Motor y tren de potencia.....	20
1.2.3 Combustible y envase del combustible.....	22
1.2.4 Sistema de combustible a presión.....	24
1.2.5 Sistema eléctrico.....	25
1.2.6 Estructura del vehículo.....	27
1.2.7 Sistema de Frenos.....	29
1.2.8 Equipo del conductor.....	30
1.2.9 Requisitos del equipo.....	31
<b>2. PREDISEÑO Y CONSIDERACIONES DE LAS ALTERNATIVAS PARA LA SELECCIÓN DE LOS MECANISMOS Y SISTEMAS DEL PROTOTIPO.....</b>	<b>33</b>
<b>2.1 DISEÑO CONCEPTUAL.....</b>	<b>33</b>
2.1.1 Clarificación de objetivos.....	33
2.1.2 Generación y estudio de las alternativas.....	35
2.1.3 Evaluación de las alternativas.....	44
2.1.4 Selección de las alternativas.....	48
<b>2.2 DISEÑO PRELIMINAR.....</b>	<b>48</b>
2.2.1 Identificación de los requerimientos.....	49
2.2.2 Consideraciones para la distribución general.....	49
2.2.3 Planos de distribución general.....	50
2.2.4 Características del vehículo.....	53
<b>3. RESPUESTA DINÁMICA DEL VEHÍCULO.....</b>	<b>61</b>
<b>3.1 FUERZAS QUE INTERACTÚAN EN EL VEHÍCULO.....</b>	<b>61</b>
3.1.1 Resistencia a la rodadura.....	61

3.1.2 Resistencia a la pendiente. ....	62
3.1.3 Resistencia aerodinámica. ....	63
3.1.4 Resistencia debido a la inercia.....	65
3.1.5 Fuerza de tracción. ....	65
<b>3.2 ECUACIÓN DE MOVIMIENTO DEL AUTOMÓVIL .....</b>	<b>67</b>
<b>3.3 DINÁMICA DE FRENADO .....</b>	<b>69</b>
3.3.1 Fuerzas de frenado. ....	69
3.3.2 Eficiencia de frenado.....	76
3.3.3 Tiempo de frenado. ....	76
3.3.4 Distancia de parada. ....	78
<b>3.4 DINÁMICA LATERAL .....</b>	<b>78</b>
3.4.1 Circulación en curva. Velocidades límite de derrape y vuelco. ....	79
<b>4. CRITERIOS GENERALES PARA EL DISEÑO DEL PROTOTIPO .....</b>	<b>84</b>
<b>4.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN .....</b>	<b>84</b>
4.1.1 Geometría de la dirección. ....	84
4.1.2 Análisis del eje o árbol de la dirección.....	90
4.1.3 Análisis de la barra de acoplamiento.....	93
4.1.4 Estructura del sistema de dirección.....	95
<b>4.2 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA .....</b>	<b>96</b>
4.2.2 Cálculos para la transmisión de potencia. ....	96
<b>4.3 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENOS .....</b>	<b>103</b>
4.3.1 Frenos de disco. ....	104
4.3.2 Elementos que conforman el sistema de frenos. ....	104
4.3.3 Cálculos para los frenos delanteros. ....	104
<b>4.4 CÁLCULOS PREVIOS PARA EL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA .....</b>	<b>105</b>
4.4.1 Deflexión de la estructura.....	105
4.4.2 Rigidez a la torsión de la estructura. ....	106
<b>5. MODELADO Y ANÁLISIS .....</b>	<b>108</b>
<b>5.1 INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>108</b>
<b>5.2 CASOS DE CARGA. DESARROLLO, MODELADO Y APLICACIÓN DE FUERZAS.....</b>	<b>108</b>
5.2.1 Análisis del chasis sometido a cargas de flexión estática.....	109
5.2.2 Análisis del chasis sometido a cargas de torsión estática.....	112
5.2.3 Análisis del arco de seguridad del chasis .....	115
5.2.4 Análisis de impacto. ....	118

<b>6. FABRICACIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS</b> .....	<b>121</b>
<b>6.1 PARÁMETROS DE FABRICACIÓN DEL CHASIS</b> .....	<b>122</b>
6.1.1 Métodos de fabricación. ....	123
<b>6.2 DESCRIPCIÓN DE MONTAJE</b> .....	<b>126</b>
6.2.1 Montaje de las ruedas. ....	126
6.2.2 Montaje del sistema de dirección. ....	127
6.2.3 Montaje del sistema de frenos.....	131
6.2.4 Montaje del sistema de transmisión de potencia. ....	132
6.2.5 Elementos adicionales .....	134
6.2.6 Ensamble final .....	135
<b>6.3 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS</b> .....	<b>135</b>
6.3.1 Pruebas del sistema de transmisión de potencia. ....	135
6.3.2 Pruebas del sistema de dirección .....	136
6.3.3 Pruebas del sistema de frenos. ....	138
<b>7. CONCLUSIONES</b> .....	<b>140</b>
<b>8. RECOMENDACIONES</b> .....	<b>142</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	<b>144</b>
<b>ANEXOS</b> .....	<b>147</b>

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Plano de visibilidad mínima	18
<b>Figura 2.</b> Curso de maniobrabilidad	19
<b>Figura 3.</b> Envase del combustible	23
<b>Figura 4.</b> Disposiciones del arco de seguridad	28
<b>Figura 5.</b> Evaluación del sistema de frenos	30
<b>Figura 6.</b> Árbol de objetivos para el diseño de un vehículo <i>Supermileage</i>	34
<b>Figura 7.</b> Chasis de eje longitudinal portante	36
<b>Figura 8.</b> Chasis con plataforma portante	36
<b>Figura 9.</b> Estructura tubular	37
<b>Figura 10.</b> Esquema de la dirección por cremallera	38
<b>Figura 11.</b> Dirección tipo <i>Go Kart</i>	39
<b>Figura 12.</b> Dirección con mando lateral	40
<b>Figura 13.</b> Esquema de un sistema de transmisión de potencia	41
<b>Figura 14.</b> Transmisión por correa	42
<b>Figura 15.</b> Transmisión por cadena	43
<b>Figura 16.</b> Transmisión continuamente variable	43
<b>Figura 17.</b> Pasos de diseño para dar forma	48
<b>Figura 18.</b> Esquema de la posición del piloto	50
<b>Figura 19.</b> Dimensiones principales del vehículo. Vista lateral	51
<b>Figura 20.</b> Dimensiones principales del vehículo. Vista frontal	51
<b>Figura 21.</b> Ubicación del piloto en el vehículo	52
<b>Figura 22.</b> Ubicación de los componentes en el vehículo	52
<b>Figura 23.</b> Diseño final del chasis	53
<b>Figura 24.</b> Motor Honda G100	54
<b>Figura 25.</b> Curvas. Característica externa del motor	55
<b>Figura 26.</b> Diagrama de cuerpo libre de la distribución de cargas de un vehículo	57
<b>Figura 27.</b> Diagrama de cuerpo libre de la distribución de cargas de un vehículo para calcular $h_v$	58
<b>Figura 28.</b> Centro de gravedad del vehículo <i>Supermileage</i> a plena carga	59



<b>Figura 29.</b> Distancia del centro de gravedad del vehículo <i>Supermileage</i> a plena carga (plano XY)	60
<b>Figura 30.</b> Distancia del centro de gravedad del vehículo <i>Supermileage</i> a plena carga (plano YZ)	60
<b>Figura 31.</b> Esquema de rodadura de un neumático	62
<b>Figura 32.</b> Ascenso del vehículo	63
<b>Figura 33.</b> Variación de la potencia necesaria en función de la velocidad	67
<b>Figura 34.</b> Fuerzas y momentos actuantes sobre el vehículo	68
<b>Figura 35.</b> Reparto de fuerzas al momento de frenado	71
<b>Figura 36.</b> Reacciones sobre las ruedas del vehículo <i>Supermileage</i>	73
<b>Figura 37.</b> Reacciones sobre las ruedas frontales del vehículo <i>Supermileage</i>	74
<b>Figura 38.</b> Variación del tiempo de frenado en función de la velocidad	77
<b>Figura 39.</b> Variación de la distancia de frenado en función de la velocidad	78
<b>Figura 40.</b> Vehículo circulando sobre una curva con peralte	79
<b>Figura 41.</b> Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que intervienen en un vehículo circulando sobre una curva con peralte	80
<b>Figura 42.</b> Representación gráfica de la condición límite de vuelco	81
<b>Figura 43.</b> Geometría de giro y condición de <i>Ackerman</i> para el vehículo <i>Supermileage</i>	85
<b>Figura 44.</b> Trapecio de la dirección del vehículo <i>Supermileage</i>	86
<b>Figura 45.</b> Ángulo de avance del vehículo <i>Supermileage</i>	89
<b>Figura 46.</b> Eje o árbol de la dirección del vehículo <i>Supermileage</i>	90
<b>Figura 47.</b> Pandeo en la barra de acoplamiento de la dirección	93
<b>Figura 48.</b> Sistema de dirección del vehículo <i>Supermileage</i>	95
<b>Figura 49.</b> Ruedas dentadas engranando en la cadena	100
<b>Figura 50.</b> Deflexión de una viga común	105
<b>Figura 51.</b> Dibujo en <i>SolidWorks</i> de la estructura final del vehículo <i>Supermileage</i>	109
<b>Figura 52.</b> Fuerzas y restricciones para cargas a flexión estática de la estructura	110
<b>Figura 53.</b> Resultado de los esfuerzos de VonMises para carga a flexión estática	111
<b>Figura 54.</b> Resultado del desplazamiento estático para carga a flexión estática	111

<b>Figura 55.</b> Fuerzas y restricciones para cargas a torsión estática de la estructura	112
<b>Figura 56.</b> Resultado de los esfuerzos de VonMises para carga a torsión estática	113
<b>Figura 57.</b> Resultado del desplazamiento estático para carga a torsión estática	114
<b>Figura 58.</b> Fuerzas y restricciones para el arco de seguridad de la estructura	115
<b>Figura 59.</b> Resultado de los esfuerzos de VonMises para el arco de seguridad (Lateral)	117
<b>Figura 60.</b> Resultado del desplazamiento estático para el arco de seguridad (Lateral)	117
<b>Figura 61.</b> Fuerza actuante en un impacto frontal de la estructura	118
<b>Figura 62.</b> Resultado de los esfuerzos de VonMises en un impacto frontal	119
<b>Figura 63.</b> Resultado del desplazamiento estático en un impacto frontal	120
<b>Figura 64.</b> Proceso general de construcción y montaje	121
<b>Figura 65.</b> Tipos de uniones entre CHS	123
<b>Figura 66.</b> Chasis terminado	125
<b>Figura 67.</b> Soportes de las llantas delanteras	126
<b>Figura 68.</b> Montaje de la llanta trasera	127
<b>Figura 69.</b> Volante de la dirección	128
<b>Figura 70.</b> Eje de la dirección	129
<b>Figura 71.</b> Unión de la palanca de mando por medio de la rótula	130
<b>Figura 72.</b> Montaje del sistema de dirección	130
<b>Figura 73.</b> Elementos que componen el sistema de frenos	131
<b>Figura 74.</b> Montaje de la palanca de frenos y de la palanca del acelerador	132
<b>Figura 75.</b> Kit de piñones y cadena de la marca <i>Cassarella</i> ®	132
<b>Figura 76.</b> Base de madera para acomodar el motor	133
<b>Figura 77.</b> Montaje del motor a la base de madera y a la estructura	134
<b>Figura 78.</b> Ensamble final del prototipo	135
<b>Figura 79.</b> Disposición de los conos, prueba de frenado y maniobrabilidad	137

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Especificación de cada alternativa .....	45
<b>Tabla 2.</b> Evaluación de las alternativas por objetivos ponderados .....	46
<b>Tabla 3.</b> Dimensiones generales de vehículo.....	53
<b>Tabla 4.</b> Masa del vehículo (sin piloto ni combustible) .....	54
<b>Tabla 5.</b> Masa total del vehículo en carrera .....	54
<b>Tabla 6.</b> Especificaciones técnicas del motor.....	55
<b>Tabla 7.</b> Dimensiones de las ruedas .....	56
<b>Tabla 8.</b> Relación de ángulos de giro de las ruedas delanteras .....	86
<b>Tabla 9.</b> Tipos de barras utilizadas en el sistema de dirección .....	96
<b>Tabla 10.</b> Número de dientes recomendados $Z_1$ de la rueda dentada pequeña...98	
<b>Tabla 11.</b> Datos de la transmisión de cadena .....	103
<b>Tabla 12.</b> Resultados del análisis de cargas para el arco de seguridad.....	116
<b>Tabla 13.</b> Secuencia del proceso para el chasis .....	122
<b>Tabla 14.</b> Resultados de la prueba de dirección (maniobrabilidad) .....	137
<b>Tabla 15.</b> Resultados de la prueba de frenado .....	138

## RESUMEN

En el presente proyecto se diseña el chasis de un vehículo *Supermileage*, y se desarrollan los estudios de los sistemas de dirección, frenado y transmisión de potencia, al igual que la selección de los demás componentes, para poder construir y ensamblar el prototipo, teniendo como base el reglamento de la Fórmula SAE *Supermileage*.

Inicialmente se exponen las consideraciones generales que exige la organización para este tipo de vehículos, dando a conocer los objetivos y los requerimientos técnicos de la competencia.

Una vez comprendida la normatividad, se procede a realizar un diseño preliminar de los sistemas del prototipo, obtenido de la investigación de las alternativas propuestas por los grupos que ya han participado en la Fórmula SAE *Supermileage*.

A continuación, se presenta el estudio de la respuesta dinámica del vehículo, es decir, las fuerzas que interactúan en él, la ecuación de movimiento, los cálculos de frenado y el comportamiento en una curva. Asimismo, se establecen los criterios generales para el diseño, en el cual se analizan los demás sistemas.

Para validar el chasis final, se procede a la simulación del mismo, con la ayuda de un programa computacional, estudiando su resistencia estructural y analizando algunos casos de carga, con el fin de crear una estructura que garantice la seguridad del piloto.

Finalmente, una vez validado el diseño, se describe la construcción y el montaje de todo el conjunto del prototipo y posteriormente, se realizan las pruebas de campo para verificar estabilidad, maniobrabilidad, dirección y frenos y poder obtener las conclusiones y recomendaciones del proyecto.

## INTRODUCCIÓN

El interés a nivel mundial por generar sistemas más eficientes ha llevado a compañías y universidades a investigar y crear avances alrededor del área de los automóviles, y una manera de hacerlo es patrocinando y fomentando las competencias automovilísticas, para que incentiven a las personas en formar parte de un desafío que busca desarrollar tecnología de alta eficiencia para vehículos que utilizan motor de combustión interna involucrando asimismo, un compromiso con el medio ambiente.

De ahí surge la necesidad de diseñar y construir un auto de competencia en el que se vea aplicado el concepto de mayor rendimiento, para lo cual es importante motivar la conformación de un grupo de alumnos que se dediquen al mejoramiento e investigación de este tipo de vehículo.

Para llegar al objetivo general del proyecto que es el diseño y construcción del vehículo *Supermileage* primero se plantea el problema, se formula y se sistematiza, para así determinar la base sobre la cual está fundamentado el presente trabajo.

Lo siguiente a tener en cuenta es la búsqueda de la información sobre los aspectos importantes que conforman el proyecto, como el estudio de los antecedentes proporcionados por los equipos que compiten en Estados Unidos y el reglamento de la Fórmula SAE *Supermileage* presentados en los diferentes capítulos.

Teniendo una idea clara, se presenta una parte teórica que sustente lo estudiado y otra parte aplicativa la cual sería la creación del vehículo, quedando como una propuesta para que tanto alumnos como profesores se motiven a seguir innovando y mejorando éste primer prototipo.

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En Colombia los avances en el área del automovilismo han sido escasos, aunque gracias a los esfuerzos de algunas universidades y personas, está siendo posible progresar en este campo, pero se debe considerar que cada día los procesos de innovación y adelanto de la ingeniería automovilística mundial tienden a estándares tecnológicos y ambientales altos, además, dado que el desarrollo de los automóviles se desvía solo por la parte de ensamble y la comercialización de automotores extranjeros, creando así una dependencia al avance tecnológico y científico de algunos países, se ve relevante implementar métodos de diseño a un prototipo de vehículo *Supermileage* establecido por la SAE y de esta forma realizar una base técnica y teórica para la construcción de este prototipo.

Es por esto que con el planteamiento anterior se pretende resolver la siguiente pregunta:

¿Es factible mejorar el diseño de un auto prototipo *Supermileage*, con el cual se pueda aumentar el rendimiento con el menor consumo de combustible posible?

## JUSTIFICACIÓN

Hoy en día por el mismo compromiso generado por la conservación y protección del medio ambiente se están generando grandes avances tecnológicos y desarrollos ecológicos, que permitan en los automóviles aumentar su desempeño con el menor consumo de combustible posible y reduciendo la contaminación ambiental debido a los gases de efecto invernadero.

Es así, como motivados por lo anterior y siguiendo la idea de la “*Society of Automotive Engineers*” o Sociedad de Ingenieros Automotrices SAE de Estados Unidos, la cual es convocar a alumnos de diferentes universidades del mundo para que compitan construyendo un carro de gasolina que tenga un mayor rendimiento (*Supermileage*), se decide realizar el presente trabajo.

Con este proyecto no solamente se busca diseñar y construir un vehículo que siga el reglamento de la Fórmula SAE *Supermileage*, sino dejar planteado el primer paso en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira para la creación y conformación de un Semillero de Investigación con alumnos que se sientan impulsados a perfeccionar y a realizar nuevas investigaciones alrededor de este trabajo para poder así, participar en una competencia de carros de este tipo a nivel internacional.

Por último con el diseño y construcción de este prototipo, se pretende implementar los conocimientos obtenidos mediante los estudios realizados en Ingeniería Mecánica.

## OBJETIVOS

### OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un vehículo prototipo *Supermileage* según las especificaciones de la SAE.

### OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y seleccionar los componentes del chasis, sistema de dirección, sistema de frenos y sistema de transmisión de potencia.
- Ensamblar el vehículo diseñado previamente bajo las especificaciones de la SAE.
- Realizar pruebas del sistema de transmisión de potencia del prototipo *Supermileage*.
- Realizar pruebas de conducción y de tracción del prototipo *Supermileage*.
- Realizar pruebas del sistema de frenado del prototipo *Supermileage*.
- Analizar los resultados obtenidos en las pruebas para concluir sobre futuros trabajos enfocados a mejorar lo realizado.



# 1. CONSIDERACIONES GENERALES DEL PROTOTIPO SEGÚN LA FÓRMULA SAE SUPERMILEAGE®

## 1.1 OBJETIVOS DE LA COMPETENCIA SAE SUPERMILEAGE®

El propósito de la competencia SAE *Supermileage* es ofrecer a los estudiantes de pregrado y posgrado la oportunidad de mejorar sus habilidades de diseño de ingeniería y gestión de proyectos de ingeniería en una competencia exigente.

El objetivo de diseño es crear un vehículo de alto rendimiento, tripulado por una sola persona que sea capaz de alcanzar un alto kilometraje con el menor consumo de combustible, cumpliendo con las normas de la competencia. De igual manera, se espera que dichos vehículos sean diseñados y fabricados de acuerdo con las buenas prácticas de ingeniería.

## 1.2 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS

El reglamento de la SAE *Supermileage*®, a lo largo de la norma va haciendo mención sobre cómo debe ser la configuración general del vehículo y sobre los requerimientos técnicos.

### 1.2.1 Requisitos generales de diseño

**1.2.1.1 Configuración general.** El vehículo debe tener mínimo tres ruedas en contacto con el suelo en todo momento. La longitud, el ancho y la altura del vehículo no están expresamente regulados. El conductor debe estar totalmente encerrado dentro del cuerpo del vehículo para evitar que éste tenga contacto con el pavimento.

**1.2.1.2 Limitaciones de alimentación del vehículo.** La única fuente de propulsión del vehículo debe ser desde el motor de cuatro tiempos. Esto significa que no debe haber sistema de propulsión humana. Cualquier sistema inercial, si se usa, debe estar en reposo antes del inicio de la carrera de rendimiento.

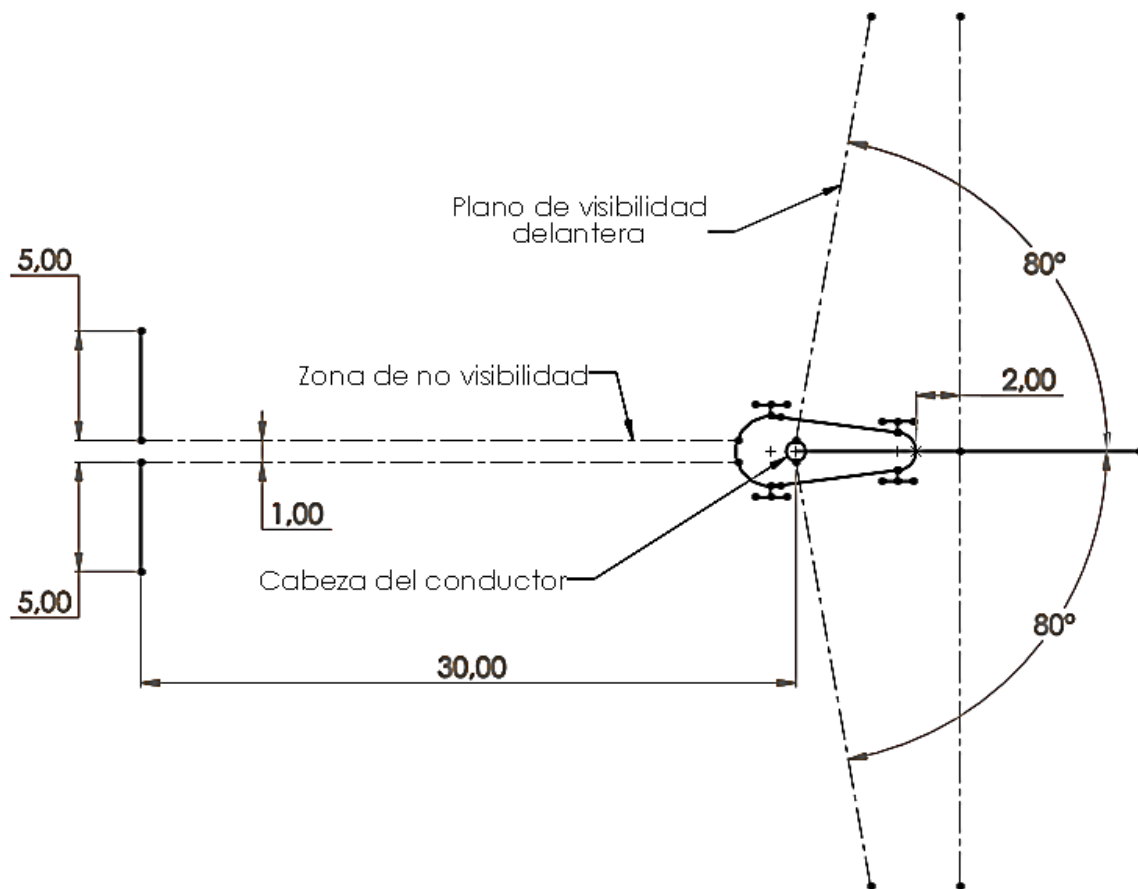
Toda la energía utilizada para la propulsión del vehículo debe venir del combustible.

**1.2.1.3 Posición del conductor.** El conductor debe estar sentado en el vehículo para que sus pies estén hacia adelante, apuntando en la dirección de viaje. Los conductores no pueden colocar la cabeza hacia adelante en el vehículo.

**1.2.1.4 Campo de visión delantera.** El conductor debe tener una visibilidad adecuada para mantener el control y tener conocimiento de la situación. El campo de visión delantera no debe ser menor de  $\pm 80^\circ$  desde el eje longitudinal del vehículo.

- **Parabrisas.** Si el vehículo cuenta con un parabrisas, éste deberá tener un agente que repele el agua en el exterior y un agente contra el empañamiento en el interior.

Figura 1. Plano de visibilidad mínima

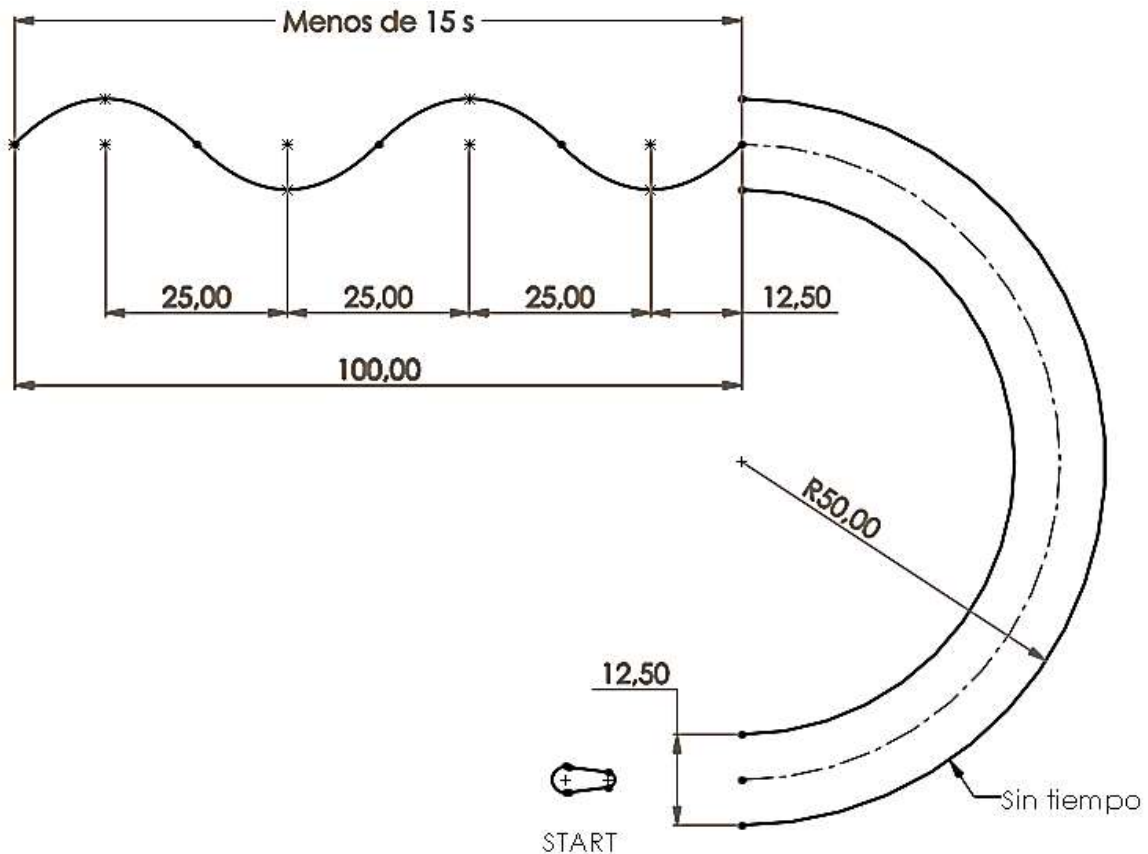


SAE International [20].

- **Visibilidad delantera.** En la posición normal de conducción, el conductor deberá ser capaz de ver y reconocer objetos en el suelo 6,0 metros (20 pies) al frente del vehículo.

**1.2.1.5 Maniobrabilidad.** Cada vehículo debe tener una geometría de dirección capaz de girar dentro de un radio interno de 15,2 metros (50 pies) como máximo. La maniobrabilidad del vehículo será evaluada durante la inspección técnica usando el curso que se describe en la Figura 2.

**Figura 2.** Curso de maniobrabilidad



SAE International [20].

- **Sección del zigzag.** El vehículo debe recorrer 30,5 metros (100 pies) en la sección del zigzag en menos de 15 segundos. El espaciado del cono será 7,6 metros (25 pies).

La dirección debe ser a través de un sistema de dirección de respuesta "natural", es decir, cuando el conductor mueva el dispositivo de interfaz de la dirección hacia la derecha, el vehículo tendrá que girar a la derecha; si por el contrario lo mueve hacia la izquierda, el vehículo deberá girar a la izquierda.

**1.2.1.6 Estabilidad.** Cada vehículo tendrá que demostrar su estabilidad lateral.

El vehículo, con cada uno de los pilotos calificados, con todo el equipo necesario para cumplir con el peso del conductor y con las normas de seguridad, debe mantener un total contacto de la rueda con una rampa de veinte (20) grados (medidos desde la horizontal) cuando esté situado estáticamente en la rampa hasta la siguiente configuración: una rueda delantera y una rueda trasera del vehículo, deben comunicarse con una línea horizontal de 2,4 metros (8 pies) de largo en la rampa con el vehículo de pleno hacia la derecha y la configuración de giro a la izquierda. No está permitida ninguna estructura de soporte en la rampa por debajo de la línea horizontal.

La estabilidad del vehículo también se evaluará durante la inspección técnica en la sección del *zigzag*, mostrado en la Figura 2.

**1.2.1.7 Peso mínimo del conductor.** La masa mínima del conductor es de 59 kg (130 lb), totalmente equipado y con un casco. Los conductores que no cumplan con los requisitos de peso mínimo deben cargar un lastre para llevar su peso hasta 59 kg (130 lb).

El lastre unido al conductor no se puede exceder de 4,5 kg (10 lb). El cinturón del conductor o pesos similares son sugeridos. Otro lastre que no esté unido al conductor debe ser fijado rígidamente al vehículo cuando esté en funcionamiento pero que pueda ser extraíble para el pesaje.

## **1.2.2 Motor y tren de potencia**

**1.2.2.1 Motor.** Desde hace más de veinte años, la corporación *Briggs & Stratton®* ha proporcionado generosamente sus motores a los equipos que participan en la *SAE Supermileage®* sin ningún costo.

Todos los vehículos deben utilizar el mismo motor suministrado a cada participante por la *Briggs & Stratton®* (Modelo 091202 Tipo 1016E1A1001 o similar). El motor es refrigerado por aire, cuatro tiempos, con una potencia de 2,61 kW (3,5 hp) y a 3600 min<sup>-1</sup>.

Los cambios en el motor de base, los cuales pueden ser deseados para mejorar la eficiencia, son aceptables, pero deben satisfacer los requisitos nombrados en la sección de "Modificaciones del motor".

**1.2.2.2 Modificaciones del motor.** El motor *Briggs & Stratton®* puede ser modificado de cualquier manera que de alguna u otra forma cumplan con estas reglas, con las siguientes excepciones:

- **Cilindro y cárter.** El cilindro y el cárter deben ser identificables como componentes del motor suministrado por la *Briggs & Stratton®* para el participante.
- **Cojinetes de soporte del cigüeñal.** Éstos cojinetes pueden ser alterados o reemplazados, pero deben estar soportados solamente por el cárter del *Briggs & Stratton®*.
- **Superficie de fricción del pistón.** La superficie puede ser alterada o reemplazada, pero debe estar soportada exclusivamente por el cárter del *Briggs & Stratton®*.

**NOTA:** Utilizar un motor de otro fabricante con el cilindro o cárter del *Briggs & Stratton®* es una violación a estas reglas.

- **Ventilación del cárter.** El cárter no puede ventilar el aire de admisión del motor.

**1.2.2.3 Transmisión y embrague.** La transmisión y/o el embrague de diseño debe ser tal que, el motor pueda desconectarse de las ruedas motrices con el fin de permitir que el vehículo quede parado con el motor en marcha.

**1.2.2.4 Sistema de escape.** El escape del motor debe salir del cuerpo del vehículo (si lo tiene). Los silenciadores no son necesarios. El tubo de escape debe estar aislado o protegido para reducir el riesgo de quemaduras.

El tubo de escape debe extenderse mínimo 25 mm (1,0 pulgadas) más allá de la parte exterior del cuerpo del vehículo.

**1.2.2.5 Protectores y escudos.** Todos los componentes móviles del motor de potencia tendrán que estar protegidos para prevenir daños a los elementos que transportan combustible y evitar lesiones al conductor en caso de que ocurra una

rotura. Los escudos también deben proteger contra cualquier posible contacto con el personal de apoyo del conductor o cuando los componentes están en movimiento.

Si las ruedas están en el interior de la carrocería, éstas deben estar protegidas para prevenir la propulsión por el conductor.

Todos los vehículos deben tener un soporte que separe completamente al conductor de un posible contacto accidental con el pavimento.

Todos los componentes del sistema de combustible deben estar guardados o sujetos, para evitar el contacto con las piezas móviles.

Todos los componentes eléctricos deben estar protegidos y/o sujetos para evitar el contacto con las piezas móviles e impedir la abrasión del aislamiento.

### **1.2.3 Combustible y envase del combustible**

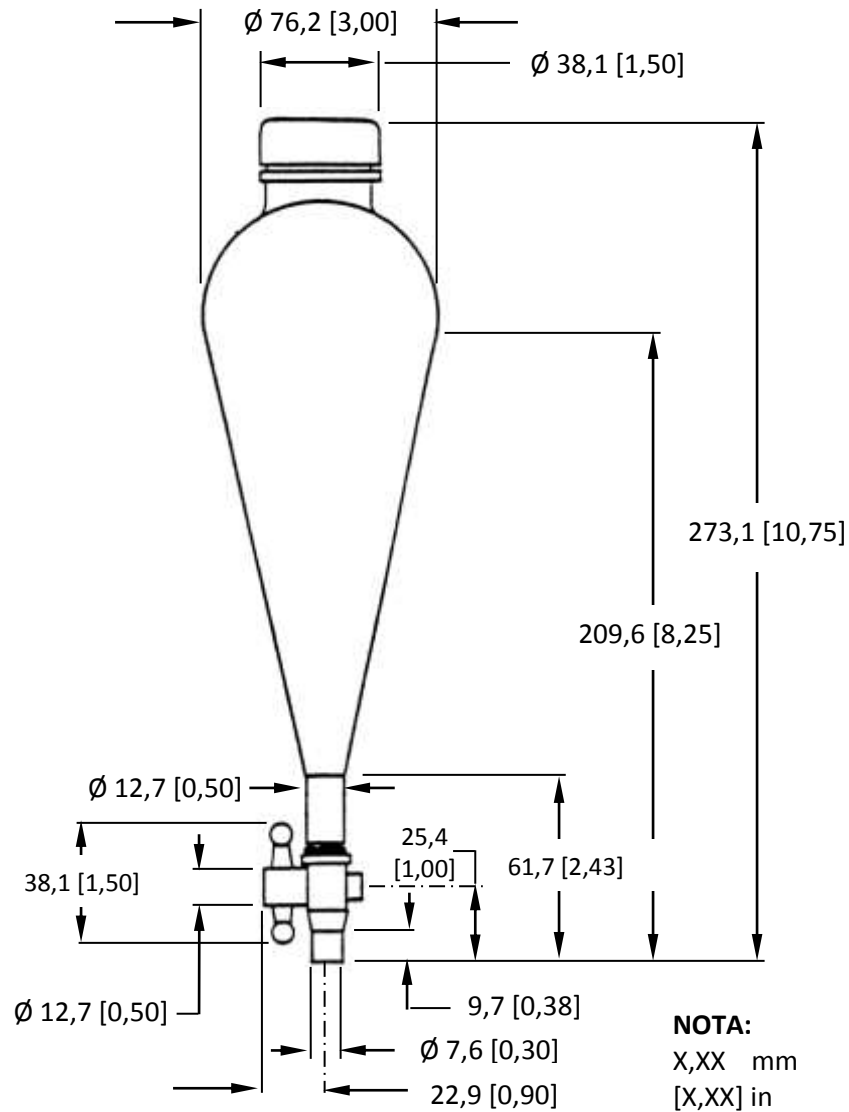
**1.2.3.1 Combustible.** El combustible será isooctano (2,2,4 - trimetilpentano) para proporcionar un combustible de composición uniforme.

**1.2.3.2 Envase del combustible.** El envase del combustible debe estar montado verticalmente para evitar fugas de combustible en el tapón ventilado. Debe ser fácil acceder a la botella con todos los paneles de la carrocería en su lugar. Las puertas de acceso son los sitios preferidos.

En la Figura 3, se muestra el envase del combustible que se utilizará en el concurso. El organizador de la competencia ofrece el envase del combustible para cada intento de ahorro de combustible.

**1.2.3.3 Sujeción del envase del combustible.** La botella del combustible debe estar retenida positivamente. Ésta no puede estar sujeta en su soporte con cinta adhesiva. La botella debe estar rígidamente retenida para evitar el derrame de combustible.

**Figura 3.** Envase del combustible



SAE International [20].

**1.2.3.4 Puerta de acceso.** La puerta de acceso para la instalación de la botella del combustible y la eliminación debe ser de un tamaño suficiente para permitir su fácil inserción y colocación.

El envase de combustible existente se debe poder reemplazar por una nueva botella dentro de 45 segundos. Éstos 45 segundos incluyen, fijación de la línea de combustible y aseguramiento de todas las características de la botella para que quede listo para funcionar.

Las secciones de la carrocería trasera del vehículo, que están articuladas en el lado del motor del aislante contra el fuego son aceptables. No está permitido que se elimine completamente la puerta de acceso, ni la eliminación completa de un panel de la carrocería del vehículo, o de los paneles de acceso y puertas articuladas en el lado del conductor del aislante contra el fuego.

La experiencia ha demostrado que las puertas de acceso en forma de cuadrado con una longitud lateral mínima de 20 cm (8 pulgadas) permiten un acceso suficiente para la colocación de la botella del combustible.

Los participantes deberán demostrar el cumplimiento de los 45 segundos durante la Inspección Técnica.

**1.2.3.5 Sistema de drenaje del combustible.** El sistema de combustible y de lubricante debe ser diseñado de modo que la pérdida de fluidos no pueda dar lugar a un peligro de incendio. Se requiere que haya un drenaje positivo lejos del conductor y fuera del vehículo en todas las áreas en donde el combustible esté presente o pueda presentar fugas.

Todos los accesorios a presión de la línea de combustible deben estar sujetos.

## **1.2.4 Sistema de combustible a presión**

**1.2.4.1 Tanques de combustible a presión.** Los tanques de combustible a presión están prohibidos.

**1.2.4.2 Sistemas de combustible a presión.** Estos sistemas si están permitidos. Los siguientes requisitos son solamente para los sistemas de combustible a presión.

- **Manguera.** La tubería de presión nominal (o las especificaciones de designación) debe estar claramente marcada por el fabricante de la tubería. La presión nominal debe ser la adecuada para la presión que se utiliza.
- **Marcas.** Los vehículos que usan combustible a presión deben ser marcados con las letras "EFI". La rotulación debe ser al menos de 25 mm (1 pulgada) de alto y claramente visible en el exterior del vehículo, adyacente a la puerta del combustible.



- **Manómetro.** Proporcionar un manómetro para la visualización de la presión del combustible. El indicador debe ser claramente visible a través de la puerta de acceso del combustible durante la inserción y el retiro de la botella de combustible.
- **Válvula de descarga.** Proporcionar una válvula de descarga para despresurizar el sistema de combustible antes y después de reemplazar la botella del combustible. La válvula debe ser de fácil acceso a través de la puerta de entrada de combustible.

Esta válvula debe estar etiquetada con letras de al menos 13 mm (0,5 pulgadas) de altura.

### 1.2.5 Sistema eléctrico

**1.2.5.1 Baterías.** Las baterías pueden llevarse en cada vehículo pero son limitadas a los sistemas de arranque, igniciones, instrumentación y similares. En ningún caso deben ser capaces de alimentar el vehículo.

Todas las baterías deben estar seguras y rígidamente montadas en el vehículo.

Nota: Las baterías no se consideran como lastre con el fin de simular el peso del conductor requerido (Numeral 1.2.1.7).

Todas las pilas o baterías (grupos de celdas de batería) distintas de las basadas en la química de ácido de plomo, deben ser separadas del conductor por una barrera y protegido de cualquier fuente de calor.

Las baterías basadas en la química del litio excepto LiFe-Po (Fosfato de Hierro y Litio), deberán:

- a) Ser artículos fabricados comercialmente.
- b) Tener sobre voltaje, bajo voltaje, corto circuito y sobre protección de la temperatura.
- c) Ser presentados en la inspección técnica con marcas identificadas por comparación con una hoja de datos u otra documentación, demostrando el paquete y soporte electrónico que cumple con todos los requisitos de las normas.

**1.2.5.2 Sistemas de arranque y de luces.** Las baterías utilizadas para los sistemas de arranque, pueden ser de cualquier tamaño y voltaje. Deben ser

eléctricamente separadas de todos los otros sistemas. Sólo pueden utilizarse para arrancar el motor y encender las luces.

**1.2.5.3 Otros sistemas eléctricos del vehículo.** Todos los demás elementos eléctricos (bombas de combustible, inyectores, ignición, instrumentación, etc.) deben utilizar una batería de 12V con una capacidad nominal no superior a 1,4 Ah de C20. Un generador de motor puede ser necesario para mantener la batería cargada si el consumo de energía es alto.

**1.2.5.4 Requisitos de los fusibles.** Todas las conexiones eléctricas a cualquier tipo de batería deben llevar un fusible con un rango apropiado.

**1.2.5.5 Dispositivos independientes.** Equipo de comunicación, cronómetros, computadores de bicicleta o dispositivos similares que tengan una batería autónoma, son permitidas y no están gobernadas por las restricciones de las baterías anteriormente nombradas.

**1.2.5.6 Interruptor (es) de corte de energía (parada de emergencia).** Son requeridos tres (3) interruptores de corte para la ignición del motor. Uno debe montarse a poca distancia del conductor, y los otros dos deben montarse a cada lado del vehículo.

Todos los interruptores deben ser de acción positiva, los tipo palanca deben ser mínimo de 19,0 mm (0,75 pulgadas) de largo. Están prohibidos los interruptores momentáneos de tipo de contacto o eje de balancín.

Los interruptores de corte externos deben montarse firmemente en el marco o en una sección de cuerpo rígido. Los Interruptores deben ser montados en el cuerpo entre la rueda delantera y la parte trasera del vehículo al menos 76,2 mm (3 pulgadas) por encima del suelo.

Para asegurar que los interruptores permanezcan intactos en caso de la pérdida del cuerpo o elemento, éstos no pueden ser instalados en partes extraíbles o flexibles, paneles o secciones. Como adicional, los interruptores no deben montarse sobre superficies curvas debajo del vehículo.

Nota: Todos los interruptores deben cortar o interrumpir cualquier bomba de combustible eléctrica instalada.

Todos los interruptores deben estar claramente etiquetados con “marcha” y “corte” y las posiciones con un color que contraste con la superficie de montaje. Los

interruptores externos deben usar letras al menos de 38,1 mm (1,5 pulgadas) de altura y los interruptores internos deben usar letras de al menos 12,7 mm (0,5 pulgadas) de altura.

- **Mando por cable (acelerador).** El acelerador del motor puede ser controlado eléctricamente. Siempre y cuando al menos una (1) de las siguientes condiciones se cumpla:

- a) El sistema se devolverá inmediatamente a una condición cerrada del acelerador si falla cualquier componente del sistema.
- b) El circuito del interruptor de corte debe dejar el motor inoperable si falla alguna parte del circuito de corte. Esto incluye la rotura del cableado y cortocircuito eléctrico al chasis.

- **Motor sin arranque automático.** Está prohibido que el motor del vehículo sea accionado con un arranque automático, el conductor será el único que lo puede encender. Se puede utilizar un sistema automático solo para indicarle al conductor cuando arrancar el motor.

## 1.2.6 Estructura del vehículo

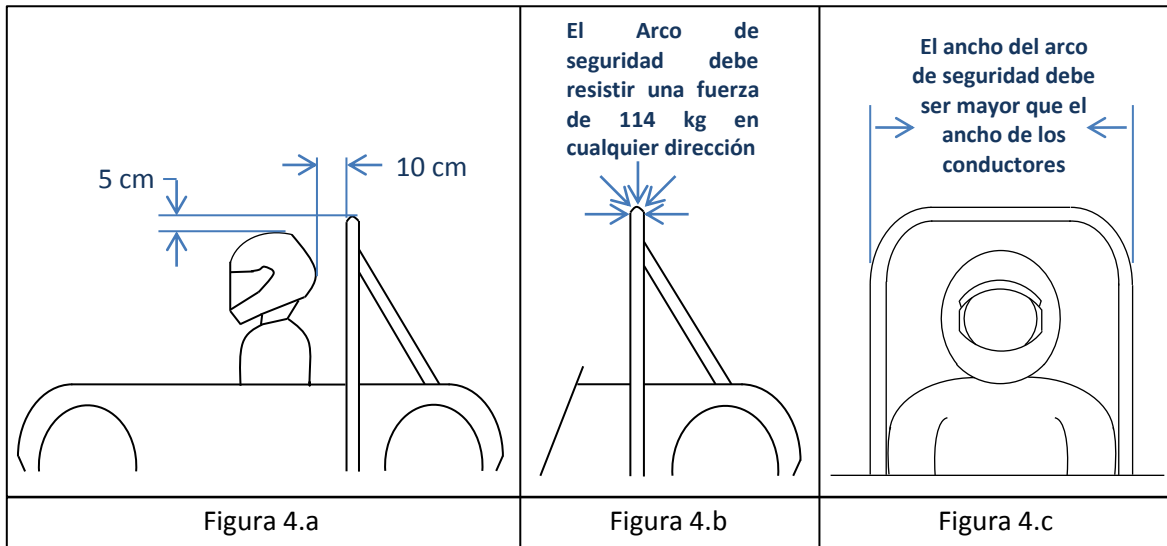
**1.2.6.1 Arco antivuelco.** La estructura debe contar con un arco de seguridad, ubicado detrás de la cabeza y la espalda del conductor. Puesto que la cabeza del conductor debe estar protegida del suelo en todo momento en caso de vuelco.

El arco antivuelco debe estar hecho de un material sólido y debe extenderse mínimo 5 cm (2 pulgadas) por encima de la parte superior del casco del conductor más alto. Asimismo en la posición normal de conducción, una parte del casco del piloto debe estar dentro de 10 cm (4 pulgadas) de este dispositivo, como se muestra en la Figura 4.a.

**1.2.6.2 Ancho del arco antivuelco.** El arco antivuelco debe extenderse más allá del ancho de los hombros de cualquier conductor del vehículo. Esto se puede observar en la Figura 4.c.

**1.2.6.3 Fuerzas del arco antivuelco.** El arco antivuelco debe ser capaz de soportar una fuerza aplicada a sí mismo de 114 kg (250 lb). La ubicación y dirección de la fuerza pueden venir en cualquiera de las direcciones como se muestra en la Figura 4.b.

**Figura 4.** Disposiciones del arco de seguridad



SAE International [20]

**1.2.6.4 Pared contra el fuego.** Una pared de un material de acero o de aluminio, con un espesor de 0,813 mm (0,032 pulgadas) como mínimo, debe separar completamente al piloto del motor. Además, ésta pared no debe interferir con el funcionamiento y el uso del extintor de incendios. La pared debe extenderse hasta la parte superior del casco del conductor.

No puede haber aberturas mayores de 13 mm (0,5 pulgadas) de diámetro en la pared. Esto incluye las diferencias entre la pared y el cuerpo.

Todos los cables o líneas que pasan a través de la pared deben estar provistos de una protección eficaz contra la abrasión mediante el uso de arandelas de caucho, cinta gruesa alrededor de los bordes afilados, etc.

**1.2.6.5 Capacidad de salida.** El conductor debe ser capaz de salir del vehículo sin ayuda dentro de 15 segundos, en caso de una emergencia. Como máximo dos personas de apoyo también deben ser capaces de extraer de forma rápida un conductor de un vehículo sin la asistencia del conductor dentro de 20 segundos. La capacidad de salida se pondrá a prueba durante la inspección de tecnología, y la capacidad de salida para todos los pilotos del equipo se pondrá a prueba durante la inspección técnica.

Cualquier tipo de cierres, broches, partes removibles o artículos similares que sean utilizados por parte del personal de apoyo, para ayudar a la evacuación del

conductor deben ser: claramente marcados como "acceso", de color naranja fluorescente de 6,5 cm<sup>2</sup> (1 in<sup>2</sup>) como mínimo y fácilmente visible desde el exterior del vehículo.

Todos los cables, mangueras o líneas sueltas que estén dentro de la cabina del conductor deben ser sujetados a fin de eliminar la interferencia con la evacuación o con los movimientos del piloto durante la operación del vehículo.

La cinta no puede ser utilizada para unir paneles de la carrocería o para sellar los espacios entre los paneles o de la estructura, de manera que interfiera con la capacidad del conductor de salir del vehículo. En pocas palabras, poner cinta en los bordes de los paneles de la carrocería sobre el conductor está prohibido.

## **1.2.7 Sistema de Frenos**

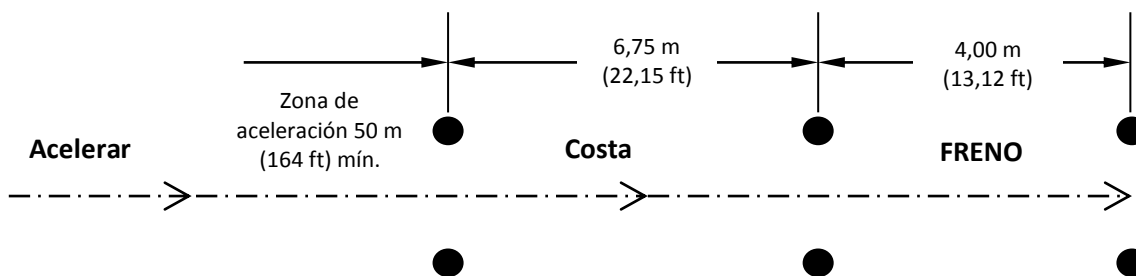
**1.2.7.1 Requisito de los frenos.** Cada vehículo debe estar equipado con un sistema de frenos, el cual debe ser capaz de detener el vehículo, conteniendo cualquier piloto del equipo, dentro de 4,00 metros (13,12 pies) en una línea razonablemente recta cuando se viaje a 24 km/h (15 mph).

**1.2.7.2 Ubicación del actuador del freno.** El actuador del freno debe estar montado en el interior del vehículo. El dispositivo de accionamiento no se puede montar en cualquier panel de la carrocería. El conductor debe tener acceso a dicho actuador en todo momento.

**1.2.7.3 Prueba de frenos.** El sistema de frenos será analizado para determinar si es capaz de desacelerar el vehículo que viaja a 24 km/h (15 mph) a una tasa mayor que 0,25 g (gravedad). El rendimiento del sistema de frenos será evaluado en una inspección técnica, usando el proceso que se muestra en la Figura 5.

- c) Zona de aceleración: Habrá una distancia mínima de 50 m (164 ft) disponibles para acelerar el vehículo a una velocidad mínima de 16 km/h (10 mph).
- d) Zona de costa: El vehículo debe cruzar la zona de costa en menos de 1,5 segundos.
- e) Zona de frenado: El vehículo debe llegar a una parada completa dentro de la zona de frenado.

**Figura 5.** Evaluación del sistema de frenos



SAE International [20].

**1.2.7.4 Luz de freno.** El vehículo debe estar equipado con una luz de freno (Referencia SAE J586). La luz de freno debe ser claramente visible para el conductor de cualquier vehículo que esté inscrito en el concurso *Supermileage®*, en todas las condiciones de iluminación y las posibles condiciones meteorológicas.

La norma referenciada estará disponible en internet, una vez que las personas se hayan registrado para la competencia. Solo aquellos que tienen su nombre inscrito a un equipo tendrán acceso a la norma.

## 1.2.8 Equipo del conductor

**1.2.8.1 Arnés de sujeción del conductor.** Se requiere un arnés mínimo de 3 puntos para sujetar al conductor. Este arnés de 3 puntos debe incluir dos puntos de cinturón y un punto de conexión de un cinturón (o dos correas) apoyando la parte superior del cuerpo. El uso de un soporte de la parte superior del cuerpo tendría que ser un cinturón (similar a un vehículo de pasajeros), mientras que dos correas de hombro podrían utilizarse en lo más alto.

**1.2.8.2 4, 5 o 6 puntos para arnés de sujeción.** Se permite el uso de cuatro, cinco o seis puntos para el arnés de sujeción o cualquier sistema de correa que exceda los requisitos mínimos.

**1.2.8.3 Liberación sencilla.** Los cinturones de seguridad del conductor deben usar un solo punto común de liberación o un arnés mediante un cierre rápido de metal a metal.

**1.2.8.4 Puntos de enganche del cinturón.** Los puntos de sujeción del cinturón deben ser lo suficientemente fuertes como para que el vehículo pueda ser levantado por ellos.

**1.2.8.5 Equipo del conductor.** Los siguientes equipos deben usarse cada vez que un conductor esté sentado en el vehículo y el motor están funcionando o se encienda.

- **Casco.** Un casco que encaje bien y sea uniforme (compuesto de una sola pieza) integrando uno de los siguientes estándares y etiquetado como tal: Snell K2000, K2005, K2010, M2000, M2005, M2010, SA2000, SA2005, SA2010 o los Estándares de la Institución Británica BS 6658-85 tipo A o AFR calificados. Los cascos de bicicleta rígida no están permitidos.
- **Gafas de protección.** Gafas o protectores faciales, hechas de materiales resistentes a los impactos, deben ser usados. Anteojos regulares o gafas de sol no son aceptables.
- **Zapatos.** Zapatos o botas de material durable y libre de orificios, estos deben ser usados por el conductor durante la competición.

## **1.2.9 Requisitos del equipo**

**1.2.9.1 Extintor de incendios.** Un extintor multiusos, mínimo 0,9 kg (2 libras) ABC químico seco, calificado N° 1A 10BC o equivalente debe ser proporcionado.

El extintor debe montarse firmemente para que el conductor pueda dirigir al agente extintor en el área de motor y tanque de combustible. Se permitirá el diseño para que el conductor tenga suficiente libertad de movimiento para quitar el extintor de su soporte y dirigirlo a las áreas mencionadas. Si el conductor no tiene suficiente libertad de movimiento, debe proporcionarse algún método para lograr el resultado deseado (es decir, un sistema de tubería, accionamiento remoto, etc.).

Es preferible el accionamiento remoto; Si se utiliza un sistema de suministro de tubería, debe utilizarse una de 12,7 mm (0,5 pulgadas) de diámetro de no más de 1,2 metros (48 pulgadas) de longitud. La tubería debe dirigir al agente extintor hacia el motor y el tanque de combustible.

Los sistemas alternos de entrega serán permitidos solamente si los resultados están disponibles a través del asesor de la Facultad. No se permiten los extintores de halón.

- **Nivel de presión.** Todos los extintores deben estar equipados con un indicador de presión de carga del fabricante instalado; el indicador debe ser legible a los inspectores técnicos.

- **Posición del extintor.** El extintor debe montarse tal que la válvula quede por encima de la del soporte.

**1.2.9.2 Transpondedor.** Un transpondedor se unirá a la parte delantera del vehículo con el fin de tomar tiempos de vuelta. El transpondedor será inferior a 13 cm x 8 cm x 4 cm (5 cm x 3 cm x 1.5 pulgadas) y pesar menos de 230 gramos (0,5 libras).

Este dispositivo debe estar montado dentro de 45 cm (18 pulgadas) de la superficie de la carretera, generalmente en el exterior del cuerpo.

El transpondedor puede montarse dentro del cuerpo, sólo si no se obstruye por cualquier material conductor como metal o fibra de carbono. El transpondedor se montará con una pieza resistente, auto – adhesivo, velcro, o el material provisto por el organizador de la competencia en el evento.

**1.2.9.3 Espejos.** Los vehículos deben estar equipados con un espejo o espejos para asegurar la adecuada visibilidad hacia atrás.

El conductor debe ser capaz de ver un objeto cuadrado de 45 cm (18 pulgadas) en un plano vertical de 1,52 m (5 pies) de ancho por 0,91 m (3 pies) de altura, situado a 9,14 m (30 pies) detrás y a cada lado del vehículo. Ver la Figura 1, para una representación visual de este requisito.

Los espejos deberán estar montados de manera segura y ser ajustables.

Los espejos no se pueden conectar a paneles desmontables.

Los espejos deben ser regulables por el conductor, mientras que el conductor se encuentre sentado normalmente en el vehículo.



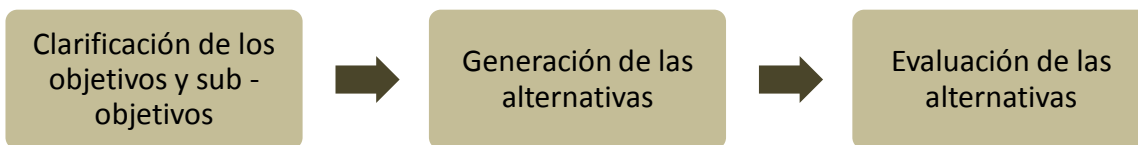
## 2. PREDISEÑO Y CONSIDERACIONES DE LAS ALTERNATIVAS PARA LA SELECCIÓN DE LOS MECANISMOS Y SISTEMAS DEL PROTOTIPO

### 2.1 DISEÑO CONCEPTUAL

La fase inicial a la que se deben enfrentar las personas cuando desarrollan un producto, en este caso un vehículo *Supermileage*, es el diseño conceptual. Ésta es considerada como la etapa en la que se generan soluciones, casi siempre abstractas e incompletas, pero que se espera que satisfagan los requerimientos y especificaciones iniciales del problema. Su objetivo es explorar las mejores alternativas, con el fin de elegir cual de ellas puede constituir la mejor propuesta para el proyecto.

Para llevar a cabo esta etapa, se requiere seguir una metodología de diseño, que esté basada en la metodología de Nigel Cross<sup>1</sup>, la cual propone un modelo que sistematice la información, facilitando la búsqueda de soluciones potenciales y la toma de decisiones.

A continuación, se presentan los pasos que resumen la metodología de diseño utilizada.



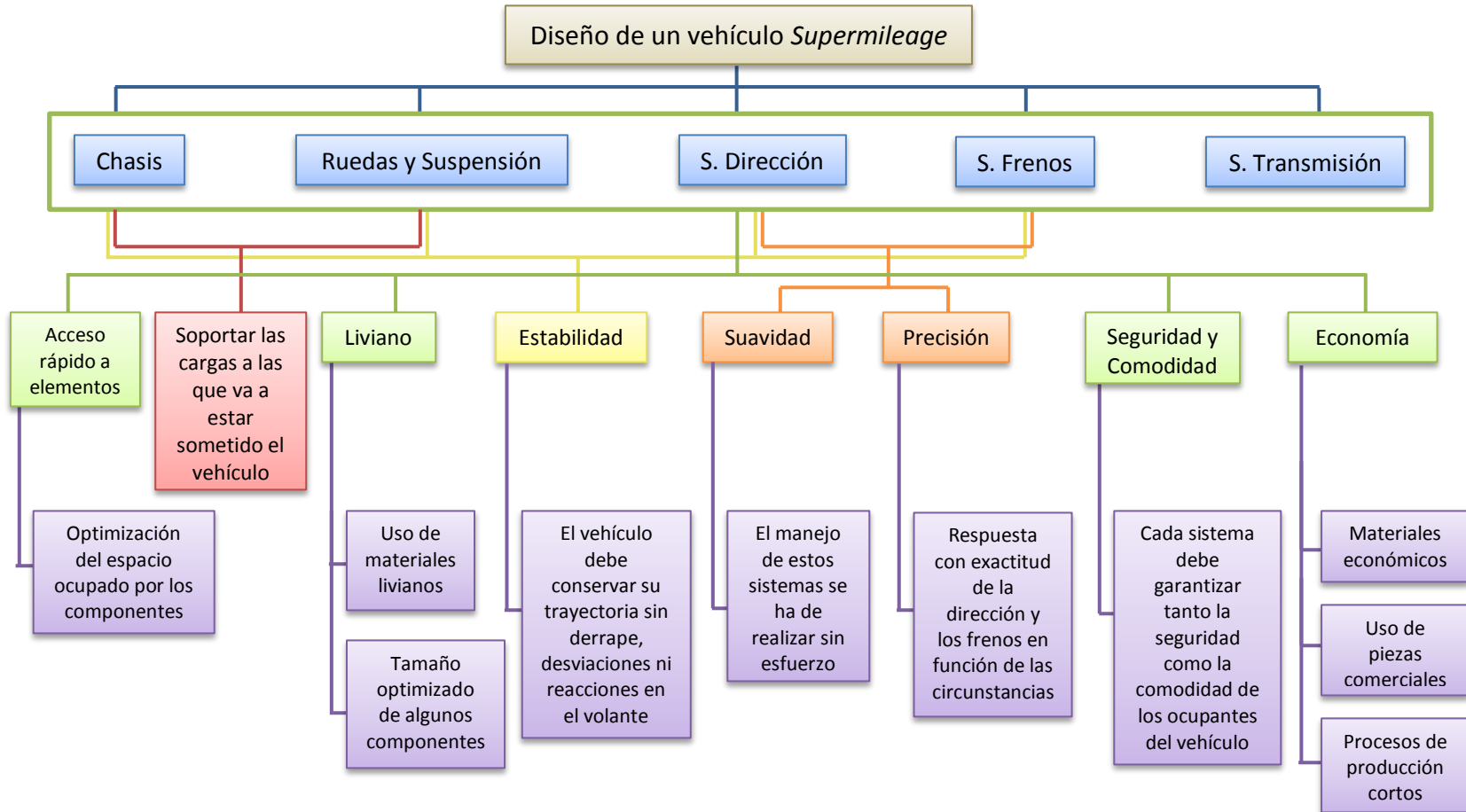
**2.1.1 Clarificación de objetivos.** Es importante que al iniciar con el diseño del prototipo, se determinen los objetivos y sub – objetivos, así como la relación entre ellos, para que se pueda analizar el problema sistémicamente.

Para ello, se realizará una representación gráfica llamada árbol de objetivos, que describe la estructura o interconexión jerárquica de los objetivos del sistema en su totalidad y de los subsistemas particulares.

---

<sup>1</sup> Cross, Nigel. Engineering design methods. Strategies for product design. 4 ed. Londres: John Wiley & Son, 2008.

**Figura 6.** Árbol de objetivos para el diseño de un vehículo *Supermileage*



**2.1.2 Generación y estudio de las alternativas.** Para poder generar soluciones, es conveniente revisar los trabajos realizados por los equipos que han participado en la competencia, para esto se deben agrupar y esquematizar este conjunto de ideas y luego recurrir al análisis comparativo que sistematizará la información.

A continuación se estudiarán y compararán entre sí algunas alternativas para el diseño y selección de cada uno de los sistemas que componen el vehículo *Supermileage*, con el fin de elegir en cada caso, cual de ellas puede constituir la mejor propuesta para este proyecto.

**2.1.2.1 Alternativas para un chasis Supermileage.** El chasis es considerado una de las partes más importantes de un vehículo, porque es la estructura que soporta cada uno de los elementos que componen el automóvil, además debe proteger a sus ocupantes en caso de un accidente.

El bastidor de un vehículo está constantemente sometido a tensiones, y a la vez está construido para resistirlas, mientras que soporta los componentes del vehículo.

Con el fin de definir el diseño del chasis, a continuación se plantean tres alternativas comúnmente usadas por los distintos equipos que participan en la competencia SAE *Supermileage*.

- **Eje longitudinal portante.** Este tipo de chasis se basa en una estructura independiente de la carrocería. Se compone de una columna vertebral tubular (generalmente su sección transversal es rectangular) y de unos travesaños dispuestos perpendicularmente, los cuales sirven para sujetar las ruedas delanteras y para ubicar el arco de seguridad que protege al piloto en caso de un volcamiento.

Es un bastidor rígido y su diseño sencillo permite que su construcción sea fácil, pero, no proporciona protección contra colisiones laterales, por lo tanto, la estructura tiene que ser combinada con un cuerpo que compense esta deficiencia.

Asimismo, tiene poca capacidad de resistencia a la torsión longitudinal.

**Figura 7.** Chasis de eje longitudinal portante



Manish Gupta, Shell Echo-Marathon Asia (2010).

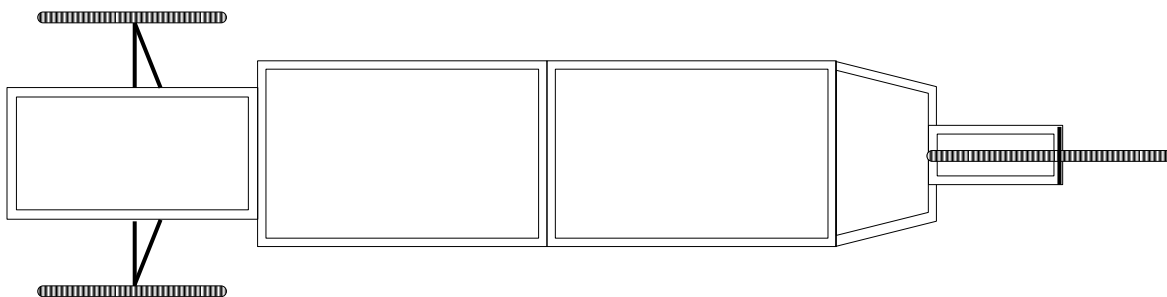
- **Plataforma portante.** Es un bastidor formado por una plataforma rígida, que lleva todos los elementos mecánicos, el cual podría circular sin carrocería. Su forma estructural puede ser, tanto irregular (no rectangular), como regular (rectangular).

Se compone de dos perfiles longitudinales, unidos entre sí por algunos travesaños que se disponen perpendicularmente.

Al igual que el anterior tipo de chasis, su diseño no es tan complejo, permitiendo que su proceso de fabricación sea fácil.

No dispone de protección contra colisiones laterales y presenta poca capacidad de resistencia a la torsión.

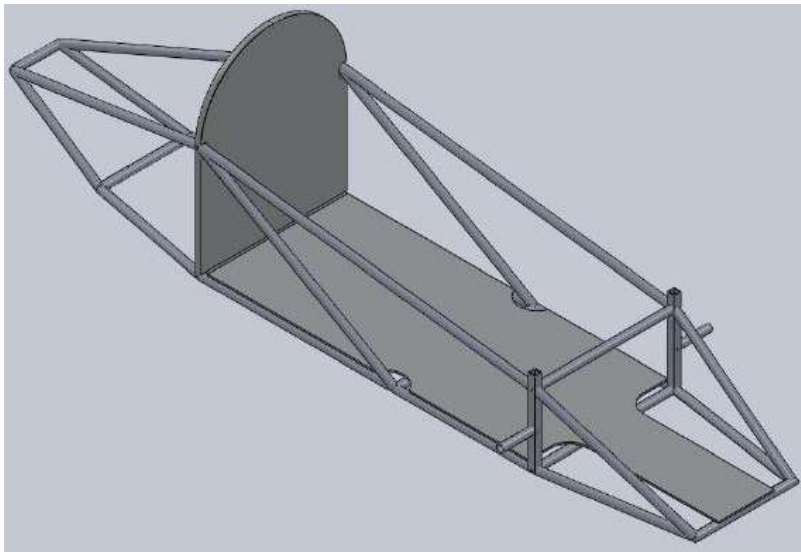
**Figura 8.** Chasis con plataforma portante



- **Estructura tubular.** Este tipo de chasis consiste en un armazón tubular completo, formado por tubos de acero o de aluminio de sección circular o cuadrada; normalmente van soldados entre ellos, aunque existe la posibilidad de optar por uniones atornilladas en ciertas partes del chasis, pero este tipo de unión es poco utilizada.

Como ventajas obtenidas al fabricar un chasis de forma tubular es que se consigue una mayor rigidez a la torsión y una mayor resistencia a cualquier tipo de esfuerzo. Su principal inconveniente es la complejidad y la larga duración en el proceso de fabricación. Esto hace prácticamente inviable su producción en serie.

**Figura 9.** Estructura tubular



Jenai Alexis, Philip Clarke y Roger Laurence III. Universidad Internacional de Florida.

A lo largo de los años, los equipos que participan en la competencia, se han dedicado a mejorar el diseño del chasis, buscando una mayor seguridad, maniobrabilidad, mejores prestaciones, menor peso y por lo tanto menor consumo de combustible. Una manera de conseguirlo es utilizando otros tipos de materiales diferentes al acero, como el aluminio y materiales compuestos. El inconveniente es el alto proceso de fabricación comparado con el acero.

**2.1.2.2 Alternativas para el sistema de dirección de un vehículo Supermileage.** El objetivo del sistema de dirección es permitir que el conductor oriente la marcha del vehículo a través del movimiento preciso y armónico de las

ruedas directrices. Para ello, utiliza una serie de elementos que transmiten el movimiento desde el volante hasta las ruedas.

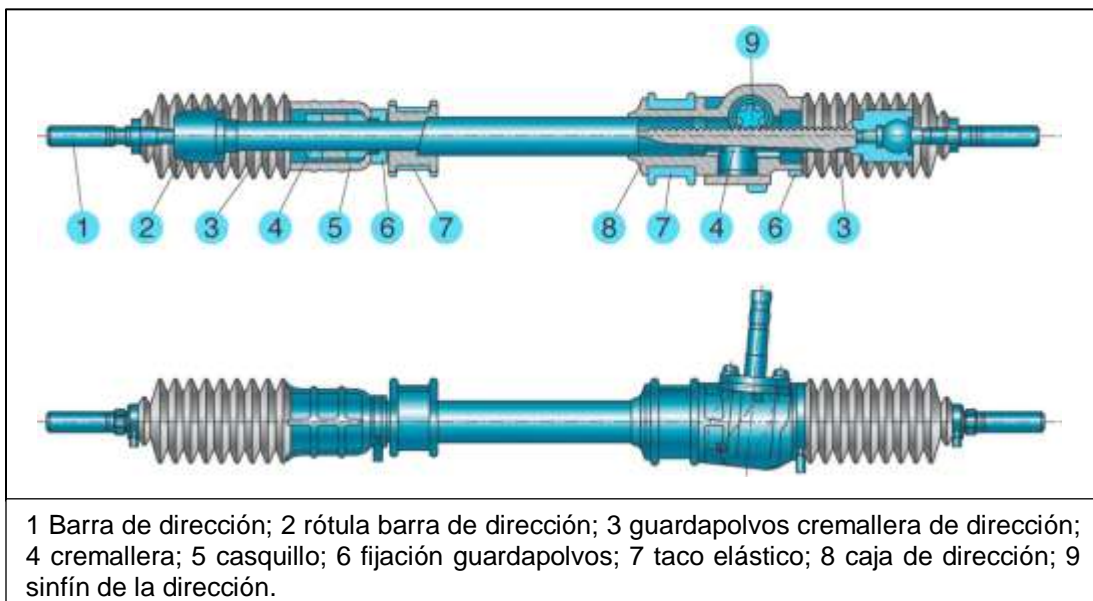
Generalmente, un sistema de dirección está formado por el volante, el eje del volante, la caja de dirección y las palancas y barras de dirección.

De los diseños presentados por los equipos de la Fórmula SAE *Supermileage*<sup>®</sup>, se presentarán las tres opciones más utilizadas para definir el sistema de dirección del prototipo.

- **Dirección por cremallera.** Este tipo de dirección se caracteriza por su mecanismo desmultiplicador (piñón – cremallera) y su sencillez de montaje. En el extremo del árbol hay montado un piñón que engrana con una cremallera. Al girar el volante, el piñón hace que se mueva la cremallera, hacia la izquierda o hacia la derecha. Los extremos de la cremallera están conectados por medio de barras a las palancas de acoplamiento de las articulaciones, no existiendo en este caso brazo de dirección ni biela [4].

Es un sistema sencillo, que no requiere un espacio grande para su instalación; como el vehículo es relativamente liviano no necesita ser ayudado por medio de un sistema hidráulico, neumático o eléctrico. La desventaja es que estos dispositivos pueden llegar a ser costosos.

**Figura 10.** Esquema de la dirección por cremallera



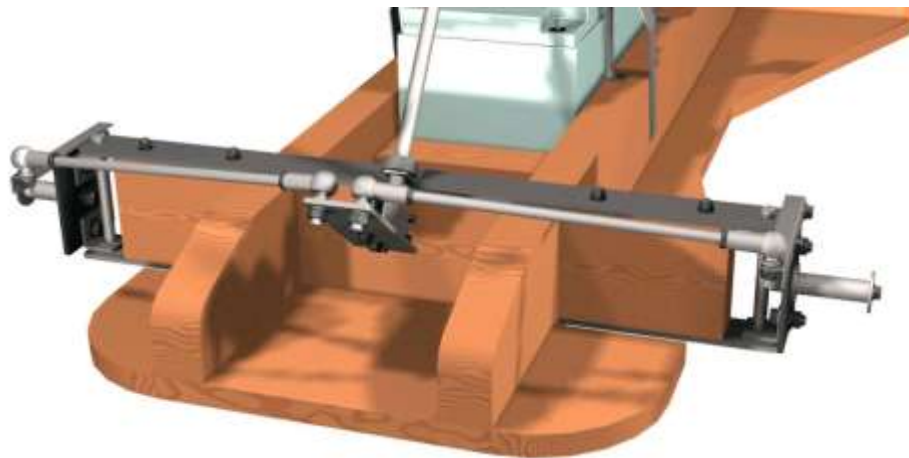
González, Roberto [12].

- **Dirección tipo Go Kart.** Este mecanismo utiliza un sistema de barras o palancas dispuestas de tal forma que puedan transmitir el movimiento de giro del volante en un movimiento que orientará las ruedas como lo disponga el piloto.

La rueda debe estar sujeta al chasis por medio de un eje que le permita tanto andar como girar con la dirección, logrando éste último con una rótula a ambos extremos.

La pieza que sujeta la rueda debe tener una palanca, que le permita girar al actuar sobre ella. En el extremo de esta palanca se pone una barra de dirección que tiene una rótula en cada una de sus terminaciones (las rótulas tienen la función de permitir el giro). Dicha barra de dirección va desde el extremo de la palanca al eje del volante.

**Figura 11.** Dirección tipo Go Kart



Beezhold, B.; Hofman, J.; Kaemingk, D.; Vanden, W. y Vriesema, J. Calvin College.

Este tipo de dirección es más sencilla, ya que ésta no contiene sistemas como los mecanismos desmultiplicadores, los cuales ayudan a aplicar la fuerza necesaria para que el conductor no tenga que cargar con el peso completo, dando una mejor precisión y suavidad al momento de girar el volante. Por lo tanto, en un sistema tipo *Go Kart*, el conductor deberá realizar más fuerza para hacer mover las ruedas.

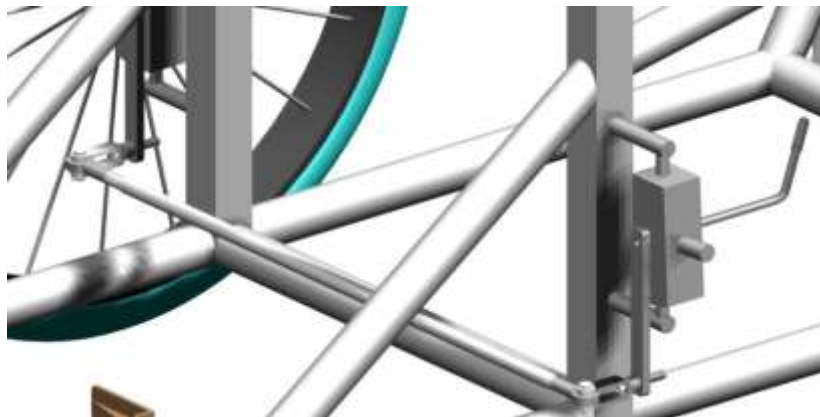
- **Dirección con mando lateral.** Este es un sistema de dirección propuesto por el equipo de la Universidad de Dalhousie, que participa cada año en la competencia.

Consiste en un mecanismo simple de cuatro barras. Consta de una barra transversal que actúa para hacer pivotar las ruedas de manera uniforme. Su

principio de funcionamiento es similar al de la dirección tipo *Go Kart*, presentando como diferencia, que este sistema no dispone de un volante, sino que por medio de unas palancas a cada lado transmiten el movimiento que orientará las ruedas.

Puesto que son pocas piezas, hace que su montaje sea simple, ayuda a reducir peso al vehículo y deja espacio suficiente para las piernas del conductor.

**Figura 12. Dirección con mando lateral**



Inglis, P.; Belliveau, J. y Flindall S. Universidad de Dalhousie.

**2.1.2.3 Alternativas para el sistema de transmisión de potencia de un vehículo Supermileage.** Se denomina transmisión mecánica al sistema que transforma los parámetros de movimiento de un motor durante su transmisión de potencia a otro mecanismo o máquina. Esta transmisión de energía se efectúa generalmente con transformaciones de los momentos, fuerzas y velocidades [16].

Las siguientes son las razones que obligan a colocar una transmisión entre el motor y el órgano de servicio:

- Las velocidades del órgano de trabajo de una máquina no coinciden con las velocidades de los motores estandarizados.
- Existen órganos de trabajo de máquinas que necesitan regular o cambiar la velocidad.
- En muchas máquinas, su elemento de servicio debe realizar movimientos diferentes al giratorio.
- En la mayoría de los casos el momento torsor es menor que el requerido.
- Con un solo motor se pueden accionar diferentes mecanismos los cuales pueden trabajar a diferentes velocidades.



**Figura 13.** Esquema de un sistema de transmisión de potencia

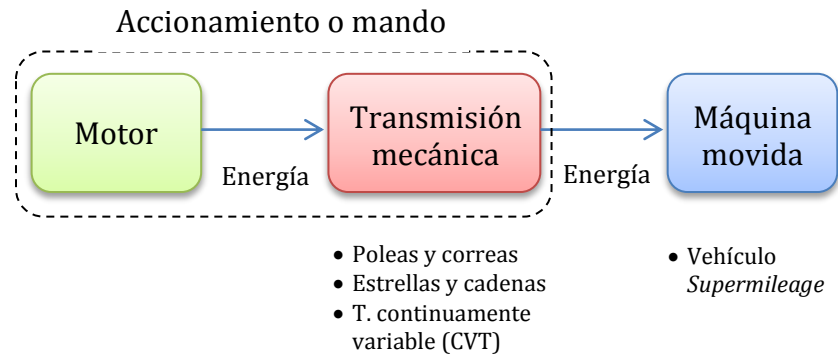


Figura adaptada de Vanegas [22].

Las transmisiones mecánicas se dividen según la manera como transmiten el movimiento desde el elemento conductor al conducido.

A continuación, se muestra los tipos de transmisiones comúnmente utilizados para los vehículos *Supermileage*.

- **Transmisiones por correas.** Este tipo de transmisiones se utilizan con el fin de transferir trabajo mecánico y potencia a los árboles donde están montadas las respectivas poleas, por medio de enlaces flexibles de una o varias correas de transmisión, siendo la más común la abierta, en donde se comunica movimiento en una sola dirección de rotación de las poleas [16].

Las ventajas importantes de las transmisiones por correas es que pueden transmitir potencia a distancias relativamente grandes y que las correas por su flexibilidad dada por su material son capaces de amortiguar los impactos que ocurren durante la marcha de la máquina conducida.

Entre las desventajas se encuentra que la relación de transmisión no es constante, existiendo siempre un deslizamiento entre las correas y las poleas y durante el trabajo se va disminuyendo la tensión inicial de la correa, bajando la capacidad de transmitir la potencia.

Las correas pueden ser redondas, planas, trapezoidales en V y dentadas, éstas últimas constituyen un sistema moderno de transmisión de potencia que reúne las ventajas de los otros tipos de correas y elimina sus inconvenientes.

**Figura 14.** Transmisión por correa



Abdellatif, H.; Syed Alam, S. y Procter, A. Universidad de Dalhousie.

• **Transmisiones por cadena.** Cuando se necesita transmitir potencia con relación de transmisión constante y no es posible emplear engranajes porque la distancia entre centros es demasiado grande, entonces se emplea una transmisión por cadena [16].

El caso más simple de dicha transmisión consiste en una cadena motriz y dos estrellas, una conductora y otra conducida.

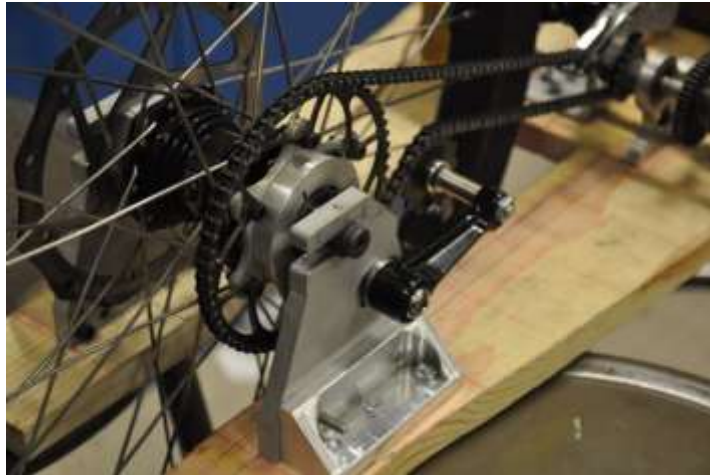
Las ventajas principales son las siguientes:

- Transmiten potencia a distancias grandes.
- La relación de transmisión es prácticamente constante.
- Soportan menos cargas sobre los árboles y sus apoyos, ya que las cadenas no requieren de una tensión inicial como las correas.
- Las cadenas pueden trabajar bajo diferentes temperaturas.
- Con una sola cadena se puede transmitir rotación a varios árboles.

Debido a estas ventajas, se utilizan con frecuencia en grúas, motocicletas, automóviles, bicicletas, motores de combustión interna, maquinaria agrícola, etc.

Como desventajas, se encuentra cierta irregularidad durante su funcionamiento y necesidad de un montaje y mantenimiento minucioso.

**Figura 15.** Transmisión por cadena



Criner, K.; LaBare, R.; Lee, D. y Pang, M. Universidad de California en Berkeley.

- **Transmisión continuamente variable (CVT).** Una transmisión continuamente variable o infinita es un tipo de transmisión automática que puede modificar la relación de cambio a cualquier valor arbitrario dentro de sus límites. La transmisión variable no está restringida a un pequeño número de relaciones de cambio, como las 4 a 6 relaciones delanteras de las transmisiones típicas de automóviles. La unidad de control electrónico que controla ésta transmisión simula a menudo cambios de marcha abruptos, especialmente a bajas velocidades, porque la mayoría de los conductores esperan las bruscas sacudidas típicas y rechazarían una transmisión perfectamente suave por su aparente falta de potencia [14].

**Figura 16.** Transmisión continuamente variable



Ramales Baqueiro, Víctor Alain. México.

Infortunadamente, el resbalamiento que se produce tanto en el convertidor de par como en la correa del cambio CVT ocasiona unas pérdidas que se traducen en una importante reducción de las prestaciones y aumento del consumo

**2.1.2.4 Alternativas para las llantas y el sistema de suspensión de un vehículo *Supermileage*.** Al examinar detalladamente cada trabajo presentado por los participantes de la fórmula SAE *Supermileage*®, se comprobó que en este tipo de vehículos, por ser de pista y rígidos, el sistema de suspensión lo conforman los neumáticos. Por consiguiente, para mejorar el comportamiento del prototipo se necesita, ya sea, utilizar un neumático más delgado o aumentar la cantidad de aire de los neumáticos.

Las opciones más relevantes encontradas en los reportes de los equipos, muestran que el vehículo tiene ruedas de diferentes tamaños en la parte delantera y trasera. Se presentarán éstas alternativas.

- **Tamaño de la rueda trasera mayor que las ruedas delanteras.** En este tipo de vehículos se utilizan ruedas de bicicleta. En la parte delantera por ejemplo, se ponen ruedas de 20 pulgadas de diámetro, mientras que en la parte de atrás el diámetro será de 26 pulgadas.

Las ruedas más pequeñas ofrecen menos resistencia al rodamiento y por lo tanto, una mayor economía del combustible.

Por otro lado, al tener una llanta de mayor tamaño, puede actuar como una relación de transmisión más grande. El motor podrá operar a un régimen de revoluciones más bajo, es decir que menos combustible será consumido.

- **Tamaño de la rueda trasera menor que las ruedas delanteras.** Al igual que el caso anterior, se usan llantas de bicicleta. En la parte delantera se ponen llantas de 28 pulgadas de diámetro y en la parte trasera una llanta de 26 pulgadas.

La justificación para haber utilizado una llanta de menor tamaño en la parte de atrás, es para que ésta quede encerrada dentro de la cubierta del vehículo *Supermileage*.

**2.1.3 Evaluación de las alternativas.** Al exponer cada una de las opciones para los diferentes sistemas, éstas serán sometidas a una evaluación. Se considerará el método de los objetivos ponderados para la selección de alternativas, propuesto como ya se había mencionado anteriormente por Nigel Cross.

**2.1.3.1 Método de los objetivos ponderados.** Este método propone que para evaluar y seleccionar la alternativa final, se debe desarrollar una comparación entre los pesos ponderados que se le asignen a los objetivos inicialmente planteados. La que presente mayor cumplimiento, será la elegida.

Para este caso, el árbol de objetivos descrito en la Figura 6, podrá dar los criterios de evaluación de las alternativas, estableciéndole el peso a cada uno de los objetivos. El procedimiento sugiere seguir con los siguientes pasos:

- Asignar un peso relativo a cada objetivo de 0,0 (no es importante) a 1,0 (muy importante). La suma de todos los pesos asignados a los factores deberá ser equivalente a 1,0.
- Darle una calificación de 1 a 5 a cada propuesta, siendo 1 malo y 5 excelente.
- Multiplicar el peso de cada objetivo por su calificación en cada propuesta para obtener un resultado ponderado.
- Sumar las calificaciones ponderadas de cada una de las alternativas para determinar la mejor puntuación, la cual equivale a la mejor opción.

En la siguiente tabla se especifica a que opción de cada sistema pertenece cada alternativa, ya que esto complementará la Tabla 2.

**Tabla 1.** Especificación de cada alternativa

	<b>Chasis</b>	<b>Sistema de Dirección</b>	<b>Sistema de Transmisión</b>	<b>Suspensión y ruedas</b>
<b>Alternativa 1</b>	Eje Longitudinal Portante	Dirección por Cremallera	Transmisión por Correa	Rueda trasera mayor que la delantera
<b>Alternativa 2</b>	Plataforma Portante	Dirección tipo <i>Go Kart</i>	Transmisión por Cadena	Rueda trasera menor que la delantera
<b>Alternativa 3</b>	Estructura Tubular	Dirección con Mando Lateral	Transmisión Continuamente variable (CVT)	

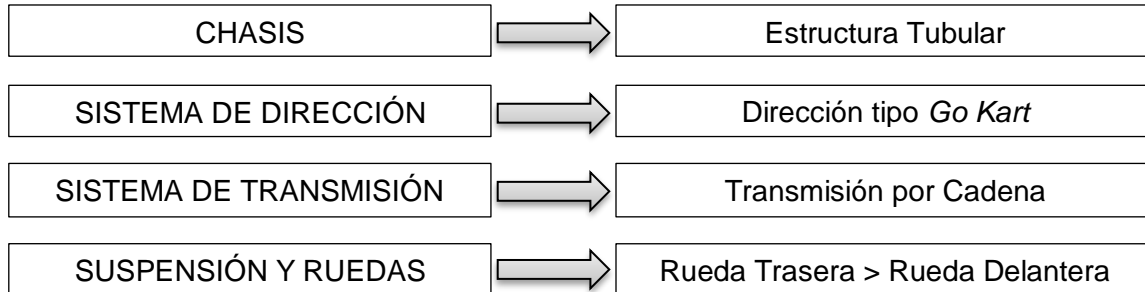
**Tabla 2.** Evaluación de las alternativas por objetivos ponderados

Criterios de Evaluación de Alternativas			Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Sistemas	Objetivos	Peso	Apreciación	Ponderado	Apreciación	Ponderado	Apreciación	Ponderado
Chasis	Soportar las cargas de uso	0,20	2	0,40	2	0,40	5	1,00
	Estabilidad	0,15	3	0,45	3	0,45	5	0,75
	Acceso rápido a componentes	0,10	5	0,50	5	0,50	4	0,40
	Uso de materiales livianos	0,05	3	0,15	2	0,10	4	0,20
	Tamaño optimizado de algunos componentes	0,05	3	0,15	3	0,15	3	0,15
	Garantizar la seguridad y comodidad de los ocupantes	0,20	2	0,40	3	0,60	5	1,00
	Materiales económicos	0,15	4	0,60	4	0,60	2	0,30
	Uso de piezas comerciales	0,07	4	0,28	4	0,28	3	0,21
	Procesos de producción cortos	0,03	5	0,15	5	0,15	3	0,09
	<b>TOTAL PONDERADO</b>	<b>1,00</b>		<b>3,08</b>		<b>3,23</b>		<b>4,10</b>
Suspensión y Ruedas	Estabilidad	0,20	4	0,80	4	0,80		
	Acceso rápido a componentes	0,05	4	0,20	4	0,20		
	Uso de materiales livianos	0,10	4	0,40	4	0,40		
	Menor resistencia al rodamiento	0,15	5	0,75	3	0,45		
	Garantizar la seguridad y comodidad de los ocupantes	0,20	4	0,80	4	0,80		
	Materiales económicos	0,15	4	0,60	3	0,45		
	Uso de piezas comerciales	0,10	5	0,50	5	0,50		
	Procesos de producción cortos	0,05	5	0,25	5	0,25		
	<b>TOTAL PONDERADO</b>	<b>1,00</b>		<b>4,30</b>		<b>3,85</b>		

Tabla 2. (Continuación)

Criterios de Evaluación de Alternativas			Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Sistemas	Objetivos	Peso	Apreciación	Ponderado	Apreciación	Ponderado	Apreciación	Ponderado
Sistema de Dirección	Estabilidad	0,10	3	0,30	4	0,40	3	0,30
	Respuesta con exactitud de la dirección	0,18	3	0,54	3	0,54	3	0,54
	El manejo de la dirección se ha de hacer sin esfuerzos	0,15	4	0,60	3	0,45	3	0,45
	Acceso rápido a componentes	0,05	4	0,20	5	0,25	5	0,25
	Uso de materiales livianos	0,05	4	0,20	5	0,25	5	0,25
	Tamaño optimizado de comp.	0,03	4	0,12	4	0,12	5	0,15
	Garantizar la seguridad y comodidad de los ocupantes	0,20	3	0,60	3	0,60	3	0,60
	Materiales económicos	0,15	2	0,30	5	0,75	5	0,75
	Uso de piezas comerciales	0,06	5	0,30	5	0,30	5	0,30
	Procesos de producción cortos	0,03	5	0,15	5	0,15	5	0,15
	<b>TOTAL PONDERADO</b>	<b>1,00</b>		<b>3,31</b>		<b>3,81</b>		<b>3,74</b>
Sistema de Transmisión	Acceso rápido a componentes	0,10	4	0,40	4	0,40	4	0,40
	Uso de materiales livianos	0,10	4	0,40	3	0,30	4	0,40
	Tamaño optimizado de algunos componentes	0,10	3	0,30	3	0,30	3	0,30
	Garantizar la seguridad y comodidad de los ocupantes	0,20	3	0,60	4	0,80	4	0,80
	Materiales económicos	0,20	3	0,60	3	0,60	1	0,20
	Uso de piezas comerciales	0,15	5	0,75	5	0,75	3	0,45
	Procesos de producción cortos	0,15	5	0,75	5	0,75	4	0,60
	<b>TOTAL PONDERADO</b>	<b>1,00</b>		<b>3,80</b>		<b>3,90</b>		<b>3,15</b>

**2.1.4 Selección de las alternativas.** En la sección anterior, se determinaron las soluciones con mayor valor, obtenidas con el método de los objetivos ponderados. A continuación se resumen dichas soluciones.



## 2.2 DISEÑO PRELIMINAR

Para desarrollar la fase de realización o diseño preliminar, se escogió como complemento la metodología de Pahl & Beitz<sup>2</sup>, la cual se basa en un modelo de diseño prescriptivo, que consiste en describir y dar pautas para desarrollar cada una de las etapas del proceso de diseño, involucrando una retroalimentación entre cada fase.

**Figura 17.** Pasos de diseño para dar forma

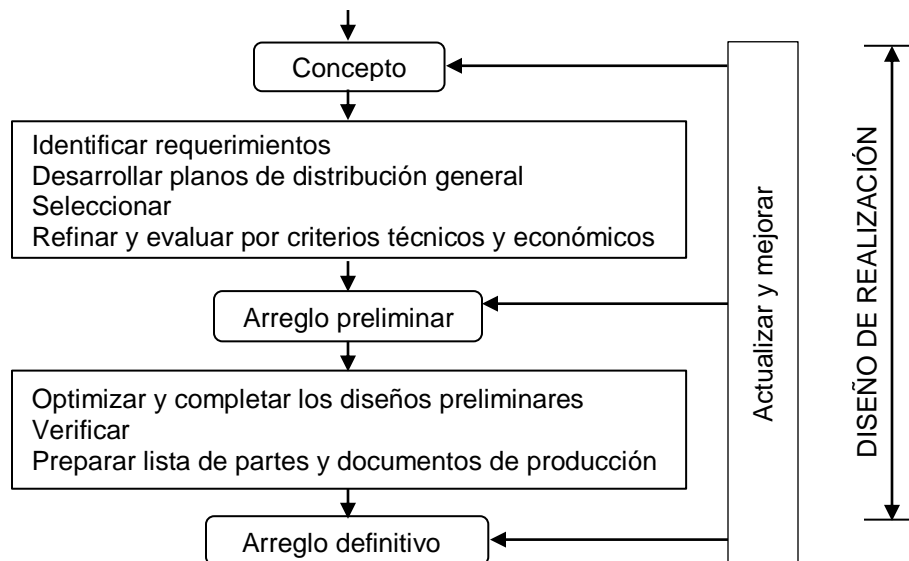


Figura adaptada del Modelo de Pahl & Beitz.

<sup>2</sup> Pahl, G. & Beitz, W. Engineering design: a systematic approach. 3 ed. Londres: Springer, 2007.



**2.2.1 Identificación de los requerimientos.** Para el diseño de la estructura y disposición de los componentes del prototipo, se tiene el reglamento dado por la Fórmula SAE *Supermileage*®, consignado en el primer capítulo. Por otro lado, como en cada competencia los vehículos tienen algunas características geométricas comunes, es conveniente revisar los trabajos de los equipos que ya han participado, para tener una idea más precisa y acoger las recomendaciones en cuanto al diseño.

- **Restricciones del reglamento.** Las restricciones de las reglas de la SAE *Supermileage*® hablan de una manera general sobre el diseño, sin especificar las medidas del vehículo, permitiendo que los participantes decidan cuales adoptar. (Ver numeral 1.2.1 Requisitos generales de diseño).

Específicamente en cuanto al diseño de la estructura, se regula solamente el arco de seguridad, ya que la cabeza del conductor debe estar protegida del suelo en todo momento en caso de vuelco. (Ver numeral 1.2.6 Estructura del vehículo).

- **Recomendaciones de proyectos anteriores.** El equipo de la Universidad de Dalhousie sugiere que entre menor sea la longitud de un vehículo esto hará que mejore considerablemente su comportamiento en curva, por lo que técnicamente se recomienda que la longitud total no exceda los 3000 mm y que la altura máxima sea 1,25 veces el ancho de vía para asegurar la estabilidad.

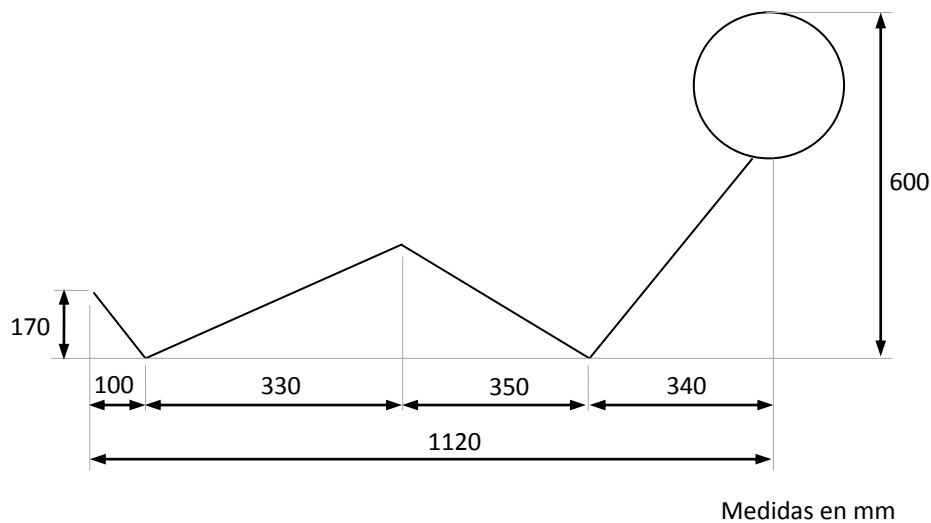
**2.2.2 Consideraciones para la distribución general.** Para definir la forma final del chasis, sus dimensiones y la ubicación de los componentes en el vehículo, no solo se tienen en cuenta las soluciones obtenidas previamente, sino que también se deben estimar los siguientes aspectos:

- **Espacio para el motor y la transmisión.** El motor irá ubicado en la parte posterior del chasis. Por lo tanto, al considerar las dimensiones de éste (ver Tabla 6) se deberá disponer de una distancia mayor, dejando un espacio prudente para que la espalda del conductor no quede en contacto con el motor.

- **Arco de seguridad.** Este arco deberá tener una inclinación con respecto a la vertical, ya que el piloto no podrá colocar la cabeza hacia adelante en el vehículo. En trabajos previos recomiendan que dicha inclinación no sea menor a 20°, en este caso se tomó de 30°.

- **Espacio destinado para el piloto.** Es importante tener en cuenta la posición que adoptará el piloto, ya que esto dará una idea más precisa de algunas medidas significativas. Para ello se realizó un esquema de una persona de estatura y corpulencia promedio en Colombia (1,70 m y 65 kg). Con esto se podrá conocer la longitud de la parte frontal del chasis en la que debe haber un espacio suficiente para que el piloto pueda acomodar sus piernas cómodamente. Asimismo, la altura e inclinación del espaldar, garantizando que el conductor tenga una adecuada línea de visión.

**Figura 18.** Esquema de la posición del piloto

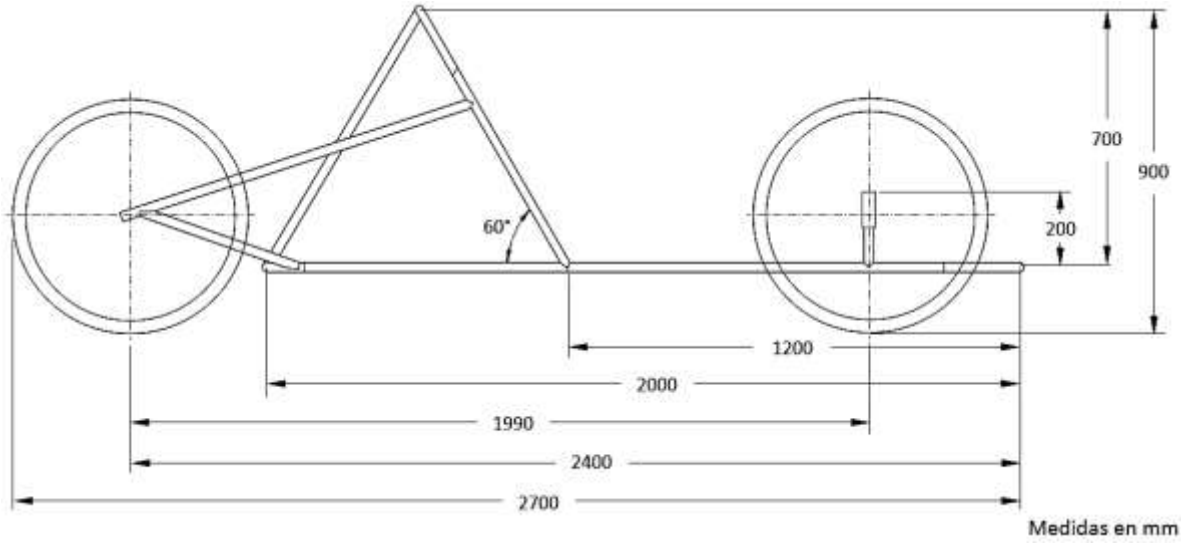


Por consiguiente, la longitud total de la parte frontal será de 1120 mm y la altura del chasis deberá ser mayor a 600 mm.

**2.2.3 Planos de distribución general.** A partir de las consideraciones anteriores, se procede a elaborar los bocetos en donde se muestran las medidas principales del chasis y la localización de componentes escogidas para este proyecto.

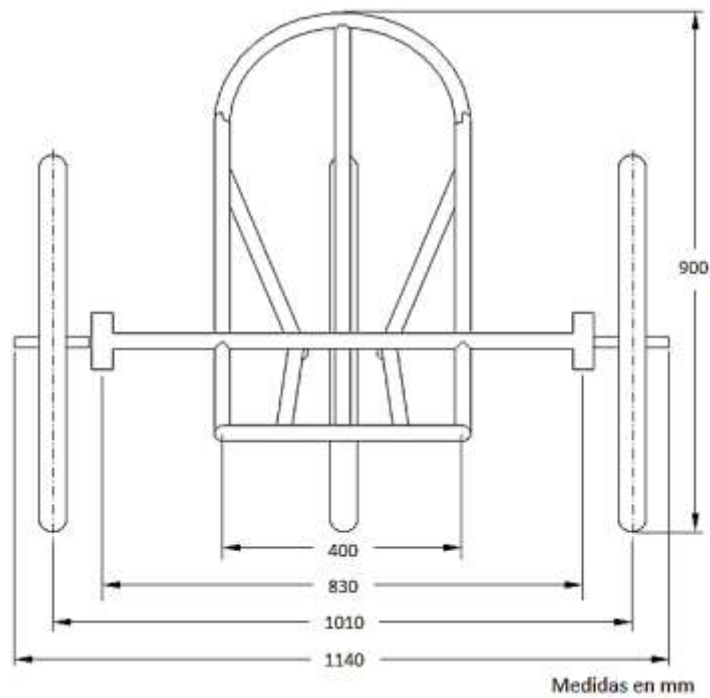
- **Vista Lateral**

**Figura 19.** Dimensiones principales del vehículo. Vista lateral



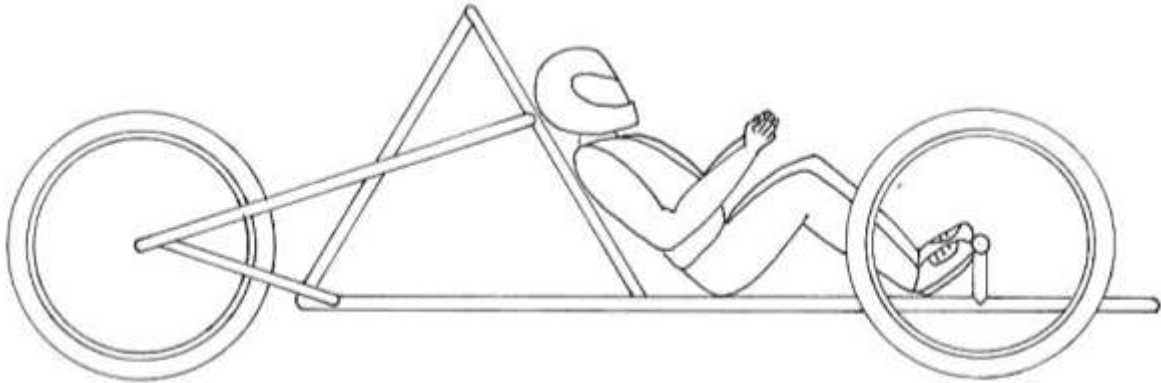
- **Vista Frontal**

**Figura 20.** Dimensiones principales del vehículo. Vista frontal



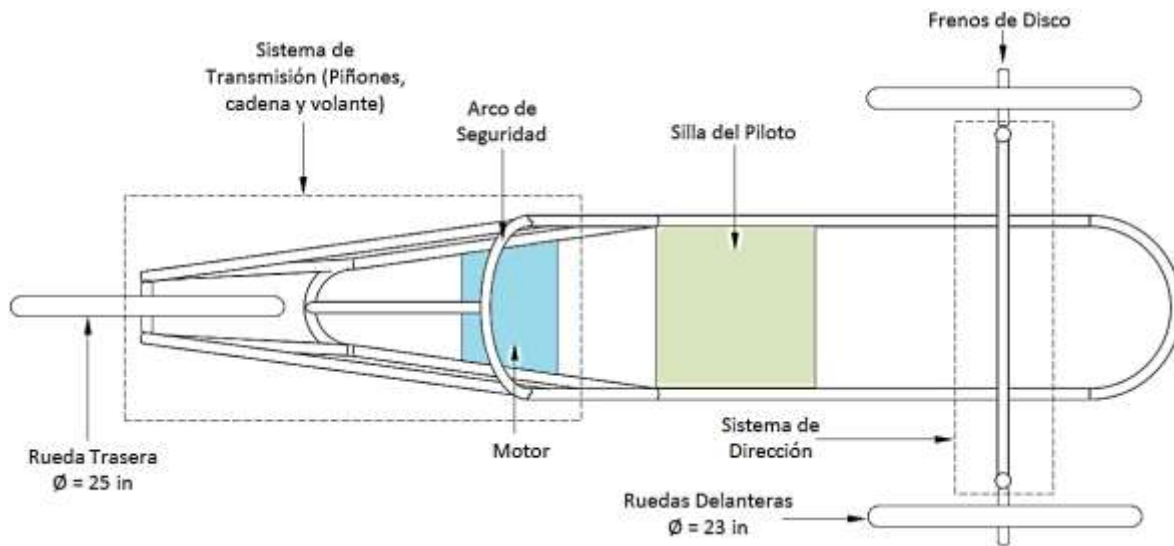
- **Ubicación del piloto**

**Figura 21.** Ubicación del piloto en el vehículo



- **Ubicación de los componentes**

**Figura 22.** Ubicación de los componentes en el vehículo



- **Diseño final del chasis**

**Figura 23.** Diseño final del chasis



**2.2.4 Características del vehículo.** A continuación se muestran las principales características del prototipo resumidas en varias tablas.

- **Dimensiones principales.** En la siguiente tabla se pueden observar las dimensiones generales del vehículo.

**Tabla 3.** Dimensiones generales de vehículo

<b>Prototipo Supermileage®</b>	
Longitud total	2700 mm
Ancho total	1140 mm
Altura total (con ruedas)	900 mm
Altura total de la estructura tubular	700 mm
Distancia entre ejes (batalla) ( <i>L</i> )	1990 mm
Vía delantera (trocha) ( <i>b</i> )	1010 mm

- **Distribución general de pesos.** Se debe conocer y especificar la masa de las partes principales que componen el vehículo, para luego calcular sus respectivos pesos, de manera que esta información permitirá determinar de una manera más aproximada la ubicación del centro de masas del vehículo.

**Tabla 4.** Masa del vehículo (sin piloto ni combustible)

<b>Masa del vehículo en vacío</b>	
Masa total de la estructura tubular	18,5 kg
Masa del motor	8,7 kg
Masa de las ruedas	2,0 kg
Masa total de las partes mecánicas y accesorios en general	6,0 kg
Masa total del conjunto en vacío	35,2 kg

**Tabla 5.** Masa total del vehículo en carrera

<b>Masa del vehículo a plena carga</b>	
Masa total del conjunto en vacío	35,2 kg
Masa del piloto*	59,0 kg
Masa total del combustible	2,5 kg
Masa total del conjunto a plena carga	96,7 kg

- **Características técnicas del motor.** Desde hace más de veinte años, la corporación *Briggs & Stratton®* ha proporcionado sus motores a los equipos que participan en la *SAE Supermileage®* sin costo [20]. Todos los vehículos deben utilizar el mismo motor suministrado a cada participante por ésta corporación. (Para conocer la descripción del motor, ver el numeral 1.2.2.1).

Para este proyecto se utilizará otro tipo de motor; básicamente porque, fue proporcionado por el Laboratorio de Máquinas de Combustión Interna (MCI), debido a que el exigido por la competencia no es fácil de obtener por su costo.

**Figura 24.** Motor Honda G100



\* Ver numeral 1.2.1.7 Peso mínimo del conductor.

**Tabla 6.** Especificaciones técnicas del motor

<b>Motor Honda G100</b>	
Descripción del código	G100
Longitud x ancho x altura	275 x 270 x 345 mm (10,8 x 10,6 x 13,6 in)
Masa en seco (peso)	8,7 kg (19,2 lb)
Tipo de motor	4 tiempos, monocilíndrico
Cilindrada	98 cm <sup>3</sup> (6,0 in <sup>3</sup> )
Calibre x carrera	52 x 46 mm (20,5 x 18,1 in)
Potencia máxima	2,5 hp a 3600 min <sup>-1</sup>
Par de torsión máximo	4,5 Nm (0,45 kg·m - 3,3ft·lb) a 3000 min <sup>-1</sup>
Consumo de combustible	435 g/kWh (320 g/PSh, 0,715 lb/hph)
Sistema de enfriamiento	Aire forzado
Sistema de encendido	Magneto transistorizado
Rotación del eje de toma de fuerza	Hacia la izquierda

American Honda Motor Co., Inc.

**Figura 25.** Curvas. Característica externa del motor

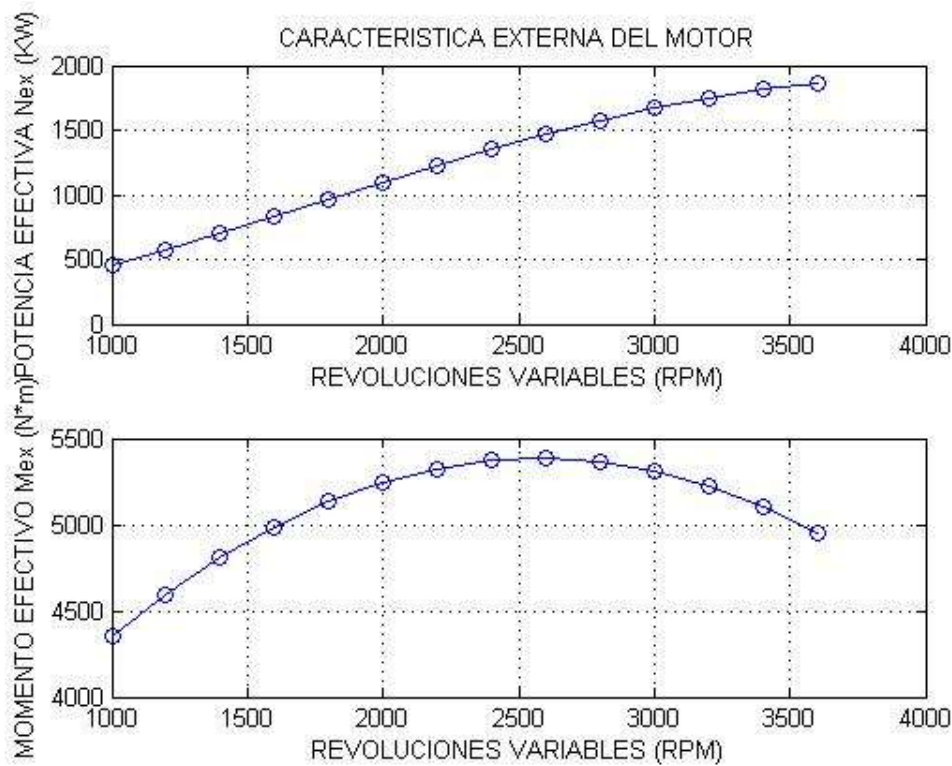


Figura obtenida del programa para el análisis de la dinámica de tracción de automóviles. Guzmán, Cristian [13].

Debido a que no fue posible conseguir las curvas características propias del motor, se recurrió a un programa desarrollado por Cristian Guzmán [13], el cual consiste en analizar la dinámica de tracción de los automóviles, tras ingresar datos relevantes tanto del motor como del diseño del vehículo.

- **Ruedas (llantas y neumáticos).** Las ruedas son una parte fundamental del vehículo, puesto que es el único componente que tiene contacto directo con el pavimento. Es por esta razón que se debe especificar qué tipo es el que se utilizará en este trabajo.

Como ya se analizó anteriormente, para los vehículos *Supermileage®*, es posible usar cualquier tipo de llantas de bicicleta. En este caso la rueda trasera será de un diámetro mayor que las ruedas delanteras.

**Tabla 7.** Dimensiones de las ruedas

<b>Ruedas delanteras</b>		<b>Rueda trasera</b>	
<b>Llantas (24 x 1,95)</b>		<b>Llanta (26 x 1,95)</b>	
Diámetro nominal	24 in	Diámetro nominal	26 in
Diámetro	23 in	Diámetro	25 in
Ancho interior	1,95 in (5 cm)	Ancho interior	1,95 in (5 cm)

- **Distribución de cargas estáticas y centro de gravedad.** Aunque en este tipo de vehículos la distribución de las cargas es limitada principalmente por el espacio, es necesario tener en cuenta la disposición de los pesos al momento de diseñar el chasis, ya que de esto dependerá el centro de gravedad del vehículo, el cual juega un papel fundamental en el comportamiento del auto sobre la pista.

Es deseable que el centro de gravedad esté lo más bajo posible, porque de esta manera se producen menos problemas dinámicos de conducción y tanto las prestaciones como el frenado del vehículo en las curvas mejorarán.

Es posible determinar la posición del centro de gravedad de forma experimental, que consiste en conocer el peso total del automóvil, utilizando una báscula para luego implementar las ecuaciones correspondientes. A continuación se muestra un diagrama de cuerpo libre de la distribución de las cargas estáticas, con su respectivo análisis.



**Figura 26.** Diagrama de cuerpo libre de la distribución de cargas de un vehículo

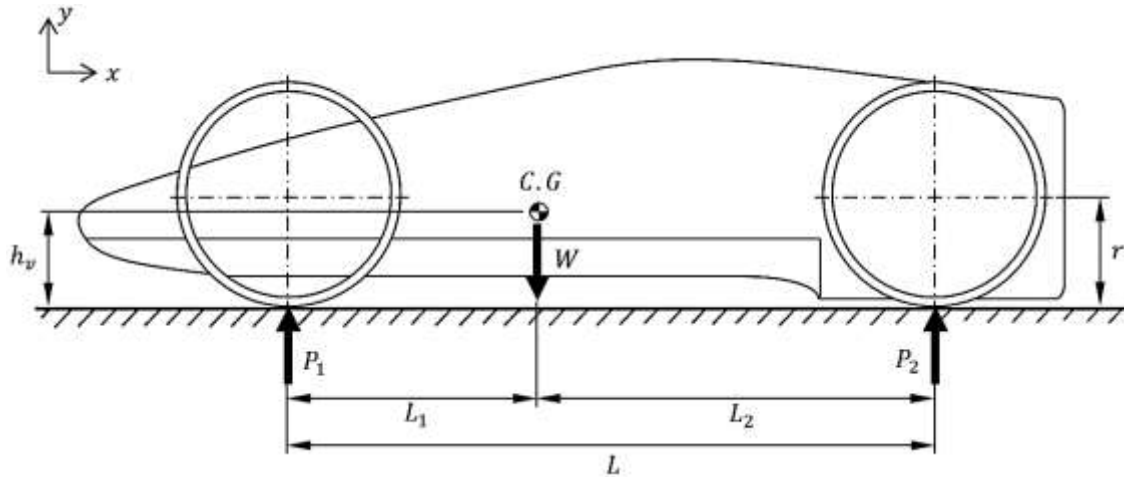


Figura adaptada de Reimpell, Stoll y Betzler [18].

Las reacciones que producen la carga del eje delantero  $P_1$  y la carga del eje trasero  $P_2$ , proporcionan el peso total del vehículo  $W$ :

$$W = mg = P_1 + P_2 \text{ [kg]} \quad (1)$$

Al aplicar las ecuaciones de equilibrio estático se determinan las distancias del centro de gravedad al eje delantero y trasero,  $L_1$  y  $L_2$  respectivamente.

$$L_1 = \frac{P_2 \times L}{mg} \quad ; \quad L_2 = \frac{P_1 \times L}{mg} \quad (2)$$

Para calcular la altura del centro de gravedad  $h_v$ , se debe levantar primero la parte del eje delantero y luego el eje trasero tan alto como sea posible (por la cantidad  $h$ ) con un mecanismo de elevación (auto de elevación, gato o grúa), con la posición del otro eje en el centro de una báscula de puente [18].

**Figura 27.** Diagrama de cuerpo libre de la distribución de cargas de un vehículo para calcular  $h_v$

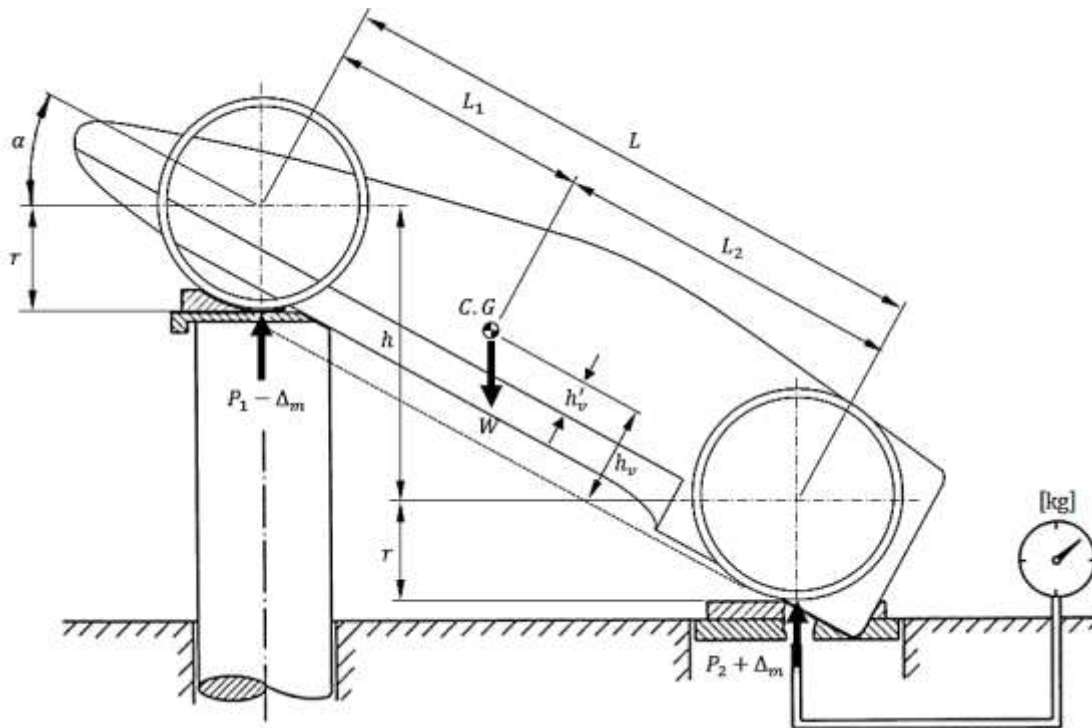


Figura adaptada de Reimpell, Stoll y Betzler [18].

Haciendo el respectivo análisis, se deduce la ecuación para determinar la altura del centro de gravedad  $h_v$  como:

$$h_v = \frac{L \times \Delta_m}{W \times \tan \alpha} + r \quad (3)$$

Para que  $h_v$  no quede en función del ángulo  $\alpha$ , la ecuación 3 se puede simplificar de la siguiente manera:

$$h_v = \frac{L \times \Delta_m}{W \times h} \sqrt{L^2 - h^2} + r \quad (4)$$

Siendo:

$L$ : Distancia horizontal entre el eje delantero y el eje trasero

$h$ : Distancia vertical de los ejes

$r$ : Radio de las llantas

$W$ : Peso total del vehículo

$\Delta_m$ : Constante que se determina mediante una gráfica que relaciona el ángulo  $\alpha$  y la carga del vehículo al momento de la prueba experimental.

Este procedimiento experimental no se llevó a cabo, debido a que en no fue posible conseguir los instrumentos necesarios para realizar dicha prueba.

Otra manera de calcular el centro de gravedad es simular el vehículo con sus componentes por medio de un *software* de diseño CAD, definiéndole claramente cada uno de los parámetros que intervienen para su modelado. Esta alternativa actualmente está siendo muy utilizada, debido a que el modelado de cualquier sistema elimina un gran número de iteraciones en la fabricación y revisión de prototipos, así como en ensayos en laboratorio y su implementación en el proceso de diseño representa un gran ahorro económico y de tiempo.

Por lo tanto, en este trabajo se determinará el centro de gravedad del prototipo con la ayuda del *software SolidWorks®*, el cual se realiza a plena carga, ya que dichos datos servirán para cálculos posteriores.

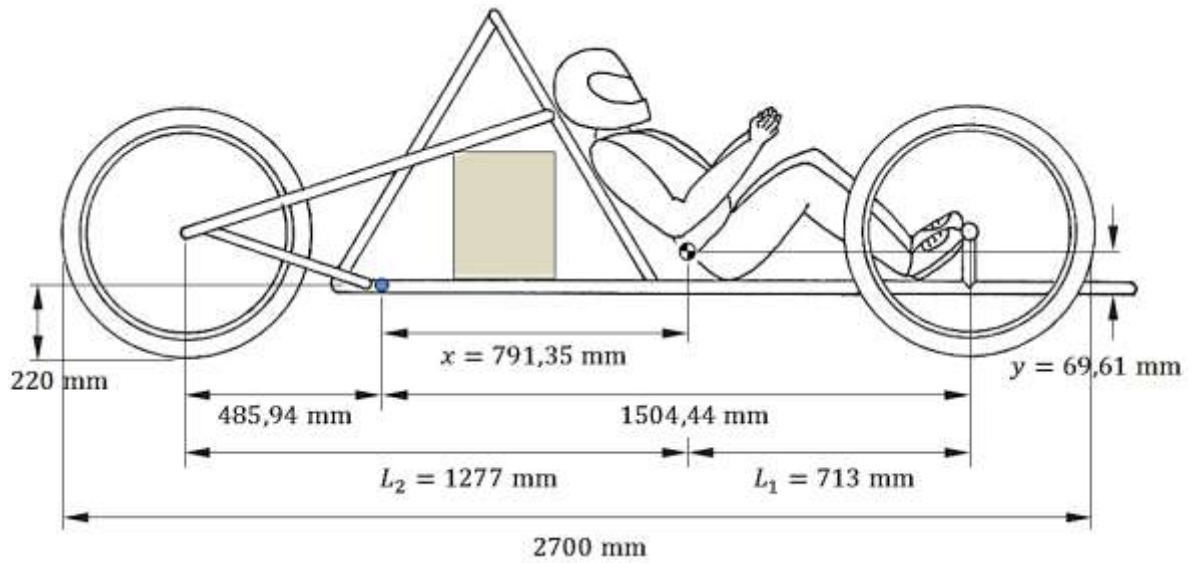
A continuación, se muestra la ubicación del centro de gravedad determinada por el *software*.

**Figura 28.** Centro de gravedad del vehículo *Supermileage* a plena carga

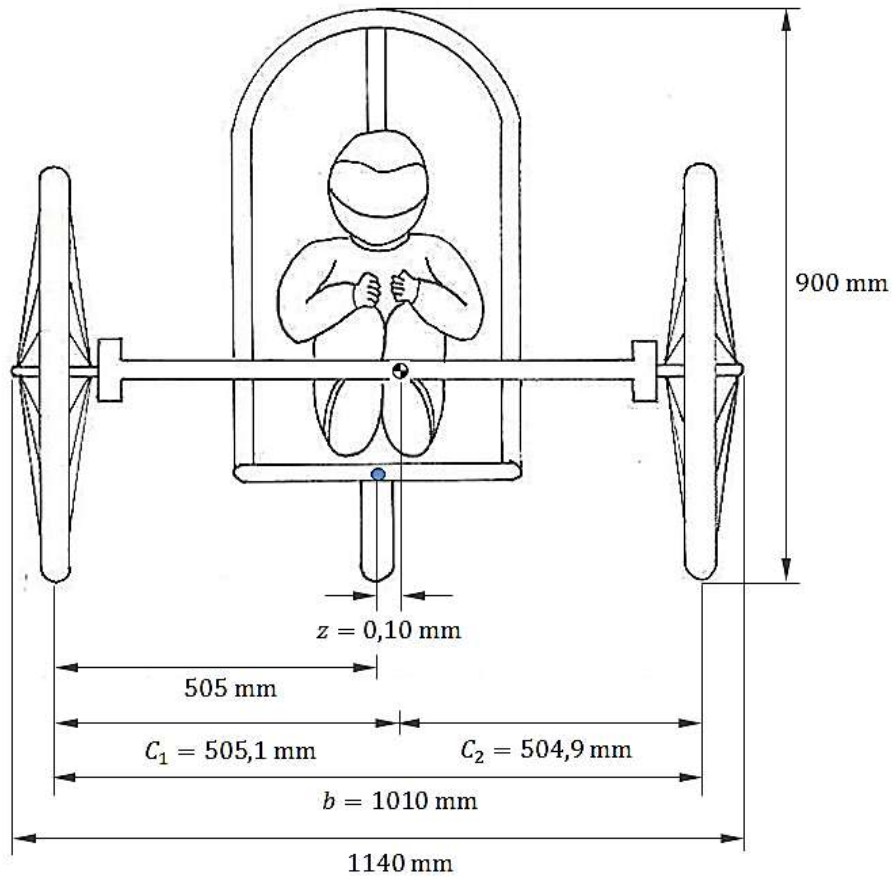


$$\begin{aligned}x &= 791,35 \text{ mm} \\y &= 69,61 \text{ mm} \\z &= -0,10 \text{ mm}\end{aligned}$$

**Figura 29.** Distancia del centro de gravedad del vehículo *Supermileage* a plena carga (plano XY)



**Figura 30.** Distancia del centro de gravedad del vehículo *Supermileage* a plena carga (plano YZ)



### 3. RESPUESTA DINÁMICA DEL VEHÍCULO

#### 3.1 FUERZAS QUE INTERACTÚAN EN EL VEHÍCULO

Este tipo de fuerzas hace referencia a las diferentes fuerzas o resistencias que actúan sobre el vehículo, ya sea para favorecer su movimiento o para oponerse a él; siendo importante estudiarlas puesto que la potencia máxima del motor que se requiere está basada en el cálculo de la magnitud de dichas fuerzas; de igual forma, si se disminuye el valor de éstas resistencias, se podrá garantizar un mejor provecho en el consumo de combustible del vehículo.

Se considera una fuerza que ayuda a que el vehículo se mueva, la cual es la fuerza de tracción, y otras fuerzas que tiene que vencer el vehículo para su avance.

- Resistencia a la rodadura.
- Resistencia de pendiente.
- Resistencia aerodinámica.
- Resistencia debido a la inercia.

**3.1.1 Resistencia a la rodadura.** Esta resistencia representa lo que le cuesta a una rueda rodar sobre el suelo. La resistencia a la rodadura depende del peso total del vehículo y de la presión de inflado de las llantas, así como de su coeficiente de resistencia a la rodadura que es un valor que depende del material y de los factores ambientales.

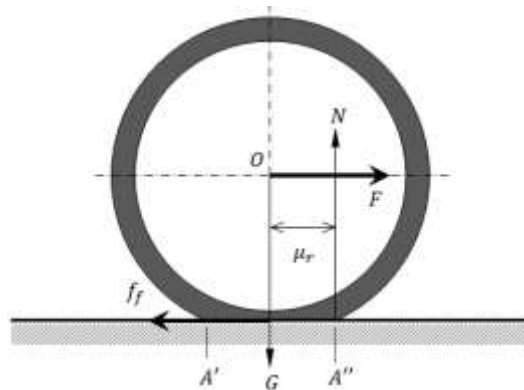
Debido al peso concentrado sobre las ruedas, los neumáticos ejercen presión sobre el terreno, esta presión hace que el neumático no se apoye solo sobre un punto, sino sobre una superficie más o menos grande como se muestra en la Figura 31, que origina el rozamiento con el terreno y por lo tanto la resistencia a la rodadura [5].

Si  $P$  es el peso total del vehículo y  $f$  el coeficiente de rodadura, la resistencia al movimiento por rodadura es:

$$R_r = f \times P \quad (5)$$

Los valores normales del coeficiente de rodadura se pueden encontrar en el libro Dinámica de Tracción del Automóvil [19].

**Figura 31.** Esquema de rodadura de un neumático



La potencia necesaria para superar la resistencia a la rodadura durante el movimiento del automóvil con velocidad ( $v$ ) es [19]:

$$P_r = R_r \times v \quad (6)$$

- **Cálculo de la resistencia a la rodadura del vehículo *Supermileage***

$$P = 96,7 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 948 \text{ N} \text{ (Ver Tabla 5).}$$

$f = 0,019$  (Recubrimiento de asfalto – hormigón y cemento – hormigón en regular estado [19]).

$$R_r = 0,019 \times 948$$

$$R_r = 18,01 \text{ N}$$

**3.1.2 Resistencia a la pendiente.** La resistencia de una pendiente depende del perfil de la calzada y de la masa del vehículo. El vehículo precisa disponer de una mayor fuerza de propulsión para vencer la resistencia ofrecida por la pendiente. Es necesario contar, por lo tanto, con una mayor potencia de motor para evitar un descenso de la velocidad y compensar la potencia de pendiente [1].

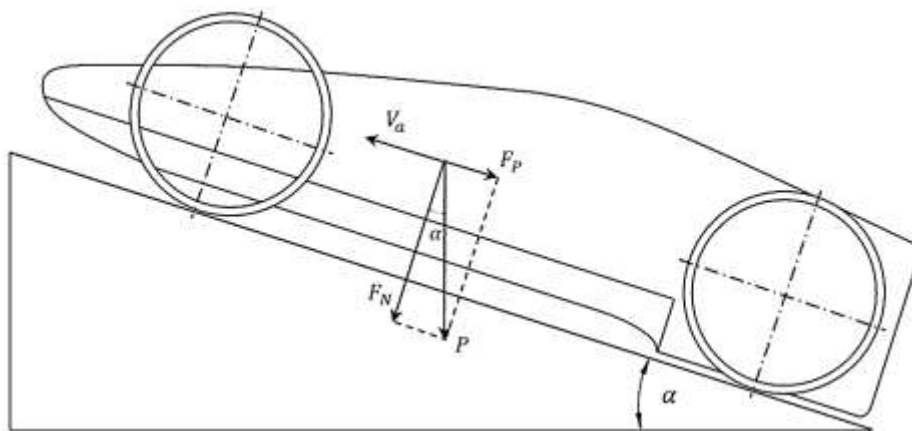
La fuerza de resistencia de pendiente puede expresarse en grados o en porcentaje de desnivel; se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$R_p = P \sin \alpha \quad (7)$$

En los casos en que la pendiente es negativa (cuesta abajo) esta resistencia de pendiente o gravitatoria cambia de signo y deja de ser una fuerza de oposición al movimiento del vehículo para convertirse en un apoyo al esfuerzo motor del automóvil.

La fuerza que produce la masa del vehículo por la gravedad  $P$  la soportan principalmente los neumáticos. En los ascensos o descensos, esta fuerza se descompone en dos, una que es soportada por los neumáticos y otra que empuja al vehículo en sentido contrario al de la marcha en el ascenso (ver Figura 32) [8].

**Figura 32.** Ascenso del vehículo



La potencia gastada por el motor para superar un ascenso con inclinación es [19]:

$$P_p = R_p \times v \quad (8)$$

Esta resistencia no se calcula, debido a que en la competencia consideran el terreno completamente plano.

**3.1.3 Resistencia aerodinámica.** Un vehículo en su desplazamiento encuentra una resistencia provocada por la fricción contra el aire, esta fuerza es lo que se conoce como resistencia aerodinámica. La fuerza de la resistencia del aire depende del tamaño y forma del vehículo, de la velocidad de marcha, de la densidad del aire y de la dirección y fuerza del viento.

La resistencia aerodinámica se puede determinar por la siguiente expresión [19]:

$$R_a = K_a \times F_a \times v^2 \quad (9)$$

Siendo:

$K_a$ : Coeficiente de resistencia aerodinámica que depende de forma y acabado de la superficie ( $\text{Ns}^2/\text{m}^4$ )

$F_a$ : Área frontal del vehículo ( $\text{m}^2$ )

$v$ : Velocidad ( $\text{m/s}$ )

El producto  $K_a \times F_a$  es denominado factor de aerodinamismo  $W_a$ , sus valores aproximados se pueden encontrar en el libro Dinámica de Tracción del Automóvil [19].

La resistencia aerodinámica es fundamental en la eficiencia de cualquier automóvil, ya que partir de esta fórmula se puede deducir que a medida que crece la velocidad de marcha, aumenta la resistencia aerodinámica al cuadrado. Por lo tanto, la relación velocidad – potencia no es lineal, lo cual implica que a altas velocidades es mayor el consumo de combustible.

Lo más importante, al contrario de lo que se podría esperar, es la parte trasera y la forma en que el aire rellena el vacío que éste deja tras de sí. Cuanto más suaves sean las curvas que tenga que trazar el flujo de aire que rodea al auto mejor.

El coeficiente de resistencia aerodinámica se determina en los ensayos realizados a escala en los túneles de viento, que permiten conocer de manera aproximada la fuerza que el aire ejerce contra el desplazamiento del vehículo y la potencia que éste necesita para vencerla [5].

La potencia necesaria para vencer la resistencia del aire es [19]:

$$P_a = R_a \times v \quad (10)$$

- **Cálculo de la resistencia aerodinámica del vehículo *Supermileage***

$v = 24 \text{ km/h} = 6,67 \text{ m/s}$  (Es la velocidad promedio con que corren los vehículos en la competencia).

Los siguientes valores son para automóviles de competencia, tomados de la tabla 5 del libro Dinámica de Tracción del Automóvil [19].

$$K_a = 0,13 \text{ Ns}^2/\text{m}^4$$

$$F_a = 1,00 \text{ m}^2$$



$$R_a = 0,13 \times 1,00 \times 6,67^2$$

$$R_a = 4,07 \text{ N}$$

Cabe aclarar, que el estudio aerodinámico del prototipo no se abordará en este trabajo, por consiguiente, el cálculo realizado de la resistencia aerodinámica se puede considerar teórico.

**3.1.4 Resistencia debido a la inercia.** Se manifiesta solamente en el transcurso de las variaciones de velocidad y tiende siempre a oponerse a éstas variaciones, además viene determinada por la energía absorbida por el vehículo para producir el incremento de velocidad.

$$R_i = m \times j \quad (11)$$

Donde  $m$  es la masa del vehículo en kg y  $j$  es la aceleración en  $\text{m/s}^2$ .

Para las condiciones de este trabajo la resistencia debido a la inercia se despreciará.

Para calcular la fuerza de tracción, se debe encontrar la relación de transmisión, la cual es posible hallarla determinando la velocidad máxima que podrá alcanzar el vehículo. Como en este caso ya se cuenta con un motor y no debe ser seleccionado, se conoce la potencia y con este dato se puede determinar dicha velocidad, mediante las siguientes expresiones.

$$P = \frac{v_{\text{máx}}(R_r + K_a F_a v_{\text{máx}}^2)}{r_{\text{rueda}}} \quad (12)$$

$$v_{\text{máx}}^3(K_a F_a) + v_{\text{máx}}(R_r) = P\eta_{tr} \quad (13)$$

$$i_{tr} = \frac{\omega_e \times r}{v_{\text{máx}}} \quad (14)$$

En este trabajo, la relación de transmisión fue determinada siguiendo los cálculos del libro Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16]. Los cuales más adelante serán explicados.

**3.1.5 Fuerza de tracción.** Ésta se refiere a la fuerza transmitida por el motor a través de una transmisión mecánica de engranajes a las ruedas. Cuando la fuerza

de tracción es mayor a las fuerzas que presentan resistencia al movimiento, se traduce en un desplazamiento del vehículo [5]. Está dada por la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{T_{rueda}}{r_{rueda}} \quad (15)$$

$$T_{rueda} = T_{motor} \times i_{tr} \times \eta_{tr} \quad (16)$$

Donde  $T_{rueda}$  y  $r_{rueda}$  son el torque y el radio de la rueda respectivamente,  $T_{motor}$  es el torque del motor,  $i_{tr}$  es la relación de transmisión y  $\eta_{tr}$  la eficiencia de la transmisión.

- **Cálculo de la fuerza de tracción del vehículo *Supermileage***

$T_{motor} = 4,5$  Nm (Ver Tabla 6).

$i_{tr} = 3$  (Transmisión por cadena).

$\eta_{tr} = 0,88$  (Se considera entre 0,85 y 0,90).

$r_{rueda} = 0,32$  m (Ver Tabla 7).

$$F_t = \frac{4,5 \times 3 \times 0,88}{0,32}$$

$$F_t = 31,12 \text{ N}$$

- **Cálculo de la potencia total gastada por el motor para superar las resistencias**

Se determina la potencia necesaria para superar cada una de las resistencias que tiene que vencer el vehículo para permitir su movimiento a una velocidad determinada.

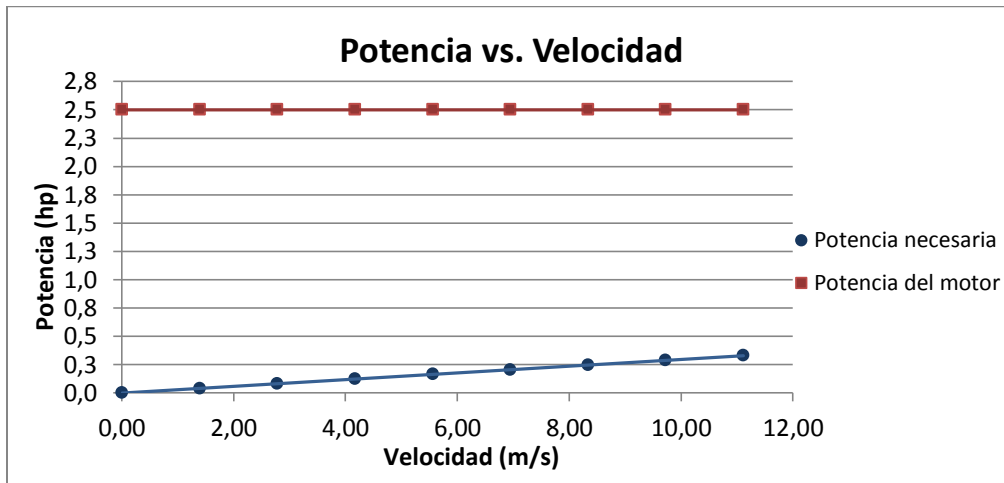
$$P_{total} = P_p + P_a + P_r \quad (17)$$

$$P_{total} = (R_p + R_a + R_r) \times v \quad (18)$$

$$P_{total} = (18,01 + 4,07) \times v = 22,08 \times v$$

En la siguiente figura se puede observar que la potencia suministrada por el motor es suficiente para lograr la potencia necesaria, para superar las fuerzas de resistencia del vehículo en función de la velocidad.

**Figura 33.** Variación de la potencia necesaria en función de la velocidad



### 3.2 ECUACIÓN DE MOVIMIENTO DEL AUTOMÓVIL

En el estudio de la dinámica de tracción de un automóvil se tiene que la ecuación de movimiento es la principal, puesto que ésta involucra las fuerzas que mueven el vehículo con las fuerzas que se oponen al movimiento. Se analizará solo el movimiento rectilíneo del automóvil y para su desarrollo se consideran que sus posibilidades son limitadas solo por la potencia del motor y la interacción entre el neumático de las ruedas motrices con el camino.

En la Figura 34 se pueden ver las fuerzas y momentos que actúan sobre el vehículo en un ascenso durante un arranque que permitirá plantear la ecuación fundamental de movimiento.

**Figura 34.** Fuerzas y momentos actuantes sobre el vehículo

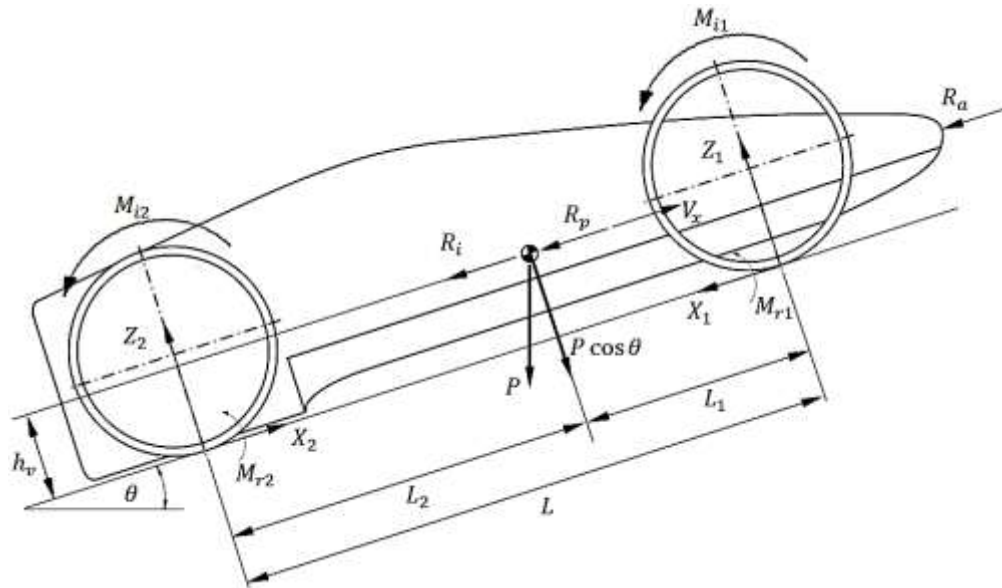


Figura adaptada de Romero [19].

Como se puede observar en el centro de gravedad se aplica el peso del conductor ( $P$ ) y la fuerza de inercia ( $R_i$ ) que va en sentido opuesto a la aceleración del automóvil.

A las ruedas se aplican las fuerzas de resistencia a la rodadura  $M_{r1}$  y  $M_{r2}$  y también los momentos de inercia  $M_{i1}$  y  $M_{i2}$ . Del lado de la calzada sobre las llantas actúan las reacciones normales  $Z_1$  y  $Z_2$  y las reacciones tangenciales  $X_1$  y  $X_2$ . La fuerza de resistencia del aire  $R_a$  es aplicada en el centro de velaje del automóvil a una altura  $h_v$  [19].

Al plantear todas las fuerzas se obtiene lo siguiente:

$$X_2 - X_1 - R_i - R_p - R_a = 0 \quad (19)$$

Se tiene que la reacción tangencial (en N), que actúa sobre las ruedas motrices del vehículo es [19]:

$$X_2 = F_t - \frac{\eta_{tr} \times I_v \times i_{tr}^2 + I_2}{r_2} j - P_{r2} \quad (20)$$

Donde  $I_2$  es el momento total de inercia de las ruedas traseras,  $I_v$  es el momento de inercia de la volante y  $P_{r2}$  es la fuerza de rodadura en las ruedas traseras.

Por otro lado, la reacción tangencial aplicada a las ruedas delanteras es [19]:

$$X_1 = -\left(\frac{I_1}{r_2}j + P_{r1}\right) \quad (21)$$

Donde  $I_1$  es la fuerza total de inercia en las ruedas delanteras y  $P_{r1}$  es la fuerza de rodadura en dichas ruedas.

Reemplazando en la ecuación (19) las expresiones de las fuerzas  $X_1$ ,  $X_2$  y  $R_i$ , se tiene lo siguiente:

$$F_t - \left(1 + \frac{\eta_{tr} \times I_v \times i_{tr}^2 + I_r}{m \times r_2}\right) m \times j - R_p - R_a = 0 \quad (22)$$

$I_r$  es el momento de inercia total de todas las ruedas del automóvil en (Nm/s<sup>2</sup>). El segundo miembro de la ecuación (22), representa la fuerza que debe aplicarse al vehículo para darle una aceleración igual a  $j$ . Comparando esta fuerza con  $R_i$ , se puede verificar que la expresión entre paréntesis muestra en cuántas veces la energía gastada para arrancar las masas rotativas y recíprocamente del automóvil, es mayor que la energía necesaria para arrancar el automóvil, cuyos elementos sean solo recíprocamente [19]. Los otros términos son las resistencias al avance, ya analizadas anteriormente.

### 3.3 DINÁMICA DE FRENADO

Es necesario analizar la dinámica de frenado, ya que éste es uno de los sistemas fundamentales de un vehículo, pues afecta de manera considerable tanto la seguridad como la estabilidad.

El sistema de frenado proporciona la capacidad de reducir la velocidad del vehículo y, si es necesario, la detención total del mismo. En el proceso se deben vencer tanto las resistencias de las masas rotativas de las ruedas como la propia desaceleración.

En el modelo de frenado se acepta como hipótesis que el vehículo es un sólido rígido en movimiento rectilíneo uniforme.

**3.3.1 Fuerzas de frenado.** Las principales fuerzas de frenado que actúan sobre el vehículo son aquellas que se producen con el contacto entre los neumáticos y la calzada, al aplicarles pares que se oponen al movimiento.

En un vehículo, las fuerzas de frenado se distribuyen por igual entre las ruedas delanteras y traseras,  $F_{r1}$  y  $F_{r2}$  respectivamente, en función del peso que soportan, porque se considera que tienen el mismo índice de adherencia.

$$F_{r1} = \mu P_1 \quad ; \quad F_{r2} = \mu P_2 \quad (23)$$

Siendo  $P_1$  el peso que carga sobre la rueda delantera y  $P_2$  el peso que carga sobre la rueda trasera.

Se requiere que dichas fuerzas de frenado ( $F_f$ ) sean iguales a las fuerzas que originan el movimiento, llamadas fuerzas de impulsión ( $F_i$ ).

$$F_f = F_{r1} + F_{r2} = \mu(P_1 + P_2) = F_i \quad (24)$$

Así pues, la fuerza de frenado que hay que aplicar para anular la de impulsión, en función del coeficiente de adherencia  $\mu$  y del peso del vehículo  $P$  es:

$$F_f = \mu P \quad (25)$$

El coeficiente de adherencia en las ruedas viene en función del estado de los neumáticos así como del estado del terreno sobre el que se desplaza el vehículo. Algunos valores indicativos de éste coeficiente se pueden encontrar en el libro Tratado sobre Automóviles [11].

Cuando la fuerza de frenado se aplica a una rueda, se puede presentar una de las siguientes situaciones:

$F_f < F_i$  La resultante es positiva por lo que el vehículo se sigue desplazando pero con menor velocidad.

$F_f > F_i$  La resultante es negativa, lo que origina que la rueda se bloquee y se produzca el arrastre de la misma, necesitándose una mayor distancia de frenado.

Por consiguiente se deduce que la fuerza de frenado debe ser tal que detenga rápidamente la rueda sin llegar a bloquearla.

- **Cálculo de la fuerza de frenado del vehículo *Supermileage***

$$P = 96,7 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 948 \text{ N (Ver Tabla 5).}$$

$\mu = 0,60$  (Asfalto compacto – Seco [11]).

Sustituyendo los valores en la ecuación (25), se tiene:

$$F_f = 948 \times 0,60 = 568,8 \text{ N}$$

**3.3.1.1 Peso transferido.** En el momento de frenado, surge una fuerza  $F$  aplicada al centro de gravedad que causa un desplazamiento de los elementos suspendidos hacia la parte de adelante. Asimismo, una carga dinámica denominada peso transferido que está en función de la fuerza  $F$ , origina una inclinación del vehículo cuyo ángulo  $\alpha$  depende de la posición del centro de gravedad, de la distancia entre ejes y de la suspensión [11].

$$P_{tr} = \frac{P\mu h_v}{L} = \frac{F_f h_v}{L} \quad (26)$$

Siendo:

$P_{tr}$  : Peso transferido.

$P$  : Peso del vehículo.

$\mu$  : Coeficiente de adherencia de las ruedas.

$h_v$  : Altura del centro de gravedad.

$L$  : Distancia entre ejes.

**Figura 35.** Reparto de fuerzas al momento de frenado

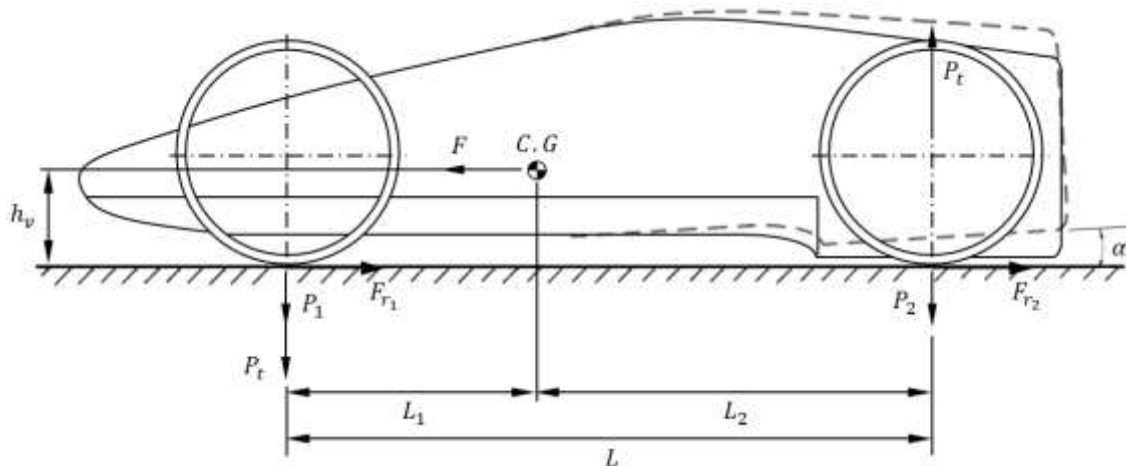


Figura adaptada de Font y Dols [11].

De igual forma, existe un reparto de la fuerza de frenado sobre las ruedas. Por lo tanto, se debe plantear la carga dinámica que actúa sobre cada eje.

$$P_{d\ din} = P_d + P_{tr} \quad ; \quad P_{t\ din} = P_t - P_{tr} \quad (27)$$

$P_{d\ din}$  ,  $P_{t\ din}$  : Carga dinámica en el eje delantero y trasero respectivamente.

$P_d$  ,  $P_t$  : Peso que carga sobre la rueda delantera y trasera.

Con lo anterior se obtiene que la fuerza de frenado en cada eje es:

$$F_{fd} = P_{d\ din}\mu \quad ; \quad F_{ft} = P_{t\ din}\mu \quad (28)$$

- **Cálculo del peso transferido al eje delantero del vehículo *Supermileage***

$$F_f = 568,8 \text{ N}$$

$$h_v = 289,61 \text{ mm} = 0,289 \text{ m (Ver Figura 29).}$$

$$L = 1990 \text{ mm} = 1,99 \text{ m (Ver Tabla 3).}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (26) se obtiene:

$$P_{tr} = \frac{568,8 \times 0,289}{1,99}$$

$$P_{tr} = 82,60 \text{ N}$$

Por consiguiente, se asume que dicha transferencia se distribuye equitativamente en ambas ruedas, por lo que para cada rueda delantera la carga dinámica que soportará durante el frenado es:

$$(P_{tr})_{cada\ rueda} = 41,30 \text{ N}$$

**3.3.1.2 Reacciones en cada rueda.** Es necesario determinar las reacciones en cada rueda, debido a que estos datos serán útiles para conocer la fuerza de frenado sobre cada eje.

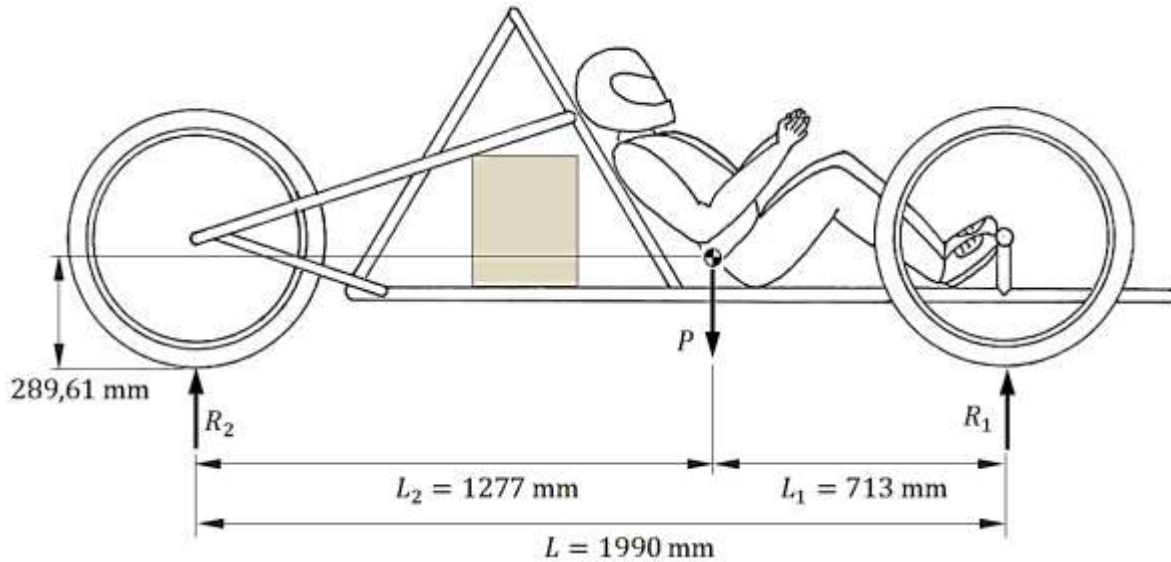
Para poder calcular las reacciones en las ruedas delanteras y trasera, primero se tuvo que hallar la ubicación del centro de gravedad a plena carga, (ver Figura 29). Lo cual dio como resultado lo siguiente:

Distancia desde el centro de gravedad hasta el eje delantero  $L_1 = 713 \text{ mm}$



Distancia desde el centro de gravedad hasta el eje trasero  $L_2 = 1277$  mm

**Figura 36.** Reacciones sobre las ruedas del vehículo *Supermileage*



- **Cálculo de la reacción delantera ( $R_1$ )**

Al hacer suma de momentos en el eje trasero y tomando como positivo el sentido de giro anti horario, se halla la reacción producida en el eje delantero.

$$\sum M_{eje\ trasero} = 0 \rightarrow PL_2 - R_1L = 0 \quad (29)$$

$$R_1 = \frac{948 \times 1277}{1990} = 608,3 \text{ N}$$

- **Cálculo de la reacción trasera ( $R_2$ )**

Al hacer suma de momentos en el eje delantero y tomando como positivo el sentido de giro anti horario, se halla la reacción producida en el eje trasero.

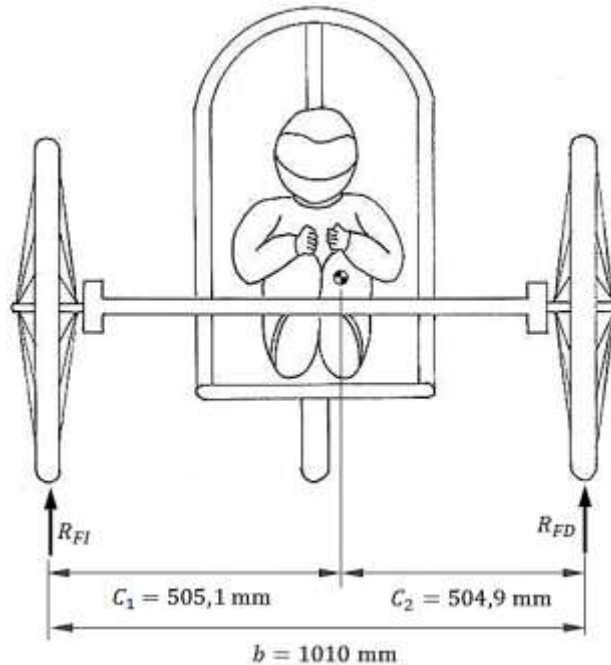
$$\sum M_{eje\ delantero} = 0 \rightarrow R_2L - PL_1 = 0 \quad (30)$$

$$R_2 = \frac{948 \times 713}{1990} = 339,6 \text{ N}$$

Para calcular las reacciones de las ruedas delanteras por separado, se debió determinar las siguientes distancias, mostradas en la Figura 37.

Distancia desde el centro de gravedad hasta la rueda izquierda:  $C_1 = 505,1 \text{ mm}$   
Distancia desde el centro de gravedad hasta la rueda derecha:  $C_2 = 504,9 \text{ mm}$

**Figura 37.** Reacciones sobre las ruedas frontales del vehículo *Supermileage*



- **Cálculo de la reacción de la rueda frontal derecha ( $R_{FD}$ )**

Al hacer suma de momentos en la rueda frontal izquierda y tomando como positivo el sentido de giro anti horario, se halla la reacción producida en la rueda frontal derecha.

$$\sum M_{RFI} = 0 \rightarrow R_{FD}b - R_1C_1 = 0 \quad (31)$$

$$R_{FD} = \frac{608,3 \times 505,1}{1010} = 304,2 \text{ N}$$

- **Cálculo de la reacción de la rueda frontal izquierda ( $R_{FI}$ )**

Al hacer suma de momentos en la rueda frontal derecha y tomando como positivo el sentido de giro anti horario, se halla la reacción producida en la rueda frontal izquierda.

$$\sum M_{R_{FD}} = 0 \rightarrow R_1 C_2 - R_{FI} b = 0 \quad (32)$$

$$R_{FI} = \frac{608,3 \times 504,9}{1010} = 304,1 \text{ N}$$

A continuación, se presenta un resumen de las reacciones calculadas:

- Reacción de la rueda frontal derecha ( $R_{FD}$ ) = 304,2 N
- Reacción de la rueda frontal izquierda ( $R_{FI}$ ) = 304,1 N
- Reacción de la rueda trasera ( $R_2$ ) = 339,6 N

**3.3.1.3 Cargas dinámicas sobre cada rueda.** De la ecuación (27) se pueden calcular las cargas dinámicas que actúan sobre cada una de las ruedas.

- **Cálculo de la carga dinámica en la rueda frontal derecha ( $P_{FD \text{ din}}$ )**

$$P_{FD \text{ din}} = R_{FD} + (P_{tr})_{\text{cada rueda}} \quad (33)$$

$$P_{FD \text{ din}} = 304,2 + 41,30 = 345,5 \text{ N}$$

- **Cálculo de la carga dinámica en la rueda frontal izquierda ( $P_{FI \text{ din}}$ )**

$$P_{FI \text{ din}} = R_{FI} + (P_{tr})_{\text{cada rueda}} \quad (34)$$

$$P_{FI \text{ din}} = 304,1 + 41,30 = 345,4 \text{ N}$$

- **Cálculo de la carga dinámica en la rueda trasera ( $P_t \text{ din}$ )**

$$P_t \text{ din} = R_2 - (P_{tr})_{\text{cada rueda}} \quad (35)$$

$$P_t \text{ din} = 339,6 - 41,30 = 298,3 \text{ N}$$

**3.3.1.4 Fuerza de frenado en cada rueda.** La capacidad de frenado que dispone el vehículo, depende de dos factores: el coeficiente de adherencia y el peso que gravita sobre cada rueda.

De la ecuación (28) se pueden calcular las fuerzas que actúan sobre las ruedas durante el frenado.

- **Cálculo de la fuerza de frenado en la rueda frontal derecha ( $F_{f FD}$ )**

$$F_{f FD} = P_{FD} \sin \mu \quad (36)$$

$$F_{f FD} = 345,5 \times 0,60 = 207,3 \text{ N}$$

- **Cálculo de la fuerza de frenado en la rueda frontal izquierda ( $F_{f FI}$ )**

$$F_{f FI} = P_{FI} \sin \mu \quad (37)$$

$$F_{f FI} = 345,4 \times 0,60 = 207,2 \text{ N}$$

- **Cálculo de la fuerza de frenado en la rueda trasera ( $F_{ft}$ )**

$$F_{ft} = P_t \sin \mu \quad (38)$$

$$F_{ft} = 298,3 \times 0,60 = 178,9 \text{ N}$$

**3.3.2 Eficiencia de frenado.** El rendimiento de los frenos está en función de la fuerza aplicada  $F_f$  y del peso del vehículo  $P$ , siendo el coeficiente de adherencia el que determina dicho rendimiento.

$$E(\%) = \frac{F_f}{P} \times 100 \quad (39)$$

$$E(\%) = 0,60 \times 100 = 60\%$$

**3.3.3 Tiempo de frenado.** Para estudiar lo que tarda un vehículo en detenerse completamente, se deben plantear dos tiempos, uno teórico y uno real. Ya que en el efecto de frenado hay que agregar el tiempo de reacción del conductor desde

que ve el obstáculo hasta que pisa el freno [11]. Por lo general este tiempo muerto o de reacción  $t_r$  es tomado igual a 0,75 segundos.

Si a un vehículo que está en movimiento se le aplica una fuerza de frenado, se origina una desaceleración en su movimiento que será proporcional a la fuerza aplicada, al ser constante la masa del mismo.

La desaceleración ( $d$ ) producida en el vehículo es:

$$d = \mu \times g \quad (40)$$

Como la velocidad es  $v = d \times t_f$ , por lo tanto el tiempo de frenado teórico será.

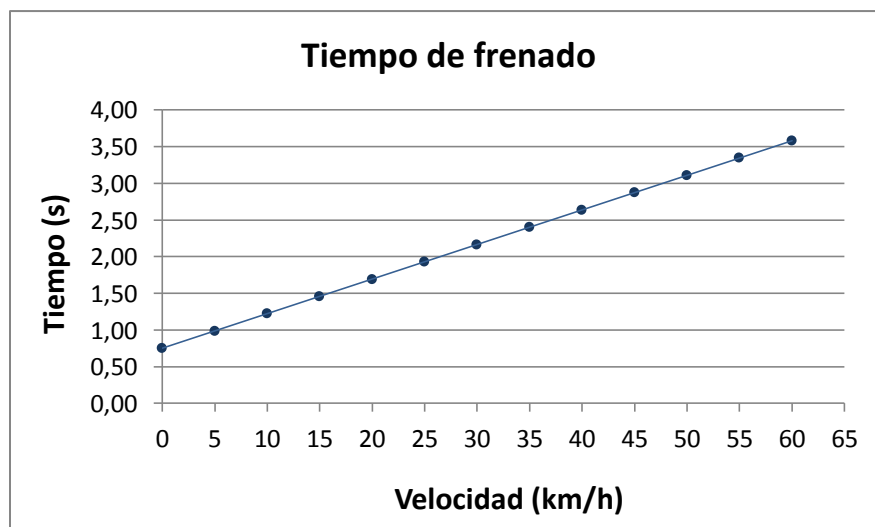
$$t_f = \frac{v}{d} = \frac{v}{\mu \times g} \quad (41)$$

Así pues, el tiempo de parada real en segundos es.

$$t_p = t_f + t_r \quad (42)$$

En la Figura 38 se puede observar la variación del tiempo de frenado en función de la velocidad que tarda el vehículo en detenerse desde el momento en que acciona el sistema de frenos.

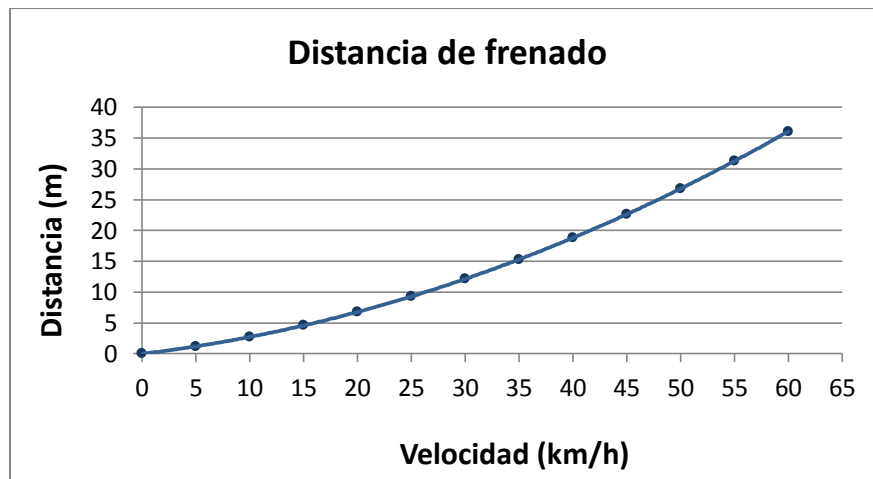
**Figura 38.** Variación del tiempo de frenado en función de la velocidad



**3.3.4 Distancia de parada.** La distancia de frenado es otra variable importante, ya que podrá dar una idea intuitiva de la capacidad de frenado del vehículo. Al igual que en el tiempo de parada es conveniente tener en cuenta el tiempo de reacción, porque durante este tiempo el vehículo habrá recorrido un espacio de reacción.

$$e_t = \frac{v^2}{2 \times d} + 0,75V \quad (43)$$

**Figura 39.** Variación de la distancia de frenado en función de la velocidad



### 3.4 DINÁMICA LATERAL

La dinámica lateral estudia las respuestas de los vehículos a aquellas acciones que puedan interferir en la dirección del movimiento, por lo tanto, el comportamiento del vehículo queda afectado por las características del medio, como el viento, irregularidades de la calzada y fuerza centrífuga.

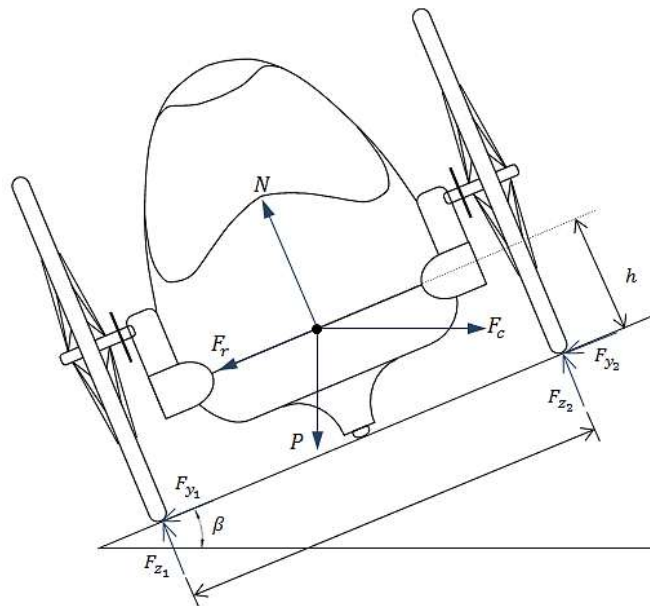
Una variable importante para tener en cuenta, es la velocidad, ya que puede existir una velocidad crítica a partir de la cual el vehículo muestra un comportamiento direccional inestable.

A continuación, se presentará un estudio simplificado de la estabilidad del vehículo y de su respuesta en curva para determinar las velocidades límite de derrape y vuelco.

**3.4.1 Circulación en curva. Velocidades límite de derrape y vuelco.** Existe una fuerza centrífuga que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo, ubicada a una altura  $h$ , que aparece cuando el auto recorre una trayectoria curva. Dicha fuerza origina un esfuerzo lateral que es contrarrestado por las fuerzas de adherencia entre los neumáticos y el suelo, y un momento de vuelco.

La velocidad es un factor considerable, puesto que al incrementarse, crecen las posibilidades de que el vehículo pierda su trayectoria o se vuelque.

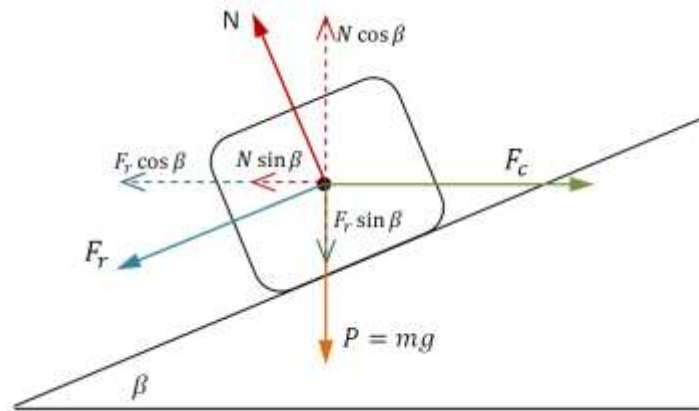
**Figura 40.** Vehículo circulando sobre una curva con peralte



En la Figura 40 se pueden observar las fuerzas que intervienen en un vehículo que describe una trayectoria curva y la interacción de las ruedas con la calzada la cual tiene un peralte con un ángulo de inclinación  $\beta$  respecto a la horizontal.

En la Figura 41 se muestra un diagrama de cuerpo libre de dichas fuerzas para facilitar el análisis.

**Figura 41.** Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que intervienen en un vehículo circulando sobre una curva con peralte



**3.4.1.1 Velocidad límite de derrape.** Considerando inicialmente que la fuerza de rozamiento es  $F_r = \mu N$  y que la fuerza centrífuga es  $F_c = mv^2/R$ . Al aplicar las ecuaciones de equilibrio y la segunda ley de Newton se obtiene la velocidad de derrape que es máxima con  $\mu_{m\acute{a}x}$  [5]:

$$v_d = \sqrt{gR \times \frac{\sin \beta + \mu \cos \beta}{\cos \beta - \mu \sin \beta}} \quad (44)$$

En caso de que la curva no esté peraltada:

$$v_d = \sqrt{\mu g R} \quad (45)$$

- **Cálculo de la velocidad límite de derrape del vehículo *Supermileage***

$R = 3,81$  m Radio de la curvatura. (Ver numeral 1.2.1.6 Estabilidad).

$\beta = 20^\circ$  (Ver numeral 1.2.1.6 Estabilidad).

$\mu = 0,60$  (Asfalto compacto – Seco [11]).

Sustituyendo los valores en la ecuación (44):

$$v_d = \sqrt{9,8 \times 3,81 \times \frac{\sin 20^\circ + 0,60 \cos 20^\circ}{\cos 20^\circ - 0,60 \sin 20^\circ}}$$



$$v_d = 6,78 \text{ m/s} = 24,4 \text{ km/h}$$

En caso de que la curva no esté peraltada se reemplazan los datos en la ecuación (45):

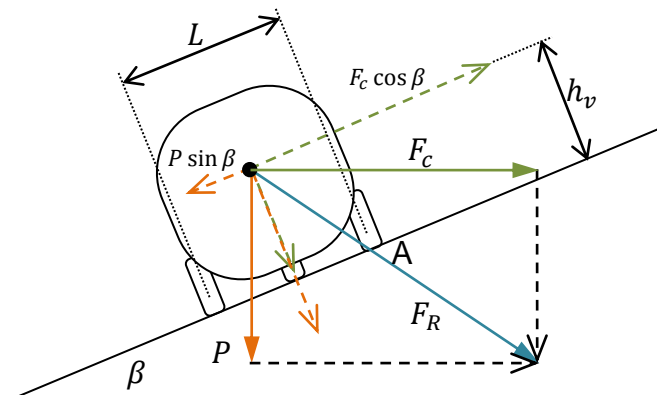
$$v_d = \sqrt{0,60 \times 9,8 \times 3,81}$$

$$v_d = 4,73 \text{ m/s} = 17,1 \text{ km/h}$$

Los resultados anteriores permiten conocer la velocidad máxima de derrape con la que el vehículo puede describir una curva con o sin peralte con seguridad en la zona de zigzag de la pista de la competencia.

**3.4.1.2 Velocidad límite de vuelco.** La condición límite de vuelco, puede observarse de forma gráfica en la Figura 42, cuando la resultante  $F_r$ , de las fuerzas que actúan sobre el centro de gravedad del vehículo ( $P$  y  $F_c$ ), corta la superficie de rodadura en el punto exterior de la huella de contacto del neumático exterior (punto A).

**Figura 42.** Representación gráfica de la condición límite de vuelco



Por lo tanto, la condición de vuelco puede formularse de la siguiente manera:

$$\frac{F_y}{F_z} = \frac{F_c \cos \beta - P \sin \beta}{P \cos \beta + F_c \sin \beta} = \frac{L/2}{h_v} \quad (46)$$

Al realizar nuevamente el análisis de equilibrio y teniendo en cuenta la fórmula de la fuerza centrífuga y la ecuación anterior, se obtiene la velocidad de vuelco:

$$v_v = \sqrt{gR \times \frac{\sin \beta + \frac{L}{2h_v} \cos \beta}{\cos \beta - \frac{L}{2h_v} \sin \beta}} \quad (47)$$

En caso de que la curva no esté peraltada:

$$v_v = \sqrt{gR \frac{L}{2h_v}} \quad (48)$$

- **Cálculo de la velocidad límite de vuelco del vehículo *Supermileage***

$R = 3,81$  m Radio de la curvatura. (Ver numeral 1.2.1.6 Estabilidad).

$L = 1990$  mm = 1,99 m (Ver Tabla 3).

$h = 289,61$  mm = 0,289 m (Ver Figura 29).

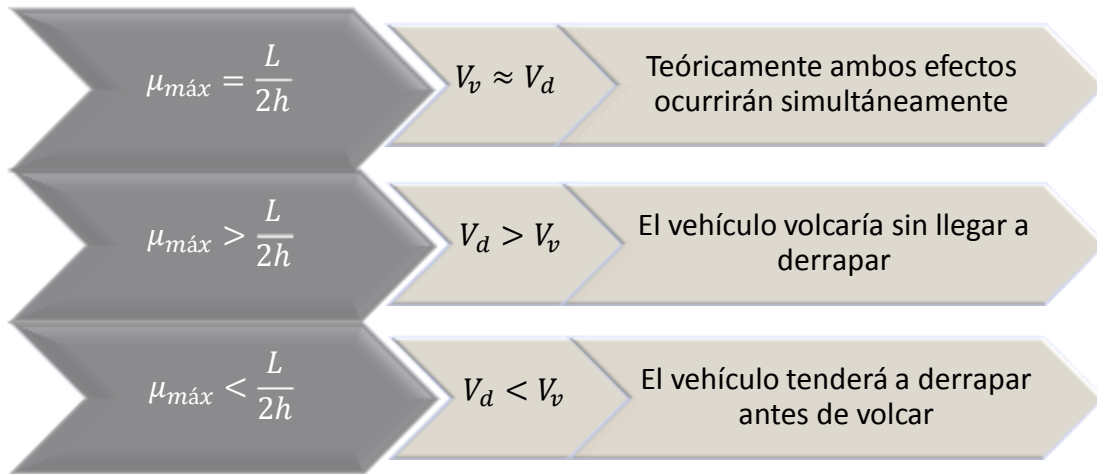
Sustituyendo los valores en la ecuación (48) se tiene:

$$v_v = \sqrt{9,8 \times 3,81 \times \frac{1,99}{2 \times 0,289}}$$

$$v_v = 11,34 \text{ m/s} = 40,8 \text{ km/h}$$

Los resultados anteriores permiten conocer la velocidad límite de vuelco con la que el vehículo puede describir una curva con o sin peralte con seguridad en la zona de zigzag de la pista de la competencia.

Al comparar las dos velocidades encontradas, se puede deducir que ambas son análogas por lo que es posible realizar el siguiente análisis.



## 4. CRITERIOS GENERALES PARA EL DISEÑO DEL PROTOTIPO

### 4.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

**4.1.1 Geometría de la dirección.** Se entiende por alineación de la dirección de un vehículo a la condición geométrica que tiene que cumplir todos los órganos que afectan a la dirección (elementos de mando, ruedas y suspensión) para determinar la posición de las ruedas en movimiento sobre el terreno, ya sea en línea o en curva. Estas condiciones, determinadas por la geometría de giro y la geometría de las ruedas, hacen que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor con toda precisión y haciendo la conducción suave y segura.

**4.1.1.1 Geometría de giro.** Cuando un vehículo toma una curva, la trayectoria a seguir por las ruedas directrices no es la misma en ambas, ya que cada una de ellas tiene distinto radio de curvatura. Por lo tanto, si la orientación dada a ambas ruedas fuera la misma, cada una de ellas giraría perpendicular al eje de giro con distinto centro de rotación y tomarían la misma trayectoria, ocasionando que una de las ruedas sea arrastrada por la otra produciendo un deslizamiento lateral en ella [9]. Para que esto no ocurra se adopta el cuadrilátero de *Ackerman*, que consigue dicho efecto con bastante aproximación si la orientación de los brazos de la dirección es tal, que sus prolongaciones se cortan en la mitad del eje trasero.

- **Geometría de *Ackerman*.** Este término se utiliza para definir la geometría exacta que las ruedas delanteras y directrices deberían adoptar durante un giro; indicando que cuando un vehículo toma una curva, la rueda interior gira alrededor de un círculo más pequeño que la rueda exterior.

Existen dos expresiones que se conocen como *condición de Ackerman* y *ángulo de Ackerman*, las cuales se pueden definir a partir de la Figura 43. Consiste en obtener ángulos girados por las ruedas, teniendo en cuenta, que durante el giro se consideran ángulos pequeños, por lo tanto, la geometría se puede deducir de la siguiente manera:

$$\cot \delta_e = \frac{(R + b/2)}{L} \quad ; \quad \cot \delta_i = \frac{(R - b/2)}{L} \quad (49)$$

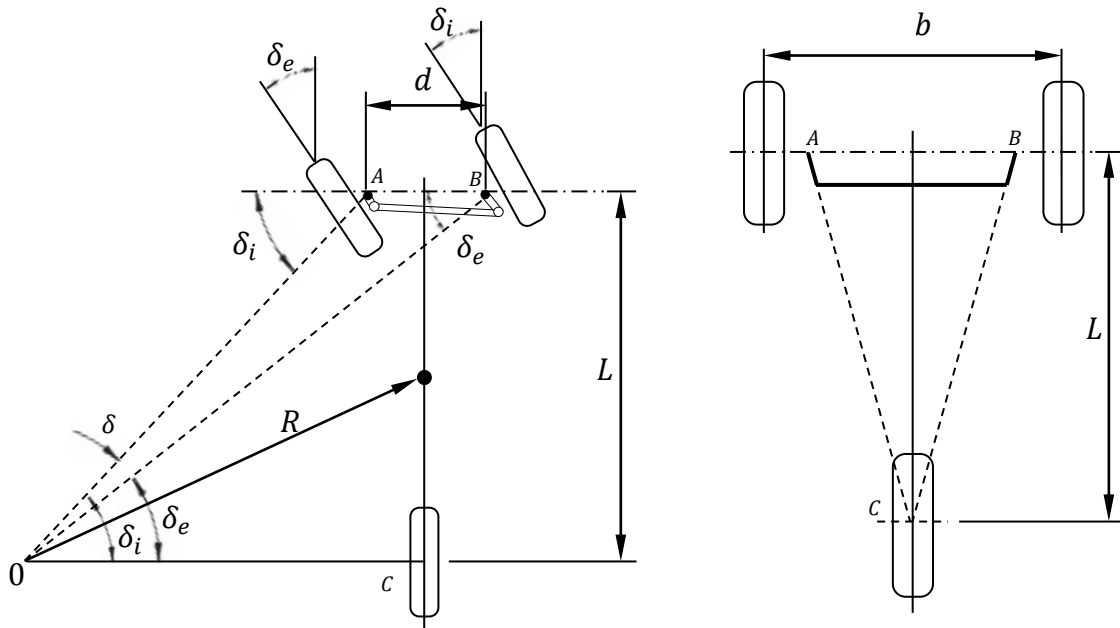
Restando se obtiene la condición de *Ackerman*:

$$\cot \delta_e - \cot \delta_i = \frac{(R + b/2)}{L} - \frac{(R - b/2)}{L} = \frac{b}{L} \quad (50)$$

El ángulo de *Ackerman* (radianes) se determina con el valor promedio de estos ángulos (suponiendo que son ángulos pequeños):

$$\delta = \tan^{-1} \frac{L}{R} \cong \frac{L}{R} \quad (51)$$

**Figura 43.** Geometría de giro y condición de *Ackerman* para el vehículo *Supermileage*



A continuación, se calcularán los ángulos de giro teóricos de dichas ruedas. Utilizando la ecuación (50) se despeja el ángulo interior, quedando en función del ancho de vía ( $b$ ), la distancia entre ejes ( $L$ ) y del ángulo externo que es una variable.

$$\delta_i = \tan^{-1} \left( \frac{L \tan \delta_e}{L - b \tan \delta_e} \right) \quad (52)$$

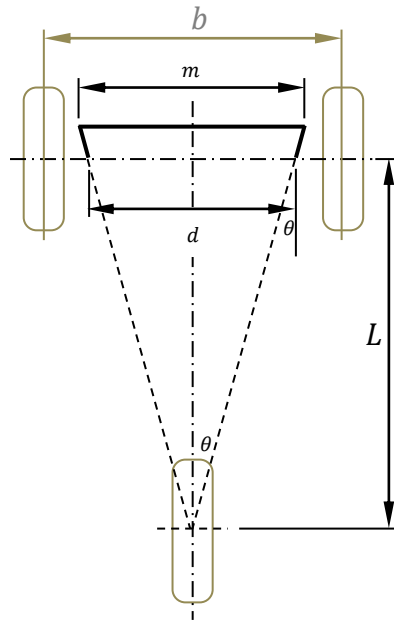
**Tabla 8.** Relación de ángulos de giro de las ruedas delanteras

$\delta_e$	0,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
$\delta_i$	0,0	5,2	11,0	17,2	24,1	31,4	39,2	47,4

En la tabla anterior se puede observar que a medida que se van incrementando los ángulos, la diferencia entre ellos es más grande. Estos ángulos son constantes e independientes del radio de giro.

Por otro lado, se procede a calcular un trapecio de dirección adecuada para obtener la correlación de los ángulos  $\delta_e$  y  $\delta_i$ .

**Figura 44.** Trapecio de la dirección del vehículo *Supermileage*



Del trapecio se puede apreciar que:

$$\tan \theta = \frac{d/2}{L} = \frac{d}{2L} \quad (53)$$

Siendo:

$\theta$  : Ángulo de orientación de los brazos de la dirección.

$d = 800$  mm : Distancia entre los ejes de los pivotes de la dirección de las manguetas de las ruedas.

$L = 1990$  mm (Ver Tabla 3).

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{800}{3980}\right) = 11,4^\circ$$

También se tiene que la longitud de la barra de acoplamiento de la dirección ( $m$ ) es de:

$$m = d - 2k \sin \theta \quad (54)$$

Donde  $k$  es la longitud de la palanca de acoplamiento, la cual mide 71 mm debido al tipo de mangueta utilizada.

$$m = 800 - (2 \times 71 \times \sin 11,4^\circ)$$

$$m = 772 \text{ mm}$$

• **Ángulo de giro máximo.** Al estudiar el mecanismo de *Ackerman*, es posible determinar el ángulo de giro máximo. Este ángulo viene determinado de forma que las ruedas puedan girar describiendo un círculo de radio igual a 15,2 m de acuerdo al numeral 1.2.1.5, del reglamento de la Fórmula SAE *Supermileage*.

$$\tan \delta_e = \frac{2L}{(r_{\text{máx}} + b)} \quad ; \quad \tan \delta_i = \frac{2L}{(r_{\text{máx}} - b)} \quad (55)$$

$$\tan \delta_e = \frac{2 \times 1990}{(15200 + 1010)} = 0,24$$

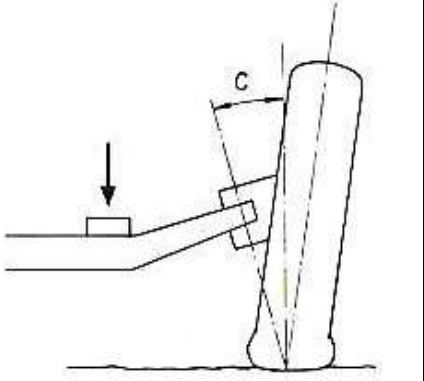
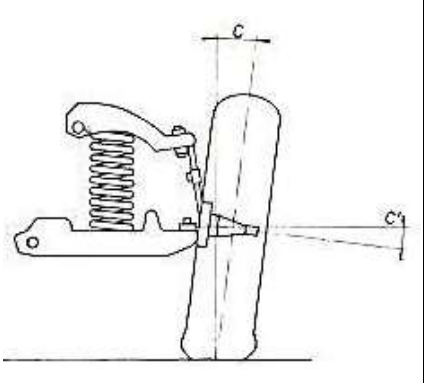
$$\delta_e = \tan^{-1}(0,24) = 13,8^\circ$$

$$\tan \delta_i = \frac{2 \times 1990}{(15200 - 1010)} = 0,28$$

$$\delta_i = \tan^{-1}(0,28) = 15,7^\circ$$

**4.1.1.2 Geometría de las ruedas.** Las ruedas directrices, para un correcto funcionamiento del sistema de dirección, han de cumplir unas determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección. Se pretende que mediante éstas las ruedas obedezcan fácilmente al volante y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno, resultando así la dirección segura y de fácil manejo.

En el siguiente esquema se definirán las cotas de dirección.

GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN			
Cotas de Dirección	Representación Gráfica [6]	Características	Valores recomendados para <i>Supermileage</i> <sup>3</sup>
Ángulo de Salida ( <i>Kingpin</i> )		Reduce la inclinación excesiva de las ruedas; por efecto de la caída y origina un menor esfuerzo en los mandos al virar el vehículo, ya que tiende a enderezar el coche en las curvas.	Este ángulo suele ser igual o menor que 15°.
Ángulo de Caída ( <i>Camber</i> )		Facilita el esfuerzo que hay que hacer en el volante, de manera que aproxima el punto de carga con el centro de la huella del neumático en el suelo. Esta cota está íntimamente ligada con la salida.	Los valores de este ángulo aunque suelen estar entre 0° a 2°, generalmente lo toman igual a 0°

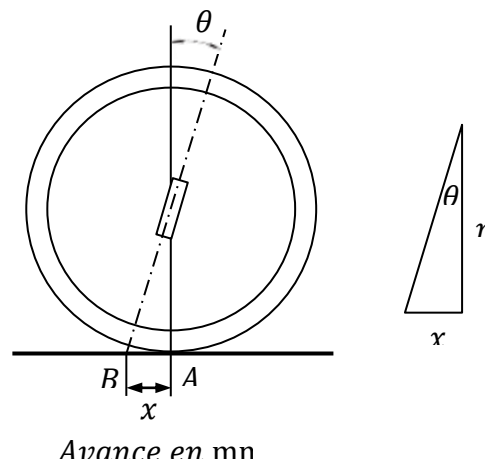
<sup>3</sup> Los valores recomendados para cada ángulo fueron encontrados en los diferentes trabajos de los equipos que han participado en la competencia SAE *Supermileage*.



GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN			
Cotas de Dirección	Representación Gráfica [6]	Características	Valores recomendados para <i>Supermileage</i>
Ángulo de Avance ( <i>Caster</i> )		Disminuye las fuerzas que en las curvas actúan sobre las manguetas y sus pivotes. Ejerce un efecto de arrastre.	Los valores de esta cota, están comprendidos entre 10° y 14°.
Convergencia ( <i>Toe in</i> ) Divergencia ( <i>Toe out</i> )		La finalidad de este ángulo de convergencia es la de evitar la tendencia a abrirse las ruedas por delante, como consecuencia de la caída.	Su valor suele ser de 0 a 6 mm.

- **Ángulo de avance (*Caster*).** Es necesario dar una inclinación al eje del pivote de la dirección, porque al ser un vehículo de propulsión trasera, la fuerza de empuje del mismo, podría generar cierta inestabilidad en la dirección y vibraciones en las ruedas.

Figura 45. Ángulo de avance del vehículo *Supermileage*



En este caso, se tomará un ángulo  $\theta$  de  $10^\circ$ . Puesto que los neumáticos delanteros son de 23 in (58,4 cm) de diámetro ( $r = 29,2$  cm) (Ver Tabla 7), se calcula la distancia de avance:

$$x = 29,2 \times \tan 10^\circ = 5,1 \text{ cm}$$

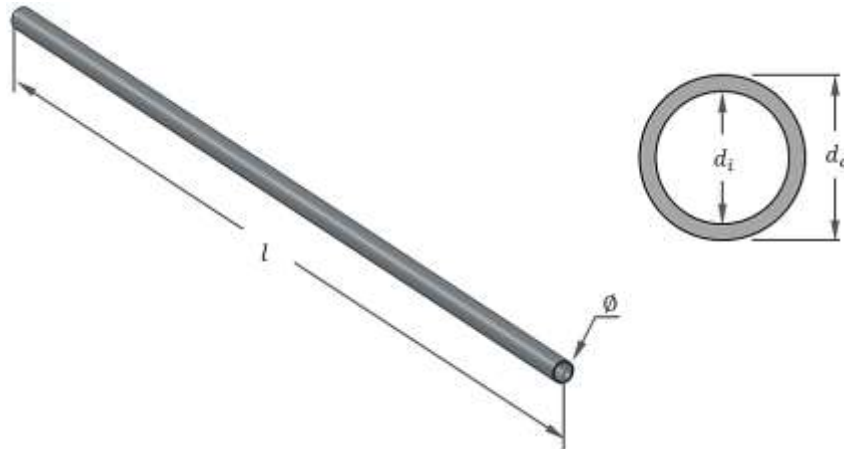
- **Valores de las demás cotas de dirección.** Tanto el ángulo de caída como la convergencia se tomaron igual a  $0^\circ$ . Para el ángulo de salida que debería ser menor o igual a  $15^\circ$ , no se tuvo en cuenta en este caso.

#### 4.1.2 Análisis del eje o árbol de la dirección

**4.1.2.1 Torsión.** Este tipo de rigidez relaciona lo que se deforma una estructura debido a una carga de torsión, es decir, al aplicarle un par.

Para el caso del eje de la dirección, el par puede ser aplicado por la fuerza que el conductor ejerce sobre el volante, o desde las ruedas delanteras al pasar por un hueco. Esta última situación puede resultar más peligrosa, debido a que el par suministrado a dicho eje es indeterminado y puede resultar mayor.

**Figura 46.** Eje o árbol de la dirección del vehículo *Supermileage*



Las dimensiones del eje son las siguientes:

Diámetro exterior:  $d_o = 19$  mm

Diámetro interior:  $d_i = 15$  mm

Longitud:  $l = 650$  mm (Aunque la longitud total del eje de la dirección es de 900 mm, se debe tomar únicamente la distancia que estará sometida a torsión). (Ver Figura 48).

Se tiene que el esfuerzo cortante máximo  $S_s$  al someter el eje de la dirección a torsión, está dado por:

$$\tau_s = \frac{Tc}{J} \quad (56)$$

Donde  $c$  es la distancia desde el eje neutro hasta el punto exterior ( $d_o/2$ ),  $J$  es el momento polar de inercia de la sección, igual a  $\pi(d_o^4 - d_i^4)/32$  y  $T$  el par de torsión.

Para determinar el valor del esfuerzo cortante se tiene en cuenta la Teoría del Esfuerzo Cortante Octaédrico (TECO)<sup>4</sup>, que para el caso de torsión predice que,  $\tau_s = 0,577S_y$ .

La resistencia de fluencia para un acero 1010 (laminado en caliente) es de 179 MPa, por lo tanto:

$$\tau_s = 0,577 \times 179 \text{ MPa} = 103,3 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$J = \frac{\pi}{32} ((0,019)^4 - (0,015)^4) = 7,82 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$c = \frac{0,019}{2} = 9,5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Al despejar el par de torsión de la ecuación (56), y reemplazando los valores se obtiene lo siguiente:

$$T = \frac{(103,3 \times 10^6) \times (7,82 \times 10^{-9})}{9,5 \times 10^{-3}}$$

$$T = 85,03 \text{ Nm}$$

Este valor calculado indica el par de torsión máximo que puede soportar el eje de la dirección, pero se debe tener en cuenta que el esfuerzo real al que dicho eje estará sometido es mucho menor.

---

<sup>4</sup> La TECO establece que la falla suele ocurrir cuando el esfuerzo cortante octaédrico ( $\tau_o$ ) iguale o supere el esfuerzo cortante octaédrico en una probeta sometida a tracción ( $\tau_{op}$ ) cuando el esfuerzo principal máximo ( $\sigma_{1p}$ ) iguale a la resistencia ( $S_y$  o  $S_u$ ) del material.

Considerando que las fuerzas aplicadas en un manubrio de 150 mm de longitud, sean de 2 kg (20 N) por cada mano, el par que se estaría aplicando al árbol de la dirección sería:

$$T = (20 \times 0,15) \times 2 = 6 \text{ Nm}$$

Al comparar los dos valores hallados, se puede deducir que el eje resistirá al ser sometido a cargas a torsión.

**4.1.2.2 Rigidez a la torsión.** La rigidez torsional de un elemento es la relación entre el momento torsor ( $M_x$ ) aplicado en uno de sus extremos y el ángulo ( $\theta_x$ ) girado por este extremo; definido por la siguiente expresión:

$$K_T = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{G J}{l} \quad (57)$$

Siendo:

$G$  : Módulo de rigidez, igual a 80,8 GPa =  $80,8 \times 10^9 \text{ N/m}^2$

$J$  : Momento polar de inercia =  $7,82 \times 10^{-9} \text{ m}^4$

$l$  : Longitud de la barra = 0,65 m

Se encuentra generalmente que la torsión es el caso más difícil de diseñar, de modo que la rigidez a la torsión se utiliza a menudo como un punto de referencia para indicar la eficacia de la estructura del vehículo. Por otro lado, para evitar que el conductor tenga la sensación de que ha perdido el control de la dirección, se considera un ángulo de torsión permisible igual a  $0,5^\circ$ .

Para este caso se asumirá que la fuerza máxima que se le puede hacer al manubrio de la dirección de 150 mm de longitud, es de 100 kg (980 N) (suponiendo que una persona apoya todo su peso en el volante), por lo tanto, el momento torsor es:

$$M_x = 980 \times 0,15 = 147 \text{ Nm}$$

Despejando de la ecuación 57, se puede determinar el ángulo ( $\theta_x$ ) que se deformará el eje.

$$\theta_x = \frac{M_x l}{G J} = \frac{147 \times 0,65}{80,8 \times 10^9 \times 7,82 \times 10^{-9}}$$

$$\theta_x = 0,15^\circ$$

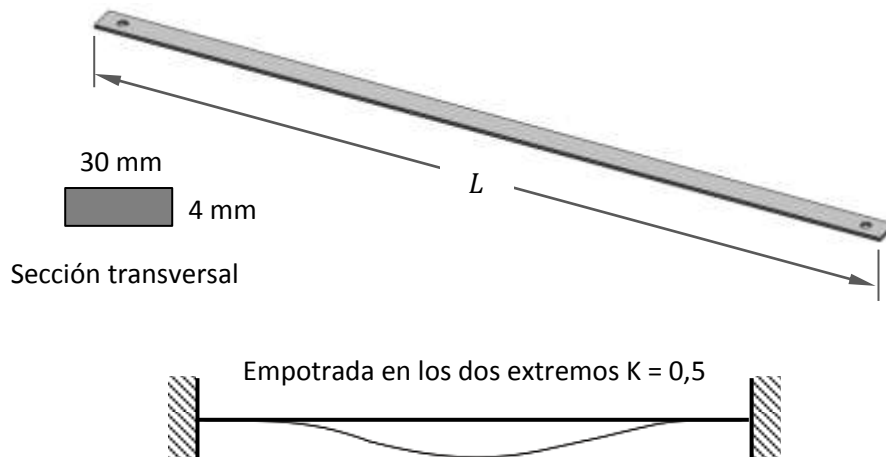
Este valor es aceptable, ya que el ángulo que se deformará el eje con las condiciones establecidas, no sobrepasa el ángulo permisible.

### 4.1.3 Análisis de la barra de acoplamiento

**4.1.3.1 Fallo por inestabilidad o pandeo.** En una estructura pueden existir elementos esbeltos sometidos a compresión, en los cuales puede aparecer una flexión lateral (pandeo), la cual, si llegara a ser grande haría fallar al elemento.

En este caso, se tiene que la barra de acoplamiento que compone el sistema de dirección, está sometida a una carga axial de compresión y se considera esbelta, por lo tanto, es necesario hacer el siguiente estudio de pandeo.

**Figura 47.** Pandeo en la barra de acoplamiento de la dirección



Las dimensiones de la barra son las siguientes:

Longitud:  $L = 0,87$  m

Área de sección transversal:  $A_g = 0,03$  m  $\times$   $0,004$  m =  $1,2 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>

La resistencia de fluencia para un acero 1010 es de 179 MPa y el módulo de elasticidad es  $E = 207$  GPa =  $207 \times 10^9$  N/m<sup>2</sup>.

Se tiene que la carga crítica de pandeo, está dada por la siguiente ecuación:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (58)$$

Donde  $I$  es el momento de inercia de la sección, igual a  $b \times h^3/12$ ,  $K$  es el factor que corrige la longitud de la columna teniendo en cuenta la condición de sus apoyos y  $KL$  es la longitud de pandeo.

$$I = \frac{1}{12} (0,03 \times (0,004)^3) = 1,6 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

$K = 0,5$  Empotrada en los extremos.

Sustituyendo de la ecuación (58), se tiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times 207 \times 10^9 \times 1,6 \times 10^{-10}}{(0,5 \times 0,87)^2}$$

$$P_{cr} = 1727,5 \text{ N}$$

El esfuerzo de pandeo es:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{(KL/r)^2} \quad (59)$$

Siendo  $r$  una propiedad geométrica de la sección, conocido como radio de giro, igual a  $\sqrt{I/A}$ .

$$r = \sqrt{\frac{1,6 \times 10^{-10}}{1,2 \times 10^{-4}}} = 1,15 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 \times 207 \times 10^9}{((0,5 \times 0,87)/1,15 \times 10^{-3})^2} = 14,3 \text{ MPa}$$

Se debe calcular cual será el esfuerzo permisible de la barra con carga axial al pandeo flector, verificando si la barra se encuentra en un rango elástico o inelástico, para poder aplicar la ecuación adecuada.

- Rango inelástico: si  $\sigma_e \geq 0,44 \sigma_y$ , el esfuerzo permisible será:  $\sigma_{cr} = 0,658 \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_e}\right) \sigma_y$

- Rango elástico: si  $\sigma_e < 0,44 \sigma_y$  , el esfuerzo permisible será:  $\sigma_{cr} = 0,877 \sigma_e$

$$0,44 \times 179 = 78,76 \text{ MPa} > 14,3 \text{ MPa}$$

Se determina que está en el rango elástico.

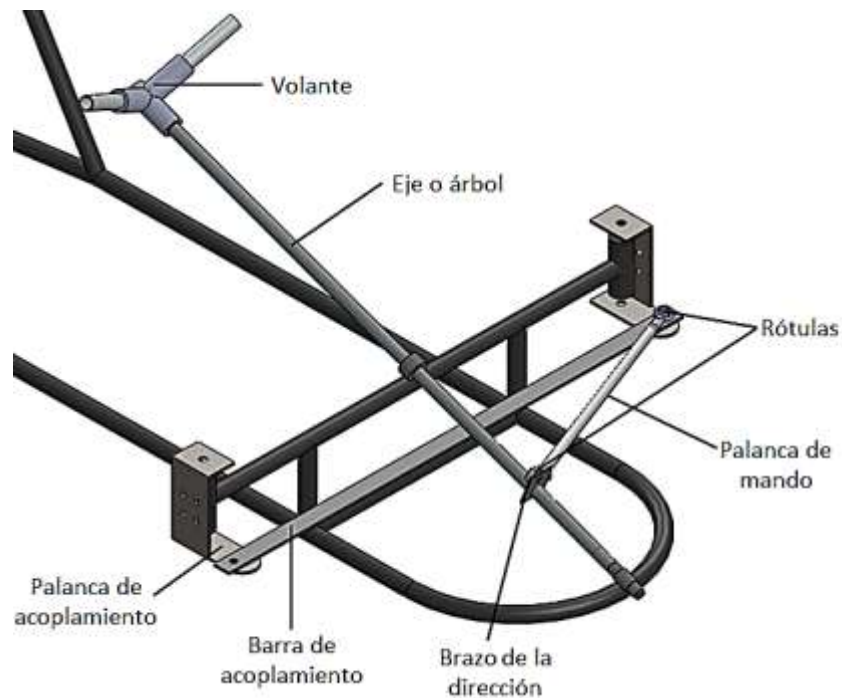
$$\sigma_{cr} = 0,877 \times 14,3 = 12,5 \text{ MPa}$$

Se puede deducir que la barra de acoplamiento por seguridad no podrá estar expuesta a un esfuerzo mayor que el calculado previamente.

**4.1.4 Estructura del sistema de dirección.** Como se mencionó anteriormente el sistema de dirección es de tipo *Go Kart*, y está compuesto por los siguientes elementos:

- Volante.
- Eje del volante.
- Caja de dirección.
- Palancas y barras de dirección (biela de la dirección, palanca de mando, palanca de acoplamiento y barra de acoplamiento).

**Figura 48.** Sistema de dirección del vehículo *Supermileage*



En cuanto a las barras de dirección, en la siguiente tabla se especifica el tipo de barra, su material y las respectivas medidas. En el anexo 2 se muestra en planos.

**Tabla 9.** Tipos de barras utilizadas en el sistema de dirección

<b>Palancas y barras de dirección</b>			
	<b>Forma</b>	<b>Material</b>	<b>Medidas</b>
Eje o árbol de dirección	Tubo circular	Acero	Longitud = 90 cm $\varnothing_{\text{ext}} = 19 \text{ mm}$
Brazo de la dirección	Placa	Acero	5,5 cm x 4 cm x 3 cm
Palanca de mando	Tubo circular	Acero	Longitud = 39 cm $\varnothing_{\text{ext}} = 15 \text{ mm}$
Palanca de acoplamiento	Placa	Acero	5 cm x 11 cm Espesor = 4 mm
Barra de acoplamiento	Placa	Acero	87 cm x 3 cm Espesor = 4 mm

## 4.2 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

**4.2.1 Elementos que conforman la transmisión de potencia.** Los elementos básicos que componen este sistema son:

- Motor: Las especificaciones técnicas se pueden ver en la Tabla 6.
- Transmisión por cadena.
- Elementos de transmisión de potencia mecánica: cadena y dos ruedas dentadas o estrellas.
- Bujes.
- Todo el conjunto de la rueda trasera.

**4.2.2 Cálculos para la transmisión de potencia.** Cada motor tiene características específicas de funcionamiento (curvas de rendimiento, ver Figura 25), las cuales establecen el comportamiento del motor a ciertas revoluciones. La mayoría de éstos son capaces de tener un funcionamiento estable y regular.

En la Tabla 6 se puede observar que la potencia máxima que puede alcanzar el motor es a  $3600 \text{ min}^{-1}$ , cumpliendo con la normativa de la fórmula SAE. Igualmente, se puede apreciar que el par de torsión máximo de dicho motor es a  $3000 \text{ min}^{-1}$ .



Por lo tanto, se tomará el intervalo de  $3000 \text{ min}^{-1}$  a  $3600 \text{ min}^{-1}$  como rango de funcionamiento estable del motor y en los cuales estarán basados los posteriores cálculos.

Por otro lado, para la selección de una transmisión por cadena, se parte comúnmente de los siguientes datos: potencia, revoluciones por minuto de la rueda conductora, relación de transmisión, las condiciones de trabajo y el tipo de cadena.

- Potencia del motor  $P = 2,5 \text{ hp}$
- Velocidad de rotación de la estrella conductora  $n_1 = 3600 \text{ min}^{-1}$  (Valor escogido entre el rango de funcionamiento del motor).
- Tipo de cadena: se eligió una cadena de rodillos, ya que son muy utilizadas en el campo de la industria y la maquinaria, son fáciles de conseguir y satisfacen las necesidades de este trabajo.

• **Determinación de la relación de transmisión.** La relación de transmisión está dada por la siguiente fórmula:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (60)$$

Siendo:

$n_1, n_2$ : Revoluciones por minuto de las ruedas dentadas conductora y conducida.

$Z_1, Z_2$ : Números de dientes de las ruedas dentadas conductora y conducida.

Este valor también se puede obtener de la Tabla 7-5, del libro de Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16].

Por consiguiente se asume una relación de transmisión  $i = 3$ .

- **Cálculo del número de dientes de las ruedas dentadas y el paso de la cadena.** Para que haya una buena transmisión de potencia, es decir, que ésta sea uniforme, tenga un elevado rendimiento y una alta duración, es importante que el número de dientes de la estrella menor esté correctamente calculado.

De la Tabla 10 tomada del libro de Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16], y con base en el tipo de cadena y la relación de transmisión, asumidas previamente, se escogió un  $Z_1$  igual a 25 dientes.

Para calcular el número de dientes de la rueda mayor ( $Z_2$ ) se despeja de la ecuación (60).

$$Z_2 = i \times Z_1 \quad (61)$$

$$Z_2 = 3 \times 25 \text{ dientes} = 75 \text{ dientes}$$

**Tabla 10.** Número de dientes recomendados  $Z_1$  de la rueda dentada pequeña

Tipo de cadena	Relación de transmisión					$Z_1$ mín.
	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 5	5 - 6	
<b>Rodillos</b>	31 - 27	27 - 25	25 - 23	23 - 21	21 - 17	12
<b>Silenciosa</b>	40 - 35	35 - 31	31 - 27	27 - 23	23 - 19	17

Ocampo [16].

Sin embargo, al consultar con los catálogos de los fabricantes de ruedas dentadas para motocicletas, se encontró que el número de dientes calculado para la estrella mayor ( $Z_2$ ) no estaba estandarizado y que además no era aconsejable utilizar una rueda con tantos números de dientes, puesto que esto incrementaba el peso y el espacio de montaje.

Por consiguiente, al verificar en el catálogo de la empresa Integrando Ltda., los piñones y cadenas de la marca *Cassarella®*, se eligieron los siguientes números de dientes, los cuales procuraban conservar la relación de transmisión inicial.

$$Z_1 = 18 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = 56 \text{ dientes}$$

$$i = \frac{56}{18} = 3,1$$

Para estos piñones el fabricante determina una cadena 4-28, es decir que el paso de la cadena ( $p$ ) es de 12,7 mm de una hilera.

• **Determinación de la distancia entre centros.** Para unas condiciones normales de trabajo y asegurar una óptima duración de la transmisión por cadena, se recomienda que la distancia máxima entre centros sea [16]:

$$A_{m\acute{a}x} = 80 p \text{ [mm]} \quad (62)$$

Siendo:

$A$  : Distancia entre centros.

$p$  : Paso de la cadena.

Al reemplazar el paso de la cadena, se tiene que:

$$A_{m\acute{a}x} = 1016 \text{ mm}$$

Luego de ubicar el motor, se procedió a medir la distancia entre centros, dando como resultado que:

$$A = 900 \text{ mm}$$

Por lo tanto se cumple la condición expresada en la ecuación (62).

• **Cálculo del número de eslabones y de la longitud de la cadena.** El número de eslabones de la cadena  $L_p$ , debe ser un número impar, para que, en concordancia con el número par de dientes de la rueda conductora se asegure una distribución uniforme del desgaste, tanto en la cadena como en los dientes de la rueda.

$$L_p = 2 \times A_p + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{(2\pi)^2 \times A_p} \quad (63)$$

Siendo:

$A_p$  : Distancia entre centros expresada en pasos.

$$A = A_p \times p \quad (64)$$

$$A_p = \frac{A}{p} = \frac{900}{12,7} = 70,9$$

Al sustituir los datos necesarios se obtiene:

$$L_p = 2 \times 70,9 + \frac{18 + 56}{2} + \frac{(56 - 18)^2}{(2\pi)^2 \times 70,9}$$

$$L_p = 179,3 \approx 179 \text{ eslabones}$$

La longitud de la cadena viene dada por la siguiente expresión:

$$L = 2 \times A + p \left( \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 \times p^2}{(2\pi)^2 \times A} \quad (65)$$

Reemplazando:

$$L = (2 \times 900) + 12,7 \left( \frac{18 + 56}{2} \right) + \frac{(56 - 18)^2 \times (12,7)^2}{(2\pi)^2 \times 900}$$

$$L = 2276,4 \text{ mm}$$

**Figura 49.** Ruedas dentadas engranando en la cadena

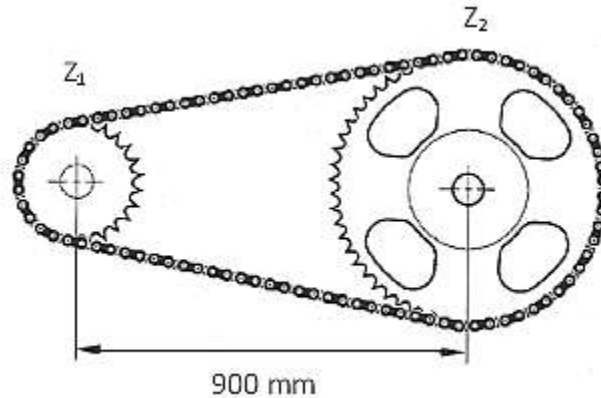


Figura adaptada de Ochavo y Mansilla [17].

- **Cálculo de la velocidad y de la fuerza periférica.** La velocidad de la cadena se determina de la siguiente manera [16]:

$$V_1 = \frac{n_1 \times Z_1 \times p}{60000} \text{ [m/s]} \quad (66)$$

$$V_1 = \frac{3600 \times 18 \times 12,7}{60000} = 13,72 \text{ m/s}$$

La fuerza periférica es aquella que se encarga de arrastrar la cadena y de transmitir la potencia mecánica, la cual está dada por la expresión:

$$F = \frac{P}{V_1} \text{ [N]} \quad (67)$$

Las unidades de potencia deben estar en W y las de la velocidad en m/s.

$$F = \frac{1865}{13,72} = 135,97 \text{ N}$$

Si la cadena tuviera más de una hilera, se debería calcular la fuerza equivalente por hilera, ya que, la fuerza periférica se distribuiría en el número de hileras correspondientes. En este caso como es una hilera la fuerza sigue siendo la misma.

• **Cálculo de la presión específica.** El criterio básico de selección es el control de la presión específica ( $\bar{P}$ ) en las articulaciones de la cadena, porque lo que determina la eficiencia y la duración de una transmisión por cadena es la resistencia al desgaste de sus articulaciones. Se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\bar{P} = K \times \frac{F}{A_r} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} \quad (68)$$

$K$  es un coeficiente de cálculo y depende de las constantes  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ .

$K_1 = 1,3$  Choques moderados [16].

$K_2 = 1,5$  Lubricación periódica [16].

$K_3 = 1$  Trabaja una jornada [16].

$$K = 1,3 \times 1,5 \times 1 = 1,95$$

$A_r = 32 \text{ mm}^2$  : Área nominal de trabajo. Los valores se encuentran en la Tabla 3-1 del libro de Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16].

$$\bar{P} = 1,95 \times \frac{13,86}{32}$$

$$\bar{P} = 0,84 \text{ kgf/mm}^2 = 8,24 \text{ MPa}$$

Esa presión calculada se debe comparar con la presión específica permisible, obtenida de la Tabla 3-8 del libro de Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16], y mostrada en la Tabla 11 de este trabajo.

- **Cálculo del número de golpes de la cadena.** En una transmisión por cadena ocurren impactos cuando ésta comienza a acomodarse sobre la rueda dentada. Dicho número de golpes depende del tipo de cadena y del paso de la misma.

$$U = \frac{n_1 \times Z_1}{15 \times L_p} \quad [s^{-1}] \quad (69)$$

$$U = \frac{3600 \times 18}{15 \times 179} = 24,13 \quad [s^{-1}]$$

El valor real del número de golpes no debe exceder a los permisibles, los cuales se determinan en la Tabla 3-9 del libro de Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16].

- **Cálculo del coeficiente de seguridad.** Se determina mediante la siguiente expresión:

$$N = \frac{Q}{F \times K_1} \quad (70)$$

$Q = 910 \text{ kg}$  : Carga media de rotura. Los valores se encuentran en la Tabla 3-1 del libro de Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16].

$$N = \frac{910}{13,86 \times 1,3} = 50,5$$

El coeficiente de seguridad obtenido mediante la ecuación (70) se debe comparar con el valor del coeficiente de seguridad permisible encontrado en la Tabla 3-10 del libro de Diseño de Accionamientos y Transmisiones de Máquinas [16].

La Tabla 11 muestra los resultados de los cálculos requeridos para hacer la comprobación de la cadena.

Se debe comprobar que para el paso de la cadena se cumpla lo siguiente:

$$\begin{aligned} \bar{P} &\leq [\bar{P}] \\ N &\geq [N] \\ U &\leq [U] \end{aligned}$$

**Tabla 11.** Datos de la transmisión de cadena

Variable	h	Ecuación/Tabla [16]	Paso de la cadena p (mm)
			12,70
Área Nominal de trabajo $A_r$ [mm <sup>2</sup> ]		Tabla 3-1	32
Fuerza equivalente por hilera $F_{eh}$ [N]	1	$F_{eh} = \frac{F}{K_4}$ ; $K_4 = 1$	135,97
Presión específica $\bar{P}$ [MPa]	1	$\bar{P} = K \times \frac{F_{eh}}{A_r}$	8,24
Presión específica permisible $[\bar{P}]$ [MPa]		Tabla 3-8 (aumentando 40%)	18,81
Carga media de rotura Q [N]		Tabla 3-1	8927,1
Peso lineal q [N/m]		Tabla 3-1	3,82
Coficiente de seguridad N	1	$N = \frac{Q}{F_{eh} \times K_1}$	50,5
Coficiente de seguridad permisible [N]		Tabla 3-10	11,7
Distancia entre centros A [mm]			900
No. Eslabones $L_p$		$L_p = 2A_p + \frac{Z_1+Z_2}{2} + \frac{(Z_2-Z_1)^2}{4\pi^2 \times A_p}$	179
No. de golpes por segundo U [S <sup>-1</sup> ]		$U = \frac{N_1 \times Z_1}{15 \times L_p}$	24,13
No. de golpes permisible [U] [S <sup>-1</sup> ]		Tabla 3-9	60

Con la tabla anterior se puede observar que el si se cumple con las condiciones expuestas anteriormente.

### 4.3 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENOS

El sistema de frenos está compuesto por un conjunto de elementos que intervienen en el frenado, teniendo como finalidad reducir la velocidad del vehículo o detenerlo totalmente si es necesario. Asimismo, debe garantizar la seguridad de sus ocupantes y la estabilidad del auto.

El frenado consiste en la aplicación de una superficie fija contra otra giratoria. El rozamiento contiene el giro de la parte móvil, convirtiéndose la energía absorbida en calor, que se disipa por radiación a la atmósfera [2].

La condición esencial que se exige a un sistema de frenado es la de conseguir la menor distancia de frenado, cumpliéndose en todas las circunstancias posibles (vehículo cargado o vacío, en subida o bajada, recta o curva, entre muchas otras) los siguientes requisitos: eficacia, estabilidad y comodidad.

**4.3.1 Frenos de disco.** Este tipo de freno consiste en un disco o rotor que gira con la rueda, y una pinza o mordaza (*calliper*) montada en la suspensión delantera, que presiona las pastillas de fricción (balatas) contra el disco [2].

En este caso, la transmisión del esfuerzo del conductor a los frenos se realizará a través de un mando mecánico es decir, que serán operados por un cable de *Bowden* (guaya), a diferencia de los frenos hidráulicos que utilizan líquido de frenos. Aunque se debe hacer más fuerza para frenar que en el caso del sistema hidráulico, presentan como ventaja facilidad en el mantenimiento, debido a que dicho cable puede ser cambiado de forma rápida y sin necesidad de herramientas especiales.

**4.3.2 Elementos que conforman el sistema de frenos.** Los elementos básicos que componen este sistema son:

- Palancas de freno.
- Zapata.
- Cable de frenos (guaya).
- Pastillas (almohadilla) de freno.
- Disco de freno (rotor).

**4.3.3 Cálculos para los frenos delanteros.** En este caso, se realizará el cálculo solo para la llanta frontal derecha; como se puede observar en el numeral 3.3.1.4, las fuerzas de frenado en cada rueda se pueden considerar iguales.

Para calcular la fuerza que se debe ejercer en el disco ( $F_D$ ) se plantea una ecuación de equilibrio entre ésta y el momento de la fuerza de frenado en la rueda ( $M_f = F_{f FD} \times r_r$ ). Tomando el momento respecto al eje de la rueda, se tiene lo siguiente:

$$F_{f FD} \times r_r = 2 \times F_D \times \mu \times r_D \quad (71)$$



$$F_D = \frac{F_{f_{FD}} \times r_r}{2 \times \mu_D \times r_D} \quad (72)$$

$F_{f_{FD}} = 207,3 \text{ N}$  (Ver numeral 3.3.1.4).

$r_r = 0,29 \text{ m}$  (Radio de la rueda delantera, ver Tabla 7).

$\mu_D = 0,50$  (Coeficiente de rozamiento entre el disco y las pastillas, considerado entre 0,25 y 0,50).

$r_D = 0,09 \text{ m}$  (Se utilizará un disco de freno de 180 mm de diámetro).

Reemplazando en la ecuación (72), se tiene:

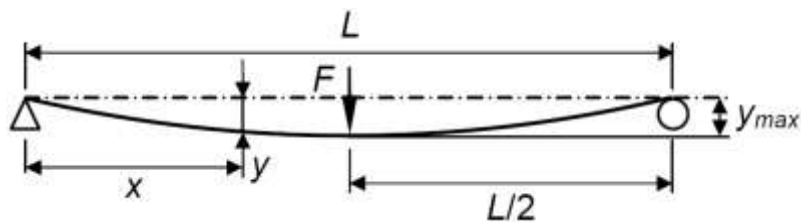
$$F_D = \frac{207,3 \times 0,29}{2 \times 0,50 \times 0,09} = 667,9 \text{ N} \approx 68 \text{ kgf}$$

#### 4.4 CÁLCULOS PREVIOS PARA EL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

El estudio de los diferentes casos de carga a los que estará sometido el chasis, se abarcará en el siguiente capítulo, pero es necesario tener en cuenta algunas consideraciones que servirán posteriormente para hacer el respectivo análisis.

**4.4.1 Deflexión de la estructura.** La ecuación que determina la cantidad que una viga se flexiona o distorsiona ya sea por su propio peso o por la influencia de alguna fuerza externa, se tomará como base para definir el desplazamiento que sufrirá la estructura.

**Figura 50.** Deflexión de una viga común



$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{FL^3}{48EI} \quad (73)$$

Donde  $F$  es la fuerza aplicada,  $L$  es la longitud de la viga,  $I$  el momento de inercia de la sección (en este caso circular hueca) igual a  $\pi (d_o^4 - d_i^4)/64$  y  $E$  el módulo de elasticidad del material igual a 207 GPa.

La fuerza aplicada será:

- Peso total del motor = peso del motor + combustible (Ver Tabla 4).  
Peso total del motor = 109,8 N
- Peso del piloto = 579 N (Ver Tabla 5).

$$F = 689 \text{ N}$$

$$L = 1,99 \text{ m (Ver Tabla 3).}$$

Se utilizará un acero estructural ASTM A53 negro de  $\frac{3}{4}$ ",  $d_o = 26,7 \text{ mm}$  y  $d_i = 21,3 \text{ mm}$ .

$$I = \frac{\pi}{64} ((0,0267)^4 - (0,0213)^4) = 1,48 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Reemplazando los valores hallados, se obtiene:

$$y_{\text{máx}} = -\frac{689 \times 1,99^3}{48 \times 207 \times 10^9 \times 1,48 \times 10^{-8}} = -0,036 \text{ m}$$

Como el chasis es soportado por cada lado, el resultado calculado se debe dividir entre dos.

$$y_{\text{máx}} = -\frac{0,036}{2} = 0,018 \text{ m} \cong 2 \text{ cm}$$

**4.4.2 Rigidez a la torsión de la estructura.** De la ecuación (57) se tiene:

$$K_T = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{G J}{l}$$

Siendo:

$G$  : Módulo de rigidez, igual a 80,8 GPa =  $80,8 \times 10^9 \text{ N/m}^2$

$l$  : Longitud de la barra = 1,01 m

$J$  : Momento polar de inercia para un acero estructural ASTM A53 negro de  $\frac{3}{4}$ ",  $d_o = 26,7 \text{ mm}$  y  $d_i = 21,3 \text{ mm}$  es de:

$$J = \frac{\pi}{32} ((0,0267)^4 - (0,0213)^4) = 2,97 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Se encuentra generalmente que la torsión es el caso más difícil de diseñar, de modo que la rigidez a la torsión se utiliza a menudo como un punto de referencia para indicar la eficacia de la estructura del vehículo.

Se determinará un ángulo de torsión que permita tener un estimativo posteriormente cuando se analice la estructura con el programa correspondiente.

Para este caso se asumirá que la fuerza que se le suministrará a la barra en la que van montados los soportes de las llantas delanteras es la carga total del vehículo, es decir 96,7 kg (948 N), por lo tanto, el momento torsor es:

$$M_x = 948 \times 1,01 = 957,5 \text{ Nm}$$

Despejando de la ecuación (57), se puede determinar el ángulo ( $\theta_x$ ) que se deformará el eje.

$$\theta_x = \frac{M_x l}{G J} = \frac{957,5 \times 1,01}{80,8 \times 10^9 \times 2,97 \times 10^{-8}}$$

$$\theta_x = 0,4^\circ$$

## 5. MODELADO Y ANÁLISIS

### 5.1 INTRODUCCIÓN

Actualmente, los diseñadores buscan herramientas computacionales que les permitan realizar un trabajo confiable, seguro y económico. Es por eso que existen programas de diseño CAD y de análisis de elementos finitos que han ayudado a suplir las necesidades de diseño.

Para este trabajo se utilizará el *software SolidWorks®*, para hacer las piezas que componen el vehículo y un complemento de dicho programa (*SimulationXpress*<sup>5</sup>) para analizar la estructura en cuanto a la resistencia mecánica.

*SolidWorks* es utilizado para modelar piezas en 2D y 3D, permitiendo ensamblar y mediante el complemento *SimulationXpress* pueden ser sometidos a cargas, mallados y analizados por elementos finitos. Dicho complemento utiliza criterios de falla para encontrar los puntos de posibles fallas o verificar que el elemento sea capaz de resistir las cargas a las que será sometido.

En las siguientes secciones se analizan algunos casos de carga para la estructura del vehículo, tales como: flexión, torsión, impacto y la resistencia del arco de seguridad del chasis.

### 5.2 CASOS DE CARGA. DESARROLLO, MODELADO Y APLICACIÓN DE FUERZAS

Para que el complemento *SimulationXpress* realice el estudio estático y de fatiga a la estructura del vehículo, se debe cumplir con los siguientes pasos:

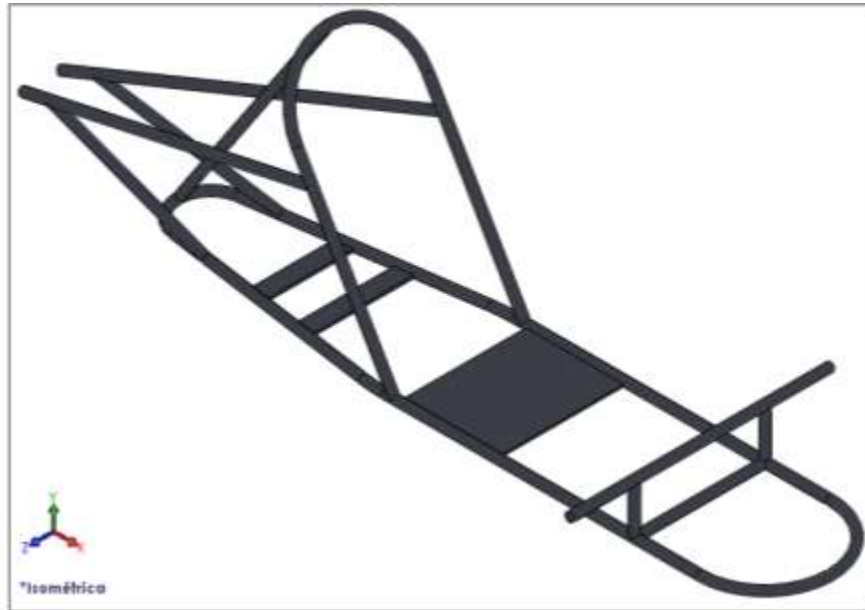
- Dibujar la pieza.
- Definición del material de la pieza.
- Ejecutar el asistente para el análisis de la simulación.
- Asignación de las sujeciones y de las cargas.
- Definición del mallado.
- Presentación de los resultados e interpretación.

---

<sup>5</sup> *SolidWorks SimulationXpress* es una herramienta preliminar que permite realizar un análisis de tensiones básico de las piezas individuales. Puede determinar rápidamente los efectos de la fuerza y la presión, y generar informes para documentar los resultados.

Como se ha indicado, el primer paso consiste en elaborar la pieza que se desea analizar, en este caso la estructura del vehículo *Supermileage*, la cual se muestra en la siguiente figura; sus respectivas dimensiones ya han sido especificadas a lo largo de los capítulos anteriores.

**Figura 51.** Dibujo en *SolidWorks* de la estructura final del vehículo *Supermileage*



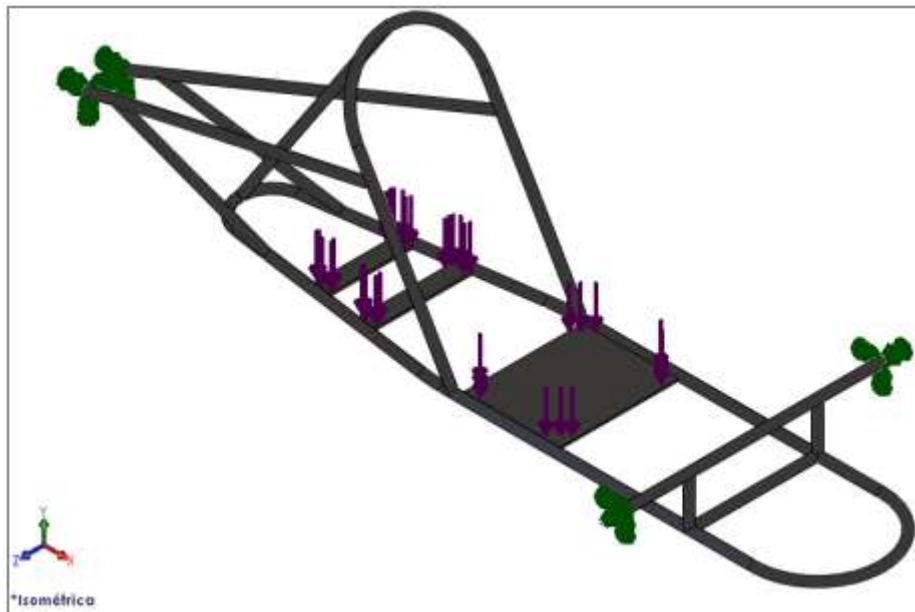
Una vez hecho el modelado de la estructura, se debe definir el material. Se ha asignado un acero ASTM A53, el cual cumple tanto con los requerimientos técnicos como las necesidades estructurales. La resistencia de fluencia en tracción es de 250 MPa y el esfuerzo último en tracción es de 415 MPa.

## 5.2.1 Análisis del chasis sometido a cargas de flexión estática

**5.2.1.1 Cargas y restricciones.** Para analizar la estructura, se debe agregar las sujeciones y las cargas a las que estará sometido el chasis. Las sujeciones se pondrán en el eje delantero y trasero donde irían ubicadas las llantas, y las cargas serán el peso del motor que se encuentra en la parte de atrás y el peso del conductor que se distribuirá a lo largo de la parte frontal de la estructura.

- Peso total del motor = Peso del motor + Combustible (Ver Tabla 4).  
Peso total del motor = 109,8 N
- Peso del piloto = 579 N (Ver Tabla 5).

**Figura 52.** Fuerzas y restricciones para cargas a flexión estática de la estructura



**5.2.1.2 Resultados.** Luego de haber asignado las cargas, se procede a ejecutar el estudio estático e interpretar los resultados proporcionados por el programa. La simulación muestra la distribución de tensiones, de desplazamiento, las áreas críticas en que el factor de seguridad es inferior a un valor especificado y presenta la forma deformada del modelo.

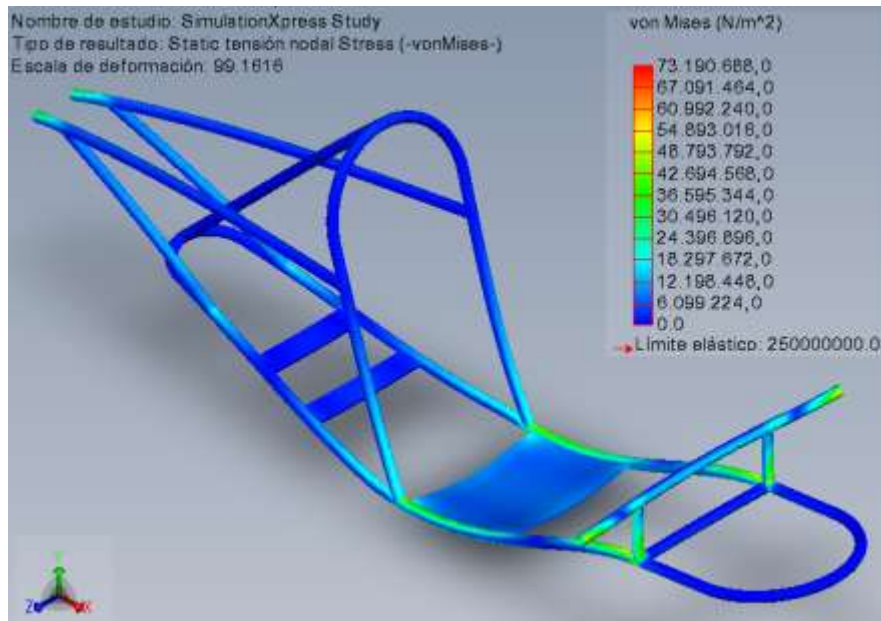
- **Esfuerzos de VonMises.** El resultado obtenido es la expresión de los esfuerzos encontrados en la estructura simulada por el programa, bajo el criterio de VonMises. En la Figura 53 se observan los diferentes esfuerzos que podrían estar actuando en el chasis. Los valores máximo y mínimo son:

Esfuerzo Máximo: 73,2 MPa

Esfuerzo Mínimo: 6,1 MPa

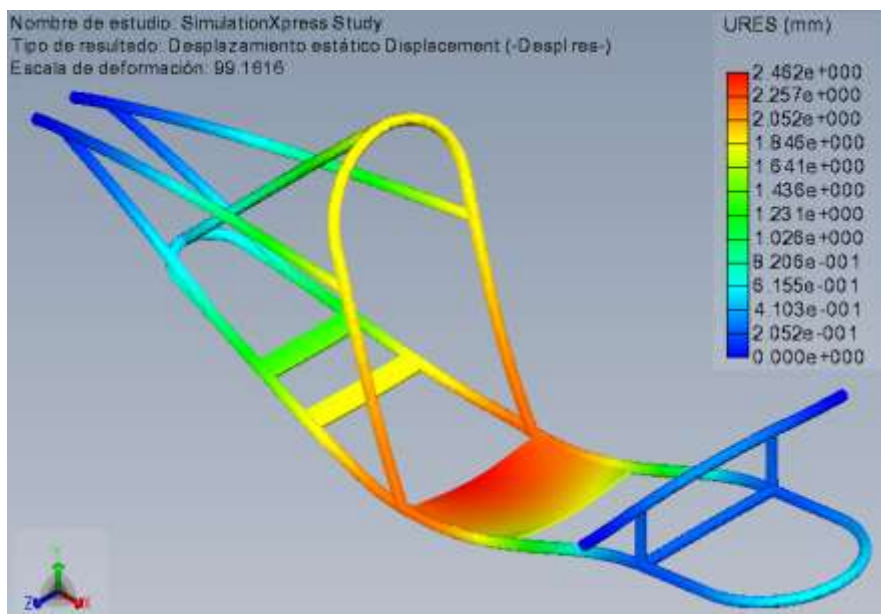
Al ser menor el esfuerzo máximo al que estará sometido el chasis, comparado con el valor del límite elástico del material, se puede decir que no hay riesgos de fractura o falla por tensiones.

**Figura 53.** Resultado de los esfuerzos de VonMises para carga a flexión estática



- **Desplazamiento estático.** Estos resultados son los desplazamientos medidos en la estructura simulada y se expresan en unidades de longitud.

**Figura 54.** Resultado del desplazamiento estático para carga a flexión estática



En la Figura 54 se muestra de manera exagerada la forma en la que quedaría la estructura ante un desplazamiento estático. Los valores máximo y mínimo son:

Desplazamiento máximo: 2,46 mm

Desplazamiento mínimo: 0,20 mm

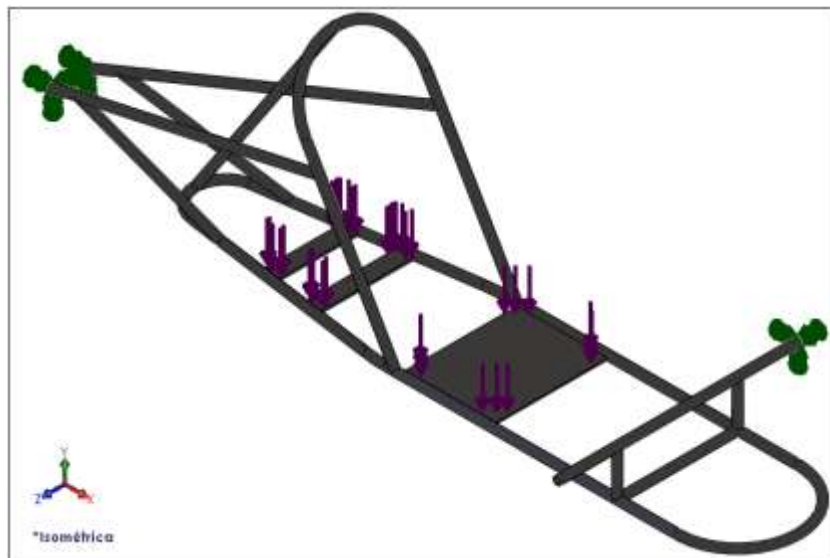
Al comparar el desplazamiento en el punto de máxima flexión arrojado por el programa, con el calculado en el numeral 3.5.4, que fue de 20 mm aproximadamente, se concluye que es un valor aceptable, debido a que dicho valor de desplazamiento es de apenas el 12% de la deformación permisible.

- **Factor de seguridad.** El programa con base en los parámetros especificados, encuentra que el factor de seguridad más bajo es de 3,41. Se considera un factor de seguridad aceptable para el diseño, ya que supera el valor permisible que es igual a 1.

## 5.2.2 Análisis del chasis sometido a cargas de torsión estática

**5.2.2.1 Cargas y restricciones.** El chasis se verá sometido en cualquier momento a cargas de torsión debidas a una desnivelación o a un choque sufrido lateralmente. Las sujeciones en este caso, se pondrán a un solo lado del eje delantero y en el eje trasero donde irían ubicadas las llantas, y las cargas serán las mismas que para el caso de flexión.

**Figura 55.** Fuerzas y restricciones para cargas a torsión estática de la estructura





- Peso total del motor = 109,8 N
- Peso del piloto = 579 N (Ver Tabla 5).

**5.2.2.2 Resultados.** Al asignar las cargas, se procede a ejecutar el estudio estático e interpretar los resultados proporcionados por el programa.

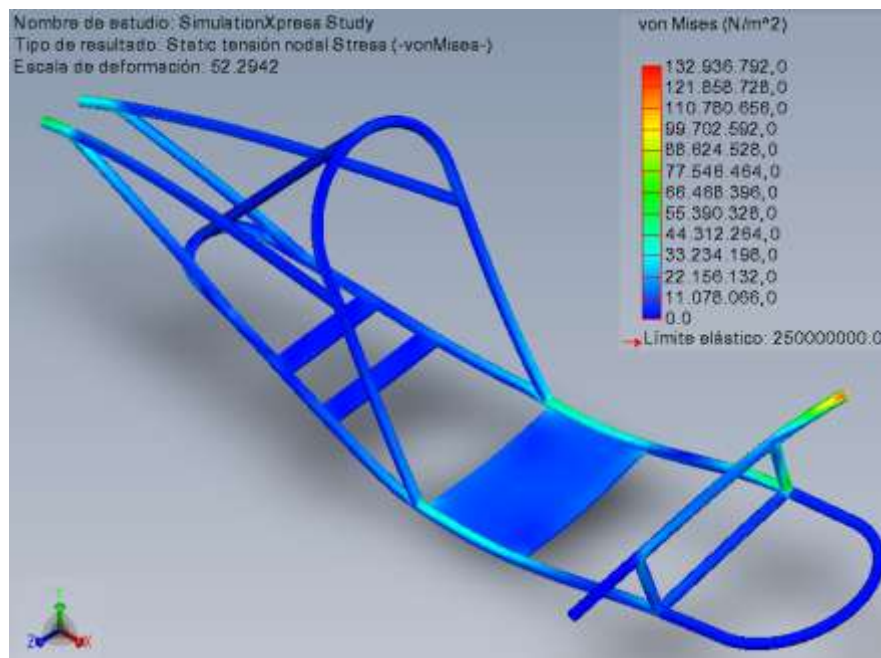
- **Esfuerzos de VonMises.** En la Figura 56 se observan los diferentes esfuerzos a los que podría estar sometida la estructura al presentarse un caso de torsión. Los valores máximo y mínimo de dichos esfuerzos son:

Esfuerzo Máximo: 132,9 MPa

Esfuerzo Mínimo: 11,08 MPa

Al ser menor el esfuerzo máximo al que estará sometido el chasis, comparado con el valor del límite elástico del material, se puede decir que no hay riesgos de fractura o falla por tensiones.

**Figura 56.** Resultado de los esfuerzos de VonMises para carga a torsión estática



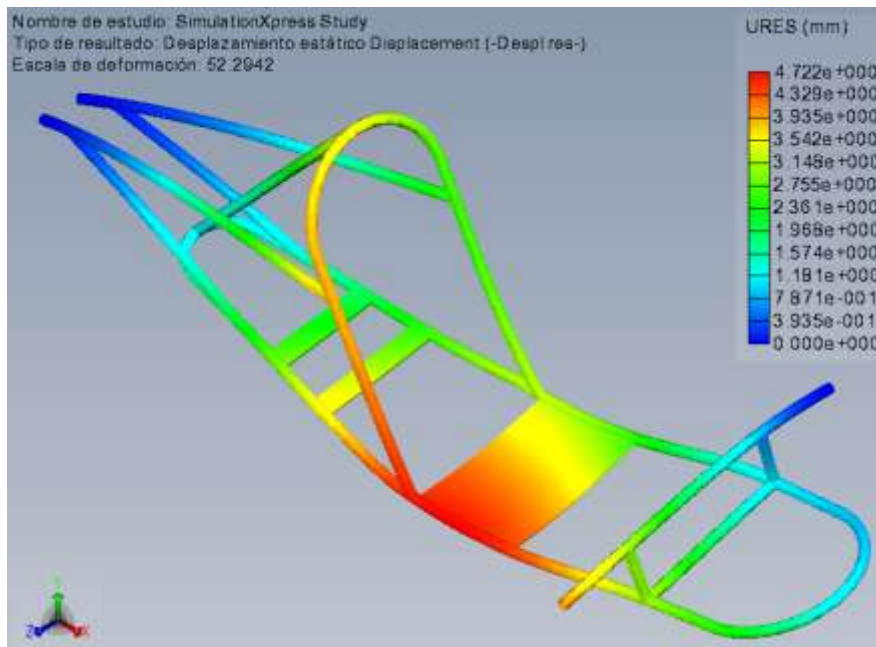
- **Desplazamiento estático.** Estos resultados son los desplazamientos medidos en la estructura simulada y se expresan en unidades de longitud.

En la Figura 57 se muestra de manera exagerada la forma cómo quedaría la estructura ante un desplazamiento estático. Se pueden observar que como era de esperarse el valor máximo de desplazamiento ocurriría al lado izquierdo del chasis.

Desplazamiento máximo: 4,72 mm

Desplazamiento mínimo: 0,39 mm

**Figura 57.** Resultado del desplazamiento estático para carga a torsión estática



Para poder comparar el ángulo de deformación que se calculó en la sección 3.5.4, se debe calcular el ángulo respecto al desplazamiento mostrado por el programa y la distancia del ancho de vía, por lo tanto:  $\tan \theta = 4,72/1010 = 0,3^\circ$ .

Comparando dichos valores, se concluye que es un valor aceptable, puesto que dicho el ángulo de desplazamiento es menor que el ángulo permisible.

- **Factor de seguridad.** El programa con base en los parámetros especificados, encuentra que el factor de seguridad más bajo es de 1,88. Se considera un factor de seguridad aceptable para el diseño, porque supera el valor permisible que es igual a 1.

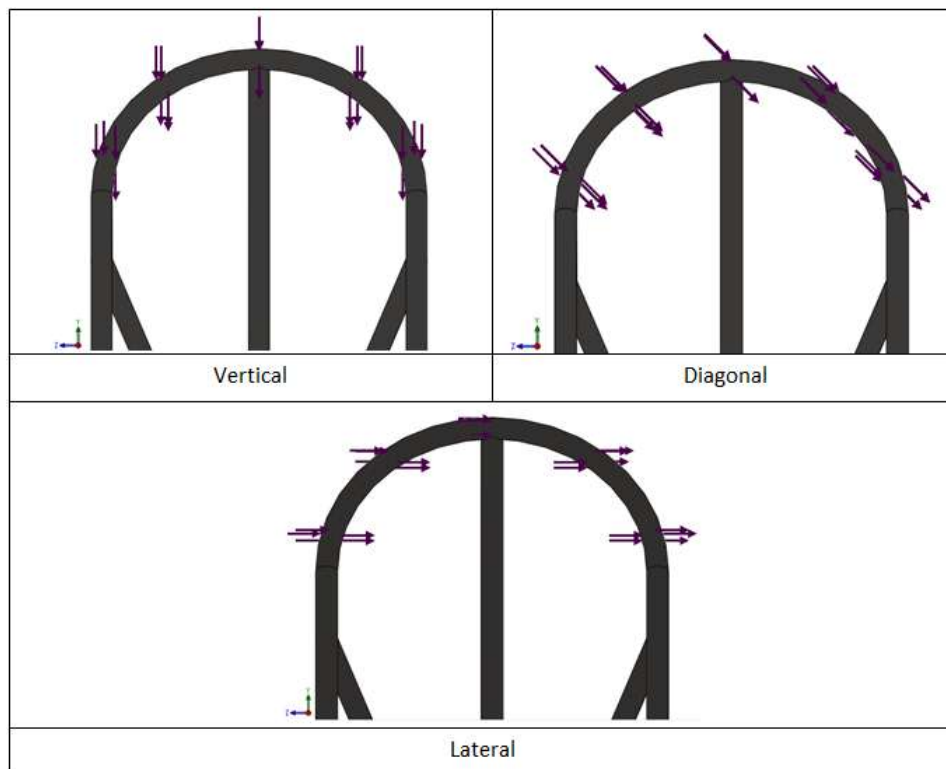
Al comparar los resultados obtenidos entre las cargas a flexión y torsión, se puede comprobar que la torsión es el caso más difícil de diseñar, de modo que éste último se utiliza como un punto de referencia para indicar la eficacia de la estructura del vehículo.

### 5.2.3 Análisis del arco de seguridad del chasis

**5.2.3.1 Cargas y restricciones.** Para este caso, como lo recomienda el reglamento de la SAE *Supermileage*, el arco de seguridad debe ser capaz de soportar una fuerza aplicada a sí mismo de 114 kg (1118 N). La ubicación y dirección de la fuerza podrán venir en cualquier dirección (Ver Figura 4.b). Las sujeciones seguirán siendo las mismas, es decir, se pondrán en el eje delantero y trasero donde irán las llantas.

Para realizar dicho análisis se debe estudiar la aplicación de las fuerzas por separado, ya que si hace de forma simultánea, dichas fuerzas, por tener el mismo valor pero ir en sentido contrario se anularían.

**Figura 58.** Fuerzas y restricciones para el arco de seguridad de la estructura



**5.2.3.2 Resultados.** Al asignar las cargas, se procede a ejecutar el estudio estático e interpretar los resultados proporcionados por el programa.

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos de las tres direcciones en las que se aplicó la fuerza. En dicha tabla, se observa que de los tres casos, el lateral es el que presenta unos esfuerzos mayores y por ende una deformación mayor.

Se encuentra que los esfuerzos máximos, no superan el valor del límite elástico del material, lo que significa que no hay riesgos de fractura o falla por tensiones.

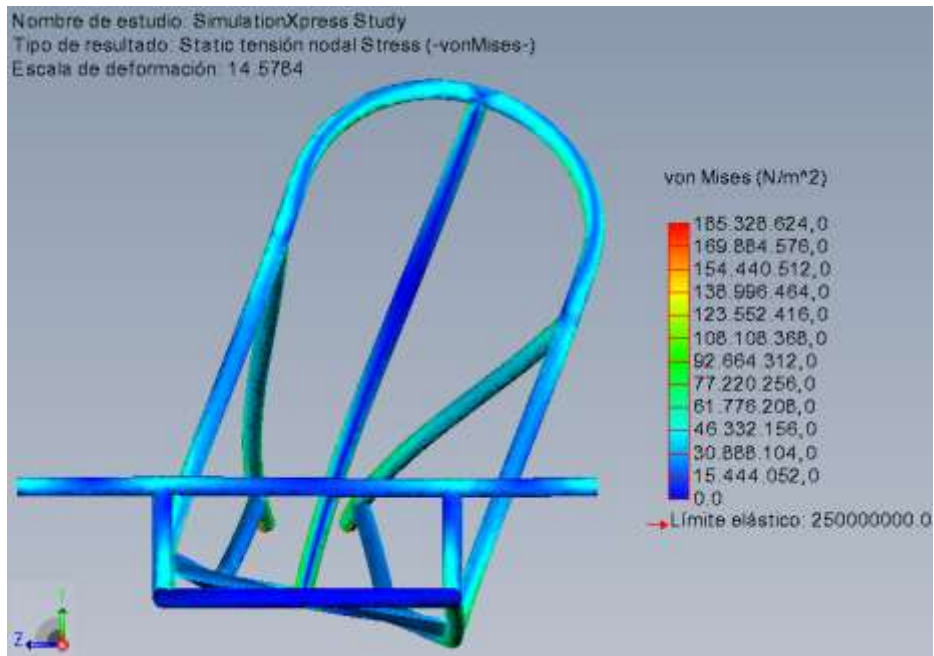
El desplazamiento máximo será de 1,6 cm, el cual es un valor aceptable para el arco de seguridad.

Por último se tiene que el factor de seguridad más bajo es de 1,35. Se considera un factor de seguridad aceptable para el diseño, ya que supera el valor permisible que es igual a 1.

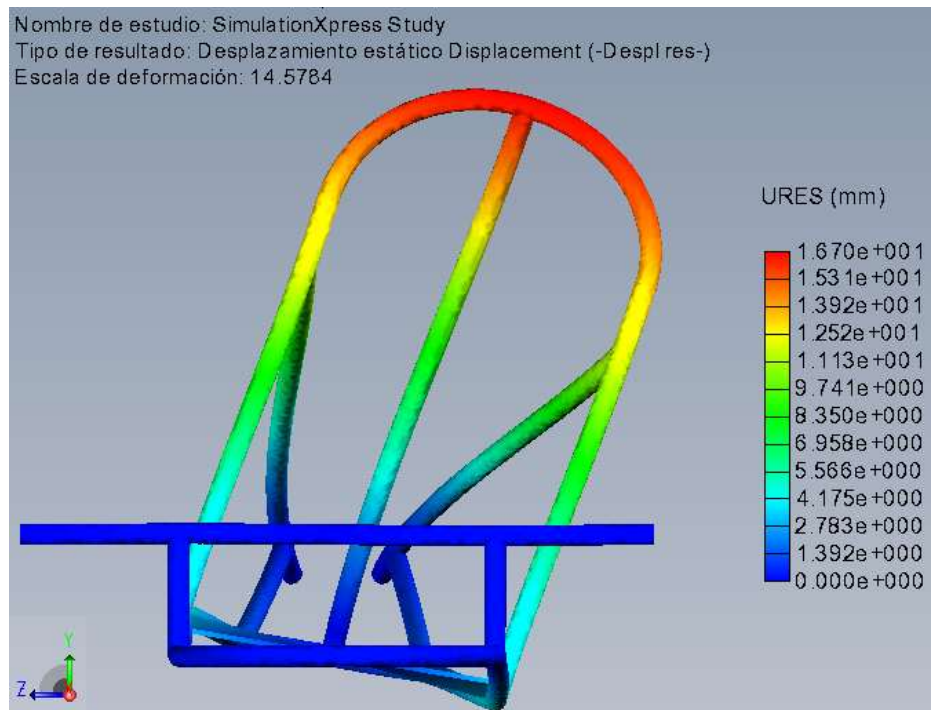
**Tabla 12.** Resultados del análisis de cargas para el arco de seguridad

RESULTADOS SENTIDO FUERZA	Esfuerzo [MPa]		Desplazamiento [mm]		Factor de Seguridad
	MÁX	MÍN	MÁX	MÍN	
VERTICAL	94,1	7,8	2,95	0,25	2,66
DIAGONAL	165,3	13,8	11,98	0,99	1,51
LATERAL	185,3	15,4	16,70	1,39	1,35

**Figura 59.** Resultado de los esfuerzos de VonMises para el arco de seguridad (Lateral)



**Figura 60.** Resultado del desplazamiento estático para el arco de seguridad (Lateral)



**5.2.4 Análisis de impacto.** El siguiente estudio pretende simular la reacción del vehículo en el caso de que ocurriera un impacto frontal, para ello es necesario calcular el valor de la fuerza que se debe aplicar para poder hacer el análisis correspondiente.

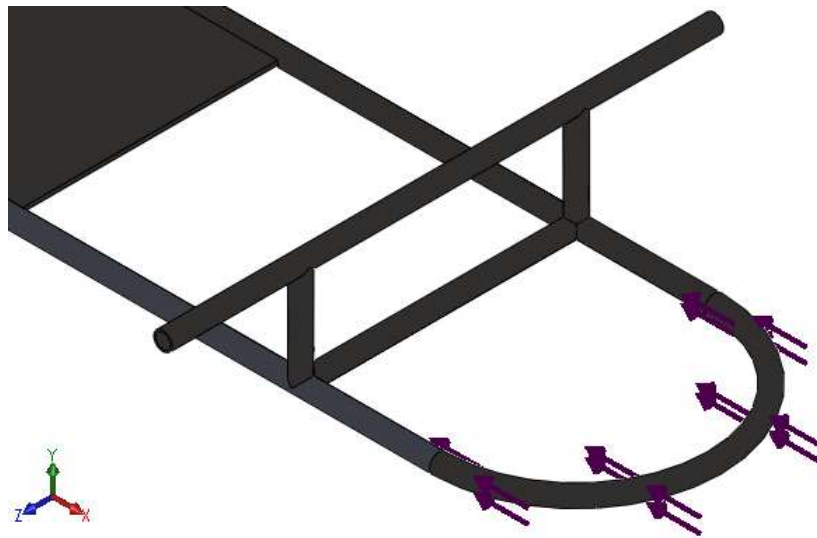
**5.2.4.1 Cargas y restricciones para impacto frontal.** En este caso la sujeción de la estructura se hará únicamente en el eje trasero y para determinar las cargas a las que estará sometido el chasis, se decidió optar por la recomendación del equipo de la Universidad de Dalhousie, el cual propone, hacer colisionar el vehículo frente a una fuerza igual a la masa a plena carga del prototipo en movimiento multiplicada por cuatro veces la aceleración de la gravedad.

Masa a plena carga = 96,7 kg (Ver Tabla 5).

Aceleración de la gravedad =  $9,81 \text{ m/s}^2$

$$F = 96,7 \times 4 \times 9,81 = 3794,5 \text{ N}$$

**Figura 61.** Fuerza actuante en un impacto frontal de la estructura



**5.2.4.2 Resultados para impacto frontal.** Al asignar las cargas, se procede a ejecutar el estudio estático e interpretar los resultados proporcionados por el programa.

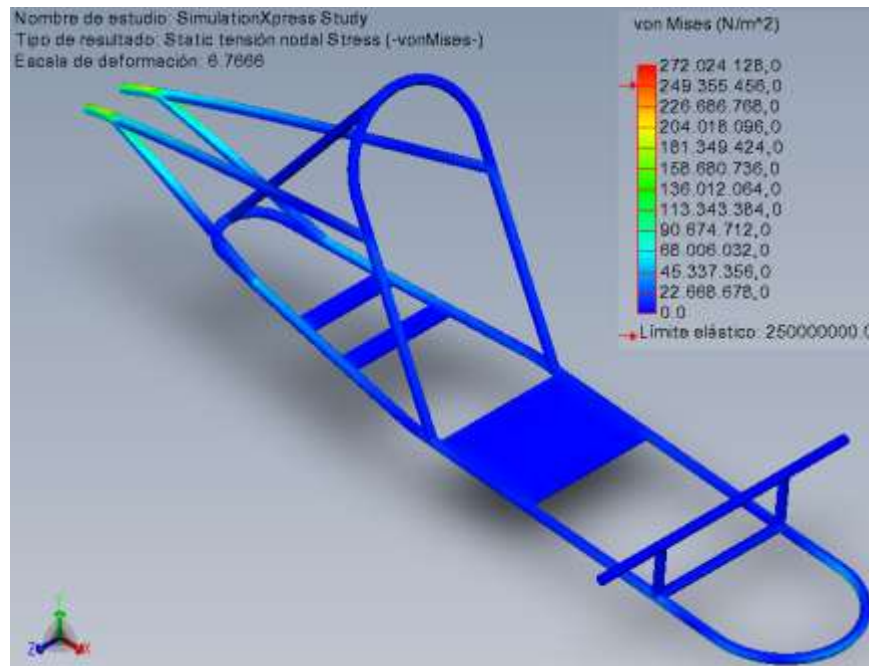
- **Esfuerzos de VonMises para impacto frontal.** En la siguiente figura se observan los diferentes esfuerzos a los que podría estar sometida la estructura al presentarse un choque frontal.

Los valores máximo y mínimo de dichos esfuerzos son:

Esfuerzo Máximo: 272,02 MPa

Esfuerzo Mínimo: 22,67 MPa

**Figura 62.** Resultado de los esfuerzos de VonMises en un impacto frontal



Se puede comprobar que el esfuerzo máximo al que podrá estar sometido el chasis si llegara a colisionar con una fuerza de 3794 N, superará el valor del límite elástico del material, por lo que la estructura fallaría.

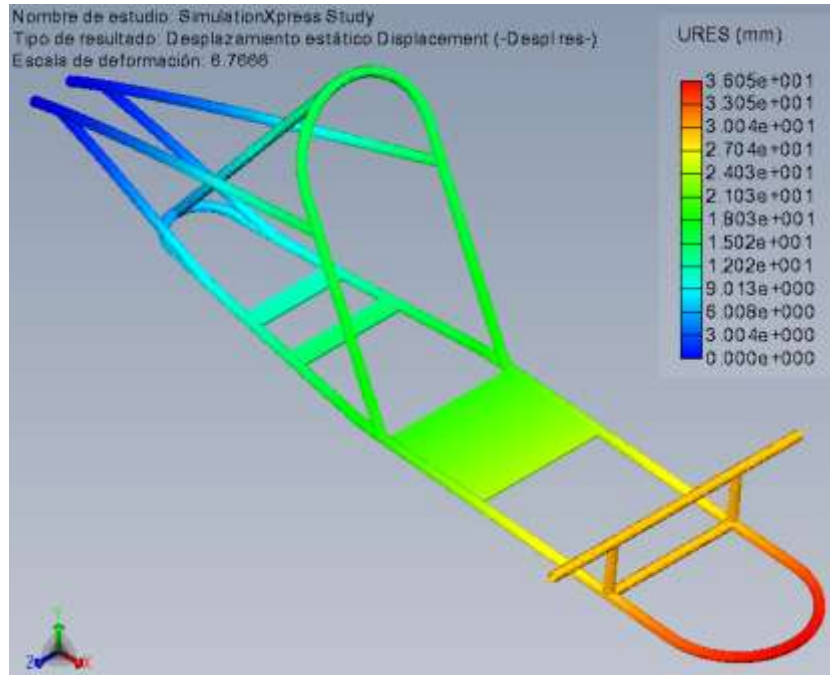
- **Desplazamiento estático para impacto frontal.** Estos resultados son los desplazamientos medidos en la estructura simulada y se expresan en unidades de longitud.

En la Figura 63 se muestra la forma cómo quedaría la estructura ante un desplazamiento estático.

Desplazamiento máximo: 36,05 mm

Desplazamiento mínimo: 3,00 mm

**Figura 63.** Resultado del desplazamiento estático en un impacto frontal



Los resultados muestran que como era de esperarse, la estructura queda considerablemente deformada al sufrir un impacto frontal y los desplazamientos son grandes comparados con los otros casos de carga. Sin embargo, teniendo en cuenta los valores encontrados, se podría decir que el conductor no alcanza a sufrir el impacto, ya que la distancia de la parte frontal del vehículo es de 40 cm y no tiene contacto con el piloto.

- **Factor de seguridad.** El programa con base en los parámetros especificados, encuentra que el factor de seguridad más bajo es de 0,95. Éste valor confirma lo expresado anteriormente. Pero a pesar de que es menor que 1, se puede considerar aceptable.



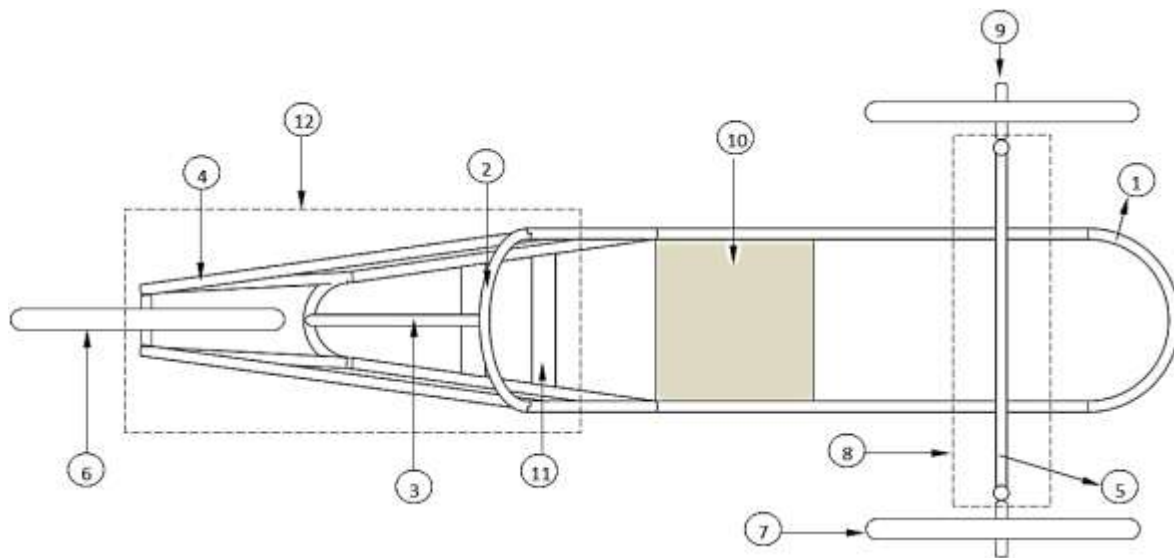
## 6. FABRICACIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS

Los rápidos cambios en cuanto a la complejidad y precisión de la construcción de automóviles han creado la necesidad de desarrollar métodos mejores para determinar, designar, producir y controlar cada procedimiento que interviene en la fabricación, tanto de la estructura como de los demás sistemas, de manera que pueda proporcionar confiabilidad en el proceso.

En este capítulo también se pretende explicar el proceso del montaje de cada uno de los sistemas que conforman el vehículo *Supermileage*, para lo cual se tuvieron en cuenta los parámetros de diseño y adaptación de cada componente con el fin de obtener un buen resultado en cuanto a funcionamiento y presentación.

En la siguiente figura se muestra cada componente enumerado de tal forma que describe de una manera general el recorrido del proceso.

**Figura 64.** Proceso general de construcción y montaje



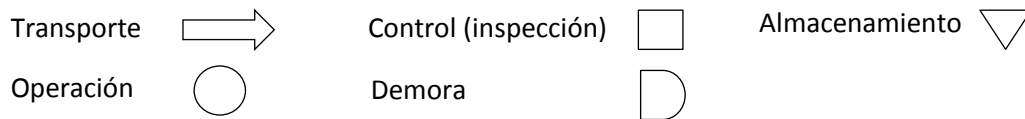
- 1 Base de la estructura
- 2 Arco de seguridad de la estructura
- 3 Barra estabilizadora para el arco de seguridad
- 4 Barras traseras para sujetar la llanta
- 5 Barra delantera para sujetar las llantas
- 6 Rueda trasera

- 7 Rueda delantera
- 8 Sistema de dirección
- 9 Sistema de frenos
- 10 Silla
- 11 Base para el motor
- 12 Sistema de transmisión

## 6.1 PARÁMETROS DE FABRICACIÓN DEL CHASIS






Para empezar, se debe tener en cuenta los parámetros de diseño y realizar un diagrama de proceso, que no es más que una representación gráfica de los pasos que se siguen en una secuencia de actividades dentro de cualquier procedimiento, que permita abarcar la información necesaria para que sirva como guía en el desarrollo, en este caso del prototipo.

El diagrama se hace con la ayuda de los siguientes símbolos:



En la elaboración del chasis que es una estructura de perfil tubular, se siguió el siguiente diagrama de recorrido:

**Tabla 13.** Secuencia del proceso para el chasis

ACTIVIDAD	SÍMBOLOS				
					
Marcado del tubo					
Inspección					
Corte del tubo por aserrado o por soplete					
Inspección					
Transportar a curvadora					
Curvado del material					
Inspección					
Transportar a soldadura					
Preparación de los bordes para soldar					
Soldadura					
Inspección					
Desbaste y pulimiento					
Transportar a pintura					
Pintura					
Inspección					
Almacenaje					

A continuación, se toma como referencia la norma ISO 657/14 la cual describe las dimensiones de los perfiles tubulares, que para la tubería usada en la construcción

del chasis se especifica con la nomenclatura CHS, debido a que el diámetro externo está entre 21,3 a 477 mm y el espesor de pared entre 2,3 a 40 mm.

**6.1.1 Métodos de fabricación.** Hay varios métodos de fabricación de estructuras tubulares. Dentro de ellos están incluidos el corte, el aplastamiento, el curvado, el atornillado, la soldadura y el claveteado, los cuales solo serán tratados los utilizados en la realización del chasis.

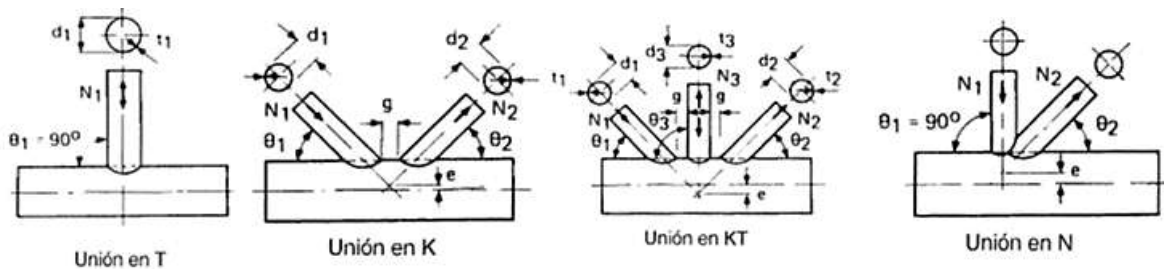
**6.1.1.1 Corte por aserrado.** Para comenzar con la elaboración del chasis, el primer paso es cortar los tubos con las dimensiones especificadas en el diseño previo. Los métodos que se usan con frecuencia son el corte por aserrado y el corte por soplete. En este caso por sencillez y economía de ejecución se realizó el corte por aserrado.

El aserrado es una operación de corte con arranque de viruta más común. Las herramientas empleadas son las sierras, ya sean hidráulicos, neumáticos, eléctricos o manuales. Esta operación debe considerar el marcado del material.

Para el diámetro y espesor del tubo utilizado fue posible cortar con una sierra manual, la cual posee una hoja de acero provista de dientes afilados y cortantes, capaces de cortar materiales diversos, entre más pequeños y juntos los dientes es posible cortar materiales más duros.

Se debe tener en cuenta que la unión entre los perfiles circulares de algunas piezas necesita un corte perfilado, logrando de esta manera se acopladas todas las partes de fácilmente. Es necesario conocer y limitar la separación entre los extremos de las barras de relleno y la superficie de cordón para poder unirlos con soldadura [7].

**Figura 65.** Tipos de uniones entre CHS



**6.1.1.2 Curvado (doblado).** Los perfiles tubulares se pueden curvar en caliente o en frío. Siendo los últimos los más empleados debido a que los que son curvados en caliente tiene costos más altos y se usan en casos especiales.

Durante la deformación del perfil, puede aparecer pandeo en la zona interna comprimida y el espesor de pared puede disminuir como resultado de la tracción presente en la zona externa [7]. Estos cambios en el espesor y la curvatura del perfil, deben mantenerse tan pequeños como sea posible.

- **Curvadora de rodillos.** Esta herramienta fue la utilizada para doblar el perfil tubular de la estructura. Se produce el curvado pasando la pieza a través de tres rodillos, éstos rodillos pueden ser motrices, pero el central que determina el radio, puede actuar como simple guía [7]. Los rodillos se tienen que adaptar al tamaño del perfil. Así pues las dimensiones del rodillo son acordes a los tamaños de los CHS.

**6.1.1.3 Soldadura.** La soldadura representa el método más importante de unión de los perfiles tubulares. La unión de nudos pertenece al grupo de soldadura por fusión, existiendo cinco subgrupos de dicha soldadura, denominados: autógena, por arco metálico, por resistencia eléctrica, por haz de electrones y por plasma, cada uno de los cuales producen el calor para la fusión de una forma específica, la soldadura por arco se utilizan de manera predominante en este tipo de uniones.

La empleada en este proyecto fue la soldadura por arco sumergido (SMAW), con electrodos con bajo contenido en hidrógeno. Como fue soldadura manual, se llevó a cabo en un taller que contara con una persona con experiencia y conocimientos técnicos.

- **Inspección de las soldaduras.** Al finalizar cualquier procedimiento, es necesario verificar que el resultado sea el esperado, es por eso que la soldadura tiene dos métodos de comprobación, los cuales son mediante ensayos destructivos (solo en laboratorios) o no destructivos.

Los ensayos no destructivos contienen cinco métodos: Inspección visual, ensayo con partículas magnéticas, ensayo con líquidos penetrantes, inspección ultrasónica, e inspección radiográfica mediante rayos X o Gamma.

Es fundamental efectuar una detenida inspección visual de la costura de la soldadura, así como de la zona próxima de la soldadura, tanto antes como después de soldar.

**6.1.1.4 Pintura y acabado.** Se busca que la pintura además de darle un buen aspecto al chasis, sea capaz de proteger contra la corrosión, que es un fenómeno inherente a las estructuras de acero, que se produce cuando están en contacto con la atmósfera.

La primera capa tiene la función de inhibir el proceso de corrosión en la superficie de los tubos de acero y garantizar una buena adhesión entre la capa posterior y la superficie de acero. La siguiente capa es inerte químicamente e impermeable a la atmósfera externa y la última también es impermeable y resistente a las acciones mecánicas y químicas y puede tener una función decorativa [7].

Es indispensable preparar adecuadamente la superficie antes de aplicar la protección frente a la corrosión, puesto que los resultados serán negativos si las superficies no están lo suficientemente limpias.

Finalmente a continuación se muestra una foto del chasis terminado, luego de pasar por cada uno de los procesos descritos.

**Figura 66.** Chasis terminado



## 6.2 DESCRIPCIÓN DE MONTAJE

**6.2.1 Montaje de las ruedas.** Como se argumentó anteriormente, este tipo de vehículo es rígido, es decir, que el sistema de suspensión depende tanto de la cedencia de la estructura y sus componentes, como de los neumáticos, teniendo que ver con la cantidad de aire que se les suministre, de esta forma se puede mejorar el comportamiento en cuanto a la maniobrabilidad y estabilidad del auto.

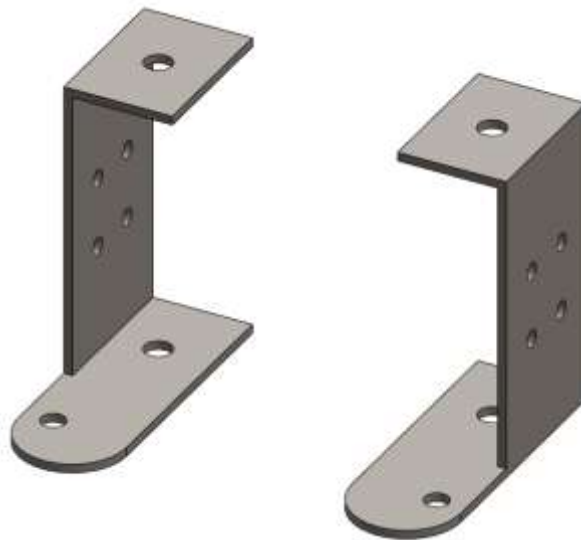
### 6.2.1.1 Componentes

- **Llantas.** Como el principio de diseño del vehículo *Supermileage* es basado en un triciclo, fueron necesarias tres llantas, una trasera, y dos delanteras. Las dos ruedas delanteras fueron tomadas de un prototipo sin terminar que había en la Facultad y la rueda trasera fue comprada.

Estas llantas corresponden a las utilizadas en las bicicletas, ya que por su tamaño, forma y peso se adecuan al diseño del vehículo, las dimensiones de las ruedas se pueden encontrar en la Tabla 7.

- **Soporte de pivote de las ruedas delanteras.** Se elaboraron dos soportes para ubicar a cada lado de la estructura con el fin de soportar cada llanta delantera.

**Figura 67.** Soportes de las llantas delanteras

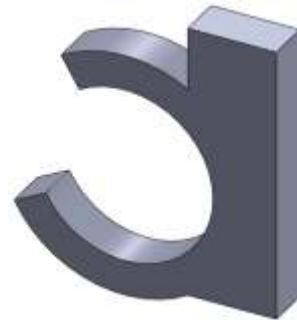


Dichos soportes poseen 4 agujeros con una posición definida que encaje con cada llanta para ubicar 4 tornillos hexagonales de  $\frac{1}{2}$ " x 1", un agujero pasante de  $\frac{7}{16}$ " de diámetro en posición vertical el cual permite unirlo al eje, ubicando un cilindro de bicicleta y un par de rodamientos que permitan su giro. Y un agujero de  $\frac{5}{16}$ " en el extremo del soporte, para soportar las barras de la dirección.

Los agujeros se realizaron mediante la implementación de un taladro vertical hidráulico del taller de máquinas y herramientas.

- **Soportes para la rueda trasera.** La llanta trasera fue puesta entre los tubos de acero de la parte de atrás, empleando dos piezas que fueron soldadas en cada tubo, teniendo como función sostener el eje de la llanta y sujeta por medio de una rosca.

**Figura 68.** Montaje de la llanta trasera



Pieza para sujetar la llanta

**6.2.2 Montaje del sistema de dirección.** La dirección para este caso está conformada por el volante, el eje del volante, brazo de la dirección, palanca de mando, palanca de acoplamiento y barra de acoplamiento.

### 6.2.2.1 Componentes

- **Volante o manubrio.** El volante de la dirección está compuesto por cinco piezas: el manubrio de una bicicleta en el cual irán montados la palanca de frenos y la del acelerador, sujetos a dos piezas de aluminio, las cuales fueron perforadas para insertar unos pines que la aseguraran para evitar que giraran.

Asimismo, se debió fabricar un elemento en acero que sirviera como unión entre el manubrio al eje de la dirección. De igual forma el medio de sujeción fue a través de un par de pines.

**Figura 69.** Volante de la dirección



Unión del manubrio al eje

- **Eje de la dirección.** Este eje es un tubo de acero, de sección circular de 19 mm de diámetro exterior y 900 mm de largo (Ver tabla 9).

Para acoplarlo a la estructura, se debió soldar con soldadura por arco sumergido (SAW), cuidadosamente dos bujes, ya que era indispensable que quedaran centrados, para que de esta manera garantizara que el eje de la dirección quedara en la posición adecuada. Para asegurar que el eje no se desplazara, se puso un anillo retenedor debajo del buje superior.



**Figura 70.** Eje de la dirección



- **Barra de acoplamiento.** Esta barra es una placa rectangular de acero de 870 mm de largo y con un espesor de 30 mm. Por ser considerada un elemento esbelto sometido a carga axial de compresión, se debió llevar a cabo un estudio de pandeo, mostrado en el análisis de la dirección.

A la barra de acoplamiento se le hicieron dos agujeros ubicados en los extremos, con el propósito de que se pudiera sujetar por medio de tornillos de la palanca de acoplamiento, que en este caso, vendría siendo parte de los soportes fabricados para el montaje de las llantas, como se muestra en la Figura 49.

Los agujeros son de 5/16" de diámetro y se hicieron con el taladro vertical hidráulico del taller de la Facultad.

- **Palanca de mando.** Es un tubo circular de acero con una longitud igual a 390 mm y un diámetro exterior de 15 mm. En sus extremos se pusieron unas rótulas, teniendo la función de permitir el giro. Dicha palanca va unida tanto a la barra de acoplamiento como a un brazo por medio de tornillos de 5/16".

Estas rótulas se unieron a la palanca por medio de soldadura.

**Figura 71.** Unión de la palanca de mando por medio de la rótula



- **Brazo de la dirección.** Es una placa igualmente de acero, que une la palanca de mando con el eje de la dirección y también lleva una rótula como la mostrada en la figura anterior, permitiendo el giro.

En la siguiente figura se muestra el montaje completo del sistema de dirección.

**Figura 72.** Montaje del sistema de dirección



**6.2.3 Montaje del sistema de frenos.** Para el caso del sistema de frenos para el vehículo construido, se tuvieron en cuenta los siguientes componentes: palancas de freno, zapata, cable de frenos, pastillas y disco o rotor.

**Figura 73.** Elementos que componen el sistema de frenos



Cortesía de: Accell Group.

Para el montaje del sistema de frenos fue necesario recurrir a una empresa de bicicletas llamada Ciclo Caribe, donde personas especialistas en el tema colaboraron con el ensamble de este sistema.

Dicho montaje consistió en ubicar al lado derecho de la manivela de la dirección la palanca de frenos, de manera que de ella salieran dos cables, uno para la llanta frontal derecha y otro para la llanta frontal izquierda, permitiendo que al accionar el freno, éste sea capaz de detener las dos llantas al mismo tiempo. Al lado izquierdo de la manivela se puso otra palanca para que por medio de otra guaya se controlara el acelerador. El montaje se muestra en la Figura 74.

En las llantas delanteras se instalaron las mordazas de frenos y los discos, los cuales tienen que asegurar que giren en conjunto con el eje posterior, y que queden totalmente centrados para que el frenado sea eficiente y no se produzca ningún tipo de vibración indeseada.

**Figura 74.** Montaje de la palanca de frenos y de la palanca del acelerador



**6.2.4 Montaje del sistema de transmisión de potencia.** Para el proceso de ensamble del sistema de transmisión fue necesario conseguir cada uno de los elementos que lo componen, especificados en los capítulos anteriores (motor, cadena, piñones y una volante de inercia).

El motor y el sistema de transmisión tienen que estar centrados de acuerdo a las distancias calculadas, para que el conjunto funcione correctamente.

**Figura 75.** Kit de piñones y cadena de la marca *Cassarella®*



Integrando Ltda.

Al chasis se le soldaron unas placas de acero para acomodar el motor, sobre dichas placas se hicieron cuatro agujeros con ayuda del taladro vertical hidráulico

en el taller de la Facultad, y por medio de tornillos de 5/16" se sujetó una base de madera a dichas placas.

Sobre la base de madera de igual forma se hicieron cuatro agujeros, con el fin de fijar el motor con tornillos de 5/16", en este caso usando un taladro manual. El motor se ubica en la parte trasera del chasis al lado izquierdo, esto con el fin de que al poner la cadena ésta quede totalmente horizontal con los dos piñones.

**Figura 76.** Base de madera para acomodar el motor



La volante fue situada al lado derecho dentro del eje del motor, acoplada por otro eje, posteriormente se ubica el piñón menor el cual fue sujetado con unos puntos de soldadura y el conjunto se asegurada con un tornillo.

El piñón conducido fue ubicado en la llanta trasera al lado derecho, luego de introducirlo se tuvo que garantizar que estuviera paralelo a la llanta, por medio de una adaptación hecha en la empresa Ciclo Caribe.

**Figura 77.** Montaje del motor a la base de madera y a la estructura



Al tener los dos piñones debidamente dispuestos, se procede a colocar la respectiva cadena.

Con el ensamble de cada uno de los elementos anteriores queda construido el sistema de transmisión del vehículo.

### **6.2.5 Elementos adicionales**

- **Asiento.** Para el montaje del asiento se compró una reata de 10 m de largo, la cual fue ubicada en la parte trasera del chasis antes del espaldar.

Esta reata se puso de tal forma que formara un tejido sobre la base del chasis, con el fin de elaborar un asiento resistente pero que a la vez se pudiera amoldar a la persona que se sentara.

- **Espaldar.** Para el espaldar se utilizó una reata de 15 m de largo, la cual fue tejida de la misma manera con que se tejó la reata del asiento.

También fue necesario utilizar una tabla de madera con la forma de la estructura del espaldar, ubicada detrás de la reata y fijada a la estructura con la ayuda de unas amarras.

En la parte de atrás de la tabla de madera se colocó *Fiberglass* (recubrimiento de fibra de vidrio), con el objetivo de que permitiera aislar el calor que produce el

motor una vez esté en funcionamiento a la espalda del conductor, y evitar riesgos de quemaduras e incomodidades.

### 6.2.6 Ensamble final

**Figura 78.** Ensamble final del prototipo



## 6.3 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Al tener el vehículo ensamblado en su totalidad, se procede con la parte de las pruebas, que de acuerdo al reglamento de la Fórmula SAE *Supermileage* se debe determinar, tanto la capacidad de frenado como el sistema de dirección, asimismo, en este trabajo se pretende probar el sistema de transmisión de potencia.

**6.3.1 Pruebas del sistema de transmisión de potencia.** Ésta prueba consistía principalmente en comprobar la capacidad y el funcionamiento del motor cuando debía trabajar con el vehículo a plena carga, verificar que la transmisión de potencia calculada si fuera la correcta y determinar la velocidad máxima que se podía alcanzar.

Lamentablemente la prueba no se pudo llevar a cabo, debido a que cada vez que se encendía el motor y se empezaba a acelerar, el vehículo solamente podía recorrer una distancia aproximadamente de 2 metros, e inmediatamente el motor se apagaba.

La falla que presenta el motor, posiblemente se deba a la falta de mantenimiento, ya que el motor se encontraba en un sitio en el que estaba expuesto a la suciedad. Otra razón es que la relación de compresión del motor no esté bien.

Las demás pruebas se hicieron en una calle con una inclinación, para que el vehículo pudiera estar impulsado y alcanzara las velocidades necesarias.

Con el fin de obtener los valores de velocidad y tiempo, se le adaptó un velocímetro de bicicleta al vehículo. Este dispositivo, cuenta con una pequeña pantalla en la que se puede ver la velocidad, velocidad promedio, tiempo y distancia de recorrido, y consiste en un imán que se fija a un radio de la llanta y un sensor que detecta el paso del imán.

### **6.3.2 Pruebas del sistema de dirección**

**6.3.2.1 Maniobrabilidad.** Se comprobó que la dirección del vehículo podía girar dentro de un radio interno de 15,2 metros como máximo. Ver Figura 2.

**6.3.2.2 Sección del zigzag.** Con el fin de hacer la prueba correctamente, se verificó la norma de la SAE y se procedió de la siguiente manera:

- Se dispusieron cuatro conos en el piso, a una distancia de 7,6 metros cada una. Ver Figura 2.
- El vehículo fue impulsado por la pendiente de la calle y de esta forma pudo alcanzar una velocidad promedio.
- Se registró el tiempo en que el vehículo podía sobrepasar los conos.
- Se comprobó que el vehículo no se topaba con las marcas, verificando que la dirección era capaz de girar con dicha posición de los conos.

### **6.3.2.3 Giro mínimo de la dirección**

Giro hacia el lado izquierdo: describe una circunferencia de 13,5 m.

Giro hacia el lado derecho: describe una circunferencia de 8,7 m



Al comparar estos valores, se encuentra que es necesario revisar la geometría de la dirección, para tratar de que la diferencia de la circunferencia descrita por cada una de las llantas sea menor. Otro factor que puede influir en este resultado es el mal estado en que se encuentran las llantas delanteras.

**Figura 79.** Disposición de los conos, prueba de frenado y maniobrabilidad



**Tabla 14.** Resultados de la prueba de dirección (maniobrabilidad)

<b>Prueba de Dirección (maniobrabilidad)</b>					
	<b>Prueba 1</b>	<b>Prueba 2</b>	<b>Prueba 3</b>	<b>Prueba 4</b>	<b>Prueba 5</b>
<b>Tiempo (s)</b>	7,39	7,44	7,52	7,43	7,50
<b>Velocidad (km/h)</b>	12,50	13,05	11,20	13,00	13,20

<b>Tiempo promedio (s)</b>	7,46
<b>Velocidad promedio (km/h)</b>	13,00

Analizando los resultados mostrados en la tabla, se puede decir que el vehículo puede recorrer una distancia de 30,5 metros, en la sección del *zigzag* en un tiempo promedio de 7,46 segundos, a una velocidad promedio de 13 km/h, quedando por debajo de los 15 segundos que determina la competencia. Por lo tanto, el prototipo cumple con este requisito técnico.

**6.3.3 Pruebas del sistema de frenos.** Con el fin de hacer la prueba correctamente, se verificó la norma de la SAE y se procedió de la siguiente manera:

Se dispusieron tres conos en el piso, delimitando tres zonas:

- La primera llamada zona de aceleración, para que el vehículo pudiera alcanzar una velocidad mínima de 16 km/h. En la norma consideran que la distancia debe ser de 50 metros, pero como el vehículo estaba impulsado por la pendiente de la calle, más no por el acelerador, apenas se alcanzó una velocidad promedio de 16 km/h, se ubicó el primer cono y esto fue a una distancia de 36 metros.
- La segunda es la zona de costa de 6,75 metros, en la que el vehículo debe cruzar en menos de 1,5 segundos. Y por último la zona de frenado que determina que el vehículo debe parar completamente antes de llegar a los 4 metros. Ver Figura 5.
- A partir de la primera distancia, se respetaron las otras posiciones. Se ubicó el segundo cono a los 6,75 metros y el tercero a los 4 metros.
- Se registró el tiempo en que el vehículo podía sobrepasar la zona de costa y de frenado.
- Se registró la distancia de frenado, para poder saber si sí era capaz de frenar en 4 metros.

**Tabla 15.** Resultados de la prueba de frenado

<b>Prueba de Frenado</b>					
<b>Velocidad promedio (16 km/h) después del segundo cono</b>					
	<b>Prueba 1</b>	<b>Prueba 2</b>	<b>Prueba 3</b>	<b>Prueba 4</b>	<b>Prueba 5</b>
<b>Tiempo de frenado (s)</b>	1,35	0,99	1,01	1,09	1,23
<b>Distancia de frenado (m)</b>	6,50	7,00	5,45	7,75	6,57

<b>Tiempo promedio (s)</b>	1,13
<b>Distancia (m)</b>	6,65

Analizando la tabla anterior, se puede decir que el vehículo sobrepasa las últimas dos zonas en un tiempo promedio de 1,13 segundos, esto quiere decir que el tiempo para pasar la zona de costa es menor que el que exige la competencia que es de 1,5 segundos.

En cuanto a la distancia de frenado, se tiene una distancia promedio de 6,65 metros, superando en 2,65 metros la establecida por la organización. Aunque la capacidad de frenado del prototipo es buena, de lo anterior se puede deducir que es necesario mejorar el sistema de frenos si se pretende ser riguroso con la norma.

## 7. CONCLUSIONES

- Se diseñó un prototipo *Supermileage* mediante un proceso de ponderación y clasificación de alternativas de los diferentes sistemas que componen el vehículo (chasis, sistema de dirección, sistema de frenos, suspensión y sistema de transmisión de potencia), estableciendo una tabla de evaluación, con el fin de sistematizar la información y facilitar la toma de decisiones. Lo anterior, teniendo en cuenta las especificaciones de la Fórmula SAE *Supermileage*.
- Se construyó la estructura del vehículo, luego de haberla analizado con la ayuda de un programa computacional, que permitiera dar una idea general del comportamiento del chasis cuando estuviera sometido a los diferentes casos de cargas, asimismo, se verificó que cumplía con las condiciones de seguridad, resistencia y comodidad.
- Se seleccionaron los sistemas de dirección, transmisión, frenos y ruedas y posteriormente se ensamblaron a la estructura, considerando los métodos de fabricación y montaje, permitiendo tener el vehículo totalmente construido, dispuesto a hacerle las pruebas iniciales.
- No se pudieron realizar las pruebas del sistema de transmisión de potencia, ni verificar el funcionamiento y la capacidad del motor para soportar el vehículo a plena carga, ya que el motor presentó fallas, posiblemente por falta de mantenimiento, debido a que se encontraba en un sitio en el que estaba expuesto a suciedad, observándose también, que el tanque de la gasolina presentaba mugre. Igualmente, es viable decir que quizás la relación de compresión del motor no sea la adecuada, ocasionado que se apague al poco tiempo de estar encendido.
- Se realizaron las pruebas del sistema de dirección del prototipo, teniendo como resultado en la prueba de maniobrabilidad que el vehículo tiene una geometría de giro capaz de virar dentro del radio interno máximo que reglamenta la Fórmula SAE *Supermileage*. Asimismo, se encontró que existe una diferencia considerable entre el radio de giro mínimo de las dos ruedas, probablemente por el estado en que se encuentran las llantas delanteras.
- Se comprobó que la dirección del prototipo es capaz de sobrepasar la sección del *zigzag* en un tiempo menor al que determina la competencia y que el vehículo cumple con los requisitos de que el sistema de dirección debe ser de respuesta natural.
- Se realizaron las pruebas del sistema de frenos, bajo las especificaciones de la Fórmula SAE *Supermileage*, deduciendo de ésta que el vehículo cruza las últimas

dos zonas (zona de costa y de frenado) en un tiempo promedio de 1,13 segundos, es decir, un 24,6% más rápido que lo estipulado.

- Se determinó que la distancia promedio en la que el vehículo se detiene completamente luego de cruzar la zona de costa supera en 2,65 metros la distancia establecida por la organización, la cual debería haber sido menor que 4 metros. Aunque la capacidad de frenado con la que se cuenta en este momento es aceptable, es necesario mejorar el sistema de frenos, para poder cumplir con la reglamentación. Se deduce que el estado en que se encuentran las llantas delanteras puede influir en esta prueba ya que no permiten tener un agarre óptimo al momento de frenar.

## 8. RECOMENDACIONES

- Al realizar un proyecto de éste tipo se debe tener en cuenta todas las medidas necesarias para que el resultado final sea el esperado, todos los análisis de cargas, esfuerzos y simulaciones deben estar ajustados a lo que este requiera.
- Se recomienda tener conocimientos básicos acerca del funcionamiento de los diferentes elementos que van a ser ensamblados al chasis, su posicionamiento y su calibración para certificar seguridad, fiabilidad, y vida útil de los mismos.
- Seleccionar talleres, y personal calificado que cuente con las herramientas y el conocimiento necesario para la construcción del vehículo.
- Utilizar procesos de soldadura adecuados, los cuales garanticen al máximo la resistencia de todo el conjunto, y obtener la asesoría de una persona calificada para realizar estos procesos.
- Se recomienda colocar una carrocería aerodinámica ya que al acelerar se desperdicia energía para superar la resistencia del aire, por lo que una carrocería que cubra la totalidad del vehículo tendrá un impacto significativo en el kilometraje.
- Tener en cuenta reducir el peso total del vehículo supermileage ya que esto impactaría en el consumo de combustible de manera positiva, además que el vehículo alcanzaría velocidades mayores que las que alcanza actualmente.
- Las pruebas de campo deben realizarse de manera cauta y segura para evitar cualquier tipo de accidente, se deben realizar de manera progresiva, ya que la fabricación de este tipo de estructuras debe someterse a todo tipo de pruebas de conducción, estabilidad, resistencia, maniobrabilidad, frenos, suspensión y transmisión.
- Para futuros proyectos de este tipo se recomienda crear semilleros o grupos de investigación multidisciplinarios y de esta forma tener proyectos más completos y fortalecer el trabajo en equipo con diferentes áreas del conocimiento.
- Divulgar información sobre la Fórmula *Supermileage* en todas las universidades que puedan estar interesadas en crear grupos de investigación que interactúen e intercambien conocimientos y con ayuda de patrocinadores crear una competencia formal a nivel nacional.
- Se recomienda que de no ser posible utilizar el motor que exige la competencia, se verifique que el motor con el que se dispone, esté en óptimas condiciones de

funcionamiento y que cumpla con los requisitos técnicos, procurando seguir las recomendaciones de la Fórmula SAE *Supermileage*.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] ANDRINO CEBRIÁN, Juan Antonio. Mecánica y entretenimiento simple del automóvil [en línea]. [Citado el 10 de enero]. Disponible en Internet: <[http://www.dgt.es/was6/portal/contenidos/documentos/formacion\\_educacion/cursos\\_prof\\_autoescuelas/XIV\\_Curso\\_30\\_MecanicayEntretenimiento.pdf](http://www.dgt.es/was6/portal/contenidos/documentos/formacion_educacion/cursos_prof_autoescuelas/XIV_Curso_30_MecanicayEntretenimiento.pdf)>
- [2] ARIAS-PAZ, Manuel. Manual de Automóviles. 55 ed. Madrid: Cie Inversiones Editoriales Dossat, 2004. 1200 p. ISBN 84-89656-58-4.
- [3] BROWN, Jason C.; ROBERTSON, A. John y SERPENTO, Stan T. Motor vehicle structures: Concepts and fundamentals. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. 302 p. ISBN 0-7506-5134-2.
- [4] CENTRO DE ENSEÑANZA PRIVADA DE ESPAÑA. Curso mecánico de automóviles CEAC. Mandos de la dirección. Barcelona: Gersa, Industria Gráfica, 1982. ISBN 84-329-0661-1.
- [5] CORREA SÁNCHEZ, James Mauricio. Modelado y simulación dinámica de vehículos de competición. Tesis de Maestría. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. Ingeniería de Sistemas y Automática. 2010. 63 p.
- [6] DURÁN ABARCA, José. La dirección. Biblioteca CEAC del taller del automóvil. 3 ed. Barcelona: Ediciones CEAC, S.A., 1980. 246 p. ISBN 84-329-1101-1.
- [7] DUTTA, D.; WARDENIER, N., Guía de diseño para la fabricación, ensamble y montaje de estructuras de perfiles tubulares. Colonia: Verlag TÜV Rheinland, 1998. 173 p. ISBN 3-8249-0482-9.
- [8] FERRER RUIZ, Julián y DOMÍNGUEZ SORIANO, Esteban José. Sistemas de transmisión y frenado. Madrid: Editex, S.A., 2008. 396 p. ISBN 978-84-9771-206-4.
- [9] FONT MEZQUITA, José y DOLS RUIZ, Juan F. Tratado sobre automóviles. Dinámica del automóvil. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2007. 660 p. Tomo IV. ISBN 978-84-8363-020-4.
- [10] FONT MEZQUITA, José y DOLS RUIZ, Juan F. Tratado sobre automóviles. México D.F: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V., 2004. Tomo I. ISBN 970-15-0666-9.
- [11] FONT MEZQUITA, José y DOLS RUIZ, Juan F. Tratado sobre automóviles. México D.F: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V., 2004. Tomo II. ISBN 970-15-0667-7.



[12] GONZÁLEZ MARTÍNEZ, Roberto. Dirección. Sistemas de dirección en vehículos [en línea]. [Citado el 10 de enero]. Disponible en Internet: [http://api.ning.com/files/Y69DD5MMCMJeh4T6uEpjdpXGkcQSym84ruxMIyGlwhIW5ZhvUeqIfGvg2cUNDOPHF0Z7yA7or\\*7t65pT5QVw94EUbdmwXbin/SistemasdeDirecciontrabajodeRober.pdf](http://api.ning.com/files/Y69DD5MMCMJeh4T6uEpjdpXGkcQSym84ruxMIyGlwhIW5ZhvUeqIfGvg2cUNDOPHF0Z7yA7or*7t65pT5QVw94EUbdmwXbin/SistemasdeDirecciontrabajodeRober.pdf)

[13] GUZMÁN CASTAÑO, Cristian Mauricio. Diseño de un programa para modelado, simulación y análisis de la dinámica de tracción de automóviles. Trabajo de grado. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. Tecnología Mecánica. 2013. 117 p.

[14] INSTITUTO NACIONAL DE APRENDIZAJE. Transferencia tecnológica sobre las nuevas tecnologías aplicadas en las cajas de velocidades utilizadas en los vehículos livianos. 3 ed. Costa Rica.

[15] LUQUE, Pablo; ÁLVAREZ, Daniel y VERA, Carlos. Ingeniería del automóvil: Sistemas y comportamiento dinámico. Madrid: Paraninfo, S.A., 2008. ISBN 978-84-9732-282-9.

[16] OCAMPO GIL, Luis Hernando. Diseño de accionamientos y transmisiones de máquinas. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 1993.

[17] OCHAVO ANADÓN, Raúl y MANSILLA PABÓN, David. Diseño de un kart de pista. Trabajo de grado. Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña. Departamento de Ingeniería Mecánica. 2012. 150 p.

[18] REIMPELL, Jörn; STOLL, Helmut y BETZLER, Jürgen W. The Automotive Chassis: Engineering principles. Traducido del Alemán por AGET Limited. 2 ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. 456 p. ISBN 0-7506-5054-0.

[19] ROMERO PIEDRAHITA, Carlos Alberto. Dinámica de tracción del automóvil. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 1995.

[20] SAE INTERNATIONAL. 2013 SAE Supermileage® competition rules [en línea]. [Citado el 1 de septiembre de 2012]. Disponible en Internet: <http://students.sae.org/competitions/supermileage/>

[21] TERNIUM. Catálogo Soluciones Ternium. Mayo de 2011 [en línea]. [Citado el 18 de enero]. Disponible en Internet: [http://www.ternium.com.co/pdf/Soluciones\\_Ternium\\_Colombia.pdf](http://www.ternium.com.co/pdf/Soluciones_Ternium_Colombia.pdf)

[22] VANEGAS USECHE, Libardo. Introducción a los accionamientos de máquinas. Guías de estudio. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 2012.

[23] VIZÁN VÍAS, Gregorio. Elementos estructurales del vehículo. Madrid: Editex, S.A., 2006. 288 p. ISBN 978-84-9771-404-4.

## ANEXO 1

# Ternium Tubería y Perfiles

## Ternium Tubería Conducción SCH40

### Normas

Fabricación:  
NTC 3470 (ASTM A53)  
Tubería de Conducción  
Tipo E grado A.

### Descripción

Tubería de conducción formada en frío a partir de flejes de lámina de acero rolada en caliente y soldada por inducción de alta frecuencia, además la calidad se verifica por medio de pruebas hidrostáticas controladas, garantizando también la aplicabilidad del producto.

### Aplicaciones

Conducción de fluidos poco corrosivos como aire, gas, aceite, agua y vapor.

### Longitud

Longitud estándar de 6 m.

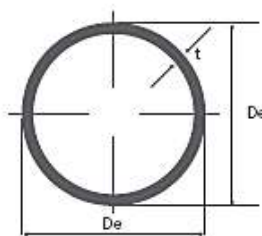
### Ventajas

Mejor comportamiento al aplastamiento que cualquier otra tubería.  
Mejor comportamiento a la compresión, tracción, torsión y temperatura que las tuberías de plástico y cobre.

Referencia	Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Peso unidad (kg)	Unidades por paquete
3/8" x 1,7 mm	17.10	1.70	0.84	5.04	127
1/2" x 2,7 mm	21.30	2.70	1.27	7.62	127
3/4" x 2,7 mm	26.70	2.70	1.69	10.14	91
1" x 3,2 mm	33.40	3.20	2.50	15.00	61
1 1/4" x 3,5 mm	42.20	3.50	3.39	20.34	27
1 1/2" x 3,5 mm	48.30	3.50	4.05	24.30	27
2" x 3,5 mm	60.30	3.70	5.44	32.64	27

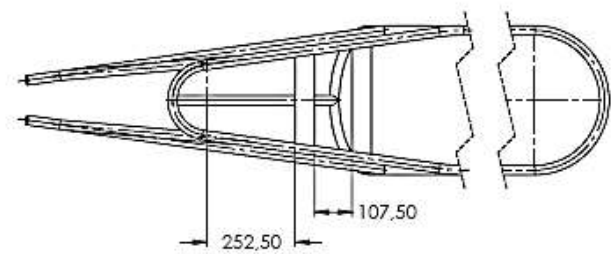
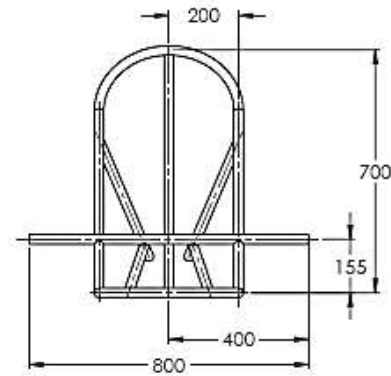
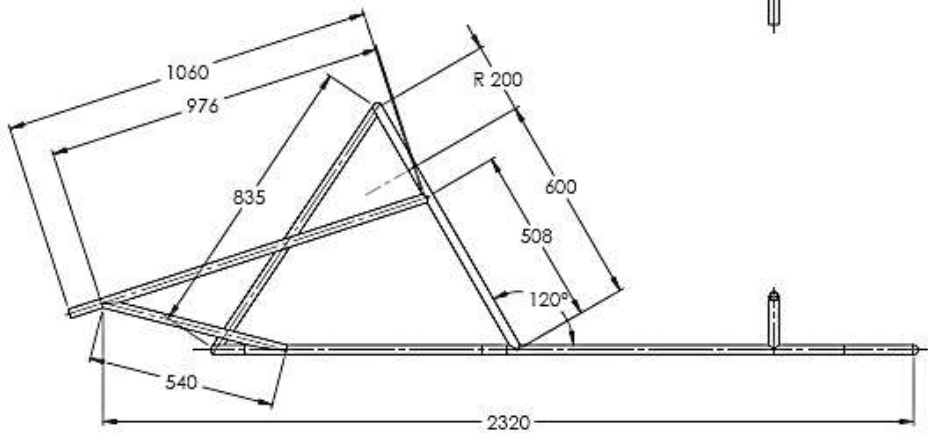
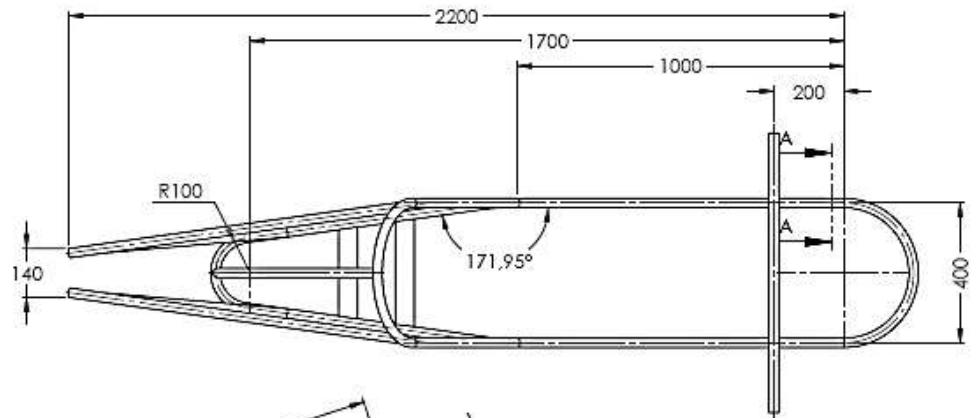
La tubería de 2" se prueba bajo la Norma Propietaria a 1200 Psi, presión inferior a la exigida por norma NTC3470.

Geometría Tubería  
Conducción SCH40



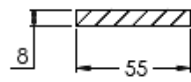
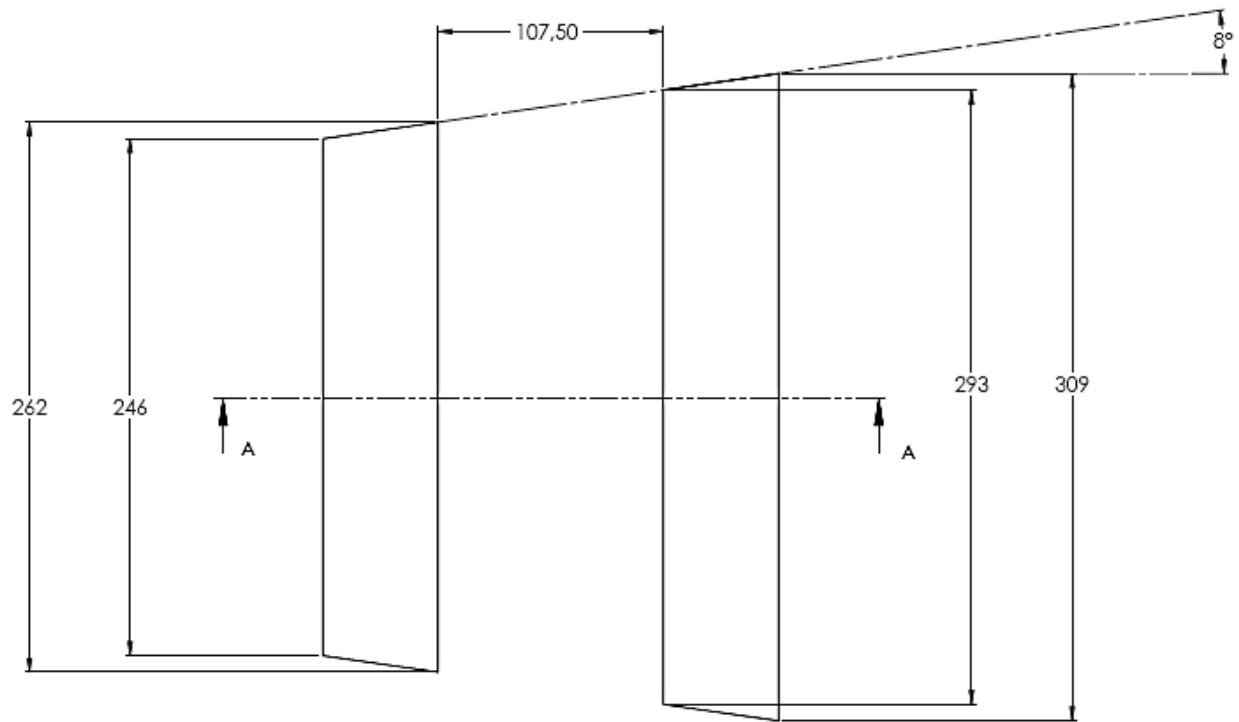
TF [ ] x [ ] Designación  
t: Espesor (mm)  
Dn: Diámetro nominal (in)  
Tubo para fluidos

## ANEXO 2. PLANOS



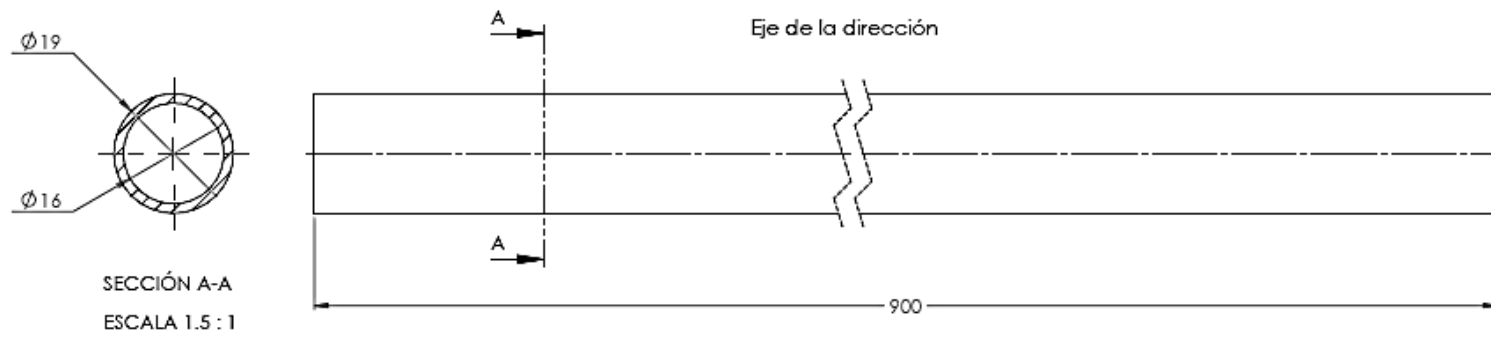
Material: Tubería NPS 3/4" SCH 40  
 Cordón de soldadura continua SMAW AWS E7018  
 Tolerancias no especificadas: ISO 2768 m

Fecha	11/06/2013	María Alejandra Pulgarín Arias Juan David Zabala G.	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA Facultad de Ingeniería Mecánica
Escala	1:12	Estructura del vehículo	
Medidas	mm		
			Plano No.: 1
			Vehículo Supermileage

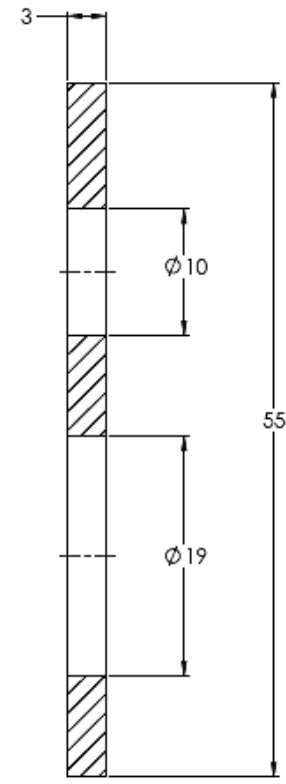
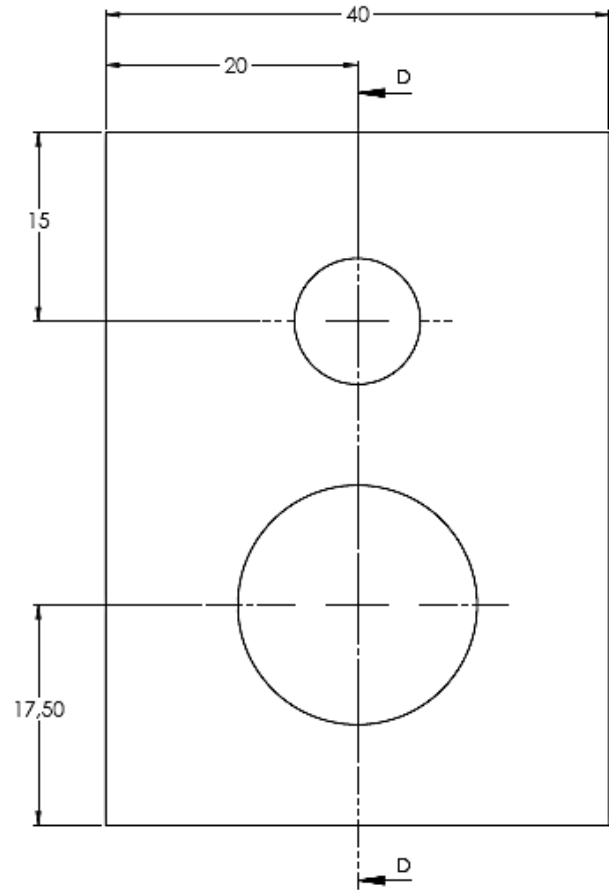


SECCIÓN A-A

	Fecha 17/06/2013	María Alejandra Pulgarín Arias Juan David Zabala G.	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA Facultad de Ingeniería Mecánica
Escala 1:2	Base para el motor		Plano No.: 2
Medidas mm			Vehículo <i>Supermileage</i>



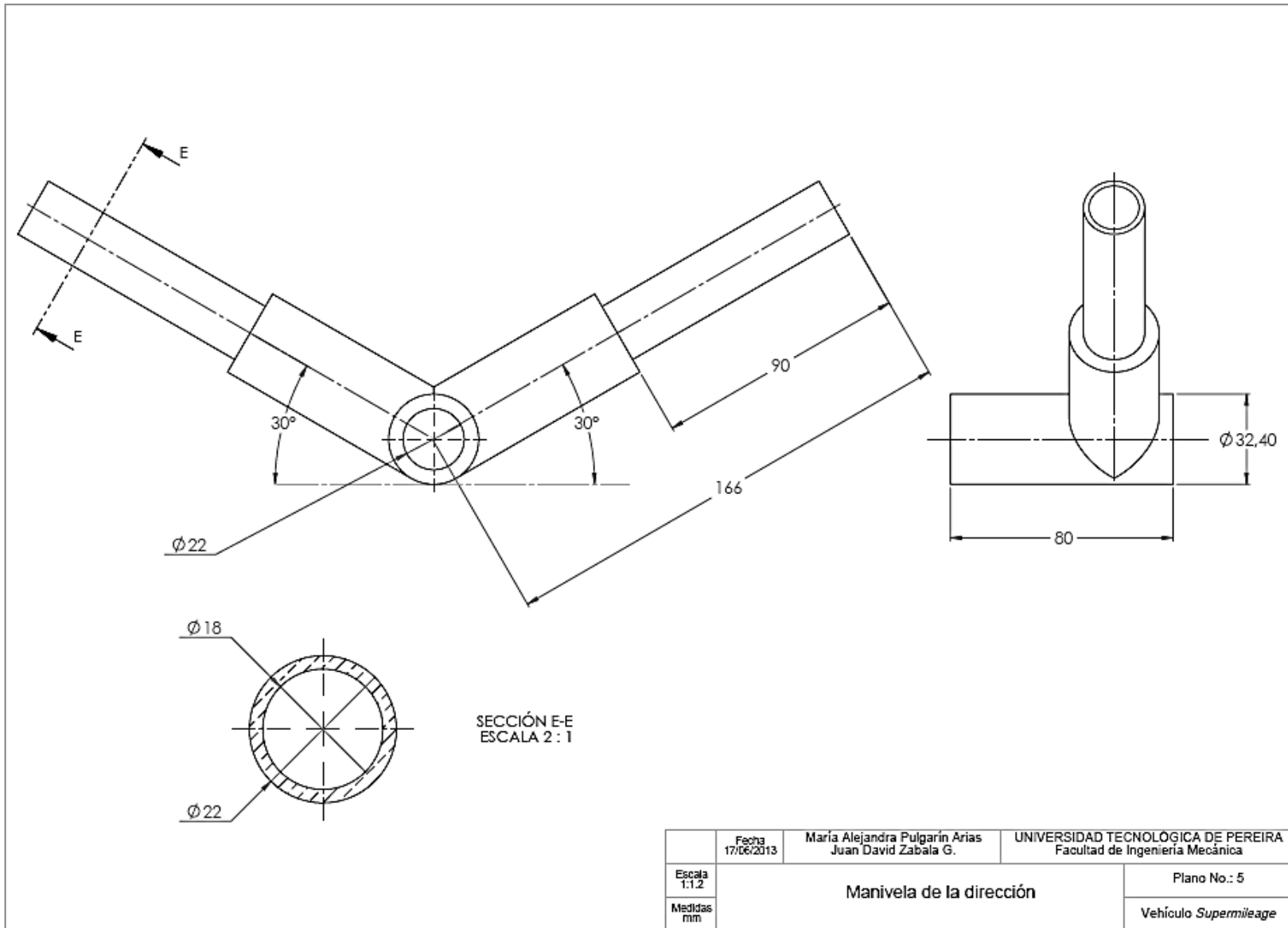
Fecha	17/06/2013	María Alejandra Pulgarín Arias Juan David Zabala G.	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA Facultad de Ingeniería Mecánica
Escala	Partes de la dirección del vehículo		Plano No.: 3
Medidas mm			Vehículo <i>Supermileage</i>

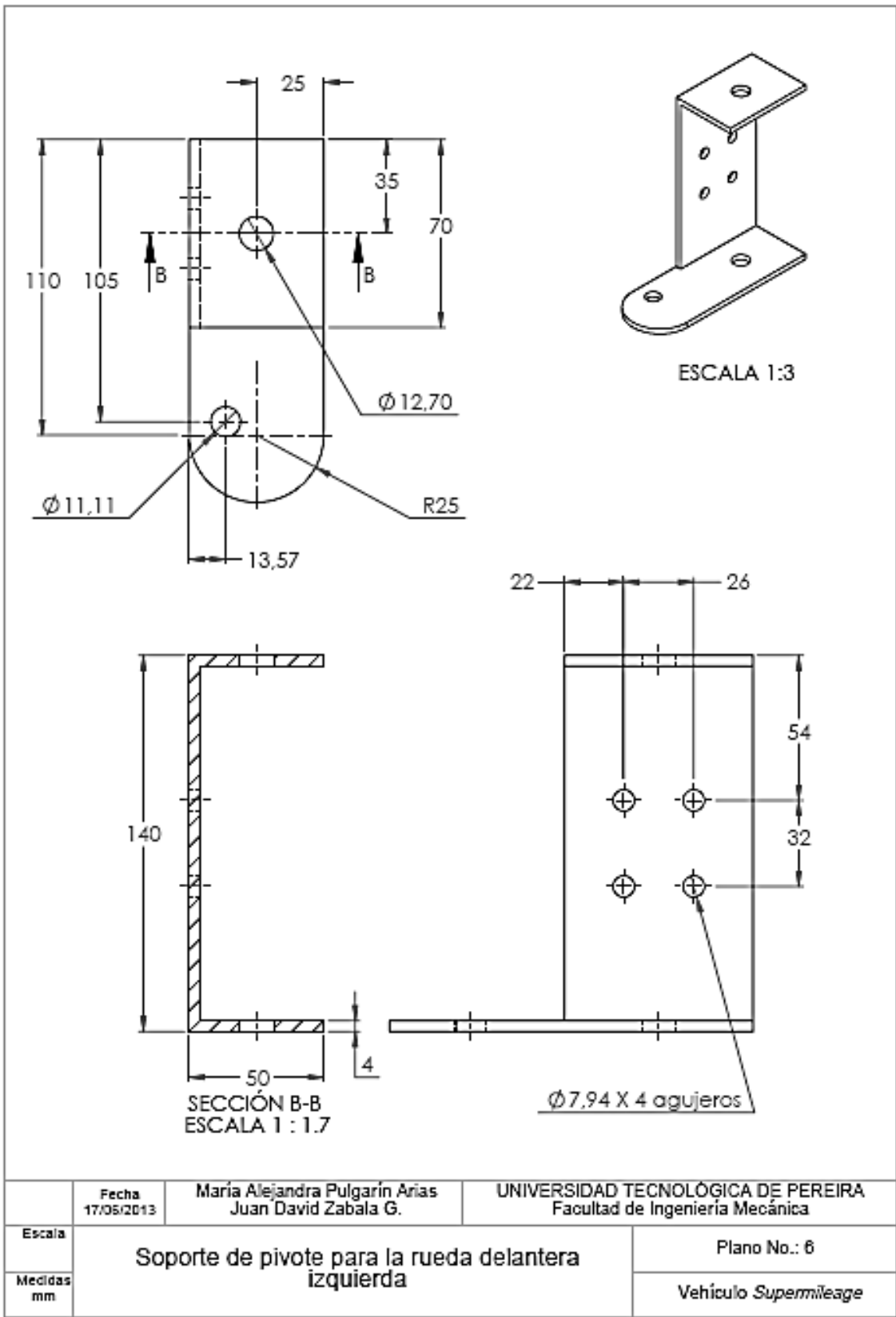


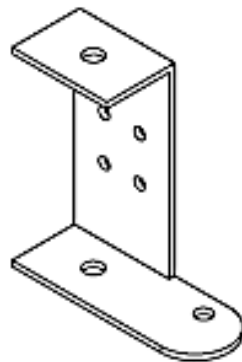
SECCIÓN D-D  
ESCALA 3 : 1

	Fecha 17/06/2013	María Alejandra Pulgarín Arias Juan David Zabala G.	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA Facultad de Ingeniería Mecánica
Escala 3:1	Brazo de la dirección		Plano No.: 4
Medidas mm			Vehículo <i>Supermileage</i>

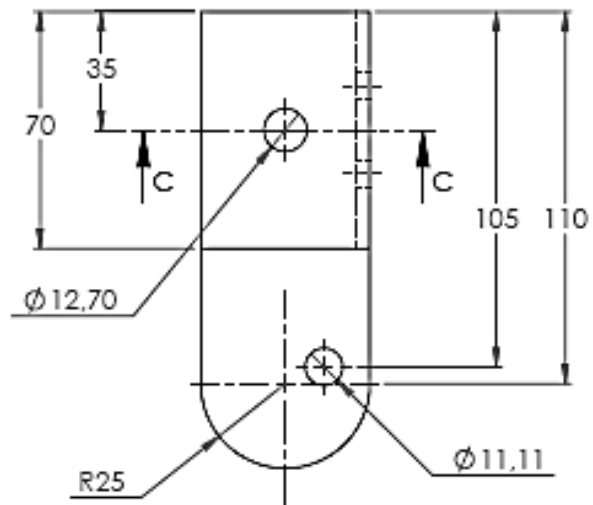








ECALA 1:3

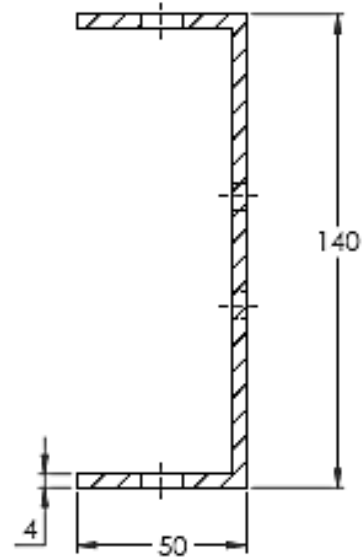


22 26

54

32

$\phi 7.94$  X agujeros



SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 1.7

	Fecha 17/05/2013	María Alejandra Pulgarín Arias Juan David Zabala G.	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA Facultad de Ingeniería Mecánica
Escala 1:1.7	Soporte de pivote para la rueda delantera derecha		Plano No.: 7
Medidas mm			Vehículo <i>Supermileage</i>