



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

MODELAMIENTO Y DISEÑO DE UN VEHÍCULO MOVIDO POR POTENCIA COMBINADA HUMANA-ELECTRICA

Ing. Gonzalo Rojas Soto

Universidad Nacional de Colombia
Facultad de Ingeniería, Departamento de Mecánica y Mecatrónica
Bogotá D.C., Colombia

2013

MODELAMIENTO Y DISEÑO DE UN VEHÍCULO MOVIDO POR POTENCIA COMBINADA HUMANA-ELECTRICA

Ing. Gonzalo Rojas Soto

Tesis presentada como requisito parcial para optar al título de:

Magister en Ingeniería Mecánica

Director (a):

Ph.D. Nelson Arzola de la Peña

Línea de Investigación:

Diseño

Grupo de Investigación:

OPTIMUN

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Mecánica y Mecatrónica

Bogotá D.C., Colombia

2013

Hemos hecho un trabajo tan pésimo en lo que respecta a administrar nuestro planeta que deberíamos tener mucho cuidado antes de tratar de administrar otros.

Carl Sagan

Agradecimientos

Quiero agradecerle a mi esposa Flor por toda su paciencia y amor y a mis padres Gonzalo y Blanca por su apoyo incondicional. Igualmente a mis hermanos Carlos Javier, Diana Marcela y Fabián Andrés, a mis tías Elvia y Amanda y en general a toda mi familia por sus consejos.

De manera especial a mis profesores por compartirme de forma tan desinteresada su conocimiento.

Resumen

En el presente trabajo, mediante el empleo de herramientas modernas de ingeniería, se aborda el diseño de un vehículo unipersonal amigable con el medio ambiente y que representa a su vez una alternativa intermedia entre la movilidad de una motocicleta y el confort y seguridad de un sedan.

El proceso del diseño se inicia con una revisión del estado del arte del modelamiento matemático de sistemas dinámicos y de los procesos de optimización en ingeniería de vehículos similares, a continuación se establecen las especificaciones de ingeniería que el nuevo vehículo debe cumplir. En un segundo paso se modelan los principales subsistemas que conforman el vehículo permitiendo predecir su respuesta bajo diferentes condiciones de operación. Estos modelos también sirven para evaluar las funciones objetivo en un proceso de optimización de la suspensión, lo que permite encontrar la combinación de parámetros que garanticen la mejor relación entre maniobrabilidad y confort.

Finalmente, se realiza el diseño detallado de los diferentes componentes del vehículo apoyado en el análisis por elementos finitos y en el diseño para su manufactura. Este proceso de diseño para manufactura tiene como propósito disminuir la cantidad de componentes y reducir los costos de manufactura y ensamble.

Palabras clave: Dinámica de vehículos, Modelamiento matemático, Procesos de optimización, Diseño de elementos de maquinas.

Abstract

This document deals with the design of a single-seater, environmental-friendly vehicle through the utilization of modern engineering tools, which offers an intermediate transport alternative between the agility of a motorcycle and the comfort and security of a sedan.

The design process starts with the revision of state of the art mathematical modeling of dynamic systems, the engineering optimization processes, and of similar vehicles, in order to set the specifications that the new vehicle must comply with. The second step is to model the vehicle's main subsystems in order to predict its behavior under diverse operating conditions. Such mathematical models will also be used to simulate the objective functionalities in a suspension optimization process, which will find the combination of parameters that will yield the best compromise between maneuverability and comfort.

Lastly, the vehicle's different components are designed in detail with basis on finite element analysis and in the manufacturing design itself, this manufacturing design aiming to reduce both the amount of components and overall manufacturing and assembling costs.

Key Words: Vehicle Dynamics, Mathematical Modeling, Optimization Processes, Machinery Elements Design.

Contenido

	Pág.
Lista de figuras.....	XIV
Lista de tablas	XVII
Lista de Símbolos y abreviaturas.....	XVIII
Introducción	1
1. Estado del Arte.....	5
1.1 Vehículos Alternativos.....	5
1.1.1 Vehículos eléctricos.....	5
1.1.2 Velomóviles	6
1.2 Sistemas que conforman un vehículo autopulsado	7
1.2.1 Chasis y carrocería.....	7
1.2.2 Sistema propulsor (motores y baterías)	10
1.2.3 Sistemas de suspensión.....	12
1.2.4 Sistema de frenos.....	13
1.2.5 Sistema de dirección	14
1.2.6 Sistemas auxiliares.....	15
1.2.7 Habitáculo.....	16
1.3 Modelamiento matemático del problema del vehículo	17
1.4 Técnicas de optimización multiobjetivo.....	19
2. Diseño conceptual	20
2.1 Planeación del producto.....	22
2.2 Despliegue de la Función de Calidad	22
2.2.1 Identificar a los consumidores.....	22
2.2.2 Requerimientos del cliente.....	23
2.2.3 Determinar la importancia relativa de los requerimientos.....	25
2.2.4 Análisis de la competencia	26
2.2.5 Selección de las especificaciones de diseño	26
2.2.6 Influencia de las especificaciones de diseño.....	30
2.2.7 Interrelaciones entre especificaciones de diseño.....	31
2.3 Análisis funcional.....	31
2.3.1 Depuración funcional	31
2.3.2 Análisis funcional.....	33
2.4 Mapeo función concepto	33
2.4.1 Soporte estructural	33
2.4.2 Amortiguación y suspensión	34
2.4.3 Dirección.....	35
2.4.4 Frenado	36
2.4.5 Almacenamiento de energía	37
2.4.6 Conversión de energía.....	37

2.4.7	Potencia disponible	37
2.4.8	Conversión de torque	38
2.4.9	Estabilidad.....	39
2.4.10	Sistemas Auxiliares e instrumentación	40
2.5	Integración de conceptos	41
2.6	Evaluación de conceptos	42
2.7	Transmisión del concepto general dominante y arquitectura del vehículo	44
2.7.1	Chasis y Carrocería.....	44
2.7.2	Suspensión	46
2.7.3	Dirección	46
2.7.4	Sistema de potencia.....	47
3.	Simulación y modelamiento matemático	48
3.1	Modelo de dinámica vertical para una rueda.....	49
3.2	Modelo para la suspensión	53
3.2.1	Modelo de 1/4 de vehículo	54
3.3	Modelo de vehículo de siete grados de libertad	55
3.3.1	Modelo de dirección y giro.....	58
3.3.2	Modelo de frenado	65
3.4	Modelo general de siete grados de libertad.....	68
3.5	Validación de los modelos	71
3.5.1	Condición de equilibrio estático	71
3.5.2	Balaceo para diferentes velocidades en giro constante	72
3.5.3	Doble cambio de carril.....	73
3.5.4	Convergencia	75
3.6	Simulación bajo diferentes condiciones	75
3.6.1	Modelo de 14 de vehículo:	75
3.6.2	Cinemática general del vehículo.....	77
4.	Proceso de optimización de la suspensión	83
4.1	Variables del proceso de optimización	84
4.2	Funciones objetivo	85
4.2.1	Confort de viaje	85
4.2.2	Maniobrabilidad	86
4.3	Restricciones	87
4.3.1	Frecuencia	87
4.3.2	Relación entre las frecuencias de viaje	88
4.4	Proceso de optimización	88
4.5	Ajuste del proceso de optimización	89
4.6	Formulación del problema de optimización	91
4.7	Análisis de la solución óptima	93
4.7.1	Confort	94
4.7.2	Maniobrabilidad	95
4.8	Proceso de optimización alternativo.....	96
4.8.1	Parámetros.....	96
4.8.2	Funciones objetivo y restricciones	97
4.8.3	Formulación del proceso de optimización alternativo	98
4.8.4	Resultados	98
4.8.5	Comparación de resultados.....	99
5.	Diseño detallado	100

5.1	Sistema de suspensión	100
5.1.1	Brazos A de la suspensión	100
5.1.2	Amortiguadores y resortes	100
5.1.3	Diseño de la barra antibalaneo	105
5.1.4	Selección del rin y de la rueda	108
5.2	Tren de potencia	109
5.2.1	Selección del motor	109
5.2.2	Transmisión	111
5.2.3	Componentes eléctricos del tren de potencia	116
5.3	Sistema de dirección y frenos	117
5.3.1	Sistema de dirección	117
5.3.2	Sistema de frenos	123
5.4	Chasis	124
5.4.1	Análisis Estático	126
5.4.2	Torsión dinámica	129
5.4.3	Flexión dinámica	131
5.4.4	Diseño de las uniones soldadas	132
5.5	Carrocería	133
5.6	Habitáculo	135
5.7	Diseño orientado a manufactura	136
5.7.1	Evaluación de ensamble	137
5.7.2	Evaluación de fabricación	140
5.8	Evaluación del diseño final	143
5.8.1	Evaluación funcional	143
5.8.2	Evaluación de desempeño	146
5.8.3	Contaminación y disposición final de Velomóviles en desuso	146
6.	Conclusiones y trabajo futuro	149
6.1	Conclusiones finales	149
6.2	Trabajo futuro	151
A.	Anexo: Matriz de importancia	152
B.	Anexo: Despliegue de la función de calidad	153
C.	Anexo: Benchmarking	154
D.	Anexo: Lista de posibles soluciones	157
E.	Anexo: Evaluación de conceptos	163
F.	Anexo: Diagrama de bloques	164
G.	Anexo: Codigos Matlab	172
	Bibliografía	175

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1-1: Tesla Roadster.....	6
Figura 1-2: Aerorider.....	6
Figura 1-3: Go-one y LEIBA hybrid.....	7
Figura 1-4: Ejemplo de un chasis tubular.....	8
Figura 1-5: Ejemplo de chasis semi monocoque y monocoque.....	9
Figura 1-6: Ejemplo de simulación de flujo computacional en 3D	10
Figura 1-7: Motor DC 24-45 V 3.8 HP continuos.....	11
Figura 1-8: Disco de freno y mordazas.....	14
Figura 1-9: Sistema de dirección.....	14
Figura 1-10: Habitáculo y Timón de un auto de carreras.....	17
Figura 2-1: Proceso de diseño de sistemas complejos.....	21
Figura 2-2: Diagrama de caja negra del vehículo.....	31
Figura 2-3: Diagrama de caja gris del vehículo.....	32
Figura 2-4: Árbol de clasificación de concepto soporte estructural.....	34
Figura 2-5: Árbol de clasificación de concepto de amortiguación y estabilidad.....	34
Figura 2-6: Árbol de clasificación de concepto dirección.....	35
Figura 2-7: Árbol de clasificación de concepto de frenado.....	36
Figura 2-8: Árbol de clasificación de concepto almacenamiento de energía.....	37
Figura 2-9: Árbol de clasificación de concepto conversión de energía.....	38
Figura 2-10: Árbol de clasificación de concepto potencia disponible.....	38
Figura 2-11: Árbol de clasificación de concepto conversión de torque.....	39
Figura 2-12: Árbol de clasificación del concepto de estabilidad.....	39
Figura 2-13: Posición del ocupante dentro del vehículo.....	45
Figura 2-14: Disposición general de los principales componentes del vehículo.....	46
Figura 2-15: Aspecto general de una suspensión de paralelogramos deformables..	47
Figura 2-16: Sistema de dirección.....	47
Figura 2-17: Sistema de potencia.....	47
Figura 3-1: Modelo de dinámica vertical para una rueda.....	49
Figura 3-2: Diagrama de bloques para el modelo vertical de una rueda.....	51
Figura 3-3: Rueda superando un escalón.....	52
Figura 3-4: Sistema dinámico para $\frac{1}{4}$ de vehículo.....	53
Figura 3-5: Constante elástica aparente del resorte del amortiguador.....	54
Figura 3-6: Diagrama de bloques para el modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo.....	55
Figura 3-7: Diagrama de cuerpo libre para el modelo de 7 grados de libertad.....	56
Figura 3-8: Velocidad de un punto B en un cuerpo rígido.....	57
Figura 3-9: Centros de balanceo y eje de balanceo.....	60

	Pág.
Figura 3-10: Características dinámicas del vehículo.....	60
Figura 3-11: Diagrama de cuerpo libre para el momento de giro causado por las fuerzas de fricción laterales en las ruedas	62
Figura 3-12: Diagrama de bloque para la suma de momentos del sistema de dirección y giro.....	64
Figura 3-13: Diagrama de bloques de un sistema rueda-suspensión para el modelo de barra estabilizadora.....	64
Figura 3-14: Diagrama de cuerpo libre para frenado.....	65
Figura 3-15: Diagrama de bloques para el sistema de aceleración.....	67
Figura 3-16: Diagrama de bloques para la función de acople de vehículo con siete grados de libertad.....	70
Figura 3-17: Posición vertical de los ejes al alcanzar el equilibrio estático....	72
Figura 3-18: Desplazamiento vertical del chasis.....	72
Figura 3-19: Angulo de balanceo para diferentes velocidades en el modelo dinámico de siete grados de libertad.....	73
Figura 3-20: Angulo de balanceo del chasis.....	74
Figura 3-21: Posición para entrada sinusoidal $A = 0.2$ m, $w = 18$ rad/s.....	77
Figura 3-22: Fuerzas en la suspensión para entrada sinusoidal $A = 0.2$ m, $w = 18$ rad/s.....	77
Figura 3-23: Rotación de vehículo en el plano longitudinal.....	78
Figura 3-24: Rotación del vehículo en el plano transversal.....	80
Figura 3-25: Transferencia de carga y fuerzas en los amortiguadores y los resorte de la suspensión.....	81
Figura 3-26: Aceleraciones sobre el conductor.....	82
Figura 4-1: Relación entre la carga vertical y el agarre en una rueda.....	86
Figura 4-2: Frente optimo final con valores adimensionales.....	92
Figura 4-3: Frente optimo final con valores reales.....	92
Figura 4-4: Transmisibilidad transversal para diferentes velocidades.....	95
Figura 4-5: Resultados del proceso de optimización alternativo.....	98
Figura 5-1: Transmisibilidad del sistema de suspensión.....	105
Figura 5-2: Geometría básica de la barra antibalanceo.....	105
Figura 5-3: Sistema de suspensión delantero y barra antibalanceo.....	108
Figura 5-4: Fuerzas principales que actúan sobre un vehículo.....	109
Figura 5-5: Eje de transmisión.....	112
Figura 5-6: Sistema de cargas en el eje.....	113
Figura 5-7: Diagramas de cortante y momentos flectores en el eje.....	114
Figura 5-8: Tren de potencia.....	116
Figura 5-9: Geometría de giro de Ackerman.....	118
Figura 5-10: Paralelogramo articulado y ángulo de Ackerman.....	119
Figura 5-11: Ángulos de camber y convergencia.....	120
Figura 5-12: Angulo de salida.....	120
Figura 5-13: Disposición de la columna de dirección segmento A.....	122
Figura 5-14: Sistema de dirección.....	122
Figura 5-15: Sistema de freno delantero.....	123
Figura 5-16: Chasis.....	124
Figura 5-17: Dimensiones básicas en milímetros de la suspensión.....	127
Figura 5-18: Diagramas de cuerpo libre y de fuerzas del eslabón A.....	127
Figura 5-19: Diagramas de cuerpo libre y de fuerzas en el elemento B.....	128

	Pág.
Figura 5-20: Deformación estática del chasis.....	128
Figura 5-21: Solución nodal para la deformación del chasis sometido a un obstáculo de 50 mm en la rueda delantera izquierda.....	130
Figura 5-22: Solución para esfuerzos de von Mises.....	130
Figura 5-23: Suma vectorial de desplazamientos para el chasis sometido a la prueba de flexión.....	131
Figura 5-24: Solución nodal para el esfuerzo de Von Mises.....	132
Figura 5-25: Máximo triángulo Isósceles inscribible en el cordón de soldadura.....	133
Figura 5-26: Carrocería.....	135
Figura 5-27: Cinturón fijo de 5 puntos.....	136
Figura 5-28: Silla reclinable Cobra Sidewinder.....	136
Figura 5-29: Diseño inicial para los paneles laterales de la carrocería.....	142
Figura 5-30: Diseño inicial para la cabina.....	142
Figura 5-31: (a) Posición inicial de los soportes del eje de transmisión. (b) Posición final de los soportes del eje de transmisión.....	142

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 2-1: Combinación de criterios.....	43
Tabla 3-1: Propiedades de la suspensión y del vehículo para simular el doble cambio de carril.....	74
Tabla 3-2: Propiedades de la suspensión y del vehículo para simulación.....	76
Tabla 4-1: Valores para las variables de la suspensión.....	91
Tabla 4-2: Valores de los parámetros para la suspensión óptima.....	93
Tabla 4-3: Valores para diferentes tipos de perfil de pavimentos.....	94
Tabla 4-4: Nuevos valores de la suspensión.....	99
Tabla 4-5: Valores para las restricciones de las soluciones óptimas.....	99
Tabla 5-1: Constantes de diseño para los resortes de la suspensión.....	101
Tabla 5-2: Valores de diseño de los resortes de la suspensión	103
Tabla 5-3: Características de diseño de las barras antibalaneo delantera y trasera	107
Tabla 5-4: Requerimientos de potencia del motor.....	111
Tabla 5-5: Posiciones de las masas y del centro de gravedad dentro del chasis.....	125
Tabla 5-6: Modelo de costos del velomóvil.....	141
Tabla 5-7: Evaluación de desempeño.....	147

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
AC	Corriente alterna	A	
A_{fron}	Area frontal del vehículo	m^2	Ec. (5-18)
a	Aceleración lineal	m/s^2	Ec. (3-8)
a	Distancia del eje delantero al centro de gravedad	m	Fig. 3-10
b	Distancia del eje trasero al centro de gravedad	m	Fig. 3-10
b	Longitud brazo de la suspensión	m	Fig. 3-19
C	Coeficiente de amortiguación	Ns/m	Ec. (3-1)
C	Índice del resorte		Ec. (5-2)
C_{aer}	Coeficiente aerodinámico		Ec. (5-18)
C_f	Factor por acabado superficial		Ec. (5-16)
C_r	Factor por confiabilidad		Ec. (5-16)
C_{rr}	Coeficiente de rodadura de la rueda		Ec. (5-19)
C_s	Factor de tamaño		Ec. (5-16)
C_w	Factor por soldadura		Ec. (5-16)
c	Medio ancho de vía	m	Fig. 3-14
D	Diámetro del alambre	m	Ec. (5-2)
D	Diámetro del eje	m	
DC	Corriente directa	A	
E	Modulo de rigidez	MPa	Ec. (5-13)
F	Fuerza	N	Ec. (3-6)
F_{Vien}	Fuerza de arrastre aerodinámico	N	Ec. (5-18)
F_{rr}	Fuerza de resistencia a la rodadura	N	Ec. (5-19)
F_n	Fuerza normal	N	Ec. (5-20)
F_{arr}	Fuerza de arrastre	N	Ec. (5-21)
G	Modulo de corte	GPa	Ec. (5-4)
g	Aceleración de la gravedad	m/s^2	Ec. (3-1)
h	Altura del escalón	m	Fig. 3-6
h_1	Brazo de la barra antibalanceo	m	Fig. 5-2
I_{xx}	Inercia rotacional	$Kg m^2$	Ec. (3-2)
I	Momento polar de inercia	$Kg m^2$	Ec. (5-13)
K	Coeficiente elástico	N/m	Ec. (3-1)
K_{sb}	Coeficiente de condición de operación		Ec. (5-34)
K_{st}	Coeficiente de condición de operación a torque		Ec. (5-34)
L	Longitud	m	Ec. (3-11)
L_t	Media longitud de la barra antibalanceo	m	Fig. 5-2
M	Momento flector	Nm	Fig. 5-7

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
m	Masa	Kg	<i>Ec. (3-1)</i>
N	Factor de seguridad		<i>Ec. (5-2)</i>
N_a	Número de espiras activas del resorte		<i>Ec. (5-4)</i>
N_t	Número de espiras totales del resorte		<i>Ec. (5-5)</i>
P	Carga	N	<i>Ec. (5-2)</i>
ρ	Arrollamiento del resorte	mm	<i>Ec. (5-7)</i>
R	Radio de la rueda	m	<i>Fig. 3-6</i>
R	Fuerza de reacción	N	<i>Fig. 3-19</i>
R	Radio medio del resorte	m	<i>Ec. (5-3)</i>
r	Radio del brazo de la barra antibalaneo	m	<i>Fig. 5-2</i>
s	Deformación de la barra antibalaneo	mm	<i>Ec. (5-12)</i>
S_{syp}	Esfuerzo de cedencia a corte	MPa	<i>Ec. (5-2)</i>
S'_{se}	Esfuerzo de cedencia de fatiga a corte	MPa	<i>Ec. (5-2)</i>
S_u	Resistencia ultima	MPa	<i>Ec. (5-15)</i>
S'_u	Limite de fatiga	MPa	<i>Ec. 5-32)</i>
S'_e	Esfuerzo limite de fatiga	MPa	<i>Ec. (5-15)</i>
T	Transmisibilidad		<i>Ec. (4-10)</i>
T	Torque	Nm	<i>Fig. 5-7</i>
T_t	Transmisibilidad transversal		<i>Ec. (4-12)</i>
t	Tiempo	s	<i>Ec. (4-2)</i>
V_{car}	Velocidad del carro	m/s	<i>Ec. (5-18)</i>
V_{vient}	Velocidad del viento	m/s	<i>Ec. (5-18)</i>
z	Dirección vertical		

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
α	Angulo	Rad	<i>Ec. (3-2)</i>
α	Angulo de Ackerman exterior	Rad	<i>Ec. (5-36)</i>
α	Angulo de suspensión	Rad	<i>Fig. 5-33</i>
β	Angulo de Ackerman interior	Rad	<i>Ec. (5-37)</i>
β	Angulo de suspensión	Rad	<i>Fig. 5-34</i>
θ	Angulo de cabeceo	Rad	<i>Ec. (3-8)</i>
ρ	Angulo de balanceo	Rad	<i>Ec. (3-20)</i>
ϕ	Angulo de fase	Rad	<i>Ec. (3-33)</i>
ω	Velocidad angular	Rad/s	<i>Fig. 3-6</i>
ω	Frecuencia angular	Rad/s	<i>Ec. (3-33)</i>

Subíndices

Subíndice	Término
Ack	Ackerman
c.g.	Centro de gravedad
d	Delantera
d	Derecha
i	Izquierda
ns	Masa no suspendida
s	Masa suspendida

Subíndice	Término
t	Trasera

Introducción

Motivación del trabajo

La emisión de gases de combustión generada por los medios de transporte, es uno de los problemas asociados con la vida urbana que actualmente requiere de una mayor atención por parte de la sociedad, debido a sus implicaciones en la salud pública y en fenómenos tales como el calentamiento global. Para esto, se requiere que la sociedad asuma su responsabilidad y utilice racionalmente los recursos naturales disminuyendo el consumo de combustibles fósiles y reemplazándolos por otras fuentes de energía.

Actualmente existen diferentes maneras de conseguir el anterior objetivo, la primera es mediante el uso intensivo de medios masivos de transporte, otra es la utilización de vehículos ecológicos como la bicicleta; sin embargo es posible que factores como el clima, el terreno, la condición física o el solo deseo de expresar la individualidad de cada uno, hagan poco atractivas las anteriores alternativas. Esto causa la aparición de un nuevo mercado y de una clase de consumidores que buscan un medio de transporte más eficiente que el automóvil tradicional pero que ofrezca comodidad y seguridad, ya que la bicicleta o la motocicleta no las prestan completamente.

Es el momento para que la industria inicie el diseño de vehículos que ayuden a cumplir con estos propósitos, pero que al mismo tiempo contribuyan a solucionar los problemas de movilidad que aquejan a las grandes ciudades, vehículos que respondan a las verdaderas necesidades de transporte básico urbano, sin tamaños exagerados ni motores sobredimensionados que son capaces de llevar un automóvil a velocidades superiores a los 250 km/h cuando en realidad la mayor parte del tiempo están funcionando en vacío mientras están detenidos o desplazándose a una velocidad de 20 km/h en promedio [1].

Metodología

El presente trabajo expone el proceso de modelamiento y diseño de un vehículo propulsado con potencia humana y eléctrica; para lo cual se aplican herramientas modernas de ingeniería, incluyendo la simulación matemática de sistemas dinámicos, procesos de optimización multiobjetivo y el análisis estructural por elementos finitos.

El desarrollo del trabajo comienza con una revisión de las características y descripción tecnológica de productos similares. A partir de la información recopilada se desarrolla el proceso de diseño conceptual en el cual se analizan posibles configuraciones del producto, hasta seleccionar aquella que mejor cumpla con las especificaciones del diseño.

Una vez establecido el concepto general dominante, se procede con el modelamiento matemático de los principales sistemas que conforman el velomóvil y de una función de integración que represente la operación dinámica de éste como una unidad funcional completa. Con el anterior modelo, se implementa un proceso de optimización multiobjetivo, con el fin de encontrar la combinación de parámetros en la suspensión que permitan obtener las mejores prestaciones posibles. Finalmente en el diseño detallado se establecen y dimensionan las diferentes piezas y componentes de cada sistema del velomóvil.

Objetivo general

Modelar y diseñar un **velomóvil híbrido humano-eléctrico** que incorpore las principales características esperadas en un vehículo moderno autopropulsado, brindando buen desempeño, confiabilidad y ambientalmente seguro, manteniendo su costo dentro del presupuesto intermedio entre una motocicleta y un automóvil.

Objetivos específicos

- Generar modelos matemáticos para cada uno de los sistemas que conforman el vehículo y funciones de acoples entre ellos, que permitan simular el desempeño del vehículo en condiciones de operación.

- Simular computacionalmente cada sistema y el vehículo como un todo utilizando los modelos matemáticos desarrollados anteriormente y software especializado.
- Explorar y encontrar un diseño óptimo empleando una técnica de algoritmo heurístico.
- Realizar el diseño detallado del vehículo teniendo en cuenta los siguientes métodos:
 1. Diseño orientado a manufactura.
 2. Diseño orientado a ensamble.
 3. Diseño orientado al ambiente, no solo respecto de la utilización de energía, sino al reciclaje de los vehículos en desuso.

Estructura del documento

El primer capítulo analiza los sistemas que conforman un vehículo moderno y hace una descripción de las tecnologías actualmente empleadas en los sistemas que integran un automóvil. También se relacionan vehículos comercialmente disponibles de características similares al velomóvil desarrollado en el presente trabajo.

Un segundo capítulo, desarrolla el diseño conceptual del velomóvil. Primero se presenta el despliegue de la función de calidad, para lo cual se definen los requerimientos de diseño, que satisfacen las necesidades de los consumidores potenciales, y se determina para cada uno de estos su importancia relativa asignando valores objetivos. A continuación se establece la arquitectura general del diseño y se realiza el mapeo de las funciones-concepto, estableciendo combinaciones entre las posibles soluciones para los diferentes sistemas del vehículo. Finalmente, se evalúan las alternativas de diseño y se propone un concepto general dominante.

El tercer capítulo trata sobre el modelamiento matemático del comportamiento dinámico del velomóvil. En él se describe la respuesta del sistema como un todo bajo diferentes condiciones de operación. En este modelo general, se incorporan modelos de los sistemas fundamentales como la suspensión, la dirección y los frenos.

Se presenta en el cuarto capítulo la optimización multiobjetivo de la suspensión, la cual es una de las principales componentes del vehículo, para determinar una combinación de sus parámetros, que garanticen la mejor combinación entre maniobrabilidad y comodidad.

Diferentes combinaciones de valores de estos parámetros forman individuos que son evaluados frente a las funciones objetivo, definidas como el confort del ocupante y la maniobrabilidad del vehículo.

El quinto capítulo se refiere el diseño detallado de cada uno de los sistemas que componen el velomóvil, seleccionando y dimensionando componentes para que soporten las condiciones de operación, teniendo en cuenta los resultados obtenidos en los capítulos previos.

En el capítulo final se presentan las conclusiones y se plantean posibilidades de trabajo a futuro para perfeccionar tanto los modelos matemáticos como el diseño final.

1.Estado del Arte

Desde hace algunas décadas se han venido destinando cada vez más recursos para la investigación y el desarrollo de tecnologías en métodos alternativos de transporte, que sean complementarios a los vehículos propulsados mediante motores de combustión interna. Estos esfuerzos han dado como resultado diferentes clases de vehículos diseñados y desarrollados tanto por inventores únicos, como por equipos interdisciplinarios de diseño, mediante el empleo de todas las técnicas y herramientas disponibles en ingeniería. Entre estas podemos mencionar metodologías de diseño debidamente estructuradas, modelamiento y simulación matemática de componentes, sistemas de vehículo como un todo, simulación computacional de la aerodinámica, análisis por elementos finitos, diseño por computador y diseño para manufactura y reciclaje [2].

1.1 Vehículos Alternativos

Estos medios de transporte, presentes actualmente en el mercado son: los vehículos eléctricos (VE), los vehículos de celda de combustible (FCV), los vehículos híbridos (HV) y los velomóviles. Para cada tipo de estos vehículos es posible encontrar una gran variedad de diseños, desde los desarrollados en garajes por aficionados con apenas las condiciones básicas para operar, hasta modelos conceptuales con los últimos adelantos tecnológicos, pasando por sofisticados automóviles deportivos con todos los lujos y comodidades que comúnmente se encuentran en vehículos convencionales. Respecto de su configuración, es posible encontrar, vehículos unipersonales semejantes a naves espaciales, sedanes familiares, deportivos y vehículos utilitarios.

1.1.1 Vehículos eléctricos

Son los más parecidos en dimensiones y estilo a los automóviles convencionales, aunque no presentan emisiones contaminantes y son energéticamente más eficientes, pero sus dimensiones no contribuyen a mejorar las condiciones de movilidad.

En la Figura 1-1 se muestra un Tesla Roadster, vehículo eléctrico, fabricado por TESLA MOTORS de Palo Alto, California. Esta compañía cuenta con más de 800 empleados y tiene en su haber 15 patentes aprobadas y más de 100 patentes pendientes, sus vehículos se encuentran en más de 30 países.

Figura 1-1: Tesla Roadster [3].



1.1.2 Velomóviles

Se caracterizan por tener carrocería cerrada que protege del clima su único ocupante y mejora sus prestaciones aerodinámicas.

□ Aerorider

El Aerorider ilustrado en la Figura 1-2 es un triciclo con carrocería cerrada que protege al tripulante del clima, la posición recostada del conductor proporciona una mayor comodidad, incluye un motor y un banco de baterías que ofrecen asistencia para aceleración o trepada. Su autonomía depende de las condiciones de conducción y del terreno, esta puede estar entre los 20 y 80 km.

Figura 1-2: Aerorider [4].



□ **Go-one EVOLUTION**

El go-one evolution es básicamente un velomóvil operado únicamente con potencia humana. Sin embargo, es posible adquirir un sistema Bionx de 500 W de transmisión eléctrica asistida para proporcionar potencia adicional al subir cuestas o durante aceleraciones.

□ **Leiba HYBRYD**

El Leiba HYBRYD es fabricado por LEIBA, empresa alemana que fabrica velomóviles propulsados con potencia humana, ambientalmente amigables y sin emisión de gases, este modelo llamado precisamente hybrid incluye un sistema de potencia auxiliar eléctrico.

En las figuras 1-3 (a) ilustra el velomóvil go-one y 1-3 (b) el Leiba HYBRYD.

Figura 1-3: (a) Go-one 3; (b) Leiba HYBRYD [5, 6].



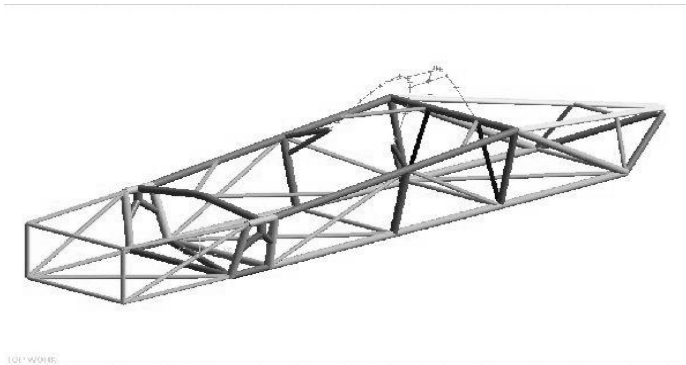
1.2 Sistemas que conforman un vehículo autopulsado

1.2.1 Chasis y carrocería

La eficiencia de cualquier clase de vehículo está directamente relacionada con su peso, cada kilogramo extra requiere para moverse de una cantidad de energía adicional que trae consigo más implicaciones de sobrepeso (aumenta el tamaño del banco de baterías); el chasis del velomóvil puede diseñarse de varias maneras, entre los principales encontramos: el tubular, Semi Monocoque y Monocoque.

El chasis tubular como el ejemplo de la Figura 1-4 es una estructura de tubos soldados o pegados que soporta los demás componentes del vehículo y al cual se le fija la carrocería. Para mantener el peso tan bajo como sea posible sin comprometer la seguridad del ocupante pueden utilizarse aleaciones de aluminio de calidad aeroespacial como la serie 2XXX (duraluminio), aleaciones de aluminio-cobre-níquel y aluminio-zinc (7XXX); también pueden utilizarse aleaciones de acero de alta resistencia como la aleación 4130 (cromo-molibdeno). El chasis debe tener la rigidez estructural suficiente para soportar el peso de la carrocería, del ocupante y de los demás componentes. También en el caso de colisión, varios de sus elementos estructurales deben deformarse plásticamente para absorber la mayor cantidad posible de la energía del impacto, mientras que otros componentes deben permanecer indeformados previniendo daños al ocupante y evitando que este quede atrapado. El empleo de materiales de alta resistencia permite diseñar los componentes estructurales con un menor espesor y consiguiente bajo peso, pero reteniendo una adecuada capacidad de absorción de energía.

Figura 1-4: Ejemplo de un chasis tubular [7].



En caso de un impacto, los elementos estructurales del chasis del velomóvil deben deformarse dentro de las restricciones geométricas impuestas por los componentes vecinos; comparativamente, la deformación y la energía absorbida por un componente estructural construido con un acero regular de un espesor dado y otro fabricado con un acero de alta resistencia de menor espesor son prácticamente las mismas, en simulaciones de impacto del parachoques de un automóvil se ha encontrado que “Hay una pequeña diferencia en la energía absorbida por el parachoques entre los dos materiales, la diferencia es del 4.4% al final de todo el procedimiento” [7].

En este diseño la carrocería puede construirse a partir de láminas de material compuesto como fibra de carbono, kevlar y fibra de vidrio; el espesor promedio de estos paneles es de 1.4 mm, estas láminas esta recubiertas por “una capa de pintura, una capa de poliuretano para una mejor absorción de la pintura y una capa de epoxi que facilita la adhesión al molde, además una capa endurecida de epoxi para la preparación de la superficie y evitar que las fibras queden al descubierto, tres capas de tejido y una capa aislante para resistencia a la humedad” [8], para unir las láminas a la estructura metálica del chasis y para unir las entre sí puede utilizarse adhesivo epóxico mas una capa adicional endurecida para prevenir la corrosión galvánica entre el metal y las fibras.

El diseño semi monocoque como el de la Figura 1-5 (a) consiste en mamparos y vigas de materiales compuestos para soportar los componentes del vehículo al cual se asegura un piso libre de cargas y el techo se fija al piso, en esta clase de diseño la superficie de la carrocería tiene refuerzos longitudinales que ayudan a soportar las cargas de operación.

La Figura 1-5 (b) expone un ejemplo de diseño monocoque que también incluye vigas y mamparos en fibra de carbono o fibra de vidrio con la diferencia principal que la superficie del monocoque es la que efectivamente soporta los componentes y los esfuerzos de operación, en el diseño de esta clase de chasis (o carrocería), la superficie debe ser lo suficientemente fuerte para mantener la estructura rígida manteniendo el peso lo más bajo posible. Una gran desventaja de los diseños semi y monocoque, es que presentan dificultades para fijar otros componentes, por ejemplo los anclajes y soportes de la suspensión.

Figura 1-5: Ejemplo de chasis semi monocoque (a) y monocoque (b) [10, 11].



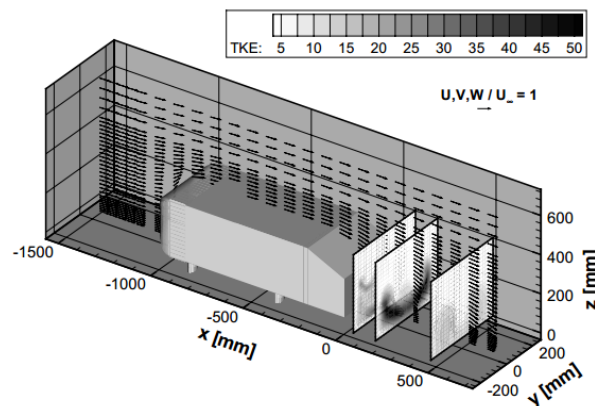
(a)

(b)

Otro aspecto importante a considerar en el diseño de la carrocería es la aerodinámica, un vehículo gasta una gran cantidad de energía al moverse a través del aire debido a los efectos de arrastre aerodinámico. Estas pérdidas están relacionadas principalmente con la separación del flujo de aire que crea vórtices de turbulencia, la fricción entre el aire y superficie de la carrocería, la pérdida de presión a lo largo de la carrocería debida a la capa límite y el arrastre de interferencia debido a imperfecciones en las uniones de los componentes de la carrocería; el arrastre aerodinámico se hace mayor al aumentar la velocidad y depende directamente del área frontal y de la superficie total del vehículo [12].

Los métodos de diseño aerodinámico junto con el software asociado se basan en modelos matemáticos con las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos y puede presentar gráficamente el flujo sobre la superficie del vehículo en dos o tres dimensiones como se ilustra en la Figura 1-6. El método empleado para describir el flujo y la distribución de cargas a bajas velocidades para la mayoría de geometrías está basado en la ecuación de Laplace la cual se utiliza en fluidos potenciales e incompresibles [13].

Figura 1-6: Ejemplo de simulación de flujo computacional en 3D [14].



1.2.2 Sistema propulsor (motores y baterías)

Los motores eléctricos utilizados en aplicaciones de vehículos eléctricos usualmente tienen una potencia entre 4 y 25 hp, con voltajes que se encuentran entre los 24 y 196 V, estos motores pueden ser DC ó AC. El motor DC más comúnmente usado se caracteriza por tener el inducido, el devanado y la carga conectados en serie, este motor tiene la ventaja de tener una alta eficiencia y bajo peso [15].

Otros motores DC utilizados son los motores de excitación compuesta con dos bobinados inductores independientes y los motores de excitación en paralelo cuyo bobinado inductor está conectado en paralelo con los otros bobinados. Un ejemplo de motor DC se ilustra en la Figura 1-7. En cuanto a los motores AC, los más comúnmente usados son los trifásicos de inducción aunque requieren de un control más complejo incluyendo un inversor, los motores AC trifásicos son más adecuados para terrenos con pendientes y colinas, permiten mover un mayor peso, utilizan la carga de la batería más eficientemente y permiten el empleo de frenos regenerativos [16].

Figura 1-7: Motor DC 24-45 V 3.8 HP continuos [17].



En la actualidad referido al transporte alternativo, uno de los principales temas de investigación está relacionado principalmente con el almacenamiento de la energía que incluye aspectos como el perfeccionamiento de las baterías y ultracapacitores: Los esfuerzos de desarrollo en este campo han conseguido baterías con razones potencia a energía almacenada mayores a 20 en carga y descarga y a un costo razonable [18]. Otros aspectos de desarrollo se enfocan en la obtención de nuevos electrolitos así como materiales para los electrodos; también son importantes los estudios sobre la influencia que los algoritmos de administración tienen en las condiciones de operación, seguridad, eficiencia y la vida útil de las baterías [19].

Las baterías en general y especialmente las utilizadas en vehículos eléctricos, se caracterizan por su ciclo de vida que “representa el número de ciclos de carga y descarga posibles antes de que pierda la capacidad de mantener una carga útil” [20], por su densidad de energía (HSE) que permite recorrer mayores distancias, por su densidad de potencia (HSP) que permite mejores aceleraciones y proporciona mayor capacidad para subir pendientes y por su eficiencia de energía. Desafortunadamente una batería con alta densidad de energía tendrá una baja densidad de potencia y viceversa.

El banco de baterías de un VE consiste en la unión de baterías individuales conectadas entre sí en serie y/o paralelo teniendo en cuenta que también es posible conectar baterías que tengan una alta densidad de energía con otras que tengan una alta densidad de potencia. Por lo que es necesario incorporar un sistema de administración y control “para una adecuada incorporación del sistema de baterías en el vehículo y como interface con el sistema de dirección” [21], que mantenga las baterías en óptimas condiciones de operación y “coordina las dos fuentes de energía, una con HSE y otra con HSP, de una manera en que las ventajas de cada una puedan ser utilizadas completamente” [22], así las baterías con una alta densidad de energía se utilizarían para mantener una velocidad de crucero, mientras que las baterías con una alta densidad de potencia se utilizarían durante las aceleraciones o mientras se sube por una cuesta, usualmente, el diseño de un banco de baterías es un compromiso entre estos requerimientos sin llegar a satisfacer adecuadamente ninguno de los dos.

Este sistema de administración y control debe encargarse de funciones principales como la administración eléctrica revisando el estado general de la batería y su estado de carga (SOC) e indicándola en el tablero de instrumentos, debe detectar el estado de marcha del vehículo y solicitar la potencia requerida al banco de baterías apropiado, también debe desconectar los bornes de las baterías en caso de falla [21] y debe encargarse de la administración térmica monitoreando la temperatura y eliminando el calor generado por las reacciones químicas, manteniendo las baterías dentro de los límites de temperatura adecuados, esto es muy importante debido a que “la temperatura tiene una influencia importante en la resistencia interna, y por consiguiente en las pérdidas que sufren las baterías. La diferencia de temperatura entre la batería más caliente y la más fría en el banco de baterías es un parámetro que debe ser cuidadosamente controlado” [23].

1.2.3 Sistemas de suspensión

La suspensión de un vehículo es básicamente un sistema de resortes y amortiguadores que unen la carrocería con las ruedas, y su función principal “es proveer suficiente aislamiento de las vibraciones en diferentes direcciones debidas a las imperfecciones de la vía, para obtener el nivel deseado de confort para el conductor y los pasajeros” [24], así como contribuir a la maniobrabilidad y estabilidad del vehículo al frenar o al realizar un giro.

Las suspensiones pueden clasificarse en pasivas, semiactivas/activas e interconectadas. Las suspensiones pasivas están constituidas por resortes y amortiguadores; las suspensiones semi-activas/activas incluyen elementos como resortes de aire y sistemas electrónicos que monitorean las condiciones de movimiento del vehículo y las suspensiones interconectadas que utilizan sistemas mecánicos, neumáticos e hidráulicos para amortiguar diferentes modos de vibración. Las suspensiones también pueden clasificarse por su diseño en: suspensiones dependientes en las que dos ruedas se mantienen paralelas mediante una viga (longitudinal o transversalmente) por ejemplo el sistema de barras Panhard y la conexión Watt; suspensiones semi-independientes en las que cada rueda puede moverse por separado pero la posición de una rueda tiene efectos sobre la posición de las otras, por ejemplo el sistema de barra de torsión y las suspensiones independientes en la que cada rueda puede moverse libremente respecto a las demás, por ejemplo el sistema Macpherson.

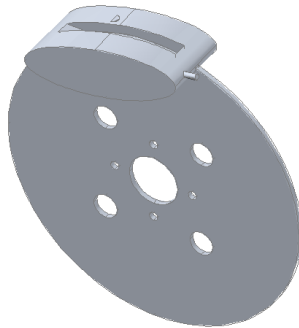
La suspensión del vehículo tiene relevancia tanto en su comportamiento lateral como en su comportamiento vertical. Para un correcto modelamiento matemático del sistema de suspensión de un vehículo es indispensable tener en cuenta el comportamiento dinámico real de la rueda, que actúa como un primer amortiguador además de que se “encarga de amortiguar completamente las señales de alta frecuencia provenientes de la calzada” [25], de tal manera que un modelo de estabilidad vertical que ignore esta cualidad de la rueda no podrá de ninguna manera arrojar resultados confiables.

1.2.4 Sistema de frenos

Como su nombre lo indica, el sistema de frenos tiene como objetivo detener la marcha del vehículo, disipando la energía cinética usualmente en forma de calor, el sistema de frenos puede ser de tambor giratorio conectado a la rueda la cual es detenida por la fricción producida por unas almohadillas metálicas. El otro sistema de frenos, más ampliamente utilizado es el freno de disco similar al ilustrado en la Figura 1-8 y consiste en un disco de metal o cerámica que gira solidariamente con la rueda y para detenerse emplea unas pinzas con pastillas de material de alta fricción que se cierran sobre las dos caras del disco simultáneamente.

En un vehículo eléctrico parte de la energía cinética adquirida durante el movimiento puede ser recuperada mediante el empleo de frenos regenerativos para ser reaprovechada más tarde. En estos frenos la energía cinética puede recuperarse principalmente de dos formas: utilizando el motor eléctrico como generador durante el frenado aprovechando la inercia de este para detener el vehículo, o la otra forma es mediante la utilización de materiales termo eléctricos que convierten el calor generado durante el frenado en energía eléctrica que es almacenada en el banco de baterías.

Figura 1-8: Disco de freno y mordazas [Autor].



1.2.5 Sistema de dirección

Se refiere al sistema utilizado para rotar las ruedas de dirección para seguir el camino deseado. La Figura 1-9 muestra un ejemplo del sistema de dirección. La mayoría de vehículos utilizan el sistema mecánico de cremallera y piñón, que consiste en un engranaje de dirección que gira el piñón de dirección que a su vez mueve la cremallera, esta última permite orientar recíprocamente las ruedas en la dirección deseada deslizándose transversalmente y mediante articulaciones en las ruedas.

Figura 1-9: Sistema de dirección [Autor].



Otros sistemas de dirección son: El sistema asistido, que es una mejora del sistema anterior mediante la utilización de elementos hidráulicos o eléctricos para multiplicar la fuerza ejercida por el conductor sobre el sistema de dirección, facilitando en gran medida cambiar la dirección de movimiento del vehículo; dirección en las cuatro ruedas (4WS) el cual funciona mediante la ayuda de un computador, en este sistema las cuatro ruedas giran al mismo tiempo, a bajas velocidades las ruedas delanteras y traseras giran en sentido contrario disminuyendo el radio de giro facilitando maniobras como el parqueo, y a altas velocidades las ruedas delanteras y traseras giran en el mismo sentido permitiendo cambios de dirección más eficientes y suaves. Finalmente el sistema de conducción por cable (Steering by wire) en el que los comandos de conducción son realizados por el conductor sobre un joystick electrónico, el cual envía señales a un computador que monitorea las condiciones generales de marcha del vehículo, es este computador quien finalmente ordena a los sistemas de dirección la acción que deben seguir mediante servomotores.

1.2.6 Sistemas auxiliares

Son sistemas diseñados para asistir al conductor y proporcionar seguridad facilitando la operación del vehículo. Entre los principales sistemas auxiliares encontramos los limpiaparabrisas; luces (altas y bajas, de posición, parqueo y direccionales) freno de mano, el tablero de instrumentos (debe incluir medidores de velocidad, estado de carga de las baterías, temperatura del banco de baterías, interruptores e indicadores de operación de diferentes subsistemas).

Otros sistemas auxiliares que si bien no tienen relación directa con la seguridad u operación, pero que pueden mostrarse como elementos que agregan valor en forma de confort a cualquier vehículo moderno son el sistema de aire acondicionado y el equipo de audio/radio. Estos sistemas son prácticamente de norma en todos los automóviles convencionales hoy en día, pero tienen la desventaja de aumentar el consumo de energía, disminuyendo la eficiencia de consumo de combustible sin aportar realmente al movimiento del tren de potencia.

1.2.7 Habitáculo

En el caso de los vehículos unipersonales el habitáculo es el lugar donde se encuentra el conductor y puede ser similar al ilustrado en la Figura 1-10 (a). Es diseñado para proporcionar el máximo confort, además de garantizar la mayor seguridad posible. Cuando se trata de vehículos para un solo ocupante y especialmente en el caso de velomóviles en los cuales el diseño estructural puede estar basado en chasises monocoque o semimonocoque, la seguridad del habitáculo se logra rodeándolo de una estructura tubular independiente del tipo de carrocería, que se encargará en caso de accidente de absorber la energía del impacto protegiendo al ocupante.

El máximo grado de desarrollo de habitáculos para vehículos monoplace se ha conseguido en los vehículos de la Fórmula uno. Para mantener un alto nivel de seguridad, el habitáculo del Fórmula 1 debe tener una apertura mínima de 85 cm lo que permite al piloto salir en menos de 5 segundos o de ser necesario ser extraído del vehículo con cinturones de seguridad puestos [26].

El asiento es en realidad un sistema rígido construido con fibra de carbono, poliéster y cuero, el cual incluye un sistema de apoyo para cabeza y cuello, head and neck support, (HANS) que evita que la cabeza del piloto salga lanzada hacia adelante y previene que la columna vertebral se alargue excesivamente en la región cervical, la sujeción al cuerpo se realiza mediante correas y un cinturón de seguridad de 5 o 6 puntos.

La posición tradicional del tripulante dentro del habitáculo es sentado con la espalda ligeramente inclinada hacia atrás, esta posición tiene la ventaja de permitir un diseño de carrocería relativamente bajo. En vehículos alternativos es común encontrar otros dos tipos de soluciones, la primera es recostar al tripulante hacia adelante con un grado de inclinación tal que permita el pedaleo y evite tener que colocar la cabeza echada hacia atrás, aunque esta posición tiene la desventaja de obligar a una carrocería muy alta y no es una posición natural; la segunda opción es recostado hacia atrás, la cual es la más utilizada por ser una pose más natural y facilita el pedaleo, permitiendo diseñar carrocerías muy bajas [27].

También es importante tener en cuenta la disposición de los instrumentos y controles de operación. Los primeros deben estar ubicados en una posición visible al conductor, preferiblemente al frente, deben ser grandes y de fácil lectura para minimizar el tiempo al mirarlos. Por su parte, los controles, deben quedar al alcance del conductor en posiciones naturales para disminuir la fatiga lo más posible y facilitar su accionar. Además deben estar agrupados de tal manera que puedan ser operados de manera intuitiva [28]. Por ejemplo la Figura 1-10 (b) ilustra este concepto mediante un ejemplo del timón de un auto de carreras de Formula 1.

Figura 1-10: (a) Habitáculo de un auto de carreras (b) Timón de un auto de carreras [29, 30].



1.3 Modelamiento matemático del problema del vehículo

El modelamiento matemático de los diferentes sistemas del vehículo puede desarrollarse entre muchas otras posibilidades mediante Gráficos de Unión (Bond Graph). Este método permite describir gráficamente cualquier clase de sistema dinámico, mediante el principio de conservación de la energía, en el cual cada unión entre componentes se representa mediante un flujo bidireccional de energía. En la técnica de gráficos de unión, la potencia se transmite entre los diferentes elementos mediante una combinación de esfuerzo y flujo [31].

En el caso particular de la simulación de un vehículo, el esfuerzo y el flujo representan las características particulares de la unión a modelar. Por ejemplo, en el caso de un resorte y su brazo de control, el esfuerzo y el flujo serían fuerza y razón; en el caso de dos engranajes estos serían torque y velocidad angular.

La unión de dos componentes se representa mediante las llamadas uniones de potencia. Estas pueden tener un valor de 0 cuando la suma de los flujos es cero y los esfuerzos son iguales (nodo) o puede tener el valor de 1 cuando los esfuerzos suman cero (esto es un balance de fuerzas). En estas uniones se tiene en cuenta que si un lado de la unión determina el esfuerzo instantáneo, el otro lado determinará el flujo instantáneo (relación simétrica de causalidad). Actualmente se ha desarrollado una técnica llamada Vector Bond Graph que facilita la descripción de la dinámica vehicular en tres dimensiones [32], para lo cual se implementa una librería especializada en el programa comercial 20-sim. También, es muy utilizado el enfoque multicuerpo (multibody system) el cual consiste en la modelación de cuerpos rígidos o flexibles junto con las uniones entre estos [33].

Estos métodos de simulación requieren de programas de computador especializados que pueden correrse desde computadores personales, presentan diferentes características según su enfoque (física, mecánica, forense) y casi todos tienen la posibilidad de incorporar librerías especializadas en el modelamiento de temas específicos como pueden ser la dinámica vehicular, la robótica, etc.; muchos de estos programas son comerciales como el anteriormente mencionado y otros de acceso libre como Open modélica, estos programas también cuentan con interfaces para comunicarse con otros programas como Matlab.

El comportamiento de un vehículo en cuanto a su dinámica lateral puede simularse de manera muy precisa sin necesidad de tener el diseño del sistema de dirección, únicamente conociendo los principales parámetros geométricos y dinámicos del vehículo y de la rueda. Entre estos, puede mencionarse el modelo TMeasy, el cual predice las fuerzas que actúan entre la rueda y el pavimento [34]. Sus resultados pueden emplearse en modelos de dinámica más complejos para simular el comportamiento de un vehículo en el plano horizontal.

En cuanto a la simulación del sistema de potencia en vehículos eléctricos, existen diferentes algoritmos desarrollados principalmente para determinar qué tipo de batería es mejor para una aplicación dada y simular las condiciones de operación (carga y descarga) del banco de baterías aunque es de aclarar que: “el desempeño de las baterías y la duración del tiempo de vida no han sido tenidos en cuenta en la mayoría de los algoritmos propuestos” [35].

1.4 Técnicas de optimización multiobjetivo

En el campo del diseño en ingeniería es frecuente encontrar situaciones en las que el producto a desarrollar deba cumplir con especificaciones contradictorias. Por ejemplo, las relaciones entre resistencia y peso (máxima resistencia, mínimo peso), y en muchas ocasiones otras relaciones no pueden determinarse de una manera simple, lo cual obliga al diseñador a tomar decisiones de compromiso entre éstas; dando como resultado que al tratar de solucionar una de estas especificaciones las otras se vean afectadas.

Un proceso de optimización se produce al realizar cambios en alguna característica de un sistema que tengan como resultado una mejora en la utilidad de dicho sistema sin perjudicar otras características [36]. El final del proceso de optimización se alcanza con el Óptimo de Pareto que se presenta cuando se llega a una condición en la que solo es posible obtener mejoras en una característica perjudicando otras. Este concepto de óptimo fue inicialmente propuesto por Francis Ysidro Edgeworth y luego fue generalizado por Vilfredo Pareto.

En términos matemáticos un problema de optimización multiobjetivo, se formula mediante funciones objetivo (una para cada característica), sujetas a restricciones y a un vector de optimización o variables de decisión. La solución del problema, será entonces una serie de puntos en los cuales cada mejora en una característica, implica una desmejora en al menos otra característica (conjunto de soluciones optimas).

Entre los métodos de solución para estos problemas de optimización se encuentran el método de intersección normal de fronteras (NBI), el método de limitaciones normales (NC) y los algoritmos evolucionarios de optimización multiobjetivos (MOEA). También es posible encontrar algoritmos basados en diferentes clases de fenómenos naturales como por ejemplo el algoritmo de recocido simulado (SA) que pretende emular el paso de una partícula en un sistema a alta temperatura y energía a un estado de baja temperatura y baja energía durante un proceso de recocido, este método está basado en la función de probabilidad de Boltzman [37].

2. Diseño conceptual

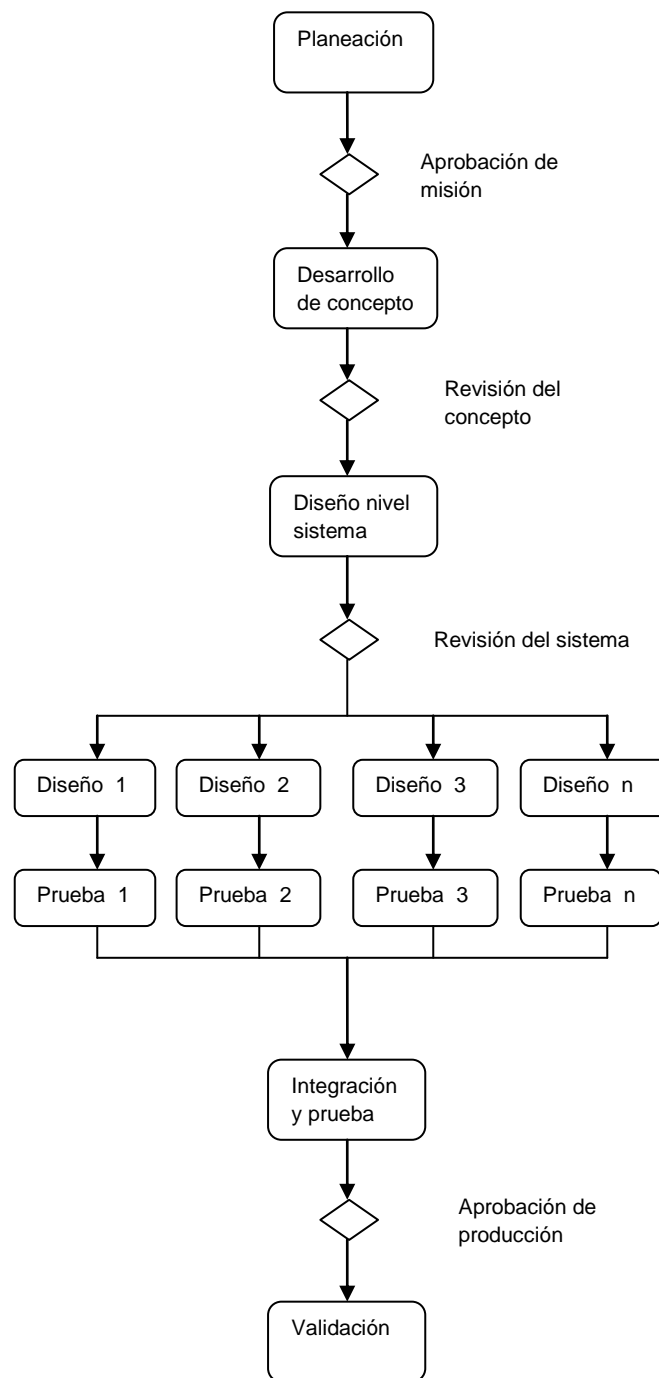
El proceso de diseño conceptual, es la primera y más importante etapa en el desarrollo de cualquier producto, pues es durante este que se definen aspectos, como el tipo de clientes y el mercado objetivo, las necesidades que se busca satisfacer y las características que debe poseer dicho producto. También es en esta etapa que se determina la duración del proyecto y se asignan los recursos necesarios para realizarlo.

Un proceso de diseño es básicamente una secuencia de pasos que permiten idear, diseñar y comercializar un producto mediante la participación coordinada de profesionales de diferentes especialidades. Un proceso de diseño estructurado permite establecer las etapas que se deben seguir para desarrollar el proyecto, así como los puntos de comprobación mediante los cuales se verifica el avance del mismo. El proceso de diseño también determina cómo y cuándo intervendrán todos los integrantes, así como las relaciones de jerarquía y las direcciones del flujo de la información existente entre ellos.

El diseño del vehículo híbrido es por definición el diseño de un sistema complejo, debido a la gran cantidad de componentes y subsistemas que lo conforman, para este tipo de productos en la fase de diseño de concepto se enfrentan diferentes alternativas que han sido consideradas en la etapa conceptual, de las cuales se elige aquella que reúna el mejor conjunto de características para pasar a la siguiente fase.

En el proceso de diseño de esta clase de producto, la fase de diseño de sistemas se divide para abarcar los diferentes subsistemas y a su vez los subsistemas se dividen en componentes. El diseño en esta etapa usualmente se realiza de forma simultánea mediante varios equipos de diseño como se muestra en la Figura 2-1, finalmente se adiciona una fase de integración de componentes y subsistemas.

Figura 2-1: Proceso de diseño de sistemas complejos [38].



2.1 Planeación del producto

Como su nombre lo indica “el proceso de planeación del producto se lleva a cabo antes de que sea formalmente aprobado un proyecto de desarrollo de producto, de que se apliquen los recursos sustanciales, y de que se forme un equipo de desarrollo más extenso” [38]. El desarrollo de un vehículo híbrido eléctrico-humano cae dentro de la definición de desarrollo de un producto tecnológico, su diseño reúne nuevas tecnologías aun en desarrollo con tecnologías ya probadas, dando como resultado un artículo novedoso para un mercado aún no explorado en Colombia, como es el de los vehículos ecológicos. Es importante recordar que el proceso de planeación es iterativo pues los resultados de cada etapa usualmente obligan a reconsiderar las decisiones tomadas en etapas previas.

2.2 Despliegue de la Función de Calidad

El desarrollo del Despliegue de la Función de Calidad (QDF) es una herramienta de diseño desarrollada en Japón y extendida al resto del mundo que permite optimizar el proceso de diseño y mejorando la calidad de los productos [39]. A continuación se describen los pasos ejecutados para esta técnica.

2.2.1 Identificar a los consumidores

El primer paso para desarrollar el QFD es identificar a los clientes y las necesidades que se les desea satisfacer. En este caso específico existen cuatro clientes, el primero a considerar es el usuario final, aquella persona que comprará y utilizará el vehículo para suplir sus necesidades básicas de transporte, el siguiente cliente que se consideró es el personal de ventas, encargado de ofrecer el vehículo al usuario, los otros dos clientes son el personal de manufactura encargado de la fabricación y ensamble del vehículo y finalmente el medio ambiente que es ignorado en la mayoría de las ocasiones. Los requerimientos de estos cuatro clientes en la mayoría de los casos se superponen y un requisito determinado puede ser beneficioso para más de un cliente, lo cual dificulta una clasificación específica de los requerimientos por tipo de cliente.

2.2.2 Requerimientos del cliente

Para determinar los requerimientos de cada uno de los clientes identificados anteriormente se deben responder las siguientes preguntas: ¿Cuáles son las necesidades de transporte básico urbano de hoy en día?, ¿Qué clase de vehículo se piensa desarrollar?, ¿En qué condiciones debe operar el vehículo propuesto?

Las necesidades de transporte básico urbano en las grandes ciudades colombianas de hoy en día pueden resumirse como transporte de personas, que portan un maletín, un paquete o una carga ligera a una velocidad media de 20 km/h (en horas pico) dos veces al día en un trayecto de no más de 40 km en promedio [1], con una velocidad máxima práctica de unos 60 km/h en una malla vial en regular estado de mantenimiento.

El vehículo propuesto es para un solo ocupante y por lo tanto debe ser pequeño para ocupar menos espacio aumentando así la cantidad de vehículos presentes en la vía antes de que esta alcance el número de saturación [40], con una carrocería cerrada para proteger al ocupante de las inclemencias de clima y un sistema de potencia lo más eficiente posible [41] que combine potencia humana y potencia eléctrica. Convirtiéndose en una alternativa intermedia entre la versatilidad de la motocicleta y el confort de un sedán. Adicionalmente, deberá ser de fácil mantenimiento, para que este pueda ser realizado en cualquier taller automotriz.

Los requerimientos que debe poseer el diseño para satisfacer las necesidades de los consumidores pueden clasificarse en requisitos de desempeño, de seguridad, de ergonomía, estéticos, de manufactura, costos y medio ambiente. Teniendo en cuenta estos parámetros los requisitos del consumidor serán [42]:

1. Rapidez: Que el vehículo sea capaz de mantener velocidades adecuadas al tráfico en la ciudad y alcanzarlas en poco tiempo.
2. Maniobrable: Hace referencia al menor radio de giro pared a pared (incluyendo las dimensiones exteriores de la carrocería) del vehículo, la habilidad para eludir obstáculos en la vía y facilidad para estacionar [43].
3. Bajo consumo de energía: Que proporcione una alta relación Distancia/energía aprovechándola de manera eficiente.

4. Posibilidad de operación sin pedaleo: Que el vehículo pueda operar y recargar sus baterías sin que necesariamente el ocupante tenga que pedalear.
5. Estable en rectas y curvas: Que el vehículo se mueva firmemente y sea fácil de controlar tanto al viajar por una recta como al girar.
6. Posibilidad de llevar equipaje: Incorporar un compartimiento para que el conductor pueda llevar los objetos que necesita para realizar sus labores.
7. Frenado regenerativo: Es la posibilidad de recuperar parte de la energía empleada para mover el vehículo.
8. Facilidad de manejo: Esta relacionado con la tendencia de giro, el gradiente de giro, el tiempo de respuesta de la dirección y el autocentrado de las ruedas de dirección al terminar un giro.
9. Bajo tiempo de recarga: Es el tiempo necesario para pasar desde un estado de descarga completa en el banco de baterías a un estado de carga completa.
10. Durabilidad: los elementos y componentes del vehículo deben tener una larga vida útil, minimizando reparaciones y mantenimiento.
11. Que posea características adicionales: Aumentando el confort y prestaciones del vehículo al permitirle al conductor la conexión de otros dispositivos electrónicos.
12. Que sea fácilmente visible: Se consigue mediante pintura de colores brillantes, luces de posición, etc. alertando a otros conductores y peatones de la presencia del vehículo.
13. Que posea seguridad activa: Como los cinturones de seguridad y elementos estructurales que se deforman disipando energía en caso de colisión [44].
14. Mínimo riesgo por baterías en caso de accidente: además del riesgo de una descarga eléctrica pueden contener materiales altamente tóxicos o inflamables que representan un gran riesgo para las personas cercanas y para el medio ambiente.
15. Fácil acceso al vehículo: Implica que se tenga suficiente espacio para entrar y salir del vehículo cómodamente.
16. Confortable: El vehículo debe poseer unas características ergonómicas que permitan una operación suave y cómoda para el ocupante, la ergonomía también se refiere a la disposición y facilidad de lectura de los diferentes indicadores además de una fácil operación del volante y diferentes controles en el vehículo.
17. Apariencia agradable: Aunque es muy difícil conseguir un diseño que guste a todos los posible consumidores, las líneas aerodinámicas y estilizadas siempre son bien consideradas por la mayoría de las personas.

18. Mínima cantidad de componentes a fabricar: Los componentes personalizados requieren de un gran esfuerzo de manufactura que implica tiempo y recursos aumentando el costo global del vehículo.
19. Máxima cantidad de componentes estandarizados: Los componentes estandarizados son producidos en masa por lo que su costo es relativamente bajo.
20. Facilidad de ensamble: tiene relación directa con el costo final del vehículo, a más pasos de ensamble más tiempo y mayor costo.
21. Mínimo costo de manufactura: El costo de manufactura incide directamente en el precio final de venta del vehículo. A menor costo, el vehículo estará al alcance del colombiano de clase media.
22. Mínimo costo de operación: A menores costos de operación el vehículo adquiere un mayor atractivo ante los ojos del consumidor especialmente sensible en un país como Colombia en el que se paga un elevado precio por la gasolina y el diesel.
23. Facilidad de disposición de vehículos en desuso: Es un requerimiento relacionado con el medio ambiente, materiales reciclables y/o biodegradables facilitan la destinación final de los vehículos descartados.
24. Que se pueda conducir en la oscuridad o bajo la lluvia: Permite conducir el vehículo en condiciones de poca o ninguna luz ambiental y la protección efectiva contra las inclemencias del clima constituye una gran diferencia respecto de las motocicletas.

2.2.3 Determinar la importancia relativa de los requerimientos

Para realizar este importante paso, los requerimientos deben compararse por parejas, la cantidad de combinaciones posibles está dada por la fórmula $n = \frac{N(N-1)}{2}$, donde n es el número de combinaciones totales y N es la cantidad de requisitos, para el caso que nos ocupa, el total de combinaciones es de 276. Una vez determinadas las combinaciones posibles debe responderse la siguiente pregunta: La satisfacción de cuál de los dos requerimientos es más importante para el éxito del vehículo?, el requerimiento ganador obtiene un 1 mientras que al otro se le asigna un 0, al final la cantidad de 1 se divide entre 276 dando la importancia relativa de cada requerimiento. El proceso se realizó llenando la matriz de importancia que aparece en el Anexo A.

2.2.4 Análisis de la competencia

Consiste en hacer una búsqueda de los vehículos presentes en el mercado mundial y que representen conceptos lo más cercano posible al diseño que se pretende desarrollar, el desempeño de estos productos es entonces comparado con los requerimientos de los consumidores determinados en el segundo paso, asignando una calificación entre uno y cinco, el cinco corresponde a un diseño que cumple el requerimiento completamente y el uno indica que el diseño no cumple en lo más mínimo el requerimiento en cuestión. La información resultante es introducida en el QFD presentado en el Anexo B, generando una grafica de comparación.

Para este análisis se seleccionaron tres vehículos que reúnen características similares y están dirigidos al sector del mercado que puede interesar a los consumidores potenciales del velomóvil híbrido humano eléctrico, sin embargo ninguno de los competidores analizados es completamente similar a esta propuesta y tampoco se consiguen en Colombia. En general, todos son básicamente velomóviles (tricyclos con el ocupante en posición recostada y con carrocería) a los que se les puede adicionar un motor eléctrico como reserva de potencia, estos son vehículos más para el fin de semana y la recreación activa que para llevar al trabajo todos los días. El análisis de la competencia se presenta en el Anexo C.

2.2.5 Selección de las especificaciones de diseño

El siguiente paso es interpretar los requerimientos de los consumidores con especificaciones de ingeniería, cada una de ellas con un valor objetivo claramente definido en unidades de ingeniería, este valor objetivo puede ser fijo cuando se trata de una meta o puede ser susceptible de mejora ya sea maximizando o minimizando su valor. Los siguientes valores para las especificaciones de diseño se determinaron a partir del análisis de la competencia, revisión bibliográfica de temas relacionados con el diseño automotriz en especial el diseño de automóviles eléctricos [45].

Las especificaciones de diseño agrupadas por orden de importancia son:

□ **Especificaciones muy importantes**

1. Número de partes del vehículo: Es el número total de componentes individuales personalizados y estandarizados que componen el vehículo. Su importancia es de 6.2, su valor objetivo es de 1000 y su dirección de mejora es disminuirlas.
2. Potencia del motor: Es la máxima potencia continua disponible en el motor, tiene una importancia de 6, tiene influencia en la velocidad máxima alcanzable, aceleración y alcance del vehículo, influye negativamente en el costo de manufactura y en la masa total del vehículo. Su valor objetivo es de 2 kW y su dirección de mejora es maximizar.
3. Torque: Es el máximo torque disponible en el motor, su importancia es de 6, está relacionado con la velocidad máxima y la aceleración, influye negativamente en el costo de manufactura. Su valor objetivo es de 45 Nm y mejora cuando se maximiza.
4. Relación número de partes personalizadas/número de partes total: Es el cociente entre el número de partes a fabricar (personalizadas) y el número total de partes que conformará el velomóvil. Su importancia es de 5.7, su valor objetivo es 0.4 y su tendencia de mejora es minimizar.
5. Peso total del vehículo: Es el peso bruto del vehículo, sin incluir conductor o equipaje. Su importancia es de 5.6, su valor objetivo es de 1964 N mejora minimizando este valor.
6. Número de pasos de ensamble: Es la cantidad de operaciones o procesos individuales necesarios para ensamblar el vehículo. Su importancia es de 4.9, el valor objetivo es de 1500 también mejora cuando se minimiza.
7. Energía en el banco de baterías: Es la energía máxima disponible en el banco de baterías su importancia es de 4.8, depende del tipo y número de baterías presentes en el vehículo, está relacionado principalmente con el alcance y la velocidad máxima. Su valor objetivo es de 1600 Ah y tiende a mejorar cuando se maximiza.
8. Visibilidad general del vehículo: Implica que tanto el velomóvil llame la atención de los otros conductores mediante luces y colores brillantes, teniendo en cuenta los posibles tipos de vehículos que manejen, está relacionado directamente con la seguridad del vehículo. Debe tenerse en cuenta que el tiempo de reacción de un conductor aumenta en la medida que la luminosidad de un objeto en su línea de visión directa o indirecta disminuye [46]. Su importancia es de 4.6, su valor objetivo es de 95 % y es un valor fijo.

□ **Especificaciones importantes**

9. Compartimiento de baterías impermeable: Es la capacidad del compartimiento de baterías de impedir la entrada de agua sin importar las condiciones exteriores, su importancia es de 4.5, está relacionada directamente con la seguridad del vehículo. El valor objetivo de 100% tiene valor fijo.
10. Coeficiente aerodinámico: Determina la resistencia aerodinámica al avance del vehículo, tiene una importancia de 4.3, está determinado por la geometría y el área transversal de la carrocería, influye en la velocidad, la aceleración y el alcance máximo del vehículo. Su valor objetivo es de 0.5 y la dirección de mejora es minimizar.
11. Carrocería estanca: Consiste en la capacidad de la carrocería de mantener las condiciones climáticas exteriores como lluvia y polvo fuera del habitáculo del vehículo. Su importancia es de 4, el valor objetivo del 100 % implica que no entrara agua aún en una situación de lluvia muy fuerte, su valor es fijo.
12. Distancia de frenado: Es la distancia que recorre el vehículo antes de detenerse cuando se aplican los frenos, está relacionada directamente con la seguridad. El valor objetivo de 8 m es calculado para una condición de alto total en pista seca desacelerando desde una velocidad de 12.5 m/s en condición a punto de derrapar, su importancia es de 3.7 y mejora cuando se disminuye esta distancia.
13. Porcentaje de energía absorbida durante una colisión: Determina la cantidad de energía cinética acumulada por el vehículo que es absorbida por los elementos estructurales del vehículo en caso de colisión, su importancia es de 3.6, el valor objetivo es de una disipación del 80 % de la energía para un impacto frontal o un impacto trasero a 5 km/h, mejora cuando se maximiza.
14. Velocidad máxima: Es la velocidad máxima alcanzable por el vehículo, es determinada por el motor y el peso total, por razones de seguridad y teniendo en cuenta las características y filosofía del diseño su importancia es de 3.5, su valor objetivo es de 12.5 m/s y es un valor fijo.
15. Autonomía: Es la distancia que puede alcanzar el vehículo con una sola carga completa en el banco de baterías, su importancia es de 3.4. La autonomía depende de diferentes factores como puede ser la presencia de cuestas, la velocidad máxima alcanzable, periodos de aceleración y frenado, etc., para este valor se considera que el alcance es calculado para una velocidad de 40 km/h y pista plana, su valor objetivo es de 100 km y su dirección de mejora es maximizar.

□ **Especificaciones generales**

16. Factor de amortiguación: El factor de amortiguación tiene una importancia de 3.3 y es la relación entre la masa total del vehículo y las constantes del sistema de amortiguación [47], este concepto indica si el vehículo se encuentra en una condición amortiguada, críticamente amortiguada o sobre amortiguada, esta especificación se calcula en base a la masa suspendida del vehículo, la constante de amortiguación y la constante elástica del resorte. Su valor objetivo es de 1.5 Hz y su tendencia de mejora es disminuyendo este valor.
17. Transmisibilidad vertical: Es la razón entre la altura alcanzada por el chasis al superar un obstáculo y la altura de este, la transmisibilidad depende de la velocidad con que se sobrepasa el obstáculo (frecuencia) y aumenta con esta hasta alcanzar un valor máximo (resonancia) a una frecuencia determinada [48]. La transmisibilidad está relacionada con la maniobrabilidad del vehículo. El valor objetivo es de 3, debido a que el movimiento del chasis afecta las fuerzas en los resortes de la suspensión degradando el agarre de las ruedas con el pavimento y su dirección de mejora es minimizar.
18. Tiempo de recarga de las baterías: Es el tiempo que debe pasar conectado el vehículo al tendido eléctrico para pasar desde un estado de descarga completa al estado de carga completa, tiene una importancia de 3.3 depende directamente del tipo y cantidad de las baterías en el banco de baterías, tiene influencia en el alcance, aceleración y velocidad máximas alcanzables, incide negativamente en el peso total y en el costo de manufactura. El valor objetivo es de un tiempo máximo de 6 horas, mejorando cuando este tiempo disminuye.
19. Peso útil que transporta: Es el peso que puede transportar el vehículo, está relacionada con el volumen total, el peso, la autonomía y la aceleración. Su importancia es de 3.3, el valor objetivo es de 982 N y cuando se maximiza.
20. Tendencia de giro: Es determinada por las condiciones en que el vehículo realiza un giro, esta tendencia de giro buscada se mide mediante el coeficiente K [49], que depende de la distribución de cargas en los ejes del vehículo y del tipo de ruedas. Su importancia es de 3.1, su valor objetivo es $K > 0$ y su tendencia a mejorar es maximizandola.

21. Porcentaje deformable de componentes estructurales: Consiste en la relación entre los pesos de los componentes estructurales destinados a absorber energía en caso de colisión y el de los componentes indeformables que forman la caja de seguridad. Su importancia es de 2.9, su valor objetivo es de 70% y la tendencia para mejorarla es maximizando este porcentaje.
22. Aceleración máxima: Determina el tiempo que demora el vehículo en alcanzar la velocidad máxima y la capacidad de subir cuestas, su importancia es de 2.6, depende directamente del motor seleccionado y del peso total del vehículo. Su valor objetivo: 0.625 m/s^2 y la dirección de mejora cuando se maximiza.
23. Radio de giro: Es el radio del círculo trazado por el vehículo al realizar un giro de 360° a 5 km/h , su importancia es de 1.8, depende del sistema de dirección, llantas seleccionadas y del sistema de suspensión. Su valor objetivo es de 5 m y la disminución de este valor lo mejora.
24. Mínima planta del vehículo: Con este requerimiento se busca es aumentar el número de vehículos rodando en una calle antes de que esta alcance el número de saturación, pero sin comprometer la visibilidad general del vehículo. Su importancia es de 1.7, su valor objetivo es de 1.8 m^2 . Su dirección de mejora en minimizar.
25. Volumen del compartimiento de carga: Es el volumen disponible para llevar los objetos que pueda necesitar el conductor en su lugar de destino. Su importancia es de 0.5, su valor objetivo es de 40 l ; la dirección de mejora es aumentando esta capacidad.

2.2.6 Influencia de las especificaciones de diseño

El siguiente paso consiste en determinar las influencias que cada especificación de diseño tiene en cada requerimiento, este proceso requiere de bastante tiempo y cuidado para determinar con exactitud cuando las influencias son significativas. Para llenar esta matriz, que corresponde a la parte superior triangular del QFD (Anexo B), es necesario comparar cada uno de los requerimientos de consumidor con cada una de las especificaciones de diseño, la relación entre cada una de las parejas requerimiento-especificación se representa mediante un valor numérico: de 9 si existe una fuerte relación entre la especificación y el requerimiento, 3 si existe una relación moderada y 1 si existe una relación débil. Si no existe una relación entre la especificación y el requerimiento, la casilla correspondiente se deja en blanco.

2.2.7 Interrelaciones entre especificaciones de diseño

En el último paso se determinan las interrelaciones entre las diferentes especificaciones de diseño; para realizar este trabajo debemos comparar cada especificación con todas las demás y determinar si una especificación ayuda a mejorar la otra, o, si una especificación causa detrimento de otra, además es necesario determinar en qué medida. El desarrollo de la Casa de la Calidad puede apreciarse en el Anexo B.

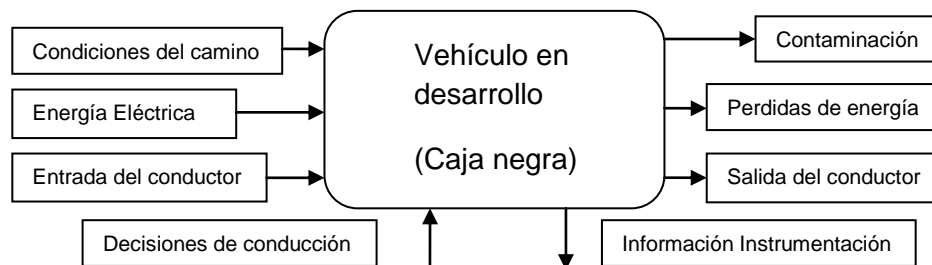
2.3 Análisis funcional

Con el análisis funcional del vehículo se determina aquellas funciones que deban ser realizadas dentro del vehículo sobre los materiales, la energía y la información para cumplir con las necesidades de los usuarios, de esta manera se simplifica el problema del diseño de un vehículo completo al dividirlo en problemas de diseño más sencillos, donde cada uno de estos corresponde a una estructura que cumple con una función determinada, estas estructuras pueden desempeñar además de la función principal otras subfunciones relacionadas.

2.3.1 Depuración funcional

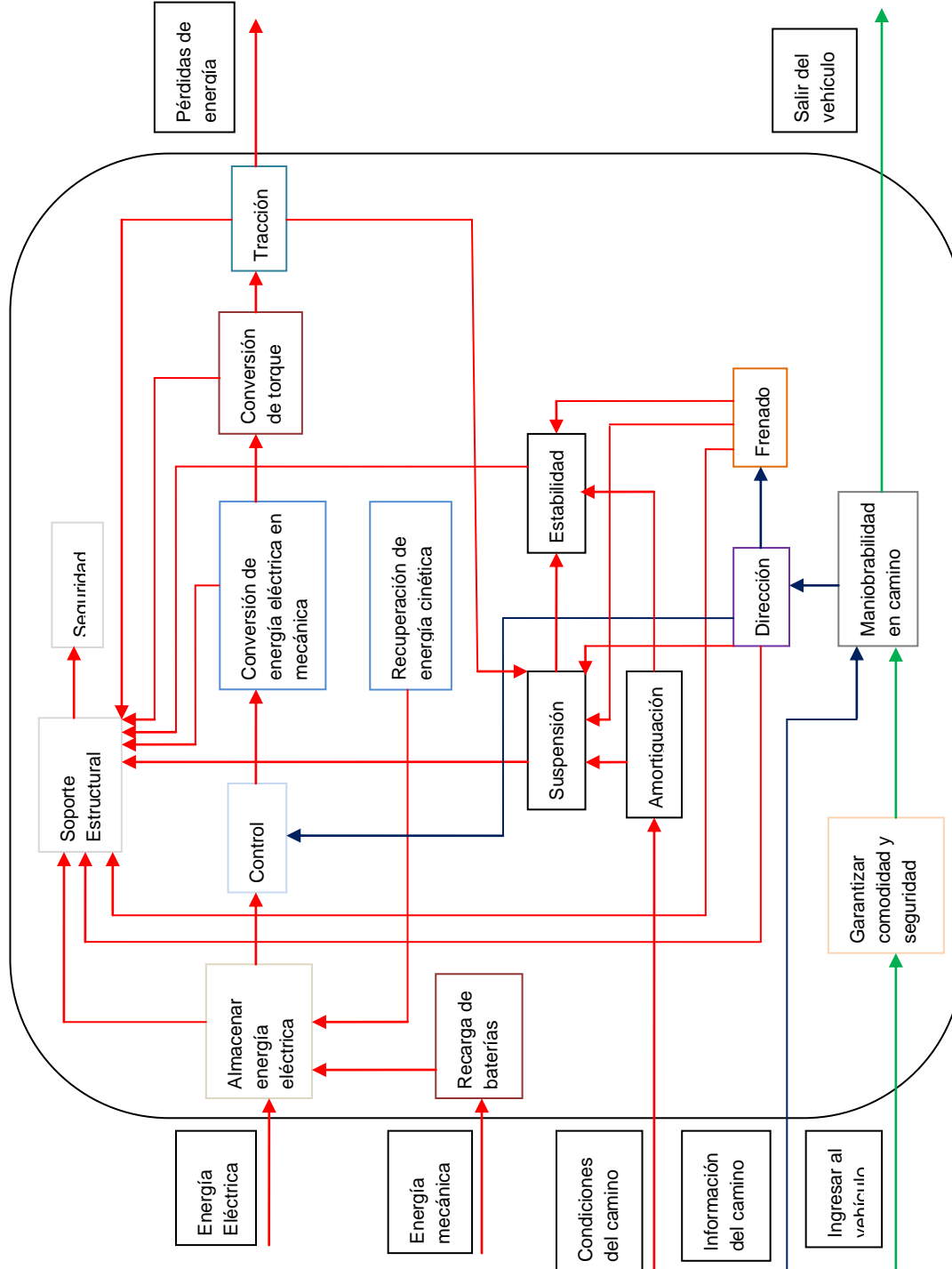
El análisis funcional empieza con el diagrama de caja negra ilustrado en la Figura 2-2, que expresa el flujo de materiales se refiere al conductor quien es el que penetra al vehículo, la información son los obstáculos en la vía y la energía (energía eléctrica y las condiciones del camino) y representa las funciones y el funcionamiento global del vehículo.

Figura 2-2: Diagrama de caja negra del vehículo [Autor].



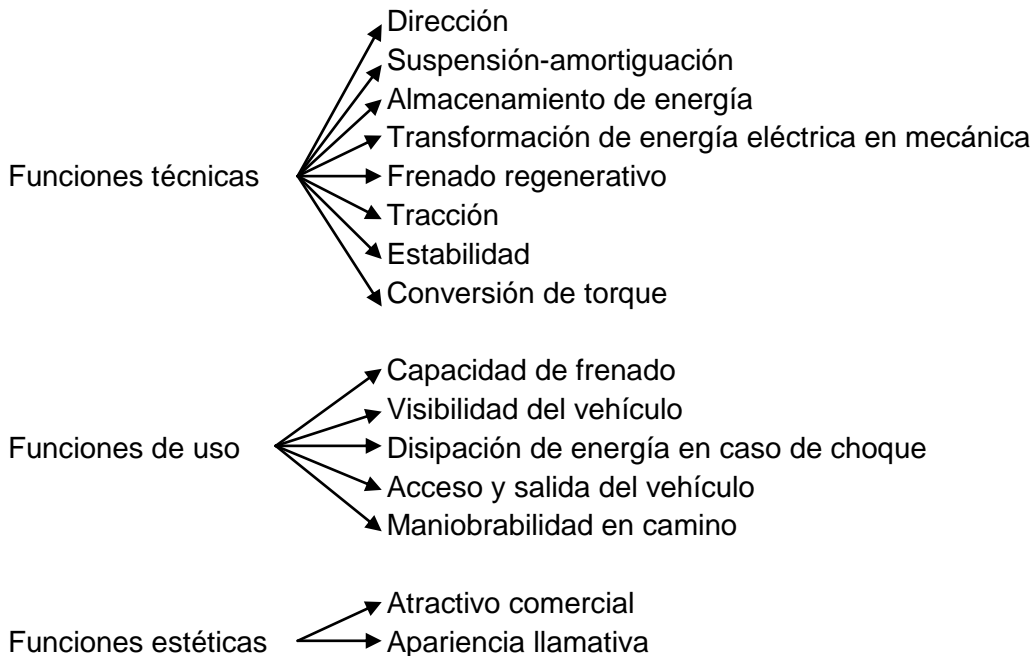
El diagrama de caja gris en la Figura 2-3 muestra la descomposición de las funciones generales y las relaciones y flujos de energía, los materiales y la información entre las diferentes subfunciones presentes al interior del vehículo, cada una de estas se encuentra representada por un bloque al interior del diagrama.

Figura 2-3: Diagrama de caja gris del vehículo [Autor].



2.3.2 Análisis funcional

A partir de la descomposición funcional representada en la Figura 2-3 se establece la clasificación de las funciones en técnicas, de uso y estética, con sus respectivas subfunciones.

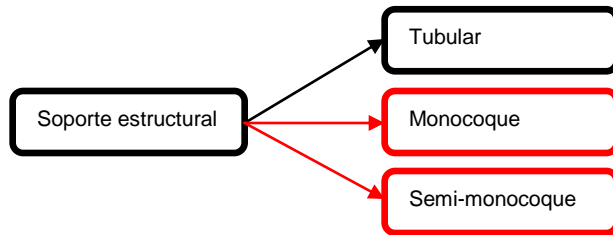


2.4 Mapeo función concepto

El proceso de búsqueda y análisis de soluciones queda resumido en los árboles de clasificación de conceptos, las ramas negras de los siguientes arboles representan las soluciones aceptadas, las ramas rojas representan soluciones descartadas.

2.4.1 Soporte estructural

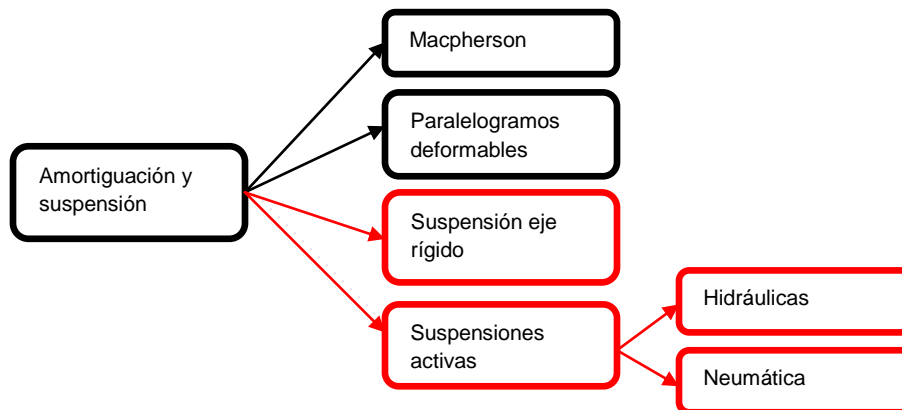
Existen tres posibilidades, consideradas en la Figura 2-4, para el conjunto chasis-carrocería, el primero es el concepto clásico de chasis tubular y carrocería en fibra de vidrio o fibra de carbono, el segundo concepto es el de chasis semimonocoque y el tercero de un chasis monocoque, estos últimos tienen la ventaja de ser muy livianos, pero los materiales y procesos necesarios para desarrollar este tipo de concepto no están disponibles en nuestro país.

Figura 2-4: Árbol de clasificación de concepto soporte estructural [Autor].

2.4.2 Amortiguación y suspensión

La Figura 2-5 muestra las opciones disponibles para la selección del sistema de suspensión: la suspensión MacPherson que se compone de un brazo oscilante bajo el centro de gravedad de la rueda, un montante de suspensión y una varilla guía. La suspensión de paralelogramo deformable, en el que la unión entre la rueda y la carrocería se hace mediante elementos transversales colocados en diferentes planos. Las suspensiones de eje rígido o semirrígido en donde las ruedas se encuentran unidas por un eje rígido con o sin articulación y las suspensiones activas que requieren de actuadores eléctricos.

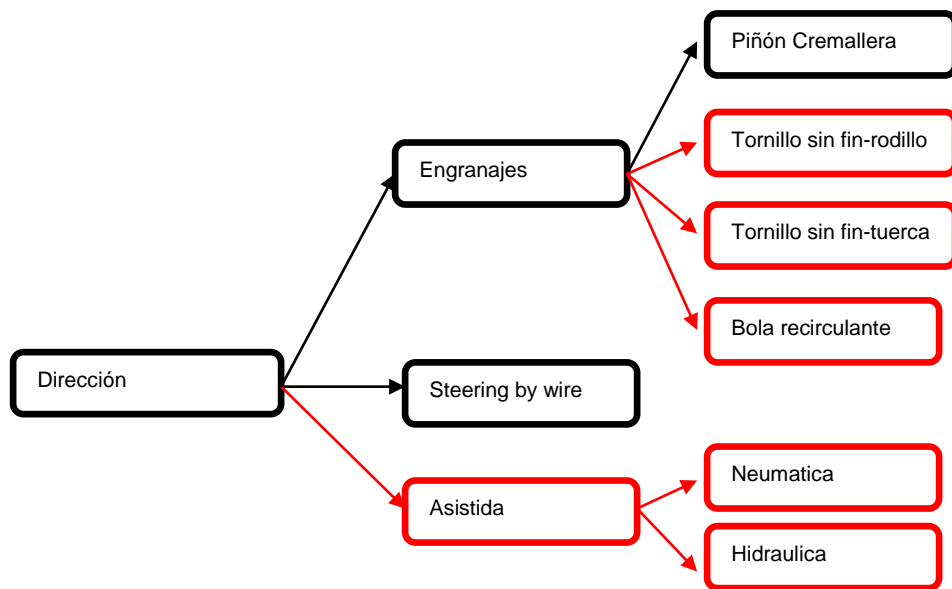
Las suspensiones rígidas y activas no serán tenidas en cuenta como posibilidades de diseño, las primeras debido a que su aplicación principalmente es en vehículos de carga y también por su elevada masa no suspendida y las activas tienen componentes eléctricos (bombas) y electrónicos (computador de control y sensores) que consumirían una energía que de otra forma sería empleada en la locomoción además de su alto costo.

Figura 2-5: Árbol de clasificación de concepto de amortiguación y estabilidad [Autor].

2.4.3 Dirección

Entre las opciones disponibles para el sistema de dirección ilustradas en la Figura 2-6 tenemos los sistemas de engranajes los cuales están compuestos por el volante, la columna de dirección, el mecanismo de dirección que puede ser por piñón-cremallera, tornillo sin fin-rodillo, tornillo sin fin-tuerca, etc. y las barras de dirección. Los sistemas de dirección asistidos que utilizan motores eléctricos y/o circuitos hidráulicos o neumáticos para asistir al conductor disminuyendo la fuerza que este debe ejercer sobre el volante cuando gira el vehículo. Finalmente la dirección steering by wire, que es un sistema de dirección electrónico que elimina las conexiones mecánicas entre el volante y el mecanismo de dirección.

Figura 2-6: Árbol de clasificación de concepto dirección [Autor].



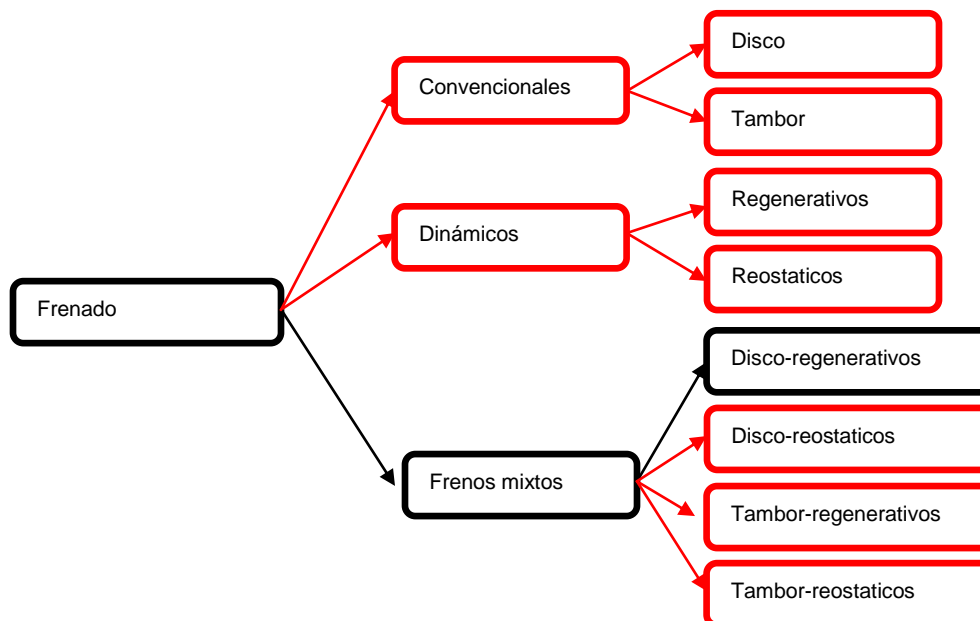
De los sistemas de dirección presentados se decide implementar el sistema de dirección por engranaje piñón-cremallera debido a las ventajas que presenta. El sistema de dirección en las ruedas trasera presenta unas características dinámicas que lo descalifican como opción, mientras que los sistemas de dirección asistida además de su costo y complejidad requieren del gasto de la energía acumulada en las baterías para su operación en vez de utilizarse para la locomoción. Este último inconveniente también lo presenta el sistema steering by wire.

2.4.4 Frenado

La Figura 2-7 presenta las principales clases de sistemas de frenos que se consideraron para el diseño del vehículo, entre estas se encuentran los frenos dinámicos, que pueden ser regenerativos o reostáticos, y se caracterizan por recuperar parte de la energía cinética empleada para mover el vehículo almacenándola de vuelta en el banco de baterías o transformándola en calor que puede ser aprovechado por ejemplo en la calefacción. La otra posibilidad considerada son los frenos convencionales, que pueden ser frenos de tambor o frenos de disco, estos, básicamente funcionan mediante la fricción entre una pieza metálica que gira solidariamente con la rueda y un juego de pinzas o zapatas.

Finalmente debe considerarse un sistema de frenos mixto, combinando un sistema de frenado dinámico con un sistema convencional, debido a que los frenos dinámicos por si solos no pueden retener el vehículo una vez este se ha detenido y los frenos convencionales disipan la energía en forma de calor y ruido en vez de recuperarla.

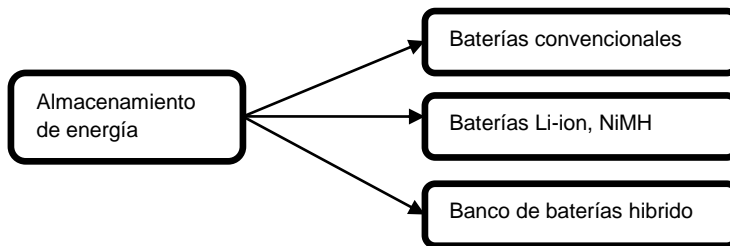
Figura 2-7: Árbol de clasificación de concepto de frenado [Autor].



2.4.5 Almacenamiento de energía

La Figura 2-8 muestra las opciones para conformar el banco de baterías del vehículo. Se considera un banco de baterías de plomo-ácido que son relativamente económicas y de fácil obtención, otra opción es un banco de baterías de Ion-litio ó níquel hidróxido que se caracterizan por una gran densidad de energía; y finalmente, puede considerarse un banco de baterías híbrido compuesto de una combinación de baterías de alta densidad de carga y alta densidad de potencia.

Figura 2-8: Árbol de clasificación de concepto almacenamiento de energía [Autor].

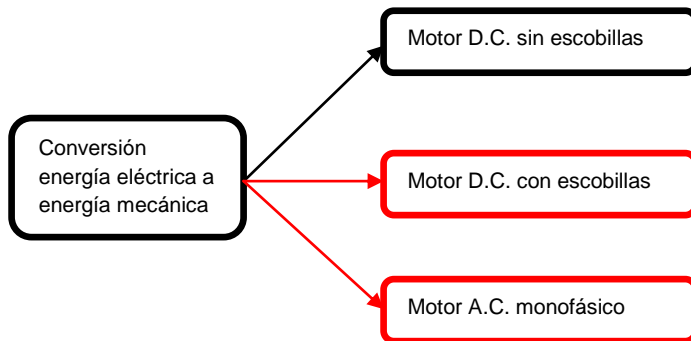
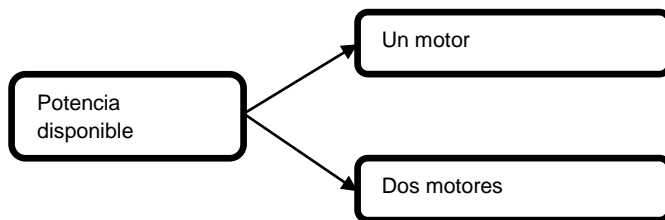


2.4.6 Conversión de energía

La Figura 2-9 muestra las diferentes posibilidades de elección para el motor. Se tomaron en consideración los motores de corriente directa con y sin escobillas, también se evaluaron los motores eléctricos AC monofásicos y trifásicos. Se decide utilizar el motor DC sin escobillas, por su peso, eficiencia y mínimo mantenimiento.

2.4.7 Potencia disponible

También es posible considerar el diseño con uno o dos motores como lo muestra la Figura 2-10. Un diseño con dos motores tendría la ventaja de permitir el frenado regenerativo en dos ruedas en vez de una, también eliminaría la necesidad de un diferencial en la tracción trasera sustituyéndolo por un controlador adecuado aunque más complejo. Al considerar uno o dos motores, deben tenerse en cuenta otros factores como el mantenimiento, la configuración, la transmisión, la complejidad de ensamble, peso total del vehículo, los costos totales y los costos de operación, por esto se dejan las dos opciones presentes.

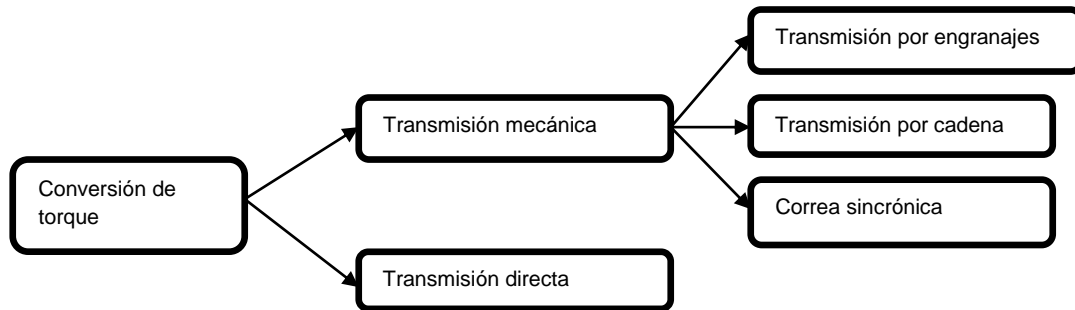
Figura 2-9: Árbol de clasificación de concepto conversión de energía [Autor].**Figura 2-10:** Árbol de clasificación de concepto potencia disponible [Autor].

2.4.8 Conversión de torque

Cuatro son las posibilidades de transmisiones consideradas, la primera opción es una transmisión por engranajes que puede ser con engranajes rectos o helicoidales, la segunda es una transmisión por cadena que puede tener uno o más engranajes conductores y uno o más engranajes conducidos como en una bicicleta, la tercera es una transmisión por correa sincrónica que es una transmisión por banda en la que las poleas conductora, conducida y la banda tienen dientes, la última opción es una transmisión directa entre el motor y las ruedas. Las anteriores posibilidades se exponen en la Figura 2-11.

Para la posición del tren de tracción se considera entre una tracción delantera que permite un manejo más intuitivo pero que debe combinarse con la suspensión y la dirección. La otra opción es una transmisión en el tren trasero que simplificaría el diseño de ambos ejes facilitando un equilibrio de los sistemas.

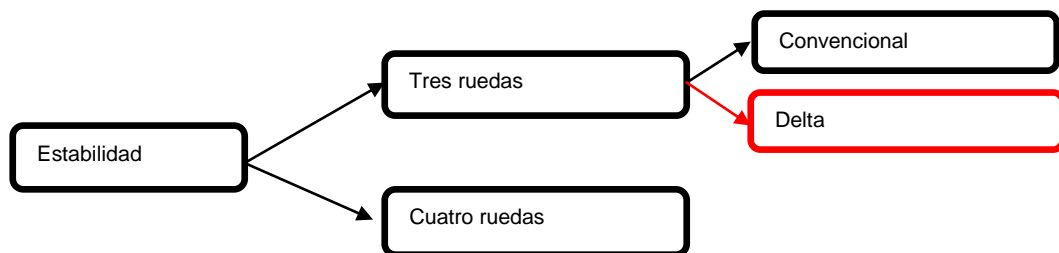
Figura 2-11: Árbol de clasificación de concepto conversión de torque [Autor].



2.4.9 Estabilidad

Se tienen en cuenta tres posibles configuraciones ilustradas en la Figura 2-12 para la distribución de las ruedas del vehículo: Cuatro ruedas, tiene la ventaja de distribuir el peso del vehículo en cuatro puntos lo que disminuye las cargas en cada rueda, dando mayor estabilidad; la otra posible configuración es de tres ruedas que tiene la ventaja de ahorrar el peso asociado a la cuarta rueda, pero puede presentar problemas de estabilidad sobretodo en maniobras bruscas, esta configuración puede ser con una rueda adelante y dos atrás (delta) o dos adelante una atrás.

Figura 2-12: Árbol de clasificación del concepto de estabilidad [Autor].



Aunque es técnicamente posible diseñar un vehículo de tres o cuatro ruedas con la dirección en el tren posterior este concepto tendría características de manejo diferentes a los autos tradicionales lo que no sería bien visto por los posibles compradores, en esta clase de dirección la geometría de giro del vehículo tiende a disminuir el radio de giro (sobrevirado) en vez de aumentarlo (subvirado), además en un giro rápido del volante se presentan dos aceleraciones: la primera en dirección a la cual la rueda es girada y luego la segunda se presenta en la dirección contraria haciendo difícil el control; por lo tanto se considerará únicamente la dirección en el tren delantero.

2.4.10 Sistemas Auxiliares e instrumentación

1. Limpia parabrisas y bomba de agua: se encarga de mantener la visibilidad al exterior desde el vehículo en condiciones de lluvia o suciedad, puede ser de una o varias velocidades con una o dos hojas. Incluye luz testigo e interruptores.
2. Luces direccionales: luces intermitentes que indican la intención de realizar un giro. Incluye señal audible, luz testigo e interruptores.
3. Luces estacionarias: luces intermitentes que indican que el vehículo está estacionado, usualmente utilizan los mismos bombillos que las luces direccionales. Incluye señal audible, luz testigo e interruptores.
4. Luces: permiten al conductor ver al exterior del vehículo en condiciones de poca luz, también hace más visible el vehículo a otros conductores, por norma las luces debe tener dos intensidades: Bajas para transito en la noche y altas para transito en condiciones de muy poca luz o con niebla; los vehículos modernos incorporan otro nivel de intensidad que podría definirse como muy bajo que se utiliza para hacer más visible el vehículo en condiciones de día. Incluye luz testigo e interruptores.
5. Claxon: dispositivo de alerta audible. Incluye interruptor.
6. Luz interior: permite al pasajero realizar acciones dentro del habitáculo en condiciones de poca luz. Incluye señal audible e interruptores.
7. Velocímetro y odómetro: instrumento que indica la velocidad actual del vehículo y la distancia recorrida, deben ser de fácil lectura y muy visibles.
8. Indicador del estado de carga de las baterías: es un instrumento fundamental para informar al conductor del estado actual de carga de las baterías y permite determinar cuándo es momento de una recarga. Incluye señal audible y luz testigo por sobrecarga o sobredescarga.
9. Indicador de la temperatura en el compartimiento de la batería: es un instrumento que permite verificar las que las condiciones en el compartimiento de las baterías sean óptimas y alertar en caso de un sobrecalentamiento. Incluye señal audible y luz testigo por sobrecalentamiento.
10. Luz testigo de puerta sin asegurar, indica al conductor de la necesidad de ajustar la puerta antes de poner el vehículo en marcha.
11. Freno de mano. Incluye luz testigo del freno de mano, indica que este sistema está activo.

12. Luz testigo de recarga de baterías en proceso, indica que las baterías se están cargando satisfactoriamente.
13. Dirección: puede ser con joystick o con un volante, su diseño debe ser tal que todos los mandos necesarios para operar el vehículo estén concentrados en el.
14. Acelerador: puede estar incluido en el timón con un botón o selector, en el movimiento adelante del joystick o como un mando totalmente separado a la izquierda del conductor.
15. Interruptor del freno: este puede estar incluido al mando del acelerador para utilizar los frenos regenerativos y un interruptor adicional para el sistema de respaldo y freno de mano.
16. Sistema de encendido: permite activar el vehículo y ponerlo en condiciones de marcha, también es un sistema de seguridad que impide que alguien no autorizado tome el vehículo.
17. Interruptores de apertura de la puerta y otros compartimientos: permiten abrir o bloquear la puerta de acceso al habitáculo y a la zona de carga.
18. Pedales y generador: da al ocupante la posibilidad de recargar las baterías de forma autónoma sin necesidad de conectarse a la red eléctrica.
19. Alarma: sistema de seguridad anti robo. Incluye señal audible, luz testigo e interruptores.

2.5 Integración de conceptos

La integración de conceptos o alternativas de solución combina los diferentes criterios para cada uno de los sub problemas tomados en consideración. De esta manera se obtienen una serie de posibles soluciones de diseño que deben ser evaluadas por separado para determinar finalmente una única solución de diseño.

Para el caso particular del vehículo, se ha decidido realizar la tabla con algunas restricciones, éstas se definen al analizar todos los subsistemas en conjunto para así evitar la aparición de opciones poco prácticas como por ejemplo un vehículo con transmisión mecánica y banco de baterías mixto, ya que la lógica y la economía sugieren que este banco de baterías se debe emplear en vez de una transmisión mecánica en las configuraciones que combinen al mismo tiempo tracción trasera y dos motores, o una configuración en triciclo con tracción delantera.

Las consideraciones para la combinación de criterios son:

1. La opción de dos motores se utilizará exclusivamente para tracción trasera, eliminando la necesidad de un diferencial, a través de un controlador electrónico y con un banco de baterías mixto, para las tres configuraciones de ruedas dado que tampoco es viable combinar dos motores y transmisión mecánica.
2. La opción de un motor y transmisión mecánica se utilizará en conjunto con los bancos de baterías de Li-ion y convencionales, en este caso la tracción trasera solo se considerará con la configuración de tres ruedas convencional; la tracción delantera se podrá considerar para las configuraciones de cuatro ruedas y tres ruedas convencional.

Como todas las combinaciones matemáticamente posibles no están disponibles, es necesario utilizar la Tabla 2-1 de combinación de criterios, para establecer una solución posible la tabla se sigue desde arriba seleccionando una opción en cada fila correspondiente a una función, al realizar cada elección se presentan o se restringen nuevas posibilidades para realizar la siguiente elección.

Por ejemplo, la solución 1 está formada por un chasis tubular, frenos mixtos, un motor D.C. brushless, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios. Mientras que la solución 2 está formada por Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección Mecanica, todos los sistemas de seguridad y accesorios. Este proceso se repite hasta realizar todas las combinaciones permitidas por la tabla, que sumarían 32 posibles configuraciones de diseño.

2.6 Evaluación de conceptos

Los criterios seleccionados para la comparación de conceptos reúnen las principales cualidades que debe tener el vehículo desde el punto de vista de los cuatro principales clientes (consumidor, fabricante, vendedor y el medio ambiente). Debido a la complejidad del producto como un todo se decidió seleccionar estos criterios y evaluarlos de manera independiente en cada subsistema principal, teniendo en cuenta que algunos criterios solo son aplicables a determinados subsistemas.

Tabla 2-1: Combinación de criterios [Autor].

Tubular					Soporte estructural	
Mixto Disco-regenerativo					Frenado	
D.C. Brushless					Conversión de energía	
1 motor			2 motores			Disponibilidad de potencia
Trasera		Delantera		Trasera		Tracción
Pb-acido	Li-ion	Pb-acido	Li-ion	Banco de baterías mixto		Almacenamiento de energía
Mecánica		Mecánica		Controlador		Conversión de torque
Tres ruedas convencional		Tres ruedas convencional	Cuatro ruedas	Tres ruedas triciclo	Cuatro ruedas	Estabilidad
Paralelogramo	Mac-Pherson	Paralelogramo	Mac-Pherson	Paralelogramo	Mac-pherson	Suspensión y amortiguación
Sbw	Mecánica	Mecánica	Sbw	Sbw	Mecánica	Dirección
Todos		Todos		Todos		Sistemas Aux

La lista completa de soluciones puede apreciarse en el Anexo D.

En este proceso de evaluación se requiere que uno de los conceptos sea seleccionado como el concepto base contra el cual serán comparados todos los demás conceptos, en este caso se selecciona el concepto número 10 para este propósito, pues sus características pueden considerarse como las más básicas entre todas las posibilidades.

La escala de valoración utilizada en la evaluación comparativa será:

Cinco (5) - muy superior al concepto base.

Tres (3) – mejor que el concepto base.

Cero (0) Igual al concepto base.

Menos tres (-3) peor que el concepto base.

Menos cinco (-5) mucho peor que el concepto base.

Para determinar la valoración de un concepto sobre otro se recurrió a una encuesta en la que participaron cien personas de diferentes edades y condiciones, entre estas se incluyeron estudiantes, mecánicos automotrices y profesionales en diferentes áreas, todos con pase y alguna experiencia de conducción. El desarrollo de la evaluación de conceptos se puede apreciar en el Anexo E. Los conceptos dominantes seleccionados son los numerales 25, 26, 27, 28 y 31.

2.7 Transmisión del concepto general dominante y arquitectura del vehículo

Los conceptos dominantes obtenidos del proceso de selección, tienen en común una tracción trasera, un sistema de baterías mixtos y la suspensión de paralelogramos deformables. El sistema de dirección elegido fue el de tipo mecánico, debido a que el sistema steering by wire puede afectar negativamente el desempeño del vehículo por el consumo extra de energía.

2.7.1 Chasis y Carrocería

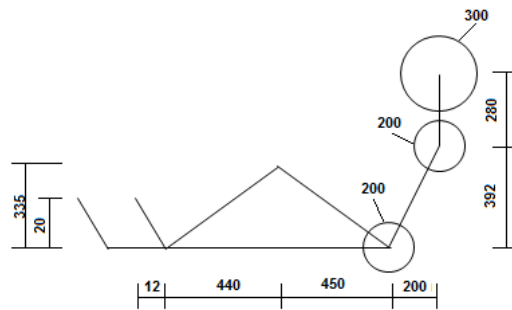
El chasis del vehículo se construirá, a partir de perfiles de aluminio o acero los cuales se unirán entre sí mediante soldadura, también puede ser necesario fabricar algunas partes de la carrocería por fundición y posteriormente mecanizarse para conseguir las tolerancias finales y el acabado superficial requerido.

En el diseño del chasis, debe primero considerarse la posición del piloto dentro de éste, y el espacio que debe tener disponible para garantizar una conducción cómoda y poder operar los diferentes mandos y controles durante la marcha, con especial atención al movimiento de las piernas durante el pedaleo para operar el sistema de recarga por dinamo, también debe permitir un amplio campo de visión, y finalmente, acceder y salir fácilmente del vehículo. Bajo estas condiciones, las limitaciones de espacio que se deben considerar en el diseño del chasis serán aquellas que imponen los usuarios de gran estatura; para cubrir el resto de la población se debe incluir un asiento con la posibilidad de realizarle ajustes menores en altura, posición y ángulo de inclinación del espaldar y del cojín.

Para definir las características antropométricas básicas del ocupante tipo, se decidió utilizar una plantilla proporcionada por los organizadores de la Formula SAE de carreras [28], considerando que ellos emplean vehículos cuyos chasis son similares al utilizado para el presente proyecto. La plantilla de dos dimensiones presentada en la Figura 2-13 es usada para representar el 95% de los hombres y presenta las siguientes dimensiones [50]:

- Un círculo de diámetro 200 mm representará las caderas.
- Un círculo de diámetro 200 mm los hombros y la región cervical.
- Un círculo de diámetro 300 mm para la cabeza (con casco).
- Una línea recta que mide 440 mm conectara los centros de los anteriores círculos.
- Una línea recta que mide 280 mm conectara el centro del círculo de diámetro de 200mm superior con el centro del círculo de la cabeza de diámetro de 300 mm.

Figura 2-13: Posición del ocupante dentro del vehículo (dimensiones en mm) [Autor].

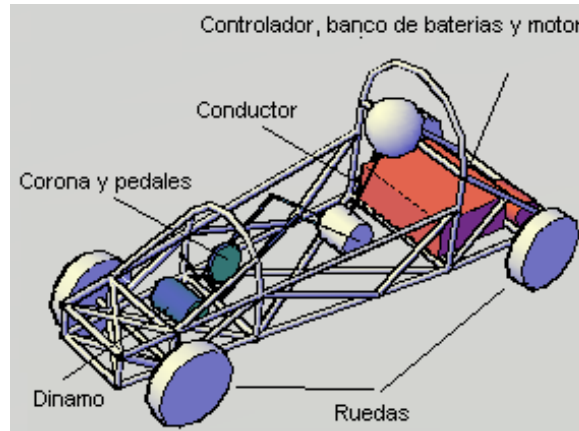


Alrededor del ocupante se construye una sección del chasis llamada jaula que debe tener una gran rigidez estructural y no debe deformarse en el evento de una colisión, delante y detrás de la jaula se encuentran estructuras destinadas a servir de apoyo a diferentes sistemas y partes del vehículo, pero con la característica de poder deformarse y absorber la energía en caso de colisión.

El tablero de instrumentos se encuentra ubicado sobre el arco delantero del chasis y contiene los instrumentos de lectura, debajo de este arco se encuentran los pedales la corona y el dinamo del sistema de recarga híbrido. Además, el timón contiene los principales mandos e interruptores necesarios para la conducción del vehículo y se encuentra a 45 cm del pecho del tripulante, por debajo de la línea que forman los ojos y el tablero de instrumentos.

La Figura 2-14 muestra la posición y distribución de los principales sistemas y componentes del vehículo en relación con el chasis.

Figura 2-14: Disposición general de los principales componentes del vehículo [Autor].



La carrocería se construirá a partir de láminas de fibra de vidrio reforzada, unidas a la carrocería y entre sí con resina epoxica, dando al vehículo un perfil aerodinámico y una apariencia moderna.

2.7.2 Suspensión

Para el sistema de suspensión es deseable por economía contar con piezas estandarizadas. De no ser posible, de preferencia deberán ser en acero a partir de perfiles comerciales o por medio de fundición; las partes, también deben ser mecanizadas para darles las dimensiones y acabados superficiales finales. La Figura 2-15 muestra el aspecto general de una suspensión de paralelogramos deformable.

2.7.3 Dirección

El sistema de dirección del vehículo consta de un manubrio o timón, barras de dirección, barras de control y mangueta con sus correspondientes acoples, el sistema piñón cremallera se puede conseguir comercialmente. Los componentes propios serán fundidos y mecanizados en acero.

Figura 2-15: Aspecto general de una suspensión de paralelogramos deformables [Autor].

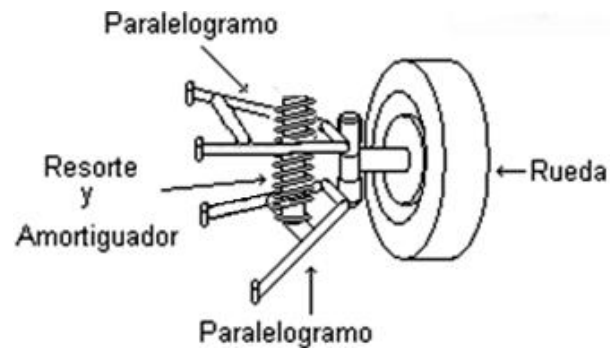
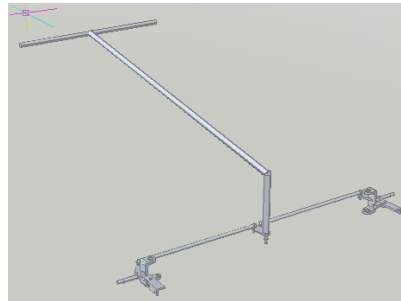


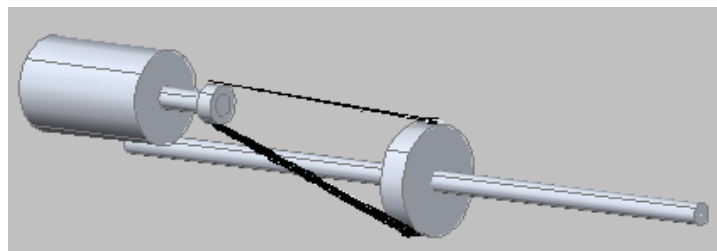
Figura 2-16: Sistema de dirección [Autor].



2.7.4 Sistema de potencia

El sistema de potencia del vehículo consiste en un motor acoplado al eje de potencia mediante una correa sincrónica como se muestra en la Figura 2-17, la transmisión se realizara mediante un controlador comercial. Los acoples entre los motores y el eje se realizarán mediante maquinado de acero.

Figura 2-17: Concepto sistema de potencia [Autor].



3. Simulación y modelamiento matemático

Actualmente existe una gran cantidad de métodos de simulación y modelamiento matemático, entre ellos se encuentran los Gráficos de Unión (Bond Graph) o el sistema de modelamiento multicuerpo (Multibody System) [31, 32, 33, 34, 35]. De cada uno de estos métodos es posible encontrar una amplia variedad de programas comerciales o de licencia libre de diferentes proveedores. Para este trabajo se decidió utilizar la herramienta de modelamiento Simulink desarrollada por MathWorks, debido principalmente a dos razones: la primera su disponibilidad en los laboratorios de cómputo de la Universidad Nacional, y la segunda y más importante razón es su versatilidad, pues Simulink corre bajo el ambiente Matlab y es capaz de simular sistemas lineales y no-lineales y modelarlos en condiciones de tiempo continuo, tiempo discreto o en una combinación de los anteriores.

Simulink es una herramienta de simulación de sistemas dinámicos de cualquier tipo, ya sean sistemas mecánicos, hidráulicos, eléctricos/electrónicos, señales, etc., o cualquier combinación entre estos. Su funcionamiento consiste básicamente en una interfaz gráfica de bloques, los cuales son personalizables y se encuentran agrupados en librerías de acuerdo a sus principales características. Bajo el ambiente Simulink puede encontrarse librerías diseñadas para usos específicos como por ejemplo: Simscape diseñada para modelar problemas físicos hidráulicos y/o mecánicos, SimPowersystems especializada en la simulación de máquinas y sistemas eléctricos, Aerospace Blockset, communications blockset, Stateflow, entre otros.

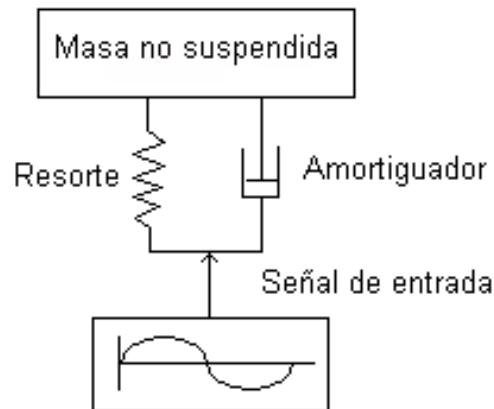
La versatilidad de Simulink radica en que permite la existencia de subsistemas dentro del modelo, con lo cual se simplifica en gran medida el trabajo, también es posible escribir archivos en Matlab para múltiples aplicaciones en Simulink, como pueden ser definir bloques, determinar condiciones iniciales en un sistema, etc.. Finalmente, es posible la implementación de sistemas en tiempo real mediante códigos fuente en C o C++ y el Simulink Coder.

Para el desarrollo del presente trabajo se eligió desarrollar un modelo de suspensión con siete grados de libertad: desplazamiento en el eje Z; rotación alrededor de los ejes X e Y (roll y pitch), para estudiar con más claridad el funcionamiento de la suspensión y su influencia en la conducción, seguridad y confort; finalmente, cuatro grados de libertad que representan el desplazamiento vertical de las masas no suspendidas.

3.1 Modelo de dinámica vertical para una rueda

La dinámica vertical de la rueda puede simularse como un sistema masa-resorte-amortiguador, debido a que la coraza de caucho y el aire comprimido dentro del neumático actúan como un resorte, y a que la fricción del aire dentro del neumático y entre las moléculas del caucho vulcanizado actúan como un pequeño amortiguador [51], el modelo dinámico de la rueda es representado en la Figura 3-1.

Figura 3-1: Sistema dinámico vertical de una rueda [Autor].



En el sistema a modelar se considera la masa no suspendida como la suma de la masa de la rueda, de los frenos y de los componentes del sistema de suspensión, dirección y/o tracción no soportada por los resortes de la suspensión. Además, es necesario señalar que como la rueda realmente no se encuentra perpendicular al piso debido al ángulo de camber, solo se tendrá en cuenta la deformación a lo largo del eje Z, y los valores empleados en el modelo para las constantes elásticas y de amortiguación serán las componentes verticales de cada constante real.

El objetivo del modelo es determinar la posición de eje de la rueda para cualquier instante de tiempo (t). La señal de entrada al sistema considerado, corresponde a la altura del pavimento con respecto a un punto de referencia. Si el pavimento fuese liso, la señal tendría un valor de 0, un bache tendría una altura negativa y un obstáculo tendría una altura positiva. La entrada puede representarse de muchas maneras con respecto al tiempo (función escalón, rampa, sinusoidal, etc.). La Ecuación (3-1) describe al sistema al tomar como dirección positiva del eje Z hacia arriba.

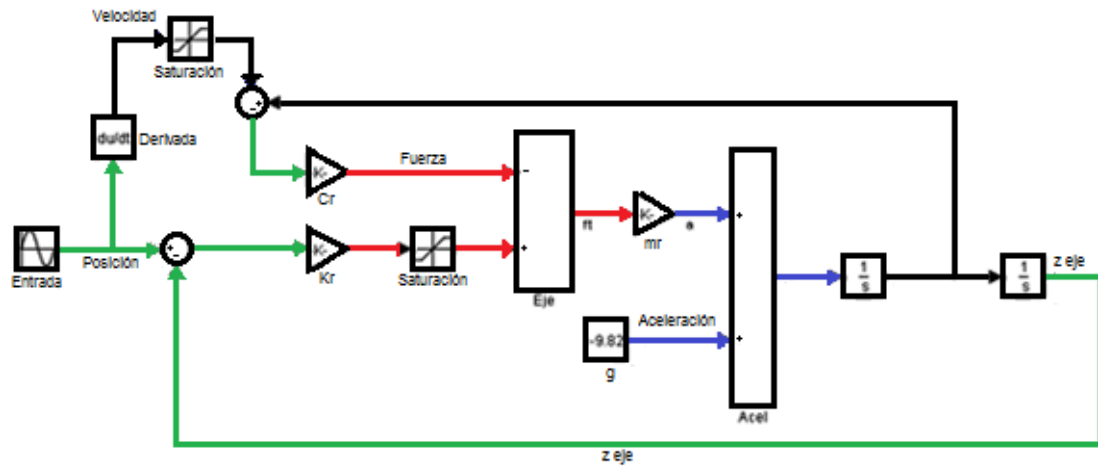
$$-m_{ns}g + K_r z - C_r \dot{z} = m_{ns} \ddot{z} \quad (3.1)$$

Donde m_{ns} (kg) es la masa no suspendida, g es la gravedad (ms^{-2}), K_r (Nm^{-1}) y C_r (Nsm^{-1}) son las constantes elástica y de amortiguación de la rueda y z se mide en la dirección vertical.

El valor de z hace referencia a la diferencia entre la posición del eje de la rueda y la posición del punto de contacto rueda-piso. Cuando la rueda no se encuentra sometida a cargas, la distancia entre el punto de apoyo y el eje es igual al radio de esta. Debe recordarse que la fuerza elástica de la rueda solo actúa cuando la rueda se comprime ejerciendo sobre el eje una fuerza hacia arriba, la rueda no trabaja a tracción pues no hay un vínculo de naturaleza tractiva entre está y el suelo. Si se pierde el contacto con el suelo por alguna razón, la rueda dejaría de actuar como un resorte, alcanzaría su máxima elongación la cual está determinada por la rigidez de la cubierta y la presión interna del aire y no se seguiría expandiendo mas allá de este punto.

Por otro lado \dot{z} hace referencia a la diferencia de velocidades entre el centro de gravedad de la rueda (eje) y el punto de contacto entre la rueda y el piso. Como esta fuerza se opone al movimiento relativo entre los dos puntos considerados, es posible que alcance valores positivos y negativos. Finalmente \ddot{z} representa la aceleración del centro de gravedad de la rueda. La representación de la ecuación que describe el sistema en la interfaz grafica de Simulink es muy intuitiva. El primer bloque de suma rectangular llamado "Eje" representa el eje de la rueda y sobre este se realizará la sumatoria de las fuerzas como se muestra en la Figura 3-2.

Figura 3-2: Diagrama de bloques para el modelo vertical de una rueda [Autor].



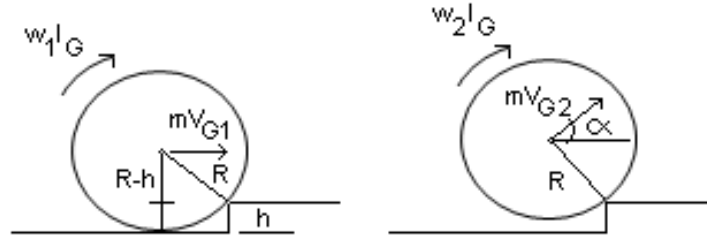
En el diagrama de bloques la suma algebraica de la señal de entrada y la posición instantánea del eje se multiplica por la constante K_r y la derivada de la señal de entrada mas la velocidad instantánea del eje se multiplica por C_r para determinar las fuerzas elásticas y de amortiguación que actúan en el sistema. La constante elástica tiene un bloque de saturación para garantizar que solo las fuerzas elásticas debidas a la compresión de la rueda son tenidas en cuenta. El primer bloque rectangular de suma representa la sumatoria de estas fuerzas sobre el eje, obteniendo una resultante de fuerzas. Esta se divide entre el valor de la masa no suspendida en el símbolo de ganancia “m” obteniendo la aceleración del eje de la rueda; el segundo bloque rectangular de suma tiene en cuenta el peso de la masa no suspendida, representado mediante la aceleración de la gravedad. De esta suma se obtiene la aceleración absoluta del eje de la rueda \ddot{z} y mediante integraciones sucesivas se determinan los valores instantáneos de la velocidad del eje \dot{z} y su posición z .

Cuando el perfil del pavimento presenta irregularidades con bordes verticales como podrían ser baches profundos o la esquina de un andén, el modelo presenta una dificultad debido a que calcula velocidades verticales infinitas para la rueda al hallar la derivada de una función con pendiente infinita como la que se representaría en estos casos. Sin embargo, cuando la rueda cae por el borde del bache, su velocidad vertical aumenta siguiendo las leyes de caída libre y la geometría del vehículo, y su valor máximo depende de la altura de caída. Por otro lado en el caso de golpear la esquina de un andén, la velocidad y la aceleración de la rueda pueden calcularse con (3-2) mediante la conservación del impulso y del momentum angular de la rueda (Ver la Figura 3-3).

$$(R - h)m_{ns}v_{G1} + \omega_1 I_G = Rm_{ns}v_{G2} + \omega_2 I_G \quad (3.2)$$

Donde R es el radio de la rueda (m), h es la altura del obstáculo (m), v_{G1} es la velocidad lineal del centro de gravedad de la masa no suspendida (ms^{-1}), ω_1 es la velocidad angular de la rueda (rads^{-1}) e I_G es el momento de inercia rotacional (kgm^2).

Figura 3-3: Rueda superando un escalón [Autor].



Como no hay deslizamiento la velocidad angular puede tomarse según (3-3).

$$\omega = \frac{v_G}{R} \quad (3-3)$$

Despejando v_{G2} y tomando la componente vertical se obtiene (3-4).

$$\frac{(R(R-h)m_{ns}+I_G)(v_{G1})}{(R^2m_{ns}+I_G)} (\sin \alpha) = v_{G2} \quad (3-4)$$

Donde el ángulo α puede expresarse mediante (3-5).

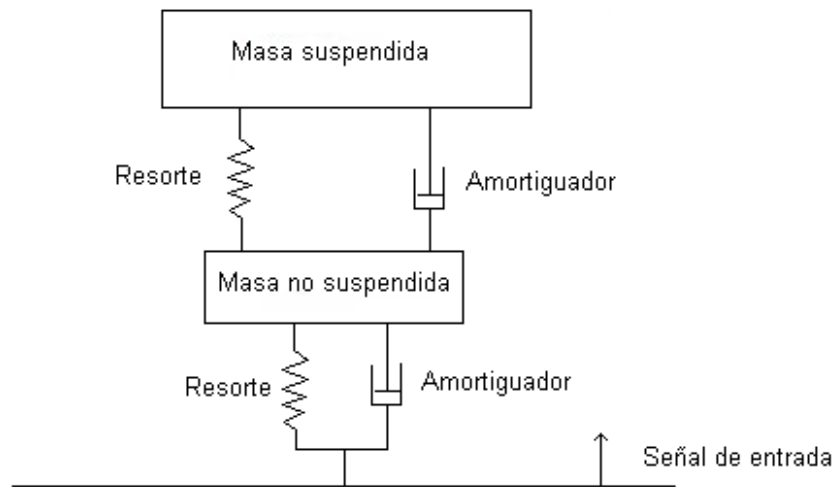
$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{R-h}{R} \right) \quad (3-5)$$

Como la velocidad máxima horizontal del vehículo es de 12.5 m/s, el radio de la rueda es aproximadamente de 0,2 m y la altura máxima que se espera que el vehículo pueda superar sin sufrir daños es de 0.06 m, podemos calcular la velocidad vertical máxima en alrededor de 6.66 m/s. Este valor no considera la elasticidad de la rueda, se emplea solo como un límite máximo en el modelo físico.

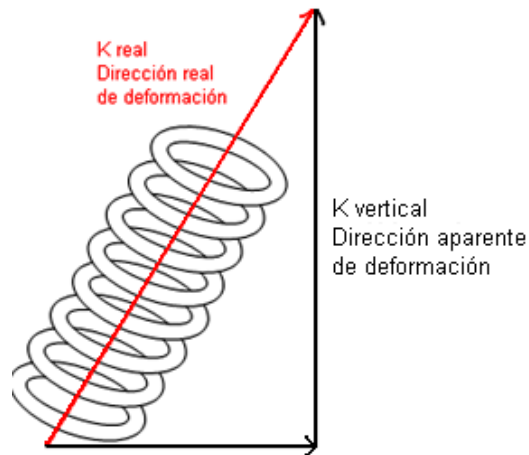
3.2 Modelo para la suspensión

Del proceso de evaluación y selección de concepto general dominante, en el Capítulo 2 se decidió que la suspensión del vehículo debe ser de tipo paralelogramos deformables. Para este tipo de suspensión se requiere modelar dos sistemas masa-resorte-amortiguador, el primero formado por la masa suspendida, el resorte y el amortiguador de la suspensión y el segundo correspondiente a la rueda anteriormente descrito [52], como muestra la Figura 3-4.

Figura 3-4: Sistema dinámico para $\frac{1}{4}$ de vehículo [Autor].



Lo que se busca con este modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo es encontrar la fuerza que la suspensión aplica en cada uno de los anclajes de la suspensión con el chasis. Entonces es necesario tener en cuenta que el resorte de la suspensión y el amortiguador no necesariamente son perpendiculares al piso, estos usualmente forman un ángulo con la vertical y por lo tanto su fuerza no actúa a lo largo del eje Z. El modelo tendrá en consideración la componente vertical de las constantes para el resorte y el amortiguador y el desplazamiento a lo largo de dicho eje para el cálculo de las fuerzas generadas. La representación de la constante equivalente del resorte se muestra en la Figura 3-5.

Figura 3-5: Constante elástica aparente del resorte del amortiguador [Autor].

3.2.1 Modelo de 1/4 de vehículo

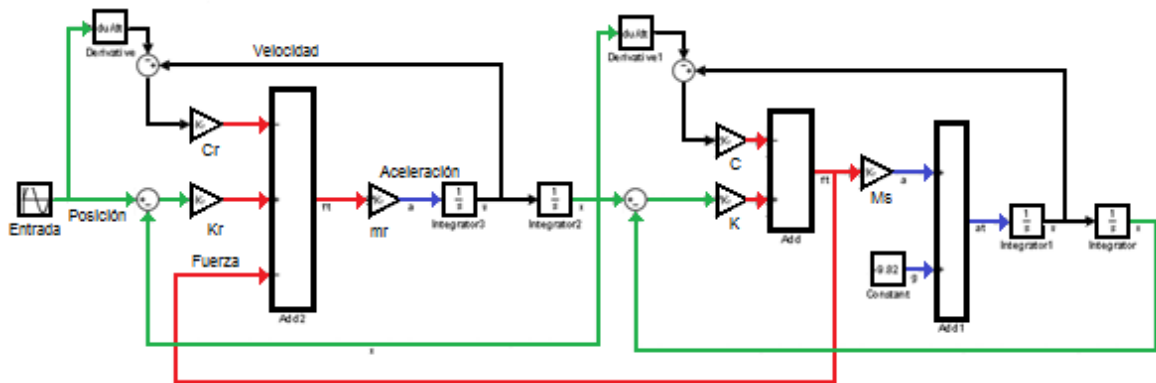
El modelo de la masa suspendida, el resorte de suspensión y el amortiguador es en general similar al modelo de la rueda, el diagrama de bloques para $\frac{1}{4}$ de la suspensión será la unión de estos dos modelos, teniendo en cuenta que la entrada al sistema de la suspensión es la salida del modelo de la rueda. Para poder acoplar estos dos modelos se debe incluir la interacción entre la masa suspendida y la masa no suspendida, es decir una nueva fuerza que actúa sobre la rueda. Esta fuerza es la reacción que actúa sobre la rueda a la fuerza que el sistema de suspensión ejerce sobre el apoyo en el chasis (ver Ecuación (3-6)).

$$-f_r - m_{ns}g + K_r z - C_r \dot{z} = m_{ns} \ddot{z} \quad (3-6)$$

Donde f_r es la fuerza de reacción que actúa sobre el eje de la rueda.

Donde f_r no debe interpretarse simplemente como el peso de la masa suspendida y considerarla una constante. Al ser este un modelo de un sistema dinámico también se generan fuerzas inerciales de acuerdo con la aceleración de la masa suspendida, esta fuerza es la resultante de la sumatoria vectorial del peso de la masa suspendida y la fuerza de inercia, que debe incluirse en el modelo que se ilustra en la Figura 3-6.

Figura 3-6: Diagrama de bloques para el modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo [Autor].

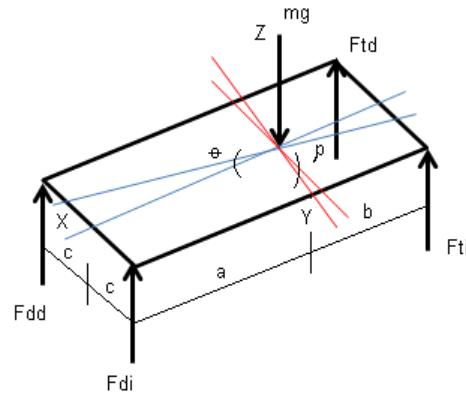


Al igual que en el modelo de la rueda, las fuerzas de amortiguación y elástica se calculan mediante la diferencia de velocidades y de posiciones respectivas entre el eje de la rueda y el punto de apoyo en el chasis. El resorte y el amortiguador de la suspensión, tienen una conexión mecánica con el eje de la rueda, por lo tanto este resorte puede ejercer fuerzas en ambas direcciones.

Los diagramas de bloques mostrando las funciones de acople para $\frac{1}{2}$ vehículo transversal y longitudinal se presentan en el Anexo F.

3.3 Modelo de vehículo de siete grados de libertad

Este modelo combina las respuestas en movimiento vertical a lo largo del eje Z, el balanceo alrededor del eje X (ρ) y el cabeceo alrededor del eje Y (θ). El enfoque dado al sistema es el de un chasis rígido con base aproximadamente rectangular, suspendido en sus cuatro esquinas por sistemas independientes de suspensión modeladas según el esquema visto en la sección anterior, cada par, rueda-suspensión se representa como un bloque de subsistema. La salida de cada uno de estos subsistemas es la fuerza que la suspensión aplica en cada uno de los apoyos en la carrocería, mediante sumatorias de fuerzas y momentos, el sistema determina la posición, velocidad y aceleración del centro de gravedad. Si se conocen estos valores y la geometría del chasis, es posible determinar el estado cinemático de cualquier punto del vehículo. El diagrama de cuerpo libre para el chasis de siete grados de libertad se muestra en la Figura 3-7.

Figura 3-7: Diagrama de cuerpo libre para el modelo de 7 grados de libertad [Autor].

Tomando *positivo* Z hacia arriba y θ , ρ positivo en contra de las manecillas del reloj se obtienen (3-7), (3-8) y (3-9):

$$F_{dd} + F_{di} + F_{td} + F_{ti} - mg = ma_{cg} \quad (3-7)$$

$$-F_{dd} \cos \rho c + F_{di} \cos \rho c - F_{td} \cos \rho c + F_{ti} \cos \rho c = I_{xx} \ddot{\rho} \quad (3-8)$$

$$-F_{dd} \cos \theta a - F_{di} \cos \theta a + F_{td} \cos \theta b + F_{ti} \cos \theta b = I_{yy} \ddot{\theta} \quad (3-9)$$

Donde:

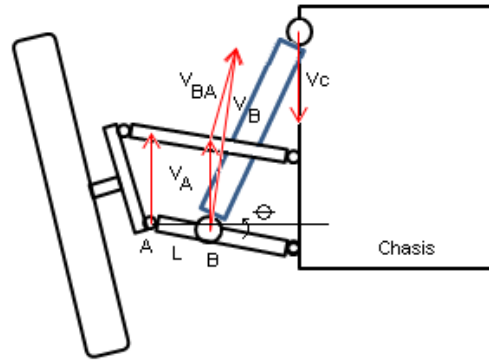
- F_{dd} , F_{di} , F_{td} y F_{ti} Son las fuerzas en el chasis debido a las suspensiones delantera derecha, e izquierda, trasera derecha e izquierda respectivamente (N).
- ρ es el ángulo de balanceo y θ es el ángulo de cabeceo (rad).
- a y b son las distancias del eje delantero y trasero al centro de gravedad respectivamente (m).
- c es la mitad de la trocha del vehículo (m).
- I_{xx} y I_{yy} son los momentos de inercia rotacional del chasis (kgm^2).

Los valores para las distancias a , b y c para calcular las fuerzas que la suspensión ejerce sobre el chasis se ven afectados por el cabeceo y el balanceo de este, así la velocidad relativa en el amortiguador tiene dos componentes; el primero es debido al movimiento del centro de gravedad (\dot{z}) y el segundo se produce por la razón de cambio del ángulo de cabeceo del chasis ($\dot{\theta}$).

Lo mismo ocurre con la diferencia de posición entre el eje de la rueda y el punto de apoyo en el chasis, este valor debe calcularse teniendo en cuenta la posición del centro de gravedad (z) y la componente vertical del triangulo formado por el chasis y la horizontal debido al ángulo de cabeceo (θ).

De esta manera la velocidad a la que trabaja cada amortiguador está definida por la diferencia entre la velocidad del eje de la rueda (determinada por el perfil del pavimento) y la velocidad del punto de apoyo de la suspensión en el chasis. De acuerdo con la cinemática de un cuerpo rígido, la velocidad del punto B es igual a la velocidad del punto A mas la velocidad del punto B respecto de A, como se aprecia en la Figura 3-8.

Figura 3-8: Velocidad de un punto B en un cuerpo rígido [Autor].



Según (3-10) la velocidad del punto B es:

$$V_B = V_A + V_{BA} \tag{3-10}$$

Donde V_B es la velocidad del punto B (ms^{-1}), V_A es la velocidad del punto A (ms^{-1}) y V_{BA} es la velocidad relativa del punto B respecto al punto A (ms^{-1}).

La velocidad del punto B respecto del punto A (ver (3-11)) es:

$$V_{BA} = \omega \times r_{AB} \tag{3-11}$$

Donde r_{AB} es el radio de B respecto de A (m).

El radio r_{AB} se puede expresar según (3-12):

$$x = L \cos \theta \hat{i}, \quad z = L \sin \theta \hat{k} \quad (3-12)$$

Donde L es la longitud del brazo A inferior de la suspensión (m).

Por lo tanto V_{BA} se expresa mediante (3-13) y (3-14):

$$\omega \times r_{AB} = \begin{bmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & -\omega & 0 \\ L \cos \theta & z & L \sin \theta \end{bmatrix} \quad (3-13)$$

$$\omega \times r_{AB} = (-\omega L \sin \theta) \hat{i} - (0) \hat{j} + (\omega L \cos \theta) \hat{k} \quad (3-14)$$

Debido a las características del modelo se utiliza la componente \hat{k} del resultado para determinar la velocidad de trabajo del amortiguador.

Como consecuencia de la acción de la suspensión, el ancho de la vía cambia únicamente para ángulos de balanceo grandes, por lo que al desarrollar el modelo se decidió mantener para cualquier valor de ρ la relación $\cos \rho$ para determinar la longitud del brazo, con el cual se calcula el torque producido por cada fuerza en el centro de gravedad. De esta manera el modelo puede considerar grandes valores para este ángulo. El diagrama de bloques resultante es similar al anterior con cambios únicamente en los valores de las constantes de longitud para calcular los brazos de torque.

3.3.1 Modelo de dirección y giro

Cuando un vehículo gira, se puede apreciar además del cambio en la dirección de desplazamiento, la aparición de fuerzas inerciales que actúan no solo sobre los pasajeros y la carga sino en el vehículo mismo. Este efecto se aprecia en el balanceo de la carrocería (rotación alrededor del eje de balanceo del vehículo), presentándose hacia el exterior de la curva de giro. Este balanceo tiene su origen en tres factores principalmente, el momento de giro, el momento de inercia de la masa suspendida y las fuerzas de fricción lateral que actúan en el punto de contacto de cada rueda con el pavimento [53].

Para iniciar el desarrollo del sistema es necesario definir las restricciones del modelo:

- Se considera que el cambio de posición del centro de balanceo, para cada par de ruedas, es despreciable y el eje de balanceo en consecuencia no cambia.
- Se considera que el vehículo realiza un giro sobre el plano XY con tendencia neutral. Por lo tanto la suma de las fuerzas de fricción laterales de las ruedas con el pavimento son iguales a la fuerza centrípeta experimentada por el vehículo.

A continuación se definen el concepto de eje de balanceo y los momentos que influyen en la dinámica de la simulación.

□ **Eje de balanceo**

Para definir el eje de balanceo es necesario primero determinar la posición de los centros de balanceo en cada eje, los cuales según la SAE son: “Un punto en el plano transversal de cualquier par de ruedas en el cual una fuerza transversal puede ser aplicada en la masa suspendida sin causar que esta se balancee” [53], los centros de balanceo generalmente se encuentran a diferentes alturas respecto del suelo, siendo el del eje trasero el más alto. El eje de balanceo es la línea que une los centros de balanceo delantero y trasero, sin embargo debe anotarse que este eje depende de la geometría de la suspensión y por lo tanto varía al modificarse esta ya sea durante un giro o por las irregularidades del camino. La Figura 3-9 muestra las posiciones comunes de estas características en un vehículo en reposo.

□ **Momento de giro**

Al rotar el chasis un ángulo ρ el centro de masa del vehículo sale del plano longitudinal vertical fuera de su posición de equilibrio como se muestra en la Figura 3-10. Este fenómeno genera un momento alrededor del eje de balanceo en la dirección contraria al giro. Este momento es calculado en un punto proyectado en el eje de balanceo directamente debajo del centro de gravedad mediante (3-15):

$$m_g = m_s g d \sin \rho \quad (3-15)$$

Donde m_g es el momento de giro (Nm), m_s es la masa suspendida (kg) y d es la distancia vertical desde el centro de gravedad de la masa suspendida hasta el eje de balanceo (m).

Figura 3-9: Centros de balanceo y eje de balanceo [53].

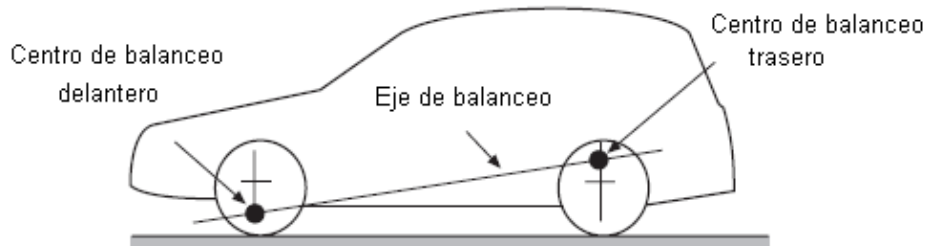
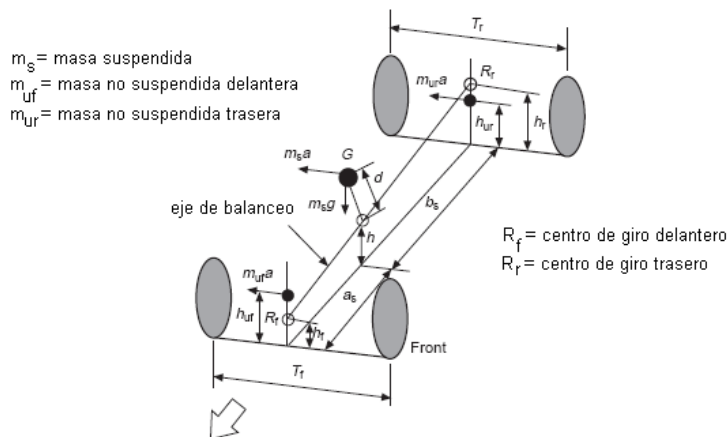


Figura 3-10: Características dinámicas del vehículo [53]



□ Momento debido a la inercia de la masa suspendida

Como el centro de gravedad del vehículo normalmente no está ubicado sobre el eje de balanceo, al girar el vehículo se presenta una fuerza inercial cuyo valor es $m_s a$ donde a es una aceleración igual pero opuesta a la aceleración centrípeta debida al giro. El momento alrededor del eje de balanceo de esta fuerza puede calcularse en el mismo punto proyectado para el momento de giro (ver (3-16)):

$$m_i = m_s a d \cos \rho \quad (3-16)$$

Donde m_i es el momento debido a la inercia de la masa suspendida (Nm) y a es la aceleración centrípeta (ms^{-2}).

□ **Momentos debidos a las fuerza del sistema de suspensión**

Cada par rueda-suspensión ejerce una fuerza vertical hacia arriba en cada apoyo, estas fuerzas también generan momentos alrededor del eje de balanceo los cuales pueden calcularse con (3-17):

$$m_s = -F_{ad}c + F_{di}c - F_{td}c + F_{ti}c \quad (3-17)$$

En este caso, es necesario tener en cuenta la longitud de los brazos para cierto tipo de suspensiones como pueden ser la de paralelogramos deformables o la suspensión de barras utilizada en los vehículos de carreras.

□ **Momento debido a las fuerzas de fricción lateral**

Al girar las ruedas se generan fuerzas de fricción lateral con el pavimento que en general son las que obligan al vehículo a girar en el plano XY. Al mismo tiempo, estas fuerzas generan momentos alrededor del eje de balanceo con un brazo igual a la distancia que hay del punto de contacto de cada rueda hasta el centro de balanceo del par de ruedas correspondientes. El valor de la suma de estas fuerzas debe ser igual a la fuerza de inercia para el total de la masa (ver Ecuación (3-18)):

$$F_{ft} = (m_s + m_{uf} + m_{ur})a \quad (3-18)$$

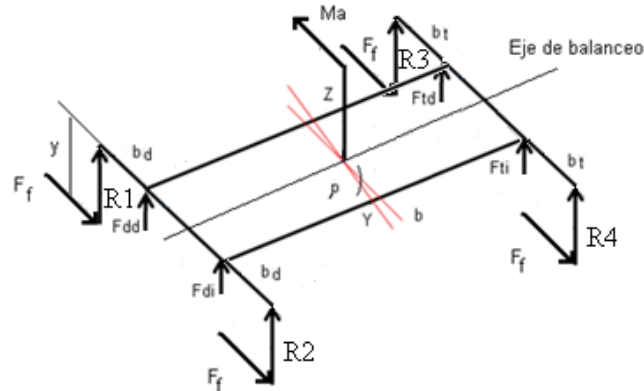
Donde F_{ft} es la fuerza de inercia total (N), m_{uf} y m_{ur} son las masas no suspendidas combinadas delantera y trasera respectivamente (kg).

El valor del momento generado alrededor del eje de balanceo para cada par de ruedas, se determina trasladando esta fuerza resultante al punto proyectado en el eje de balanceo directamente debajo del centro de gravedad y multiplicando por la distancia hasta el piso (ver Ecuación (3-19)):

$$m_d = (m_s + m_{uf} + m_{ur})ay \quad (3-19)$$

Donde m_d es el momento debido a las fuerzas laterales (Nm), y es la distancia hasta el suelo desde el eje de balanceo medida por la línea del centro de gravedad de la masa suspendida (m). La Figura 3-11 ilustra la suma de momentos debido a la acción de las fuerzas durante un giro.

Figura 3-11: Diagrama de cuerpo libre para el momento de giro causado por las fuerzas de fricción laterales en las ruedas [Autor].



□ Momento de giro debido a las fuerzas de contacto entre las ruedas y el pavimento

Las fuerzas de contacto entre cada rueda y el piso están determinadas por el porcentaje del peso de la masa suspendida soportado en cada una de estas, mas el peso de la masa no suspendida de cada una de estas, estas fuerzas transmiten momentos de giro sobre el eje de balanceo al multiplicarse por la distancia, desde su punto de aplicación hasta dicho eje; esta distancia está determinada por la longitud de los brazos de la suspensión mas la mitad del ancho del chasis. El momento de giro causado por estas fuerzas puede calcularse mediante (3-20):

$$m_{gr} = -R_1(b_d) + R_2(b_d) - R_3(b_t) + R_4(b_t) \quad (3-20)$$

Donde m_{gr} es el momento debido a las fuerza de contacto (Nm), R_i representa la fuerza de contacto mencionada para cada rueda (N), b_d representa la longitud del brazo delantero de la suspensión y b_t representa el largo del brazo trasero de la suspensión (m). En ambos casos debe tenerse en cuenta la longitud del chasis para calcular el respectivo momento sobre el eje de balanceo.

□ Momento de giro total

Para calcular el momento de giro total simplemente se suman cada uno de los momentos anteriormente descritos, teniendo en cuenta que el sentido de giro aplicado está determinado por el signo dentro de la operación la sumatoria de momentos quedará representada por (3-21):

$$m_s g \sin \rho + m_s a \cos \rho + (m_s + m_{uf} + m_{ur}) ay - F_{dd}c + F_{di}c - F_{td}c + F_{ti}c R_2 - R_1(b_d) + R_3(b_t) + R_4(b_t) = I_{xx} \ddot{\rho} \quad (3.21)$$

Despejando los momentos causados por las fuerzas de suspensión se tiene (ver Ecuación (3-22)):

$$-I_{xx} \ddot{\rho} + m_s g \sin \rho + m_s a \cos \rho + (m_s + m_{uf} + m_{ur}) ay - b_d(R_2 - R_1) + b_t(R_2 - R_1) = F_{dd}c - F_{di}c + F_{td}c - F_{ti}c \quad (3.22)$$

Esta última ecuación se representa como un diagrama de bloques que simula el momento de giro sobre el chasis del vehículo. Las entradas al subsistema de momento están determinadas por los valores ρ , $\ddot{\rho}$ y el valor de la aceleración centrípeta horizontal debida al giro que se representa mediante un bloque de constante.

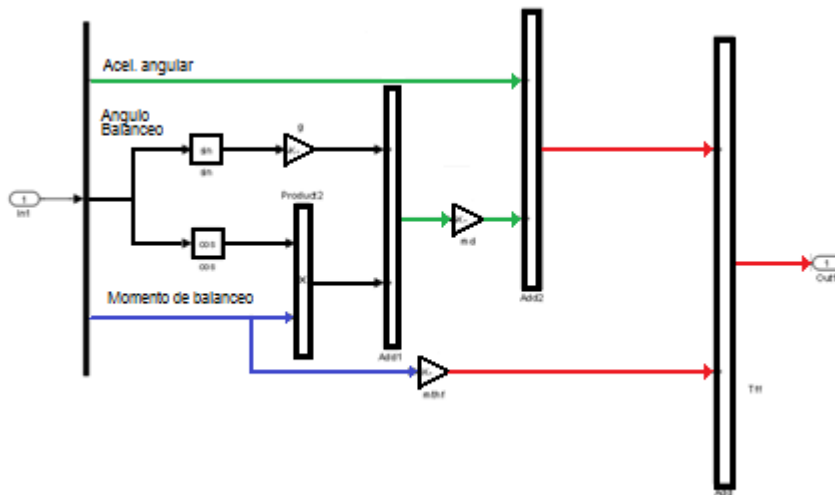
Este último puede cambiarse por cualquier otro bloque de función para representar giros y contra giros, cambios en el radio de giro o combinaciones de las anteriores. La salida de este subsistema se suma en el bloque correspondiente del modelo. La representación en diagrama de bloques de (3.22) aparece en la Figura 3-12.

□ Barra estabilizadora

Actualmente los vehículos con suspensión independiente incluyen una barra anti balanceo, que ayuda a disminuir el ángulo rotado por el chasis, durante un giro al aumentar la inercia angular del vehículo, sin necesidad de modificar los valores de los resortes de la suspensión. Lo anterior mejora las condiciones de conducción, sin perder las características de comodidad de la suspensión.

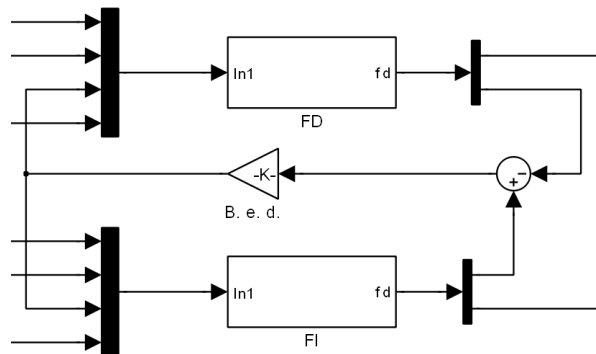
Esta barra une las ruedas derecha e izquierda de cada eje del vehículo. Cuando la carrocería rota, se produce una diferencia entre el nivel de las ruedas derecha e izquierda lo que somete a torsión la barra estabilizadora, esta barra actúa como un resorte aplicando una fuerza que impide que la distancia entre las ruedas aumente demasiado.

Figura 3-12: Diagrama de bloque para la suma de momentos del sistema de dirección y giro [Autor].



La deformación de la barra estabilizadora se calcula mediante las posiciones de los ejes de las ruedas derecha e izquierda obtenidas del modelo, multiplicando esta deformación por la constante elástica a torsión, se determina la fuerza que la barra aplica en cada eje. Los bloques correspondientes a la barra estabilizadora en el modelo se muestran en la Figura 3-13.

Figura 3-13: Diagrama de bloques para la barra estabilizadora [Autor].



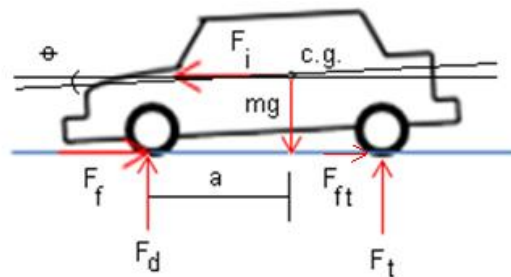
3.3.2 Modelo de frenado

Cuando un vehículo cambia su velocidad ya sea aumentándola o disminuyéndola se presentan fuerzas de inercia que se resisten a ese cambio. Dichas fuerzas actúan en el centro de gravedad del vehículo oponiéndose a la aceleración presente; aparte del cambio en la velocidad el efecto visible de la aceleración es una tendencia a rotar con respecto al eje Y del vehículo conocida como cabeceo. Si el vehículo está frenando el extremo delantero tiende a bajar y el otro extremo a subir, si el vehículo acelera, el efecto es al contrario. Una vez el vehículo se detiene o alcanza una velocidad constante, la fuerza de inercia desaparece y el chasis regresa a su posición de equilibrio.

Esta tendencia puede describirse mediante un momento producido por las fuerzas de fricción entre las ruedas y el pavimento, las fuerzas de fricción se presentan en las ruedas de tracción cuando acelera, en las delanteras si la tracción es delantera o en las ruedas traseras si tiene tracción trasera o en las cuatro ruedas para vehículos con tracción en todas las ruedas. De la misma manera las fuerzas de frenado actúan en las cuatro ruedas; pero, en las ruedas traseras la fuerza de fricción se controla para evitar que estas dejen de girar, debido a que si esto ocurriera, estas ruedas dejan de producir fuerza lateral dejando al vehículo en una condición muy inestable y cualquier fuerza por pequeña que sea (una piedra en el camino, un desnivel, etc.) provocará el derrape del vehículo.

Para efectos de la simulación se considerará un vehículo con tracción en las ruedas traseras. De la misma manera, se asume que los frenos se aplican en las cuatro ruedas con un regulador de presión en el eje trasero para disminuir el riesgo de derrape. El diagrama de cuerpo libre está ilustrado en la Figura 3-14.

Figura 3-14: Diagrama de cuerpo libre para frenado con las ruedas delanteras [Autor].



La fuerza F_f está determinada por el valor de la carga del sistema de suspensión delantero multiplicado por el coeficiente de fricción generado en el sistema de frenos; Definiendo el sistema coordenado y tomando positivo hacia la derecha, arriba y sentido anti horario y haciendo sumatoria de fuerzas y de momentos en el centro de gravedad se obtiene (ver Ecuaciones (3-23), (3-24) y 3-25)):

$$-F_f - F_{ft} + F_i = ma_x \quad (3-23)$$

$$F_d + F_t - mg = ma_z \quad (3-24)$$

$$F_f z - F_d a + F_t b = I_{yy} \ddot{\theta} \quad (3-25)$$

Donde:

F_f y F_{ft} son las fuerzas de fricción de frenado entre las ruedas y el pavimento (N).

F_d y F_t son las fuerzas de reacción vertical en los ejes delantero y trasero (N).

m es la masa total del vehículo (kg).

a_z y a_x Son la aceleraciones lineales vertical y horizontal respectivamente (ms^{-2}).

Tomando esta última ecuación y despejándola para las fuerzas de suspensión (ver Ecuación (3-26)) se obtiene:

$$-I_{yy} \ddot{\theta} + F_f z = F_d a - F_t b \quad (3-26)$$

El diagrama de bloques resultante es el ilustrado en la Figura 3-15.

Cuando la velocidad llega a ser nula durante una desaceleración el vehículo se detiene y las fuerzas de inercia desaparecen. De la misma manera cuando el vehículo alcanza la velocidad máxima de 12.5 m/s (velocidad máxima del vehículo por decisiones de diseño) este deja de acelerar y las fuerzas de inercia también desaparecen y en ambos casos la carrocería regresa a su posición de equilibrio por acción de la suspensión.

En el modelo se tiene en cuenta la aceleración del vehículo y su efecto en la velocidad instantánea. Esta velocidad también afecta la forma como las funciones de entrada del perfil del pavimento funcionan y se acoplan con cada sistema rueda-suspensión.

Con lo que se obtiene la primera parte del argumento de la función, calculando el seno de este valor y multiplicando por la amplitud de las irregularidades del pavimento, se tiene el valor de entrada para el eje delantero. Se puede definir φ como el retraso que experimentan las ruedas traseras debido a la longitud del vehículo, este retraso puede expresarse como (ver Ecuación (3-32)):

$$\varphi = \frac{2\pi L}{s} \quad (3-32)$$

Donde L es la distancia entre ejes (m), este valor sumado a ω determina el argumento a utilizar en el eje trasero para determinar la ecuación de manera similar a lo realizado en el eje delantero.

De esta manera la señal de entrada a los sistemas rueda-suspensión se relaciona con la velocidad del vehículo. Si este se detiene, la señal de entrada permanecerá constante, si por el contrario el vehículo acelera la frecuencia de entrada de la señal del pavimento aumentara de acuerdo con la velocidad; en caso de que se quiera simular un pavimento liso el valor de la amplitud debe ajustarse a 0. Si se quiere simular otra clase de irregularidades deben cambiarse los bloques por aquellos adecuados a la necesidad específica.

3.4 Modelo general de siete grados de libertad

El modelo de siete grados de libertad incluye los subsistemas de dirección y giro, barra estabilizadora y sistema de aceleración. En el diagrama podemos apreciar que los cálculos relacionados con la velocidad y las funciones de entrada que representan el perfil del pavimento, fueron agrupados en un subsistema, para simplificar la apariencia final del modelo, los datos de entrada suministrados por el observador son:

- Velocidad inicial.
- Coeficiente de frenado.
- Aceleración centrípeta de giro.
- Tiempo de simulación.
- Amplitud de la función que define el perfil del pavimento.

Dentro del subsistema de velocidad hay dos datos que se relacionan con la longitud del vehículo, estos solo deben cambiarse si se cambia la longitud entre ejes (L_{total} , φ).

Es de anotar que todas las características que están presentes en este modelo pueden manipularse con gran libertad con lo cual se pueden realizar una gran cantidad de combinaciones de perfil del pavimento, velocidades, aceleraciones y giros.

La Figura 3-16 muestra el modelo de siete grados de libertad completo, incluyendo los subsistemas de aceleración, dirección y con señales sinusoidales de entrada en las cuatro ruedas dependientes de la velocidad instantánea del vehículo.

Donde las ecuaciones generales que describen la dinámica del vehículo son (3-33), (3-34) y (3-35):

$$F_{ad} + F_{di} + F_{td} + F_{ti} - m_s g = m_s \ddot{z} \quad (3-33)$$

$$m_s g d \sin \rho + m_s a d \cos \rho + m_{uf}(h_{uf} - h_f) + m_{ur}(h_r - h_{ur}) + \frac{m_s g b_s}{b_s + a_s}(h_r - h_{ur}) +$$

$$m s g a b s + a s h u f - h f + (F d i - F d d) T f 2 + F t i - F t d T r 2 - K b f \Delta f - K b r \Delta r +$$

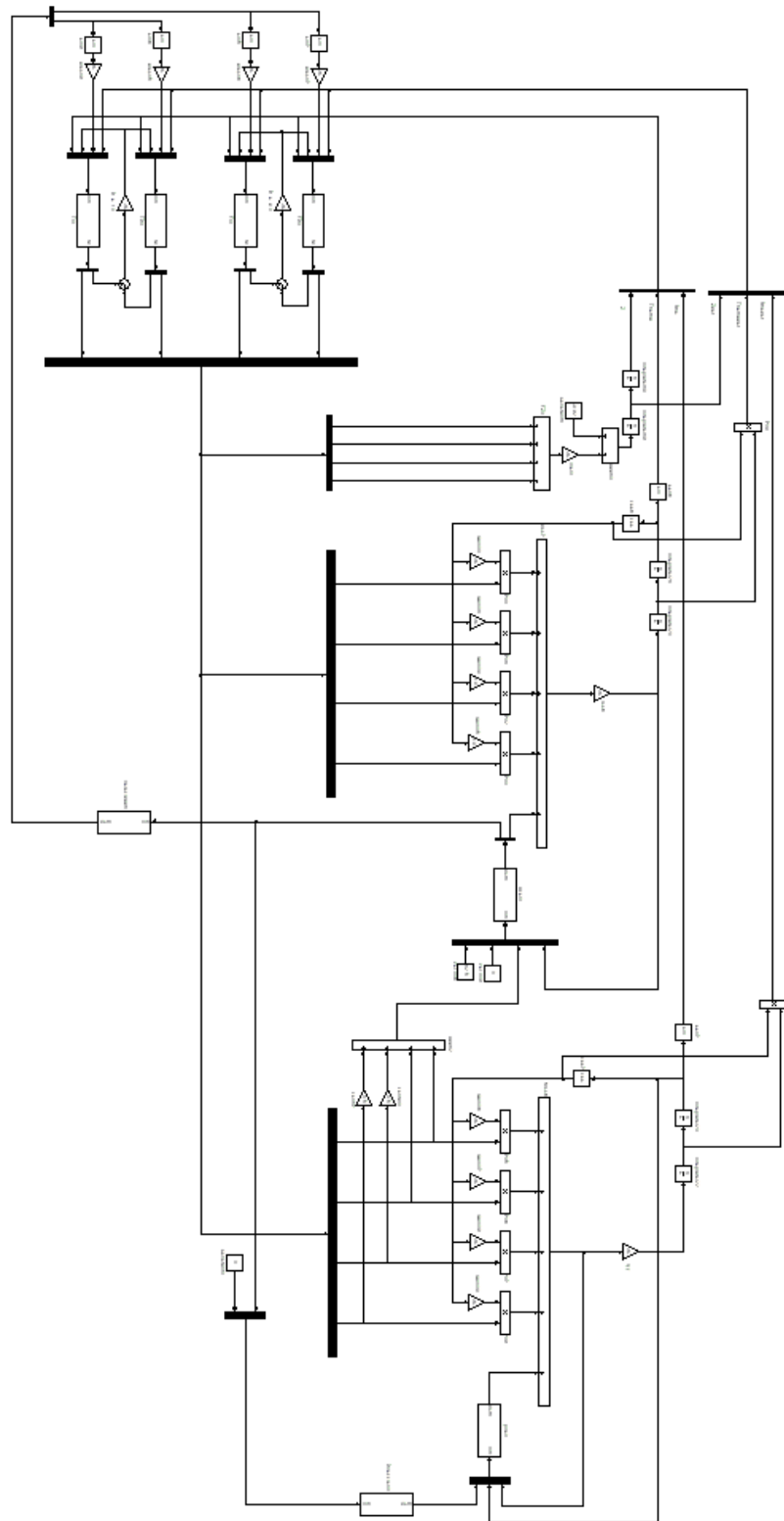
$$(F f l d d + F f l d i + F f l t d + F f l t i) y = I x x \rho \quad (3-34)$$

$$(F_{td} a_s + F_{ti} a_s - F_{ad} b_s - F_{di} b_s) \cos \theta + (F_{fad} + F_{fai} + F_{ftd} + F_{fti})(y + d)$$

$$= I_{yy} \ddot{\theta} \quad (3-35)$$

En el Anexo F se ilustran en detalle los diagramas de bloques para el modelo de 7 grados de libertad y sus diferentes funciones.

Figura 3-16: Diagrama de bloques final para el modelo de siete grados de libertad [Autor].



3.5 Validación de los modelos

Para realizar la validación de los modelos el primer paso consiste en comparar la respuesta del presente modelo en algunas circunstancias propuestas en la literatura, y comparar los resultados obtenidos con aquellos reportados por los autores. De la extensa revisión realizada sobre artículos que trabajan en modelos de dinámica vehicular, los de Attia, Cronje', Els, Sayers y Han respectivamente [54, 55, 56], muestran resultados de respuesta dinámica orientados a una suspensión de paralelogramos deformables con barra de estabilidad transversal. Lo anterior convierte en idóneos a estos trabajos para fines de comparación de resultados. El segundo paso consiste en un análisis de convergencia de la respuesta del modelo para los diferentes métodos de solución posibles en Simulink.

3.5.1 Condición de equilibrio estático

Para esta prueba, en estado de reposo se asignan valores aleatorios para las constantes de rigidez de los resortes y de los amortiguadores de la suspensión. También pueden asignarse valores para las variables de las ruedas. De manera que el modelo buscará la posición de equilibrio estático al distribuirse las cargas a través del sistema de suspensión en las cuatro ruedas como se aprecia en la Figura 3-17a. Los resultados son comparables con los encontrados por Sayers y Han [56] en el simposio de IAVSD en 1995 representados en la Figura 3-17b. La discrepancia entre las alturas alcanzadas por los ejes se debe a la diferencia de las constantes de los resortes entre el eje delantero y el eje trasero.

Resultados similares se observan en la Figura 3-18 que muestra los resultados obtenidos con el modelo propuesto (a), y con el modelo presentado por Attia [54] (b), cuando se somete el chasis a la acción de una fuerza vertical que lo obliga a moverse fuera de su posición de equilibrio. En ambos casos el vehículo entra en oscilaciones amortiguadas hasta alcanzar luego de cierto tiempo la posición de equilibrio. Attia plantea para esta simulación que “la comparación con el programa DAP-3D muestra una completa concordancia con los resultados de la simulación” [54].

Figura 3-17: (a) Posición vertical de los ejes al alcanzar el equilibrio estático modelo dinámico propuesto de siete grados de libertad [Autor]; (b) Comportamiento de los ejes delantero y trasero al alcanzar el estado de equilibrio dinámico según Sayers y Han [56].

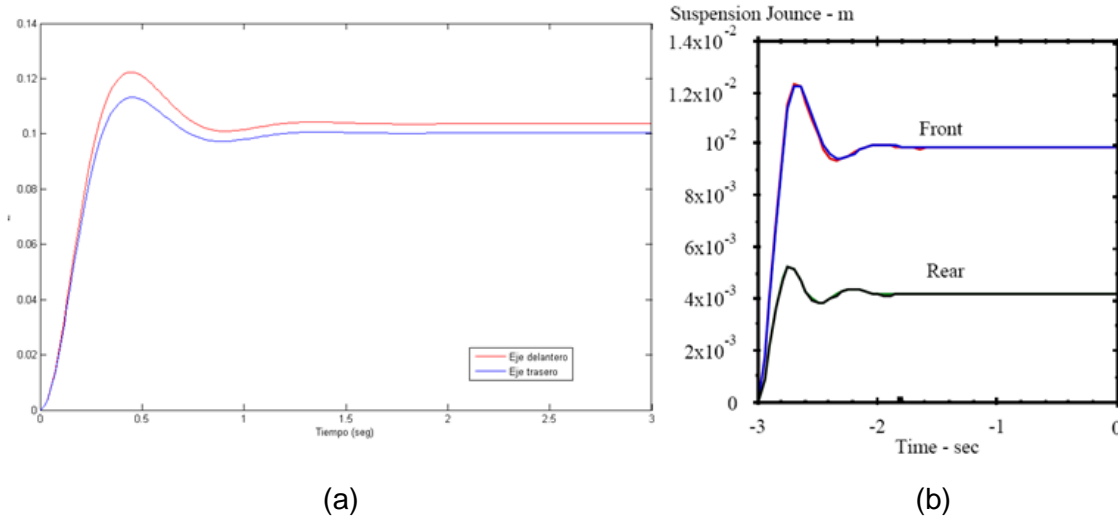
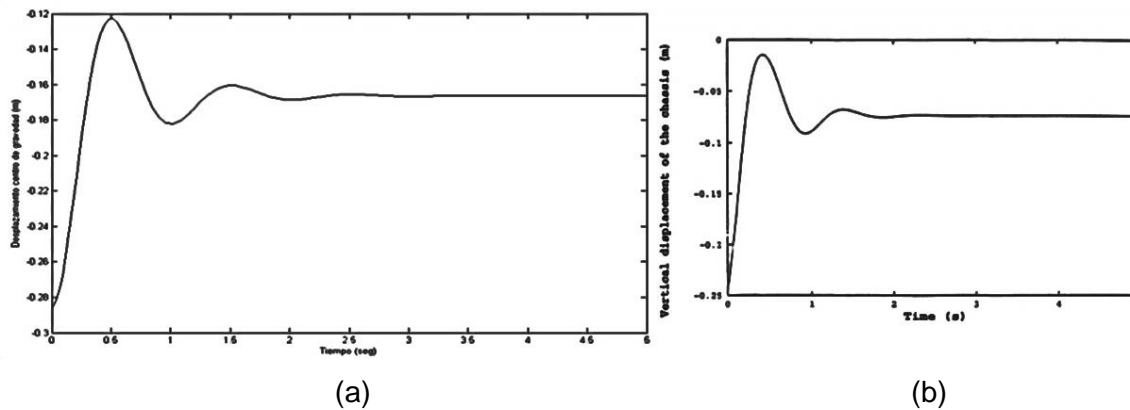


Figura 3-18: (a) Desplazamiento vertical del chasis de acuerdo al modelo propuesto [Autor]; (b) desplazamiento vertical del chasis de acuerdo al modelo de Attia [54].

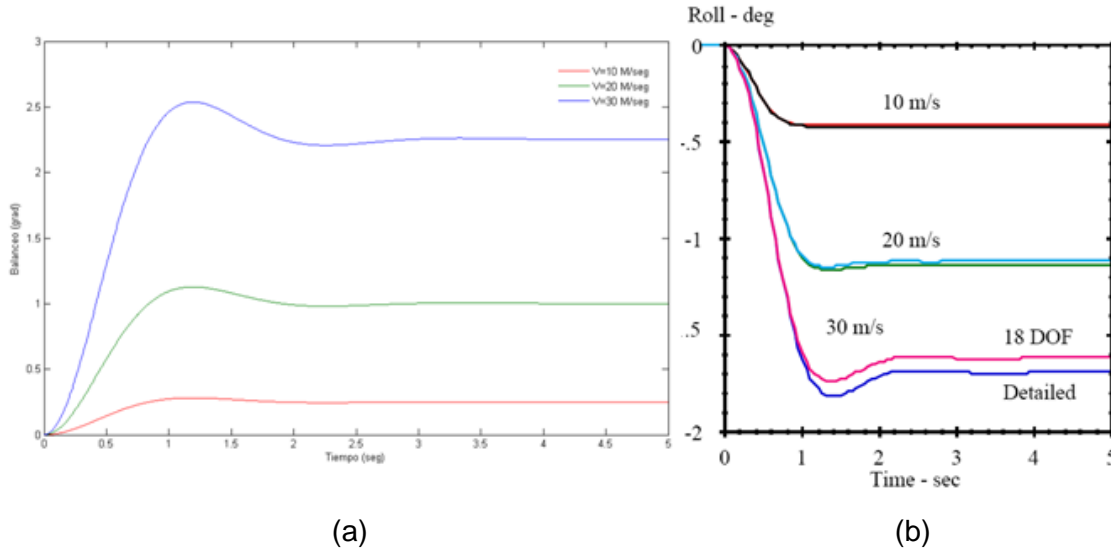


3.5.2 Balanceo para diferentes velocidades en giro constante

En esta prueba se simulan las condiciones de giro para diferentes velocidades, las variables de la suspensión son las mismas en los tres casos obteniéndose los resultados mostrados en la Figura 3-19a. El comportamiento es similar al presentado por Sayers y Han en la Figura 3-19b.

La diferencia de signo entre los valores de ambas graficas se debe a que el modelo de este trabajo puede simular giros a izquierda o derecha, siendo la diferencia el signo del ángulo de balanceo.

Figura 3-19: (a) Angulo de balanceo para diferentes velocidades en el modelo dinámico de siete grados de libertad [Autor]; (b) Angulo de balanceo para diferentes velocidades según Sayers y Han [56].



En ambos casos, los autores comparaban las respuestas de dos modelos, el primero un modelo completo y muy detallado de 18 grados de libertad, el segundo un modelo simplificado. Para ambos casos las condiciones de simulación se basan en terreno plano, los valores específicos de las diferentes variables entre los presentados en la literatura y los evaluados en el presente modelo, no necesariamente tienen que ser los mismos siempre y cuando se comparen los comportamientos generales en ambas respuestas.

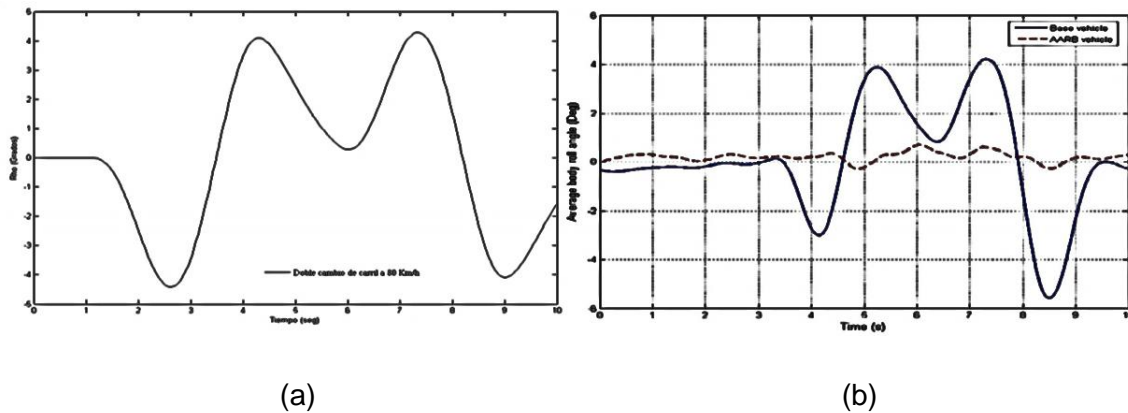
3.5.3 Doble cambio de carril

Por su parte, Cronje´ y Els en su estudio [55] simulan un doble cambio de carril para un vehículo modelo Land Rover 110. La Figura 3-20a muestra los resultados obtenidos con el modelo propuesto en este trabajo, y la Figura 3-20b los resultados obtenidos en el otro trabajo mencionado, para el ángulo de balanceo del vehículo cuando se realiza la maniobra de cambio de carril. En este caso los parámetros de la simulación se definen con los valores propios de esta clase de vehículo (Tabla 3-1).

Tabla 3-1: Propiedades de la suspensión y del vehículo para simular el doble cambio de carril [Autor].

Propiedades	Land Rover 110
Constante de rigidez de la rueda	122750 Nm ⁻¹
Constante de amortiguación de la rueda	150 Nsm ⁻¹
Constante de rigidez de la suspensión	8000 Nm ⁻¹
Constante de amortiguación de la suspensión	3000 Nsm ⁻¹
Masa no suspendida (por cada rueda)	50 kg
Masa suspendida	3050 kg
Ancho de vía (delantera y trasera)	1.496 m
Distancia del eje delantero al c.g.	1.06 m
Distancia del eje trasero al c.g.	1.734 m
Momento de inercia del chasis sobre el eje X	3500 kgm ²
Momento de inercia del chasis sobre el eje Y	3500 kgm ²
Altura del centro de balanceo del eje delantero	0.8 m
Altura del centro de balanceo del eje trasero	0.85 m
Altura del c. g. del eje delantero y trasero	0.82 m
Altura del centro de gravedad	0.83 m
Radio de la rueda	0.25 m
Distancia del centro de gravedad al eje de balanceo	0.3 m

Figura 3-20: (a) Angulo de balanceo del chasis de acuerdo al modelo propuesto [Autor]; (b) Angulo de balanceo del chasis de acuerdo al modelo de Cronje´ y Els (línea continua aplica para barra de estabilización transversal convencional) [55].



3.5.4 Convergencia

La respuesta del modelo de siete grados de libertad converge para todos los métodos de solución para un tamaño de paso máximo de 0.4 s.

Es importante anotar que para las simulaciones que empiezan en terreno liso las condiciones iniciales se ajustaron a las características de la suspensión, para obtener resultados desde el primer momento de la simulación. En el caso de simulaciones para terreno sinusoidal el modelo requiere de aproximadamente 0.7 s en promedio para superar el estado transitorio, este tiempo puede variar dependiendo de las condiciones iniciales y de las características del terreno a simular, así como de la velocidad; en estos casos se otorgó un tiempo de 5 s para este propósito.

3.6 Simulación bajo diferentes condiciones

Para probar las respuestas del modelo bajo diferentes condiciones, primero se asignan valores realistas a las diferentes variables, como son longitudes, valores de coeficientes elásticos, valores de amortiguación, masas (suspendida y no suspendida), momentos de inercia, etc. Los valores seleccionados tomados y adaptados de las características de un vehículo **Smart for two** se muestran en la Tabla 3-2.

Los valores de las constantes para las ruedas dependen del tipo de coraza y de la presión de inflado. En la Tabla 3-2 se incluyen algunos valores típicos de estas constantes para automóviles. Se considera que la máxima elevación de los obstáculos que se encontrarán en condiciones normales de conducción es de alrededor de 0.05 m. que corresponde al 10% del diámetro de la llanta a utilizar.

3.6.1 Modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo:

Para comparar las respuestas de posición del eje de la rueda y del centro de gravedad del modelo con la entrada del perfil del pavimento se realiza una ligera modificación al modelo con el fin de que todos los valores partan de cero.

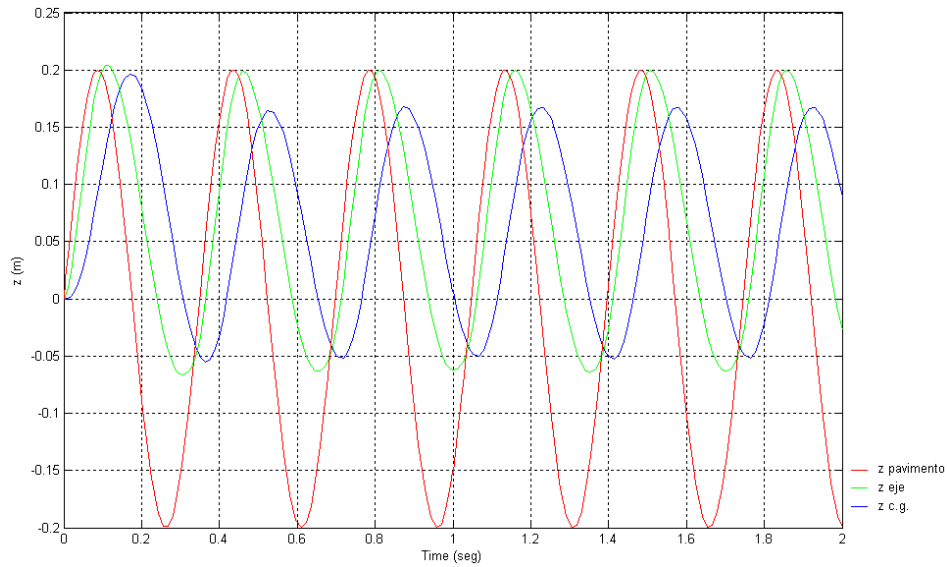
Tabla 3-2: Propiedades de la suspensión y del vehículo para simulación [Autor].

Propiedades	Smart for two
Constante de rigidez de la rueda	122750 Nm ⁻¹
Constante de amortiguación de la rueda	3000 Nsm ⁻¹
Constante de rigidez de la suspensión	19640 Nm ⁻¹
Constante de amortiguación de la suspensión	6000 Nsm ⁻¹
Masa no suspendida (por cada rueda)	25 kg
Masa suspendida	800 kg
Ancho de vía (delantera y trasera)	0.7 m
Distancia del eje delantero al c.g.	1.2 m
Distancia del eje trasero al c.g.	0.9 m
Momento de inercia del chasis sobre el eje X	1200 kgm ²
Momento de inercia del chasis sobre el eje Y	1200 kgm ²
Altura del centro de balanceo del eje delantero	0.2 m
Altura del centro de balanceo del eje trasero	0.3 m
Altura del c. g. del eje delantero y trasero	0.5 m
Altura del centro de gravedad	0.41 m
Radio de la rueda	0.2 m
Distancia del centro de gravedad al eje de balanceo	0.2 m

□ Señal Sinusoidal

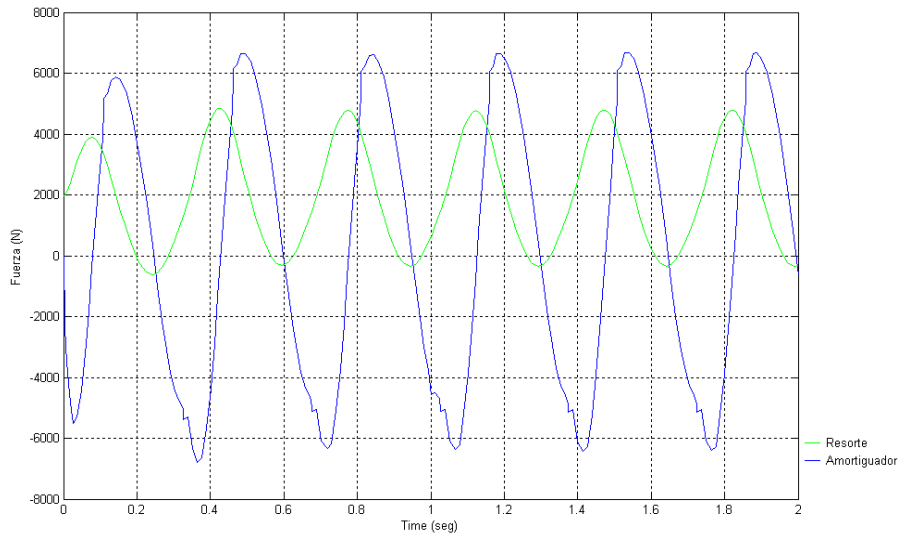
Señal de entrada tipo sinusoidal: La grafica muestra diferencias en las amplitudes del movimiento del eje de la rueda y del centro de gravedad debido a la acción de la suspensión, también se observa una diferencia en la frecuencia de respuesta del eje de la rueda retrasado con respecto al pavimento y del centro de gravedad retrasado con respecto a los otros dos debido a la acción de los dos sistemas combinados como muestra la Figura 3-21.

Figura 3-21: Posición para entrada sinusoidal $A = 0.2$ m, $w = 18$ rad/s [Autor].



La Figura 3-22 muestra las fuerzas en el resorte y en el amortiguador de la suspensión para este caso.

Figura 3-22: Fuerzas para entrada sinusoidal $A = 0.2$ m, $w = 18$ rad/s [Autor].



3.6.2 Cinemática general del vehículo

Los siguientes análisis se realizaron sobre el modelo general con siete grados de libertad. Las simulaciones se agruparon de tal manera que los resultados obtenidos puedan compararse entre sí para una mayor facilidad de análisis.

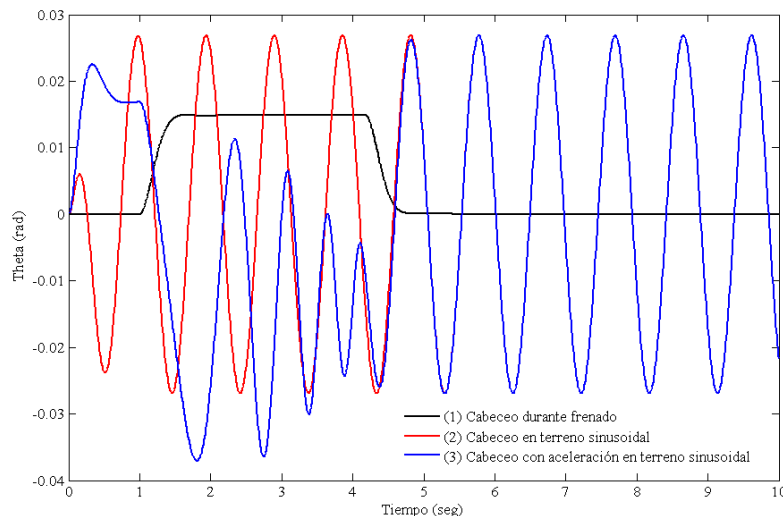
□ Simulación longitudinal

En la Figura 3-23. La curva (1) muestra el comportamiento del ángulo de cabeceo del vehículo para una condición de frenado ($a=-3.92 \text{ ms}^{-2}$).

La curva (2) muestra el resultado para una condición de aceleración partiendo de velocidad nula, con una excitación sinusoidal sobre la ruedas ($A=0.04 \text{ m}$), se observa aquí la superposición de dos efectos: primero ocurre el levantamiento de la parte frontal del vehículo producto del arranque, luego ocurre el cabeceo sinusoidal del vehículo en su plano longitudinal producto de la excitación proveniente de la vía. Es interesante el hecho que las separaciones entre ondas no solo se van acortando producto a la mayor velocidad que va alcanzando el vehículo, sino también que su amplitud se va haciendo menor producto del efecto disipatorio combinado de los amortiguadores de los ejes delanteros y traseros respectivamente.

Por último, la curva (3) muestra el comportamiento para velocidad de desplazamiento constante ($v=12.5 \text{ ms}^{-1}$) y una excitación sinusoidal sobre las ruedas igual a la planteada para el caso de análisis anterior. Para esta nueva situación se aprecia que luego de un pequeño efecto transitorio de apenas una onda la respuesta del vehículo se vuelve estable, ocurriendo una oscilación uniforme en el plano longitudinal del vehículo. También, es necesario hacer notar que las curvas (2) y (3) convergen luego de $T \geq 5 \text{ s}$, a una condición uniforme de balanceo longitudinal del vehículo.

Figura 3-23: Rotación del vehículo en el plano longitudinal (pitch) [Autor].



□ Simulación Transversal

En la Figura 3-24 aparecen los resultados del análisis para el plano transversal del vehículo. Se analizan tres tipos de situaciones de conducción: giro y contragiro; giro bajo frenada; y contragiro con excitación sinusoidal de la vía. Para estudiar la influencia que tienen las barras de estabilización transversal en la estabilidad transversal del vehículo, las tres situaciones anteriores se analizan con y sin estos dispositivos instalados.

La curva (1) muestra la maniobra de giro y contragiro del vehículo sin barras de estabilidad transversal. La fase de giro y contragiro no son iguales dado que la acción de giro perturba a la acción posterior de contragiro; a pesar de ello los valores límites del ángulo de inclinación transversal son parecidos para ambas fases de la maniobra ($\rho_{\text{giro}}=12.6^\circ$ y $\rho_{\text{contragiro}}=-12.5^\circ$).

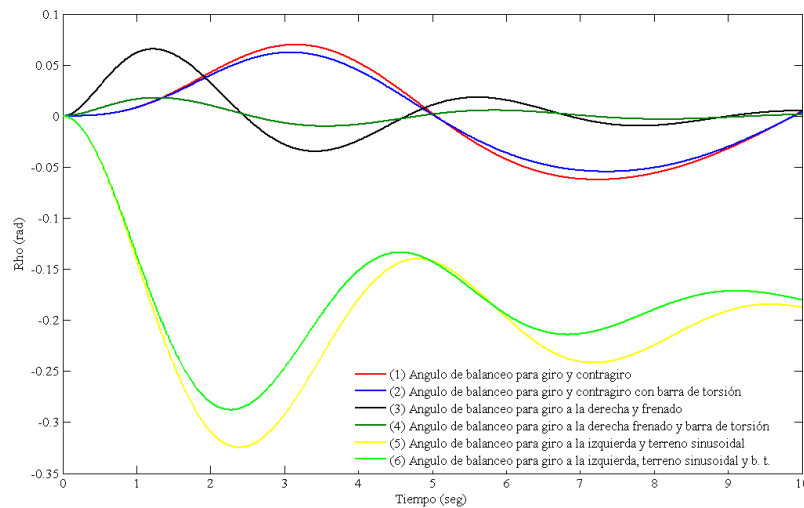
Al activarse las barras de estabilización transversal (curva 2) ocurre una disminución del ángulo límite de inclinación transversal del 12%. Si se quiere disminuir aún más el ángulo de inclinación transversal se podría incrementar las rigideces de las barras transversales, aunque lo anterior va en detrimento de la percepción de confort durante conducción del vehículo.

La curva (3) muestra el resultado de la maniobra de giro y frenado simultáneo del vehículo sin barras de estabilidad transversal. La curva (4) muestra el resultado cuando se emplean las barras de estabilidad transversal. Con el uso de estos dispositivos se logra un efecto relativamente débil para esta clase de maniobra, disminuyendo el ángulo de inclinación transversal solo en un 8%. Es necesario hacer notar que el ángulo de inclinación transversal en esta maniobra es pequeño debido a que el tiempo de sostenimiento de la aceleración lateral es corto, y además este último disminuye rápidamente debido a la desaceleración de frenado. No obstante, es interesante el pequeño balanceo transversal del vehículo que se aprecia, el cual es disipado por los amortiguadores, incluso luego que el vehículo se ha detenido por completo.

Por último, la curva (5) muestra el efecto de un contragiro con excitación sinusoidal de la vía ($A=0,04$ m) a velocidad de desplazamiento constante ($v=12.5$ ms⁻¹) sobre el ángulo de inclinación transversal, para el vehículo sin barras de estabilidad transversal.

Esta condición resultó ser la más crítica para el vehículo, provocando un ángulo de inclinación transversal máximo igual a 18.4° . Con el uso de barras de estabilidad transversal se logra disminuir el ángulo de inclinación transversal máximo a un valor de 16.3° , luego los valores picos de inclinación inducidos por las irregularidades del camino se mantienen en 11.6° . Las maniobras más peligrosas resultaron ser la de giro en una vía con irregularidades, seguida por la de realizar un giro y contragiro, ambas a velocidad de desplazamiento constante. Se evidencia la mejoría en la dinámica transversal del vehículo cuando se utilizan barras de estabilidad transversal.

Figura 3-24: Rotación del vehículo en el plano transversal (roll) [Autor].



□ Comportamiento de las fuerzas sobre la suspensión

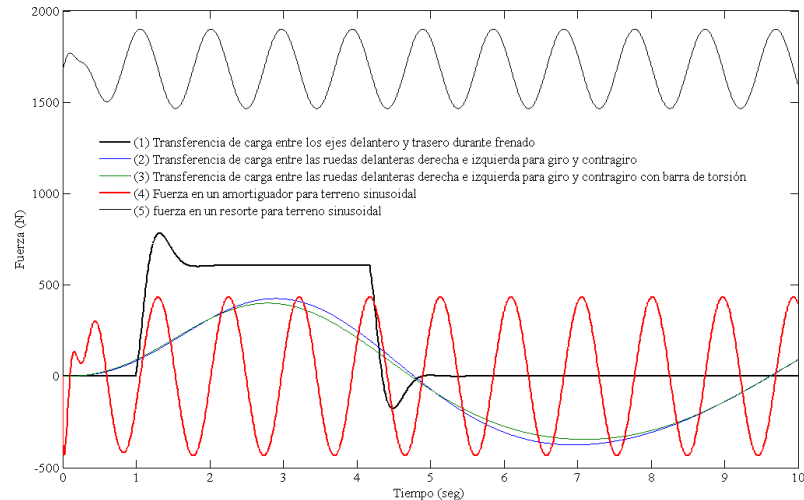
En la Figura 3-25 aparece el comportamiento de las fuerzas sobre la suspensión del vehículo bajo distintas maniobras. La curva (1) representa la transferencia de carga entre el eje delantero y el trasero, para la condición de frenado ($a = -3.93 \text{ ms}^{-2}$). Al comienzo y la finalización del la acción de frenado se observa el efecto de amortiguación de la suspensión. Durante el frenado ocurre una transferencia de carga igual a 600 N de las ruedas traseras hacia las delanteras.

Las curvas (2) y (3) muestran la transferencia de carga que ocurre desde las ruedas de un lado hacia las del lado opuesto, para una suspensión sin y con barras de estabilidad transversal respectivamente, cuando el vehículo realiza la maniobra de giro y contragiro.

En el primer giro de la maniobra, ocurre la mayor transferencia de carga desde las ruedas del lado derecho hacia las de la izquierda, con valor igual a 3330 N; luego en la segunda fase (contragiro) de la maniobra la transferencia de carga es igual a -2850 N. Lo anterior para la suspensión sin barras de estabilización instaladas. En caso de tener el vehículo las barras de estabilización activas, los valores de transferencia de carga anteriores se reducen en 5.0% y 8.6% respectivamente. Además, mediante el modelo se aprecia que en caso de emplear radios de giros menores, o mayor velocidad de desplazamiento, el modelo es capaz de predecir la pérdida de estabilidad transversal (vuelco) del vehículo o su derrape por pérdida de adherencia.

Por último, las curvas (4) y (5) muestran el comportamiento de las fuerzas en los amortiguadores y los resortes de la suspensión respectivamente, para una conducción sobre una vía con excitación sinusoidal ($A=0.04$ m) a velocidad de desplazamiento constante.

Figura 3-25: Transferencias de carga y fuerzas en los amortiguadores y los resortes de la suspensión [Autor].



□ Aceleraciones sobre el conductor

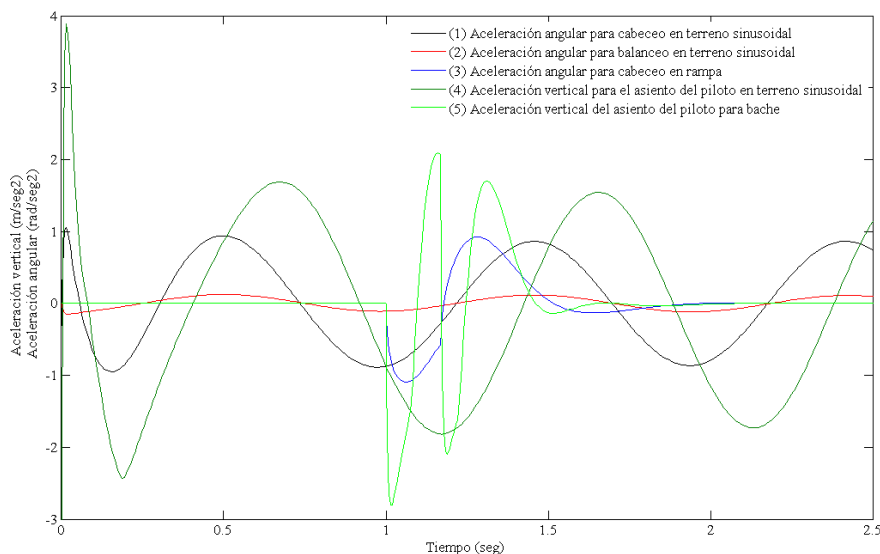
Aunque el confort durante la conducción del vehículo es un factor subjetivo, que depende de un número grande de variables y que por tanto es muy complejo de cuantificar, en este trabajo se considera que las aceleraciones angulares, longitudinales y transversales, y la aceleración lineal vertical son factores que deben registrarse como medida del confort.

Otras magnitudes físicas que brindan indicios sobre el grado de confort percibido son los ángulos de giro de balanceo y cabeceo y las frecuencias de vibración al interior de la cabina del vehículo.

En la Figura 3-26 aparece el comportamiento de las aceleraciones mencionadas para distintas situaciones de excitación de la vía (escalón, rampa y terreno sinusoidal). La curva (1) muestra la aceleración vertical para la posición del conductor del vehículo inducido por un camino de perfil sinusoidal de amplitud diferente al lado izquierdo y derecho de la trocha del vehículo respectivamente.

La curva (2) muestra la aceleración vertical generada por una depresión de profundidad igual a 0.04 m; la curva (3) muestra la aceleración vertical que sufre la posición del conductor cuando el vehículo toma una rampa con pendiente $m=0.30$. Las curvas (4), (6) y (7) muestran la aceleración angular en el plano longitudinal para distintas condiciones de la vía: perfil sinusoidal, depresión y rampa respectivamente. Por último, la curva (5) muestra el comportamiento del ángulo de inclinación transversal cuando las ruedas de un solo lado del vehículo sufren una excitación sinusoidal. De particular interés por los mayores valores resulta la aceleración vertical, que fluctúa entre -2.5 ms^{-2} y 2.0 ms^{-2} , y la aceleración angular en el plano longitudinal, que alcanza un valor máximo de 0.98 rads^{-1} , provocadas ambas por una depresión en la vía.

Figura 3-26: Aceleraciones sobre el conductor [Autor].



4. Proceso de optimización de la suspensión

Para aislar adecuadamente el chasis y por consiguiente a los pasajeros de las irregularidades del terreno es deseable contar con una suspensión blanda, minimizando de esta forma la acción de las vibraciones. Pero “Los relativamente suaves resortes requeridos para un buen viaje son inadecuados para resistir el balanceo del chasis durante un giro” [53]. En esta situación las fuerzas de inercia que actúan sobre el chasis hacen que este rote alrededor de su eje de balanceo, ocasionando que las ruedas del lado interno de la curva transfieran parte de su carga a las ruedas en el lado externo; esta transferencia de carga afecta la capacidad para girar y en general la estabilidad del vehículo. Además, también se torna incomodo el cabeceo durante los cambios de velocidad o al transitar sobre irregularidades.

De esta manera, en el diseño de suspensiones pueden encontrarse dos extremos, por un lado los autos de competición, que utilizan suspensiones con resortes muy fuertes pues es más importante el desempeño del vehículo en la pista que el confort del piloto; mientras que por otro lado, en los vehículos de pasajeros los resortes tienden a ser más suaves lo que permite un viaje cómodo pero acostado de sacrificar parte de su estabilidad y desempeño. Para compensar esta situación se pueden incluir en el sistema de suspensión las barras antibalanceo (Swaybar) que aumentan la rigidez transversal de la suspensión sin afectar demasiado el confort. Dado que “La relación entre el confort de viaje y las características de maniobrabilidad en carretera son usualmente un ejercicio de ensayo y error” [57] es conveniente utilizar un proceso de optimización en este problema de diseño para encontrar una combinación de valores para las variables involucradas en el sistema de suspensión que garanticen al mismo tiempo un alto confort en el viaje y un adecuado desempeño de maniobrabilidad. En el presente trabajo se utilizará el algoritmo de optimización multiobjetivo de un eje con algoritmo basado en Quimiotaxis de Bacterias [58] para realizar el proceso de optimización.

4.1 Variables del proceso de optimización

En este proceso de optimización se considera a la suspensión y los valores de sus variables como el espacio de búsqueda. La suspensión elegida es del tipo de paralelogramos deformables con los puntos de anclaje de los brazos A y del resorte-amortiguador fijos en el chasis. Se considera que los resortes y amortiguadores son del mismo tipo a cada lado de un mismo eje, así como las longitudes de los brazos de la suspensión.

El anclaje del amortiguador en el brazo inferior de la suspensión siempre se encontrara a una distancia igual a dos tercios de la longitud total del brazo medida desde el chasis para ambos ejes, esta proporción es la más comúnmente utilizada en los brazos A inferiores de las suspensiones en vehículos ATV [59]. Finalmente las cuatro ruedas son de la misma referencia con iguales características elásticas y de amortiguamiento; así se tienen entonces seis características que representan un total de diez variables de decisión. De esta manera los parámetros de optimización una variante de diseño en el algoritmo de optimización queda definido mediante el vector (ver Ecuación (4-1)):

$$\mathbf{x}=[K_{sd}, K_{st}, C_{sd}, C_{st}, K_r, C_r, K_{bd}, K_{br}, L_{sd}, L_{st}] \quad (4-1)$$

Siendo K_{sd} y K_{st} las constantes elásticas de los resortes de la suspensión, C_{sd} y C_{st} las constantes de amortiguación de la suspensión, K_r la constante elástica de las ruedas, C_r la constante de amortiguación de las ruedas, K_{bd} y K_{bt} las constantes elásticas de las barras anti-balanceo y L_{sd} y L_{st} las longitudes de los brazos inferiores de la suspensión; la longitud de los brazos de la suspensión y la posición del anclaje del amortiguador se encuentran definidos en función de la longitud total del brazo inferior. Los subíndices d y t denotan si la variable pertenece al eje delantero o al eje trasero respectivamente.

Los valores tomados para cada variable están sustentados en la literatura consultada [60, 61] y en valores promedios teniendo en cuenta las características del vehículo. Por otro lado, los límites para los brazos de la suspensión están definidos por los requerimientos establecidos para el diseño en el Capítulo 2 del presente trabajo.

El rango de las variables queda definido de la siguiente manera:

- Constante elástica del resorte de la suspensión (K_s): de 4000 a 33000 N/m.
- Constante de amortiguación de la suspensión (C_s): de 100 a 10000 Ns/m.
- Constante de rigidez de la rueda (K_r): Entre 120000 y 260000 N/m.
- Constante de amortiguación de la rueda (C_r): Entre 100 y 4500 Ns/m.
- Constante elástica de la barra antibalaceo (K_b): Entre 0 y 500000 N/m.
- Longitud del brazo de la suspensión (L_s): Entre 0.2 y 0.5 m.

4.2 Funciones objetivo

Para calcular las funciones objetivo es necesario definir las matemáticamente y determinar el método de evaluación. En este caso particular, la evaluación se lleva a cabo mediante una simulación con el modelo de siete grados de libertad. Este modelo debe invocarse desde el algoritmo de optimización y enviar su resultado al espacio de trabajo de Matlab para ser utilizado en la optimización [62].

4.2.1 Confort de viaje

La sensación de comodidad durante un viaje puede definirse como la percepción de vibraciones verticales (ruido) debido a la transmisión de las irregularidades del terreno a través de la suspensión hacia el chasis y los ocupantes de un vehículo durante un recorrido. Esta percepción tiene un fuerte componente subjetivo pues depende entre otros factores de la edad y condición física; pero, desde un punto de vista más práctico, la seguridad al conducir puede verse afectada por sensaciones de incomodidad aumentando el riesgo de accidentes, y finalmente la salud, debido a que la continua exposición a vibraciones puede ocasionar dolor lumbar a los ocupantes del vehículo.

Para obtener una medición cuantitativa del nivel de ruido percibido por el conductor y en consecuencia del confort alcanzado durante un viaje se utiliza el valor **RMS** (Root Mean Square) de la aceleración del centro de gravedad del chasis (\ddot{z}_{RMS}), normalizada con respecto a la aceleración de la gravedad (ver Ecuación (4-2)) [63].

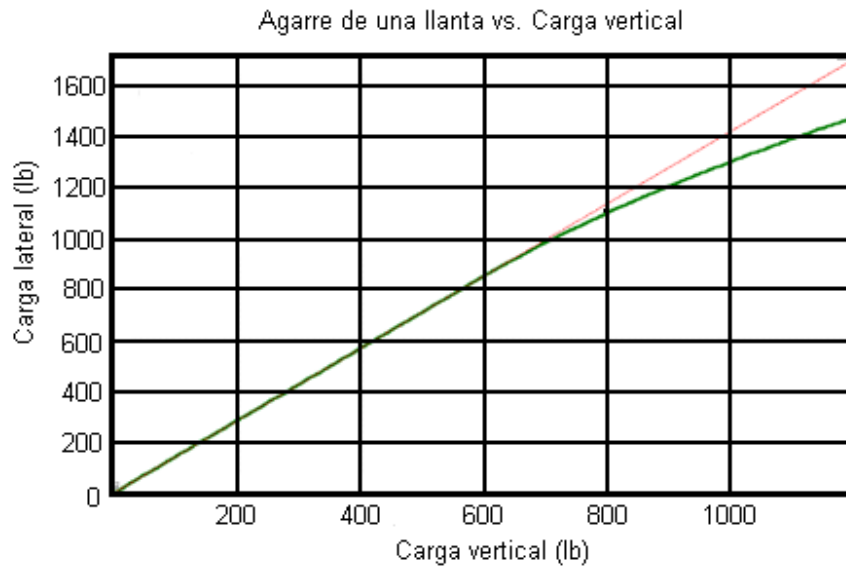
$$\ddot{z}_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{\tau} \left[\frac{\ddot{z}(t)}{g} \right]^2 dt} \quad (4-2)$$

Donde \ddot{z}_{RMS} es el valor RMS de la aceleración vertical, τ es el tiempo de la simulación (s) y $\ddot{z}(t)$ es la aceleración vertical del centro de gravedad en función del tiempo (ms^{-2}). A menores valores de RMS mayor confort.

4.2.2 Maniobrabilidad

Para cuantificar la maniobrabilidad de un vehículo puede usarse el ángulo de balanceo, velocidad de giro o aceleración lateral [64]. Entre estos se optó por seleccionar el ángulo de balanceo que es un parámetro relativamente fácil de calcular. La principal relación entre el ángulo de balanceo y la maniobrabilidad tiene que ver con la transferencia de carga entre las ruedas de cada lado del vehículo durante un giro. Lo anterior implica que las ruedas del lado exterior de la curva reciben un porcentaje de la carga que deberían soportar las ruedas del otro lado, aumentando la fuerza de adherencia entre estas y el pavimento. La Figura 4-1 muestra la relación entre la carga vertical y la carga lateral (agarre) en la rueda.

Figura 4-1: Relación entre la carga vertical y el agarre en una rueda [65].



A partir de la figura se aprecia cómo la fuerza lateral disponible para realizar el giro se ve afectada, disminuyendo el total de la fuerza disponible para garantizar el giro.

4.3 Restricciones

Los valores de los parámetros de diseño relacionados con la suspensión no pueden someterse a un proceso simple de selección, debido a que sus valores deben cumplir con ciertas características relacionadas con la operación del vehículo. Por este motivo deben plantearse las siguientes restricciones a las que estarán sujetas las variables de decisión.

4.3.1 Frecuencia

Este valor es la frecuencia no amortiguada del sistema masa resorte para cada esquina del vehículo, entre mayor sea este valor, más rígida será la suspensión, los valores de esta frecuencia pueden calcularse mediante (4-3) [47]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (4-3)$$

Los valores establecidos para este parámetro en dependencia de la categoría del vehículo son:

- 0.5 a 1.5 Hz para vehículos de pasajeros.
- 1.5 a 2 Hz para vehículos deportivos.
- 3 a 5 Hz para vehículos de carreras.

El rango seleccionado para esta restricción se encuentra entre 0.5 y 1.5 Hz. Si el valor calculado de las frecuencias para cada una de las ruedas se encuentra en este rango, la penalización valdrá 0; pero si la frecuencia está por debajo o por encima de este rango se calcula una penalización que alcanza como máximo el 50% del valor de la función objetivo (calculada en cada eje) cuando la frecuencia es mayor a 3 Hz. Se eligió este valor para la máxima penalización dado que es característico de vehículos en los que el confort del pasajero no es importante comparado con el desempeño, como es en el caso de los autos de carreras.

4.3.2 Relación entre las frecuencias de viaje

Para actuar como un amortiguador en el caso de una oscilación longitudinal entre el frente y la parte trasera del vehículo, la frecuencia de viaje del eje trasero debe ser entre un 10% y un 20% mayor que la frecuencia de oscilación del eje delantero que se calcula mediante (4-4). Esto tiene por objetivo amortiguar el cabeceo del chasis cuando se sobrepasa un obstáculo y está enfocado hacia la comodidad de los pasajeros. Con base en esto, si la relación entre las frecuencias de oscilación de los ejes esta fuera de este rango, se establece una penalización que se suma al valor final de las funciones objetivo.

$$R = \frac{F_t}{F_d} \quad (4-4)$$

Donde R es el parámetro de la restricción, F_t es la frecuencia trasera y F_d es la frecuencia delantera.

4.4 Proceso de optimización

Para desarrollar el proceso de optimización es necesario acoplar el algoritmo de optimización con el modelo de dinámica vertical completo del vehículo desarrollado en el presente trabajo. Las líneas del código que permiten la comunicación entre el algoritmo de optimización en Matlab y los modelos de Simunlink se pueden encontrar en el Anexo G.

Para el caso de la primera función objetivo, el modelo calcula el valor RMS de la aceleración vertical. Para cumplir con este propósito es necesario garantizar que los valores obtenidos para la función objetivo dependan exclusivamente de las características de la suspensión, por lo que todos los casos deben ser medidos en el mismo tipo de terreno y a la misma velocidad. Por este motivo, las entradas del terreno para cada rueda se implementaron mediante funciones fijas de carácter sinusoidal, de amplitud y frecuencias diferentes en cada una, los valores de estas entradas dependen del tiempo de la simulación que va de 0 s a 20 s en cada ejercicio.

Las funciones de entrada para cada rueda quedan entonces definidas de la siguiente forma (ver Ecuaciones (4-5), (4-6), (4-7) y (4-8)):

$$\text{- Rueda delantera derecha: } z_1 = 0.05 \sin(24\pi t) \quad (4-5)$$

$$\text{- Rueda delantera izquierda: } z_2 = 0.02 \sin(20\pi t) \quad (4-6)$$

$$\text{- Rueda trasera derecha: } z_3 = -0.04 \sin(50\pi t) \quad (4-7)$$

$$\text{- Rueda trasera izquierda: } z_4 = -0.03 \sin(40\pi t) \quad (4-8)$$

Con la amplitud en metros y el tiempo en segundos.

Al tener diferentes amplitudes y frecuencias en las señales de entrada en las cuatro ruedas el chasis no solo se desplazará verticalmente a lo largo del eje z , también cabeceará y se balanceará, presentando aceleraciones y velocidades angulares en los ejes x e y , por lo que es necesario calcular las contribuciones vectoriales de las aceleraciones de estos movimientos a la aceleración vertical. La ecuación que define la aceleración vertical total del centro de gravedad del chasis es (ver Ecuación (4-9)):

$$\ddot{z}_t = \ddot{z} + (\ddot{\rho} x d) \sin \rho + (\dot{\rho}^2 x d) \cos \rho + (\ddot{\theta} x d) \sin \theta + (\dot{\theta}^2 x d) \cos \theta \quad (4-9)$$

En el caso de la función objetivo 2 el modelo calcula directamente el valor del ángulo de balanceo ρ y no es necesario hacer modificaciones adicionales.

Debido a la dificultad de asignar condiciones iniciales específicas para cada modelo, es necesario implementar un tiempo de espera de 5 s para aislar los primeros segundos de cada simulación, mientras el sistema supera la etapa de inestabilidad.

4.5 Ajuste del proceso de optimización

Para empezar con el proceso de optimización primero es necesario determinar los parámetros de operación del algoritmo más convenientes; estos son: el número de bacterias, el número de iteraciones, el tamaño de paso y el tamaño de paso de nado.

El número de bacterias permite que el espacio de búsqueda se explore de una manera más eficiente, sin embargo, a mayor cantidad de bacterias el tiempo de cómputo aumenta enormemente; el número de iteraciones representa la cantidad de veces que el proceso de exploración se repite buscando los mejores valores posibles para las funciones objetivo; el tamaño de paso define la distancia que las bacterias se “mueven” para explorar el espacio de búsqueda y está relacionado con el short tumble si la posición que ocupa la bacteria es no dominada y el long tumble en caso de que la posición este dominada; finalmente el tamaño de paso de nado que determina la distancia que las bacterias no dominadas exploraran a partir de la posición de una bacteria dominante que sirve de “mamá”.

El proceso de ajuste consiste en variar cada uno de los anteriores parámetros dentro de unos valores determinados, realizando combinaciones entre estos y determinando su influencia en los resultados de la optimización. Para las bacterias se tomaron valores de 20, 40, 60 y 100; para el número de iteraciones se tomaron 20, 40, 60 y 100, para el tamaño de paso se utilizaron valores de 0.001, 0.01, 0.1 y 1. Se encontró que con 60 bacterias, 40 iteraciones y una resolución de 0.01 para el Short tumble y 0.1 para el Long tumble se consigue un perfil del frente óptimo que no es superado por cualquier otra combinación de parámetros además de un tiempo razonable de procesamiento computacional.

Una vez obtenido el frente óptimo, y para poder realizar una comparación de los resultados, es necesario que la respuesta en cada una de las funciones objetivo sea parametrizada en relación al comportamiento de una suspensión base. Para determinar la configuración de esta suspensión, se procedió de la siguiente forma:

Primero, se encontraron los valores de las constantes elásticas de los resortes, teniendo en cuenta la distribución de la carga entre los ejes, seleccionando una frecuencia de oscilación de 1.5 Hz y mediante (4-3). A continuación se asignaron valores promedio para las longitudes de los brazos de la suspensión, las constantes elásticas de las barras antibalaneo y para las ruedas. Finalmente se evaluaron las funciones objetivo para la anterior configuración.

Los resultados anteriores de confort y maniobrabilidad se emplearon en el proceso de optimización para dividir los valores de las funciones objetivo de cada configuración evaluada en el proceso expresándolos como números adimensionales según se muestra en el Anexo G.

La tabla 4-1 muestra los valores empleados para la configuración base y los resultados obtenidos para las dos funciones objetivo.

Tabla 4-1: Valores para las variables de la suspensión [Autor].

Característica	Valor	Característica	Valor	Confort
K_1	5500 N/m	C_r	1700 Ns/m	0.5891 m/s ²
K_2	6000 N/m	k_d	250000 N/m	
C_1	1000 Ns/m	k_t	250000 N/m	Maniobrabilidad
C_2	1500 Ns/m	l_d	0.35 m	0.6873°
k_r	128000 N/m	l_t	0.35 m	

4.6 Formulación del problema de optimización

Minimizar:

Confort:
$$F(x)_1 = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{\tau} \left[\frac{\ddot{z}(t)}{g} \right]^2 dt}$$

Maniobrabilidad:
$$F(x)_2 = \rho$$

Restricciones:

Para $i = 1,2$

$$0.5 \leq R_i \leq 1.5$$

$$1.1 \leq R_3 \leq 1.2$$

El algoritmo de optimización y los modelos se desarrollaron en un computador con procesador Intel Pentium Dual Core a 3.00 GHz, con memoria RAM de 2 GB, Bus de 800 MHz. Los resultados obtenidos se observan en las Figuras 4-2 y 4-3.

Figura 4-2: Frente optimo final con valores adimensionales [Autor].

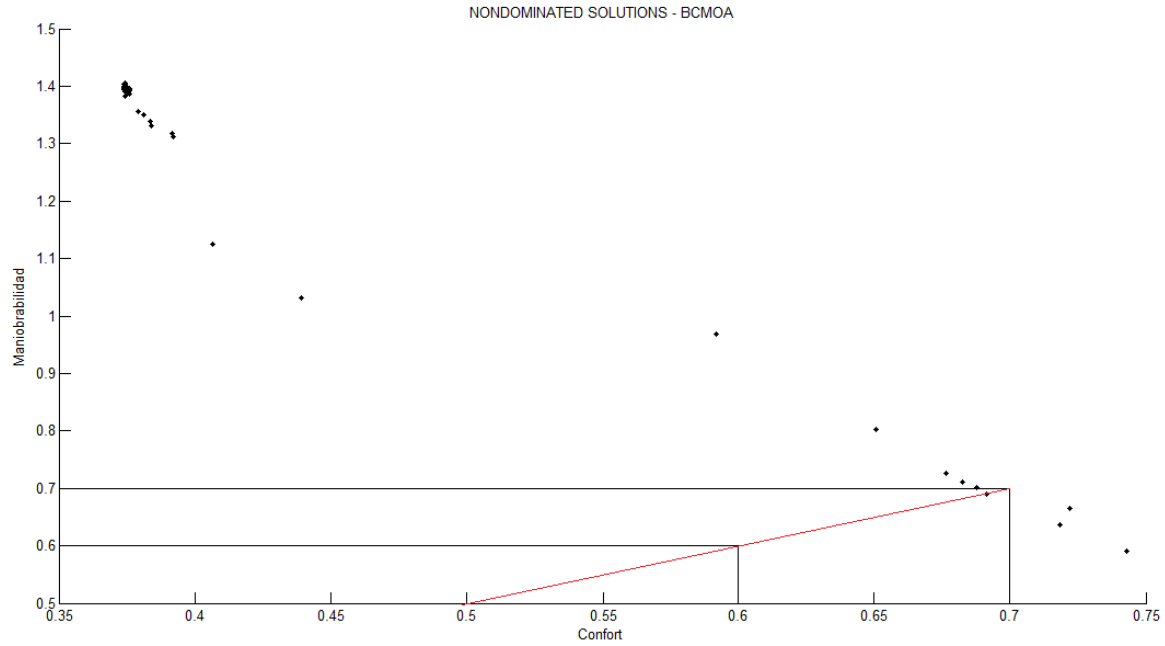
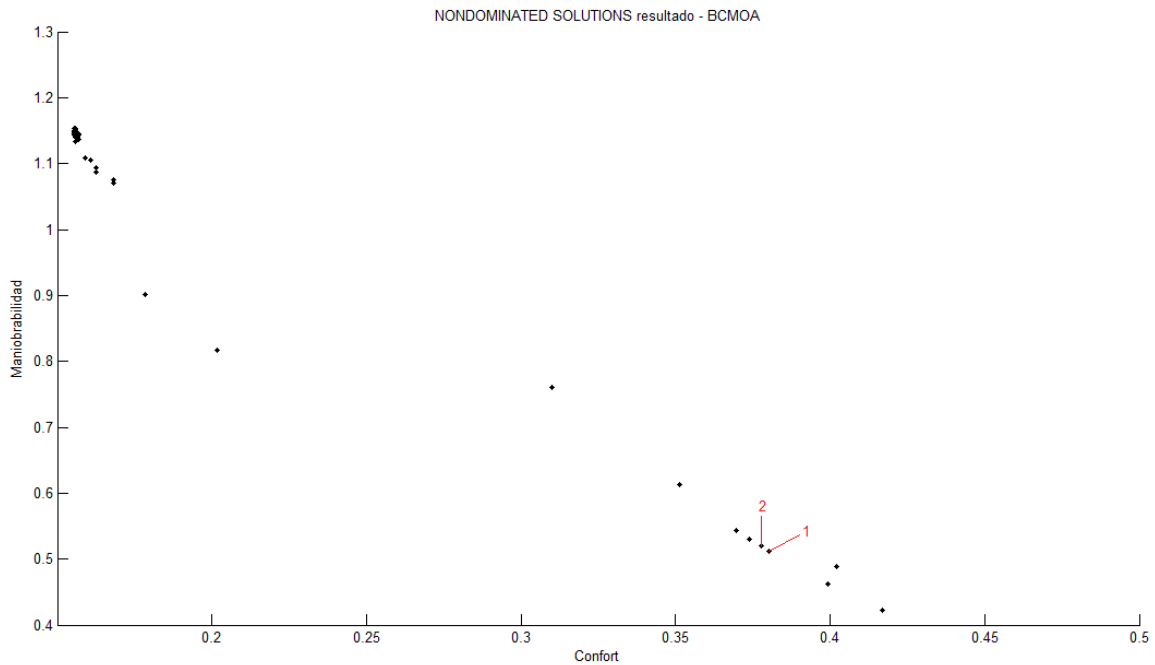


Figura 4-3: Frente optimo final con valores reales [Autor].



Para determinar la configuración de diseño final se debe tener en cuenta que en el planteamiento del problema de diseño el confort y la maniobrabilidad tienen igual importancia.

El procedimiento seguido es el siguiente: primero se traza una línea con pendiente 1 en la gráfica con valores adimensionales, señalando dos soluciones del frente óptimo como las más próximas al criterio de selección. A continuación, se evalúan las características de cada configuración para seleccionar los valores finales:

Solución 1: es descartada, debido a que no es posible conseguir llantas comerciales con los mismos valores para las constantes elástica y de amortiguación obtenidas en el proceso de optimización, además, la relación entre las frecuencias de los ejes no permite el amortiguamiento de oscilaciones longitudinales.

Solución 2: en esta configuración los valores para los parámetros de la suspensión incumplen con las restricciones 1 y 2 con valores de 1.91 y 2.07 respectivamente, pero tiene el mejor valor conseguido entre las soluciones analizadas para la restricción 3 que es de 1.0814; los parámetros para las llantas se corresponden con llantas radiales comerciales 165 x 13 infladas con una presión de 111034 Pa. La Tabla 4-2 muestra los valores correspondientes de la solución óptima de acuerdo a las condiciones y funciones objetivo empleadas.

Tabla 4-2: Valores de los parámetros para la suspensión óptima [Autor].

Característica	Valor	Característica	Valor
K_1	5503.12 N/m	C_r	4492 Ns/m
K_2	10150.7 N/m	k_d	339960.3 N/m
C_1	521.83 Ns/m	k_t	496685.8 N/m
C_2	969.23 Ns/m	l_d	0.498 m
k_r	134953 N/m	l_t	0.499 m

4.7 Análisis de la solución óptima

Para establecer un perfil de operación del velomóvil se realizaron varias simulaciones configurando el modelo con los parámetros para la suspensión obtenidos a partir del proceso de optimización.

4.7.1 Confort

Para medir la exposición a las vibraciones que percibe el conductor se utilizará el valor de la función objetivo 1 definida anteriormente durante un tiempo de 20 minutos. Los perfiles de pavimento empleados para la medición corresponden para un primer valor al perfil de megatextura y para una segunda medición se utilizará el perfil de onda corta; debido a que “La megatextura y las ondas cortas intervienen fundamentalmente en crear una sensación de incomodidad al usuario” [66]. La Tabla 4-3 resume las características de estos perfiles.

Tabla 4-3: Valores para diferentes tipos de perfil de pavimentos [67].

Clasificación de las características superficiales de un pavimento según la AIPCR			
Tipo de textura y de regularidad		Rango de medida	
		Longitud de onda	Amplitud
MICROTEXTURA		0 – 0.5 mm.	0 – 0.2 mm.
MACROTEXTURA		0.5 – 50 mm.	0.2 – 10 mm.
MEGATEXTURA		50 – 500 mm.	1 – 50 mm.
REGULARIDAD SUPERFICIAL	Ondas cortas	0.5 – 5 m.	1 – 20 mm.
	Ondas medias	5 – 15 m.	5 – 50 mm.
	Ondas largas	15 – 50 m.	10 – 200 mm.

Los resultados obtenidos son:

Para el perfil de megatextura con una longitud de onda de 275 mm y una amplitud de 5 mm:

- Para $V= 12.5$ m/s: 0.0906 m/s².
- Para $V= 8$ m/s: 0.2572 m/s².
- Para $V= 6$ m/s: 0.338 m/s².
- Para $V= 4$ m/s: 0.4816 m/s².
- Para $V= 2$ m/s: 1.1516 m/s².

Para el perfil de onda corta con una longitud de onda de 5 m y una amplitud de 20 mm:

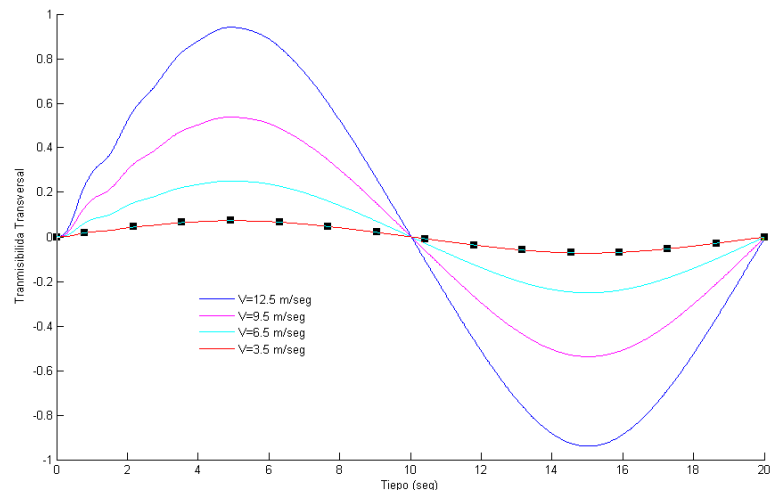
- Para $V= 12.5$ m/s: 1.299 m/s².
- Para $V= 8$ m/s: 1.041 m/s².
- Para $V= 6$ m/s: 0.4042 m/s².
- Para $V= 4$ m/s: 0.1349 m/s².
- Para $V= 2$ m/s: 0.274 m/s².

La amplitud del movimiento del chasis depende de las irregularidades del pavimento, de su frecuencia que está relacionada con el espaciamiento entre crestas y de su amplitud; se observa que al aumentar la velocidad el valor RMS de la aceleración vertical del chasis disminuye, esto se debe a que al viajar a altas velocidades aumenta la frecuencia de la perturbación, produciéndose un fenómeno de interferencia que atenúa la vibración, ya que la masa suspendida tiene su propia frecuencia de oscilación establecida por los valores de los parámetros de la suspensión.

4.7.2 Maniobrabilidad

El ángulo de balanceo está relacionado directamente con la transmisibilidad de fuerzas entre las ruedas de cada lado del vehículo durante una curva. Durante un giro, el chasis del vehículo trata de rotar sobre el eje de balanceo hacia el exterior de la curva, esto es lo que origina la transferencia de carga. Si la velocidad lineal es muy alta, este fenómeno puede conducir a que las ruedas del lado interno de la curva dejen de soportar carga perdiendo contacto con el pavimento lo cual conduce a una situación inminente de volcamiento. Por esta razón es deseable una suspensión que minimice el ángulo de balanceo durante el giro, para mantener el ángulo de camber de las ruedas lo más constante posible y por lo tanto el agarre entre estas y el pavimento. La Figura 4-4 muestra el ángulo de balanceo para diferentes velocidades con giro y contragiro y un radio mínimo de giro de 5 m. De los resultados mostrados en la grafica se advierte el buen comportamiento y la estabilidad transversal general del velomóvil.

Figura 4-4: Transmisibilidad transversal para diferentes velocidades [Autor].



Al evaluar las funciones objetivo con los modelos configurados con las características del vehículo Smart for two de la Tabla 3-2, se obtiene un resultado de 0.3901 para el confort y 6.798 para el ángulo de balanceo. Es interesante notar que este resultado constituye un punto bastante lejano del frente óptimo final, y no se puede representar en la Figura 4-2 debido a que queda fuera de la escala.

4.8 Proceso de optimización alternativo

El proceso de optimización descrito en la sección anterior utiliza como funciones objetivo la comodidad y la maniobrabilidad representadas mediante los parámetros ACEL RMS y TRANSFERENCIA LATERAL, utilizando estos como son registrados en la literatura consultada [62, 63, 64]. A continuación se propone realizar un proceso de optimización más detallado que incluya otros parámetros en las funciones objetivo para describir de una manera más compleja el comportamiento dinámico del velomóvil.

El siguiente proceso de optimización se corre bajo las mismas condiciones de paso que el proceso de optimización anterior, con 20 bacterias y 20 iteraciones para minimizar el costo computacional. Debido a las características particulares de este nuevo problema el único cambio significativo en el código consiste en un coeficiente de nado diferente que determina la distancia que recorrerá una bacteria que no se encuentra en el frente óptimo alrededor de su bacteria mama seleccionada. Se determinó mediante sucesivas pruebas que los valores +0.1 y -0.1 para este parámetro conseguían los mejores resultados en el proceso de optimización.

4.8.1 Parámetros

Para la descripción dinámica del vehículo se emplean cuatro parámetros. Los dos primeros son los parámetros empleados en el proceso de optimización anterior, se calculan bajo las mismas condiciones empleadas en ese proceso. El confort también se representa como el valor RMS de la aceleración vertical (ver ecuación (4-2)), mientras que la maniobrabilidad es expresada como la transferencia transversal de carga (Tt) experimentada por las ruedas del eje delantero durante un giro [41] (ver (4-12)), este valor está directamente relacionado con el ángulo de balanceo empleado la función objetivo 2 del proceso de optimización anterior.

$$Tl = \frac{F_d - F_i}{F_d + F_i} \quad (4-12)$$

Los nuevos parámetros seleccionados son el cabeceo durante el frenado, calculado como la transferencia de carga longitudinal (TI) entre las ruedas delantera y trasera del lado derecho del vehículo durante una maniobra de frenado desde una velocidad de 12.5 m/s hasta detenerse totalmente en una condición apunto de derrapar. La transferencia longitudinal de carga se calcula mediante la Ecuación (4-13):

$$Tl = \frac{F_d - F_t}{F_d + F_t} \quad (4-13)$$

Finalmente el ultimo parámetro es la transmisibilidad vertical descrita en el apartado 2.2.5, este parámetro se evalúa mediante un obstáculo de 0.05 m de altura superado por las dos ruedas de cada eje al mismo tiempo a una velocidad de 12.5 m/s.

4.8.2 Funciones objetivo y restricciones

A partir de los cuatro parámetros de optimización se establecen dos funciones objetivo, los parámetros deben agruparse en cada función teniendo en cuenta el comportamiento esperado de su resultado en función de la rigidez de la suspensión. La función objetivo 1 incluye el confort y la transmisibilidad longitudinal mientras que la función objetivo 2 incluye la transmisibilidad vertical y la maniobrabilidad, debido a que el valor de las respuestas en el primer caso aumentan si se aumenta la rigidez de la suspensión, y en el segundo disminuyen.

El siguiente paso consiste en medir los valores característicos para la suspensión optima elegida en el apartado 4.6 (que se llamara solución básica) obteniendo los siguientes resultados: $RMS = 0.418 \text{ m/s}^2$, $TI = 0.1975$, $Tt = 0.489$ y $T = 1.4242$. El valor de cada uno de los parámetros se calcula siempre de tal manera que su valor sea positivo y este se divide entre su correspondiente valor característico, parametrizandolos en referencia al desempeño de la solución básica, facilitando la comparación y permitiendo que la contribución de cada parámetro al valor final de cada función objetivo sea equilibrada y significativa.

Las restricciones empleadas en el proceso de optimización alternativo son las mismas empleadas en el proceso anterior, para calcular la penalización en caso de una violación de las restricciones primero se determina la severidad de la violación mediante un coeficiente, este valor se multiplica por separado con el valor de cada función objetivo y el resultado se suma con la función objetivo correspondiente. Finalmente las funciones objetivo se pueden entonces expresar mediante las Ecuaciones (4-14) y (4-15):

$$Fo1 = (RMS/0.418) + (Tl/0.1975) + pen1 + pen3 + pen5 \quad (4-14)$$

$$Fo2 = (Tt/0.489) + (T/1.4242) + pen2 + pen4 + pen6 \quad (4-15)$$

4.8.3 Formulación del proceso de optimización alternativo

Minimizar:

$$F(x)_1 = \left(\frac{\sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{\tau} \left[\frac{\ddot{z}(t)}{g} \right]^2 dt}}{0.418} \right) + \left(\frac{\frac{F_d - F_t}{F_d + F_t}}{0.1975} \right) + p1 + p3 + p5$$

Restricciones:

$$\text{Para } i = 1,2,5,6 \quad 0.5 \leq R_i \leq 1.5$$

$$F(x)_2 = \left(\frac{\frac{F_d - F_i}{F_d + F_i}}{0.489} \right) + \left(\frac{\frac{z_{cg}}{z_{ob}}}{1.4242} \right) + p2 + p4 + p6$$

$$\text{Para } i = 3,4 \quad 1.1 \leq R_i \leq 1.2$$

4.8.4 Resultados

Gracias a la parametrización, un individuo que tenga el mismo desempeño que la solución básica obtendrá un valor de 2 como calificación en cada una de las funciones objetivo (+1 por cada parámetro), por lo tanto, individuos que obtengan valores inferiores a 2 como calificación representan mejoras de desempeño comparadas con la solución básica. La Figura 4-5 muestra el frente obtenido con el nuevo proceso de optimización. En la grafica se observa que el nuevo frente óptimo encontrado tiene en general una mejor respuesta a las condiciones de operación simuladas en la optimización que la solución básica. Siguiendo los mismos parámetros de selección empleados en el proceso de optimización anterior se da igual importancia a ambas funciones objetivo por lo que la nueva solución final estará ubicada cerca a una línea de pendiente 1 trazada desde el origen. La nueva solución óptima tiene un valor de 1.8968 para la función objetivo 1 y 1.9166 para la función objetivo 2.

La Tabla 4-4 muestra los valores para los parámetros de la suspensión obtenidos del nuevo frente óptimo.

Figura 4-5: Resultados del proceso de optimización alternativo [Autor].

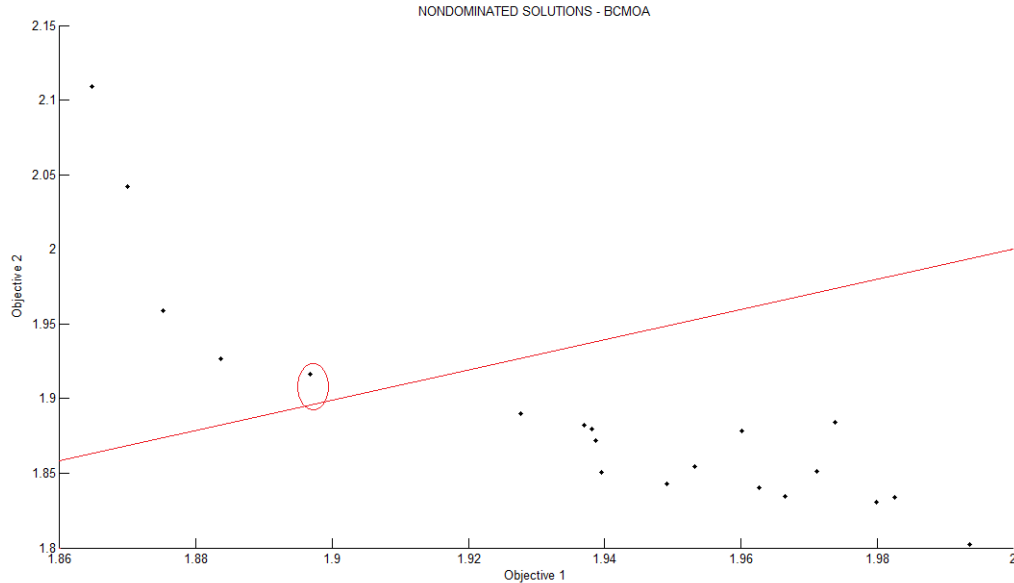


Tabla 4-4: Nuevos valores de la suspensión [Autor].

Característica	Valor	Característica	Valor
K_1	4000 N/m	C_r	358.28 Ns/m
K_2	9096.38 N/m	k_d	0 N/m
C_1	1724.71 Ns/m	k_t	172592.4 N/m
C_2	4218.29 Ns/m	l_d	0.299 m
k_r	120000 N/m	l_t	0.493 m

4.8.5 Comparación de resultados

La Tabla 4-5 muestra los valores para las restricciones de ambas soluciones óptimas encontradas. Se observa mejores resultados en los valores de los parámetros de las funciones objetivo.

Tabla 4-5: Valores para las restricciones y parámetros de las soluciones óptimas [Autor].

Solución óptima	R1	R2	R3	RMS	T	TI	Tt
Solución básica	1.8809	1.8222	0.9688	0.418	1.4242	0.1975	0.489
Solución alternativa	1.7145	1.8723	1.092	0.375	1.395	0.1974	0.458

5. Diseño detallado

Los principales sistemas que representa el diseño detallado del vehículo son: el sistema eléctrico, la suspensión, tren de potencia, dirección, frenos, chasis, carrocería, el habitáculo y los sistemas auxiliares. A continuación se explican de forma detallada los pasos seguidos para conseguir el diseño final de cada sistema mencionado.

5.1 Sistema de suspensión

El diseño del sistema de suspensión incluye la selección de los brazos A, superior e inferior, la selección de los amortiguadores y los resortes, el diseño de las barras antibalanceo y la elección de los rines y ruedas necesarios para la operación del vehículo.

5.1.1 Brazos A de la suspensión

Para los brazos de la suspensión, tanto delantera como trasera, se seleccionaron los brazos A Long Travel del fabricante LoneStar Racing para el cuatriciclo todo terreno Yamaha YFZ450R. Estos brazos, son fabricados en acero 4130, su longitud total es de 508 mm, que es solo 8 mm mayor que la longitud determinada en la optimización. Además, este kit viene con todos los accesorios necesarios para el montaje en el chasis.

5.1.2 Amortiguadores y resortes

Para elegir los resortes correspondientes a la suspensión delantera y trasera respectivamente, primero debe tenerse en cuenta que los valores entregados por el proceso de optimización corresponden solo a la componente vertical del resorte buscado, dado que este forma un ángulo de 34.6° con la horizontal (debido a la geometría del brazo A considerado). La fórmula para determinar el valor de la constante del resorte teniendo en cuenta que la longitud de los brazos es igual en el eje delantero y en el eje trasero, es (ver Ecuación (5-1)):

$$K = \frac{K_s}{\sin(34.6^\circ)} \quad (5-1)$$

Para la suspensión delantera, K_s tiene un valor de 5503.12 N/m por lo que la constante del resorte debe ser de 9691.25 N/m, para la suspensión trasera se tiene un valor de K_s de 10150.7 N/m entonces el valor del coeficiente del resorte es de 17875.8 N/m. Debido a que no se encuentran resortes para suspensión con estas constantes, es necesario diseñarlos para la aplicación en el velomóvil. Para la suspensión tanto delantera como trasera se eligió un amortiguador PROGRESSIVE SUSPENSION [61] código 13-1241B, este amortiguador tiene un recorrido de 150 mm. Los valores de diseño para los resortes de las suspensiones delantera y trasera se resumen en la Tabla 5-1.

Tabla 5-1: Constantes de diseño para los resortes de la suspensión [Autor].

	Suspensión delantera	Suspensión trasera
Altura Libre	419 mm	419 mm
Altura Solida	269 mm	269 mm
Deflexión solida	150 mm	150 mm
K	8477.9 N/m	15172.6 N/m
Carga Máxima	960 N	1645.13 N
Carga Media	327.2 N	654.7 N
Amplitud carga fluctuante	70 N	112.16 N

Los valores para las cargas se obtuvieron de simulaciones en el modelo de SIMULINK®, tomando el valor de la fuerza soportada por cada resorte en las condiciones normales de operación como la carga media (P_m) correspondiente; las dimensiones son las permitidas por los amortiguadores y se obtuvieron del respectivo catálogo. Las fuerzas máximas se determinaron a partir de las constantes de los resortes y la deflexión sólida de cada resorte.

Seleccionando un acero AISI 302 con un esfuerzo de cedencia a corte (S_{syp}) 520 MPa, un modulo de corte (G) de 75 GPa, y un esfuerzo de cedencia de fatiga a corte de 230 MPa (S'_{se}), un índice de resorte $C=6$ y un factor de seguridad $N = 1.5$ para mantener los esfuerzos en el resorte por debajo de su capacidad real. El diámetro del alambre (D) se puede calcular mediante (5-2) [68]:

$$D^2 = \frac{8PCN}{\pi S_{syp}} \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) \quad (5-2)$$

El radio medio del resorte (R) es determinado mediante (5-3) [68]:

$$R = \frac{1}{2} CD \quad (5-3)$$

El número de vueltas activas del resorte (N_a) se determinan mediante (5-4) [68]:

$$N_a = \frac{GD^4}{64KR^3} \quad (5-4)$$

Los resortes tendrán extremos rectificadas y escuadrados por lo que el número total de vueltas (N_t) será (ver (5-5)) [68]:

$$N_t = N_a + 2 \quad (5-5)$$

La altura sólida (h_s) se calcula con la formula (ver (5-6)) [68]:

$$h_s = N_t D \quad (5-6)$$

La distancia de centro a centro entre vueltas activas (p) se determina mediante (5-7) [68]:

$$p = D + \frac{\delta_s}{N_a} \quad (5-7)$$

Cada resorte tiene en un extremo una vuelta de diámetro 1.55" para ajustar con el soporte del amortiguador.

La Tabla 5-2 resume los valores obtenidos para las diferentes características de los resortes:

Tabla 5-2: Valores de diseño de los resortes de la suspensión [Autor].

	Suspensión delantera	Suspensión trasera
(D)	7.2 mm	9.5 mm
(R)	19.5 mm	25.5 m
N_a	29.3	20.63
N_t	31.3	22.63
h_s	203.45 mm	192.4 mm
p	11.6 mm	15.7 mm

Para la verificación de la resistencia a la fatiga de los resortes se tiene como condición que el vehículo se diseña para tráfico urbano, en este caso las sollicitaciones a fatiga para vida infinita se consideran como oscilaciones de una amplitud máxima de 8 mm que corresponden a una macrotextura de pavimento [67].

Dado que el esfuerzo de corte es proporcional a la carga se puede determinar la relación de esfuerzo fluctuante máximo a esfuerzo medio, mediante (5-8) [68]:

$$\frac{\tau_r}{\tau_m} = \frac{P_r}{P_m} \quad (5-8)$$

El esfuerzo medio se calcula mediante (5-9) [68]:

$$\tau_m = \frac{\frac{S_{syp}}{N}}{\frac{(\tau_r/\tau_m)(2S_{syp}-S'_{se})}{S'_{se}} + 1} \quad (5-9)$$

Donde N es el factor de seguridad; suponiendo $N=1.3$ el diámetro del alambre se puede determinar mediante (5-10) [68]:

$$D^2 = \frac{8P_m C}{\pi \tau_m} \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) \quad (5-10)$$

Dando como resultado un diámetro de alambre para el resorte delantero de 5.2 mm y para el resorte trasero de 7 mm, los cuales son menores a los diámetros para el alambre de los resortes determinados en el paso anterior.

□ **Análisis de la transmisibilidad vertical**

Este parámetro de desempeño del vehículo es el concepto de transmisibilidad (T). La transmisibilidad se define como la razón entre la amplitud de entrada (altura del obstáculo en la vía) y la amplitud de salida (altura alcanzada por el chasis luego de la respuesta de la suspensión (ver (5-11))). La transmisibilidad depende de la velocidad a la que transita el vehículo, de la frecuencia de las irregularidades y de la razón de amortiguación, entre otros.

$$T = \frac{z_c}{z_r} \quad (5-11)$$

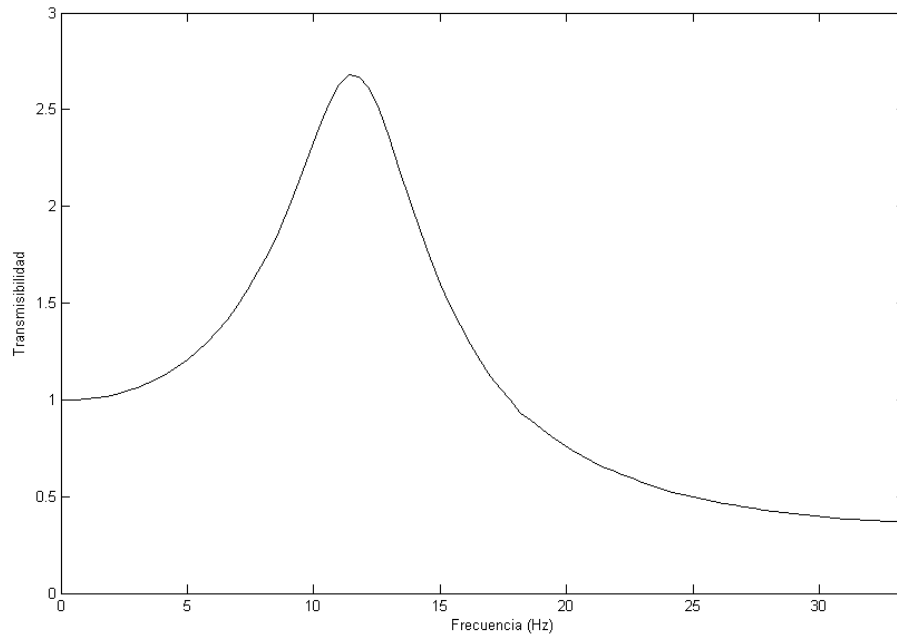
Donde z_c es la altura alcanzada por el chasis y z_r es la altura del obstáculo.

A bajas velocidades, el chasis se mueve casi la misma distancia que las ruedas al pasar por un obstáculo. En este caso la transmisibilidad es casi igual a uno. A altas velocidades, el chasis prácticamente no se mueve al pasar por el mismo obstáculo, esto se debe a tiempo de respuestas de la suspensión. Como es de suponer existirá una velocidad en la cual se presenta un fenómeno de resonancia, en este caso el movimiento del chasis será mayor que el movimiento real de las ruedas.

Para conseguir el máximo agarre entre las ruedas y el pavimento y por lo tanto la máxima maniobrabilidad es necesario conseguir una suspensión con la menor transmisibilidad posible. La Figura 5-1 muestra la transmisibilidad del vehículo para frecuencias de 0 a 34 Hz, la amplitud de la irregularidad es de 10 mm.

La simulación muestra que la frecuencia de resonancia para el modelo completo del vehículo encuentra la frecuencia de resonancia de la suspensión en 11.4 Hz, también se observa que los resultados se ajustan a la teoría.

Figura 5-1: Transmisibilidad del sistema de suspensión [Autor].



5.1.3 Diseño de la barra antibalanceo

La barra antibalanceo es en esencia un resorte de torsión. Los anclajes de esta barra en el sistema de suspensión se encuentran ubicados en el brazo A inferior, en el mismo soporte que alberga al amortiguador. Para su diseño se tienen en cuenta dos características principales: la primera de estas es la longitud del recorrido de los amortiguadores, que es al mismo tiempo el recorrido total de la barra, y que es 80 mm para el eje delantero y 88 mm para el eje trasero respectivamente. La segunda característica es la longitud disponible para el brazo; esta longitud se encuentra definida por la geometría del chasis y en este caso es de 80 mm. La Figura 5-2 muestra las características geométricas para la barra antibalanceo.

Figura 5-2: Geometría básica de la barra Antibalanceo



Donde:

$$2L_t = 1337.4 \text{ mm.}$$

$$L_s = 91.41 \text{ mm.}$$

$$r = 20 \text{ mm.}$$

$$h_1 = 60 \text{ mm.}$$

$$h_2 = 20 \text{ mm.}$$

Dado que el coeficiente elástico determinado en el proceso de optimización para la barra antibalanceo del eje delantero es de 339960.3 N/m y 496685.8 N/m para la barra del eje trasero, puede calcularse la fuerza aplicada en el extremo de cada una de las barras mediante la Ecuación (5-12):

$$F = KX \quad (5-12)$$

Que da como resultado 27196.8 N en el eje delantero y 43708.3 N en el eje trasero.

Para realizar los cálculos se asume que “una parte del estabilizador está sometido a esfuerzos solo de torsión y el otro solo de flexión” [69]. La contribución de la barra y de los brazos al viaje total de la barra antibalanceo pueden calcularse (5-13) y (5-14) [69]:

$$2s_{T1} = \frac{2(h_1+r)^2 l_T}{GIp} F \quad (5-13)$$

$$2s_{B2} = \frac{2l_s^3}{3EI} F \quad (5-14)$$

Donde la contribución total está dada por (5-15) [69]:

$$2s = 2(s_{T1} + s_{B2}) \quad (5-15)$$

Tomando $E=200$ GPa y $G=77$ GPa, despejando I de las anteriores ecuaciones se determina un radio de 12.59 mm para la barra antibalanceo delantera y 14.18 mm para la barra trasera en acero de alta resistencia ASTM-A242.

La verificación de la resistencia a la fatiga se realizará teniendo en cuenta las características de operación del vehículo, para este caso se consideraran amplitudes de oscilación de 6 mm con una carga media de 0 N debido a la simetría de las cargas aplicadas a las barras. Los valores de diseño para las dos barras antibalaneo se resumen en la Tabla 5-3.

Para realizar los cálculos debe tenerse en cuenta que el esfuerzo límite de fatiga del material puede calcularse a partir del valor de la resistencia última a la tensión (S_u) mediante (5-16) [68]:

$$S'_n = 0.5S_u \quad (5-16)$$

Tabla 5-3: Características de diseño de las barras antibalaneo delantera y trasera [Autor].

	Barra delantera	Barra trasera
Diámetro	25.98 mm	28.36 mm
Constante elástica	339960.3 N/m	496685.8 N/m
Carga media	0 N	0 N
Amplitud carga fluctuante	3399.6 N	4966.85 N
Resistencia ultima de tensión	480 MPa	480 MPa
Brazo	80 mm	80 mm
Longitud total	1337.4 mm	1337.4 mm

Obteniendo que $S'_n = 192$ MPa, este valor a su vez se ve afectado por diferentes factores como son el acabado superficial (C_f), tamaño (C_s), la confiabilidad (C_r), a soldadura (C_w), por lo que es necesario determinar el esfuerzo limite de fatiga a corte modificado (S_e) a partir del esfuerzo limite de fatiga a corte (S'_n) mediante (5-17) [68]:

$$S_e = C_f C_s C_r C_w S'_n \quad (5-17)$$

Donde: $C_f=1$, $C_s=0.85$, $C_r=0.897$, $C_w=1$ y $S_e=146.3$ MPa.

El cuerpo principal de la barra se encuentra sometida a un corte directo P y un esfuerzo de corte por torsión, teniendo en cuenta una sección sólida y la longitud del brazo de palanca (R) el esfuerzo de corte máximo se puede determinar mediante la Ecuación (5-18) [68]:

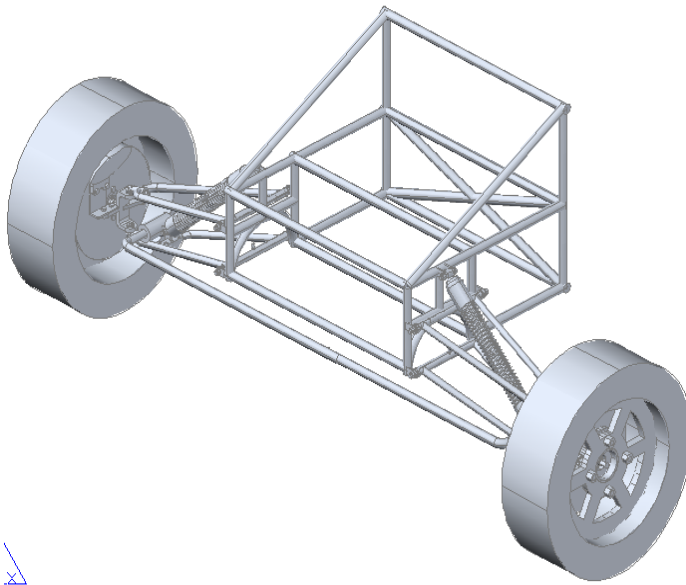
$$\tau = \frac{16PR}{\pi D^3} \left(1 + \frac{0.375D}{R} \right) \quad (5-18)$$

El esfuerzo de corte máximo para la barra antibalaneo delantera es entonces de 86.8 MPa y para la barra antibalaneo trasera de 98.4 MPa lo que implica una sobrevivencia infinita para fatiga en las condiciones establecidas.

5.1.4 Selección del rin y de la rueda

Se selecciona una llanta HanKooK P215/60R17 la cual cumple con los valores para los parámetros de la rueda determinados en la optimización. La Figura 5-3 muestra el sistema de suspensión delantero.

Figura 5-3: Sistema de suspensión delantero y barra antibalaneo [Autor].



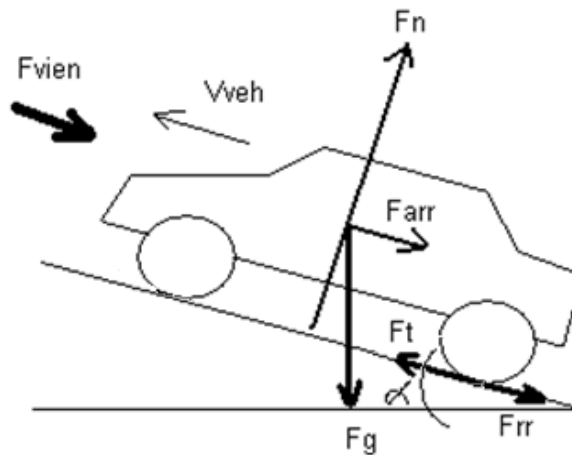
5.2 Tren de potencia

El tren de potencia se compone principalmente por el motor, que transmite potencia por medio de una banda sincrónica al eje de transmisión, el cual se conecta a través de la mangueta trasera y el cubo con las ruedas traseras que son las encargadas de la tracción. El sistema eléctrico del tren de potencia también incluye las baterías, el generador para el sistema de recarga, un circuito rectificador y un controlador.

5.2.1 Selección del motor

Según las consideraciones de diseño, el vehículo híbrido debe tener una velocidad máxima de 12.5 m/s, también debe ser capaz de subir por una pendiente del 6% con una adecuada velocidad durante un periodo prolongado de tiempo y ascender por una pendiente máxima de 21% a velocidad mínima por un corto periodo de tiempo. Otras consideraciones incluyen las pérdidas de energía debido a la resistencia a la rodadura de las ruedas, a la resistencia aerodinámica del viento y que el motor debe generar además una fuerza adicional, usualmente equivalente al 25% del peso total del vehículo, para empujarlo hacia adelante. La Figura 5-4 muestra las fuerzas principales que actúan en el vehículo.

Figura 5-4: Fuerzas principales que actúan sobre un vehículo [Autor].



Donde:

$F_{V_{ien}}$ es la fuerza de resistencia aerodinámica ver (5-19).

$$F_{vien} = \frac{1}{2} C_{aer} A_{frot} (V_{vient} + V_{car})^2 \quad (5-19)$$

F_{rr} es la fuerza de resistencia a la rodadura en las ruedas, se expresa mediante (5-20).

$$F_{rr} = M_{veh} g \cos \alpha \ C_{rr} \quad (5-20)$$

F_n a fuerza normal que está relacionada con el ángulo de inclinación de la vía ver (5-21).

$$F_n = M_{veh} g \cos \alpha \quad (5-21)$$

F_{arr} es la fuerza de arrastre que depende del ángulo de la vía ver (5-22).

$$F_{arr} = M_{veh} g \sin \alpha \quad (5-22)$$

F_t es La fuerza de tracción proporcionada por el motor.

Además:

- C_{aer} : Coeficiente aerodinámico del vehículo.
- A_{frot} : Área frontal del vehículo (m^2).
- V_{vient} : Velocidad del viento (m/s).
- V_{car} : Velocidad del carro (m/s).
- M_{veh} : Masa del vehículo (Kg).
- g : gravedad (m/s^2).
- C_{rr} : Coeficiente de rodadura de la rueda (ver (5-23)):

$$C_{rr} = 0.01 \left(1 + \frac{3.6}{100} V_{car} \right) \quad (5-23)$$

- α : Angulo de inclinación de la vía (rad).

Las condiciones anteriormente enunciadas para el problema específico del velomóvil se resumen en la Tabla 5-4.

Taba 5-4: Requerimientos de potencia del motor [Autor].

Vel (m/seg)	P (%)	Compo (N)	Acel (N)	Rod (N)	Drag (N)	Total (N)	Potencia W
2,5	25	475,28	98,2	99,06	1,61	674,16	1685,41
7	18	347,62	98,2	100,08	31,2	577,13	4039,9
9	12	233,71	98,2	101,10	40,31	473,33	4259,97
12,5	6	115,87	98,2	101,10	40,31	355,49	4443,69
12,5	0	0	98,2	102,12	40,31	240,64	3008,00

Total: 4.44369 kW. Para lo cual se selecciona el motor A009-4009 con una potencia 4.5 kW a 48 VDC.

5.2.2 Transmisión

Aunque el concepto general dominante incluía una versión con dos motores, las restricciones impuestas en el diseño conceptual y la limitada cantidad de baterías imponen una reconsideración del concepto cambiándolo por un solo motor y un eje. El motor se encuentra conectado al eje de transmisión mediante una correa sincrónica la cual opera sin ruido y tiene las ventajas adicionales de no deslizarse (alta eficacia) y no requerir lubricación.

□ Selección y cálculo de la transmisión sincrónica

Teniendo la potencia del motor en 4.5 kW (6.03 hp) se determina la potencia de diseño mediante un manual de selección de correas sincrónicas INTERMEC [70]. Tomando un factor de 2 debido a las condiciones de trabajo, la potencia de diseño es de 12.06 hp. El paso de la correa se determina por la tabla del fabricante comparando las rpm de la polea más pequeña y la potencia de diseño, como resultado se obtiene una correa de paso 8 mm, dado que la relación de velocidades es 1, las poleas serán de 72 dientes con un diámetro exterior máximo de 181.97 mm.

El sistema de fijación al eje se conseguirá mediante un sistema de fijación tipo Bufin clase CF que no requiere cuñero. Este sistema evita que la polea se mueva sobre el eje y genere daños por fricción. El código de la correa considerando una distancia nominal entre ejes de 432 mm, y una sección estándar de 50 mm es 1440-8M-50.

El torque nominal en la polea es (ver (5-24)):

$$T_n = \frac{5225 \times hp}{rpm} = 57.285 \text{ lb pie} \quad (5-24)$$

El factor de servicio es de 5 debido a las cargas altamente fluctuantes y el torque pico se calcula mediante (5-25):

$$T_p = T_n \times fs = 286.425 \text{ lb pie} \quad (5-25)$$

Por lo que, según el manual, las consideraciones son adecuadas y se requiere que el eje tenga un diámetro mínimo de 25 mm y una polea de diámetro exterior mínimo de 75 mm. La Figura 5-5 muestra un esquema con el tipo de Bufin seleccionado y el ensamble con la polea.

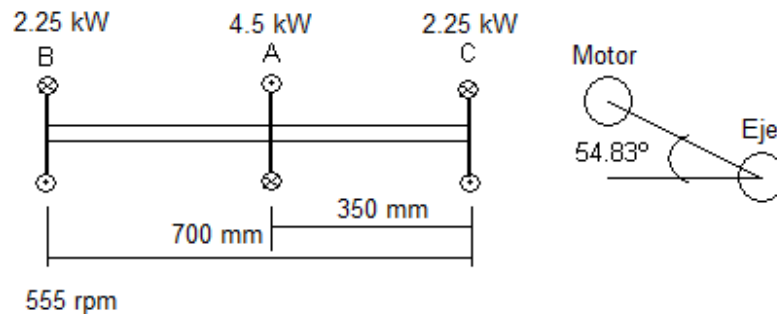
□ Diseño del eje de transmisión

La Figura 5-4 muestra las condiciones de trabajo del eje y las dimensiones principales.

El torque en los puntos A, B y C se calcula mediante (5-26):

$$T = \frac{P}{2\pi f} \quad (5-26)$$

Figura 5-5: Eje de transmisión [Autor].



Teniendo que los torques en el punto A es de 77.42 Nm, en B de 38.71 Nm y en C es 38.71 Nm.

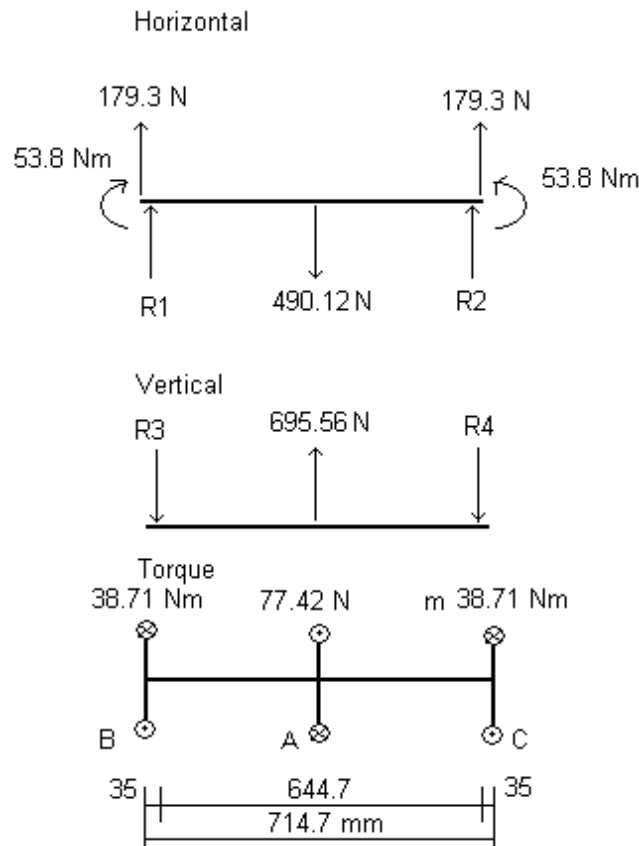
Para la polea el par de torsión es (ver (5-27)):

$$Fr_p = T \tag{5-27}$$

Por lo tanto la fuerza total en A es de 850.9 N.

Teniendo en cuenta el diámetro de las ruedas de 0.4318m y que el ángulo que forman los ejes del motor y de transmisión es de 54.83°, se obtiene el sistema de fuerzas sobre el eje mostrado en la Figura 5-6.

Figura 5-6: Sistema de cargas en el eje [Autor].



Donde las sumatorias de fuerzas y momentos permiten determinar las reacciones en los apoyos (ver Ecuaciones (5-28), (5-29), (5-30) y (5-31)):

$$\sum F_x = 0 = 179.3N + 179.3N + R1 + R2 - 1501.2N \tag{5-28}$$

$$\sum F_y = 0 = 801.56N - R3 - R4 \tag{5-29}$$

$$\sum M_B = 0 = 179.3N \times 0.7m + R_2 \times 0.7m - 1501.2N \times 0.350m \quad (5-30)$$

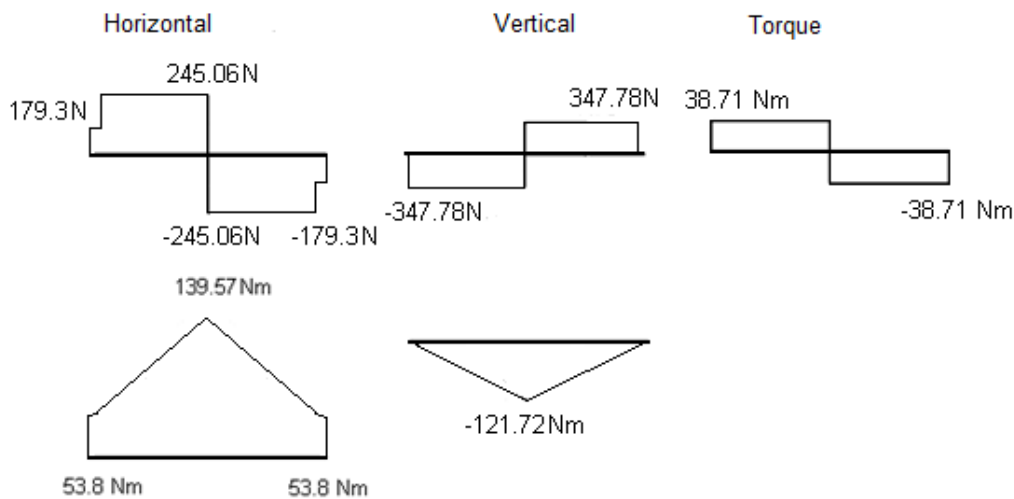
$$\sum M_B = 0 = R_4 \times 0.7m - 801.56N \times 0.350m \quad (5-31)$$

Se obtiene:

$$R_1 = 65.76 \text{ N}, R_2 = 65.76 \text{ N}, R_3 = 347.78 \text{ N} \text{ y } R_4 = 347.78 \text{ N}$$

Los diagramas de cortante y momento flector son los mostrados en la Figura 5-7.

Figura 5-7: Diagramas de cortante y momentos flectores en el eje [Autor].



La zona crítica se encuentra justo a la izquierda de A, calculando el momento total en A mediante (5-32):

$$M_A = \sqrt{M_H^2 + M_V^2 + T^2} = 189.195 \text{ Nm} \quad (5-32)$$

Tomando la resistencia última a la tensión (S_u) de 586 MPa y el esfuerzo de cedencia (S_{yp}) de 340 MPa (Acero estructural SAE 1045), se determina el límite de fatiga no corregido como (ver (5-33)):

$$S'_u = 0.5S_u = 293 \text{ MPa} \quad (5-33)$$

Tomando en consideración la reducción a la fatiga debido a la confiabilidad (C_R) de 0.869, al acabado superficial (C_F) de 0.77 y al tamaño (C_S) 0.85, y un factor de concentración de esfuerzos debido a los cuñeros en B y C (K_f) de 1.6 se determina el esfuerzo de fatiga (S_e), (ver (5-34)):

$$S_e = \frac{1}{K_f} C_R C_F C_S S'_u = 104.15 \text{ MPa} \quad (5-34)$$

Los coeficientes K_{sb} y K_{st} se determinan a partir de las condiciones de operación del eje, en este caso se supondrá una condición de choque severo los cuales ocurren al momento de iniciar la marcha, por lo tanto el valor de estos es de 2. Tomando un factor de seguridad de 1.4 el diámetro del eje se determina mediante (5-35):

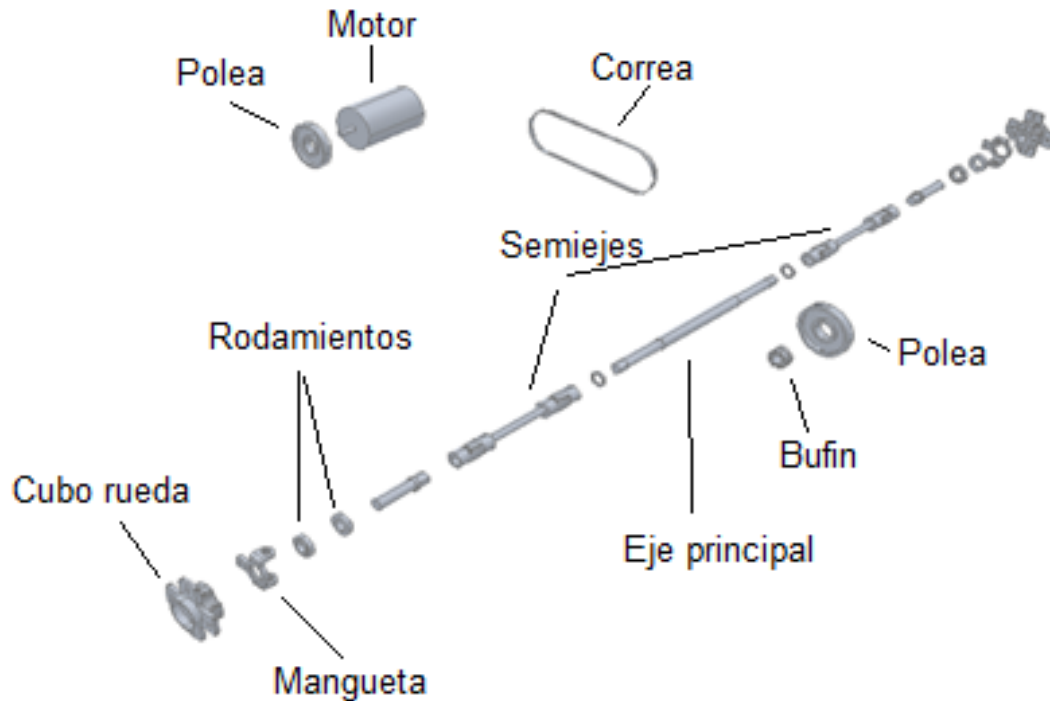
$$D^3 = \frac{32N}{\pi S_{yp}} \sqrt{K_{sb} \left(\frac{S_{yp}}{S_e} M_A \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} T^2} = 0.032 \text{ m} \quad (5-35)$$

Por lo tanto las poleas tienen un diámetro exterior de 181.97 mm y un diámetro interior de 60 mm. El Bufin de fijación al eje de serie S tendrá un diámetro exterior de 60 mm, un diámetro interior de 32 mm y requiere de 8 tornillos M6 y una capacidad de transmisión de torque de 920 Nm.

El eje de transmisión se compone de una parte central de 714.7 mm de largo el cual se sostiene con dos soportes con rodamientos radiales de bola rígidos marca NTN código 66807ZZ, y un semieje por cada lado que lo conectan con el cubo de cada rueda. La conexión entre las partes de los ejes se realiza mediante juntas homocinéticas telescópicas referencia 01.050.330 marca TECNOPOWER [71]. Cada eje externo pasa a través de la mangueta de cada rueda trasera por dos rodamientos cónicos en tándem NTN referencia ET-32007X. En esta la mangueta se encuentra el soporte de la pinza de cada freno, el eje pasa luego a través del cubo de la rueda por un rodamiento de cilindros cónicos, transmite el torque a la rueda a través de estrías y se asegura todo al extremo mediante una tuerca para ejes.

Otros elementos de la transmisión son las manguetas y los cubos de las ruedas traseras. La Figura 5-8 muestra los elementos mecánicos del tren de potencia.

Figura 5-8: Tren de potencia [Autor].



5.2.3 Componentes eléctricos del tren de potencia

Los elementos eléctricos necesarios para completar el tren de potencia son los siguientes:

□ Baterías

Para alimentar el motor anteriormente seleccionado se usarán cuatro baterías de LiFePO_4 marca Optimun OPT-080-5L de 12V y 160 Ah. Las baterías se conectan en serie para alcanzar el voltaje requerido por el motor.

□ Alternador y circuito rectificador

El alternador seleccionado para recargar las baterías mediante pedaleo es el BX 310022 tipo KC (compacto) de 14 v que produce 40 A @ 1800 rpm, el alternador requiere de un circuito rectificador para operar junto a las baterías.

□ **Controlador**

El controlador seleccionado es el KEB48401X de 48 V y 4 kW del fabricante norteamericano Kelly Controls LLC. Este controlador programable está diseñado específicamente para operar motores sin escobillas de corriente directa en vehículos eléctricos ligeros, el controlador utiliza un MOSFET de alto poder que permite alcanzar una eficiencia del 99%; también permite establecer parámetros, conducir pruebas y obtener diferente información de manera fácil y rápida.

Las características principales del controlador son: protección contra sobrecargas de corriente y voltaje, soporta operación en modo de torque, de velocidad o velocidad-torque balanceadas, protección para las baterías de alarma y apagado mediante voltajes máximos y mínimos configurables, protección térmica y tres modos de operación de frenado regenerativo: mediante el mando de frenado, soltar la palanca de velocidad o mediante una señal variable análoga.

□ **Otros Elementos**

- Cargador F4815-48V/15A (110 VAC)
- Palanca de mando (Throttle) 0-5V.
- Medidor de carga Kelly.
- Convertidor de entrada USB a RS232.
- Instrumentos Curtis esGage II.
- Soporte de fusibles ANN-300.
- Tablero de control para fusibles.

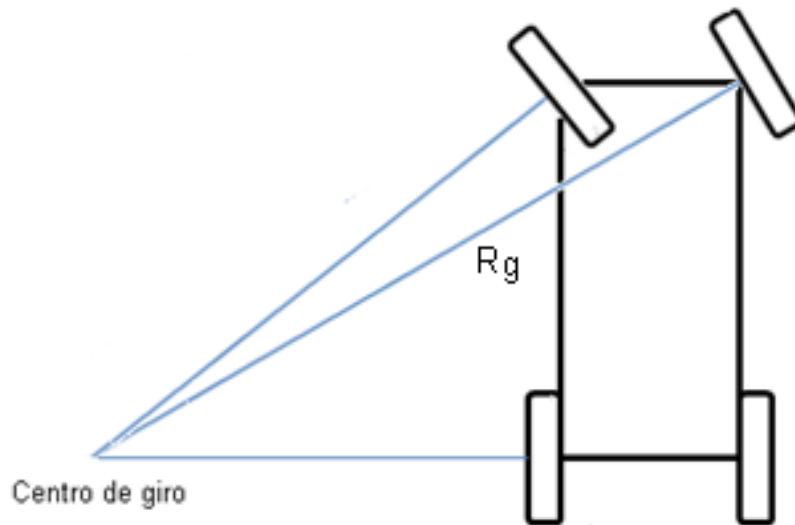
5.3 Sistema de dirección y frenos

5.3.1 Sistema de dirección

Para que un vehículo de cuatro ruedas gire, el conductor debe rotar el volante de dirección en el sentido deseado un ángulo determinado. Este ángulo es transmitido por la columna de la dirección hacia la caja de dirección (ya sea piñón cremallera, bolas recirculantes, etc.) y esta moverá las barras de control haciendo que las ruedas de dirección también roten un determinado ángulo obligando al vehículo a iniciar el giro.

Pero si las ruedas de dirección rotan el mismo ángulo, cada una trazará un círculo de diámetro diferente sobre el pavimento, y por consiguiente, las ruedas internas al giro que son las que recorren la menor distancia se deslizarán o se trabarán con la consecuente pérdida de control y el desgaste de las corazas. Para evitar esta situación inconveniente se utiliza la geometría de Ackerman, la cual consiste en una serie de arreglos en las longitudes de los componentes del sistema de dirección que hacen que las ruedas de dirección tracen círculos de diferentes radios pero con el mismo centro de giro. La Figura 5-9 muestra el esquema de un vehículo mientras gira, aplicando el principio de la geometría de Ackerman.

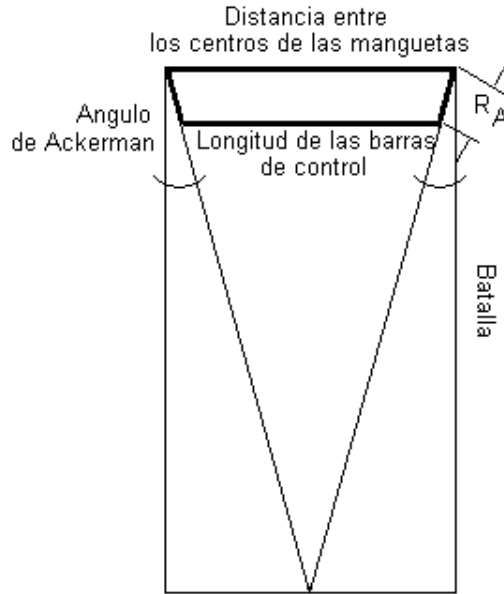
Figura 5-9: Geometría de giro de Ackerman [Autor].



□ Angulo de Ackerman

El primer paso consiste en determinar el ángulo de Ackerman mediante un procedimiento desarrollado por Jeantaud en 1875, su solución se ajusta de manera muy precisa a la geometría prevista por Ackerman [72]. Este procedimiento depende únicamente de la geometría del vehículo, por un lado se tiene el ancho de vía y por otro la batalla (distancia entre ejes), para determinar el ángulo de Ackerman se deben trazar dos líneas desde los centros de las manguetas de cada lado las cuales deben cruzarse en el centro del eje trasero, el ángulo formado entre cada línea y una línea perpendicular al eje delantero será el ángulo de Ackerman buscado. La Figura 5-10 muestra el paralelogramo articulado de la dirección y el ángulo de Ackerman.

Figura 5-10: Paralelogramo articulado y ángulo de Ackerman [Autor].



Teniendo en cuenta que la distancia entre los centros de la mangueta incluye el ancho del chasis y la longitud de los brazos de la suspensión (es decir la vía total v) el valor del ángulo puede expresarse matemáticamente como (ver (5-36)):

$$\tan^{-1} \left[\frac{0.5v}{Batalla} \right] = Ang_{Ack} \tag{5-36}$$

Tomando en cuenta las dimensiones generales obtenidas del proceso de optimización: Batalla= 2.527 m y Via= 1.7 m, el ángulo de Ackerman es de:

$$Ang_{Ack} = 18.59^\circ$$

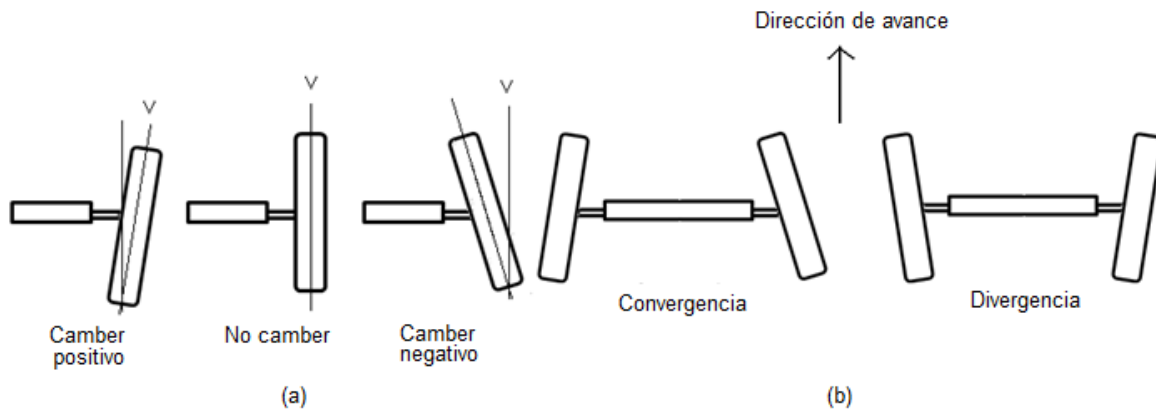
□ **Ángulo de Caída (Camber)**

La principal función del ángulo de caída es mantener la banda de rodadura de la rueda lo más plana posible sobre el pavimento mientras se toma una curva, la caída negativa proporciona más agarre en las curvas al tren en que se aplica. Se utilizará un valor de caída de 1° , el cual se consigue ajustando las longitudes de los brazos de la dirección [73].

□ **Convergencia**

Cuando las ruedas del mismo eje están paralelas se tienen ruedas neutras. Por otro lado, si las ruedas parecen juntarse en un punto imaginario delante del sentido de marcha se consideran como ruedas convergentes, en caso contrario serán ruedas divergentes. La Figura 5-11 ilustra las diferentes posibilidades para los ángulos de camber y convergencia.

Figura 5-11: (a) Ángulo de camber, (b) Convergencia de las ruedas [Autor].

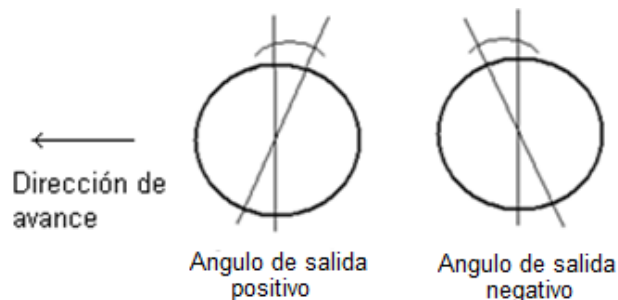


La convergencia da estabilidad en rectas, pero al mismo tiempo disminuye la velocidad máxima. En el eje trasero ayuda a estabilizar en las salidas de las curvas, para el eje delantero se utilizará una convergencia de 2° [74].

□ **Ángulo de salida (Caster)**

Es el ángulo formado por la espiga y la prolongación del eje vertical que pasa por el punto de contacto de la rueda, este ángulo tiene como función disminuir el esfuerzo a realizar para orientar las ruedas, además tiende a enderezar las ruedas de dirección. Para este diseño se utilizará un valor de 6° positivo. La Figura 5-12 ilustra el ángulo de salida [75].

Figura 5-12: Ángulo de salida [Autor].



El ángulo de caída, la convergencia y el ángulo de salida se regulan mediante el posicionamiento de las juntas esféricas de los brazos de la suspensión.

□ **Manguetas**

Las dimensiones básicas de las manguetas como el largo y el diámetro de la espiga, así como la altura total y el espesor, son las mismas que se encontraron en piezas comercialmente disponibles para vehículos recreativos tipo All Terrain Vehicle (**ATV**). La necesidad de diseñar esta pieza surge de las características propias del vehículo como lo es su ancho de vía y la batalla que implican un ángulo de Ackerman diferente; al mantener las demás características mencionadas iguales se posibilita utilizar piezas comerciales en el resto del conjunto de las ruedas de dirección.

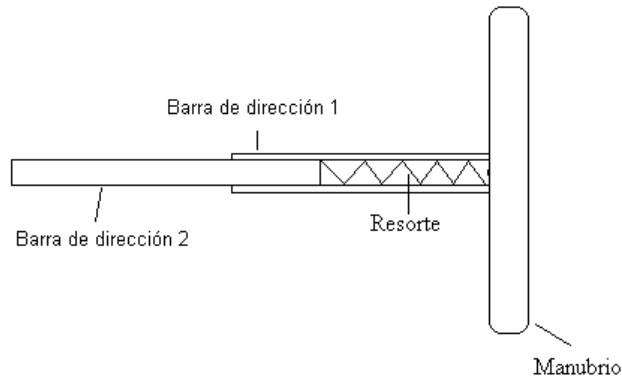
□ **Barras de control y caja de dirección**

La longitud de las barras de control está determinada por la longitud de la caja de dirección, la longitud del brazo de acople en la mangueta y el ángulo de caída especificado de 1° , estas condiciones implican una longitud total de 606.5 mm, y un diámetro de 16 mm. Para el mecanismo de dirección se selecciono de la empresa RoCar Prototipos S.L. una cremallera de dirección simétrica grande.

□ **Timón y columna de dirección**

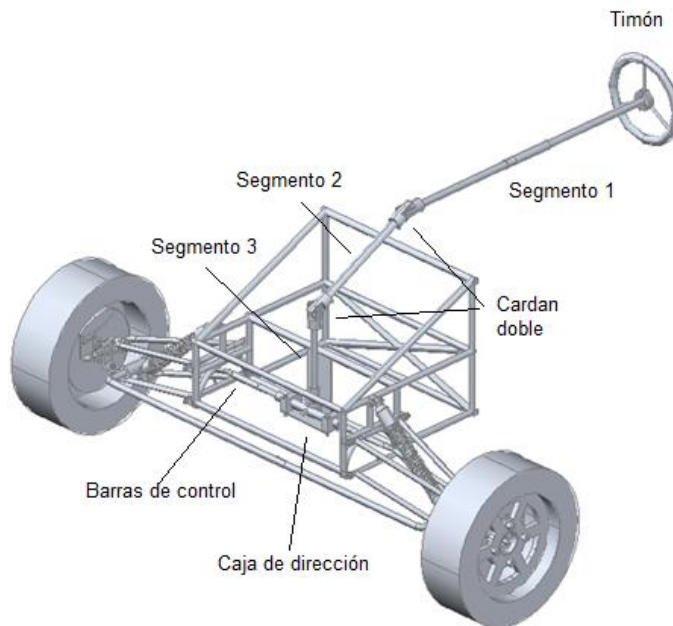
Debido a la necesidad de espacio dentro del habitáculo para que el conductor pueda pedalear para recargar las baterías mediante el dinamo es necesario utilizar un timón de muy reducidas dimensiones, en este caso los timones para karts cumplen con este requisito. Se selecciona el producto Sparco Kart Steering Wheel - S320D.

El sistema de dirección se compone de tres columnas debido a la necesidad de dar espacio al sistema de pedales y generador, entre cada eje tenemos un acople tipo cardan doble que mantiene el mismo ángulo de giro en los tres segmentos. El primer segmento se compone de dos tubos concéntricos, como se muestra en la Figura 5-13, entre los dos tenemos un resorte que absorbe la energía de impacto en caso de colisión; además permite ajustar la longitud total de la barra de dirección variando la longitud del resorte para acomodarse a diferentes longitudes de brazo. Este segmento forma un ángulo de 5° con la vertical, de esta manera el ángulo entre los brazos del piloto y el timón será de más de 90° asegurando un agarre cómodo y firme.

Figura 5-13: Disposición de la columna de dirección segmento A [Autor].

Los otros dos segmentos de la columna de dirección se disponen de tal manera que pueda rodear al alternador eléctrico permitiendo su ubicación en el segmento frontal del chasis.

La Figura 5-14 muestra las principales piezas del sistema de dirección y su posición en el chasis. En el segmento 3 se tiene el acoplamiento con el mecanismo piñón – cremallera que completa el mecanismo de dirección. Las barras de control de la dirección, se unen mediante juntas esféricas lineales de referencia ILMG G8 a la caja de dirección, las barras de control terminan en acoples para barras en las manguetas de las ruedas delanteras.

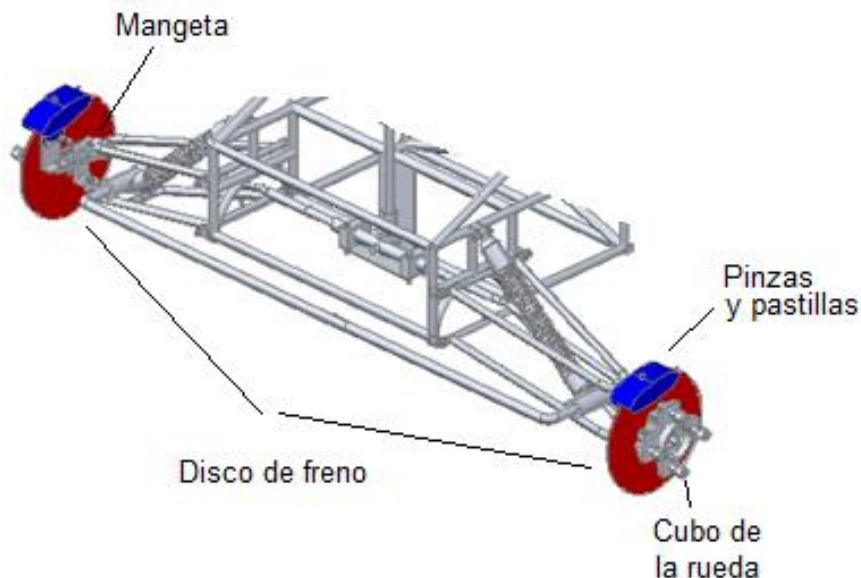
Figura 5-14: Sistema de dirección [Autor].

5.3.2 Sistema de frenos

Sobre las manguetas de cada eje se acoplan los cubos de las ruedas, las cuales tienen los anclajes para la rueda y para el disco del freno, los ejes de las manguetas en el eje delantero encajan en dos rodamientos de cilindros cónicos colocados en el interior de los cubos para permitir la operación del eje de la transmisión sin producir fricción, que pueda conducir al desgaste prematuro de ambos, y todo el conjunto se asegura con una tuerca exterior.

Los discos de freno deben tener un diámetro exterior de 300mm y un espesor de 5mm, se selecciono el disco DF 184 CEW I-D. La referencia de las pastillas para los frenos seleccionadas es FD164G1054 ambos de la marca GARFER. Las pinzas del sistema de freno y demás componentes como el cilindro maestro, se seleccionaron de la misma marca: las pinzas se unen a las manguetas mediante un soporte que las coloca en la posición correcta para actuar sobre el disco del freno. La Figura 5-15 muestra las principales partes del sistema de frenos y su posición con respecto al chasis y la suspensión.

Figura 5-15: Sistema de freno delantero [Autor].

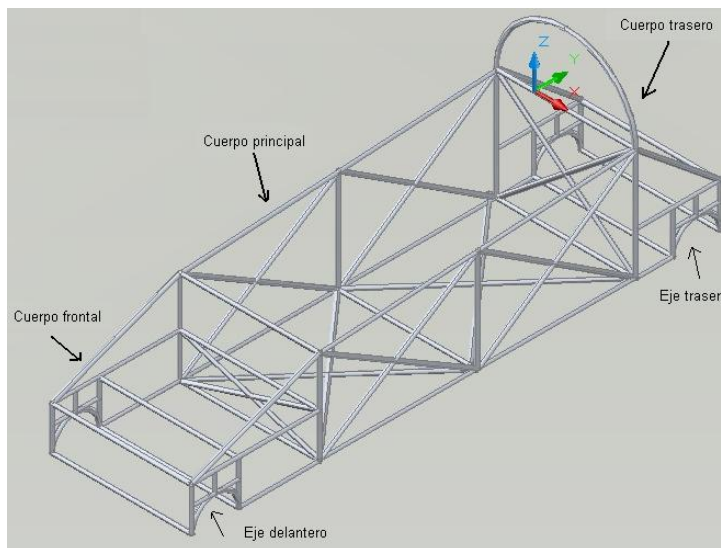


5.4 Chasis

El chasis se compone de tres cuerpos (principal, frontal y posterior); el cuerpo frontal y el cuerpo posterior, deben soportar los sistemas allí colocados, también deben deformarse absorbiendo parte de la energía cinética en caso de colisión por lo que no presentan elementos cruzados. El cuerpo principal, tiene como función albergar al tripulante y protegerlo, por lo que se encuentra especialmente reforzado con elementos cruzados que le confieren una mayor rigidez (jaula de seguridad). Este no debe deformarse en una colisión para proteger al piloto. Justo detrás del asiento de tripulante se encuentra una barra antivuelco la cual debe proteger al tripulante en caso de una volcadura además de servir de soporte para la cabina.

La siguiente consideración de diseño del chasis tiene que ver con la ubicación de las masas principales en relación con la posición de los ejes delantero y trasero. Los ejes se ubicaron en las posiciones más extremas posibles, tanto en el frente como atrás, para mantener las masas de todos los sistemas dentro de la longitud de la batalla, mejorando las condiciones de maniobrabilidad del vehículo en general. La arquitectura del chasis puede apreciarse en la Figura 5-16.

Figura 5-16: Chasis [Autor].



La distribución del peso sobre los ejes también es un factor importante a tener en cuenta, una distribución de peso alrededor del 60% o más en el eje trasero presenta una serie de ventajas como son [76]:

- Mejor Frenado: utiliza las llantas más eficientemente sin sobrecargar las llantas delanteras.
- Mejor aceleración: genera más tracción durante la aceleración en un vehículo con tracción trasera.
- Mejor entrada a un giro de esquina: un vehículo con esta distribución de peso tiene una ligera tendencia a sobregirar, lo cual es deseable para una adecuada ejecución de la esquina.
- Mejor salida de un giro de esquina: también debido a la mayor tracción en el eje trasero, la potencia puede aprovecharse más rápido después de ejecutar la esquina.

Dada la simetría longitudinal del vehículo y tomando como origen al frente y al centro del chasis, las posiciones de las principales masas pueden resumirse en la Tabla 5-5.

Tabla 5-5: Posiciones de las masas y del centro de gravedad dentro del chasis [Autor].

Elemento	M (kg)	X (mm)	Y (mm)	xm (kg mm)	ym (kg mm)
Chasis	15,9	1417,1	214,8	22534,1	3416,7
Cabeza	4,5	2139	489	9732,4	2224,9
Brazo	5	2073	595	10365	2975
Antebrazo	3,4	1985	595	6828,4	2046,8
Torso	49,8	2053	411	102383,1	20496,5
Muslos	15,8	1852	144	29335,6	2280,9
Piernas	9,5	1561	114	14860,7	1085,2
Baterías	28	2404,5	105	67326	2940
Baterías	28	427,5	105	11970	2940
Motor	25	2404,5	145	60112,5	3625
	185,1			335447,9	44031,2
				X	Y
				1812,04	237,8

Tomando la distancia del eje delantero al centro de gravedad (a) como 1685.04 mm (1812.04 mm - 127 mm) y con una batalla (b) de 2521.35 mm se puede calcular el porcentaje de carga en el eje trasero (W_t) mediante (5-37):

$$W_t = \frac{100\%*a}{b} = 66.8\% \quad (5-37)$$

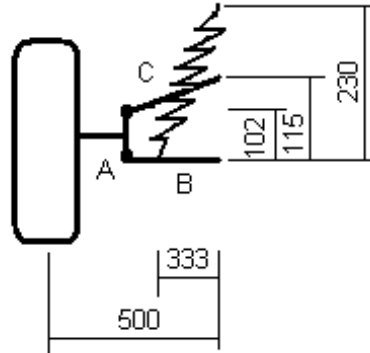
El material seleccionado por sus propiedades mecánicas y su relación masa-volumen es el aluminio 6061, en tubos con un radio exterior de 13.35 mm y un radio interior de 11 mm.

5.4.1 Análisis Estático

Para este análisis el modelo de elementos finitos del chasis es programado con los valores de las principales cargas soportadas por la estructura asumiendo que esta se encuentra en reposo. Entre estas se incluyen los pesos de las baterías, el motor, el asiento y el peso del piloto y el peso de la propia estructura. Estas fuerzas corresponden principalmente a las fuerzas de reacción que las barras de la suspensión ejercen en el chasis. También, se aplican las fuerzas de reacción en el chasis debido al peso combinado del piloto y el asiento que se aprecian sobre las barras cruzadas inferiores posteriores justo debajo del símbolo de los ejes coordenados y en la barra horizontal superior trasera. Las otras fuerzas corresponden a los pesos de las baterías y el motor. Las baterías están ubicadas por parejas, dos justo detrás del eje delantero y las otras dos justo delante del eje trasero con el motor encima de estas últimas. Finalmente las restricciones de desplazamiento que se ubican en los puntos de anclaje de los resortes y amortiguadores en el chasis.

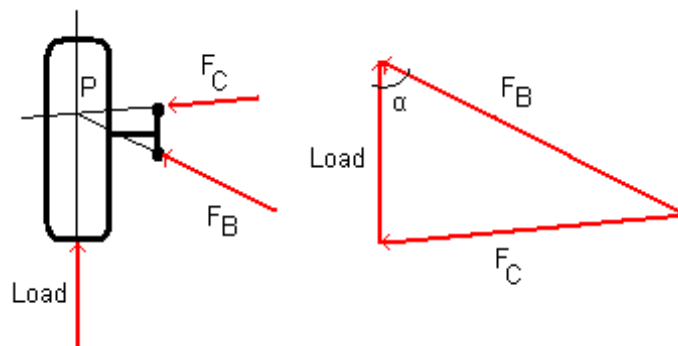
Para determinar las reacciones en los apoyos de los brazos de la suspensión en el chasis es necesario primero determinar la geometría final de la suspensión al tener en cuenta los resultados del proceso de optimización, la Figura 5-17 muestra las dimensiones básicas finales de la suspensión.

Figura 5-17: Dimensiones básicas en milímetros de la suspensión [Autor].

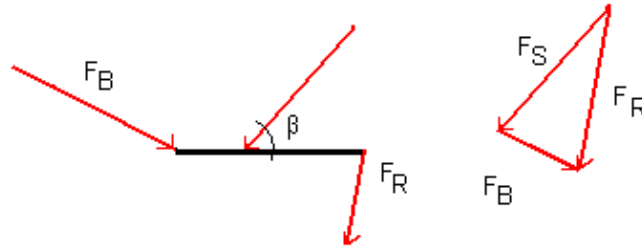


Se reconoce el eslabón A como el conjunto de la mangueta de dirección, el cubo de la rueda, sistema de frenos y la rueda misma, y los eslabones B y C como los brazos inferior y superior de la suspensión respectivamente. El eslabón C es un elemento de dos fuerzas; mientras que el eslabón B es un elemento de tres fuerzas. La distribución de carga debido a la geometría del chasis impone sobre cada rueda del eje delantero una fuerza de 314.96 N y para cada rueda del eje trasero una fuerza de 667.04 N, de esta manera, la fuerza "Load" será la suma de esta última más el peso de la masa no suspendida en cada rueda. La Figura 5-18 muestra el diagrama de cuerpo libre y de fuerzas sobre la rueda; como la dirección de acción de la fuerza Load y de la fuerza F_C son conocidas, es posible determinar el punto de cruce P y encontrar el valor de la fuerza F_B .

Figura 5-18: Diagramas de cuerpo libre y de fuerzas del eslabón A [Autor].



Al ser el elemento C una barra de dos fuerzas, sus reacciones en el chasis deben ser colineales con la fuerza F_C para mantener el equilibrio. Para determinar las reacciones del elemento B en el chasis se determina su diagrama de cuerpo libre y de fuerzas como se ilustra en la Figura 5-19.

Figura 5-19: Diagramas de cuerpo libre y de fuerzas en el elemento B [Autor].

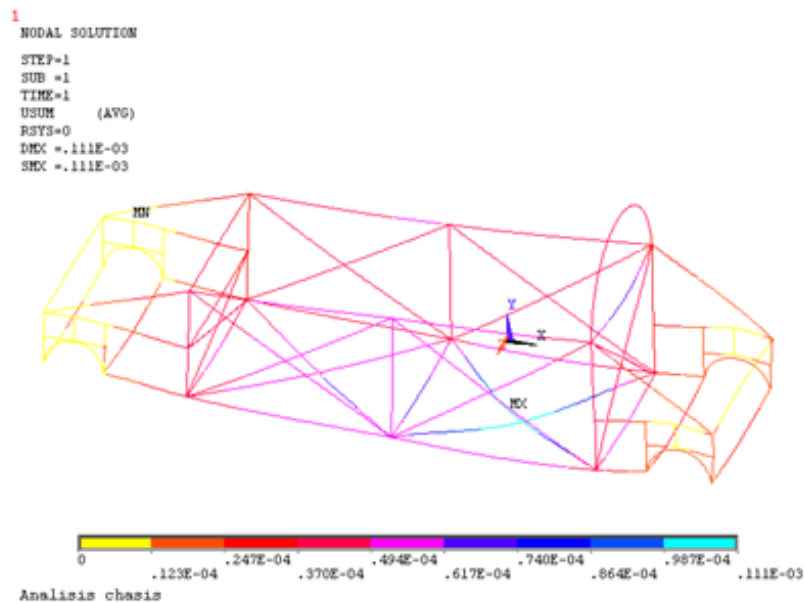
Las ecuaciones para determinar los valores finales de las reacciones en el chasis en cada apoyo teniendo en cuenta que los brazos superior e inferior de la suspensión son simétricos respecto a la posición de de la rueda son (5-38), (5-39) y (5-40):

$$R_C = \frac{\tan(\alpha) * Load}{2} \quad (5-38)$$

$$R_{Bx} = \frac{\cos(\alpha)F_B + \frac{F_S}{\tan(\beta)}}{2} \quad (5-39)$$

$$R_{By} = \frac{F_S - \cos(\alpha) * F_B}{2} \quad (5-40)$$

La Figura 5-20 muestra la deformación del chasis bajo las cargas estáticas indicadas, La máxima deformación en la estructura es de 111 μ m.

Figura 5-20: Deformación estática del chasis [Autor].

5.4.2 Torsión dinámica

Para comprobar la resistencia del chasis a la torsión se simuló en el modelo dinámico el evento del paso de la rueda delantera izquierda sobre un escalón de 50 mm de altura a una velocidad de 12.5 m/s y considerando una masa total del velomóvil de 200 Kg.

A continuación se calcularon las fuerzas en la suspensión de cada esquina, la aceleración vertical, la velocidad angular de balanceo y la aceleración angular correspondiente; encontrando que sus valores máximos ocurrían en el tiempo 5.04 s de la simulación, estos valores son:

- Aceleración vertical: 3.21 m/seg².
- Aceleración angular de balanceo: 0.303 rad/seg².
- Velocidad angular de balanceo: 0.006 rad/seg²
- Fuerza de la suspensión delantera derecha: (754.7 i + 520 j) N.
- Fuerza de la suspensión delantera izquierda: (716.42 i + 493.62 j) N.
- Fuerza de la suspensión trasera derecha: (1232.14 i + 848.95 j) N.
- Fuerza de la suspensión trasera izquierda: (1228.6 i + 846.51 j) N.

Con base a los anteriores datos, se aplicaron las cargas al modelo del chasis en ANSYS manteniendo los puntos de anclaje de la suspensión delantera derecha como restricciones de desplazamiento, los cálculos se realizaron aplicando Inertia Relief en la solución del sistema.

La Figura 5-21 ilustra la deformación del chasis y la Figura 5-22 muestra los esfuerzos equivalentes de von Mises para la estructura, al someterse a este requerimiento. Se observa un esfuerzo máximo de 4.2 MPa en la estructura lo que implica un factor de seguridad de 13 para el caso de torsión (tomando el esfuerzo de fluencia del aluminio 6061-0 en 55 MPa). En el punto de máxima sollicitación se tiene un esfuerzo axial de 4.27 MPa, un esfuerzo cortante de 4.27 MPa y un momento flector de 320.09 Nm.

Figura 5-21: Solución nodal para la deformación del chasis sometido a un obstáculo de 50 mm en la rueda delantera izquierda [Autor].

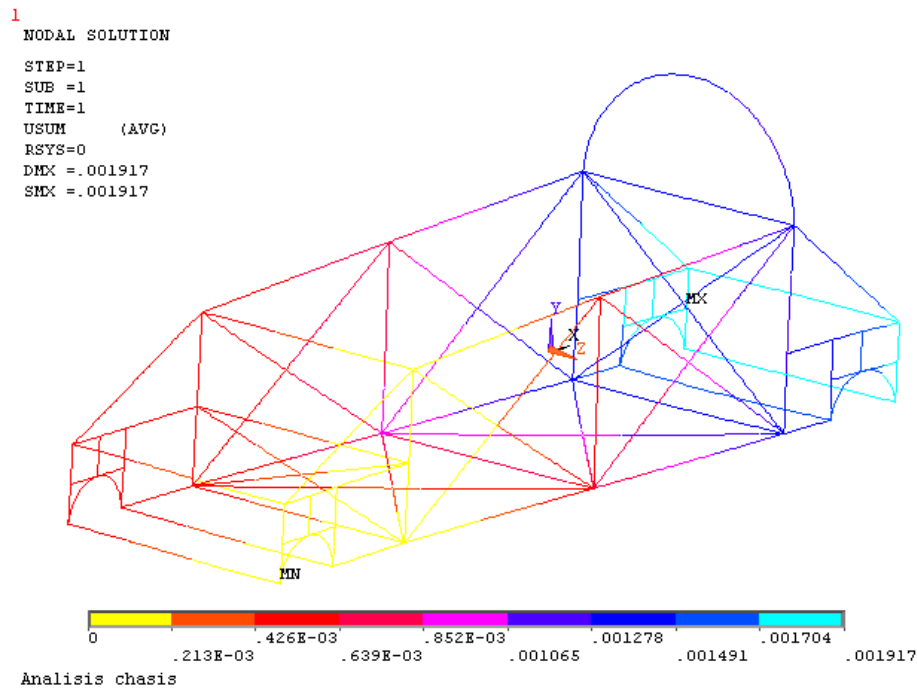
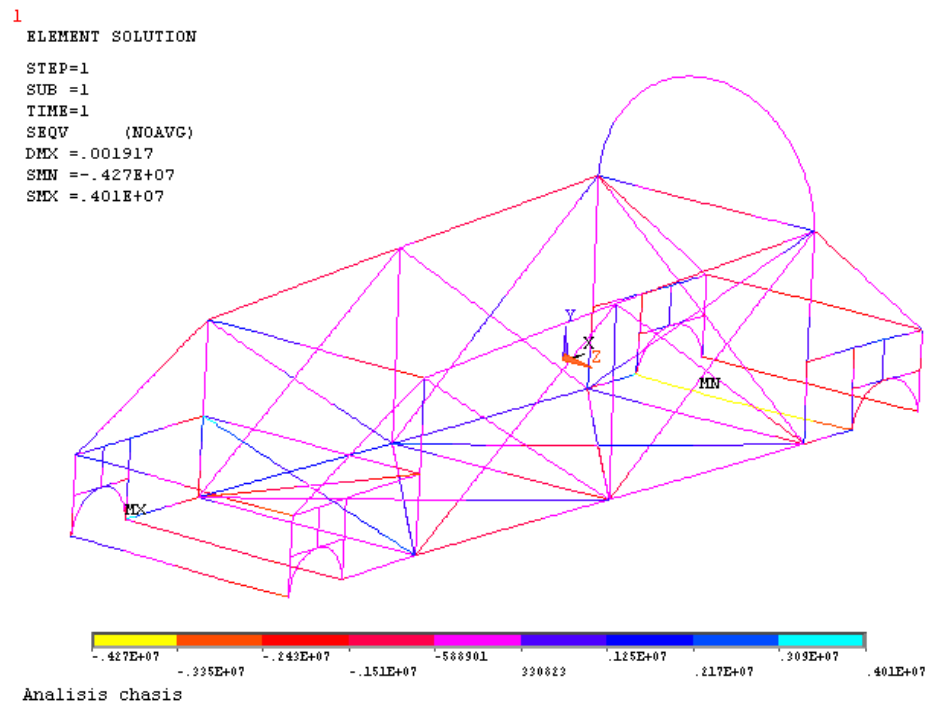


Figura 5-22: Solución para esfuerzos de von Mises [Autor].



5.4.3 Flexión dinámica

Para comprobar la respuesta del chasis a la máxima sollicitación a flexión, en condiciones de operación, se simuló en el modelo dinámico el evento del paso sobre un obstáculo de 50 mm de altura con las dos ruedas delanteras al mismo tiempo. Se obtuvieron los siguientes valores para las fuerzas en cada suspensión así como valores para la aceleración vertical, la velocidad y la aceleración angular de cabeceo.

- Aceleración vertical: 5.124 m/seg².
- Aceleración angular de balanceo: 11.61 rad/seg².
- Velocidad angular de balanceo: 0.36 rad/seg²
- Fuerza de la suspensión delantera derecha: (860.8 i + 594 j) N.
- Fuerza de la suspensión delantera izquierda: (860.8 i + 594 j) N.
- Fuerza de la suspensión trasera derecha: (1403.47 i + 968.4 j) N.
- Fuerza de la suspensión trasera izquierda: (1403.47 i + 968.4 j) N.

Se toman como restricciones de desplazamiento los anclajes en el chasis de las suspensiones delanteras de ambos lados. Para la solución se tiene en cuenta la opción de Ansys Inertia Relief. La Figura 5-23 y 5-24 muestran la deformación y los valores alcanzados por el esfuerzo equivalente de Von Mises en el chasis.

Figura 5-23: Suma vectorial de desplazamientos para el chasis sometido a la prueba de flexión [Autor].

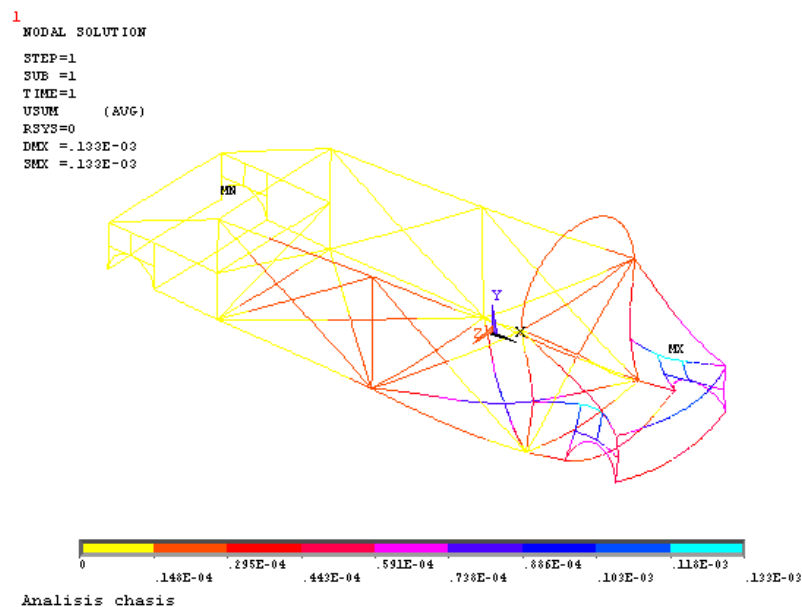
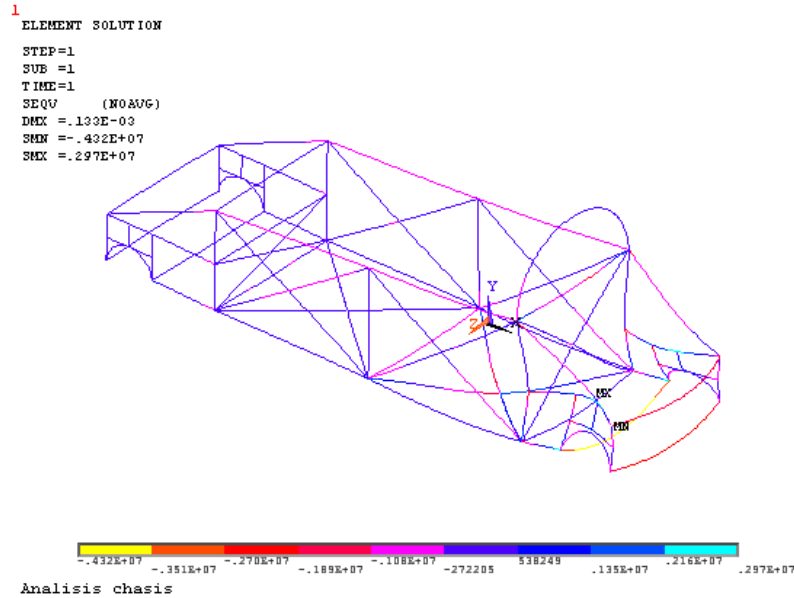


Figura 5-24: Solución nodal para el esfuerzo de Von Mises [Autor].

El valor máximo alcanzado para el esfuerzo equivalente de von Mises es de 4.32 MPa. El punto de mayor sollicitud se encuentra sometido a un esfuerzo axial de 4.32 MPa, un esfuerzo cortante de 4.32 MPa y un momento flector de 327.52 Nm.

5.4.4 Diseño de las uniones soldadas

Para el diseño de las soldaduras de los puntos de anclaje de los diferentes componentes a los tubos del chasis es necesario definir el punto de máxima sollicitud el cual se presenta en los soportes que unen los brazos inferiores de la suspensión, esta soldadura se realizará con cordón en filete.

El esfuerzo nominal en la unión soldada puede calcularse según (5-41) y el esfuerzo de corte actuante en la superficie de falla potencial esta dado por (5-42):

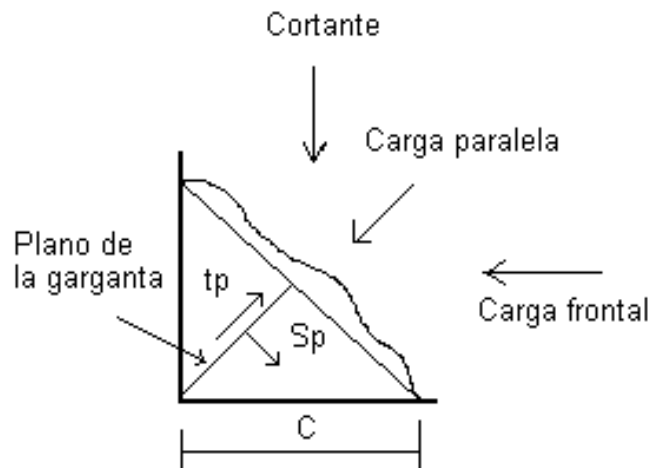
$$f_w = \frac{t_b}{t_w} \left[\frac{f_a}{k_a} \left(\frac{\Gamma_m}{\Gamma_w} \right) + \left(\frac{f_b}{k_b} \right) \frac{\Gamma_m^2}{\Gamma_w^2} \right] \quad (5-41)$$

$$V_p = \tau f_n \sin \theta \quad (5-42)$$

Donde t_b es el espesor del brazo, t_w es el espesor efectivo de la garganta de la soldadura, f_a y f_b son los esfuerzos nominales axiales y de flexión y Γ_m , Γ_w , k_a y k_b se determinan según la norma consultada [77].

Se utilizara un electrodo Magna 505 mediante soldadura por arco, este electrodo no requiere argón ni equipos especiales. Se asume la geometría del cordón de soldadura como un triángulo isósceles de lado L como lo ilustra la Figura 5-25. Aplicando las ecuaciones anteriores se determina un cateto de soldadura de 3.82 mm. Al ser calculado este cateto para la posición más esforzada del chasis y con el fin de estandarizar el proceso de ensamble de los tubos que conforman el mismo se toma este cateto para la soldadura de todo el conjunto.

Figura 5-25: Máximo triángulo isósceles inscribible en el cordón de soldadura [Autor].



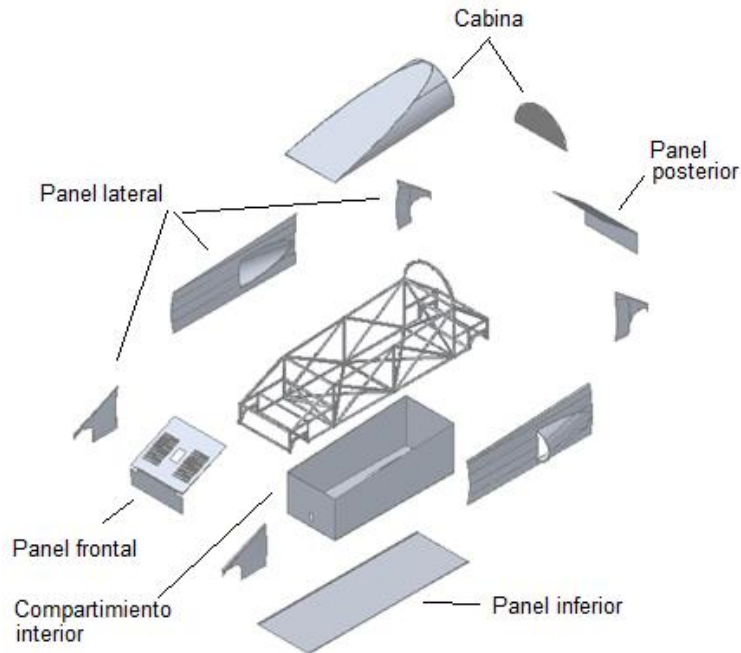
5.5 Carrocería

La carrocería tiene como función aislar al ocupante de las inclemencias del clima así como suavizar el perfil del vehículo para que este ofrezca la menor resistencia aerodinámica posible. Se selecciona como material para la carrocería paneles fabricados en fibra de vidrio dado que presenta varias ventajas como son no presentar corrosión por la acción de los agentes ambientales o químicos, no permitir la aparición de moho y ser fácil de limpiar. La carrocería se compone de 5 paneles de fibra de vidrio de 1.5 mm de espesor y una cabina de acrílico que permite una excelente visibilidad al exterior.

Las secciones laterales se componen de 3 partes que se aseguran a los tubos del chasis mediante un adhesivo epóxico de dos componentes fabricado por 3M™ y referencia 38315. Este adhesivo ofrece una alta adherencia a diferentes clases de metales y plásticos y es utilizado principalmente en paneles exteriores de carrocerías en fibra de vidrio automotriz y tiene la ventaja de que puede ser curado rápidamente mediante la aplicación de calor. En los paneles 1 y 3 se encuentran los alojamientos para las lámparas de las luces estacionarias, estas luces se encuentran ubicadas en las esquinas de la carrocería para que su luz sea visible desde el frente o atrás y desde los lados al mismo tiempo, las lámparas requieren de su soporte con los contactos eléctricos y de un acrílico de color amarillo para protegerla de los elementos y posibles golpes, así como para dar el color característico a la luz. En el panel 2 existe una ranura que tiene como función permitir la entrada de aire desde el exterior para ventilar las baterías traseras y el motor.

La sección frontal va asegurada al chasis mediante tornillos permitiendo su fácil desmontaje y brindando acceso a los componentes alojados en la parte delantera del chasis. Esta sección presenta el alojamiento para la luz delantera principal y los alojamientos para las luces direccionales, también presenta ranuras en la superficie que permiten la entrada de aire del exterior y lo dirigen hacia las baterías delanteras para su refrigeración. La sección trasera también está asegurada al chasis mediante tornillos con el objetivo de proporcionar acceso a los componentes alojados en esta parte.

La cabina está compuesta por dos secciones. La sección delantera tiene forma de cuña, puede levantarse para permitir acceso al piloto, esta sección está asegurada al chasis mediante bisagras pero es posible su completa remoción para conducir en modo “convertible”. La segunda sección se encuentra al respaldo del piloto, apoyada en la barra antivuelco del vehículo. Finalmente la sección inferior se asegura al chasis mediante el adhesivo epóxico. La Figura 5-26 muestra las secciones de la carrocería y su posición respecto del chasis inferior.

Figura 5-26: Carrocería [Autor].

5.6 Habitáculo

El habitáculo del vehículo está conformado por tres componentes principales, el primero es un compartimiento interior o tina de fibra de vidrio de 2.5 mm de espesor que aísla al ocupante del contacto con el chasis, las baterías y otros componentes. El compartimiento interior es adherido al chasis por medio del adhesivo epóxico utilizado con el resto de los paneles de la carrocería.

El segundo componente es el cinturón de seguridad de 5 puntos el cual se asegura al chasis mediante anillas soldadas. La figura 5-27 muestra un cinturón de seguridad comercial similar al seleccionado.

El tercer componente es la silla del conductor, se selecciono una silla reclinable marca Cobra sidewinder, que viene con los ajustes deslizantes y frenos de montaje, también presenta cuatro puntos de anclaje para el cinturón de seguridad. La Figura 5-28 muestra la silla seleccionada.

Figura 5-27: Cinturón fijo de 5 puntos [78].



Figura 5-28: Silla reclinable Cobra Sidewinder [79].



5.7 Diseño orientado a manufactura

El proceso de diseño para manufactura está enfocado en conseguir una optimización del velomóvil mediante la racionalización de sus componentes, disminuyendo los costos de manufactura y ensamble, al mismo tiempo que se diseña el proceso de ensamble; buscando una reducción en los costos no solo económicos sino también en tiempos para ofrecer un producto más competitivo y amigable con el usuario final.

El proceso de diseño orientado a manufactura se compone de dos partes, la primera es la evaluación de fabricación mediante un modelo de costos y la segunda es la evaluación de ensamble mediante la comparación de las características de las piezas empleadas y el cálculo del potencial de mejora de diseño.

5.7.1 Evaluación de ensamble

El proceso de evaluación de ensamble empieza determinando el número mínimo teórico de piezas que debe componer el diseño. Para lo cual es necesario revisar cada subsistema del vehículo, eliminando del conteo componentes de sujeción y considerando como un solo componente conjuntos de piezas cuyos componentes no cumplan con funciones diferenciadas.

Se encontraron las siguientes cantidades de piezas teóricas:

- Dirección: 54.
- Suspensión: 170.
- Transmisión: 21.
- Frenos: 116.
- Chasis y soportes: 85.
- Carrocería: 7.
- Sistema eléctrico: 118.
- Otros componentes: 29.

Obteniendo un total de 600 partes individuales.

□ **Potencial de mejoramiento**

El potencial de mejoramiento compara la cantidad de piezas totales del diseño final con la cantidad de piezas del diseño teórico mediante (5-43).

$$Potmej = \frac{No\ de\ componentes\ actual - No\ de\ componentes\ teórico}{No\ de\ componentes\ actual} \quad (5-43)$$

Para el diseño final que tiene una cantidad de 737 componentes, el potencial de mejoramiento da un resultado 18.58% que indica un muy buen diseño [80]. Sin embargo es posible disminuir la cantidad de piezas totales al realizar un rediseño de algunas piezas:

- El rediseño de las manguetas mediante la adición de roscas en los puntos de anclaje de los conectores de bolas de la suspensión, y de las guías de dirección en el caso de las manguetas delanteras, elimina 10 tuercas.
- El rediseño de los soportes de las baterías, del motor y del alternador mediante la adición de roscas en los orificios de sujeción, elimina 12 tuercas.
- Se rediseña el eje de transmisión y se reposicionan los soportes de esté en el chasis, elimina 2 piezas de los soportes, 2 tornillos y 2 tuercas.
- Si se remplazan las juntas homocinéticas del sistema de transmisión por piezas comerciales. Se eliminan 2 semiejes propios y 4 juntas comerciales y se reemplazan por dos piezas comerciales.
- Se rediseña la cabina eliminando 1 pieza de acrílico.
- Se reposiciona la guía de la columna de dirección en el marco superior delantero, evitando que este interfiera con el posicionamiento de otras piezas.

El nuevo potencial de mejoramiento teniendo en cuenta el nuevo total de 704 piezas es de 14.77 %.

□ **Proceso de ensamble**

El proceso de ensamble sugerido presenta las siguientes etapas:

1. Preparar para la soldadura los tubos del chasis (72 piezas, 288 pasos).
2. Posicionar y soldar el marco inferior del chasis que servirá como guía para los demás pasos (10 piezas, 29 pasos).
3. Posicionar y soldar la jaula rígida (26 piezas, 49 pasos).
4. Posicionar y soldar la sección delantera del chasis (18 piezas, 48 pasos).
5. Posicionar y soldar la sección trasera del chasis (18 piezas, 48 pasos).
6. Posicionar y soldar soportes (32 piezas, 64 pasos).
7. Posicionar las bases de soporte de la caja de dirección, las baterías y el motor (4 piezas, 8 pasos).
8. Posicionar y soldar las guías y soporte de la columna de dirección, el soporte de los pedales y las guías de asiento (8 piezas, 17 pasos).
9. Posicionar y asegurar con adhesivo la tina interior de la carrocería (1 pieza, 3 pasos).
10. Ensamblar alternador y rectificador (13 piezas, 12 pasos).
11. Ensamblar asiento, pedales, plato (12 piezas, 11 pasos).
12. Posicionar cadena entre el plato y el alternador (1 pieza, 2 pasos).

13. Ensamblar caja de dirección (1 pieza, 9 pasos).
14. Ensamblar columna de dirección (17 piezas, 15 pasos).
15. Ensamblar tablero (1 pieza, 5 pasos).
16. Ensamblar timón de dirección (7 piezas, 8 pasos).
17. Ensamblar guías de dirección (6 piezas, 6 pasos).
18. Ensamblar suspensión delantera derecha e izquierda, conectar guías de dirección (84 piezas, 86 pasos).
19. Ensamblar transmisión (33 piezas, 37 pasos).
20. Ensamblar suspensión trasera derecha e izquierda, conectar los semiejes (84 piezas, 88 pasos).
21. Ensamblar frenos (132 piezas, 142 pasos).
22. Ensamblar baterías, componentes eléctricos y cableados (118 piezas, 160 pasos).
23. Ensamblar carrocería (36 piezas, 44 pasos).
24. Ensamble cubiertas para las luces (9 piezas, 11 pasos).
25. Ensamble ruedas (30 piezas, 24 pasos).

La anterior secuencia de ensamble tiene la ventaja de utilizar el chasis como elemento guía en el cual se van acomodando en orden cada uno de los demás componentes, el desarrollo del ensamble se realiza de adentro hacia afuera lo que evita que los operarios tropiecen con partes sobresalientes como la suspensión mientras trabajan en otra área. La secuencia de ensamble también evita que se coloquen en primer lugar componentes que puedan dificultar o impedir la colocación de otros. Por último, los componentes electrónicos, el cableado y la colocación de acrílicos y la carrocería en fibra de vidrio siendo estos los componentes más delicados se realiza casi al final de la secuencia, evitando que sufran daños por golpes o mal manejo.

□ **Costos de ensamble**

Para realizar los cálculos de los costos de ensamble asumimos un salario promedio de \$ 1.370.607 – (Para Colombia corresponde a dos SMMV. mas prestaciones) con un horario de trabajo de 160 horas/mes lo que da un valor por hora trabajada de \$ 8.566.29. El tiempo de ensamble se determino experimentalmente mediante mediciones horarias en talleres de soldadura y de mecánica automotriz. Los costos totales de ensamble para cada sistema principal son:

- Chasis: \$ 127.835
- Carrocería: \$ 8.523.
- Suspensión: \$ 11.364
- Dirección: \$ 3.480
- Transmisión: \$ 3.054
- Frenos: \$ 10.938
- Sistema eléctrico: \$ 7.529
- Otros: \$ 1.279

El tiempo total del ensamble es de 20 horas 24 minutos y 56 segundos para un costo total de \$ 174.002.

5.7.2 Evaluación de fabricación

El valor total de fabricación y ensamble para un prototipo es de \$ 15.439.297. Para el cálculo de este valor se tienen en cuenta los costos al por menor de los componentes estándar de los diferentes proveedores seleccionados, todos estos de gran renombre internacional con lo que se garantiza su desempeño, disponibilidad de repuestos, mantenimiento y asistencia técnica. Por otro lado, estas marcas confieren al velomóvil de un alto perfil comercial haciéndolo atractivo también e personas con mayores ingresos pero manteniendo al mismo tiempo un precio intermedio entre una motocicleta y un automóvil, con la ventaja añadida de que por ser un vehículo eléctrico no se encuentra cobijado por la restricción del pico y placa como se establece en el decreto 271 de 2012 de la alcaldía Mayor de Bogotá.

La Tabla 5-6 presenta el modelo de costos del velomóvil.

Las Figuras 5-29 y 5-30 muestran el diseño previo de los paneles laterales de la carrocería y la cabina de acrílico. Compárese con los diseños finales para las mismas partes (Figura 5-26) después de pasar por el proceso de diseño orientado a manufactura.

Tabla 5-6: Modelo de costos del velomóvil [Autor].

Componente		Material	Proceso	Ensamble	Herramientas	C.F.U.	C.V.U.	C. T.
Chasis	Propios	212000	550000	127835	18000			907835
	Estándar	10000		8523				1683023
Carrocería	Propios	1079500	585000					
	Estándar	293000		3480				831157
Dirección	Propios	42000	424000		68677			
	Estándar	2537086		11364				3116450
Suspensión	Propios	52000	480000		36000			
	Estándar	2559832		10938				2625770
Frenos	Propios	7000	10000		3000			
	Estándar	1480000		3054				1921554
Tracción	Propios	122000	280000		36500			
	Estándar	2967200		7529				2974729
Sistema eléctrico	Estándar							
Otros	Estándar	1377500		1279				1378779

Figura 5-29: Diseño inicial para los paneles laterales de la carrocería [Autor].

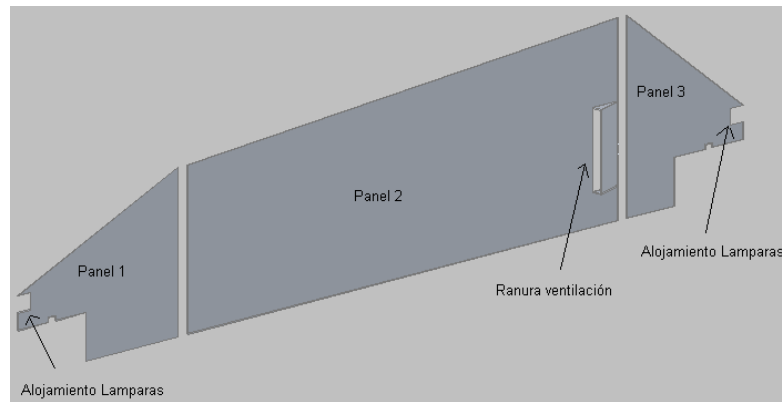
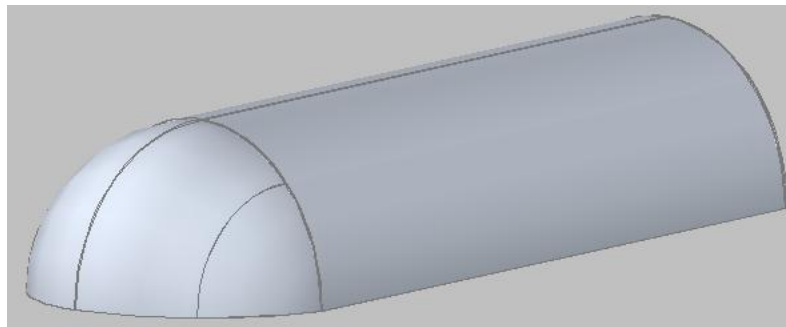
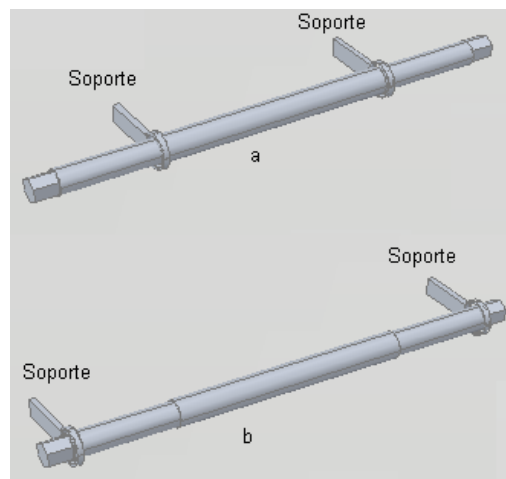


Figura 5-30: Diseño inicial para la cabina [Autor].



La Figura 5-31 (a) ilustra la posición original de los soportes del eje de transmisión mientras que (b) muestra la nueva posición para estos después de ser rediseñados.

Figura 5-31: (a) Posición inicial de los soportes del eje de transmisión. (b) Posición final de los soportes del eje de transmisión [Autor].



5.8 Evaluación del diseño final

Para determinar si el diseño final cumple con los requerimientos de funcionalidad y desempeño establecidos en la etapa de diseño conceptual, así como con los objetivos específicos de diseño orientado a manufactura y ensamble y disposición final, es necesario realizar una evaluación detallada de cada aspecto considerado.

5.8.1 Evaluación funcional

Esta evaluación se realiza mediante el contraste de las funciones contenidas en la caja gris del vehículo que fue planteada en la etapa de diseño conceptual y las funciones obtenidas en el diseño final, determinando si se cumple con dichas funciones y en caso contrario, que tanto se aparta del concepto general dominante.

□ **Estabilidad**

Debido a la configuración de cuatro ruedas, el diseño final satisface la función de estabilidad como muestran los análisis de estabilidad realizados en el capítulo 4.

□ **Soporte estructural**

El chasis fabricado con tubos de aluminio 6061 es adecuado para soportar el peso de los diferentes componentes y las cargas generadas durante la operación del velomóvil, como se puede apreciar en las pruebas realizadas. Mientras que la carrocería en fibra de vidrio y acrílico aísla al ocupante de las inclemencias del tiempo, además que suaviza el contorno y disminuye la resistencia aerodinámica. Con base en estas consideraciones el diseño final cumple satisfactoriamente con la función de soporte estructural.

□ **Amortiguación**

En el diseño final se notan características más propias de un vehículo deportivo que de uno para pasajeros, favoreciendo la maniobrabilidad en detrimento del confort, esta situación puede apreciarse al analizar los valores obtenidos para las restricciones, que arrojan valores de frecuencia de viaje superiores a 1.5 considerado el límite para un diseño orientado a un vehículo de pasajeros. Al considerar la segunda restricción, esta cumple el requisito de una razón de frecuencias del eje delantero al eje trasero entre 0.1 y 0.2. Por lo tanto el diseño final cumple satisfactoriamente con la función de amortiguación y suspensión.

□ **Frenado**

El sistema de frenos del diseño final se compone de cuatro frenos de disco de 300 mm de diámetro de marca Galfer, así como los demás componentes, incluyendo pastillas, pinzas, cilindros maestros, líneas, etc. lo que garantiza la capacidad de frenado del velomóvil cumpliendo satisfactoriamente la función.

□ **Almacenamiento de energía**

En el concepto general dominante para el almacenamiento de energía se consideró un banco de baterías mixto que incluía baterías de alta densidad de carga que se utilizarían en viajes a velocidad constante y baterías de alta densidad de potencia a utilizar durante aceleraciones o al subir cuestas. Sin embargo las limitaciones de espacio y peso imponen un banco de solo 4 baterías en el velomóvil, por lo que se decidió por baterías de alta densidad de carga. En consecuencia el diseño final cumple marginalmente con la función de almacenamiento de energía pues solamente incluye una clase de baterías.

□ **Recarga de baterías**

La recarga de las baterías puede realizarse a través de una conexión directa a la red de energía eléctrica pública, también puede optarse por utilizar el generador accionándolo con los pedales y mediante el frenado regenerativo que permite recuperar parte de la energía empleada en el movimiento almacenándola nuevamente en las baterías. El diseño final cumple convenientemente con esta función.

□ **Dirección**

La pieza central del sistema de dirección del diseño final consiste en una caja de dirección simétrica adecuada especialmente para vehículos monoplaza, que cumple con la función específica.

□ **Conversión de energía y potencia disponible**

El diseño final incluye solo un motor DC sin escobillas de mayor potencia, debido a la limitación de espacio dentro del chasis que impidió colocar las baterías y los dos motores contemplados en el concepto general dominante que representaban la mejor combinación para satisfacer la función. Aun así el diseño final cumple a cabalidad con la función de conversión de energía y potencia disponible dado que el motor seleccionado puede por sí solo suministrar la potencia requerida.

□ **Garantizar comodidad y maniobrabilidad**

La suspensión cumple al mismo tiempo con garantizar la comodidad y la maniobrabilidad del vehículo, pero estas dos funciones son antagónicas. El proceso de optimización de la suspensión se desarrolló con el fin de encontrar valores para los parámetros de esta, que garanticen la mejor relación posible entre la comodidad y la maniobrabilidad. La suspensión encontrada cumple convenientemente con estas dos funciones.

□ **Conversión de torque**

Para eliminar el peso de un eje de transmisión y un diferencial, el diseño general dominante consideró emplear dos motores DC sin escobillas. El diseño final, en cambio, incluye un solo motor DC y un eje de transmisión conectados mediante una correa sincrónica que presenta grandes ventajas sobre otros sistemas de transmisión y conversión de torque por lo que el diseño final se aproxima a la expectativa de la función ideal plasmada en el diseño conceptual.

□ **Tracción**

Al utilizar un motor y un eje de transmisión debe emplearse un diferencial que permita que las ruedas de tracción giren a diferentes velocidades al tomar una curva, pero debido a las limitaciones de peso este no se incluyó. Por este motivo el diseño final solo cumple aceptablemente este aspecto.

□ **Control**

El control y administración del sistema eléctrico se realiza a través del controlador programable marca Kelly seleccionado, permitiendo el control de la velocidad por medio de una palanca de mando. También facilita el frenado regenerativo y permite la adquisición de datos. El diseño final es el esperado para esta función.

□ **Seguridad**

La seguridad del ocupante se garantiza en primer lugar por la visibilidad del velomóvil la cual se facilita mediante el empleo de las luces laterales. También están los sistemas mecánicos de seguridad, que incluyen el cinturón de seguridad de cuatro puntos, las secciones deformables del chasis las cuales carecen de elementos cruzados para facilitar su deformación y la jaula de seguridad en donde se encuentra el ocupante. El sistema eléctrico también tiene sus propias medidas de seguridad, que incluyen cubiertas impermeables para las baterías y una caja de fusibles que interrumpirá el flujo de electricidad en caso de una sobrecarga.

Por otro lado la columna de dirección presenta la posibilidad de retraerse e incluye un resorte que absorberá parte de la energía en caso de colisión, pero aún así representa un riesgo para el ocupante, otro riesgo radica en la poca protección que presenta el chasis en caso de colisión lateral. Por estas razones el diseño final cumple aceptablemente con la función de seguridad.

5.8.2 Evaluación de desempeño

En la tabla 5-7 se evaluarán los valores obtenidos por el diseño final en relación con los valores límites fijados para estas especificaciones. Puede apreciarse que el diseño final cumple con la mayoría de requerimientos propuestos durante el diseño conceptual, convirtiéndose de esta manera en un vehículo viable y funcional.

La principal falla de desempeño está relacionada con la energía total almacenada en el banco de baterías, la cual influye directamente en la distancia máxima que se puede recorrer; esta situación se debe principalmente a la restricción de peso impuesta en el diseño conceptual, que se vio reflejada especialmente al limitar el tipo y capacidad de las baterías presentes en el tren de potencia. Incluir baterías de mayor capacidad para corregir esta situación implicaría un aumento de 100 kg de masa aproximadamente, elevando el peso total a 3440.437 N.

5.8.3 Contaminación y disposición final de Velomóviles en desuso

Es imposible diseñar y fabricar un vehículo que no contamine, por el simple hecho que cualquier actividad industrial humana tiene, por consecuencia un cambio y la degradación del medio ambiente. Un vehículo de combustión interna emite una cantidad de CO₂ dependiendo de diferentes factores como su antigüedad, la calidad del combustible que emplea etc., también debe incluirse el CO₂ emitido durante el refinamiento del petróleo. Un vehículo eléctrico en teoría no emite gases de combustión, pero si su energía proviene de plantas termoeléctricas es posible considerar que contamina tanto o más que un vehículo de combustión interna. Bajo estos términos, se debe resaltar la capacidad del velomóvil híbrido humano-eléctrico de recargar sus baterías a partir del esfuerzo humano por medio del alternador accionado por pedales.

Tabla 5-7: Evaluación de desempeño [Autor].

Especificación de ingeniería	Especificación Q.F.D.	Medidas de desempeño	%	Cumple
Factor de amortiguación	1.5	1.88 – 1.82	25.3	Si
Transmisibilidad vertical	3	2.65		Si
Tiempo de recarga de baterías	6 h	2 h		Si
Potencia del motor	2 Kw (4 Kw)	4.5 Kw		Si
Torque	45 Nm	77.42 Nm		Si
Energía en el banco de baterías	1600 Ah	640 Ah	60	No
Coeficiente aerodinámico	0.5	0.5		Si
Aceleración máxima	0.625 m/s ²	2.055 m/s ²		Si
Velocidad máxima	12.5 m/s	12.5 m/s		Si
Radio de giro	7 m	4.2 m		Si
Tendencia de giro	>0	<0		No
Energía absorbida en colisión	80% - 30%	0 %	100	No
Autonomía	100 Km	22.5 Km	77.5	No
Peso total	1964 N	2458.437 N	25.1	No
Número de parte del vehículo	1000	702		Si
% de partes personalizadas	0.4	0.206		Si
Número de pasos de ensamble	1500	1214		Si
Mínimo volumen	2.7 m x 0.9 m x 1.2 m	2.8m x 1.8 m x 0.8m		No
Volumen compartimiento de carga	40 Ltr	20 ltr	50	No
Visibilidad general del vehículo	95 %	95 %		Si
Porcentaje deformable de los componentes estructurales	70 %	31.14 %	38.8	No
Peso útil que transporta	982 N	1080.2 N		Si
Carrocería estanca	100%	100 %		Si
Compartimiento de baterías impermeable	100 %	100 %		Si
Distancia de frenado	8 m	7.955 m		Si

Los elementos y componentes del velomóvil pueden clasificarse en grupos de acuerdo a su facilidad de reciclaje o disposición final. El grupo de materiales reciclables está formado por los metales que incluyen el aluminio del chasis y el acero de otros componentes incluyendo el motor, representan el 50.27 % de la masa total del velomóvil; también los componentes eléctricos y electrónicos que pueden ser reciclados de diferentes maneras: como unidades funcionales o por los circuitos y metales que contienen, estos componentes representan el 1.51 % de la masa total del vehículo. Finalmente, el plástico, el acrílico y las fibras sintéticas pueden ser molidos y empleados para fabricar nuevos componentes, estos representan el 6.22 % de la masa.

Finalmente, las baterías, la fibra de vidrio y el caucho vulcanizado de las ruedas no son reciclables en Colombia. La cultura de la adecuada disposición de baterías con sustancias altamente contaminantes ya lleva un tiempo de desarrollo en nuestro país, pero los procesos para reciclar el caucho y la fibra de vidrio no están disponibles, estos materiales representan el 41.99 % de la masa total.

6. Conclusiones y trabajo futuro

6.1 Conclusiones finales

- El diseño final presenta un vehículo eléctrico unipersonal que posee atributos de diseño superiores a otros vehículos comerciales en cuanto a su desempeño combinado de confort y maniobrabilidad.
- Se presenta una metodología de diseño estructurada, integrada e intensiva en cuanto a la velocidad de convergencia hacia el resultado de diseño de un velomóvil.
- El modelo presentado en este trabajo es capaz de describir el comportamiento dinámico vertical de un vehículo de cuatro ruedas con suspensión independiente manteniendo una gran simplicidad y versatilidad, siendo posible cambiar fácilmente los parámetros de entrada (dimensiones, rigidez, amortiguación, etc.) y también permite añadir fácilmente características adicionales al modelo.
- El modelo desarrollado es capaz de predecir la estabilidad transversal de un vehículo. Cuando se simula un giro en condiciones desfavorables (radio de giro muy pequeño y/o velocidad muy alta) el ángulo de inclinación transversal alcanza valores tan altos que indica un vuelco, o la transferencia de carga es tan significativa que provoca la pérdida de adherencia de las ruedas ubicadas del lado interno de la curva.
- El modelo es verificado por medio de la comparación con los resultados obtenidos por otros autores. Se encuentra muy buena correspondencia tanto en tendencias y comportamientos de la dinámica general del vehículo, como en las magnitudes de las variables de respuesta que definen la dinámica vehicular (para iguales parámetros de entrada al modelo).

- El proceso de optimización alternativo con cuatro parámetros arrojó en general mejores respuestas a las funciones objetivo que las obtenidas en el proceso de optimización inicial, esto puede comprobarse al comparar los resultados obtenidos originalmente por la primera solución óptima con los obtenidos en el proceso de optimización alternativo, estos son respectivamente: $RMS = 0.418 \text{ m/s}^2$, $TI = 0.1975$, $Tt = 0.489$ y $T = 1.4242$ y $RMS = 0.375$, $T = 1.395$, $TI = 0.1974$ y $Tt = 0.458$.
- Una vez realizado el proceso de evaluación del diseño final, se encontró que en relación con las especificaciones de ingeniería estas se cumplen de manera satisfactoria en un 68% (75% especificaciones muy importantes, 71.42% especificaciones importantes y 60% especificaciones generales). Al mismo tiempo el diseño final cumple con el 76.92% de las funciones definidas en el diseño conceptual de manera satisfactoria y en un 23.078% de manera aceptable.

El diseño detallado con un total de 704 piezas y un potencial de mejoramiento de solo el 14.77% se acerca considerablemente al ideal del diseño teórico, paralelamente el proceso de ensamble sugerido utiliza el chasis como guía permitiendo acomodar los diferentes componentes de forma eficiente. Además el costo calculado para un prototipo se sitúa entre el costo de una motocicleta y el costo de un automóvil como era esperado.

Finalmente, el velomóvil representa una verdadera alternativa ecológica frente a otros medios de transporte convencionales y no convencionales debido a su capacidad de recargar las baterías mediante el frenado regenerativo y los pedales evitando su conexión al tendido eléctrico.

6.2 Trabajo futuro

- El trabajo sobre el modelo dinámico puede mejorarse al incluir la interacción entre las ruedas y el pavimento lo cual permitiría simular el comportamiento del velomóvil sobre el plano X-Y y predecir su tendencia de giro, también se puede incluir modelos detallados del comportamiento dinámico del ocupante, otros modelos relacionados con la aerodinámica y sistemas de potencia y mayor detalle cinemático para las suspensiones.
- En el campo de la optimización multiobjetivo pueden continuarse con el desarrollo de procesos de optimización con más de dos funciones objetivo lo que permitiría incluir aspectos como el aprovechamiento del espacio disponible, diseño estructural y disipación de energía en caso de colisión, entre otros.
- Perfeccionar el diseño del velomóvil como tal involucrando profesionales de diferentes áreas como diseño industrial, ingeniería electrónica y eléctrica entre otros.

C. Anexo: Benchmarking

□ AERORIDER

La carrocería del Aerorider es de tipo monocoque, está conformada con vigas que mantienen la seguridad estructural en caso de colisión. El precio de un aerorider se encuentra a partir de \$€ 7600.

Datos técnicos (tomados de: <http://www.aerorider.com/en/aerorider.html>)

- Tamaño (lxaxh): 2.78x0.91x1.16 m
- Distancia entre ejes: 1.27 m
- Construcción: Fibra de vidrio reforzada con poliéster, núcleo de espuma e insertos de aluminio.
- Motor: hub sin escobillas de 48 V con reversa.
- Potencia continua: 500 W, torque máximo 43 Nm, eficiencia: 80%
- Desempeño: Velocidad máxima: 45 Km/h, alcance máximo: 20 – 100 Km
- Baterías:

Plomo-acido:

Volt: 48v (4x12v)	Capacidad: 11 Ah a 1C
Energía: 528 Wh	Energía específica: 22 Wh/Kg
Cargador: 3A	Tiempo de recarga: 8 h

NiMH:

Volt: 48v (40 celdas)	Capacidad: 12 Ah a 1C
Energía: 576 Wh	Energía específica: 53 Wh/Kg
Cargador: 3A	Tiempo de recarga: 10 h

LiFePO4:

Volt: 51v (max 3 packs)	Capacidad: 10 Ah a 1C
Energía: 510 Wh	Energía específica: 73 Wh/Kg
Cargador: 8A	Tiempo de recarga: 2 h

- Transmisión: Transmisión de 8 velocidades Shimano Deore LX
- Pedales Shimano combi SPD
- Dirección: Joystick dual
- Radio de giro: 7.5 m
- Llantas: Vredestein 20"x2.00"
- Frenos: Delanteros: Hidráulicos de disco Magura, traseros: cantiléver mecánicos de parqueo
- Equipaje: 120 ltr, con un solo paquete de baterías
- Peso: Sin baterías: 59 Kg, cargado: 190 Kg
- Ventilación: dos tomas de aire integradas
- Configuración: Luces delanteras y traseras, luces de posición delanteras y traseras, velocímetro, tacómetro e indicador de descarga iluminados, dos espejos traseros, bocina y asiento ajustable

□ **GO-ONE EVOLUTION**

De características comparables al aerorider, basta mencionar que la carrocería es de fibra de carbono la cual resulta en unas excelentes prestaciones mecánicas con un bajo peso. El go-one evolution básico se vende por U\$12.800 y el sistema Bionx tiene un costo adicional de U\$ 2.150

Datos técnicos (tomados de: <http://www.go-one.us/models/go-one-evolution/specs>)

- Carrocería en fibra de carbono
- Longitud: 2.75 m
- Altura: 1 m
- Ancho: 0.76 m
- Trocha: 0.76 m
- Distancia entre ejes: 1.42 m
- Radio de giro: 8.4 m
- Holgura desde el suelo: 0.12 m
- Altura del conductor: 1.6 – 2 m
- Capacidad del compartimiento de carga: 30 ltr
- Sistema de tracción asistida: BionX PL 500.
- Transmisión de alta velocidad 11-28, de 9 velocidades

- Configuración: Soporte plano de baterías con accesorios, extensión para acoplar con sistemas h-bar, cableado del motor y extensión de comunicación, consola y mando de potencia de nuevo diseño fácil de montar

□ **LEIBA HYBRID**

El precio básico de este modelo es de \$€ 8.600

Datos técnicos (tomados de:

http://www.leiba.de/index.php?option=com_content&task=view&id=73&Itemid=127)

- Carrocería en fibra plástica reforzada (FRP), con partes en aluminio, asiento ergonómico ajustable.
- Masa bruta del vehículo: 160 Kg
- Dimensiones (L a h) 2.56 m x0.89 m x1.07 m
- Distancia entre ejes: 1.28 m
- Trocha: 0.84 m
- Radio de giro: 7.7 m
- Motor eléctrico de cubo y transmisión por cadena
- Suspensión delantera: ruedas de 20 ", rin de aleación, trasera: ruedas de 26", rin de aleación
- Dirección con palanca izquierda y derecha
- Frenos hidráulicos Magura
- Neumáticos Schwalbe
- la lámpara de iluminación; luz trasera LED con función de luz de freno
- Bocina eléctrica o de aire

Espejo retrovisor en la izquierda

D. Anexo: Lista de posibles soluciones

Solución 1

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 2

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección Mecanica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 3

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 4

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 5

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 6

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección Mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 7

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 8

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 9

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 10

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección Mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 11

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 12

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Cuatro ruedas, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 13

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 14

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección Mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 15

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 16

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción delantera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 17

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 18

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 19

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 20

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Li-ion, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 21

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 22

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión Mac-Pherson, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 23

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 24

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, un motor, tracción trasera, baterías Pb-acido, transmisión mecánica, Tres ruedas convencional, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 25

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 26

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Cuatro ruedas, suspensión Mac-Pherson, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 27

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Cuatro ruedas, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 28

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Cuatro ruedas, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 29

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Tres ruedas en triciclo, suspensión Mac-Pherson, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 30

Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Tres ruedas en triciclo, suspensión Mac-Pherson, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 31

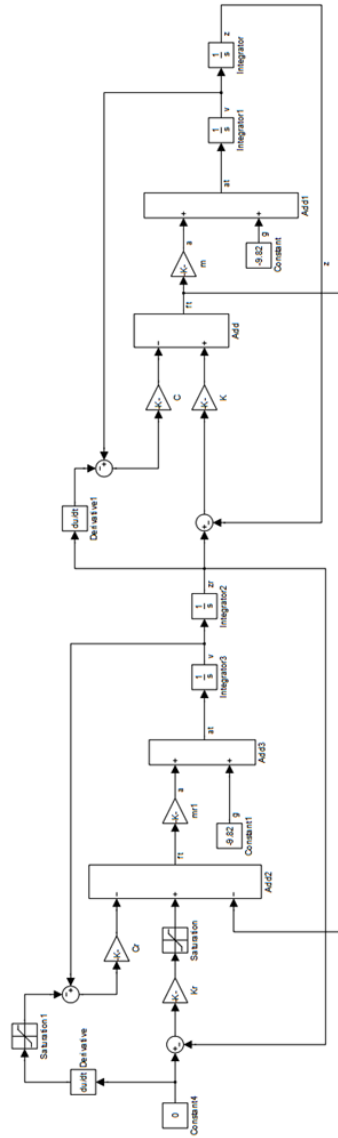
Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Tres ruedas en triciclo, suspensión paralelogramos deformables, dirección SbW, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

Solución 32

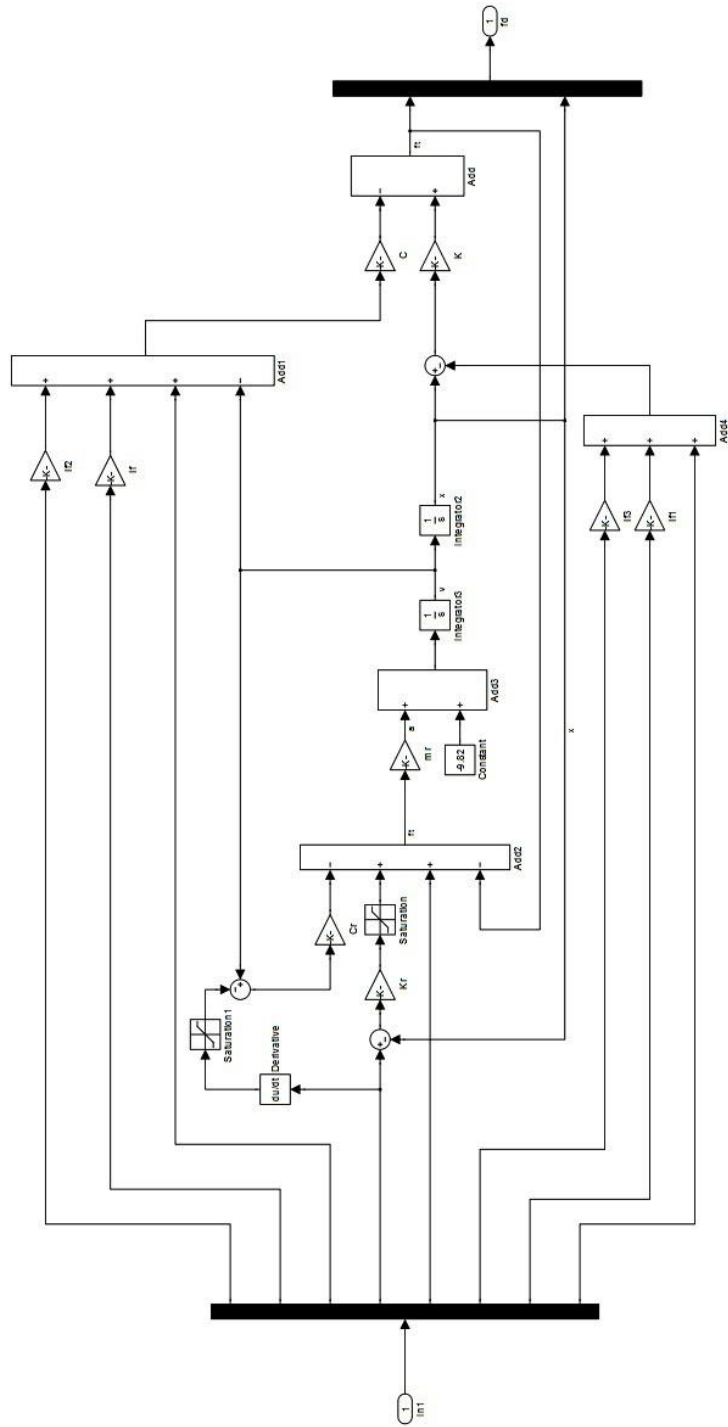
Chasis tubular, Frenos mixtos, Motor D.C. brushless, dos motores, tracción trasera, baterías mixtas, controlador electrónico, Tres ruedas en triciclo, suspensión paralelogramos deformables, dirección mecánica, todos los sistemas de seguridad y accesorios.

F. Anexo: Diagramas de bloques

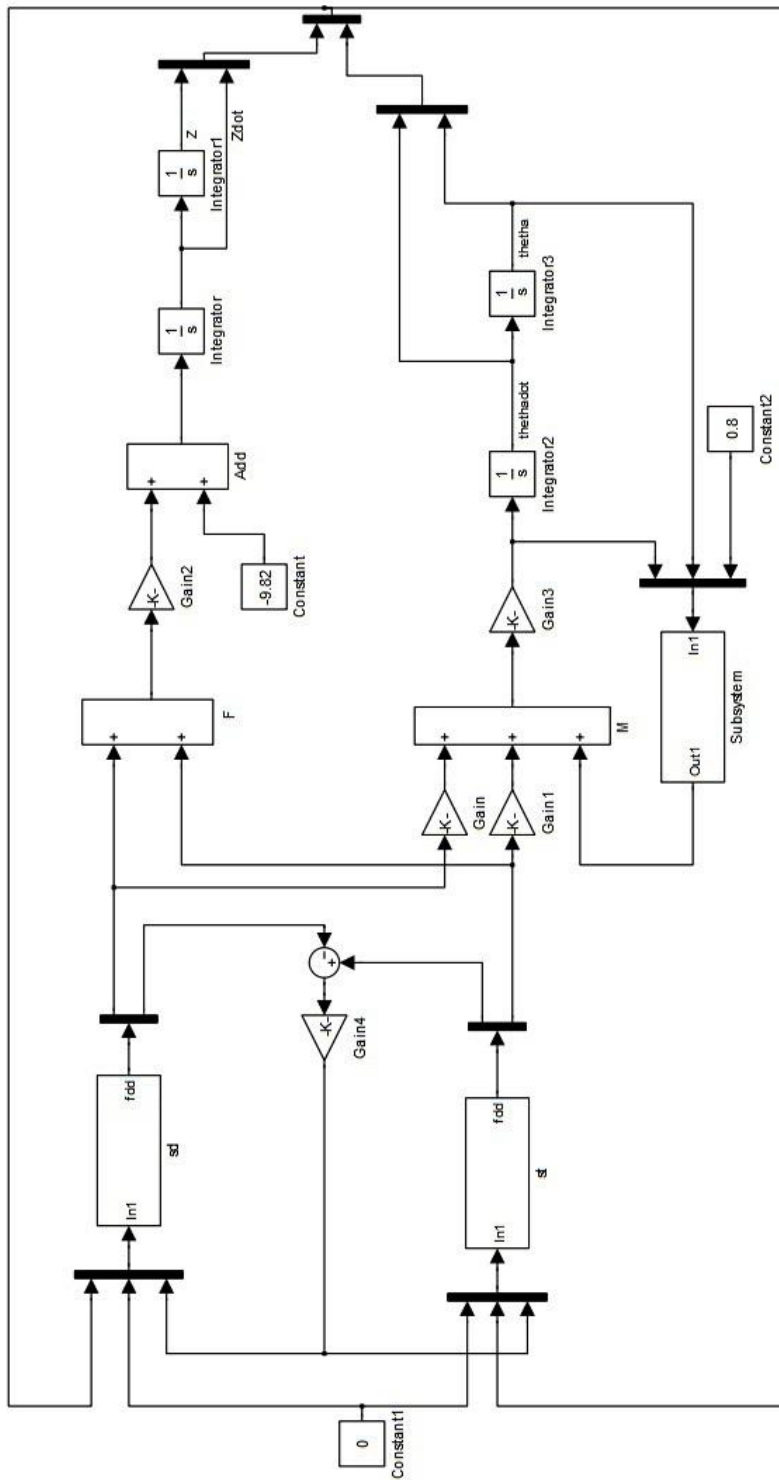
F1: Diagrama de bloques para 1/4 de vehículo.



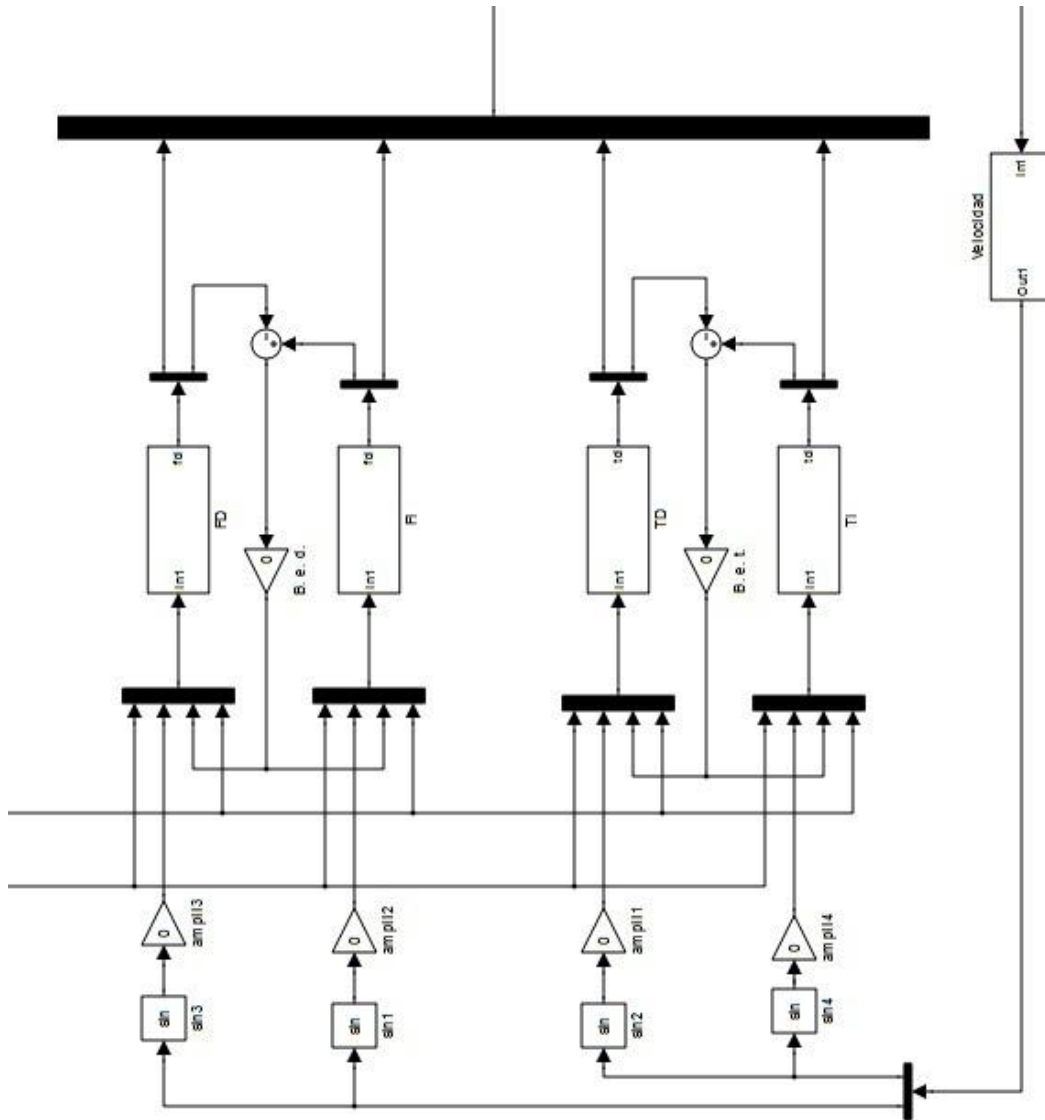
F2: Diagrama de bloques para el subsistema de rueda y suspensión.



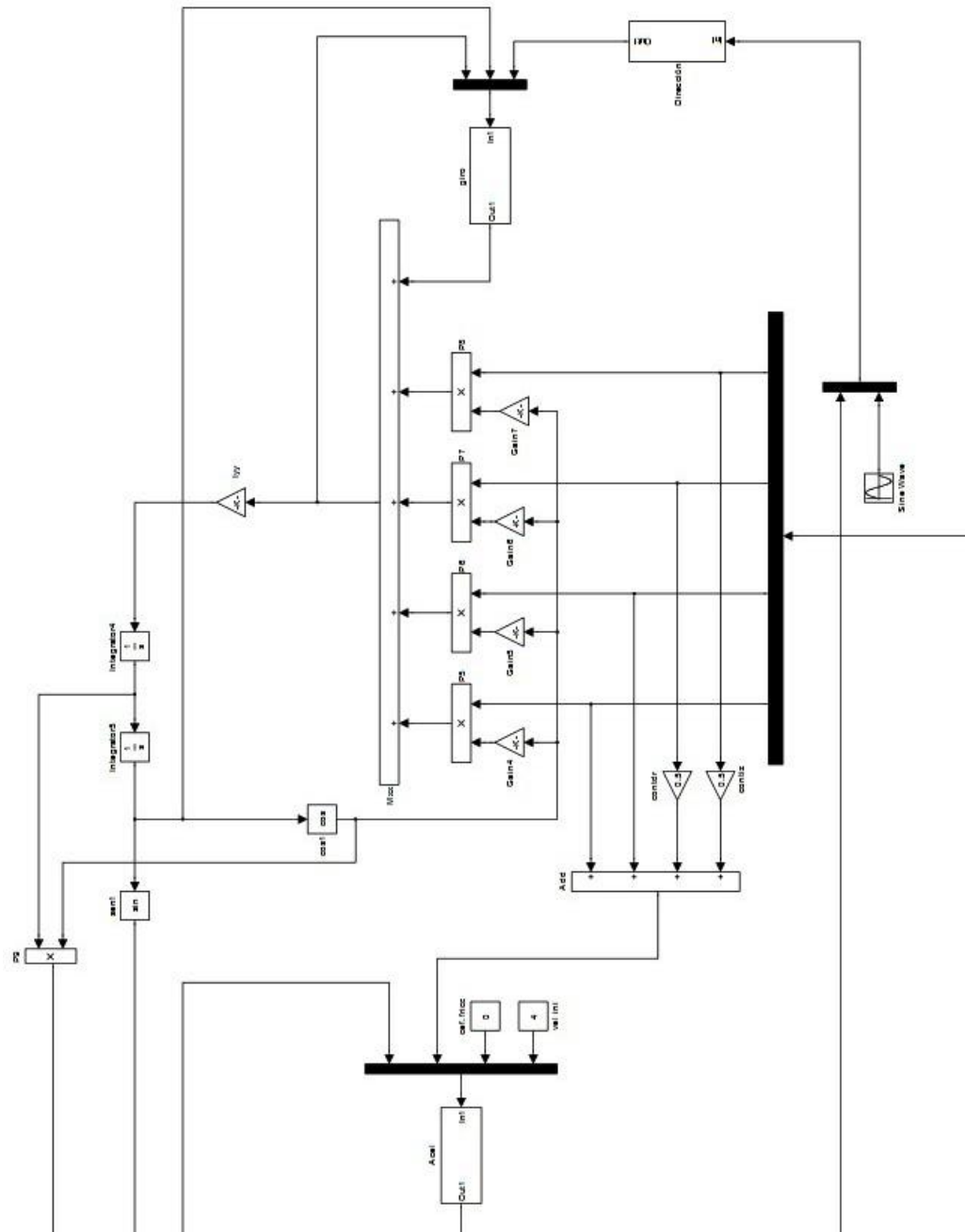
F4: Diagrama de bloques para 1/2 vehículo transversal.



F5: Detalle del diagrama de bloques de siete grados de libertad para cada sistema rueda-suspensión, las barras antibalaceo y el perfil de pavimento dependiente de la velocidad.



F7: Detalle del diagrama de bloques de siete grados de libertad para la suma de momentos transversales.



G.Anexo: Códigos de Matlab

El código utilizado para la comunicación entre Matlab y los modelos dinámicos en simulink.

```
for i=1:S           % Para cada cromosoma en la matriz P
Pp=P(:,i)         % Define un vector auxiliar L por cada
                  % Columna en la matriz

L=Pp'

K1=L(1);          % Define el valor de cada posición del
K2=L(2);          % vector columna y lo asocia con una
C1=L(3);          % variable de la suspensión
C2=L(4);
k=L(5);
c=L(6);
kd=L(7);
kt=L(8);
ld=L(9);
lt=L(10);

find_system('name','opt1fin')      % Busca el modelo opt1fin
open_system('opt1fin')             % Abrir modelo
set_param('opt1fin/FD/K11','gain','K1') % Asigna los valores a
set_param('opt1fin/FI/K12','gain','K1')  los bloques
set_param('opt1fin/TD/K21','gain','K2')  respectivos en el
set_param('opt1fin/TI/K22','gain','K2')  modelo
set_param('opt1fin/FD/C11','gain','C1')
set_param('opt1fin/FI/C12','gain','C1')
set_param('opt1fin/TD/C21','gain','C2')
set_param('opt1fin/TI/C22','gain','C2')
set_param('opt1fin/FD/k1','gain','k')
set_param('opt1fin/FI/k2','gain','k')
set_param('opt1fin/TD/k3','gain','k')
set_param('opt1fin/TI/k4','gain','k')
set_param('opt1fin/FD/c1','gain','c')
set_param('opt1fin/FI/c2','gain','c')
set_param('opt1fin/TD/c3','gain','c')
set_param('opt1fin/TI/c4','gain','c')
set_param('opt1fin/kd','gain','kd')
set_param('opt1fin/kt','gain','kt')
set_param('opt1fin/ld','Value','ld')
set_param('opt1fin/lt','Value','lt')
set_param(gcs,'SimulationCommand','Start') % Ejecuta el modelo
```

Código de Matlab para calcular las penalizaciones y los valores de las funciones objetivos para cada configuración posible.

```
R1=(0.159)*sqrt(K1/34.4);      % Define restricción 1
R2=(0.159)*sqrt(K2/65.6);      % Define restricción 2
R3=(R2/R1);                    % Define restricción 3

if R1<0.5                        % Determina violaciones a las
    pen1=((0.5-R1)/0.5)*opt1;      restricciones y calcula las
elseif R1>1.5                    penalizaciones
    pen1=((R1-1.5)/1.5)*opt1;
else
    pen1=0;
end
if R2<0.5
    pen2=((0.5-R1)/0.5)*opt1;
elseif R1>1.5
    pen2=((R1-1.5)/1.5)*opt1;
else
    pen2=0;
end
if R3<1.1
    pen3=(1.1-R3)*opt1;
elseif R3>1.2
    pen3=(R3-1.2)*opt1;
else
    pen3=0;
end

J(1,i)=(opt1+pen1+pen2+pen3)/0.5891; % Suma las penalizaciones a l
J(2,i)=(opt2+pen1+pen2+pen3)/0.6873; % función objetivo
```

Código de Matlab para calcular las penalizaciones y los valores de las funciones objetivos para cada configuración posible en el proceso de optimización alternativo.

```
R1=(0.159)*sqrt(K1/34.4);
R2=(0.159)*sqrt(K2/65.6);
R3=(R2/R1);
opt1=(RMS1/0.418)+(TL3/0.1975);
opt2=(TR2/1.4242)+(TT4/0.489);

if R1<0.5
pen1=((0.5-R1)/0.5)*opt1;
pen2=((0.5-R1)/0.5)*opt2;
elseif R1>1.5
pen1=((R1-1.5)/1.5)*opt1;
pen2=((R1-1.5)/1.5)*opt2;
else
pen1=0;
pen2=0;
end
if R2<0.5
pen3=((0.5-R1)/0.5)*opt1;
pen4=((0.5-R1)/0.5)*opt2;
elseif R1>1.5
pen3=((R1-1.5)/1.5)*opt1;
pen4=((R1-1.5)/1.5)*opt2;
else
pen3=0;
pen4=0;
end
if R3<1.1
pen5=(1.1-R3)*opt1;
pen6=(1.1-R3)*opt2;
elseif R3>1.2
pen5=(R3-1.2)*opt1;
pen6=(R3-1.2)*opt2;
else
pen5=0;
pen6=0;
end
```


Bibliografía

[1] Romero, O., Becerra, M., Herrera, M., Trujillon, J. Simulación del tráfico de la carrera séptima en Bogotá D.C. Colombia, entre calles 34 y 72 utilizando dinámica de Sistemas. La Dinámica de Sistemas: Un Paradigma de Pensamiento. 9° Encuentro Colombiano de Dinámica de Sistemas, 14 al 16 de septiembre del 2011, Universidad Colegio Mayor de Nuestra Señora del Rosario. Comunidad Colombiana de Dinámica de Sistemas. Bogotá – Colombia.

[2] CARREÑO AGUILLÓN, Elsy Del Pilar; VACCA MELO, Edwin Alfonso; LUGO ARIZA, Ingrid. Diseño y fabricación de un vehículo autónomo impulsado por energía solar. *Tecnura*, 2012, vol. 16, no 32, p. 92-107.

[3] Motorpasion “Tesla Roadster” {Disponible en línea}. {15 Febrero 2010} disponible en: (<http://www.motorpasion.com/deportivos/tesla-roadster-sport-mas-potencia-para-el-deportivo-electrico>).

[4] Recumbent-bikes “Aerorider” {Disponible en línea}. {15 Febrero 2010} disponible en: (<http://www.recumbent-bikes-truth-for-you.com/images/Aerorider%20Side%20Closed.jpg>)

[5] Treehugger “2Go-one” {Disponible en línea}. {15 Febrero 2010} disponible en: (<http://www.treehugger.com/go-one-trike.jpg>).

[6] Leiba “Leiba Hibryd” {Disponible en línea}. {15 Febrero 2010} disponible en: (http://www.leiba.de/index.php?option=com_content&task=view&id=72&Itemid=126).

[7] Opencortex “Chasis Tubular” {Disponible en línea}. {15 Febrero 2010} disponible en: (www.opencortex.org/f/stdimages/20030729142929).

- [8] YUXUAN, Li. Use of high strength steel sheet for lightweight and crashworthy car body. En: *Materials y design*. Vol.: 24. No 3 (Mayo 2003); p. 177-182
- [9] FERABOLI Paolo. Development of carbon/epoxy structural components for a high performance vehicle. En: *Composites part B: Engineering*. Vol.: 35. No 4 (2004), p. 323-330.
- [10] Racer-car-replicas “Chasis semi-monocoque” {Disponible en línea}. {20 Febrero 2010} disponible en: (<http://www.race-car-replicas.com/rcr917.html>).
- [11] Sh-modeling “Chasis monocoque” {Disponible en línea}. {20 Febrero 2010} disponible en: (www.sh-modeling.de/reviews/Hase_Larrousse_LC90/monocoque.jpg).
- [12] KRAJNOVIC, Sinisa; DAVIDSON, Lars. Flow around a simplified car, part 2: understanding the flow. *Journal of fluids engineering*, 2005, vol. 127, no 5, p. 919-928.
- [13] KOBAYASHI, T., Tsubokura, M. CFD Application in Automotive Industry. En: *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design Volume 100*, 2009, pp 285-295
- [14] LIENHART, H., Stoots, C., & Becker, S. (2002). Flow and Turbulence Structures in the Wake of a Simplified Car Model (Ahmed Modell). In *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics III* (pp. 323-330). Springer Berlin Heidelberg.
- [15] WEST, John GW. DC, induction, reluctance and PM motors for electric vehicles. *Power Engineering Journal*, 1994, vol. 8, no 2, p. 77-88.
- [16] AGLAN, T. S.; ASHOUR, Hamdy Ahmed. Reduced voltage combined AC motor and drive system for safe electric vehicle. En *Renewable Energies and Vehicular Technology (REVET), 2012 First International Conference on*. IEEE, 2012. p. 199-205.
- [17] Evparts “Motor DC” {Disponible en línea}. {22 Febrero 2010} disponible en: (www.evparts.com/prod-MT2109.htm).

- [18] GUTMANN, Günter. Hybrid electric vehicles and electrochemical storage systems—a technology push–pull couple. *Journal of power sources*, 1999, vol. 84, no 2, p. 275-279.
- [19] CHENG, K.; Divakar, B.; Hongjie W.; Ding, K. Battery-Management System (BMS) and SOC Development for Electrical Vehicles. En: *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. Vol. 60 Issue 1. Enero 2001, p. 76 – 88.
- [20] VAN MIERLO, Joeri. Models of energy sources for EV and HEV: fuel cells, batteries, ultracapacitors, flywheels and engine generators, *Journal of Power Sources*, Marzo 2004, vol. 128, no 1, p. 29.
- [21] BITSCHKE, Otmar; GUTMANN, Guenter. Systems for hybrid cars. *Journal of power sources*, 2004, vol. 127, no 1, p. 8-15.
- [22] CHAU, K. T.; WONG, Y. S. Hybridization of energy sources in electric vehicles. *Energy Conversion and Management*, 2001, vol. 42, no 9, p. 1059-1069.
- [23] CORSON, Donald W. High power battery systems for hybrid vehicles. *Journal of power sources*, 2002, vol. 105, no 2, p. 110-113.
- [24] RAMJI, Koonal, et al. Optimum design of suspension system of three-wheeled motor vehicles. *World Journal of Modeling and Simulation*, 2007, vol. 3, no 1, p. 36-44.
- [25] ROJAS, Andres. Vehicle Dynamics. Third international engineering seminar. Bogotá. Universidad Nacional de Colombia (2009).
- [26] GROHS, Ted M.; ARCHER, Shreve. Design of an Extractable Safety Seat for the F1 Cockpit. *SAE transactions*, 2000, vol. 109, no 6, p. 2480-2487.
- [27] GROSS, Albert C.; KYLE, Chester R.; MALEWICKI, Douglas J. The aerodynamics of human-powered land vehicles. *Scientific American*, 1983, vol. 249, no 6, p. 142-152.

- [28] BHISE, V.; Ergonomics in the automotive design process. Boca Raton, CRCpress. 2012. p. 85.
- [29] Wedshots “Habitaculo de un F1” {Disponible en línea}. {5 Marzo 2010} disponible en: (http://image62.webshots.com/162/9/3/47/499890347ykVfBw_fs.jpg).
- [30] The F1 “Timón de un F1” {Disponible en línea}. {5 Marzo 2010} disponible en: (http://www.thef1.com/images/articulos_images/tecnica_images/sensores-de-formula1/figura10.jpg/image_preview).
- [31] NACUSSE, Matías A., et al. Diagnóstico de fallas en suspensiones activas de automóviles sobre modelos bond graph. *Mecánica Computacional*, 2006, vol. 25, p. 1357-1376.
- [32] JANG, Jinhee; HAN, Changsoo. Proposition of a modeling method for constrained mechanical systems based on the vector bond graph. *Journal of the Franklin Institute*, 1998, vol. 335, no 3, p. 451-469.
- [33] ANDREASSON, Johan; MODELON, A. B. The Vehicle Dynamics Library: New Concepts and New Fields of Application. En *Proceedings of the 8th International Modelica Conference, Dresden, Germany*. 2011. p. 20-22.
- [34] HIRSCHBERG, W.; RILL, G.; WEINFURTER, H. Tire model TMeasy. *Vehicle System Dynamics*, 2007, vol. 45, no S1, p. 101-119.
- [35] AMIRI, Meisam, et al. Minimization of power losses in hybrid electric vehicles in view of the prolonging of battery life. *Journal of Power Sources*, 2009, vol. 190, no 2, p. 372-379.
- [36] FONSECA, Carlos M., et al. Genetic Algorithms for Multiobjective Optimization: Formulation Discussion and Generalization. En *ICGA*. 1993. p. 416-423.

- [37] KIRKPATRICK, Scott; JR., D.. Gelatt ; VECCHI, Mario P. Optimization by simulated annealing. *science*, 1983, vol. 220, no 4598, p. 671-680.
- [38] ULRICH, K. Eppinger, S. Diseño y desarrollo de productos. III ed. Mexico D.F. 2004. Pag. 23
- [39] FRANCESCHINI, Fiorenzo; ROSSETTO, S. QFD: the problem of comparing technical/engineering design requirements. *Research in Engineering design*, 1995, vol. 7, no 4, p. 270-278.
- [40] HOSSAIN, M. Estimation of saturation flow at signalised intersections of developing cities: a micro-simulation modelling approach. *Transportation Research Part A: Policy and Practice*, 2001, vol. 35, no 2, p. 123-141.
- [41] EHSANI, Mehrdad; RAHMAN, Khwaja M.; TOLIYAT, Hamid A. Propulsion system design of electric and hybrid vehicles. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 1997, vol. 44, no 1, p. 19-27.
- [42] HODKINSON, Ron; FENTON, John. *Lightweight electric/hybrid vehicle design*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [43] ZAKIN, y. a. k. h.; Purnik, m. a.; Determination of the Manoeuvrability Characteristics of Cars and Articulated Vehicles. *Avtomobil'naya Promyshlennost'*, 1974, no 2.
- [44] KIM, Heung-Soo, et al. Vehicle frontal crashworthiness analysis by simplified structure modeling using nonlinear spring and beam elements. *International Journal of Crashworthiness*, 1996, vol. 2, no 1, p. 107-118.
- [45] EHSANI, Mehrdad; GAO, Yimin; EMADI, Ali. *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design*. CRC press, 2009.
- [46] WÖRDENWEBER, Burkard; WALLASCHEK, Jörg; BOYCE, Peter. *Automotive lighting and human vision*. Springer, 2007.

- [47] MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Sae International, 1995.
- [48] DOUVILLE, H.; MASSON, P.; BERRY, A. On-resonance transmissibility methodology for quantifying the structure-borne road noise of an automotive suspension assembly. *Applied Acoustics*, 2006, vol. 67, no 4, p. 358-382.
- [49] FRENDON, F., Greco G., Guiggiani M., Sponziello A. Evaluation of the vehicle handling performances by a new approach. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. Vol. 46. Supplement 1, p. 857 – 868. 2009
- [50] SAE “2012 Formula SAE Rules”. {En línea}. {25 Febrero 2012} disponible en: (Students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2012fsaerules.pdf).
- [51] ZHUOPING, YU Zengliang ZHANG Lijun YU. Semi-Empirical Parameterized Dynamic Model of Rubber Bushing Mechanical Properties. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, vol. 14, p. 021.
- [52] KHAJAVI, Mehrdad N.; ABDOLLAHI, Vahid. Comparison between optimized passive vehicle suspension system and semi active fuzzy logic controlled suspension system regarding ride and handling. *Transactions on Engineering, Computing and Technology*, 2007, vol. 19, p. 57-61.
- [53] Bryan H. Suspensión systems and components. En: Happian-Smith J. *An Introduction to Modern Vehicle Design*. Oxford. p. 277 - 332.
- [54] ATTIA, H. A. Dynamic modeling of the double wishbone motor-vehicle suspension system. En: *European Journal of Mechanics A/Solids*. Vol.: 21.(2002); p. 167–174.
- [55] CRONJE´, P. H. Els, P. S. Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar. En: *Journal of Terramechanics*. Vol.: 47. (2010); p. 179–189.

- [56] SAYERS, Michael W.; HAN, Dongsuk. A generic multibody vehicle model for simulating handling and braking. *Vehicle system dynamics*, 1996, vol. 25, no S1, p. 599-613.
- [57] TAGHIRAD, Hamid D.; ESMAILZADEH, E. Automobile passenger comfort assured through LQG/LQR active suspension. *Journal of vibration and control*, 1998, vol. 4, no 5, p. 603-618.
- [58] ALEJANDRA GUZMÁN, María; DELGADO, Alberto; DE CARVALHO, Jonas. A novel multiobjective optimization algorithm based on bacterial chemotaxis. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 2010, vol. 23, no 3, p. 292-301.
- [59] Honda "Honda TRX90X 2012" {Disponible en línea}. {3 Febrero 2012} disponible en (<http://www.hondapartshouse.com/oemparts/#/hon/5053dea5f870021c54bde511/2012-trx90x-a-parts>)
- [60] PATEL, C. B., Gohil, P., Borhade B. Modelling and vibration analysis of a road profile measuring system. En: *International journal of automotive and mechanical engineering*. Junio 2010 vol 1 p. 13 - 28
- [61] Progressive Suspensions. Specifications and technical information. 2006.
- [62] DEPRez, Koen, et al. Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. *Computers and electronics in agriculture*, 2005, vol. 49, no 3, p. 431-440.
- [63] ABRAMOV, Sergey; MANNAN, Samjid; DURIEUX, Olivier. Semi-active suspension system simulation using Simulink. *International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation*, 2009, vol. 1, no 2, p. 101-114.
- [64] THORESSON, M. Mathematical Optimization of the Suspension System of an Off-Road Vehicle for Ride Comfort and Handling. Trabajo de grado de maestría en ingeniería Pretoria: Universidad de Pretoria, 2005.

[65] PACEJKA, H. B., Bakker, E., & Nyborg, L. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. 1987. *SAE paper, 870421*.

[66] COSTA, A. “La seguridad Vial en la Carretera” {Disponible en línea}. {20 Marzo 2012} disponible en: (<http://www.edirectivos.com/articulos/1000000996-la-seguridad-vial-en-la-carretera>).

[67] FREIRE, Paula, Rene Gemme, Annelies Glander, Fritz Hermann, Cristina Higuera, Hans-Walter Horz, David Powell, Patrice Retour, and Daniel Verfaillie. Technical Dictionary of Road Terms. World Road Association – PIARC, 2007.

[68] DEUTSCHMAN, Aaron D.; MICHELS, Walter J.; WILSON, Charles. Diseño de Máquinas. *CECSA, 1ª. Edición, México, 1985*.

[69] WITTEK, Adam M. Richter, Hans. Stabilizers bar: Part 1. Calculations and construction. En: *Transport Problems*. Vol.: 5. No 4 (2010); p. 135 -143.

[70] Intermecc. Transmisión por correas dentadas de tiempo y sincrónicas. Manual de selección. 94 p.

[71] Tecnopower. Juntas universales cardan y Conjuntos telescopicos. Manual de selección. 7 p.

[72] FONT, José. Dols, Juan. Tratado Sobre Automóviles. Tomo II. Valencia. 1015 p.

[73] PACEJKA, Hans B.; BAKKER, Egbert. The magic formula tyre model. *Vehicle system dynamics*, 1992, vol. 21, no S1, p. 1-18.

[74] YAMAZAKI, S., et al. Influence of wheel alignment and tire characteristics on vehicle drift. *Tire Science and Technology*, 1998, vol. 26, no 3, p. 186-205.

- [75] MIRZA, N., et al. Investigation of the dynamic characteristics of suspension parameters on a vehicle experiencing steering drift during braking. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part D: Journal of Automobile engineering*, 2005, vol. 219, no 12, p. 1429-1441.
- [76] HACKER, Kurt; LEWIS, Kemper; KASPRZAK, Edward M. Racecar optimization and tradeoff analysis in a parallel computing environment. *SAE transactions*, 2000, vol. 109, no 6, p. 2582-2588.
- [77] AWS, D1. D1. 1/D1. 1M-Structural Welding Code-Steel. *American Welding Society*, 2006.
- [78] Tuning G-Force “Cinturón de 5 puntos” {Disponible en línea}. {3 Septiembre 2012} disponible en: (http://img1.mlstatic.com/cinturon-de-seguridad-para-competencia-yo-tuning-g-force_MCO-O-3372865680_112012.jpg).
- [79] Cobra “Sidewinder” {Disponible en línea}. {15 Abril 2013} disponible en: (http://www.sportseats4u.co.uk/cobra-sidewinder-sport-seat/prod_455.html).
- [80] Ullman, David G. *The mechanical design process*. Vol. 2. New York: McGraw-Hill, 1992.