



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO, ANÁLISIS E IMPLEMENTACIÓN DE LOS
SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA UN
PROTOTIPO DE VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER**

AUTORES: JUAN CARLOS CEVALLOS SANDOVAL

CRISTIAN DAVID VALLESTEROS BLANCO

DIRECTOR: ING. JUAN CASTRO

CODIRECTOR: ING. STALIN MENA

LATACUNGA

2016



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. JUAN CASTRO (DIRECTOR)

ING. STALIN MENA (CODIRECTOR)

CERTIFICAN

Que el trabajo titulado "**DISEÑO, ANÁLISIS E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER**" realizado por los señores **JUAN CARLOS CEVALLOS SANDOVAL** y **CRISTIAN DAVID VALLESTEROS BLANCO**, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple con normas estatutarias establecidas por la **Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE**, en el Reglamento de Estudiantes de la **Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE**. Debido a que constituye un proyecto de excelente contenido científico que contribuirá a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, por lo que recomendamos su publicación. El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto los cuales contienen los archivos en formato portátil de Acrobat (PDF). Autorizan a los señores: por **JUAN CARLOS CEVALLOS SANDOVAL** y **CRISTIAN DAVID VALLESTEROS BLANCO** que lo entreguen al **ING. DANILO ZAMBRANO**, en su calidad de Director de la Carrera de Ingeniería Automotriz.

Latacunga, Enero del 2016


Ing. JUAN CASTRO
DIRECTOR


Ing. STALIN MENA
CO-DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros: Juan Carlos Cevallos Sandoval
Cristian David Vallesteros Blanco

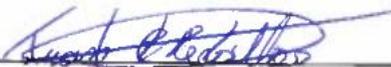
DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado **“DISEÑO, ANÁLISIS E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER”**, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

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

Latacunga, Enero del 2016.


Juan Carlos Cevallos Sandoval
C.C.: 050328533-0


Cristian David Vallesteros Blanco
C.C.: 172257258-1



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

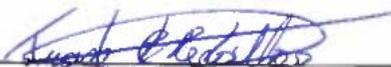
AUTORIZACIÓN

Nosotros: Juan Carlos Cevallos Sandoval
Cristian David Vallesteros Blanco

DECLARAMOS QUE:

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la institución, el trabajo denominado **“DISEÑO, ANÁLISIS E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Enero del 2016.


Juan Carlos Cevallos Sandoval
C.C.: 050328533-0


Cristian David Vallesteros Blanco
C.C.: 172257258-1

DEDICATORIA

El presente trabajo va dedicado principalmente a Dios por brindarme la sabiduría, control y paciencia en todo el transitar de mi vida estudiantil.

La mayor dedicatoria es para mi madre Estela Sandoval por darme la vida y el apoyo incondicional en todas las decisiones y situaciones tomadas en mi vida, A mi querida abuelita Amada Figueroa que es lo más hermoso y preciado que la vida me pudo brindar, A mis hermanos Cristina y David por brindarme una infancia plena de felicidad y que supieron darme su voz de aliento en momentos difíciles, A todos mis Tíos maternos por guiarme en los momentos de duras decisiones en la vida, Al amor de mi vida Majory Vega que fue y es un pilar fundamental en mi formación académica.

Juan Carlos Cevallos Sandoval

DEDICATORIA

Mi proyecto de titulación se lo dedico en primer lugar a mi padre Jehová y nuestro bendito señor Jesús, que me dieron su bendición y me protegieron en todo el transcurso de mi vida académica, agradezco por darme salud, inteligencia, vida y permitirme viajar sin inconvenientes en el camino.

A mis padres Alejo Vallesteros y Rocío Blanco, quienes me apoyaron moral y económicamente, quienes me animaron y motivaron de manera que siguiera adelante y superara cada obstáculo que se presentó. A ellos dedico cada sacrificio que hice, las malas noches que pase, los logros de muchos proyectos que presenté, y la alegría de cada buena amistad que cultive.

A mis grandes amigos Don Wilson Villareal y la Sra. Terecita Panchi, quienes sin la necesidad de conocerme me brindaron una mano amiga que fue de gran ayuda en mi vida, ya que me acogieron como a un hijo más en el seno de su hogar.

A mis hermanas Mayeli Vallesteros y Alexandra Vallesteros, que siempre me sacaban una sonrisa cuando me encontré en momentos difíciles.

Cristian David Vallesteros Blanco

AGRADECIMIENTO

A culminar un trabajo quiero agradecer a Dios por darme el conocimiento y las fuerzas necesarias para vencer todos los obstáculos a lo largo de la vida.

A mi madre Estela Sandoval que me apoyo incondicional las decisiones tomadas en mi formación profesional con su cariño, amor y comprensión, a mi querida abuelita Amada Figueroa que es lo más hermoso que la vida me pudo dar para así brindarme sus consejos y sabiduría para así guiarme al camino del bien, ya que es mi fuente de inspiración, A mis hermanos Cristina y David que supieron darme su voz de aliento para no darme por vencido y así poder cumplir un sueño, A todos mis Tíos maternos por no dejarme solo en el transcurso de mi vida, Al amor de mi vida Majory Vega que fue y es un pilar fundamental en mi formación con sus consejos y apoyo, y así poder cumplir nuestro sueño.

Juan Carlos Cevallos Sandoval

AGRADECIMIENTO

A dios porque puso en mi camino toda la sabiduría y el entendimiento necesario para poder sacar adelante este proyecto.

A mis padres Alejo Vallesteros y Rocío Blanco, quienes desde el inicio estuvieron pendientes de mí, y sacrificaron algunos sueños por invertir en mi educación y darme la mejor herencia.

A Don Wilson Villareal y la Sra. Terecita Panchi que me abrieron las puertas de su casa y de su corazón y junto a su hijo Andrés Villareal fueron una segunda familia para mí.

Al Ing. Juan Castro que fue el Director de este proyecto y al Ing. Stalin Mena que fue Codirector, quienes nos guiaron durante todo el proceso, y nos dieron las pautas necesarias para concluirlo de la mejor manera.

A los ingenieros German Erazo y Leónidas Quiroz quienes me enseñaron la gran recompensa que existe por el sacrificio y el trabajo duro, y nos motivaron a investigar y ser capaces de poner en marcha nuestras ideas.

Al Ing. José Quiroz que siempre fue la persona más caritativa y acolitadora que pude encontrar en nuestra universidad que siempre brindaba una mano amiga cuando se necesitaba.

A mi compañero Israel León, quien supo plantar una visión en mi mente y juntos trabajando en equipo logramos sacar nuestro proyecto adelante. También Oscar León y el Sr. Antonio León que nos apoyaron y brindaron una mano amiga.

A mis compañeros Carlos Esmeraldas y Félix Mayorga quienes fueron verdaderos amigos, grandes estudiantes, buenas personas y espero que llegue a ser grandes profesionales.

Que nuestro señor Jesús les bendiga a todos y a sus familias y que sigan siempre así nunca cambien.

Cristian David Vallesteros Blanco

ÍNDICE DE CONTENIDO

PORTADA	i
CERTIFICADO	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE DE CONTENIDO	ix
ÍNDICE DE TABLAS.....	xviii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xx
RESUMEN.....	xxv
SUMARY	xxvi

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES.....	1
1.1. Antecedentes investigativos	1
1.2. Planteamiento del problema	3
1.3. Descripción resumida del proyecto	3
1.5. Objetivos	4
1.5.1. Objetivo general	4
1.5.2. Objetivos específicos	4
1.6. Metas.....	5
1.7. Hipótesis.....	5
1.8. Variables de investigación	6
1.8.1. Variables Independientes:	6
1.8.2. Variables Dependientes:.....	6

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO ROADSTER.....	7
2.1. ¿Qué es un vehículo roadster?	7

2.2.	Sistema de suspensión.....	8
2.2.1.	Introducción	8
2.2.2.	Configuración de los sistemas de suspensión	9
2.2.3.	Suspensión independiente de paralelogramo deformable	11
a.	Arquitectura de la suspensión en paralelogramo.....	11
i.	Neumático	12
ii.	Muelle	12
iii.	Amortiguador	13
iv.	Rockers.....	13
v.	Barra estabilizadora.....	14
b.	Sistemas de suspensión push rod	14
c.	Sistema de suspensión pull rod	15
d.	Sistema de suspensión push rod vs. pull rod.....	16
2.2.5.	Aspectos fundamentales del sistema de suspensión.....	17
a.	La adherencia	17
i.	Coefficiente de fricción	18
b.	Neumáticos.....	19
i.	Ángulo de deriva.....	20
ii.	Presiones	21
iii.	Temperatura	22
iv.	Carga vertical	24
v.	Círculo de tracción	26
2.2.6.	Comportamiento vertical de la suspensión.....	27
a.	Modelo de un grado de libertad	28
2.2.5.	Centros de balanceo	32
a.	Ubicación del centro de balanceo	33
i.	Centro de balanceo por encima del nivel del piso.....	35
ii.	Centro de balanceo a la altura del piso.....	35
iii.	Centro de balanceo por debajo del nivel del piso.....	36
b.	Concepto de balanceo	36
c.	Comportamiento al balanceo de la suspensión	38
d.	Centros de balanceo	39
2.2.6.	Centro de balanceo - suspensiones independientes.....	43
a.	Modificación del ancho de vía	43
b.	Aplicación cinemática en suspensiones independientes	46
2.2.7.	Estudio dinámico del balanceo en suspensiones independientes	50
2.2.8.	Velocidad límite de vuelco.....	52

a.	Transferencia de carga del vehículo: eje de balanceo	54
b.	Masas suspendidas delanteras y traseras	55
c.	Masas totales delanteras y traseras.....	56
d.	Fuerza de masa suspendida	56
e.	Transferencias laterales de cargas delantera y trasera.....	57
f.	Aspectos importantes que influyen en el movimiento de balanceo.	57
2.2.9.	Movimiento de cabeceo	58
a.	Modelización y análisis de los movimientos de cabeceo y vaivén vertical	59
b.	Transferencia longitudinal de carga	60
c.	Efecto anticabeceo	60
d.	Análisis mediante el brazo arrastrado equivalente.....	61
e.	Suspensión trasera independiente para un vehículo con tracción trasera.....	64
2.2.10.	Barra estabilizadora.....	65
2.2.11.	Muelles helicoidales y topes de compresión	68
2.3.	Sistema de dirección	69
2.3.1.	Introducción.	69
2.3.2.	Definición.....	70
2.3.3.	Tipos de sistemas de dirección.....	70
a.	Dirección de piñón – cremallera.	71
2.3.4.	Geometría de la dirección	73
2.3.5.	Proceso de cálculo de la geometría de la dirección.....	74
2.3.6.	Efecto de la deriva en la situación del centro de rotación.	75
2.3.7.	Respuesta direccional de los vehículos neutros	76
2.3.8.	Derrape en curvas.....	77
2.3.9.	Ángulo y cotas de las ruedas directrices.	78
a.	Ángulo de salida.....	78
b.	Ángulo de caída.	79
c.	Ángulo de avance.....	81
d.	Convergencia	82
e.	Descentrado de la dirección.	83
2.3.10.	Mecanismo de la dirección.....	84
2.3.11.	Cálculo del esfuerzo en volante.	85
2.3.12.	Caja de la dirección.....	87
2.3.13.	Autoviraje debido a la suspensión.....	88
2.4.	Sistema de frenos.	88
2.4.1.	Introducción	88
2.4.2.	Definición.	89

2.4.3.	Sistemas de frenos.....	90
2.4.4.	Clasificación de los sistemas de frenos.....	91
a.	Según su objeto.....	91
b.	Según el tipo de energía usada.....	91
c.	Según el tipo de transmisión.....	92
2.4.5.	Calculo del sistema de frenos.....	93
a.	Eficacia de frenado.....	94
b.	Terminología en el freno.....	95
c.	Transferencia de carga durante el frenado.....	96
d.	Coeficientes de rozamiento.....	97
e.	Coeficiente de rozamiento estático.....	97
f.	Coeficiente de rozamiento de deslizamiento.....	97
g.	Coeficiente de adherencia.....	97
h.	Reparto de frenado.....	98
2.4.6.	Frenos de disco.....	99
a.	Tipos de freno de disco.....	100
i.	Mordaza o pinza fija.....	101
ii.	Mordaza o pinza flotante.....	102
b.	Fuerza que actúa sobre la pastilla del freno.....	104

CAPÍTULO III

3.	DISEÑO Y SELECCIÓN LOS ELEMENTOS QUE CONFORMAN LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL PROTOTIPO ROADSTER.....	108
3.1.	Sistema de Suspensión.....	108
3.1.2.	Llantas o Aros del Neumático.....	111
3.1.3.	Manzanas.....	112
3.1.4.	Rótulas.....	113
3.1.5.	Bases Roscadas de Anclaje de Rótulas en Mesas.....	115
3.1.6.	Amortiguadores y Muelles.....	116
3.1.7.	Manguetas.....	118
a.	Diseño De Las Manguetas.....	118
3.1.8.	Rockers.....	120
a.	Diseño del Rocker.....	122
b.	Cálculo de la transmisión de fuerza del rocker.....	125
3.1.9.	Cálculo geométrico del centro de balanceo.....	125
a.	Centro de balanceo en el eje delantero.....	125

b.	Centro de balanceo en el eje posterior	126
c.	Ubicación del centro de gravedad	126
3.1.10.	Cálculo de la Frecuencia del Comportamiento Vertical del Sistema de Suspensión	127
3.1.11.	Cálculo De La Rigidez Al Balanceo	130
a.	Suspensión Delantera	130
b.	Suspensión Posterior	130
3.1.12.	Cálculo De La Velocidad Límite De Vuelco	131
a.	Suspensión delantera	131
i.	Con Peralte	131
ii.	Sin peralte	132
b.	Suspensión posterior	132
i.	Con Peralte	132
ii.	Sin peralte	133
3.1.13.	Transferencia de cargas en el eje de balanceo.....	134
a.	Batalla	134
b.	Cálculo de la masa y fuerza suspendidas	135
c.	Suspensión delantera	135
i.	Masas totales	135
ii.	Masa suspendida	136
iii.	Fuerza de la masa suspendida	136
d.	Suspensión posterior	136
i.	Masas totales	136
ii.	Masa suspendida	137
iii.	Fuerza de la masa suspendida	137
3.1.14.	Cálculo de la transferencia neta de carga en cada eje	137
a.	Suspensión delantera	138
b.	Suspensión posterior	138
3.1.15.	Cálculo de las masas y transferencias de cargas no suspendidas	138
a.	Suspensión delantera	139
i.	Masa no suspendida	139
ii.	Transferencia de carga	139
b.	Suspensión posterior	139
i.	Masa no suspendida	139
ii.	Transferencia de carga	139
3.1.16.	Cálculo del ángulo de balanceo.....	140
a.	Suspensión delantera	140
b.	Suspensión posterior	140

3.1.17. Cálculo de la transferencias total lateral de carga	141
a. Suspensión delantera	141
b. Suspensión posterior	141
3.1.18. Movimiento de cabeceo y vaivén.....	141
3.1.19. Cálculo del momento de transferencia longitudinal de carga	142
a. Para la masa suspendida.....	143
b. Para la masa no suspendida.....	143
i. Suspensión delantera	143
ii. Suspensión posterior	143
3.1.20. Cálculo de la constante de rigidez al cabeceo y vaivén	143
3.1.21. Cálculo del ángulo anticabeceo.....	144
3.1.22. Cálculo de la barra estabilizadora	145
3.2. Sistema de dirección	146
3.2.1. Cajetín de la dirección de piñón cremallera	146
3.2.2. Junta universal o acoplamiento de Hooke.....	147
3.2.3. Volante de dirección	148
3.2.4. Acople rápido Sparco	148
3.2.5. Cálculos del ángulo de guiado o de deriva.....	149
3.2.6. Cálculo de la fuerza centrífuga en el centro de gravedad.....	149
3.2.7. Cálculo de la velocidad máxima en curva peraltada	150
3.2.8. Geometría del sistema de dirección	150
3.3. Sistema de frenos	151
3.3.1. Bomba de frenos	151
3.3.2. Cañerías de alta presión	151
3.3.3. Mordazas de frenos o Cálipers.....	152
3.3.4. Discos de frenos	152
3.3.5. Cálculo de la desaceleración de frenado	153
3.3.6. Cálculo del tiempo de frenado	153
3.3.7. Cálculo de la distancia hasta el paro	154
3.3.8. Cálculo de la presión del circuito hidráulico.....	154
3.3.9. Cálculo de la fuerza de apriete de la mordaza contra el disco	155
a. Ruedas Delanteras	156
b. Ruedas Posteriores	156
3.3.10. Cálculo de la fuerza tangencial en las ruedas.....	157
a. Ruedas Delanteras	158
b. Ruedas Posteriores	158
3.3.11. Cálculo de la fuerza de frenado en una rueda	158

a.	Ruedas Delanteras	158
b.	Ruedas Posteriores	158
3.3.12.	Comparación de Energías	158

CAPÍTULO IV

4.	ANÁLISIS COMPUTARIZADO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS	161
4.1.	Sistema de suspensión.....	161
4.1.1.	Resultados	162
4.1.2.	Tensión de Von Mises.....	164
4.1.3.	Desplazamiento.....	165
4.1.4.	Coefficiente de seguridad	166
4.2.	Sistema de dirección	167
4.2.1.	Resultados	168
4.2.2.	Tensión de Von Mises.....	169
4.2.3.	Desplazamiento.....	170
4.2.4.	Coefficiente de seguridad.....	171
4.3.	Sistema de frenos	172
4.3.1.	Resultados	173
4.3.2.	Tensión de Von Mises.....	174
4.3.3.	Desplazamiento.....	175
4.3.4.	Coefficiente de seguridad	176

CAPÍTULO V

5.	CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL PROTOTIPO ROADSTER	177
5.1.	Construcción e implementación del sistema de suspensión.....	177
5.1.1.	Disminución de peso de las manzanas y acoplamiento del disco de freno.	177
5.1.2.	Construcción y ensamblaje de las manguetas	180
5.1.3.	Maquinado de bases de anclaje de rótulas	181
5.1.4.	Maquinado de bujes para las rótulas m8 y m10.	182
5.1.5.	Construcción de mesas para la suspensión delantera y posterior.....	184
5.1.6.	Construcción de los rockers	185
5.1.7.	Construcción de las push – bar delanteras	188
5.1.8.	Instalación de la suspensión delantera	189
5.1.9.	Construcción de la push bar posterior	193

5.1.10. Templador estabilizador del neumático	194
5.1.11. Instalación de la suspensión posterior	196
5.1.12. Instalación de la barra estabilizadora	201
5.1.13. Proceso de terminado y pintado.	202
5.2. Construcción e implementación del sistema de dirección.....	205
5.2.1. Ubicación de los puntos de anclaje en las manguetas	205
5.2.2. Alargamiento de los brazos de la dirección	206
5.2.3. Construcción de bujes para la columna de dirección	208
5.2.4. Eje de alargamiento de la columna de dirección.....	210
5.2.5. Maquinado de la base del acople rápido	210
5.2.6. Instalación de la columna de dirección	211
5.2.7. Alineación y balanceo del sistema de dirección.....	213
5.3. Construcción e implementación del sistema de frenos	215
5.3.1. Pedal del freno	216
5.3.2. Base de la bomba de freno	217
5.3.3. Cañerías de alta presión del fluido hidráulico	218
5.3.4. Instalación del sistema de frenos.....	219

CAPÍTULO VI

6. PRUEBAS Y MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL PROTOTIPO ROADSTER	222
6.1. Pruebas	222
6.1.1. Sistema de suspensión.....	222
a. Prueba del sistema de suspensión	222
b. Prueba de Till	223
6.1.2. Sistema de dirección	223
a. Prueba de maniobrabilidad.....	223
6.1.3. Sistema de Frenos	224
a. Prueba de frenado.....	224
6.2. Manual de mantenimiento.....	225
6.2.1. Sistema de suspensión.....	226
a. Rótulas	226
b. Amortiguador	227
c. Neumáticos.....	230
6.2.2. Sistema de dirección	230
a. Cajetín de la dirección.....	230

b.	Acople rápido volante	231
c.	Alineación y balanceo	231
6.2.3.	Sistema de frenos	233
a.	Bomba de freno	233
b.	Frenos.....	233
6.2.4.	Mantenimiento preventivo en otros sistemas	234

CAPÍTULO VII

7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	237
7.1.	Conclusiones	237
7.2.	Recomendaciones.....	239

BIBLIOGRAFÍA.....	241
--------------------------	------------

LINKOGRAFÍA	242
--------------------------	------------

ANEXOS.....	244
--------------------	------------

ANEXO I

PLANOS DEL DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA EL PROTOTIPO DE VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER

ANEXO II

DIAGRAMAS DE PROCESOS EN EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA EL PROTOTIPO DE VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER

ANEXO III

DETALLE DE COSTOS POR CONCEPTO DE MATERIAL, MECANIZADO Y ACCESORIOS PARA LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER”

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Amplificación de la respuesta en función al amortiguamiento	32
Tabla 2. Par de Balanceo en función del Ángulo de Balanceo	39
Tabla 3. Módulo de desplazamiento transversal	69
Tabla 4. Características del neumático TOYO TIRES DRB 175/50 R13 72V.....	109
Tabla 5. Ficha técnica del neumático	110
Tabla 6. Parámetros característicos de las rótulas uniball.....	114
Tabla 7. Características técnicas del Amortiguador BURNER RCP-2 DNM	117
Tabla 8. Especificaciones técnicas del tubo rectangular Norma ASTM A-500.....	119
Tabla 9. Especificaciones Técnicas del eje en acero 705 AISI 4340	120
Tabla 10. Amplificación de la respuesta en función al amortiguamiento	128
Tabla 11. Constante de rigidez del acero.....	146
Tabla 12. Propiedades físicas	161
Tabla 13. Configuración de malla	161
Tabla 14. Fuerza y pares de reacción en restricciones	162
Tabla 15. Resumen de resultados.....	163
Tabla 16. Propiedades físicas	167
Tabla 17. Configuración de malla:.....	167
Tabla 18. Resumen de resultados.....	168
Tabla 19. Propiedades físicas	172
Tabla 20. Configuración de malla	172
Tabla 21. Fuerza y pares de reacción en restricciones	173
Tabla 22. Resumen de resultados.....	173
Tabla 23. Procedimiento para el alivianado de las manzanas	177
Tabla 24. Proceso de construcción de las manguetas y ensamblaje con las manzanas.....	180
Tabla 25. Proceso de mecanizado de las bases de anclaje de las rótulas M8 y M10	182
Tabla 26. Proceso de maquinado de bujes para rótulas M8 y M10	183
Tabla 27. Construcción de las mesas para la suspensión delantera y posterior	184
Tabla 28. Proceso de construcción de los Rockers	186
Tabla 29. Proceso de construcción de la push bar para la suspensión delantera.....	188
Tabla 30. Instalación de todos los elementos de las suspensiones delanteras	189
Tabla 31. Construcción de la Push bar del sistema de suspensión posterior.....	194
Tabla 32. Construcción del templador estabilizador del neumático en la suspensión	195
Tabla 33. Proceso de instalación del sistema de suspensiones independientes.....	196
Tabla 34. Proceso de instalación de la barra estabilizadora	201

Tabla 35. Proceso de Acabados en los sistemas de suspensión delantero y posterior	202
Tabla 36. Construcción del punto de anclaje del sistema dirección en las manguetas	205
Tabla 37. Mecanizado de las extensiones de los brazos de la dirección	207
Tabla 38. Elaboración de los bujes de fijación para la columna de dirección	209
Tabla 39. Proceso para torneear un eje de alargamiento de la columna de dirección.....	210
Tabla 40. Proceso de maquinado de la base de sujeción del acople rápido del volante.....	210
Tabla 41. Proceso de instalación del sistema de dirección	211
Tabla 42. Procedimiento para la alineación y balanceo de los 4 neumáticos	214
Tabla 43. Procedimiento de la construcción del pedal para el freno.....	216
Tabla 44. Procedimiento de construcción e instalación de la base de la bomba	217
Tabla 45. Construcción de las cañerías de frenos y sus acoples	218
Tabla 46. Procedimiento completo de la instalación de todo el sistema de frenos	219
Tabla 47. Mantenimiento preventivo del vehículo en función del kilometraje y tiempo ...	235

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Copia de la solicitud por parte del Ing. Jarol Ulloa de Industrias Ulloa.....	2
Figura 2. Vehículo Vortex tipo Roadster	7
Figura 3. Sistema de suspensión independiente de un Fórmula SAE.....	9
Figura 4. Sistema de suspensión de paralelogramo deformable.	11
Figura 5. Elementos del Sistema de suspensión independiente de Paralelogramo.....	12
Figura 6. Geometría del Rocker	13
Figura 7. Sistema Push Rod.	15
Figura 8. Sistema Pull Rod.....	15
Figura 9. Sistema Push Rod vs. Sistema Pull Rod.....	16
Figura 10. Adherencia de un Neumático sobre la calzada.	17
Figura 11. Esfuerzos sobre un neumático en superficie con agua.	19
Figura 12. Ángulo de Deriva de un Neumático.	20
Figura 13. Deformación lateral que sufre el neumático y sus efectos.	21
Figura 14. Variación del Cf en función de la presión de inflado.	22
Figura 15. Influencia del exceso de temperatura en los neumáticos.....	23
Figura 16. Variación del Cf en función de la carga vertical.	24
Figura 17. Transferencia de pesos en un mismo eje en el momento de tomar una curva.	25
Figura 18. Círculo de tracción.....	27
Figura 19. Modelo de un grado de libertad.....	28
Figura 20. Respuesta de un modelo de un grado de libertad.	30
Figura 21. Centro de balanceo en un vehículo Fórmula con suspensiones independientes..	33
Figura 22. Eje de balanceo de un vehículo.	34
Figura 23. Centro de balanceo por encima del nivel del piso.	35
Figura 24. Centro de balanceo a la altura del piso.	35
Figura 25. Centro de balanceo por debajo del nivel del piso.....	36
Figura 26. Movimiento de balanceo con un eje rígido.	36
Figura 27. Par de Balanceo respecto al Ángulo de Balanceo.	38
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre suspensión trasera.	40
Figura 29. Modificación del ancho de vía por deflexión de la suspensión independiente....	43
Figura 30. Brazo equivalente de pivotamiento de la rueda, respecto al polo P.	44
Figura 31. Modificación del ancho de vía en suspensiones independientes.	45

Figura 32. Obtención gráfica del centro de balanceo a partir de la curva de modificación del ancho de vía para suspensiones independientes.	46
Figura 33. Cinemática de una suspensión de paralelogramo.	46
Figura 34. Descomposición de las fuerzas en una rueda en una suspensión de paralelogramo.	47
Figura 35. Fuerza en el neumático con muelle en posición ideal.	48
Figura 36. Fuerzas en el neumático con muelle en posición genérica.	49
Figura 37. Centro de balanceo y fuerzas asociadas a una suspensión de paralelogramo.	49
Figura 38. Centro de balanceo ante grandes deformaciones de la suspensión.	50
Figura 39. Balanceo de una suspensión de paralelogramo de ejes paralelos.	51
Figura 40. Circulación en una curva peraltada.	52
Figura 41. Eje de balanceo de un vehículo de cuatro ruedas.	54
Figura 42. Influencia de la batalla ante el cabeceo y el vaivén.	59
Figura 43. Condición anticabeceo en aceleración.	61
Figura 44. Fuerzas actuando en un eje trasero motriz.	62
Figura 45. Fuerzas actuando en un eje trasero motriz en aceleración.	63
Figura 46. Esquema básico de una barra estabilizadora.	65
Figura 47. Dirección de piñón cremallera con las bieletas en los extremos.	71
Figura 48. Detalle de una dirección de piñón cremallera con las bieletas en los extremos. .	72
Figura 49. Dirección piñón cremallera situada por delante del eje.	73
Figura 50. Vehículo en una curva de radio constante.	73
Figura 51. Dirección paralela con deriva en las dos ruedas.	74
Figura 52. Modelo simplificado para el análisis del comportamiento direccional.	75
Figura 53. Respuestas direccionales con un vehículo.	76
Figura 54. Variación del ángulo de dirección.	77
Figura 55. Velocidad máxima de paso por curva.	78
Figura 56. Ángulo de salida.	79
Figura 57. Duración por desgaste del neumático en función de la caída.	80
Figura 58. Caída en función de la adherencia.	80
Figura 59. Ángulo de avance.	81
Figura 60. Ángulo de avance.	82
Figura 61. Ángulos de convergencia de cada rueda.	82
Figura 62. Tipos de convergencia.	83
Figura 63. Ángulo de caída.	84
Figura 64. Tipos de mecanismos del sistema de dirección.	85

Figura 65. Esquema de una dirección.	86
Figura 66. Cremallera.	87
Figura 67. Autoviraje.	88
Figura 68. Transferencia de carga durante el frenado.	96
Figura 69. Fuerza que actúa sobre las pastillas.	100
Figura 70. Pinza Fija.	101
Figura 71. Freno de pinza fija.	102
Figura 72. Esquema de un freno de disco de pinza flotante.	102
Figura 73. Freno de pinza flotante.	103
Figura 74. Esquema de pastillas en forma de sector.	104
Figura 75. Aro de Magnesio con dos juegos de cuatro agujeros para neumático R 13 111	111
Figura 76. Aros de aleación de Magnesio - Una sola pieza de fundición 112	112
Figura 77. Manzana del Suzuki Forsa II.	112
Figura 78. Rótula Uniball.	113
Figura 79. Bases de anclaje de rótulas.	115
Figura 80. Conjunto muelle amortiguador BURNER RCP-2 DNM.	116
Figura 81. Partes del conjunto muelle amortiguador hidráulico BURNER.	117
Figura 82. Función del Rocker en la geometría Push-Rod.	121
Figura 83. Rockers del sistema de suspensión delantera y posterior.	121
Figura 84. Geometría del Rocker.	122
Figura 85. Diagrama del Rocker de la Suspensión Delantera.	123
Figura 86. Diagrama del Rocker de la Suspensión Posterior.	124
Figura 87. Altura del Centro de Balanceo - suspensión delantera.	125
Figura 88. Altura del Centro de Balanceo - suspensión posterior.	126
Figura 89. Ubicación del centro de gravedad.	126
Figura 90. Modelo de un grado de libertad.	129
Figura 91. Respuesta de un modelo de un grado de libertad.	129
Figura 92. Vehículo Roadster tomando una curva.	133
Figura 93. Batalla de prototipo Roadster.	134
Figura 94. Movimiento de cabeceo y vaivén.	142
Figura 95. Ángulo de cabeceo 144	144
Figura 96. Cajetín de la dirección de piñón cremallera.	146
Figura 97. Polaris todo terreno de 1000 cc.	147
Figura 98. Junta Universal Aveo.	148
Figura 99. Volante deportivo 148	148

Figura 100. Acople rápido para volante Sparco.....	149
Figura 101. Geometría de Ackerman Neutro.....	150
Figura 102. Bomba de frenos.....	151
Figura 103. Cañerías de alta presión para el sistema de frenos	151
Figura 104. Mordazas de frenos de Polaris 1000 cc	152
Figura 105. Mordaza de frenos moto Honda CBR 1000 F.....	152
Figura 106. Conjunto armado con los discos de frenos	153
Figura 107. Proceso de frenado	154
Figura 108. Generación de la presión del líquido en la Bomba de frenos	155
Figura 109. Distribución de la presión en la instalación de frenos hidráulicos.	156
Figura 110. Fuerza de frenado en una rueda.....	157
Figura 111. Restricciones en los componentes fijos.....	162
Figura 112. Análisis del Esfuerzo de Von Mises.....	164
Figura 113. Análisis del desplazamiento.	165
Figura 114. Análisis de Coeficiente de seguridad.....	166
Figura 115. Análisis de Von Mises de la Dirección	169
Figura 116. Análisis del Desplazamiento de la Dirección	170
Figura 117. Análisis del Coeficiente de seguridad de la Dirección.....	171
Figura 118. Análisis de la Tensión de Von Mises del sistema de frenos.....	174
Figura 119. Análisis del desplazamiento del sistema de frenos.....	175
Figura 120. Análisis del Coeficiente de seguridad del sistema de frenos.....	176
Figura 121. Prueba del sistema de suspensión.....	222
Figura 122. Prueba Till	223
Figura 123. Prueba de maniobrabilidad.....	224
Figura 124. Prueba de frenado.....	224
Figura 125. Lubricación de las rótulas.....	227
Figura 126. Mantenimiento del amortiguador con muelle incorporado BURNER RCP-2 DNM.	227
Figura 127. Paso 1: Libere la presión del muelle.....	228
Figura 128. Paso 2: Retire el muelle.....	229
Figura 129. Paso 4: Arme nuevamente.....	229
Figura 130. Comprobando la presión de inflado del neumático.....	230
Figura 131. Cajetín de la dirección de piñón cremallera de marca POLARIS.	231
Figura 132. Acople rápido para el volante de marca SPARCO.....	231
Figura 133. Alineación y Balanceo.....	232

Figura 134. Proceso del balanceo de los neumáticos.....	232
Figura 135. Despiece y partes de la bomba para realizar el mantenimiento.....	233
Figura 136. Conjunto armado mangueta.....	234

RESUMEN

Para el Diseño de un prototipo de vehículo biplaza tipo Roadster, el presente escrito constará de seis capítulos, donde en el primer capítulo nos establece los antecedentes investigativos, nos plantea un objetivo, y las metas a las que queremos llegar. Seguidamente en el segundo capítulo tiene lugar a toda la información científica necesaria para el desarrollo del proyecto, esta información fue extraída de libros basados en el diseño de vehículos para competencias, no netamente para prototipos Roadster, pero nos enseñan cómo aplicar los parámetros de diseño de un vehículo. Posteriormente en el tercer capítulo, se llevará a cabo el diseño de los sistemas, donde son necesarias las medidas de cada uno de los componentes requeridos, y la ficha técnica de cada uno para saber en base a qué aspectos se seleccionaron cada uno de los componentes, para luego diseñar los sistemas en el software Inventor 2015, tomando en cuenta los parámetros de cada sistema, este diseño va a ser analizado en el cuarto capítulo donde veremos el estudio estático de cada componente, su resistencia y su desplazamiento. Una vez realizado el diseño y los análisis de los sistemas, en el quinto capítulo veremos el proceso de implementación de cada uno de los sistemas de suspensión, dirección y frenos. El sexto capítulo nos muestra las distintas pruebas a las que fue sometido el vehículo para comprobar cada uno de los sistemas y desarrollar un manual de mantenimiento exclusivo para este prototipo de vehículo Roadster. Y finalmente en el séptimo capítulo se realiza unas conclusiones y recomendaciones en base a los conocimientos y habilidades adquiridas en el proceso.

PALABRAS CLAVE:

- ✘ INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**
- ✘ VEHÍCULO BIPLAZA – ROADSTER**
- ✘ SISTEMA DE SUSPENSIÓN – DIRECCIÓN - FRENOS**

SUMMARY

For the design of a prototype two-seater vehicle type Roadster, the present paper consists of six chapters, the first chapter where we set the research background, we pose a goal, and the goals we want to reach. Then in the second chapter takes place at all the scientific information needed for the project, this information has been extracted based on the design of vehicles for competitions books, not purely for prototypes Roadster, but teach us how to apply the design parameters a vehicle. Later in the third chapter, it will be held on system design, where the measurements of each of the required components are needed, and the technical specifications for each to know the basis on which aspects each of the components were selected, then design systems in 2015 Inventor software, taking into account the parameters of each system, this design will be analyzed in the fourth chapter where we see the static study of each component, its strength and movement. Once carried out the design and analysis of systems, in the fifth chapter we will see the process of implementing each of the systems of suspension, steering and brakes. The sixth chapter shows the various tests to which the vehicle was subjected to test each of the systems and develop a maintenance manual for this unique vehicle prototype Roadster. And finally in the seventh conclusions and recommendations are made based on the knowledge and skills acquired in the process.

KEYWORDS:

- ✘ AUTOMOTIVE ENGINEERING
- ✘ VEHICLE TANDEM – ROADSTER
- ✘ SUSPENSION SYSTEM - STEERING - BRAKES

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. Antecedentes investigativos

En la historia del automovilismo se ha dado un gran enfoque a la comercialización de vehículos de turismo y pocas son las personas capaces de comprar vehículos deportivos o conocidos como Roadster y Spiders, debido a su alto costo. El vehículo Roadster es un vehículo deportivo que se caracteriza por ser biplaza y tener techo descapotable o únicamente un parabrisas abatible, cuyo fin no es netamente para competencias si no para brindar a los pilotos la experiencia de un coche deportivo dentro de la ciudad con carreteras de alta velocidad o en pistas de carreras.

Nuestro desafío es construir un prototipo de vehículo tipo Roadster, con materiales que estén a nuestro alcance, de manera que nos brinden esa experiencia de conducción deportiva y que sea seguro para sus ocupantes. De esta manera motivar a la industrialización y progreso de nuestro país. Para ello nosotros nos centraremos en diseñar los sistemas de suspensión, dirección y frenos con los más altos estándares de seguridad, los cuales podrán ser acoplados al bastidor y los otros sistemas complementarios los mismos que son realizados en conjunto por otros grupos de trabajo.

Para logra la puesta en marcha de este proyecto se necesitó del auspicio de la empresa privada, ya que el objetivo de este proyecto no es generar ganancias económicas. Sino un nuevo enfoque de Industrias Ulloa para hacer publicidad en eventos y exposiciones como estrategia de marketing, para lo cual pone su confianza en el talento, creatividad y conocimiento de los estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.



Latacunga, 12 de noviembre del 2014

Señor:

Ing. Juan Castro

**DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ DE LA
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSION
LATACUNGA.**

Presente.-

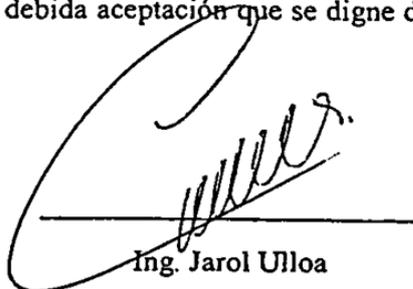
De mi consideración:

Yo, Ing. Jarol Orlando Ulloa Arroba Gerente General de Industrias "Ulloa", después de haber tenido reuniones con los estudiantes de Ingeniería Automotriz de la **UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSION LATACUNGA** (Antonio Israel León Alvear ID:L00309089 CI:0502871007, Cristian Geovanny Silva Calvopiña ID:L00308830 CI:0502830573, Juan Gabriel Fernández Carrión ID:L00289828 CI:1718470196, Juan Carlos Cevallos Sandoval ID:L00308282 CI:053285330, Franklin Patricio Caiza Caina ID:L00298661 CI:1804775680 y Cristian David Vallesteros Blanco ID:L00341583 CI:1722572581) en las cuales he puesto de manifiesto mi interés por la construcción de un "Prototipo de vehículo biplaza tipo Roadster", para el cual mi empresa facilitara equipo e instalaciones, con la finalidad de emplear este prototipo como estrategia de marketing en exposiciones y eventos en los cuales participemos, dando así a conocer los alcances en el campo de diseño y construcción de Industrias Ulloa.

Haciéndole saber el proyecto en el que estamos interesados, y reconociendo su autoridad en la **UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSION LATACUNGA**, quienes serán los que ejecuten este vehículo a través de sus estudiantes ya mencionados, le solicito a usted y por su intermedio, a tan prestigiosa institución, la autorización para poder llevar adelante la ejecución del proyecto.

Seguros de contar con la debida aceptación que se digne dar a la presente, anticipamos nuestro agradecimiento.

Atentamente,



Ing. Jarol Ulloa

Gerente General



TLF:032-808413-0983052509-0987952037MAIL:centroindustrialulloa@yahoo.es
juaroI41@hotmail.com Panamericana Sur Km. 2,5 Latacunga- Ecuador.

Figura 1. Copia de la solicitud por parte del Ing. Jarol Ulloa de Industrias Ulloa.

1.2. Planteamiento del problema

Hoy en la actualidad no se encuentra con prototipos de vehículos tipo Roadster en nuestro país, debido a que no existen empresas que se dedique a la construcción de vehículos o partes automotrices, solo empresas ensambladoras de vehículos cuyas piezas son importadas y esto encarece los precios de adquisición que tienen los consumidores.

Por lo que este vehículo constará con un diseño muy práctico y resistente, de tal manera que los sistemas automotrices de suspensión, dirección y frenos de este prototipo son enfocados directamente a un comportamiento deportivo, brindando además a los ocupantes seguridad, confiabilidad, estabilidad y confort durante su movilización. Además de un costo accesible a la población de nuestro país.

1.3. Descripción resumida del proyecto

Este proyecto tiene como finalidad diseñar, analizar e implementar de manera correcta los sistemas automotrices de suspensión, dirección y frenos, en un prototipo de vehículo tipo roadster buscando conseguir un vehículo que cumpla con características de confort y funcionalidad hacia cada uno de los usuarios, basándonos en estándares actuales de calidad y seguridad, utilizando la asistencia de manuales de mantenimiento, reacondicionamiento y documentación de cada sistema, aplicando siempre los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Automotriz.

1.4. Justificación e importancia

Enfocados en la misión de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE la cual es “Formar académicos, profesionales e investigadores de excelencia, creativos, humanistas, con capacidad de liderazgo, pensamiento crítico y alta conciencia ciudadana; generar aplicar y difundir el conocimiento y, proporcionar e implementar alternativas de solución a los problemas del país, acorde con el Plan Nacional de Desarrollo”, hemos decidido brindar nuestra ayuda intelectual y de talento humano para sacar este proyecto adelante y ser capaces de diseñar, analizar e implementar los sistemas de suspensión dirección y frenos para el prototipo de vehículo biplaza tipo

Roadster, el mismo que fue solicitado por el Ing. Jarol Ulloa como estrategia de marketing.

La colaboración de nosotros en este proyecto es muy importante ya que nos permite demostrar las capacidades de los futuros profesionales de la carrera de Ingeniería Automotriz, así también motivar a que empresas impulsen proyectos de tesis que puedan proyectarse a la inversión extranjera fomentando el desarrollo socio económico de nuestro país al crear fuentes de trabajo basados en diseños y materiales de producción nacional.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Implementar los sistemas automotrices de suspensión, dirección y frenos en el bastidor de un prototipo de vehículo biplaza tipo roadster basados en el diseño y el análisis computarizado de los elementos que conforman cada uno de los sistemas mencionados, mediante información científica y experimental producto de una investigación exhaustiva, para satisfacer la necesidad del Ing. Jarol Ulloa de presentar este proyecto funcional como estrategia de marketing.

1.5.2. Objetivos específicos

- ✘ Investigar los conocimientos teóricos y experimentales necesarios para el desarrollo del proyecto de tesis.
- ✘ Seleccionar con un criterio basado en las dimensiones del bastidor y las necesidades de cada elemento para nuestros sistemas, cada una de las partes automotrices y materiales que se encuentren fácilmente en el mercado.
- ✘ Diseñar los sistemas de suspensión, dirección y frenos para nuestro prototipo de vehículo tipo Roadster mediante el software Inventor 2015.
- ✘ Analizar el comportamiento dinámico y estático de los sistemas de suspensión dirección y frenos.
- ✘ Implementar los sistemas de suspensión, dirección y frenos en el prototipo de vehículo tipo Roadster.
- ✘ Desarrollar de un plan de mantenimiento preventivo para los sistemas de

suspensión, dirección y frenos, donde cada uno lleva componentes comunes y otros especiales que no son comunes en los vehículos de turismo.

1.6. Metas

- ✘ Diseño de los sistemas de suspensión, dirección y frenos de un prototipo de vehículo tipo Roadster, de manera que tengan un excelente comportamiento estático y dinámico, para brindar seguridad, confiabilidad, estabilidad y confort.
- ✘ Análisis del comportamiento estático y dinámico de cada uno de los elementos que conforman los sistemas de suspensión, dirección y frenos del prototipo de vehículo tipo Roadster
- ✘ Implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos del prototipo de vehículo tipo Roadster.
- ✘ Desarrollo de las distintas pruebas del comportamiento de los sistemas de suspensión, dirección y frenos del prototipo de vehículo tipo Roadster.
- ✘ Elaboración del manual de mantenimiento preventivo para los componentes de los sistemas de suspensión, dirección y frenos del prototipo de vehículo tipo Roadster.

1.7. Hipótesis

Es posible utilizar materiales y partes automotrices que se encuentren disponibles en nuestro mercado. Así también el talento humano de estudiantes de la carrera de Ingeniería Automotriz los cuales tienen los conocimientos necesarios para diseñar, analizar e implementar los sistemas de suspensión, dirección y frenos en un prototipo de vehículo tipo roadster, el mismo que incentiva el desarrollo industrial requerido por Industrias Ulloa como estrategia de marketing.

1.8. Variables de investigación

1.8.1. Variables Independientes:

Sistemas de suspensión, dirección y frenos de un prototipo de vehículo biplaza tipo Roadster.

1.8.2. Variables Dependientes:

Diseño, análisis e implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos, procurando un mayor confort, minimizando la pérdida de adherencia con el suelo, evitar el cabeceo de la dirección con una muy buena estabilidad del vehículo en curvas y dotar de un eficiente frenado.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO ROADSTER

2.1. ¿Qué es un vehículo roadster?

El término Roadster es de origen inglés que significa un caballo de tiro o para trabajos ligeros por caminos normales. Posteriormente, fue adoptado en EE.UU. para designar los automóviles cuyas características eran poseer carrocería descubierta, dos plazas de asientos, los cuales carecían de cristales descendentes y poseían parabrisas abatible sobre el capó. En Europa a este tipo de vehículos se los denominaba Spiders, Speedster, Runabout ó Racebout. (RedGiga, 2011)



Figura 2. Vehículo Vortex tipo Roadster

Fuente: (FAISAL, 2010)

Un Roadster es un automóvil descapotable de dos plazas destinado para el uso urbano, pero no apto del todo para la competición. Se caracterizan por su rapidez al desplazarse; donde su suspensión es de carácter deportivo, es decir agresividad a las irregularidades del camino, lo cual se compensa con un sistema de dirección estable, un buen sistema de frenos ya que este va a poseer un motor potente y una buena aerodinámica. (RedGiga, 2011)

2.2. Sistema de suspensión

2.2.1. Introducción

El Sistema de suspensión desde los orígenes de la historia del automóvil tiene como finalidad minimizar las vibraciones transmitidas por el contacto de los neumáticos con las irregularidades del suelo, mejorando así el confort en la conducción y procurando la seguridad activa de sus ocupantes, mercancía y de elementos mecánicos propios del vehículo.

La Suspensión de un vehículo nos permite “añadir un mínimo aislamiento de la carrocería, respecto a las irregularidades del terreno, los primeros fabricantes de vehículos utilizaron el sistema de suspensión más simple que podían aplicar, y no era otro que el uso de láminas de acero en forma de ballestas, a las que se daba una forma semielíptica y que se unían a la carrocería o chasis enrolladas en sus extremos para facilitar una unión flexible” (Pablo Luque, 2004, págs. 101-102)

La evolución del neumático y el uso de muelles helicoidales en los sistemas de suspensión llevaron al diseño de suspensiones independientes después de la 2ª Guerra Mundial; donde surge la necesidad de disponer de un elemento disipativo, naciendo así el amortiguador el cual permitió desaparecer las pérdidas que proporcionaban las ballestas. (Pablo Luque, 2004, pág. 102)

Así pues, se puede afirmar que son dos las funciones principales que debe cumplir el sistema de la suspensión, asegurar en confort en marcha y la estabilidad del vehículo. Dentro de estas dos funciones principales, se pueden inferir las siguientes subfunciones del sistema de suspensión: (Pablo Luque, 2004, pág. 102)

1. Proporcionar un comportamiento vertical tal que las ruedas puedan superar los desniveles del terreno, aislando a la carrocería de las irregularidades de la carretera.
2. Mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera.
3. Reaccionar a las fuerzas de control que se transmiten desde las ruedas: fuerzas longitudinales (aceleración y frenado), fuerzas laterales (en el giro), y pares

de la dirección y frenado.

4. Resistir el balanceo de la carrocería.
5. Mantener las ruedas en contacto con la calzada con variaciones mínimas de carga. (Pablo Luque, 2004, pág. 102)

2.2.2. Configuración de los sistemas de suspensión

El diseño del sistema de suspensión es de gran importancia, ya que de él depende la adecuación de la respuesta del vehículo ante las diferentes sollicitaciones tanto estáticas como dinámicas. Por ejemplo, la fuerza lateral disponible en el contacto entre la carretera y un neumático depende de muchos factores, siendo los principales el ángulo de deriva, el ángulo de caída, la deformación vertical del neumático y el deslizamiento longitudinal (o relación entre la fuerza vertical y la fuerza longitudinal). Las posiciones espaciales y la fuerza vertical dependen directamente del sistema de suspensión, que posiciona la rueda con respecto a la carrocería del vehículo y al suelo, por lo que su diseño juega un papel crucial en el comportamiento dinámico del vehículo, requiriendo por ello una especial atención. (Pablo Luque, 2004, pág. 121)

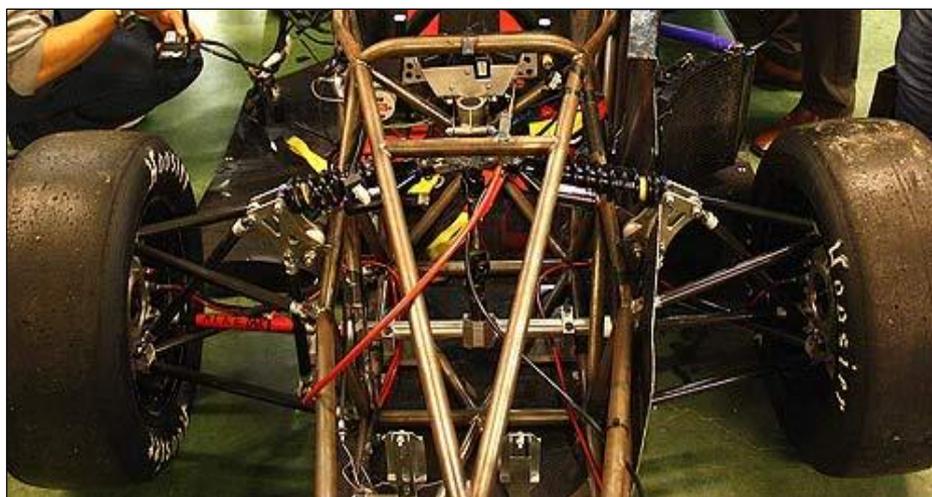


Figura 3. Sistema de suspensión independiente de un Fórmula SAE.

Fuente: (Pera, 2011)

En un sistema de suspensión, cada rueda está unida a la carrocería a través de diversos elementos que le permiten un movimiento con respecto a la carrocería, controlado por un elemento elástico (muelle) y otro disipativo (amortiguador). Y el

sistema de dirección controla el movimiento de rotación de la rueda en un eje aproximadamente vertical. (Pablo Luque, 2004, pág. 121)

Para tener una imagen clara del funcionamiento y comportamiento estático y dinámico de las suspensiones, se las debe analizar todos los elementos perfectamente rígidos, para añadir posteriormente los efectos de las posibles deformaciones. De esta manera, un análisis completo debería considerar: (Pablo Luque, 2004, pág. 121)

1. La geometría de las suspensiones ideales, donde debemos analizar posibles disposiciones de los elementos y sus influencias consecuentes en el movimiento relativo de cada rueda con el chasis
2. La elasticidad de los componentes de la suspensión, en particular aquellos que están específicamente diseñados para controlar los movimiento de las ruedas, como son los resortes y las barras estabilizadoras, a los mismos que se le debe añadir también la deformación de los brazos y tirantes, así como la de los casquillos de caucho o elastómeros.
3. Rozamiento y pérdidas energéticas, introducidos deliberadamente por medio de los amortiguadores, y las fricciones residuales en las uniones.
4. Inercias de los diversos elementos y componentes que influyen en la acción de la suspensión. (Pablo Luque, 2004, pág. 122)

En general, el análisis de la movilidad y la determinación de los grados de libertad pueden ser muy útiles para el diseño de mecanismos, aunque pueden aparecer algunos problemas a la hora de aplicarlos a las suspensiones, ya que la mayoría de las suspensiones incluyen elementos deformables, en oposición al concepto de cuerpos rígidos ideales. (Pablo Luque, 2004, pág. 122)

Todas las suspensiones reales trabajan en las tres dimensiones espaciales. Un análisis cinemático completo, con la requerida generalidad, es una labor de cierta complejidad. Estos estudios requieren programas de cálculo por ordenador, que hacen posible en la actualidad un análisis tridimensional avanzado. (Pablo Luque, 2004, pág. 122)

2.2.3. Suspensión independiente de paralelogramo deformable

Esta configuración es precursora directa de la actual, y permite que el ancho de vía se mantenga constante y la caída se reduzca, mejorando así el desgaste de los neumáticos y el comportamiento del vehículo. La suspensión moderna de paralelogramo está formada por brazos desiguales y no paralelos. Las posibilidades de obtener variadísimas geometrías son inmensas, pues basta con variar las longitudes de los brazos, sus inclinaciones y la inclinación relativa al chasis para obtener la suspensión más adecuada para el caso. La longitud e inclinación del brazo superior controla la variación de la caída, que tiende a ser negativa en la rueda más cargada.

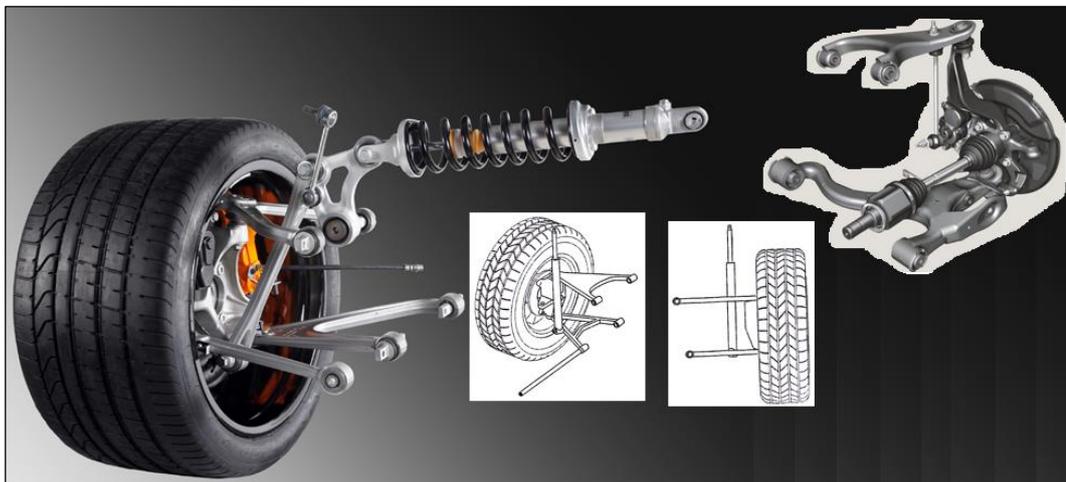


Figura 4. Sistema de suspensión de paralelogramo deformable.

Fuente: (Doménech, 2011)

a. Arquitectura de la suspensión en paralelogramo

La arquitectura del sistema de suspensión en paralelogramo son las piezas que generalmente se encuentran dentro de la parte no suspendida, y que constituyen en la absorción de las irregularidades del camino. En este tipo de configuración cada elemento cumple con una función específica permitiendo transferir de la mejor manera posible las vibraciones a las que están sometidos los neumáticos, hacia el amortiguador mediante la Push bar y el rocker: (Rodríguez, AlbrodpulF1, 2014)

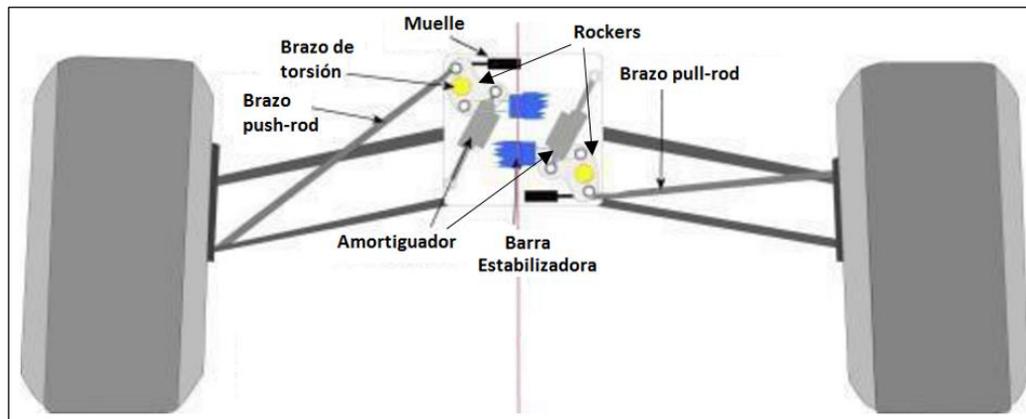


Figura 5. Elementos del Sistema de suspensión independiente de Paralelogramo

Fuente: (Rodríguez, AlbrodpulF1, 2014)

i. Neumático

El neumático es el que transmite el par sobre el suelo, es decir, el último responsable que el giro del motor se convierta en movimiento del vehículo, y el que evita que dicho vehículo deslice y de esta forma siga la trayectoria que quiere llevar quien lo pilota. Por ello su construcción está enfocada a tener el mayor coeficiente de adherencia y la menor resistencia a la rodadura. (Markchang, 2011)

El soporte del neumático comprende la llanta, el eje de la llanta que alberga los frenos y el soporte para las uniones de la suspensión. Como todo elemento en la Fórmula 1, el menor peso posible es necesario aunque en las suspensiones es más importante aún. (Markchang, 2011)

Las uniones de soporte entre el neumático y el chasis son los encargados de transmitir las fuerzas que ya ha recibido y atenuado el neumático a las herramientas que sirven para disipar la energía. Comprenden ejes, barras de transmisión, bieletas y balancines, triángulos de suspensión, etc. (Markchang, 2011)

ii. Muelle

El muelle es el elemento elástico que “convierte” la energía que transmite el conjunto de la suspensión en deformación. Existen varios tipos de muelles usados en automóviles como muelles helicoidales, neumáticos, barras de torsión, ballestas, etc.

Dadas las características de cualquier tipo de muelle, la energía absorbida, con ciertas pérdidas es devuelta generándose un bamboleo de larga duración en el tiempo y que se mitiga muy despacio. (Markchang, 2011)

iii. Amortiguador

Para eliminar esta parte no deseada, se hace uso de un elemento amortiguador. Con este elemento, se consiguen eliminar los bamboleos que siguen a la absorción de la fuerza generada sobre el conjunto de la rueda. Existen diversos tipos de amortiguadores. Los más sencillos y rudimentarios son los de rozamiento, pero las estrellas son los de sistema hidráulico, neumático o mixto hidráulico/neumático. (Markchang, 2011)

iv. Rockers

Los rockers son elementos que actúan como medio de transferencia de movimiento y a la vez de fuerza, ya que las irregularidades del terreno hacen que los brazos de la suspensión oscilen, éstas oscilaciones son transferidas por medio de la barra push-bar hacia el amortiguador, es decir este elemento funciona como un desmultiplicador o multiplicador de fuerza, según la necesidad y configuración del sistema de suspensión que diseñemos. (Ríos, 2002, pág. 50)

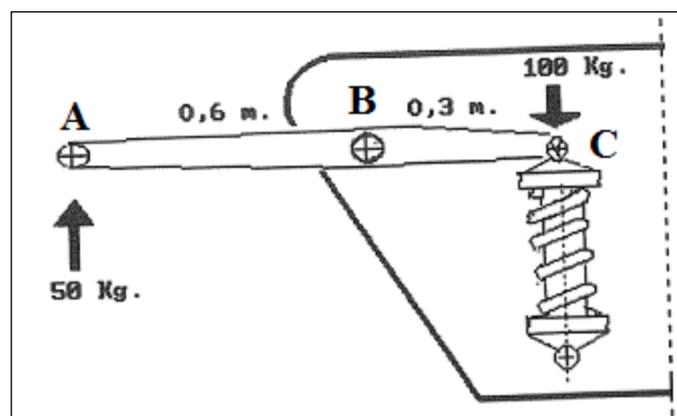


Figura 6. Geometría del Rocker .

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 50)

Esto se podía calcular fácilmente de la siguiente manera:

$$M_{BA} = M_{BC}$$

$$F_A \cdot \overline{AB} = M_{BA} \quad \wedge \quad M_{BC} = F_C \cdot \overline{BC} \quad (\text{Ecu. 2.1})$$

Donde: M_{BA} Momento de inercia de A respecto a B

M_{BC} Momento de inercia de C respecto a B

F_A Fuerza en la Push bar

F_C Fuerza en el amortiguador

\overline{AB} Segmento o distancia desde A hacia B

\overline{BC} Segmento o distancia desde C hacia B

v. Barra estabilizadora

Por último se tiene a la barra estabilizadora. Este dispositivo se utiliza para minimizar los cabeceos del chasis en las curvas. Es un elemento que une la suspensión del lado derecho e izquierdo del mismo eje. Evita cambios excesivos del centro de gravedad del eje longitudinal del monoplaza y evita pérdidas de adherencia excesivas en la parte interior de la rueda por una transferencia de masas a la rueda exterior.

b. Sistemas de suspensión push rod

Consta principalmente de los 2 triángulos de suspensión, una barra diagonal que trabaja a compresión y que empuja a su vez un balancín que acciona un conjunto muelle-amortiguador (Rodríguez, AlbrodpulF1, 2014). En este caso, al subir la rueda ante un impacto, giran los 2 triángulos. Con estos triángulos se mueve la barra diagonal, que empuja el balancín que actúa a su vez sobre el amortiguador, haciendo que se comprima. El tirante en diagonal funciona de este modo a compresión por lo que su grosor ha de ser mayor para aguantar esa fuerza y no romperse. Esto implica que el peso aumente y la resistencia aerodinámica también ya que la barra es más gruesa. (Rodríguez, AlbrodpulF1, 2014)

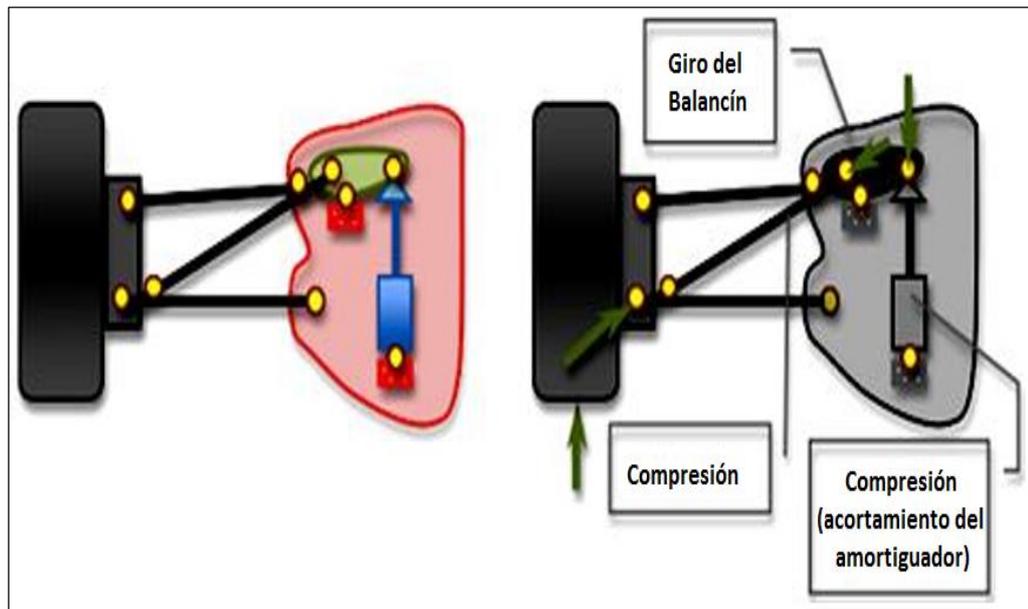


Figura 7. Sistema Push Rod.

Fuente: (Rodríguez, AlbrodpulF1, 2014)

c. Sistema de suspensión pull rod

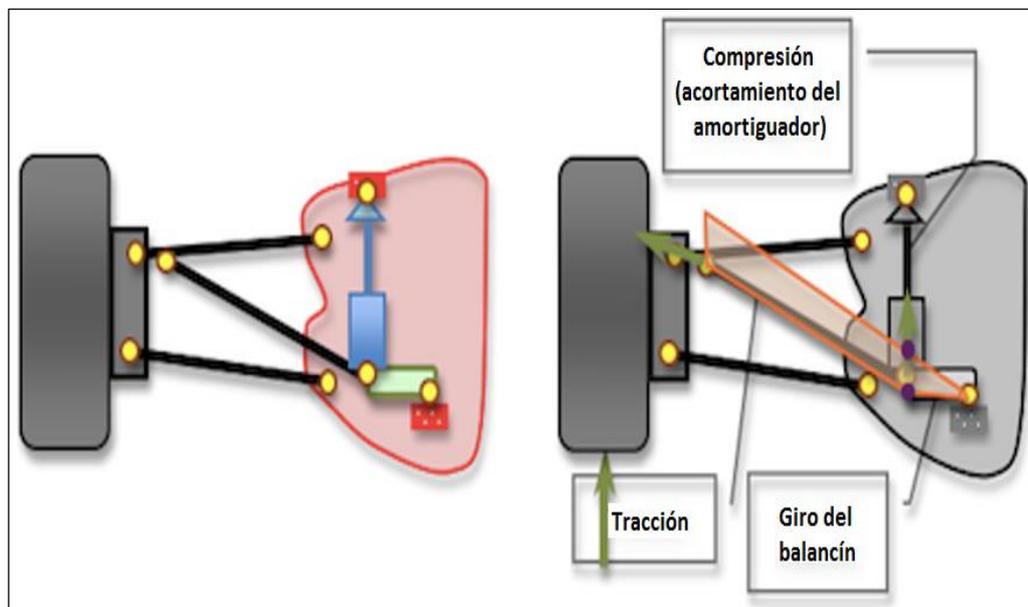


Figura 8. Sistema Pull Rod.

Fuente: (Rodríguez, AlbrodpulF1, 2014)

En esta configuración, consta también de dos triángulos pero el tirante en diagonal está colocado al revés, uniendo el amortiguador con el balancín y moviendo

el conjunto a tracción en vez de a compresión. Es por ello que la barra es más delgada. Además de la ventaja del peso y la aerodinámica ya comentadas, en este tipo de suspensión los amortiguadores deben colocarse en la posición más baja reduciendo de este modo el centro de gravedad. En resumen, el tirante en diagonal es más fino y frágil lo que unido a las altas cargas aerodinámicas que se generan en la parte inferior del monoplaza con los dobles difusores y cambios de pesos dinámicos en curvas de alta velocidad influye favorablemente a la aerodinámica del monoplaza. (Rodríguez, AlbrodpuF1, 2014)

d. Sistema de suspensión push rod vs. pull rod

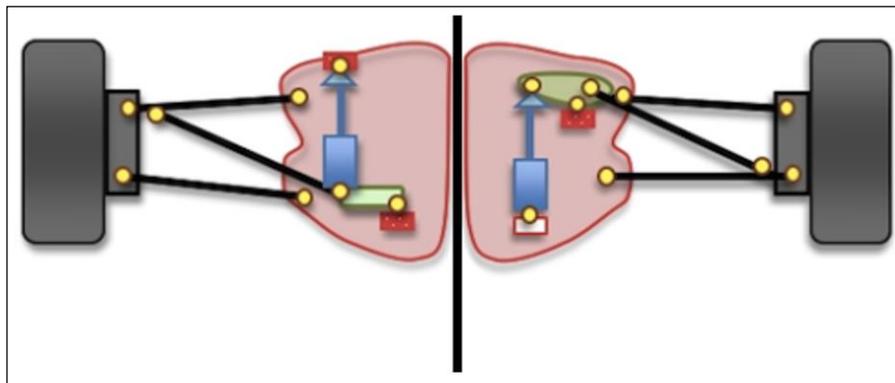


Figura 9. Sistema Push Rod vs. Sistema Pull Rod.

Fuente: (Rodríguez, AlbrodpuF1, 2014)

Estas dos disposiciones de suspensión tienen sus pros y sus contras. Lo primero que las diferencia es cómo trabaja la barra diagonal. En el caso de la ‘pull-rod’, funciona a tracción y por tanto no tiene que soportar esfuerzos de pandeo como a compresión (cuando por empujar hacia dentro desde los dos extremos la barra se dobla). Eso implica una barra menos gruesa y más ligera. Unido a esto se tiene la mejor aerodinámica por la posibilidad de hacer la diagonal más esbelta. Además, la ‘pull-rod’ baja el centro de gravedad al posicionar diferentes elementos en la zona baja del monoplaza. (Rodríguez, AlbrodpuF1, 2014)

Cuando la suspensión trabaja, la ‘push-rod’ (imagen derecha) tiende a “juntarse” (barra a compresión que actúa sobre un balancín) mientras que la ‘pull-rod’ (imagen izquierda) tiende a “abrirse” (barra a tracción que tira de un balancín) por lo que esta

segunda tiende a tener más fragilidad en la zona media-final de carrera de suspensión.

La configuración ‘push-rod’ tiene las partes en la zona superior dejando mucho hueco en la zona baja facilitando el tránsito de aire más libremente hacia la zona de los pontones y el difusor. Sin embargo no todos son inconvenientes, el sistema ‘push-rod’ es más robusto que el ‘pull-rod’ ya que es capaz de soportar mejor los baches y pianos altos. (Rodríguez, AlbrodpulF1, 2014)

2.2.5. Aspectos fundamentales del sistema de suspensión

a. La adherencia

Un vehículo deportivo debe ser capaz de acelerar, frenar, cambiar rápidamente de dirección y virar perdiendo la menor velocidad posible. Para transmitir o resistir contra el suelo todas las fuerzas que actúan sobre él, todo esto depende de la **Adherencia**. (Ríos, 2002, pág. 9)

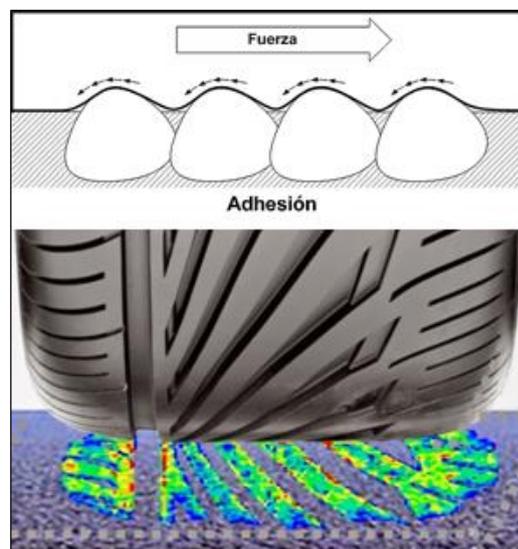


Figura 10. Adherencia de un Neumático sobre la calzada.

En el mundo del Automóvil debemos tomar en cuenta tres aspectos importantes:

- ✘ El peso vertical que recae sobre un neumático influye sobre su adherencia. Veremos después que, hasta cierto punto, con el aumento de peso aumenta también la adherencia. (Ríos, 2002, pág. 11)

- ✘ Los distintos tipos de pavimento (o sea la rugosidad del suelo) influyen en la adherencia. También lo hacen sus condiciones (si están secos, húmedos o anegados con agua, sucios o con polvo). (Ríos, 2002, pág. 11)
- ✘ El tipo de goma (su dureza) también influyen en esa adherencia. En general una goma más blanda se agarra más que una dura. Sometidas a presión las partículas de caucho penetrarán, con más o menos facilidad, dependiendo de su suavidad, en los intersticios y granos casi microscópicos del pavimento; produciendo el agarre o adherencia. La goma actúa así como si se tratase de múltiples engranajes flexibles que engranan en las cavidades del suelo como se ve en la (*Figura 10*). (Ríos, 2002, pág. 11)

i. Coeficiente de fricción

Un tipo determinado de goma, actuando bajo presión sobre un determinado tipo de pavimento, tiene una resistencia intrínseca, propia del contacto entre ambos, que se denomina coeficiente de fricción (o de rozamiento). Y por lo que antes hemos observado, podemos saber que la fuerza de adherencia (A) es directamente proporcional al peso incidente y al coeficiente de fricción. (Ríos, 2002, pág. 12)

Matemáticamente, queda expresado así:

$$A = P \cdot Cf \quad (\text{Ecu. 2. 2})$$

Dónde: A Fuerza de Adherencia

P Peso incidente

Cf Coeficiente de fricción

Con los neumáticos sucede, sin embargo, algo especial. **Newton** había determinado en sus leyes de fricción para cuerpos duros e indeformables que ninguno de ellos podía ejercer fuerza en cualquier dirección superior a la carga que se le aplicara.

Debido a la especial característica de las gomas, esta ley no se aplica aquí. En

efecto, un neumático puede ejercer fuerzas, en cualquier sentido, superiores a la carga vertical aplicada. La relación entre la fuerza ejercida y la fuerza aplicada (carga vertical que en un coche de carreras equivale a la suma del peso, incidente sobre la rueda más la carga aerodinámica), nos da un número al que denominamos coeficiente de fricción. (Ríos, 2002, pág. 11)



Figura 11. Esfuerzos sobre un neumático en superficie con agua.

Si un neumático que tiene aplicado sobre el mismo una fuerza de 200 Kg ejerce en sentido lateral (cuando está virando) una fuerza de 300 kg, el coeficiente de fricción entre neumático y el pavimento es de 1.5 (300/200).

Los neumáticos de coches de serie o turismos no deportivos tienen en la actualidad un coeficiente de fricción C_f que va de 0,75 a 0,80 sobre pavimentos medianamente rugosos, limpios y secos. El C_f baja a 0,10 en hielo y a valores de entre 0,50 y 0,30 con pavimento mojado. Por su parte, los neumáticos de competición contruidos con gomas especialmente blandas, aunque de poca duración, llegan a valores de entre 1,3 y 1,6. (Ríos, 2002, pág. 12)

b. Neumáticos

Es fácil comprender que el mayor valor de adherencia posible en toda circunstancia nos permite acelerar más, frenar mejor, cambiar de dirección más rápidamente y virar a mayor velocidad. Las cuatro áreas de contacto de los neumáticos con el pavimento son, por tanto, las que deben estar ejerciendo una fuerza de adherencia que nos permite actuar con seguridad.

Un neumático de goma o compuesto químico más blando tiene un coeficiente (C_f) de fricción superior al de un neumático duro. Pero hay también otros factores que influyen en el valor del C_f y en el comportamiento del neumático, factores que comenzaremos a considerar. (Ríos, 2002, pág. 13)

i. Ángulo de deriva

Muchas veces hemos visto como un coche, al virar en una curva muy cerrada, tiene las ruedas delanteras prácticamente cruzadas en relación a la dirección que apunta la parte frontal del vehículo. Sucede que la dirección de los neumáticos se ha girado más que la nariz del vehículo. También veremos al mismo tiempo que el neumático externo al viraje se deforma en sentido lateral.

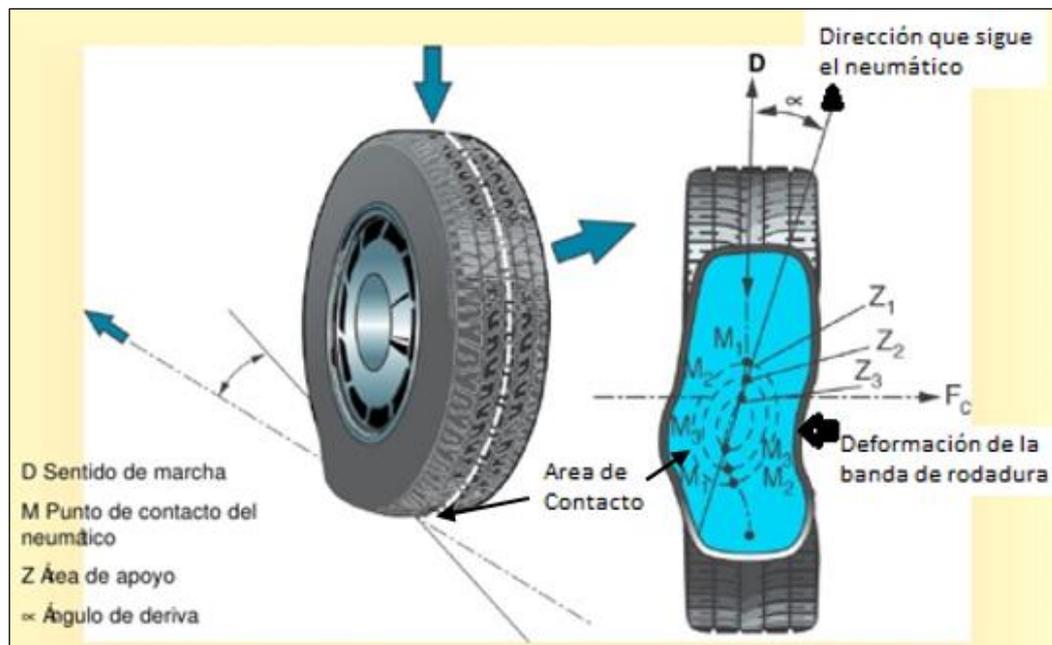


Figura 12. Ángulo de Deriva de un Neumático.

Fuente: (Joaquinin1, 2010)

Este ángulo de deriva es la diferencia entre aquél al que apunta el plano de la rueda o llanta y el indicado por la dirección o trayectoria real que sigue la banda de contacto con el pavimento (*Figura 12*). Es importante señalar aquí que este ángulo de deriva es independiente del ángulo al que se gira la dirección y que, además, se genera, también, en los neumáticos traseros. Es decir, que ante cualquier fuerza lateral el

neumático resiste creando un ángulo de deriva. Esto se comprueba fácilmente en la circulación rápida por autopistas. En los neumáticos de construcción radial-empleados hoy casi universalmente el C_f aumenta más rápidamente con cada grado de ángulo de deriva que en los de construcción convencional (con telas en diagonal).

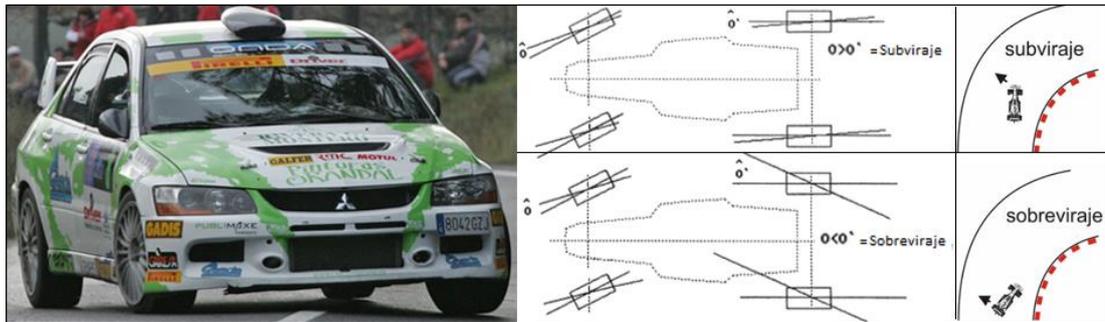


Figura 13. Deformación lateral que sufre el neumático y sus efectos.

Esta fuerza de adherencia también podemos denominarla "**fuerza de viraje**", porque es la que se ejerce en una curva y es la opuesta a la fuerza centrífuga que trata de sacar al coche de su trayectoria. La fuerza que ejercen los neumáticos sobre el pavimento se opone y debe equilibrar a la fuerza centrífuga para que el coche se mantenga en la curva trazada. (Ríos, 2002, págs. 13-17)

ii. Presiones

Hoy en día, los neumáticos están contruidos de tal manera que no se pueden varias demasiado las presiones ya que el mejor rendimiento se consigue en una banda de valores muy estrecha y, conviene utilizar o partir de las presiones aconsejadas por el fabricante. El coeficiente de fricción, C_f , se incrementa con la presión. Sin embargo, a partir de cierto valor de presión, el área de contacto del neumático con el pavimento se deforma. Si la presión es excesiva, la parte central del área de contacto sobresale y no apoyan los costados y, si la presión es demasiado baja, son los bordes los que entran en contacto, y no la parte central.

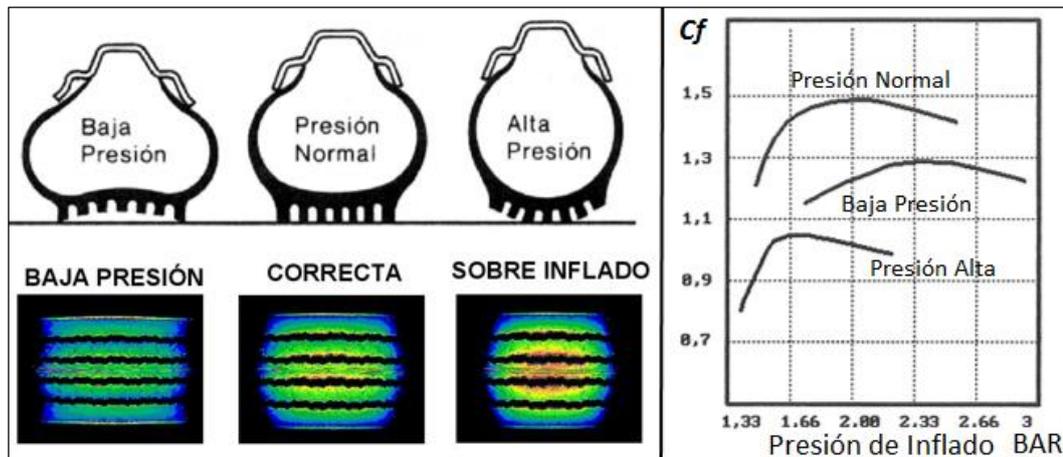


Figura 14. Variación del Cf en función de la presión de inflado.

La mejor presión de trabajo para un neumático se determina con la ayuda de un pirómetro; éste posee una aguja muy sensible con la que se toman las temperaturas en los bordes externo e interno y en el centro de la banda de rodadura del neumático.

El aumento de presión de frío a caliente, de un circuito a otro, puede cambiar en 0,1 kg, pero con los cambios de humedad esta variación puede llegar a 0,3 o 0.4 kg. La (Figura 14) nos muestra cómo varía el C_f de un neumático en función de la presión de inflado. Y si utilizamos el gas inerte nitrógeno evitaremos notablemente el cambio de presiones. (Ríos, 2002, págs. 20-21)

iii. Temperatura

La viscosidad de la goma de un neumático cambia en función de la temperatura. El estiramiento alternativo y las deformaciones que se producen en la carcasa del neumático producen una energía que toma forma del calor que calienta toda la rueda.

El compuesto químico de la banda de rodadura está formulado para trabajar en óptimas condiciones dentro de una estrecha banda de temperatura. Por debajo o por arriba de esta temperatura el coeficiente de fricción es reducido. Por arriba de la temperatura aconsejada de funcionamiento, la goma se degrada y desgasta rápidamente ya que se arranca con mayor facilidad en su contacto con la microestructura del pavimento. (Ríos, 2002, pág. 21)



Figura 15. Influencia del exceso de temperatura en los neumáticos.

Los neumáticos de competición y deportivos funcionan mejor cuando su banda de contacto se encuentra entre los 90° C y 100° C. Cuando el neumático adquiere temperatura, la superficie de su banda de rodadura se vuelve más suave y penetra mejor en los pequeños granos del pavimento, incrementándose la adherencia; cuando la temperatura ha pasado del valor óptimo, su viscosidad y resistencia se han reducido demasiado, la goma se desprende más fácilmente, se pierde adherencia y aumenta el desgaste. (Ríos, 2002, págs. 21-22)

La temperatura que alcanzará un neumático depende de múltiples factores: temperatura ambiente, flujo de aire que lo refrigera, peso incidente, fuerza de viraje ejercida, presión de hinchado, calor que le llega de los frenos, espesor de la banda de rodadura y de la construcción de su carcasa. (Ríos, 2002, págs. 21-22)

La flexión de la carcasa provoca aumento de la temperatura. Los neumáticos radiales, por su construcción, funcionan a menor temperatura que otros convencionales equivalentes. También el espesor del caucho de la banda de contacto trata de mantenerse lo más delgado posible, para impedir la acumulación de calor que puede provocar un desprendimiento de la goma de su sustrato de telas y cuerdas. (Ríos, 2002, págs. 21-22)

iv. Carga vertical

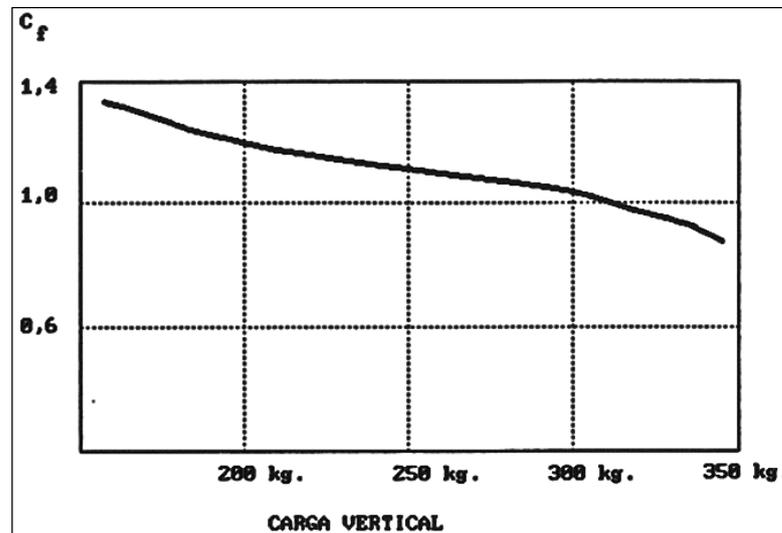


Figura 16. Variación del C_f en función de la carga vertical.

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 23)

La carga vertical también influye sobre el coeficiente de fricción. A medida que ésta aumenta, el C_f se reduce aunque su curva de disminución es muy suave. Tenemos aquí dos circunstancias opuestas: mientras el peso incidente actúa en forma directamente proporcional a la adherencia, ese mismo peso nos da un menor C_f . Sin embargo, la pérdida de C_f es tal que el aumento de la carga sobre el neumático compensa con creces la disminución del C_f y aumenta la capacidad de tracción de la rueda. (Ríos, 2002, pág. 22)

Comprender bien este fenómeno nos permitirá entender perfectamente cómo afectan al comportamiento del coche las transferencias de pesos. ¿Cómo funcionan dos neumáticos de un mismo eje entre los que se produce una transferencia de peso? Podemos suponer que un eje trasero cuyas ruedas, que tienen un coeficiente de fricción, C_f , de 1.2 soportan 200 kg cada una. O sea que la fuerza de adherencia de estos neumáticos llega a 240 kg por rueda. (Ríos, 2002, pág. 22)

Por efecto de la aceleración se transfiere desde adelante hacia atrás unos 100 kg por rueda. Refiriéndonos a la curva de C_f de la (Figura 15) vemos que el C_f para 300

kg de carga vertical es menor, o sea de 1.0. Pero como la adherencia es el producto del peso incidente por el C_f vemos que el neumático puede ejercer en ese instante 300 kg de fuerza de tracción. Esto explica por qué, en los verdaderos coches de carrera, hay una mayor concentración de pesos sobre el eje trasero y se prefiere este tipo de tracción, puesto que al acelerar siempre hay una transferencia de pesos hacia atrás.

Ahora veremos que sucede cuando este coche empieza a virar (*Figura 17*). La capacidad de tracción del eje posterior es de 480 kg marchando en línea recta o sea 240 kg por rueda. Ahora el coche ha comenzado a virar y se produce una transferencia de peso de la rueda interna a la externa del viraje, por ejemplo, de la rueda derecha hacia la rueda izquierda. (Ríos, 2002, págs. 23-24)

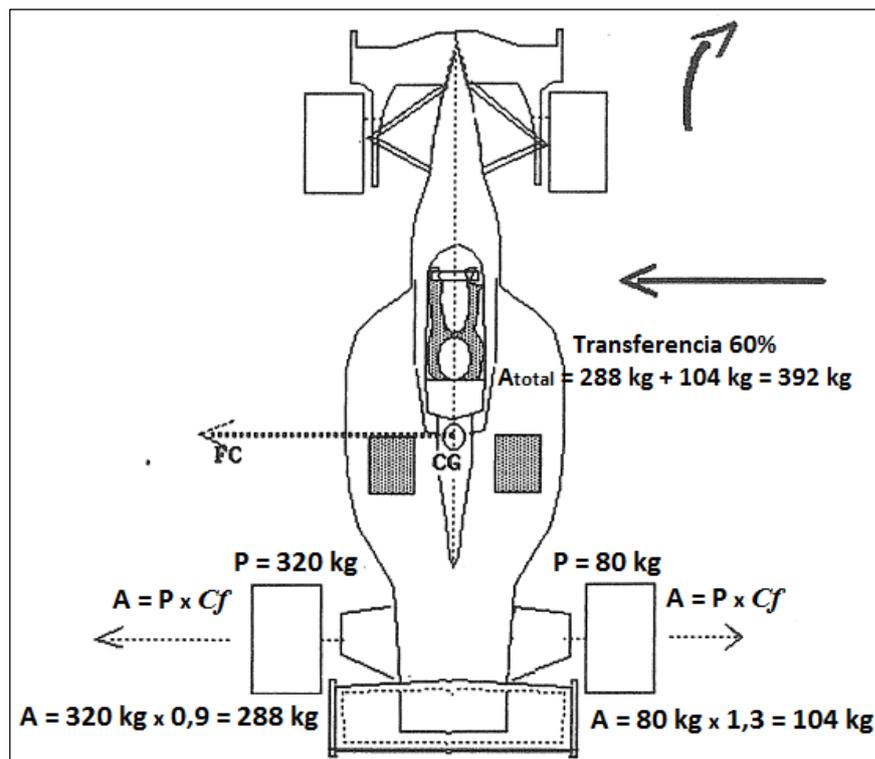


Figura 17. Transferencia de pesos en un mismo eje en el momento de tomar una curva.

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 24)

Tendremos entonces que la rueda cargada tendrá 320 kg y su coeficiente de fricción habrá descendido a 0,9 con lo que su fuerza de viraje llegará a 288 kg. Y la rueda derecha habrá recuperado algo, muy poco, del coeficiente de fricción (de 1.2

habrá pasado a 1.3), pero habrá perdido gran parte del peso incidente que quedó en 80 kg. Multiplicando esto por el *Cf* nos da una fuerza de viraje de 104 kilos. Sumando ambas ruedas tendremos la fuerza que puede ejercer este eje en ese instante:

$$288 \text{ kg} + 104 \text{ kg} = 392 \text{ kg.}$$

Es evidente entonces que la transferencia de pesos entre ruedas de un mismo eje nos quita poder de viraje en ese eje. Ya veremos cómo, manipulando este fenómeno, tendremos un recurso para reglar y equilibrar el coche en función de las condiciones del circuito y el gusto del piloto.

Veremos con más claridad este concepto si evaluamos a que aceleración lateral puede virar el coche en cada caso. De no haber existido transferencia, la aceleración sería de: $480/400 = 1.2 \text{ G}$. Para el caso del viraje con transferencia tendremos: $392/400 = 0,98 \text{ G}$. O sea que nuestro coche tendrá que virar más despacio por efecto de la transferencia de pesos. (Ríos, 2002, págs. 22-26)

v. **Círculo de tracción**

Para representar gráficamente cómo ejerce el neumático su fuerza de adherencia contra el suelo, se recurre al concepto de "Círculo de Tracción", formulado a comienzos de la década de los sesenta por los ingenieros norteamericanos Mark Donohue y Paul Van Valkenburgh. (Ríos, 2002, pág. 26)

Partieron del supuesto de que un neumático puede ejercer la misma fuerza en todos los sentidos. En realidad, la capacidad de ejercer fuerza en sentido longitudinal a la línea de marcha es ligeramente mayor a la transversal pero para nuestro propósito basta con atenernos a la primera afirmación. Se construye un círculo partiendo del centro de la banda de rodadura, cuyo radio es una representación de la fuerza máxima a ejercer. Se puede verificar que un neumático al mismo tiempo ejerce una fuerza de viraje, de aceleración o de frenado. (Ríos, 2002, pág. 27)

Las combinaciones de los vectores representando estas fuerzas no podrán superar los límites del círculo. Es importante tener en cuenta que se alcanza la máxima

generación de fuerza en un sentido cuando no se está ejerciendo fuerza en otro sentido. Es decir, si se vira al mismo tiempo que se frena será imposible alcanzar el potencial de viraje. (Ríos, 2002, págs. 26-29)

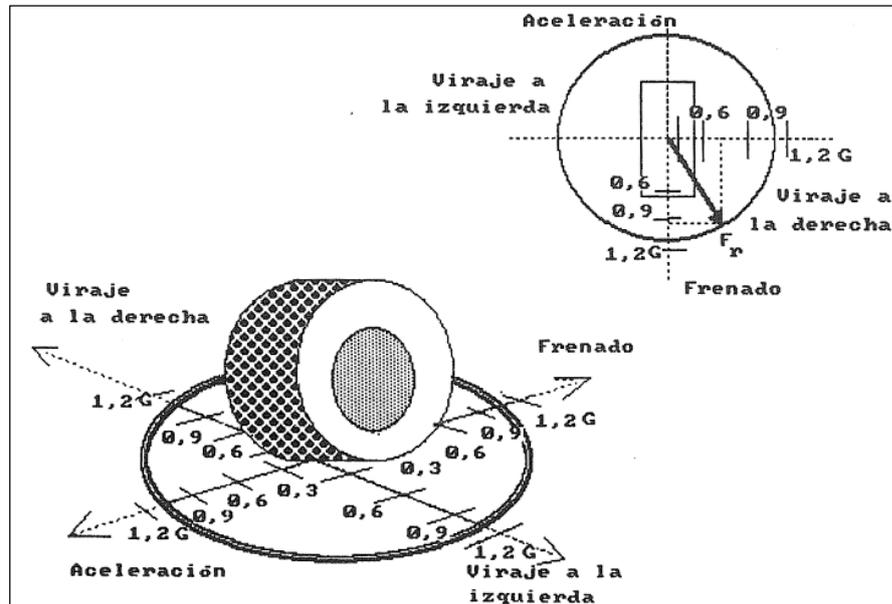


Figura 18. Círculo de tracción

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 26)

2.2.6. Comportamiento vertical de la suspensión

La excitación de los movimientos vibratorios en el vehículo se produce por un conjunto de acciones sobre el mismo, que se pueden dividir en directas o propias al vehículo y ajenas al vehículo.

Cada una de estas acciones o fuentes de excitación produce vibraciones situadas en intervalos de diferentes frecuencias, que afectan tanto a la masa suspendida como a la no suspendida. Los modos de baja frecuencia de la masa suspendida suelen estar próximos a 1 Hz, mientras que los del conjunto masa suspendida/no suspendida y los de no suspendida se sitúan entre los 10 y los 20 Hz. Por motivos de seguridad el sistema de suspensión debe evitar el rebote de las ruedas (pérdida de peso efectivo sobre el suelo) y la pérdida de fuerza de adherencia sobre el suelo. (Cruz & Mesías, 2013)

a. Modelo de un grado de libertad

El modelo de un grado de libertad es el más sencillo y puede representar la suspensión independiente de un cuarto de vehículo suponiendo despreciables tanto la masa suspendida como la rigidez del neumático. El modelo consta de una masa m , suspendida por un elemento elástico de rigidez K , y un elemento amortiguador de coeficiente R . Se considera además una fuerza variable en el tiempo $F(t)$, que actúa sobre dicha masa. Con la formulación del comportamiento viscoelástico es posible obtener valores aproximados del coeficiente de amortiguamiento en función de la rigidez del elemento elástico. (Pablo Luque, 2004, pág. 170)

Por lo tanto la ecuación de movimiento del sistema es:

$$m \cdot \frac{d^2z(t)}{dt^2} + R \cdot \frac{dz(t)}{dt} + K \cdot z(t) = F(t) \quad (\text{Ecu 2.3})$$

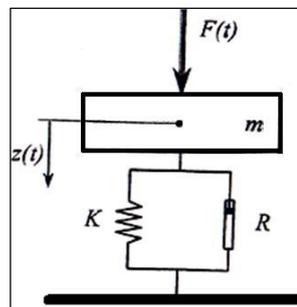


Figura 19. Modelo de un grado de libertad.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 171)

Haciendo $F(t) = 0$, la ecuación queda de forma homogénea y, partiendo de la teoría de las ecuaciones diferenciales, tiene con la solución del tipo:

$$z(t) = Z \cdot e^{\omega t} \quad (\text{Ecu. 2.4})$$

A partir de la ecuación característica del sistema tienen sus soluciones, ω_1 y ω_2 , conocidas como frecuencias fundamentales del sistema.

$$\omega_{1,2} = -\frac{R}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2m}\right)^2 - \frac{K}{m}} \quad (\text{Ecu. 2.5})$$

Dado que hay dos soluciones de w , la respuesta de la ecuación $m \cdot \ddot{z} + R \cdot \dot{z} + K \cdot z = 0$ (para $F(t) = 0$), si el sistema es lineal será:

$$z(t) = A \cdot e^{w_1 t} + B \cdot e^{w_2 t} \quad (\text{Ecu. 2.6})$$

Donde A y B son constantes que dependen de las condiciones iniciales para $t=0$. Sustituyendo se obtiene:

$$z(t) = e^{-(R/2m)t} [A \cdot e^{I \cdot t} + B \cdot e^{-I \cdot t}] \quad (\text{Ecu. 2.7})$$

Donde:

$$I = \sqrt{\left(\frac{R}{2m}\right)^2 - \frac{K}{m}} \quad (\text{Ecu. 2.8})$$

El primer término $e^{-(R/2m)t}$ es una función exponencial decreciente en el tiempo, en función del valor de I, el exponente de este término es real o imaginario, en consecuencia la respuesta del sistema será oscilatoria o no. Para $I = 0$ el sistema no es oscilatorio y amortiguado, se tiene:

$$\left(\frac{R}{2m}\right)^2 = \frac{K}{m} \quad (\text{Ecu. 2.9})$$

Pudiendo definirse entonces un amortiguamiento crítico R_{crit} .

$$R = 2m \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} = 2\sqrt{K \cdot m} = R_{crit} \quad (\text{Ecu. 2.10})$$

En función de los valores que tome R en relación con este R_{crit} , el sistema será:

- i. $R > R_{crit}$ Sistema sobreamortiguado

- ii. $R < R_{crit}$ Sistema oscilatorio subamortiguado
- iii. $R = R_{crit}$ Sistema con amortiguamiento crítico

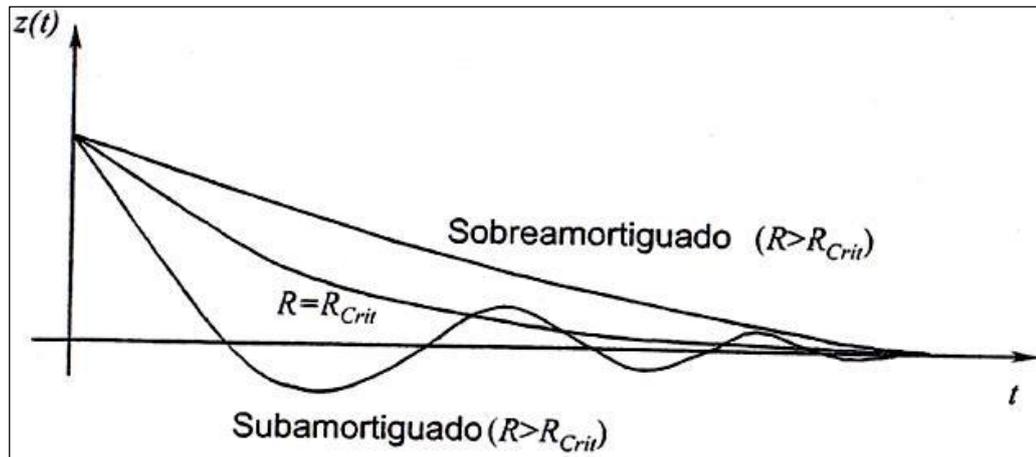


Figura 20. Respuesta de un modelo de un grado de libertad.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 172)

La (Figura 20) muestra el comportamiento de un sistema masa resorte con amortiguamiento, bajo tres condiciones subamortiguado, sobre amortiguado, y amortiguamiento crítico, considerando la comparación de los diferentes índices de amortiguamiento, gracias al modelo de un grado de libertad, se puede hallar analíticamente el valor crítico de amortiguamiento. En los vehículos, la suspensión presenta un amortiguamiento subcrítico, de modo que su comportamiento se puede resumir fundamentalmente en: (Pablo Luque, 2004, pág. 172)

1. Extingue en un tiempo relativamente corto las vibraciones libres.
2. Reduce la elongación de las vibraciones forzadas y las mide en valores finitos en caso de resonancia.
3. Reduce ligeramente la frecuencia natural de vibración.

En este caso, si $R < R_{crit}$ el sistema es subamortiguado, los valores de ω_1 y ω_2 son números complejos:

$$\omega_{1,2} = \sigma \pm i \cdot \omega_n \rightarrow \sigma = -\frac{R}{2}m$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2} \quad (\text{Ecu. 2. 11})$$

Donde: ω_n = Frecuencia fundamental de vibración del sistema amortiguado.

σ = Factor de amortiguamiento.

Si se define $\xi = R/R_{crit}$, el factor de amortiguamiento puede expresarse como:

$$\sigma = -\xi \cdot \omega \quad (\text{Ecu. 2. 12})$$

Donde ω es la frecuencia fundamental del sistema no amortiguado.

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{Ecu. 2. 13})$$

El amortiguamiento en un sistema de suspensión proviene esencialmente del disipador hidráulico.

El amortiguamiento de un sistema de suspensión proviene esencialmente del elemento disipador hidráulico. Para coeficientes bajos de amortiguamiento, del orden del 10% ($\xi = 0.25$), presenta una amplificación importante de la respuesta a valores de 1 Hz, aumentando la sollicitación de la carretera, y aunque este efecto es indeseable, se consigue una importante atenuación de las excitaciones a frecuencias superiores. Si el amortiguamiento es del 40% ($\xi = 0.4$), se caracteriza por una amplificación de respuesta de 1,5 a 2 Hz. Y para el 100% de amortiguamiento, el sistema tiene un amortiguamiento crítico, y controla de manera adecuada la frecuencia a respuestas próximas a 1 Hz, pero presenta un peor comportamiento a frecuencias superiores. Si se impone un amortiguamiento superior al crítico, el sistema no es oscilatorio, presentando unas frecuencias de resonancia entre 3 y 4 Hz, para valores de ($\xi = 2$). (Pablo Luque, 2004, pág. 173)

Tabla 1.

Amplificación de la respuesta en función al amortiguamiento.

Amortiguamiento (%)	Coficiente de Amortiguamiento (ξ)	Amplificación de la respuesta (Hz)
10%	0,25	1 Hz
40%	0,4	(1,5-2) Hz
Superiores a 100%	2	(3-4) Hz

Fuente: (Cruz & Mesías, 2013, pág. 11)

En condiciones de diseño habitual, en función de los numerosos estudios realizados sobre el confort, es la frecuencia fundamental de un sistema de suspensión debe encontrarse alrededor de 1 Hz y el amortiguamiento debe tener un valor de $\xi \approx 0,25$. Se tiene entonces:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ (Hz)} \quad \text{(Ecu. 2. 14)}$$

Haciendo $\omega = 1 \text{ Hz}$ y despejando K :

$$K = 4\pi^2 \cdot m \cdot \omega^2$$

Una vez predimensionado K :

$$R = 0,25 \cdot R_{crit} = 0,25 \cdot 2 \cdot \sqrt{K \cdot m}$$

Conocidos K y R , la frecuencia natural del sistema amortiguado, en Hz es:

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2} \quad \text{(Ecu. 2. 15)}$$

2.2.5. Centros de balanceo

Los Cuando el coche vira, la fuerza centrífuga que actúa aplicada a través del centro de gravedad (CG) provoca una transferencia de pesos que comprime los

muelles exteriores al viraje. La masa suspendida (el chasis del coche) tiende entonces a balancear, a inclinarse, girando alrededor de un punto imaginario que denominaremos centro de balanceo. (Ríos, 2002, pág. 31)

a. Ubicación del centro de balanceo

Se trata del punto virtual a través del cual actúan las fuerzas laterales que transmiten los neumáticos al resistir la acción de la fuerza centrífuga. En una suspensión independiente, de brazos transversales no paralelos y desiguales (como en la Fórmula 1, Fórmula 3 o Fórmula 3000) la posición del centro de balanceo se encuentra de la siguiente manera: (Ríos, 2002, pág. 31)

Mirando el coche desde el frente se prolongan los brazos de suspensión hasta que se cortan en un punto. Este punto será el centro virtual de rotación de la suspensión. Después se une con una recta este punto y el punto medio de la banda de rodadura del neumático correspondiente a esa suspensión. La intersección o cruce de esta recta con el eje medio vertical del coche determina la posición del centro de balanceo (*Figura 21*). (Ríos, 2002, pág. 31)

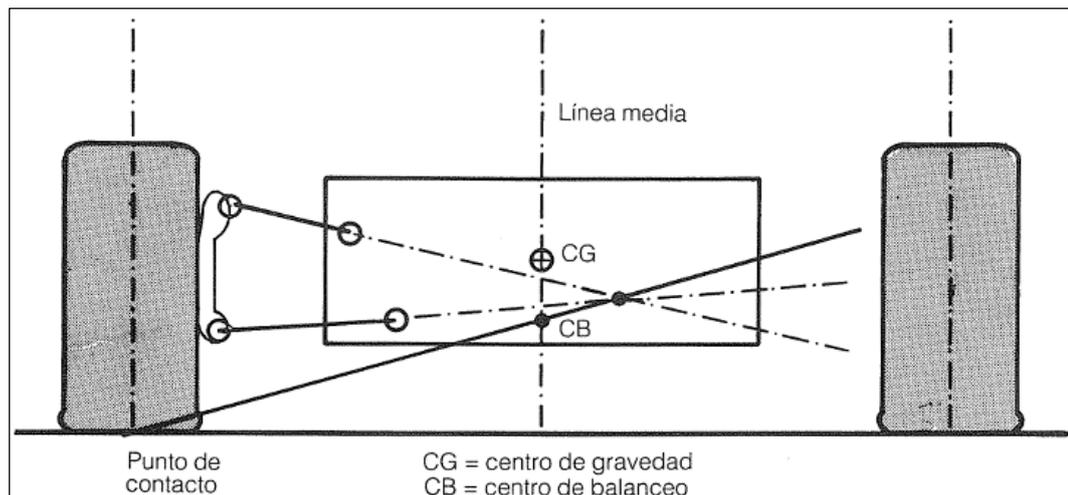


Figura 21. Centro de balanceo en un vehículo Fórmula con suspensiones independientes.

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 32)

Cuando la suspensión se mueve, el centro de balanceo también lo hace hacia abajo

o, inclusive, desplazándose hacia un costado. Es importante comprender que la línea que une los dos centros de balanceo del coche constituye lo que denominaremos eje de balanceo (*Figura 22*). Es este par o momento de balanceo el que actúa para hacer girar o inclinar el chasis alrededor del eje de balanceo. A este par o momento se opone la resistencia al balanceo de las suspensiones. (Ríos, 2002, pág. 32)

A su vez, el par de balanceo total puede ser resistido por la suspensión delantera, la suspensión trasera o por ambas juntamente. Son los muelles y la naturaleza de las denominadas barras estabilizadoras o antibalanceo las que se oponen a la inclinación del coche. La suma de la resistencia (o tensión) de los muelles y la resistencia de las barras estabilizadoras determinan la resistencia total al balanceo, de manera que podemos, por ejemplo, emplear muelles blandos para tener mejor tracción y limitar el balanceo con barras de torsión estabilizadoras muy resistentes. (Ríos, 2002, pág. 33)

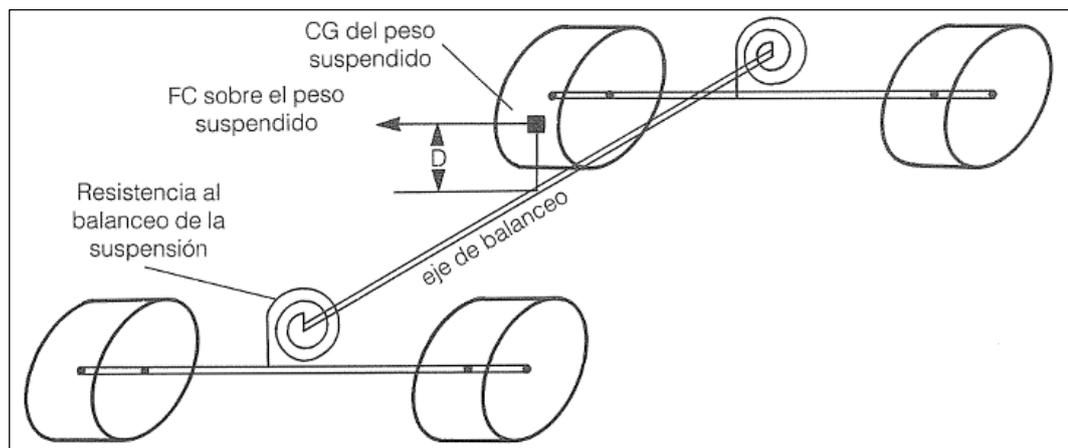


Figura 22. Eje de balanceo de un vehículo.

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 33)

Existe principalmente tres posibilidades de ubicación del centro de balanceo la primera posibilidad es encontrarla el centro de balanceo por encima del nivel del piso; la segunda, encontrarlo a la altura del piso; y la tercera posibilidad, encontrarla por debajo del nivel del piso. (Suntaxi, 2014, pág. 29)

i. Centro de balanceo por encima del nivel del piso

Es uno de los casos más comunes. La fuerza vertical que actúa en la descomposición de fuerzas, cuando es mayor es la altura del centro de balanceo, mayor componente vertical tiene, lo cual hace que el vehículo se eleve en los virajes. Esta condición es indispensable pues varía la altura del chasis en los virajes y por ende varios parámetros de suspensión. Se puede decir que con mayor altura del centro de balanceo se obtiene mejor compensación de camber.

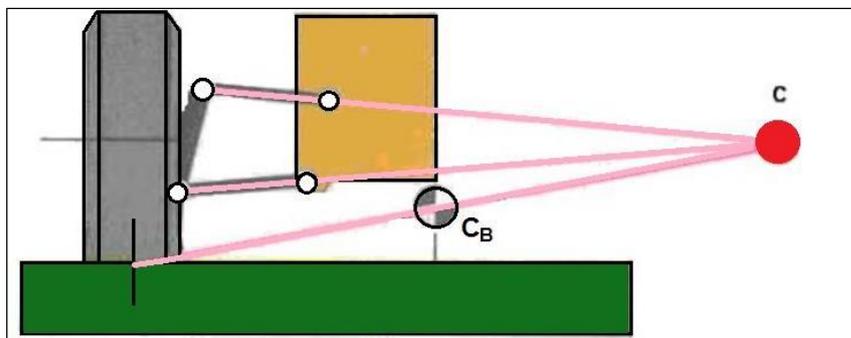


Figura 23. Centro de balanceo por encima del nivel del piso.

Fuente: (Suntaxi, 2014, pág. 30)

ii. Centro de balanceo a la altura del piso

Este caso también usado esta alternativa elimina la fuerza vertical, el chasis no sube ni baja en curvas. Sería teóricamente el punto ideal, pero no se cuenta con la compensación de camber necesario para contrarrestar la deformación del neumático.

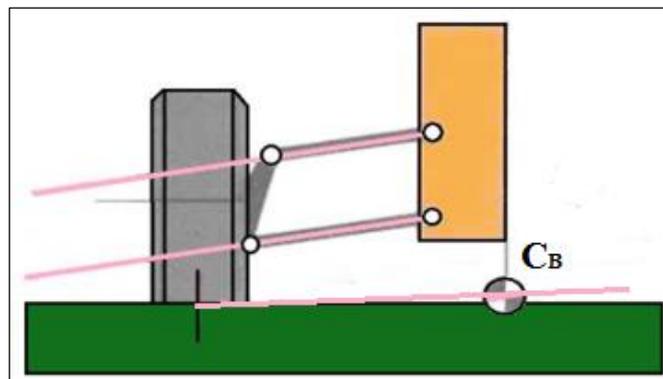


Figura 24. Centro de balanceo a la altura del piso.

Fuente: (Suntaxi, 2014, pág. 30)

iii. Centro de balanceo por debajo del nivel del piso

Es un caso muy especial, es solo usado en Formula uno a causa de distribución de cargas aerodinámicas en el tren de rodaje. Tiene como inmensa desventaja la de tener la mínima compensación de camber, pero es la de menos deformación lateral del neumático.

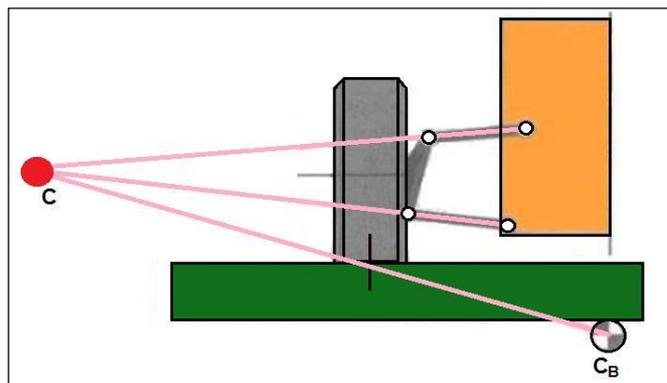


Figura 25. Centro de balanceo por debajo del nivel del piso.

Fuente: (Suntaxi, 2014, pág. 30)

b. Concepto de balanceo

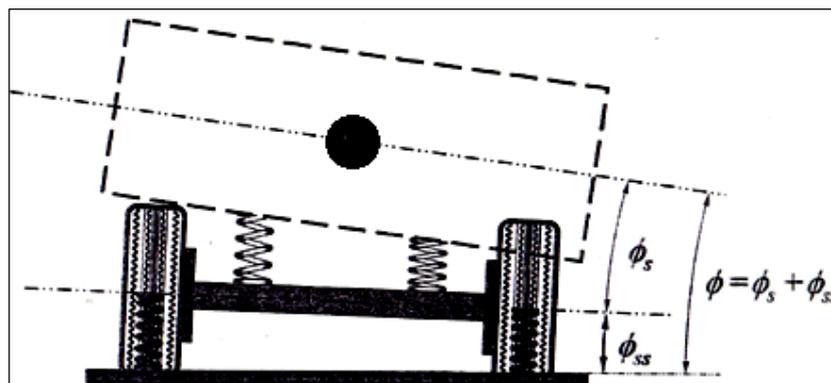


Figura 26. Movimiento de balanceo con un eje rígido.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 179)

El balanceo como la rotación en torno al eje x (longitudinal) del vehículo. En general, el balanceo de la carrocería o cuerpo del vehículo (ϕ) es la suma del balanceo de

suspensión y el balanceo del eje producido por las deformaciones de los neumáticos, es decir, es la suma del balanceo relativo de la masa suspendida (ϕ_s) respecto a la no suspendida y el balanceo absoluto de la masa no suspendida (ϕ_{ss}). (Pablo Luque, 2004, pág. 179)

$$\phi = \phi_s + \phi_{ss} \quad (\text{Ecu. 2. 16})$$

Se define como coeficiente de balanceo (k_ϕ) como la variación del ángulo de balanceo (ϕ) respecto a la aceleración a_y .

$$k_\phi = \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \quad (\text{Ecu. 2. 17})$$

El balanceo produce, además, una modificación del ángulo de caída de las ruedas respecto a la carrocería y a la carretera. En general, en una posición en la que exista balanceo de la masa suspendida, la sollicitación mecánica de los muelles de la suspensión en ambos lados será diferente y, normalmente, mayor en el lado más bajo. Esto produce una transferencia de carga vertical, e incluso, en función de la geometría de la suspensión un esfuerzo adicional, que en suspensiones independientes tiende a disminuir el ancho de vía del vehículo y a elevar el centro de gravedad. Ante el par de balanceo del vehículo (acción) la suspensión reacciona con rigidez (reacción) al balanceo del vehículo k_ϕ suma (adición de los muelles en serie) de las rigideces al balanceo de la suspensión k_{ϕ_s} y el eje $k_{\phi_{ss}}$. (Pablo Luque, 2004, pág. 180)

$$\frac{1}{k_\phi} = \frac{1}{k_{\phi_s}} + \frac{1}{k_{\phi_{ss}}} \quad (\text{Ecu. 2. 18})$$

Para ángulos de balanceo pequeños, la rigidez depende de los muelles principales y las barras estabilizadoras, mientras que para ángulos de balanceo mayores hay que tener en cuenta topes de compresión y extensión de la suspensión. Una suspensión independiente se puede asimilar, frente al balanceo, a una suspensión de eje rígido cuyos muelles están situados sobre las ruedas, es decir están distanciados del ancho de vía, presentando una rigidez al balanceo que se expresa de la forma: (Pablo Luque, 2004, pág. 182)

$$k_{\phi_s} = \frac{1}{2} k_s \cdot A_v^2 \quad (\text{Ecu. 2. 19})$$

Para incrementar la rigidez al balanceo se debe implementar en el sistema la barra estabilizadora, que funciona con respecto a las siguientes características:

- ✘ Rigidez de la torsión de la parte activa de la barra
- ✘ Longitud de los brazos de palanca
- ✘ Puntos de conexión en los brazos de suspensión o en el eje
- ✘ Casquillos de goma (Cruz & Mesías, 2013, págs. 12-14)

c. Comportamiento al balanceo de la suspensión

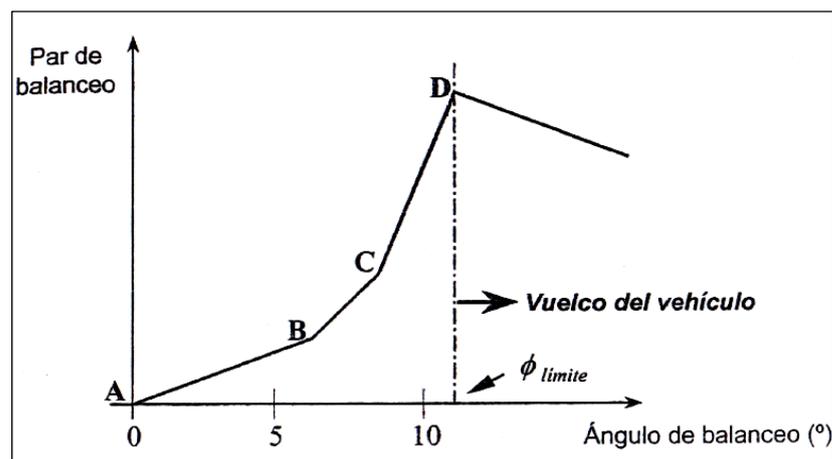


Figura 27. Par de Balanceo respecto al Ángulo de Balanceo.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 183)

La (Figura 27) representa un lugar geométrico generado por la interacción de dos variables, generadas en sollicitaciones transversales de la suspensión. El eje x representa el ángulo de balanceo generado por las fuerzas cuando el vehículo atraviesa una curva, y el eje y representa par de balanceo, que se genera en torno del centro de gravedad del vehículo.

Tabla 2.

Par de Balanceo en función del Ángulo de Balanceo.

PAR DE BALANCE	ÁNGULO DE BALANCEO	COMPORTAMIENTO
A	0°	NULO
B	5°	Aumenta hasta llegar al tope de compresión de la Rueda (B)
C	8°	Aumenta hasta llegar al tope de extensión de la Rueda (C)
D	10°	La rueda pierde contacto con el suelo (vuelco)

Fuente: (Cruz & Mesías, 2013, pág. 16)

El comportamiento de la suspensión, implícitamente den los muelles se realiza a rigidez constante de punto a punto. (Cruz & Mesías, 2013, pág. 15)

d. Centros de balanceo

Es el punto en el plano vertical transversal al vehículo y que tiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas, en el que se puede aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca un balanceo de la suspensión. El centro de balanceo representa el centro instantáneo de rotación de la masa suspendida, respecto a la masa no suspendida. Si se conoce el centro de balanceo se puede calcular: (Pablo Luque, 2004, pág. 183)

- ✘ Ángulo de balanceo
- ✘ Transferencia de carga en los ejes
- ✘ Determina las fuerzas resultantes sobre cada neumático

En resumen, la altura de balanceo se puede utilizar para resumir las características de la transferencia de carga a las ruedas de la suspensión. Se muestra el esquema de un prototipo tipo Fórmula Student tomando una curva, aunque se considera un eje rígido, los desarrollos presentados pueden ser extendidos para tratar una suspensión

independiente, tomando su equivalente como eje rígido. (Pablo Luque, 2004, pág. 183)

Peso total sobre el eje:

$$P = m \cdot g = m_s \cdot g + m_{ss} \cdot g \quad (\text{Ecu. 2. 20})$$

Dónde: P Peso total sobre el eje

m_s Masa suspendida

m_{ss} Masa semisuspendida

g Gravedad

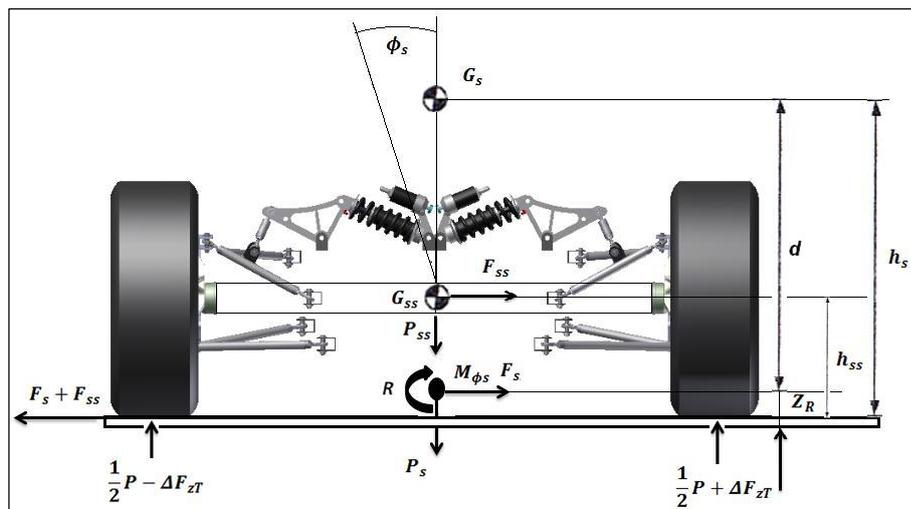


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre suspensión trasera.

Fuente: (Cruz & Mesías, 2013, pág. 17)

Donde:

ϕ_s Ángulo de giro de la masa suspendida, respecto al centro de balanceo

G_s Centro de gravedad de la masa suspendida

h_s Altura del centro de gravedad de la masa suspendida respecto al suelo

G_{SS}	Centro de gravedad de la masa semisuspendida
h_{SS}	Altura del centro de gravedad de la masa semisuspendida respecto al suelo.
R	Centro de balanceo
Z_R	Altura del centro de balanceo
P	Peso total de masas
P_S	Peso de la masa suspendida
P_{SS}	Peso de la masa semisuspendida
F_S	Fuerza lateral resultante debida a la masa suspendida
F_{SS}	Fuerza lateral resultante debida a la masa semisuspendida
d	Altura del centro de gravedad de la masa suspendida respecto al centro de balanceo
M_{\emptyset_S}	Momento total de balanceo de la masa suspendida
a_y	Aceleración lateral
A_v	Ancho de vía
ΔF_{zT}	Transferencia total de la carga

La masa suspendida cuyo centro de gravedad es G_S , ha girado un ángulo \emptyset_S respecto al centro de balanceo R . La transferencia total de carga se denota por ΔF_{zT} , con lo que, si se considera un reparto simétrico de cargas, las fuerzas verticales en las ruedas son: (Pablo Luque, 2004, pág. 184)

$$F_z d = \frac{1}{2} P + \Delta F_{zT} \quad (\text{Ecu. 2. 21})$$

$$F_z i = \frac{1}{2} P + \Delta F_{zT} \quad (\text{Ecu. 2. 22})$$

La resultante de la fuerza lateral debida a la masa no suspendida se puede considerar que actúa en el centro de masas de la masa no suspendida siendo, siendo su valor:

$$F_{ss} = m_{ss} \cdot a_y \quad (\text{Ecu. 2. 23})$$

Fuerza lateral de la masa suspendida será:

$$F_s = m_s \cdot a_y \quad (\text{Ecu. 2. 24})$$

Esta estará actuando en su centro de gravedad (G_s). Si se traslada el efecto de esta fuerza de centro de balanceo, su acción se puede descomponer en una fuerza F_s y un momento de balanceo. El peso de la masa suspendida contribuye también al momento total de balanceo M_{ϕ_s} , por lo que este momento total de balanceo de la masa suspendida se puede expresar como: (Pablo Luque, 2004, pág. 184)

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\phi_s) \quad (\text{Ecu. 2. 25})$$

El momento M_{ϕ_s} es soportado por los muelles y la barra estabilizadora y produce el balanceo de la suspensión. La fuerza transversal de la masa suspendida F_s , que actúa sobre el centro de balanceo, es soportada por los brazos de la suspensión y, por definición no produce balanceo en la suspensión. La transferencia total de carga (ΔF_{zT}) se puede descomponer en tres términos: (Pablo Luque, 2004, pág. 185)

- ✘ ΔF_{zss} debida a la fuerza lateral de la masa no suspendida
- ✘ ΔF_{z_s} debida a la fuerza lateral de la masa suspendida en el centro de balanceo
- ✘ $\Delta F_{z\phi_s}$ debido al momento de masa suspendida

Tomando momentos respecto al punto medio entre los centros de las áreas de contacto de los neumáticos con el suelo, la transferencia de carga será:

$$\Delta F_{zT} = \Delta F_{zss} + \Delta F_{z_s} + \Delta F_{z\phi_s} = \frac{m_{ss} \cdot a_y \cdot h_{ss}}{A_v} + \frac{m_s \cdot a_y \cdot z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi_s}}{A_v} \quad (\text{Ecu. 2. 26})$$

El centro de balanceo alto aumenta la transferencia de carga a través de los brazos (ΔF_{zs}) y la reduce a través de los muelles y la barra estabilizadora ($\Delta F_{z\phi_s}$), reduciendo en conjunto el ángulo de balanceo. En la aplicación de los centros de balanceo al análisis de la estabilidad del vehículo, la contribución de la fuerza de la masa suspendida en el centro de balanceo a la transferencia de carga se calcula a la altura del centro de balanceo (Z_g), por lo que la ecuación a considerar es: (Pablo Luque, 2004, pág. 185)

$$\Delta F_{zs} = \frac{m_s \cdot a_y \cdot z_R}{A_v} = \frac{F_s \cdot z_R}{A_v} \quad (\text{Ecu. 2.27})$$

$$z_R = \frac{\Delta F_{zs}}{F_s} \cdot A_v \quad (\text{Ecu. 2.28})$$

2.2.6. Centro de balanceo - suspensiones independientes

En un sistema de suspensión independiente se observa que un movimiento de una rueda en sentido vertical tiene asociado un movimiento transversal que induce al desplazamiento entre la rueda y el suelo y produce una modificación del ancho de vía (A_v) del vehículo. (Pablo Luque, 2004, págs. 185-186)

a. Modificación del ancho de vía

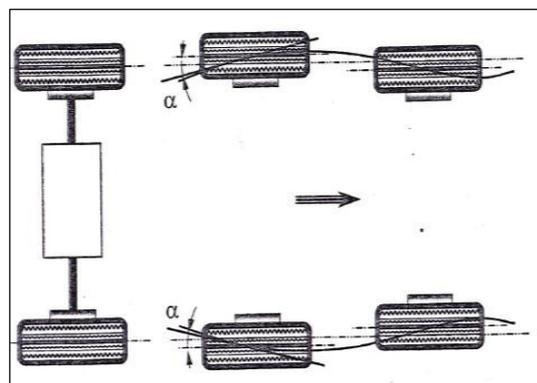


Figura 29. Modificación del ancho de vía por deflexión de la suspensión independiente.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 186)

La dimensión del ancho de vía tiene una influencia decisiva en el comportamiento en curva del vehículo y en su tendencia al balanceo. Se puede indicar que la vía deberá ser la máxima dimensión que le permita la anchura total del vehículo, asegurando que, para cualquier posición relativa de la suspensión, no exista la posibilidad de interferencias entre partes fijas a la carrocería y elementos móviles teniendo en cuenta el espacio ocupado por posibles accesorios. (Pablo Luque, 2004, pág. 186)

En los sistemas de suspensión independientes, las deflexiones producen modificaciones en la anchura de la vía del vehículo y se inducen ángulos de deriva en los neumáticos, por la aparición de sollicitaciones transversales, que empeoran o dificultan el comportamiento direccional del vehículo. En caso general de una suspensión independiente, su comportamiento se puede asimilar al de un brazo equivalente, pivotando respecto a un punto P , o polo, fijo a la carrocería. Cuanto más alto este ubicado el polo P , mayor modificación del ancho de vía sufrirá el vehículo ante deflexiones de la suspensión. Si el polo estuviese en el suelo, la modificación sería mínima, presentando al mismo tiempo una menor modificación de la caída de rueda, con el inconveniente que, al cargarse el vehículo, este punto baja, por debajo del nivel del suelo, proporcionando una caída negativa a la rueda, mejorando el comportamiento ante cargas laterales, pero reduciendo el recorrido en compresión de la suspensión. (Pablo Luque, 2004, pág. 186)

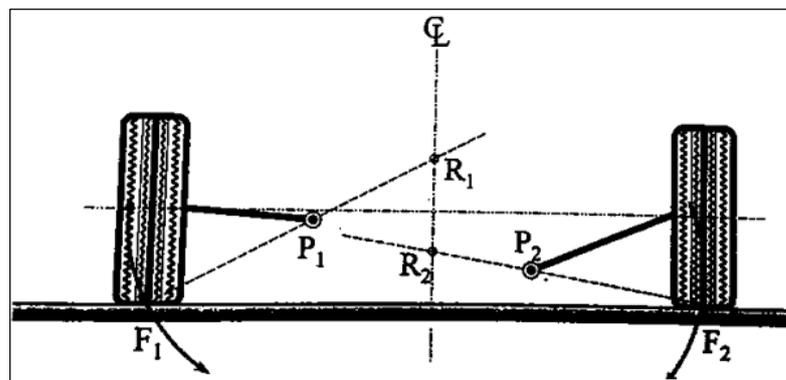


Figura 30. Brazo equivalente de pivotamiento de la rueda, respecto al polo P .

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 186)

El polo representa el concepto cinemático del centro instantáneo (*c.i.r*) del movimiento de la rueda respecto a la carrocería. La recta que une el punto *F*, centro de la huella de neumático, con el polo *P*, al cortarse en la línea media del vehículo permitirá determinar el centro de rotación (*R*) de la carrocería (movimiento de balanceo), ante acciones tales como un paso por una curva o un viento lateral importante, si se consideran despreciables las deformaciones de los neumáticos. (Pablo Luque, 2004, pág. 187)

La modificación del ancho de vía (ΔA_v) puede ser representada para un vehículo dado en función de la deformación de la suspensión, tanto en compresión (s_1) como en extensión (s_2).

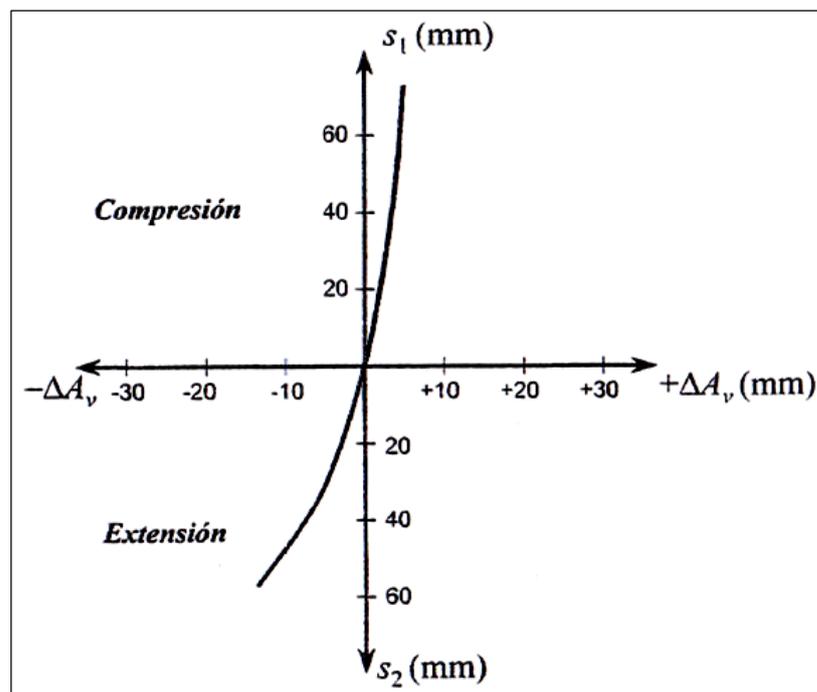


Figura 31. Modificación del ancho de vía en suspensiones independientes.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 187)

En las suspensiones independientes existe una correlación directa entre la modificación de la anchura con la deflexión de la suspensión y la altura del centro de balanceo. Basándose en la existencia de una alteración de la anchura de la vía, el centro de balanceo (*R*) estará perpendicular a la tangente a la curva que representa la variación de ancho de vía. Si se considera tanto una situación simétrica de la

suspensión, tanto geométrica como de carga, se puede situar el centro de balanceo en el plano medio longitudinal del vehículo. (Pablo Luque, 2004, pág. 188)

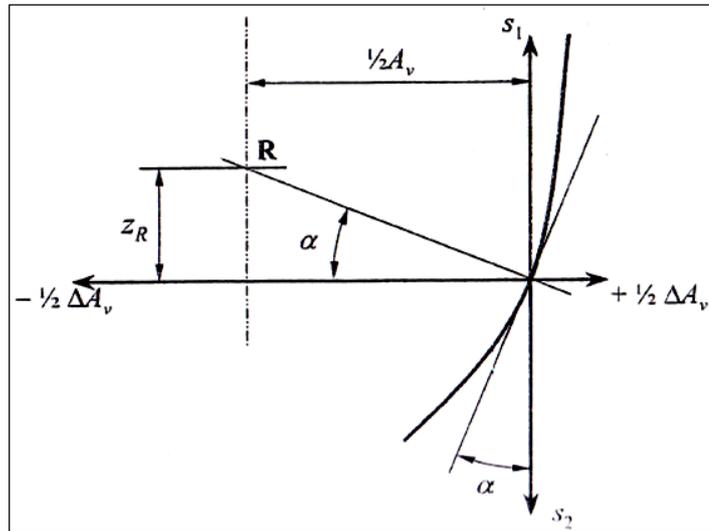


Figura 32. Obtención gráfica del centro de balanceo a partir de la curva de modificación del ancho de vía para suspensiones independientes.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 187)

b. Aplicación cinemática en suspensiones independientes

Por aplicación de la cinemática gráfica, la intersección de las proyecciones de los eslabones AB y CD se cortan en el punto E , que representa el polo o centro instantáneo de rotación u oscilación de la rueda respecto a la carrocería.

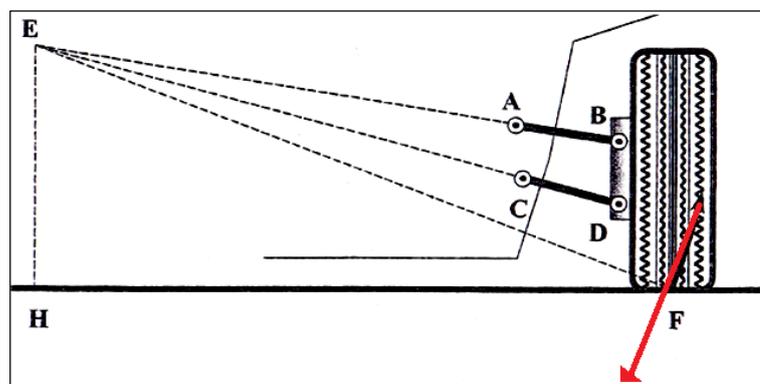


Figura 33. Cinemática de una suspensión de paralelogramo.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 188)

La dirección del movimiento relativo del punto F, respecto al cuerpo del vehículo, es perpendicular a la recta EF. En la práctica se suelen diseñar las suspensiones para que el punto E esté próximo a la rueda opuesta, teniendo en cuenta modificaciones con la deflexión de la suspensión. Los diseños modernos de paralelogramo el brazo superior se suele hacer más corto, para adoptar una caída negativa de rueda, lo que es adecuado para una posición balanceada de carrocería. (Pablo Luque, 2004, pág. 188)

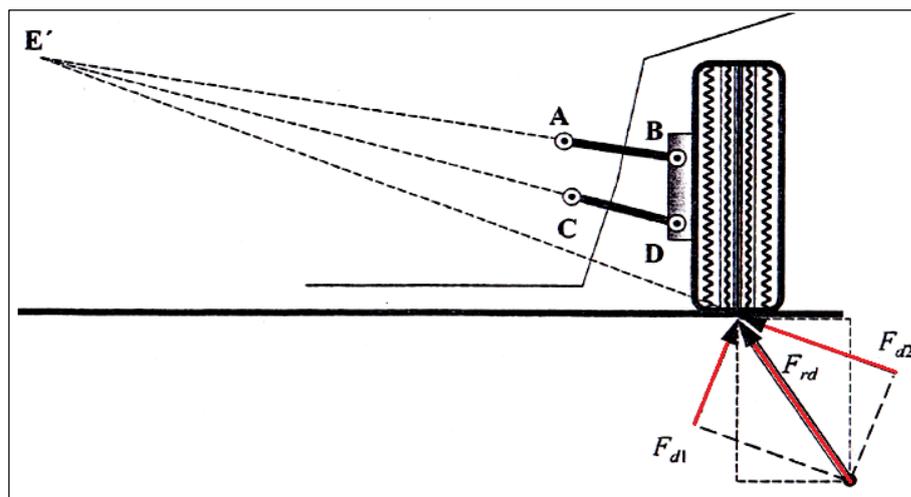


Figura 34. Descomposición de las fuerzas en una rueda en una suspensión de paralelogramo.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 188)

La fuerza en el neumático se ha descompuesto en dos componentes perpendiculares F_{d1} y F_{d2} , pasando F_{d2} por el punto E' . El punto E' representa en este caso simplificado el punto en el que se cortan las direcciones de las resultantes de las solicitaciones existentes en cada brazo. Coincidirá con E (*c.i.r* de la rueda respecto a la carrocería) en el caso simplificado que no existan elementos elásticos en la suspensión pudiéndose realizar un análisis cinemático gráfico. (Pablo Luque, 2004, pág. 189)

Considerando un caso ideal (aunque improbable) de un modelo de suspensión, en el que el muelle actúe directamente en la mangueta de la rueda según la dirección de la línea de acción de la fuerza F_{d1} , se tendría que la fuerza F_{d1} , será por el muelle y no tendría efecto alguno sobre los brazos. F_{d2} Se transmitirá a los brazos sin ningún

efecto en el muelle, por lo que no creará momento respecto a E . Además considerando el brazo AB , si se desprecian el peso y los pares generados por los elementos elásticos de unión, estará entonces sometido a compresión o tracción pura, por lo tanto la fuerza ejercida por AB sobre la carrocería del vehículo tendrá la dirección de AB . (Pablo Luque, 2004, pág. 189)

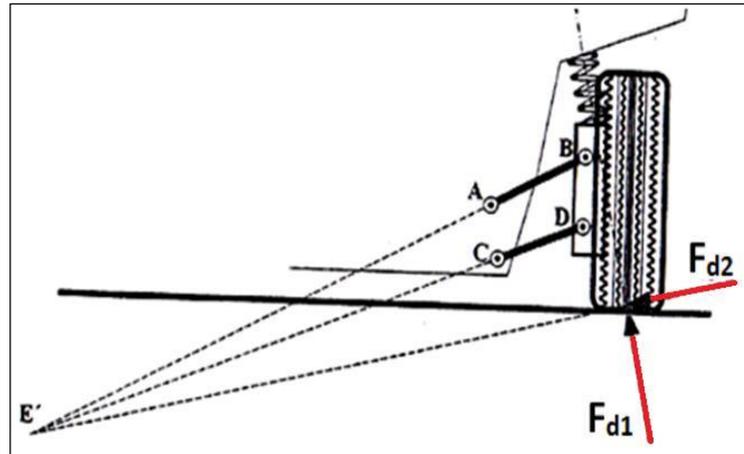


Figura 35. Fuerza en el neumático con muelle en posición ideal.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 189)

La fuerza ejercida por el brazo CD tendrá análogamente la dirección de CD . La línea de acción de la fuerza resultante total de los dos brazos debe pasar por E' , que con esas condiciones coincide con E (*c.i.r*) porque no crean momento respecto a este punto. Para el caso ideal considerado, la fuerza F_{d2} se transmite únicamente a los brazos y la fuerza F_{d1} al muelle, siendo esta la única fuerza que se opone al par de balanceo. (Pablo Luque, 2004, pág. 189)

Si se considera un caso más general de posición del muelle, la fuerza F_{d1} se transmitirá a la carrocería a través del muelle como de los brazos, lo que producirá fuerzas que causan deformación en los elementos elásticos de las articulaciones, pero al ser fuerzas internas o influirán en el balance de las fuerzas externas.

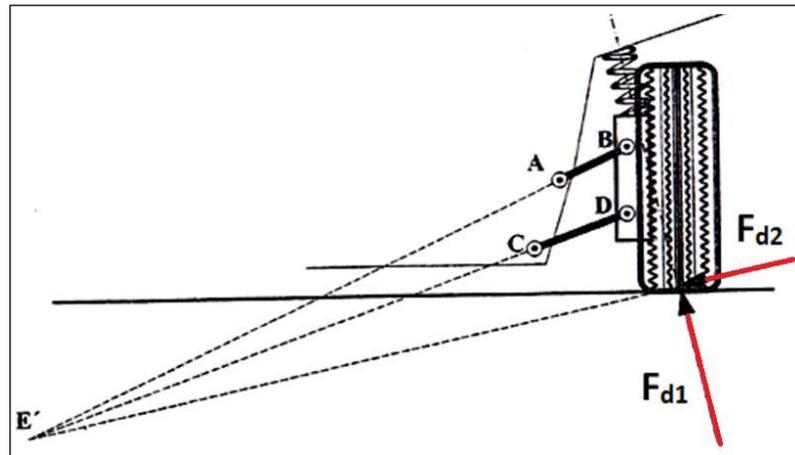


Figura 36. Fuerzas en el neumático con muelle en posición genérica.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 190)

De todos modos el resultado más importante es que F_{d2} seguirá si tener efecto sobre el muelle porque continúa pasando por E' y F_{d1} (o parte de ella) sigue siendo la fuerza que debe ser soportada por el muelle, y que crea un par en la carrocería. Estas fuerzas desaparecen cuando el vehículo se mueve y las ruedas giran, liberando la tensión. El hecho que F_{d2} alivie a los muelles de parte del peso del vehículo tiene especial importancia cuando el vehículo circula por una curva y produce un efecto de elevación de la carrocería del mismo, combinado con una reducción del ancho de vía. (Pablo Luque, 2004, pág. 190)

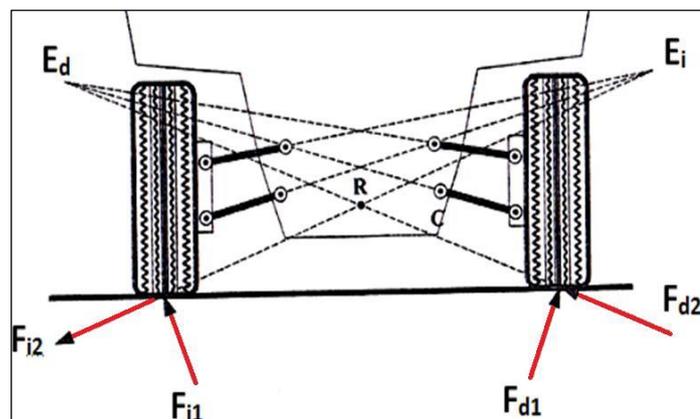


Figura 37. Centro de balanceo y fuerzas asociadas a una suspensión de paralelogramo.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 191)

2.2.7. Estudio dinámico del balanceo en suspensiones independientes

La transferencia de carga es importante bajo elevadas aceleraciones laterales y, en esas condiciones, como la carrocería del vehículo está balanceada, no se puede aplicar la hipótesis de simetría. La altura del centro de balanceo puede ser sensiblemente diferente de la obtenida para la situación en la que no hay balanceo.

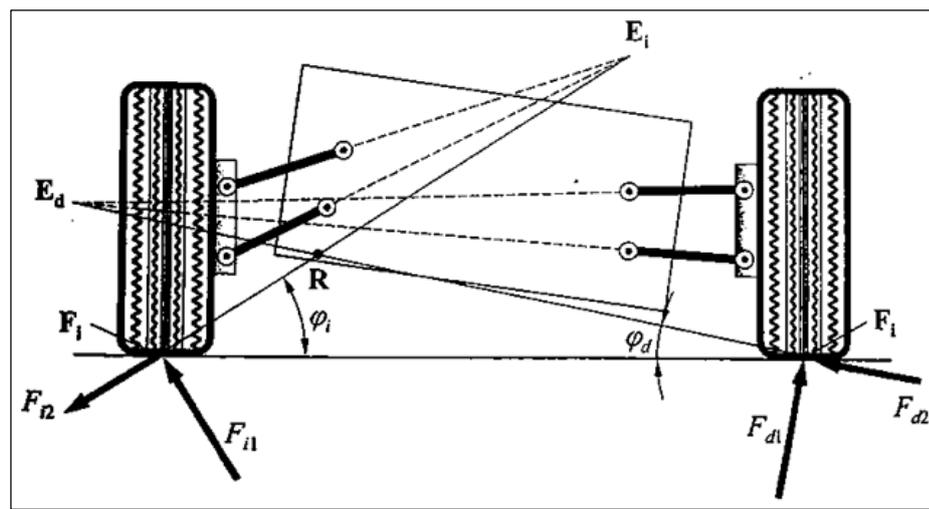


Figura 38. Centro de balanceo ante grandes deformaciones de la suspensión.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 196)

Cuando el vehículo ingresa en una curva con elevadas aceleraciones laterales, la carrocería del coche está balanceada y no se puede asumir que se cumpla la hipótesis de simetría. Por ejemplo, en el modelo de muelle ideal de la (Figura 38) que representa una suspensión independiente, las posiciones de E_i y E_d dependen de la geometría particular. Con una aceleración radial total del vehículo hacia la derecha, las fuerzas son como las mostradas en la figura. La intersección de las líneas $E_i F_i$ y $E_d F_d$ da el punto R en la línea de acción de la fuerza total de los brazos sobre la carrocería, que no es en general la línea media del vehículo. Como F_{d2} y F_{i2} son diferentes y φ_d y φ_i son también distintos, la fuerza total tiene una componente vertical ascendente, o fuerza de elevación, que soporta parte del peso de la carrocería, descargando los muelles y elevando por ello la carrocería. Las fuerzas totales en los eslabones son F_{d2} y F_{i2} , la fuerza de elevación total es: (Pablo Luque, 2004, pág. 197)

$$F_z = F_{d2} \cdot \text{sen}\varphi_d - F_{i2} \cdot \text{sen}\varphi_i \quad (\text{Ecu. 2. 29})$$

Como el punto R no está en la línea media, la fuerza de elevación se disminuye de forma desigual en los dos lados y por ello influyen en el ángulo de balanceo de la carrocería. De hecho, para un vehículo asimétrico, como algunos de tracción delantera, con muelles de distinta rigidez a cada lado, el balanceo produce una fuerza central de elevación. La (Figura 39) Muestra una suspensión de paralelogramo de brazos iguales y paralelos. En este caso, el centro de balanceo de la carrocería está por debajo del extremo interior de los eslabones del lado exterior (derecha), el ángulo del brazo, y por tanto los ángulos dependen de la longitud de los brazos y de la separación lateral entre los puntos de anclaje sobre la carrocería. (Pablo Luque, 2004, pág. 197)

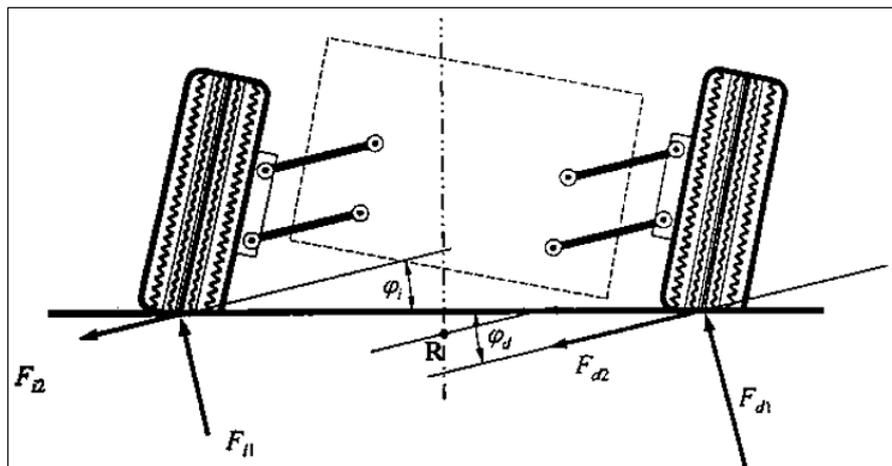


Figura 39. Balanceo de una suspensión de paralelogramo de ejes paralelos.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 197)

Por ello se puede obtener la transferencia lateral de carga debida a la masa suspendida como:

Por definición, la fuerza total en los brazos no ejerce momento respecto al centro de balanceo para el modelo de muelle ideal. En general, bajo aceleraciones laterales elevadas se cumple que $F_{d2} > F_{i2}$, por lo que el centro de balanceo estará más cerca de la línea de acción de F_{d2} que la de F_{i2} ; es decir, al aumentar la aceleración lateral y el balanceo, el centro de balanceo disminuye de altura para este tipo de suspensión,

quedando por debajo del nivel del suelo. (Pablo Luque, 2004, pág. 197)

2.2.8. Velocidad límite de vuelco

A continuación se analizan, bidimensionalmente, los dos efectos, llegándose a determinar las acciones límites de derrape y vuelco. Si bien la velocidad de derrape depende esencialmente de la adherencia entre la rueda y la calzada, la velocidad límite de vuelco está relacionada directamente con las características del sistema de suspensión. (Pablo Luque, 2004, pág. 203)

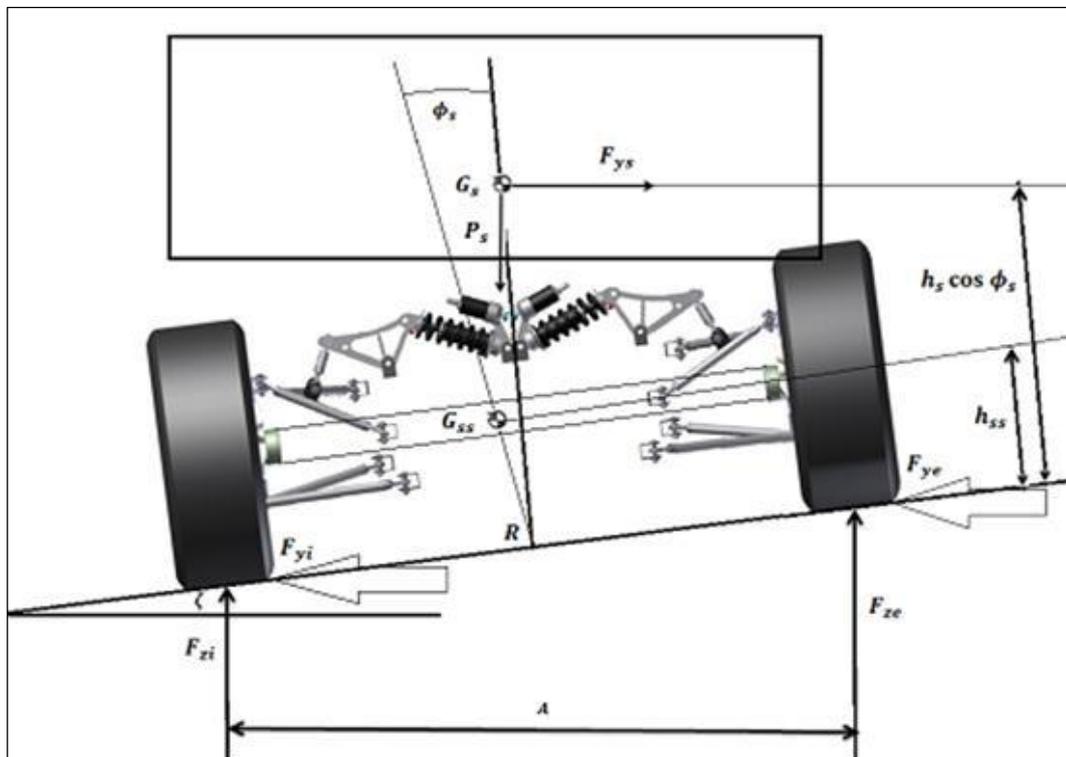


Figura 40. Circulación en una curva peraltada.

Fuente: (Cruz & Mesías, 2013, pág. 30)

Si se desprecia la masa suspendida frente a la masa no suspendida y se toma que el centro de balanceo del vehículo está en el suelo ($z_R = 0$), para un vehículo sobre una vía peraltada (ζ), a partir del sistema de equilibrio de fuerzas y momentos se llega al momento de vuelco que sufre el vehículo: (Pablo Luque, 2004, pág. 204)

$$M_\phi = F_{ys} \cdot h_s \cdot \cos(\zeta - \phi) - P_s \cdot h_s \cdot \sin(\zeta - \phi) = K_{\phi_s} \cdot \phi \quad (\text{Ecu. 2.30})$$

Donde: F_{ys} Fuerza transversal de la masa suspendida

h_s Altura del centro de gravedad de la masa suspendida

ϕ Ángulo de balanceo de la masa suspendida

P_s Peso de la masa suspendida

$K_{\phi s}$ Constante de rigidez al balanceo de la masa suspendida

Si se considera que el vehículo pasa por una curva del radio R , a una velocidad constante, se puede calcular el valor mínimo que producirá el vuelco (v_v):

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A_v}{2} \cdot \cos \zeta + h_s \cdot \text{sen}(\zeta - \phi)}{h_s \cdot \cos(\zeta - \phi) - \frac{A_v}{2} \cdot \text{sen} \zeta}} \quad (\text{Ecu. 2. 31})$$

Para el caso ideal de un vehículo con suspensión totalmente rígida al balanceo, se obtendrá una velocidad límite.

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A_v}{2} \cdot \cos \zeta + h_s \cdot \text{sen} \zeta}{h_s \cdot \cos \zeta - \frac{A_v}{2} \cdot \text{sen} \zeta}}$$

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A_v}{2h_s} + \text{tg} \zeta}{1 - \frac{A_v}{2h_s} \cdot \text{tg} \zeta}} \quad (\text{Ecu. 2. 32})$$

Para una carretera horizontal la expresión se reduce a:

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{A_v}{2h_s}} \quad (\text{Ecu. 2. 33})$$

a. Transferencia de carga del vehículo: eje de balanceo

La aceleración lateral que se considera aquí es perpendicular a la línea media del vehículo, que no es la misma que la aceleración radial que aparece cuando el vehículo está circulando por una curva.

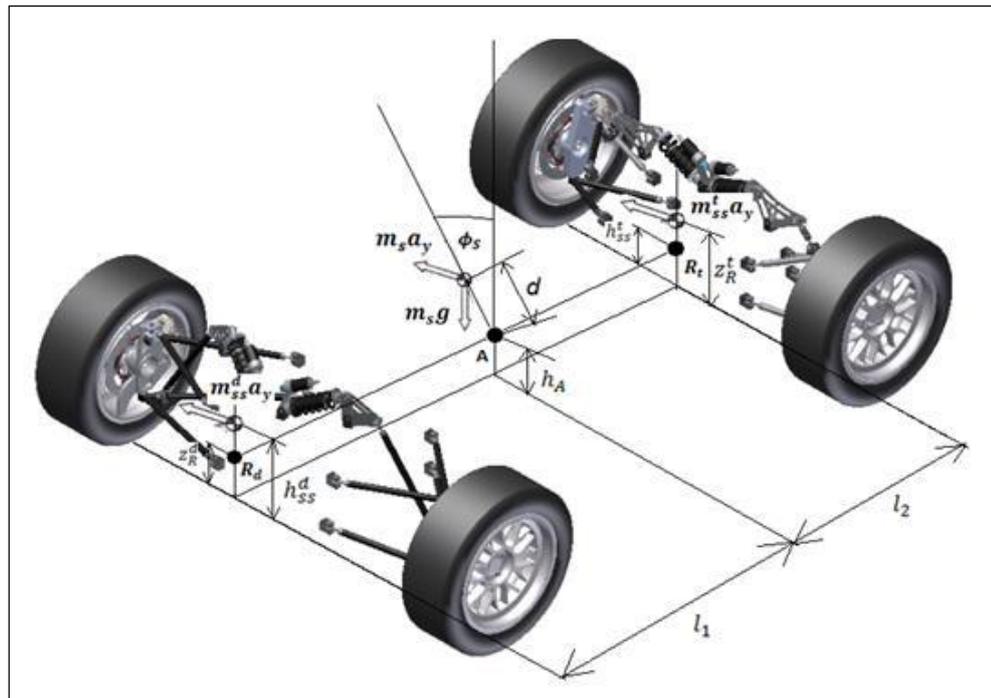


Figura 41. Eje de balanceo de un vehículo de cuatro ruedas.

Fuente: (Cruz & Mesías, 2013, pág. 30)

La componente longitudinal de la aceleración produce una transferencia longitudinal de carga de atrás adelante, que se puede calcular por separado. Las fuerzas $m_{ss}^d \cdot a_y$ y $m_{ss}^t \cdot a_y$ actúan directamente en los ejes delantero y trasero respectivamente, cada una transfiriendo carga sólo entre su propio par de neumáticos.

La distancia del centro de masas de la masa suspendida al eje de balanceo es $d = h_s - h_A$. El ángulo de balanceo de la suspensión es ϕ_s . Al igual que se desarrolló para el centro de balanceo, las fuerzas $m_s \cdot a_y$ y $m_s \cdot g$ se pueden sustituir por las fuerzas en A y un momento cuyo valor es: (Pablo Luque, 2004, pág. 206)

$$M_\phi = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos\phi_s + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin\phi_s \quad (\text{Ecu. 2. 34})$$

La variación del ángulo de balanceo en función de la aceleración se denomina coeficiente de balanceo, y se expresa de la forma:

$$k_{\phi_s} = \frac{\partial \phi}{\partial a_y} = \frac{m_s \cdot d}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad (\text{Ecu. 2.35})$$

$$\phi_s = \frac{m_s \cdot d}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad (\text{Ecu. 2.36})$$

Este coeficiente toma valores entre 3 y 7 grados/g para turismos. Del ángulo de balanceo conocido y de los pares de balanceo delantero y trasero se puede obtener la transferencia de carga delantera ya trasera debida al ángulo de balanceo. Para el caso lineal se tiene: (Pablo Luque, 2004, pág. 207)

$$\Delta F_{z\phi_s}^d = \frac{K_{\phi_s}^d \cdot \phi_s}{A_v^d} = \frac{\left(\frac{K_{\phi_s}^d \cdot m_s \cdot a_y \cdot d}{A_v^d} \right)}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad (\text{Ecu. 2.37})$$

$$\Delta F_{z\phi_s}^t = \frac{K_{\phi_s}^t \cdot \phi_s}{A_v^t} = \frac{\left(\frac{K_{\phi_s}^t \cdot m_s \cdot a_y \cdot d}{A_v^t} \right)}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad (\text{Ecu. 2.38})$$

El efecto de la masa suspendida que se han transferido al punto A del centro de balanceo, se halla redistribuyendo la fuerza lateral entre ambos centros de balanceo delantero y trasero de acuerdo a la posición del centro de masas de la masa no suspendida a lo largo de la batalla B. La batalla es, en este caso:

$$B = l_1 + l_2 \quad (\text{Ecu. 2.39})$$

b. Masas suspendidas delanteras y traseras

$$m_s = m_T + m_{ss} \quad (\text{Ecu. 2.340})$$

$$m_s^d = \frac{m_s \cdot l_1}{B} = m^d - m_{ss}^d \quad (\text{Ecu. 2.41})$$

$$m_s^t = \frac{m_s \cdot l_2}{B} = m^t - m_{ss}^t \quad (\text{Ecu. 2. 42})$$

c. Masas totales delanteras y traseras

$$m^d = \frac{m \cdot l_1}{B} \quad (\text{Ecu. 2. 43})$$

$$m^t = \frac{m \cdot l_2}{B} \quad (\text{Ecu. 2. 44})$$

d. Fuerza de masa suspendida

$$F_s^d = m_s^d \cdot a_y \quad (\text{Ecu. 2. 45})$$

$$F_s^t = m_s^t \cdot a_y \quad (\text{Ecu. 2. 46})$$

Las fuerzas de la masa suspendida F_s^d y F_s^t , actúan cada una de ellas, en el eje correspondiente y causan transferencia de carga sólo en su propio tren; de acuerdo con la altura del centro de balanceo para ese eje, la transferencia neta de carga es:

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d} = m_s^d \cdot a_y \cdot f_{\Delta zs}^d \quad (\text{Ecu. 2. 47})$$

$$\Delta F_{zs}^t = \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot h^t}{A_v^t} = m_s^t \cdot a_y \cdot f_{\Delta zs}^t \quad (\text{Ecu. 2. 48})$$

Donde $f_{\Delta zs} = \frac{z_R}{A_v}$ es el factor de transferencia de carga de la suspensión

Dado que no se considera la deformación de los neumáticos, la transferencia de carga de la masa suspendida sólo esta generada por la altura de la fuerza en el centro de gravedad de la masa no suspendida. (Pablo Luque, 2004, pág. 208)

$$\Delta F_{zss}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} \quad (\text{Ecu. 2. 49})$$

$$\Delta F_{zss}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^d} \quad (\text{Ecu. 2. 50})$$

La transferencia de carga total de masas suspendida y no suspendida en cada eje es entonces:

$$\Delta F_{zT}^d = \Delta F_{zss}^d + \Delta F_{zs}^d + \Delta F_{z\phi_s}^d \quad (\text{Ecu. 2. 51})$$

$$\Delta F_{zT}^t = \Delta F_{zss}^t + \Delta F_{zs}^t + \Delta F_{z\phi_s}^t \quad (\text{Ecu. 2. 52})$$

e. Transferencias laterales de cargas delantera y trasera

Hay que distinguir, incluso el caso lineal, entre la distribución de momentos de la transferencia lateral de carga y la distribución de la rigidez al balanceo.

$$\phi_s = \frac{m_s \cdot a_y \cdot d}{K_{\phi_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad (\text{Ecu. 2. 53})$$

$$\Delta F_{zT}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} + \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d} + \frac{K_{\phi_s}^d \cdot \phi_s}{A_v^d} \quad (\text{Ecu. 2. 54})$$

$$\Delta F_{zT}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^t} + \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot z_R^t}{A_v^t} + \frac{K_{\phi_s}^t \cdot \phi_s}{A_v^t} \quad (\text{Ecu. 2. 55})$$

f. Aspectos importantes que influyen en el movimiento de balanceo.

- a) La elasticidad de los neumáticos también tienen una cierta influencia sobre todo en los vehículos deportivos.
- b) Efectos aerodinámicos como un centro de balanceo alto aumenta la transferencia de carga debida a la masa suspendida, pero disminuye la debida al balanceo, por lo que reduce el ángulo balanceo y los efectos de balanceo en el sistema de dirección. Sin embargo, Un centro balanceo elevado se traduce en un mayor deslizamiento cuando la suspensión está compresión, por lo que surge el compromiso a la hora de ver cuál es la altura idónea del mismo.

- c) Parara vehículos con suspensión independiente, el eje de balanceo deberá ser paralelo al suelo lo más alto posible. El paralelismo para permitir una transferencia de carga transversal aproximadamente igual entre las ruedas interiores y exteriores de los ejes delanteros y traseros, con lo que se obtiene un comportamiento direccional neutro. Se intentará situarlo lo más alto posible para limitar la tendencia del cuerpo o carrocería del vehículo a balancear durante la inscripción en una curva, aunque, y debido a la limitación práctica de la modificación del ancho de vía, en el tren delantero, raramente se sitúa el centro de balanceo delantero a una altura superior a los 150 mm.
- d) En vehículos con tracción delantera, debido a la alta carga en el eje anterior y a la presencia de la tracción, la alteración de la fuerza en las ruedas delanteras deberá ser lo menor posible, por lo tanto el intervalo donde se sitúa el centro de balanceo en suspensiones independientes es: Delantero de 30 a 100 mm y Trasero 60 a 130 mm
- e) Dependiendo de la curvatura de la alteración del ancho de vía real, el centro de balanceo puede hacerse descender, en mayor o menor medida, en función de la carga.

2.2.9. Movimiento de cabeceo

Una de las primeras consecuencias de esta transferencia de carga vertical es la alteración en la altura de las suspensiones delantera y trasera, que pueden también considerarse, visto desde el centro de gravedad, como la combinación de un cambio de la altura del centro de masas (vaivén vertical), más un cambio del ángulo de cabeceo.

Cuando la configuración y disposición geométrica de los brazos es tal que la mayor parte de la carga se transfiere a través de ellos, en vez de a través de los muelles, aparecen los efectos denominados de anti-hundimiento delantero (*antidive*) y anti-elevación trasera (*antirise*) en frenada, y anti-elevación delantera (*antilift*) y anti-

hundimiento trasero (*antisquat*) en aceleración. (Pablo Luque, 2004, pág. 211)

a. Modelización y análisis de los movimientos de cabeceo y vaivén vertical

El modelo de la suspensión correspondiente a una rueda, también conocido como un cuarto de vehículo, no representa todos los movimientos del cuerpo del mismo. Debido a la distancia longitudinal entre los ejes, el sistema real no tiene una sola fuente de excitación, sino que es un sistema multi-entrada en el que hay que considerar, de forma diferenciada, movimientos de cabeceo (θ) y de vaivén vertical (z). (Pablo Luque, 2004, pág. 211)

La cuantificación de los movimientos de cabeceo es importante porque generalmente son indeseables y representan la fuente principal de vibraciones longitudinales para aquellas posiciones situadas por encima del centro de gravedad. El tiempo de retraso es igual a la batalla del vehículo dividida por la velocidad de avance del mismo. Este tiempo de retraso actúa como un filtro de la amplitud de las excitaciones de vaivén vertical y cabeceo, y suele denominarse "filtrado debido a la batalla". (Pablo Luque, 2004, pág. 212)

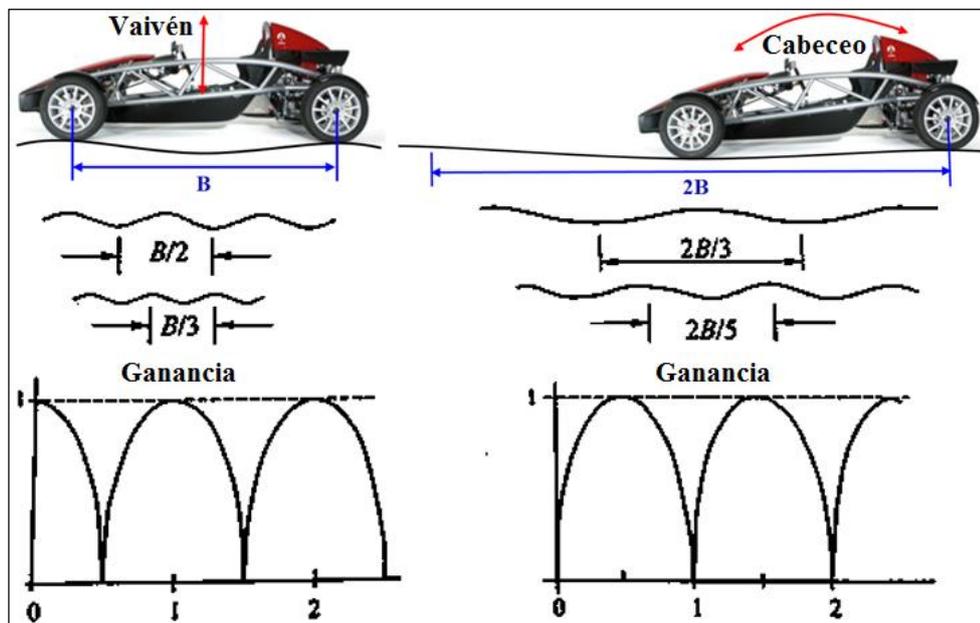


Figura 42. Influencia de la batalla ante el cabeceo y el vaivén.

Únicamente las fuentes de sollicitación del movimiento de vaivén vertical se producen a una longitud de onda igual a la batalla del vehículo, o a longitudes de onda que son divisores exactos de la batalla. El movimiento de cabeceo se apreciará a longitudes de onda doble de la batalla o a cualquier longitud de onda menor que sea el doble de la batalla por un entero impar. (Pablo Luque, 2004, pág. 213)

b. Transferencia longitudinal de carga

Provoca un desplazamiento angular de cabeceo, en lo que respecta a la masa suspendida.

$$M_{\theta_s} = m_s \cdot h_s \cdot a_x \quad (\text{Ecu. 2. 56})$$

$$M_{\theta_{ss}} = m_{ss} \cdot h_{ss} \cdot a_x \quad (\text{Ecu. 2. 57})$$

La rigidez al cabeceo, evaluada desde el centro de gravedad del vehículo, que aparece como efecto de la rigidez de la suspensión.

$$K_{\theta_s} = l_1^2 \cdot K_{sd} + l_2^2 \cdot K_{st} \quad (\text{Ecu. 2. 58})$$

$$K_{\theta_{ss}} = l_1^2 \cdot K_{nd} + l_2^2 \cdot K_{nt} \quad (\text{Ecu. 2. 59})$$

$$\theta_s = \frac{m_s \cdot h_s \cdot a_x}{K_{\theta_s}} \quad (\text{Ecu. 2. 60})$$

$$\theta_{ss} = \frac{m_{ss} \cdot h_{ss} \cdot a_x}{K_{\theta_{ss}}} \quad (\text{Ecu. 2. 61})$$

Puede definirse entonces el ángulo de cabeceo de la carrocería, para una aceleración constante como la suma de los ángulos de cabeceo de la masa suspendida y no suspendida. (Pablo Luque, 2004, pág. 222)

$$\theta = \theta_s + \theta_{ss} \quad (\text{Ecu. 2. 62})$$

c. Efecto anticabeceo

En maniobras con aceleración sobre una calzada horizontal, y como consecuencia

de la transferencia longitudinal de carga, se incrementa la sollicitación vertical en las ruedas traseras. El peso se transfiere al eje y a las ruedas a través de la suspensión produciéndose una compresión de la suspensión trasera y una extensión o levantamiento en la suspensión delantera. (Pablo Luque, 2004, pág. 222)

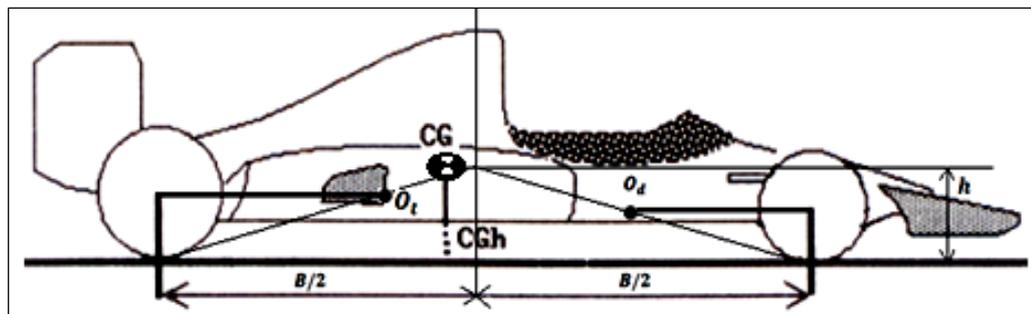


Figura 43. Condición anticabeceo en aceleración.

Fuente: (Cruz & Mesías, 2013, pág. 39)

La combinación de estos dos efectos produce el cabeceo positivo del vehículo, a la hora de diseñar un sistema de suspensión es importante buscar la geometría capaz de contrarrestar la transferencia de carga y minimizar el hundimiento trasero y, por tanto, el cabeceo del vehículo. El efecto de una suspensión anticabeceo actúa, en general, únicamente en el eje motriz. (Pablo Luque, 2004, pág. 222)

Para suspensiones independientes es importante determinar el polo, punto de reacción virtual o centro instantáneo de la rotación de la rueda respecto a la carrocería. Este movimiento se considera, a los efectos del cabeceo, como contenido en un plano XZ (vertical y longitudinal). La condición a cumplir será que el polo se sitúe por encima de la cota del centro de las ruedas del tren motriz. (Pablo Luque, 2004, pág. 222)

d. Análisis mediante el brazo arrastrado equivalente

En un eje trasero motriz, eligiendo la geometría adecuada de la suspensión se pueden generar fuerzas de anti-hundimiento en aceleración. El estudio mecánico del sistema puede entenderse de un modo sencillo si se acepta que cualquier suspensión es funcionalmente equivalente a una de brazos arrastrados en lo que respecta a las

reacciones de las fuerzas y momentos que se producen en el vehículo. (Pablo Luque, 2004, pág. 223)

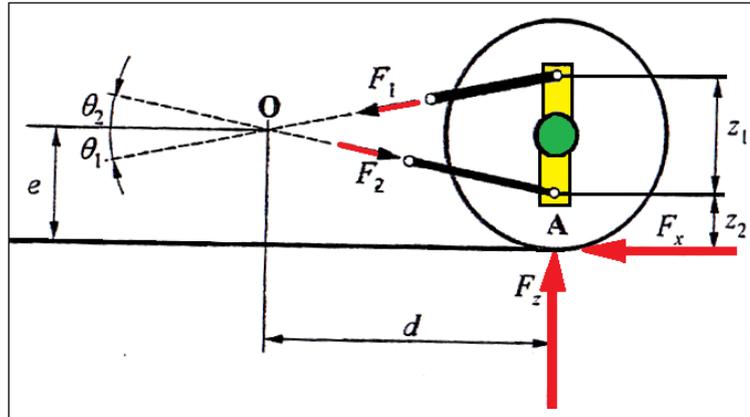


Figura 44. Fuerzas actuando en un eje trasero motriz.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 223)

Donde: F_x Fuerza de reacción horizontal de tracción en el suelo.

F_z Fuerza de reacción vertical en el punto de contacto del neumático.

Aplicando la segunda ley de Newton para las fuerzas en direcciones vertical y horizontal, para los momentos respecto al punto A.

$$F_x + F_1 \cdot \cos\theta_1 - F_2 \cdot \cos\theta_2 = 0 \quad (\text{Ecu. 2. 63})$$

$$F_z - F_1 \cdot \sen\theta_1 - F_2 \cdot \sen\theta_2 = 0 \quad (\text{Ecu. 2. 64})$$

$$F_x \cdot z_2 - F_1 \cdot \cos\theta_1 \cdot z_1 = 0 \quad (\text{Ecu. 2. 65})$$

$$F_1 = \frac{F_x \cdot z_2}{z_1 \cdot \cos\theta_1} \quad (\text{Ecu. 2. 66})$$

$$F_2 = \frac{F_x \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)}{\cos\theta_2} \quad (\text{Ecu. 2. 67})$$

$$F_z = F_1 \cdot \sen\theta_1 + F_2 \cdot \sen\theta_2 = F_x \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \tg\theta_1 + F_x \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \tg\theta_2 \quad (\text{Ecu. 2. 68})$$

$$tg\theta_1 = \frac{z_2 + z_1 - e}{d} \quad (\text{Ecu. 2.69})$$

$$tg\theta_2 = \frac{e - z_2}{d} \quad (\text{Ecu. 2.70})$$

$$\frac{F_z}{F_x} = \frac{e}{d}$$

Esta expresión es idéntica a la que se obtendría si los brazos de control se sustituyeran por un único brazo arrastrado que pivotara respecto al cuerpo en el punto de intersección de la prolongación de los ejes de los brazos de control (punto O).

Esta intersección representa el "punto de reacción virtual" o polo, en el que el momento de reacción de los brazos de la suspensión se puede sustituir por una fuerza longitudinal y vertical aplicada en cuerpo del vehículo. Como consecuencia de la equivalencia funcional entre cualquier suspensión y el brazo arrastrado, el comportamiento de anti-hundimiento trasero se puede cuantificar realizando el diagrama de cuerpo libre de un eje trasero tractor. (Pablo Luque, 2004, pág. 224)

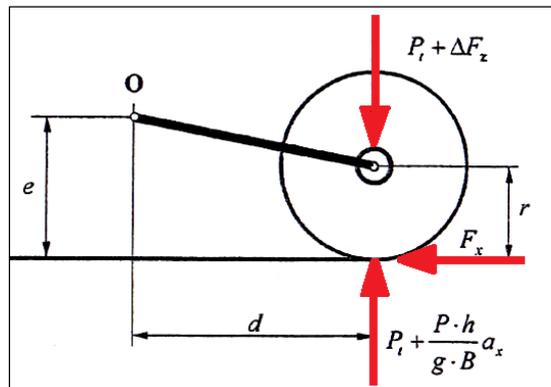


Figura 45. Fuerzas actuando en un eje trasero motriz en aceleración.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 225)

El punto O representa el polo o pivote imaginario de la rueda respecto a la carrocería, dado que dicho brazo está rígidamente unido al eje, y por tanto transmite fuerza vertical a la masa suspendida, puede diseñarse de modo que contrarreste el hundimiento trasero.

Las fuerzas que se ejerzan según la dirección de los brazos, o que pasen por el polo, no crean un momento de cabeceo, o momento de la rueda respecto al punto O . La resultante en la huella de contacto puede ser descompuesta en sus resultantes según la dirección AO y su perpendicular en el centro de la huella de contacto. Las fuerzas según la dirección que une el punto O y el centro de la huella de contacto, actúan sobre los brazos o tirantes de la suspensión, mientras que las perpendiculares reaccionan contra el muelle. (Pablo Luque, 2004, pág. 225)

e. Suspensión trasera independiente para un vehículo con tracción trasera

En el caso de una suspensión trasera independiente en un vehículo de tracción trasera, el diagrama de cuerpo libre y el análisis cambia ligeramente respecto al analizado anteriormente. La diferencia radica proviene del hecho de aparecer un par de reacción a la tracción, en el diagrama de cuerpo libre, de magnitud $T_d = r \cdot F_x$, donde r es el radio efectivo bajo carga de la rueda. El diferencial se monta en el cuerpo del vehículo imponiendo un par tractor en el sistema a través de los palieres. (Pablo Luque, 2004, pág. 228)

$$\sum M_0 = P_t \cdot d + \frac{P}{g} \cdot \frac{h}{B} \cdot a_x \cdot d - P_t \cdot d - \Delta F_z \cdot d - F_x \cdot (e - r) = 0 \quad (\text{Ecu. 2.71})$$

$$\theta = \frac{1}{B} \cdot \frac{P}{g} \cdot a_x \cdot \left(\frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{h}{B} - \frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{e - r}{d} + \frac{1}{K_{sd}} \cdot \frac{h}{B} \right) \quad (\text{Ecu. 2.72})$$

$$\frac{e - r}{d} = \frac{h}{B} + \frac{h}{B} \cdot \frac{K_{st}}{K_{sd}} \quad (\text{Ecu. 2.73})$$

$$\frac{e - r}{d} = \frac{h}{B} \quad (\text{Ecu. 2.74})$$

Donde: P_t Carga estática en el eje o carga estática en la suspensión.

ΔF_z Incremento de carga de la suspensión durante la aceleración.

K_{sd} Elasticidad de la suspensión delantera

K_{st} Elasticidad de la suspensión trasera

θ Ángulo de cabeceo en aceleración

2.2.10. Barra estabilizadora

Las barras anti-balanceo o barras estabilizadoras son, como su nombre indica, barras metálicas (en la actualidad se están haciendo algunas de fibras de carbono y resinas) que, trabajando a la torsión y vinculadas a las suspensiones de ambos lados del coche se oponen el balanceo del mismo, (*Figuras 46*). La resistencia que la barra opone al balanceo depende de su diámetro, de su largo y del brazo de palanca de la manivela a través de la cual se vincula a la suspensión ("b" en la figura 5,1), La resistencia es inversamente proporcional al brazo de palanca antes mencionado. Actuando sobre el largo de este brazo se efectúa el reglaje de las barras. (Ríos, 2002, pág. 43)

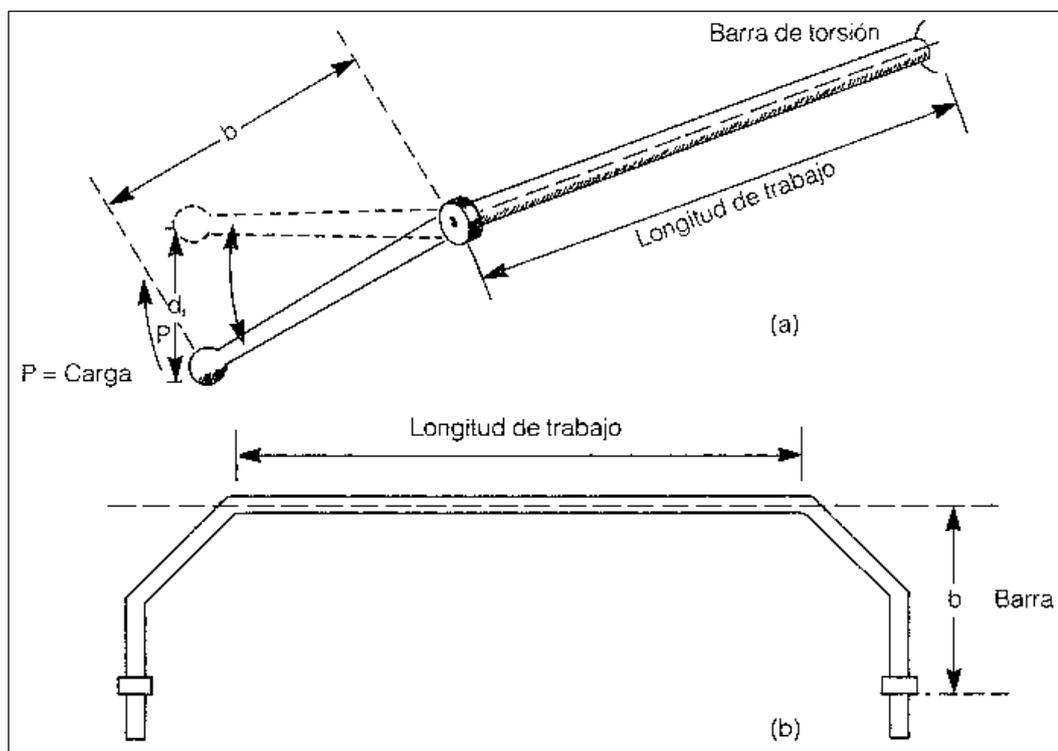


Figura 46. Esquema básico de una barra estabilizadora.

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 44)

Las barras se montan sobre soportes que le permiten girar en su interior. Estos apoyos o bujes pueden ser de aluminio y deben ir bien sujetos al chasis ya que, a través de ellos, las barras ejercen las fuerzas que se oponen al balanceo.

Un detalle sumamente importante es que los bráculos que vinculan las barras a la suspensión no deben tocar con ninguno de los elementos de ésta durante todo el recorrido de la misma. También se debe tener en cuenta que, por efecto de los ángulos de trabajo de los brazos y de la barra, al comprimirse la suspensión la resistencia al balanceo pueda disminuir o desaparecer. (Ríos, 2002, pág. 44)

Si hay contacto entre los bráculos y algún elemento de la suspensión, se produce una resistencia infinita que hace desaparecer toda adherencia en el eje. Si disminuye la resistencia se tendrá un coche demasiado blando que no responderá a los cambios de barras o endurecimientos progresivos. Por ello hay que cuidar que los ángulos de los bráculos que unen las barras con la suspensión sean lo más pequeños posible, con suspensión en compresión, con balanceo total y con extensión. (Ríos, 2002, pág. 44)

La torsión de la barra implica una deformación de sus fibras metálicas longitudinales en su eje de trabajo y a través de una longitud determinada (L en la *Figura 46*).

En esos momentos la barra se somete a una carga P , que actúa sobre la barra a través de un brazo de palanca de longitud " b ". Las fibras de acero más cercanas a la periferia experimentarán las mayores deformaciones y las que están más cerca del centro geométrico de la sección serán las menos afectadas. (Ríos, 2002, pág. 46)

La carga P , actuando a través del brazo de palanca b , ejerce así un momento o par de torsión, M_t , sobre la barra, que puede expresarse así:

$$M_t = P \cdot b \quad (\text{Ecu. 2.75})$$

La barra ofrecerá a ese momento una resistencia equivalente al momento de resistencia de la sección, en este caso, circular.

El momento de resistencia de la barra es:

$$Mr = \frac{Mt}{k} = \frac{P \cdot b}{k} \quad (\text{Ecu. 2.76})$$

Siendo k el coeficiente de trabajo del material que se extrae de los cuadros de resistencia de materiales correspondiente al acero que estemos utilizando. Por otra parte, esta resistencia también se puede expresar teniendo en cuenta el momento de inercia polar I_p de la barra: (Ríos, 2002, pág. 46)

$$Mr = \frac{I_p}{V} = \frac{2I_p}{d} \quad (\text{Ecu. 2.77})$$

Siendo V el radio de la sección circular y d el diámetro. Igualando las dos expresiones del par de torsión, Mt , tendremos:

$$Mt = \frac{P \cdot b}{k} = \frac{2I_p}{d} \quad (\text{Ecu. 2.78})$$

O sea:

$$\frac{P \cdot b}{k} = \frac{2\pi d^4}{32d} = \frac{\pi d^3}{16} \quad (\text{Ecu. 2.79})$$

Ya que:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{Ecu. 2.80})$$

Es posible calcular ahora el diámetro de barra que deberemos emplear para un determinado momento de torsión. Diámetro de la barra:

$$d = \frac{\sqrt[3]{16 \cdot P \cdot b}}{\pi \cdot k} \quad (\text{Ecu. 2.81})$$

Al trabajar la suspensión, el automóvil balancea en la curva deformando un determinado ángulo la barra estabilizadora. Generalmente, se conocen o estiman las condiciones de carga, el brazo de palanca y el ángulo de torsión de la barra haciendo simplemente una construcción gráfica de la deformación o incluso trabajando sobre el mismo coche. (Ríos, 2002, pág. 46)

2.2.11. Muelles helicoidales y topes de compresión

Los resortes helicoidales son de amplia utilización hoy en día como elementos elásticos acumuladores frente a otros más convencionales como las ballestas. Si bien los primeros diseños aplicados suponían diámetros de hélice paso y sección transversal constante, lo cual asegura una flexibilidad aproximadamente constante, hoy en día también se implementan, cada vez con mayor profusión, diseños variables, en un intento de adaptarse mejor al comportamiento y prestaciones de los vehículos modernos. El cálculo, según la formación de la norma DIN 2089, permite obtener el número de espiras: (Pablo Luque, 2004, pág. 148)

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D_m^3 \cdot F} \quad (\text{Ecu. 2. 82})$$

Siendo: τ_i Tensión tangencial ideal

F Fuerza en el resorte

G Módulo de deslizamiento transversal

d Diámetro del alambre o de la varilla, en mm.

D_m Diámetro medio de la espira, en mm.

n Número de espiras

f Desplazamiento elástico, en mm.

Para el cálculo de suspensiones en automóviles se toma una serie de simplificaciones.

Los resortes se suelen ser de acero especial al Mn-Si, cuyas características son:

Tabla 3.

Módulo de desplazamiento transversal.

Material	G (MPa)
Acero	81.000
Aluminio	26.300
Bronce	41.000
Cobre	42.500
Fundición Gris (4,5% C)	41.000
Hierro Colado	< 65.000
Hierro Forjado	73.000
Latón	39.200

Fuente: (Ingemecánica, s.f.)

2.3. Sistema de dirección

2.3.1. Introducción.

Se conoce como la dirección de un vehículo, a todos los órganos que permiten orientar las ruedas directrices, en función de las maniobras realizadas sobre un mando de accionamiento. La función del sistema de dirección es permitir el control direccional suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas, las acciones de adelantamiento de evasión ante obstáculos presentes en la carretera y las maniobras a velocidad baja, por ejemplo en maniobras de aparcamiento. (Pablo Luque, 2004, pág. 237)

El diseño de un sistema de dirección, además, buscará un buen aislamiento de las perturbaciones procedentes de la carretera, al mismo tiempo, que asegure un contacto adecuado neumático-calzada y que logre un compromiso aceptable entre esfuerzos reducidos en el mando de la dirección en maniobras a baja velocidad y una adecuada estabilidad a velocidades elevadas. (Pablo Luque, 2004, pág. 237)

2.3.2. Definición.

Conjunto del vehículo que tiene por objeto, orientar las ruedas directrices, según los deseos del conductor. Una dirección debe cumplir las siguientes características:

- ✘ **Reversibilidad:** Poseer un cierto grado de reversibilidad para que su manejo sea más fácil, tendiendo a las ruedas a mantener una marcha rectilínea. Sin embargo, no debe ser muy reversible, para que las irregularidades del terreno no influyan sobre el volante, de modo que el conductor pueda tener dominada la dirección en todo momento. (Cascajosa, 2005, pág. 346)
- ✘ **Estabilidad:** Manteniendo las ruedas delanteras debidamente orientadas cuando se marcha en línea recta, de modo que se suelta el volante, el vehículo no se desvíe de su trayectoria. (Cascajosa, 2005, pág. 346)
- ✘ **Suavidad en la conducción:** La fuerza necesaria para girar el volante, no debe ser grande para no cansar. (Cascajosa, 2005, pág. 346)

2.3.3. Tipos de sistemas de dirección.

Los vehículos han utilizado soluciones basadas en mecanismos articulados, desde los sistemas más sencillos de un único cuadrilátero articulado de Jeantaund, a diseños más complejos para vehículos con suspensión independiente. El conductor ejerce de forma general, su acción de control sobre un volante de dirección que está unido por medio de acoplamientos, denominados en conjunto columna de dirección, a los mecanismos de actuación sobre las ruedas. Para la unión entre la columna de dirección y el varillaje de la dirección se han empleado diferentes y variadas configuraciones. (Pablo Luque, 2004, pág. 252)

Las que se instalan y diseñan en la actualidad se pueden englobar esencialmente en dos grandes grupos: los sistemas de piñón cremallera y los de bolas re-circulantes. En ambos tipos de dirección se pueden contemplar las siguientes variaciones:

- ✘ **Dirección manual:** Las fuerzas de dirección son producto únicamente del esfuerzo muscular del conductor.

- ✘ **Dirección asistida:** Las fuerzas de dirección son producto tanto del esfuerzo muscular del conductor como de una fuente externa de energía.
- ✘ **Servodirección:** Las fuerzas de dirección proceden de una o varias fuentes externas de energía.
- ✘ **Autodirección:** El ángulo de guiado de una o varias de las ruedas se modifica únicamente por la aplicación de las fuerzas o los momentos en el contacto entre el neumático y la carretera. (Pablo Luque, 2004, pág. 252)

a. Dirección de piñón – cremallera.

En estos tipos de dirección se utiliza una cremallera que mueve transversalmente al vehículo accionada por un piñón solidario con una columna de dirección, el conductor actúa sobre el extremo opuesto de la columna de dirección, donde está ubicado el volante. La cremallera está unida por rótulas a las bieletas de dirección que a su vez, se articulan en las manguetas. (Pablo Luque, 2004, pág. 253)

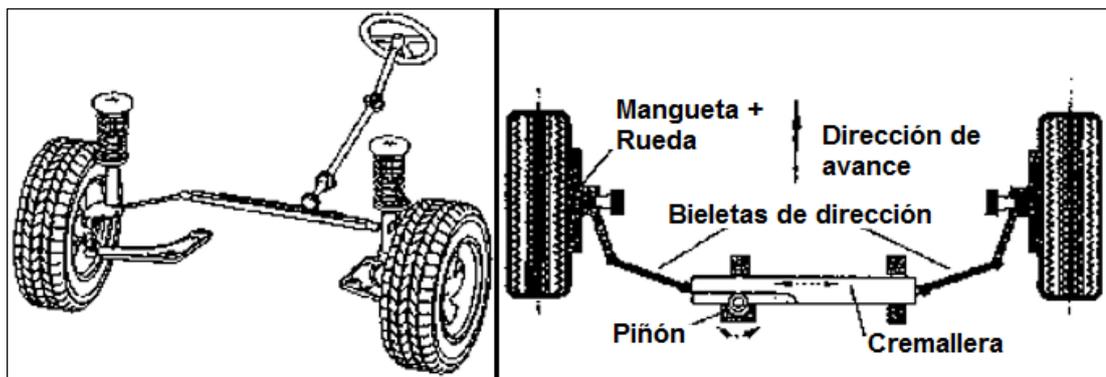


Figura 47. Dirección de piñón cremallera con las bieletas en los extremos.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 253)

Este tipo de dirección en que se emplea en muchos de los vehículos actuales desde los más pequeños a los más grandes y potentes sobre todo en suspensiones delanteras independientes, es por esas grandes ventajas y especificación que la hemos utilizado en nuestro proyecto. Las principales ventajas respecto a los otros sistemas son: (Pablo Luque, 2004, pág. 253)

- ✘ Construcción sencilla
- ✘ Fácil y económica de fabricar
- ✘ Buena eficiencia
- ✘ Contacto libre entre piñón y cremallera como posible amortiguamiento interno.
- ✘ La bieleta puede unirse directamente a la cremallera.
- ✘ Baja elasticidad de la dirección.
- ✘ Fácil de limitar el movimiento máximo de la cremallera.

Las principales desventajas son:

- ✘ Alta sensibilidad a impactos.
- ✘ Tensiones importantes debido a fuerzas angulares en la bieleta.
- ✘ Sensibilidad importante en el volante ante perturbaciones externas (aunque puede ser disminuida con la incorporación de sistemas hidráulicos).
- ✘ La longitud de la bieleta es algunas veces demasiado corta cuando se conecta directamente a la cremallera.
- ✘ El ángulo de giro depende del movimiento de la cremallera
- ✘ Con brazos demasiado cortos resultan fuerzas elevadas en el sistema.
- ✘ No puede usarse en eje rígido.

Existen diversas variantes en función de que las bieletas vayan ancladas en los extremos al centro de la cremallera, teniendo en cuenta que el piñón puede estar situado en posición centrada o no respecto al vehículo. (Pablo Luque, 2004, pág. 254)

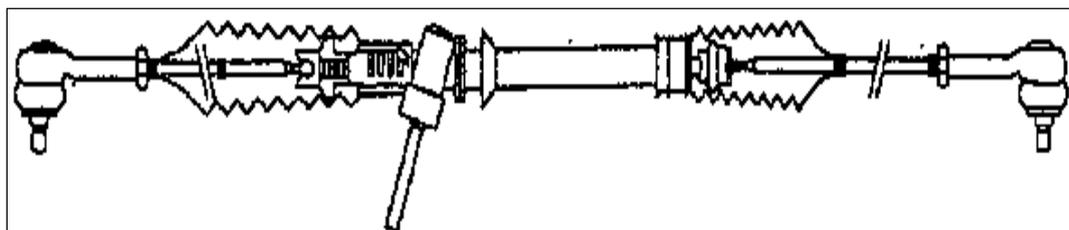


Figura 48. Detalle de una dirección de piñón cremallera con las bieletas en los extremos.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 254)

La configuración más sencilla y que requiere menos espacios es la de Piñón cremallera y brazos situados por delante del eje de las ruedas, esta configuración nos permite la flexión de la columna en caso de accidente.

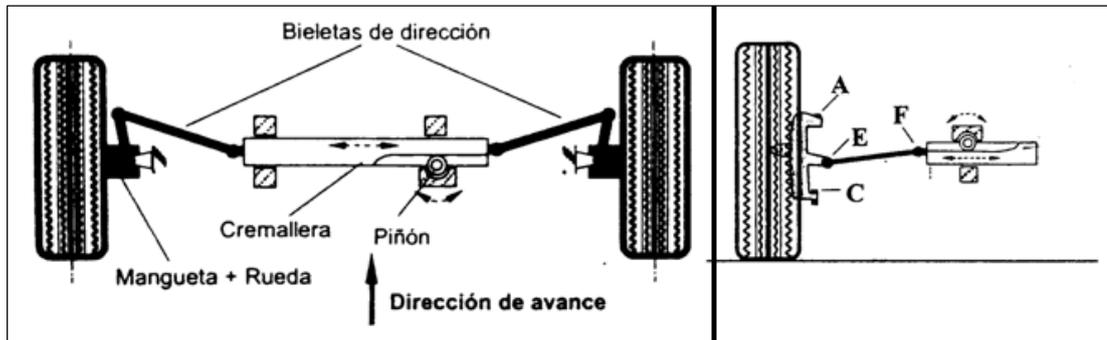


Figura 49. Dirección piñón cremallera situada por delante del eje.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 255)

2.3.4. Geometría de la dirección

En la geometría del sistema de dirección de un vehículo podemos observar que en el momento de realizar un giro, el radio que dibuja la trayectoria de las ruedas internas es menor que el radio dibujado por las ruedas externas. El vehículo debe poseer un comportamiento dinámico donde los ángulos de deriva de los neumáticos deben ser lo menores posibles.

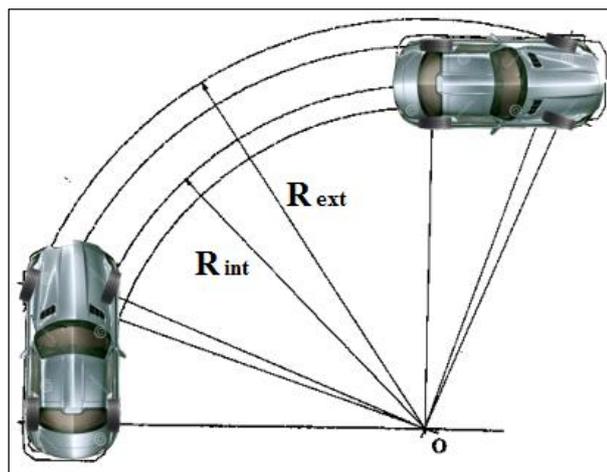


Figura 50. Vehículo en una curva de radio constante.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 238)

Dentro de la condición de Ackerman para vehículos con sistema de dirección neutra o paralela dota a las ruedas delanteras con ángulos de guiado, además el centro de rotación se situará en algún punto intermedia entre las intersecciones de R_{ext} y R_{int} . Hoy en la actualidad se emplean sistemas más modificados donde se dota de un ángulo de deriva a cada neumático. Teniendo en cuenta que en condiciones reales de circulación las ruedas traseras soportan esfuerzos transversales y por lo tanto aparecen ángulos de deriva y es centro de rotación se encontrará algo desplazado respecto a la prolongación del eje posterior. (Pablo Luque, 2004, pág. 238)

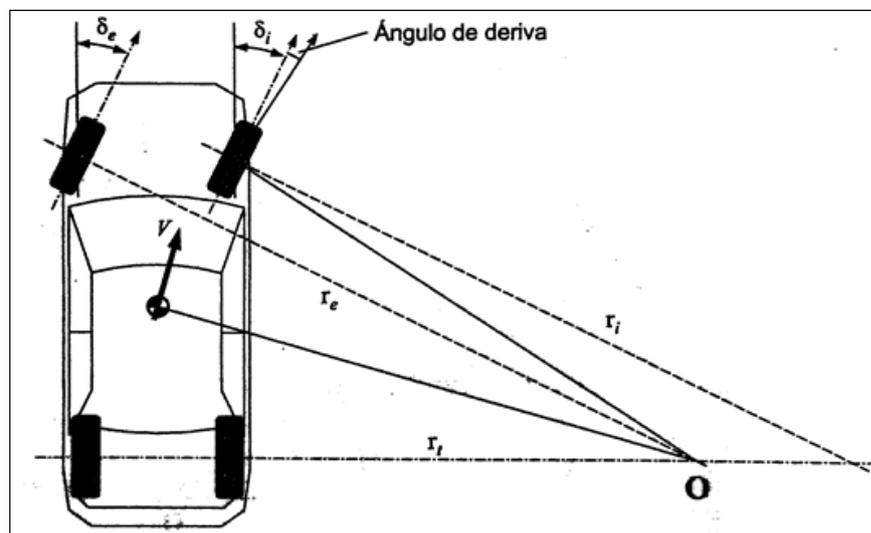


Figura 51. Dirección paralela con deriva en las dos ruedas.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 239)

2.3.5. Proceso de cálculo de la geometría de la dirección.

Este proceso de cálculo son muy complejos que depende de varios factores como: suspensión, dirección, neumáticos, características másicas, inerciales, peralte, superficie de rodadura, efectos aerodinámicos, acciones del conductor, fuerzas laterales y cargas verticales dinámicas. También se puede mencionar que el comportamiento del ángulo de deriva de los neumáticos son afectados por: el ángulo de caída, el par de balanceo y la distribución en los diferentes ejes. (Pablo Luque, 2004, pág. 242)

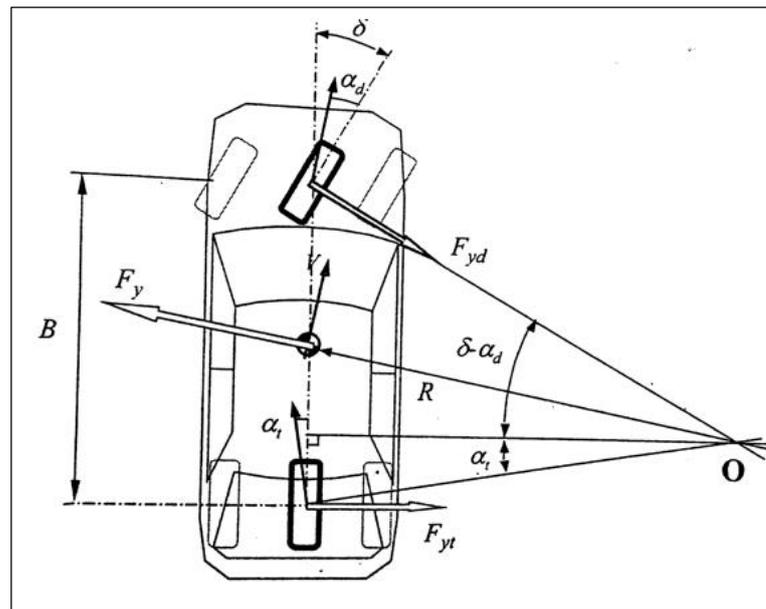


Figura 52. Modelo simplificado para el análisis del comportamiento direccional.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 242)

2.3.6. Efecto de la deriva en la situación del centro de rotación.

Una fuerza transversal, originada bien por una curva o por efecto del viento, da lugar a una deformación en los neumáticos, debido a su elasticidad. El ángulo que forma los dos ejes longitudinales de la huella, antes de la deformación y después, se llama ángulo de deriva. La deformación originada que las perpendiculares a los ejes de las huellas de los neumáticos giren, de tal manera, que nos varia la situación esperada del centro de rotación, incluso dejando de existir, pues los ángulos de deriva de cada rueda suelen ser distintos. Eso influye en la conducción del vehículo, teniendo que corregir su efecto con giros adicionales en el volante. (Cascajosa, 2005, pág. 365)

La distribución del peso entre los ejes y presión de inflado de neumático, debe ser teniendo en cuenta para que los ángulos de deriva ocasionados, tengan la menos influencia posible en la dirección. Si los ángulos de deriva, en las ruedas traseras son mayores que en las delanteras, el vehículo, marchando en línea recta, tiende a tomar trayectoria curva, y de ir en curva, la tendencia es de trayectoria más cerrada. En ambos casos, se corrige con giro del volante, de tal manera, que dirija al vehículo en la misma dirección que la fuerza lateral. En este caso se dice el vehículo esta sobrevirado. Si los

ángulos de deriva en las ruedas delanteras son mayores que en las traseras, la corrección se ha de hacer al contrario. En este caso el vehículo está subvirado. El sobrevirado es más peligroso para la conducción. (Cascajosa, 2005, pág. 365)

2.3.7. Respuesta direccional de los vehículos neutros

Se puede caracterizar al sistema de dirección de los vehículos en tres tipos de dirección en los vehículos como:

✘ Vehículo neutro	$K_V = 0$	$a_d = a_t$
✘ Vehículo Subvirador	$K_V > 0$	$a_d > a_t$
✘ Vehículo Sobrevirador	$K_V < 0$	$a_d < a_t$

Si se analizan los ángulos de deriva en función de los coeficientes de viraje, se llega a:

$$a_d - a_t = K_V \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (\text{Ecu. 2. 83})$$

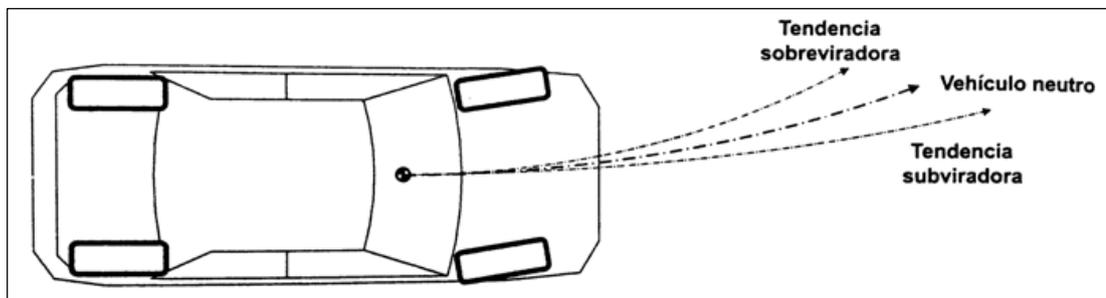


Figura 53. Respuestas direccionales con un vehículo.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 246)

Cuando un vehículo es caracterizado como neutro, en el momento de tomar una curva este tipo de configuración de la dirección no permite que los vehículos se salgan de su trayectoria. Si tenemos una configuración con tendencia sobreviradora, la parte frontal del vehículo tenderá a irse a la parte interna de la curva; Mientras que si tenemos un vehículo con tendencia subviradora, aquí el vehículo abre demasiado en las curvas y puede llegarse a salir de la misma. (Pablo Luque, 2004, pág. 246)

$$\delta = \frac{B}{R} \quad (\text{Ecu. 2. 84})$$

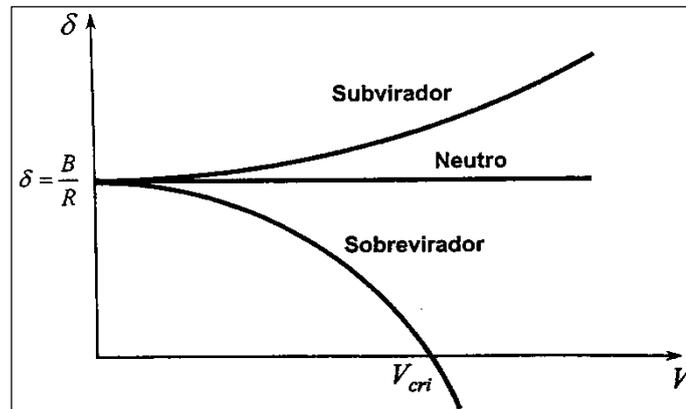


Figura 54. Variación del ángulo de dirección.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 247)

$$\delta = \frac{B}{R} + K_V \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (\text{Ecu. 2. 85})$$

2.3.8. Derrape en curvas

En el momento de que el vehículo toma una curva existe un límite de circulación en la misma y será cuando las fuerzas laterales superen la capacidad de reacción por fuerzas de adherencia y se produzca el derrape. Este efecto se produce en curvas sin peralte y con peralte, pero siempre esto sucede según la velocidad a la que se tome la curva. Para ello se plantean las ecuaciones de equilibrio del sistema, en las direcciones transversal y vertical. (Pablo Luque, 2004, pág. 251)

$$F_{ye} + F_{yi} = -P_s \cdot \text{sen}\zeta + F_{ys} \cdot \text{cos}\zeta \quad (\text{Ecu. 2. 86})$$

$$F_{ze} + F_{zi} = P_s \cdot \text{cos}\zeta + F_{ys} \cdot \text{sen}\zeta \quad (\text{Ecu. 2. 87})$$

Si se asume que:

$$(F_{ze} + F_{zi}) \cdot \mu_y = F_{ye} + F_{yi} \quad (\text{Ecu. 2. 88})$$

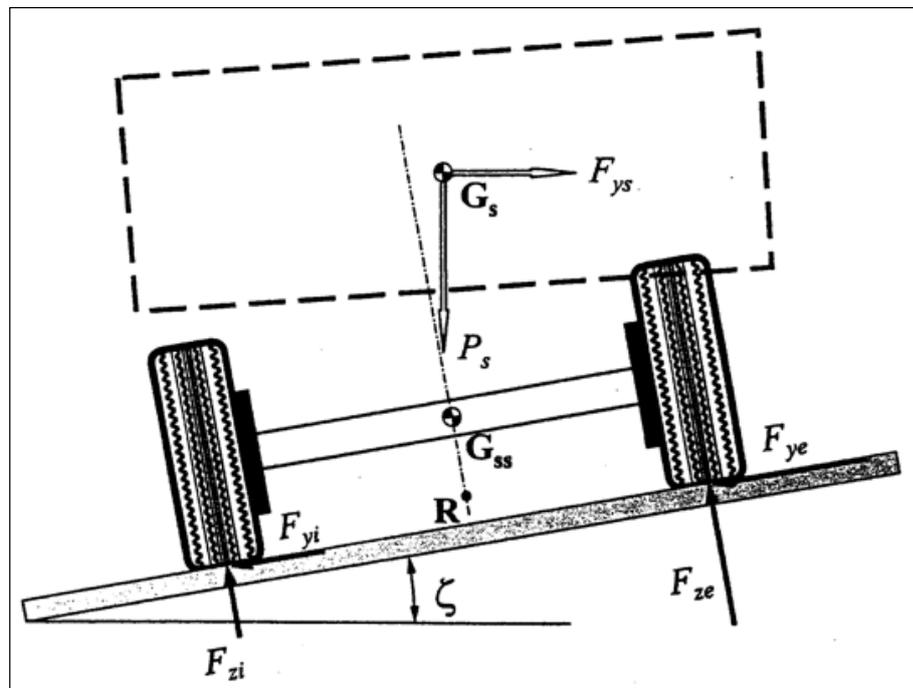


Figura 55. Velocidad máxima de paso por curva.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 251)

2.3.9. Ángulo y cotas de las ruedas directrices.

La reversibilidad y la estabilidad de la dirección, de la dirección, de las que se hizo referencia al principio, se consigue proporcionando al pivote de giro de la mangueta de una inclinación hacia afuera, llamado ángulo de salida, y hacia adelante, llamado ángulo de avance, y de otra inclinación del eje de la mangueta, hacia abajo, con respecto a su pivote de articulación, llamado ángulo de caída. (Cascajosa, 2005, pág. 366)

a. Ángulo de salida.

Es el ángulo que forma el eje del pivote con la vertical, y que acerca la prolongación del eje del pivote al centro de la base de apoyo del neumático sobre el suelo, con el fin de disminuir el brazo de palanca resistente cuando se maniobra la dirección. (Cascajosa, 2005, pág. 366)

La prolongación no se hace pasar por el mismo centro sino a una distancia de 2 a 4 centímetros, de este modo al girar, el coche se levanta un poco y el propio peso del vehículo tiende a volver a la posición de marcha recta, ayudando al conductor. Este ángulo suele tomar valores de 2 a 16 grados, según la carga del vehículo.

Nota: los puntos cuya distancia es d no se encuentran en el mismo plano del dibujo. Véase descentrado de la dirección y ángulo de avance.

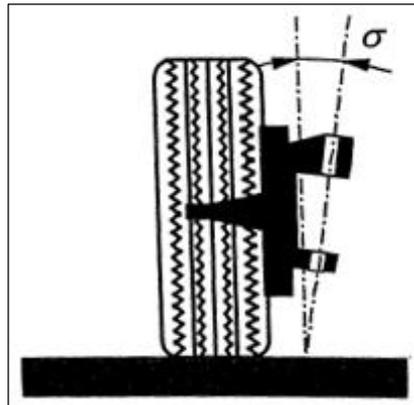


Figura 56. Ángulo de salida.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 366)

b. Ángulo de caída.

Es el ángulo formado por la mangueta con la horizontal. Hace que la reacción del suelo esté desplazada hacia el interior, disminuyendo el momento de fuerza correspondiente. Complementa este efecto, con el conseguido con el ángulo de caída. Este ángulo hace más pequeño el de salida. Existen algunas ventajas como: (Pablo Luque, 2004, pág. 269)

- ✘ Para reducir el brazo de palanca e sin necesidad de que el ángulo de salida (σ) sea muy grande.
- ✘ Para que las ruedas se adapten al bombeo de la carretera, contrarrestando el esfuerzo que tiende a separarlas.
- ✘ Para bajar el centro de gravedad de las ruedas, y por lo tanto del vehículo, tendrá ventaja al tomar las curvas.

Para mejorar el comportamiento lateral en curva y la estabilidad, se deberán adoptar ángulos de caída negativos, de hecho valores comprendidos entre 0° y $-1,20^\circ$, pero en prototipos como fórmula uno posee un camber comprendido entre -5° y $+5^\circ$. (Pablo Luque, 2004, pág. 270)

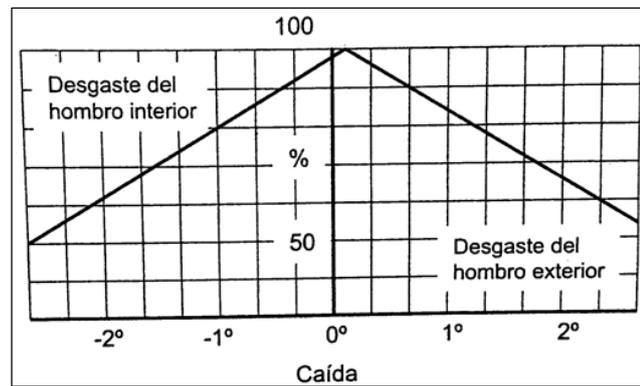


Figura 57. Duración por desgaste del neumático en función de la caída.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 270)

Para nuestro caso hemos utilizado un camber de 2° ya que es el punto más adecuado para mantener la adherencia de los neumáticos con la calzada y esto lo podemos apreciar en la gráfica que está en función del camber y la adherencia para deportivos.

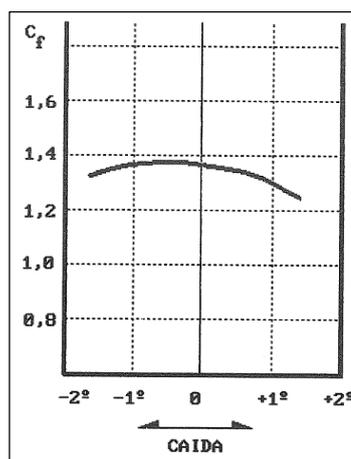


Figura 58. Caída en función de la adherencia.

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 19)

c. Ángulo de avance

Es el ángulo formado por el eje de pivote de la mangueta con el plano vertical del eje de la rueda, visto el vehículo lateralmente. Este ángulo tiene un efecto fundamental de avance el cual estabiliza la dirección por medio del par de autoalineación de las ruedas. Para vehículos de fórmula uno el ángulo de caster está comprendido entre los -5° a $+5^\circ$. Un avance positivo en el momento de una frenada estabilizará las ruedas directrices, teniendo en cuenta que es el caso más desfavorable, ya que los esfuerzos de tracción son habitualmente inferiores. (Cascajosa, 2005, pág. 367)

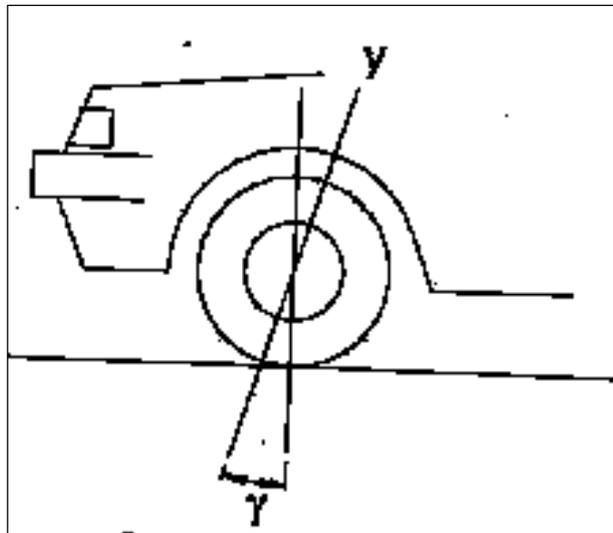


Figura 59. Ángulo de avance.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 367)

En casos en los que no hay distancia de avance, para poder asegurar unos pares de dirección adecuados los vehículos de turismo tiene un ángulo de avance de entre 4° y 8° . En el caso de tener una distancia negativa, el valor se incrementa de 8° a 11° . Si la dirección no es asistida, son preferibles ángulos pequeños para evitar aumentar el esfuerzo sobre el volante de dirección, sobre todo en maniobras a baja velocidad. (Cascajosa, 2005, pág. 367)

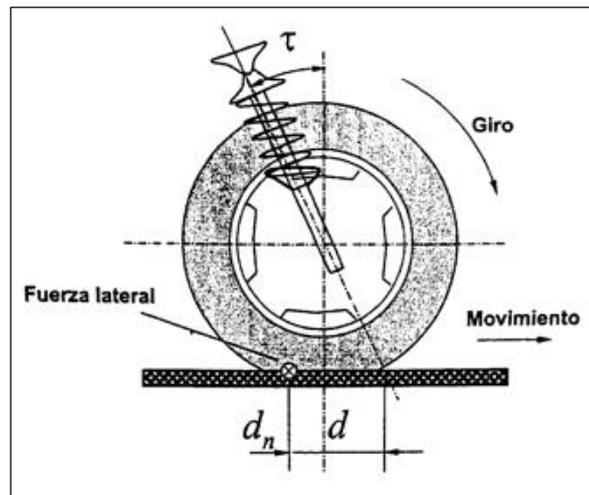


Figura 60. Ángulo de avance.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 280)

d. Convergencia

Es el ángulo formado por el plano central del vehículo en dirección longitudinal y la línea que resulta de la intersección del plano central de la rueda con el plano de la carretera. Este ángulo se considera positivo cuando la parte delantera de la rueda está girada hacia el interior del vehículo, y negativo en el caso contrario, el ángulo total de convergencia se obtiene por la suma de los ángulos de convergencia de cada rueda. (Pablo Luque, 2004, pág. 275)

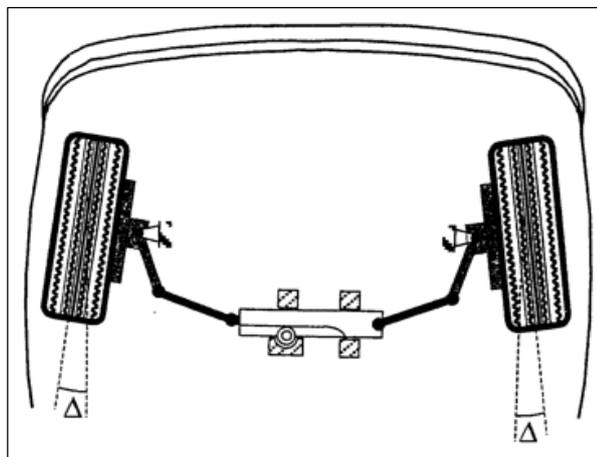


Figura 61. Ángulos de convergencia de cada rueda.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 275)

Debido a que la convergencia puede ser alterada al variar la longitud del tirante de dirección, la tolerancia por rueda debe tenerse muy en cuenta, un valor aproximado puede ser:

En vehículos con tracción trasera $\Delta_d = +15^\circ \pm 10^\circ$

En vehículos con tracción delantera $\Delta_d = +0^\circ \pm 10^\circ$

Para nuestro caso utilizamos una convergencia de 4° , 2° en cada rueda, ya que en nuestro sistema de dirección no utilizamos bieletas, sino los brazos de la dirección van asociados directamente con las manguetas y la geometría utilizada es la neutra. Además de los ángulos, las ruedas vistas desde arriba presentan una convergencia para corregir el efecto producido por los ángulos de salida y caída, en el que la rueda es base de un cono vértice en el suelo, tendiendo a separarse las ruedas cuando avanza el vehículo.

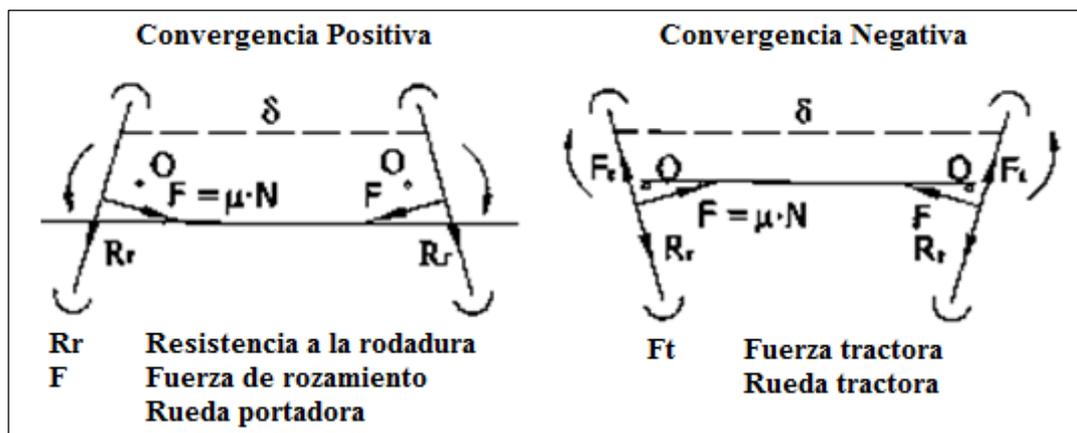


Figura 62. Tipos de convergencia.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 368)

e. Descentrado de la dirección.

Se conoce así la dirección entre la prolongación del eje del pivote y el centro de la huella de la rueda, valor (d) en la (Figura 62). Esta distancia hace que las resistencias a la rodadura den lugar a un momento sobre la rueda, que origina que gire la mangueta alrededor de su pivote. Este mismo efecto, se produce cuando las ruedas delanteras

son frenadas, siendo las fuerzas que se originan mayores. El descentrado no debe ser excesivo, ya que las fuerzas son soportadas por las bielas y barras de acoplamiento. Un descentrado ligeramente negativo, cuando los circuitos dobles de freno están cruzados, proporciona estabilidad si las fuerzas de frenado en las ruedas delanteras son diferentes.

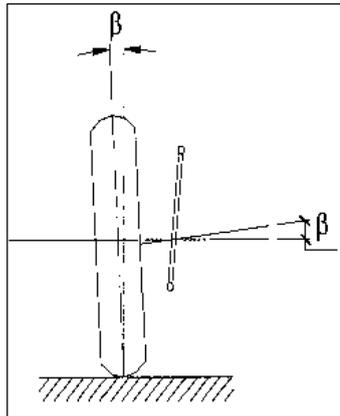


Figura 63. Ángulo de caída.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 366)

2.3.10. Mecanismo de la dirección.

El conjunto de la dirección lo componen básicamente los siguientes subconjuntos y piezas:

- ✘ Volante.
- ✘ Columna de dirección.
- ✘ Caja de dirección.
- ✘ Biela y barra de acoplamiento.

La timonería de la dirección comprende todos los elementos que permiten transmitir el movimiento desde el volante hasta las ruedas. Todos los elementos de la dirección, debido a su importancia en la seguridad del vehículo, han de cumplir los requisitos que se le imponen, por legislación, a las piezas consideradas de seguridad. En este caso muy fiable y rígidas. (Cascajosa, 2005, pág. 369)

El enlace de las bielas de la dirección, con su barra e acoplamiento, en eje rígido, o con los brazos intermedios en eje partido (suspensión independiente), tiene un cierto juego, proporcionado por las rotulas, para absorber pequeñas irregularidades del terreno, sin que sea detectado en el volante. Soluciones al conjunto de dirección según su aplicación: (Cascajosa, 2005, pág. 369)

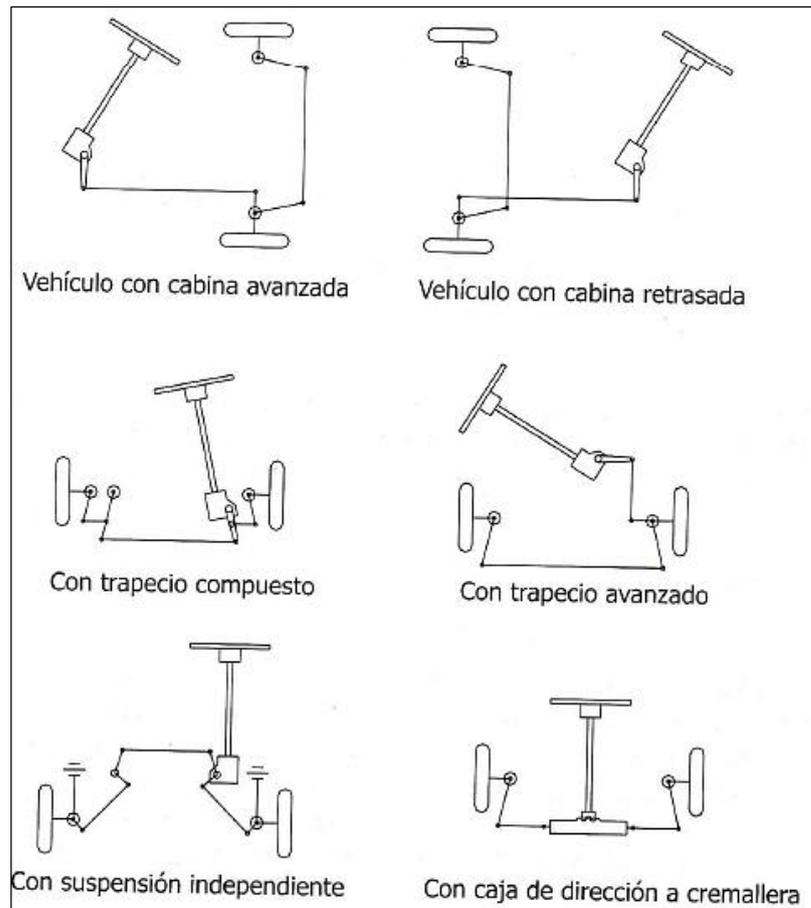


Figura 64. Tipos de mecanismos del sistema de dirección.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 369)

2.3.11. Cálculo del esfuerzo en volante.

Los esfuerzos máximos se establecen según categoría de vehículo y estado del mecanismo. Para el cálculo de los esfuerzos a realizar en el volante se parte de la situación de vehículo parado. El par máximo para girar la rueda con el vehículo parado, se calcula multiplicando la fuerza que hay que vencer para deslizar los neumáticos

sobre el suelo, por su distancia al punto de intersección del eje del pivote con el suelo
(d). (Cascajosa, 2005, pág. 370)

$$M = F_r \cdot d = N \cdot \mu \cdot d \quad (\text{Ecu. 2.89})$$

N= Peso sobre eje delantero.

μ = Coeficiente de rozamiento.

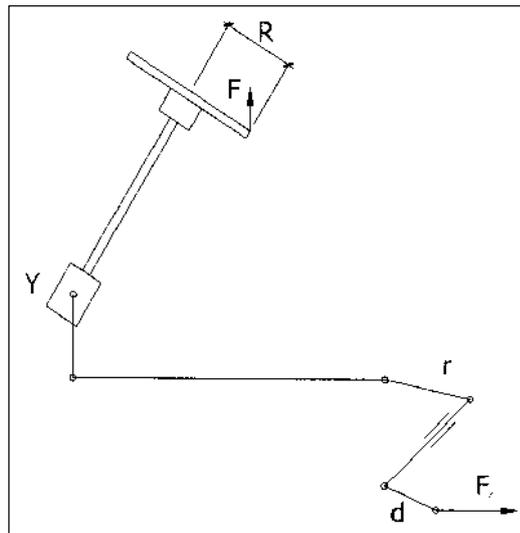


Figura 65. Esquema de una dirección.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 370)

Tanto la distancia d, como la longitud de las bielas del trapecio de la dirección, son definidas, como ya se ha visto, atendiendo; a la estabilidad del vehículo y situación del centro de rotación. Por tanto, para el cálculo del esfuerzo máximo en volante son datos, juntos con el diámetro del volante, elegido por estética o por ubicación, quedando como variables la acción multiplicadora de la carga de dirección y la relación de palancas intermedias si las hubiere. (Cascajosa, 2005, pág. 370)

$$F = F_r \cdot \frac{d}{r} \cdot \frac{y}{R} \quad (\text{Ecu. 2.90})$$

F= Fuerza en el volante.

F_r = Fuerza resistente en punto de contacto rueda-suelo.

d = Distancia de F_r al punto de intersección pivote-suelo.

r = Brazo palanca de la biela de dirección.

y = Relación total multiplicadora de la caja de dirección.

R = Radio del volante.

2.3.12. Caja de la dirección.

Elemento esencial de la dirección, contiene el mecanismo que transmite el giro del volante a las ruedas. Suelen ser de:

- ✘ Tornillo sinfín.
- ✘ Cremallera.
- ✘ Bolas recirculantes.

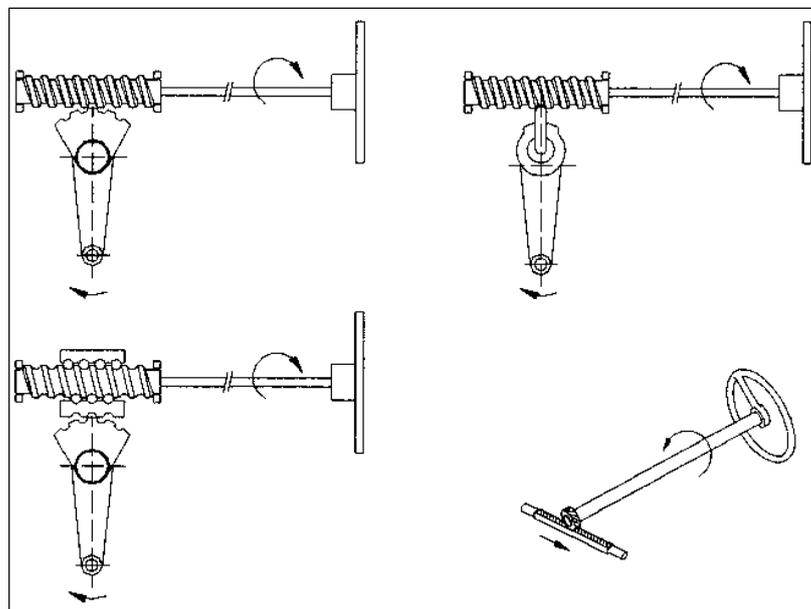


Figura 66. Cremallera.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 371)

2.3.13. Autoviraje debido a la suspensión.

El movimiento de la suspensión es seguido por la biela, afectando al equilibrio del conjunto de la dirección. Aunque en cualquier cosa se ha de tener en cuenta, es muy importante su estudio, cuando la suspensión es resuelta con ballestas y, existe una barra de mando intermedia entre la biela y el resto del conjunto de dirección, como se indica. (Cascajosa, 2005, pág. 372)

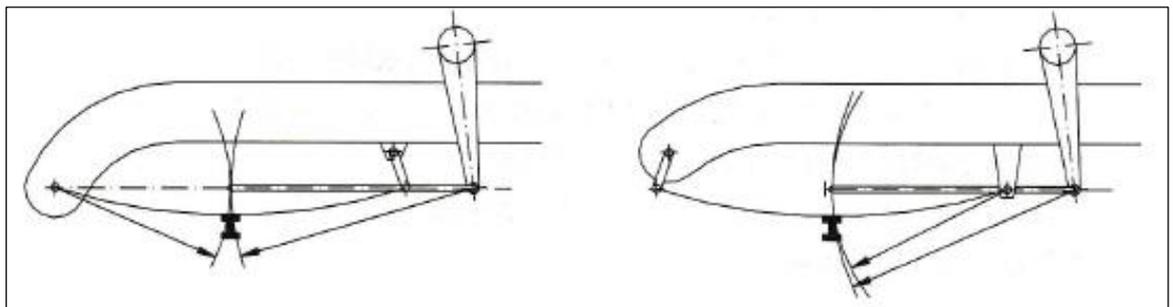


Figura 67. Autoviraje.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 372)

Si se mantiene el volante quieto las ruedas virarían.

2.4. Sistema de frenos.

2.4.1. Introducción

El sistema de frenos de un automóvil resulta fundamental para el vehículo. Se trata del sistema que confiere la capacidad de reducir la velocidad del vehículo cuando está en marcha incluso llegando a detenerlo si fuera necesario. El principio en el que se basa el sistema de frenado es en la reducción de la energía cinética, producida por el movimiento del vehículo, y/o potencial transformándola en energía calorífica. (Cruz & Mesías, 2013, pág. 77)

Previamente a desarrollar el análisis de los sistemas de frenos, debe anticiparse una serie de cuestiones relativas al proceso dinámico de la operación de frenado de los automóviles. En este sentido debe tenerse en cuenta que, cuando un conductor acciona

el pedal de freno para reducir la velocidad o detener el automóvil en condiciones de marcha, la fuerza que ejerce en el pedal es transmitida y multiplicada por el equipo de frenos para generar, finalmente, la retención y deceleración necesaria en las ruedas. Desde que se acciona el pedal de freno se inicia un proceso generalizado y simplificado de la operación de frenado en los vehículos que se configura por las fases señaladas a continuación: (Cruz & Mesías, 2013, pág. 77)

- a) El conductor pisa el pedal de freno, e inicia la fase de frenado.
- b) Tiempo de respuesta que transcurre desde que se acciona el pedal de freno hasta que se genera la fuerza de frenado en las ruedas.
- c) Etapa en la que se produce el incremento de la fuerza de frenado hasta alcanzar su valor de máxima eficacia, próximo al 75% de la presión de frenado.
- d) Valor de máxima deceleración en el proceso de frenado.
- e) Duración real de la frenada
- f) Detención del vehículo.
- g) Efecto de inercia que se produce al soltar el pedal de freno.

2.4.2. Definición.

El dispositivo de frenado es el conjunto de órganos del vehículo que tiene por función disminuir progresivamente su velocidad, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si se encuentra ya parado. Debe cumplir las siguientes funciones: (Cascajosa, 2005, pág. 417)

✘ Frenado de servicio.

El freno de servicio debe permitir al conductor del vehículo en marcha, deteniéndolo de forma segura y con la eficacia exigida en la reglamentación, cualesquiera que sean sus condiciones de velocidad, carga y pendiente de la carretera. El conductor deberá conseguir la frenada desde su asiento sin que tenga que separar las manos del volante. (Cascajosa, 2005, pág. 418)

✘ Frenado de socorro.

El freno de socorro deberá permitir la parada del vehículo en la distancia máxima prevista, según la categoría del vehículo, en el caso de que falle el freno de servicio. El conductor deberá conseguir la frenada desde su asiento y controlando el volante al menos con una mano. (Cascajosa, 2005, pág. 418)

✘ Frenado estacionamiento.

El freno de estacionamiento deberá permitir al mantener el vehículo en un declive ascendente o descendente, en ausencia, en ausencia del conductor, y con un mecanismo que sea puramente mecánico. (Cascajosa, 2005, pág. 418)

2.4.3. Sistemas de frenos.

Un sistema de frenos lo forman los siguientes componentes básicos:

- ✘ El mando.
- ✘ La transmisión.
- ✘ El freno propiamente dicho.

El mando es accionado por el conductor con el fin de proporcionar y controlar la energía necesaria, bien muscular del conductor o procedente de otra fuente de energía. Hay accionamiento automáticos como, por ejemplo, cuando el sistema de freno de un vehículo remolcado se desconecta del tractor. (Cascajosa, 2005, pág. 420)

La transmisión es el conjunto de elementos situado entre el mando y el freno propiamente dicho. La transmisión puede ser mecánica, hidráulica, neumática, eléctrica o mixta. Cuando el frenado se realiza mediante una fuente de energía independiente de la del conductor, pero controlada por el, la fuente, su almacenamiento y los dispositivos de regulación que tal dispositivo implica, se consideraran a si mismo parte de la transmisión. (Cascajosa, 2005, pág. 420)

El freno propiamente dicho es el órgano donde se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo. El freno puede ser de fricción, eléctrico, hidráulico y de motor. En él se transforma la energía cinética, que en un momento dado posee el vehículo, en energía calorífica, bien en su totalidad en caso de parada o

parcialmente, para reducir la velocidad. De forma esquemática: (Cascajosa, 2005, pág. 420)

- ✘ Mando freno
- ✘ Fuente energía
- ✘ Transmisión
- ✘ Freno
- ✘ Toma de remolque

2.4.4. Clasificación de los sistemas de frenos

Los sistemas de frenos convencionales se pueden clasificar según:

- ✘ Objeto
- ✘ Tipo de energía usada
- ✘ Tipo de transmisión y número de líneas

a. Según su objeto

Los requerimientos legales exigen frenos de servicio, socorro y estacionamiento. El freno de servicio se usa para reducir la velocidad, para mantenerla controlada, por ejemplo bajando una pendiente, o para detener el vehículo. El freno de socorro actúa cuando el freno de servicio falla, asumiendo su función pero con menos efecto. No es necesario que sea un sistema independiente de aquel, sino el circuito que queda intacto de los dos del freno de servicio o una variable de freno de estacionamiento. (Cascajosa, 2005, pág. 422)

El freno de estacionamiento realiza la tercera función del sistema de frenos, pudiendo incluso ser efecto cuando hay fallo de aporte energético hidráulico o neumático. Por esta razón debe haber una conexión mecánica entre su mando y el freno de rueda. Actúa sobre las ruedas de un mismo eje. (Cascajosa, 2005, pág. 422)

b. Según el tipo de energía usada

Dependiendo de que el sistema de frenos sea operado solo por la fuerza del conductor,

o parcialmente o nada, se clasifican en:

- ✘ Sistemas que actúan solamente mediante la fuerza del conductor.
- ✘ Sistemas ayudando al conductor.
- ✘ Sistemas con la aportación energética necesaria independientemente del conductor.

El primero se emplea en turismos y vehículos industriales ligeros. Aplicando la fuerza sobre el pedal o palanca de freno de mano, y con transmisión de esfuerzo mecánico o hidráulico. (Cascajosa, 2005, pág. 422)

El segundo se emplea en turismo y vehículos industriales ligeros y medios, sumado a la fuerza ejercida por el conductor (mediante un servo), la generada mediante aire comprimido o por vacío, o fluido hidráulico. La transmisión a los frenos es mecánico o hidráulico. Debido a la conexión continua entre en mando y el freno, el vehículo puede ser frenado por el conductor sin la fuerza auxiliar en caso de fallo, con efecto reducido y con mayor esfuerzo. (Cascajosa, 2005, pág. 422)

El tercer sistema es empleado en vehículos industriales medios y pesados. El vehículo es frenado exclusivamente por la fuerza generado mediante aire comprimido o por vacío, o fluido hidráulico. El conductor solo actúa sobre el mando. (Cascajosa, 2005, pág. 422)

c. Según el tipo de transmisión

La transmisión de la energía de los frenos mediante un solo circuito no es admisible legalmente por cuestión de seguridad. Se hace mediante un doble circuito, de tal forma que en caso de fallo en uno, permanezca operando el otro con una eficiencia suficiente como para actuar como freno de socorro. En vehículos de turismo el diseño de los circuitos pueden ser realizados de la siguiente forma: (Cascajosa, 2005, pág. 422)

- ✘ Un circuito frena el eje delantero y el otro trasero.
- ✘ Un circuito frena una rueda delantera y la opuesta trasera, el otro las otras dos.

- ✘ Un circuito frena los dos ejes y el otro solo el delantero.
- ✘ Un circuito frena el eje delantero y una rueda de otras y el otro circuito el eje delantero y la otra rueda del trasero.
- ✘ Los dos circuitos frenan los dos ejes.

2.4.5. Cálculo del sistema de frenos.

Se considera que el vehículo se mueve sobre un plano horizontal, y con solo la intervención de los frenos propiamente dicho pues un vehículo puede ser detenido, independientemente de los frenos, por las resistencias a su avance, o por las de avances más la resistencia que opone el motor, girando este en vacío como una bomba de aire. En este caso su potencia resistente es aproximadamente la tercera parte de la que daría funcionando al mismo régimen. (Cascajosa, 2005, pág. 424)

El trabajo desarrollado por la fuerza de frenada, hasta parar el vehículo, es igual a la energía absorbida.

$$T = F_f \cdot e = \frac{1}{2} m v^2 \quad (\text{Ecu. 2. 91})$$

La fuerza de frenada es la suma de las fuerzas de rozamientos, entre zapatas y tambores o entre pastillas y discos, dependiendo del tipo de freno. Las fuerzas de rozamiento son debidas a las fuerzas normales, que se aplican a las zapatas o pastillas, originadas en las fuerzas de energía; muscular, por la acción del conductor, o a la presión del aire almacenado en unos calderines para tal fin. (Cascajosa, 2005, pág. 425)

Sea F_r la fuerza de rozamiento originada en uno de los frenos y r su distancia al centro de la rueda, y F_f el resultado de la misma aplicada en la periferia de la rueda.

$$F_f = R = F_r \cdot r \qquad F_r = \frac{F_f \cdot R}{r} \qquad F_r = \frac{N \cdot \mu \cdot R}{r}$$

Cuando F_f es superior a la adherencia se origina su bloqueo.

El valor de N depende de la carga transferida por el efecto de la frenada, es decir por

la desaceleración.

La fuerza de frenada se ha de repartir convenientemente entre los ejes, de tal forma, que los frenos traseros no tengan prioridad de bloqueo con respecto a los delanteros para adherencias menores a una prefijada. (Cascajosa, 2005, pág. 425)

a. Eficacia de frenado

Se define como eficacia de frenado a la relación.

$$\frac{F_f}{P} = \mu = \frac{m \cdot d}{m \cdot g} = \frac{d}{g} \qquad d = \mu \cdot g$$

La deceleración se suele dar en tanto por cierto. Por ejemplo, si el valor de μ , coeficiente de adherencia utilizado, es de 0.3 y $g = 10 \text{ m/s}^2$ $d = 3 \text{ m/s}^2$, hay una deceleración del 30%. (Cascajosa, 2005, pág. 425)

La distancia recorrida desde que actúa el freno hasta la parada es:

$$e = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot F_f} = \frac{P/g \cdot v^2}{2P \cdot \mu} = \frac{v^2}{2g\mu} = \frac{v^2}{2d} \qquad \text{(Ecu. 2. 92)}$$

V = Velocidad en el momento de la frenada.

μ = Adherencia.

d = Deceleración.

Si se tiene en cuenta el tiempo de reacción del conductor (entre 0.3 s y 1.7 s), 1 s, y el tiempo de respuesta del freno 0.6 s, según reglamentación, el espacio recorrido es: (Cascajosa, 2005, pág. 426)

Recorrido total $v \cdot 1.6 + e$

Tiempo total invertido $t = 1.6 + v/d$ segundo

La deceleración requerida en un momento dado puede variar, desde un valor pequeño hasta el máximo posible. Para frenada normal el valor de μ (utilizado) es del orden de 0.3 y para situaciones extremas de 0.6. En función de ello se dimensiona los frenos. Los frenos de un vehículo se consideran óptimos cuando la deceleración máxima generada por los mismos supera el valor de 0.6 g, y deficientes cuando no alcanza 0.4 g. (Cascajosa, 2005, pág. 426)

b. Terminología en el freno.

A efecto de frenado, se debe medir el peso estático del vehículo en vacío y en carga, en horizontal y las ruedas en posición de marcha en línea recta.

(m) = Masa total del vehículo.

(m_1) = Masa que corresponde al eje delantero.

(m_2) = Masa que corresponde al eje trasero.

(g) = Aceleración de la gravedad.

$(P = m \cdot g = P_1 + P_2)$ = Peso total.

$(P_1 = m_1 \cdot g)$ = Peso normal sobre eje delantero.

$(P_2 = m_2 \cdot g)$ = peso normal sobre eje trasero.

$(J = \frac{dv}{dt})$ = Deceleración de frenada.

$(J_m = \frac{V_1 + V_2}{t})$ = Deceleración media entre dos instantes 1 y 2 separados por un tiempo t .

$(T = J \cdot m = T_1 + T_2)$ = Fuerza de frenada producida por la acción del dispositivo de frenado, la cual se opone al movimiento o a la tendencia al movimiento del vehículo.

T_1 y T_2 Son las fuerzas periféricas producidas por la acción de los dispositivos

de frenado del eje delantero y trasero.

$(z = \frac{T}{P} = \frac{J}{g})$ Coeficiente o tasa de frenado z , es la relación entre la fuerza de frenado y el peso estático del vehículo.

Para $g=10$

$z=0.1 J$

La eficacia de frenado viene definida por el coeficiente (tasa) de frenado.

c. Transferencia de carga durante el frenado.

De la figura se deduce:

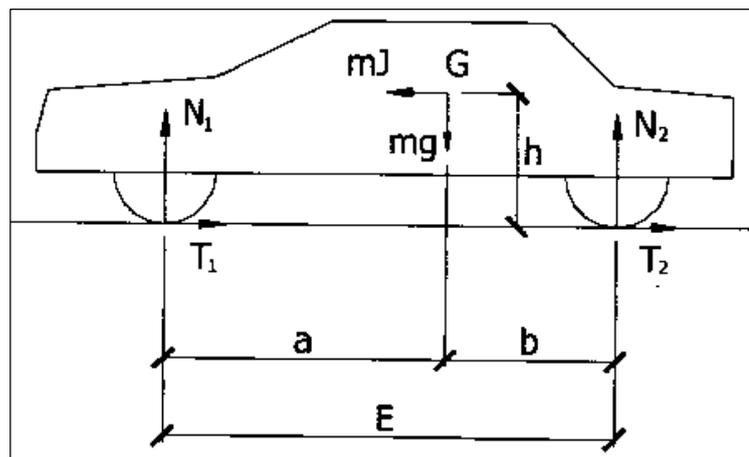


Figura 68. Transferencia de carga durante el frenado.

Fuente: (Cascajosa, 2005, pág. 427)

Cargas vehículo estático:

$$P = m \cdot g$$

$$P_1 = \frac{m \cdot g \cdot b}{E}$$

$$P_2 = \frac{m \cdot g \cdot a}{E}$$

Sean N_1 y N_2 las relaciones en los ejes, en la frenada.

Suma de fuerzas verticales $m \cdot g - N_1 - N_2 = 0$

Suma de fuerzas horizontales $m \cdot J - T_1 - T_2 = 0$

Suma de momentos $m \cdot g \cdot b + m \cdot J \cdot h - N_1 \cdot E = 0$

Despejando N_1 y, como $P_1 \cdot E = m \cdot g \cdot b$ y $T = m \cdot J$

$$N_1 = \frac{m \cdot g \cdot b}{E} + \frac{m \cdot J \cdot h}{E} = P_1 + T \frac{h}{E} = P_1 + \frac{P}{g} J \frac{h}{E} = P_1 + P \frac{h}{E} z$$

$$N_2 = P - N_1 = P - P_1 - T \frac{h}{E} = P_2 - T \frac{h}{E} = P_2 - P \frac{h}{E} z \quad (\text{Ecu. 2. 93})$$

$h =$ Altura del centro de gravedad del vehículo.

$E =$ Distancia entre ejes.

d. Coeficientes de rozamiento.

Coeficiente de rozamiento es la relación de la fuerza de rozamiento entre dos superficies en contacto y la fuerza normal que actúa entre estas superficies. (Cascajosa, 2005, pág. 428)

e. Coeficiente de rozamiento estático.

Coeficiente de rozamiento estático es la relación entre la fuerza periférica máxima posible (fuerza de frenado) de una rueda y la carga sobre esta rueda. (Cascajosa, 2005, pág. 428)

f. Coeficiente de rozamiento de deslizamiento.

Coeficiente de rozamiento de deslizamiento es la relación entre la fuerza periférica de una rueda (fuerza de frenada) y la carga sobre esta rueda, para una velocidad periférica de la rueda igual a cero, y una velocidad del vehículo diferente de cero. (Cascajosa, 2005, pág. 428)

g. Coeficiente de adherencia.

Coeficiente de adherencia es la relación de la fuerza de rozamiento utilizada (solicitada) entre las dos superficies en contacto y la fuerza normal que actúa entre

estas superficies. En lo sucesivo, se denomina F al coeficiente de adherencia periférico entre neumático y carretera. (Cascajosa, 2005, pág. 428)

h. Reparto de frenado.

Se denomina reparto de frenado en un vehículo, a la distribución de las fuerzas de frenado entre los ejes del mismo.

$$T = T_1 + T_2.$$

T = Fuerza total de frenado.

T_1 = Fuerza de frenado en el eje delantero.

T_2 = Fuerza de frenado en el eje trasero.

$(r_1 = \frac{T_1}{T})$ = Coeficiente de frenado en el eje delantero.

$(r_2 = \frac{T_2}{T})$ = Coeficiente de frenado del eje trasero.

$$r_1 + r_2 = 1 \quad \text{(Ecu. 2. 94)}$$

La seguridad y la eficiencia obtenidas con un dispositivo de frenado son más elevadas, cuantos mayores sean las fuerzas que este puede proporcionar sin producir bloqueo en ninguna de las ruedas del vehículo durante el frenado. Esto es sin que las adherencias utilizadas superen al valor del coeficiente de rozamiento estático. (Cascajosa, 2005, pág. 429)

Un reparto ideal de las fuerzas de frenado entre los ejes de un vehículo, será cuando al mismo tiempo se utilice la misma adherencia en todas las ruedas y por ello también, la misma deceleración. El bloqueo de todas las ruedas frenadas se alcanzaría al mismo tiempo. $F = J_1 : g = J_2 : g = J : g$. Para alcanzar esta situación de equiadherencia, el sistema de frenos debería estar equipado con dispositivos de regulación continua de presión, en función de la carga y en función de la tasa de frenado. (Cascajosa, 2005, pág. 429)

2.4.6. Frenos de disco.

La energía cinética del vehículo se transforma en los frenos en forma de calor, que, en los sistemas tradicionales, incrementa la temperatura de las zapatas y los tambores y disminuye la eficacia de la frenada debido a la dilatación del tambor. Tratando de conseguir una mejor disipación del calor producido en el sistema de frenos, se diseñaron los frenos de disco, que en la actualidad son utilizados principalmente en los ejes delanteros, debido a que los pares de frenada son mayores en estos ejes. En cuanto se refiere a los vehículos industriales, existe también la tendencia de sustituir los frenos de tambor por frenos de disco. (Pablo Luque, 2004, pág. 458)

En este tipo de freno, la fuerza del frenado se obtiene por la aplicación de fuerzas axiales sobre un disco solidario con el eje de la rueda. Como el rango de deceleración debe ser mantenido en frenada continua y en paradas desde altas velocidades, los frenos deben reunir tres características principales: (Pablo Luque, 2004, pág. 458)

- ✘ Una adecuada absorción y disipación de calor.
- ✘ Suficiente aire sobre los frenos que permita disipar el calor generado al frenar.
- ✘ Las pastillas de freno deben mantener sus propiedades de fricción en un amplio rango de temperaturas.

El disco propiamente dicho se encuentra atornillado a la rueda. La mordaza o "pinza" (también llamada cáliper) de freno aloja un embolo hidráulico (bombín de freno). Entre los bombines y el disco se interpone una pastilla o placa de freno, siendo r_e y r_i los radios exteriores e interior, respectivamente. Esta zapata o pastilla va montada sobre la pinza de freno, de tal manera que cuando la presión hidráulica desplaza los pistones de los bombines, estos ejercen una fuerza (F_{zap}) sobre la pastilla que, a su vez, presiona contra el disco, deteniendo su movimiento. (Pablo Luque, 2004, pág. 459)

En la (*Figura 68*) Se ha representado un freno de un solo bombín hidráulico. En este caso la pastilla derecha es empujada por el cilindro hasta que contacta con el disco; posteriormente, debido a la posibilidad de desplazamiento de la mordaza respecto al disco, la presión hidráulica actúa sobre el fondo del bombín desplazando la mordaza

transversalmente y presionando la otra pastilla. Las fuerzas de frenado en estos frenos se generan en la superficie de un disco que gira solitario con la rueda, mientras que una pinza con forma de U se sujeta a los componentes de la suspensión del vehículo. (Pablo Luque, 2004, pág. 459)

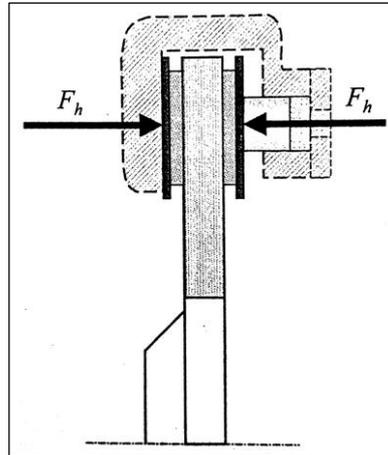


Figura 69. Fuerza que actúa sobre las pastillas.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 459)

a. Tipos de freno de disco

Si se hace una clasificación desde el punto de vista del disco, los frenos pueden ser ventilados o macizos. Dada la circunstancia de que la forma de obtener el frenado se produce por la conversión de la energía del vehículo (cinética + potencial) en calor, todos los frenos deben estar dotados de sistemas que permiten la rápida evacuación de calor que en ello se genera. (Pablo Luque, 2004, pág. 459)

De algún modo, todos los tipos de frenos aprovechan alguna corriente de aire ambiente, si se considera un vehículo en movimiento, y todos son por consiguiente ventilados. Sin embargo, se llaman frenos de discos ventilados a aquellos que poseen un disco de freno más ancho de lo normal dotado en su interior de conductos por los que pueda pasar el aire. Se puede ver en la (Figura 71) un ejemplo de disco ventilado, que está formado por dos discos superpuestos, separados entre sí por medio de conductos de paso de aire. (Pablo Luque, 2004, pág. 459)

De esta forma, la eliminación de calor se produce mucho más rápidamente y ello hace que puedan utilizarse pastillas de materiales más duros, con lo que se aumenta de una manera considerable en rendimiento de los frenos. La clasificación más importante de los frenos de disco que se pueden hacer es en función del tipo de pinza que este lleve. Desde este punto de vista, existen por lo menos cuatro tipos de piezas de diferente diseño: fija, flotante, deslizante y oscilante. (Pablo Luque, 2004, pág. 460)

i. Mordaza o pinza fija

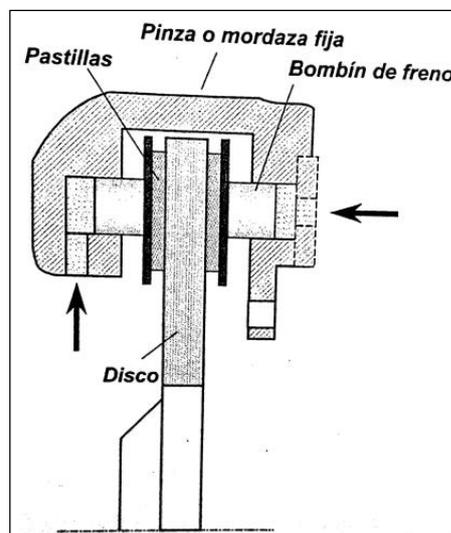


Figura 70. Pinza Fija.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 460)

La pinza permanece sujeta a la pieza de sustentación del freno, de una manera rígida. En cada una de las mitades de la pieza o calibre fijo hay un pistón al que se le aplica presión hidráulica durante el frenado. Cada uno de los pistones presiona las pastillas contra uno de los lados del freno de disco. Debido a la alta resistencia de los frenos de disco de calibre fijo, son instalados normalmente en turismos grandes y de gran velocidad. (Pablo Luque, 2004, pág. 460)

Este diseño puede considerarse como muy adecuado, pero tiene el grave inconveniente de que resulta muy pesado, dado el hecho de la duplicación de los émbolos. Además, la pinza es muy voluminosa y cara. También ha de contar con un

diseño que gire con absoluta precisión, sin el más mínimo alabeo, pues de ser así se establecería un rozamiento indeseable cuando no se frena. Es además de destacar la sensibilidad térmica en aplicaciones externas y el fallo completo del sistema por sobrecalentamiento del líquido de frenos. (Pablo Luque, 2004, pág. 460)

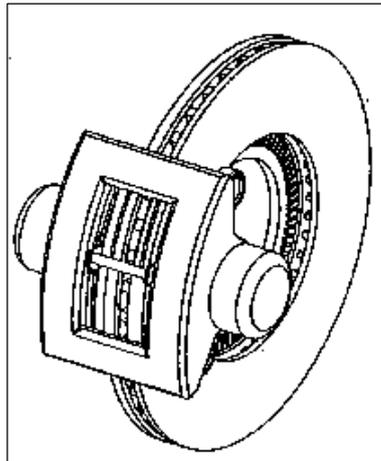


Figura 71. Freno de pinza fija.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 460)

ii. Mordaza o pinza flotante

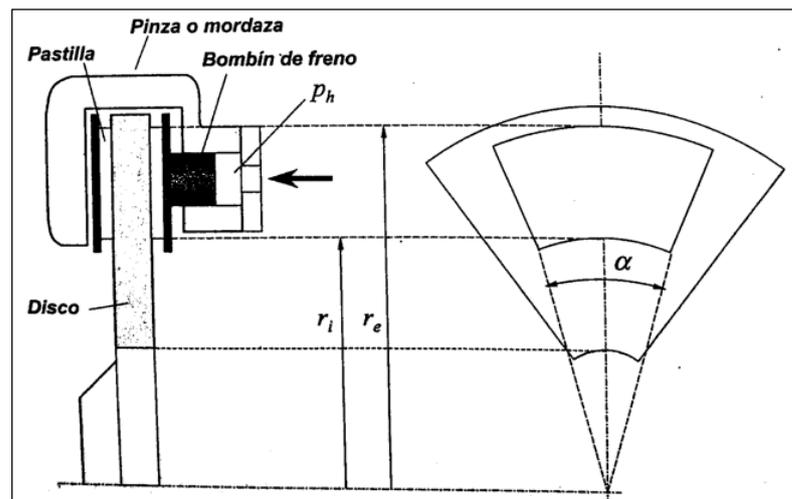


Figura 72. Esquema de un freno de disco de pinza flotante.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 461)

Dispone de un solo embolo y además, la pinza dispone de un movimiento axial que le permite cierto desplazamiento. Como se puede ver en la figura 2.75, el fluido en la cámara de presión responde a los movimientos del pedal desplazando el pistón hacia la izquierda. El pistón choca la pastilla interior y presiona esta hacia la izquierda contra el disco. El alojamiento de la pinza, que está diseñada para deslizar en su soporte, reacciona desplazando hacia la derecha, presionando la pastilla exterior contra el otro lado del disco. (Pablo Luque, 2004, pág. 461)

Como estos frenos son de menor tamaño, se usan en aquellos vehículos en los que el espacio es limitado. Este diseño es menos sensible a las cargas térmicas. Además, el cambio de las pastillas es muy sencillo. En la (Figura 72) se representa un freno de disco del tipo de mordaza flotante. (Pablo Luque, 2004, pág. 461)

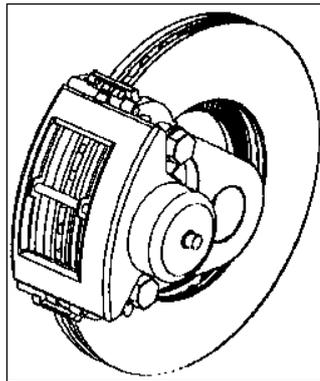


Figura 73. Freno de pinza flotante.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 462)

Existen soluciones en las que la mordaza puede moverse no solo lateralmente sino con un cierto movimiento giratorio. Con ello se pretende que las pastillas adopten una cierta función de cuña cuando se apliquen sobre el disco, con lo que se consiguen frenadas más rápidas y potentes. Pese a su mayor efectividad, el desgaste de las pastillas resulta demasiado rápido y, por lo mismo, no suele ser muy utilizado este tipo de mordaza. (Pablo Luque, 2004, pág. 462)

b. Fuerza que actúa sobre la pastilla del freno

El disco queda solitario por las fuerzas, F_h bajo la acción de la presión hidráulica, P_h , siendo:

$$F_h = \frac{\pi \cdot d^2}{4} P_h \quad (\text{Ecu. 2. 95})$$

En la que d indica el diámetro del cilindro hidráulico. Se designa por μ_{zap} el valor del coeficiente de fricción o de rozamiento entre forro o guarnición y el disco, siendo $r_e =$ radio exterior, $r_i =$ radio interior (Figura 73)

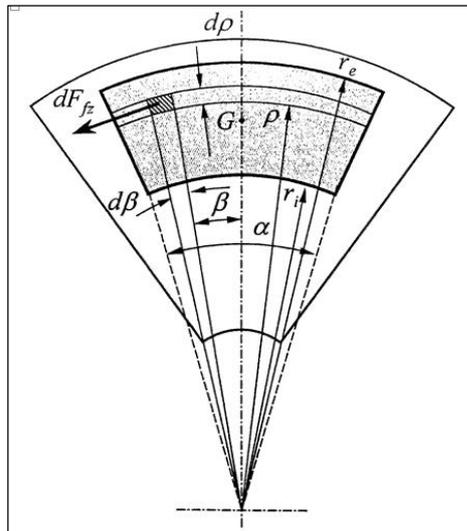


Figura 74. Esquema de pastillas en forma de sector.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 463)

La expresión de un elemento diferencial de área de la pastilla viene dada por:

$$dS = \rho \cdot d\beta \cdot d\rho \quad (\text{Ecu. 2. 96})$$

Integrando se obtiene:

$$S_{PASTILLA} = \int_0^\alpha \int_{r_i}^{r_e} \rho \cdot d\beta \cdot d\rho = \frac{\alpha \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2}$$

Bajo la hipótesis de que la base rígida, metálica, del forro del freno, es lo suficientemente rígida para que la presión p sea igual para toda la superficie de fricción, se tiene que: (Pablo Luque, 2004, pág. 463)

$$p = \frac{F_h}{S} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} P_h}{\frac{\pi \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2} \alpha} = \frac{\pi \cdot d^2}{2(r_e^2 - r_i^2) \cdot \alpha} p_h$$

El elemento infinitesimal de área, de forma de sector de corona de radios ρ y $\rho + d\rho$ y ángulo central $d\beta$, ofrece una fuerza de rozamiento (de sentido contrario al del movimiento del disco) de valor dF_{fz} Cuya cuantía es: (Pablo Luque, 2004, pág. 463)

$$dF_{fz} = p \cdot \mu_{zap} \cdot dS \quad (\text{Ecu. 2. 97})$$

Siendo: p - presión normal a la superficie del disco.

dS - diferencial de área de valor $\rho \cdot d\beta \cdot d\rho$

Por lo tanto:

$$dF_{fz} = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho \cdot d\beta \cdot d\rho$$

El momento de esta fuerza respecto del centro de giro del disco es:

$$dF_{fz} \cdot \rho = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho^2 \cdot d\beta \cdot d\rho$$

La suma de momentos de todas estas fuerzas, correspondientes al sector de corona circular de radios ρ y $\rho + d\rho$ y ángulo α , vale:

$$dM_1 = \int p \cdot dF_{fz} = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho^2 \cdot d\rho \cdot \int d\beta \rightarrow dM_1 = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho^2 \cdot dp \cdot \alpha$$

Por consiguiente, el par de frenados de cada placa se obtendrá integrando la expresión anterior desde $\rho = r_i$ hasta $\rho = r_e$, es decir:

$$M_1 = \int dM_1 = p \cdot u_{zap} \cdot \alpha \cdot \int_{r_i}^{r_e} \rho^2 \cdot dp \rightarrow M_1 = p \cdot u_{zap} \cdot \alpha \cdot \left[\frac{\rho^3}{3} \right]_{r_i}^{r_e}$$

$$= \frac{1}{3} \cdot p \cdot u_{zap} \cdot \alpha \cdot (r_e^3 - r_i^3)$$

En resumen, el par de frenado, por cada placa, en función de P_h , viene expresado por:

$$M_1 = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{2 \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot \alpha} \cdot P_h \cdot u_{zap} \cdot \alpha \cdot (r_e^3 - r_i^3)$$

Considerando que hay dos placas por cada pinza de freno, el par M es:

$$M = 2 \cdot M_1 \quad \text{(Ecu. 2. 98)}$$

Es decir:

$$M = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot u_{zap} \cdot \left(\frac{r_e^2 + r_e \cdot r_i + r_i^2}{r_e + r_i} \right) \cdot P_h$$

Para facilitar los cálculos, se emplea con frecuencia el radio equivalente del freno de disco, que tiene como valor el cociente entre el par de frenada y la fuerza total de rozamiento generados por una pastilla. (Pablo Luque, 2004, pág. 465)

$$r_f = \frac{M}{F_h \cdot u_{zap}} = \frac{\frac{\alpha \cdot u_{zap} \cdot p \cdot (r_e^3 - r_i^3)}{3}}{\frac{\alpha \cdot u_{zap} \cdot p \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2}} = \frac{2 \cdot (r_e^3 - r_i^3)}{3 \cdot (r_e^2 - r_i^2)}$$

El radio equivalente r_f , es en definitiva el radio de aplicación de la resultante de las fuerzas de rozamiento, y se utiliza para la obtención del par de frenado total. Para evitar que durante la frenada la pastilla oscile de tal manera que tienda a despegarse de disco (saliéndose por lo tanto del plano de contacto), el punto de aplicación del esfuerzo que proporciona el bombín se hace coincidir sobre el centro de gravedad de la pastilla. Por simetría, se sabe que el centro de gravedad de la pastilla debe encontrarse en el eje vertical, según la (Figura 74). El área de un elemento diferencial de la pastilla es, como se ha visto anteriormente. (Pablo Luque, 2004, pág. 465)

$$dS = \rho \cdot d\beta \cdot d\rho$$

El momento estático de este elemento diferencial respecto al eje horizontal es:

$$dS \cdot \rho \cdot \cos\beta = \rho^2 \cdot d\rho \cdot d\beta \cdot \cos\beta$$

Integrado para toda la pastilla:

$$\int_0^\alpha \int_{r_i}^{r_e} \rho^2 \cdot \cos\beta \cdot d\beta \cdot d\rho = \frac{\text{sen}\alpha \cdot (r_e^3 - r_i^3)}{3}$$

Como es conocido, la distancia del centro de gravedad respecto al eje sobre el cual se calcula el momento estático debe verificar:

$$OG = \frac{\text{Momento estático}}{\text{Área de la pastilla}}$$

Luego:

$$OG = \frac{\frac{1}{3} \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot \text{sen}\alpha}{\frac{\alpha \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2}}$$

Es decir:

$$OG = \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_e^3 - r_i^3)}{(r_e^2 - r_i^2)} \cdot \frac{\text{sen}\alpha}{\alpha}$$

Recordando la expresión del radio equivalente se tiene que:

$$OG = r_f \cdot \frac{\text{sen}\alpha}{\alpha} \quad (\text{Ecu. 2. 99})$$

El punto G define el centro del bombín hidráulico que actúa sobre la pastilla.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SELECCIÓN LOS ELEMENTOS QUE CONFORMAN LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL PROTOTIPO ROADSTER

3.1. Sistema de Suspensión

3.1.1. Neumáticos

Los neumáticos son un elemento fundamental en el sistema de suspensión, ya que son los que estarán en contacto con el pavimento ejerciendo una fuerza de adherencia, la cual nos permitirá maniobrar con seguridad nuestro vehículo, tanto en aceleración, frenado y sobre superficies con agua, por esta razón nos hemos visto en la necesidad de elegir un neumático de uso convencional que proporcione confiabilidad para todos los requerimientos a los que va a estar sometido nuestro prototipo de vehículo roadster.

Recordemos que el Roadster no es un vehículo netamente para competencias, sino que es un vehículo turismo de alta gama, que proporciona al conductor la sensación de conducción de un vehículo deportivo, es por esta razón que no se ha optado por utilizar neumáticos de goma que son los más eficientes para proporcionar la mejor adherencia al asfalto, pero necesitaríamos cambiarlos cuando empiece a llover, ya que no fueron diseñados para la lluvia.

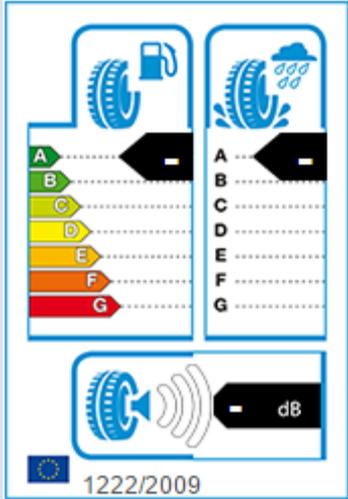
Es por ello que se ha elegido un neumático convencional que proporcione todas las características juntas, y además se encuentre fácilmente en el mercado, que nos proporcione confianza, seguridad, eficiencia en el frenado sobre suelo seco, mojado, gravilla, asfalto, fango y nieve

El Neumático de la marca TOYO TIRES DRB 175/50 R13 72V, cumple perfectamente con lo requerido ya que en base a su ficha técnica podemos ver que posee un índice de carga de 355 Kg, su índice de velocidad es de categoría V, es decir que está diseñado para velocidades de hasta 240 km/h, el ancho del neumático es de 175 mm lo que nos brinda una buena adherencia a suelo en carretera, su banda de rodadura se categoriza por ser DRB, es decir el diseño de su labrado le permite un óptimo comportamiento en superficies con agua evitando accidentes por aquaplaning.

Por todas estas características se eligió el neumático TOYO TIRES DRB 175/50 R13 72V, de rin 13", ya que nuestro principal objetivo es construir un prototipo de vehículo tipo Roadster con un centro de balanceo y cetro de gravedad lo más bajos posible para logra una estabilidad, maniobrabilidad, que su peso sea lo mínimo posible y además que no oponga mucha resistencia a vencer la inercia en la aceleración.

Tabla 4.

Características del neumático TOYO TIRES DRB 175/50 R13 72V.

<p>Neumático</p> <p>TOYO TIRES DRB 175/50 R13 72V</p>	
<p>El Toyo DRB es un neumático diseñado para los coches compactos y los turismos que ofrece una conducción deportiva y cómoda.</p> <p>Deportividad. Rigidez del perfil proporcionada por las dos nervaduras situadas entre la nervadura central y los hombros para permitir una adherencia impecable sobre suelo seco. Agarre sobre carretera seca aumentado por la configuración de los hombros anchos.</p>	<div style="text-align: center;">  </div> <div style="text-align: center; margin-top: 20px;">  </div> <p>Comodidad. Nivel de ruido de rodamiento atenuado por la nervadura central y por la disposición de los tacos en los hombros.</p>

CONTINÚA →

PRESTACIONES GENERALES	
<input checked="" type="checkbox"/> Longevidad	Ahorro
<input checked="" type="checkbox"/> Ahorro de carburante	
<input checked="" type="checkbox"/> Absorción de irregularidades	Confort
<input checked="" type="checkbox"/> Estabilidad	
<input checked="" type="checkbox"/> Ruido de rodadura	
<input checked="" type="checkbox"/> Frenado sobre suelo seco	Seguridad
<input checked="" type="checkbox"/> Frenado sobre suelo mojado	
<input checked="" type="checkbox"/> Estabilidad sobre suelo mojado	
<input checked="" type="checkbox"/> Aquaplaning	
PRESTACIONES EN INVIERNO	
<input checked="" type="checkbox"/> Frenado sobre nieve	Nieve
<input checked="" type="checkbox"/> Aceleración sobre nieve	
<input checked="" type="checkbox"/> Frenado sobre hielo	Hielo
<input checked="" type="checkbox"/> Aceleración sobre hielo	

Fuente: (rezulteo, 2009)

Tabla 5.

Ficha técnica del neumático

TOYO TIRES DRB 175/50 R13 72V	
Marca - Llanta	Toyo
Labrado	DRB (7,2 máx – 1,6 min) mm
Ancho del Neumático	175
Perfil del Neumático	50
Rin del Neumático	13
Especialidad	Neumático de pasajero (P)
Capacidad	Autos livianos
Procedencia	Japón

CONTINÚA →

Ensamblaje	Japón
Treadwear	340
Tracción	A
Temperatura	A
Índice de carga	72 (355 Kg)
Índice de velocidad	V (240 Km/h)
Banda de rodamiento	Direccional
Cara lateral	BSW (Letras negras)
Lonas	Standard Load (Carga normal)

Fuente: (Mantallanta, s.f.)

3.1.2. Llantas o Aros del Neumático

Las llantas deben estar funcionando en conjunto con los neumáticos, las mismas que deben ser de una estructura rígida, en este caso son de Magnesio con el fin de disminuir el peso de las masas no suspendidas y, para un neumático Rin 13 y cuya característica es que tiene dos juegos de cuatro agujeros para las tuercas de seguridad, esto nos servirá para elegir el tipo de manzanas que vamos a utilizar.



Figura 75. Aro de Magnesio con dos juegos de cuatro agujeros Rin 13

Las llantas son el componente giratorio que soporta la carga y está situado entre el neumático y el eje. La llanta y el disco de la rueda pueden formar una sola pieza integral, estar unidos o ser desmontables. Los vehículos actuales emplean, generalmente, ruedas de disco fabricadas con chapa de acero, con aluminio o con

magnesio. El magnesio es uno de los materiales más livianos y resistentes, es un 35% más liviano que el aluminio y esta fue la razón por la que seleccionamos este tipo de aro para nuestro vehículo, además son utilizados en vehículos como el Fiat uno, el Suzuki Forsa 1 y 2, los mismos que posee un peso de 850 kg, en comparación con nuestro prototipo que es mucho más liviano el cual posee una masa total de 440 kg.



Figura 76. Aros de aleación de Magnesio - Una sola pieza de fundición

Fuente: (Anónimo, 2015)

3.1.3. Manzanas

Las manzanas son un componente mecánico, el cual nos permitirá acoplar el neumático al vehículo. Y este formará un sistema conjunto entre los discos de freno, la mangueta y la mordaza del freno o cáliper.



Figura 77. Manzana del Suzuki Forsa II.

Elegimos las manzanas del Suzuki Forza II, ya que estas manzanas están impulsadas por un vehículo de 1000 cc, y posee suspensiones independientes, además posee cuatro espárragos que calzan perfectamente en las llantas (aros) que fueron seleccionados anteriormente, estas manzanas son perfectas para utilizarlas en nuestro prototipo ya que el Suzuki Forsa II tiene un peso de 850 kg y acelera hasta 140 km/h; y nuestro prototipo biplaza posee un peso de 440 kg y corre hasta 120 km/h.

3.1.4. Rótulas

Las rótulas son muy importantes en el sistema de suspensión ya que son las encargadas de anclar las mesas al bastidor y proporcionar el movimiento dentro de ciertos ángulos en todos los planos que pasan por el centro de la articulación en forma de esfera.



Figura 78. Rótula Uniball.

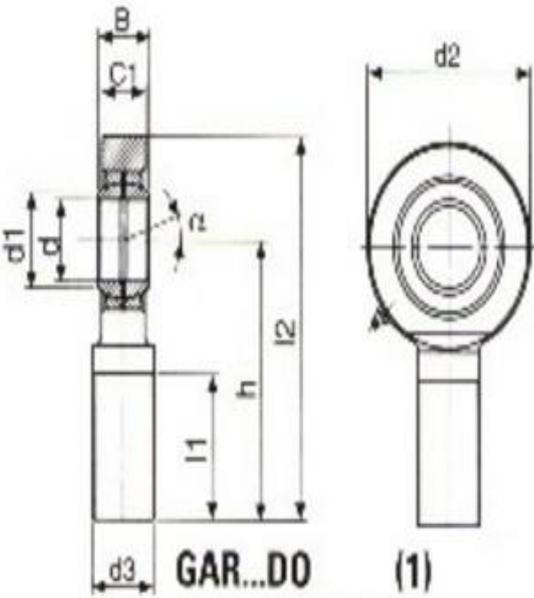
Las rótulas tienen un diseño que se puede utilizar en condiciones extremas, ya que están fabricadas para soportar el sistema de suspensión del vehículo; permiten que las ruedas y la suspensión avancen juntas en forma eficaz. Además existen varios diseños y cada uno de ellos es creado según su aplicación y con materiales de primera calidad que les proporcionan una mayor resistencia.

Las ventajas de utilizar rótulas en las uniones de la suspensión es que en el momento que se encuentra en movimiento el vehículo, las mesas, las manguetas, las Push bar y los templadores no se mueven únicamente en un solo eje de arriba hacia abajo, sino que el neumático se encuentra sometido a vibraciones que hacen que las

rótulas de cada componente se muevan en varios planos a la vez. Claro que este movimiento ocasionado por las vibraciones del neumático, los desplazamientos son mínimos, es por ello que la rótula permite estos minúsculos desplazamientos y evita que la estructura se fatigue en los puntos de anclaje.

Tabla 6.

Parámetros característicos de las rótulas uniball.

CARACTERÍSTICAS DE LAS RÓTULAS UNIBALL.	
Superficie de fricción	Acero/Acero
	
<p>Equivalente SKF-SA...E/ES SA...ES-2RS</p> <p>Equivalente INA-GAR...DO GAR...DO-2RS</p>	
<p>GAR...DO (1)</p> <p>GAR...DO-2RS (1)</p>	
Cabeza de rótula con engrasador incorporado	
Rosca exterior. DIN 648	
CAPACIDAD DE CARGA	
Dinámica (KN) = 5, 5 KN	

CONTINÚA →

Rótula M8	Estática (KN) = 12,9 KN
GAR8DO	
Rótula M10	Dinámica (KN) = 8,1 KN
GAR10DO	Estática (KN) = 17,8 KN

Fuente: (RODALSA - ELEMENTOS DE RODAJE, s.f.)

Por esta razón se han elegido dos tipos de rótulas, las M8 cuya capacidad de carga en condiciones estáticas es de 12,9 kN y en condiciones dinámicas 5,5 kN las cuales van a ser utilizadas en los extremos de pivote de las mesas. También se eligieron rótulas M10 cuya capacidad de carga en condiciones estáticas es de 17,8 kN y en condiciones dinámicas 8,1 kN las cuales van a ser utilizadas en las Push bar, los brazos de dirección y los templadores. Nuestras rótulas poseen otras características como:

- ✘ **RESISTENCIA:** Están fabricadas a partir de un único bloque de aleación de acero SAE 1040 de grano fino
- ✘ **COMODIDAD:** Se incluyen con todos los accesorios necesarios para que el proceso de montaje sea sencillo
- ✘ **DURABILIDAD:** Su diseño innovador es resistente al desgaste durante una vida útil más larga
- ✘ **ESTÁNDAR DE EQUIPO ORIGINAL:** Cumple o supera las especificaciones del fabricante de equipo original

3.1.5. Bases Roscadas de Anclaje de Rótulas en Mesas



Figura 79. Bases de anclaje de rótulas.

Las bases de anclaje de las rótula son pedazos de eje de transmisión EF 1018, mecanizado de forma que la parte inferior ingresa en él tubo y es soldada y en la parte superior se ha utilizado el machuelo para abrir rosca M8 o M10 según sea el caso, y la necesidad del tipo de rótula que vayamos a utilizar.

Estos elementos nos proporcionan un anclaje confiable de las rótulas i cada uno de los elementos del sistema de suspensión, como: mesas y barras de transmisión de fuerzas (Push-bar).

3.1.6. Amortiguadores y Muelles

Se ha optado por el conjunto muelle amortiguador hidráulico BURNER RCP-2 DNM, el cual funciona a 4 sistemas, y posee ajustes para cada uno de ellos, los sistemas como: rebote, compresión, precarga y ajuste de alta presión. El cuerpo del amortiguador es de aleaciones de aluminio 7075 y posee un eje Cromado duro.

El BURNER RCP-2 DNM, es utilizado en bicicletas de competición en condiciones muy extremas como lo es el All Mountain, Freeride y el Downhill, que son competencias que el piloto es capaz de saltar alturas de hasta 4 m, es por esta característica principal que se ha elegido este tipo de amortiguador el cual posee un muelle de 450 lb-f/pulg.



Figura 80. Conjunto muelle amortiguador BURNER RCP-2 DNM.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

Este tipo de amortiguadores se caracterizan por clasificarse respecto a su tamaño, la dureza de su muelle y su aplicación.

Tabla 7.

Características técnicas del Amortiguador BURNER RCP-2 DNM.

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO		ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO
Peso	0,41 kg (0,91 lb)	Tamaño disponible Eye to Eye x viaje:
Tamaño	210 mm (8,27 pulg)	190 × 51 mm (7,48 x 2,01 pulgadas)
Eje de Amortiguador	Cromado	200 × 56 mm (7,87 x 2,20 pulgadas)
	12 mm (0,47 pulg)	210 × 61 mm (8,27 x 2,40 pulgadas)
Material	Aleaciones de Al 7075	220 × 66 mm (8,66 x 2,60 pulgadas)
Presión de aire	(80 – 100) psi	240 × 76 mm (9,45 x 2,99 pulgadas)
Muelle	450 lb-f/plg	170 mm de largo x Ø 40 mm x Ø 8 mm

Fuente: (+DNM- Suspension Technology, s.f.)

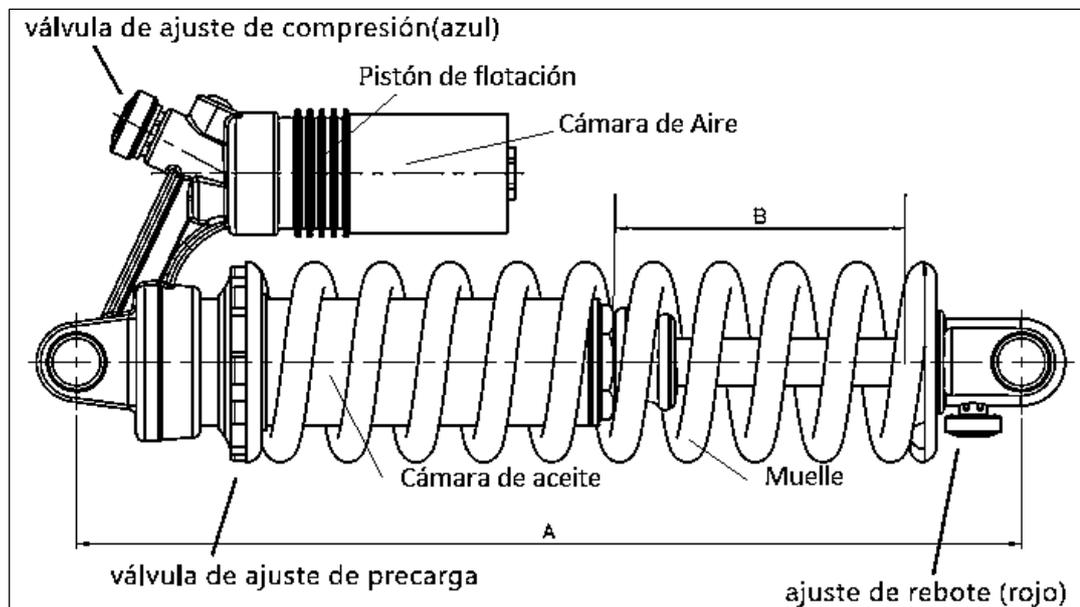


Figura 81. Partes del conjunto muelle amortiguador hidráulico BURNER.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

3.1.7. Manguetas

Las manguetas constituyen la masa no suspendida del sistema de suspensión, además son un elemento muy importante dentro del sistema de suspensión, ya que estas se las diseña dependiendo de la geometría de la suspensión, y tomando en cuenta varios aspectos muy importante como: en primer lugar del espacio que disponemos de manera que no interfiera con el aro del neumático, los ángulos de camber y caster que va a tener el neumático tanto para la suspensión delantera como para la posterior, las fuerzas dinámicas a las que va a estar sometida como la fuerza de frenado y la fuerza de aceleración, sirven de base para el sistema de frenos tanto para el cáliper y el disco de frenos y llevan los puntos de anclaje de las mesas tanto en la parte superior como en la inferior.

Como lo mencionamos anteriormente es preciso utilizar materiales resistentes ya que en ella se va a asentar la manzana y esta a su vez va a servir como punto de anclaje del neumático y las mesas que estarán fijadas a la carrocería. Por lo que estarán sometidas directamente a fuerzas dinámicas, vibraciones y fuerza de frenado.

a. Diseño De Las Manguetas

Se realizó un diseño computarizado en una estructura con materiales convencionales disponibles en nuestro país y con las siguientes características técnicas, el cuerpo de la mangueta es un tubo rectangular de (100 x 50 x 3.0 mm) de 240 mm de largo y un pedazo de eje en acero 705 de Ø 80 mm x 70 mm de largo.

Tabla 8.

Especificaciones técnicas del tubo rectangular Norma ASTM A-500.

DIMENSIONES			PESO Kg/m	AREA cm ²	EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPEJOR mm			I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15

Fuente: (DIPAC - Productos de Acero, s.f.)

Tabla 9.

Especificaciones Técnicas del eje en acero 705 AISI 4340.

Ejes Acero 705																	
Especificaciones Generales	DIMENSIONES																
Material	AISI 4340																
Dureza HB	240-380																
Límite de influencia	225 N/mm ²																
Aplicaciones	PARTES DE MAQUINARIAS SOMETIDAS A ALTOS ESFUERZOS, BRAZO DE DIRECCIÓN, CIGUEÑALES, ARBOLES DE LEVA, BARRAS DE TORSION, EMBRAGUES, PIÑONES, BARRAS DE CARDAN, EJES DE BOMBAS, EJES PARA AVIONES, MUÑONES, PERNOS DE ALTO GRADO DE TENSION, RODILLOS DE TRANSPORTADORA, ETC...																
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>DIAMETRO</th> <th>LONGITUD</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>32 mm</td> <td>6m.</td> </tr> <tr> <td>38 mm</td> <td>6m.</td> </tr> <tr> <td>45 mm</td> <td>6m.</td> </tr> <tr> <td>50 mm</td> <td>6m.</td> </tr> <tr> <td>60 mm</td> <td>6m.</td> </tr> <tr> <td>70 mm</td> <td>6m.</td> </tr> <tr> <td>80 mm</td> <td>6m.</td> </tr> </tbody> </table>	DIAMETRO	LONGITUD	32 mm	6m.	38 mm	6m.	45 mm	6m.	50 mm	6m.	60 mm	6m.	70 mm	6m.	80 mm	6m.
DIAMETRO	LONGITUD																
32 mm	6m.																
38 mm	6m.																
45 mm	6m.																
50 mm	6m.																
60 mm	6m.																
70 mm	6m.																
80 mm	6m.																
	PROPIEDADES QUÍMICAS																
%C	%Si	%Mn	%P	%S													
0,34	0,1- 0,35	0,60 - 0,80	0,04 - 0,30	0,002 - 0,03													

Fuente: (DIPAC - Productos de Acero, s.f.)

3.1.8. Rockers

El rocker o balancín es un elemento mecánico el cual nos permite transferir el movimiento del neumático hacia el amortiguador, así como también mediante su geometría controlar si se incrementa o disminuye la fuerza que se transfiere del neumático hacia el conjunto muelle amortiguador, bien esta configuración depende de los diseñadores del vehículo, el peso del bastidor y el motor así como también de las masas no suspendidas.

Los rocker se popularizaron en los prototipos de Fórmula 1 ya que cada vez se quería construir vehículos más livianos y con mayor potencia, donde vieron que utilizando los rockers para transferir el movimiento de la rueda hacia el amortiguador, se podía aprovechar muy bien el espacio y hacer bastidores muy angostos y compensarlos con suspensiones más anchas, ya que la barra Push-bar y Pull-bar eran las encargadas de transferir las oscilaciones del neumáticos y de esta manera se pudo

ubicar el amortiguador en el punto de anclaje más conveniente para su funcionamiento y la aerodinámica del vehículo.

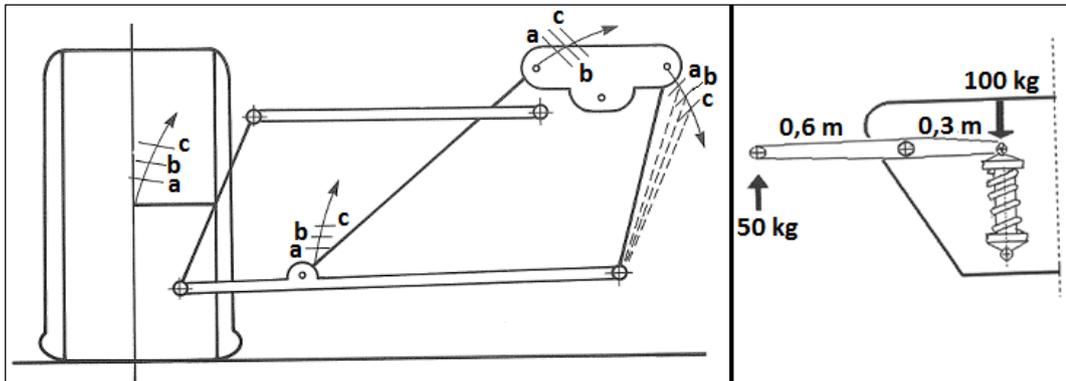


Figura 82. Función del Rocker en la geometría Push-Rod.

Fuente: (Ríos, 2002, pág. 54)

“Para la geometría Pull-Rod y Push-Rod utilizan balancines intermedios para transmitir el movimiento, permiten además, que el muelle se desplace en algunos casos más que la rueda (invirtiendo la relación usual) ante determinadas cargas. De esta manera, el recorrido total de la suspensión no suele pasar del centímetro y medio y es posible dar a los amortiguadores un recorrido lo suficientemente amplio para que actúen sus válvulas y puedan controlar mejor las oscilaciones de la suspensión y ganar en tracción.” (Ríos, 2002, pág. 52)



Figura 83. Rockers del sistema de suspensión delantera y posterior.

a. Diseño del Rocker

Ya con todos los parámetros que debemos tomar en cuenta hemos decidido diseñar los rockers de manera asimétrica con las siguientes dimensiones tanto para la suspensión delantera como para la posterior.

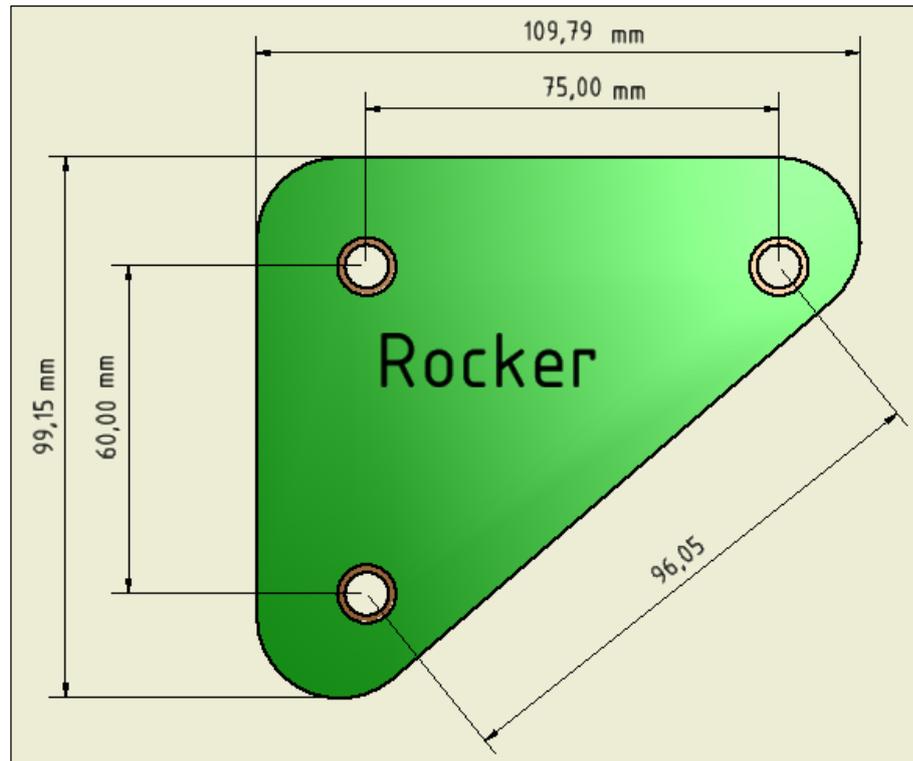


Figura 84. Geometría del Rocker.

Esta geometría del rocker nos permite controlar la fuerza que queremos que reciba el amortiguador, dependiendo del comportamiento que necesitemos, por ejemplo, para nuestra configuración de suspensión hemos optado por variar las distancias desde el punto de pivote del rocker hacia los extremos de la Push bar y el extremo del amortiguador. Esto nos ayuda a incrementar en un 30% la fuerza que es transmitida hacia el amortiguador desde el neumático por medio de la Push bar.

No olvidemos que se recomienda trabajar con altas carga en el amortiguador, para que cumpla con su misión de absorber las irregularidades del terreno y brindar mayor confort a los ocupantes, pero en nuestro caso se ha incrementado muy poco con el fin de tener una suspensión un poco más rígida que nos brinde una mayor adherencia del

neumático con el suelo.

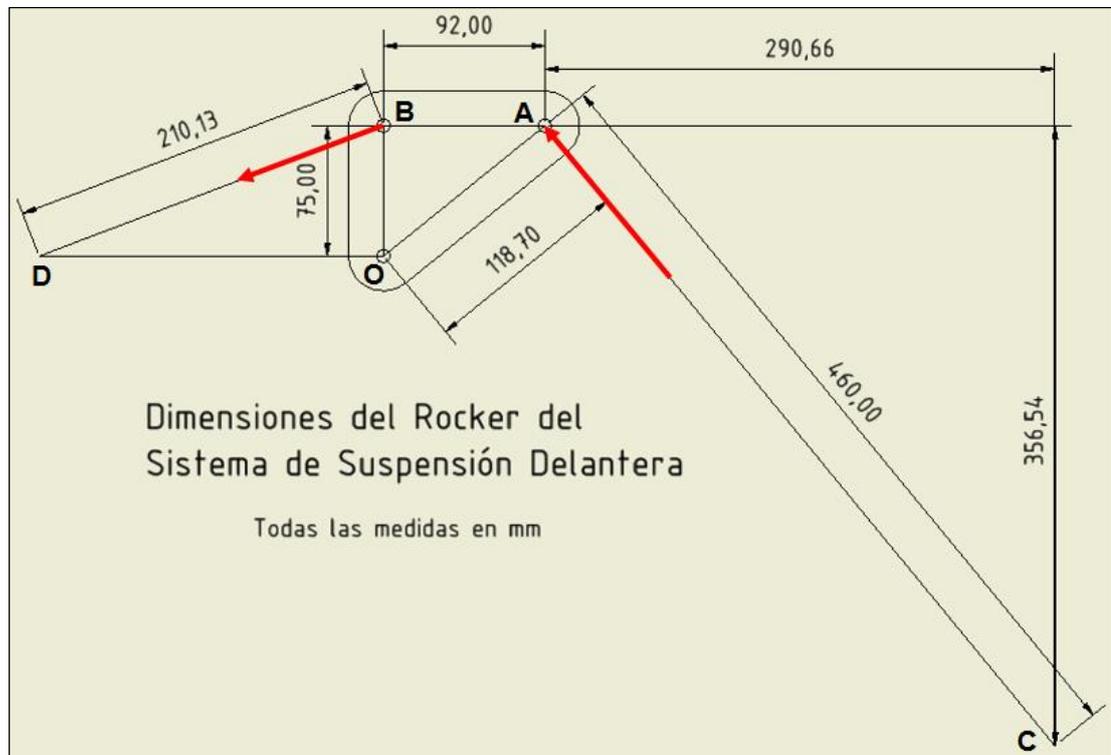


Figura 85. Diagrama del Rocker de la Suspensión Delantera

Si $1 \text{ lbf} = 4.448 \text{ N}$ y $1 \text{ plg} = 0.0254 \text{ m}$, y la constante de rigidez de nuestro muelle es de 450 lbf/plg . Entonces calculamos K en N/m .

$$K = 450 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}} \left| \frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \right| \left| \frac{1 \text{ plg}}{0,0254 \text{ m}} \right| = 78806,693 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Sabemos que nuestro prototipo posee una masa total de 440 kg , ya con los dos pilotos dentro del vehículo, como los neumáticos van a estar sometidos a fuerzas instantáneas y a grandes velocidades y según la tercera ley de Newton que dice “A toda acción corresponde una reacción en igual magnitud y dirección pero de sentido opuesto”. Nosotros vamos asumir que la masa total del vehículo va actuar sobre una sola rueda, por tanto la $F_A = 440 \text{ kg}$.

$$F_A = 440 \text{ kg} \left| \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \right| = 4312 \text{ N}$$

$$\sum M_O = M_{AO} + M_{BO} = 0$$

$$\therefore M_{AO} = M_{BO}$$

$$M_{AO} = F_A \cdot \overline{OA}$$

$$M_{AO} = 4312N \cdot 0,1187m$$

$$M_{AO} = 511,8344 N \cdot m$$

$$F_B = \frac{M_{BO}}{OB}$$

$$F_B = \frac{511,8344N \cdot m}{0,075m}$$

$$F_B = 6824,459N$$

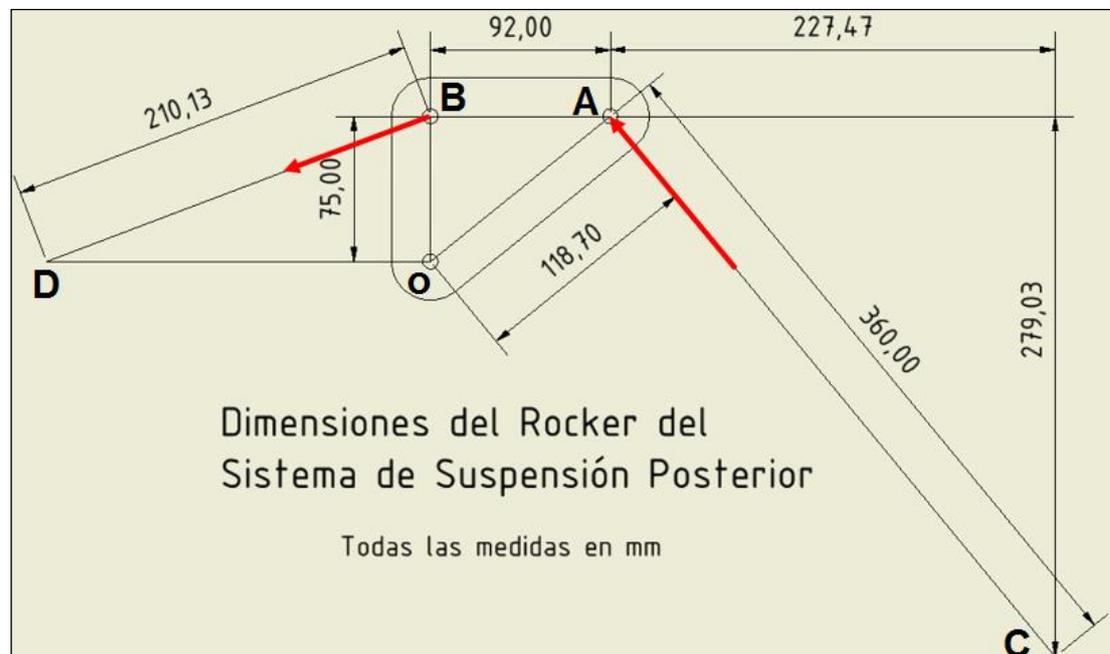


Figura 86. Diagrama del Rocker de la Suspensión Posterior

Si tenemos una fuerza que se aplica sobre el conjunto muelle amortiguador que es de 6824,459 N y la constante $K =$

78806,693 N/m , de nuestro muelle nos dice que la fuerza que soporta es mayor, comprobamos de esta manera que nuestro amortiguador soporta perfectamente a nuestro prototipo

b. Cálculo de la transmisión de fuerza del rocker

Utilizando la ecuación 2.1, nosotros vamos a proceder a obtener la Fuerza que recibe el amortiguador y el porcentaje de incremento de la misma. Si el neumático transfiere por medio de la Push bar una fuerza de 120 lb-f, queremos saber qué cantidad de fuerza se está transfiriendo al amortiguador por medio de nuestro rocker.

3.1.9. Cálculo geométrico del centro de balanceo

a. Centro de balanceo en el eje delantero

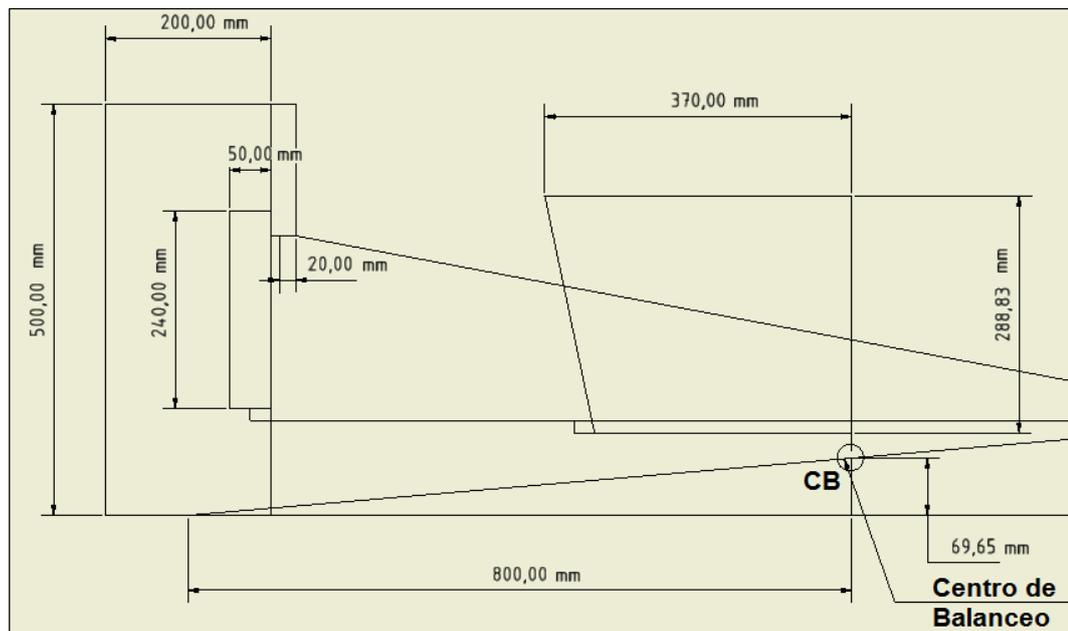


Figura 87. Altura del Centro de Balanceo - suspensión delantera.

La geometría del sistema de suspensión delantera nos permite determinar a qué altura se encuentra el centro de balanceo, para verificar si el diseño del prototipo es o no estable, para ello se proyectan los ejes de las mesas hasta cuando el uno se cruce con el otro, entonces en este punto se une con el centro del neumático. Esta línea corta al eje central del vehículo en un punto. Esta es la altura del centro de balanceo y se la

toma desde el piso hasta este punto. Sabemos que si tenemos un centro de balanceo casi al ras del piso el vehículo va a ser muy estable. Lo mismo se realiza con la suspensión posterior. Y al unir el centro de balanceo de la suspensión delantera con el de la suspensión posterior tenemos el eje de balanceo de nuestro prototipo.

b. Centro de balanceo en el eje posterior

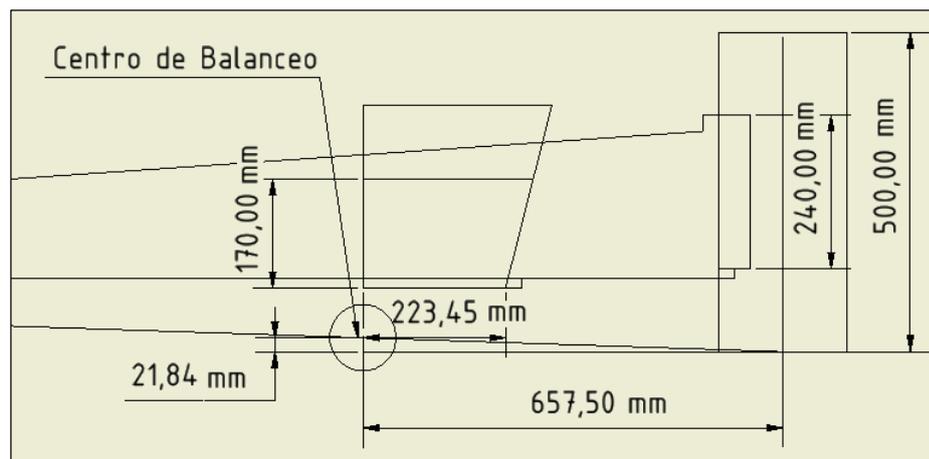


Figura 88. Altura del Centro de Balanceo - suspensión posterior.

c. Ubicación del centro de gravedad

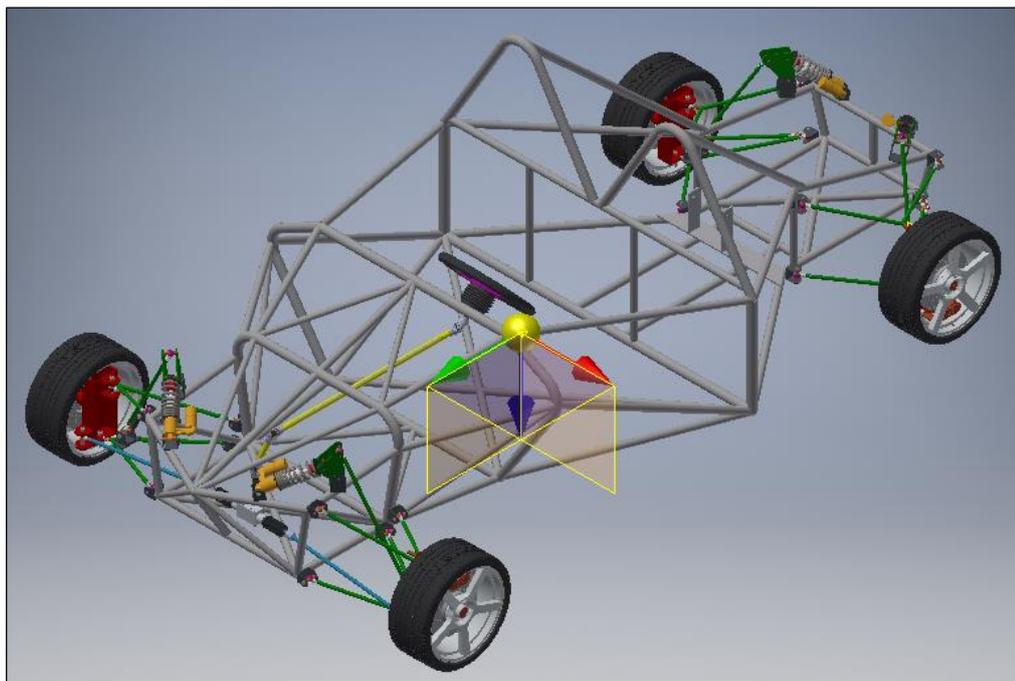


Figura 89. Ubicación del centro de gravedad.

El centro de gravedad se encuentra a una distancia de 293,76 mm desde el suelo, este centro de gravedad es muy bajo, y como resultado tenemos un vehículo muy estable en rectas y en curvas.

3.1.10. Cálculo De La Frecuencia Del Comportamiento Vertical Del Sistema De Suspensión

Dentro del aspecto de diseño de un vehículo debemos tomar en cuenta que al momento de encontrarse en funcionamiento existen movimientos vibratorios en el vehículo producidos por acciones directas e indirectas o ajenas al mismo. Estas acciones nos producen vibraciones con diferente frecuencia, las que afectan a la masa suspendida que están próximos a 1 Hz y a la masa semisuspendida entre 10 y 20 Hz. Estas vibraciones son producidas por el comportamiento del neumático con la calzada, si la calzada presenta un perfil ondulado podría existir acciones indirectas en una determinada velocidad, lo cual puede originar grandes desplazamientos, pérdida de adherencia del neumático y pérdida de estabilidad.

Para evitar esto y enfocarse en la seguridad de los ocupantes, el sistema de suspensión debe evitar el rebote de los neumáticos y de esta manera la pérdida de adherencia. Para ello es preciso analizar el comportamiento vertical del vehículo haciendo un análisis matemático de la frecuencia natural del sistema de amortiguamiento de cada neumático. Este estudio lo podemos realizar con el modelo matemático de un grado de libertad, en el cual se puede representar la suspensión independiente de un cuarto de vehículo, es decir se realiza el análisis del elemento amortiguador de cada rueda. Para este análisis utilizamos la **(Ecu. 2. 10)**, para determinar R_{crit} .

Si $1 \text{ lbf} = 4.448 \text{ N}$ y $1 \text{ plg} = 0.0254 \text{ m}$, y la constante de rigidez de nuestro muelle es de 450 lbf/plg . Entonces calculamos K en N/m .

$$K = 450 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}} \left| \frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \right| \left| \frac{1 \text{ plg}}{0,0254 \text{ m}} \right| = 78806,693 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$R = 2m \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} = 2\sqrt{K \cdot m} = R_{crit}$$

$$R_{crit} = 2\sqrt{K \cdot m}$$

$$R_{crit} = 2\sqrt{78806,693 \text{ N/m} \cdot 395 \text{ kg}}$$

$$\mathbf{R_{crit} = 11158,61 \text{ kg}}$$

Si elegimos un coeficiente de amortiguamiento ($\xi = 0.25$), respecto a la tabla podemos encontrar R.

Tabla 10.

Aplicación de la Respuesta en función del amortiguamiento

Amortiguamiento (%)	Coficiente de Amortiguamiento (ξ)	Amplificación de la respuesta (Hz)
10%	0,25	1 Hz
40%	0,4	(1,5-2) Hz
Superiores a 100%	2	(3-4) Hz

$$\xi = R/R_{crit}$$

$$R = \xi \cdot R_{crit} = 0,25 \cdot 11158,61 \text{ kg}$$

$$\mathbf{R = 2789,652 \text{ kg}}$$

Conocidos **K** y **R**, La frecuencia natural del sistema amortiguado según la (Ecu. 2.15) es:

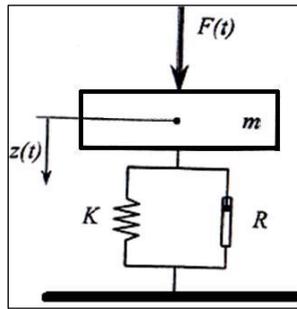


Figura 90. Modelo de un grado de libertad.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 171)

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2}$$

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{78806,693 \text{ N/m}}{395 \text{ kg}} - \left(\frac{2789,652 \text{ kg}}{2 \cdot 395 \text{ kg}}\right)^2}$$

$$\omega_n = 2,177 \text{ Hz}$$

Bien una vez encontrada la frecuencia natural de amortiguamiento comparamos el R con el R_{crit} y analizamos el tipo de amortiguamiento que tiene un amortiguamiento Sobreamortiguado el cual es beneficioso para el vehículo ya que minimiza el tiempo de las vibraciones y reduce ligeramente la frecuencia natural de vibración.

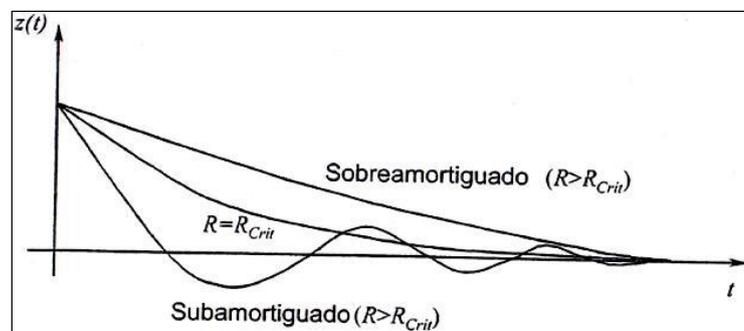


Figura 91. Respuesta de un modelo de un grado de libertad.

Fuente: (Pablo Luque, 2004, pág. 172)

$$R < R_{crit}$$

$$2789,652 \text{ kg} < 11158,61 \text{ kg}$$

3.1.11. Cálculo De La Rigidez Al Balanceo

La rigidez al balanceo depende del espacio en que se encuentran separados los muelles o el conjunto amortiguador en este caso, esta rigidez al balanceo es muy beneficiosa ya que si existe mucho balanceo también existe una modificación con los ángulos de caída de los neumáticos. Para calcular esta rigidez nosotros utilizamos la (Ecu. 2.19), y amos tanto en la suspensión delantera y en la posterior ya que el ancho de vía es distinto para cada uno de los ejes.

✂ Ancho de vía delantero 1,53 m

✂ Ancho de vía posterior 1,315 m

a. Suspensión Delantera

$$k_{\phi_s}^d = \frac{1}{2} k_s \cdot A_v^2$$

$$k_{\phi_s}^d = \frac{1}{2} (78806,693 \text{ N/m}) \cdot (1,53\text{m})^2$$

$$k_{\phi_s}^d = 92239,294 \text{ N} \cdot \text{m}$$

b. Suspensión Posterior

$$k_{\phi_s}^t = \frac{1}{2} k_s \cdot A_v^2$$

$$k_{\phi_s}^t = \frac{1}{2} (78806,693 \text{ N/m}) \cdot (1,315\text{m})^2$$

$$k_{\phi_s}^t = 68137,252 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.1.12. Cálculo De La Velocidad Límite De Vuelco

Cuando el vehículo toma una curva se somete a las fuerzas centrífugas que se ubican en los centro de balanceo correspondientes a cada eje. Según (Pablo Luque, 2004) dice que: “De acuerdo a las características del vehículo tanto geométricas como dinámicas, con un incremento de la fuerza transversal puede producirse o bien el vuelco o bien el derrape del mismo”, todo esto debido a que los neumáticos reaccionan en función de la adherencia. Por tanto la geometría del sistema de suspensión se relaciona directamente con la velocidad de límite de vuelco la misma que debe ser analizada sobre una vía peraltada según la (Ecu. 2. 32) y una sin peralte con la (Ecu. 2. 33). Si se analiza que el vehículo pasa por una curva de un radio **R** de 7 m y un peralte de 5°.

✘ Ancho de vía delantero 1,53 m

✘ Ancho de vía posterior 1,315 m

a. Suspensión delantera

i. Con Peralte

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \frac{\frac{A_v}{2h_s} + tg\zeta}{1 - \frac{A_v}{2h_s} \cdot tg\zeta}}$$

$$v_v = \sqrt{\left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot (7m) \frac{\frac{(1,53m)}{2(0,3 m)} + tg5^\circ}{1 - \frac{(1,53m)}{2(0,3m)} \cdot tg5^\circ}}$$

$$v_v = 15,261 \frac{m}{s} \left| \frac{3600s}{1h} \right| \left| \frac{1 km}{1000m} \right| = 54,94 \frac{km}{h}$$

ii. Sin peralte

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{A_v}{2h_s}}$$

$$v_v = \sqrt{(9,8 \text{ m/s}^2) \cdot (7\text{m}) \frac{(1,53\text{m})}{2(0,3 \text{ m})}}$$

$$v_v = 13,226 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left| \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \right| \left| \frac{1 \text{ km}}{1000\text{m}} \right| = 47,614 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Una vez calculada la velocidad de límite de vuelco para la suspensión delantera las cuales fueron: con peralte de 54,94 km/h y sin peralte de 47,614 km/h, ya que nuestro vehículo no posee barra estabilizadora en la suspensión delantera y el conjunto muelle amortiguador se puede regular para tener una suspensión casi dura y la dureza del muelle es de 450 lbf/plg. Se puede de esta manera compensar a la suspensión y evitar un vuelco.

b. Suspensión posterior

i. Con Peralte

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \frac{\frac{A_v}{2h_s} + tg\zeta}{1 - \frac{A_v}{2h_s} \cdot tg\zeta}}$$

$$v_v = \sqrt{(9,8 \text{ m/s}^2) \cdot (7\text{m}) \frac{\frac{(1,315\text{m})}{2(0,3 \text{ m})} + tg5^\circ}{1 - \frac{(1,315\text{m})}{2(0,3\text{m})} \cdot tg5^\circ}}$$

$$v_v = 13,908 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left| \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \right| \left| \frac{1 \text{ km}}{1000\text{m}} \right| = 50,07 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

ii. Sin peralte

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{A_v}{2h_s}}$$

$$v_v = \sqrt{(9,8 \text{ m/s}^2) \cdot (7\text{m}) \frac{(1,315\text{m})}{2(0,3 \text{ m})}}$$

$$v_v = 12,262 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left| \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \right| \left| \frac{1 \text{ km}}{1000\text{m}} \right| = 44,142 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

En cambio en la suspensión posterior la velocidad de límite de vuelco en os distintos casos fueron de: con peralte de 50,07 km/h y sin peralte de 44,142 km/h. Y para evitar el volcamiento del vehículo se ha instalado una barra estabilizadora la cual compensa el trabajo de los amortiguadores y permita el comportamiento de una suspensión más dura, lo que favorece a que los neumáticos no pierdan adherencia con la calzada.



Figura 92. Vehículo Roadster tomando una curva.

3.1.13. Transferencia de cargas en el eje de balanceo.

Dentro de la dinámica de un vehículo es importante analizar la transferencia de carga, evaluando la carga instantánea vertical en cada rueda. En los vehículos de dos ejes se puede ubicar el eje de balanceo, uniendo los puntos del centro de balanceo de cada uno de los ejes. Este eje de balanceo nos permite calcular las cargas dinámicas verticales de acuerdo a la geometría de nuestro sistema de suspensión delantero y posterior

a. Batalla

Es la distancia que existe entre el centro del eje delantero y el centro del eje posterior. (Consumer, 2002) *La batalla gana estabilidad para el vehículo cuando es más larga y hace al coche más ágil y "nervioso" cuando se acorta.* Por ello nuestro diseño se basó en las dimensiones de los pilotos el espacio de la dirección y los frenos, el motor y la transmisión, ubicando a cada uno lo más cerca posible del centro de gravedad para tener un vehículo muy estable y seguro, sin el efecto de sobreviraje. Utilizamos a (Ecu. 2. 39).

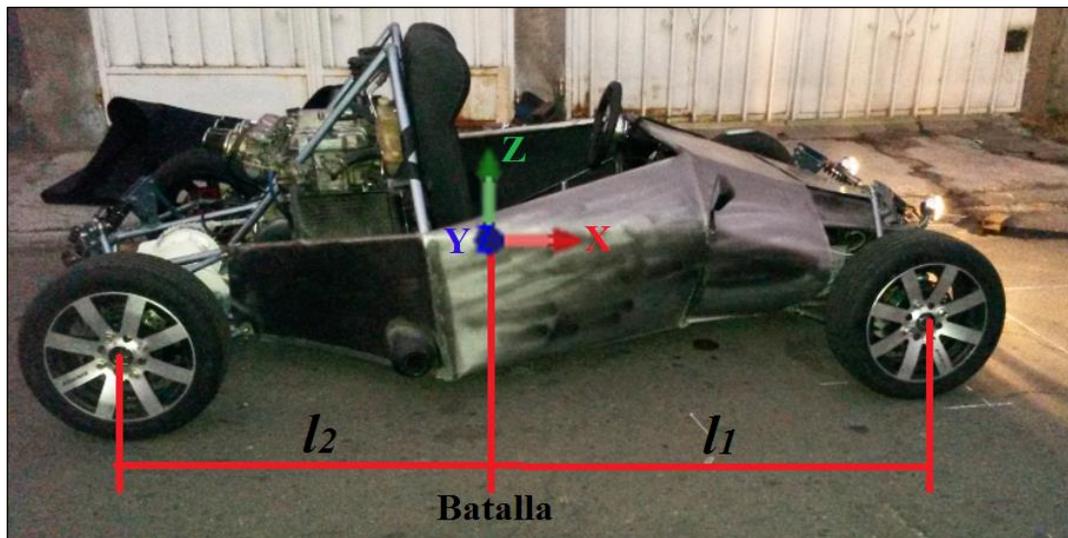


Figura 93. Batalla de prototipo Roadster.

$$B = l_1 + l_2$$

$$B = 1,090428m + 1,120338m$$

$$B = 2,21m$$

b. Cálculo de la masa y fuerza suspendidas

Ante de realizar el análisis en cada uno de los ejes de vehículo, es preciso aclarar que el vehículo más los dos ocupantes con un peso estándar de 70 kg cada uno tiene un peso de 445 kg y para el efecto se debe conocer que la masa no suspendida es de 50 kg. Ya con esta aclaración procedemos a calcular la masa total suspendida, que no es otra que toda la masa que se encuentra soportada por los cuatro amortiguadores, entendiéndose el bastidor y todos los elementos montados en el incluyendo a los dos pilotos. Por lo tanto la masa no suspendida constituye a los neumáticos, manguetas, Push bar, brazos de dirección, la porción de semieje suspendida en la mangueta, los amortiguadores, los rockers discos y mordazas de los frenos. Para calcular la masa total suspendida utilizamos la (Ecu. 2.40)

$$m_s = m_T + m_{SS}$$

$$m_s = 445 \text{ kg} + 50 \text{ kg}$$

$$m_s = 395 \text{ kg}$$

c. Suspensión delantera

i. Masas totales

Según la (Ecu. 2. 41) y en función de las longitudes de la batalla tenemos:

$$m^d = \frac{m_T \cdot l_2}{B}$$

$$m^d = \frac{445 \text{ kg} \cdot 1,120338 \text{ m}}{2,21 \text{ m}}$$

$$m^d = 225,59 \text{ kg}$$

ii. Masa suspendida

Para encontrar la masa suspendida utilizamos la (Ecu. 2. 43), en función de las longitudes de la batalla.

$$m_s^d = \frac{m_s \cdot l_2}{B}$$

$$m_s^d = \frac{395kg \cdot 1,120338m}{2,21m}$$

$$m_s^d = 200,24kg$$

iii. Fuerza de la masa suspendida

Una vez encontrada la masa podemos calcular la fuerza que se genera mediante la (Ecu. 2. 45), y aplicamos una aceleración de 2 g, ya que es una aceleración promedio en la construcción de prototipos como Formula Student, deportivos y Fórmula 1.

$$F_s^d = m_s^d \cdot a_y$$

$$F_s^d = 200,24kg \cdot 2g$$

$$F_s^d = 200,24kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$F_s^d = 3924,732N$$

d. Suspensión posterior

i. Masas totales

Según la (Ecu. 2. 44) y en función de las longitudes de la batalla tenemos:

$$m^t = \frac{m \cdot l_1}{B}$$

$$m^t = \frac{445kg \cdot 1,090428m}{2,21m}$$

$$m^t = 219,566kg$$

ii. Masa suspendida

Para encontrar la masa suspendida utilizamos la (Ecu. 2. 42), en función de las longitudes de la batalla.

$$m_s^t = \frac{m_s \cdot l_1}{B}$$

$$m_s^t = \frac{395kg \cdot 1,090428m}{2,21m}$$

$$m_s^t = 194,896kg$$

iii. Fuerza de la masa suspendida

Utilizamos la misma ideología que el el eje delantero pero aplicamos la (Ecu. 2. 46).

$$F_s^t = m_s^t \cdot a_y$$

$$F_s^t = 194,896kg \cdot 2g$$

$$F_s^t = 194,896kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F_s^t = 3819,952N$$

3.1.14. Cálculo de la transferencia neta de carga en cada eje

Para este cálculo es necesario hacerlo en función de la altura de los centros de balanceo en cada una de las suspensiones teniendo de esta manera que la altura del centro de balanceo de la suspensión delantera es ($z_R^d = 1,52 \text{ cm}$) y para la suspensión posterior es de ($h^t = 0,8 \text{ cm}$).

a. Suspensión delantera

Con la (Ecu. 2. 47) calculamos la fuerza de transferencia neta de carga para el eje delantero.

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{200,24kg \cdot 2g \cdot 0,0152m}{1,53m}$$

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{200,24kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,0152m}{1,53m}$$

$$\Delta F_{zs}^d = 59,656N$$

b. Suspensión posterior

Para este eje lo hacemos con la (Ecu. 2. 48)

$$\Delta F_{zs}^t = \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot h^t}{A_v^t}$$

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{194,896kg \cdot 2g \cdot 0,008m}{1,53m}$$

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{194,896kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,008m}{1,315m}$$

$$\Delta F_{zs}^d = 23,24N$$

3.1.15. Cálculo de las masas y transferencias de cargas no suspendidas

Para este cálculo simplemente aplicamos la una sustracción de la masa total del eje delantero menos la masa suspendida. Y la transferencia de cargas es el resultado de la influencia dinámica que tiene el vehículo a una determinada aceleración y ayuda a identificar la fuerza que se está ejerciendo sobre ese eje en ese instante.

a. Suspensión delantera

i. Masa no suspendida

$$m_{ss}^d = m^d - m_s^d$$

$$m_{ss}^d = 225,59kg - 200,24kg$$

$$\mathbf{m_{ss}^d = 25,35kg}$$

ii. Transferencia de carga

$$\Delta F_{zss}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zss}^d = \frac{25,35kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,265m}{1,53m}$$

$$\Delta F_{zss}^d = \mathbf{86,06N}$$

b. Suspensión posterior

i. Masa no suspendida

$$m_{ss}^t = m^t - m_s^t$$

$$m_{ss}^t = 219,566kg - 194,896kg$$

$$\mathbf{m_{ss}^t = 24.67kg}$$

ii. Transferencia de carga

$$\Delta F_{zss}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zss}^t = \frac{24.67kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,25m}{1,315m}$$

$$\Delta F_{zss}^t = 91,926N$$

3.1.16. Cálculo del ángulo de balanceo

El ángulo de balanceo es el ángulo que se desplaza un muelle con respecto del otro en el mismo eje en el momento de iniciar una curva, donde par nuestro análisis debemos tomar en cuenta que está en función de la deformación del neumático. Pero como esta deformación no es muy pronunciada la vamos a considerar despreciable para efectos del cálculo. Por el motivo que nuestras vías en los ejes son distinta aplicamos la (Ecu. 2. 53) para cada eje.

a. Suspensión delantera

$$\phi_s^d = \frac{m_s \cdot a_y \cdot d}{k_{\phi_s}^d - m_s \cdot g \cdot d}$$

$$\phi_s^d = \frac{395kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,3875m}{92239,294 N \cdot m - 395kg \cdot \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,3875m}$$

$$\phi_s^d = 0,033^\circ$$

b. Suspensión posterior

$$\phi_s^t = \frac{m_s \cdot a_y \cdot d}{k_{\phi_s}^t - m_s \cdot g \cdot d}$$

$$\phi_s^t = \frac{395kg \cdot 2 \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,3875m}{68137,252 N \cdot m - 395kg \cdot \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,3875m}$$

$$\phi_s^t = 0,045^\circ$$

3.1.17. Cálculo de la transferencias total lateral de carga

a. Suspensión delantera

$$\Delta F_{zT}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} + \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v^d} + \frac{K_{\phi_s}^d \cdot \phi_s^d}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zT}^d = \Delta F_{zss}^d + \Delta F_{zs}^d + \frac{K_{\phi_s}^d \cdot \phi_s^d}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{zT}^d = 62,213N + 28,19N + \frac{92239,294 N \cdot m \cdot 0,033^\circ}{1,53m}$$

$$\Delta F_{zT}^d = 2079,878N$$

b. Suspensión posterior

$$\Delta F_{zT}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^t} + \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot z_R^t}{A_v^t} + \frac{K_{\phi_s}^t \cdot \phi_s^t}{A_v^t}$$

$$\Delta F_{zT}^t = \Delta F_{zss}^t + \Delta F_{zs}^t + \frac{K_{\phi_s}^t \cdot \phi_s^t}{A_v^t}$$

$$\Delta F_{zT}^t = 118,867N + 29,81N + \frac{68137,252 N \cdot m \cdot 0,045^\circ}{1,315m}$$

$$\Delta F_{zT}^t = 2480,37N$$

3.1.18. Movimiento de cabeceo y vaivén

Al aplicar un estudio de la dinámica longitudinal a la que se encuentra sometida el vehículo, se puede producir el efecto de cabeceo al ejecutar acciones como subir un lomo en la carretera, subir una rampa, y frenado inesperado o también en el momento de la inercia del vehículo. Estas causas producen una transferencia de carga vertical en los neumáticos, generando un cabeceo positivo en el momento de una aceleración brusca o un cabeceo negativo en el momento de una frenada brusca.

El cabeceo se produce por la variación de alturas de la suspensión delantera y de la posterior conocida como vaivén, el mismo que influye en los ángulos de camber y caster de los neumáticos.

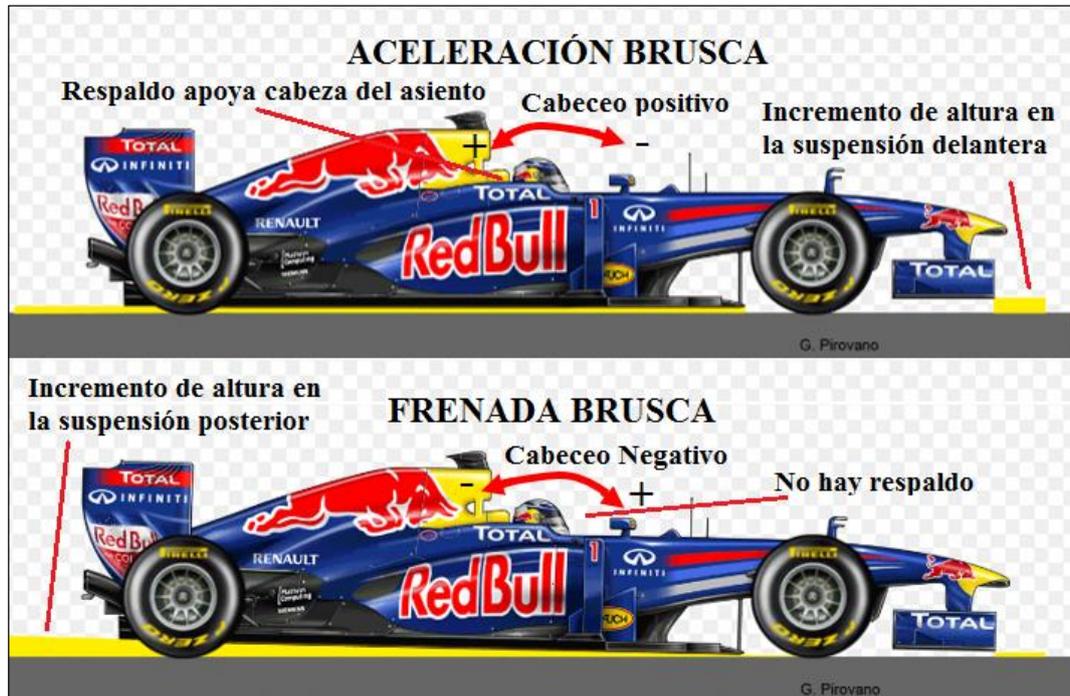


Figura 94. Movimiento de cabeceo y vaivén.

3.1.19. Cálculo del momento de transferencia longitudinal de carga

Para efecto de este análisis se necesita aplicar una aceleración, y como nuestro vehículo no tiene evidencia de otros proyectos anteriores, se ha optado por trabajar con la aceleración promedio de un fórmula Studen que es de $1,6 \text{ m/s}^2$, pero estos vehículos poseen un motor de 650 cc, pero nuestro prototipo está equipado con un motor de 1000 cc, es por eso que hemos decidido incrementarla a una aceleración promedio de $2,5 \text{ m/s}^2$, cabe recalcar que estos valores pueden cambiar ya con el vehículo en funcionamiento, pero como parte experimental esta lógico incrementar la aceleración ya que la potencia del motor es mayor y tenemos un prototipo sumamente liviano para esta potencia.

a. Para la masa suspendida

Aplicamos la ecuación (Ecu. 2.56)

$$M_{\theta_s} = m_s \cdot h_s \cdot a_x$$

$$M_{\theta_s} = 395kg \cdot 0,3m \cdot 2,5 \frac{m}{s^2}$$

$$\mathbf{M_{\theta_s} = 296,25N \cdot m}$$

b. Para la masa no suspendida

Aplicamos la ecuación (Ecu. 2.57)

i. Suspensión delantera

$$M_{\theta_{ss}} = m_{ss} \cdot h_{ss} \cdot a_x$$

$$M_{\theta_{ss}} = 25,35kg \cdot 0,265m \cdot 2,5 \frac{m}{s^2}$$

$$\mathbf{M_{\theta_{ss}} = 16,794N \cdot m}$$

ii. Suspensión posterior

$$M_{\theta_{ss}} = m_{ss} \cdot h_{ss} \cdot a_x$$

$$M_{\theta_{ss}} = 24.67kg \cdot 0,25m \cdot 2,5 \frac{m}{s^2}$$

$$\mathbf{M_{\theta_{ss}} = 15,419N \cdot m}$$

3.1.20. Cálculo de la constante de rigidez al cabeceo y vaivén

Bien para encontrar la constante de rigidez al cabeceo utilizamos la (Ecu. 2. 58), pero debemos tomar en cuenta que en la suspensión delantera y posterior existen dos muelles en cada eje por lo que la constante es el doble, es decir que $K_{sd} = K_{st} = 2K = 2 \left(78806,693 \frac{N}{m} \right) = 157613,386 \frac{N}{m}$.

$$K_{\theta_s} = l_1^2 \cdot K_{sd} + l_2^2 \cdot K_{st}$$

$$K_{\theta_s} = (1,090428m)^2 \cdot \left(157613,386 \frac{N}{m}\right) + (1,120338m)^2 \cdot \left(157613,386 \frac{N}{m}\right)$$

$$K_{\theta_s} = 385,237 \frac{kN}{m}$$

3.1.21. Cálculo del ángulo anticabeceo

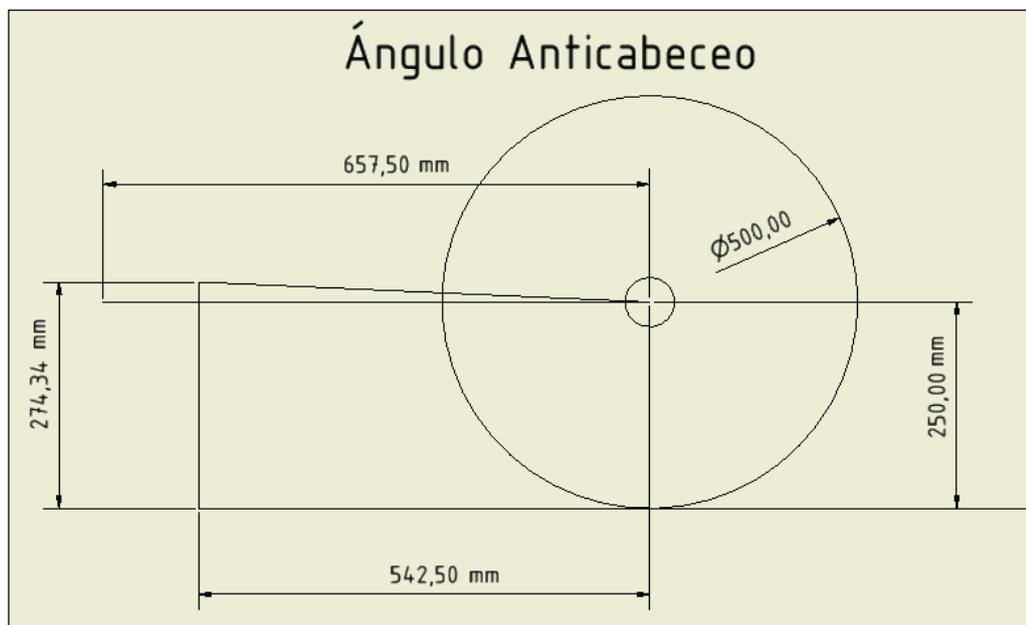


Figura 95. Ángulo de cabeceo

Mediante nuestro diseño del sistema de suspensión el efecto anticabeceo se produce en el momento de una aceleración brusca y una frenada brusca, como consecuencia las alturas del eje delantero y trasero varían, como por ejemplo, al momento de una aceleración brusca el peso se transfiere al eje trasero, disminuyendo la altura por efecto de la compresión y elevando la altura en el eje delantero debido a la expansión, la combinación de estas dos acciones produce el cabeceo positivo, es por ello que al diseñar la geometría de nuestro sistema de suspensión debe ser capaz de minimizar este efecto.

$$\theta = \frac{1}{B} \cdot \frac{P}{g} \cdot a_x \cdot \left(\frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{h}{B} - \frac{1}{K_{st}} \cdot \frac{e-r}{d} + \frac{1}{K_{sd}} \cdot \frac{h}{B} \right)$$

$$\theta = \frac{1}{2,21m} \cdot \frac{3871 N}{9,8 m/s^2} \cdot (2,5 m/s^2)$$

$$\cdot \left(\frac{1}{(157613,386 N/m)} \cdot \frac{0,3m}{2,21m} - \frac{1}{(157613,386 N/m)} \right)$$

$$\cdot \frac{0,27434m - 0,25m}{0,5425m} + \frac{1}{(157613,386 N/m)} \cdot \frac{0,3m}{2,21m}$$

$$\theta = 446,833 N/m (8,639 \times 10^{-6} m/N - 2,8466 \times 10^{-7} m/N + 8,639 \times 10^{-6} m/N)$$

$$\theta = 0,0076^\circ$$

$$\frac{e - r}{d} = \frac{h}{B} + \frac{h}{B} \cdot \frac{K_{st}}{K_{sd}}$$

$$\frac{0,27434m - 0,25m}{0,5425m} = \frac{0,3m}{2,21m} + \frac{0,3m}{2,21m} \cdot \frac{(157613,386 N/m)}{(157613,386 N/m)}$$

$$0,045 = 0,2715$$

$$\frac{e - r}{d} = \frac{h}{B}$$

$$\frac{0,27434m - 0,25m}{0,5425m} = \frac{0,3m}{2,21m}$$

$$0,045 = 0,1357$$

3.1.22. Cálculo de la barra estabilizadora

$$Mt = P \cdot b$$

$$Mt = 3871 N \cdot 0,6m$$

$$Mt = 2322,6 N \cdot m$$

$$Mr = \frac{Mt}{k} = \frac{P \cdot b}{k}$$

$$Mr = \frac{2322,6 \text{ N} \cdot \text{m}}{600000000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$Mr = 3,871 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Tabla 11.

Constante de rigidez del acero.

Aleaciones		
Material	n	K [MPa]
Acero al carbono (recocido)	0,21	600
Acero de baja aleación 4340 (recocido)	0,12	2650
Acero inoxidable (304) (recocido)	0,44	1400
Cobre (recocido)	0,44	530
Latón naval (recocido)	0,21	585
Latón 70Cu-30Zn (recocido)	0,54	315
Aluminio 2024 (tratada térmicamente)	0,17	780
Magnesio AZ31B(recocido)	0,16	450

Fuente: (jasf1961@wordpress.com, 2012)

3.2. Sistema de dirección

3.2.1. Cajetín de la dirección de piñón cremallera



Figura 96. Cajetín de la dirección de piñón cremallera.

El cajetín de la dirección es de piñón cremallera de la marca Polaris, se eligió esta cremallera debido a las características que tenía, ya que en nuestro prototipo juega un papel fundamental la disminución de pesos y el espacio útil. Es por esta razón que

elegimos esta cremallera ya que posee un longitud de 700 mm un peso de 2 ½ kg, además su recorrido total de extremo a extremo es de 110 mm, es decir de dos vueltas y media. Esta última característica nos permite realizar un giro total a la derecha o izquierda con tan solo dar una vuelta al volante de dirección al lado que se desee. Esta cremallera es utilizada en vehículos Polaris todo terreno, los mismos que están sometidos a grandes condiciones de trabajo, ya que los vehículos Polaris poseen neumáticos de rín 15, y son mucho más pesados. Esta cremallera pertenece a un Polaris de 1000 cc.



Figura 97. Polaris todo terreno de 1000 cc.

Fuente: (POLARIS, 2002)

3.2.2. Junta universal o acoplamiento de Hooke

La junta universal o acoplamiento de Hooke se caracteriza por transmitir el movimiento giratorio hacia dos ejes que no se encuentran en el mismo plano, es decir que no son colineales. Es un mecanismo articulado esférico donde independientemente de su diseño, consta de dos horquillas circulares articuladas, en su interior posee una cruceta la cual posee cuatro extremos en los cuales se acoplan las dos horquillas. Uno es el eslabón motriz y el otro es el eslabón seguidor, es decir el uno recibe el movimiento y el otro lo transmite. (Real, 2011)



Figura 98. Junta Universal Aveo.

3.2.3. Volante de dirección

El volante de dirección es el elemento que nos permite transmitir el movimiento giratorio mediante la columna de dirección hacia el tornillo sin fin del conjunto piñón cremallera, con el objetivo de girar los neumáticos en el momento de tomar una curva. El volante debe ser pequeño ya que nuestro vehículo tiene un espacio limitado, que nos permita manipularlo fácilmente. Por este motivo se optó por un volante deportivo similar a un volante momo.



Figura 99. Volante deportivo

3.2.4. Acople rápido Sparco

Debido al poco espacio en la cabina de nuestro prototipo se optó por adquirir un acople rápido para el volante que nos permita montar y desmontar el volante con rapidez para poder ingresar y salir del vehículo con facilidad. Este acople es de marca Sparco.



Figura 100. Acople rápido para volante Sparco

3.2.5. Cálculos del ángulo de guiado o de deriva

El ángulo de deriva para vehículos neutros no se encuentra en función de la velocidad, y se lo calcula mediante la **(Ecu. 2.84)**. Donde B es la batalla y R es el radio de giro.

$$\delta = \frac{B}{R}$$

$$\delta = \frac{2,21 \text{ m}}{2.7 \text{ m}}$$

$$\delta = 0,81 \text{ rad} \left| \frac{180^\circ}{2\pi \text{ rad}} \right| = 23,45^\circ$$

3.2.6. Cálculo de la fuerza centrífuga en el centro de gravedad

La fuerza centrífuga en el centro de gravedad de nuestro prototipo la calculamos mediante la **(Ecu. 2.)**, la misma que se encuentra en función de la masa suspendida y la aceleración en y que es de $2g$.

$$F_y = m_s \cdot a_y = \frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

$$F_y = 395 \text{ kg} \cdot (2 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2)$$

$$F_y = 7742 \text{ N}$$

3.2.7. Cálculo de la velocidad máxima en curva peraltada

Para este cálculo se tiene que el coeficiente de fricción de los neumáticos es de 1,6, y se encuentra dentro de una curva de 7 m de radio y un peralte de 5°. Utilizando la (Ecu. 2.), tenemos que:

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\mu_y + \tan\zeta}{1 - \mu_y \cdot \tan\zeta}}$$

$$v_v = \sqrt{(9,8 \text{ m/s}^2) \cdot (7 \text{ m}) \cdot \frac{(1,6) + \tan 5^\circ}{1 - (1,6) \cdot \tan 5^\circ}}$$

$$v_v = 11,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left| \frac{1 \text{ Km}}{1000 \text{ m}} \right| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 41,77 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

3.2.8. Geometría del sistema de dirección

Nuestro prototipo posee un Ackerman Neutro. La ventaja de poseer un Ackerman neutro es que no tenemos un vehículo subvirador o sobrevirador, además el ancho de vía en el tren delantero es mayor que en el tren posterior. Esto nos ayuda a tener mayor estabilidad y maniobrabilidad del vehículo

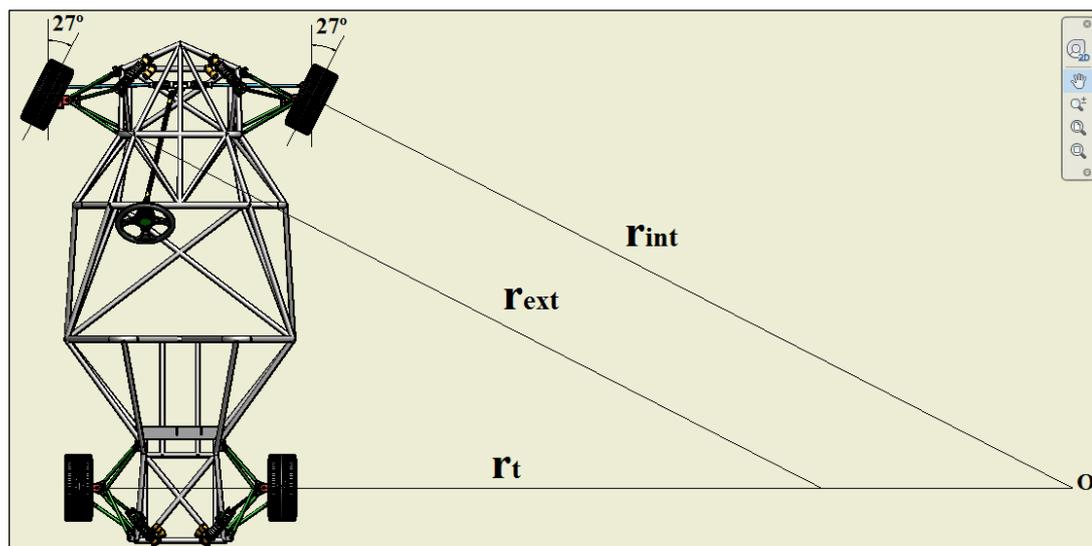


Figura 101. Geometría de Ackerman Neutro.

3.3. Sistema de frenos

3.3.1. Bomba de frenos

La bomba de frenos no está asistida por el servofreno, ya que tenemos un espacio reducido en la parte frontal del prototipo, y además el motor se encuentra en la parte posterior y se no tenemos una toma de vacío en el motor. Por ello se ha optado por colocarle al prototipo una bomba de frenos de una camioneta Nissan B2200 con tres salidas de presión. Una salida para las mordazas delanteras y dos para las posteriores ya que las mordazas posteriores poseen un sistema de dos entradas del fluido para los tres pistones que se activan.



Figura 102. Bomba de frenos

3.3.2. Cañerías de alta presión

Las cañerías de alta presión fueron rediseñadas ya que nuestro prototipo es único y no existe un sistema hidráulico parecido. Para ello se realizó un sistema hidráulico con las medidas del prototipo y cañerías de alta presión para que no exista pérdidas de presión en el sistema.



Figura 103. Cañerías de alta presión para el sistema de frenos

3.3.3. Mordazas de frenos o Cálipers

Para las mordazas de frenos adquirimos dos mordazas de frenos de Polaris de 1000 cc. Ya que son mordazas de frenos para vehículos de igual cilindrada y potencia, además estas mordazas poseen dos pistones que nos dan una mayor presión de la fuerza de frenado. Y también se utilizaron las dos mordazas de frenos delanteras de la moto Honda CBR 1000 F, que compramos para realizar este proyecto. Estas mordazas son robustas y poseen tres pistones que presionan a las pastillas de freno contra los discos.



Figura 104. Mordazas de frenos de Polaris 1000 cc



Figura 105. Mordaza de frenos moto Honda CBR 1000 F

3.3.4. Discos de frenos

Los discos de frenos fueron muy complicados de adquirir ya que por el tipo de neumático que tenemos de Rin 13 es espacio era muy limitado por este motivo se utilizó los discos de frenos del Polaris 1000 cc, ya que estos discos tenían un diámetro exterior de 230 mm que al ensamblarlo en nuestro sistema de manguetas y con las mordazas calzó perfectamente sin inconvenientes, además posee una buena área de frenado y son discos perforados para eliminar rápidamente las elevadas temperaturas y como sistema de auto limpieza.



Figura 106. Conjunto armado con los discos de frenos

3.3.5. Cálculo de la desaceleración de frenado

Es la reducción de la velocidad por unidad de tiempo por efecto de la aplicación de los frenos. Donde V_o es la velocidad inicial en (m/s), y s es la distancia de frenado en (m). Para este cálculo vamos a trabajar con una velocidad de 60 Km/h y una distancia de frenado de 10 m. (H. Kindler, 1998, pág. 201)

$$a = \frac{V_o^2}{2 \cdot s}$$

$$a = \frac{\left(60 \frac{Km}{h} \left| \frac{1000m}{1Km} \right| \frac{1h}{3600s} \right)^2}{2 \cdot 10 m}$$

$$a = 13,89 \text{ m/s}^2$$

3.3.6. Cálculo del tiempo de frenado

Es el intervalo de tiempo durante el cual se encuentran actuando las mordazas de frenos, y se designa con la letra t y está en función de la velocidad inicial y de la desaceleración (H. Kindler, 1998, pág. 201)

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

$$t = \frac{16,67 \text{ m/s}}{13,89 \text{ m/s}^2}$$

$$t = 1,19 \text{ s}$$

3.3.7. Cálculo de la distancia hasta el paro

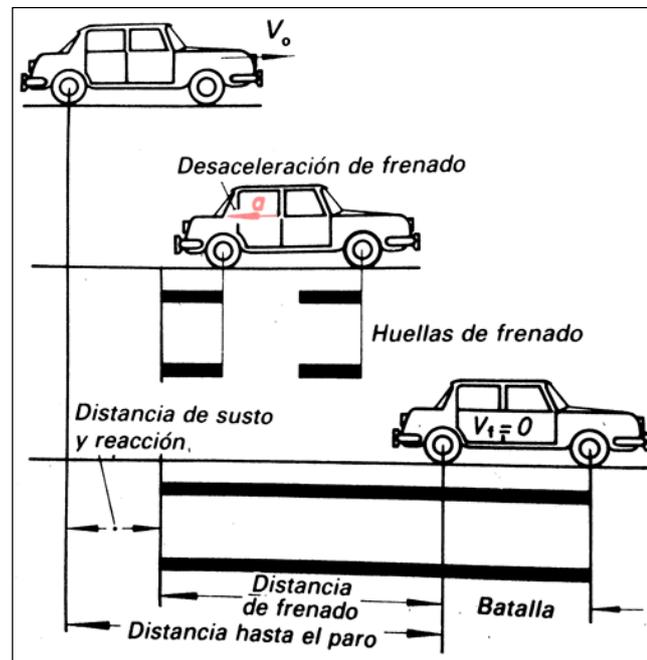


Figura 107. Proceso de frenado

Fuente: (H. Kindler, 1998, pág. 202)

La distancia hasta que el vehículo recorre desde que se presenta un obstáculo, el momento de reacción del piloto y hasta el punto que se detiene el vehículo se conoce como la distancia hasta el paro, esta se representa por S_{total} , y está en función del tiempo de reacción del piloto $t_1 = 0,6 s$, que es el tiempo promedio en el que un piloto reacciona. (H. Kindler, 1998, pág. 202)

$$S_{total} = s + V_o \cdot t_1$$

$$S_{total} = 10m + \left(60 \frac{Km}{h} \left| \frac{1000m}{1Km} \right| \frac{1h}{3600s} \right) \cdot 0,6 s$$

$$S_{total} = 20,002 m$$

3.3.8. Cálculo de la presión del circuito hidráulico

Una persona promedio puede ejercer una fuerza máxima en el pedal del freno de 750 N (Que en decanewtons sería de 75 daN). Para la desaceleración que se alcanza en los automóviles de turismo hace falta una fuerza diez veces mayor. Por ello es necesario aumentar la fuerza del pie mediante palancas, transmisión hidráulica de

fuerza, fuerzas externas como bombas de aire comprimido o bombas hidráulicas servoasistidas. En tal caso la fuerza del pie F_{pie} se aumenta por efecto de la palanca de varillas del pedal del freno. En el cilindro principal de la bomba actúan la fuerza en el pistón F_p , y genera a la salida del cilindro la presión del líquido del circuito p_L , la cual es empujada por la superficie de la cara del pistón A_p . (H. Kindler, 1998, pág. 204)

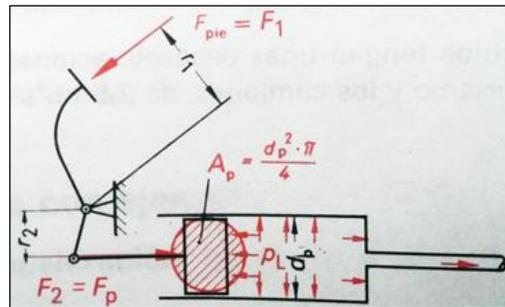


Figura 108. Generación de la presión del líquido en la Bomba de frenos

Fuente: (H. Kindler, 1998, pág. 204)

$$F_p = \frac{F_{pie} \cdot r_1}{r_2}$$

$$F_p = \frac{\left(30 \text{ kg} \left| \frac{0,98 \text{ daN}}{1 \text{ kg}} \right| \right) \cdot (21 \text{ cm})}{(10 \text{ cm})}$$

$$F_p = 61,74 \text{ daN}$$

$$p_L = \frac{F_p}{A_p} = \frac{F_p}{\frac{d_p^2 \cdot \pi}{4}}$$

$$p_L = \frac{4 \cdot F_p}{d_p^2 \cdot \pi}$$

$$p_L = \frac{4 \cdot 61,74 \text{ daN}}{(1,588 \text{ cm})^2 \cdot \pi}$$

$$p_L = 31,173 \text{ daN/cm}^2$$

3.3.9. Cálculo de la fuerza de apriete de la mordaza contra el disco

La presión de los fluidos se transmite en todas direcciones con la misma intensidad, es decir es constante en todo el fluido. Por esta razón la presión del líquido

p_L del circuito actúa en los émbolos de las mordazas de frenos y generan las fuerzas de apriete F_{Rd} y F_{Rt} . (H. Kindler, 1998, pág. 205)

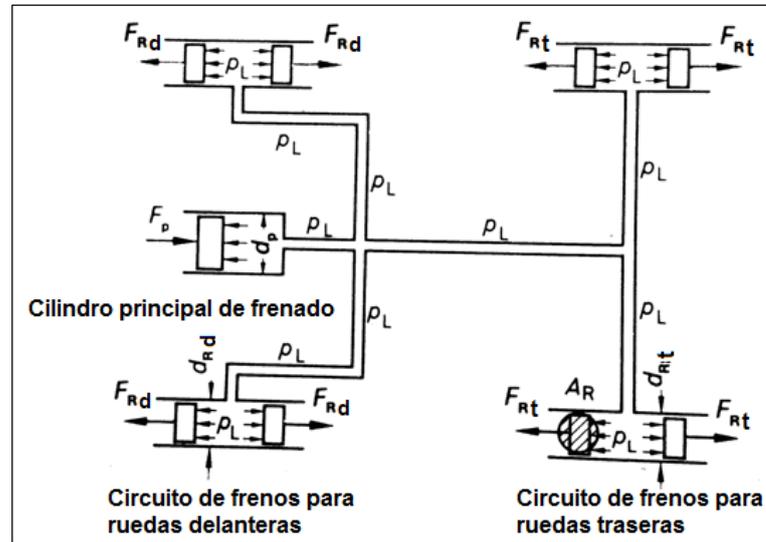


Figura 109. Distribución de la presión en la instalación de frenos hidráulicos.

Fuente: (H. Kindler, 1998, pág. 205)

a. Ruedas Delanteras

$$F_{Rd} = p_L \cdot A_{Rd} = p_L \cdot \frac{d_{Rd}^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{Rd} = 31,173 \text{ daN/cm}^2 \cdot \frac{(3,43 \text{ cm})^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{Rd} = 288,041 \text{ daN}$$

Como las mordazas delanteras poseen dos pistones, se multiplica este resultado por dos y se obtiene la fuerza total de frenado.

$$F_{RdT} = 576,081 \text{ daN}$$

b. Ruedas Posteriores

$$F_{Rt1} = p_L \cdot A_{Rt1} = p_L \cdot \frac{d_{Rt1}^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{Rt1} = 31,173 \text{ daN/cm}^2 \cdot \frac{(2,4 \text{ cm})^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{Rd1} = 141,023 \text{ daN}$$

$$F_{Rt2} = p_L \cdot A_{Rt2} = p_L \cdot \frac{d_{Rt2}^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{Rt2} = 31,173 \text{ daN/cm}^2 \cdot \frac{(1,8 \text{ cm})^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{Rt2} = 79,326 \text{ daN}$$

Como las mordazas posteriores poseen tres pistones, dos de ellos son de diámetros similares de 2,4 cm y un pistón es de un diámetro menor de 1,8 cm, por esta razón se multiplica el resultado del cilindro más grande por dos y se suma la fuerza del cilindro pequeño y se obtiene la fuerza total de frenado en las mordazas posteriores

$$F_{RtT} = 2 \cdot F_{Rt1} + F_{Rt2}$$

$$F_{RtT} = 2 \cdot 141,023 \text{ daN} + 79,326 \text{ daN}$$

$$F_{RtT} = 361.372 \text{ daN}$$

3.3.10. Cálculo de la fuerza tangencial en las ruedas

Los discos de freno son los más utilizados en los vehículos de turismo, por las ventajas que presenta, como el efecto de frenado más parejo e imposibilidad de auto-bloqueo. Para calcular la fuerza de frenado, es necesario antes calcular la fuerza periférica F_T en el disco de freno actúa con el radio medio del disco de frenos r_m . Este par es el que origina la fuerza de frenado F_{FR} en función de un radio dinámico R_{dm} . Para este cálculo vamos a depender del coeficiente de rozamiento dinámico $\mu_D = 0,3$. (H. Kindler, 1998, pág. 210)

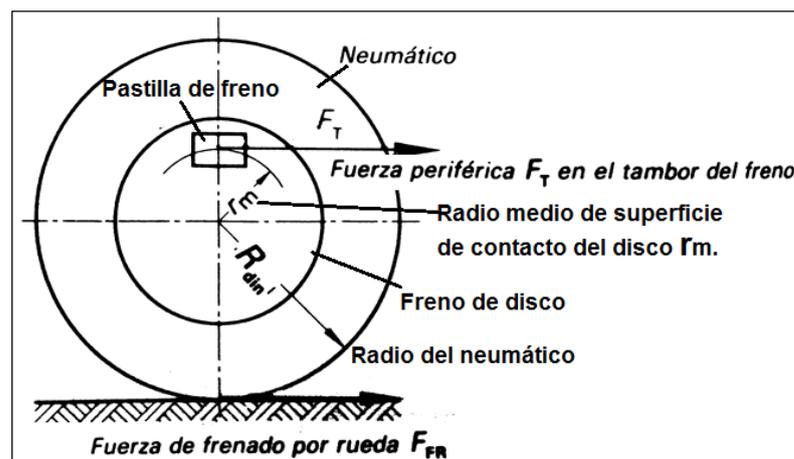


Figura 110. Fuerza de frenado en una rueda.

Fuente: (H. Kindler, 1998, pág. 212)

a. Ruedas Delanteras

$$F_{Td} = 2 \cdot \mu_D \cdot F_{RdT}$$

$$F_{Td} = 2 \cdot 0,3 \cdot 576,081 \text{ daN}$$

$$F_{Td} = 345.6486 \text{ daN} = 3456,486 \text{ N}$$

b. Ruedas Posteriores

$$F_{Tt} = 2 \cdot \mu_o \cdot F_{RtT}$$

$$F_{Tt} = 2 \cdot 0,3 \cdot 316,372 \text{ daN}$$

$$F_{Tt} = 189,8232 \text{ daN} = 1898,232 \text{ N}$$

3.3.11. Cálculo de la fuerza de frenado en una rueda

a. Ruedas Delanteras

$$F_{FRd} = \frac{F_{Td} \cdot r_m}{R_{dm}}$$

$$F_{FRd} = \frac{4708,57 \text{ N} \cdot 0,1075 \text{ m}}{0,25 \text{ m}}$$

$$F_{FRd} = 2024,685 \text{ N}$$

b. Ruedas Posteriores

$$F_{FRt} = \frac{F_{Tt} \cdot r_m}{R_{dm}}$$

$$F_{FRt} = \frac{3615,95 \text{ N} \cdot 0,1075 \text{ m}}{0,25 \text{ m}}$$

$$F_{FRt} = 1554,858 \text{ N}$$

3.3.12. Comparación de Energías

Sabemos que la energía cinética se calcula con la fórmula:

$$E_C = \frac{m \cdot V^2}{2}$$

Donde: m = Masa total del vehículo

V = Velocidad del vehículo

En nuestro caso tenemos una masa total del vehículo de 440 kg y una velocidad de 60 km/h, reemplazamos esto en nuestra Ecuación y tenemos:

$$V = 60 \frac{km}{h} \left| \frac{1000m}{1km} \right| \left| \frac{1h}{3600s} \right| = 16,67 \text{ m/s}$$

$$E_C = \frac{m \cdot V^2}{2}$$

$$E_{CV} = \frac{440kg \cdot (16,67 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$E_{CV} = \mathbf{61135,558 J}$$

Esta es la energía total del vehículo a esta velocidad, ahora tenemos una distancia de frenado total de 20.002 m y una fuerza de frenado total de la rueda delantera $F_{FRd} = \mathbf{2024,685 N}$ y de la rueda posterior $F_{FRt} = \mathbf{1554,858 N}$, como tenemos dos ruedas delanteras y dos posteriores podemos calcular que la fuerza de frenado total del vehículo será:

$$F_{FTV} = 2 \cdot F_{FRd} + 2 \cdot F_{FRt}$$

$$F_{FTV} = 2 \cdot 2024,685N + 2 \cdot 1554,858N$$

$$F_{FTV} = \mathbf{7159,086N}$$

Sabemos que la energía es igual al trabajo, y el trabajo es igual a una fuerza por una distancia, entonces calculamos el trabajo realizado por las mordazas y comparamos con la energía generada por el vehículo.

$$W_{FT} = F_{FTV} \cdot S_{total}$$

$$W_{FT} = 7159,086 N \cdot 20,002 m$$

$$W_{FT} = \mathbf{143196,038 J}$$

Podemos notar que el trabajo realizado por la fuerza de frenado es mayor a la energía producida por el vehículo.

$$E_{CV} < W_{FT}$$

$$61135,558 J < 143196,038 J$$

Por lo tanto el sistema de frenos puede detener eficientemente a nuestro prototipo.

CAPITULO IV

4. ANÁLISIS COMPUTARIZADO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS

4.1. Sistema de suspensión

En el análisis del sistema de suspensión pudimos ver que se encuentra muy bien diseñado, ya que cada elemento del sistema de suspensión cumple con su objetivo y ningún elemento presenta fatiga, por lo tanto el dimensionamiento y la geometría del sistema de suspensión son los correctos. Analizando el informe de resultados que nos da el inventor tenemos podemos verificar los valores que fueron dados para el análisis y por efecto del mismo una tabla de resultados del análisis aeroespacial completo.

Tabla 12.

Propiedades físicas

Masa	254,074 kg
Área	14,9022 m ²
Volumen	0,032631 m ³
Centro de gravedad	x=0,0775058 m
	y=-0,511212 m
	z=0,329359 m

Nota: los valores físicos pueden ser diferentes de los valores físicos utilizados por CEF indicados a continuación.

Tabla 13.

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

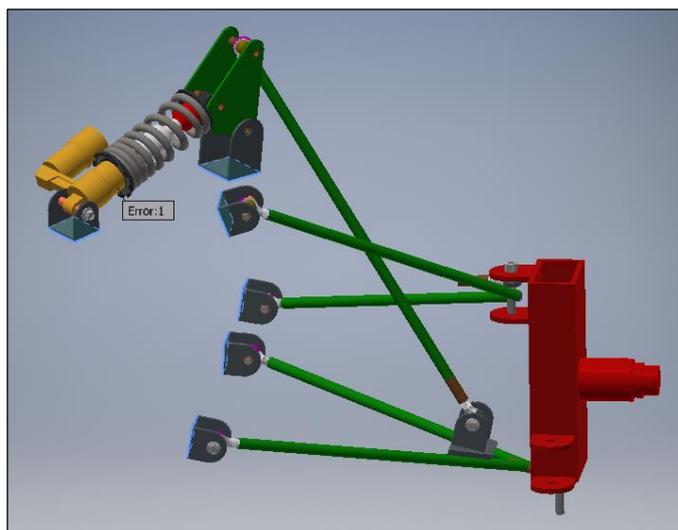


Figura 111. Restricciones en los componentes fijos.

En esta gráfica podemos observar cómo se escoge los puntos fijos del sistema de suspensión, estos puntos deben ser todas las bases tanto de las mesas inferiores como de las superiores, así como también las bases de los amortiguadores y las de los rocker, se fijan todas las bases de los componentes ya que cada componente del sistema de suspensión se mueven y permiten transmitir este movimiento hacia el amortiguador.

4.1.1. Resultados

Tabla 14.

Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	2318,15 N	0 N	838,048 N	-116,316 N m
		0 N	m	-829,903 N m
		2318,15 N		-7,50243 N m

Tabla 15.

Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1342860 mm ³	
Masa	10,5414 kg	
Tensión de Von Mises	0,00000544997 MPa	16613,9 MPa
Primera tensión principal	-8832,2 MPa	11615,4 MPa
Tercera tensión principal	-26179 MPa	5123,25 MPa
Desplazamiento	0 mm	73,9114 mm
Coefficiente de seguridad	0,0124594 su	15 su
Tensión XX	-17808 MPa	10594,8 MPa
Tensión XY	-1876,88 MPa	2162,24 MPa
Tensión XZ	-8459,36 MPa	2621,59 MPa
Tensión YY	-10668,7 MPa	5453,4 MPa
Tensión YZ	-1318,57 MPa	1209,68 MPa
Tensión ZZ	-16945,3 MPa	7952,58 MPa
Desplazamiento X	-4,66107 mm	1,95309 mm
Desplazamiento Y	-1,43137 mm	0,310415 mm
Desplazamiento Z	-5,79636 mm	73,9113 mm
Deformación equivalente	0,000000000236886 su	0,0797785 su
Primera deformación principal	-0,00013476 su	0,0427722 su
Tercera deformación principal	-0,0971721 su	0,000483429 su
Deformación XX	-0,0453514 su	0,0414417 su
Deformación XY	-0,0116188 su	0,0133853 su
Deformación XZ	-0,0523675 su	0,0162289 su
Deformación YY	-0,00650276 su	0,00811009 su
Deformación YZ	-0,00816256 su	0,0074885 su
Deformación ZZ	-0,040011 su	0,016913 su
Presión de contacto	0 MPa	27517,2 MPa
Presión de contacto X	-26768,2 MPa	19455 MPa
Presión de contacto Y	-5579,82 MPa	6831,58 MPa
Presión de contacto Z	-17695,6 MPa	11243,3 MPa

4.1.2. Tensión de Von Mises

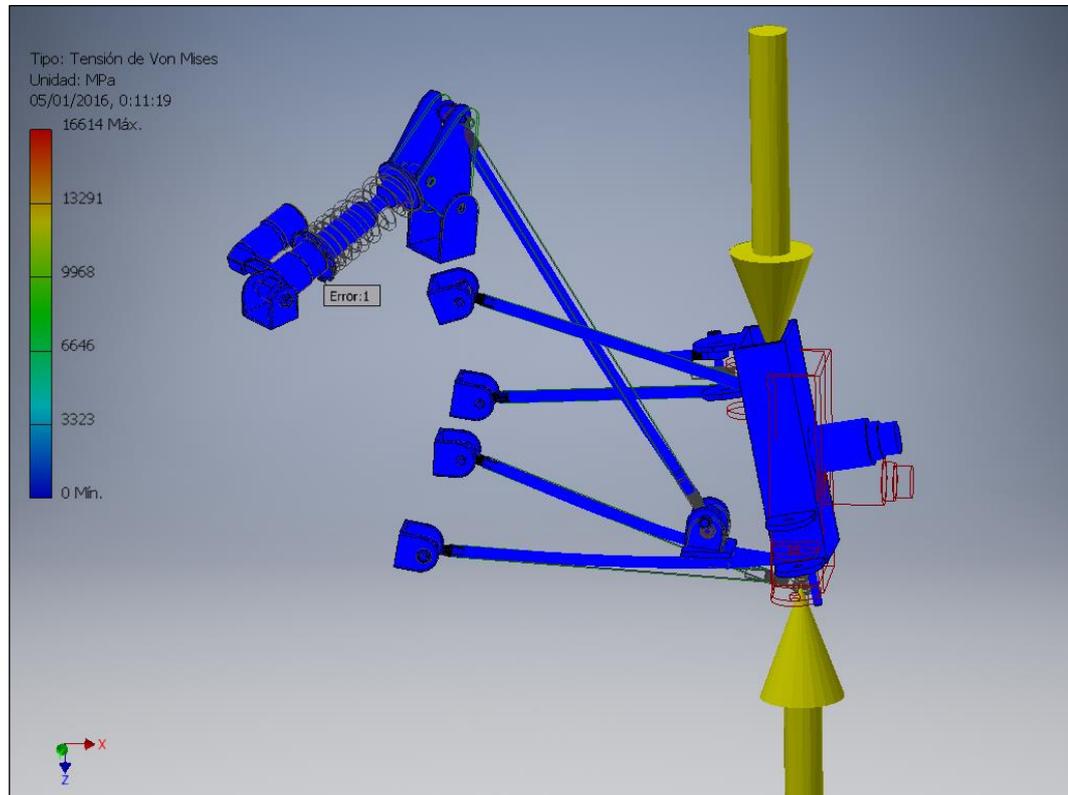


Figura 112. Análisis del Esfuerzo de Von Mises

Aquí se aprecia cómo van ubicadas las fuerzas que van a intervenir en cada neumático, la fuerza superior es el peso del vehículo y la fuerza inferior es la fuerza que recibe el neumático y transfiere hacia el amortiguador. En esta imagen el esfuerzo de Tensión de Von Mises se puede apreciar mediante colores, que da una tonalidad azul a las tensiones mínimas y de color rojo para las tensiones críticas. Las tensiones por esfuerzos estáticos son mínimas ya que las rótulas nos ayudan mucho en el momento de recibir impactos en el neumático, estas seden el sistema y permiten transferir todo estos esfuerzos mediante la Push bar hacia el amortiguador.

4.1.3. Desplazamiento

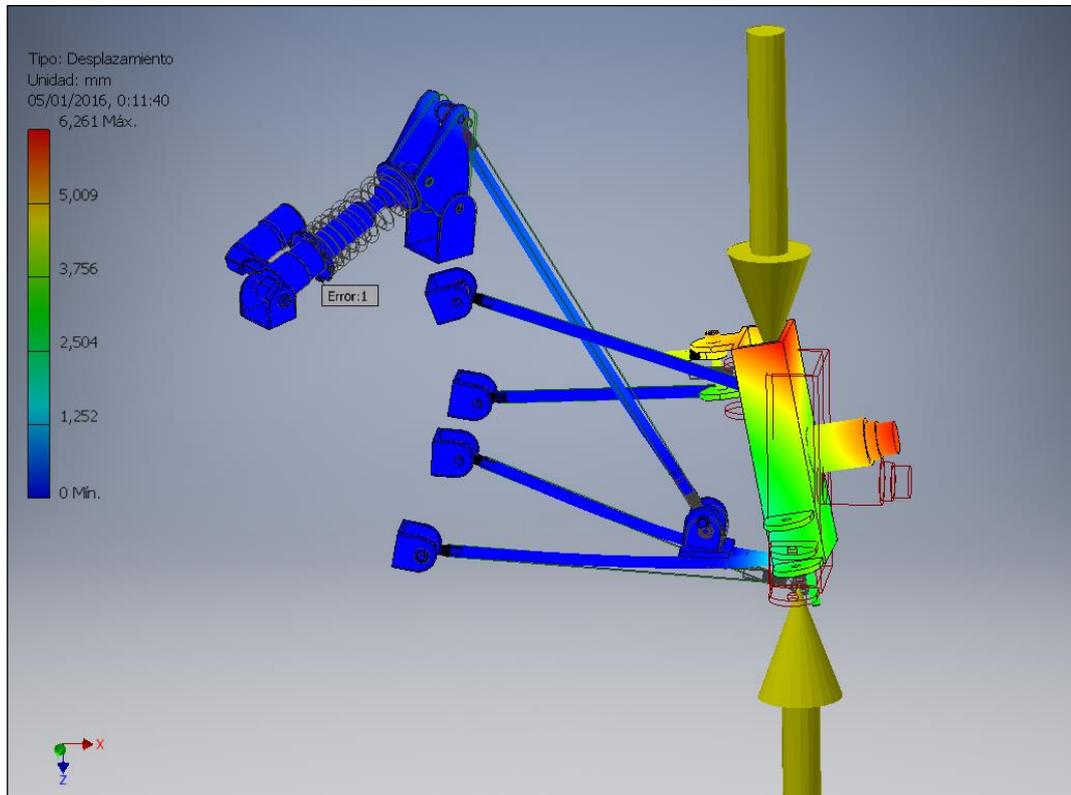


Figura 113. Análisis del desplazamiento.

En la siguiente gráfica se analiza el desplazamiento que se produce en el sistema de suspensión por efecto de las fuerzas que actúan sobre el neumático, donde tenemos una escala de colores para los resultados que va desde 0 mm hasta 6,261 mm como máximo. La mangueta es la que presenta el desplazamiento más notorio del sistema, esto se debe a que las bases de la mangueta son rótulas que permiten su movimiento giratorio, además las mesas a las que está sujeta la mangueta también se mueven de forma que transfieran mediante la Push bar hacia el amortiguador las oscilaciones del suelo receptoras por el neumático. La mangueta en su mayoría tiene una coloración verde claro comprendida entre 2 y 4 mm, con un poco de amarillo comprendido entre 4 y 5 mm y unas esquinitas de coloración naranja mayores a 5 mm.

4.1.4. Coeficiente de seguridad

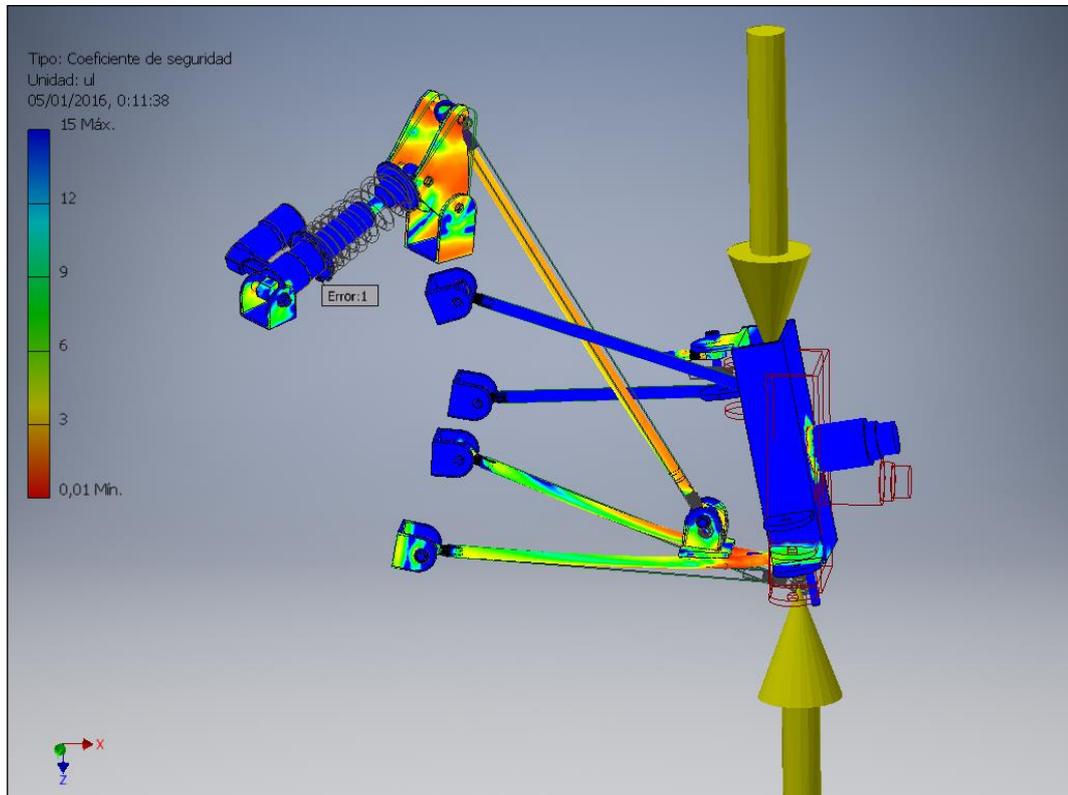


Figura 114. Análisis de Coeficiente de seguridad

Para el análisis de coeficiente de seguridad de los componentes del sistema de suspensión tenemos una escala graduada por colores donde va desde 0,01 como crítico hasta un factor de seguridad de 15 como sobredimensionado. Nótese que para diseño se recomienda un factor de seguridad de superior a 1 y que se encuentre entre 1,5 y 2 según el libro de diseño de Robert Mott de “Resistencia de materiales”. La mangueta, la mesa superior y el amortiguador están de color azul que llevan un factor de seguridad de 13 a 15, esto se debe a que al realizar el análisis estas piezas se encuentran casi estáticas y no reciben esfuerzos. La mesa inferior posee un color verde con amarillo cuyo factor de seguridad está entre 3 y 5, ya que esta solo hace pivote en sus extremos y transmite todos los esfuerzos hacia la Push bar, tómese en cuenta que el extremo de la mesa inferior que se encuentra fijada con la mangueta posee un color naranja rojizo que esta entre 1,2 y 2,5 ya que aquí es donde se concentran los esfuerzos iniciales del sistema. La Push bar que es la encargada de transferir toda la fuerza hacia el rocker y

este la transfiere al amortiguados son los elementos que más están sujetos a grandes esfuerzos posee un color amarillo anaranjado claro donde el factor de seguridad para estos elementos estaría variando de 2 a 3. Como conclusión tenemos que el factor de seguridad de cada elemento se encuentra dentro de los límites de diseño requeridos.

4.2. Sistema de dirección

En el sistema de dirección vamos a realizar el análisis estático de las fuerzas que intervienen en el momento de realizar un giro de los neumáticos con el volante, veremos cómo entran en funcionamiento todos los elementos del sistema de dirección

Tabla 16.

Propiedades físicas

Masa	2,3414 kg
Área	460227 mm ²
Volumen	2255470 mm ³
Centro de gravedad	x=222,61 mm y=150,13 mm z=18,5321 mm

Nota: los valores físicos pueden ser diferentes de los valores físicos utilizados por CEF indicados a continuación.

Tabla 17.

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

4.2.1. Resultados

Tabla 18.

Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	2255460 mm ³	
Masa	17,7054 kg	
Tensión de Von Mises	0 MPa	19265,8 MPa
Primera tensión principal	-8095,99 MPa	12700,9 MPa
Tercera tensión principal	-28668,4 MPa	3218,25 MPa
Desplazamiento	0 mm	18,0243 mm
Coefficiente de seguridad	0,0107445 su	15 su
Tensión XX	-26804,3 MPa	12457,8 MPa
Tensión XY	-2973,17 MPa	2018,2 MPa
Tensión XZ	-3054,91 MPa	5498,92 MPa
Tensión YY	-10152,8 MPa	4515,61 MPa
Tensión YZ	-974,09 MPa	1107,79 MPa
Tensión ZZ	-10858 MPa	3979,01 MPa
Desplazamiento X	-0,116413 mm	1,35095 mm
Desplazamiento Y	-0,0975043 mm	10,5304 mm
Desplazamiento Z	-3,18715 mm	14,5905 mm
Deformación equivalente	0 su	0,0903608 su
Primera deformación principal	-0,00066751 su	0,0490997 su
Tercera deformación principal	-0,109164 su	0,000527096 su
Deformación XX	-0,0976239 su	0,0475951 su
Deformación XY	-0,0184053 su	0,0124936 su
Deformación XZ	-0,0189114 su	0,0340409 su
Deformación YY	-0,0127588 su	0,00912625 su
Deformación YZ	-0,00603008 su	0,00685778 su
Deformación ZZ	-0,0102299 su	0,0154255 su
Presión de contacto	0 MPa	35888,9 MPa
Presión de contacto X	-31646,2 MPa	35496,2 MPa
Presión de contacto Y	-18695,8 MPa	13880,8 MPa
Presión de contacto Z	-14589,2 MPa	12728,9 MPa

4.2.3. Desplazamiento

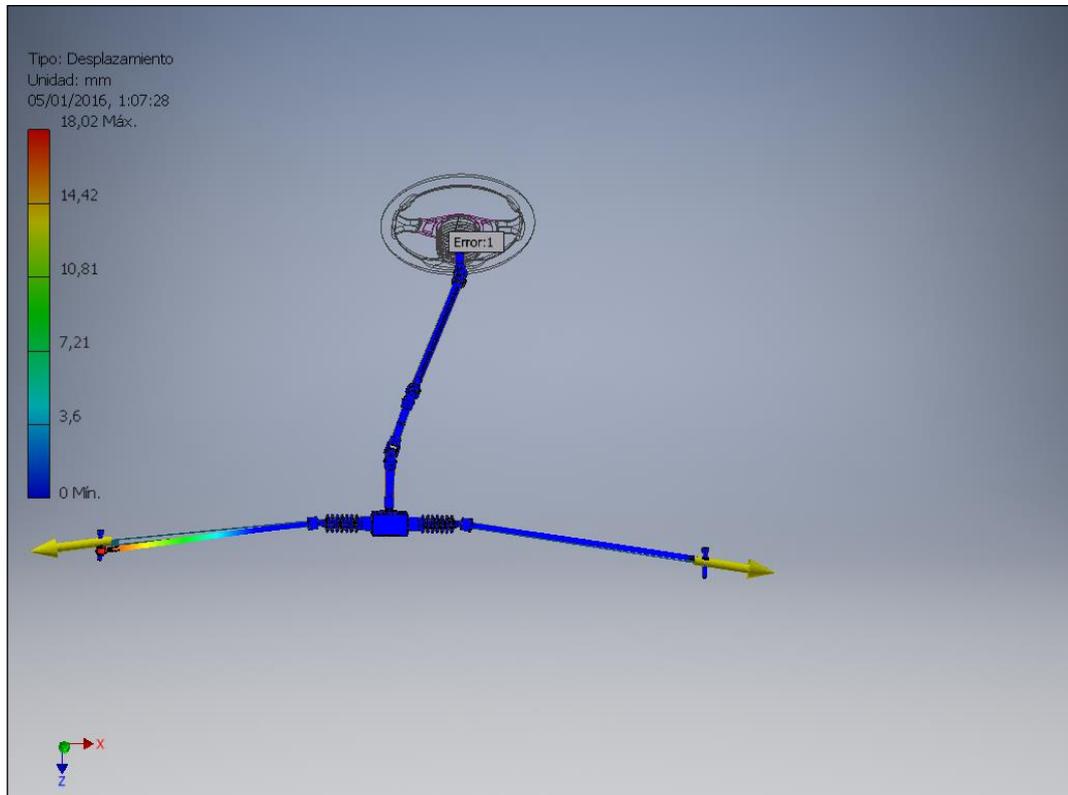


Figura 116. Análisis del Desplazamiento de la Dirección

En el análisis de desplazamiento podemos ver como un brazo de dirección se encuentra poco desplazado y el otro nada, esto se debe a que con la ayuda del mouse se trató de desplazar uno de los brazos con el fin de simular un cambio en la altura de la suspensión por efecto de algún bache, y para nuestra sorpresa tan solo se desplazó 18,02 mm como máximo, esto quiere decir que nuestro sistema de dirección no presenta grandes desplazamientos y el conjunto no se somete a grandes esfuerzos. Para el efecto de este análisis el software nos brinda una escala de colores que va de 0 mm hasta los 18,02 mm

4.2.4. Coeficiente de seguridad

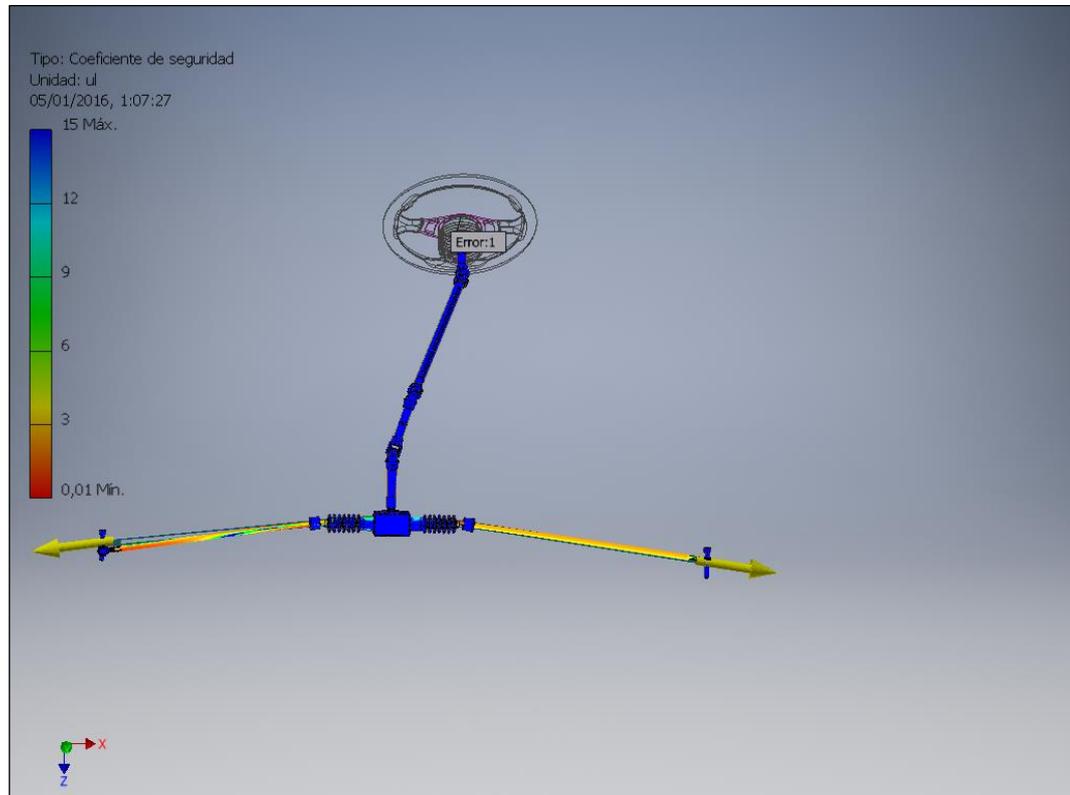


Figura 117. Análisis del Coeficiente de seguridad de la Dirección

Bien para analizar el coeficiente de seguridad de sistema de dirección tenemos una escala de colores donde nos clasifica desde el 0 hasta el 15 el factor de seguridad que tenemos en el sistema. En los brazos de dirección es donde se desliza verdaderamente este análisis, ya que ellos son los que se encuentran sujetos a esfuerzos de tracción y compresión, y también a fuerzas externas, como fuerzas transversales y longitudinales que son aplicadas en los neumáticos. Los brazos de dirección poseen un color amarillo en su totalidad y en los extremos un anaranjado claro, que según nuestra tabla, el factor de seguridad está entre 2,5 y 3,5.

4.3. Sistema de frenos

En el sistema de frenos vamos a analizar los esfuerzos que se producen en los discos, el desplazamiento que existe y el factor de seguridad del sistema. Para efecto de este análisis el software nos a generados tablas donde se encuentran clasificados todas las características del sistema, las fuerzas que son aplicadas y también nos genera una tabla de resultados más avanzados para un análisis aeroespacial.

Tabla 19.

Propiedades físicas

Masa	23,1617 kg
Área	2329630 mm ²
Volumen	10075900 mm ³
Centro de gravedad	x=313,585 mm y=-17,7842 mm z=685,389 mm

Nota: los valores físicos pueden ser diferentes de los valores físicos utilizados por CEF indicados a continuación.

Tabla 20.

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

4.3.1. Resultados

Tabla 21.

Fuerza y pares de reacción en restricciones.

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	67023,4 N	66952 N	1385,64 N	17,1359 N m
		3065,98 N	m	-1248,63 N m
		-406,769 N		600,516 N m
Restricción de pasador:1	69240,4 N	-66956,6 N	374,668 N	-27,9998 N m
		-3065,49 N	m	373,62 N m
		17368 N		0 N m

Tabla 22.

Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1334610 mm ³	
Masa	10,2824 kg	
Tensión de Von Mises	0,0179274 MPa	303,95 MPa
Primera tensión principal	-109,879 MPa	321,121 MPa
Tercera tensión principal	-317,773 MPa	51,618 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,171134 mm
Coeficiente de seguridad	2,49383 su	15 su
Tensión XX	-212,15 MPa	186,567 MPa
Tensión XY	-102,809 MPa	79,6381 MPa
Tensión XZ	-79,4159 MPa	54,2426 MPa
Tensión YY	-311,043 MPa	321,053 MPa
Tensión YZ	-66,2729 MPa	56,7283 MPa
Tensión ZZ	-172,881 MPa	75,9987 MPa
Desplazamiento X	-0,0233576 mm	0,0486084 mm
Desplazamiento Y	-0,034915 mm	0,0360987 mm

CONTINÚA →

Desplazamiento Z	-0,0246719 mm	0,168551 mm
Deformación equivalente	0,000000129189 su	0,00225428 su
Primera deformación principal	-0,00000102695 su	0,00248407 su
Tercera deformación principal	-0,00235957 su	0,00000254468 su
Deformación XX	-0,000935729 su	0,000843193 su
Deformación XY	-0,000971781 su	0,000859167 su
Deformación XZ	-0,000487945 su	0,000515729 su
Deformación YY	-0,00228696 su	0,00248333 su
Deformación YZ	-0,000714978 su	0,000393114 su
Deformación ZZ	-0,00127506 su	0,000807264 su
Presión de contacto	0 MPa	220,119 MPa
Presión de contacto X	-124,963 MPa	25,944 MPa
Presión de contacto Y	-39,222 MPa	56,1431 MPa
Presión de contacto Z	-204,025 MPa	172,292 MPa

4.3.2. Tensión de Von Mises

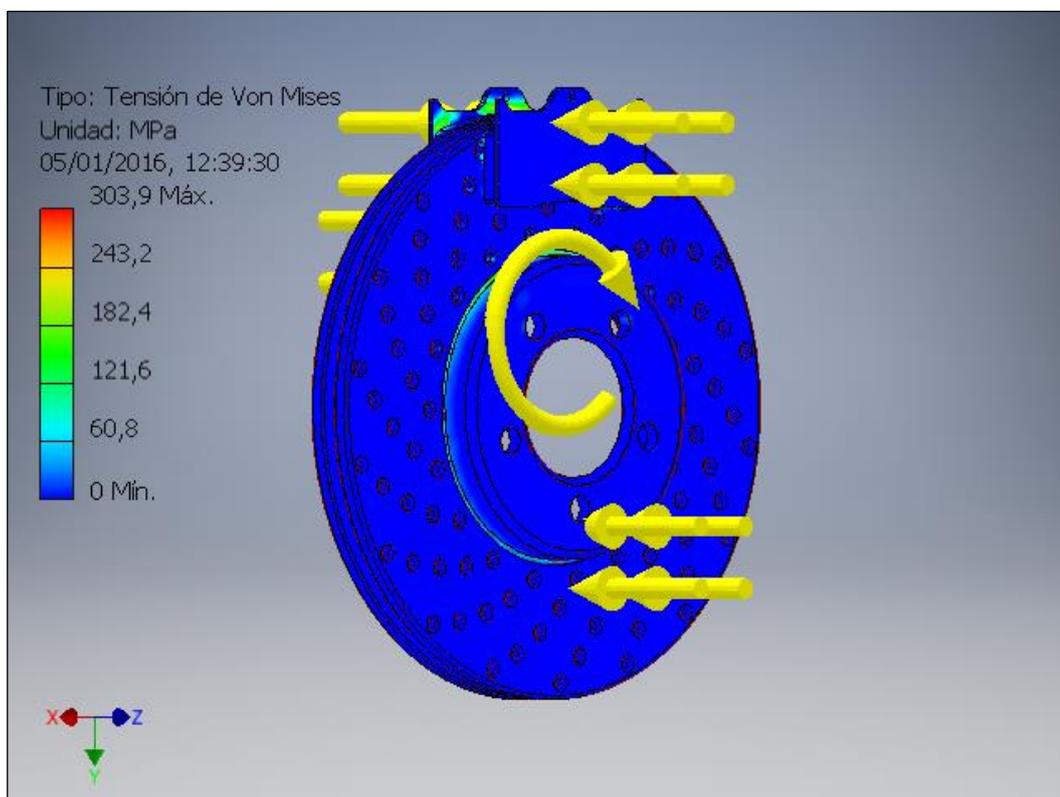


Figura 118. Análisis de la Tensión de Von Mises del sistema de frenos

Para este análisis tenemos una escala de colores graduada de 0 a 303,9 MPa, donde esta nos indica la magnitud del esfuerzo producido en el sistema. Veremos que ahora realizaremos un análisis dinámico ya que existe movimiento giratorio por parte del disco de freno simulando las RPM a las que se encuentran los neumáticos en el momento de accionar el freno. Podemos ver que el esfuerzo más grande se producen en las pastillas de frenos, las mismas que están de color verde claro que nos indica que esta entre 121,6 y 182,4 MPa.

4.3.3. Desplazamiento

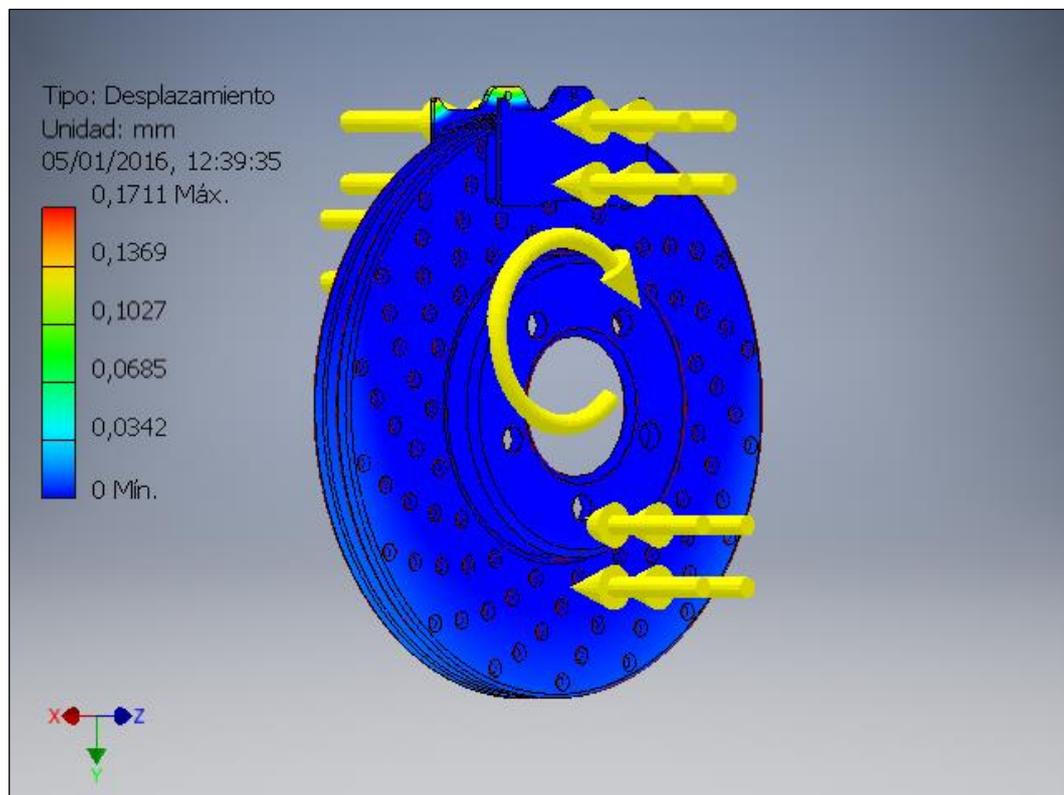


Figura 119. Análisis del desplazamiento del sistema de frenos

Para en análisis de desplazamiento vemos que todo el sistema de frenos no posee desplazamiento y que solo un filo de la pastilla tiene un color amarillo verdoso que corresponde a un valor de 0,1027 mm, que es prácticamente nada, por lo tanto los elementos de sistema de frenos se encuentran en un funcionamiento óptimo sin desplazamientos.

4.3.4. Coeficiente de seguridad

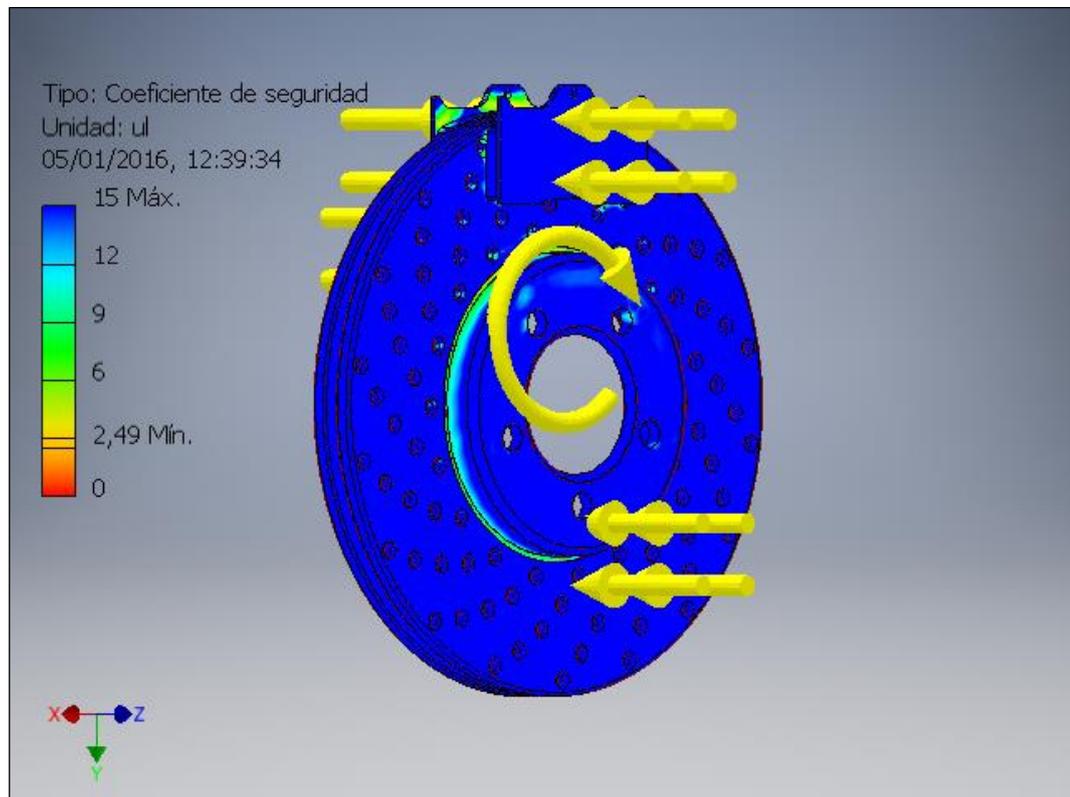


Figura 120. Análisis del Coeficiente de seguridad del sistema de frenos

En el análisis del coeficiente de seguridad del sistema de frenos tenemos una escala graduada por colores que va desde 0 hasta 15. Sabemos que para efectos de diseño todo mecanismo debe tener un factor de seguridad de 2. Como son las pastillas la que se encuentran realizando el trabajo, vamos a analizar el factor de seguridad de ellas, estas posee un color amarillo verdoso que corresponde a un factor de seguridad de 3 a 4 y para el resto de sistema existe un factor de seguridad de 15 ya que el resto de componentes del sistema no están sometidos a grandes esfuerzos.

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL PROTOTIPO ROADSTER

5.1. Construcción e implementación del sistema de suspensión

Luego del diseño y el análisis realizados a los componentes, del sistema de suspensión delantera y posterior, nos queda ahora construir en base a todos los datos obtenidos y con procesos adecuados de mecanizado, los mismos que van a ser implementados en el bastidor de nuestro prototipo de vehículo biplaza tipo Roadster para que el sistema de suspensión quede completamente funcional y nos permita empezar a montar los otros sistemas que complementan el prototipo.

5.1.1. Disminución de peso de las manzanas y acoplamiento del disco de freno.

Las manzanas que estamos utilizando tienen una geometría que nos permite eliminar un poco de peso, es decir, material que esta demás y de esta manera disminuir un poco la masa no suspendida del vehículo.

Tabla 23.

Procedimiento para el alivianado de las manzanas

Nº	PROCESO DE ALIVIANADO DE MANZANAS
1	<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="flex: 1;"> <p style="text-align: center;">Corte con plasma del material excedente</p> </div> <div style="flex: 1;">  </div> </div>

CONTINÚA →

2

Pulido con el disco de abrasivo de los cortes con plasma para dotar de un buen acabado a la manzana



3

Retiramos los espárragos ya que estos poseen una rosca distinta a la que vamos a necesitar y además son muy cortos.



ANTES DEL PROCESO

DESPUÉS DEL PROCESO

4



MECANIZADO DEL ACOPLE PARA LA BASE DEL DISCO DE FRENOS

5

Corte con plasma de las arandelas para el acople de los discos de freno



CONTINÚA →

6 Mecanizado en el torno



7 Perforado y pasado el machuelo



CONJUNTO ARMADO

8



5.1.2. Construcción y ensamblaje de las manguetas

Debido a los importantes esfuerzos a las que van a estar sometidas las manguetas, es preciso construirlas con materiales resistentes que nos brinden seguridad en el momento en el que el vehículo se encuentre funcionando y para ello hemos decidido trabajar con materiales resistentes de las siguientes características.

Tabla 24.

Proceso de construcción de las manguetas y ensamblaje con las manzanas.

N°	PROCESO DE ELABORACIÓN DE MANGUETAS	
1	<p>Cortamos 4 pedazos de 24 cm de tubo rectangular de (100 x 50 x 3.0 mm), señalamos el centro en sus caras anchas y realizamos una perforación de Ø 85 mm con el plasma y un destaje rectangular en una sola cara de 30 x 80 mm este nos servirá para ajustar la punta de la rótula de la mesa inferior.</p> <p>Soldamos una tapa en la parte inferior la cual se encuentra perforada en el medio, para el perno de la rótula M10.</p>	
2	<p>Con un pedazo de eje hueco de acero 705 de 70 mm de largo, maquinamos en el torno, de manera que podamos ingresar el rodamiento de las manzanas, con la ayuda de una prensa y se coloque un anillo seeger para interiores por seguridad.</p> <p>Además alivianamos peso en la pared que no esté en contacto con el</p>	

CONTINÚA →

rodamiento

- 3 Soldamos el eje mecanizado en el tubo rectangular y colocamos el punto de anclaje para la mesa superior de manera simétrica para las dimensiones de la rótula M8.



ENSAMBLAJE DE MANGUETAS Y MASZANAS

- 4 Armamos el conjunto de las manzanas y nuestra mangueta. Colocamos el cáliper en el disco y centramos sus dimensiones en la mangueta, para soldar las bases de cada cáliper en las manguetas.



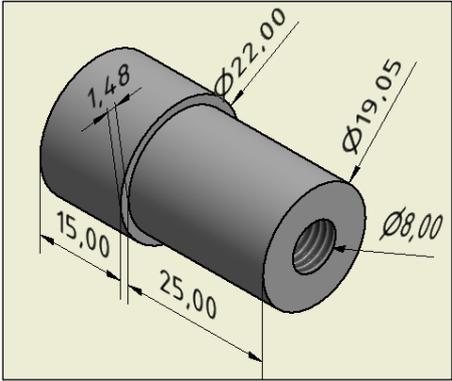
5.1.3. Maquinado de bases de anclaje de rótulas

Este elemento es muy importante en el sistema de suspensión ya que con estas bases roscadas, nos permitirá regular correctamente el sistema de suspensión, tanto en los ángulos de camber y caster de cada uno de los neumáticos. Que para nuestro prototipo trabajamos en la parte delantera con un camber de 2° y un caster de 7° y para

la parte posterior con camber de 2° y caster de 4°.

Tabla 25.

Proceso de mecanizado de las bases de anclaje de las rótulas M8 y M10.

PROCESO DE FABRICACIÓN DE BASES ROSCADAS PARA RÓTULAS	
Nº	
1	<p>Utilizamos un pedazo de eje de transmisión EF 1018 A 500 de (\varnothing 7/8 in) de 1,8 m de largo</p> 
2	<p>Torneamos 42 piezas con las siguientes medidas.</p> <p>Perforamos en el centro de cada pieza con los siguientes diámetros:</p> <p>20 piezas con un \varnothing 6,8 mm (9/32")</p> <p>22 piezas con un \varnothing 8,5 mm (11/32")</p> 
3	<p>Con la ayuda los machuelos abrimos rosca en cada una de las piezas de la siguiente manera.</p> <p>20 piezas – machuelo M8 x 1,25 paso</p> <p>16 piezas – machuelo M10 x 1,5 paso</p> <p>6 piezas – machuelo M10 x 1,5 paso rosca Izquierda</p> 

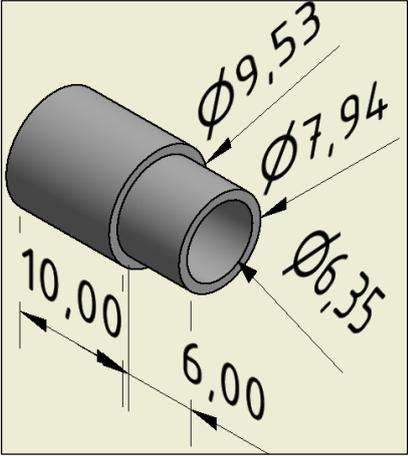
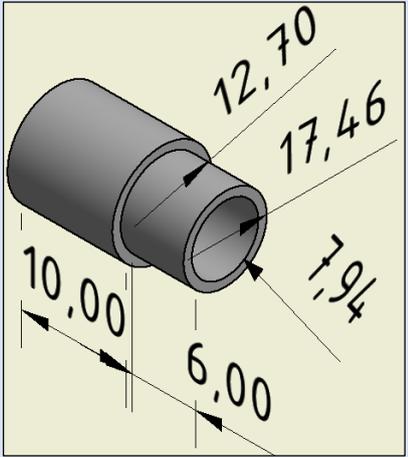
5.1.4. Maquinado de bujes para las rótulas m8 y m10.

Son los elementos más simples e indispensables dentro del sistema de suspensión ya que su función principal es la de brindar estabilidad a la rótula dentro de las orejas para el punto de anclaje de cada rótula, además con el espacio que brinda a cada rótula, esta puede moverse con libertad cumpliendo perfectamente con su misión, que es la de permitir el movimiento oscilante al que está expuesto el sistema de suspensión.

Además del sistema de suspensión también se las utiliza en las Push bar, en los brazos de las barras estabilizadoras, en los templadores de la suspensión posterior y en las puntas de los brazos de dirección.

Tabla 26.

Proceso de maquinado de bujes para rótulas M8 y M10.

N°	PROCESO DE MAQUINADO DE BUJES PARA RÓTULAS M8 Y M10.
1	<p>Utilizamos un pedazo de eje de transmisión EF 1018 A 500 de (\varnothing 1/2 in) de 1,1 m de largo y un pedazo de (\varnothing 7/16 in) de 1,1 m de largo</p> 
2	<p>Torneamos 40 piezas con las siguientes medidas. Perforamos en el centro de cada pieza con un \varnothing 6,35 mm (1/4 in)</p> 
3	<p>Torneamos 42 piezas con las siguientes medidas. Perforamos en el centro de cada pieza con un \varnothing 7,93 mm (5/16 in)</p> 

CONTINÚA →

- 4 Bocines ya torneados y terminados para la instalación de rótulas M8 y M10.



5.1.5. Construcción de mesas para la suspensión delantera y posterior

Las mesas para nuestra configuración geométrica de la suspensión de paralelogramo deformable en A, deben estar construidas con materiales resistentes y con las dimensiones correctas para que la construcción del vehículo tenga una forma simétrica y una dinámica correcta. Para ello se ha utilizado el Software Inventor 2015.

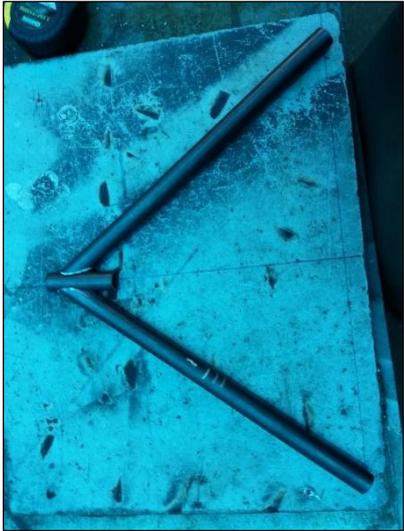
Tabla 27.

Construcción de las mesas para la suspensión delantera y posterior

Nº	PROCESO DE ELABORACIÓN DE LAS MESAS
1	<p>Al dibujar en la computadora es sistema de suspensión delantero y posterior con los ángulos de camber y caster, ya tenemos las dimensiones y la geometría de las mesas, con estos datos bosquejamos en una superficie plana que nos va a servir de plantilla para dar los respectivos ángulos a los tubos.</p> 

CONTINÚA →

2 En la tronzadora cortamos los tubos con las dimensiones requeridas, biselamos las puntas según los ángulos requeridos por cada mesa tanto superior como inferior así como también delanteras y posteriores.
Soldamos las mesas.



3 Ya con cada una de las mesa listas, colocamos en cada extremo las bases para anclar las rótulas; cada una donde corresponda, es decir M8 o M10 según la necesidad.

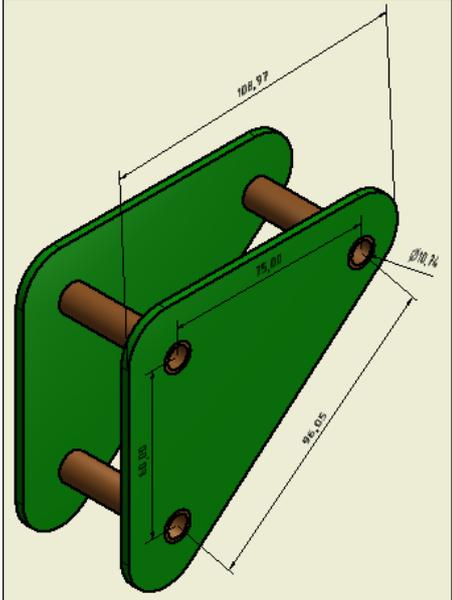
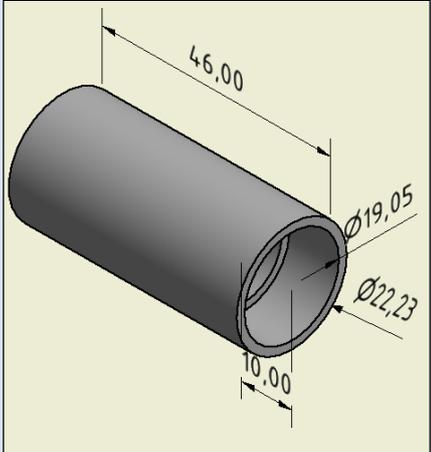


5.1.6. Construcción de los rockers

Los rockers deben estar contruidos de manera que pueda transmitir correctamente las fuerzas desde el neumático hacia el amortiguador por medio de la Push bar de cada rueda y controlar de esta manera la cantidad de fuerza que se va a transferir. Para nuestro vehículo se ha diseñado un rocker que nos permite incrementar en un 20% la fuerza que se está transfiriendo desde el neumático hacia el amortiguador. No transferimos un poco más de fuerza porque nuestro vehículo no se está buscando el confort total del piloto y el ocupante, sino que el neumático no pierda adherencia con el suelo y eso se logra con un suspensión más rígida como en nuestro caso.

Tabla 28.

Proceso de construcción de los Rockers.

N°	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LOS ROCKERS
<p>1</p> <p>Comparamos un retazo de tol de 3 mm de espesor 100 mm x 200 mm</p>	
<p>2</p> <p>Con los planos del diseño del rocker trazamos, cortamos y perforamos de acuerdo a las dimensiones requeridas 8 caras iguales</p>	
<p>3</p> <p>En un eje de transmisión EF 1018 de Ø 1" x 50 mm de largo</p> <p>Torneamos las siguientes dimensiones.</p> <p>4 Bocines iguales.</p>	

CONTINÚA →

Colocamos el amortiguador en su lugar, las rótulas con sus respectivos bocines de acople y el bocín anteriormente maquinado.

- 4 Apretamos el conjunto
Tapamos los agujeros de los rodamientos y colocamos unos buenos puntos de suelda para fijar el conjunto.



- 5 Aflojamos y retiramos la rótula y el amortiguador y procedemos a rematar la soldadura.



- 6 Rocker terminado y listo para instalar



5.1.7. Construcción de las push – bar delanteras

En el proceso de construcción de las Push bar delanteras se debe tomar en cuenta la altura real a la que está elevada el bastidor del piso, ya que con esta se está diseñando el vehículo y a esta longitud le vamos a añadir unos dos centímetros más para ir probando ya que en el momento de desembarcar el vehículo este va a soportar el peso del bastidor y las masas no suspendidas y se va a disminuir la altura del bastidor.

Además en los extremos de la Push bar se encuentran una rótula izquierda y una derecha, esto nos ayuda a regular la altura de nuestra suspensión una vez que la Push bar se encuentre montada en el sistema de suspensión.

Tabla 29.

Proceso de construcción de la push bar para la suspensión delantera.

Nº	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LA PUSH – BAR
1	<p>Una vez instado el rocker y con la base de la Push bar soldada en la mesa inferior, elevamos el bastidor a la altura de 100 mm ya que fue con esta con la que se procedió a diseñar el sistema de suspensión.</p> <p>Colocamos la el neumático en la mangueta y tomamos la dimensión de la Push bar de centro a centro en los orificios de anclaje.</p> 
2	<p>Cortamos el pedazo de tubo redondo ISO (reforzado 2.5 mm de espesor) y $\text{Ø } \frac{3}{4}$", en la</p>

CONTINÚA →

tronzadora. En cada uno de sus extremos soldamos las bases roscadas de anclaje de las rótulas.

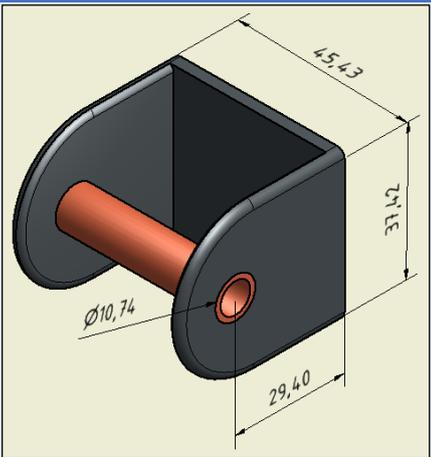
NOTA: Debemos tomar en cuenta que la Push bar posee una rótula con rosca izquierda, para poder regular la altura de la suspensión delantera una vez que ya este armado el conjunto.



5.1.8. Instalación de la suspensión delantera

Tabla 30.

Instalación de todos los elementos de las suspensiones delanteras independientes.

N°	PROCESO DE INSTALACIÓN DE LAS SUSPENSIÓN DELANTERA EN EL BASTIDOR
1	<p>En un tubo cuadrado de 3.0 mm de espesor del 50 mm de lado.</p> <p>Cortamos y perforamos de acuerdo al siguiente plano. Esta pieza va a ser el punto de anclaje de cada rótula, el cual va a ir soldado en el bastidor.</p> <p>Necesitamos 16 piezas de estas</p> 

CONTINÚA →

<p>2 Ajustamos las rótulas en las bases ya soldadas en los extremos de las mesas, y armamos con las U de anclaje del bastidor.</p>	
<p>3 Primero debemos soldar las mesas inferiores en los puntos del bastidor, los cuales ya fueron obtenidos al dibujar en el software.</p>	
<p>4 Una vez fijada la mesa inferior instalamos la mangueta, mediante las rótulas se sujeción, tanto inferior como superior. La mesa superior ya debe estar armada sus rótulas en los extremos de sujeción de la mesa.</p>	
<p>5 Colocamos en los puntos de sujeción y con la ayuda de una escuadra y un flexómetro verificamos las dimensiones para</p>	

CONTINÚA →

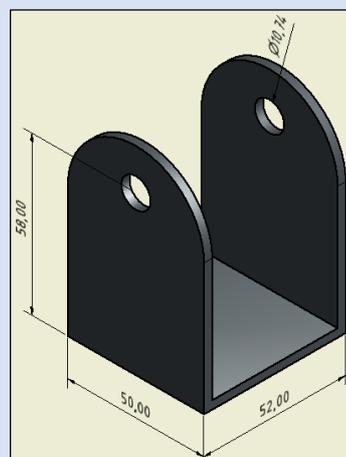
ubicar los ángulos de camber y
caster que debe tener la mangueta.
Cuando todo esté listo soldamos.



- 6 Instalamos los rodamientos en el
rocker, los mismos que van en el
buje de pivote del rocker.

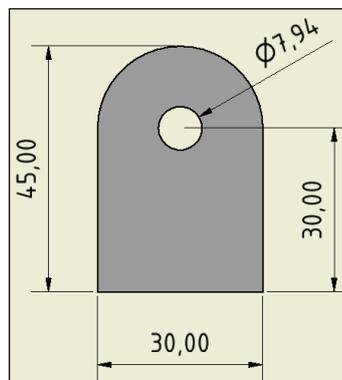


- 7 Con una platina de 4 mm de
espesor vamos a maquinar las
bases para los rockers, las mismas
que nos servirán de pivote, están
deben ser construidas con las
siguientes características.



CONTINÚA →

- 8 Con la misma plastica ahora cortamos unas orejas con las dimensiones del plano las mismas que nos servirán para anclar al bastidor la parte inferior del conjunto muelle - amortiguador



Colocamos la base del rocker y el amortiguador con sus orejas de sujeción armadas conjuntamente con el rocker.

- 9 Ubicamos de manera que no nos estorbe en el momento de instalar la Push-bar, ya que esta no debe rozar en ningún punto del bastidor o las mesas y tampoco con el brazo de la dirección.



Al tener todo listo soldamos las bases, la del rocker y la del amortiguador en el bastidor.

- 10 Es preciso soldar el punto de anclaje de la Push-bar en la mesa inferior, para ello utilizaremos platina cuyo lado es de 50 mm x 5 mm de espesor, con el siguiente diseño y medidas

CONTINÚA →



Instalamos las Push-bar y colocamos los neumáticos. Y las suspensiones delanteras independientes están listas para probarlas.



11

5.1.9. Construcción de la push bar posterior

La ideología del análisis y la construcción son los mismos que en la Push bar de las suspensiones delanteras. Pero en las Push bar posteriores lo único que cambian son las dimensiones longitudinales.

Tabla 31.

Construcción de la Push bar del sistema de suspensión posterior.

N°	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LA PUSH - BAR
1	<p>Una vez instado el rocker y con la base de la Push bar soldada en la mesa inferior, elevamos el bastidor a la altura de 100 mm ya que fue con esta con la que se procedió a diseñar el sistema de suspensión.</p> <p>Colocamos la el neumático en la mangueta y tomamos la dimensión de la Push bar de centro a centro en los orificios de anclaje.</p> 
2	<p>Cortamos el pedazo de tubo redondo ISO (reforzado 2.5 mm de espesor) y $\text{Ø } \frac{3}{4}$", en la tronzadora. En cada uno de sus extremos soldamos las bases roscadas de anclaje de las rótulas.</p> <p>NOTA: Debemos tomar en cuenta que la Push bar posee una rótula con rosca izquierda, para poder regular la altura de la suspensión posterior una vez que ya este armado el conjunto.</p> 

5.1.10. Templador estabilizador del neumático

El templador estabilizador de los neumáticos traseros son los encargados de proporcionar estabilidad a los neumáticos posteriores, ya que si estos no estuvieran

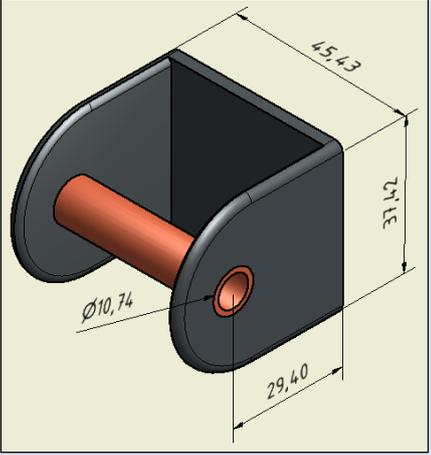
bar, el templador posee una rótula con rosca izquierda, para poder regular la convergencia o divergencia que se le puede dar a los neumáticos del eje de transmisión de par, dependiendo su configuración.



5.1.11. Instalación de la suspensión posterior

Tabla 33.

Proceso de instalación del sistema de suspensiones independientes en el eje posterior.

N°	PROCESO DE INSTALACIÓN DE LAS SUSPENSIÓN POSTERIOR EN EL BASTIDOR
1	<p>En un tubo cuadrado de 4.0 mm de espesor del 50 mm de lado. Cortamos y perforamos de acuerdo al siguiente plano. Esta pieza va a ser el punto de anclaje de cada rótula, el cual va a ir soldado en el bastidor. Necesitamos 16 piezas de estas</p> 

CONTINÚA →

- 2 Ajustamos las rótulas en las bases ya soldadas en los extremos de las mesas, y armamos con las U de anclaje del bastidor.



- 3 Primero debemos soldar las mesas inferiores en los puntos del bastidor, los cuales ya fueron obtenidos al dibujar en el software.



- 4 Una vez fijada la mesa inferior instalamos la mangueta, mediante las rótulas se sujeción, tanto inferior como superior. La mesa superior ya debe estar armada sus rótulas en los extremos de sujeción de la mesa.



- 5 Armamos el conjunto del eje motriz, con el diferencial, los semiejes o palleres y verificamos las medidas, si están de acuerdo a lo diseñado.



- 6 Colocamos en los puntos de sujeción y con la ayuda de una escuadra y un flexómetro verificamos las dimensiones para ubicar los ángulos de camber y caster que debe tener la mangueta, en una superficie completamente plana verificamos que el eje de transmisión este centrado. Cuando todo esté listo soldamos.

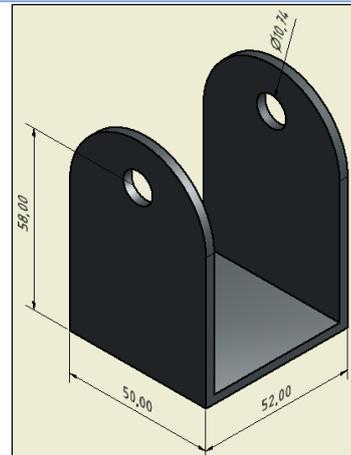


- 7 Instalamos los rodamientos en el rocker, los mismos que van en el buje de pivote del rocker.

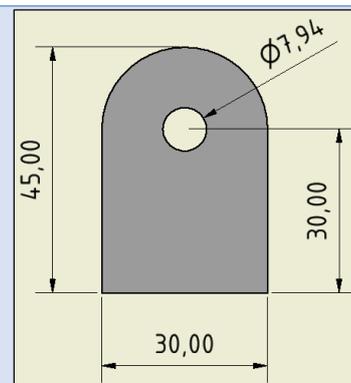


CONTINÚA →

- 8 Con una platina de 3 mm de espesor vamos a maquinar las bases para los rockers, las mismas que nos servirán de pivote, están deben ser construidas con las siguientes características.



- 9 Con la misma platica ahora cortamos unas orejas con las dimensiones del plano las mismas que nos servirán para anclar al bastidor la parte inferior del conjunto muelle – amortiguador

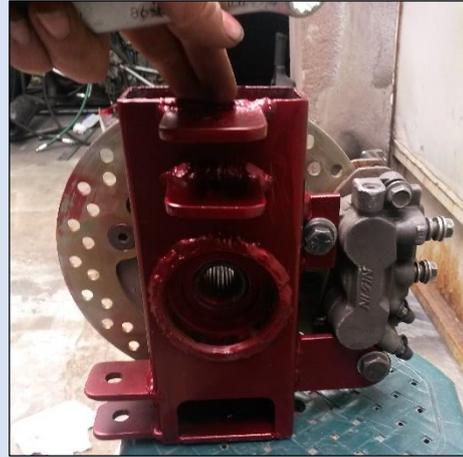


- 10 Colocamos la base del rocker y el amortiguador con sus orejas de sujeción armadas conjuntamente con el rocker. Ubicamos de manera que no nos estorbe en el momento de instalar la Push-bar, ya que esta no debe rozar en ningún punto del bastidor o las mesas y tampoco con el brazo de la dirección.
- Al tener todo listo soldamos las bases, la del rocker y la del amortiguador en el bastidor.



CONTINUÍA →

- 11 Bien una vez instalados los rocker, debemos analizar que el neumático en la suspensión posterior debe estar lo más estable posible y con un pequeño ángulo de convergencia, y esto lo lograremos instalando un templador regulable entre la mangueta y la mesa inferior. Para ello debemos colocar la barra del templador, en los puntos de anclaje en la mangueta, respecto a las siguientes distancias y medidas.



- 12 Instalamos el templador en el punto de anclaje de la mangueta y verificamos que la mangueta quede completamente recta, es decir el eje de los neumáticos perfectamente perpendiculares al eje longitudinal del centro del vehículo. Y soldamos su otro extremo en la mesa inferior.



- 13 Es preciso soldar el punto de anclaje de la Push-bar en la mesa inferior, para ello utilizaremos platina cuyo lado es de 50 mm x 5 mm de espesor, con el siguiente diseño y medidas



Instalamos las Push-bar en sus respectivos puntos de anclaje y colocamos los neumáticos. Ahora ya las suspensiones posteriores independientes están listas para probarlas.

14



5.1.12. Instalación de la barra estabilizadora

Tabla 34.

Proceso de instalación de la barra estabilizadora.

N° PROCESO DE INSTALACIÓN DE LA BARRA ESTABILIZADORA	
1	<p>Compramos una barra estabilizadora de un vehículo Chevrolet de 1996.</p> 
2	<p>La cortamos de 620 mm de longitud. En sus puntas soldamos unas platinas de las siguientes características.</p> 

CONTINÚA →

<p>3 Soldamos en la parte posterior del bastidor unas platinas que nos servirán para anclarla al bastidor.</p>	
<p>4 Al igual que la Push bar y el templador. Una vez ya instalada la barra estabilizadora en el bastidor tomamos la medida y hacemos una barra de transmisión de fuerza que va a ir instalada entre el rocker y la barra estabilizadora.</p>	

5.1.13. Proceso de terminado y pintado.

Tabla 35.

Proceso de Acabados en los sistemas de suspensión delantero y posterior.

Nº	PROCESO DE TERMINADOS
1	<p>Desarmamos completamente el sistema de suspensión delantera y posterior, pero debemos tomar en cuenta de tener todas las piezas muy bien identificadas para que no se confundan.</p> 

CONTINÚA →

- Lijamos y pulimos las sueldas.
Y realizamos un tratamiento anticorrosivo al material.
- 2 Sumergiéndolo en una tina con el antioxidante DESOXIDANTE - FOSFATIZANTE.



- 3 Retiramos a cada una de las piezas de la inmersión en el desoxidante y dejamos que se seque.
- Con un paño húmedo limpiamos cada pieza y dejamos nuevamente secar.



Colocamos cada pieza suspendida en un cable y procedemos a pintarlas.

4



CONTINÚA →

Armamos nuevamente los sistemas de suspensión delantero y posterior.

Sistema de Suspensión Delantera terminado.



Sistema de Suspensión Posterior terminado.

5



5.2. Construcción e implementación del sistema de dirección

Para poder empezar con la construcción e instalación del sistema de dirección, nosotros primero instalamos el sistema de suspensión y adquirimos todos los componentes que se emplearon en el sistema de suspensión para tomar medidas y de esta manera configurar de manera correcta el sistema de dirección, el cual posee una geometría de Ackermann ya que permite que en el instante de girar el neumático que está en la parte interna de la curva gire un poco más que el neumático del otro lado.

Su radio de curvatura es de 2,7 m, ya que nos permite girar más rápido, la cremallera tiene xx cm de recorrido total y la alineación del vehículo una convergencia de 4°. Además posee un acople rápido para el volante el mismo que nos permite ingresar y salir del vehículo con mayor facilidad

5.2.1. Ubicación de los puntos de anclaje en las manguetas

Tabla 36.

Construcción del punto de anclaje del sistema dirección en las manguetas delanteras.

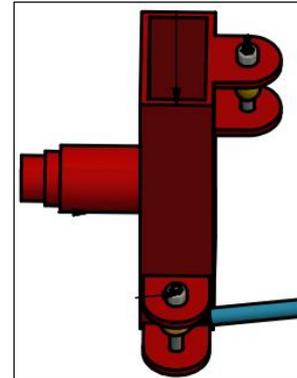
N°	PROCESO DE UBICACIÓN DEL PUNTO DE ANCLAJE DE LA DIRECCIÓN EN LAS MANGUETAS DELANTERAS
1	<p>Una vez completado el proceso de instalación de la suspensión delantera, ubicamos el conjunto piñón cremallera en la posición que vamos a utilizar y donde mejor nos convenga de manera que nos permita instalar todos los otros componentes que van en la parte frontal y de una manera estratégica que no topen las Push bar delanteras. Una vez ubicada correctamente tomamos medidas</p>



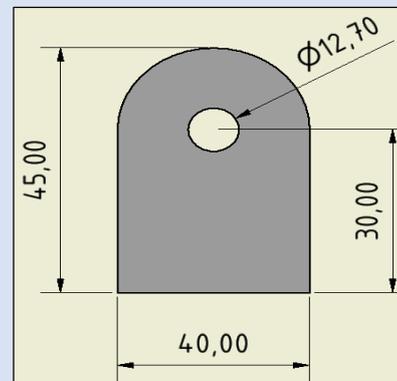
CONTINÚA →

y dibujamos.

2 Al dibujar podemos verificar el recorrido de la dirección y los puntos de anclaje más convenientes los cuales se ubicaron en las manguetas delanteras.



4 Cortamos 4 orejas de las siguientes dimensiones.



5 Armamos la rótula con dos oreja y soldamos en cada una de las manguetas delanteras.



5.2.2. Alargamiento de los brazos de la dirección

El limitante de nuestro sistema de dirección fue encontrar una caja de dirección de piñón y cremallera que sea la más adecuada y nos permita girar rápidamente el vehículo con poco recorrido del volante para maniobrar de mejor manera el vehículo. Por esta razón decidimos instalar la dirección de un vehículo **POLARIS**. Pero como era de esperarse tuvimos que hacer algunas modificaciones para nuestro beneficio.

Entre ella fue alargar el tamaño de los brazos de la dirección para que cojan a las manguetas delanteras.

Tabla 37.

Mecanizado de las extensiones de los brazos de la dirección.

N°	PROCESO DE MECANIZADO DE LAS BARRAS PARA EL ALARGAMIENTO DE LOS BRAZOS DE LA DIRECCIÓN	
1	<p>Una vez con los puntos de anclaje de los brazos de la dirección soldados fijamente, alineamos las dos ruedas delanteras, centramos el cajetín de la dirección, y tomamos las medidas que toca aumentar.</p>	
2	<p>Comparamos dos pedazos de eje de acero de transmisión de $\text{Ø } 3/4''$ y de 550 mm de largo el mismo que torneamos con las siguientes medidas.</p> <p>Y pasamos el machuelo en uno de sus extremos, abriendo rosca para rótulas M10 x 1,5 de paso.</p>	

CONTINÚA →

	 
<p>3 Una vez con todos los elementos listos, centramos y fijamos el cajetín de la dirección soldando una platina en el bastidor.</p>	
<p>4 Colocamos las extensiones de los brazos de la dirección y armamos en los puntos de anclaje de las manguetas, regulamos las distancias del roscado de las rótulas y soldamos una vez que los neumáticos estén perfectamente alineados.</p>	

5.2.3. Construcción de bujes para la columna de dirección

Esta fue una buena solución ya que por la forma de la articulación que tiene nuestra columna de dirección nosotros necesitábamos cero fricción en el eje de alargamiento de la columna de dirección y por ello estos bujes que maquinamos, poseen unos rodamientos en los cuales ingresa el eje y permite que rote fácilmente.

Tabla 38.

Elaboración de los bujes de fijación para la columna de dirección.

N°	<p align="center">PROCESO PARA TORNEAR BUJES DE FIJACIÓN DE LA COLUMNA DE DIRECCIÓN.</p>
<p>1 Con dos pedazos de eje de acero de transmisión de $\text{Ø } 1 \frac{1}{2}$" de diámetro y 35 mm de largo, mecanizamos en el torno con las siguientes medidas.</p> <p>Estos bujes serán para la fijar la extensión intermedia de la columna de dirección</p>	
<p>2 Colocamos los rodamientos y ubicamos los anillos seeger para seguridad.</p>	
<p>3 Con dos pedazos de eje de acero de transmisión de $\text{Ø } 2$" de diámetro y 40 mm de largo, mecanizamos en el torno con las siguientes medidas.</p> <p>Estos bujes nos servirán para la fijar el eje del volante que se instala en la junta universal.</p>	
<p>4 Colocamos los rodamientos y ubicamos los anillos seeger para seguridad.</p>	

5.2.4. Eje de alargamiento de la columna de dirección

Tabla 39.

Proceso para torneado un eje de alargamiento de la columna de dirección.

Nº	PROCESO PARA TORNEAR EL EJE DE ALARGAMIENTO DE LA COLUMNA DE DIRECCIÓN.
1	<p data-bbox="1086 629 1166 663">Plano</p> <p data-bbox="384 719 839 965">Con dos pedazos de eje de acero de transmisión de Ø 5/8" de diámetro y 420 mm de largo, mecanizamos en el torno con las siguientes medidas.</p> 

5.2.5. Maquinado de la base del acople rápido

Tabla 40.

Proceso de maquinado de la base de sujeción del acople rápido del volante.

Nº	PROCESO DE MAQUINADO DE LA BASE PARA FIJAR EL ACOPLERÁPIDO DEL VOLANTE
1	<p data-bbox="392 1480 818 1738">Con dos pedazos de eje de acero de transmisión de Ø 3" de diámetro y 12 mm de largo, mecanizamos en el torno con las siguientes medidas.</p> 
2	<p data-bbox="384 1756 831 1912">Esta base nos servirá para soldar al eje del volante y en esta ajustar la base de acople rápido del volante.</p>

5.2.6. Instalación de la columna de dirección

Para instalar la columna del sistema de dirección hemos decidido hacerlo con cuatro juntas universales o juntas cardan, cuyo objetivo principal es transmitir el movimiento rotativo entre dos ejes no colineales, pero existe un problema con la junta cardan ya que el eje al que se le está transmitiendo el movimiento no gira a una velocidad angular constante, pero si son colocados dos en serie estas diferencias se anulan, es por esta razón que se han colocado dos juntas cardan en cada unión.

Tabla 41.

Proceso de instalación del sistema de dirección.

Nº	PROCESO DE INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	
1	<p>Ya con el cajetín de la dirección instalado fijamente, ahora vamos a instala la columna de la dirección.</p> <p>Para ello las uniones universales las debemos recortar y acoplar dos en una con el eje estriado interno que queden dos pares de juntas universales. De la siguiente manera.</p>	
2	<p>Instalamos el par más corto de juntas universales en la cabeza del tornillo sin fin de la cremallera y apretamos</p>	

CONTINÚA →

Armamos el eje con los rodamientos y sus bases de fijación de la columna. Soldamos el eje con él un extremo libre de la otra junta universal. Armamos el otro par de juntas universales y vemos el punto donde queremos colocar el volante de la dirección. Una vez que ya este todo centrado, soldamos las bases de la columna de dirección contra el bastidor.



Soldamos a este mismo eje el otro extremo libre una de las otras juntas universales que forman un conjunto más largo.



Colocamos las bases del eje de fijación del volante en el eje del volante y soldamos las bases en la mejor posición del volante.



CONTINÚA →

Soldamos la base del acople desmontable del volante. Luego cuando todo este frio colocamos la base del acople rápido para el volante, y ajustamos. Colocamos el volante, para probar el sistema de dirección de nuestro prototipo de vehículo Roadster



SISTEMA DE DIRECCIÓN LISTO



5.2.7. Alineación y balanceo del sistema de dirección

La alineación del sistema de dirección y el balanceo de los neumáticos juegan un papel muy importante dentro de la seguridad activa del vehículo ya que una buena alineación y balanceo nos permite controlar y maniobrar el vehículo de mejor manera, eliminando vibraciones el volante y bamboleos del vehículo.

Tabla 42.

Procedimiento para la alineación y balanceo de los 4 neumáticos.

N°	PROCESO DE ALINEACIÓN Y BALANCEO DEL PROTOTIPO ROADSTER
<p>1</p> <p>Ubicar las líneas directrices del vehículo, y con la aguda de una tiza y una regla trazar en el piso y trazarlas</p>	
<p>2</p> <p>Ubicar el volante en el centro del recorrido de la dirección.</p>	
<p>3</p> <p>Proyectamos los la posición de los neumáticos con respecto a la carrocería y ubicamos de forma paralela</p>	

CONTINÚA →

<p>Realizamos el cálculo en un papel y vemos cuanto debemos disminuir en la distancia delantera y cuánto debe aumentar en la distancia trasera del neumático a fin de dar 2° de convergencia a cada rueda. Y de esta manera ya está alineado y con convergencia.</p> <p>4</p>	
<p>Para el balanceo de los neumáticos fue necesario llevar cada uno de los neumáticos a la balanceadora</p> <p>5</p>	
<p>También fue regulada la presión de cada neumático</p> <p>6</p>	

5.3. Construcción e implementación del sistema de frenos

El sistema de frenos de nuestro vehículo se basa en disco de frenos para las cuatro ruedas, cada mordaza y disco de freno cumplen las características de funcionar con motores de 1000 cc de cilindrada. Es por eso que se ha optado por adaptar un cilindro maestro central para el freno de un vehículo Nissan de 1.600 cc. A fin de que la bomba

abastezca a las cuatro mordazas de freno.

5.3.1. Pedal del freno

Tabla 43.

Procedimiento de la construcción del pedal para el freno.

N°	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL PEDAL DEL FRENO	
1	Verificamos en espacio en donde va a ir y tomamos las distancias.	
2	Coartamos 3 platinas de 50 mm de lado y de 1/4" de espesor por 230 mm de largo. En uno de sus extremos cortamos un bisel con una inclinación del 45°.	
3	En el talador de pedestal alivianamos el peso haciendo agujeros en su superficie plana de la siguiente manera.	

CONTINÚA →

<p>4 Soldamos el tubo sor donde va a ingresar el eje, el cual nos va a servir de base para que los pedales se queden suspendidos y pivoteen con un efecto vaivén.</p> <p>Además soldamos una platina cuadrada en la punta para que nos sirva en el momento de presionar con el pie.</p>	
<p>5 Ya con los tres pedales listos procedemos a instalarlos. Con un perno de $\text{Ø } 5/8''$ y 350 mm de largo, cortamos unas platinas de 50 mm de lado y de $1/4''$ de espesor por 80 mm de largo, y perforamos el diámetro del perno. Armamos los tres pedales con el perno y las platinas en cada uno de sus extremos y soldamos.</p>	

5.3.2. Base de la bomba de freno

Tabla 44.

Procedimiento de construcción e instalación de la base de la bomba.

Nº	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LA BASE PARA LA BOMBA DEL FRENO
1	<p>Una vez que el conjunto de los pedales se encuentra armado. Tomamos la bomba y también la vemos en la posición que va a ir, cogemos las medidas.</p> <p>En un pedazo de plancha de 3 mm</p> 

CONTINÚA →

de espesor, perforamos e instalamos la bomba.

- Una vez listo la base de la bomba vamos a soldarla en el bastidor para que este fija y soporte la fuerza con la que el pie presiona el pedal
- 2



5.3.3. Cañerías de alta presión del fluido hidráulico

Las cañerías de freno tuvieron que ser completamente construidas, ya que la cañería de nuestra moto tenía distintas longitudes y se encontraban deterioradas. Además la moto HONDA CBR 1000 F, solo tenía tres mordazas de frenos, por lo que se compró dos mordazas de un vehículo POLARIS de 1000 cc.

Tabla 45.

Construcción de las cañerías de frenos y sus acoples.

Nº	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LAS CAÑERÍAS DE ALTA PRESIÓN
1	<p>Ya con los pedales y la bomba instalados, y el sistema de suspensión listo, tomamos las medidas de la distribución para las cañerías de alta presión del sistema de frenos para los cuatro neumáticos; y mandamos a hacer</p>



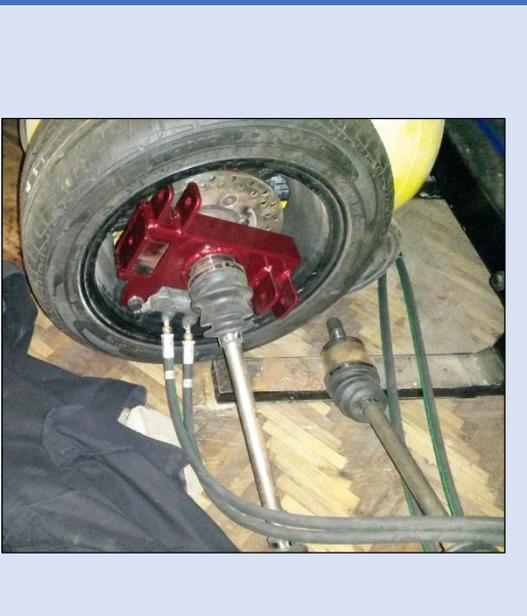
CONTINÚA →

<p>2 Acoples como codos.</p>	
<p>3 Acoples en T.</p>	

5.3.4. Instalación del sistema de frenos

Tabla 46.

Procedimiento completo de la instalación de todo el sistema de frenos.

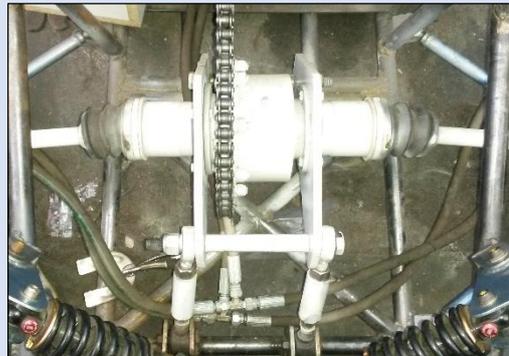
Nº	PROCESO DE INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS
<p>1 Con todos los otros accesorios listos e Instalados nosotros vamos a procedes a instalar completamente el sistema de frenos. Colocar las cañerías en el cáliper de cada neumático y debes estar apretadas correctamente y con teflón en las roscas para evitar posibles fugas.</p>	

CONTINÚA →

- 2 También instalamos los acople en la bomba de frenos de la misma forma, bien apretados y con teflón.



- 3 Instalamos las cañerías largas, con los acoples en T.



- 4 Con las cañerías completamente instaladas y todo el conjunto montado, tanto la bomba de freno y el pedal del freno. Vamos a Tomar la medida de la altura del pedal del freno, con la ayuda de un piloto de estatura promedio. Franklin Caiza de 1,7 m. Y colocamos el vástago que va a accionar el pistón de la bomba con el pedal.

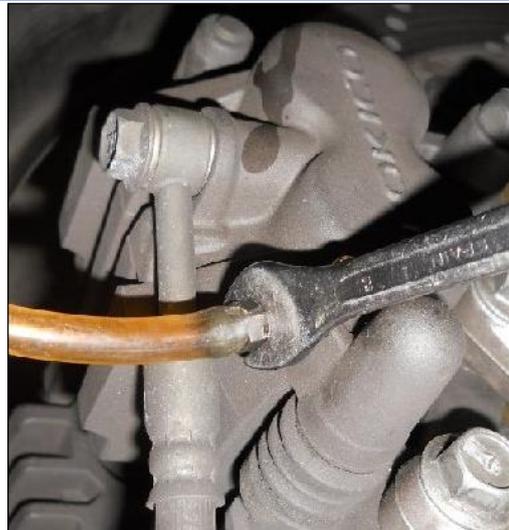


- Una vez con el sistema listo,
- 5** llenamos el depósito de la bomba con fluido para frenos DOT 3 con fluido para frenos DOT 3



- Bombeamos mucho tiempo para que el fluido vaya ingresando por todas las cañerías y seguimos sangrando hasta que no quede nada de aire dentro de las cañerías.
- 6**

El sistema de frenos está listo para ser probado.



CAPÍTULO VI

6. PRUEBAS Y MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL PROTOTIPO ROADSTER

6.1. Pruebas

Las pruebas que se realizaron en nuestro prototipo de vehículo biplaza tipo Roadster fueron las siguientes:

6.1.1. Sistema de suspensión

a. Prueba del sistema de suspensión

Al realizar la prueba del sistema de suspensión, nosotros calibramos los amortiguadores, las Push bar, y la altura de 120 mm del bastidor con respecto al piso, para que en el momento que suban los dos ocupantes la suspensión se asiente y el bastidor no disminuya de 100 mm de altura.

Con el vehículo listo y los dos pilotos sobre el vehículo, saltamos sobre las mesas delanteras y posteriores, sobrecargamos de esta manera el sistema para ver si existe alguna anomalía y comprobar que nuestro sistema de suspensión soporta correctamente.



Figura 121. Prueba del sistema de suspensión

b. Prueba de Till

La prueba de Till consiste en subir el vehículo sobre un banco de pruebas que posee una rampa móvil, que incrementa la inclinación del vehículo a varios grados. Para 45° de inclinación el vehículo presenta un comportamiento óptimo donde las suspensiones apenas se movieron. Dándole una inclinación de 60° la suspensión apenas se recorrió 2 cm, si se sabe que a esta inclinación lo permisible es un recorrido de 4 cm, esto quiere decir que el sistema de suspensión está bien diseñado, y el vehículo posee un centro de gravedad muy bajo, lo cual lo hace muy estable en carretera y en curvas.



Figura 122. Prueba Till

6.1.2. Sistema de dirección

a. Prueba de maniobrabilidad

Esta prueba fue realizada en la Universidad de las fuerzas Armadas ESPE, la cual consiste en colocar una hilera de conos y el vehículo debe zigzaguear evitando derivarlos de la manera rápida. Para efecto de esta prueba el vehículo se comportó muy bien y paso todos los obstáculos con ligereza y sin derivar ningún cono.



Figura 123. Prueba de maniobrabilidad.

6.1.3. Sistema de Frenos

a. Prueba de frenado

La prueba de frenado necesita que el vehículo acelere en una distancia de 100 m y frene en una distancia de 30 m, esto también lo realizamos en la Universidad de las Fuerza Armadas ESPE, obteniendo resultados favorables y deteniendo el vehículo un poco antes de los 30 m.



Figura 124. Prueba de frenado.

6.2. Manual de mantenimiento

Una vez que todo ya se encuentra en óptimas condiciones de funcionamiento, podemos enfocarnos en un manual de mantenimiento personalizado para nuestro prototipo de vehículo biplaza tipo roadster, ya que no todos los componentes de este prototipo biplaza tipo roadster son partes con las que se trabaja netamente en la industria automotriz.

El mantenimiento se centra en todas las acciones que deben ser tomadas de manera sistemática, para que cada uno de los sistemas del prototipo cumpla perfectamente con todas sus funciones requeridas y se prolonguen el mayor tiempo posible y así elevar la vida útil de cada componente del sistema.

Debemos tomar en cuenta que el proceso de mantenimiento no debe ser realizado únicamente por el servicio técnico de los fabricantes, por lo que este manual será lo suficiente mente explícito para que cualquier persona lo pueda realizar todos los procesos que no requieran herramientas especiales ni personal y equipos tecnificados, previniendo así cualquier accidente y precautelando la vida de los ocupantes.

Por eso se ha decidido generar un manual de mantenimiento predictivo, proactivo, correctivo y preventivo.

✘ **Mantenimiento Proactivo:** Este tipo de mantenimiento es muy utilizado en compañías de transporte, el mismo que se basa en una planificación de operaciones, la cual debe estar incluida en el Plan estratégico de la organización. Con este mantenimiento se brinda indicadores (informes) a la gerencia de la compañía, respecto de las actividades, logros, aciertos y también errores.

✘ **Mantenimiento Predictivo:** Al hablar de un mantenimiento predictivo se realizan diagnósticos o mediciones que nos permiten predecir si se deben realizar correcciones o ajustes en el sistema antes de que ocurra la falla.

Una diferencia con el mantenimiento preventivo es que no tiene acciones

programadas, si no son inspecciones programadas, cuyo objeto técnico del sistema e indicar la conveniencia de realizar o no una acción correctiva.

✘ **Mantenimiento Correctivo:** Este tipo de mantenimiento es aquel en el que se reparan las diferentes partes del vehículo en el momento en que dejan de funcionar o empiezan a fallar.

El Mantenimiento Correctivo se utilizará como la acción que surge de los programas de mantenimiento preventivo y predictivo (Tiempos dirigidos y Condiciones dirigidas de los equipos).

✘ **Mantenimiento Preventivo:** El mantenimiento preventivo permitirá detectar fallos repetitivos, disminuir los puntos muertos por paradas, incrementar la vida útil de los elementos que conforman cada sistema, disminuir costos de reparaciones.

Las acciones de un mantenimiento preventivo estarían identificadas como cambio de piezas desgastadas, cambio de aceites, lubricantes, refrigerantes, etc. En fin el mantenimiento preventivo trata de evitar fallas en el sistema antes de que estos ocurran.

6.2.1. Sistema de suspensión

a. Rótulas

Las rótulas son unos de los elementos más importantes en el sistema de suspensión de nuestro vehículo, las mismas que deben ser inspeccionadas una vez al mes. Deber ser lubricadas correctamente con aceite de transmisión SAE 80W90 y la ayuda de un aceitero. Para evitar que se oxide la uniball, e impida el movimiento de las rótulas. Esto se lo debe realizar por lo menos una vez al mes.



Figura 125. Lubricación de las rótulas.

Si la rótula está demasiado oxidada es preciso reemplazarla.

b. Amortiguador



Figura 126. Mantenimiento del amortiguador con muelle incorporado BURNER RCP-2 DNM.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

El amortiguador BURNER RCP-2 DNM, como ya vimos anteriormente es un amortiguador para bicicletas que se encuentran funcionando en situaciones extremas como el All Mountain, FreeRade y el DownHill.

Por ello el mantenimiento de este amortiguador es distinto al de los amortiguadores convencionales.

- 1) Verificar el manual del fabricante.

- 2) No intente desmontar el amortiguador a menos que su funcionamiento este defectuoso o no sea el correcto.
- 3) Verificar la presión del amortiguador por lo menos una vez al mes o si va a realizar recorridos largos, el amortiguador DNM ya viene cargado de fábrica con una presión de 80 psi a 100 psi dependiendo del gusto del piloto.
- 4) A los 5000 kilómetros de conducción es preciso desmontar el cojinete de los dos lados del manguito de aire, inspeccionarlos y mandarlos al servicio técnico para limpieza y engrasamiento.
- 5) Si el terreno de conducción fue fangoso, limpie el eje principal, guardapolvo y tope de goma.
- 6) Dependiendo del tipo de pista debemos regular el rebote con la válvula roja y la compresión con la válvula azul. NOTA: Nunca intente ajustar el rebote y la compresión a su límite máximo a la vez. Ya que causara un daño irremediable en el amortiguador.
- 7) No intente comprimir demasiado el muelle para incrementar su dureza. Si es preciso cambie de muelle mediante los siguientes pasos. Y ubique el fijador del muelle en su posición original.
 - a) Libere la presión del muelle, girando el fijador del muelle hasta el final de la rosca.

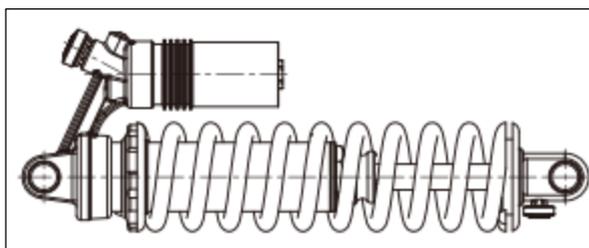


Figura 127. Paso 1: Libere la presión del muelle.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

- b) Colóquelo en la mesa de trabajo de forma que el fijador del muelle quede hacia abajo, aplique manualmente la fuerza necesaria de manera que se comprima un poco el muelle y la arandela de base pueda ser retirada fácilmente.

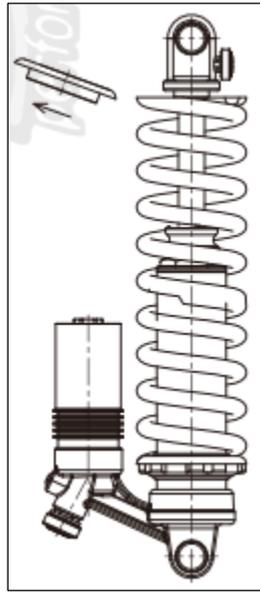


Figura 128. Paso 2: Retire el muelle.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

- c) Retire el muelle, si choca con la válvula “R” del rebote, busque en uno de sus costados un perno Allen, con una llave Allen de 1,5 mm afloje y retire la válvula.
- d) Vuelva a instalar cada uno de los componentes en el orden inverso, una vez que el nuevo muelle este montado ajuste el fijador roscado del muelle hasta su posición de funcionamiento.

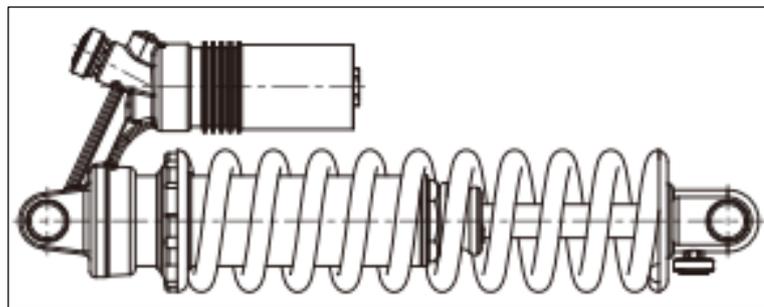


Figura 129. Paso 4: Arme nuevamente.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

c. Neumáticos

Los neumáticos son parte del sistema de suspensión y el confort de los ocupantes, así como su seguridad depende de ellos, ya que son la única fuente de contacto del vehículo con el suelo. Es por eso que su mantenimiento es de vital importancia.

La presión del neumático debe ser chequeada por lo menos una vez al mes, o en caso de recorridos largos, antes de empezarlos. Esta debe estar dentro de los límites de presión recomendados por el fabricante.



Figura 130. Comprobando la presión de inflado del neumático.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

Así también debemos asegurarnos de que la profundidad del labrado sea la mínima permitida por el fabricante. Para nuestro caso tenemos un neumático TOYO TYRES 175/50 R13 72V cuyas características técnicas se encuentra detalladas en la (Tabla 4).

6.2.2. Sistema de dirección

a. Cajetín de la dirección

El cajetín de la dirección para nuestro caso de piñón cremallera, debe estar perfectamente engrasado y sin fugas por el retenedor del cajetín. Es recomendable una limpieza y engrasado a los 20000 km o un año de funcionamiento, para prevenir fallas y ruidos molestos.



Figura 131. Cajetín de la dirección de piñón cremallera de marca POLARIS.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

También debemos verificar si los guardapolvos de los brazos de la dirección no se encuentren rotos, ya que si ingresan impurezas se remorderá el conjunto piñón cremallera y es posible que se dañen sus elementos internos, como el tornillo sin fin o la cremallera.

b. Acople rápido volante

Debemos mantener engrasado el acople rápido del volante desmontable ya que este debe acoplarse y desacoplarse con facilidad. Para ello utilizaremos grasa amarilla y por lo menos debemos repetir este procedimiento tres veces al año.



Figura 132. Acople rápido para el volante de marca SPARCO.

c. Alineación y balanceo

La alineación y el balanceo deben ser comprobadas periódicamente ya que es

imposible establecer un kilometraje exacto, ya que depende de distintos factores como: la presión de los neumáticos, la superficie del suelo donde se circula provocando alteraciones en la geometría de la suspensión, en el momento que los neumáticos se topan con huecos grandes, lomos o caminos empedrados.



Figura 133. Alineación y Balanceo.

El balanceo de los neumáticos debe ir en conjunto con la revisión de la alineación del vehículo ya que los mismos factores que influyen en el desalineamiento también influyen en el balance del neumático a más del tipo de desgaste que sufre el neumático por efecto del camber y de la presión de inflado.



Figura 134. Proceso del balanceo de los neumáticos.

Fuente: (dnmshock.com, s.f.)

6.2.3. Sistema de frenos

a. Bomba de freno

A lo que se refiere en el mantenimiento de la bomba de freno es preciso chequear periódicamente el nivel del fluido, ya que si el sistema de frenos se encuentra funcionando con un nivel bajo del fluido, puede ingresar aire en el cilindro y con la presión del fluido en el momento del frenado esto provoca cavitación en los pistones y daños en los orines de goma.

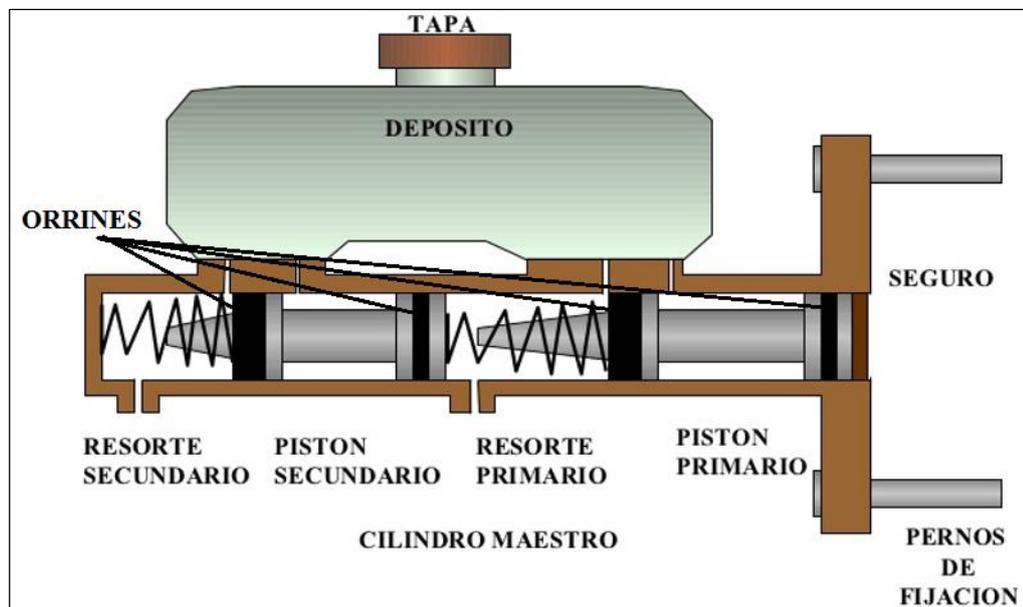


Figura 135. Despiece y partes de la bomba para realizar el mantenimiento.

Fuente: (Cerda, 2012)

Si existen fugas en la bomba se debe desmontar y reemplazar los orines de goma por unos nuevos y montar nuevamente.

b. Frenos

Tenemos en nuestro prototipo de vehículo Roadster un sistema de frenos de discos en las cuatro ruedas, para el mantenimiento de los frenos no podemos dar una cifra exacta en kilometraje ya que nuestro prototipo está en fase de pruebas y para que se desgasten las pastillas de los frenos debe pasar un largo tiempo. Pero como norma

general podemos afirmar que las pastillas de freno se desgastan mucho más rápido con una conducción en la ciudad a comparación de conducir en carreteras largas.



Figura 136. Conjunto armado mangueta.

Por ello es recomendable realizar el control de las pastillas y discos de frenos a partir de los 6.000 km ya que los discos son delgados y la superficie de material abrasivo de las pastillas es de espesor no muy grueso como lo es en el caso de pastillas de frenos para vehículos convencionales. También debemos tener en cuenta que las pastillas delanteras se desgastan mucho más rápido en comparación a las traseras, más o menos en una relación de dos a uno.

En caso de olvidarse del mantenimiento, deben estar atentos al testigo de desgaste que tienen una de las pastillas de cada mordaza, que empieza a chillar cuando ya está listo para el cambio. Si el mantenimiento de los frenos no es el correcto se dañará la superficie lisa de contacto del disco y este deberá ser reemplazado.

6.2.4. Mantenimiento preventivo en otros sistemas

Realice la inspección antes de poner en funcionamiento el motor en cada período de mantenimiento.

I: Inspección y limpieza, ajuste, lubricación o reemplazo si es necesario

C: Limpieza R: Reemplazo A: Ajuste L: Lubricación

Tabla 47.

Mantenimiento preventivo del vehículo en función del kilometraje o el tiempo.

FRECUENCIA	LO QUE OCURRA PRIMERO ↓	LECTURA DEL ODÓMETRO (NOTA 1)									PÁG. REF.
		x1000km	1	6	12	18	24	30	36		
ITEM	CADA	MESES	1	6	12	18	24	30	36		
ACEITE DEL MOTOR			R		R		R		R		
FILTRO DE ACEITE DEL MOTOR			R		R		R		R		
TUBERÍA DE COMBUSTIBLE					I		I		I		
FUNCIONAMIENTO DE LA MARIPOSA					I		I		I		
ESTRANGULADOR DEL CARBURADOR					I		I		I		
FILTROS DE AIRE	(NOTA 2)						R		R		
RESPIRADERO DEL CARTER	(NOTA 3)				C	C	C	C	C	C	
BUJÍAS				I	R	I	R	I	R		
HOLGURA DE VÁLVULAS			I		I		I		I		
SINCRONIZACIÓN DEL CARBURADOR					I		I		I		
RALENTÍ DEL CARBURADOR			I	I	I	I	I	I	I		
FLUIDO REFRIGERANTE DEL RADIADOR	(NOTA 4)				I		I		I		
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN					I		I		I		
CADENA DE TRANSMISIÓN					I CADA 1.000 Km						
BATERÍA				I	I	I	I	I	I		
FLUIDO DE FRENOS	(NOTA 5)			I	I	I	I	I	I		
DESGASTE DE PASTILLAS DEL FRENO				I	I	I	I	I	I		
SISTEMA DE FRENOS			I		I		I		I		
SISTEMA DE EMBRAGUE					I		I		I		

Fuente: (HONDA MOTOR CO., 1987)

NOTA 1: Cuando las lecturas del odómetro sean más altas, repita con la frecuencia establecida en esta tabla.

NOTA 2: Realice el servicio con más frecuencia cuando circule por regiones polvorosas.

NOTA 3: Realice el servicio con más frecuencia cuando se use en la lluvia o a altas velocidades.

NOTA 4: Reemplace cada 36.000 km o cada 2 años, lo que ocurra primero

NOTA 5: Reemplace cada 18.000 km o cada 2 años, lo que ocurra primero

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

- ✘ Mediante la investigación de bases científicas, como “La Ingeniería del Automóvil de Pablo Luque”, “La Suspensión – Automóviles de Competición de Orlando Ríos” y “Fórmula Student”, que aunque no fueron netamente basadas en la construcción de un prototipo tipo Roadster, se logró encontrar los parámetros necesarios para poner en marcha nuestro proyecto, el mismo que era la construcción en base a un diseño de los sistemas de suspensión, dirección y frenos para nuestro prototipo de vehículo tipo Roadster.
- ✘ En el momento de diseñar los sistemas de suspensión, dirección y frenos, tomamos en cuenta varios factores, los mismos que influían en el vehículo directamente o indirectamente, y vimos que las condiciones aplicadas por ejemplo del camber, caster, convergencia, influían en todos los sistemas de suspensión, dirección y frenos, a la vez por lo que cada uno de estos factores tuvo que ser cuidadosamente tomado en cuenta en el momento del diseño.
- ✘ Para diseñar el sistema de suspensión es necesario tener en cuenta todas las masas que van a influir en el vehículo (como la masa suspendida total que es de 395 kg y la masa no suspendida total que es de 45 kg), ya que el vehículo se encontrará trabajando con un peso total cuando el vehículo lleve a sus dos ocupantes en su interior.
- ✘ Al realizar el análisis de los sistemas de suspensión dirección y frenos del vehículo, se pudo observar que todo funcionaba correctamente de acuerdo a lo planeado, y mediante el estudio estático de cada sistema, notamos el comportamiento de cada componente que se encuentra sometido a esfuerzos, manteniendo siempre un factor de seguridad superior a 2 y ascendiente hasta 4, que está entre los valores de seguridad permisibles. Nótese también que

existen componentes del sistema con un factor de seguridad superiores a 6 y que hacienden hasta 15, pero esto nos da el software, ya que al realizar el análisis estos elementos se encuentran estáticos y sobre ellos no se ejercen grandes esfuerzos.

- ✘ En el momento de la implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos en el bastidor de nuestro prototipo, cada uno de los componentes de cada sistema fueron colocados con mucho cuidado, siempre pendientes de que cumplan correctamente con todos los parámetros que tomamos en cuenta para el diseño, por ejemplo en el sistema de suspensión las medidas de camber, caster, necesarios para cada rueda, en la dirección fue un reto colocar la columna de dirección ya que se le dio al vehículo una configuración neutra, y en el sistema de frenos el conjunto armado de la mordaza y el disco se centraron bien de manera que no rosen en el interior del aro.

- ✘ Cada uno de estos sistemas a medida que se los fue implementando, se fueron realizando pruebas para ver el comportamiento y su correcto ensamblaje, y ya cuando estuvo listo cada uno de ellos fueron probados de forma dinámica.

- ✘ Una vez con todo listo fue necesario desarrollar un manual de mantenimiento ya que nuestro prototipo posee algunos componentes adaptados como los amortiguadores de bicicletas para alta montaña, así que el manual de mantenimiento de este vehículo no es como el de los vehículos de turismo convencionales, sino adaptado a los componentes que forman parte de los sistemas de suspensión, dirección y frenos de nuestro prototipo.

- ✘ La aplicación de los conocimientos en la construcción de vehículos de diferentes autores fueron de gran ayuda, ya que cada uno diseñaba un vehículo propio, pero iba tomando en cuenta factores importantes para el diseño de un vehículo.

✘ La información científica y práctica recopilada por los grupos FESPE de algunos semestres, que participaron en importantes competiciones en Alemania, fue muy importante en el diseño del sistema de suspensión de nuestro prototipo, ya que basados en ellos supimos que componentes utilizar para anclar las mesas en el bastidor.

7.2. Recomendaciones

✘ Se debe tener mucha precaución en el momento del diseño ya que para ello nosotros en base a nuestro diseño buscamos los componentes que se necesitaban, los dibujamos y verificábamos si cumplían correctamente con los requerimientos de los sistemas de suspensión, dirección y frenos, en base a los análisis de esfuerzos, desplazamiento y coeficiente de seguridad, realizados en cada sistema.

✘ En el análisis de los sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo, nosotros previamente tuvimos que calcular la masa suspendida, la masa no suspendida y la masa total, para simular en el software Inventor 2015, los esfuerzos estáticos trabajando bajo condiciones reales.

✘ Cada elemento de los sistemas de suspensión, dirección y frenos del prototipo Roadster, fue correctamente verificado su ubicación, su funcionalidad en ese punto, para ser soldado o armado, de manera de evitar un reproceso ya que esto a parte de robarnos tiempo, podía comprometer el funcionamiento del elemento y esto implicaría un costo adicional al proyecto.

✘ En el momento de montar los amortiguadores debemos verificar que la regulación de rebote, presión y ajuste del muelle, no se encuentren en sus puntos más extremos, ya que esto podría dañar el correcto funcionamiento del conjunto muelle amortiguador.

- ✘ La disposición del cajetín de dirección de piñón cremallera, estuvo ubicado en base al espacio disponible en el bastidor después de ubicar los pedales, las bombas de freno y embrague, ya que el piloto debe estar lo más cómodo posible en el momento de la conducción.

- ✘ Para el circuito de frenos, tuvo que ser diseñado uno nuevo, ya que se debe acoplar a las dimensiones de nuestro prototipo, y debe estar dotado de una bomba que proporcione la fuerza de frenado necesaria para las cuatro ruedas.

- ✘ Verificar el correcto funcionamiento de cada componente, así como también su tipo de mantenimiento, para al final agrupar todo y generar un manual de mantenimiento propio para este prototipo.

BIBLIOGRAFÍA

- Cascajosa, M. (2005). *Ingeniería de Vehículos - Sistemas y Cálculos*. México, D.F.: Alfaomega Grupo Editor S.A.
- Cruz, G., & Mesías, F. (2013). *DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012*. Latacunga: Tesis: Ingeniería Automotriz.
- Michael Costin, D. P. (1961-1965). *Racing and Sports Car - Chassis Design*. London: B.T. Batsford Ltd.
- Pablo Luque, D. Á. (2004). *Ingeniería del Automóvil - Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Magallanes: Thomson Editores Paraninfo S.A.
- Ríos, O. (2002). *La Suspensión - Automóviles de Competición*. Madrid: CEAC.
- Suntaxi, C. (2014). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO*. Latacunga: Tesis ESPEL-MAI-0452.

LINKOGRAFÍA

- Acero, D. -P. (s.f.). *DIPAC - Productos de Acero*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, de DIPAC - Productos de Acero Web site: <http://www.dipacmanta.com/adescargas.php?act=ok>
- Cerda, P. A. (03 de 08 de 2012). *SlideShare*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, Obtenido de SlideShare Web site: http://www.slideshare.net/Luis_Reveco/frenos-13865899?from_action=save
- Consumer, E. (10 de 10 de 2002). *La geometría en el automóvil*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, Obtenido de Eroski Consumer Web site: http://www.consumer.es/web/es/motor/mantenimiento_automovil/2002/10/10/52956.php
- dnmshock.com. (s.f.). *Manual de Usuario*. Recuperado el 18 de 12 de 2015, de Manual de Usuario Web site: http://www.dnmshock.com/upload_files/104.07.02_DV-22AR.RCP-2.MM-22LAR-A5.pdf
- Doménech, M. (30 de 01 de 2011). *El Periódico del Motor*. Recuperado el 21 de 12 de 2015, de El Periódico del Motor Web site: <http://elperiodicodelmotor.com/blog/ultima-hora/files/2011/01/210.jpg>
- H. Kindler, H. (1998). *Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, (J. c. Bueno, Trad.) Barcelona: Reverté, S.A. Recuperado el 22 de 12 de 2015
- HONDA MOTOR CO., L. (1987). *HONDA CBR 1000 F- Manual de Taller*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, Shizuoka, Japón: HONDA MOTOR CO., LTD. Obtenido de <http://clubcbr1000f.com/descargas/manual-cbr1000f.pdf>
- Ingemecánica. (s.f.). *Ingemecánica*. Recuperado el 20 de 12 de 2015, de Ingemecánica Web site: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn100.html>
- jasf1961@wordpress.com. (19 de 06 de 2012). *DISEÑO FORMULA 1*. Recuperado el 14 de 12 de 2015, de DISEÑO FORMULA 1 Web site: <https://jasf1961.wordpress.com/tag/barra-estabilizadora/>
- Joaquinin1. (16 de 12 de 2010). *SlideShare*. Recuperado el 17 de 12 de 2015, de SlideShare Web site: <http://es.slideshare.net/joaquinin1/ruedas-y-neumticos-69-pag-bueno>
- Mantallanta. (s.f.). *Mantallanta*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, de Mantallanta Web site: <http://www.tienda.mantallanta.net/es/drb/136-1317550r13-toyo-drb-72v.html>
- Markchang. (31 de 03 de 2011). *TERTULIAS DE FÓRMULA 1*. Recuperado el 13 de 12 de 2015, de TERTULIAS DE FÓRMULA 1 Web site:

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

Pera, S. (15 de 02 de 2011). *FuelWasters*. Recuperado el 21 de 12 de 2015, de FuelWasters Web site: <http://1.bp.blogspot.com/-QwSWzyQEOxo/TdUfbAxbw5I/AAAAAAAAAAEQ/gWp-UW8kWMo/s1600/Formula+SAE+UEM+suspension+1.jpg>

POLARIS. (01 de 12 de 2002). *2016 Polaris Industries, Inc.* (P. Industries, Editor, P. Industries, Productor, & Polaris Industries) Recuperado el 18 de 12 de 2015, de 2016 Polaris Industries, Inc. Web site: <http://www.polaris.com/en-us/rzr-side-by-side/2015/rzr-xp-1000-eps-white-lightning-le>

Real, J. (19 de 10 de 2011). *Scribd*. Recuperado el 18 de 12 de 2015, de Scribd Web site: <https://es.scribd.com/doc/69394206/La-junta-universal-conocida-tambien-como-acoplamiento-de-Hooke>

RedGiga. (29 de 04 de 2011). *Diccionario.MOTORGIGA*. Recuperado el 16 de 12 de 2015, de MOTORGIGA Web site: <http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/roadster-definicion-significado/gmx-niv15-con195417.htm>

rezulteo. (2009). *rezulteo*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, de rezulteo Web site: <http://www.rezulteo-neumaticos.es/neumaticos-toyo/neumatico-toyo-drb-21807270>

RODALSA - ELEMENTOS DE RODAJE, S. (s.f.). *RODALSA - ELEMENTOS DE RODAJE, S.L.* Recuperado el 12 de 12 de 2015, de RODALSA - ELEMENTOS DE RODAJE, S.L. Web site: http://www.rodalsa.net/?page_id=1790<http://www.moogproducts.com/es-es/Suspension/Pages/rotulas-suspension.aspx>

Rodríguez, A. (9 de Febrero de 2014). *AlbrodpulF1*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, Obtenido de AlbrodpulF1 Web site: <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/02/09/analisis-push-rod-pull-rod/>

Rodríguez, A. (19 de 02 de 2014). *AlbrodpulF1*. Recuperado el 21 de 12 de 2015, de AlbrodpulF1 Web site: <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/02/09/analisis-push-rod-pull-rod/>

Technology, +. S. (s.f.). *+DNM- Suspension Technology*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, de +DNM- Suspension Technology Web site: http://www.dnmshock.com/products.php?func=p_detail&p_id=82&pc_parent=5

ANEXOS



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: Juan Carlos Cevallos Sandoval y Cristian David Vallesteros Blanco.

En la ciudad de Latacunga a los 07 días del mes de Enero del 2016.

Ing. Juan Castro
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Stalin Mena
CODIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Danilo Zambrano
DIRECTOR DE CARRERA

Dr. Juan Carlos Díaz
SECRETARIO ACADÉMICO