



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

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

**TEMA: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE  
UN SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA HIDRÁULICAMENTE  
A LAS CUATRO RUEDAS DE UN VEHÍCULO AUTOMOTOR.**

**AUTORES: ÁLVAREZ VEINTIMILLA CRISTIAN EDUARDO.  
CARRERA TAPIA ROMEL DAVID.**

**DIRECTOR: ING. ROCHA JUAN MSc.  
CODIRECTOR: ING. ZAMBRANO DANILO MSc.**

**LATACUNGA**

**2015**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**  
**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**CERTIFICADO**

Ing. Juan Rocha MSc. (Director)

Ing. Danilo Zambrano MSc. (Codirector)

**CERTIFICAN**

Que el trabajo titulado “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA HIDRÁULICAMENTE A LAS CUATRO RUEDAS DE UN VEHÍCULO AUTOMOTOR ” realizado por CRISTIAN EDUARDO ÁLVAREZ VEINTIMILLA Y ROMEL DAVID CARRERA TAPIA, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que contribuirá a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de DOS documento empastado y DOS disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (PDF). Autorizan a los señores: CRISTIAN EDUARDO ALVAREZ VEINTIMILLA Y ROMEL DAVID CARRERA TAPIA, que lo entreguen al ING. JUAN CASTRO CLAVIJO, en su calidad de Director de la Carrera de Ingeniería Automotriz.

Latacunga, Abril del 2015.

---

Ing. Juan Rocha MSc.  
C.C. 171943314-4

---

Ing. Danilo Zambrano MSc.  
C.C. 020174070-1

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**  
**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**  
**DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

NOSOTROS:        CRISTIAN EDUARDO ÁLVAREZ VEINTIMILLA  
                         ROMEL DAVID CARRERA TAPIA

**DECLARAMOS QUE:**

El proyecto de grado denominado “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA HIDRÁULICAMENTE A LAS CUATRO RUEDAS EN UN VEHÍCULO AUTOMOTOR”, ha sido desarrollado en 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, Abril del 2015.

---

Cristian Álvarez V.  
C.C. 050315700-0

---

Romel Carrera T.  
C.C. 050339325-8

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

NOSOTROS: CRISTIAN EDUARDO ÁLVAREZ VEINTIMILLA  
ROMEL DAVID CARRERA TAPIA

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, del trabajo: **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA HIDRÁULICAMENTE EN UN VEHÍCULO AUTOMOTOR”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Abril del 2015.

---

Cristian Álvarez V.  
C.C. 050315700-0

---

Romel Carrera T.  
C.C. 050339325-8

## **DEDICATORIA**

Con todo mi corazón, con toda mi alma, con toda mi inteligencia y con todas mis fuerzas dedico esta tesis a mi único Dios y Señor, cuya voluntad ha sido dirigirme por el camino del conocimiento, permitiéndome en el transcurso del mismo, vivir en carne propia las situaciones más difíciles e incómodas por las cuales tiene que pasar un estudiante sin recursos ilimitados, inspirándome de esta manera a subyugar las calamidades de la vida, supliendo el poder del capital con el poder de la fuerza de voluntad, que me ayudó a no rendirme jamás, sino templarme el alma para salir adelante en el tiempo más personalmente posible y así poder sacar adelante a aquella persona que lo ha dado todo por mí, que siempre me apoyó, me brindó su consuelo y sacrificio.

Por eso también quiero dedicarle con todo mi corazón este proyecto hecho con mucho esfuerzo a mi madre Lelia Tapia quien de cualquier forma procuró que yo llegara donde estoy actualmente, permitiéndome de ahora en adelante ser útil para la sociedad y para el país. Y así brindar en lo posible mi ayuda a las personas quienes la necesiten para proporcionar un granito de arena en la formación de una sociedad más justa, consiente y empática que se preocupe por lo que sucede en su alrededor y en las personas de su entorno, tome conciencia de la realidad del planeta y que remueva su corazón para brindar una mano al que más la necesite.

**ROMEL DAVID**

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios y nuestro único salvador Jesucristo, por haberme elegido mucho antes que yo lo hiciera para poder cumplir su voluntad.

Agradezco la oportunidad de estudiar y la manera que me ha tocado realizar mis estudios, ya que siempre se me ha mostrado el camino difícil, y este siempre ha sido y será una enseñanza continua a no renegar de los obstáculos, sino más bien a obtener la experiencia necesaria de ellos y surgir con más fuerza y coraje para enfrentar las más grandes adversidades de la vida.

Agradezco a la gloriosa institución por haberme concedido el honor de pasar por sus aulas, talleres y laboratorios, a todos mis profesores por compartir sus conocimientos, experiencias y virtudes, por instruirme y prepararme para la vida, también porque me enseñaron a conocer lo que es el fracaso y conocer el sabor de la derrota, ya que es mucho mejor haberlos conocido dentro de las aulas antes que en la vida profesional y laboral.

Agradezco sinceramente a mi madre por ayudarme en todo momento y apoyarme en todas mis decisiones.

Agradezco a mis padres por no permitirme ser parte de esta cada vez más sociedad derrochadora y enseñarme que las cosas no llegan fácilmente, gracias a esto aprendí que el tiempo de Dios es total y definitivamente Perfecto.

**ROMEL DAVID**

## **DEDICATORIA**

Porque solo la superación de mis ideales, me han permitido comprender cada día más la noble tarea de prepararse para el presente y el futuro, mis conceptos, mis valores i mi superación total.

Este trabajo va dedicado en especial a mis padres, hermanos y todas esas personas que de una u otra manera siempre están presentes alentándome para seguir escalando peldaños y con ello seguir superándome cada día más.

**CRISTIAN ÁLVAREZ V.**

## **AGRADECIMIENTO.**

Agradezco a mis padres por siempre estar en todos los momentos importantes de mi vida a mis hermanos por brindarme su apoyo y esas personas que siempre están al pendiente de mi desarrollo integral brindándome palabras de aliento y superación.

Un Agradecimiento especial a mi tío Humberto Veintimilla quien me apoyo para la ejecución de este proyecto tan anhelado para mí.

**CRISTIAN ÁLVAREZ V.**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>PORTADA .....</b>	<b>i</b>
<b>CERTIFICAN .....</b>	<b>ii</b>
<b>DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD .....</b>	<b>iii</b>
<b>AUTORIZACIÓN .....</b>	<b>iv</b>
<b>DEDICATORIA .....</b>	<b>v</b>
<b>AGRADECIMIENTO .....</b>	<b>vi</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDO .....</b>	<b>ix</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>xx</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>xxvii</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>xxx</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>xxxí</b>
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>1</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Planteamiento del problema .....	2
1.3. Justificación e importancia del problema a resolver .....	3
1.4. Objetivo general.....	5
1.5. Objetivos específicos.....	5
<b>CAPÍTULO II.....</b>	<b>7</b>
<b>2. MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>7</b>
2.1. El sistema de dirección.....	7
2.2. Misión del sistema de dirección.....	7
2.3. Componentes: .....	8
a. Volante .....	8
b. Barra de dirección .....	8
c. Caja de dirección .....	8
d. Biela.....	8
e. Terminales de dirección.....	8
2.4. Características que debe tener un sistema de dirección. ....	9
a. Seguridad .....	9
b. Suavidad .....	9
c. Precisión.....	9

d. Irreversibilidad .....	9
2.5. Tipos de sistemas de dirección.....	10
2.5.1. Piñón y cremallera.....	10
2.5.2. Tornillo sin fin .....	11
2.5.3. Bolas recirculantes .....	11
2.5.4. Dirección asistida hidráulicamente. ....	12
2.5.5. Dirección hidráulica integral de piñón y cremallera. ....	13
2.6. Componentes del sistema de dirección hidráulica.....	15
a. Bomba de presión .....	15
b. Válvula rotativa.....	17
c. Mangueras de la dirección hidráulica .....	19
d. Fluido de dirección hidráulica .....	19
e. Vástago del cilindro del mecanismo de dirección hidráulica.....	20
2.7. Fundamentos geométricos del sistema de dirección .....	21
2.7.1. Condición De Ackerman .....	21
2.7.2. Radio de giro máximo.....	22
2.8. Sistema de dirección a las 4 ruedas.....	23
2.8.1. Cuatro ruedas directrices.....	23
2.8.2. Dirección a las cuatro ruedas asistida electrónicamente .....	27
2.8.3 Control de la dirección a las cuatro ruedas de Renault. ....	30
a. Funcionamiento .....	32
b. Ventajas .....	33
2.9. Sistemas hidráulicos .....	34
2.10. Componentes del sistema hidráulico .....	34
2.10.1. Depósito. ....	34
2.11. Bomba. ....	35
2.11.1. Factores de evaluación y selección .....	35
a. Capacidad .....	36
b. Presión .....	36
c. Velocidad de impulsión.....	36
d. Eficiencia.....	37

e. Características del fluido .....	37
f. Confiabilidad.....	37
g. Tamaño y peso.....	37
h. Adaptabilidad al control .....	38
2.12. Tuberías y mangueras.....	38
2.12.1. Flujo laminar .....	39
2.12.2. Presión hidráulica .....	40
2.12.3. Pérdida de presión.....	40
2.13. Acoples.....	40
2.14. Adaptadores .....	40
2.15. Válvulas.....	41
2.15.1. Válvulas de control de presión:.....	41
2.15.2. Válvulas de control de flujo.....	42
2.15.3. Válvulas direccionales o distribuidoras .....	42
2.16. Sistemas electrónicos.....	43
2.16.1. P.L.C. (controlador lógico programable) .....	45
a. Estructura del P.L.C. ....	45
b. Ciclo scan de un P.L.C.....	46
c. Clasificación. ....	46
2.16.2 Motores eléctricos.....	48
a. Clasificación .....	48
b. Motor paso a paso.....	49
2.16.3. Driver .....	50
2.16.4. Sensor de giro (encoder).....	51
a. Encoder incremental.....	51
2.16.5. Sensor inductivo magnético.....	52
a. Funcionamiento .....	53
b. Ventajas .....	53
2.16.6. Pantalla monocromática con teclado de navegación.....	53
a. Características de la pantalla OP320-A:.....	53

2.16.7. Sistema de protección .....	54
2.16.8. Conductores eléctricos .....	54
2.17. Diseño de chasis- posterior. ....	55
2.17.1. Criterios de rigidez.....	55
2.17.2. Rigidez o flexión. ....	56
a. Cargas aplicadas.....	56
b. Cargas permanentes G .....	57
c. Cargas variables Q.....	57
2.17.3. Hipótesis de carga .....	58
2.17.4. Parámetros de peso y su distribución.....	58
a. Distribución Estática.....	58
b. Centro de gravedad (CG).....	58
2.17.5. Parámetros de rigidez.....	59
2.17.6. Determinación de las cargas generadas. ....	60
2.17.7 Aceleración y frenada.....	60
a. Aceleración Máxima. ....	60
b. Frenada Brusca.....	61
c. Fuerzas generadas en curva .....	61
2.17.8. Pesos sobre un vehículo. ....	64
a. Fuerzas transmitidas por la suspensión .....	64
b. Transferencia de la masa no suspendida T (m.n.s) .....	65
c. Transferencia mediante los centros de balanceo (TCB).....	65
d. Transferencia de la masa suspendida (Tms). ....	66
2.17.9. Distribución de cargas sobre estructuras.....	66
a. Carga Muerta .....	66
b. Carga viva .....	67
c. Carga de aceleración brusca.....	67
d. Carga de frenado .....	67
e. Carga de giro.....	68

2.18. Pernos .....	68
2.18.1. Carga máxima de un perno grado 8 .....	69
2.19. Soldadura .....	69
2.19.1. Electrodo e-6011 .....	70
a. Aplicaciones .....	71
<b>CAPITULO III.....</b>	<b>72</b>
<b>3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELECTRÓNICO .....</b>	<b>72</b>
3.1. Requerimientos del sistema de control para dirección a las cuatro ruedas. ....	72
3.2. Diseño mecánico. ....	73
3.2.1. Diseño de la estructura del semi-chasis posterior y elementos mecánicos.....	74
a. Parámetros de diseño .....	74
3.2.2. Aplicación de cargas de fuerzas .....	75
a. Teoría de Von Mises .....	76
b. Desplazamientos .....	76
c. Factor de seguridad.....	76
3.2.3 Selección del material a utilizar .....	77
3.2.4 Simulación de elementos finitos de la estructura posterior.....	78
3.2.5.Simulación de los elementos que conforman el semi-chasis posterior.....	79
a. Largueros y travesaños del semi-chasis posterior. ....	79
b. Terminales fijos para anclaje de las mesas de la suspensión posterior. ....	79
c. Bases fijas soldadas para sujeción de la estructura del semi-chasis posterior.....	80
d. Bases fijas empernadas para sujeción de la estructura del semi-chasis posterior al bastidor del vehículo prototipo. ....	80
e. Ensamblaje de todo el conjunto del semi-chasis posterior.....	81
3.2.6. Ubicación del centro de masa del vehículo prototipo.....	81
3.2.7. Distribución de cargas del vehículo prototipo. ....	82

a. Determinación de cargas muertas.....	82
b. Determinación de cargas vivas (cv) .....	83
c. Determinación de la fuerza total. ....	84
3.2.8. Análisis cargas dinámicas a la estructura del semi-chasis posterior. ....	85
3.2.9. Determinación de las cargas generadas .....	85
a. Determinación de fuerza sobre el eje delantero. ....	85
b. Determinación de fuerza sobre el eje posterior. ....	85
3.2.10. Determinación de masas con respecto al centro de gravedad ..	86
a. Masa Total en el Eje delantero .....	86
b. Masa total en el eje posterior. ....	86
3.2.11. Selección de pernos .....	87
a. Carga de apriete.....	87
3.2.12. Carga aplicada a la estructura del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerza sobre el eje posterior. ....	90
a. Estudio de tensión de von mises de la estructura en el semi-chasis posterior bajo cargas de fuerza sobre el eje posterior.....	92
b. Estudio de desplazamientos resultantes en el semi-chasis posterior. ....	93
c. Factor de seguridad.....	95
d. Diagrama de convergencia.....	96
3.2.13. Fuerzas transmitidas a los ejes del vehículo, por la suspensión. ....	96
a. Masas suspendidas.....	97
b. Masa no suspendida .....	98
3.2.14. Carga de aceleración brusca. ....	99
3.2.15. Transferencia de carga en aceleración brusca .....	99
a. Velocidad Alcanzada .....	99
b. Aceleración Máxima .....	100
c. Trasferencia de carga bajo un factor crítico.....	100

d. Carga en el eje delantero en aceleración brusca .....	101
e. Carga en el eje posterior en aceleración brusca. ....	101
3.2.16. Carga de aceleración brusca aplicada a la estructura del semi-chasis posterior. ....	102
a. Estudio de tensión de von mises de la estructura del semi- chasis posterior, bajo cargas de aceleración brusca .....	103
b. Estudio de desplazamientos resultantes en el semi-chasis posterior, bajo cargas de aceleración brusca .....	104
c. Factor de seguridad semi-chasis posterior bajo cargas de aceleración brusca. ....	106
d. Diagrama de convergencia.....	107
3.2.17. Carga de frenado (cf).....	107
a. Transferencia de carga en frenada brusca.....	107
b. Tráferencia de carga bajo un factor crítico. ....	108
c. Carga en el eje delantero en frenada brusca.....	109
d. Carga en el eje posterior en frenada brusca. ....	109
3.2.18. Carga de giro .....	110
a. Transferencia de carga durante la curva. ....	111
b. Tráferencia de carga a 0 grados.....	112
c. Carga en el eje delantero en curva.....	113
d. Carga en el eje posterior en curva. ....	114
3.2.19. Carga de giro aplicada a la estructura del semi-chasis posterior. ....	115
a. Estudio de tensión de von mises de la estructura del semi-chasis, bajo cargas de giro en el eje posterior.....	116
b. Estudio de desplazamientos resultantes del semi-chasis, bajo cargas de giro en el eje posterior.....	117
c. Factor de seguridad.....	118
d. Diagrama de convergencia.....	119

3.3	Diseño del sistema hidráulico de asistencia para la dirección posterior. ....	120
3.3.1	Estructura y simulación del sistema hidráulico de asistencia a la dirección de las cuatro ruedas del vehículo prototipo.....	121
a.	Circuito A o Circuito delantero.....	121
b.	Circuito B o Circuito posterior.....	122
c.	Funcionamiento. ....	124
3.3.2.	Selección de elementos hidráulicos para la asistencia a la dirección posterior.....	126
3.3.3.	Bomba Hidráulica .....	126
a.	Cálculo de la bomba hidráulica de asistencia para la dirección posterior. ....	127
b.	Área del pistón del cilindro hidráulico de la dirección posterior. ...	127
c.	Fuerza generada por la bomba del circuito posterior. ....	128
3.3.4	Depósito de líquido hidráulico.....	129
3.3.5.	Mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera.....	130
3.3.6.	Cálculo de las mangueras Hidráulicas.....	130
3.4.	Diseño del sistema electrónico .....	132
3.4.1	Selección de elementos eléctricos y electrónicos.....	134
a.	Unidad central de procesamiento (PLC xinje ) .....	134
b.	Selección del actuador. ....	138
c.	Selección de sensor del volante de la dirección .....	140
d.	Selección del sensor de velocidad .....	142
e.	Selección del display. ....	143
f.	Sistema de alimentación .....	144
g.	Sistema de protección .....	146

<b>CAPÍTULO IV .....</b>	<b>148</b>
<b>4. CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN POSTERIOR QUE INTEGRA EL SISTEMA DE ASISTENCIA HIDRÁULICA A LAS CUATRO RUEDAS. ....</b>	<b>148</b>
4.1 Proceso de construcción y adaptación de elementos mecánicos en el eje posterior del vehículo prototipo. ....	148
4.1.1. Adaptación del semi-chasis para la suspensión independiente en el eje posterior. ....	148
4.2. Proceso de adaptación de elementos hidráulicos.....	155
4.2.1 Selección de correa para adaptación de la bomba hidráulica de la dirección posterior.....	156
4.3. Montaje de equipos electrónicos e instalación eléctrica en el vehículo prototipo para asistencia a la dirección posterior. ....	161
4.3.1. Montaje de motor a pasos (actuador de la dirección posterior) .	161
4.3.2. Funcionamiento del motor. ....	163
4.3.3 Montaje de sensor de ángulo del volante. ....	164
4.3.4 Montaje del sensor inductivo .....	165
4.3.5 Montaje del panel de control.....	166
<b>CAPÍTULO V .....</b>	<b>169</b>
<b>5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....</b>	<b>169</b>
5.1. Pruebas de desempeño del vehículo prototipo antes de implementar el sistema de dirección posterior. ....	169
5.1.1. Antecedentes.....	169
a. Jerarquización del sistema vial.....	169
b. Especificaciones mínimas para el diseño de vías .....	170
c. Vías locales vehiculares. (normales) .....	173
d. Vías de la ciudad de Latacunga. ....	174
e. Recopilacion de dimensiones de las calzadas .....	176
5.1.2. Geometría estándar del vehículo prototipo Volkswagen Santana.....	179
a. Radio de giro. ....	179
b. Condición de Ackermann .....	180

c. Diagrama de la geometría de giro del vehículo prototipo. ....	183
5.1.3. Procedimiento para realizar las pruebas. ....	184
a. Protocolo para realización de pruebas .....	184
b. Circuito para realización de pruebas .....	185
c. Desempeño del vehículo en las vías de Latacunga.....	186
d. Cálculos de la dirección.....	187
e. Conceptualización de pruebas: .....	189
f. Tabla de resultados.....	190
g. Prueba de parqueo sin implementar el sistema de dirección posterior .....	192
5.2. Pruebas de desempeño del vehículo prototipo implementado el sistema de dirección a las ruedas posteriores.....	195
5.2.1. Programación del control electrónico.....	196
a. Encendido .....	196
b. Configuración de velocidad de desactivación.....	196
c. Activación sistema 4WS .....	197
d. Relación de transmisión electrónica de giro de las ruedas posteriores.....	198
5.2.2. Geometría del sistema de dirección a las cuatro ruedas .....	199
a. Geometría de giro, implementado el sistema de dirección de las ruedas posteriores en el vehículo prototipo. ....	200
5.2.2. Protocolo para realización de pruebas con el sistema de dirección a las cuatro ruedas. ....	202
5.2.3. Escenario de prueba vehículo 4WS, ciudad de Latacunga .....	203
5.2.4. Pruebas en carretera con el sistema de dirección a las ruedas posteriores activado. ....	204
a. Tabla de resultados implementado el sistema de dirección a las ruedas posteriores. ....	205
b. Prueba de parqueo implementado el sistema de dirección a las ruedas posteriores. ....	207

5.2.5. Análisis de resultados con el sistema de dirección a las cuatro ruedas. ....	211
a. Análisis de resultado reducción del diámetro de giro .....	211
b. Análisis de resultado del ángulo de giro del volante de la dirección. ....	212
c. Análisis del resultado del ángulo de viraje de las ruedas delanteras. ....	212
d. Análisis del resultado de longitudes recorridas por las ruedas delanteras. ....	213
e. Análisis de resultado de giro del volante de la dirección para efectuar el estacionamiento. ....	214
f. Análisis de resultados del ángulo de viraje de las ruedas posteriores. ....	215
5.3. Comparación de resultados. ....	216
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>218</b>
<b>Conclusiones: .....</b>	<b>218</b>
<b>Recomendaciones: .....</b>	<b>221</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>223</b>
<b>NETGRAFÍA.....</b>	<b>224</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>225</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1: Sistema de dirección de piñón y cremallera .....	7
Figura 2. 2: Sistema de dirección de piñón y cremallera .....	8
Figura 2. 3: Sistema de dirección por piñón y cremallera .....	10
Figura 2. 4: Sistema de dirección por tornillo sinfín .....	11
Figura 2. 5: Sistema de dirección por bolas recirculantes.....	12
Figura 2. 6: Asistencia hidráulica de una dirección de cremallera .....	12
Figura 2. 7: Mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera.....	13
Figura 2. 8: Mecanismo de asistencia hidráulica a la dirección de piñón y cremallera en giros.....	15
Figura 2. 9: Bomba hidráulica ZF.....	15
Figura 2. 10: Tipos de bombas de dirección hidráulica.....	16
Figura 2. 11: Bomba hidráulica tipo paletas.....	17
Figura 2. 12: Trayectoria del fluido de la bomba hidráulica.....	17
Figura 2. 13: Mecanismo de la válvula rotativa.....	18
Figura 2. 14: Operación de la válvula rotativa.....	18
Figura 2. 15: Mangueras para fluido hidráulico.....	19
Figura 2. 16: Fluido hidráulico.....	20
Figura 2. 17: Ubicación del vástago del cilindro del mecanismo de dirección hidráulica. ....	20
Figura 2. 18: Ángulos de viraje de las ruedas.....	21
Figura 2. 19: Radio de giro máximo de un vehículo automotor.....	22
Figura 2. 20: Radios de giro de un vehículo automotor. ....	23
Figura 2. 21: MERCEDES BENZ 170 VL. El primer vehículo con las cuatro ruedas directrices.....	24
Figura 2. 22: Ruedas posteriores orientadas .....	26
Figura 2. 23: Maniobra de cambio de carril.....	26
Figura 2. 24: Maniobra a baja velocidad en un espacio pequeño o en una curva muy cerrada .....	27
Figura 2. 25: Maniobra a baja velocidad en una curva muy cerrada.....	27
Figura 2. 26: Esquema del sistema 4WS electrónico de Honda .....	29
Figura 2. 27: Actuador de la dirección posterior.....	29
Figura 2. 28: Eje trasero torsional del Laguna .....	30

Figura 2. 29: Renault Laguna III.....	31
Figura 2. 30: Deposito de fluido hidráulico.....	35
Figura 2. 31: Bomba Unidireccional de paletas.....	35
Figura 2. 32: Estructura de una manguera hidráulica. ....	38
Figura 2. 33: Flujo laminar .....	39
Figura 2. 34: Diagrama de procesos para el control electrónico de asistencia a la dirección de las ruedas posteriores. ....	44
Figura 2. 35: Arquitectura de un Autómata Programable.....	45
Figura 2. 36: Bloques de un PLC.....	45
Figura 2. 37: Etapa de chequeo del PLC .....	47
Figura 2. 38: Controlador del actuador para la dirección posterior. ....	50
Figura 2. 39: Dimensiones del driver .....	51
Figura 2. 40: Encoder absoluto rotativo con interface.....	51
Figura 2. 41: Sensor inductivo magnético.....	52
Figura 2. 42: Pantalla monocromática con teclado .....	54
Figura 2. 43: Porta fusibles y fusibles cerámicos.....	54
Figura 2. 44: Cargas que pueden flejar en el chasis.....	56
Figura 2. 45: Ejemplo de una distribución simple de masas en un chasis. ...	59
Figura 2. 46: Dirección de las fuerzas de aceleración máxima en el vehículo.....	60
Figura 2. 47: Trayectoria de un vehículo en una curva.....	62
Figura 2. 48: Trayectoria de un vehículo en una curva peraltada. ....	63
Figura 2. 49: Pernos .....	69
Figura 2. 50: Pernos de grado 8 .....	69
Figura 2. 51: Soldadura por arco eléctrico.....	70
Figura 2. 52 Soldadura .....	70
Figura 3. 1: Diseño de Largueros y travesaños del semi-chasis posterior..	79
Figura 3. 2: Terminales fijos para anclaje de las mesas del semi-chasis posterior .....	79
Figura 3. 3: Bases fijas soldadas al bastidor del vehículo prototipo, para sujeción de semi-chasis posterior.....	80
Figura 3. 4: Bases del semi-chasis posterior fijas empernadas al bastidor del vehículo prototipo .....	80

Figura 3. 5: Estructura del semi-chasis posterior de acople de dirección y suspensión. ....	81
Figura 3. 6: Ubicación del centro de masas en el vehículo prototipo. ....	81
Figura 3. 7: Cargas aplicadas en el vehículo prototipo. ....	85
Figura 3. 8 : Cargas aplicadas a la estructura del semi-chasis posterior ....	90
Figura 3. 9: Mallado de la estructura del semi-chasis posterior ....	91
Figura 3. 10: Tensión de von Mises aplicada a la estructura posterior ....	92
Figura 3. 11: Desplazamientos aplicados a la estructura posterior.....	93
Figura 3. 12: Factor de seguridad del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerzas en el eje posterior. ....	95
Figura 3. 13: Diagrama de convergencia, análisis estatico del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerzas en el eje posterior.....	96
Figura 3. 14: Cargas aplicadas a la estructura del semi-chasis posterior ..	102
Figura 3. 15: Tensión de von Mises aplicada a la estructura posterior ....	103
Figura 3. 16: Desplazamientos aplicados a la estructura posterior.....	104
Figura 3. 17: Factor de seguridad del semi-chasis posterior ....	106
Figura 3. 18: Diagrama de convergencia, análisis estatico del semi-chasis posterior bajo cargas de aceleración brusca.....	107
Figura 3. 19: Ubicación del centro de masas a 0 grados del vehículo prototipo.....	111
Figura 3. 20: Cargas de giro laterales aplicadas a la estructura del semi-chasis posterior .....	115
Figura 3. 21: Estudio de tensión de von mises de la estructura posterior..	116
Figura 3. 22: Estudio de desplazamientos resultantes de la estructura posterior .....	117
Figura 3. 23: Factor de seguridad del semi-chasis posterior, aplicando fuerzas por aceleración centrífuga en curvas. ....	118
Figura 3. 24: Diagrama de convergencia, análisis estatico del semi-chasis posterior bajo cargas de giro.....	119
Figura 3. 25: Semi-chasis, Suspensión, dirección posterior- vehículo prototipo.....	120
Figura 3. 26: Estructura circuito hidráulico delantero .....	121
Figura 3. 27: Circuito hidráulico delantero en recirculación .....	122

Figura 3. 28: Estructura circuito hidráulico posterior .....	123
Figura 3. 29: Circuito hidráulico posterior en recirculación .....	124
Figura 3. 30: Sistema hidráulico conjunto – circuito delantero “A” y posterior “B” cerrados y en recirculación individual.....	125
Figura 3. 31: Diagrama de funcionamiento del sistema de dirección a las ruedas posteriores.....	132
Figura 3. 32: Circuito de control electrónico de asistencia a la dirección posterior.....	133
Figura 3. 33: PLC Xinje.....	135
Figura 3. 34: Lógica de programación del PLC para el viraje de las ruedas posteriores.....	137
Figura 3. 35: Motor paso a paso, actuador del mecanismo posterior de la dirección.....	140
Figura 3. 36: Encoder rotativo para sensor ángulo del volante de la dirección.....	141
Figura 3. 37: Sensor magnético para velocidad del vehículo.....	142
Figura 3. 38: Interfaz para configuración del sistema electrónico de la dirección posterior. ....	143
Figura 3. 39: Circuito de alimentación de los equipos eléctricos para el control electrónico de la dirección posterior. ....	145
Figura 3. 40: Fuente eléctrica de alimentación de los equipos eléctricos para el control electrónico de la dirección posterior. ....	145
Figura 3. 41: Fusible para protección del sistema electrónico .....	146
Figura 3. 42: Vehículo prototipo implementado con el sistema de dirección a las ruedas posteriores.....	147
Figura 4. 1: Eje posterior desmontado .....	148
Figura 4. 2: Tanque de combustible.....	149
Figura 4. 3: Construcción de larguero del semi-chasis posterior. ....	149
Figura 4. 4: Base para el semi-chasis posterior. ....	150
Figura 4. 5: Largueros del semi-chasis posterior. ....	150
Figura 4. 6: Alineación con la suspensión.....	151
Figura 4. 7: Semi-chasis posterior implementado en el vehículo.....	151

Figura 4. 8: Fijación de la estructura del semi-chasis posterior a la carrocería.....	152
Figura 4. 9: Terminales fijos de las mesas.....	152
Figura 4. 10: Suspensión independiente McPherson para direccionar el eje posterior.....	153
Figura 4. 11: Mesa posterior instalada.....	153
Figura 4. 12: Sujetador de la bomba para la dirección posterior.....	155
Figura 4. 13: Bomba para la dirección posterior instalada.....	156
Figura 4. 14: Sección de bandas en V.....	156
Figura 4. 15: Banda en V instalada.....	157
Figura 4. 16: Deposito Hidráulico.....	157
Figura 4. 17: Instalación de cañerías de fluido.....	158
Figura 4. 18: Unión de la cañería de presión.....	158
Figura 4. 19: Manguera de retorno acoplada.....	158
Figura 4. 20: Mecanismo de asistencia hidráulica para la dirección posterior adaptado en el semi-chasis posterior.....	159
Figura 4. 21: Bases de acoplamiento del cilindro de dirección posterior. ..	159
Figura 4. 22: Conducto alta presión del cilindro.....	159
Figura 4. 23: Manguera de retorno de fluido.....	159
Figura 4. 24: Alineación de ruedas posteriores.....	160
Figura 4. 25: Ensamble del actuador a la carrocería.....	162
Figura 4. 26: Fijación del actuador de la dirección posterior.....	162
Figura 4. 27: Implementación del sistema de transmisión de par a la dirección posterior.....	163
Figura 4. 28: Implementación del sensor de ángulo de giro del volante de la dirección.....	164
Figura 4. 29: Ubicación del sensor de velocidad del vehículo prototipo.....	165
Figura 4. 30: Instalación del interfaz del control electrónico.....	166
Figura 4. 31: Instalación de elementos electrónicos del sistema de control electrónico de asistencia a la dirección posterior.....	166
Figura 4. 32: Distribución del control electrónico para asistencia a la dirección posterior.....	167
Figura 5. 1: Determinación del radio de giro dentro de las calles de Latacunga con el vehículo prototipo.....	171

Figura 5. 2: Dimensiones mínimas vía local vehicular. ....	173
Figura 5. 3: Vehículo girando en curva normal. ....	174
Figura 5. 4: Vehículo girando en curva angosta.....	175
Figura 5. 5: Medidas de la calzada de las calles del centro histórico de Latacunga. ....	175
Figura 5. 6: Vehículo Volkswagen santana girando 360°.....	180
Figura 5. 7: Esquema del diámetro de giro del vehículo. ....	180
Figura 5. 8: Ángulos de viraje, posición derecha ruedas delanteras del vehículo.....	181
Figura 5. 9: Ángulos de viraje, posición izquierda ruedas delanteras del vehículo.....	181
Figura 5. 10: Determinación de condición de Ackerman del vehículo prototipo .....	182
Figura 5. 11: Diagrama de la geometría de giro del vehículo prototipo.....	183
Figura 5. 12: Circuito para pruebas, calles céntricas-ciudad Latacunga. ...	185
Figura 5. 13: Vehículo Volkswagen Santana dentro de una curva angosta-ciudad Latacunga .....	186
Figura 5. 14: Medición distancia hacia la vereda antes de girar .....	186
Figura 5. 15: Vehículo Volkswagen Santana girando en curva cerrada-sector la laguna- Latacunga.....	187
Figura 5. 16: Radio exterior e interior al trazar una curva. ....	189
Figura 5. 17: Parqueo paralelo.....	192
Figura 5. 18: Paso uno de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior.....	193
Figura 5. 19: Paso dos, de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior.....	193
Figura 5. 20: Paso tres, de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior.....	194
Figura 5. 21: Paso cuatro, de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior .....	194
Figura 5. 22: Paso cinco, prueba de estacionamiento. ....	194
Figura 5. 23: Switch de encendido del sistema de control electrónico.....	196
Figura 5. 24: Pantalla de programación de condiciones de manejo.....	196
Figura 5. 25: Programación de velocidad de trabajo del sistema .....	197

Figura 5. 26: Elección de activación o regulación del sistema .....	198
Figura 5. 27: Programación de la relación de giro del sistema .....	198
Figura 5. 28: Diagrama de geometría de giro del sistema de dirección a las cuatro ruedas.....	200
Figura 5. 29: Geometría de dirección vehículo 4WS.....	201
Figura 5. 30: Circuito de pruebas calles céntricas-ciudad Latacunga .....	204
Figura 5. 31: Vehículo 4WS girando .....	205
Figura 5. 32: Vehículo 4WS iniciando maniobras de parqueo. ....	208
Figura 5. 33: Paso dos, de prueba de estacionamiento con el sistema de dirección posterior. ....	208
Figura 5. 34: Paso tres, de prueba de estacionamiento con 4WS. ....	209
Figura 5. 35: Paso cuatro, de prueba de estacionamiento con 4ws.....	209
Figura 5. 36: Paso cinco, de prueba de estacionamiento con 4WS.....	209

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1: Adaptadores hidráulicos.....	41
Tabla 2. 2: Simbología Hidráulica.DIN ISO 1219.....	42
Tabla 2. 3: Simbología Hidráulica DIN ISO 1219.....	42
Tabla 2. 4: Simbología Hidráulica DIN ISO 1219.....	43
Tabla 2. 5: Tipos de motores Paso a Paso .....	49
Tabla 2. 6: Propiedades mecánicas y químicas del material depositado (E-6011).....	71
Tabla 3. 1: Ficha técnica del vehículo prototipo.....	73
Tabla 3. 2: Propiedades del acero ASTM A-36.....	77
Tabla 3. 3: Distancia de los ejes con respecto al centro de masas.....	82
Tabla 3. 4: Elementos que conforman carga muerta .....	82
Tabla 3. 5: Carga viva.....	83
Tabla 3. 6: Distribución de fuerzas.....	86
Tabla 3. 7: Masas soportadas por los ejes, con respecto al centro de masas. ....	87
Tabla 3. 8: Grados SAE de aceros para sujetadores.....	88
Tabla 3. 9: Dimensiones de roscas estandares americanas.....	89
Tabla 3. 10: Propiedades de material .....	91
Tabla 3. 11: Información de malla - Detalles.....	92
Tabla 3. 12: Elementos que no serán considerados como masa suspendida. ....	97
Tabla 3. 13: Masas suspendidas .....	98
Tabla 3. 14: Masas no suspendidas .....	99
Tabla 3. 15: Transferencia de cargas durante aceleración brusca .....	102
Tabla 3. 16: Cargas de frenado .....	110
Tabla 3. 17: Ubicación del centro de masas a 0 grados. ....	111
Tabla 3. 18: Velocidad, radio y aceleración normal generadas a 0 grados. ....	112
Tabla 3. 19: Transferencia total de carga en el vehículo a 0 grados.....	113
Tabla 3. 20: Cargas en el eje posterior en curva. ....	114
Tabla 3. 21: Características bomba de presión para dirección posterior. ..	128
Tabla 3. 22: Especificaciones Técnicas del PLC .....	136

Tabla 3. 23: Elección del actuador.....	139
Tabla 3. 24: Especificaciones del Motor Paso a Paso. ....	140
Tabla 3. 25: Especificaciones del Encoder rotativo.....	141
Tabla 3. 26: Especificaciones técnicas del sensor magnético .....	142
Tabla 3. 27: Características display .....	144
Tabla 3. 28: Especificación Eléctrica: .....	144
Tabla 3. 29: Amperaje de cables de cobre .....	146
Tabla 4. 1: Diagrama de proceso de construcción de estructura del semi-chasis para el eje posterior .....	154
Tabla 4. 2: Diagrama de proceso de adaptación de elementos hidráulicos para la asistencia a la dirección del eje posterior.....	160
Tabla 4. 3: Diagrama de proceso de implementación de elementos eléctricos y electrónicos para la asistencia a la dirección del eje posterior .....	168
Tabla 5. 1: Características técnicas de las vías locales.....	170
Tabla 5. 2: Especificaciones geométricas acerca de los radios de giro .....	172
Tabla 5. 3: Requisitos básicos de diseño de vías urbanas .....	173
Tabla 5. 4: Nombre de calles y Avenidas del circuito de pruebas.....	176
Tabla 5. 5: Dimensiones de las calzadas de calles angostas del circuito de pruebas.....	177
Tabla 5. 6: Dimensiones de las calzadas de calles vehiculares normales del circuito de pruebas .....	177
Tabla 5. 7: Comparación de anchura de calzadas de las vías.....	178
Tabla 5. 8: Dimensiones estándar del vehículo prototipo .....	182
Tabla 5. 9: Protocolo para realización de pruebas.....	184
Tabla 5. 10: Pruebas realizadas sin la dirección de las ruedas posteriores. ....	190
Tabla 5. 11: Pruebas realizadas sin el sistema de dirección a las ruedas posteriores. ....	191
Tabla 5. 12: Análisis del estacionamiento del vehículo.....	195
Tabla 5. 13: Notaciones de la geometría de la dirección a las cuatro ruedas. ....	202
Tabla 5. 14: Protocolo para realización de pruebas.....	202

Tabla 5. 15: Pruebas realizadas activado el 4ws .....	205
Tabla 5. 16: Pruebas realizadas con el sistema de dirección a las ruedas posteriores activo .....	206
Tabla 5. 17: Análisis del estacionamiento del vehículo con el sistema de dirección a las cuatro ruedas. ....	210
Tabla 5. 18: Comparación dimensión del diámetro de giro del vehículo prototipo.....	211
Tabla 5. 19: Reducción del giro del volante .....	212
Tabla 5. 20: Análisis del resultado del ángulo de viraje de las ruedas delanteras .....	212
Tabla 5. 21: Longitud interna recorrida por las ruedas delanteras.....	213
Tabla 5. 22: Longitud externa recorrida por las ruedas delanteras.....	214
Tabla 5. 23: Ángulo del volante de la dirección en maniobras de parqueo.....	215
Tabla 5. 24: Ángulo de viraje de las ruedas posteriores en relación de transmisión electrónica del giro.....	215
Tabla 5. 25: Comparación de resultados de las pruebas realizadas.....	216

## RESUMEN

El proyecto de investigación tiene como objetivo disminuir el radio de giro del vehículo Volkswagen Santana, mediante la implementación del sistema de dirección asistida hidráulicamente a las ruedas posteriores, complementando el trabajo de las ruedas delanteras, para proporcionar maniobrabilidad y agilidad al paso por curva en zonas muy concurridas u obstaculizadas, con capacidad de cambio de dirección y estabilidad, logrando que su viaje sea seguro y satisfactorio. Se implementará el sistema electrónico de reenvío de giro, que será el encargado de transmitir el par del volante de la dirección delantera, hacia un motor a pasos ubicado en la parte posterior del vehículo, al mismo tiempo que esta señal electrónica hará que las ruedas posteriores viren en sentido opuesto a las ruedas delanteras del vehículo, estas señales electrónicas serán proporcionadas por un PLC que recibirá información de sensores de velocidad del vehículo y giro del volante de la dirección. Este motor eléctrico estará acoplado con la válvula distribuidora del mecanismo de asistencia hidráulica para el eje posterior, para de esta forma poder direccionar las ruedas posteriores. Para garantizar la seguridad proporcionada por el sistema, se accionará únicamente la dirección a las ruedas posteriores hasta una velocidad de 60 km/h, que permitirá anular el funcionamiento del sistema de dirección en altas velocidades, para de esta forma evitar malas maniobras de viraje a velocidad. Este proyecto se complementa con el análisis de resultados por elementos finitos de la estructura posterior implementada, así como la recaudación de datos de las cotas en curva y el resultado analítico de la mejoras con la dirección posterior en conducción del sistema implementado.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **DIRECCIÓN ASISTIDA A LAS CUATRO RUEDAS**
- **VEHÍCULO VOLKSWAGEN SANTANA**
- **PLC**
- **MOTORES ELÉCTRICOS**

## **ABSTRACT**

The research project aims to reduce the turning radius of the vehicle Volkswagen Santana, by implementing the hydraulically assisted steering system to the rear wheels, complementing the work of the front wheels to provide maneuverability and agility when cornering in areas crowded or hindered, able to change direction and stability, making your trip safe and satisfying. Electronic forwarding system of rotation, which will be responsible for transmitting torque the wheel of the front direction toward a stepper motor located in the rear of the vehicle, while the electronic signal will be implemented to the rear wheels veer in opposite to the front wheels of the vehicle sense, these electronic signals will be provided by a PLC that receive information from sensors of vehicle speed and rotation of the steering wheel. This electric motor is coupled to the manifold valve hydraulic assistance mechanism for the rear axle, to thus be able to route the rear wheels. To ensure the security provided by the system, the direction of the rear wheels only be operated up to a speed of 60 km / h, which will override the operation of the steering system at high speeds, to thereby avoid bad when turning to up speed. This project is complemented by the analysis of finite element results of the implemented posterior structure and data collection curved dimensions and the analytical result of the improvements to the rear driving direction of the implemented system.

### **KEYWORDS:**

- **FOUR WHEEL ASSISTED STEERING**
- **VEHICLE VOLKSWAGEN SANTANA**
- **PLC**
- **ELECTRIC MOTORS**

## **CAPÍTULO I**

### **1. INTRODUCCIÓN**

#### **1.1. Antecedentes**

La industria automotriz abarca una de las más amplias actividades a nivel mundial, los continuos avances tecnológicos en la industria requiere que el Ingeniero Automotriz y personas afines ejecuten mejoras de aprendizaje, actualizando sus conocimientos y sus habilidades técnicas; permitiendo solucionar problemas en aspectos mecánicos, eléctricos y electrónicos de tal manera de contribuir y ayudar a la sociedad.

La Carrera de Ingeniería Automotriz, cuenta con docentes calificados y laboratorios especializados en el diseño, construcción, reparación y mantenimiento de los diversos sistemas automotrices, teniendo en cuenta que el sistema de dirección es uno de los factores de seguridad más importantes en la marcha del vehículo, porque proporciona la seguridad que se requiere en altas velocidades así como la maniobrabilidad en bajas.

En vista que las principales calles de la ciudad de Latacunga presentan dimensiones de calzadas angostas y en ocasiones obstáculos para el paso por curva, circulación normal, parqueo de los vehículos automotores y con el creciente número de los mismos que allí transitan, se da la necesidad de implementar un sistema automotriz que permita disminuir el radio de giro y proporcionar mayor maniobrabilidad de un automotor, de esta manera brindar mayor agilidad y seguridad de conducción en condiciones dificultosas de transitar.

Es así que se exhibe la oportunidad de solucionar los problemas de manejo en situaciones donde no existe el espacio necesario para realizar las maniobras de giro o parqueo, a través de innovar uno de los sistemas principales de un vehículo automotor como es el sistema de dirección posterior, que es el encargado de proporcionar orientación y giro en las diferentes circunstancias de conducción.

Este concepto permitirá modificar maniobras con menor radio de giro y permitirá efectuar giros mucho más cerrados con mayor prestancia, dominio y seguridad, ya que, las ruedas posteriores podrán virarse simultáneamente en sentido contrario a las delanteras acompañando así el movimiento general de orientación.

Lo que evidentemente será un gran atractivo para la demanda automotriz, en particular para aquellos conductores de la ciudad de Latacunga que se ven obligados con frecuencia a desarrollar maniobras de este tipo. Con solo pensar en los reducidos habitáculos de los estacionamientos compartidos, en los estacionamientos subterráneos de los nuevos mercados y oficinas, ya se tiene un muy buen ejemplo de la utilidad de este sistema.

El diseño del sistema de dirección a las cuatro ruedas, con la implementación de la dirección posterior no se ha efectuado en nuestro país, pero si se lo encuentra en el mercado mundial, en especial en los países primermundistas que desarrollan continuamente mejoras tecnológicas para ofrecer mejor calidad, seguridad, confort e innovación para sus usuarios.

## **1.2. Planteamiento del problema**

Hoy en día evidenciamos un alto crecimiento del mercado automotor que da como resultado el incremento de la densidad del tráfico y la congestión en las principales calles de las ciudades, que origina condiciones difíciles de transitar y maniobrar en especial en lugares con espacios reducidos donde se podrían ocasionar roces, choques y daños a peatones.

Las calles céntricas de la ciudad de Latacunga son un ejemplo práctico del espacio reducido con el que cuentan los vehículos que allí transitan para poder realizar maniobras de conducción o de giro de paso por curva.

Ante esto el presente proyecto responde al deseo de realizar una investigación sobre una manera de minimizar el radio de giro y sobre todo el espacio requerido por un vehículo automotor al realizar maniobras de dirección en una vía urbana.

Tomando como referencia un vehículo con este sistema, el radio de giro se reduce en 10%, pasando de 12.05m a 10.80m. Esto significa que entre mayor sea el ángulo de viraje de las ruedas posteriores, menor es el radio de giro. Este manejo más fácil es más notorio al salir de un espacio de estacionamiento o al manejar en calles estrechas.

Al observar ciertas dificultades, problemas de tránsito e inconvenientes debido a las calles estrechas de la ciudad de Latacunga, se ha identificado una oportunidad de mejorar e innovar el estilo de conducción de los usuarios de vehículos automotores mediante el desarrollo del sistema de dirección a las cuatro ruedas.

El diseño del prototipo pretende la construcción de un mecanismo o sistema que ayude a los conductores a tener maniobrabilidad, agilidad, estabilidad de dirección para conducir de forma segura y eficaz, debido a que en las vías de la ciudad de Latacunga existen situaciones de riesgo y ausencia de la distancia necesaria para realizar maniobras de dirección que no garantizan la seguridad vial, nuestro objetivo es diseñar, construir e implementar un prototipo de sistema de dirección posterior que complemente el control total a las cuatro ruedas, usar herramientas que faciliten implementar el sistema ya descrito por medio del uso de software que nos proporcionará mejor información para la toma de decisiones y nos ayudará a implementar el sistema de una forma eficaz para garantizar su correcto montaje y funcionamiento.

El profesional universitario debe ser capaz de resolver los problemas de una sociedad abatida por el avance tecnológico, no solo inventando, diseñando o construyendo artefactos, maquinas o equipos automotrices sino también dando importancia a la comunidad que nos rodea y que somos parte de ella, favoreciendo al medio ambiente.

### **1.3. Justificación e importancia del problema a resolver**

Mediante la implementación del sistema de dirección posterior que aportará a la constitución de la dirección total en el vehículo prototipo, se busca disminuir los radios de giro al paso por curva, en espacios reducidos

presentes en situaciones donde se requiere de precisión de la dirección y una gran destreza del conductor, será posible la capacidad para maniobrar en pequeños espacios y posibilidad de efectuar aparcamientos más sencillos. Además disminuir el esfuerzo físico de las personas, con un sistema ergonómico, seguro y adaptable a cualquier tipo de auto y condición de conducción.

Como se puede afirmar no se puede conseguir ampliar las vías de la ciudad de Latacunga por lo que se ha visto la forma de poder transitar por las mismas sin presentar dificultades, para hacerlo y hemos percibido prudente que con la implementación de este prototipo podemos solucionar este problema de viabilidad que mucho aqueja a la colectividad.

Con la finalidad de conseguir que los vehículos tengan más estabilidad en el trazado de sus trayectorias y en el caso de dirección total que tengan más maniobrabilidad. Mediante la disposición de giros de las ruedas delanteras y posteriores concibe que el vehículo tenga un carácter más sobrevirador. Todo ello reporta una mayor estabilidad en la dirección y por tanto mayor seguridad.

La Universidad de las fuerzas armadas - ESPE, Extensión Latacunga cuenta con equipos de profesionales en el campo automotriz que puedan visualizar y entender el funcionamiento de este sistema para el diseño y construcción del prototipo creando una oportunidad de mejoramiento en el estudio de la Ingeniería Automotriz en nuestra universidad y satisfaciendo las necesidades de un sector desprovisto de espacios adecuados para el tránsito de una ciudad.

La realización de este proyecto nos permitirá ofrecer un mejor entendimiento en el estudio del sistema de dirección asistida, que le permita al estudiante ampliar su capacidad de identificar los componentes, explicar su función, diagnóstico de fallas y optimización de los mismos, este trabajo de investigación se constituirá en un aporte a la sociedad en general, la tecnología avanza cada día más, y está en las personas ir a la vanguardia obteniendo todas las ventajas que esta ofrece, para una vida mejor.

El diseño y construcción de este sistema se basa en conocimientos, habilidades, capacidades, destrezas y aptitudes, vinculadas a nuestras competencias profesionales, además del uso de herramientas tecnológicas que facilita el diseño de sistemas como el que se pretende implementar.

Para ello se aplicará conocimientos adquiridos en el área de Sistemas Automotrices, Microcontroladores, Autotrónica y electrónica básica aplicada entre otros.

#### **1.4. Objetivo general.**

Diseñar, construir e implementar un sistema de dirección asistida hidráulicamente al eje posterior, que sea integral y complemente el sistema asistido hidráulicamente a las cuatro ruedas del vehículo Volkswagen Santana, para lograr reducir el radio de giro del vehículo y proporcionar mayor maniobrabilidad en circunstancias comprometidas por falta de espacio.

#### **1.5. Objetivos específicos.**

- Diseñar un prototipo de mecanismos necesarios para conseguir orientar las ruedas posteriores, mediante la simulación de elementos finitos.
- Diseñar un circuito hidráulico para obtener asistencia para el sistema de dirección activa a las ruedas posteriores, mediante la simulación de elementos finitos.
- Diseñar un prototipo de control electromecánico para control del sistema hidráulico del sistema de dirección posterior.
- Implementar el sistema hidráulico de control direccional en las ruedas del eje posterior en el vehículo Volkswagen Santana, para proporcionar asistencia hidráulica al sistema de dirección.

- Implementar una unidad de control lógico de procesamiento para proporcionar el control electrónico al giro del mecanismo de asistencia hidráulica de las ruedas posteriores, por medio de un motor eléctrico.
- Optimizar el sistema de dirección en diferentes situaciones y condiciones de conducción, mediante la reducción del radio de giro, lograda gracias a la dirección en sentido contrario de las ruedas del eje trasero en relación con las delanteras, para obtener mejor maniobrabilidad, agilidad, precisión y seguridad de conducción en espacios reducidos.
- Realizar pruebas del sistema de dirección a las cuatro ruedas en situaciones dificultosas de maniobrar y condiciones poco favorables para el paso por curva y aparcamiento en espacios reducidos de las calles principales de la ciudad de Latacunga, para garantizar su correcto funcionamiento y obtener buenos resultados en cuanto a la precisión y confort.
- Evaluar el desempeño del nuevo sistema de dirección a las cuatro ruedas, mediante las pruebas en las calles de la ciudad de Latacunga y las carreteras del país.
- Facilitar al conductor el manejo en paso por curva, evitar obstáculos en la vía y el parqueo en las vías angostas de las ciudades a través de la implementación del sistema de dirección a las ruedas posteriores en el vehículo prototipo.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

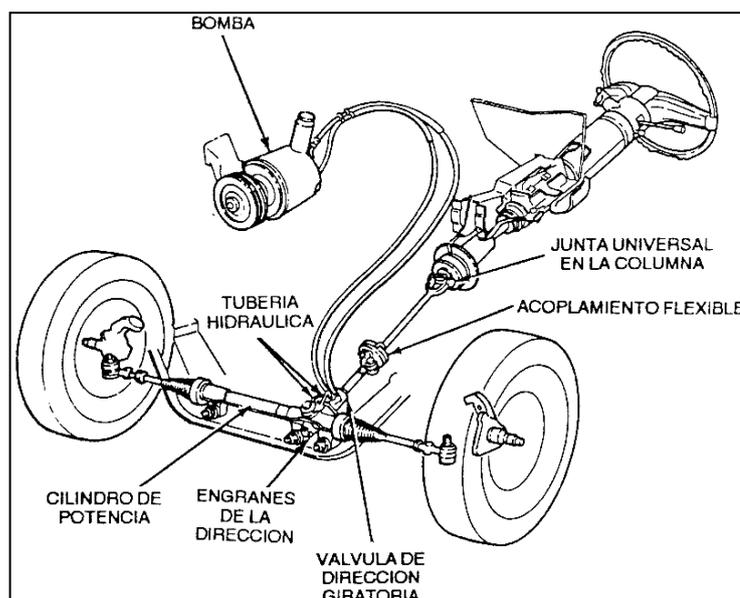
#### 2.1. El sistema de dirección.

Conformado por una serie de mecanismos los mismos que permiten variar la dirección como la trayectoria del vehículo, es controlada por el conductor a través del volante.

#### 2.2. Misión del sistema de dirección.

Dirigir las ruedas delanteras en respuesta a las órdenes dadas por el conductor para conseguir un control direccional del vehículo. Las cualidades de dirección de un vehículo dependen de factores tales como las dimensiones del volante, la inclinación del volante, la desmultiplicación entre el volante y las ruedas, el engranaje de dirección y la transmisión engranaje-ruedas. (Izquierdo, Alvarez, & Lopez, 2001)

En la figura 2.1, se visualiza un sistema de dirección asistido hidráulicamente, con sus principales partes que lo conforman.



**Figura 2. 1:** Sistema de dirección de piñón y cremallera

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III, Thiessen, Frank J&Dales, Davis

### 2.3. Componentes:

**a. Volante:** Este elemento es el que controla el conductor para orientar al vehículo.

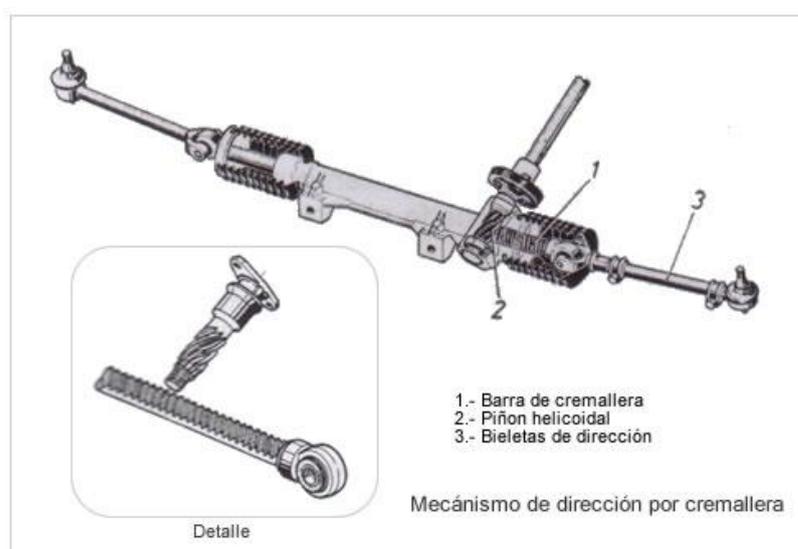
**b. Barra de dirección:** Este elemento acopla al volante con la caja de dirección, es de forma telescópica en caso de colisión para seguridad del conductor.

**c. Caja de dirección:** Esta recibe el movimiento del volante y la barra para que lo reparta a los neumáticos, por medio de movimientos realizados por engranes, estos pueden ser de distintos tipos.

**d. Biela:** Este elemento ubicado a la salida del cajetín de dirección, es el encargado de unirse con los terminales de la dirección y transmitir el movimiento lineal.

**e. Terminales de dirección:** Son de tipo rótula con un poco de elasticidad para absorber las irregularidades del camino, su función específica es la de unirse con cada una de las ruedas direccionales.

Estos elementos se aprecian en la figura 2.2.



**Figura 2. 2:** Sistema de dirección de piñón y cremallera

**Fuente:** <http://mecaniqueando.wikispaces.com/sistema+de+direccion>

## 2.4. Características que debe tener un sistema de dirección.

El sistema de dirección es uno de los sistemas de seguridad activa más importantes que conforman un vehículo automotor, ya que de este depende la trayectoria que el vehículo va a tomar en carretera por cuanto la seguridad como la comodidad del conductor son de vital importancia, por esto debe reunir una serie de características como se detalla a continuación. (Izquierdo, Alvarez, & Lopez, 2001)

Seguridad.

Suavidad.

Precisión.

Irreversibilidad.

**a. Seguridad:** La eficacia de este sistema depende de la fiabilidad del mecanismo utilizado en el vehículo automotor y de la calidad de los materiales empleados en su construcción.

**b. Suavidad:** Se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada y un perfecto engrase. La dureza en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar un neumático inadecuado o mal inflado, por un "avance" o "salida" exagerados, por carga excesiva sobre las ruedas directrices y por estar el eje o el chasis deformado.

**c. Precisión:** La falta de precisión se debe a varias causas:

Por excesivo, juego en el sistema.

Por alabeo de las ruedas.

Por un desgaste desigual en los neumáticos.

El desequilibrio de las ruedas.

Por la presión inadecuada en los neumáticos.

**d. Irreversibilidad:** Esta característica consiste en que el volante debe enviar el giro a los terminales de la dirección, por el contrario, las

oscilaciones que toman estos, debido a las incidencias del terreno, no deben ser transmitidas al volante. (Mecaniqueando, 2014)

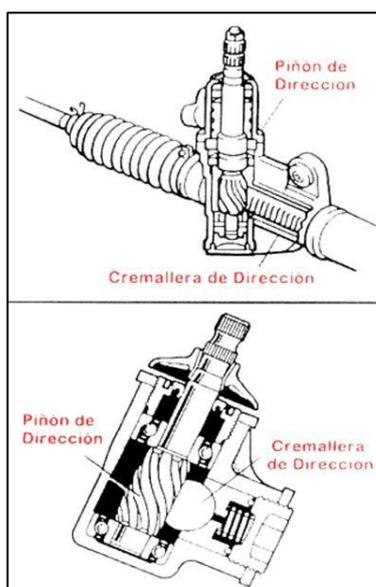
## 2.5. Tipos de sistemas de dirección.

Existen diversos tipos de sistemas de dirección, para la realización del proyecto se ha de utilizar el tipo de dirección más eficiente y con mayores prestaciones por su facilidad de construcción y por su alto desempeño, por esta razón a continuación se detalla los más aplicados en los vehículos automotores que son los principales tipos a estudiar:

### 2.5.1. Piñón y cremallera.

Las rotaciones de un engranaje (piñón) en el extremo del eje principal enganchan con los dientes que son apoyados en una barra redonda (cremallera) cambiando este giro a un movimiento de izquierda o derecha.

Como su nombre lo indica, está formada por una cremallera dentada sobre la que engrana un piñón que le transmite movimiento al volante a través de la columna de dirección, transformando ese movimiento rotatorio en movimiento de vaivén por medio de las bielass de dirección que están unidas a la cremallera, éstas, mediante unas rótulas, más manguetas y de ahí a las ruedas. Se presenta en la figura 2.3 (Dales & Thiessen, 2007)

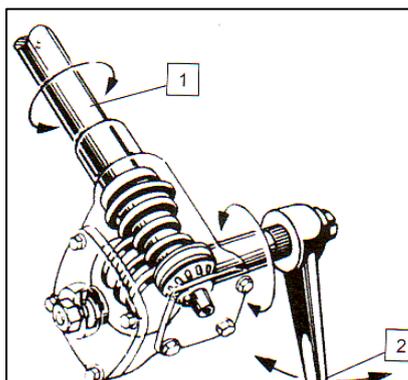


**Figura 2. 3:** Sistema de dirección por piñón y cremallera.

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III, Thiessen, Frank & Dales, Davis

### 2.5.2. Tornillo sin fin

Compuesta por un tornillo sin fin que acoge su movimiento de la columna de dirección engranada por un rodillo. El mismo que es el encargado de emitir el movimiento al brazo de mando para que a través del resto de mecanismos puedan direccionar a las ruedas. El tornillo sin fin y el rodillo van alojadas en una caja cerrada. El sistema se lo describe en la figura 2.4 (Sarabia, 2014)

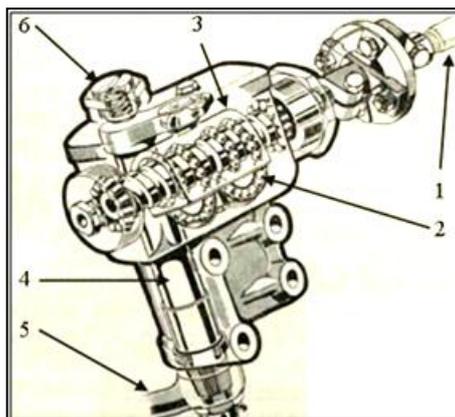


**Figura 2. 4:** Sistema de dirección por tornillo sin fin

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III por Thiessen, Frank & Dales, Davis

### 2.5.3. Bolas recirculantes

Un tornillo roscado recibe el movimiento de la columna de dirección. Este tornillo da tres o cuatro vueltas alrededor de sí mismo, produciendo el movimiento de una serie de engranajes, este desplazamiento reduce el esfuerzo que debe realizar el conductor para mover los neumáticos, su nombre es debido a que utiliza una serie de esferas que facilitan su movimiento. Este mecanismo va sellado en un cajetín lleno de fluido hidráulico. Se lo puede visualizar en la figura 2.5 (Dales & Thiessen, 2007)



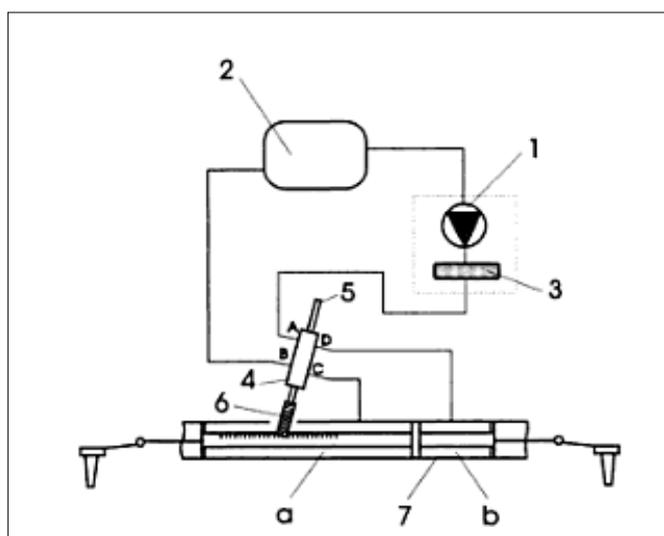
**Figura 2. 5:** Sistema de dirección por bolas recirculantes.

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio:  
Tomo III por Thiessen, Frank & Dales, Davis

#### 2.5.4. Dirección asistida hidráulicamente.

La asistencia hidráulica es el sistema más utilizado dentro de las servodirecciones. Su esquema se lo visualiza en la figura 2.6.

Todos los sistemas disponen de un circuito hidráulico que se compone por una bomba (1), un depósito (2) y una válvula distribuidora (4). El resto de elementos depende del tipo de dirección pudiendo realizarse la asistencia mediante un cilindro de doble efecto (7) en un brazo de acoplamiento o mediante la asistencia en el propio mecanismo de dirección. (Cabrera, 2007)

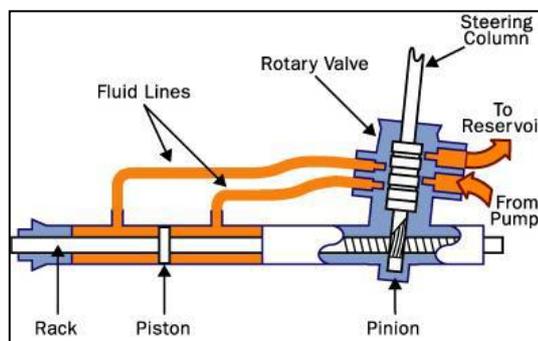


**Figura 2. 6:** Asistencia hidráulica de una dirección de cremallera

**Fuente:** Mecánica del automóvil actualizada

### 2.5.5. Dirección hidráulica integral de piñón y cremallera.

Se caracteriza por la sencillez de su mecanismo desmultiplicador y su simplicidad de montaje, al eliminar gran parte de la tirantería direccional. Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico. Debido a su precisión en el desplazamiento angular de las ruedas se utiliza mucho en vehículos de turismo, sobre todo en los de motor y tracción delantera, ya que disminuye notablemente los esfuerzos en el volante. Proporciona gran suavidad en los giros y tiene rapidez de recuperación, haciendo que la dirección sea muy estable y segura. Como se lo aprecia en la figura 2.7 (RCabreranet, 2014)

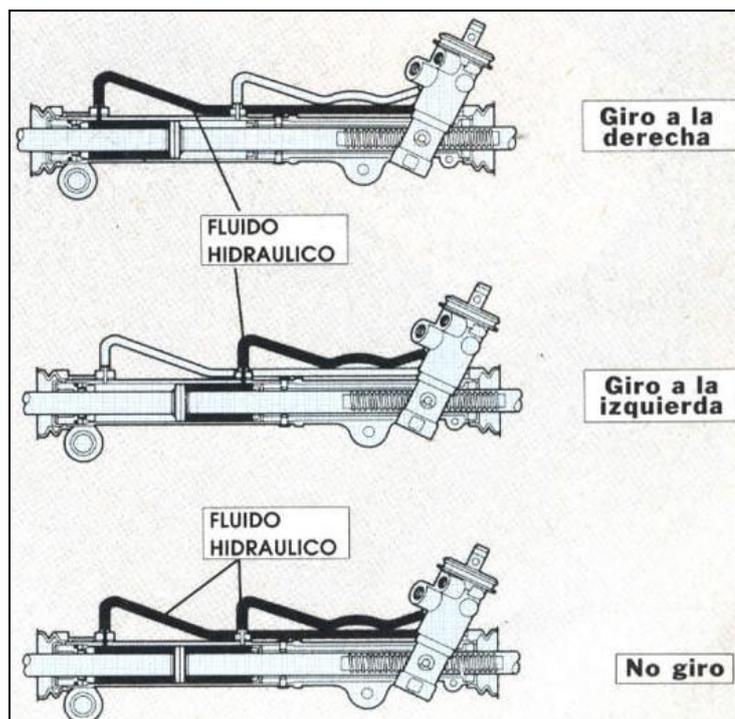


**Fuente:** Revista Mecánica Popular - Volumen 45

**Figura 2. 7:** Mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera

El mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera está atornillado al bastidor o al muro de fuego y está formado de un tubo, una caja que contiene la cremallera y el piñón, el eje del piñón, el ensamble del cuerpo de válvulas y el ensamble de tapón de ajuste. Cada movimiento del volante produce un movimiento igualmente simultáneo en el piñón. Los dientes de engranaje del piñón coinciden con las ranuras de engranajes de la columna de dirección, llamada la cremallera, en el interior de la caja que ambos comparten. Esta caja se extiende a lo ancho desde un lado del automóvil hasta el otro, entre las ruedas delanteras. La cremallera es un engranaje plano, en lugar de ser redondo como otros engranajes. Mientras el piñón y la barra de dirección están montados de forma tal que puedan sólo rotar, la cremallera está libre para deslizarse de un lado a otro dentro de la caja. Cada vez que se mueve el volante de dirección, el piñón rota contra la

cremallera, forzándola a que se mueva hacia un lado u otro. (mimecanicapopular, 2014) La cremallera está conectada a las ruedas delanteras con varillas metálicas, llamadas barras o tirantes de acoplamiento, que sobresalen por los extremos de la caja de la dirección. Los extremos de los tirantes de acoplamiento están diseñados para permitir que éstos se muevan hacia arriba y abajo con las ruedas delanteras cada vez que estas golpean resaltos o hace girar el volante de dirección, la cremallera se mueve halando un tirante y empujando al otro. El resultado es que las ruedas delanteras giran, haciéndole cambiar de dirección al vehículo. Con una acción tan simple y directa desde el volante hasta las ruedas delanteras para cambiar la dirección del vehículo, se requiere una gran cantidad de fuerza para mover el volante. La fuerza para ayudar al cambio de dirección proviene de una bomba, que recibe su mando del motor, con fluido a presión dentro del cajetín de dirección. Los sellos alrededor de la cremallera, dentro de la caja, crean una cámara que separa los dos lados de la caja. Estas cámaras están conectadas a la bomba y una con la otra por medio de conductos. Cuando se gira el volante de dirección, la válvula de carrete dirige el fluido a una u otra cámara en la caja de la dirección, para empujar la cremallera y ayudarla a moverse. La válvula de carrete siente la cantidad de fuerza aplicada a la columna de dirección, así que a medida que sea mayor la fuerza aplicada al volante, también es mayor la presión hidráulica que es enviada a la cremallera. A medida que cesa el esfuerzo de la dirección, la válvula de carrete se cierra lo suficiente, para sólo mantener la presión debida. Una pequeña barra de torsión en la válvula determina la cantidad de esfuerzo que es requerido. Algunos vehículos tienen sistemas que controlan la cantidad de presión, y por lo tanto el nivel de esfuerzo para poder asistir la dirección, basándose en la velocidad del vehículo. De esta forma, el volante puede ser mucho más ligero en maniobras como la de estacionar. Como lo representa la figura 2.8 (Cabrera, 2007)



**Figura 2. 8:** Mecanismo de asistencia hidráulica a la dirección de piñón y cremallera en giros

**Fuente:** Revista Mecánica Popular - Volumen 45

## 2.6. Componentes del sistema de dirección hidráulica.

### a. Bomba de presión

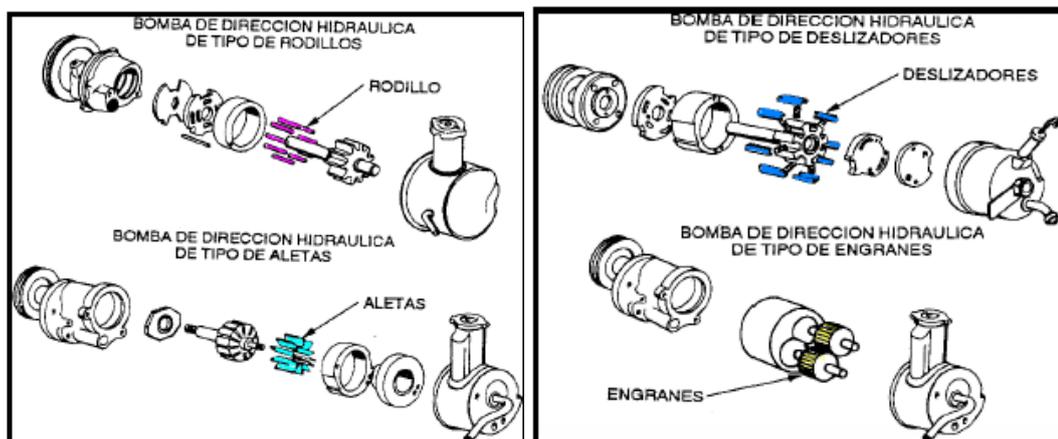
La bomba produce la presión hidráulica y flujo que se requiere para la operación del sistema; normalmente está propulsada por medio de una banda a partir del cigüeñal del motor. Como se la puede observar en la figura 2.9



**Figura 2. 9:** Bomba hidráulica ZF

**Fuente:** <http://www.tyhidraulica.com.ar>

Existen cuatro tipos de bombas de dirección hidráulica en lo que se refiere a elementos de bombeo: rodillos, aletas o paletas, engranes y láminas deslizantes en la figura 2.10 se puede apreciar los diferentes tipos.

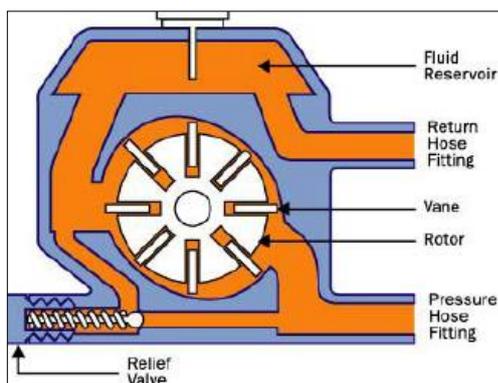


**Figura 2. 10:** Tipos de bombas de dirección hidráulica

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III por Thiessen, Frank & Dales, Davis

El tipo de bomba más utilizado es el de paletas proporciona un caudal progresivo de aceite hasta alcanzar las 1000 r.p.m. y luego se mantienen prácticamente constante a cualquier régimen de funcionamiento por medio de unos limitadores de caudal y presión situados en el interior de la misma. Lleva un regulador el cual regula la presión de 60 a 100 bar y los caudales pueden estar según el tamaño entre 7 y 25 litros por minuto (lpm). (Davis, 2010)

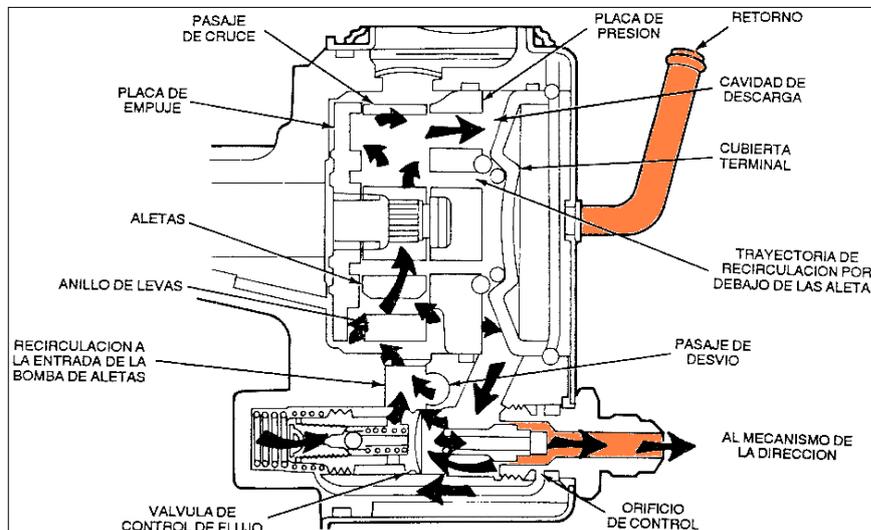
Los componentes principales de la bomba son el depósito de aceite (integrado o remoto), polea, eje propulsor, rotor, carcasa, cojinetes y válvula de control; la bomba aspira fluido hidráulico a través de la admisión de la bomba. El fluido queda atrapado entre los rodillos, las paletas o las láminas deslizantes de la bomba, mismos que lo lleva hacia un área pequeña en el cuerpo de la bomba, donde se presuriza y se ve obligado a salir a través del pasaje de salida de la bomba. Representado en la figura 2.11.



**Figura 2. 11:** Bomba hidráulica tipo paletas.

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III por Thiessen, Frank & Dales, Davis

La presión hidráulica actúa en contra de una válvula de alivio de presión y de control de flujo. El resorte de la válvula de alivio trata de mantener cerrada la válvula. La presión hidráulica empuja la válvula contra la presión del resorte. El equilibrio entre la presión del resorte y la hidráulica determina la posición de la válvula, lo que controla la presión del fluido hidráulico y se la puede ver en la figura 2.12. (Dales & Thiessen, 2007)



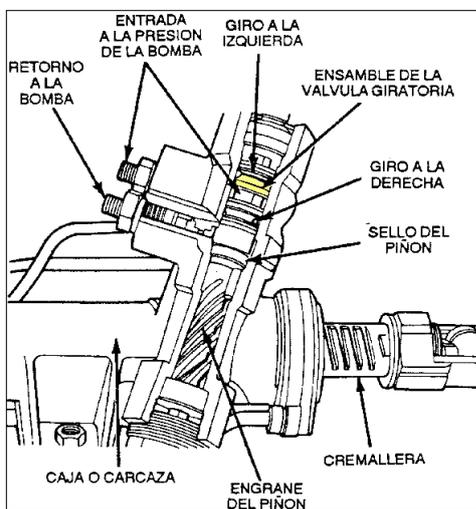
**Figura 2. 12:** Trayectoria del fluido de la bomba hidráulica.

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III por Thiessen, Frank & Dales, Davis

## b. Válvula rotativa.

Se utiliza para controlar la asistencia hidráulica y dirige el flujo del fluido al cilindro y es de tres posiciones, de centro abierto. El fluido de salida de la

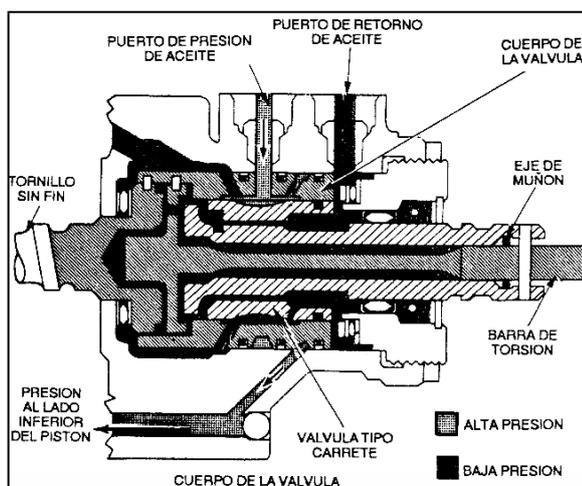
bomba entra al cuerpo de la válvula a través de un puerto de presión, en la carcasa de engranes; la válvula a continuación dirige el fluido al pistón de la cremallera, entre los pasajes de fluido en la carcasa. Como se ve en la figura 2.13.



**Figura 2. 13:** Mecanismo de la válvula rotativa.

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III, Thiessen, Frank & Dales, Davis.

La válvula rotativa combina simplicidad con necesidad de funcionamiento. La velocidad a la cual el conductor puede girar el volante, depende del caudal, medido en litros por minuto ( lpm ), que envía la válvula rotativa a una de las cámaras del cilindro. (Dales & Thiessen, 2007)



**Figura 2. 14:** Operación de la válvula rotativa.

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III por Thiessen, Frank & Dales, Davis.

### c. Mangueras de la dirección hidráulica

Una manguera conduce fluido a alta presión a los mecanismos de la dirección, mientras que otra devuelve el fluido al depósito de la bomba. Las mangueras están hechas para soportar altas presiones hidráulicas y están fabricadas de hule y material tejido. Representado en la figura 2.15 (Dales & Thiessen, 2007)



**Figura 2. 15:** Mangueras para fluido hidráulico.  
**Fuente:** <http://www.tythidraulica.com.ar>

### d. Fluido de dirección hidráulica

Un fluido hidráulico de base de petróleo usado en un sistema hidráulico cumple muchas funciones críticas. Debe servir no sólo como un medio para la transmisión de energía, sino como lubricante, sellante, y medio de transferencia térmica. El fluido también debe maximizar la potencia y eficiencia minimizando el desgaste y la rotura del equipo.

El fluido tiene una buena estabilidad en cuanto a viscosidad, resistencia al calor, poder antiespumante y lubricación. No deberán utilizarse otros fluidos hidráulicos para sustituir los recomendados por el fabricante del vehículo; el empleo de un fluido equivocado puede provocar que los sellos se deterioren y que existan fugas o causar espuma. Visualizada en la figura 2.16 (Prestone, 2014)

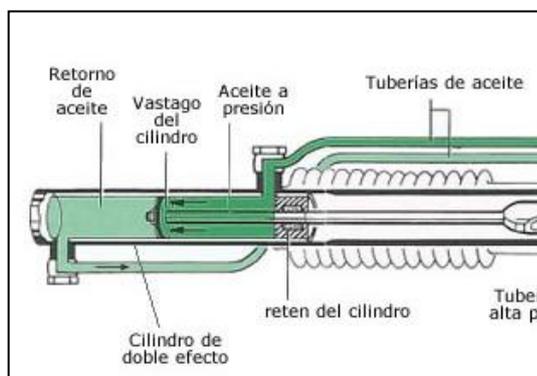


**Figura 2. 16:** Fluido hidráulico.

**Fuente:** [http://mx.prestone.com/esmx/prestone\\_liquido\\_para\\_direccion\\_hidraulica\\_power\\_steering\\_fluid](http://mx.prestone.com/esmx/prestone_liquido_para_direccion_hidraulica_power_steering_fluid)

#### e. Vástago del cilindro del mecanismo de dirección hidráulica.

Transforma la energía oleo hidráulica en energía mecánica con un movimiento rectilíneo alternativo. El líquido en las cámaras del cilindro hidráulico está controlado por la válvula, que si se inyecta en uno de los extremos y queda en libertad de salir en el otro. Como la presión se puede aplicar en los dos extremos del pistón, puede moverse con potencia en ambos sentidos, y no depende de la gravedad para su funcionamiento de retorno. La presión de retracción, sin embargo, es menor que la presión de acción o del otro sentido. Este cilindro está equipado por conductos que permiten al aceite circular alrededor del pistón al final de su carrera, para proteger al sistema de presiones elevadas momentáneas cuando llega al extremo. Expuesto en la figura 2.17 (Dales & Thiessen, 2007)



**Figura 2. 17:** Ubicación del vástago del cilindro del mecanismo de dirección hidráulica.

**Fuente:** Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III por Thiessen, Frank & Dales, Davis

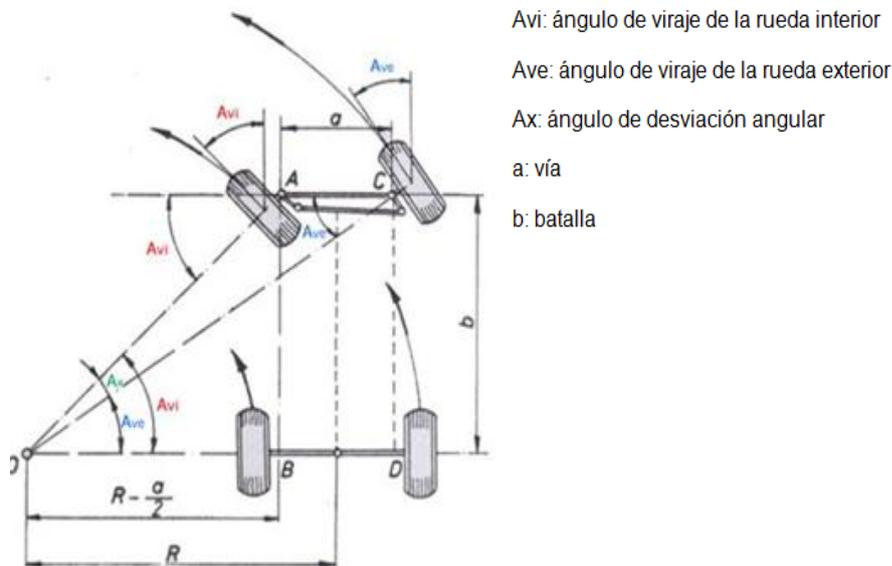
## 2.7. Fundamentos geométricos del sistema de dirección

### 2.7.1. Condición De Ackerman

La geometría de dirección de Ackermann es una disposición geométrica de los vínculos que intervienen en la dirección de un automóvil u otro vehículo diseñado para resolver el problema de las ruedas en el interior y exterior de un ciclo necesario para trazar círculos de diferentes radios. Fue inventado por el constructor de transporte alemán "Lankensperger" en 1817, luego de ser patentado por su agente en Inglaterra Rudolph Ackermann (1764-1834) en 1818 para los coches de caballos. Aunque Erasmus Darwin puede tener un derecho previo por el invento que data de 1758. (Erasmus, 2012)

Los vehículos de pasajeros tienen una geometría de dirección entre dirección Ackerman y dirección paralela.

Como se observa en la figura 2.18 los ángulos presentes en la geometría de la dirección son:



**Figura 2. 18:** Ángulos de viraje de las ruedas.

**Fuente:** [www.circulaseguro.com/la-importancia-del-alineado-de-las-ruedas](http://www.circulaseguro.com/la-importancia-del-alineado-de-las-ruedas)

El ángulo de viraje ( $A_{vi}$ ) para un determinado radio de giro ( $R$ ), según los triángulos rectángulos  $OAB$  y  $OCD$  de la figura 2.18, se obtiene por la

función trigonométrica de los ángulos que forman las ruedas en función de la batalla (b) del vehículo y del ancho de vía (a).

Teniendo en cuenta que el radio de giro mínimo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la batalla o distancia entre ejes:  $R = 2b$ . El ángulo de viraje máximo entre las ruedas es:

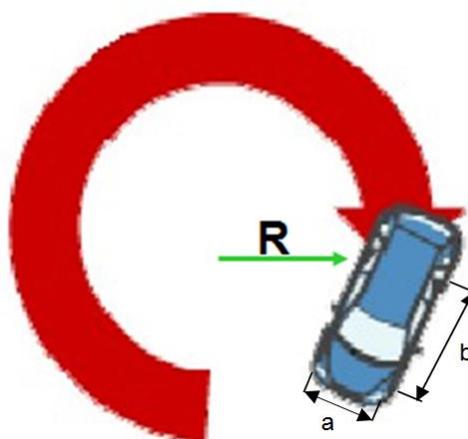
$$tg(Avi) = \frac{2b}{4b-a} \text{ Ec. 2.1}$$

$$tg(Ave) = \frac{2b}{4b+a} \text{ Ec. 2.2}$$

### 2.7.2. Radio de giro máximo.

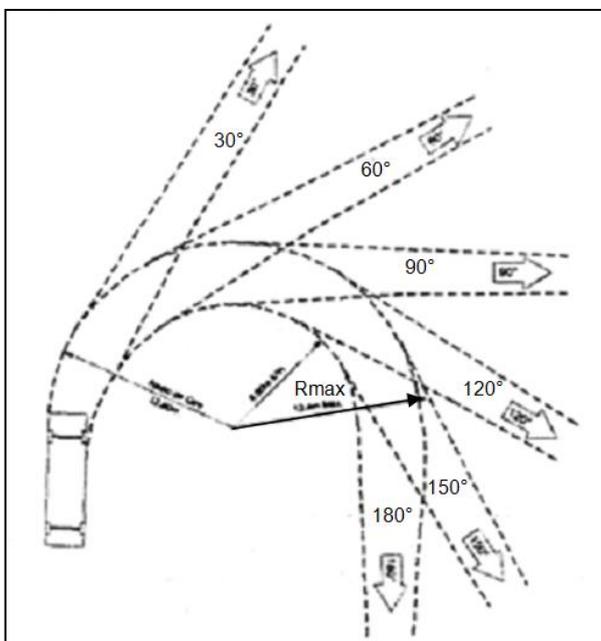
La distancia entre pivotes (a) que recibe el nombre de vía y la longitud e inclinación de los brazos de acoplamiento en función de la batalla (b) del vehículo, que corresponde a la distancia entre ejes, determinan una de las características de la dirección, como es su radio de giro máximo. Este radio viene determinado de forma que las ruedas puedan girar describiendo un círculo de diámetro cuatro veces mayor que la batalla del vehículo.

En la figura 2.19 se puede observar la representación gráfica del radio de giro cuando el vehículo gira  $360^\circ$  sobre su eje, describiendo una trayectoria circular con su rueda más exterior con el volante de la dirección a tope.



**Figura 2. 19:** Radio de giro máximo de un vehículo automotor.  
**Fuente:** <http://www.acesac.com.pyles/es/lr/radiodegiro/index.html>

En la figura 2.20 se expone los diferentes radios de giro que se pueden definir por un vehículo al tomar una curva o realizar un viraje en U. Donde también se observa que el radio máximo de giro se hace presente al realizar un giro en U.



**Figura 2. 20:** Radios de giro de un vehículo automotor.

**Fuente:** [http://www.mtc.gob.pe/portal/transportes/caminos\\_ferro/manual//GR AFICOS/fig202.01.jpg](http://www.mtc.gob.pe/portal/transportes/caminos_ferro/manual//GR AFICOS/fig202.01.jpg)

## 2.8. Sistema de dirección a las 4 ruedas.

El sistema de guiado electrónicamente a las cuatro ruedas, es un sistema de dirección que dirige las ruedas traseras en el mismo sentido o en el sentido opuesto en función del ángulo de giro de las dos ruedas delanteras, de la velocidad de giro de la dirección y de la velocidad del vehículo. De esta forma se mejora la estabilidad, manipulación y maniobrabilidad del vehículo a todas velocidades. (Meganeboy, 2014)

### 2.8.1. Cuatro ruedas directrices

Automóviles con las cuatro ruedas directrices, es un concepto muy sencillo, las ruedas traseras giran ayudando a las delanteras para conseguir mejorar las maniobras y aumentar la seguridad en curvas. Pese a ser un sistema muy útil, es desconocido por mucha gente. La culpa es de los fabricantes, que solo han equipado con estos sistemas unos pocos modelos.

En el año 1936 Mercedes Benz presentó el 170 VL. Un todoterreno militar derivado del 170V. Este vehículo está equipado con un motor de 4 cilindros, 1.697cm<sup>3</sup> y una velocidad máxima de 82Km/h. Destaca por tener un eje trasero direccional mecánico en sentido contrario al giro del eje delantero, y con el mismo ángulo de giro. Se puede considerar el primer vehículo con cuatro ruedas directrices. Al ser un vehículo militar se ignora el número de unidades fabricadas. (Atom, 2014)

La función de girar las ruedas en varios ejes de un vehículo no es nuevo ya que este sistema lo vienen utilizando desde hace tiempo, camiones, maquinaria pesada y también vehículos militares como las tanquetas, que buscan principalmente una buena maniobrabilidad utilizando el menor espacio posible. (Meganeboy, 2014)



**Figura 2. 21:** MERCEDES BENZ 170 VL. El primer vehículo con las cuatro ruedas directrices.

**Fuente:** <http://cuatro-ruedas.blogspot.com/2011/07/4-ruedas-directrices.html>

Desde 1980, varios modelos de diferentes fabricantes aplicaron el sistema de dirección a las 4 ruedas (4WS - four wheel steering system). Y es que, este concepto permite realizar maniobras con menor diámetro de giro y permite trazar las curvas a cierta velocidad con mayor seguridad.

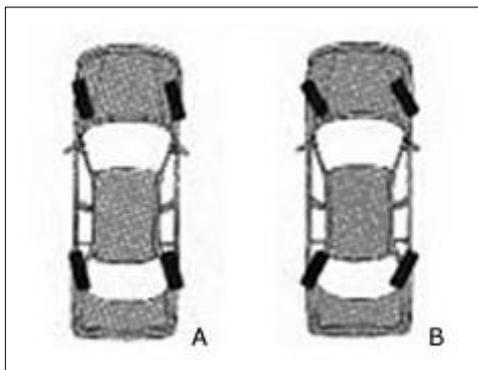
La función del eje trasero en el sistema de dirección de un automóvil tiene su importancia, por eso se estudia que procesos se suceden cuando el vehículo toma una curva o cambia de dirección.

Cuando el automóvil toma una curva en el eje delantero se produce un ángulo de deriva de las ruedas delanteras que generan una fuerza lateral. Lo mismo que en el eje delantero ocurre en el eje trasero, con la diferencia que la fuerza lateral llega con un cierto retraso, ya que las ruedas del eje delantero son las primeras en tomar la curva. Este retraso en el eje trasero provoca, sobre todo a elevadas velocidades, una cierta tendencia del vehículo a querer rotar sobre su eje vertical. Este efecto provoca un balanceo de la carrocería que no resulta peligroso si se mantiene con firmeza el volante. Este defecto puede corregirse si a las ruedas del eje trasero se le permite dar una cierta orientación en el sentido conveniente, sobre todo a altas velocidades que es cuando más se nota este problema.

El otro efecto que se busca cuando se pueden orientar las ruedas del eje trasero, es que en las maniobras a bajas y medias velocidades se puedan conseguir menores diámetros de giro, lo que facilita las maniobras en ciudad y garajes. (meganeboy, 2014)

Por lo expuesto anteriormente el sistema de dirección en las 4 ruedas, intenta conseguir dos objetivos, mejorar el paso por curva a altas velocidades y conseguir mejores maniobras en espacios reducidos. El conseguir orientar las ruedas del eje trasero teniendo en cuenta la orientación que toman las ruedas del eje trasero no es tarea fácil, como vamos a ver a continuación. Teniendo en cuenta los estudios que han realizado los fabricantes que han desarrollado estos sistemas, la orientación de las ruedas traseras deberán orientarse de la siguiente manera (figura 2.22).

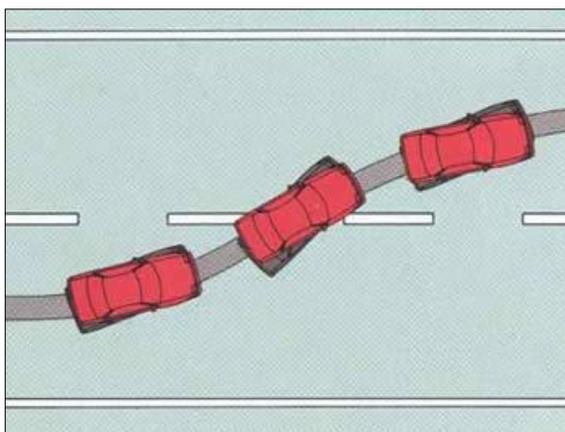
En la figura (A) (figura 2.22) las ruedas están orientadas un cierto ángulo que no es grande, en este caso las ruedas traseras están orientadas en el mismo sentido. En la segunda figura (B) (figura 2.22) vemos que las ruedas del eje delantero están orientadas un ángulo mucho mayor que el anterior caso, en este supuesto se puede ver que las ruedas del eje trasero estarían orientadas en sentido contrario. (Meganeboy, 2014)



**Figura 2. 22:** Ruedas posteriores orientadas

**Fuente:** <http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>

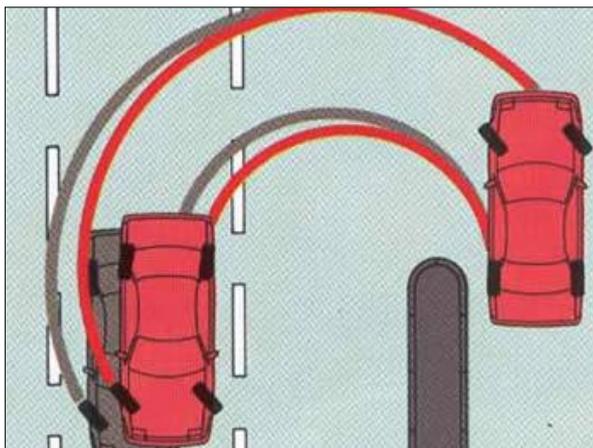
El supuesto (A) visto en la figura 2.22 corresponde, por ejemplo, a una maniobra de cambio de carril en una autopista a alta velocidad. En la figura 2.23 podemos ver este supuesto donde el color rojo representa la posición del automóvil con un sistema 4WS y el color negro sin dirección a las 4 ruedas. (meganeboy, 2014)



**Figura 2. 23:** Maniobra de cambio de carril.

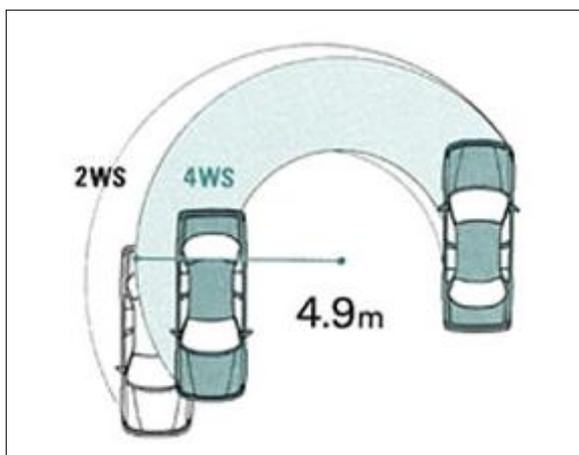
**Fuente:** <http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>

El supuesto (B) figura 2.22, por el contrario corresponde a una maniobra a baja o media velocidad en un espacio pequeño o en una curva muy cerrada. En la figura 2.24 podemos ver este supuesto donde el color rojo representa la maniobra con un vehículo con 4WS y el color negro sin 4WS. Se puede apreciar como el vehículo con 4WS necesita menos diámetro de giro para realizar la maniobra. (meganeboy, 2014)



**Figura 2. 24:** Maniobra a baja velocidad en un espacio pequeño o en una curva muy cerrada

**Fuente:** <http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>



**Figura 2. 25:** Maniobra a baja velocidad en una curva muy cerrada

**Fuente:** <http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>

En este último caso (figura. 2.25), al tomar una curva cerrada, aunque sea a baja velocidad, la estabilidad es mucho mayor en un automóvil dotado de 4WS, que en uno sin este sistema. Todo esto teniendo en cuenta que se toma la curva más cerrada y a la misma velocidad. Para hacer esta maniobra las ruedas del eje trasero están orientadas en sentido contrario a las ruedas del eje delantero. (meganeboy, 2014)

### 2.8.2. Dirección a las cuatro ruedas asistida electrónicamente

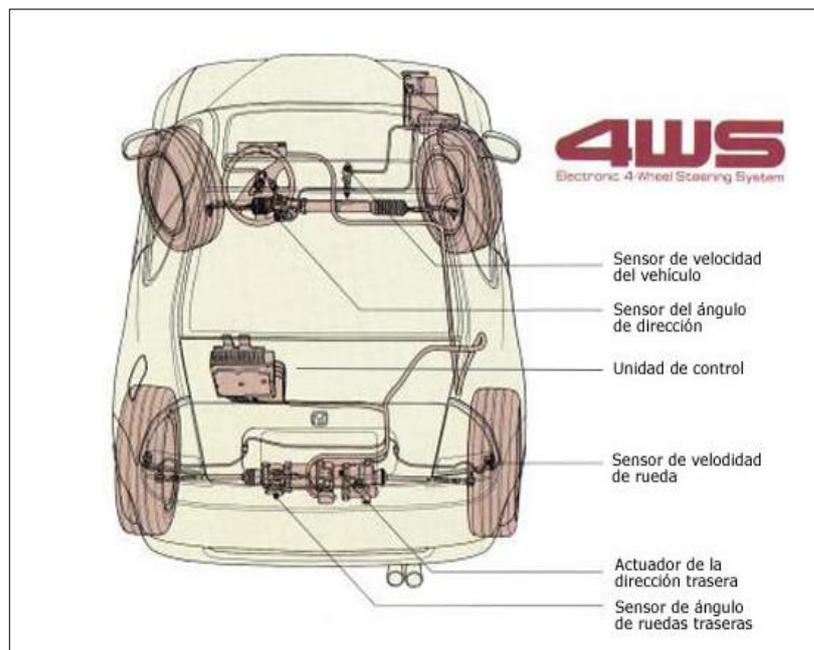
La gestión electrónica de la dirección en el eje trasero es una evolución lógica de los sistemas 4WS "mecánicos". Con la gestión electrónica

podemos tener en cuenta otros parámetros para orientar las ruedas traseras. Uno de estos parámetros es la velocidad del vehículo.

El movimiento de orientación en las ruedas traseras, es de unos pocos grados de giro en cualquiera de las condiciones de su utilización. Pero, en ese reducido margen de giro debe existir una gran precisión en la elección del ángulo no sólo de acuerdo con las fuerzas laterales, ni tampoco con los grados de giro del volante, sino también con la velocidad a la que ese momento circula el vehículo.

El sistema funciona de forma que, cuando se afronta una curva cerrada a menos de 60km/h, las ruedas traseras pueden llegar a girar en 3,5 grados en el sentido contrario al de las delanteras, ayudando a tomar la curva, además de requerir menos giro del volante. A velocidades superiores a 60km/h, las ruedas traseras toman la misma dirección que las delanteras.

Los sistemas electrónicos de control del 4WS tienen una luz testigo que avisa al conductor en el caso de que exista fallo en algún elemento del equipo. También disponen de un mecanismo automático que, en caso de que se produzca esta avería, las ruedas traseras quedan automáticamente centradas en línea recta de forma permanente, hasta que se solucione la avería acudiendo al taller. En la figura 2.26 se observa los elementos electrónicos que controlan el sistema de dirección a las cuatro ruedas. (meganeboy, 2014)



**Figura 2. 26:** Esquema del sistema 4WS electrónico de Honda  
**Fuente:** <http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>

En la figura 2.27 se muestra un esquema en corte del actuador de la dirección posterior de un sistema de dirección a las cuatro ruedas implementado por la marca Honda, donde se observa la disposición del motor eléctrico que está fijado a los varillajes para la dirección posterior del vehículo automotor.



**Figura 2. 27:** Actuador de la dirección posterior.  
**Fuente:** <http://www.culturareviu.com/articulos/locomocion/automoviles-los-sistemas-4ws-four-wheel-steering/99281/>

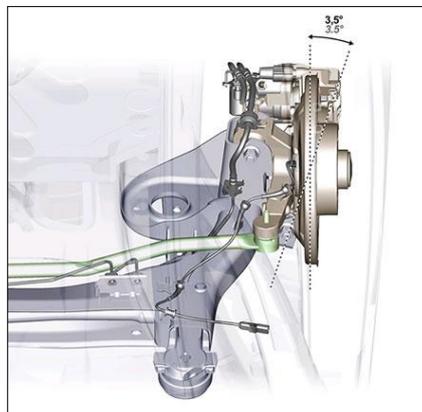
### 2.8.3 Control de la dirección a las cuatro ruedas de Renault.

Es un sistema de dirección en las ruedas traseras que mejora la seguridad activa. Las ruedas traseras tienen dirección, como las delanteras, y pueden girar en el mismo sentido o en el contrario.

Cuando giran en sentido contrario aumenta la guiñada y disminuye el diámetro de giro, mientras que cuando lo hacen en el mismo sentido, disminuye la guiñada. De cara a la seguridad activa, su función es la misma que la del control de estabilidad, pero en ciertos casos puede ser incluso más efectivo. Además, mejora la maniobrabilidad cuando el coche se desplaza a baja velocidad, como por ejemplo al maniobrar para estacionar. Eso sí, las ruedas traseras sólo giran a partir de 2 km/h.

Sobre el eje trasero torsional del Laguna, (Figura 2.28) Renault ha colocado unos bujes que pivotan sobre un eje, con un ángulo máximo de  $3,5^\circ$  (mucho menor que el de las ruedas delanteras, que suelen girar en torno a  $60^\circ$ ). Un motor eléctrico colocado al lado del eje trasero mueve las ruedas mediante

Un sistema de palancas semejante al que hay en las ruedas delanteras. El sistema está controlado por una centralita que tiene en cuenta datos como la velocidad y aceleración angular del volante, ángulo de giro, la velocidad del coche y los datos que proporciona el control de estabilidad. La centralita evalúa esos datos cada centésima de segundo. (meganeboy, 2014)



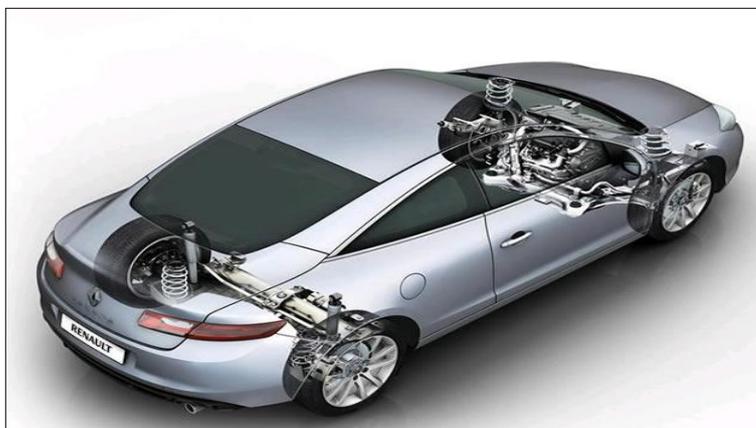
**Figura 2. 28:** Eje trasero torsional del Laguna

**Fuente:** <http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>

Renault lo ha lanzado al terreno de la automoción comercial a través del Laguna III y su chasis Active Drive (Figura 2.29). Para ello, la firma francesa ha logrado gestionar el 4WS electrónicamente por medio de un sensor en la columna de dirección que emite información acerca de los grados que el conductor requiere por medio de líneas computarizadas (CAN). El calculador del tren trasero identifica los datos cada 10 milisegundos, distinguiendo el tipo de maniobra y la velocidad a la que circula el auto constantemente. La computadora proporciona el giro adecuado a las ruedas posteriores brindando la precisión característica del sistema.

El sistema ordena básicamente dos posiciones para las ruedas traseras: en sentido opuesto a las delanteras hasta en 3.5 grados, en velocidades inferiores a los 60 km/h; mientras que a velocidades superiores se tornan solidarias y reducen su radio de giro progresivamente.

Renault parece haber encontrado la fórmula para hacer del 4WS un sistema rentable, ampliando sus ventajas y reduciendo sus inconvenientes. (meganeboy, 2014)



**Figura 2. 29:** Renault Laguna III

**Fuente:** <http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>

Hasta una velocidad de 60 km/h, las ruedas traseras pueden girar en sentido contrario a las delanteras, lo que facilita las maniobras a baja velocidad. Esto supone que, con respecto al resto de versiones del Laguna, el diámetro de giro disminuya de 12,05 metros a 10,80 metros, con las llantas de aleación de 18 pulgadas opcionales. Además, la dirección se

vuelve más rápida, hay que mover menos el volante para conseguir el mismo efecto porque se suma el giro de las ruedas traseras.

Por ejemplo, para conseguir el mismo giro, sin el sistema de cuatro ruedas directrices se requiere  $16^\circ$  de ángulo de volante, mientras que con él únicamente es necesario un ángulo de  $13,5^\circ$ . Cuando las ruedas traseras han cambiado de dirección al máximo ( $3,5^\circ$ ), sólo es necesario un ángulo de volante de  $12^\circ$ . (meganeboy, 2014)

Además de mejorar la maniobrabilidad, la otra función del 4Control por debajo de 60 km/h es aumentar la guiñada cuando es aconsejable. Eso permite que el coche sea más ágil, más capaz de cambiar de dirección, por ejemplo en un eslalon o en una curva muy lenta de carretera de montaña.

A partir de 60 km/h, las ruedas traseras cambian de dirección en el mismo sentido que las delanteras con objeto de disminuir la guiñada. Si el coche realiza dos cambios de dirección rápidos por ejemplo, en una maniobra de esquivar o en curvas enlazadas, la dirección trasera se puede utilizar para evitar un eventual sobreviraje. Normalmente, en estas condiciones el giro de las ruedas traseras no es mayor de  $2^\circ$  (se tendría que dar una situación extremadamente violenta para que llegara al máximo de  $3,5^\circ$ ). Otra función de sistema de dirección trasera es evitar una eventual pérdida de trayectoria durante una frenada sobre superficie de adherencia desigual. Si las ruedas de un lado entran en una superficie resbaladiza pero las del otro lado no lo hacen, se produce una cierta guiñada que el control de estabilidad debe controlar. Con el 4Control es posible orientar las ruedas traseras para compensar esa guiñada y que el coche frene en línea recta. (Meganeboy, 2014)

#### **a. Funcionamiento**

Un motor eléctrico y dos pequeños brazos se ocupan de mover las ruedas traseras a partir de 2 km/h. y llegan a girar 3,5 grados (las delanteras, más de 50 grados). La operación está controlada por una centralita, que tiene en cuenta el ángulo de giro del volante y la velocidad y trayectoria del vehículo. Recibe información de los sensores del ABS y del control de

estabilidad ESP, y también de la dirección, y los datos se recogen a través de una red de alta velocidad. El sistema de cuatro ruedas directrices de Renault es más simple y eficaz que los dispositivos mecánicos originales de los años ochenta y pesa sólo 19 kilos. Con este sistema 4Control el radio de giro del Laguna pasa de los habituales 12,05 metros a los 10,8 metros, un 10% menos. (Meganeboy, 2014)

## **b. Ventajas**

El chasis de cuatro ruedas motrices activo dispone de una serie de ventajas. Aparte de la capacidad de mayor respuesta de manejo y una conducción más estable, ofrece un nivel incomparable de precisión de la dirección, que instintivamente pone el vehículo en la trayectoria correcta, produciendo un notable nivel de confort de conducción y seguridad activa. Incluso a velocidades muy bajas, el sistema es inmediatamente operativo y sorprendentemente efectivo. El vehículo es muy fácil de conducir en calles estrechas de ciudad y en carreteras sinuosas.

Girando las ruedas delanteras y traseras en la misma dirección, el sistema Active Drive contrarresta la fuerza centrífuga que tiende a causar que la parte trasera del vehículo se derrape, garantizando una mayor velocidad en las curvas. Con un ángulo de giro de la rueda que es generalmente menos de 2 °, el eje trasero instantáneamente se establece en la trayectoria ideal, mejorando la estabilidad y eficiencia. En situaciones de emergencia (desviarse repentinamente), la rueda puede girar hasta 3,5 °.

El chasis de cuatro ruedas activa también le da al conductor una mayor sensación de seguridad y garantía, cuando se ven obligados a desviarse de manera repentina. Como se mantiene un registro de los ángulos de giro anteriores del volante, la ECU del sistema Active Drive es capaz de detectar situaciones en las que el coche está a punto de desviarse de manera repentina (caracterizado por grandes variaciones entre dos lecturas de ángulo del volante tomadas en rápida sucesión) y adapta el ángulo de las ruedas traseras en consecuencia. Como la configuración del sistema Active Drive están específicamente adaptados para la conducción dinámica y

deportiva, la activación del ESP se retrasa. Esto significa que los conductores saben que pueden desviarse a velocidades más altas y, más importante, con mayor seguridad. El ESP se activa solamente cuando es necesario, y muy gradualmente, ya que las ruedas traseras son también giradas. La ECU en el sistema Active Drive también detecta situaciones de frenado asimétrico, trabajando en conjunción con la unidad de ESP/ABS, adaptando el ángulo de las ruedas traseras para que el vehículo se mantenga estable sin que el conductor tenga que girar el volante., El conductor mantiene el control del vehículo en situaciones críticas, lo que da a él o ella mayor tranquilidad al volante. (Meganeboy, 2014)

## **2.9. Sistemas hidráulicos**

Los sistemas hidráulicos nos brindan la posibilidad de realizar procedimientos que requieren de gran aplicación de fuerza sin realizar prácticamente ningún esfuerzo físico. Esto se logra mediante la aplicación de una fuerza sobre un área determinada que contenga fluido hidráulico, el cual será el medio de transmisión de presión.

Todo sistema hidráulico cuenta con elementos que pueden ser: de control si por medio de estos se regula parámetros de operación del sistema; y de potencia si generan trabajo en un determinado tiempo.

## **2.10. Componentes del sistema hidráulico**

### **2.10.1. Depósito.**

Los depósitos hidráulicos como se puede observar en la figura 2.30, son elementos que ayudan a almacenar fluido a través del sistema, por lo general son herméticos los cuales no permiten el ingreso de agentes impuros o suciedad al reservorio, a su vez realizan las siguientes funciones:

- Contener o suministrar el fluido hidráulico
- Limpiar de cualquier acumulación de aire en el ciclo operacional
- Enfriar o retirar el calor del fluido
- Evitar la sedimentación

- Separar el agua del fluido hidráulico

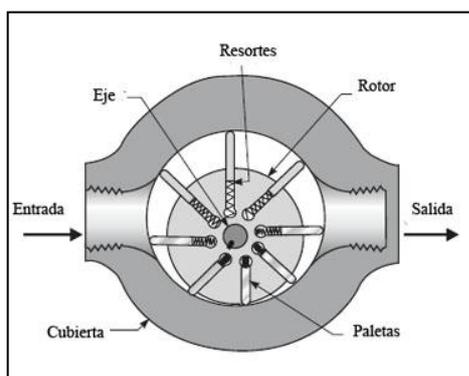


**Figura 2. 30:** Deposito de fluido hidráulico  
**Fuente:** [www.tythidraulica.com](http://www.tythidraulica.com)

### 2.11. Bomba.

El tipo de bomba empleado en estas servodirecciones es el de tipo de paletas que proporciona un caudal progresivo de aceite hasta alcanzar las 1000 r.p.m. y luego se mantienen prácticamente constante a cualquier régimen de funcionamiento por medio de unos limitadores de caudal y presión situados en el interior de la misma. (RCabreranet, 2014)

En la figura 2.31 se puede apreciar la estructura interna de una bomba provista de de tipo paletas, donde se puede observar las diferentes partes que la componen para generar la presión en un circuito hidráulico.



**Figura 2. 31:** Bomba Unidireccional de paletas  
**Fuente:** [www.sapiensman.com/neumatica/neumatica\\_hidraulica9-A.htm](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9-A.htm).

#### 2.11.1. Factores de evaluación y selección

La eficiencia de las diversas bombas se evalúan tomando como base muchos factores, incluyendo: características físicas, características de funcionamiento y costo. Cuando se seleccione una bomba debe

considerarse los siguientes factores: capacidad, presión, velocidad de impulsión, eficiencia, contabilidad, características del fluido, tamaño y peso, adaptabilidad al control, vida de servicio, costos de instalación y de mantenimiento. (Rexroth, 2012)

#### **a. Capacidad**

La evaluación primaria de una bomba es su capacidad. También llamada régimen de descarga de flujo, o salida volumétrica. Usualmente, las evaluaciones de la capacidad de una bomba se indican a una presión atmosférica de entrada estándar, así como a temperaturas aproximadas del servicio del fluido.

#### **b. Presión**

Se basa en la habilidad de la bomba en resistir la presión sin un aumento considerable de escape interno ni producir daños en las piezas de la bomba. Las bombas están reguladas por la presión bajo las mismas condiciones (velocidad, temperatura y presión de entrada) en las que han sido evaluadas. La mayoría de las bombas de presión están evaluadas en presiones de 500, 1000, 1500, 2000, 3500 y 5000 PSI.

#### **c. Velocidad de impulsión**

La velocidad máxima segura de una bomba giratoria es limitada a la habilidad que la bomba tiene para evitar la cavitación y presiones altas en la salida. La mayoría de las bombas también requieren una velocidad de operación mínima. Frecuentemente las bombas están evaluadas a velocidades disponibles de los motores eléctricos de 1200 o 1800 rpm. También puede ser evaluada a otras velocidades diferentes a las del motor eléctrico. Por ejemplo, en las bombas hidráulicas del tipo de automóvil 2000 rpm y más altas. Algunas bombas industriales están evaluadas en velocidades hasta de 4000 rpm. (Rexroth, 2012)

#### **d. Eficiencia**

La presión que un sistema ejerce en la bomba hidráulica afecta directamente la evaluación de descarga de la bomba. A medida que aumenta la presión, la evaluación de flujo de la bomba disminuye. La cantidad de esta disminución varía según sea el tipo de bomba que se emplea.

Eficiencia Volumétrica.- Evaluación del régimen de descarga real en relación con su desplazamiento teórico.

Eficiencia De Conjunto.- Régimen de su salida de potencia hidráulica en relación con su entrada de potencia mecánica.

#### **e. Características del fluido**

La selección y evaluación de una bomba también se basa en el tipo de fluido que ha de bombearse y su viscosidad. Las consideraciones secundarias del fluido también incluyen densidad, formación de espuma, características de lubricación, oxidación y resistencia a la corrosión, temperatura y el efecto que causa sobre los sellos.

#### **f. Confiabilidad**

Se determina por lo bien que las características de una bomba se comparan con los requisitos del sistema. La confiabilidad también puede determinarse por el tiempo que se emplea en su mantenimiento. Puntos tales como, por ejemplo, cuánto fluido se necesita, lo bien que el sistema está diseñado.

#### **g. Tamaño y peso**

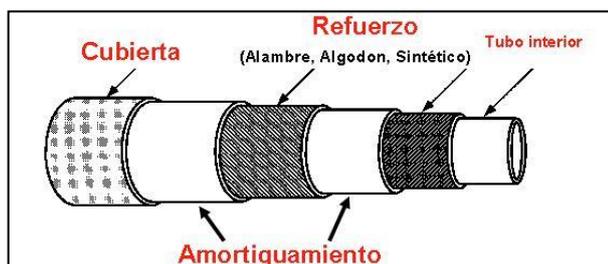
Factores decisivos en la selección de una bomba, en muchas aplicaciones la bomba debe emplazarse donde el espacio es muy limitado. Algunas bombas tienen limitaciones en su aplicación (velocidad, fluidos, vida de funcionamiento, entre otros.).

## h. Adaptabilidad al control

Debe controlarse para satisfacer los requisitos del sistema; los métodos que se usan para regular la descarga de la bomba incluyen los controles o ajustes hidráulicos, eléctricos, mecánicos y neumáticos. El régimen de fluido o capacidad de presión de una bomba puede ser controlado por la bomba, su motor impulsor, o algún aparato en el sistema. (Creus, 2011)

### 2.12. Tuberías y mangueras.

Son conductos cilíndricos huecos usados para trasladar fluidos de un lugar a otro, son construidas de diversos materiales y coberturas según su aplicación y esfuerzos a los que vaya a estar sometido el sistema. Su construcción, materiales, cubiertas, número de capas y tejido están regulados por las normas SAE 100, DIM 20022, 20023 y sus respectivas versiones para baja, media y alta presión. En la figura 2.32 se observa su estructura interna.



**Figura 2. 32:** Estructura de una manguera hidráulica.

**Fuente:** Guía de mangueras y acoples, Caterpillar.

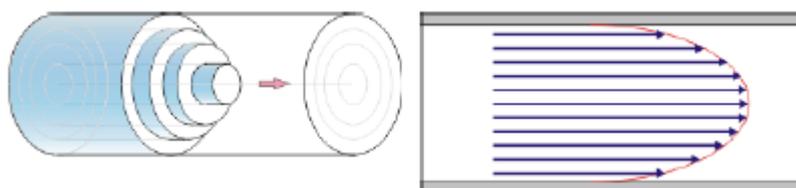
El tubo de polímetro interno cumple la función de impedir las fugas internas de fluido; la capa de refuerzo es decir el recubrimiento puede ser de fibra metálica si el sistema va a soportar presiones bajas o de alambre para las presiones altas, además se apoya y da forma al tubo interno, su número depende de la aplicación; las capas de fricción de polímero son de refuerzo y separan las capas metálicas, por último la capa exterior protege la manguera de agentes externos y el deterioro por el uso continuo. Las condiciones que determinan la selección de estas líneas son (Caterpillar, 2014):

- Flujo y velocidad.

- Presión hidráulica.
- Pérdida de presión.

### 2.12.1. Flujo laminar

En las líneas hidráulicas como se indica en la figura 2.30 el flujo del fluido debe ser laminar; el flujo laminar ocurre cuando los conductos del caudal son suaves y la velocidad del fluido es lenta. Para comprobar que el flujo es laminar el número de Reynolds debe ser menor que 2000. (Mott, 2006)



**Figura 2. 33:** Flujo laminar  
**Fuente:** Cengel Y. &Cimbala J., 2011

$$Re = \frac{V * \phi_i}{\gamma} \quad \text{Ecuación 2.3(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 230)}$$

Dónde:

V = velocidad (cm/s).

$\phi_i$  = diámetro interior (cm)

$\gamma$  = viscosidad cinemática. (st)

$$V = \frac{Q * 0,409}{\phi_i^2} \quad \text{Ecuación 2.4(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 232)}$$

Dónde:

V = velocidad (cm/s).

$\phi_i$  = diámetro interior. (cm)

Q = caudal (gpm)

### 2.12.2. Presión hidráulica

La presión de trabajo segura nunca debe ser excedida en las tuberías rígidas y las mangueras. Además las presiones de trabajo de estas tuberías tienen un factor de seguridad del 6 a 8, un factor de 6 indica que tiene una presión explosiva de seis veces mayor a la presión de trabajo. (Cimbala, 2011)

### 2.12.3. Pérdida de presión

La pérdida de presión en una línea hidráulica depende del régimen de flujo por la línea en pies/s., además la pérdida de presión depende de la viscosidad de fluido y un factor que indica el área de flujo combinado y circunferencia de la línea, conocida por diámetro a la cuarta. (Mott, 2006)

$$Pp = \frac{V * Q}{1800 * \phi i^4} \text{ Ecuación 2.5(Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 341)}$$

Dónde:

Pp = pérdida de presión (psi)

$\gamma$  = viscosidad del fluido. (SSU)

Q = flujo del fluido (gpm)

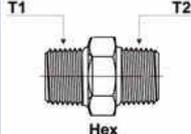
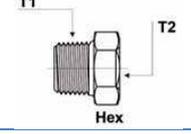
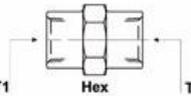
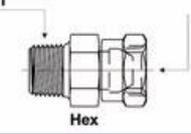
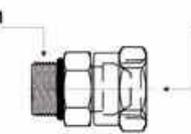
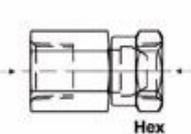
### 2.13. Acoples.

Los acoples son elementos mecánicos que pueden ser metálicos o plásticos según la aplicación del sistema; su función es unir los componentes del circuito adaptándose a las necesidades de unión, ampliación o reducción del área de circulación del fluido. (Caterpillar, 2014)

### 2.14. Adaptadores

Son diseñados para cumplir la función de unir, conectar y prolongar líneas de fluido para llevar el líquido interno hacia el sitio adecuado de trabajo. Visualizados en la tabla 2.1. Estos acoples son NPT (National Pipe Thread) de norma americana ya que poseen un tipo de rosca compatible evitando fugas y desprendimiento en el sistema hidráulico. (Caterpillar, 2014)

**Tabla 2. 1:** Adaptadores hidráulicos

Nominación	Diseño
Adaptador Niple Macho NPT	
Adaptador Bushing NPT	
Adaptador Unión Hembra NPT	
Adaptador Macho NPT Hembra Giratoria	
Adaptador Macho SAE Hembra Giratoria	
Adaptador Hembra NPT Hembra Giratoria	

**Fuente:** <http://www.covalcagroup.com/oldsite/catalogo.php?id=161&cat=8>

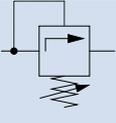
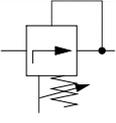
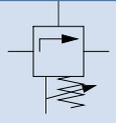
## 2.15. Válvulas.

Son elementos de control que están constituidos por mecanismos de accionamiento mecánico, manual o eléctrico que direccionan, regulan o dan paso al fluido hidráulico. Según la función que cumplan en el sistema estas pueden ser: (Creus, 2011)

### 2.15.1. Válvulas de control de presión:

Son usadas para controlar o mantener estable la presión dentro de un sistema hidráulico y pueden ser de descarga, de secuencia, reductoras, de seguridad o alivio y reguladoras. Su simbología según DIN ISO 1219, se las presenta en la tabla 2.2.

**Tabla 2. 2:** Válvulas de control de presión simbología hidráulica.DIN ISO 1219

Válvulas de control de presión.	Simbología
De alivio.	
Reductora.	
De descarga	

**Fuente:** Software Automation Studio

**2.15.2. Válvulas de control de flujo;** su función es regular y/o limitar el caudal, el fluido y pueden ser de estrangulación, check o anti retorno, de restricción o cierre y de control.

Su simbología según las normas DIN ISO, se las aprecia en la tabla 2.3.

**Tabla 2. 3:** Válvulas de control de flujo simbología hidráulica.DIN ISO 1219

Válvulas de control de flujo.	Simbología
Check o antirretorno	
De restricción o cierre	
De control	
De estrangulación	

**Fuente:** Software Automation Studio

**2.15.3. Válvulas direccionales o distribuidoras;** son aquellas que se utilizan para cambiar, detener o permitir el sentido del flujo dentro de un sistema hidráulico. Se clasifican según su número de vías, posiciones y

pueden ser de accionamiento mecánico, manual y eléctrico a 12, 24 o 110 Voltios.

**Tabla 2. 4:** Válvulas direccionales simbología hidráulica DIN ISO 1219

Válvulas direccionales o distribuidoras	Simbología
2V,2P	
3V,2P	
4V,2P	
4V,3P	

**Fuente:** Software Automation Studio

## 2.16. Sistemas electrónicos

Para el control electrónico es fundamental saber las necesidades del proyecto y como debe ejecutarse, de esta manera conocer los elementos necesarios para la selección e implementación del mismo.

El control electrónico será el encargado de comandar el accionamiento del mecanismo de dirección asistida hidráulicamente de las ruedas posteriores.

Por ende la operación del sistema necesariamente debe ser controlada por una unidad de control electrónico, para la activación o desactivación del sistema de dirección a las cuatro ruedas, para lograr este objetivo la unidad de control electrónico debe recibir información acerca del ángulo de giro del volante, para que mediante este se pueda accionar al motor eléctrico que será el encargado de proveer de giro al mecanismo de dirección asistida hidráulicamente de las ruedas posteriores.

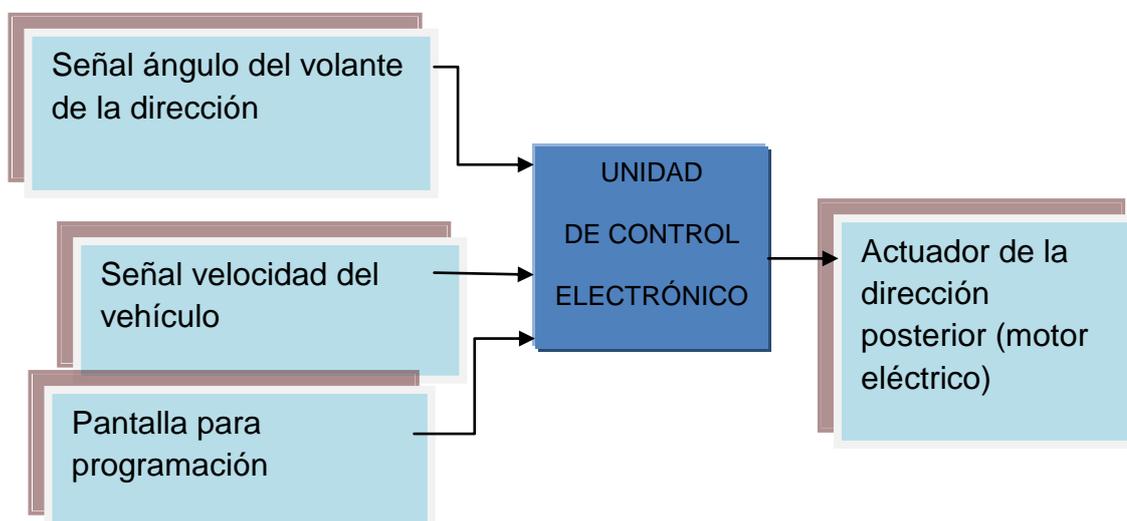
Se propone también implementar la desactivación automática del sistema de asistencia de la dirección posterior a partir de una velocidad determinada, por razones de seguridad, es así que también es necesario la

instalación de un sensor de velocidad, el cual informara la velocidad del vehículo a la unidad de control electrónico para que de esta forma el actuador de la dirección posterior ya no provea de giro en velocidades superiores a las determinadas.

Además para lograr una interfaz por parte del usuario con el control del sistema electrónico, también se hace indispensable la instalación de un dispositivo de entrada de datos que permitirá configurar el funcionamiento del sistema de asistencia de dirección de las ruedas posteriores.

En la figura 2.34, se observa un diagrama de procesos, mediante el cual se puede concluir con los equipos que son necesarios para satisfacer dicho proceso, consecuentemente lograr el control electrónico para la asistencia y reenvío de giro hacia el mecanismo de dirección asistida hidráulicamente de las ruedas posteriores.

A través de este diagrama se puede conocer las necesidades del proyecto a implementar, por consiguiente seguir estudiando los elementos y equipos para la realización del mismo.



**Figura 2. 34:** Diagrama de procesos para el control electrónico de asistencia a la dirección de las ruedas posteriores.

Para la unidad de control electrónico, elemento principal del sistema electrónico a implementar en el vehículo prototipo, se decide adquirir un controlador lógico programable, PLC, que satisface las necesidades del

proyecto, es óptimo para procesar las señales de entrada que existirán en el sistema y es el adecuado para controlar el actuador para el control del mecanismo de asistencia hidráulica de la dirección posterior.

### 2.16.1. P.L.C. (controlador lógico programable)

Dispositivo electrónico programable, diseñado para controlar en tiempo real y en un medio industrial, procesos secuenciales, posee software y hardware, para controlar dispositivos externos, recibir señales de sensores y tomar decisiones de acuerdo a un programa que el usuario elabore según el esquema del proceso a controlar. (Prieto, 2014). En la figura 2.35 se presenta un diagrama de la secuencia de funcionamiento de un PLC.



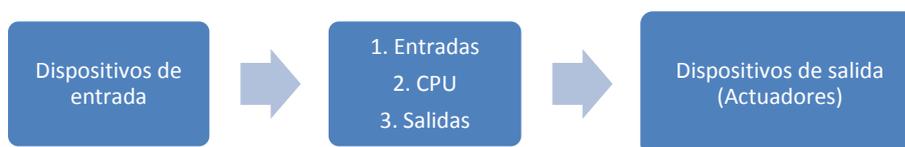
**Figura 2. 35:** Arquitectura de un autómata programable

#### a. Estructura del P.L.C.

Los PLC se componen esencialmente por bloques internos los cuales se dividen en:

- Fuente de alimentación
- CPU (procesador de memorias RAM, ROM, EEPROM)
- Módulo de entrada
- Módulo de salida

En la figura 2.36 se puede observar los bloques mediante los cuales realiza sus funciones un PLC.



**Figura 2. 36:** Bloques de un PLC

El procesador está constituido por el microprocesador, el generador de impulsos de onda cuadrada y por el módulo de entrada de datos que son captadores pasivos (interruptores, pulsadores, finales de carrera) y captadores activos son los sensores (inductivos, capacitivos, fotoeléctricos).

El módulo de salida de datos es el encargado de activar y desactivar los actuadores, se distinguen tres tipos: módulos de salidas a relé, a TRIAC y a transistor.

#### **b. Ciclo scan de un P.L.C.**

En primer lugar lee todas las entradas y almacena el estado de cada una de ellas, ejecuta las operaciones del programa siguiendo el orden en que se han grabado, posteriormente escribe el resultado de las operaciones en las salidas, una vez escritas activa o desactiva las operaciones en la secuencia que el operador lo requiera.

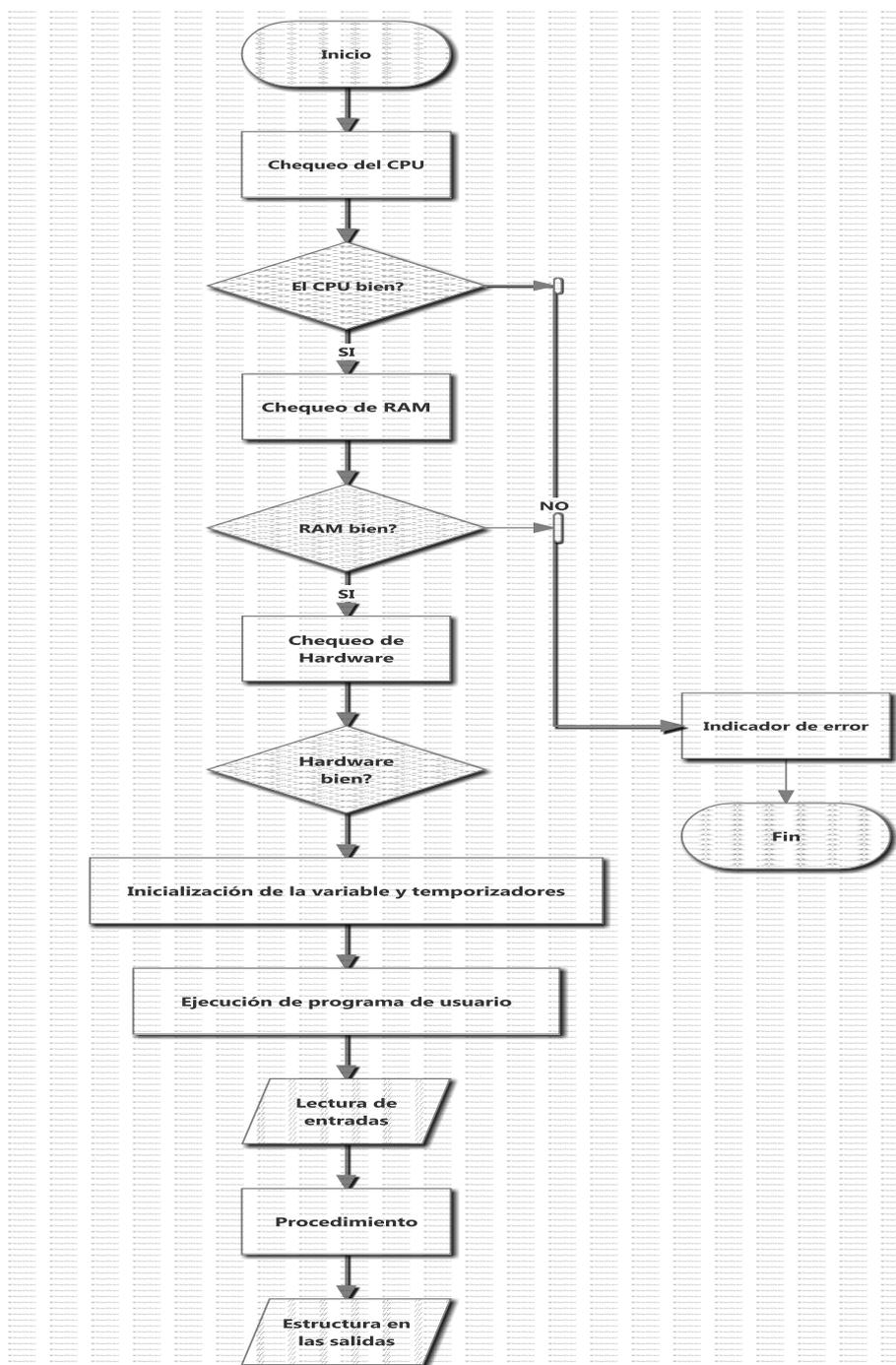
#### **c. Clasificación.**

Según la estructura existen dos tipos de PLC en el mercado, modulares y compactos.

En el control electrónico se utiliza un PLC Modular, por las características que este nos brinda para la facilitar la programación y control de los actuadores, dentro de los aspectos considerados se especifican los siguientes:

- Capacidad de entradas y salidas
- Cantidad de programas que puede ejecutar al mismo tiempo (multitarea).
- Cantidad de contadores, temporizadores, banderas y registros.
- Lenguajes de programación.
- Capacidad de realizar conexión en red de varios PLC.
- Compatibilidad con equipos de otras gamas.

En el PLC de tipo modular, los módulos se comunican internamente a través de buses ubicados en el dispositivo o "rack" donde se ensambla la arquitectura deseada y la programación de control mediante datos de entrada y salida. El ciclo de funcionamiento del PLC se describe en la figura 2.37.



**Figura 2. 37:** Etapa de chequeo del PLC  
**Fuente:** Electrotecnia

### 2.16.2 Motores eléctricos

Transforma la energía eléctrica que recibe almacenada en una serie de baterías en energía mecánica. Consta de una parte fija denominada estator, y una móvil llamada rotor, ambas están realizadas en material ferro magnético, y disponen de una serie de ranuras en las que se alojan los hilos conductores de cobre que forman el devanado eléctrico.

En todo motor eléctrico existen dos tipos de devanados: el inductor, que origina el campo magnético para inducir las tensiones correspondientes en el segundo devanado, que se denomina inducido, pues en él aparecen las corrientes eléctricas que producen el par de funcionamiento deseado. (Gilbertocr, 2014)

#### a. Clasificación

Se clasifican en dos grandes grupos, según el tipo de red eléctrica a la que se encuentren conectadas. Así, se tienen:

- Motores eléctricos de corriente alterna.
- Motores eléctricos de corriente continua; normal y paso a paso.

Debido a su reversibilidad, estos tipos de máquinas eléctricas rotativas pueden funcionar:

- Como motores, transformando la energía eléctrica en energía mecánica.
- Como generadores, transformando la energía mecánica en eléctrica

Para nuestro proyecto se requiere un actuador que posea un alto torque de trabajo ya que será el encargado de hacer virar las ruedas posteriores de manera activa y en correlación con la dirección delantera, además se requiere que trabaje a cierto rango de velocidad y posición, motivo por el cual es necesario utilizar un motor eléctrico de corriente continua paso a paso, que permitirá controlar el ángulo de giro y la velocidad de la dirección posterior a voluntad obteniendo así mayor precisión, seguridad y mejores resultados.

## b. Motor paso a paso

Es un dispositivo electromecánico que transforma los pulsos eléctricos en desplazamientos angulares discretos, lo que significa que es capaz de avanzar una serie de grados o paso, dependiendo de sus entradas de control, por estas características de precisión y fiabilidad se utiliza para este proyecto. (wikipedia, 2014)

Los parámetros considerados son la velocidad de respuesta, facilidad de operación, control y torque, existen motores híbridos de paso desde 1 N·m hasta los 22 N·m, presentados en la tabla 2.5.

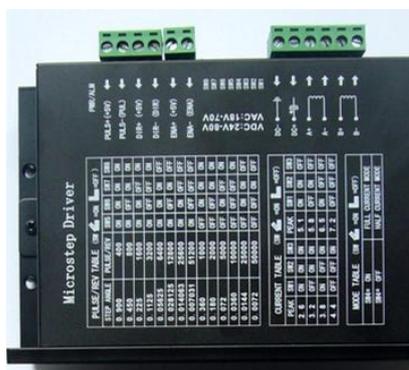
**Tabla 2. 5:** Tipos de motores Paso a Paso

Tipo de motor	Descripción
Motores paso a paso Unipolares	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necesitan para su funcionamiento un driver y conectados a un ordenador (PLC o micro controladores).</li> <li>• Requieren de cierta programación para controlar el cambio de dirección de flujo de corriente a través de las bobinas en la secuencia apropiada para realizar un movimiento</li> </ul>
El motor de paso de reluctancia variable (VR)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cuando esta energizado, el par estático de este tipo de motor es cero.</li> <li>• Gira cuando los dientes del rotor son atraídos a los dientes del estator electromagnéticamente energizados.</li> <li>• La inercia del rotor es pequeña y la respuesta es muy rápida, pero la inercia permitida de la carga es pequeña.</li> <li>• El paso angular de este motor es de 15°</li> </ul>
El motor híbrido de paso:	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Este motor es una combinación de los tipos de reluctancia variable e imán permanente.</li> <li>• Se caracteriza por tener varios dientes en el estator y en el rotor, el rotor con un imán concéntrico magnetizado axialmente alrededor de su eje.</li> <li>• Alta precisión y alto par.</li> <li>• Paso angular de 1.8°</li> </ul>

**Fuente:** [http://es.wikipedia.org/wiki/Motor\\_paso\\_a\\_paso](http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_paso_a_paso)

### 2.16.3. Driver

Son controladores paso a paso que tiene un amperaje de funcionamiento de 5.0 A, se utilizan en motores de pasos híbridos de dos fases cuya corriente nominal es por debajo de 5.0 A. En base a la actual tecnología de control de onda sinusoidal pura, el driver tiene un buen desempeño que funciona sin problemas con el bajo nivel de ruido, aptos para equipos de control numérico, como el marcado por láser máquina, CNC, etc. Su estructura exterior se observa en la figura 2.38.



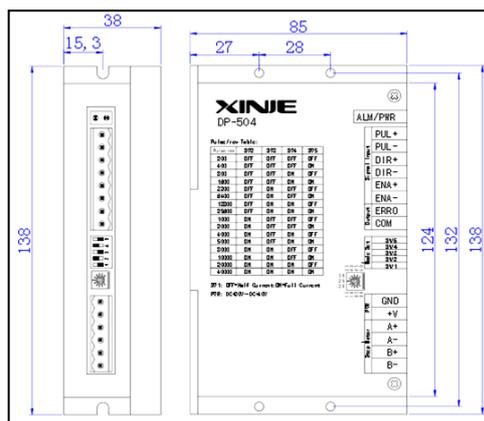
**Figura 2. 38:** Controlador del actuador para la dirección posterior.

Características:

- Fuente de alimentación hasta 80 VDC
- Corriente de salida hasta 5.0 A. controlado por un potenciómetro.
- Aislamiento óptico de entrada.
- El pulso de la señal se conecta a 24v.

El Driver tiene ocho terminales: PUL+, PUL- ; regulan los impulsos y señales, DIR+ DIR- proporcionan la dirección de rotación del motor, ENA+, ENA- activa y desactiva el actuador, ERRO COM permite eliminar fallas, el exceso de voltaje o bajo voltaje se transfiere por este terminal. (Davila, 2013)

Sus dimensiones se las puede apreciar en la figura 2.39.



**Figura 2. 39:** Dimensiones del driver  
**Fuente:** West Instruments de México

#### 2.16.4. Sensor de giro (encoder)

Dispositivo que convierte un movimiento rotativo en una señal eléctrica (pulsos) es ampliamente usado en aplicaciones industriales como control numérico, robots, servomotores, bandas transportadoras, para medir posición y velocidad



**Figura 2. 40:** Encoder absoluto rotativo con interface

##### a. Encoder incremental

Proporcionan un número determinado de pulsos por revolución del eje, la velocidad se mide contando los pulsos durante cierto periodo de tiempo, para calcular el ángulo o la distancia cubierta, los pulsos comienzan a contarse a partir de un punto de referencia.

Los Encoders incrementales pueden ser de dos tipos Unidireccional (un solo canal de salida A) y bidireccionales (dos canales de salida). (Autonics, 2014)

### 2.16.5. Sensor inductivo magnético

Sensor inductivo magnético o interruptor magnético, permite detectar la presencia o contar el número de objetos metálicos sin necesidad de contacto. Son conocidos también como sensores de proximidad, son muy tolerantes al des alineamiento y se ajustan bien a entornos contaminados por polvo y líquido. Constan de dos partes, el imán actuador y el conmutador o interruptor propiamente dicho. El conmutador cambia su estado cuando el actuador magnético se acerca a él, sin necesidad de que exista contacto físico entre ambos. La distancia de operación puede variarse con una adecuada elección del actuador magnético

Existen tres tipos básicos de interruptores magnéticos: abiertos, cerrados y biestables. Los interruptores abiertos y cerrados se actúan mediante imanes N-S; los interruptores biestables, se actúan mediante un N, o bien mediante un S, según la función deseada, apertura o cierre del contacto.

Los imanes, están contruidos en ferrita de Bario, y no pierden su poder magnético, ni con el tiempo, ni bajo influencia de otros imanes exteriores. Las variaciones de temperatura, influyen en los imanes, y hay que tener en cuenta que un coeficiente de 0,2% °C hace disminuir el magnetismo al aumentar la temperatura, sin embargo, entre los -30 °C y los +90 °C estas variaciones no son permanentes, y recuperan el magnetismo inicial al restablecerse la temperatura (Autonics, 2014)



**Figura 2. 41:** Sensor inductivo magnético  
**Fuente:** zhendongsd.en.alibaba.com

### **a. Funcionamiento**

Al acercarse el imán actuador, las lengüetas del interruptor son recorridas por las líneas de fuerzas magnéticas del actuador, y la atracción entre ambas aumenta; al aumentarse, la fuerza de atracción entre ambas lengüetas crece logarítmicamente, y con ello se obtiene un cierre muy rápido del contacto, entre 0,3 y 1,5 milisegundos; inversamente al descender el umbral magnético, produce también una apertura rápida del contacto en 0,3 - 0,6 milisegundos en el interior del interruptor magnético. (Autonics, 2014)

### **b. Ventajas**

- Elevadas velocidades de actuación y elevado número de maniobras, por ejemplo en sistemas de conteo.
- Funcionamiento silencioso.
- Variaciones importantes del actuador al interruptor, en distancia.

#### **2.16.6. Pantalla monocromática con teclado de navegación**

La serie OP es un mini interfaz hombre-máquina del controlador programable, que supervisa y modifica el valor y el estado de registro o relé dentro del PLC, de esta manera el operador puede controlar fácilmente la máquina. (Xinje, 2014). En la figura 2.42 se puede observar la pantalla que sirve como interfaz para el control y la configuración del control electrónico de un sistema controlado por un PLC.

##### **a. Características de la pantalla OP320-A:**

- Posee 20 teclas que pueden ser definidas como teclas de función (12 de ellos se puede definir como teclas digitales y
- Para otro uso, y pueden sustituir algunos botones de la máquina en la mesa de control
- Permite Elegir el formato de comunicación libremente.
- Pantalla LCD con luz de fondo STN. Se puede mostrar 24 caracteres x 4 líneas.



**Figura 2. 42:** Pantalla monocromática con teclado

### 2.16.7. Sistema de protección

Los fusibles de cerámica, tienen una gran capacidad de romperse y son adecuados para los circuitos de alta corriente y tensión, soportando de manera segura hasta 300.000 amperes de corriente, resisten altas temperaturas y son más estables térmicamente, por tanto son los utilizados en el prototipo. (Proelectrico, 2014). En la figura 2.43 se presenta un porta fusibles con su respectivo fusible.



**Figura 2. 43:** Porta fusibles y fusibles cerámicos

**Fuente:** Proelectrico.com

### 2.16.8. Conductores eléctricos

Los conductores de corriente eléctrica, aislados entre sí y del resto del automóvil, que tienen la misión de unir componentes electrónicos con la batería, el alternador y motor de arranque.

Actualmente los cables están constituidos por una trenza de alambres de cobre electrolítico protegida por una envoltura aislante de materia plástica. Los diámetros de los cables y alambres se categorizan de acuerdo al

sistema AWG “American Wire Gauge”, mientras más pequeño sea el número AWG será mayor el diámetro de un cable. (Truper S.A, 2014)

El diámetro de los alambres y cables está directamente relacionado con la corriente que éstos pueden soportar, mientras mayor diámetro tenga, podrán conducir más amperes. Si se hace pasar por un cable una corriente mayor a la que éste puede soportar, el cable podría sufrir un sobrecalentamiento e incluso ocasionar un incendio, además de generar un desperdicio de energía. (Unicrom, 2014)

### **2.17. Diseño de chasis- posterior.**

Deben considerarse la resistencia estática y a fatiga, la estabilidad de los miembros estructurales, la capacidad de soporte de carga de las uniones, la fabricación y el montaje. Para un cálculo más detallado de un chasis también deberían hacerse consideraciones de fatiga, de colisión y volcamiento. A continuación se darán algunas pautas, que deberían considerar mientras se está diseñando un chasis. (Arteaga, 2010)

#### **2.17.1. Criterios de rigidez.**

La expresión global de la rigidez es:

$$K = \frac{P}{\Delta} \text{ Ecuación 2.6 (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 137)}$$

Dónde:

P: La carga aplicada.

$\Delta$ : La deformación.

La rigidez cumple las siguientes proporcionalidades:

$$k \propto E, I \text{ y } K \propto E, A \text{ Ecuación 2.7 (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 130)}$$

Dónde:

K: La rigidez

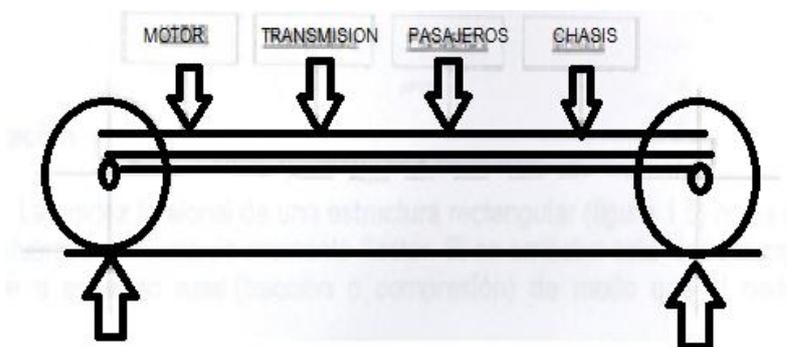
E: El módulo de elasticidad o el módulo de Young

I: Momento de inercia

A: Área de la sección

### 2.17.2. Rigidez o flexión.

Se refiere a cuanto fleja el chasis debido al peso de los diferentes elementos que conforman el vehículo.



**Figura 2. 44:** Cargas que pueden flejar en el chasis  
**Fuente:** Guía para el diseño estructural de un chasis, Arteaga O,

#### a. Cargas aplicadas.

Los esfuerzos a los que está sometido un chasis en mayor medida son la flexión y la torsión. La torsión es más importante que la flexión no afecta a las cargas de las ruedas, que son las mayores que afectan al chasis. El coche también está sometido a esfuerzos debido a la aerodinámica. El chasis debe tener una forma tal que el aire empuje al coche hacia abajo.

Los esfuerzos de diseño son las que podrían presentarse en las peores condiciones:

- Aceleración brusca.
- Frenada brusca en recta como en curva.
- Coche a máxima velocidad en curva.
- Colisiones: Choque y vuelco.

Los puntos de aplicación de los esfuerzos son:

- Amarres de la suspensión (fuerzas de suspensión).
- Amarres donde se apliquen pesos considerables (fuerzas de peso e inercia).
- La estructura en si (fuerzas de peso e inercia).

Las cargas mencionadas pueden clasificarse, por su variación en el tiempo, de la siguiente manera:

**b. Cargas permanentes G:** por ejemplo, el peso propio de la estructura, el peso del equipamiento fijo y del conductor

**c. Cargas variables Q:** por ejemplo, cargas provenientes de la suspensión o las inercias al acelerar, al frenar o al girar.

Las cargas variables se consideran cuasiestáticas. Ya que esas cargas varían, por ejemplo, mientras se da una curva, ya que la aceleración lateral ira cambiando a medida que va trazando la curva, porque seguramente el conductor hará variar la velocidad o cambiara el radio de curvatura.

Esa aceleración lateral produce unas cargas de inercia que cambian en la misma proporción que lo hace esta. Se deberá tomar como valor característico ( $F_k$ ) de la carga de inercia la media durante esa maniobra. Ese valor característico se multiplica por un coeficiente parcial de seguridad ( $\gamma_F$ ) adoptado para la carga considerada.

De esta manera se obtiene lo que se denomina valor de cálculo de la carga:

$$F_d = \gamma_F * F_k$$

*Ecuacion 2.8(Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 132)*

En realidad, para afinar los perfiles calculados, hay que tener en cuenta más factores, pero se toman los siguientes valores que son más simplificados para simplificar el cálculo (Arteaga, 2010):

Las cargas permanentes tendrán un coeficiente  $\gamma_G = 1.33$

Las cargas variables tendrán un coeficiente  $\gamma_Q = 1.5$

### 2.17.3. Hipótesis de carga

El chasis se diseña teniendo en cuenta cargas estáticas y otras dinámicas. En resumen se consideran para el diseño del chasis las siguientes hipótesis de carga (Arteaga, 2010):

- Aceleración máxima.
- Frenada brusca.
- Curva.
- Frenada en curva.
- Caída y rebotes severas.
- Colisiones: delantera, trasera, lateral y rol bar.

### 2.17.4. Parámetros de peso y su distribución.

El peso no es otra cosa que la masa afectada por la gravedad. Por tanto, la fuerza aplicada a un objeto es igual su masa por la aceleración que adquiere:

$$F = m \times a \quad \text{Ecuacion 2.9(Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 13)}$$

#### a. Distribución Estática.

La regla de oro sería “poca masa y bien distribuida”. La distribución estática de pesos solo supone un reparto de pesos por eje o incluso por rueda, no debe confundirse con momento polar de inercia, menor facilidad del cuerpo a girar sobre sí mismo y viceversa.

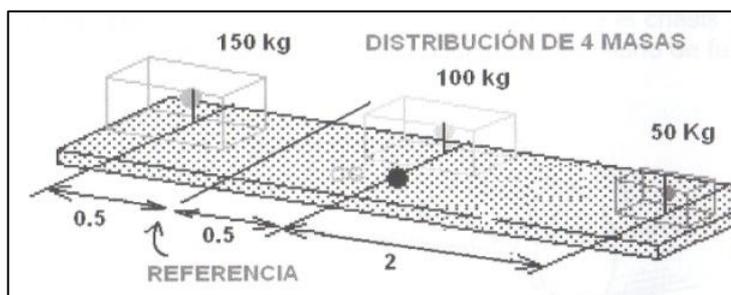
#### b. Centro de gravedad (CG).

El estudio de centros de gravedad, que a continuación vamos a realizar, es un análisis de pesos y distancias, por lo que para su desarrollo conviene tener decididos la mayoría de los elementos del prototipo, ya que un cambio de motor o de eje, por ejemplo, supone un cambio de peso y por tanto de las condiciones dinámicas del vehículo.

El CG es un punto donde se concentran y se pueden estudiar todas las fuerzas que actúan en un cuerpo para conocer el comportamiento dinámico de dicho cuerpo.

Al avanzar las masas (masas en el frente del vehículo) avanza al CG, por lo que el coche tendrá más dirección y será más agresivo pero tendrá menos tracción. Con las masas retrasadas (masas en el posterior del vehículo) habrá una mayor tracción trasera, pero se pierde algo de dirección. Esto no siempre es así, es decir no existe una sola solución.

Lo ideal es tratar en lo posible reunir y distribuir todas estas masas alrededor y lo más cerca posible del CG para conseguir con esto mayor estabilidad y maniobrabilidad en la entrada y salida de curvas (Arteaga, 2010).



**Figura 2. 45:** Ejemplo de una distribución simple de masas en un chasis.

**Fuente:** Guía para el diseño estructural de un chasis, Arteaga O,

#### 2.17.5. Parámetros de rigidez.

El requisito que debe cumplir un chasis desde el punto de vista de resistencia de materiales es de que debe ser lo suficientemente rígido.

La rigidez viene dada en  $Nm/mm$  y  $Nm/grado$ , nos indica el momento (en Newtons por metro) necesario para hacer que el chasis se deforme un milímetro o grado. Hay muy poca información al respecto, pero en varios artículos técnicos se especifican los siguientes valores (Arteaga, 2010):

$$\text{Rigidez Torsional} = 150 Nm/grado \quad \text{Rigidez a Flexión} = 100 Nm/mm$$

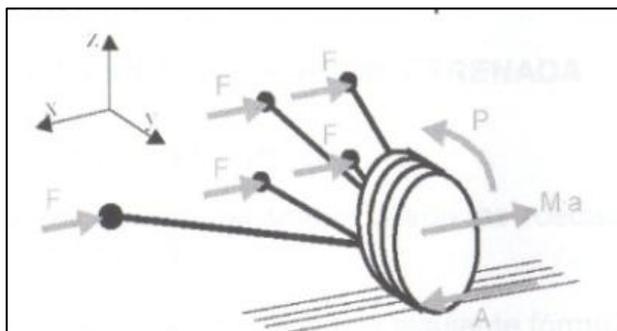
### 2.17.6. Determinación de las cargas generadas.

Las cargas a las que está sometido un chasis vehicular y que sirven como parámetro para realizar los estudios estáticos mediante el software de simulación en la estructura del semi-chasis posterior a diseñar son las siguientes.

### 2.17.7 Aceleración y frenada.

#### a. Aceleración Máxima.

Las fuerzas horizontales  $F$  son las que hacen que el chasis y todo lo que hay en él avance. El resto de fuerzas que soporta son las que se contraponen al movimiento. Al acelerar el equilibrio de fuerzas en sentido horizontal de una de las ruedas traseras es:



**Figura 2. 46:** Dirección de las fuerzas de aceleración máxima en el vehículo.  
**Fuente:** Guía para el diseño estructural de un chasis, Arteaga O,

Dónde:

P: El par proveniente del motor.

M: La masa del conjunto rueda – trapecios.

A: El agarre del neumático con el suelo.

F: La reacción en el chasis.

Viene dada por la ecuación 2.10:

$$a_x = \frac{v^2}{2s} \quad \text{Ec 2.10 (Arteaga, Guia para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 20)}$$

Dónde:

$a_x$ : Aceleración desaceleración en  $m/s^2$  (Media)

V: Velocidad final de aceleración

S: Recorrido de aceleración

### **b. Frenada Brusca.**

Se determina en un trazado recto en que se frena lo máximo posible y partiendo de diferentes velocidades determinar el valor desaceleración a causa de la frenada. Viene dada por la ecuación 2.11.

$$a_x = \frac{v^2}{2s_H}$$

Ec 2.11 (Arteaga, guia para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 21)

Dónde:

$a_x$ : Desaceleración en  $m/s^2$  (Media)

V: Velocidad final de aceleración

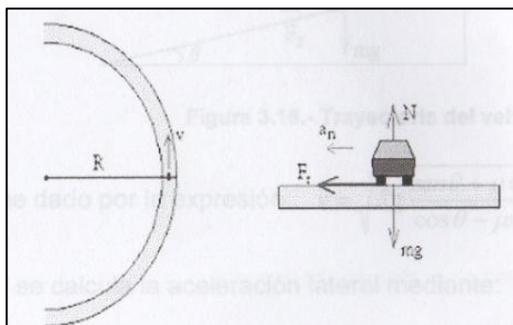
$s_H$ : Recorrido de parada en m

### **c. Fuerzas generadas en curva**

Cuando el vehículo se dispone a entrar en una curva, el vehículo se somete a una fuerza centrífuga que tiende a volcarlo hacia el exterior de la curva, esto da lugar a que las ruedas exteriores resulten más cargadas que las interiores.

- Curva sin peralte.

Suponemos que el vehículo describe una trayectoria circular de radio R con velocidad constante v. Las fuerzas que actúan sobre el móvil son: (sbweb, 2014)



**Figura 2. 47:** Trayectoria de un vehículo en una curva.

**Fuente:** [http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/\\_dinamica/circular/circular/din\\_circular.html](http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/_dinamica/circular/circular/din_circular.html)

Dónde:

$m \cdot g$ : El peso

$F_r$ : Fuerza de rozamiento (es la que hace que el vehículo describa la trayectoria circular).

$N$ : La reacción del plano

Aplicando la segunda ley de Newton al movimiento en la dirección radial, la velocidad máxima  $v$  que puede alcanzar el vehículo para que describa una curva circular de radio  $R$  es:

$$v = \sqrt{\mu g R}$$

*Ec. 2.12*(Arteaga, guía para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 28)

Dónde:

$v$ : Velocidad máxima

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento estático

$g$ : La gravedad

La aceleración lateral que se alcanza cuando un vehículo describe una curva es:

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

*Ec. 2.13*(Arteaga, guía para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 28)

Dónde:

$a_L$ : Aceleración lateral

$v$ : velocidad máxima

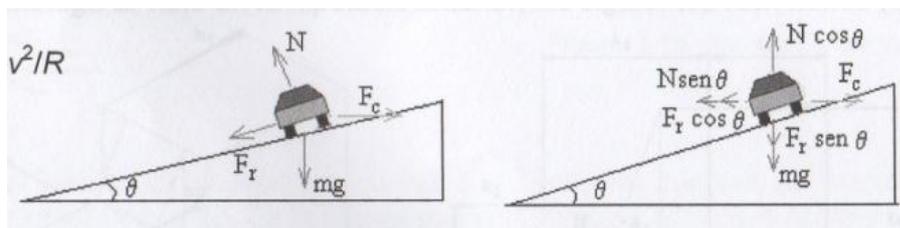
$R$ : Radio de giro

- Curva con peralte

Si consideramos ahora el caso de que la curva tiene un peralte de ángulo  $\theta$ .

Las fuerzas que actúan sobre el automóvil son:

- El peso
- La reacción de la carretera
- La fuerza de rozamiento
- La fuerza centrífuga



**Figura 2. 48:** Trayectoria de un vehículo en una curva peraltada.

**Fuente:** [http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica\\_/dinamica/circular/circular/din\\_circular1.html](http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica_/dinamica/circular/circular/din_circular1.html)

La velocidad  $v$  viene dado por la expresión:

$$v = \sqrt{Rg \frac{\text{sen}\theta + \mu\text{cos}\theta}{\text{cos}\theta - \mu\text{sen}\theta}}$$

*Ec. 2.14*(Arteaga, guía para el diseño estructural chasis, 2009, pág. 28)

Dónde:

$v$  : velocidad

$R$ : Radio de giro

$g$ : gravedad

$\theta$ : Ángulo de inclinación

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento estático

Con esta velocidad se calcula la aceleración lateral mediante:

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

*Ec. 2.15*(Arteaga, guía para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 28)

Dónde:

$a_L$ : Aceleración lateral

v: velocidad máxima

R: Radio de giro

### **2.17.8. Pesos sobre un vehículo.**

Para determinar todas las fuerzas generadas en curvas a más de las fuerzas de inercia se deben incluir los pesos de los diferentes componentes (motor, transmisión, etc.), de la misma manera como se hizo para la aceleración máxima y frenada brusca.

#### **a. Fuerzas transmitidas por la suspensión**

Cuando el vehículo recorre una trayectoria curva, se encuentra sometido a una fuerza centrífuga que tiende a volcarlo hacia el exterior de la curva, dando lugar a que las ruedas exteriores resulten más cargadas que las interiores, esto produce una transferencia lateral de peso o carga hacia los puntales de los amortiguadores. Esta transferencia lateral transmite carga de un lado al otro con una merma clara de cualquiera de las características de este tren – aceleración, tracción, frenada, dirección, etc.

La transferencia lateral de peso o de carga es algo más complicada que la longitudinal y, por ello, es conveniente conocer mejor sus vías de transmisión.

### **b. Transferencia de la masa no suspendida T (m.n.s)**

- Masa no suspendida (m.n.s)

Es el peso de la parte batiente, articulada en el chasis, que reposa directamente sobre el área de contacto de la rueda con el suelo.

$$T_{m.n.s} = \frac{M(m.n.s) \cdot Altura_{cdg(m.n.s)}}{Via(distancia_{centro} - huella)}$$

*Ec. 2.16*(Arteaga, guía para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 31)

La altura del cdg de la masa no suspendida, si no se conoce con exactitud, se puede considerar (con un pequeño margen de error) como situada a la altura del radio del neumático.

### **c. Transferencia mediante los centros de balanceo (T<sub>CB</sub>)**

- Centro de balanceo (CB)

Es el punto definido por la geometría de suspensión, que se constituye como centro de rotación lateral instantáneo del auto con respecto del suelo.

- Masa suspendida (ms)

Es el peso de toda la estructura que reposa en la suspensión, o sea en el chasis. Se dice del peso transferido directamente al neumático de apoyo, siendo en realidad el valor de la resistencia que oponen los neumáticos a la fuerza centrífuga, cuya acción recae en la masa suspendida aplicada al centro de balanceo del eje.

$$T_{CB} = \frac{Masa(m.s) \cdot Altura_{CB}}{Via}$$

*Ec. 2.17* (Arteaga, guía para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 31)

Dado que la altura del CB suele ser pequeña, es decir, está cerca del suelo, el valor de la transferencia por esta vía es pequeño. El valor de la m.s

será el que corresponda al eje que calculamos, es decir, el peso medio en las dos ruedas, menos el de la masa no suspendida.

#### **d. Transferencia de la masa suspendida ( $T_{ms}$ ).**

Gráficamente, es la que corresponde al balanceo del chasis, alrededor del centro de balanceo, y es la que incide en la compresión y expansión de los muelles.

Para una aceleración lateral dada, lo que define de forma evidente el ángulo de balanceo adquirido es el momento de balanceo, que es la distancia entre el cdg y el CB. Cuanto mayor sea la distancia, mayor será el balanceo.

El valor de esa transferencia se hallará con valores proporcionales, considerando el auto como una sola unidad (Actuando a través de un CB proporcional), con un cdg también proporcional y con una vía afectada por la distribución de pesos así:

$$T_{ms} = \frac{\text{masa susp MBP}}{\text{Vía proporcional}}$$

*Ec. 2.18*(Arteaga, Guía para el diseño estructural de un chasis, 2009, pág. 32)

Dónde:

$T_{ms}$ : Transferencia de masa suspendida

*MBP*: Momento de balanceo proporcional

La proporcionalidad consiste en afectar sus valores por el reparto de pesos por sus ejes (Arteaga, 2010).

### **2.17.9. Distribución de cargas sobre estructuras**

#### **a. Carga Muerta**

Corresponde al peso total en condiciones no operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la suspensión con todos sus componentes y el peso del vehículo

Las cargas muertas son cargas de magnitud constante que permanecen fijas a un mismo lugar. Éstas son el peso propio de la estructura y otras cargas permanentemente unidas a ellas. (INEN, 2009)

#### **b. Carga viva**

Corresponde a la carga por ocupación y se la considerará como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería. (INEN, 2009)

#### **c. Carga de aceleración brusca**

La carga de aceleración brusca siempre se considera mucho menor en comparación a la carga de frenado, puesto que por ejemplo: si se quiere acelerar de 0 a 80 km/h con lleva un largo tiempo para automóviles, incluso si se necesita acelerar de urgencia; pero si se viaja a 80km/h y por causa de emergencia o accidente se necesita frenar el vehículo donde están en juego vidas humanas, se tiene pocos segundos para hacerlo, lo que implica tener mayores cargas en esta instancia

Las cargas de aceleración, al igual que la de frenado se transmiten desde los puntos de sujeción de la carrocería hacia las uniones entre la estructura del piso y los laterales y éstos con la estructura del techo, donde son absorbidas por la estructura en conjunto. (INEN, 2009)

#### **d. Carga de frenado**

Se presentan cuando el vehículo es sometido a una aceleración negativa (sentido contrario al movimiento) dando como resultado la presencia de este tipo de fuerzas que actúan empujando la estructura en el sentido del movimiento original debido a la inercia de la unidad.

Del mismo modo, cuando el vehículo experimenta aceleraciones en el mismo sentido del movimiento, se presentan cargas hacia atrás que se oponen al mismo, por el motivo descrito (INEN, 2009).

### **e. Carga de giro**

Se origina cuando el vehículo se dispone a entrar en una curva, o al describir una trayectoria curvilínea; se ve sometido a la fuerza centrífuga que tiende a volcarlo, como si se pusiera a girar en redondo sobre una circunferencia cuyo centro coincide con el centro geométrico de la curva de la carretera.

Aunque no realice un giro de  $360^\circ$ , por pequeña que sea la longitud del trazado en curva de la carretera, aparece la fuerza centrífuga.

La fuerza centrífuga se manifiesta aplicada al centro de gravedad del automóvil y su dirección es la del radio de la curva tirando del vehículo hacia el exterior de esta. La inercia que se genera en el coche al tomar las curvas hace que se salga de la pista al arrastrar al vehículo hacia la parte exterior de la curva. (Arteaga, 2010)

### **2.18. Pernos**

Los dos tipos básicos de pernos de alta resistencia son designados por ASTM como A325 y A490. Estos pernos como se muestra en la figura, tienen cabeza hexagonal y se usan con tuercas hexagonales no terminadas. Pernos A325 son de acero con mediano contenido de carbono, tratados al calor, su esfuerzo a la fluencia varía aproximadamente entre 5700 a 6470 kgf/cm<sup>2</sup>, dependiendo del diámetro. Los pernos A490 son también tratados al calor, pero son de acero aleado con un esfuerzo de fluencia de 8085 a 9140 kgf/cm<sup>2</sup>, dependiendo del diámetro. Los pernos A449 son usados ocasionalmente cuando se necesitan diámetros mayores de 1½" hasta 3".

El esfuerzo de tensión es la definición de la fuerza que un material puede soportar antes de sufrir una fractura, siempre se expresa en función de una unidad de área. Además del esfuerzo tensor, otros factores mecánicos deben considerarse para realizar una conexión adecuada, incluyendo el esfuerzo de deformación y el correcto acomodo de todas las partes de la conexión. Con el diseño apropiado, una conexión por tornillo puede soportar

cargas de trabajo mucho mayores que las esperadas en su ciclo de trabajo. (webprofesor, 2014), en la figura 2.49 se aprecia un perno de alta resistencia.



**Figura 2. 49:** Pernos  
**Fuente:** [www.sodiper.cl](http://www.sodiper.cl)

### 2.18.1. Carga máxima de un perno grado 8

Para determinar la carga máxima a la que se puede someter el perno, se multiplica el área de la sección transversal del vástago por el esfuerzo a tensión del material, como se puede apreciar en la Figura 2.50. (webprofesor, 2014)



**Figura 2. 50:** Pernos de grado 8  
**Fuente:** [www.sodiper.cl](http://www.sodiper.cl)

### 2.19. Soldadura

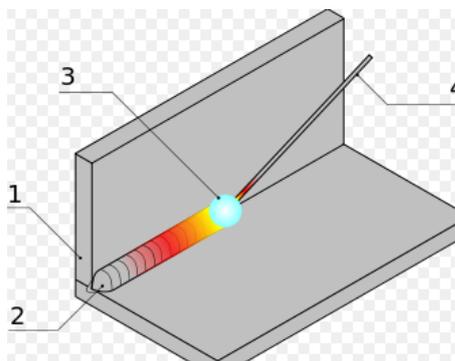
Es un proceso de fabricación en donde se realiza la unión de dos piezas de un material como se muestra en la figura 2.51, usualmente logrado a través de la coalescencia, en la cual las piezas son soldadas fundiendo, se puede agregar un material de aporte, que al fundirse forma un charco de material fundido entre las piezas a soldar y, al enfriarse, se convierte en una unión fija a la que se le denomina cordón. A veces se utiliza conjuntamente presión y calor, o solo presión por sí misma, para producir la soldadura. Esto

está en contraste con la soldadura blanda y la soldadura fuerte, que implican el derretimiento de un material de bajo punto de fusión entre piezas de trabajo para formar un enlace entre ellos, sin fundir las piezas de trabajo.(Riesco, 2012)



**Figura 2. 51:** Soldadura por arco eléctrico.  
**Fuente:** Riesco, 2012

Principio general de la soldadura, como se manifiesta en la figura 2.52:  
1.- Metal de base; 2.- Cordón de soldadura; 3.- Fuente de energía y 4. -Metal de aportación.



**Figura 2. 52:** Soldadura  
**Fuente:** Riesco, 2012

### 2.19.1. Electrodo e-6011

Las características principales de este son: su operación suave, manteniendo muy buena penetración debido a su revestimiento celulósico. Presenta bajas pérdidas por salpicaduras. Su calidad radiográfica es superior al grado 2 de la especificación AWS. (Hernandez Riesco, 2012)

## a. Aplicaciones

Entre sus principales aplicaciones está soldar aceros de bajo carbono en todo tipo de perfiles, construcciones, recipientes a presión, bastidores, etc., como se muestra en la tabla 2.6, especialmente en cordones de penetración cuando no se utiliza platina de respaldo y en filetes en donde no se dispone de equipos rectificadores. También se usa con corriente directa cuando se requiere obtener la mayor suavidad y el mínimo de chisporroteo característicos del electrodo (Hernandez Riesco, 2012).

En la tabla 2.6 se puede apreciar las diferentes aplicaciones del material de aporte e-6011, donde se presentan las propiedades mecánicas y químicas para cada trabajo que se efectúe.

**Tabla 2. 6:** Propiedades mecánicas y químicas del material (E-6011)

Composición química (típica del metal depositado):						
C 0,10%; Mn 0,55%; P 0,01%; S 0,02%; Si 0,24%						
Características típicas del metal depositado:						
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte (según norma AWS: A5.1-91):				Requerimientos según norma AWS: A5.1-91:		
Resistencia a la tracción : 65.700 lb/pulg <sup>2</sup> (453 MPa)				60.000 lb/pulg <sup>2</sup> (414 MPa)		
Límite de fluencia : 55.000 lb/pulg <sup>2</sup> (384 MPa)				48.000 lb/pulg <sup>2</sup> (331 MPa)		
Alargamiento en 50 mm. : 29%				22%		
Amperajes recomendados:						
Diámetro pulg.	Electrodo mm.	Longitud pulg.	Electrodo mm.	Amperaje		Electrodos x kg. aprox.
				min.	max.	
3/32	2,4	12	300	50	90	77
1/8	3,2	14	350	80	120	37
5/32	4,0	14	350	120	160	26
3/16	4,8	14	350	140	200	18

**Fuente:** [http://disensa.com/main/images/pdf/fichas\\_tecnicas.pdf](http://disensa.com/main/images/pdf/fichas_tecnicas.pdf)

## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELECTRÓNICO

Para el diseño del proyecto se toma como referencia el sistema de dirección a las cuatro ruedas presentado por la reconocida marca automotriz Renault, en su modelo Laguna; cuyo chasis y la disposición de sus elementos electrónicos sirven como guía para la implementación de los diversos componentes en el vehículo prototipo, de esta manera se toma en cuenta el funcionamiento y la configuración de sus sistemas automotrices para alcanzar el objetivo de encontrar la fórmula para hacer del 4WS un sistema rentable, ampliando sus ventajas y reduciendo sus inconvenientes.

#### 3.1. Requerimientos del sistema de control para dirección a las cuatro ruedas.

- Minimiza el radio de giro de un vehículo automotor.
- Capacidad de mayor respuesta de manejo y una conducción más estable.
- Precisión de la dirección, que instintivamente pone el vehículo en la trayectoria correcta, produciendo un notable nivel de confort de conducción y seguridad.
- Proporciona mayor maniobrabilidad en calles estrechas, curvas angostas o cerradas y en carreteras sinuosas.
- Girando las ruedas delanteras y traseras en la misma dirección, el sistema 4WS contrarresta la fuerza centrífuga que tiende a causar que la parte trasera del vehículo se derrape, garantizando una mayor velocidad en las curvas.
- El sistema consta de dos bombas hidráulicas de alta presión independientes para el eje delantero y trasero.

- El sistema permite programar el giro de las ruedas posteriores a voluntad y acorde a las necesidades del usuario.
- Puede funcionar correctamente con el sistema desactivado.
- El sistema 4WS se desactiva automáticamente a partir de la velocidad programada a través del interfaz del usuario, (60 Km/h).

### 3.2. Diseño mecánico.

Previo al diseño para la implementación y adaptación del sistema de dirección asistida hidráulicamente a las ruedas posteriores, en el vehículo prototipo Volkswagen Santana, se presenta una ficha técnica en la tabla 3.1, con la información de sus características y sus dimensiones originales.

**Tabla 3. 1: Ficha técnica del vehículo prototipo.**

Volkswagen Santana 1.8		
<b>Origen:</b> Brasil	MOTOR 1.8	<b>Características:</b>
<b>Denominación Original:</b> Volkswagen Santana (1987)	Cilindrada (cm <sup>3</sup> ): 1.781	Tracción: Delantera
<b>Carrocería:</b> Sedán autoportante	Número de Cilindros: 4	Refrigeración: Agua (6,1 litros)
<b>Puertas:</b> 4	Diám x Carr (mm): 81 x 86,4	Peso Vacio (Kg): 1.081
<b>Motor:</b> Volkswagen - Audi 827 AP 1.8 / 2.0	Relación de Compresión: 9,0:1	Largo (mm): 4.527
<b>Ciclo:</b> 4 tiempos, árbol de levas a la cabeza, válvulas a la cabeza	Potencia (CV): 96	Ancho (mm): 1.708
<b>Ubicación:</b> delantero longitudinal inclinado (20°)	Régimen (r.p.m): 5.500	Alto (mm): 1.395
	Régimen (r.p.m): 2.600	Distancia entre Ejes (mm): 2.550
	Sistema de Combustible: Carburador Pierburg Brosol 2E7 2 bocas	Trocha Delantera (mm): 1.414
	Velocidades: 5	Trocha Trasera (mm): 1.422
	Relación Final: 5,14 : 1	Frenos (D / T): Disco - Tambor
	Consumo Promedio (Km/l): 10,0	Dirección: asistida, piñón y cremallera
	Aceleración 0 a 100 Km/h (s): 12,9	Suspensión Delantera: Indep, Mc Pherson, resortes helicoidales
	Velocidad Máxima (Km/h): 168	

**Fuente:** Ficha técnica Volkswagen santana 1.8

### **3.2.1. Diseño de la estructura del semi-chasis posterior y elementos mecánicos**

#### **a. Parámetros de diseño**

Para plantear el diseño de la suspensión posterior del vehículo prototipo, se deberá orientar hacia la fiabilidad, eficiencia y seguridad durante su funcionamiento. Estos factores son de gran importancia ya que ayudan a transmitir al conductor confianza y control, que son valores elementales para el buen desempeño del sistema a aplicar.

Los criterios de diseño que se consideraron para la evaluación de las alternativas están alineados a cumplir los objetivos planteados en este proyecto, por lo que se ha establecido los siguientes criterios:

- **Construcción:** Está relacionado con la facilidad y factibilidad de elaborar y adquirir las partes que conforman los sistemas que se está desarrollando del prototipo y, posteriormente, llevar a cabo el ensamblaje de los mismos con recursos materiales y tecnológicos disponibles.
- **Mantenimiento:** Se refiere a la facilidad y rapidez de ejecutar las acciones de mantenimiento preventivo o correctivo de cualquier componente de los sistemas ante la presencia de fallas o desgaste.
- **Confiabilidad:** Trata que el diseño garantice a los ocupantes del vehículo una alta eficiencia y seguridad en los sistemas de suspensión y dirección para disminuir los riesgos físicos durante el funcionamiento del mismo.
- **Versatilidad:** Se asocia con que el diseño se pueda instalar y operar con facilidad en el vehículo, es decir, los sistemas deben ser de un peso y tamaño apropiado.
- **Pesos:** Cada elemento de la unidad posee distintos pesos siendo la estructura la que soporte y brinde estabilidad al momento que el vehículo prototipo se encuentre en circulación.

- Dimensiones: Las dimensiones que necesite la estructura debe ser acorde a las necesidades que cada componente lo demande.
- Cargas de fuerzas. Al utilizar el material para su construcción debemos tomar en consideración el estudio del deterioro o pérdidas de las características del material al aplicar fuerzas que se producen por los componentes que soporta la unidad y el trabajo que debe realizar.

### **3.2.2. Aplicación de cargas de fuerzas**

Se muestra en las cargas de fuerzas que soporta la estructura del semi-chasis para la suspensión posterior, al momento que se encuentre en funcionamiento tomando como referencia las características del metal a utilizar para no sobrepasar sus propiedades de trabajo.

Se realiza tres estudios estáticos en la estructura del semi-chasis posterior los que representan los tres tipos de cargas a las que se expone el eje posterior del vehículo prototipo, como son:

1. Análisis por fuerzas verticales sobre el eje posterior.
2. Análisis por fuerzas horizontales en el eje posterior, generadas por aceleración brusca.
3. Análisis por fuerzas laterales generadas por la fuerza centrífuga cuando el vehículo describe una curva con determinada velocidad.

Estas cargas se encuentran aplicadas en la estructura variando al momento de circulación del vehículo. Al aplicar estas fuerzas debemos demostrar que el material es apto para trabajar, por ende la simulación de elementos finitos en el programa Solidworks, que es una herramienta optima de diseño que asistirá a la selección del metal a utilizar aplicando las siguientes teorías:

- Teoría de Von Mises
- Desplazamientos
- Factor de seguridad

Al aplicar estas teorías se demostrará la fiabilidad del material a utilizar.

### a. Teoría de Von Mises

La teoría de Von Mises sostiene que un metal o un material dúctil sufrirá una falla elástica al sobrepasar o ser sometido a un esfuerzo mayor que su límite de carga también llamado resistencia a la fluencia  $F_y$ . (Mott R. , 2010)

$$\sigma < F_y \quad \text{Ecuación 3.1 (Mott. Diseño de elementos de maquinas. 2010, p. 188)}$$

$\sigma$ : Teoría de Von Mises

$F_y$ : Resistencia de fluencia

### b. Desplazamientos

Al aplicar cargas directas al metal, la resistencia de diseño en tracción ( $t'_{max}$ ) comienza a ceder si este esfuerzo es máximo. Para que no existan fallas de ruptura del material, la tensión ( $F_u$ ) debe ser mayor a las cargas aplicadas al metal a utilizar. (Mott R. , 2010)

$$t'_{max} < F_u \quad \text{Ecuación 3.2 (Mott. Diseño de elementos de maquinas. 2010, p. 190)}$$

$t'_{max}$ : Resistencia a la tracción

$F_u$ : Ruptura en tensión

### c. Factor de seguridad

El coeficiente de seguridad es una medida de seguridad relativa de un material que soporta carga representado con el símbolo N, siendo esta la relación del número máximo de ciclos hasta la falla del material sobre los ciclos aplicados al material durante su vida útil. El valor N de cualquier material si se reduce a 1 existe falla por lo que es recomendado que este valor sea siempre mayor a 1. (Norton, 2005)

### 3.2.3 Selección del material a utilizar

El diseño de la estructura para la suspensión posterior debe ser firme y compacto sin deformarse al movimiento para establecer un conjunto estructural adecuado, el metal a utilizar trabaja bajo la norma American Society for Test Materials (ASTM) mostrando fiabilidad a las siguientes características:

- Elasticidad
- Fatiga
- Ductilidad
- Tenacidad

Bajo esta norma se decide utilizar el acero ASTM A-36 por ofrecer ventajas tales como: buena soldabilidad, con características estructurales adecuadas para soportar cargas de trabajo; entre esta familia de acero se seleccionó un perfil en C estructural. Al ser un acero estructural al carbono con porcentajes de manganeso brindara la resistencia necesaria a las diferentes fuerzas al aplicarse dentro del sistema, el metal es de fácil soldabilidad al poseer pequeñas cantidades de fósforo y azufre protegido por el silicio ya que ayuda a remover el oxígeno que se encuentra en el acero.

**Tabla 3. 2:** Propiedades del acero ASTM A-36

<b>Composición Química</b>	
% (C) Carbono	≤ 0.28
% (Mn) Manganeso	0.60 – 0.90
% (Si) Silicio	≤ 0.40
% (P) Fosforo	≤0.04
% (S) Azufre	≤ 0.05
<b>Propiedades Mecánicas</b>	
Limite elástico (Mpa)	<b>250</b>
Esfuerzo Fluencia (MPa)	50
Esfuerzo Tracción (MPa)	4000
Elongación (min.)%	21

**Fuente:** Catalogo\_aceros\_otero.pdf

Considerando la facilidad de encontrar este material en nuestro país a la vez que es muy comercial y adaptable a los requerimientos de nuestro diseño se elige este tipo de elemento estructural para la construcción de la estructura del semi-chasis posterior, donde deben estar ubicados los elementos de la suspensión y dirección posterior a implementarse en el vehículo prototipo.

#### **3.2.4 Simulación de elementos finitos de la estructura posterior.**

Para conocer las características de cada elemento que conforma la estructura del semi-chasis que soportara el eje posterior y el sistema de dirección, se realiza el diseño de los mismos en el software de simulación Solidworks.

El análisis del diseño es muy importante porque ayuda a elegir elementos con mejores características, más seguros y más económicos; permitiendo ahorrar tiempo y dinero al reducir ciclos de diseños tradicionales y caros. El software de simulación puede realizar análisis estáticos, de frecuencia, de pandeo, de fatiga, de optimización, estáticos no lineales, lineales y dinámicos no lineales.

Para el estudio de nuestra estructura se utiliza el análisis estático que ayuda a calcular los desplazamientos, las deformaciones, las tensiones y las fuerzas de reacción del modelo.

El estudio de análisis representa un escenario de tipo de análisis, materiales, cargas y sujeciones; que es el adecuado para obtener los resultados buscados y de esta manera desarrollar una estructura que provea seguridad y resistencia para la elaboración del proyecto.

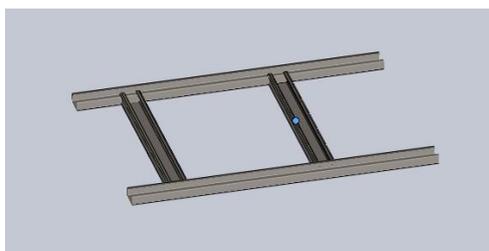
Conociendo que los materiales a utilizar empiezan a fallar cuando la tensión alcanza un determinado límite, se utilizara cálculos importantes que facilita el software como son: La tensión de Von Mises que proporciona una idea global acerca del estado de las tensiones en una ubicación. Además para alcanzar resultados más eficientes ofrece el asistente para factor de seguridad que comprueba la seguridad del diseño.

### 3.2.5. Simulación de los elementos que conforman el semi-chasis posterior.

Se procede a diseñar en el software Solidworks los elementos que van a conformar la estructura del semi-chasis posterior, donde se ubicaran los mecanismos de la dirección trasera, así como también el sistema de suspensión.

#### a. Largueros y travesaños del semi-chasis posterior.

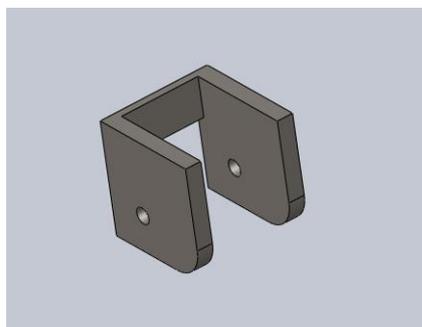
Primero se diseña los largueros y los travesaños que formaran la estructura, los cuales servirán para incorporar los elementos que sostendrán a la misma y que irán soldados en la carrocería del vehículo. A continuación evidenciamos en la figura 3.1 el elemento.



**Figura 3. 1:** Diseño de Largueros y travesaños del semi-chasis posterior

#### b. Terminales fijos para anclaje de las mesas de la suspensión posterior.

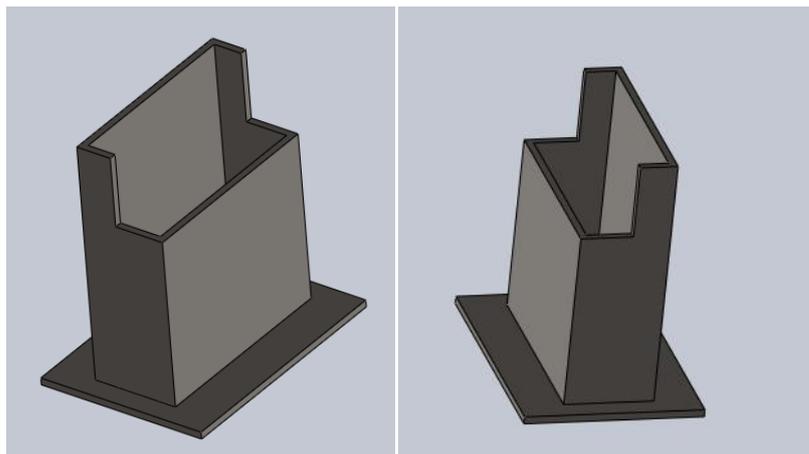
Estos elementos van soldados bajo los largueros y serán los encargados de sostener mediante pasadores a las mesas de la suspensión, se necesita cuatro de estos elementos de sujeción. Podemos verlo en la figura 3.2.



**Figura 3. 2:** Terminales fijos para anclaje de las mesas del semi-chasis posterior

**c. Bases fijas soldadas para sujeción de la estructura del semi-chasis posterior.**

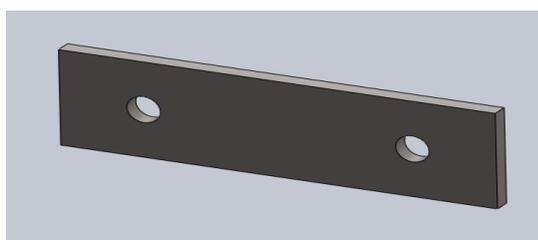
Estos elementos fijos están diseñados para acoplar la estructura a la parte baja de la carrocería, mediante proceso de soldadura y son los encargados de soportar el peso del semi-chasis con todos sus componentes. Se lo visualiza en la figura 3.3.



**Figura 3. 3:** Bases fijas soldadas al bastidor del vehículo prototipo, para sujeción de semi-chasis posterior

**d. Bases fijas empernadas para sujeción de la estructura del semi-chasis posterior al bastidor del vehículo prototipo.**

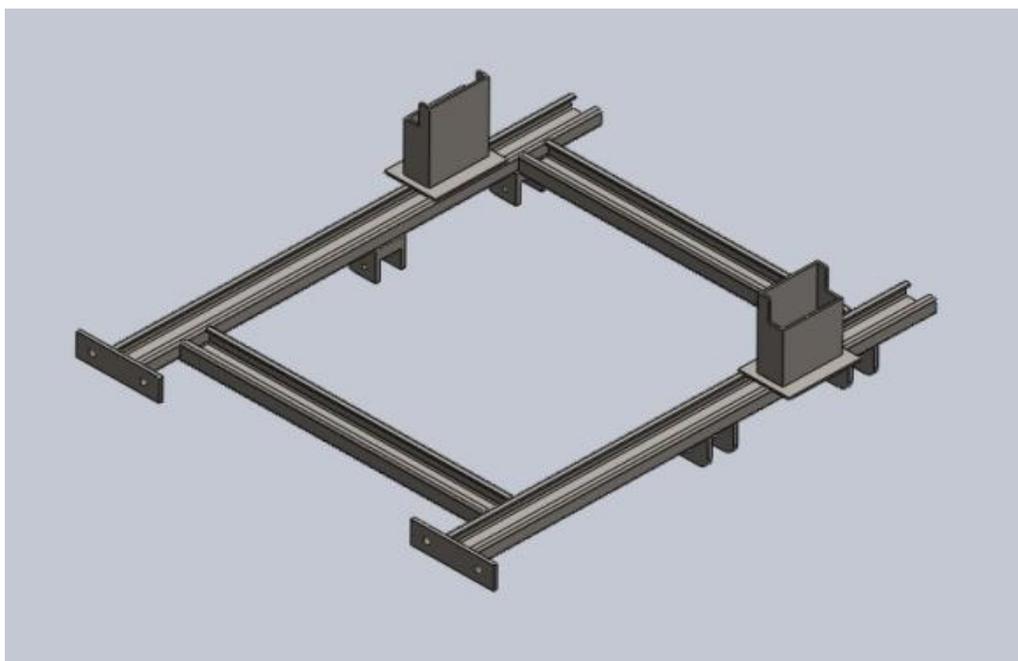
Estos elementos servirán de sujeción de los largueros de la estructura del semi-chasis posterior visualizados en la figura 3.4 y estarán unidos mediante pernos grado 8 a la carrocería, para garantizar mayor contención y seguridad.



**Figura 3. 4:** Bases del semi-chasis posterior fijas empernadas al bastidor del vehículo prototipo

### e. Ensamblaje de todo el conjunto del semi-chasis posterior

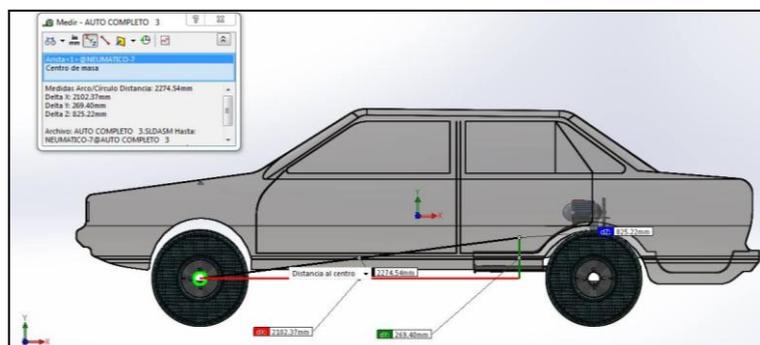
Una vez terminado el diseño de cada elemento que conforma la estructura se procede a realizar el ensamblaje para observar cómo queda el trabajo finalizado como se ve en la figura 3.5. Esta unidad es la encargada de alojar los elementos de la suspensión y dirección posterior.



**Figura 3. 5:** Estructura del semi-chasis posterior de acople de dirección y suspensión.

### 3.2.6. Ubicación del centro de masa del vehículo prototipo.

La ubicación del centro de masa, como se ilustra en la figura 3.6, juega un papel fundamental en la dinámica del vehículo, por ello los cálculos y diseño deben estar orientados a que este parámetro sea lo más bajo posible.



**Figura 3. 6:** Ubicación del centro de masas en el vehículo prototipo.

En la tabla 3.3 se presentan las distancias al centro de masas del vehículo prototipo.

**Tabla 3. 3:** Distancia de los ejes con respecto al centro de masas.

DISTANCIA AL CENTRO DE MASAS	
<b>Distancias de CG al eje Delantero</b>	2102.37 mm
<b>Distancias de CG al eje Posterior</b>	447.63 mm
<b>Distancia mínima entre ejes (Batalla)</b>	2550 mm

### 3.2.7. Distribución de cargas del vehículo prototipo.

#### a. Determinación de cargas muertas

El software SolidWorks 2014, utilizado en el modelo mecánico, calcula automáticamente el peso de la estructura, al no tener las especificaciones y ubicación exacta como es el peso total y otros accesorios del vehículo, se debe determinar un factor de carga muerta como se presenta en la tabla 3.4.

**Tabla 3. 4:** Elementos que conforman carga muerta

<b>Cargas muertas</b>	<b>Masa (kg)</b>
<b>Carrocería</b>	450
<b>Suspensión</b>	60
<b>Dirección</b>	50
<b>Transmisión</b>	60
<b>Llantas y frenos</b>	250
<b>Sistema eléctrico</b>	25
<b>Sistema eléctrico de dirección posterior</b>	15
<b>Tanque de combustible lleno</b>	30
<b>Sistema de dirección posterior</b>	35
<b>Total</b>	975

#### Fuerza generadora por carga muerta

$$F_{cm} = m_m t * a$$

Ec. 3.3(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag57)

Dónde:

$F_{cm}$  = fuerza generadora por carga muerta

$m_{mt}$  = Masa de carga muerta

$a$  = aceleracion

$$F_{cm} = 975 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{cm} = 9555 \text{ N}$$

**Fuerza bajo un factor crítico:**

$$F_{cm(30\%)} = F_{cm} + 0.3 (F_{cm})$$

Ec. 3.4(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto, 2014, pag58)

$$F_{cm(30\%)} = (9555 \text{ N}) + 0.3 (9555 \text{ N})$$

$$F_{cm(30\%)} = 12421.5 \text{ N}$$

### b. Determinación de cargas vivas (cv)

Según la norma INEN NTE 1 323: 2009, especifica que el peso promedio de un usuario que viaja en un vehículo de turismo es de 70 Kg. Asumiendo que en el vehículo existirán 4 pasajeros más el conductor, podemos calcular la carga viva que se aplica.

**Tabla 3. 5:** Carga viva

Carga viva	Masa (Kg)
Persona promedio del 95% percentil x 4	280
Motor 4 cilindros (1800 cm <sup>3</sup> )	125
Total	405

$$F_{cv} = m * a$$

Ec. 3.5(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag59)

Dónde:

$F_{cv}$  = fuerza generadora por carga viva

$m$  = Masa de carga viva

$a$  = aceleracion

$$F_{cv} = 405 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{cv} = 3969 \text{ N}$$

### Fuerza bajo un factor crítico:

$$F_{cv(30\%)} = F_{cv} + 0.3 (F_{cv})$$

Ec. 3.6(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag59)

$$F_{cv(30\%)} = ( 3969 ) + 0.3 (3969 )$$

$$F_{cv(30\%)} = 5159.7 \text{ N}$$

### Determinación de la carga total.

$\Sigma$  carga muerta + carga viva = carga total Ecuacion 3.7

$$\Sigma (975 + 405) = m_t$$

$$m_t = 1380 \text{ Kg}$$

### c. Determinación de la fuerza total.

$$F_t = 30\%(F_{cm}) + 30\%(F_{cv})$$

Ec. 3.8(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag59)

Dónde:

$F_t$  = fuerza total generada

$30\%F_{cm}$  = fuerza generada carga muerta más un 30%

$30\%F_{cv}$  = fuerza generada carga viva más un 30%

$$F_t = 12421.5 \text{ N} + 5159.7 \text{ N}$$

$$F_t = \mathbf{17581.2 \text{ N}}$$

### 3.2.8. Análisis cargas dinámicas a la estructura del semi-chasis posterior.

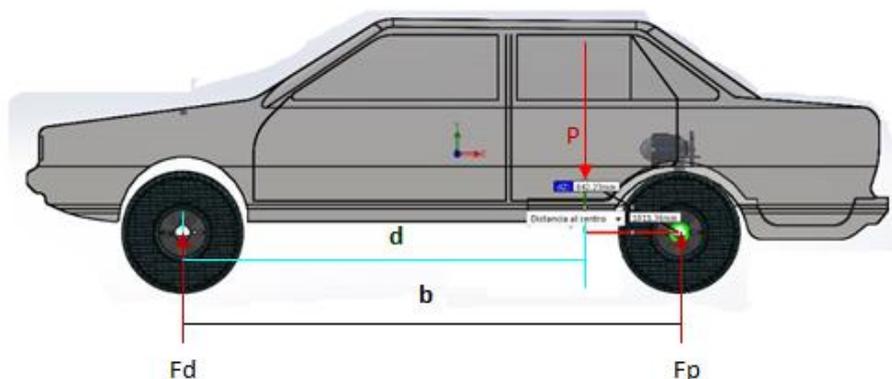


Figura 3. 7: Cargas aplicadas en el vehículo prototipo.

### 3.2.9. Determinación de las cargas generadas

#### a. Determinación de fuerza sobre el eje delantero.

$$F_d = F_t * \frac{d}{b}$$

Ec. 3.9(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag60)

Dónde:

$F_d$  = fuerza sobre el eje delantero

$F_t$  = fuerza total generada

$d$  = distancia al centro de masa

$b$  = batalla del vehículo

$$F_d = 17581.2 \text{ N} * \frac{2102.37 \text{ mm}}{2550 \text{ mm}}$$

$$F_d = 14494.97 \text{ N}$$

#### b. Determinación de fuerza sobre el eje posterior.

$$F_p = F_t * \frac{b - d}{b}$$

Ec. 3.10(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag61)

$$F_p = 17581.2 \text{ N} * \frac{2550 - 2102.37 \text{ mm}}{2550 \text{ mm}}$$

$$F_p = 3086.22 \text{ N}$$

La carga que soporta el eje posterior del vehículo prototipo es la que debe ser ingresada para simulación del estudio estático a través del software Solidworks.

**Tabla 3. 6:** Distribución de fuerzas

Distribución de fuerzas		
	Fuerza	Porcentaje
<b>Eje delantero</b>	14494.97 N	82.44
<b>Eje posterior</b>	3086.22 N	17.55

### 3.2.10. Determinación de masas con respecto al centro de gravedad

#### a. Masa Total en el Eje delantero

$$m_{st}^d = \frac{m_t * d}{b}$$

Ec. 3.11(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag61)

$$m_{st}^d = \frac{1380 \text{ kg} * 2102.37 \text{ mm}}{2550 \text{ mm}}$$

$$m_{st}^d = 1137.75 \text{ kg}$$

#### b. Masa total en el eje posterior.

$$m_{st}^p = \frac{m_t * (b-d)}{b}$$

Ec. 3.12(Suntaxi, diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto2014, pag62)

$$m_{st}^p = \frac{1380 \text{ kg} * (2550 - 2102.37) \text{ mm}}{2550 \text{ mm}}$$

$$m_{st}^p = 242.24 \text{ kg}$$

El resultado define la masa total que soporta el eje posterior con respecto al centro de masas.

**Tabla 3. 7:** Masas soportadas por los ejes, con respecto al centro de masas.

MASAS SOPORTADAS POR LOS EJES RESPECTO AL CENTRO DE MASAS			
		Masa (Kg)	Porcentaje (%)
<b>Eje delantero</b>	$m_{st}^d$	1137.75 (Kg)	82.45
<b>Eje posterior</b>	$m_{st}^p$	242.24 (Kg)	17.55

### 3.2.11. Selección de pernos

Para la implementación de los sistemas automotrices el uso de pernos son necesarios puesto que esto nos brindan una alta resistencia, gran rigidez, gran ductibilidad y su rápida aplicación debido a que estos se encuentran fabricados de acero por lo que el mercado nos presenta una gran variedad de estos dependiendo de sus características de fabricación y las cargas que este soportará.

#### a. Carga de apriete

Cuando el perno se usa para sujetar dos superficies, la fuerza entre las piezas es la carga de sujeción. La carga máxima de sujeción se suele tomar como 0.75 por la carga de prueba, donde la carga de prueba es el producto del esfuerzo de la prueba por área de esfuerzo de tensión del perno (L Mott, 2006).

Para los pernos de  $\frac{3}{4}$  que se utiliza en la unión entre el semi-chasis posterior y el compacto del vehículo que está sometido a una carga de 3086,22 N. Se utilizan cuatro pernos para realizar la sujeción del semi-chasis posterior en el compacto del vehículo, cada uno soporta una carga de 771,555 N o 173,45 lbf.

$$\sigma = \frac{P}{A_t}$$

Ecuación 3.13 (Mott, *Diseño de elementos de Máquinas*, 2006, pág. 723)

Donde:

P: Carga total soportada por el perno.

$A_t$ : Área de esfuerzo de tensión, se observa en la tabla 3.

$$\sigma = \frac{173,45 \text{ lb}}{0.334 \text{ pulg}^2}$$

$$\sigma = 519,311 \text{ psi}$$

Por lo que se opta la selección de un perno de grado dos, mismo que cumple con una resistencia a la prueba de 55 ksi, que se puede apreciar en la tabla 3.8 y cumple de forma satisfactoria para el anclaje del semichasis al compacto del vehículo.

**Tabla 3. 8:** Grados SAE de aceros para sujetadores

Grado Número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia a la fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Maracas en la cabeza
1	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	60	36	33	Ninguna
2	$\frac{1}{4} - \frac{3}{4}$ > $\frac{3}{4} - 1\frac{1}{2}$	74 60	57 36	55 33	Ninguna
4	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	115	100	65	Ninguna
5	$\frac{1}{4} - 1$ > $1 - 1\frac{1}{2}$	120 105	92 81	85 74	
7	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	133	115	105	
8	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	150	130	120	

**Fuente:** Diseño de elementos de maquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág. 715.

El par torcional de apriete necesario es:

$$T = kDP \text{ Ec. 3.14 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág 719)}$$

Donde:

T: Torque [lb\*pulg]

D: Diámetro exterior nominal de las roscas, en pulgadas

P: Carga de sujeción, en libras

K: constante

Para las condiciones comerciales promedio, se maneja k: 0.15 si existe alguna lubricación. Si las roscas están bien limpias y secas k: 0.20 (L Mott, 2006).

**Tabla 3. 9:** Dimensiones de roscas estándares americanas

Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Roscas por pulgada	Área de esfuerzo de tensión ( $\text{pulg}^2$ )	Roscas por pulgada	Área de esfuerzo de tensión ( $\text{pulg}^2$ )
0	0.0600			80	0.00180
1	0.0730	64	0.00263	72	0.00278
2	0.0860	56	0.00370	64	0.00394
3	0.0990	48	0.00487	56	0.00523
4	0.1120	40	0.00604	48	0.00661
5	0.1250	40	0.00796	44	0.00830
6	0.1380	32	0.00909	40	0.01015
B. Tamaños fraccionarios					
¼	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
3/8	0.3750	16	0.0775	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
½	0.5000	13	0.1419	20	0.1599
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256
¾	0.7500	10	0.334	16	0.373

**Fuente:** Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág. 717.

Para el cálculo se utiliza la constante  $K = 0.20$  y un diámetro exterior de rosca de 0.75 establecido en la tabla 3.29.

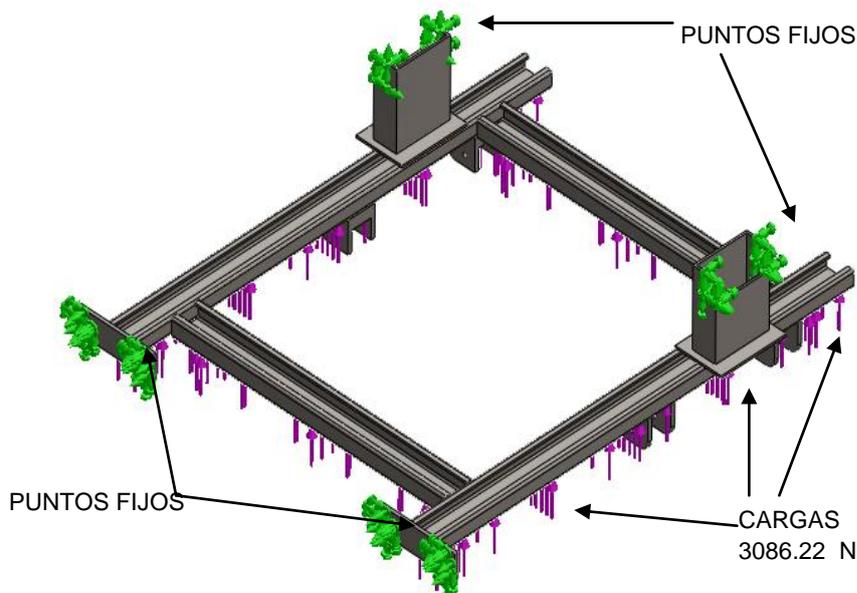
Por lo que se procede a realizar el cálculo de apriete que recibirá el perno.

$$T = (0.20)(0.75\text{pulg})(173\text{lb})$$

$$T = 25,95 \text{ lb} * \text{pulg}$$

### 3.2.12. Carga aplicada a la estructura del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerza sobre el eje posterior.

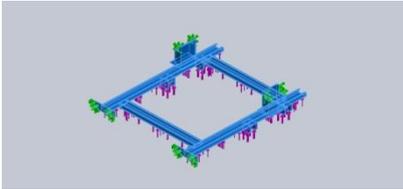
El resultado obtenido en  $F_p$ , sobre la fuerza que actúa en el eje posterior del vehículo prototipo es el valor que se ingresará en el asesor de cargas del software de simulación y que soporta la estructura del semi-chasis posterior.



**Figura 3. 8 :** Cargas aplicadas a la estructura del semi-chasis posterior

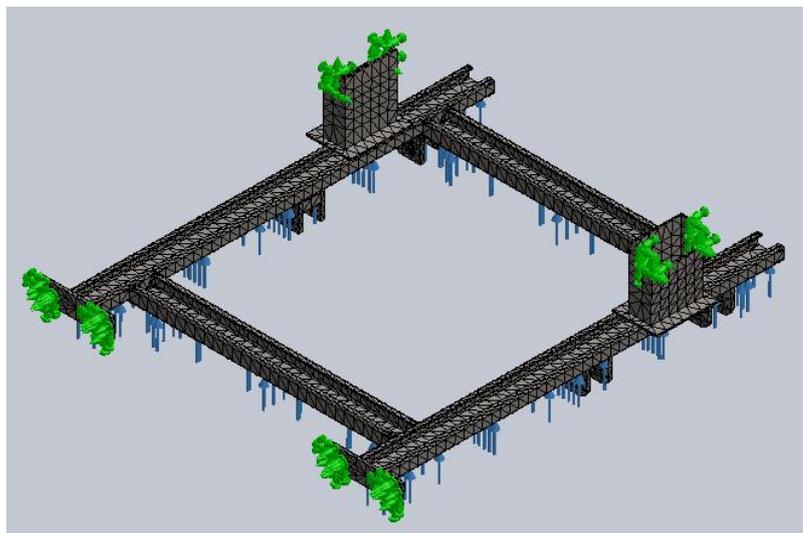
En la figura 3.8 se puede observar que la fuerza aplicada será de 3086.22 Newtons distribuidas en la estructura del semi-chasis, para obtener un rendimiento óptimo se parte del diseño de la estructura para que pueda soportar las cargas que se va a encontrar sometida la misma. A través del software de simulación se puede conocer las características de la estructura del semi-chasis posterior diseñada y del material aplicado que es acero estructural ASTM A36, del mismo que el software de simulación entrega información detallada como se indica en la tabla 3.10.

**Tabla 3. 10:** Propiedades de material

REFERENCIA DE MODELO	PROPIEDADES
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero  Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal  Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises  Límite elástico: <math>2.5e+008 \text{ N/m}^2</math>  Límite de tracción: <math>4e+008 \text{ N/m}^2</math>  Módulo elástico: <math>2e+011 \text{ N/m}^2</math>  Coeficiente de Poisson: 0.26  Densidad: <math>7850 \text{ kg/m}^3</math>  Módulo cortante: <math>7.93e+010 \text{ N/m}^2</math></p>

**Fuente:** Software de simulación (Solidworks)

Para los análisis estáticos posteriores mediante el software Solidworks, se realiza un mallado de la estructura del semi-chasis posterior, como se presenta en la figura 3.9; se ejecutó una malla de alta calidad de elementos cuadráticos de alto orden de 16484 elementos que permitirá realizar un análisis detallado de la estructura del semi-chasis posterior, como se observa en la tabla 3.11.



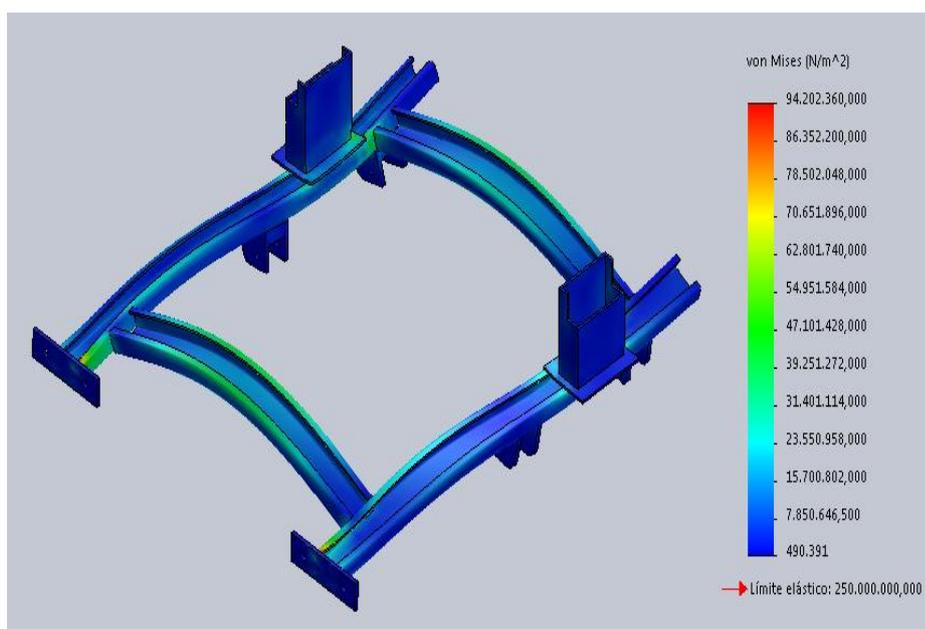
**Figura 3. 9:** Mallado de la estructura del semi-chasis posterior  
**Fuente:** Software de simulación (Solidworks)

**Tabla 3. 11:** Información de malla - Detalles

<b>Tipo de malla</b>	Malla sólida
<b>Mallador utilizado</b>	Malla estándar
<b>Puntos Jacobianos</b>	4 Puntos
<b>Tamaño de elementos</b>	25.3158 mm
<b>Tolerancia</b>	1.26579 mm
<b>Calidad de malla</b>	Elementos cuadráticos de alto orden
<b>Número total de nodos</b>	32608
<b>Número total de elementos</b>	16484

**Fuente:** Software de simulación (Solidworks)

**a. Estudio de tensión de von mises de la estructura en el semi-chasis posterior bajo cargas de fuerza sobre el eje posterior.**



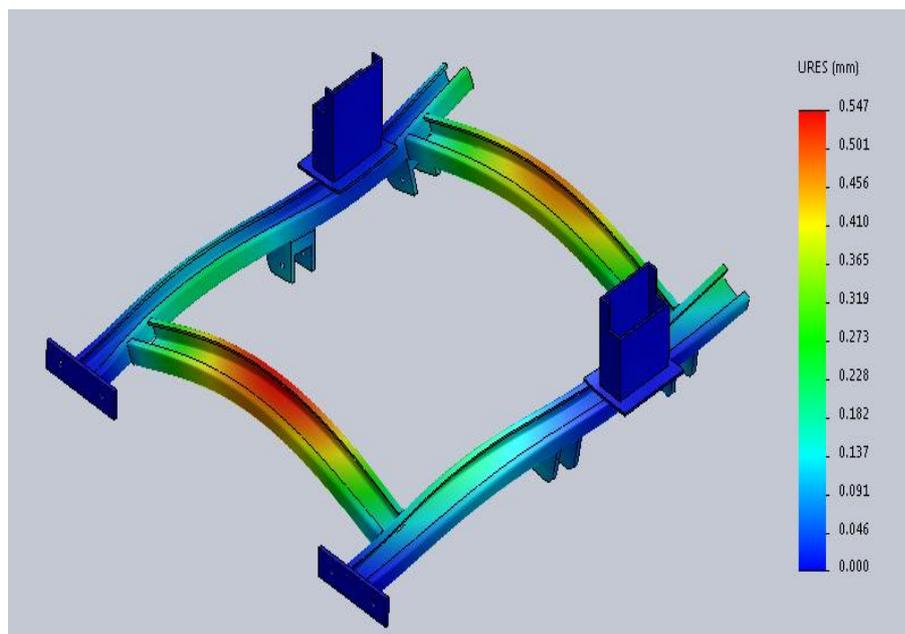
**Figura 3. 10:** Tensión de von Mises aplicada a la estructura posterior

Los resultados de la simulación como se presenta en la figura 3.10, dan como consecuencia que la fuerza aplicada no supera la resistencia de fluencia del metal concluyendo que el material es apto para su utilización. Cumple con la teoría de Von Mises, objetando la fiabilidad del material.

$$\sigma < Fu \text{ Ecuacion 3.15}$$

$$94 \text{ Mpa} < 250 \text{ Mpa}$$

### b. Estudio de desplazamientos resultantes en el semi-chasis posterior.



**Figura 3. 11:** Desplazamientos aplicados a la estructura posterior

Este estudio permite valorar los desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura cuando se someta a la carga, ofrece un valor que se presenta en la figura 3.11, con este valor se puede concluir que el diseño es el adecuado y la estructura tiene los parámetros necesarios para las aplicaciones que se requiera someter.

**Límite de deflexión recomendados.** Es responsabilidad del diseñador especificar la máxima deflexión permisible de una viga de máquina, chasis o estructura. (Ingenieromecanica, 2014).

Pieza general de máquina

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Ecuación 3.16(Mott, resistencia de materiales, 2006, pag. 431)

Precisión moderada

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.00001 \text{ a } 0.0005 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Ecuación 3.17(Mott, resistencia de materiales, 2006, pag. 431)

Alta precisión

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.000001 \text{ a } 0.00001 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Ecuación 3.18(Mott, resistencia de materiales, 2006, pag. 431)

Para el análisis de desplazamiento de la estructura del semi-chasis posterior se elige una precisión moderada:

$$\gamma_{\text{máx}} = \text{Limite máximo de flexión recomendado}$$

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{0.0005\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305 \text{ mm} = 0.652 \text{ mm}$$

$$\gamma_{\text{min}} = \text{Limite mínimo de flexión recomendado}$$

$$\gamma_{\text{min}} = \frac{0.00001\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305 \text{ mm} = 0.013 \text{ mm}$$

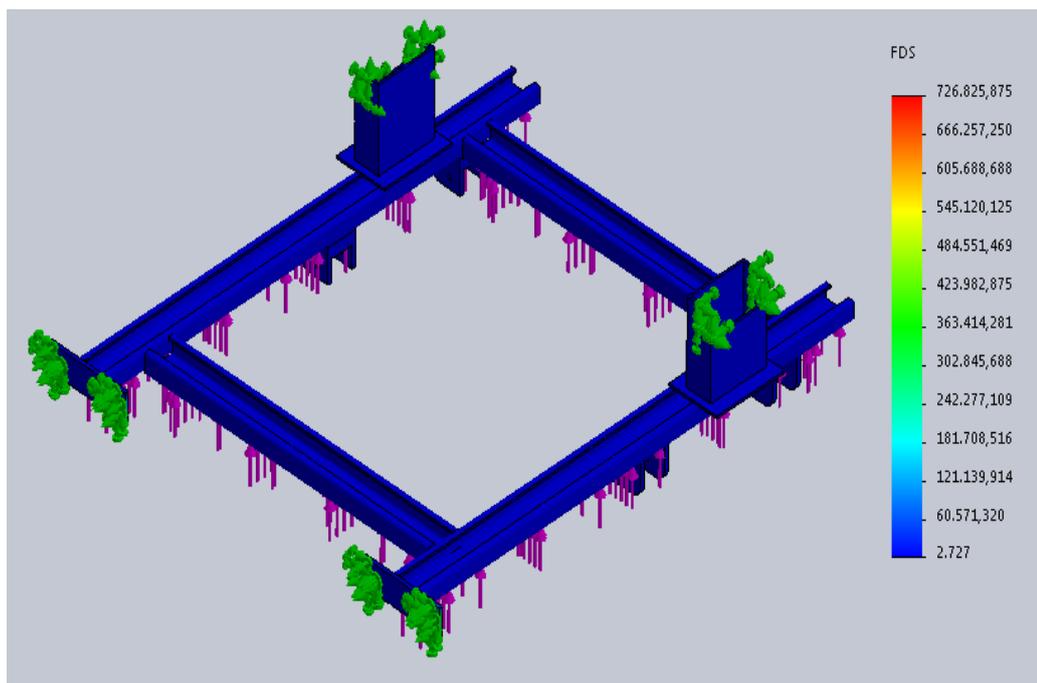
Este desplazamiento de 0.54 mm está dentro de los límites de deflexión recomendado para máquinas de precisión moderado.

$$\text{Dónde: } 0.013 < \mathbf{0,54} < 0,652$$

Para el diseño de la estructura del semi-chasis posterior se decide aplicar una precisión moderada, ya que esta estructura estará sometida a cargas en sus tres ejes de trabajo, soporta las cargas generadas por los pasajeros y el peso del mismo vehículo en su eje posterior, sabiendo que esta estructura albergara el sistema de dirección posterior se necesita que tenga características de precisión moderada, esta propiedad se confirma verificando si su rango de deflexión al ser sometido a cargas verticales, está entre el valor mínimo y el máximo desplazamiento permitido, se obtiene un valor de 0.54 que si está dentro del rango de una maquina con precisión moderada.

Como consecuencia satisface la condición de límite de deflexión recomendada.

### c. Factor de seguridad.

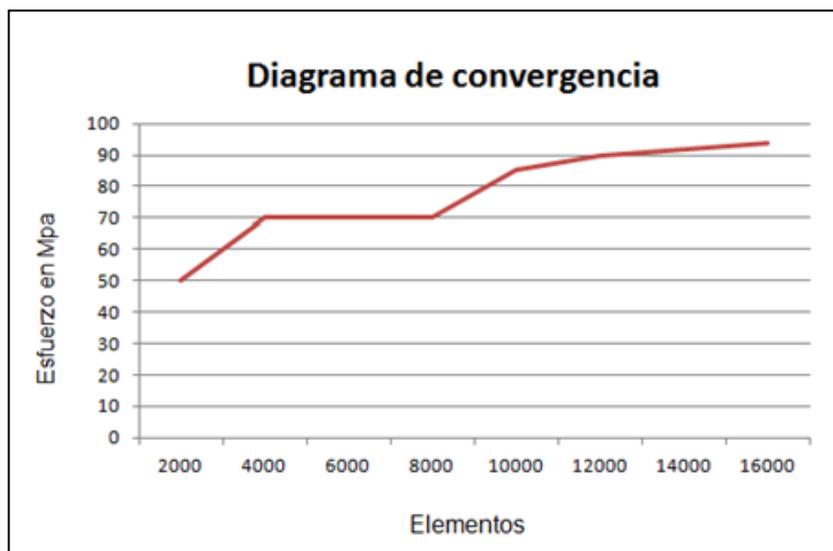


**Figura 3. 12:** Factor de seguridad del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerzas en el eje posterior.

Para confirmar que no existen fallas del metal seleccionado para la construcción de la estructura del semi chasis posterior, el coeficiente de seguridad o factor de seguridad  $N$ , que se muestra en la figura 3.12, es mayor a 1 siendo este factor una unidad de medida de seguridad para soportar las cargas que se generan en el eje posterior del vehículo prototipo.

El factor de seguridad después del análisis de esfuerzos de Von Mises cumple satisfactoriamente los requisitos para someter la estructura a funcionamiento continuo en el vehículo prototipo, el factor de seguridad es de 2.727 puesto que las cargas aplicadas a la estructura están sometidas a un sistema de suspensión conformado por amortiguador, pivote y ruedas posteriores las mismas que generan fuerzas verticales sobre el eje posterior del vehículo prototipo.

#### d. Diagrama de convergencia.



**Figura 3. 13:** Diagrama de convergencia, análisis estatico del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerzas en el eje posterior.

En la figura 3.13 se observa que el análisis estático de la estructura del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerza sobre el eje posterior, tiende a aumentar su eficiencia dependiendo del número de elementos analizados en el software de diseño, para que el diseño sea el adecuado se toma como referencia el punto de mayor número de elementos con 16484 y un esfuerzo de 94 MPa, que es el más adecuado ya que la directriz se va tornando constante.

#### 3.2.13. Fuerzas transmitidas a los ejes del vehículo, por la suspensión.

Resulta necesario realizar un estudio sobre las fuerzas que son transmitidas a los ejes de un vehículo, ya que, es debido conocer las cargas que un vehículo debe soportar a través de sus ejes cuando es sometido a una aceleración brusca o un frenado de emergencia, al implementar la estructura del semi-chasis en el eje posterior se debe enfocar mas en las cargas generadas por aceleración brusca porque como se sabe al acelerar el vehículo, el eje posterior es el que debe soportar dichas cargas. Es así que se realiza el estudio sobre las masas suspendidas y no suspendidas que deben conocerse previamente para realizar los cálculos de las fuerzas de aceleración brusca.

### a. Masas suspendidas.

Analizar por separado el comportamiento de las masas suspendida y no suspendida garantiza conocer de mejor manera el comportamiento dinámico del vehículo.

Las masas suspendidas son aquellas que están soportadas por los elementos elásticos de la suspensión.

Las masas no suspendidas son aquellas que están soportadas directamente por la rueda o neumático y se considera que se mueve con él.

Por lo que para el cálculo de la masa suspendida restaremos varios elementos a la carga total.

**Tabla 3. 12:** Elementos que no serán considerados como masa suspendida.

ELEMENTOS	MASA(kg)
Transmisión	10
Llantas y frenos	80
Suspensión	50
<b>Total</b>	<b>140</b>

$$m_{ts} = m_t - m_{ns}$$

Ecuacion 3.19( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics. )

Dónde:

$m_{ts}$  = Masa total suspendida.

$m_t$  = Carga total.

$m_{ns}$  = Carga no suspendida.

$$m_{ts} = (1380kg - 140kg)$$

$$m_{ts} = 1240 kg$$

### Masa suspendida en el eje delantero

$$m_{sd} = \frac{m_{ts} * d}{b}$$

Ecuación 3.20( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$$m_{sd} = \frac{1240 \text{ kg} * 2102.37 \text{ mm}}{2550 \text{ mm}}$$

$$m_{sd} = 1022.33 \text{ kg}$$

### Masa suspendida en el eje posterior

$$m_{sp} = \frac{m_{ts} * (b - d)}{b}$$

Ecuación 3.21( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$$m_{sp} = \frac{1240 \text{ kg} * (2550 - 2102.37) \text{ mm}}{2550 \text{ mm}}$$

$$m_{sp} = 217.67 \text{ kg}$$

El resultado define la masa suspendida en el eje posterior con respecto al centro de masas.

**Tabla 3. 13:** Masas suspendidas

Masas suspendidas	
Masa total suspendida. $m_{ts}$	1240 kg
Masa suspendida en el eje delantero $m_{sd}$	1022.33 kg
Masa suspendida en el eje posterior $m_{sp}$	217.67 kg

### b. Masa no suspendida

Para determinar estos valores basta con hacer una relación de sustracción entre la masa total y la masa suspendida.

Masa no suspendida Eje Delantero

$$m_{ss}^d = m_{st}^d - m_{sd}$$

Ecuación 3.22( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$$m_{ss}^d = 1137.75 \text{ Kg} - 1022.33 \text{ Kg}$$

$$m_{ss}^d = 115.42 \text{ kg}$$

### Masa no suspendida en el eje posterior

$$m_{ss}^p = m_{st}^p - m_{sp}$$

Ecuación 3.23( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics. )

$$m_{ss}^p = 242.24 \text{ kg} - 217.67 \text{ kg} = 24.57 \text{ kg}$$

**Tabla 3. 14:** Masas no suspendidas

Masas no suspendidas	
Masa no suspendida Eje Delantero $m_{ss}^d$	115.42kg
Masa no suspendida en el eje posterior $m_{ss}^p$	24.57 kg
Masas no suspendidas total $m_{ns}$	140 Kg

### 3.2.14. Carga de aceleración brusca.

Trata sobre la carga a la cual se verá sometida la estructura del semi-chasis posterior cuando el vehículo prototipo se someta a una aceleración brusca.

### 3.2.15. Transferencia de carga en aceleración brusca

#### a. Velocidad Alcanzada

El vehículo recorre la distancia de 85 metros en un tiempo de 5 segundos, el cual fue cronometrado.

$$v = \frac{d_r}{t_p} = \frac{85 \text{ m}}{5 \text{ s}} = 17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ecuación 3.24(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics. )

Dónde:

$v$  = velocidad promedio.

$d_r$  = distancia promedio recorrida.

$t_p$  = tiempo promedio.

### b. Aceleración Máxima

$$a = \frac{v^2}{2 d_r} = \frac{(17 \frac{m}{s})^2}{2 * 85 m} = 1,7 \frac{m}{s^2}$$

Ecuación 3.25(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

En Milliken, William F. (2003), se determina la transferencia de carga durante la Aceleración como:

$$w_a = \frac{a * m_t * h_{cg}}{b}$$

Ecuación 3.26(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$w_a$  = Transferencia de carga.

$a$  = aceleración.

$m_t$  = masa total.

$h_{cg}$  = altura del centro de masas.

$b$  = distancia entre ejes.

$$w_a = \frac{1,7 \frac{m}{s^2} * 1380 kg * 0,58 m}{2,55 m}$$

$$w_a = 533,6 N$$

### c. Trasferencia de carga bajo un factor crítico.

$$w_{a(30\%)} = w_a + 0.3 (w_a)$$

Ecuación 3.27(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$$w_{a(30\%)} = 533,6 N + 0.3 (533,6) N$$

$$w_{a(30\%)} = \mathbf{693,68 N}$$

Este valor de carga es la que actúa sobre el eje posterior cuando el vehículo es sometido a una aceleración brusca.

#### d. Carga en el eje delantero en aceleración brusca

$$m_{ac}^d = (m_{st}^d * Y_p) + \left( \frac{W_{a(30\%)}}{g} * Y_v \right)$$

Ecuación 3.28( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$m_{ac}^d$  = Carga eje delantero aceleración brusca.

$m_{st}^d$  = Masa total del eje delantero.

$w_{a(30\%)}$  = Carga durante la aceleración.

$Y_p$  = Factor de carga permanente (1.33).

$Y_v$  = Factor de carga variable (1.50).

$$m_{ac}^d = (1137.75 \text{ kg} * 1.33) + \left( \frac{693,68 \text{ N}}{9.8 \text{ m/s}^2} * 1.50 \right)$$

$$m_{ac}^d = 1513.2 \text{ kg} + 106,17 \text{ kg}$$

$$m_{ac}^d = 1619.38 \text{ kg}$$

#### e. Carga en el eje posterior en aceleración brusca.

$$m_{ac}^p = (m_{st}^p * Y_p) + \left( \frac{W_{a(30\%)}}{g} * Y_v \right)$$

Ecuación 3.29( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$m_{ac}^p$  = Carga eje posterior aceleración brusca.

$m_{st}^p$  = Masa total del eje posterior.

$w_{a(30\%)}$  = Carga durante la aceleración.

$Y_p$  = Factor de carga permanente (1.33).

$Y_v$  = Factor de carga variable (1.50).

$$m_{ac}^p = (242.24 \text{ kg} * 1.33) + \left( \frac{693,68 \text{ N}}{9.8 \text{ m/s}^2} * 1.50 \right)$$

$$m_{ac}^p = 322.18 \text{ kg} + 106,17 \text{ kg}$$

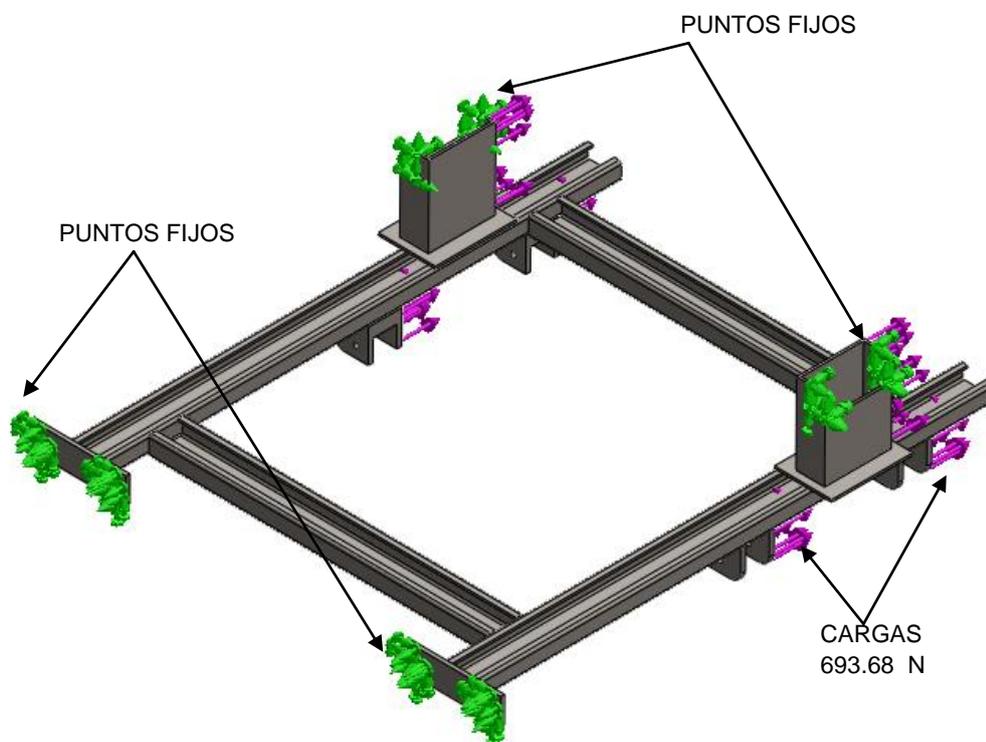
$$m_{ac}^p = 428.35 \text{ Kg}$$

**Tabla 3. 15:** Transferencia de cargas durante aceleración brusca

Transferencia de cargas en aceleración brusca		
Carga durante la aceleración.	$w_{a(30\%)}$	693,68 N
Carga eje delantero aceleración brusca.	$m_{ac}^d$	1619.38 kg
Carga eje posterior aceleración brusca.	$m_{ac}^p$	428.35 Kg

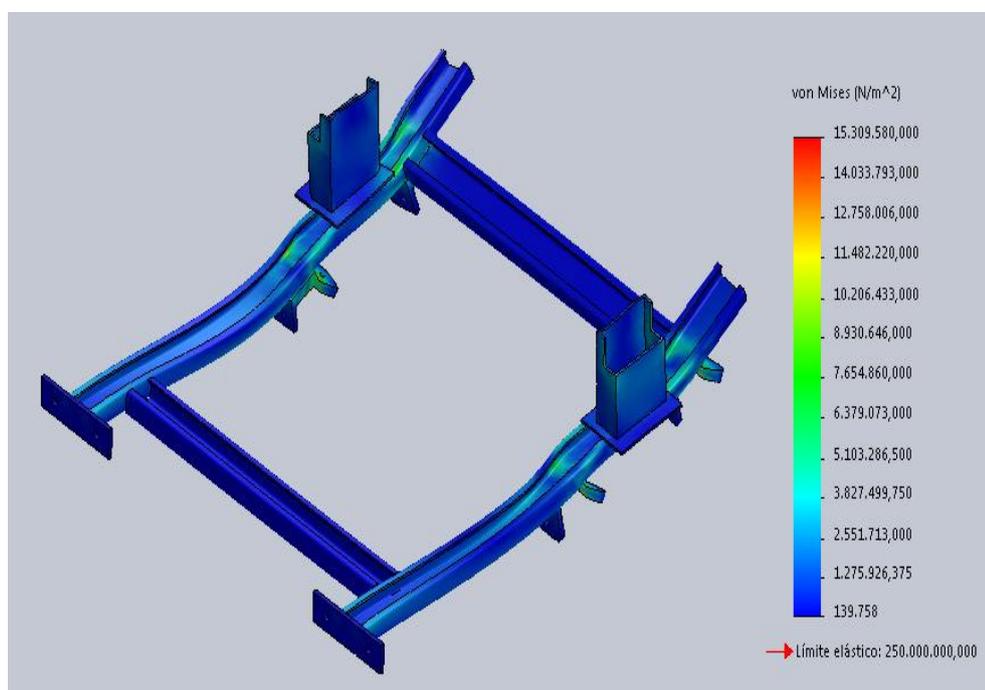
### 3.2.16. Carga de aceleración brusca aplicada a la estructura del semi-chasis posterior.

La carga bajo un factor crítico durante una aceleración brusca cuyo valor es de 693.68 N, es la que será sometido el eje posterior y por consecuencia el semi-chasis posterior implementado en el vehículo prototipo, se realiza el análisis estático mediante el software de simulación aplicando esta carga horizontal.

**Figura 3. 14:** Cargas aplicadas a la estructura del semi-chasis posterior

Como se observa en la figura 3.14, la dirección de la fuerza por aceleración brusca es una carga horizontal que se aplica en el eje posterior a través de los elementos que conforman el semi-chasis posterior, como son los terminales de las mesas posteriores y las bases fijas soldadas en el bastidor del vehículo, generadas por una aceleración brusca con el vehículo prototipo.

#### a. Estudio de tensión de von mises de la estructura del semi-chasis posterior, bajo cargas de aceleración brusca



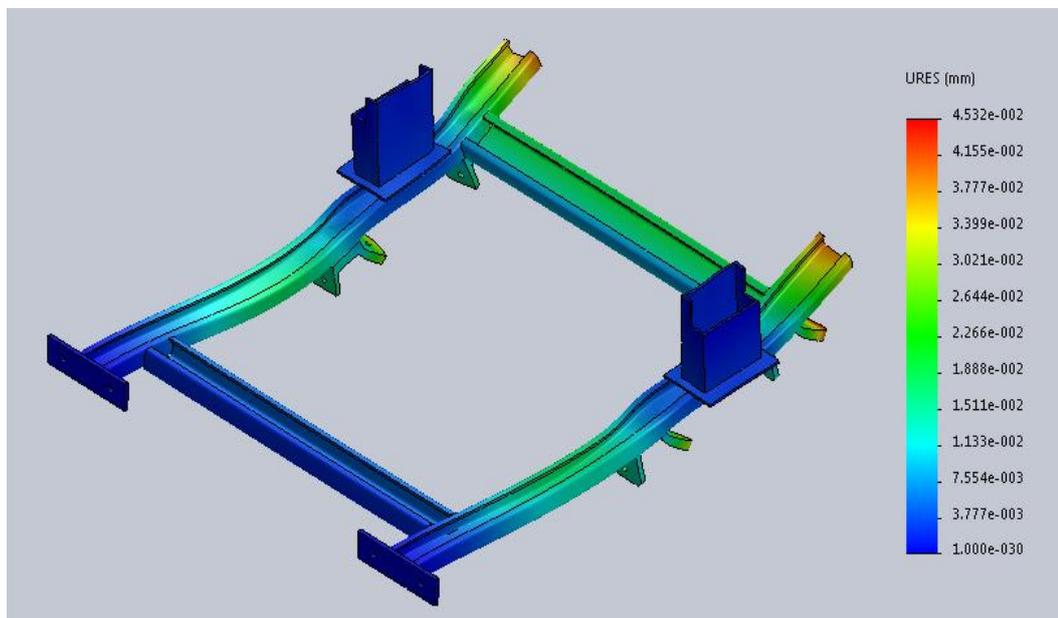
**Figura 3. 15:** Tensión de von Mises aplicada a la estructura posterior

Los resultados de la simulación como se puede apreciar en la figura 3.15, entregan que la fuerza aplicada no supera la resistencia de fluencia del metal concluyendo que el material es apto para su utilización. Cumple con la teoría de Von Mises, objetando la fiabilidad del material.

$$\sigma < Fu \text{ Ecuación 3.30 (Mott R., 2010)}$$

$$15Mpa < 250 Mpa$$

**b. Estudio de desplazamientos resultantes en el semi-chasis posterior, bajo cargas de aceleración brusca**



**Figura 3. 16:** Desplazamientos aplicados a la estructura posterior

Este estudio permite valorar los desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura cuando se someta a la carga por aceleración brusca, ofrece un valor que se presenta en la figura 3.16, con este valor se puede concluir que el diseño es el adecuado y la estructura tiene los parámetros necesarios para las aplicaciones que se requiera someter.

**Límite de deflexión recomendados.**

Pieza general de máquina

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Ecuación 3.31( Mott, resistencia de materiales, 2006, pag. 431)

Precisión moderada

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.00001 \text{ a } 0.0005 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Ecuación 3.32( Mott, resistencia de materiales, 2006, pag. 431)

Alta precisión

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.000001 \text{ a } 0.00001 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Ecuación 3.33( Mott, resistencia de materiales, 2006, pag. 431)

Para el análisis de desplazamiento de la estructura del semi-chasis posterior bajo cargas de aceleración brusca se elige una precisión moderada:

$\gamma_{\text{máx}} = \text{Limite máximo de flexión recomendado}$

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{0.0005\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305 \text{ mm} = 0.652 \text{ mm}$$

$\gamma_{\text{min}} = \text{Limite mínimo de flexión recomendado}$

$$\gamma_{\text{min}} = \frac{0.00001\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305 \text{ mm} = 0.013 \text{ mm}$$

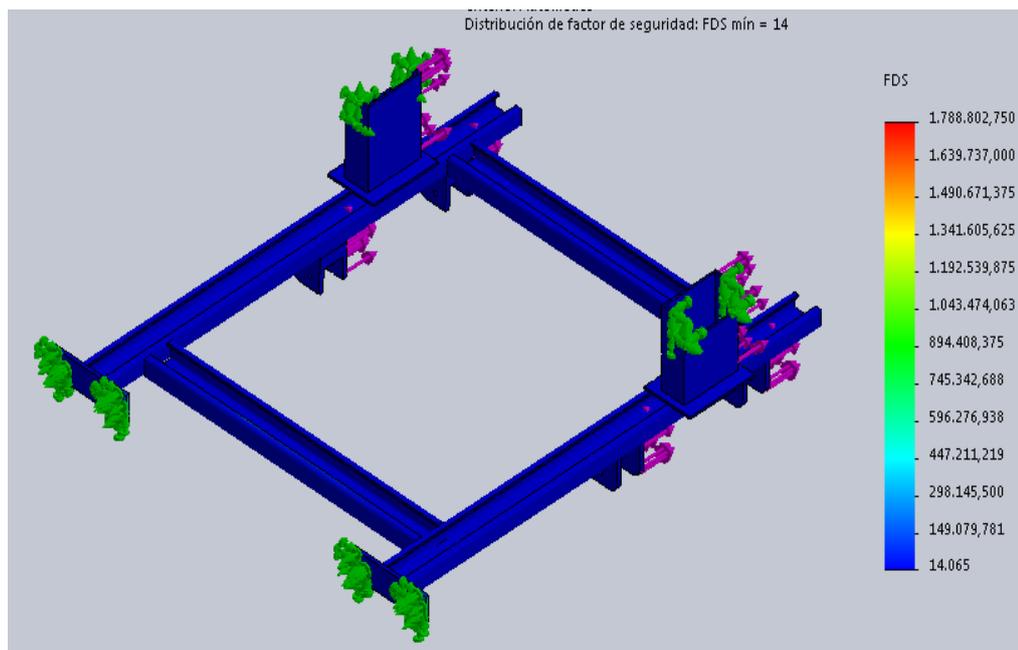
Este desplazamiento de 0.045 mm está dentro de los límites de deflexión recomendado para máquinas de precisión moderado.

$$\text{Dónde: } 0.013 < \mathbf{0,045} < 0,652$$

Cuando el vehículo es sometido a una aceleración brusca, su eje posterior deberá soportar toda la carga horizontal a través de los elementos que conforman la suspensión posterior, como son los terminales de las mesas posteriores y las bases de sujeción de la estructura del semi-chasis posterior, cuando se aplican las cargas podrá originarse una deformación de la estructura, esta deformación deberá estar dentro de los límites de diseño y las características de deformación del material. Mediante el estudio estático se puede conocer el valor de deformación que se origina en la estructura bajo cargas de aceleración brusca. Para conocer si el valor de estas deformaciones no presenta fallas en el material de la estructura y en el sistema de suspensión posterior, se toma como referencia una deformación de precisión moderada. Aplicando los límites de deformación con una precisión moderada se obtiene que la estructura tendrá una deformación de

0.045 mm que es un valor dentro del rango mínimo de deformación y el máximo de deformación, como consecuencia satisface la condición de límite de deflexión recomendada.

**c. Factor de seguridad semi-chasis posterior bajo cargas de aceleracion brusca.**



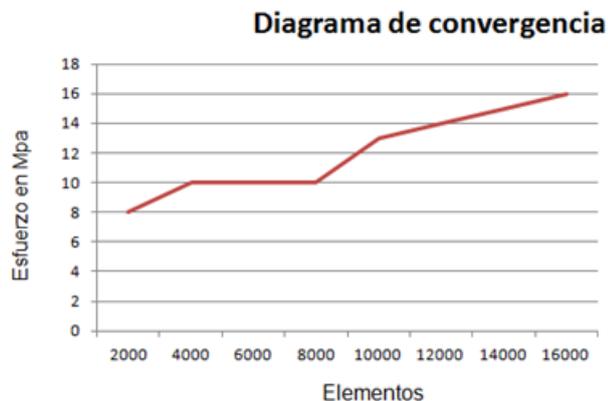
**Figura 3. 17:** Factor de seguridad del semi-chasis posterior

Para confirmar que no existen fallas de la estructura del semi chasis posterior, bajo cargas de aceleracion brusca, el factor de seguridad  $N$ , que se muestra en la figura 3.17 es mayor a 1 siendo este factor una unidad de medida de seguridad para soportar las cargas.

El factor de seguridad después del análisis de esfuerzos de Von Mises cumple satisfactoriamente los requisitos para someter la estructura a cargas de aceleracion brusca con un factor de seguridad de 14.0647.

Como consecuencia de las cargas de aceleración brusca se tiene un factor de seguridad mayor para el diseño de la estructura, esto se debe a que las cargas generadas por aceleración brusca del vehículo tienen una magnitud menor con relación a las cargas que se generan en el eje posterior debido a las fuerzas generadas sobre los ejes del vehículo ocasionadas por el mismo peso del vehículo.

#### d. Diagrama de convergencia.



**Figura 3. 18:** Diagrama de convergencia, análisis estático del semi-chasis posterior bajo cargas de aceleración brusca.

En la figura 3.18 se observa que el análisis estático de la estructura del semi-chasis posterior bajo cargas de aceleración brusca sobre el eje posterior, tiende a aumentar su eficiencia dependiendo del número de elementos analizados en el software de diseño, para que el diseño sea el adecuado se toma como referencia el punto de mayor número de elementos con 16484 y un esfuerzo de 15 MPa, que es el más adecuado ya que la directriz se va tornando constante. El esfuerzo sobre la estructura durante una aceleración brusca no sobrepasa los 15 Mpa, que en comparación con el límite de flexión del material aplicado que es de 250 Mpa, es un valor muy eficiente que proporciona.

#### 3.2.17. Carga de frenado (cf)

El vehículo es sometido a una aceleración negativa cuando debe frenar, el objetivo es conocer la carga de frenado a la cual estará expuesto.

##### a. Transferencia de carga en frenada brusca

La transferencia de carga durante el frenado se determina cuando:

$$V_0 = 25 \text{ m/s} = 90 \text{ km/h}$$

$$V_f = 0$$

Tiempo de frenada =  $t = 4\text{s}$

Se considera un tiempo de frenada en situaciones críticas y de reacción inmediata por el conductor para vehículos de este tipo.

$$V_f = V_0 + a \cdot t$$

Ecuación 3.34(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$$a = \frac{V_f - V_0}{t}$$

Ecuación 3.35( Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$$a = \frac{-25 \frac{m}{s}}{4 s}$$

$$a = -6,25 \text{ m/s}^2$$

Se determina la transferencia de carga de frenado como:

$$W_{f=} = \frac{a_f * m_t * h_{cg}}{b}$$

Ecuación 3.36(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$W_f$  = transferencia de carga durante el frenado.

$a_f$  = aceleración.

$m_t$  = masa total.

$h_{cg}$  = altura del centro de masa.

$b$  = distancia entre ejes.

$$W_{f=} = \frac{6,25 \text{ m/s}^2 * 1380 \text{ kg} * 0,58 \text{ m}}{2,55 \text{ m}}$$

$$W_f = 1961,76 \text{ N}$$

#### **b. Trasferencia de carga bajo un factor crítico.**

$$w_{f(30\%)} = w_f + 0.3 (w_f)$$

Ecuación 3.37(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

$$w_{f(30\%)} = 1968,13 N + 0.3 (1968,13 N)$$

$$w_{f(30\%)} = 2550.3 N$$

Este valor de carga es la que actúa sobre el eje delantero cuando el vehículo es sometido a una frenada de emergencia.

### c. Carga en el eje delantero en frenada brusca.

$$m_f^d = (m_{st}^d * \gamma_p) + \left( \frac{w_{f(30\%)}}{g} * \gamma_v \right)$$

Ecuación 3.38(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$m_f^d$  =Carga eje delantero frenada brusca.

$m_{st}^d$  = Masa total del eje delantero

$\gamma_p$  = Factor de carga permanente (1.33).

$w_{f(30\%)}$  = Carga durante la frenada.

$\gamma_v$  = Factor de carga variable (1.50).

$$m_f^d = (1137.75 kg * 1.33) + \left( \frac{2550,3 N}{9.8 m/s^2} * 1.50 \right)$$

$$m_f^d = (688,46 kg) + (391,61kg)$$

$$m_f^d = (1903.6 kg)$$

### d. Carga en el eje posterior en frenada brusca.

$$m_f^p = (m_{st}^p * \gamma_p) + \left( \frac{w_{f(30\%)}}{g} * \gamma_v \right)$$

Ecuación 3.39(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$m_f^p$  = Carga en el eje posterior frenada brusca.

$m_{st}^p$  = Masa total del eje posterior.

$w_{f(30\%)} =$  Carga durante la frenada.

$\gamma_p =$  Factor de carga permanente (1.33).

$\gamma_v =$  Factor de carga variable (1.50).

$$m_f^p = (242.24 \text{ kg} * 1.33) + \left( \frac{2550.3 \text{ N}}{9.8 \text{ m/s}^2} * 1.50 \right)$$

$$m_f^p = (774,53 \text{ kg}) + (391,61 \text{ kg})$$

$$m_f^p = (712.53 \text{ kg})$$

**Tabla 3. 16:** Cargas de frenado

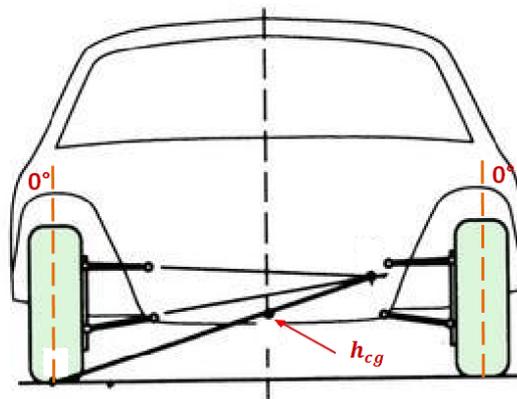
CARGAS DE FRENADO	
Trasferencia de carga bajo un factor crítico. $w_{f(30\%)}$	2550.3 N
Carga en el eje delantero en frenada brusca. $m_f^d$	(1903.6 kg)
Carga en el eje posterior en frenada brusca. $m_f^p$	(712.53 kg)

### 3.2.18. Carga de giro

Cuando el vehículo recorre una trayectoria curva, se encuentra sometido a una fuerza centrífuga que tiende a volcarlo hacia el exterior de la curva, dando lugar a que las ruedas exteriores resulten más cargadas que las ruedas interiores, esto produce una transferencia lateral de peso hacia los puntales de los amortiguadores. Esta transferencia lateral transmite carga de un lado al otro con una merma clara de cualquiera de las características de este tren, aceleración, tracción, frenada, dirección, entre otros.

La transferencia lateral de peso es algo más complicada que la longitudinal y por ello es conveniente conocer mejor sus vías de transmisión. El análisis de la carga que se genera cuando el vehículo prototipo se dispone a entrar en una curva, será necesario para el análisis de la fuerza que se verá sometida la estructura del semi-chasis posterior implementado en el vehículo, de esta manera saber si soportara las cargas aplicadas a la misma por la fuerza centrífuga que se concibe en una curva.

Para la realización de los cálculos de las fuerzas que se presentan durante una curva sobre el vehículo prototipo, es necesario conocer las medidas hacia el centro de gravedad del mismo, en la figura 3.19 se presenta la distancia de la altura al centro de masas cuando las ruedas delanteras del vehículo están en una posición a 0° con respecto a la vertical.



**Figura 3. 19:** Ubicación del centro de masas a 0 grados del vehículo prototipo.

**Tabla 3. 17:** Ubicación del centro de masas a 0 grados.

UBICACIÓN CENTRO DE MASAS	
X(m)	Y(m)
0	0.58

#### a. Transferencia de carga durante la curva.

En Milliken (2003) se determina la aceleración normal en curva como:

$$A_n = \frac{v^2}{r}$$

Ecuación 3.40(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$A_n$  = Aceleración normal

$v^2$  = Velocidad

$r$  = Radio de curvatura

En la tabla 3.18 se determina la aceleración normal sometida al vehículo prototipo en las velocidades en las cuales ingresa en una curva dependiendo

también del radio de curvatura de cada una de ellas, el valor del radio de curvatura esta normalizado en la INEN 1 323.

**Tabla 3. 18:** Velocidad, radio y aceleración normal generadas a 0 grados.

ACELERACIÓN NORMAL A 0 GRADOS			
v (Km/h)	v (m/s)	r (m)	An (m/s <sup>2</sup> )
40	11.11	60	2.06
40	11.11	100	1.23
40	11.11	150	0.82
60	16.66	60	4.63
60	16.66	100	2.78
60	16.66	150	1.85
80	22.22	60	8.23
80	22.22	100	4.93
80	22.22	150	3.29
100	27.77	60	12.86
100	27.77	100	7.71
100	27.77	150	5.14

Se puede concluir que a mayor velocidad de entrada en la curva y menor radio de curvatura se tiene mayor aceleración normal, es decir, mayor fuerza centrífuga que empuja al vehículo hacia el exterior de la curva; implementando el sistema de dirección a las cuatro ruedas, las ruedas posteriores al tener la capacidad de direccionarse en el sentido opuesto que las ruedas delanteras, tendrán la facilidad de contrarrestar en cierta cantidad esta fuerza centrífuga, ayudando a evitar el volcamiento del vehículo.

#### b. Tránsito de carga a 0 grados

Se determina la transferencia en curva según la ecuación 3.41.

$$w_c = \frac{A_n * m_t * h_{cg}}{A_v}$$

Ecuación 3.41 (Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$w_c$  = Tráferencia de masa en curva.

$A_n$  = Aceleración normal.

$m_t$  = Masa total.

$h_{cg}$  = Altura del centro de masa.

$A_v$  = Ancho de vía.

**Tabla 3. 19:** Tráferencia total de carga en el vehículo a 0 grados.

TRANSFERENCIA DE CARGA EN CURVA "0" GRADOS	
An [m/s <sup>2</sup> ]	Wc [N]
2.06	1186.20
1.23	708.27
0.82	472.18
4.63	2666.08
2.78	1600.8
1.85	1065.28
8.23	4739.06
4.93	2838.83
3.29	1894.47
12.86	7405.14
7.71	4439.63
5.14	2959.75

Tomando en consideración la distribución de cargas en los ejes de (82 % 18%) en el eje delantero y posterior respectivamente obtendremos:

**c. Carga en el eje delantero en curva.**

$$W_{cd} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.82}{A_v}$$

Ecuación 3.42(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

#### d. Carga en el eje posterior en curva.

Para el análisis mediante el software de simulación, se requiere conocer las cargas que se aplicaran en el eje posterior del vehículo prototipo, las mismas que actuarán sobre la estructura del semi-chasis posterior a implementar.

$$W_{cp} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.18}{A_v}$$

Ecuación 3.43(Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.)

Dónde:

$W_{cp}$  =Carga en el eje posterior en curva

$A_n$  = Aceleración normal.

$m_t$  = Masa total.

$h_{cg}$  = Altura del centro de masa.

$A_v$  = Ancho de vía.

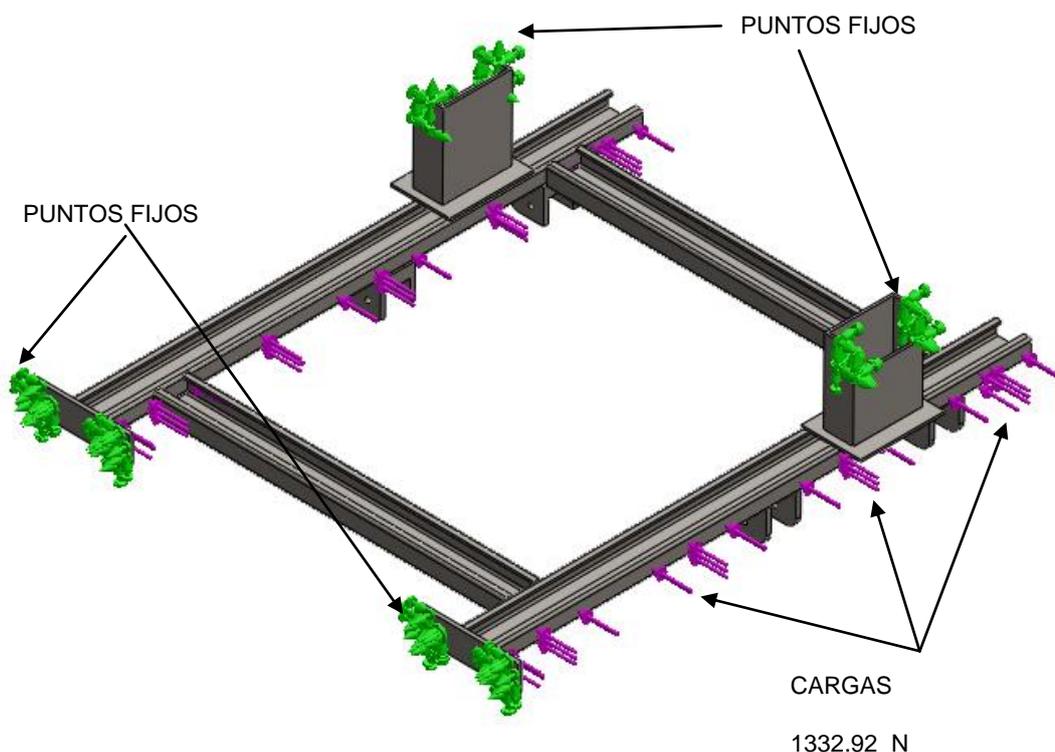
0.18 = Porcentaje de distribución de cargas en el eje posterior.

**Tabla 3. 20:** Cargas en el eje posterior en curva.

$W_c$ [N]	$W_{cp}$ [N]
1186.20	213.52
708.27	127.49
472.18	84.99
2666.08	479.89
1600.8	288.144
1065.28	191.75
4739.06	853.03
2838.83	510.99
1894.47	341.01
7405.14	1332.92
4439.63	799.13
2959.75	532.75

Se concluye que a una velocidad de entrada de 100 Km/h, en una curva con radio de curvatura de 60 m, se genera una carga en el eje posterior de 1332.92 N, la magnitud de esta fuerza servirá para el análisis mediante el software Solidworks

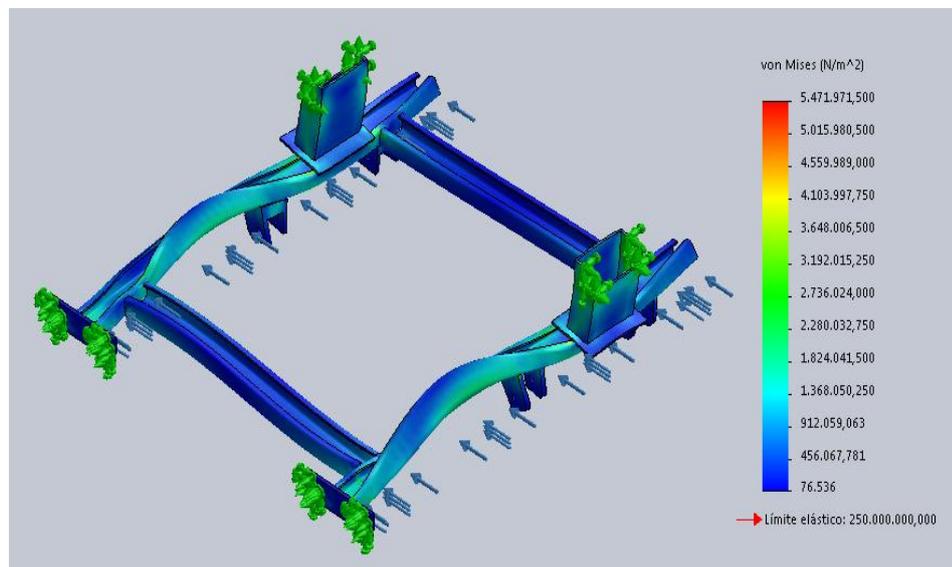
### 3.2.19. Carga de giro aplicada a la estructura del semi-chasis posterior.



**Figura 3. 20:** Cargas de giro laterales aplicadas a la estructura del semi-chasis posterior

En la figura 3.20 se puede observar que la fuerza aplicada será de 1332.92 N, en la estructura del semi-chasis posterior, por cargas de giro, producto de la fuerza centrífuga presente al describir una curva con el vehículo prototipo las mismas que son aplicadas en la parte lateral de los largueros del semi-chasis.

**a. Estudio de tensión de von mises de la estructura del semi-chasis, bajo cargas de giro en el eje posterior.**



**Figura 3. 21:** Estudio de tensión de von mises de la estructura posterior

Como resultado como se presenta en la figura 3.21, la fuerza aplicada no supera la resistencia de fluencia del metal concluyendo que el material es apto para su utilización. Cumple con la teoría de Von Mises, objetando la fiabilidad del material.

$$\sigma < Fu$$

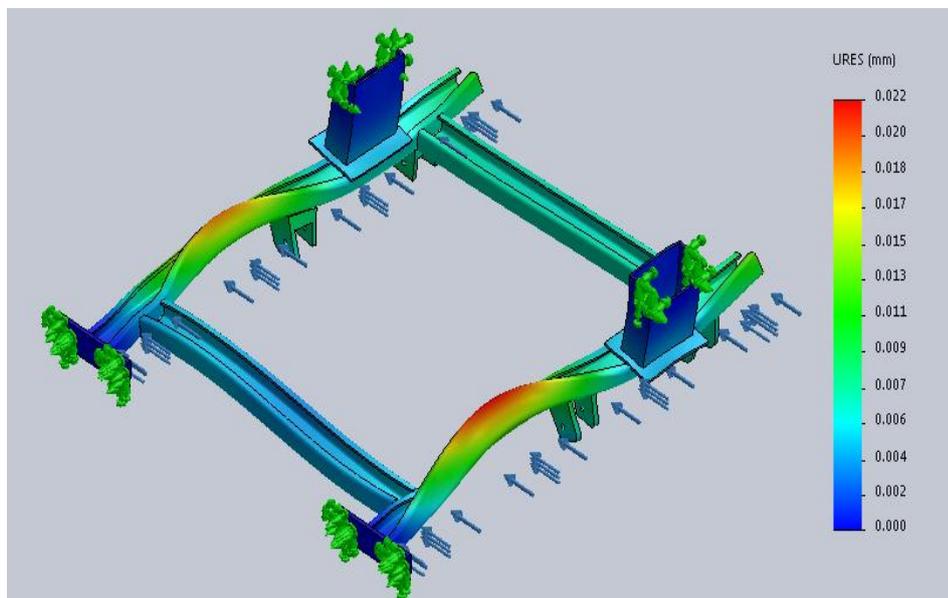
$$5.5 \text{ Mpa} < 250 \text{ Mpa}$$

Este valor permitirá evaluar el sistema mediante el cálculo del factor de seguridad.

En los puntos de anclaje tenemos los menores valores de tensión puesto que estos están soldados al vehículo por lo que la carga ejercida a la estructura no afectara en estos puntos fijos del semi-chasis posterior.

Concluyendo con los análisis estáticos se puede observar que el esfuerzo producido por cargas de giro es inferior al esfuerzo por cargas sobre el eje posterior, debido a que las cargas generadas al describir una curva son menores a las cargas que debe soportar el eje posterior cuando se moviliza en línea recta considerando el tipo de vía y terreno ya que existen fuertes vibraciones aplicadas al semi-chasis posterior.

**b. Estudio de desplazamientos resultantes del semi-chasis, bajo cargas de giro en el eje posterior.**



**Figura 3. 22:** Estudio de desplazamientos resultantes de la estructura posterior

Este estudio permite valorar los desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura cuando se someta a la carga de 1332.92 Newtons, entrega un valor que se ilustra en la figura 3.22, con este valor se puede deducir que el diseño es el adecuado y la estructura tiene los parámetros necesarios para las aplicaciones que se requiera someter.

Para tener más seguridad en el análisis se verifica el desplazamiento resultante para observar si se encuentra dentro del rango permitido en el diseño

**Precisión moderado**

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.00001 \text{ a } 0.0005 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

**Alta precisión**

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.000001 \text{ a } 0.00001 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

Para el análisis de desplazamiento de la estructura del semi-chasis posterior sometida a cargas de giro, se elige una precisión moderada:

$\gamma_{\text{máx}} = \text{Limite máximo de flexión recomendado}$

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{0.0005\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305 \text{ mm} = 0.652 \text{ mm}$$

$\gamma_{\text{mín}} = \text{Limite mínimo de flexión recomendado}$

$$\gamma_{\text{mín}} = \frac{0.00001\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305 \text{ mm} = 0.013 \text{ mm}$$

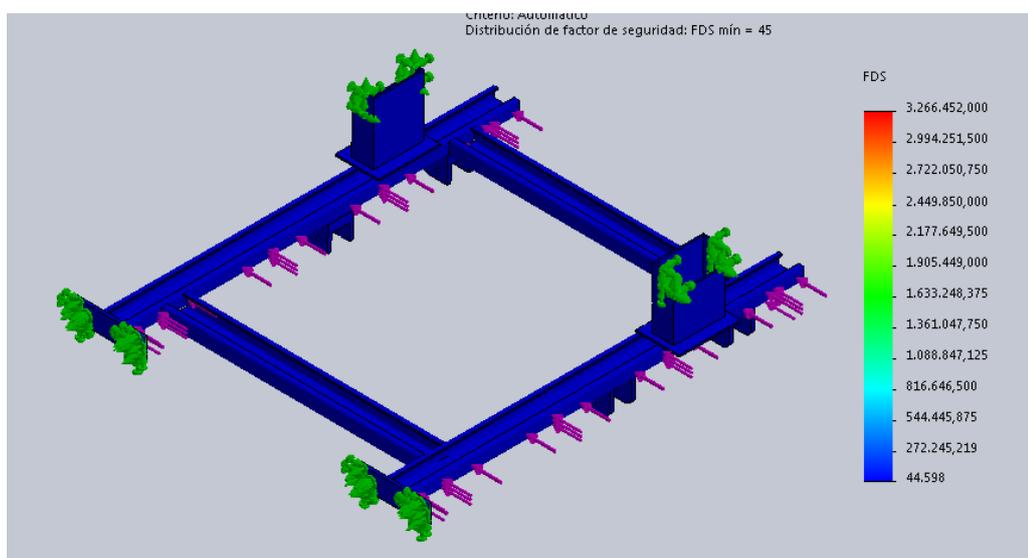
Este desplazamiento de 0.022 mm está dentro de los límites de deflexión recomendado para máquinas de precisión moderado.

**Dónde:**  $0.013 < \mathbf{0,022} < 0,652$

Las cargas generadas sobre la estructura del semi-chasis posterior durante una curva presentan una deformación de la estructura de 0.022 mm que es un valor reducido debido a que la carga por aceleración normal no tiene una magnitud mayor en comparación con otras cargas generadas en el vehículo.

Como consecuencia satisface la condición de límite de deflexión recomendada.

### c. Factor de seguridad



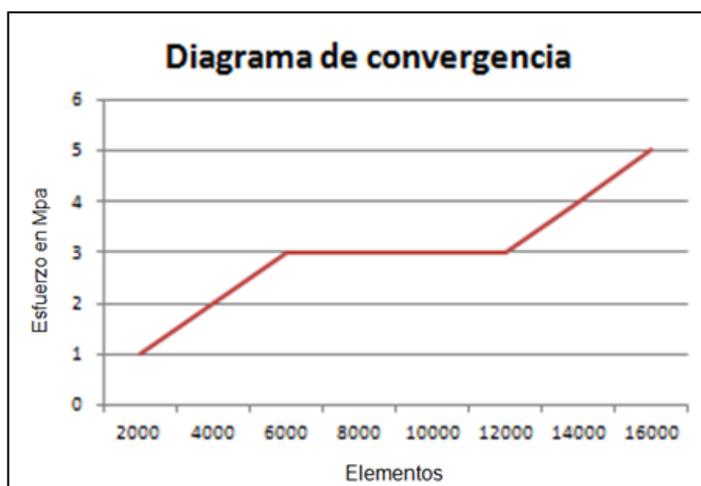
**Figura 3. 23:** Factor de seguridad del semi-chasis posterior, aplicando fuerzas por aceleración centrífuga en curvas.

Para confirmar que no existen fallas del metal seleccionado de la estructura del semi chasis bajo cargas de giro, el coeficiente de seguridad  $N$ , que se muestra en la figura 3.23 es mayor a 1, siendo este factor una unidad de medida de seguridad para soportar las cargas.

El factor de seguridad es mayor a 44, después del análisis de esfuerzos de Von Mises cumple satisfactoriamente los requisitos para someter la estructura a funcionamiento continuo.

El valor del factor de seguridad de 44 es muy elevado debido a que las cargas aplicadas a la estructura del semi-chasis al describir una curva con cierta velocidad no son de magnitudes grandes en comparación a otras cargas que se somete al eje posterior del vehículo.

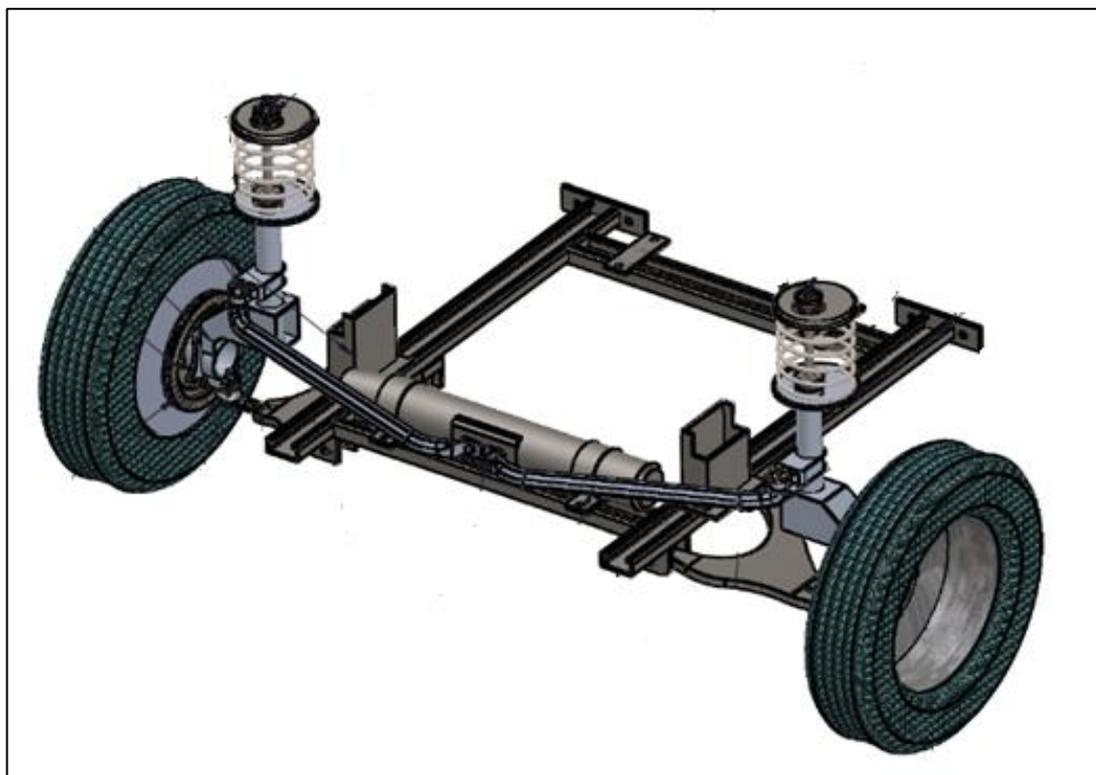
#### d. Diagrama de convergencia



**Figura 3. 24:** Diagrama de convergencia, análisis estático del semi-chasis posterior bajo cargas de giro.

En la figura 3.24 se observa que el análisis estático de la estructura del semi-chasis posterior bajo cargas de giro sobre el eje posterior, tiende a aumentar su eficiencia dependiendo del número de elementos analizados en el software de diseño, para que el diseño sea el adecuado se toma como referencia el punto de mayor número de elementos con 16484 y un esfuerzo de 5 MPa, que es el más adecuado ya que la directriz se va tornando constante, al ser menor la magnitud de la carga de giro como consecuencia somete un esfuerzo menor a la estructura metálica del semi-chasis posterior.

Finalizado el estudio de los análisis estáticos, sobre los tres tipos de cargas que se verá sometida la estructura del semi-chasis posterior, se procede a dar el modelado de la estructura final de la unidad, como se ilustra en la figura 3.25, donde se encuentra con todos los componentes de suspensión y dirección posterior.



**Figura 3. 25:** Semi-chasis, Suspensión, dirección posterior- vehículo prototipo

A través del software de simulación se puede apreciar como resulta el sistema de dirección posterior, el sistema de suspensión y el semi-chasis posterior implementado en un solo conjunto para la adaptación en el eje posterior del vehículo prototipo.

### **3.3 Diseño del sistema hidráulico de asistencia para la dirección posterior.**

Para el diseño hidráulico corresponde realizar una adecuada selección de elementos para un desempeño de manera satisfactoria y de forma segura,

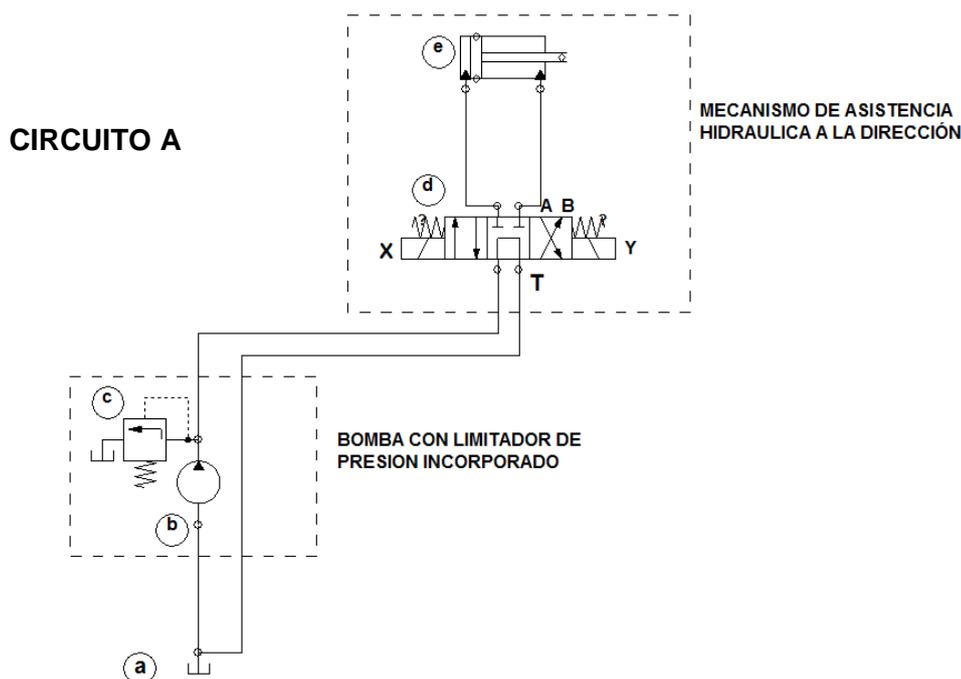
para lo cual se utilizará el programa Automation Studio 5 el que nos permitira diseñar y seleccionar los elementos adecuados que cumplan con las características de funcionamiento de una direccion asistida hidraulicamente.

Como primer punto se debe efectuar el diseño por computadora, para tener una guia práctica en la selección de los elementos que conforman el circuito hidrúulico de asistencia a la dirección posterior.

### 3.3.1 Estructura y simulación del sistema hidrúulico de asistencia a la dirección de las cuatro ruedas del vehículo prototipo.

#### a. Circuito A o Circuito delantero.

Como se nota en la figura 3.26, este circuito es el encargado de proporcionar la asistencia hidrúulica a las ruedas del eje delantero.



Está constituido por:

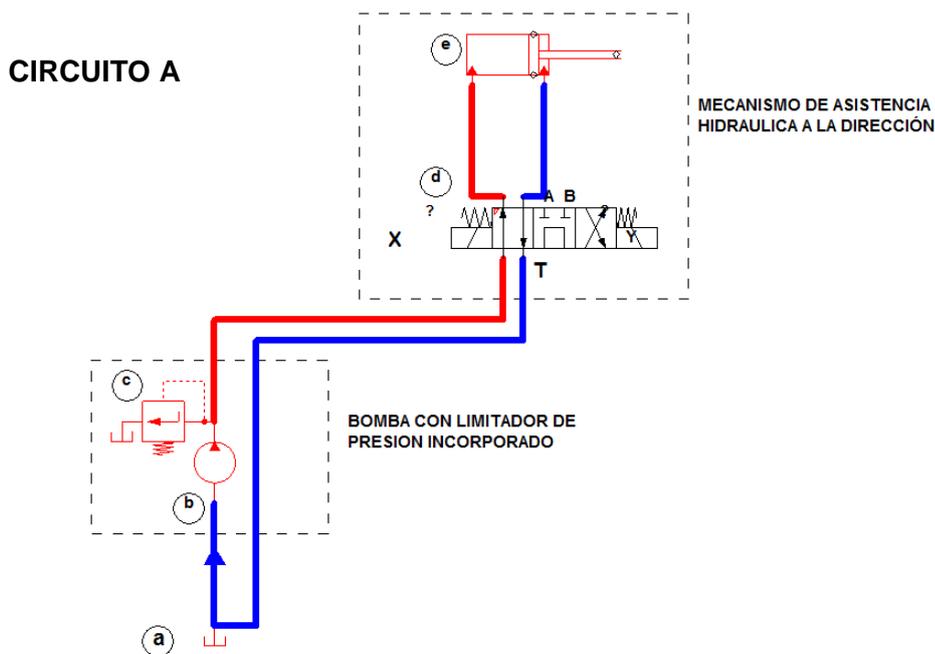
Depósito.- actúa como reservorio del líquido hidrúulico

Bomba de paletas.- genera la presión necesaria para el circuito

Limitador de presión.- mantiene estable la presión del circuito

Válvula direccional rotativa.- direcciona el fluido hidráulico hacia las cámaras del cilindro doble efecto.

Cilindro de doble efecto.- transmite fuerza generada hacia las barras de dirección.



**Figura 3. 27:** Circuito hidráulico delantero en recirculación

Dónde:

T= Orificio de escape al hacia el depósito.

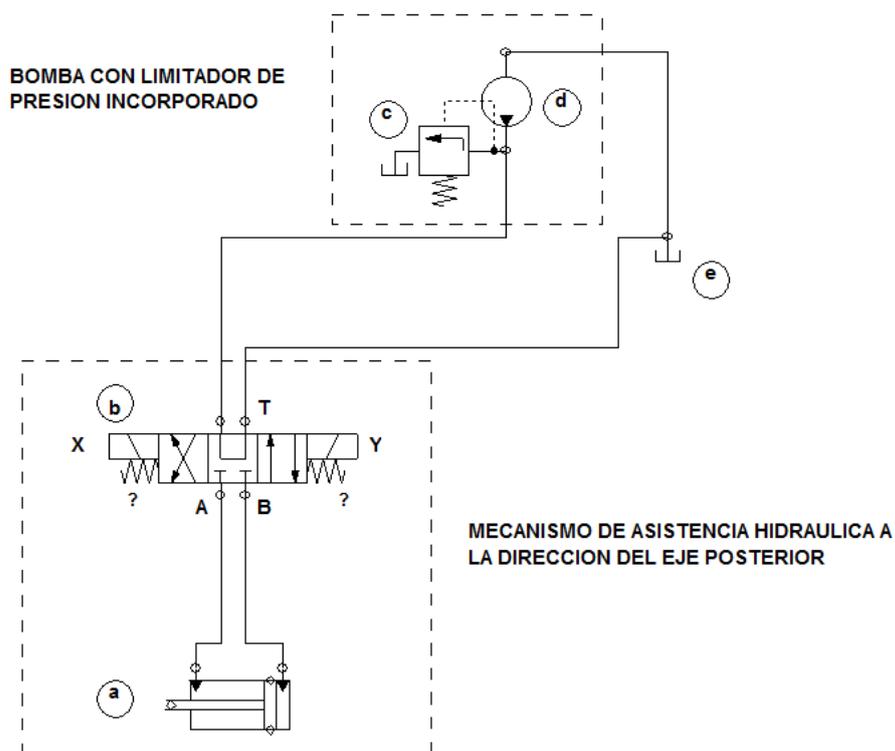
A, B= Vías de trabajo.

X, Y= Accionamientos de control.

En la figura 3.27 se aprecia el circuito de asistencia hidráulica a la dirección delantera en funcionamiento y recirculación del fluido hidráulico.

### **b. Circuito B o Circuito posterior.**

Este circuito es el encargado de proporcionar la asistencia hidráulica a las ruedas del eje posterior, como se observa en la figura 3.28, este circuito se implementará en el vehículo prototipo para conseguir la asistencia a la orientación del eje posterior y será totalmente independiente al sistema de asistencia de las ruedas delanteras.



**Figura 3. 28:** Estructura circuito hidráulico posterior

Está constituido por:

Cilindro de doble efecto.- transmite fuerza generada hacia las barras de dirección.

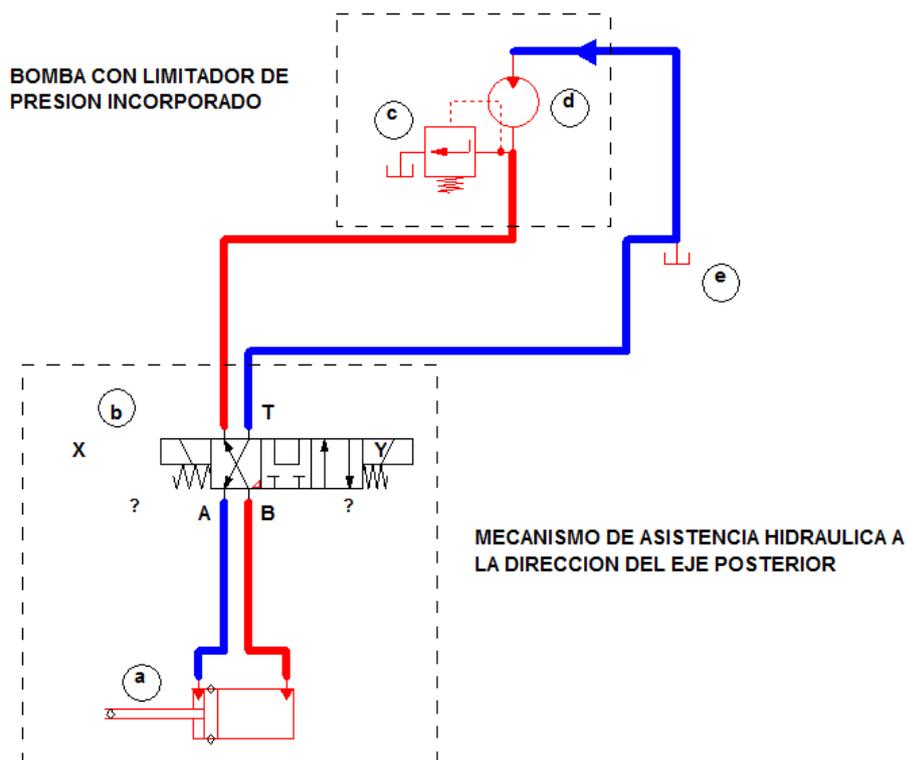
Válvula direccional rotativa.- direcciona el fluido hidráulico hacia las cámaras del cilindro de doble efecto.

Limitador de presión.- mantiene estable la presión del circuito

Bomba de paletas.- genera la presión necesaria para el circuito

Deposito.- actúa como reservorio del líquido hidráulico

En la figura 3.29, se aprecia el circuito de asistencia hidráulica a la dirección posterior en funcionamiento y recirculación del fluido hidráulico.



**Figura 3. 29:** Circuito hidráulico posterior en recirculación

Dónde:

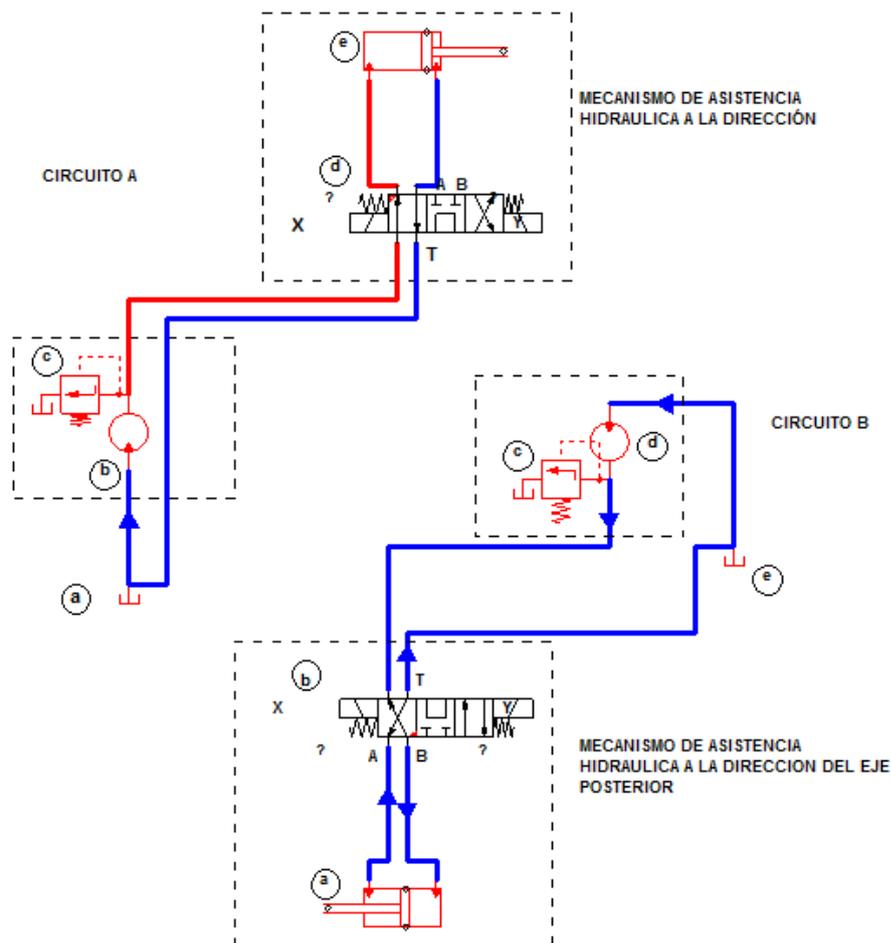
T= Orificio de escape al hacia el depósito.

A, B= Vías de trabajo.

X, Y= Accionamientos de control.

### c. Funcionamiento.

Una vez establecido el orden esquemático de los elementos del sistema de dirección asistida hidráulicamente a las cuatro ruedas, en la figura 3.30, se analiza su funcionamiento y parámetros mediante la simulación realizada con la ayuda del software Automation Studio, donde también se observa la disposición de ambos sistemas independientes a implementarse en el vehículo prototipo.



**Figura 3. 30:** Sistema hidráulico conjunto – circuito delantero “A” y posterior “B” cerrados y en recirculación individual.

Los circuitos A y B actúan como circuitos cerrados independientes. El fluido hidráulico en A es impulsado por la bomba original del vehículo prototipo que es accionada directamente por la polea del cigüeñal, al igual que en el circuito B cuya bomba será adaptada por el grupo investigador, de la misma forma es accionada directamente por una polea instalada al cigüeñal, las cuales envían el fluido hidráulico mediante tuberías desde el depósito hasta la válvula distribuidora de la dirección y de esta hacia las cámaras internas del cilindro de doble efecto, que transforma la energía hidráulica en energía mecánica al transmitir la fuerza hacia los brazos de la dirección.

El circuito A es el sistema de dirección estándar del vehículo y es comandado por el volante de la dirección.

El circuito B es el sistema de asistencia para la dirección de las ruedas posteriores, este cuenta con un depósito, una bomba propia al igual que con un mecanismo de asistencia hidráulica de piñón y cremallera que será dirigido por un motor eléctrico a pasos el cual hará girar la válvula distribuidora de fluido para proporcionar dirección a la ruedas traseras.

Así mediante la circulación de fluido independientemente para ambos ejes delantero y posterior se logra proporcionar asistencia para la dirección a las cuatro ruedas.

### **3.3.2. Selección de elementos hidráulicos para la asistencia a la dirección posterior.**

Una vez establecido el orden del circuito de asistencia hidráulica para la dirección posterior, es necesario obtener en función al diseño y a las necesidades del proyecto los equipos hidraulicos necesarios para el funcionamiento del sistema, cuya función es proveer de asistencia al mecanismo de dirección posterior, para ello es debido seleccionar los elementos que constituirán el sistema posterior y que deben ser independientes a la constitución del sistema de dirección del eje delantero.

Como elementos principales se deberá adquirir el mecanismo de asistencia hidráulica para la dirección del eje posterior, y la bomba hidráulica, estos elementos se los puede adquirir en el mercado automotriz de nuestro país para realizar la adaptación en el vehículo prototipo, pero antes es debido conocer los parametros de trabajo que deberan realizar y los factores necesarios para la evaluación y selección de los mismos.

Es así que se debe saber como información primordial la fuerza que se debe generar para virar el eje posterior, de esta forma proporcionar dirección a las ruedas posteriores.

### **3.3.3. Bomba Hidráulica**

Para seleccionar la bomba mas adecuada y eficiente para el circuito de asistencia hidráulica de la dirección posterior, se realiza el siguiente análisis:

**a. Cálculo de la bomba hidráulica de asistencia para la dirección posterior.**

La fuerza existente en el eje posterior del vehículo prototipo resulta del estudio de fuerzas realizado en el subtema 3.2.8 análisis de cargas dinámicas a la estructura del semi-chasis posterior de este mismo capítulo. Donde se obtuvo el resultado de 3086.22 N, este valor será la carga a vencer por el mecanismo de dirección posterior.

Para mejores resultados es propicio realizar los cálculos con una mayor apreciación de la carga sometida en el eje posterior, es así que se decide asumir el doble de la fuerza en el eje posterior que es de 6172.44. Mediante esta fuerza es posible calcular la presión de la bomba hidráulica necesaria para vencer dicha fuerza en el eje posterior, a través del mecanismo de asistencia hidráulica a la dirección posterior, que previamente es necesario también conocer el área del embolo del mencionado mecanismo.

**b. Área del pistón del cilindro hidráulico de la dirección posterior.**

Seleccionando el mecanismo de asistencia hidráulica a la dirección cuyo embolo tiene un radio de 3.5 cm. Se tiene:

Dato:

$$r = 3,5 \text{ cm}$$

$$A = \pi * r^2$$

Ec. 3.44 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. Ap.)

Dónde:

A= Área del pistón del cilindro hidráulico. ( $cm^2$ )

r = Radio del pistón del cilindro hidráulico. (cm)

$$A = \pi * 3.5^2$$

$$A = 38,48 \text{ cm}^2 = 5,96 \text{ in}^2$$

Obtenida el área transversal del émbolo del mecanismo de asistencia donde es aplicada la fuerza hidráulica, es posible encontrar la presión hidráulica que debe aplicarse a través de la bomba en dicha sección, mediante la ecuación 3.45:

$$P = \frac{F}{A}$$

*Ecuación 3.45 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 12)*

Dónde:

P = Presión. ( $lbf/in^2$ )

A= Área del pistón del cilindro hidráulico. ( $in^2$ )

F = Fuerza. (lbf)

$$P = \frac{6172.44 \text{ N}}{3.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$P = 1603.23 \text{ Kpa}$$

Transformando a bar:

$$P = 16.03 \text{ bar}$$

La presión que resulta es la necesaria para generar una fuerza en el mecanismo de dirección posterior de 6172.44 N

### c. Fuerza generada por la bomba del circuito posterior.

Con el objetivo de conseguir resultados optimos y mayor eficiencia en el la asistencia hidráulica de la dirección posterior, se opta por seleccionar una bomba hidráulica de paletas con una presión nominal de 60 bar, sus características técnicas se presentan en la tabla 3.21

**Tabla 3. 21:** Características bomba de presión para dirección posterior.

Características	Valores
Presión de la bomba	60 Bar (870.22 psi)
Caudal	2 Gpm
Revoluciones de la bomba	1000 Rpm

Para conocer la fuerza que genera esta bomba hidráulica despejamos la fuerza de la ecuación 3.45, entonces:

$$F = P * A \text{ Ecuación 3.46}$$

$$F = 870.22 \frac{lb}{in^2} * 5,96 in^2$$

$$F = 5186.51 lbf$$

Transformando a Newtons mediante el factor de conversión: 1N= 0.22480894309971 lbf, se tiene:

$$F = 23.07 KN$$

Esta fuerza es la que provee el mecanismo de asistencia hidráulica al sistema de dirección posterior del vehículo prototipo, la cual es la necesaria para vencer la carga del eje posterior.

$$\text{Ya que } F_{\text{mecanismo direccion}} = 23070.75 N > 3086.22 N$$

### 3.3.4 Depósito de líquido hidráulico

Para la selección de este elemento se considera su capacidad volumétrica, la disposición de sus conductos de succión y de retorno, sus dimensiones, además su construcción, que nos proporcione mayor facilidad para su instalación en el vehículo. El volumen del depósito se calcula a partir de la ecuación:

$$V = \pi * r^2 * h$$

*Ecuación 3.47 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. Ap.)*

Dónde:

$V = \text{volumen del depósito}$

$r = \text{radio del depósito}$

$h = \text{altura del depósito}$

$$V = \pi * 4.5^2 * 10$$

$$V = 636.17 cm^3 = 0.64 L$$

### 3.3.5. Mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera.

Este componente es muy importante ya que precisa que se ajuste adecuadamente a nuestras necesidades, por el espacio que se requiere para su instalación y su correcto funcionamiento mecánico con respecto a la alineación y dirección del eje posterior. La fuerza que proporciona este mecanismo al varillaje de la dirección, es igual a la presión que provee la bomba hidráulica por el área de la sección transversal de su pistón hidráulico.

$$F = P * A$$

*Ecuación 3.48 (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006, pág. Ap.)*

$$F = 1080,4 \frac{lb}{in^2} * 5,96 in^2$$

$$F = 6444,706 lbf$$

$$F = 28771,01 N$$

### 3.3.6. Cálculo de las mangueras Hidráulicas

Datos sugeridos para evitar la turbulencia en el flujo y pérdidas de presión

$$v = 4.5 m/s$$

Transformación de GPM a  $m^3/s$

$$Q = 2,4 GPM \frac{6,309 \times 10^{-5} m^3/s}{1 GPM}$$

$$Q = 1,51 \times 10^{-4} m^3/s$$

Se despeja el diámetro de la siguiente fórmula:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \text{ Ecuación 3.49 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. ap.)}$$

Dónde:

D = Diámetro de tubería. (m)

A= Área de sección. ( $m^2$ )

$$Q = A * v \text{ Ecuación 3.50 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 289)}$$

Dónde:

Q = Caudal. ( $m^3/s$ )

A= Área de sección. ( $m^2$ )

v = Velocidad sugerida ( $m/s$ )

Reemplazando se obtiene:

$$Q = v \frac{\pi * D^2}{4}$$

Despejando el diámetro:

$$Di = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad \text{Ecuación 3.51}$$

$$Di = \sqrt{\frac{4 * 1,51 * 10^{-4} m^3/s}{\pi * 4.5 m/s}}$$

$$Di = 6,54 * 10^{-3} m$$

Conversión del diámetro a pulgadas

$$Di = 6,54 * 10^{-3} m \left( \frac{1 \text{ in}}{0,0254 m} \right)$$

$$Di = 0,25 \text{ in} \approx 1/4$$

Se calcula el número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad \text{Ecuación 3.52 (Mott, Mecánica de fluidos, 2006, pág. 230)}$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds.

$\mu$  = Viscosidad dinámica del fluido. ( $m^2/s$ )

v = Velocidad sugerida del aceite. ( $m/s$ )

$\rho$  = Densidad específica del aceite hidráulico.

$D$  = Diámetro de la tubería. (m)

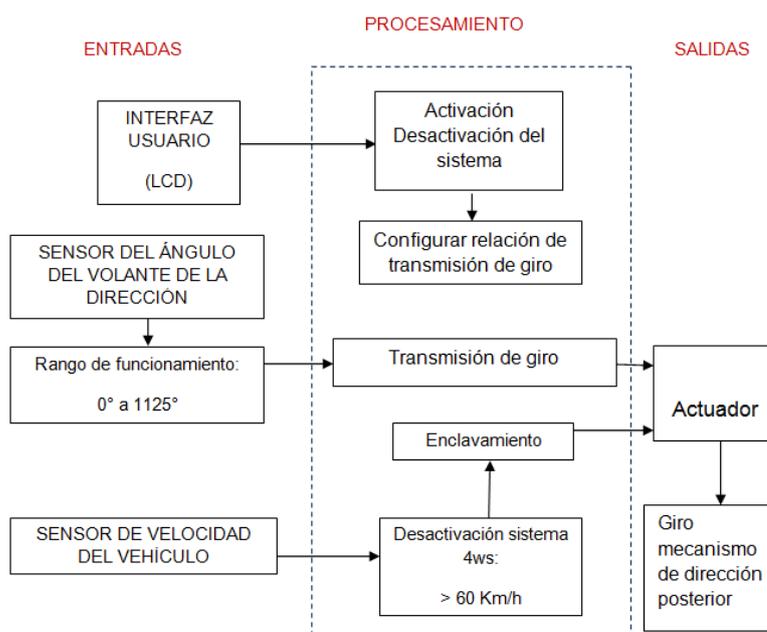
$$Re = \frac{870 * \frac{4.5m}{s} * 6,54 \times 10^{-3}m}{0,1 \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 256,041 < 2000 \text{ flujo laminar}$$

### 3.4. Diseño del sistema electrónico

Para el diseño del sistema electrónico que comandará el mecanismo de dirección posterior, se toma como referencia los sistemas de control electrónico de dirección a las cuatro ruedas existentes en el campo automotriz, que sirven como guía para la implementación en el vehículo prototipo, de esta manera se toma en cuenta el funcionamiento del sistema y los componentes electrónicos que los fabricantes utilizan, así se procede a la selección de elementos electrónicos similares a los originales y que se pueden encontrar en el mercado de nuestro país.

A continuación en la figura 3.31, se expresa un diagrama de funcionamiento del sistema, sus entradas y salida para controlar el actuador de la dirección posterior. Así como su proceso y la lógica de programación para transmitir el giro del volante de la dirección hacia el actuador.

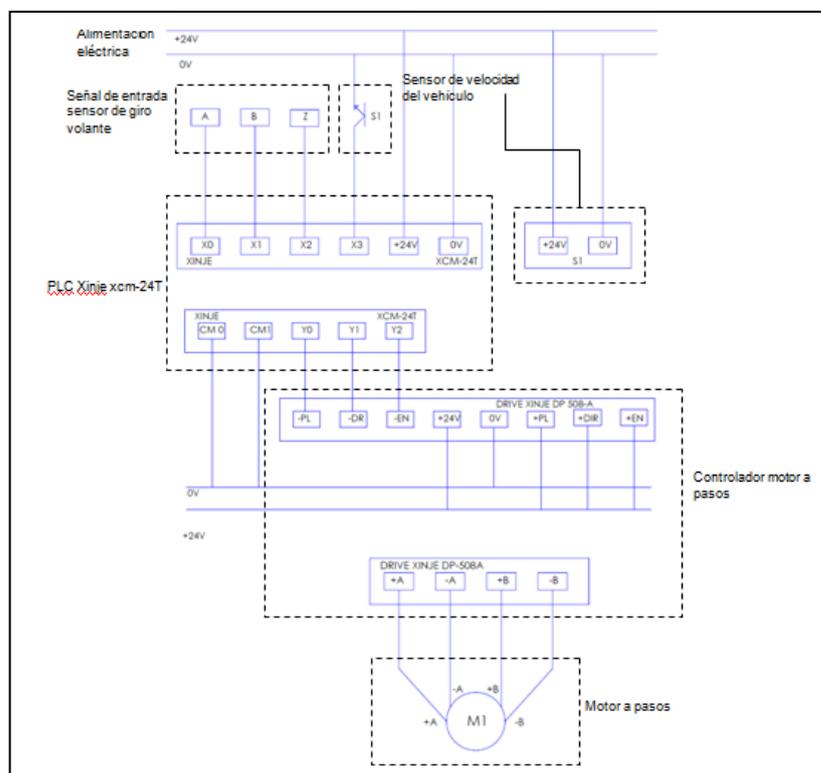


**Figura 3. 31:** Diagrama de funcionamiento del sistema de dirección a las ruedas posteriores.

Para la activación del sistema, el interfaz del usuario permite seleccionar el modo de funcionamiento, al activar el sistema 4WS el ángulo de giro del volante de la dirección es transmitido a la unidad de procesamiento y de esta al actuador con la relación de transmisión que previamente se puede programar por el mismo interfaz.

El sensor de velocidad es el encargado de informar sobre la velocidad de circulación del vehículo, para la desactivación de la transmisión de giro del volante hacia el actuador a partir de la velocidad de 60 km/h, a velocidades mayores el actuador permanecerá estable en modo de enclavamiento en una sola posición, como consecuencia no existirá dirección de las ruedas posteriores.

Para el diseño del circuito electrónico de control es necesario previamente ilustrar la disposición de sus elementos y sus respectivas conexiones para conocer el procedimiento de su instalación así de esta manera optimizar en espacio y costos para cumplir con el objetivo de asistencia electrónica al mecanismo de asistencia hidráulica a la dirección posterior como se puede observar en la figura 3.32.



**Figura 3. 32:** Circuito de control electrónico de asistencia a la dirección posterior.

Las características que el sistema nos proporciona son las siguientes:

- El sistema de mando es electrónico.
- Funciona con corriente continua de 24 V.
- El actuador principal es un motor a pasos de gran torque.
- Consta de equipos electrónicos que permiten obtener resultados precisos, evitando problemas dentro del funcionamiento del sistema de control.
- Las dimensiones del sistema de control electrónico son de 0.46 m x 0.42 m x 0.20 m

### **3.4.1 Selección de elementos eléctricos y electrónicos**

#### **a. Unidad central de procesamiento (PLC xinje )**

Por su compatibilidad y por su bajo costo, sin dejar a un lado las prestaciones y beneficios que nos proporciona, es un dispositivo electrónico digital con una memoria programable para guardar instrucciones y llevar a cabo funciones lógicas de configuración, secuencia, sincronización, conteo y funciones aritméticas, necesarias para el control de los actuadores instalados en el prototipo.

El PLC tienen la gran ventaja de permitir modificar un sistema de control sin tener que volver a alambrear las conexiones de los dispositivos de entrada y salida; basta con que el operador digite en un teclado las instrucciones correspondientes.

En la figura 3.33 se puede ver el PLC xinje seleccionado para la unidad de control electrónico de la dirección a las ruedas posteriores.

Dentro de las ventajas que aporta su estructura esta la resistencia a la vibración, temperatura, humedad y ruido. El PLC cuenta con una interfaz de entradas y salidas rápidas, con un lenguaje de programación Ladder compatible con el software XCPPro, la frecuencia de trabajo del PLCs es de 50/60 Hz y posee dos puertos de comunicación COM1 y COM2.

El puerto COM1 se utiliza para la descarga del programa desde la PC al PLC, así como la conexión del mismo con una interfaz HMI y el puerto COM2 es usado para la comunicación en red entre varios PLCs.



**Figura 3. 33:** PLC Xinje

Ventajas del PLC:

- Control más preciso.
- Mayor rapidez de respuesta.
- Flexibilidad Control de procesos
- Seguridad en el proceso.
- Mejor monitoreo del funcionamiento.
- Menor mantenimiento.
- Detección rápida de averías
- Posibilidad de gobernar varios actuadores con el mismo autómeta.  
(Veas, 2010)

Desventajas:

- Solo funciona con el sistema operativo Windows.
- Producción de equipos todavía limitada.

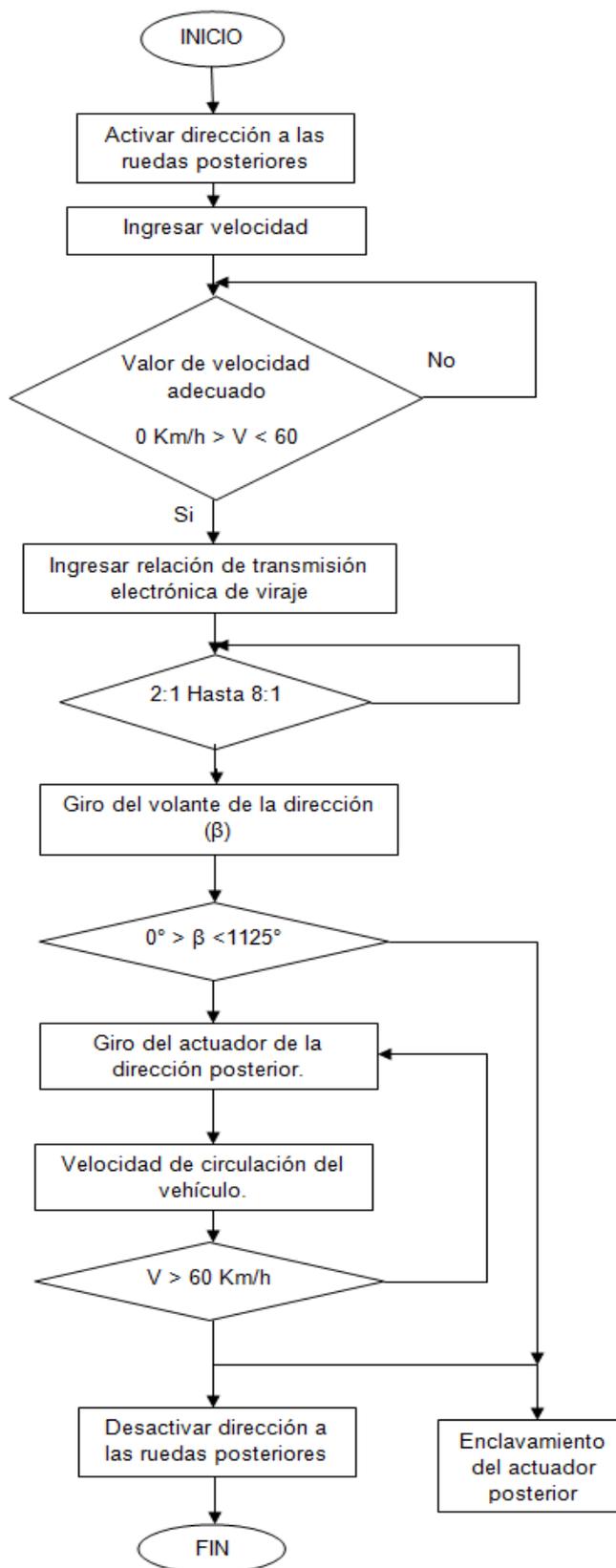
En la tabla 3.32 se indica las especificaciones técnicas del PLC a utilizarse en el proyecto que servirá como unidad central de procesamiento del sistema electrónico de control para el accionamiento del actuador de la dirección posterior.

**Tabla 3. 22:** Especificaciones Técnicas del PLC

<b>PLC XINJE</b>	
<b>ITEMS</b>	<b>ESPECIFICACIONES</b>
<b>Forma de programación</b>	Instrucción en Ladder
<b>Máxima corriente</b>	50 mA.
<b>Tiempo de respuesta en la entrada</b>	Aproximadamente 10 ms
<b>Señal de entrada de voltaje</b>	24 V DC
<b>Señal de entrada de corriente</b>	7 mA.
<b>Corriente de entrada energizada</b>	Hasta 4.5 mA.
<b>Registro de datos</b>	9024 palabras
<b>Distribución de alta velocidad</b>	HCS, salida de pulsos, interrupción externa
<b>Ajuste del intervalo de tiempo</b>	0 ~ 99mS
<b>Protección de contraseña</b>	6 bits ASCII
<b>Max. Salida de frecuencia de pulsos</b>	200 KHZ

**Fuente:** Xinje.com

En la figura 3.34 se expresa la lógica de programación del PLC para el viraje de las ruedas posteriores. Mediante el cual se traza los parámetros de funcionamiento del sistema de control electrónico para el accionamiento del actuador de la dirección del eje posterior, se indica los rangos de funcionamiento en cuanto a la velocidad de enclavamiento del actuador, así como también los valores de configuración de la relación de transmisión electrónica de viraje hacia las ruedas posteriores.



**Figura 3. 34:** Lógica de programación del PLC para el viraje de las ruedas posteriores.

## b. Selección del actuador.

Este actuador será el encargado de proporcionar el par hacia la válvula rotativa del mecanismo de asistencia hidráulica de la dirección posterior, mediante un sistema de cadena y catarina.

Con el objetivo de determinar el torque necesario para direccionar el eje posterior, se utiliza como instrumento de medición un dinamómetro analógico, con el cual se procede a medir experimentalmente cuantas libras fuerza son necesarias para girar las ruedas traseras.

Con el motor del vehículo encendido y el sistema hidráulico de asistencia en funcionamiento, se obtiene la medida de 30 lbf, con este dato y la medida de la longitud de la palanca donde se aplicó la fuerza, podemos calcular el torque necesario a partir de la ecuación 3.53

$$T = F \times d \quad \text{Ecuación 3.53 (Burbano, 2012, pág. 72)}$$

$$T = 30 \text{ lbf} \times 2 \text{ in}$$

$$T = 34 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

$$T = 133.45 \text{ N} * 0.0508 \text{ m}$$

$$T = 6.78 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Así se obtiene el valor del torque que se necesita para direccionar el eje posterior a través de su mecanismo de asistencia hidráulica a la dirección de piñón y cremallera.

Conocido el torque necesario para realizar el trabajo, se prosigue a la selección del actuador que cumplirá con la función de proveer dicho par al mecanismo de asistencia hidráulica de la dirección posterior. Para solventar de mejor manera la selección adecuada del actuador se dispone de una tabla de calificación donde se puede puntuar a cada opción de actuador disponible.

Los motores calificados son los que se encuentran con mayor facilidad en el mercado. Para conseguir un motor apropiado que nos proporcione las mayores ventajas de funcionamiento, se consideran 10 aspectos por cada

motor calificado, con un total de 100 puntos, seleccionando el de mayor puntaje para ser utilizado en el proyecto.

**Tabla 3. 23:** Elección del actuador

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ACTUADORES							
MOTOR PASO A PASO HIBRIDO DE 24 V.							
Marca		TCM		JZS		Soya	
Modelo		TCM-72		86HJB128-30		FL 86	
Certificación		CE, ISO, ROHS.		CE, ISO		ISO, CE, ROHS	
Unidad		PTS		PTS		PTS	
Costo	\$	720	8	600	9.5	870	7
Torque	Nm.	14	9	12	9	20	9.8
Corriente	A	4.5	9	5	9.5	6	9.8
Fase	Fase	3	9.5	2	9	2	9
Ángulo de Paso	Grados	1.8	8	1.2	9.5	1.2	9.5
Longitud del motor	Mm	118	9.5	150	9	186	8
Juego radial (Carga 450 g)	Mm	0.04	8	0.02	9	0.02	9
Temperatura ambiente	°C	-20 a 50	9	-20 a 53	9.5	-20 a 50	9
Peso	Kg	3.8	8	4.5	8.5	5.3	7
Tiempo de trabajo continuo	H	8	9	8	9	10	9.5
<b>TOTAL</b>		<b>82</b>		<b>91.5</b>		<b>87.6</b>	

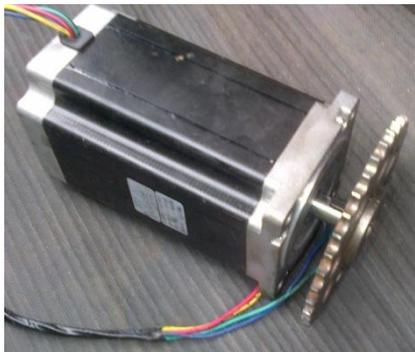
Fuente: Xinje.com

El motor paso a paso híbrido por las características especificadas en la tabla anterior es el más adecuado para la utilización en el proyecto, por lo cual se elige el motor JZS.

Para la asistencia del mecanismo posterior de la dirección, se utilizará un motor híbrido de pasos con un torque de 12 N·m., este tipo de motor se caracteriza por tener varios dientes en el estator, alta precisión, control y alto par, se puede configurar para suministrar un paso angular tan pequeño como 1.8°. (Wikipedia, 2014)

Con el resultado obtenido del torque que se necesita para direccionar el eje posterior a partir de la ecuación y con la puntuación establecida en la tabla 3.24, se concluye utilizar el motor a pasos de 12 Nm, el cual es el más adecuado para el proyecto, ya que su torque de trabajo está por encima del

torque calculado, consiguiendo de esta forma más eficiencia para el control al momento de girar las ruedas traseras.



**Figura 3. 35:** Motor paso a paso, actuador del mecanismo posterior de la dirección.

**Tabla 3. 24:** Especificaciones del Motor Paso a Paso.

Lugar del origen	China (Continental)
Fase	Dos
Ángulo de Paso (Grados)	1.2° ( 200steps/rev)
Tamaño del marco	42*42mm
Tipo	Híbrido
Actual / Fase	0.4-1.68 <sup>a</sup>
Resistencia de aislamiento	100m ( ohmios ) min., dc 500
La fuerza dieléctrica	dc 500 durante un minuto
Juego radial del eje	0.02 máx. ( 450 g - carga )
Eje axial de jugar	0.08 máx. ( 450 g - carga )
Max. fuerza radial	28N( 20mm a partir de la brida )
Max. fuerza axial	10N

Fuente: Xinje.com

### c. Selección de sensor del volante de la dirección

Este elemento cumplirá la función de sensar el ángulo del volante de la dirección. Por esta razón se recurrirá a la selección de un encoder incremental bidireccional que tiene dos canales de salida A y B, que permiten detectar el sentido de rotación del eje, el canal B está desfasado en 90° eléctricos respecto al canal A, la tolerancia de las señales suministradas en 360° eléctricos (1periodo) es de  $\pm 10\%$  (Autonis, 2014)

Para la selección del encoder se consideraron los siguientes aspectos: un encoder incremental genera pulsos, rotación y movimiento lineal, son utilizados para medir la velocidad o la trayectoria de posición, su velocidad de operación es variable (lento o rápido), mientras tanto un encoder absoluto

genera multi-bits digitales que indican solo la posición actual y su velocidad de funcionamiento es constante, por estas razones se optó por utilizar un encoder incremental.

Para poder sensar el ángulo que gira el volante de la dirección, se ha decidido usar dos engranajes con las mismas dimensiones y número de dientes, donde un engranaje estará fijo en el eje de la columna de dirección y el otro girará acoplado en el encoder, así el ángulo del volante es transmitido al encoder exactamente con el mismo valor. Y se puede apreciar las especificaciones del encoder en la tabla 3.25.



**Figura 3. 36:** Encoder rotativo para sensar ángulo del volante de la dirección

**Tabla 3. 25:** Especificaciones del Encoder rotativo

Nombre	E 40S
Numero de pulsos	$\leq 1.024$
Diámetro de la carcasa	$\varnothing 40$ mm
Diámetro de la brida	$\varnothing 20$ mm
Eje macizo	$\varnothing 6, \varnothing 8,$
Revoluciones máximas	6000 rpm
Max. Carga del eje axial	20 N.
Max. Carga del eje radial	30 N.
Voltaje de operación	4,75...30 VDC
Max. Frecuencia de salida	100 KHZ

Fuente: Autonics.com

#### d. Selección del sensor de velocidad

Este elemento será el encargado de sensar la velocidad de circulación del vehículo, esta información es necesaria para la desactivación del sistema de asistencia a la dirección posterior, es decir, que al llegar a una velocidad de 60 Km/h el sensor comunicará al PLC y este desactivará el giro del motor a pasos, quedando de esta manera enclavado en una sola posición sin permitir giro de las ruedas posteriores en altas velocidades, de esta manera se obtiene más seguridad en carretera. Este sensor debe ir ubicado en un lugar donde se permita facilidad en su instalación y pueda realizar un correcto funcionamiento, por estas razones estará ubicado de tal forma que su contacto fijo apunte hacia el árbol de transmisión a la salida de la caja de cambios.

En la figura 3.37 se observa la estructura externa del sensor inductivo de tipo magnético para realizar la función de sensar la velocidad de circulación del vehículo prototipo, de esta manera informar la velocidad de enclavamiento del actuador de la dirección posterior.



**Figura 3. 37:** Sensor magnético para velocidad del vehículo.

Sus especificaciones y características técnicas se muestran en la tabla 3.26.

**Tabla 3. 26:** Especificaciones técnicas del sensor magnético

TIPO DE CONTACTO	NA
Tensión de conmutación (Máx.)	100 V AC/DC
Corriente de conmutación(Máx.)	0.5 A
Capacidad de contacto (Máx.)	10 VA
Contacto inicial	0.2 ohm Máx.
Tensión de ruptura	200 V dc
Resistencia de aislamiento	100 M ohm Min

Continúa →

Ciclo de conmutación	5 * 10 a (30 V 0.1 A DC)
Con cables (en el conmutador)	300 mm
Distancia Operativa	Máx. 23 mm
Temperatura	-25°C hasta 70°C
Dimensiones	34x15x8 mm

**Fuente:** Autonics.com

### e. Selección del display.

Para tener un interfaz del usuario con el sistema de control eléctrico además poder visualizar el adecuado funcionamiento de la dirección posterior en el vehículo prototipo, asimismo permitir programar dicho funcionamiento acorde a las necesidades del usuario, se hace necesario el uso de un dispositivo que sea capaz de comunicarse con el PLC y que permita configurar el sistema de asistencia electrónica a través de este.

En la figura 3.38 se muestra el interfaz para comunicación con el sistema de control electrónico.

Es así que se decide adquirir una pantalla monocromática con teclado de navegación, la misma que cumplirá las funciones de:

Permitir activar o desactivar el sistema de asistencia electrónica a la dirección posterior

Configurar a qué velocidad de circulación del vehículo se dará la desactivación de la asistencia a través del motor a pasos a la dirección posterior.

Programar la relación de giro del volante de la dirección delantera con el giro de las ruedas traseras.



**Figura 3. 38:** Interfaz para configuración del sistema electrónico de la dirección posterior.

Las características y especificación eléctrica del display se muestran en la tabla 3.27 y tabla 3.28 respectivamente.

**Tabla 3. 27:** Características display

<b>Tipo:</b>	<b>3,7" LCD</b>
<b>Área de Display:</b>	192 x 64 Pixeles
<b>Configuración caracteres:</b>	Ingles
<b>Tamaño de Caracter:</b>	16 x 32
<b>Número de Botones:</b>	20
<b>Memoria: Pantalla:</b>	1 MB Flash ROM
<b>Datos:</b>	1 KB RAM
<b>Interfaces de comunicación:</b>	
<b>Descarga:</b>	RS-232
<b>Comunicación:</b>	RS-232 / RS485
<b>Alimentación:</b>	24VDC
<b>Origen:</b>	China

**Fuente:** Autonics.com

**Tabla 3. 28:** Especificación Eléctrica:

<b>Voltaje de salida</b>	DC 20 V a DC 28 V
<b>Consumo de potencia</b>	Menos que 4W (2.0 W)
<b>Permitir el corte de energía momentáneo</b>	Menos que 20 ms
<b>Voltaje/ Resistencia</b>	AC 1000V a 10MΩ ( entre señal y tierra)
<b>Resistencia de aislamiento</b>	DC 500 V a Salida ab 10 MΩ ( entre señal y tierra)

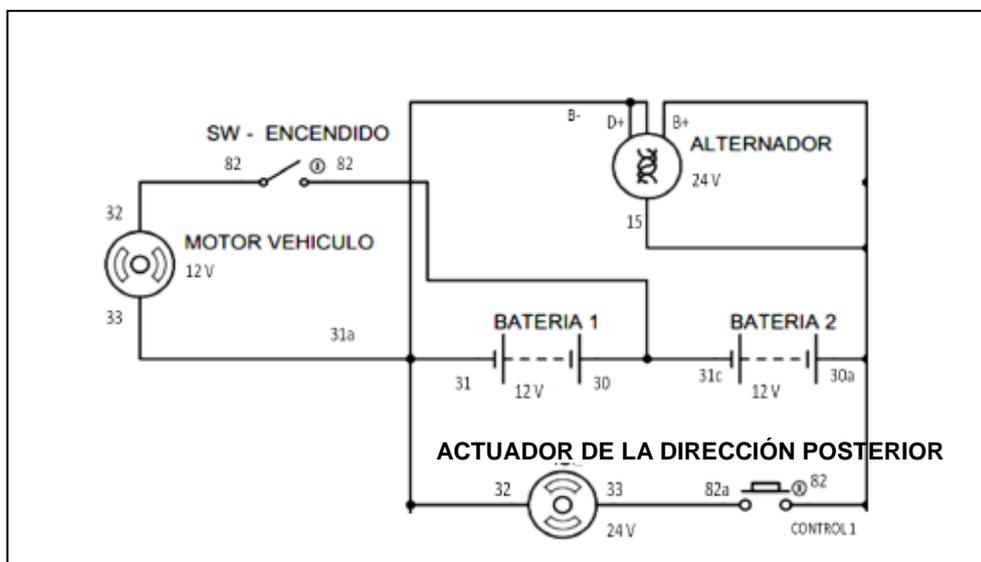
**Fuente:** Autonics.com

#### **f. Sistema de alimentación**

El sistema de accionamiento electrónico trabaja con un voltaje de 24V, y sus elementos requieren de una corriente mayor, debido a esto es necesario utilizar una fuente externa que sirva de alimentación para los equipos y para el actuador de la dirección posterior.

Es así que se decide usar una batería externa de 12V/ 80A y conectarla en serie con la batería del vehículo, para obtener en sus bornes extremos una tensión de 24V y de esta forma tener la fuente eléctrica para el

funcionamiento de los equipos. A continuación en la figura 3.39, se observa el circuito donde se aprecia la instalación de la fuente externa de alimentación y su conexión en serie para obtener el voltaje necesario para el funcionamiento de los equipos electrónicos para el control del actuador de asistencia al mecanismo de dirección posterior.



**Figura 3. 39:** Circuito de alimentación de los equipos eléctricos para el control electrónico de la dirección posterior.

La fuente externa como se observa en la figura 3.40, estará instalada y ubicada en la cajuela del vehículo prototipo, donde se posee el espacio adecuado, se encontrara sujeta firmemente para mayor seguridad.



**Figura 3. 40:** Fuente eléctrica de alimentación de los equipos eléctricos para el control electrónico de la dirección posterior.

Para el cableado de los dispositivos eléctricos y electrónicos se utilizan cables en función del amperaje y diámetro es así que se requieren los que

se señalan en la tabla 3.29. El cable número 10 es necesario para conexiones con la fuente de alimentación eléctrica y el número 16 para realizar el cableado de todo el sistema.

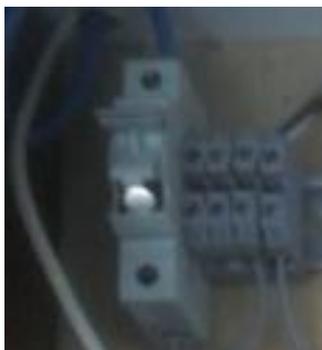
**Tabla 3. 29:** Amperaje de cables de cobre

Numero AWG	Diámetro (mm)	Sección (mm <sup>2</sup> )	Capacidad (A)
2/0	9,226	67,43	190
0	8,252	53,48	150
1	7,348	42,41	120
2	6,544	33,63	96
3	5,827	26,67	78
4	5,189	21,15	70
6	4,115	13,3	55
8	3,26	8,32	40
10	2,59	5,29	30
12	2,05	3,29	20
14	1,62	2,08	15
16	1,29	1,29	8
18	1,02	0,85	6

Fuente: Unicrom.com

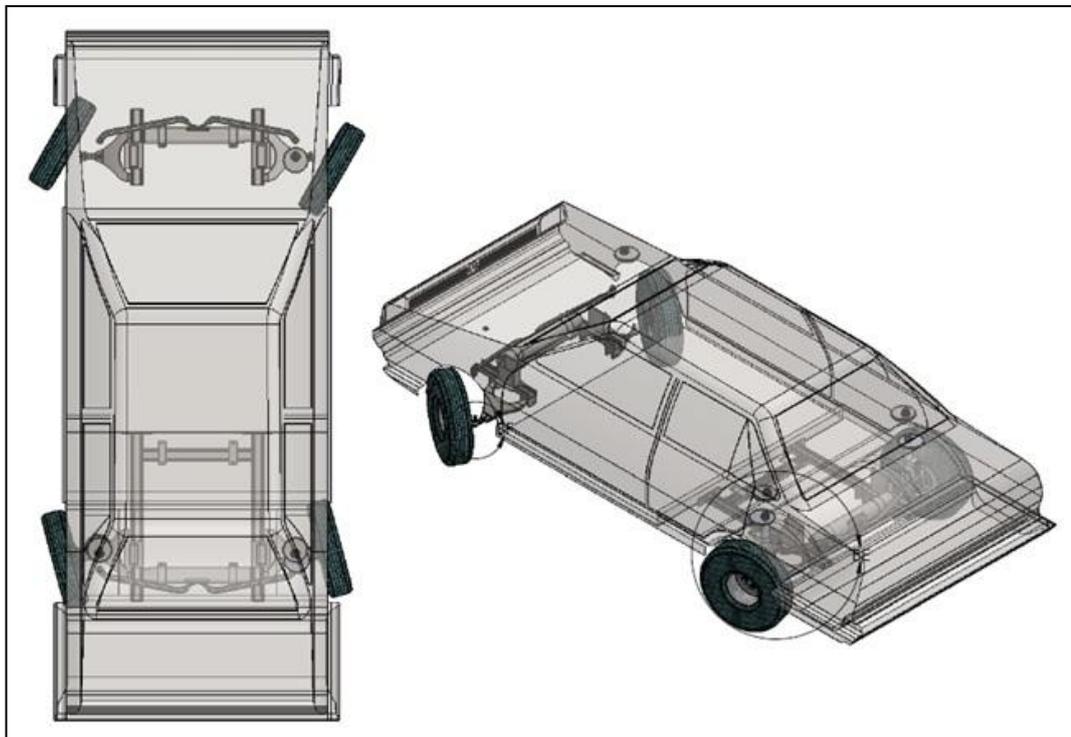
#### g. Sistema de protección

Para proteger los sistemas de control y activación electrónicos del prototipo es necesario implementar un sistema de protección por fusibles, como se presenta en la figura 3.41, evitando que corrientes que se salgan de los valores establecidos causen daños en el sistema eléctrico-electrónico o cortocircuitos en las conexiones, se utiliza fusibles cerámicos.



**Figura 3. 41:** Fusible para protección del sistema electrónico

Una vez concluido con el capítulo de diseño se tiene toda la información para proceder con la construcción e implementación del sistema de dirección asistida hidráulicamente a las cuatro ruedas en el vehículo prototipo, Volkswagen santana. En la figura 3.42 se puede apreciar la disposición final del sistema implementado, como se observa las ruedas posteriores tienen un ángulo de viraje en el sentido contrario al ángulo de viraje de las ruedas delanteras y en una proporción menor a las mismas.



**Figura 3. 42:** Vehículo prototipo implementado con el sistema de dirección a las ruedas posteriores.

## CAPÍTULO IV

### 4. CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN POSTERIOR QUE INTEGRA EL SISTEMA DE ASISTENCIA HIDRÁULICA A LAS CUATRO RUEDAS.

#### 4.1 Proceso de construcción y adaptación de elementos mecánicos en el eje posterior del vehículo prototipo.

Para el montaje de la suspensión posterior se procedió a adquirir una suspensión de las mismas características de la que tiene incorporado el vehículo en su eje delantero, puesto que este tipo de suspensión independiente nos permite un acople seguro en el nuevo sistema que se implementa, las medidas de los elementos corresponden a las deseadas para la adaptación; por la parte de arriba la suspensión se acopla con el bastidor de tal manera que no se hizo ningún tipo de ajuste y en la parte inferior de la misma se procede a la sujeción por medio de una mesa que va anclada al nuevo semi-chasis que se fabricó mediante unos apoyos fijos que se soldaron al mismo y funciona de tal manera que brinda seguridad y confort a los ocupantes del vehículo.

##### 4.1.1. Adaptación del semi-chasis para la suspensión independiente en el eje posterior.

En primer lugar se procede a desmontar el tren de suspensión posterior del vehículo, como se presenta en la figura 4.1, tomando en cuenta las normas de seguridad que se exhiben para realizar este tipo de operaciones además del uso adecuado de equipos y herramientas.



**Figura 4. 1:** Eje posterior desmontado

En vista que para la adaptación del mecanismo de asistencia hidráulica de la dirección posterior en el eje trasero se requiere espacio entre las dos ruedas, se procedió a desinstalar el tanque de combustible, figura 4,2 para de esta manera tener la facilidad de implementación y optimizar el espacio disponible para los demás elementos.



**Figura 4. 2:** Tanque de combustible

A continuación se detalla el procedimiento para la construcción y adaptación del semi-chasis del eje posterior y el sistema de suspensión donde se alojaron los elementos del sistema de dirección asistida hidráulicamente a las ruedas traseras.

Para la construcción de los largueros y travesaños del semi-chasis se tomó en cuenta el material utilizado en el diseño perfil en C, en el material seleccionado, acero estructural ASTM A36 que es fácil de conseguir en el mercado para esto se tomaron medidas acorde al espacio y a los requerimientos que presenta la elaboración de los mismos. Como se ilustra en la figura 4.3.



**Figura 4. 3:** Construcción de larguero del semi-chasis posterior.

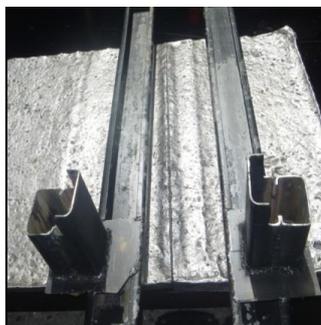
Para el anclaje de los largueros al bastidor del vehículo se procede a elaborar unas bases las mismas que van soldadas en los largueros y presentan unas perforaciones mediante las cuales se acoplan perfectamente

al compacto del vehículo e incorporan pernos de 3/4 grado 8, estos pernos fueron elegidos previo a una selección mediante parámetros de carga que soporta el eje posterior del vehículo y la estructura en construcción. Como se presenta en la figura 4.4.



**Figura 4. 4:** Base para el semi-chasis posterior.

A continuación en la figura 4.5, se presentan los largueros ya terminados los mismos que están listos para ser incorporados al vehículo estos irán ubicados en la parte inferior trasera del vehículo, por un lado serán sujetos por cuatro pernos grado 8 de  $\frac{3}{4}$  de diámetro y por el otro mediante un proceso de soldadura.



**Figura 4. 5:** Largueros del semi-chasis posterior.

Para montar el semi-chasis posterior al vehículo, como se puede apreciar en la figura 4.6, se procede a alinear la estructura con las articulaciones que sostienen las ruedas, para conseguir la adaptación adecuada de la estructura con los órganos de la suspensión. Se fija debidamente los elementos por el extremo superior a la carrocería del vehículo mediante pernos grado 8 que sostendrán toda la estructura.



**Figura 4. 6:** Alineación con la suspensión

En este punto se presenta el montaje de todos los elementos que conforman el semi chasis en la figura 4.7, el mismo que alojará los componentes de la suspensión y dirección posterior del vehículo, este es el elemento principal para la ejecución del presente proyecto, el mismo que está diseñado y elaborado de forma adecuada y segura para su uso de forma normal en la conducción.



**Figura 4. 7:** Semi-chasis posterior implementado en el vehículo.

En la figura 4.8, se presenta el proceso de sujeción al compacto del vehículo mismo que se realiza por un proceso de soldadura por arco eléctrico SMAW para esto se realiza una ubicación de tal forma que cumpla con las medidas tomadas en la parte de diseño y por ello garantizar los esfuerzos que soportara la estructura en las distintas formas de conducción y estado de las vías que se presentan nuestra ciudad.



**Figura 4. 8:** Fijación de la estructura del semi-chasis posterior a la carrocería

Para la sujeción de las mesas al semi- chasis posterior, se incorporó los terminales que tienen forma de orejas, como se puede observar en la figura 4.9, los mismos que por un lado están soldados al semi-chasis y por el otro presentan unos orificios los mismos que unirán a la suspensión con la parte inferior del semi-chasis.



**Figura 4. 9:** Terminales fijos de las mesas.

Se procede a adaptar los brazos de la suspensión como se presenta en la figura 4.10, por la parte superior esta empernada al compacto del vehículo y en la parte de abajo debe ir acoplada a la mesa de la suspensión por medio de un terminal, también llevan incorporados una mangueta que permitirá direccionar el eje posterior, en este proceso se adaptan los mismos elementos que se encuentran en la suspensión delantera del vehículo prototipo, Volkswagen santana.



**Figura 4. 10:** Suspensión independiente McPherson para direccionar el eje posterior

Se sueldan los terminales de la mesa a la estructura del semi-chasis posterior y se fija la mesa por medio de pasadores en los pivotes. Como se observa en la figura 4.11.



**Figura 4. 11:** Mesa posterior instalada.

De esta forma se finaliza la construcción y adaptación de la estructura del semi-chasis posterior y los elementos del sistema de suspensión en el vehículo prototipo

A continuación la tabla 4.1 se presenta el diagrama mediante el cual se detalla el proceso de construcción del semi-chasis posterior.

**Tabla 4. 1:** Diagrama de proceso de construcción de estructura del semi-chasis para el eje posterior

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO								
Ubicación: Taller mecánico automotriz			Resumen					
Actividad: Construcción de estructura semi-chasis			Actividad		Real			
Fecha: Junio 2014			Operación	○	92.5			
Operador: Autores		Analista: Director y Codirector de proyecto	Transporte	⇒	25			
Marque el método y el tipo apropiados			Demora	D	97			
Método: Actual		Equipo: Suelta.	Inspección	□	1			
Tipo: Técnico	Material: A-36	Propuesto: Si	Almacenaje	△	0.0			
Comentarios: El presente proceso tiene como objetivo construir la estructura metálica que constara el semi-chasis de soporte de los sistemas de suspensión y dirección posterior.			Tiempo	horas	190.5			
			Distancia	metros	25			
			Costos					
DESCRIPCIÓN DE LA ACTIVIDAD		SÍMBOLO			TIEMPO (h)	MÉTODO		
Selección de elementos.		○	⇒	D	□	△	24	Diseño
Corte del perfil en C. ASTM A36.		○	⇒	D	□	△	4	Manual
Verificación de medidas según el diseño.		○	⇒	D	□	△	1	Visual
Punteado y suelta de estructura base.		○	⇒	D	□	△	7	Manual
Corte del perfil		○	⇒	D	□	△	5	Manual
Sujeción y suelta		○	⇒	D	□	△	7	Manual
Corte de perforaciones para sujeciones		○	⇒	D	□	△	3	Manual
Empernado de seguros		○	⇒	D	□	△	2	Manual
sección de pintura.		○	⇒	D	□	△	1	Manual
Lijado y pulido de la estructura.		○	⇒	D	□	△	3	Manual
Periodo de secado		○	⇒	D	□	△	1	Visual
Periodo de secado		○	⇒	D	□	△	0.25	Visual
Lijado con papel lija fina		○	⇒	D	□	△	1	Manual
Verificación de imperfecciones.		○	⇒	D	□	△	0.5	Visual
Selección de tipo y color de pintura.		○	⇒	D	□	△	24	Diseño
Limpieza de las superficies.		○	⇒	D	□	△	1	Manual

#### 4.2. Proceso de adaptación de elementos hidráulicos.

A continuación se detalla el procedimiento para la adaptación del circuito hidráulico de asistencia a la dirección de las ruedas posteriores:

Los elementos que conforman el sistema hidráulico son:

- Bomba
- Depósito de líquido hidráulico
- Mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera
- Cañerías de alta presión
- Cañerías de retorno
- Acoples de presión
- Abrazaderas

Se construye las bases donde estará situada la bomba, figura 4.12, con platinas de acero ASTM A36, ya que por sus características es un material resistente, duro y estará expuesto a las vibraciones del motor.



**Figura 4. 12:** Sujetador de la bomba para la dirección posterior

Estas bases estarán acopladas al block del motor mediante pernos grado 8 que estarán fijados en los mismos taladros donde antes se encontraba instalado el compresor del aire acondicionado del vehículo prototipo.

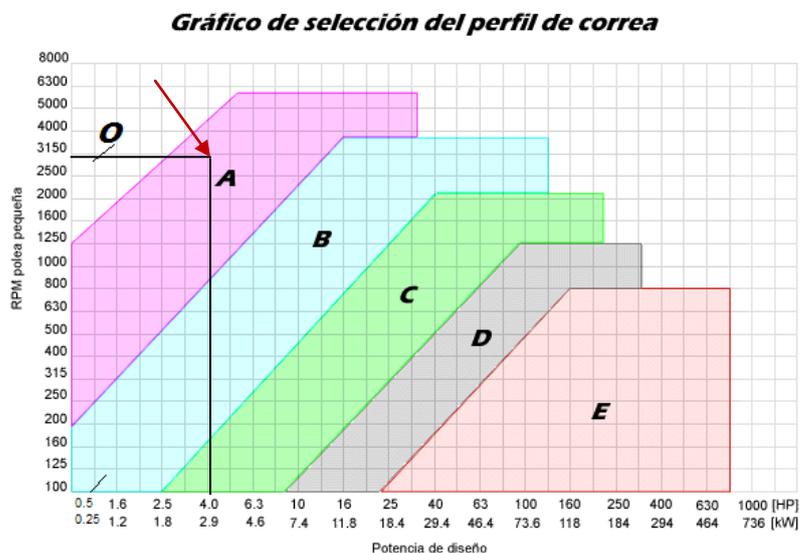
Se instala la bomba hidráulica de tipo paletas, en la base adaptada acorde a sus medidas. Como se puede apreciar en la figura 4.13.



**Figura 4. 13:** Bomba para la dirección posterior instalada.

#### 4.2.1 Selección de correa para adaptación de la bomba hidráulica de la dirección posterior.

Para la selección de la correa de transmisión que proveerá de giro a la bomba a través de la polea del cigüeñal se procede en función de los datos generales: Velocidad de la polea motora: varía entre 1000 y 5000 rpm. Potencia de servicio: 4 Hp.



**Figura 4. 14:** Sección de bandas en V  
**Fuente:** [http://www.eet460rafaela.edu.ar/apuntes/3\\_4](http://www.eet460rafaela.edu.ar/apuntes/3_4)

Como se puede observar en la figura 4.14, para la selección de la banda se toma como parámetro la velocidad máxima del motor que en un punto máximo puede llegar a las 5000 rpm,

Dado que en la figura 4.14, los parámetros de diseño están próximos entre dos tipos de bandas, el fabricante aclara que se puede elegir cualquiera de los dos tipos. Es por ello que se seleccionó la banda tipo A.

Como se observa en la figura 4.15, se procede a instalar la banda en V seleccionada tipo A que transmitirá las revoluciones por minuto directamente de la polea del cigüeñal a la bomba de aceite.



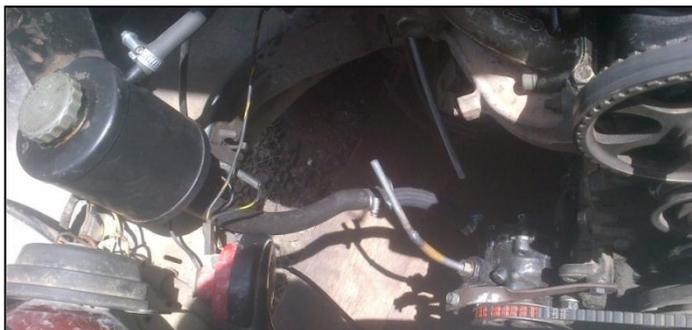
**Figura 4. 15:** Banda en V instalada.

Se construye una base para el depósito del líquido hidráulico para el mecanismo de asistencia hidráulica de piñón y cremallera posterior que va sujeta con pernos grado 8 a la carrocería del vehículo. Como se puede apreciar en la figura 4.16.



**Figura 4. 16:** Deposito Hidráulico.

Posteriormente se acopla a la bomba de la dirección posterior las cañerías de succión y de presión, en este punto es necesario ajustar bien con abrazaderas para evitar fugas de aceite hidráulico como se aprecia en la figura 4.17.



**Figura 4. 17:** Instalación de cañerías de fluido.

Se procede a unir mediante un acople la cañería de alta presión que transmitirá el fluido hacia el mecanismo de asistencia de la dirección del eje posterior. En la figura 4.18 se aprecia cómo van las uniones de las cañerías de presión mediante acoples.



**Figura 4. 18:** Unión de la cañería de presión

De igual forma en la figura 4.19 se observa la manera del acoplamiento de la cañería de retorno de fluido hacia el depósito mediante abrazaderas para evitar fugas.



**Figura 4. 19:** Manguera de retorno acoplada

Se procede a adaptar en el eje posterior el mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera como se puede ver en la figura 4.20, que estará fijado al semi-chasis, a través de dos bases que fueron soldadas al

mismo, sujetándolo firmemente evitando cualquier tipo de vibración, como se indica en la figura 4.21.



**Figura 4. 20:** Mecanismo de asistencia hidráulica para la dirección posterior adaptado en el semi-chasis posterior.



**Figura 4. 21:** Bases de acoplamiento del cilindro de dirección posterior.

En la figura 4.22, se presenta la conexión de la cañería de alta presión mediante un acople a la entrada de fluido a presión de la válvula distribuidora del mecanismo de asistencia hidráulica.



**Figura 4. 22:** Conducto alta presión del cilindro

De igual forma se acopla la tubería de retorno de fluido del depósito de líquido hidráulico, hacia la válvula distribuidora del mecanismo de asistencia hidráulica para la dirección posterior como se ilustra en la figura 4.23.



**Figura 4. 23:** Manguera de retorno de fluido

Finalmente se alinean las ruedas posteriores, a través de la rosca de los terminales de la dirección en las barras de dirección para lograr que las ruedas posteriores permanezcan paralelas entre sí.



**Figura 4. 24:** Alineación de ruedas posteriores.

A continuación la tabla 4.2 se presenta el diagrama mediante el cual se detalla el proceso de adaptación del sistema hidráulico en el vehículo prototipo.

**Tabla 4. 2:** Diagrama de proceso de adaptación de elementos hidráulicos para la asistencia a la dirección del eje posterior.

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO								
<b>Ubicación:</b> Taller mecánico automotriz				Resumen				
<b>Actividad:</b> Adaptación de elementos hidráulicos				<b>Actividad</b>		<b>Real</b>		
<b>Fecha:</b> septiembre 2014				Operación	○	120		
<b>Operador:</b> Autores		Analista: Director y Codirector de proyecto		Transporte	⇒	3		
<b>Marque el método y el tipo apropiados</b>				Demora	⊖	72		
<b>Método:</b> Actual		<b>Equipo:</b> Suelta.		Inspección	□	5		
<b>Tipo:</b>	Material: Acero A36	Propuesto: Si		Almacenaje	△	0.0		
<b>Técnico</b>								
<b>Comentarios:</b>				Tiempo	horas	195		
El presente proceso tiene como objetivo adaptar los elementos para la asistencia hidráulica a la dirección posterior.				Distancia	metros	0.0		
				Costos				
DESCRIPCIÓN DE LA ACTIVIDAD		SÍMBOLO				TIEMPO (h)	MÉTODO	
Selección de elementos.		○	⇒	⊖	□	△	92	Diseño
Adaptación de la bomba hidráulica		○	⇒	⊖	□	△	5	Manual
Colocación de la banda		○	⇒	⊖	□	△	1	Manual
Instalación depósito líquido hidráulico		○	⇒	⊖	□	△	2	Manual
Implementación del mecanismo de asistencia hidráulica por piñón y cremallera en el eje posterior.		○	⇒	⊖	□	△	5	Manual
Modelar cañerías de líquido hidráulico		○	⇒	⊖	□	△	2	Manual
Conexión de cañería de presión		○	⇒	⊖	□	△	2	Manual

Continúa →

mediante acople a la bomba hidráulica							
Conexión de cañería de retorno mediante acople a la bomba hidráulica	○	⇒	D	□	△	2	Manual
Sujeción de cañerías al bastidor del vehículo	○	⇒	D	□	△	3	Manual
Conexión de cañería de presión mediante acople al mecanismo de dirección posterior	○	⇒	D	□	△	2	Manual
Conexión de cañería de retorno mediante acople al mecanismo de dirección posterior	○	⇒	D	□	△	2	Manual
Llenado del circuito hidráulico con fluido	○	⇒	D	□	△	0.25	Manual
Purgado del sistema	○	⇒	D	□	△	0.5	Manual
Control visual de fugas	○	⇒	D	□	△	1	Visual
Verificación nivel de fluido hidráulico.	○	⇒	D	□	△	0.10	Visual
Verificación manual de movimiento de la dirección posterior	○	⇒	D	□	△	0.5	Manual

### 4.3. Montaje de equipos electrónicos e instalación eléctrica en el vehículo prototipo para asistencia a la dirección posterior.

El objetivo es instalar los equipos electrónicos que servirán para el control del sistema hidráulico de la dirección, así como para el control activo de los elementos mecánicos del sistema.

Estos equipos son: motor a pasos, sensor de posición y de velocidad, además de ubicar los equipos tales como el display que servirá para programar el control de la dirección posterior, y demás equipos que componen el sistema.

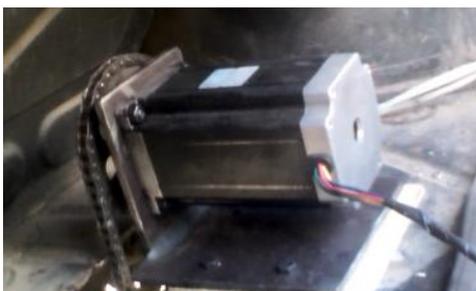
#### 4.3.1. Montaje de motor a pasos (actuador de la dirección posterior)

El funcionamiento del prototipo se basa en la activación de la dirección posterior mediante elementos electrónicos, la válvula rotativa del cajetín de dirección hidráulica del eje posterior está acoplada a su actuador (motor a pasos) mediante un sistema de transmisión de cadena y catarina, como se aprecia en la figura 4.25.

El actuador estará localizado en la parte posterior del vehículo en la cajuela, de forma que coincide verticalmente con la válvula rotativa del mecanismo de dirección hidráulica de las ruedas posteriores, tal como se indica en la figura 4.26.



**Figura 4. 25:** Acoplamiento del actuador a la carrocería



**Figura 4. 26:** Fijación del actuador de la dirección posterior.

En vista de que se necesita adaptar un sistema de cadena y catarina que cumpla con la función de transmisión de par, se adquiere el juego de cadena y catarina de un sistema de distribución de un motor de combustión.

Una catarina estará acoplada por medio de una chaveta y un chavetero, al motor a pasos y será la que transmita el par generado.

La otra catarina se fija por medio de pernos en el extremo de la válvula rotativa de cajetín de la dirección posterior.

Consecutivamente se procede a medir la distancia entre centros para la adaptación de la respectiva cadena.

Para sujetar fijamente el motor y el sistema de transmisión del par, a la carrocería se sujeta por medio de una placa emperrada a la carrocería.

De esta manera queda acoplado el actuador con su sistema de transmisión y listo para controlar electrónicamente el mecanismo de asistencia hidráulica de la dirección y el varillaje de la dirección posterior. En la figura 4.27 se ilustra la conexión del sistema de cadena y catarina para la transmisión de par del motor a pasos hacia el mecanismo de dirección hidráulica de las ruedas posteriores.



**Figura 4. 27:** Implementación del sistema de transmisión de par a la dirección posterior.

#### 4.3.2. Funcionamiento del motor.

El objetivo del proyecto es direccionar las ruedas posteriores un ángulo máximo de  $15^\circ$  tanto interior como exteriormente, que en relación con el ángulo que giran las ruedas delanteras es inferior. Por esta razón necesitamos conocer cuántos grados debe girar el motor eléctrico para llegar a la meta de  $15^\circ$ .

Para conocer el ángulo que debe girar nuestro motor, debemos girar manualmente las ruedas traseras, de extremo izquierdo a extremo derecho un total de  $30^\circ$ , se observa el movimiento del motor y con un graduador se mide el ángulo, que será el indicado para programar en el controlador lógico y este al motor eléctrico. Como resultado se obtuvo el valor de  $140^\circ$

Es decir, cuando el volante de la dirección ha girado de tope a tope tres vueltas y un cuarto ( $1125^\circ$ ), por medio de la programación el motor a pasos debe girar un ángulo de  $140^\circ$ . Así se llega a la relación de transmisión de 8:1, que posteriormente se puede cambiar en la programación del sistema, acorde a las necesidades del usuario.

### 4.3.3 Montaje de sensor de ángulo del volante.

El ángulo que gira el volante es un dato fundamental para controlar la dirección posterior ya que de este valor dependerá el ángulo de dirección de las ruedas traseras.

- 1 Previamente es necesario construir dos engranes de las misma dimensiones para transmitir el giro del volante de la dirección al encoder, para de esta manera tener la señal de entrada para el PLC.
- 2 Para instalar el primer engranaje sobre el eje de la columna de la dirección, se desmonta todo el conjunto dejando libre el tubo de hierro de 1/2 pulgada, que es el apropiado para la colocación del engrane, como se ilustra en la figura 4.28 izquierda.
- 3 El segundo engrane es instalado en el eje de salida del encoder rotativo.
- 4 Para el acoplamiento del encoder rotativo con su respectivo engrane dentado con el engrane de la columna de dirección, es necesario realizar una placa que debe ser sujeta mediante pernos en el bastidor del vehículo que servirá para sujeción del mismo como se observa en la figura 4.28 derecha.
- 5 El encoder rotativo envía la señal eléctrica de posición del volante, es decir, realiza la función de sensor de ángulo de giro para el control del actuador
- 6 Estos engranajes tienen una relación de transmisión de 1:1. Para que la transmisión de giro sea equivalente y exacta hacia el PLC, tal como se ilustra en la figura 4.28.



**Figura 4. 28:** Implementación del sensor de ángulo de giro del volante de la dirección

#### 4.3.4 Montaje del sensor inductivo

Este sensor informa en todo momento la velocidad de circulación del vehículo, el mismo que al desarrollar una velocidad de 60 Km/h manda a la unidad de control la desactivación de transmisión de giro hacia el actuador de la dirección posterior, quedando este en posición de enclavamiento, es decir, no permitirá giro y por ende el eje posterior queda rígido sin la función de dirección.

- 1 Para el montaje del sensor inductivo se realiza una base pequeña para ubicar el contacto magnético fijo, el mismo que va a enviar la señal de frecuencia hacia el controlador lógico programable.
- 2 Se realiza una limpieza en todas las partes donde van ubicados los elementos del sensor.
- 3 Se instala la base junto con el contacto magnético fijo y se lo sujeta con pernos.
- 4 Se ubica el contacto magnético móvil en el árbol de transmisión a la salida de la caja de cambios para evitar mucho pandeo y lo fijamos con un pegamento especial y unas abrazaderas de plástico de 300 mm x 4 mm y 2 mm de espesor para tener mayor fijeza.
- 5 Se alinea el sensor entre contacto fijo y el móvil para tener una buena señal. La holgura de separación entre contactos magnéticos es 10 mm para un perfecto funcionamiento del sensor.
- 6 Finalmente ajustamos las abrazaderas de plástico, cortamos los pedazos sobrantes. Realizamos las conexiones respectivas hacia el PLC, como se observa en la figura 4.29.



**Figura 4. 29:** Ubicación del sensor de velocidad del vehículo prototipo.

### 4.3.5 Montaje del panel de control

En la figura 4.30 se indica el interfaz de programación que está ubicado en el panel frontal de la cabina del vehículo, mediante este equipo podemos activar o desactivar el sistema de dirección a las cuatro ruedas, a su vez también configurar el sistema.



**Figura 4. 30:** Instalación del interfaz del control electrónico

Los equipos eléctricos se encuentran ubicados en la parte posterior del vehículo, como se ilustra en la figura 4.31, albergados dentro de un gabinete para evitar que ingrese agua o polvo a los componentes electrónicos y se produzcan daños en el funcionamiento del sistema.



**Figura 4. 31:** Instalación de elementos electrónicos del sistema de control electrónico de asistencia a la dirección posterior.

Los componentes electrónicos se encuentran instalados de manera equitativa de tal forma que no se produzcan cortocircuitos, la conexión del

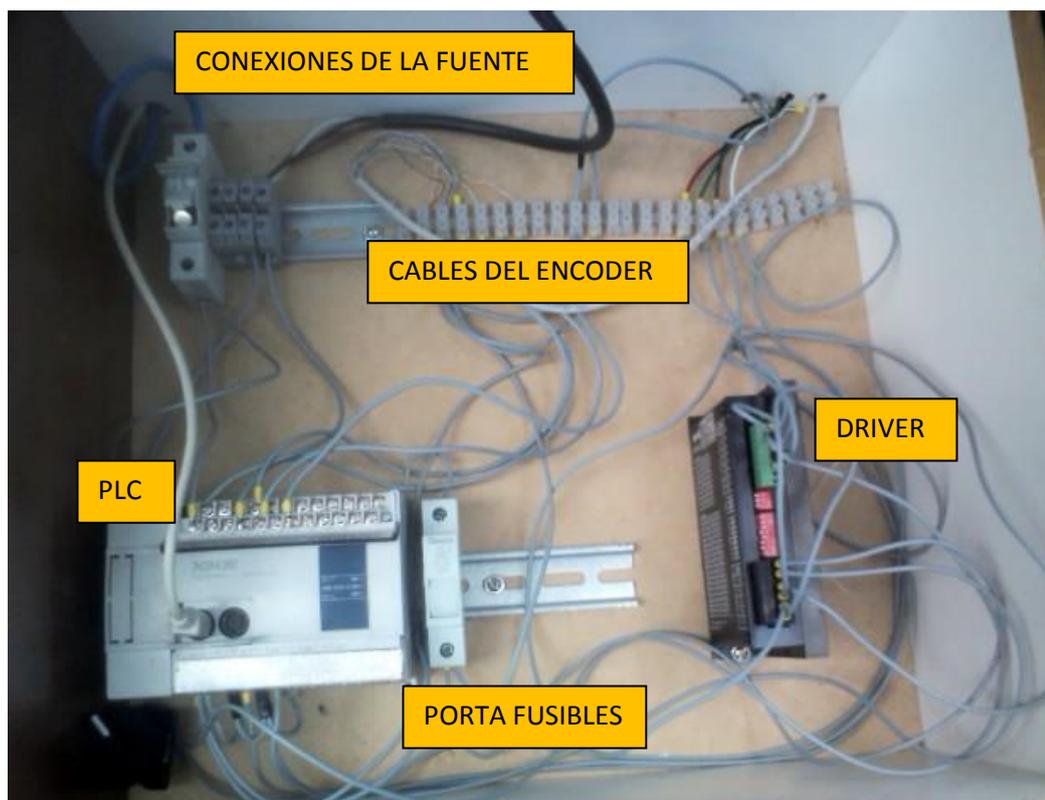
encoder, sensor inductivo, driver, interfaz del control electrónico y actuador al PLC facilitan realizar reparaciones y mantenimientos del sistema.

Los conductores eléctricos utilizados son:

Para el control de carga alambre AWG número 4 con capacidad de 70 A. alimentación eléctrica de actuadores, driver, PLC cable AWG 12 con capacidad de 20 A.

Para los sensores de posicionamiento, cable AWG 18 con capacidad 6 A.

Se indica en la figura 4.32, el cableado general realizado entre los dispositivos electrónicos adaptados en el vehículo prototipo con el PLC instalado en el gabinete del control electrónico ubicado en la cajuela del vehículo, además para evitar que las sobrecargas de corriente dañen al control electrónico se utilizan dos fusibles cerámicos de 20 A.



**Figura 4. 32:** Distribución del control electrónico para asistencia a la dirección posterior.

En la tabla 4.3, se presenta el diagrama de flujo de proceso que se realiza para la implementación de los elementos eléctricos y electrónicos en el vehículo prototipo para la asistencia de la dirección posterior.

**Tabla 4. 3:** Diagrama de proceso de implementación de elementos eléctricos y electrónicos para la asistencia a la dirección del eje posterior

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO								
<b>Ubicación:</b> Taller mecánico automotriz			Resumen					
<b>Actividad:</b> Adaptación de elementos hidráulicos			<b>Actividad</b>		<b>Real</b>			
<b>Fecha:</b> Diciembre 2014			Operación	○	65			
<b>Operador:</b> Autores		Analista: Director y Codirector de proyecto	Transporte	⇒	3			
<b>Marque el método y el tipo apropiados</b>			Demora	D	72			
<b>Método:</b> Actual		<b>Equipo:</b>	Inspección	□	3			
<b>Tipo:</b>	Material: Acero A36	Propuesto: Si	Almacenaje	△	0.0			
<b>Comentarios:</b> El presente proceso tiene como objetivo implementar los elementos para la asistencia electrónica a la dirección posterior.			Tiempo	horas	143			
			Distancia	metros	0.0			
			Costos					
DESCRIPCIÓN DE LA ACTIVIDAD		SÍMBOLO			TIEMPO (h)	MÉTODO		
Adaptación de sensor de ángulo del volante de la dirección		○	⇒	D	□	△	8	Manual
Adaptación de sensor de velocidad del vehículo		○	⇒	D	□	△	8	Manual
Implementación del interfaz de programación del sistema.		○	⇒	D	□	△	8	Manual
construcción de base para motor eléctrico		○	⇒	D	□	△	48	Manual
Instalación del motor eléctrico		○	⇒	D	□	△	8	Manual
Instalación del mecanismo de transmisión de par(cadena y catarina)		○	⇒	D	□	△	8	Manual
Instalación de cajetín de equipos eléctricos		○	⇒	D	□	△	8	Manual
Cableado de todos los elementos del sistema electrónico al plc		○	⇒	D	□	△	4	Manual
Istalación del switch on/off		○	⇒	D	□		3	Manual
Aislamiento de los conectores del sistema eléctrico y electrónico		○	⇒	D	□	△	2	Manual
Verificación del giro del motor		○	⇒	D	□	△	2	Programacio
Programación del control electrónico.		○	⇒	D	□	△	8	Manual
Programación del interfaz del usuario		○	⇒	D	□	△	8	Manual
Programación de transmisión de giro		○	⇒	D	□	△	4	Manual
Pruebas del actuador en el sistema de dirección posterior.		○	⇒	D	□	△	3	Programacio

## CAPÍTULO V

### 5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

#### 5.1. Pruebas de desempeño del vehículo prototipo antes de implementar el sistema de dirección posterior.

##### 5.1.1. Antecedentes.

##### a. Jerarquización del sistema vial.

##### Vías locales.(angostas)

Conforman el sistema vial urbano menor y se conectan solamente con las vías colectoras. Se ubican generalmente en zonas residenciales. Sirven exclusivamente para dar acceso a las propiedades de los residentes, siendo prioridad la circulación peatonal. Permiten solamente la circulación de vehículos livianos de los residentes y no permiten el tráfico de paso ni de vehículos pesados (excepto vehículos de emergencia y mantenimiento). Pueden operar independientemente o como componentes de un área de restricción de velocidad, cuyo límite máximo es de 30 km/h. (Ordenanzas de gestión urbana territorial, 2010)

Estas vías son declaradas de valor histórico monumental por las autoridades correspondientes.

##### **Características Funcionales:**

- Se conectan solamente con vías colectoras.
- Proveen acceso directo a los lotes frentistas.
- Proporcionan baja movilidad de tráfico y velocidad de operación.
- Bajos flujos vehiculares.
- No deben permitir el desplazamiento vehicular de paso (vías sin continuidad).
- No permiten la circulación de vehículos pesados. Deben proveerse de mecanismos para admitir excepcionalmente a vehículos de mantenimiento, emergencia y salubridad.

- Pueden permitir el estacionamiento de vehículos.
- La circulación de vehículos en un solo sentido es recomendable.
- La circulación peatonal tiene preferencia sobre los vehículos.
- Pueden ser componentes de sistemas de restricción de velocidad para vehículos.
- No permiten la circulación de líneas de buses.

**Tabla 5. 1:** Características técnicas de las vías locales.

<b>Velocidad de proyecto</b>	50 km /h
<b>Velocidad de operación</b>	Maximo 30 km/h
<b>Distancia paralela</b>	100– 300 m
<b>Control de accesos</b>	La mayoría de intersecciones son a nivel.
<b>Número mínimo de carriles</b>	2 (1por sentido)
<b>Ancho de calzada(minimo)</b>	4.50 m
<b>Radio mínimo de esquinas</b>	3m
<b>Aceras</b>	Minimo 1.20 m

**Fuente:** Ordenanzas de gestión urbana territorial.

La información de la tabla 5.1 nos permite observar que las calzadas de las vías analizadas en la ciudad de Latacunga no cumplen con las dimensiones **mínimas** de anchura, para la circulación de los vehículos automotores, es por esta razón que se concluye que dichas vías locales de la ciudad son angostas. Ya que las vías existentes son declaradas de valor histórico monumental por las autoridades correspondientes.

#### **b. Especificaciones mínimas para el diseño de vías**

**Ancho de carril:** El ancho normalizado de carril de circulación vehicular será de 3.65 m., su variación estará en función de la velocidad y el tipo de vía.

**Ancho de calzada:** Dependerá del número de carriles determinado por los estudios viales y de tráfico pertinentes. En vías locales con un solo sentido

de circulación, mínimo 4,50 m. y para dos sentidos de circulación, mínimo 6 m. sin considerar carril de estacionamiento. (Ordenanzas de gestión urbana territorial, 2010)

**Radios de acera/ calzadas en intersecciones:** Se consideran los siguientes radios mínimos:

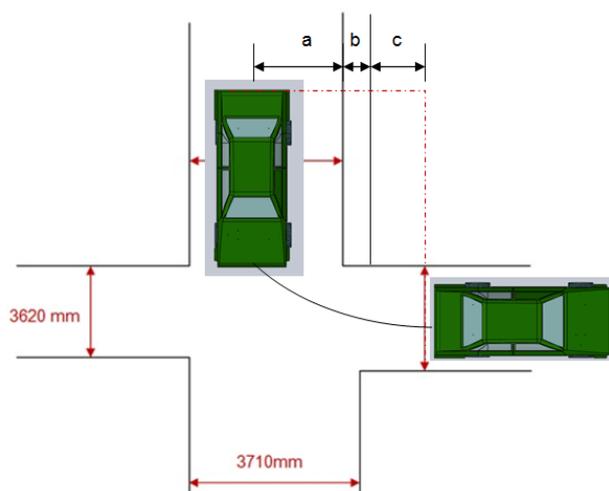
En vías arteriales y colectoras: 10 m.

Entre vías colectoras y vías locales: 7 m.

Entre vías locales: 5 m.

En áreas históricas (en las cuales no sean aplicables las normas) se normalizará la calzada entre 5.60 y 7.00 m. como mínimo, y las aceras serán de ancho variable. Se mantendrá la morfología de la traza urbana y la implantación de la edificación y solo podrá ser variado por un plan urbano de detalle, debidamente aprobado.

Las calles céntricas de la ciudad de Latacunga son áreas históricas por ende el radio de sus calzadas en intersecciones debe estar en el rango de medida entre: 5.60 y 7.00 m. como mínimo. Con las dimensiones recolectadas de manera experimental en una de las intersecciones mas angostas que existen en la ciudad, se puede ver en la figura 5.1, que tomando la curva con el vehículo prototipo se tiene un radio de giro de 7,15 metros, que es una dimensión del radio mínimo necesario para realizar el viraje.



**Figura 5. 1:** Determinación del radio de giro dentro de las calles de Latacunga con el vehículo prototipo.

Dónde:

a= dimensión desde la vereda hasta el centro del eje posterior del vehículo.

b= ancho de la vereda

c= dimensión desde la esquina de la calle hasta el vehículo, cuando termina de realizar el viraje de la curva.

Resulta la ecuación:

$$a + b + c = \text{Radio de giro del vehiculo. Ecuacion 5.1(Grupo investigador, 2015)}$$

$$2.75 \text{ m} + 0.93 \text{ m} + 3.47 \text{ m} = 7,15 \text{ m}$$

Con este resultado se argumenta la necesidad de disminuir el diámetro de giro del vehículo para de esta manera no depender de dimensiones mínimas de las calzadas de una localidad.

**Radios de giro:** El radio de giro se define como la distancia mínima que un vehículo requiere para dar la vuelta. Dependiendo del tamaño del vehículo, se requerirá mayor o menor radio de giro. (Ordenanzas de gestión urbana territorial, 2010)

Las principales especificaciones geométricas acerca de los radios de giro, que deben servir como base para el diseño de las secciones viales y parterres, se pueden apreciar en la tabla 5.2 y son los siguientes:

**Tabla 5. 2:** Especificaciones geométricas acerca de los radios de giro

TIPO DE VEHÍCULO	DISTANCIA ENTRE EJES MAS ALEJADOS	RADIO DE GIRO MÍNIMO
Automóvil	3.35 m.	7.32 m.
Camión pequeño	4.50 m.	10.40 m.
Camión	6.10 m.	12.81 m.
Trailer sin remolque	12.20 m.	12.20 m.
Trailer con remolque	15.25 m.	13.72 m.

**Fuente:** Ordenanzas de gestión urbana territorial.

### c. Vías locales vehiculares. (normales)

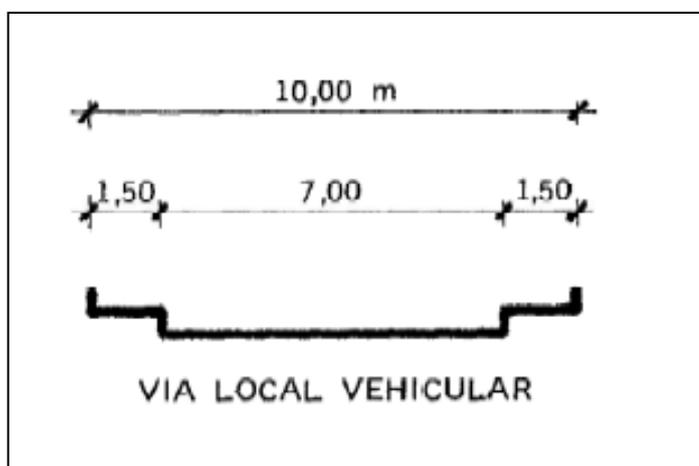
Son las vías destinadas al tránsito particular de vehículos en las urbanizaciones. Permiten la circulación moderada y el estacionamiento de vehículos de acuerdo a las regulaciones de las autoridades de tránsito. (Norma INEN 1 678)

A continuación los requisitos básicos de diseño y acabado de la vía se indican en la tabla 5.3 y en la figura 5.2, respectivamente.

**Tabla 5. 3:** Requisitos básicos de diseño de vías urbanas

Tipo de vía	Ancho mínimo total [m]	Pendiente máxima %
Arteria de enlace básico	25	8
De enlace secundario	15	10
Local vehicular	10	12
Local peatonal	4	15

Fuente: Norma INEN 1 678



**Figura 5. 2:** Dimensiones mínimas vía local vehicular.

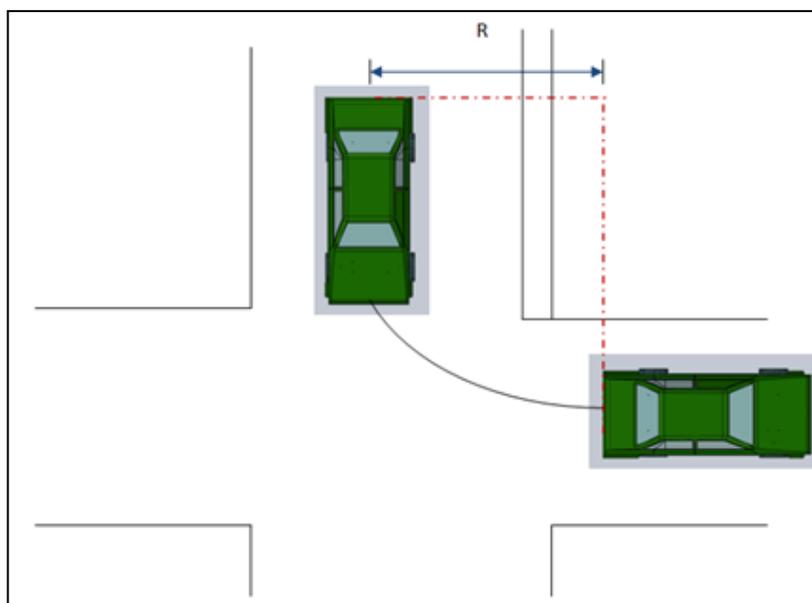
Fuente: Norma INEN 1 678

La normalización de estas vías locales vehiculares indican que su dimensión del ancho de la calzada vehicular es mayor que la dimensión de la vía local (angosta) indicada en el inciso (a) del sub-tema 5.1.1. ; Se ha tomado esta información como referencia para la diferenciación de estas vías locales (normales), con las vías existentes o proyectadas en sectores

declarados de valor histórico monumental por las autoridades correspondientes, como lo son las calles céntricas de la ciudad de Latacunga.

Como se presenta en la figura 5.3, las anchuras de la calzada son mayores por ende se posee mayor espacio para realizar virajes con un vehículo automotor.

Se puede apreciar que el vehículo tiene mayor espacio para virar y maniobrar, gracias a las dimensiones óptimas para el desempeño del mismo.



**Figura 5. 3:** Vehículo girando en curva normal.

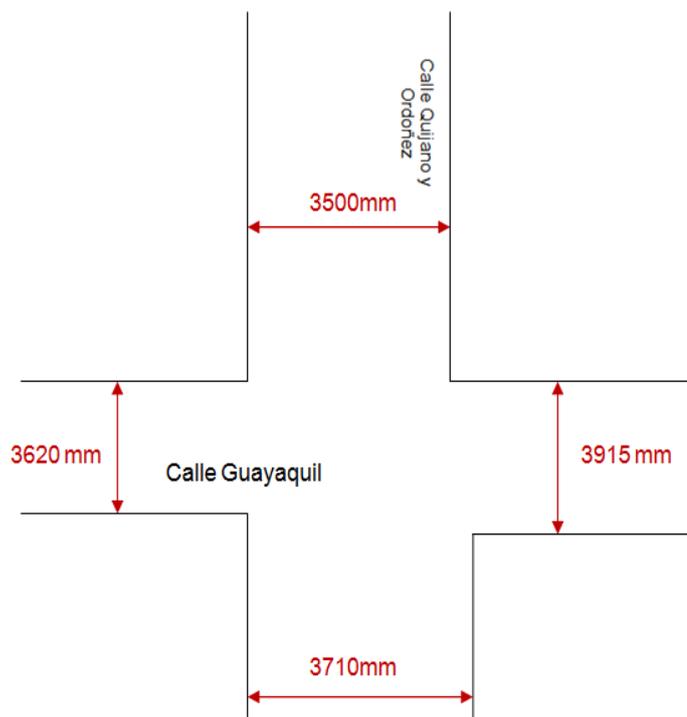
#### **d. Vías de la ciudad de Latacunga.**

Se realiza la investigación de las condiciones de conducción dentro de las calles de la ciudad de Latacunga, trabajo que permite conocer los diferentes tipos de vías, las del centro histórico que presentan dificultades para la maniobrabilidad de los vehículos en las zonas más céntricas, y las vías que se encuentran en la periferia del centro histórico que presentan las dimensiones más amplias y favorables para el tránsito de los usuarios de las vías. Como se puede apreciar en la figura 5.4 existen curvas que presentan radios de curvatura mínimos, en los que el vehículo automotor llega a realizar el paso por curva con dimensiones muy cortas a la acera, exponiéndose a accidentes.



**Figura 5. 4:** Vehículo girando en curva angosta.

Para ilustrar el problema que aqueja a la ciudadanía con respecto a la falta de espacio en sus calles céntricas, debido a su centro histórico, se procede a analizar experimentalmente sus dimensiones con respecto a su ancho y espacio para realizar un viraje con un vehículo automotor, de tal forma que se selecciona las calles: Guayaquil y Quijano y Ordoñez donde es fácil apreciar que los vehículos que por allí circulan, en ocasiones deben realizar maniobras poco convencionales para resolver el problema de falta de espacio y así poder tomar la curva que existe en la intersección de estas dos calles de la ciudad.



**Figura 5. 5:** Medidas de la calzada de las calles del centro histórico de Latacunga.

### e. Recopilación de dimensiones de las calzadas

En la tabla 5.4 se detalla el nombre de las diferentes calles de la ciudad de Latacunga, recorridas en la ejecución de las pruebas de conducción con el vehículo prototipo.

**Tabla 5. 4:** Nombre de calles y Avenidas del circuito de pruebas

<b>Número de curva</b>	<b>Nombre de calles</b>
<b>Curva 1 (C1)</b>	Quijano, Ordoñez y Guayaquil
<b>Curva 2 (C2)</b>	Guayaquil y Hermanas Pazmiño
<b>Curva 3 (C3)</b>	Hermanas Pazmiño y Juan Abel Echeverría
<b>Curva 4 (C4)</b>	Juan Abel Echeverría y Dos de Mayo
<b>Curva 5 (C5)</b>	Dos de Mayo y General Maldonado
<b>Curva 6 (C6)</b>	General Maldonado y Belisario Quevedo
<b>Curva 7 (C7)</b>	Belisario Quevedo y Guayaquil
<b>Curva 8 (C8)</b>	Guayaquil y Quito
<b>Curva 9 (C9)</b>	Quito y Tarqui
<b>Curva 10 (C10)</b>	Tarqui y Dos de Mayo
<b>Curva 11 (C11)</b>	Dos de Mayo y Hermanas Páez
<b>Curva 12 (C12)</b>	Hermanas Páez y Quito
<b>Curva 13 (C13)</b>	Quito y Av. Rumiñahui
<b>Curva en U 14 (CU 14)</b>	Av. Rumiñahui y Santiago Mora
<b>Curva 15 (C15)</b>	Av. Rumiñahui y Av. Roosevelt
<b>Curva 16 (C16)</b>	Av. Roosevelt y Carabobo
<b>Curva 17 (C17)</b>	Carabobo Y Santiago Mora
<b>Curva 18 (C18)</b>	Parque Náutico la Laguna y Trajano Naranjo
<b>Curva Redondel19 (CR19)</b>	Trajano Naranjo y Av. Roosevelt (Redondel)
<b>Curva 20 (C20)</b>	Marquez de Maenza y Quijano y Ordoñez
<b>Curva 21 (C21)</b>	Quijano y Ordoñez y Hermanas Paez
<b>Curva 22 (C22)</b>	Hermanas Paez y Av. Oriente.
<b>Curva 23 (C23)</b>	Av. Oriente. Y San Salvador

En la tabla 5.5 se expresan los valores de la dimensión del ancho de la calzada, de las vías locales del centro histórico, tomadas a las diferentes curvas que forman parte del circuito de pruebas de funcionamiento del vehículo, así como también la dimensión necesaria del radio de giro para virar en una curva con el vehículo.

**Tabla 5. 5:** Dimensiones de las calzadas de calles angostas del circuito de pruebas

Número de Curva	Entrada (m)	Salida (m)	Promedio (m)	Radio de giro(m)
C 1	3.40	3.5	3.45	7.15
C 2	3.6	3.4	3.5	7.30
C 3	3.45	3.55	3.5	7.25
C 4	3.55	3.43	3.49	7.20
C 5	3.46	3.48	3.49	7.45
C 6	3.4	3.45	3.5	7.40
C 7	3.48	3.51	3.49	7.18
C 8	3.5	3.45	3.47	7.35
C 9	3.4	3.48	3.44	7.25
C 10	3.45	3.56	3.5	7.15
C 11	3.58	3.48	3.53	7.20
C 12	3.48	3.46	3.47	7.10
C 20	3.60	3.70	3.65	7.35
C 21	3.60	3.60	3.60	7.35
C 23	3.50	3.60	3.55	7.10
		Total:	66.48	10725
		Promedio:	3.50	7.15

En la tabla 5.6 se expresan los valores de la dimensión del ancho de la calzada de las vías locales en la periferia del centro historico, tomados de las calles cuyas medidas están dentro del rango de las vías locales vehiculares estandarizadas en la norma INEN 1 678, forman parte del circuito de pruebas de funcionamiento del vehículo.

**Tabla 5. 6:** Dimensiones de las calzadas de calles vehiculares normales del circuito de pruebas

Número de Curva	Entrada (m)	Salida (m)	Promedio (m)	Radio de giro (m)
C 13	8.00	7.00	7.00	7.00
CU 14	7.00	7.00	7.00	6.00
C 15	6.00	7.00	7.50	7.50
C 16	7.50	6.50	7.00	6.50
C 17	6.00	8.00	7.00	7.00
C 18	9.00	6.00	7.50	7.00
CR 19	6.00	8.00	7.00	6.00
C 22	8.00	6.00	7.00	6.00
		Total:	57.00	52.00
		Promedio:	7.00	6.50

Al comparar con otras dimensiones tomadas de las calzadas de las calles que conforman el circuito generado para la realización de las pruebas con el vehículo prototipo, se llega a la conclusión que la dimensión del ancho de la calzada en las calles céntricas de la ciudad de Latacunga es de 3500 mm, que a comparación con las vías locales vehiculares de la misma ciudad, es una dimensión angosta que presenta dificultades al momento de circular o realizar un viraje por las diferentes intersecciones que allí existen. Es así que:

Dimensión promedio del ancho de la calzada de vías locales de la ciudad de Latacunga 3500 mm

Dimensión promedio del ancho de la calzada de vías locales vehiculares de la ciudad de Latacunga 7000 mm

Según la jerarquización del sistema vial incluido en las normas INEN 1 678, las dimensiones de las calzadas de la ciudad de Latacunga corresponden a vías locales angostas en su centro histórico y vías locales vehiculares normales, en la periferia de la misma. En la tabla 5.7, se presenta la comparación de las vías normalizadas y las vías existentes en la ciudad.

**Tabla 5. 7:** Comparación de anchura de calzadas de las vías

<b>Comparación de anchura de calzadas de las vías</b>		
	Vías locales (angostas)	Vías locales vehiculares.(normales)
<b>Dimensión ancho calzada normalizada</b>	Min. 4.50 m	Min. 7.00 m
<b>Dimensión ancho calzada, ciudad Latacunga.</b>	3.50 m	7.00 m

### 5.1.2. Geometría estándar del vehículo prototipo Volkswagen Santana.

A continuación se ilustran las situaciones originales del vehículo prototipo como son: diámetro de giro, condición de Ackerman, así también cómo se desempeña el vehículo en las vías de la ciudad de Latacunga, tanto en curvas como en curvas pronunciadas y en giros en U.

#### a. Radio de giro.

Con las medidas originales del vehículo Volkswagen santana, podemos calcular aproximadamente el diámetro de giro a través de la formula que es:

$$R = 2 \times B$$

*Ecuacion 5.2(Bañon, Los usuarios de las vías, 2010, pag. 15)*

$$R = 2 \times 2656mm$$

$$R = 5312 mm$$

$$D = 2 \times R$$

$$D = 2 \times 5312 mm$$

$$D = 10624 mm$$

Dónde:

*R: Radio de giro [mm]*

*D: diametro de giro [mm]*

*B: Batalla del vehiculo[mm]*

Se obtiene como resultado del diámetro de giro del vehículo prototipo, un valor de 10624 mm. Además como se aprecia en la figura 5.6, se procede a medir experimentalmente el diámetro de giro del vehículo prototipo, realizando un recorrido de 360° sobre su eje, para posteriormente medir el diámetro de la circunferencia generada en la calzada, por las ruedas del vehículo.



**Figura 5. 6:** Vehículo Volkswagen santana girando 360°

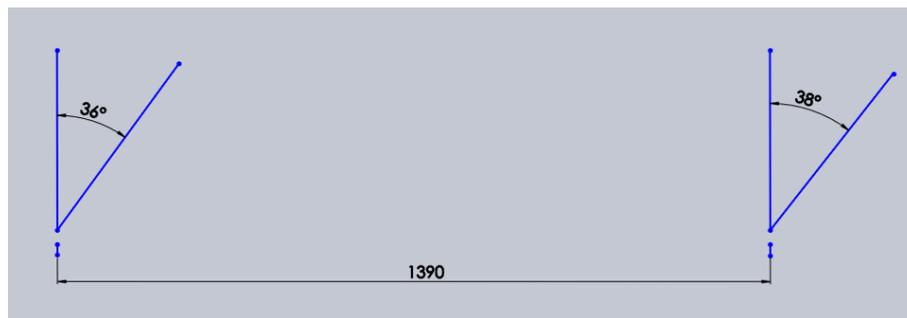
En la figura 5.7 se puede observar que de esta manera se comprueba la dimensión real del diámetro de giro que resulta ser de 11150 mm.



**Figura 5. 7:** Esquema del diámetro de giro del vehículo.

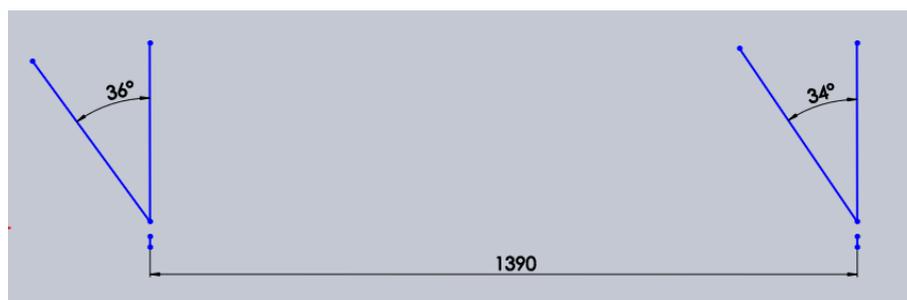
### **b. Condición de Ackermann**

Con el objetivo de conocer los ángulos de viraje de la rueda interior y exterior que describen las ruedas delanteras del vehículo prototipo se procede a trazar experimentalmente en la calzada dichos ángulos, primeramente realizando el giro de las ruedas delanteras todo hacia la derecha, como se ilustra en la figura 5.8. El ángulo de la derecha representa el ángulo de viraje de la rueda interior y posee un valor de 38°, El ángulo de la izquierda representa el ángulo de viraje de la rueda exterior y posee un valor de 36°, de esta manera se aprecia que la rueda interior tiene un ángulo de viraje mayor.



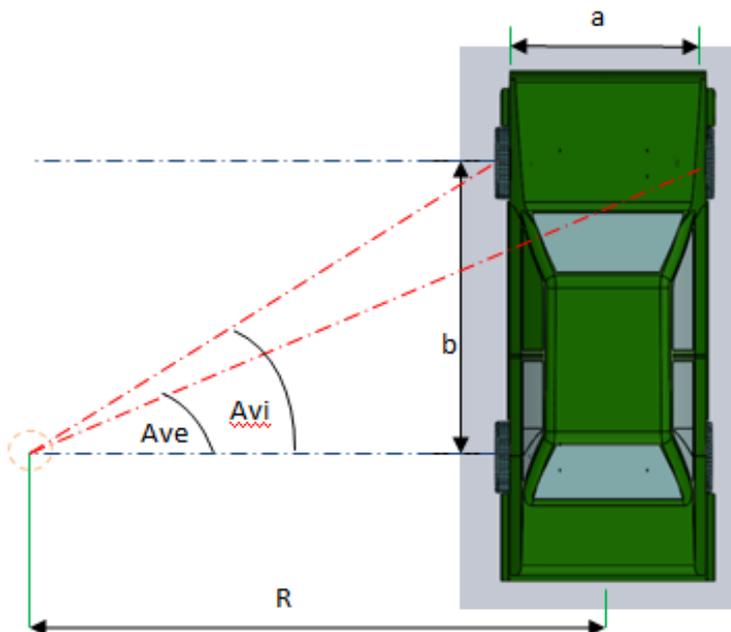
**Figura 5. 8:** Ángulos de viraje, posición derecha ruedas delanteras del vehículo.

Posteriormente se realiza un viraje completo del volante de la dirección hacia el lado izquierdo, para analizar los ángulos de viraje que se manifiestan en esta ocasión, como se observa en la figura 5.9. El ángulo de la derecha representa el ángulo de viraje de la rueda exterior y posee un valor de  $34^\circ$ , El ángulo de la izquierda representa el ángulo de viraje de la rueda interior y posee un valor de  $36^\circ$ .



**Figura 5. 9:** Ángulos de viraje, posición izquierda ruedas delanteras del vehículo.

Mediante este estudio experimental se puede diagramar las condiciones estándar de la geometría de la dirección del eje delantero del vehículo prototipo, y su condición de Ackermann, como se representa en la figura 5.10. Aquí se observa sus dimensiones principales así como también su radio de giro que también se dimensiona experimentalmente mediante la ejecución de la prueba de giro a  $360^\circ$ .



**Figura 5. 10:** Determinación de condición de Ackerman del vehículo prototipo

Dónde:

Avi: ángulo de viraje de la rueda interior

Ave: ángulo de viraje de la rueda exterior

Ax: ángulo de desviación angular

a: vía

b: batalla

R: Radio de giro.

Re: Radio de giro externo

Ri: Radio de giro interno

**Tabla 5. 8:** Dimensiones estándar del vehículo prototipo

Dimensiones estándar del vehículo prototipo	
<b>Avi</b>	36 °
<b>Ave</b>	34 °
<b>Ax</b>	2 °
<b>a</b>	1390 mm
<b>b</b>	2550 mm
<b>R</b>	5575 mm
<b>Re</b>	6270 mm
<b>Ri</b>	4880 mm

### c. Diagrama de la geometría de giro del vehículo prototipo.

En la figura 5.11, se hace referencia a los ángulos de la dirección así como también a las longitudes recorridas por las ruedas del vehículo durante la realización de las pruebas en carretera.

Donde:

$\beta$  = Ángulo de giro del volante de la dirección

$\alpha$  = Ángulo de viraje de las ruedas delanteras

$L_{ex}$  = Longitud recorrida por la rueda externa

$L_{in}$  = Longitud recorrida por la rueda interna

Radio de giro = 5575 mm

Radio externo = 6270 mm

Radio interno = 4880 mm

via = 1390 mm

Batalla = 2550 mm

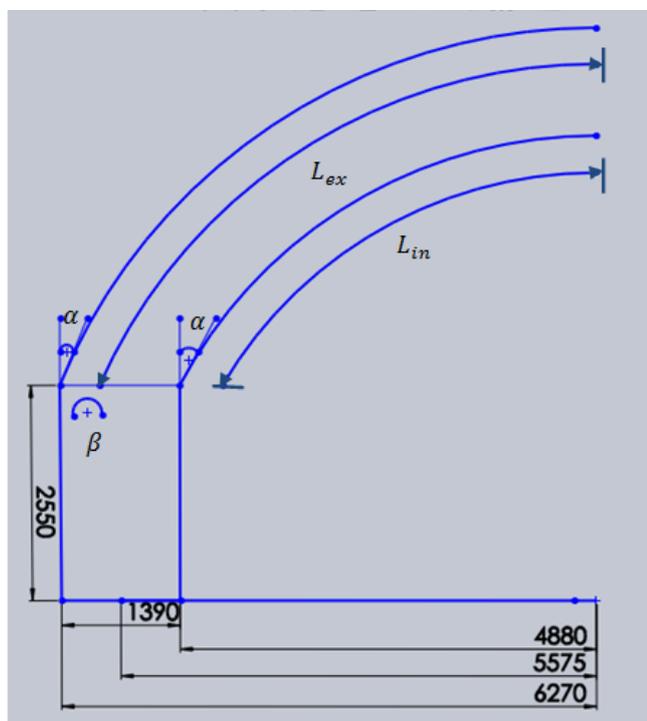


Figura 5. 11: Diagrama de la geometría de giro del vehículo prototipo.

### 5.1.3. Procedimiento para realizar las pruebas.

En primer lugar se realizan las pruebas con el vehículo prototipo en carretera sin haberse implementado el sistema de dirección en las ruedas posteriores, para de esta forma conocer sus condiciones iniciales y posteriormente comprobar la resolución del problema que se tiene en la circulación.

Para realizar las pruebas se decide trazar un circuito por las calles centricas de Latacunga en vista de ser el escenario propicio para comprobar la eficiencia del sistema, ya que las calzadas presentan dimensiones angostas para el tránsito.

#### a. Protocolo para realización de pruebas

Para realizar una adecuada y eficiente recopilacion de datos y resultados se prgrama un protocolo para llevar a cabo las pruebas, como se presenta a continuación:

**Tabla 5. 9:** Protocolo para realización de pruebas

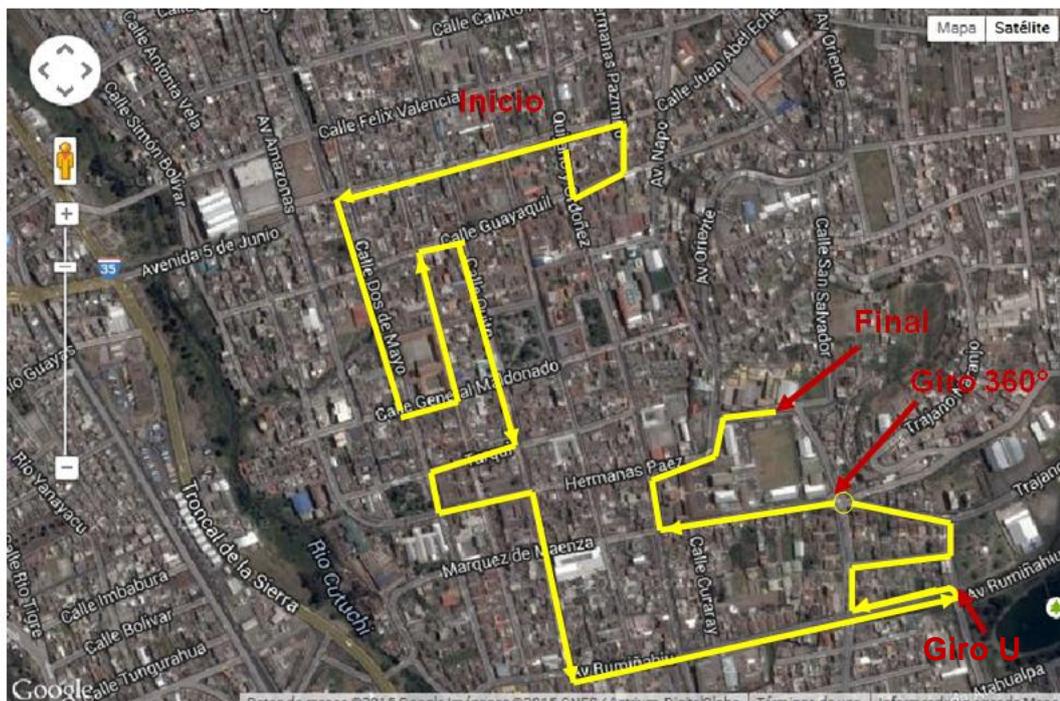
<b>ESCENARIO DE PRUEBAS</b>			
<b>SIN IMPLEMENTAR EL SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS RUEDAS POSTERIORES</b>			
<b>Realizado por:</b>	Carrera Tapia Romel David Álvarez Veintimilla Cristian		
<b>Localizacion:</b>	Cotopaxi, canton Latacunga, calles céntricas.		
	<b>Utilidad</b>	<b>Longitud</b>	<b>Curvas</b>
	Tránsito urbano	3.4 Km	23
<b>Fecha / hora</b>	19 de octubre del 2014 / 7:00 am		
<b>Procedimiento:</b>			
<b>1</b>	Analizar el mapa satelital facilitado por el sitio web de la ciudad de Latacunga.		
<b>2</b>	Trazar el circuito dentro de las calles centricas de la ciudad (se incluye en este el mayor numero de virajes y maniobras para comprobar la eficiencia del sistema).		
<b>3</b>	Recopilar datos sobre las medidas de la calzada que conforma el circuito trazado para obtener una medida promedio con respecto a la		

CONTINÚA →

	normalización de vías y carreteras que tenemos en el país.
4	Ubicar el vehículo en la calzada, tomar las medidas desde el centro de su eje posterior hacia la acera, con el objetivo de conocer las distancias requeridas para realizar un viraje a 90° de una calle hacia otra en la calzada.
5	Realizar las pruebas con el vehículo siguiendo el trazado planteado.
6	Antes de cada viraje, realizar la medición de las dimensiones necesarias para efectuar el giro.
7	Recopilar información del ángulo del volante de dirección y ruedas delanteras en cada curva que se realice.
8	Ingresar los datos obtenidos en las tablas de resultados.(Anexo D)
9	Tabular los datos promedio de cada prueba.

#### b. Circuito para realización de pruebas

Se realiza el trazado del circuito a recorrerse en las vías locales de la ciudad de Latacunga a través del mapa satelital facilitado por google street view, como se observa en la figura 5.12.



Fuente: Google street view

Figura 5. 12: Circuito para pruebas, calles céntricas-ciudad Latacunga.

### c. Desempeño del vehículo en las vías de Iatacunga

Al momento de realizar las pruebas se puede observar un problema evidente en la ciudad, que es la falta de espacio para realizar maniobras de giro en las curvas pronunciadas que existe en la zona central de la misma, como se ilustra en la figura 5.13, donde se presenta una situación que podrá comprometer incluso la seguridad de los peatones que circulan.



**Figura 5. 13:** Vehículo Volkswagen Santana dentro de una curva angosta- ciudad Latacunga

La investigación abarca el análisis del recorrido y por ende el espacio utilizado por un vehículo automotor antes y después de girar en una curva ya sea esta angosta, normal o cerrada; por esta razón se trabaja con las dimensiones al momento de realizar la acción, en este caso en la figura 5.14 se observa que sin el sistema de dirección a las ruedas posteriores, el vehículo antes de virar hacia una curva, debe tomar más espacio, es decir, debe abrirse más para poder curvar adecuadamente. La medida del radio interior y radio exterior va a dar como consecuencia una longitud de arco recorrida mucho mayor, en una curva de 90°.



**Figura 5. 14:** Medición distancia hacia la vereda antes de girar

También se realiza pruebas en giros en U, figura 5.15, para determinar cómo se desempeña el vehículo y observar las dificultades a las que se exponen los automotores de grandes dimensiones, con los demás usuarios de las vías.



**Figura 5. 15:** Vehículo Volkswagen Santana girando en curva cerrada-sector la laguna- Latacunga

Al realizar estas pruebas se investiga las longitudes de recorrido de un vehículo que circula por las curvas de las calles de la ciudad de Latacunga y con los resultados se obtiene la información necesaria para conocer el espacio necesario para evitar accidentes en las vías con espacio reducido, es decir, vías angostas.

#### **d. Cálculos de la dirección.**

La relación de transmisión de la dirección se calcula a partir de:

$$i_D = \frac{\beta}{\alpha} \quad [-]$$

*Ecuacion 5.3 Cálculos técnicos para el automovil, H. Kindler & M. Kynast, p. 195*

Dónde:

$i_D$  = Relación de transmisión de la dirección

$\beta$  = Ángulo de giro del volante. [°]

$\alpha$  = Ángulo de viraje de las ruedas delanteras. [°]

Mediante la ecuación 5.3 se puede conocer la relación de transmisión de la dirección del vehículo prototipo.

$$i_D = \frac{1125}{70}$$

$$i_D = 16.07 : 1$$

Este resultado explica que la relación de transmisión de giro del volante es de 16:1, lo que significa que por cada grado de viraje de las ruedas delanteras son 16 veces los grados girados por el volante de la dirección, Donde se puede conocer el ángulo de viraje de las ruedas delanteras al despejar de la ecuación 5.3:

$$\alpha = \frac{\beta}{i_D}$$

De tal forma que si el volante de la dirección gira un ángulo de 360°, las ruedas delanteras tendrán un ángulo de viraje de:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{16.07} \quad \text{Ecuacion5.4}$$

$$\alpha = 22^\circ$$

Así mediante las pruebas, a través del ángulo de giro del volante de la dirección se conoce el ángulo de viraje de las ruedas delanteras.

El recorrido de las ruedas en las curvas se puede conocer a partir de las ecuaciones:

$$l_e = \frac{r_e \times \pi \times \delta}{180} \quad [mm]$$

*Ecuacion5.5, Cálculos técnicos para el automovil, H. Kindler & M. Kynast, p. 195*

$$l_i = \frac{r_i \times \pi \times \delta}{180} \quad [mm]$$

*Ecuacion5.6; Cálculos técnicos para el automovil, H. Kindler & M. Kynast, p. 195*

Notaciones:

$l_e$ = Longitud recorrida de las ruedas exteriores [mm]

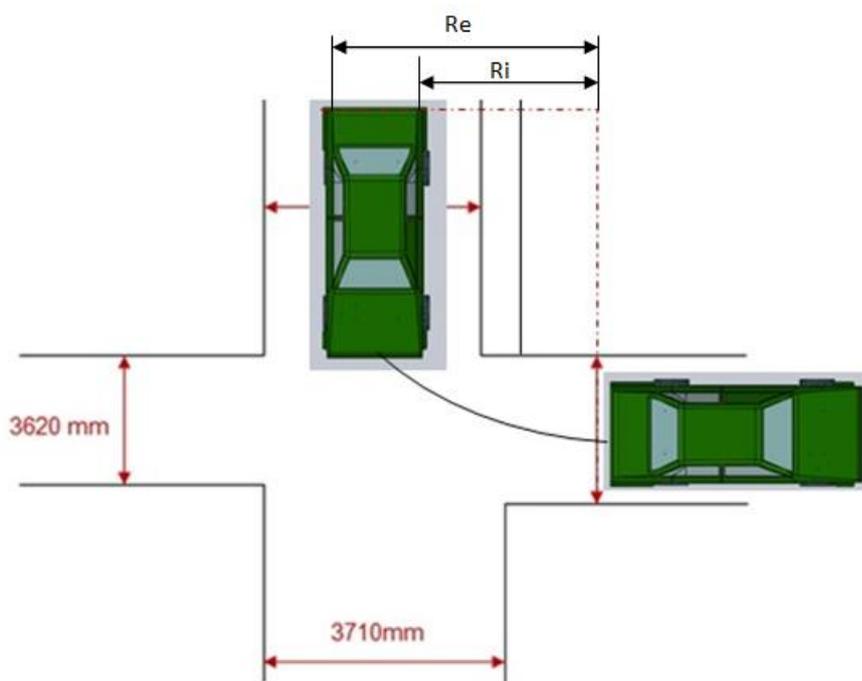
$l_i$ = Longitud recorrida de las ruedas interiores [mm]

$r_e$  = Radio de la trayectoria de las ruedas exteriores [mm]

$r_i$  = Radio de la trayectoria de las ruedas interiores [mm]

$\delta$  = Ángulo del arco recorrido. [°]

El radio exterior e interior al momento de describir una curva se ilustra en la figura 5.16.



**Figura 5. 16:** Radio exterior e interior al trazar una curva.

#### e. Conceptualización de pruebas:

**Paso por curva angosta (90°):** Según los datos recopilados Se tiene una medida promedio de 3.5 m de ancho de la calzada, en comparación con las calzadas estandarizadas de vías locales, se determina que el paso por curva en las calles del recorrido dentro de la ciudad de Latacunga son angostas. Donde se determina experimentalmente su radio exterior e interior que son respectivamente: 7.6 m y 6.88 m

**Paso por curva normal (90°):** En base a las medidas obtenidas de las calzadas con mayor dimensión de su ancho, se observa que sus medidas superan la distancia mínima de las vías estandarizadas, según las normas INEN 1 678, por ende se denomina curva normal. Donde se determina

experimentalmente su radio exterior e interior que son respectivamente: 7.8 m y 7.1 m

**Giro en U, a 180°:** Esta prueba se realiza cuando el vehículo debe realizar un giro de 180° en una vía, por ejemplo cuando pasa de un carril a otro en una avenida dividida por un parterre.

**Giro a 360°:** Para realizar esta prueba, es necesario situar el vehículo en una zona amplia, como una cancha de estadio, para efectuar el giro de 360°, donde se podrá analizar el ángulo del volante necesario, el ángulo total de las ruedas delanteras, la longitud total recorrida por las ruedas, así como también el diámetro de giro que describe el vehículo.

#### f. Tabla de resultados.

Después de maniobrar por el circuito designado, se procede a realizar una selección de giros complicados que presenta el recorrido. Donde se determina que la curva 1, presenta dimensiones angostas para un viraje con el vehículo, la curva 13 presenta dimensiones normales para un viraje con el vehículo y la curva 14 es el escenario ideal para el giro en U.

A continuación en la tabla 5.10 se puede apreciar los valores obtenidos al efectuar las pruebas de conducción sin activar el sistema de dirección a las ruedas posteriores del vehículo prototipo, con replicas realizadas por 3 veces en las diferentes curvas expresadas.

**Tabla 5. 10:** Pruebas realizadas sin la dirección de las ruedas posteriores.

	ANGULO DE GIRO DEL VOLANTE DE LA DIRECCIÓN			
Curvas	Prueba 1 (°)	Prueba 2 (°)	Prueba 3 (°)	Promedio (°)
<b>C1</b>	535	546	539	540
<b>C13</b>	320	318	308	315
<b>C14</b>	627	629	634	630

Luego de haber seguido el protocolo para la realización y efectuado las diferentes pruebas en carretera. Se muestran en la tabla 5.11, los resultados promedios obtenidos al realizar las pruebas con el vehículo prototipo en las

calles de la ciudad de Latacunga, sin implementarse el sistema de dirección en las ruedas posteriores.

**Tabla 5. 11:** Resultados promedios de pruebas realizadas sin el sistema de dirección a las ruedas posteriores.

Prueba	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]	$L_{ex}$ [mm]	$L_{in}$ [mm]
<b>C1</b> Paso por curva angosta(90°)	540	33	12754,87	10807,18
<b>C13</b> Paso por curva normal(90°)	315	20	13885,84	11938,05
<b>C14</b> Giro en U 180°	630	39	12063,72	8168,14
<b>Giro a 360°</b>	1125	70	33376,28	25585,13
<b>Diametro de giro [mm]</b>			11150 mm	

En resumen la tabla 5.11 detallada anteriormente permite comprender en primer lugar y como información primordial el ángulo de giro del volante de la dirección, que es el parámetro principal que se tiene como objetivo disminuir posteriormente al implementarse la dirección posterior, para de esta manera disminuir el esfuerzo del conductor al realizar un viraje en una curva determinada.

A través del ángulo de giro efectuado en el volante de la dirección ( $\beta$ ), se puede conocer el ángulo de viraje de las ruedas delanteras ( $\alpha$ ), mediante las formulas del cálculo de la dirección, al igual que la longitud exterior ( $L_{ex}$ ) y longitud interior ( $L_{in}$ ) recorridas por las ruedas delanteras del vehículo; estos últimos parámetros describen la distancia que recorre el vehículo al trazar una curva o un giro en U y permiten conocer la distancia que necesita el vehículo dependiendo de sus dimensiones para circular y maniobrar adecuadamente y sin inconvenientes por las vías de una ciudad.

De la misma manera al realizarse experimentalmente el giro a 360° con el vehículo prototipo, se puede conocer su diámetro de giro real y al observar la realización de la prueba tener una idea de la magnitud del espacio que

necesita el automotor para trasladar la practica a las vías urbanas que se presentan.

#### g. Prueba de parqueo sin implementar el sistema de dirección posterior

Para la elaboración de esta prueba se conoce que el aparcamiento en paralelo es la técnica más común para estacionar un vehículo en la vía pública, por ende se aplica este procedimiento de estacionamiento para la realización de la prueba con el vehículo prototipo en las calles de la ciudad de Latacunga. Se toma como referencia el estacionamiento en paralelo a la derecha como se ilustra en la figura 5.17, donde se indica que el mismo puede realizarse en 4 pasos como son:

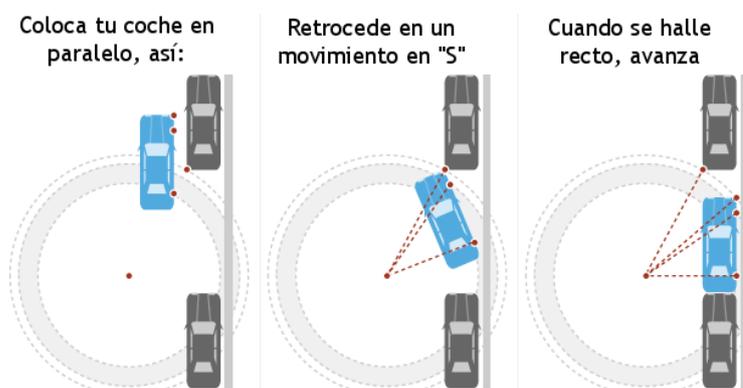
Paso 1: Ubicar el vehículo en posición paralela al vehículo de referencia delante del espacio de aparcamiento.

Paso 2: Girar el volante de la dirección hasta el tope en la orientación a la derecha y recorrer con el vehículo hasta que la rueda delantera izquierda quede en posición horizontal con la parte posterior del vehículo de referencia.

Paso 3: Girar el volante de la dirección de vuelta hacia el centro en la orientación a la izquierda y recorrer el vehículo hacia atrás.

Paso 4: Girar el volante de la dirección hasta el tope en la orientación a la izquierda, para que el vehículo pueda ingresar adecuadamente en el espacio de estacionamiento.

Paso 5: Girar nuevamente a la posición central y ubicar correctamente.



**Figura 5. 17:** Parqueo paralelo.

**Fuente:** <http://www.cerritocar.com.ar/corolla.html>

Como se puede constatar, para realizar un parqueo con un vehículo de manera eficiente, es necesario: mucho espacio para poder maniobrar y utilizar al máximo las características del sistema de dirección que el vehículo automotor posea.

En los pasos 2 y 4 es fundamental girar el máximo ángulo del volante de la dirección para obtener un desempeño óptimo en el parqueo.

Se inicia la prueba de estacionamiento con el paso número uno, en la figura 5.18, se indica al momento de iniciar las maniobras, en el cual se debe ubicar el vehículo en paralelo, con el vehículo de referencia para seguir al siguiente paso.



**Figura 5. 18:** Paso uno de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior

A continuación en la figura 5.19, se muestra el paso número dos para estacionar con el vehículo en paralelo, desde este momento se procede a la recolección de datos para posteriormente tabular los resultados obtenidos durante esta prueba de desempeño. Donde se debe girar un ángulo del volante de la dirección de  $560^\circ$  hasta el tope derecho.



**Figura 5. 19:** Paso dos, de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior

En la figura 5.20, se indica el paso número tres para estacionar con el vehículo en paralelo, de igual forma es necesario continuar verificando el ángulo de giro del volante de la dirección.



**Figura 5. 20:** Paso tres, de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior

En la figura 5.21 se indica el paso número cuatro para estacionar con el vehículo en paralelo, como se puede constatar las ruedas delanteras viran con su máximo ángulo de viraje al momento de efectuar la prueba y el volante gira un ángulo de  $565^\circ$ .



**Figura 5. 21:** Paso cuatro, de prueba de estacionamiento sin el sistema de dirección posterior

En la figura 5.22 se indica el paso número cinco donde el vehículo se encuentra estacionado en paralelo, en este momento finaliza la prueba y se procede a analizar los resultados obtenidos.



**Figura 5. 22:** Paso cinco, prueba de estacionamiento.

En la tabla 5.12 se analiza los grados de giro del volante de la dirección necesarios para realizar un estacionamiento, como consecuencia el ángulo de viraje de las ruedas delanteras a través de las fórmulas de los cálculos de la dirección.

**Tabla 5. 12:** Análisis del estacionamiento del vehículo.

Parqueo	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]
<b>Paso 1</b>	Volante en posición centrada	
<b>Paso 2</b>	560 Hacia la derecha	34
<b>Paso 3</b>	560 Hacia la izquierda	34
<b>Paso 4</b>	565 Hacia la izquierda	36
<b>Paso 5</b>	565 Hacia la derecha Posición central	36

Una vez tabulados los resultados, luego de realizar la prueba de estacionamiento con el vehículo, se puede evidenciar que para realizar la maniobra de parqueo en el paso 2 y 4, se utiliza todo el giro del volante de la dirección para obtener mayor prestancia de las características de giro estándar que posee el vehículo, también es notable observar que el ángulo de viraje de las ruedas delanteras será el máximo tanto interna como externamente al describir la trayectoria para la realizar la prueba de funcionamiento.

## **5.2. Pruebas de desempeño del vehículo prototipo implementado el sistema de dirección a las ruedas posteriores.**

Para realizar estas pruebas se adapta e implementa en el vehículo todos los elementos que conforman este sistema, como se especificó en el capítulo anterior. A continuación seguimos la secuencia de programación del

control electrónico a través del panel de control para activar el sistema y configurarlo acorde a las necesidades.

### 5.2.1. Programación del control electrónico.

#### a. Encendido

Energizamos los equipos eléctricos accionando el switch on/off presentado en la figura 5.23, ubicado en el tablero de instrumentos. Esto se puede hacer con el vehículo encendido o apagado ya que este control funciona con el voltaje de la fuente externa conectada en serie a la batería del vehículo.



**Figura 5. 23:** Switch de encendido del sistema de control electrónico.

Se enciende el panel de control, figura 5.24, indicando que el sistema electrónico está energizado y listo para ser programado.



**Figura 5. 24:** Pantalla de programación de condiciones de manejo

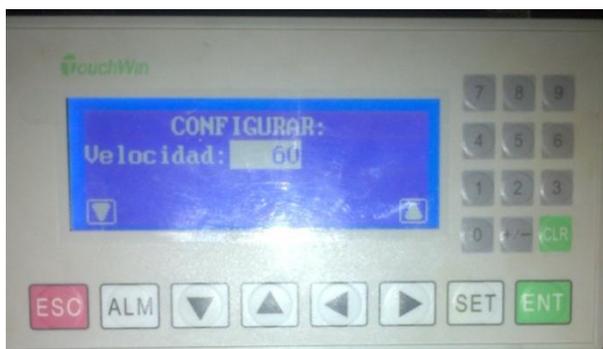
#### b. Configuración de velocidad de desactivación.

Se presiona la tecla de navegación abajo, para seguir con la programación del sistema. Se puede observar la siguiente pantalla, figura 5.25. Donde en primer lugar se permite configurar la velocidad de desactivación del sistema 4WS, se presiona la tecla SET para configurar a una velocidad de 60 Km/h; esto indica que cuando el vehículo haya

alcanzado esta velocidad el sistema se desactivara automáticamente dejando al motor eléctrico en un estado de enclavamiento en el cual no permite viraje de las ruedas del eje posterior y su sistema de dirección procederá a funcionar como un vehículo normal en altas velocidades, evitando así maniobras involuntarias y accidentes de tránsito.

Una vez ingresado el valor de la velocidad se lo guarda presionando la tecla ENT.

De esta forma el dato de la velocidad de desactivación queda salvado.



**Figura 5. 25:** Programación de velocidad de trabajo del sistema

### c. Activación sistema 4WS

A continuación nuevamente se presiona el botón de la flecha hacia abajo, en donde aparecerá la siguiente pantalla, figura 5.21, aquí se presentan dos opciones: Activar 4WS o regular 4WS; para activar el sistema 4WS se presiona el botón 

Si lo que se necesita es regular el sistema, es decir, alinear el sistema de dirección posterior se presiona el botón de la flecha hacia la derecha.

Para la opción que se haya seleccionado se encenderá el foco indicador en el display ubicado a la derecha de cada elección. Como se puede observar en la figura 5.26.



**Figura 5. 26:** Elección de activación o regulación del sistema

#### **d. Relación de transmisión electrónica de giro de las ruedas posteriores.**

Por último se procede a configurar la relación de transmisión de giro del actuador de las ruedas posteriores con respecto a las ruedas delanteras. Se debe presionar nuevamente el botón hacia abajo, aparece la siguiente pantalla figura 5.27, en la que podemos configurar la relación de viraje de las ruedas del eje posterior.



**Figura 5. 27:** Programación de la relación de giro del sistema

Presionando el botón SET se introduce el valor de la transmisión electrónica de giro, al finalizar se presiona la tecla ENT. De esta manera queda configurado el sistema electrónico y listo para funcionar adecuadamente en el vehículo prototipo con el sistema de dirección a las cuatro ruedas.

Para el giro de las ruedas posteriores al momento de curvar se tiene una relación de transmisión de viraje con respecto a las ruedas delanteras, esta relación de transmisión se puede cambiar en cualquier momento a través del

panel de control y programar en los valores desde 2:1 hasta 8:1; lo que significa que se puede manipular el porcentaje de viraje de las ruedas posteriores que permite variar el valor dependiendo del tipo de conducción que se requiera.

Dicho valor del ángulo de viraje de las ruedas posteriores se puede conocer a partir de:

$$\gamma = \frac{\alpha}{i_{rt}} \text{ Ecuacion 5,5 (Grupo investigador, 2015)}$$

Dónde:

$\gamma$  = Ángulo de viraje de las ruedas posteriores

$\alpha$  = Ángulo de viraje de las ruedas delanteras

$i_{rt}$  = Relación de transmisión de las ruedas traseras con respecto a las ruedas delanteras [Valor programable (2:1 hasta 8:1)]

$$\gamma = \frac{30}{2}$$

$$\gamma = 15^\circ$$

Debe tomarse en cuenta que en cualquier valor que se haya programado mediante el panel de control sobre la relación de transmisión electrónica de giro para la dirección posterior, el ángulo máximo de viraje de las ruedas posteriores es de 15 ° tanto interna como externamente, como se muestra en la figura 5.28.

Para la realización de las pruebas se trabaja con el valor máximo de relación de transmisión, es decir, con el valor de 2:1, que significa que las ruedas posteriores van a virar a la mitad de lo que viran las ruedas delanteras al describir una curva o intersección.

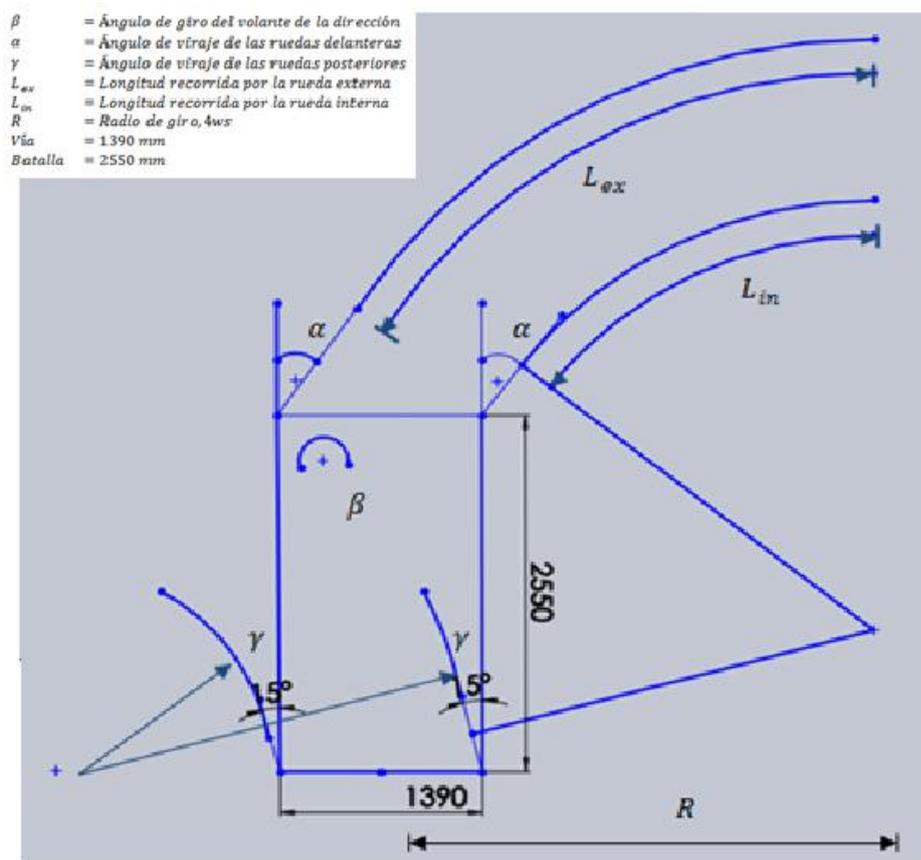
### 5.2.2. Geometría del sistema de dirección a las cuatro ruedas

Al implementar en el vehículo prototipo el innovador sistema de dirección a las cuatro ruedas, como consecuencia se modifica toda su geometría

estándar con respecto a su condición de Ackermann y la disposición de su eje posterior cuando se realiza el viraje de las ruedas posteriores.

### a. Geometría de giro, implementado el sistema de dirección de las ruedas posteriores en el vehículo prototipo.

En la figura 5.28, se presenta la nueva geometría de giro implementada en el vehículo prototipo, en la cual se puede apreciar la reducción del radio de giro, así como también la generación de viraje de las ruedas posteriores, sus ángulos opuestos a los ángulos de viraje de la dirección delantera, así como también las longitudes recorridas por las ruedas del vehículo durante una curva.



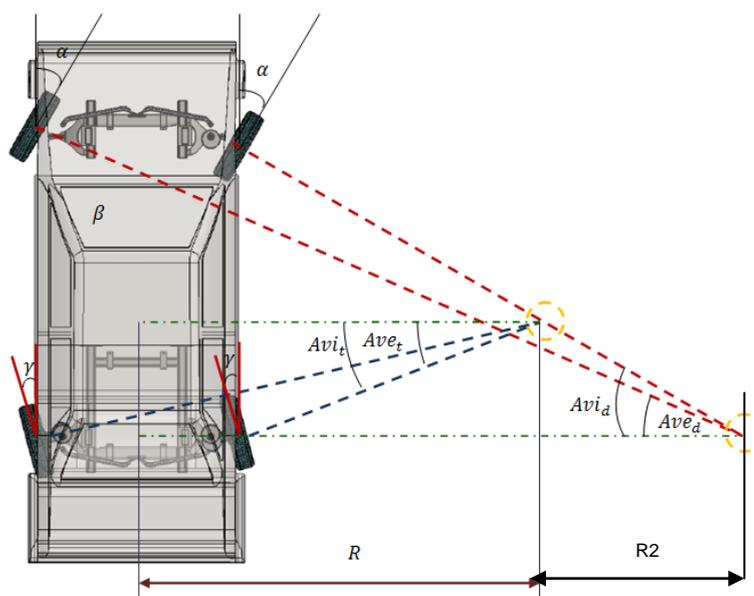
**Figura 5. 28:** Diagrama de geometría de giro del sistema de dirección a las cuatro ruedas

En la figura 5.28 se observa que se tiene el máximo ángulo de viraje de las ruedas posteriores, debido a que las ruedas delanteras también han virado su ángulo máximo de trabajo

El sistema de dirección a las cuatro ruedas ofrece ventajas como: Fácil manejo gracias a un radio de giro más pequeño y la reducción del ángulo de giro del volante debido a un sistema de dirección más directo.

Al implementarse el sistema de dirección en el eje posterior el centro instantáneo de giro cambia su posición original, adaptándose a la distancia del eje posterior al centro de gravedad, lo que permite la disminución del radio de giro del vehículo ya que la dimensión se reduce al virar las ruedas posteriores en sentido contrario de las delanteras, resultando un cambio drástico en la orientación del vehículo al efectuar un giro.

En la figura 5.29, se ilustra cómo queda dispuesta la nueva geometría en el vehículo prototipo y las nuevas cotas que se hacen presentes con respecto a la dirección posterior, también es notable la reducción del radio de giro además la nueva disposición de los ángulos de viraje de las ruedas posteriores.



**Figura 5. 29:** Geometría de dirección vehículo 4WS.

En la figura 5.29 también se observa la disminución de la dimensión de  $R$ , como consecuencia se reduce el ángulo de giro del volante de la dirección ( $\beta$ ) al momento de efectuar virajes o maniobras en la conducción.

En la tabla 5.13 se dispone de las notaciones de la nueva geometría del vehículo prototipo donde se expresa los valores máximos que tendrá cada ángulo de dirección, tanto de las ruedas delanteras como de las posteriores

**Tabla 5. 13:** Notaciones de la geometría de la dirección a las cuatro ruedas.

	<b>Notaciones</b>	<b>Valor máximo[°]</b>
<i>Avi<sub>d</sub></i> :	Ángulo de viraje de la rueda interior delantera	38
<i>Ave<sub>d</sub></i> :	Ángulo de viraje de la rueda exterior delantera	36
<i>Avi<sub>t</sub></i> :	Ángulo de viraje de la rueda interior posterior	15
<i>Ave<sub>t</sub></i> :	Ángulo de viraje de la rueda exterior posterior	15
$\beta$ :	Ángulo de giro del volante de la dirección	1125
$\alpha$ :	Ángulo de viraje de las ruedas delanteras	72
$\gamma$ :	Ángulo de viraje de las ruedas posteriores	30
<b>R:</b>	Radio de giro.	4400 mm
<b>R2:</b>	Diferencia del radio de giro estándar.	1157.5 mm

### 5.2.2. Protocolo para realización de pruebas con el sistema de dirección a las cuatro ruedas.

Para realizar una adecuada y eficiente recopilación de datos y resultados se programa un protocolo para llevar a cabo las pruebas con el sistema de dirección a las cuatro ruedas, como se presenta a continuación:

**Tabla 5. 14:** Protocolo para realización de pruebas

<b>ESCENARIO DE PRUEBAS</b>			
<b>IMPLEMENTADO EL SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS</b>			
<b>Realizado por:</b>	Carrera Tapia Romel David Álvarez Veintimilla Cristian		
<b>Localización:</b>	Cotopaxi, canton Latacunga, calles céntricas.		
	<b>Utilidad</b>	<b>Longitud</b>	<b>Curvas</b>
	Tránsito urbano	3.4 Km	19
<b>Fecha / hora</b>	19 de octubre del 2014 / 10:00 am		
<b>Procedimiento:</b>			
<b>1</b>	Analizar el mapa satelital facilitado por el sitio web de la ciudad de		

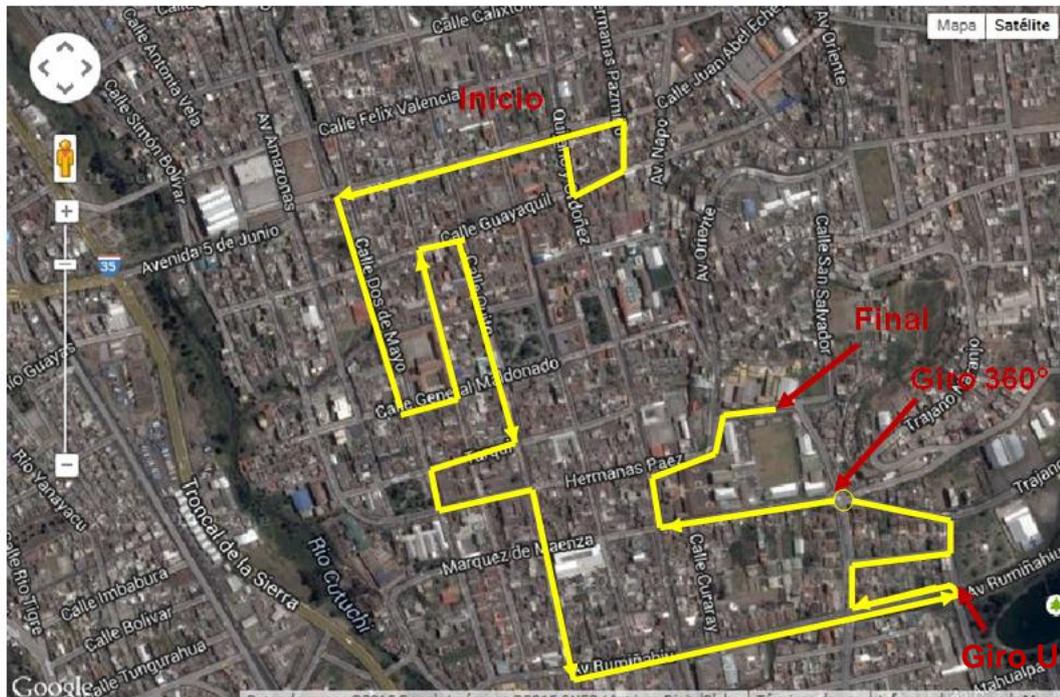
CONTINÚA →

	Latacunga.
<b>2</b>	Trazar el circuito dentro de las calles centricas de la ciudad (se incluye en este el mayor numero de virajes y maniobras para comprobar la eficiencia del sistema).
<b>3</b>	Rocopilar datos sobre las medidas de la calzada que conforma el circuito trazado en el anterior inciso para obtener una medida promedio con respecto a la normalización de vías y carreteras que tenemos en el país.
<b>4</b>	Ubicar el vehículo en la calzada, tomar las medidas desde el centro de su eje posterior hacia la vereda, con el objetivo de conocer las distancias requeridas para realizar un viraje a 90° de una calle hacia otra en la calzada.
<b>5</b>	Programar el control electronico para la activacion del sistema de direccion a las cuatro ruedas, a través del interfaz del usuario. En este punto es necesario configurar la relación de transmisión de viraje de las ruedas posteriores, con valores desde: 2:1 hasta 8:1 ; siendo el valor de la relación de transmisión de viraje de las ruedas posteriores de 2:1 el mas eficiente para la reducción del radio de giro.
<b>6</b>	Realizar las pruebas con el vehículo siguiendo el trazado antes planteado.
<b>7</b>	Antes de cada viraje, realizar la medicion de las dimensiones necesarias para efectuar el giro.
<b>8</b>	Recopilar información del ángulo del volante de dirección, ángulo de ruedas delanteras y ángulo de ruedas posteriores en cada curva que se realice.
<b>9</b>	Ingresar los datos obtenidos en las tablas de resultados.
<b>10</b>	Tabular los datos promedio de cada prueba

### 5.2.3. Escenario de prueba vehículo 4WS, ciudad de Latacunga

Para analizar el funcionamiento y el desempeño del sistema implementado en el vehículo prototipo, se realizara el recorrido por las calles principales en

la ciudad de Latacunga cuya característica más notable es su dimensión angosta con respecto al ancho y paso por curva. El recorrido se ilustra en la figura 5.30 donde se realiza las pruebas de funcionamiento, en el cual se trata de efectuar primordialmente en curvas de intersección y giros a 180°, para comprobar que el radio de giro que necesita el vehículo prototipo es mucho menor al que previamente necesitó en las primeras pruebas sin el sistema de dirección a las cuatro ruedas, concluyendo así la eficiencia del sistema y cumpliendo con el objetivo trazado al inicio del proyecto.



Fuente: Google street view.

Figura 5. 30: Circuito de pruebas calles céntricas-ciudad Latacunga

#### 5.2.4. Pruebas en carretera con el sistema de dirección a las ruedas posteriores activado.

Configurado todo el sistema electrónico y el sistema de alimentación, procedemos a realizar las mismas pruebas en carretera realizadas sin el sistema 4WS, para comprobar el funcionamiento del sistema y las ventajas que nos ofrece el mismo en la conducción.

Tomando en cuenta que deben ser los mismos recorridos y en los mismos lugares de las pruebas anteriores, ya que de esta manera se puede concluir las diferencias que existen entre los dos sistemas.

En la figura 5.31 se puede observar que una vez activo el sistema 4WS, el vehículo está en la capacidad de curvar, sin necesidad de gran espacio antes de entrar en la curva, es decir, no hace falta que se abra mucho para tomar la curva; de esta manera las medidas del radio interior y exterior disminuyen dando como resultado un recorrido del arco mucho menor que de un auto con un sistema de dirección habitual.



**Figura 5. 31:** Vehículo 4WS girando

**a. Tabla de resultados implementado el sistema de dirección a las ruedas posteriores.**

Podemos apreciar los valores obtenidos al efectuar las pruebas de conducción una vez activado el sistema de dirección a las ruedas posteriores del vehículo prototipo con replicas realizadas por 3 veces en los virajes seleccionados del circuito de conducción que presentan las vías de la ciudad de Latacunga, en condición de giros expresadas en la tabla 5.15.

**Tabla 5. 15:** Pruebas realizadas activado el 4WS

Curvas	ÁNGULO DE GIRO DEL VOLANTE DE LA DIRECCIÓN			
	Prueba 1 (°)	Prueba 2 (°)	Prueba 3 (°)	Promedio (°)
<b>C1</b>	395	408	398	400
<b>C13</b>	248.5	249.5	252	250
<b>C14</b>	455	450	445	450

Después de haber seguido el protocolo para la realización y efectuado las diferentes pruebas del sistema de dirección a las cuatro ruedas en carretera, presentadas en la tabla 5.15, a continuación se ilustra en la tabla 5.16 los datos promedio que se obtienen al realizar las pruebas con el vehículo prototipo en las curvas seleccionadas del recorrido por las calles de la ciudad de Latacunga.

**Tabla 5. 16:** Resultados promedio de pruebas realizadas con el sistema de dirección a las ruedas posteriores activo

Prueba	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]	$\gamma$ [°]	$L_{ex}$ [mm]	$L_{in}$ [mm]
<b>C 1 Paso por curva angosta</b>	400	25	12.5	10775,66	8827,87
<b>C 13 Paso por curva normal</b>	250	15	7.5	10822,79	8874,99
<b>C 14 Giro en U</b>	450	27	13.5	9393,36	5497,79
<b>Giro a 360°</b>	1125	70	30	27640	19790
<b>Diametro de giro [mm]</b>			8800 mm		

En la tabla 5.16, definida previamente permite analizar como información primordial la disminución del ángulo de giro del volante de la dirección, al haber concluido la realización de las pruebas por el circuito

Es notable la reducción de dicho ángulo y consecuentemente la reducción del ángulo de viraje de las ruedas delanteras, dando como resultado de esta manera disminuir el esfuerzo del conductor al realizar un viraje en una curva determinada, al mismo tiempo proveer mayor seguridad al efectuarse el trabajo del sistema de dirección.

A través del ángulo de giro efectuado en el volante de la dirección ( $\beta$ ), se conoce el ángulo de viraje de las ruedas delanteras ( $\alpha$ ), mediante las formulas del cálculo de la dirección, al igual que la longitud exterior ( $L_{ex}$ ) y longitud interior ( $L_{in}$ ) recorridas por las ruedas delanteras del vehículo; estos últimos parámetros describen la distancia que recorre el vehículo al trazar

una curva o un giro en U, mediante estos cálculos se permite conocer la reducción de las distancias que necesita el vehículo dependiendo de sus dimensiones para circular y maniobrar adecuadamente y sin inconvenientes por las vías de una ciudad.

Mediante los resultados obtenidos es considerable la disminución de las longitudes recorridas por las ruedas delanteras, si se compara con los datos obtenidos en las pruebas realizadas con el vehículo prototipo sin el sistema de dirección de las ruedas posteriores.

De la misma manera efectuado el giro a 360° con el vehículo prototipo, se conoce su diámetro de giro que presenta como resultado una clara y amplia reducción lo que constituye mejoras en la conducción y al momento de realizar maniobras de cambio de sentido de circulación en una avenida por ejemplo. Lo mismo sucede con las longitudes recorridas al efectuar el giro que se puede ver la notable reducción gracias al sistema implementado.

#### **b. Prueba de parqueo implementado el sistema de dirección a las ruedas posteriores.**

Se realiza el aparcamiento con el vehículo prototipo implementado el sistema de dirección a las ruedas posteriores, para comprobar la eficiencia del sistema se realiza mediante el mismo procedimiento de cinco pasos para verificar en cada uno de ellos la disminución de giro del volante de la dirección por ende el esfuerzo por parte del conductor y la reducción de espacio para realizar la maniobra.

Para obtener toda la eficiencia del sistema de dirección a las cuatro ruedas al momento de efectuar el aparcamiento, se lo realiza con la transmisión electrónica de viraje de 2:1, lo que significa que las ruedas posteriores viran a la mitad del ángulo de viraje de las ruedas delanteras.

Como se ilustra en la figura 5.32, en el paso uno de parqueo no es necesario adoptar la posición en paralelo con el vehículo de referencia, sino que se puede realizar el parqueo ubicando el vehículo prototipo en la mitad

del espacio de aparcamiento, de esta forma se puede evidenciar la disminución de espacio para las maniobras.



**Figura 5. 32:** Vehículo 4WS iniciando maniobras de parqueo.

En la figura 5.33 se observa que las ruedas delanteras no viran a su máxima capacidad al realizar el paso dos de parqueo, se conoce que el ángulo del volante de la dirección se reduce a la mitad siendo necesarios  $280^\circ$  a efectuarse.



**Figura 5. 33:** Paso dos, de prueba de estacionamiento con el sistema de dirección posterior.

A continuación en la figura 3.34 se observa el paso tres de la maniobra de parqueo con el sistema de dirección a las ruedas posteriores.



**Figura 5. 34:** Paso tres, de prueba de estacionamiento con 4WS.

En la figura 5.35, se observa el paso cuatro para realizar el parqueo, donde se nota la disminución del ángulo de viraje de las ruedas delanteras así como también el viraje de las ruedas posteriores que facilitan la ejecución de la prueba reduciendo el espacio necesario para ingresar en el espacio de estacionamiento.



**Figura 5. 35:** Paso cuatro, de prueba de estacionamiento con 4WS.

En la figura 5.36, se puede apreciar al vehículo provisto con dirección total a las cuatro ruedas, estacionado eficientemente en un espacio reducido.



**Figura 5. 36:** Paso cinco, de prueba de estacionamiento con 4WS.

Una vez realizada la prueba de estacionamiento y recopilado los datos obtenidos experimentalmente, en la tabla 5.17 se puede observar los nuevos ángulos de giro del volante de la dirección para efectuar la tarea de estacionamiento con el vehículo prototipo provisto con dirección total asistida a las cuatro ruedas.

**Tabla 5. 17:** Análisis del estacionamiento del vehículo con el sistema de dirección a las cuatro ruedas.

Parqueo	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]	$\gamma$ [°]
<b>Paso 1</b>	Volante en posición centrada		
<b>Paso 2</b>	280 Hacia la derecha	17	8
<b>Paso 3</b>	280 Hacia la izquierda	17	8
<b>Paso 4</b>	282 Hacia la izquierda	18	9
<b>Paso 5</b>	282 Hacia la derecha Posición central	18	9

Una vez tabulados los resultados, se puede evidenciar que para realizar la maniobra de parqueo en los pasos 2 y 4, se reduce significativamente el giro del volante de la dirección, pero se obtiene la misma eficiencia, y mayor eficacia en la ejecución de la maniobra, debido a que el conductor no realiza todo el esfuerzo a través del volante de la dirección, además de reducir el tiempo para dicha prueba.

También es notable observar que el ángulo de viraje de las ruedas posteriores no llega a su valor máximo de trabajo para la ejecución de la prueba debido a que no es necesario girar toda la capacidad del volante de la dirección, sino solo hasta la mitad de su recorrido angular.

### 5.2.5. Análisis de resultados con el sistema de dirección a las cuatro ruedas.

Al finalizar las pruebas con los sistemas de dirección en el vehículo prototipo, se tienen los mejores resultados provistos por el sistema de dirección a las cuatro ruedas, cumpliendo de esta manera la meta trazada desde el inicio del proyecto,

El valor del porcentaje de reducción será el porcentaje de la diferencia de los resultados obtenidos, con relación al valor original obtenido sin el sistema de dirección posterior.

#### a. Análisis de resultado reducción del diámetro de giro

En la tabla 5.18, se presentan las dimensiones del diámetro de giro obtenidas experimentalmente, con una relación de transmisión electrónica de viraje de las ruedas posteriores con respecto a las ruedas delanteras de 2:1.

**Tabla 5. 18:** Comparación dimensión del diámetro de giro del vehículo prototipo

<b>Diámetro de giro del vehículo prototipo</b>			
<b>Tipo dirección</b>	<b>Dimensión</b>	<b>Reducción</b>	<b>% reducción</b>
<b>Sistema de dirección estándar</b>	11115 mm	2350 mm	21.14 %
<b>Sistema de dirección a las cuatro ruedas implementado 4WS.</b>	8800 mm		

La reducción del diámetro de giro del vehículo prototipo, en un 21% evidenciado, refleja la eficiencia de la aplicación del sistema de dirección posterior, para lo cual aporte nuestro sistema en donde se puede observar la disminución significativa del mencionado diámetro de giro, lo cual nos ofrece mejoras en la conducción y mejoras en las maniobras de los diferentes virajes y pasos por curva que existen muy concurridamente en todos los sistemas viales urbanos o rurales.

### b. Análisis de resultado del ángulo de giro del volante de la dirección.

En la tabla 5.19 se aprecia claramente la disminución del ángulo que debe efectuarse al volante de la dirección cuando el vehículo está circulando con dirección a las cuatro ruedas en las tres diferentes pruebas en las que se lo sometió para poder recabar los resultados los mismos que son satisfactorios y dan cumplimiento a lo planteado en el presente trabajo.

**Tabla 5. 19:** Reducción del giro del volante

Curvas	ANGULO DE GIRO DEL VOLANTE DE DIRECCIÓN			
	Desactivado 4WS (°)	Activado 4WS (°)	Reducción de viraje en (°)	Reducción de giro en (%)
<b>C1</b>	540	400	140	25.92
<b>C13</b>	315	250	65	20.63
<b>C14</b>	630	450	180	28.57

Como se puede evidenciar se tiene un gran porcentaje de reducción en cuanto al giro del volante de la dirección, llegando a disminuir en un 26% al realizar un viraje en una curva angosta, un 21% en una curva normal, y un 29% al realizar un giro en U a 180°, que es el resultado de la aplicación del sistema de dirección en el eje posterior.

### c. Análisis del resultado del ángulo de viraje de las ruedas delanteras.

De la misma forma se obtiene una reducción clara del ángulo con el cual viran las ruedas delanteras al efectuar una curva o giro en U, como se expresa en la tabla 5.20

**Tabla 5. 20:** Análisis del resultado del ángulo de viraje de las ruedas delanteras

Curvas	ANGULO DE VIRAJE DE LAS RUEDAS DELANTERAS			
	Desactivado 4WS (°)	Activado 4WS (°)	Reducción de viraje en (°)	Reducción de viraje en (%)
<b>C1</b>	33	25	8	24
<b>C13</b>	20	15	5	25
<b>C14</b>	39	27	12	30

Al tener un porcentaje de reducción del giro del volante de la dirección también se tiene una reducción clara en el viraje de las ruedas delanteras, como se evidencia en las pruebas realizadas se tiene una reducción del 24% al virar en una curva angosta, 25% al realizar un viraje en una curva normal y un 30% al efectuar un giro en U, dejando ver el aporte significativo del sistema de dirección de las ruedas posteriores al realizar las maniobras en carretera.

#### **d. Análisis del resultado de longitudes recorridas por las ruedas delanteras.**

Un parámetro que también se reduce significativamente es la longitud de arco recorrido por las ruedas delanteras, tanto interna como externamente. A continuación se puede apreciar en la tabla 5.21, los porcentajes de reducción de las longitudes recorridas en cada una de las pruebas realizadas.

**Tabla 5. 21:** Longitud interna recorrida por las ruedas delanteras.

	<b>LONGITUD INTERNA RECORRIDA POR LAS RUEDAS DELANTERAS</b>			
<b>Curvas</b>	Desactivado 4WS (mm)	Activado 4WS (mm)	Reducción de Longitud en (mm)	Reducción de longitud en (%)
<b>C1</b>	10807,18	8827,87	1979.31	18
<b>C13</b>	11938,05	8874,99	3063.06	25
<b>C14</b>	8168,14	5497,79	2670.35	32
<b>Giro a 360°</b>	25585,13	19790	5795.13	22

En la tabla 5.22 En esta ocasión se da a conocer la comparación de las longitudes externas recorridas por las ruedas delanteras en la ejecución de las respectivas pruebas, dejando ver la clara reducción de sus dimensiones a través del porcentaje de reducción en cada prueba.

Es evidente apreciar la reducción en cada prueba realizada con el sistema de dirección posterior activado, teniendo como resultado la disminución de la longitud interna recorrida por las ruedas delanteras al

realizar las maniobras de viraje, en curvas angostas se disminuye en un 18%, en curvas normales un 25%, en giros en U un 32% y en un giro completo a 360° un 22% de la longitud recorrida.

**Tabla 5. 22:** Longitud externa recorrida por las ruedas delanteras.

Curvas	LONGITUD EXTERNA RECORRIDA POR LAS RUEDAS DELANTERAS			
	Desactivado 4WS (mm)	Activado 4WS (mm)	Reducción de Longitud en (mm)	Reducción de longitud en (%)
<b>C1</b>	12754,87	10775,66	1979.21	15
<b>C13</b>	13885,84	10822,79	3063.05	22
<b>C14</b>	12063,72	9393,36	2670.36	22
<b>Giro a 360°</b>	33376,28	27640	5736.28	17

Es evidente apreciar la reducción en cada prueba realizada con el sistema de dirección posterior activado, teniendo como resultado la disminución de la longitud externa recorrida por las ruedas delanteras al realizar las maniobras de viraje, en curvas angostas se disminuye en un 15%, en curvas normales un 22%, en giros en U un 17% y en un giro completo a 360° un 17% de la longitud recorrida.

#### **e. Análisis de resultado de giro del volante de la dirección para efectuar el estacionamiento.**

Como se puede constatar en la tabla 5.23, al momento de efectuar las maniobras de aparcamiento, los ángulos de giro del volante de la dirección, realizados por el conductor también se reducen significativamente, proporcionando eficacia, ergonomía y permitiendo reducir las distancias necesarias con otro vehículos, debido también a las dimensiones de las vías de la ciudad de Latacunga.

**Tabla 5. 23:** Ángulo del volante de la dirección en maniobras de parqueo.

	ÁNGULO DEL VOLANTE DE LA DIRECCIÓN EN MANIOBRAS DE PARQUEO			
	Desactivado 4WS(°)	Activado 4WS (°)	Reducción en (°)	Reducción en (%)
<b>Paso 1</b>	Posición paralela	Posición central		
<b>Paso 2</b>	560	280	280	50
<b>Paso 3</b>	560	280	280	50
<b>Paso 4</b>	565	283	282	50
<b>Paso 5</b>	565	283	282	50

Se puede evidenciar que para efectuar las maniobras de parqueo con el vehículo prototipo implementado con el sistema de dirección posterior se obtiene el 50% de disminución en el ángulo de giro del volante de la dirección por ende también se reduce a la mitad del espacio necesario para la ejecución de la prueba, estos resultados reflejan la eficiencia y prestancia del sistema incorporado.

#### f. Análisis de resultados del ángulo de viraje de las ruedas posteriores.

En la tabla 5.24, se analiza el ángulo de viraje de la ruedas del eje posterior, las mismas que son guiadas por el mismo volante de la dirección obteniendo de esta manera la dirección total del vehículo prototipo, donde se tiene una relación de transmisión electrónica del giro del volante de la dirección de 2:1 hacia el actuador de la dirección posterior.

**Tabla 5. 24:** Ángulo de viraje de las ruedas posteriores en relación de transmisión electrónica del giro.

Relación de transmisión electrónica del giro	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]	$\gamma$ [°]
<b>2:1</b>	360	22.4	<b>12.2</b>
<b>3:1</b>	450	28	<b>9.3</b>
<b>4:1</b>	540	33	<b>8.4</b>
<b>5:1</b>	600	37	<b>7.5</b>
<b>6:1</b>	630	39	<b>6.5</b>
<b>7:1</b>	720	45	<b>6.4</b>
<b>8:1</b>	810	50	<b>6.3</b>

Como se evidencia el ángulo de viraje de las ruedas posteriores depende de la relación de transmisión electrónica de giro programada previamente a través del interfaz del usuario, la misma que debe estar entre los valores desde 2:1 hasta 8:1, de esta manera significa que si se configura una relación de transmisión de 8:1, cuando las ruedas delanteras efectúen un ángulo de viraje de  $8^\circ$  las ruedas posteriores tendrán un ángulo de viraje de  $1^\circ$ , de la misma forma será con los demás valores que se configure el sistema de control electrónico

### 5.3. Comparación de resultados.

En la tabla 5.24 se puede evidenciar de mejor manera los resultados obtenidos en cada prueba con el sistema 4WS activado y desactivado, que proporciona los resultados deseados dejando ver la fiabilidad y eficiencia del proyecto, en cuanto a la reducción el radio de giro se disminuye en un 21% sobrepasando nuestras expectativas y logrando así el objetivo deseado.

**Tabla 5. 25:** Comparación de resultados de las pruebas realizadas.

SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS						
PRUEBA	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]	$\gamma$ [°]	$L_{ex}$ [mm]	$L_{in}$ [mm]	
C1 Paso por curva angosta(90°)	400	25	12.5	10775,66	8827,87	<b>4WS ACTIVADO</b>
C13 Paso por curva normal(90°)	250	15	7.5	10822,79	8874,99	
C14 Giro a 180° curva cerrada	450	27	13.5	9393,36	5497,79	
Giro a 360°	1125	70	30	27640	19790	
<b>Diámetro de giro</b>			<b>8.8 m</b>			
	$\beta$ [°]	$\alpha$ [°]		$L_{ex}$ [mm]	$L_{in}$ [mm]	

CONTINÚA →

C1 Paso por curva angosta(90°)	540	33	12754,87	10807,18	<b>4WS DESACTIVADO</b>
C13 Paso por curva normal(90°)	315	20	13885,84	11938,05	
C14 Giro a 180° curva cerrada	630	39	12063,72	8168,14	
Giro a 360°	1125	70	33376,28	25585,13	
Diámetro de giro		11.15 m			

Mediante la aplicación del sistema de dirección a las ruedas posteriores en el vehículo prototipo Volkswagen santana, a través de las pruebas realizadas en las calles de la ciudad de Latacunga y con la comparación de resultados obtenidos, se hace evidente conocer la amplia disminución principalmente del parámetro primordial como es el diámetro de giro que se logra reducir de 11.15 m a 8.8 m, reflejando de esta manera la eficiencia de lograr direccionar las ruedas del eje posterior en sentido opuesto al viraje de las ruedas delanteras, por ende también se logra reducir el ángulo de giro del volante de la dirección al momento de realizar los diferentes virajes en las curvas, lo que proporciona menor esfuerzo por parte del conductor para maniobrar en curvas, también se puede comparar las dimensiones de las longitudes recorridas con el vehículo prototipo cuando se efectúa un paso por curva reconociendo que si se disminuye en gran medida con referencia a las pruebas realizadas sin el sistema de dirección a las ruedas posteriores.

Como se presenta de igual manera se puede conocer el ángulo de viraje de las ruedas posteriores al momento de llevar a cabo cada una de las pruebas, esto gracias a la configuración del sistema de control electrónico de giro, que permite generar una transmisión electrónica de viraje para el eje posterior.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### Conclusiones:

Una vez terminado el presente trabajo de investigación se ha cumplido con el objetivo general planteado.

- Se diseñó, construyó e implementó un sistema de dirección asistida hidráulicamente a las ruedas posteriores de un vehículo automotor, para lograr reducir el radio de giro del vehículo, proporcionar mayor maniobrabilidad en circunstancias comprometidas por falta de espacio, disminuir el área necesaria para el tránsito del vehículo en las calles de la ciudad de Latacunga y facilitar al conductor el manejo en paso por curva, evitar obstáculos en la vía y el parqueo en las vías angostas de las ciudades.

Finalizada la investigación de grado efectuada en el vehículo Volkswagen Santana, generamos las siguientes conclusiones:

- Se optimizó el sistema de dirección del vehículo prototipo en diferentes situaciones y condiciones de conducción, mediante la reducción del radio de giro, en 21% lograda gracias al viraje de las ruedas posteriores en sentido contrario y en relación transmisión de viraje de 2:1 con respecto a las ruedas delanteras, para obtener mejor maniobrabilidad, agilidad, precisión y seguridad de conducción en espacios reducidos.
- Se realizaron pruebas del sistema de dirección a las cuatro ruedas en situaciones dificultosas de maniobrar, en condiciones poco favorables para el paso por curva, en espacios reducidos de las calles principales de la ciudad de Latacunga, para garantizar su correcto funcionamiento y obtener buenos resultados en cuanto a la precisión y ergonomía.

- Se evaluó el desempeño del nuevo sistema de dirección a las cuatro ruedas, mediante las pruebas en las calles de la ciudad de Latacunga obtenido como resultado final:
- Se obtiene un gran porcentaje de reducción en cuanto al giro del volante de la dirección, llegando a disminuir en un 26% al realizar un viraje en una curva angosta, un 21% en una curva normal, y un 29% al realizar un giro en U a 180°, que es el resultado de la aplicación del sistema de dirección en el eje posterior en sentido opuesto al viraje de las ruedas delanteras.
- Se evidencia en las pruebas realizadas que se tiene una reducción del viraje de las ruedas delanteras del vehículo prototipo de 24% al virar en una curva angosta, 25% al realizar un viraje en una curva normal y un 30% al efectuar un giro en U, dejando ver el aporte significativo del sistema de dirección de las ruedas posteriores al realizar las maniobras en carretera.
- Como mayor aporte del sistema de dirección posterior, se tiene que el diámetro de giro del vehículo se reduce en 21%, pasando de 11.15 m a 8.80 m, conseguido gracias a la configuración de viraje opuesto de las ruedas posteriores con relación a las ruedas delanteras, esto significa que entre mayor es el ángulo de viraje de las ruedas posteriores, menor es el diámetro de giro del vehículo.
- Es posible también apreciar la reducción de las longitudes recorridas por las ruedas delanteras del vehículo, en cada prueba realizada con el sistema de dirección posterior activado, teniendo como resultado la disminución de la longitud externa recorrida por las ruedas delanteras al realizar las maniobras de viraje, en curvas angostas se disminuye en un 15%, en curvas normales un 22%, en giros en U un 17% y en un giro completo a 360° un 17% de la longitud recorrida.
- Al momento de efectuar las maniobras de parqueo con el vehículo prototipo implementado con el sistema de dirección posterior se obtiene el 50% de disminución en el ángulo de giro del volante de la dirección por ende también se reduce a la mitad del espacio

necesario para la ejecución de la prueba, estos resultados reflejan la eficiencia y prestancia del sistema incorporado.

- Se diseñó un prototipo de mecanismos necesarios para conseguir orientar las ruedas del eje posterior, mediante la simulación de elementos finitos, que aportó a la selección del acero ASTM A36, cuya propiedad más importante es su límite elástico que proporciona un esfuerzo máximo permisible en la estructura de 250 Mpa. Por ende la estructura del semi-chasis posterior entrega un factor mínimo de seguridad de 2.47, generado por fuerzas verticales en el eje posterior y un factor máximo de seguridad de 47, generado por cargas laterales de giro; lo que nos proporciona mayor seguridad y eficiencia en el funcionamiento del sistema.
- Se diseñó un circuito hidráulico independiente, para obtener la asistencia al sistema de dirección activa de las ruedas posteriores, mediante la simulación por software e integrar la suficiente capacidad al sistema de dirección a las cuatro ruedas.
- Se diseñó el sistema de control electrónico para la asistencia de la dirección posterior que permite configurar la relación de transmisión de viraje de las ruedas posteriores con respecto a las ruedas delanteras, con valores desde 2:1 hasta 8:1, a través del interfaz del usuario ubicado en el tablero de instrumentos del vehículo prototipo.
- Se consiguió incorporar en el sistema electrónico que permita controlar el funcionamiento del sistema de dirección a las ruedas posteriores, dependiendo de los requerimientos del usuario: la velocidad de desactivación del sistema es de 60 Km/h.
- La función de girar las ruedas en varios ejes de un vehículo no es nuevo ya que este sistema lo vienen utilizando desde hace tiempo, camiones, maquinaria pesada y también vehículos militares, que buscan principalmente una buena maniobrabilidad utilizando el menor espacio posible.

**Recomendaciones:**

A continuación se presenta las siguientes recomendaciones que se deben considerar a modo general y en el uso del vehículo prototipo

- El diseño, construcción e implementación del sistema de dirección asistido hidráulicamente a las ruedas posteriores implementado en el vehículo prototipo, ha sido planteado y preparado exclusivamente para el mismo, por las características de construcción que posee en sus sistemas automotrices.
- Para la implementación de este sistema en otro vehículo prototipo se deberá analizar y diseñar acorde a las características de construcción del vehículo, referente al tipo de tracción y la disposición del sistema de suspensión de su eje posterior.
- Antes de iniciar la conducción del vehículo prototipo, el usuario debe estar instruido en el manejo del control electrónico para la configuración del sistema de asistencia electrónica a las ruedas posteriores.
- Se deberá leer con atención el sub tema 5.2.1. del capítulo 5 del presente trabajo, para la programación del control electrónico.
- Al momento de programar la relación de transmisión de viraje de las ruedas posteriores, entender su significado ya que al ingresar los datos, estos indicaran el porcentaje de viraje del eje posterior.
- La relación de transmisión de viraje de las ruedas posteriores más recomendable y eficiente para una conducción segura y ágil en las vías locales de la ciudad de Latacunga es de 2:1.
- Cuando se disponga a circular con el vehículo revisar los sistemas de control electrónico ubicados en la cajuela del vehículo.
- Evitar transportar líquidos y fluidos inflamables cerca del gabinete donde se alojan los equipos del control electrónico ubicados en la cajuela del vehículo.

- No sobrecargar la capacidad de ocupantes en el vehículo, que está determinada en la matrícula del mismo, ya que un sobrepeso podría generar cargas excedentes en el eje posterior donde se implementó el semi-chasis para la dirección.
- Realizar un adecuado mantenimiento preventivo de todos los elementos implementados en el vehículo prototipo para evitar fallas en el sistema electrónico de control.
- Constatar que no exista fugas en el circuito hidráulico ya que si esto sucede el circuito de asistencia para la dirección del eje posterior no realizará su trabajo adecuadamente, de esta forma el motor eléctrico realizaría un esfuerzo mayor, ocasionando alguna avería interna del mismo.
- Tomar en cuenta las conexiones eléctricas del sistema ya que al trabajar con un módulo de control electrónico como es el PLC, se debe manejar correctamente el amperaje de los elementos.
- El diseño y construcción de cualquier proyecto debe ser muy bien analizado y distribuido para que este nos brinde un sistema seguro y confortable.
- Para realizar este tipo de proyectos es necesario realizar un diagrama proceso de trabajo con el fin aprovechar de manera eficiente el tiempo y recursos que intervienen en la construcción del proyecto.
- Para realizar una conducción segura se sugiere acoplarse a las nuevas características de manejo que presenta el sistema implementado en el vehículo.

## BIBLIOGRAFÍA

- Aparicio Izquierdo, F., Vera Alvarez, C., & Diaz Lopez , V. (2001). Teoria de los Automoviles. Madrid: ETS Ingenieros Industriales.
- Bawa, H. (2007). Procesos de Manufactura. México, D.F. Pearson Education.
- Cengel, Y. &Cimbala J. (2011). Mecánica de Fluidos. México, D.F. Mc Graw Hill.
- Creus, N. E. (2011). Hidráulica. México, D.F. Alfaomega.
- H.Kindler& M.Kynast (2005). Cálculos técnicos para el automóvil. Mexico, D.F. Reverte
- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2008). Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Compartamiento Dinámico. Madrid: Thomson Editoriales.
- Mott, R. L. (2006). Mecánica de Fluidos. México, D.F. Pearson Education.
- Mott, R. L. (2007). Diseño de elementos de máquinas. México, D.F. Pearson Education.
- Mott, R. L. (2006). Resistencia de Materiales. México, D.F. Pearson Education
- Thiessen, F& Dales, D (2007). Manual técnico automotriz / Operación, mantenimiento y servicio: Tomo III. México, D.F. Pearson Education.
- Rexroth. Manual Bosch. (2012). México, D.F. Pearson Education.
- Riesco, G. H. (2012). Manual del Soldador. Madrid. Cesol.
- Shigley, J. E. (2008). Diseño en ingeniería mecánica. Mexico, D.F. Mc. Graw- Hill.
- Milliken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale. SAE International.

## NETGRAFÍA

- Reidar B., Guía para la elección del tipo de acero en estructuras. (14 Agosto 2014) obtenido de:

[http://www.acesta.com.mx/boletin/5/Grados\\_Tipos\\_Aceros.pdf](http://www.acesta.com.mx/boletin/5/Grados_Tipos_Aceros.pdf)

- Catálogo de acero. (16 de Junio 2014) obtenido de:

<http://es.scribd.com/doc/35443893/catalogo-acero-dipac>

- Catálogo general de productos y sistemas (12 Septiembre 2014) obtenido de:

[http://www.cintac.cl/pdf/Catalogo\\_2014\\_web.pdf](http://www.cintac.cl/pdf/Catalogo_2014_web.pdf)

- Catálogo de liquido hidráulico prestone (19 Septiembre 2014) obtenido de:

<http://www.petroandina.com.ar/ypf/agro/hidraulicos/hidraulicobp.pdf>

- Selección y aplicación de motores eléctricos WEG (13 de Julio de 2014)obtenido de :

<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-selección-y-aplicacion-de-motores-electricos-articulo-tecnico-espanol.pdf>

- Sistema de dirección a las 4 ruedas (25 de Julio de 2014)obtenido de :

<http://www.aficionadosalamecanica.net/4ws-direccion-4-ruedas.htm>

- Sistema de 4 ruedas directrices Active Drive, 4Control en Renault Laguna GT y Coupe (03 de agosto de 2014) obtenido de:

<http://www.jaicar.com/4RD.html>

- Cuatro ruedas directrices. (04 de agosto de 2014) obtenido de:

<http://cuatro-ruedas.blogspot.com/2011/07/4-ruedas-directrices.html>

# ANEXOS



**ANEXOS A**  
**ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES**

## ANEXO AX01 GERDAU CORSA

TIPO DE ACERO	DIFERENTES USOS
ASTM A36	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Placas de Conexión</li> <li>-Anclajes de barras redondas lisas (OS) y perfiles (LI)</li> <li>-Cuerdas Superiores e Inferiores de Armaduras (LI)</li> <li>-Montantes y Diagonales de Armaduras (LI)</li> <li>-Largueros Tipo Joist (OS ó LI)</li> <li>-Contravientos de Cubiertas (OS)</li> </ul>
ASTM A529-50	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Placas hasta 1" de espesor (Placas de Conexión, Placas Base, Cartabones, etc.)</li> <li>-Canales (CE) pequeños utilizados para alfardas de escaleras y conexiones de postes de viento</li> <li>-Cuerdas de Armaduras de (LI)</li> <li>-Montantes y Diagonales (LI)</li> <li>-Contravientos Laterales (LI)</li> </ul>
ASTM A572-50	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Placa Hasta 4"</li> <li>-Vigas Principales tipo (IR)</li> <li>-Vigas Secundarias tipo (IR)</li> <li>-Columnas de Perfiles tipo (IR)</li> <li>-Mezzanines</li> </ul>
ASTM A588	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Acero Patinable (por lo general es una acero que estará sometido a la intemperie)</li> <li>-Plataformas Marinas</li> </ul>
ASTM A709	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Puentes</li> <li>-Torres de Transmisión</li> </ul>
ASTM A992-50	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Vigas (IR)</li> <li>-Columnas (IR)</li> <li>-Mezzanines (IR)</li> <li>-Postes de viento (IR)</li> <li>-Espectaculares (IR)</li> <li>-Trabes Carril</li> </ul>
ASTM A53	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Tubos Estructurales</li> </ul>
ASTM A500	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Columnas de secciones huecas cuadradas (HSS ó OR)</li> <li>-Columnas de secciones huecas circulares (OC)</li> <li>-Columnas de secciones huecas rectangulares (HSS ó OR)</li> </ul>
ASTM A501	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Bastidores (PTR ó OR)</li> <li>-Bases de tanques de gas, de agua, etc (PTR ó OR)</li> </ul>

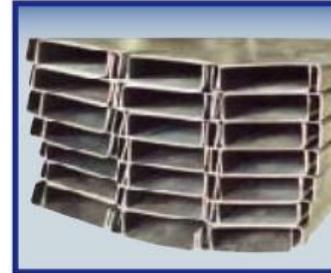
## ANEXO AX02 DISENSA



### Perfiles estructurales doblados

Aplicaciones: Estructuras, torres eléctricas, cubiertas, losas, etc.

Producto	Largo Normal (m)	Recubrimiento	Dimensiones (mm)	Espesores (mm)	Calidad del Acero
Angulos Doblados	6	Negro – Galvanizado	20 a 100	1.5 a 10	ASTM A 36
Canales	6	Negro – Galvanizado	(50 x 25) a (300 x 100)	1.5 a 10	ASTM A 36
Correas	6	Negro – Galvanizado	(60 x 30 x 10) a (200 x 50 x 25)	1.5 a 8	ASTM A 36
Omegas	6	Negro – Galvanizado	(35 x 50 x 20)	2 a 3	ASTM A 36 / JIS G 3132 SPHT-1 (a pedido)
Omegas de Losa	6	Negro – Galvanizado	(75 x 35 x 17.5)	2	ASTM A 36



### Tubo Estructural

Aplicaciones: Estructuras, cerramientos, invernaderos, galpones, carrocerías, etc.

Producto	Largo Normal (m)	Recubrimiento	Dimensiones (plg)	Espesores Normal (mm)	Calidad del Acero
Tubo estructural Cuadrado	6	Negro – Galvanizado	20 mm a 100 mm	1.5 a 4	JIS G 3132 SPHT-1 ASTM A 569
Tubo estructural Rectangular	6	Negro – Galvanizado	(20 x 40) mm a (50 x 150) mm	1.5 a 4	JIS G 3132 SPHT-1 ASTM A 569
Tubo estructural Redondo	6	Negro – Galvanizado	3/4 a 3	1.5 a 3	JIS G 3132 SPHT-1 ASTM A 569
Tubo estructural para postes	6	Galvanizado	1/2 a 3	1.5 a 3	JIS G 3132 SPHT-1 ASTM A 569



## ANEXO AX03 DISENSA

CLASIFICACIÓN DE LOS PERFILES FABRICADOS POR ACESCO	
<b>Según su geometría</b>	
Perfiles C Perfiles Z	
<b>Según el acabado</b>	
Perfil negro o pintado (PHR) Perfil galvanizado (PAG)	
<b>Según sus dimensiones, A x B x C (mm)</b>	
100 x 50 x 15	
120 x 60 x 15	
150 x 50 x 17	
160 x 60 x 20	
203 x 67 x 19	
220 x 80 x 20	
254 x 67 x 18	
305 x 80 x 25	
355 x 110 x 25	
<b>Según su espesor "t" en milímetros o calibre de fabricación</b>	
1.2 mm:	Calibre 18 (PHR o PAG)
1.5 mm:	Calibre 16 (PHR o PAG)
2.0 mm:	Calibre 14 (PHR o PAG)
2.5 mm:	Calibre 12 (PHR)
3.0 mm:	Calibre 11 (PHR)

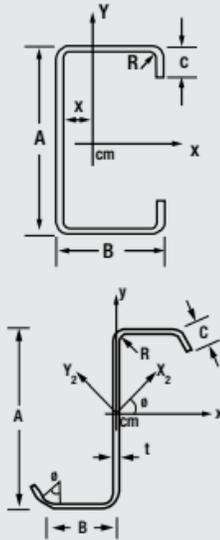
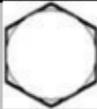


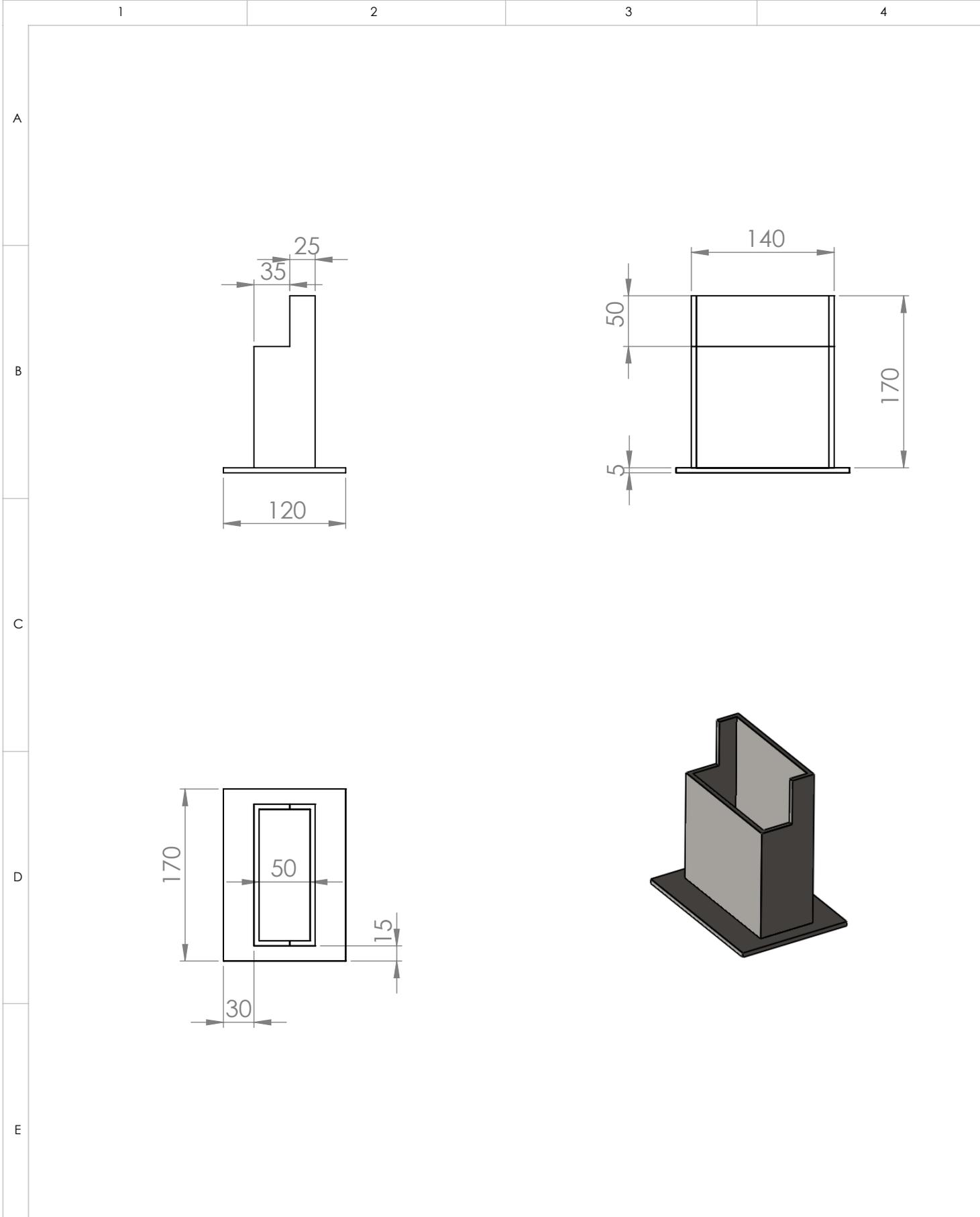
Tabla 1. Clasificación de los perfiles fabricados por ACESCO

## ANEXO AX04 ACEROS DEL PERÚ

### GRADOS DE PERNOS

Número de grado SAE	Marcado de la cabeza	Rango del diámetro (pulgadas)	Carga de prueba (kpsi)	Esfuerzo de ruptura (kpsi)	Acero Recomendado
1 y 2		$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$ $\frac{1}{4} - \frac{3}{4}$ $\frac{7}{8} - 1\frac{1}{2}$	55 - 33	74 - 60	CK 45, XC 18
5		$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 - 74	120 - 105	CK 45 c/Tratamiento Térmico
5.2		$\frac{1}{4} - 1$	85	120	CK 45 c/Tratamiento Térmico 42 CrMoS4H s/Tratamiento Térmico (*) 34 CrNiMo6 s/Tratamiento Térmico (*)
7		$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	105	133	42 CrMoS4H c/Tratamiento Térmico 34 CrNiMo6 c/Tratamiento Térmico
8		$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	120	150	42 CrMoS4H c/Tratamiento Térmico 34 CrNiMo6 c/Tratamiento Térmico
8.2		$\frac{1}{4} - 1$	120	150	42 CrMoS4H c/Tratamiento Térmico 34 CrNiMo6 c/Tratamiento Térmico

**ANEXOS B**  
**PLANOS**



				TOLERANCIA	(PESO)	MATERIALES:	ACERO ASTM A36	
						DENOMINACIÓN:	BASE DE SUJECIÓN DEL SEMI-CHASIS POSTERIOR	ESCALA 1:1
							SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA AUTOMOTRIZ ESPE		N. 1		

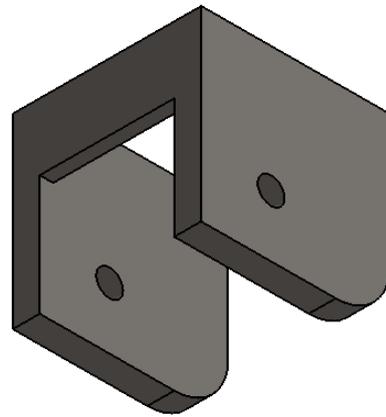
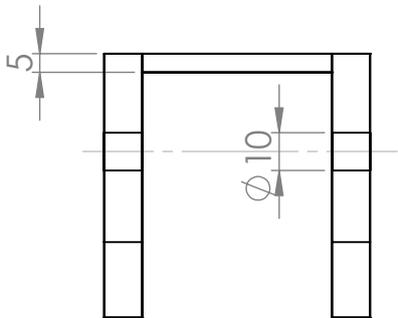
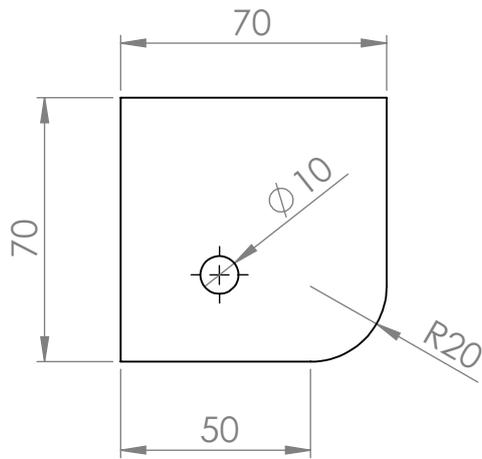
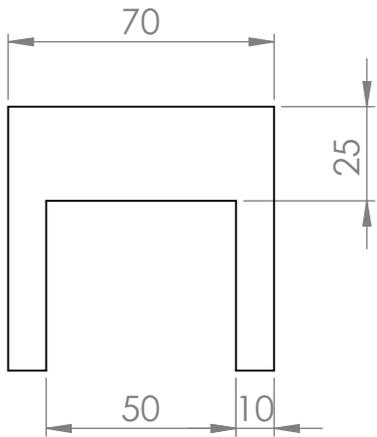
A

B

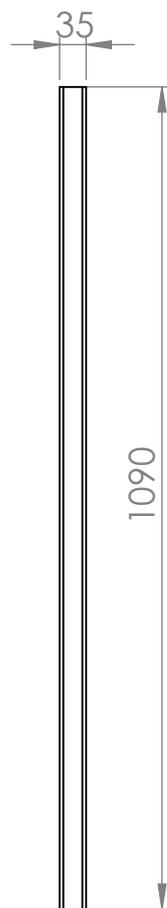
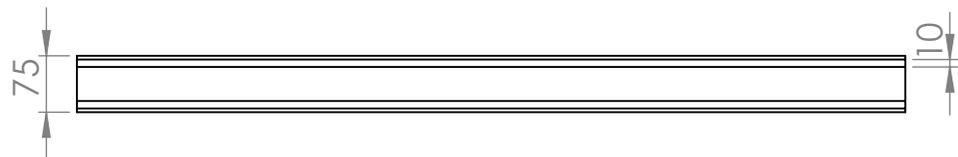
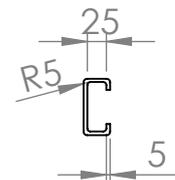
C

D

E



				TOLERANCIA	(PESO)	MATERIALES:	ACERO ASTM A36	
						DENOMINACIÓN:	TERMINALES DE SUJECIÓN DE LAS MESAS POSTERIORES	
				FECHA	NOMBRE			ESCALA
				DIBUJO	01/12/2014	CARRERA/ALVAREZ		1:2
				REVISO	30/03/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano		
				APROBO	01/04/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano		
				INGENIERÍA AUTOMOTRIZ			SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE			N. 2	
								



A  
B  
C  
D  
E

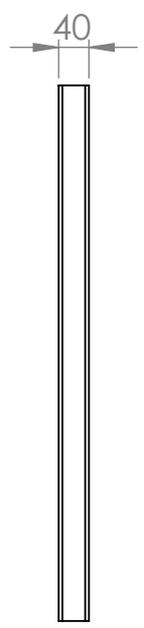
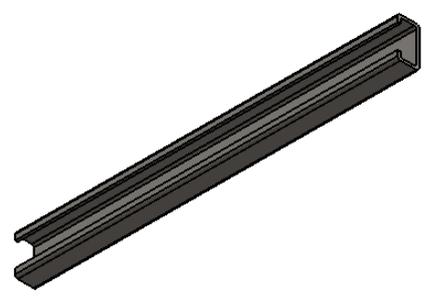
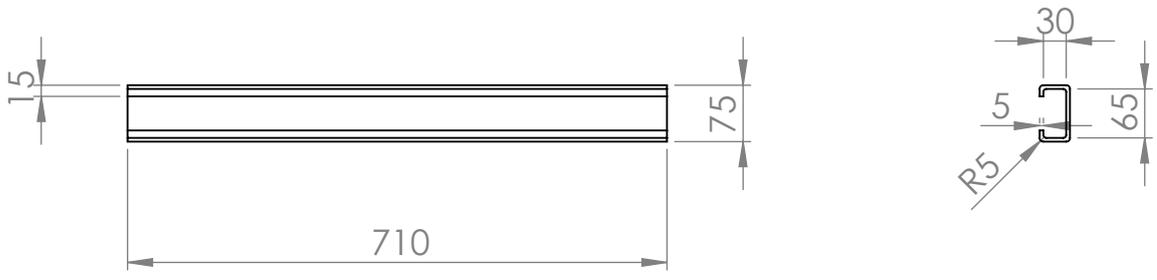
1

2

3

4

				TOLERANCIA	(PESO)	MATERIALES:	ACERO ASTM A36	
						DENOMINACIÓN:	LARGUERO DE LA ESTRUCTURA DEL SEMI-CHASIS POSTERIOR	
				FECHA	NOMBRE		ESCALA	
				DIBUJO 01/12/2014	CARRERA/ALVAREZ		1:25	
				REVISO 30/03/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano			
				APROBO 01/04/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano			
				INGENIERÍA AUTOMOTRIZ		SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE		N. 3		



				TOLERANCIA	(PESO)	MATERIALES:	ACERO ASTM A36	
						DENOMINACIÓN:	TRAVESAÑO DE LA ESTRUCTURA DEL SEMI-CHASIS POSTERIOR	
				FECHA	NOMBRE			ESCALA
				DIBUJO 01/12/2014	CARRERA/ALVAREZ			1:1
				REVISO 30/03/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano			
				APROBO 01/04/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano			
				INGENIERÍA AUTOMOTRIZ		SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE		N. 4		

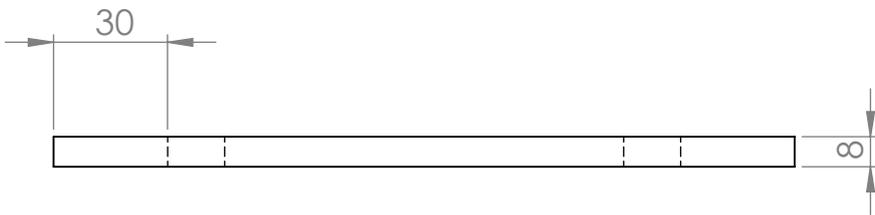
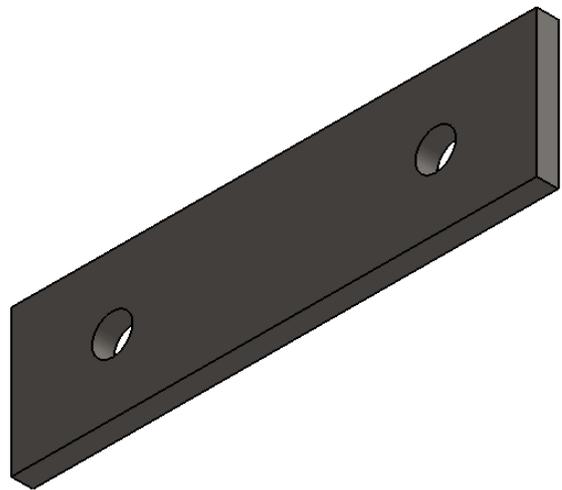
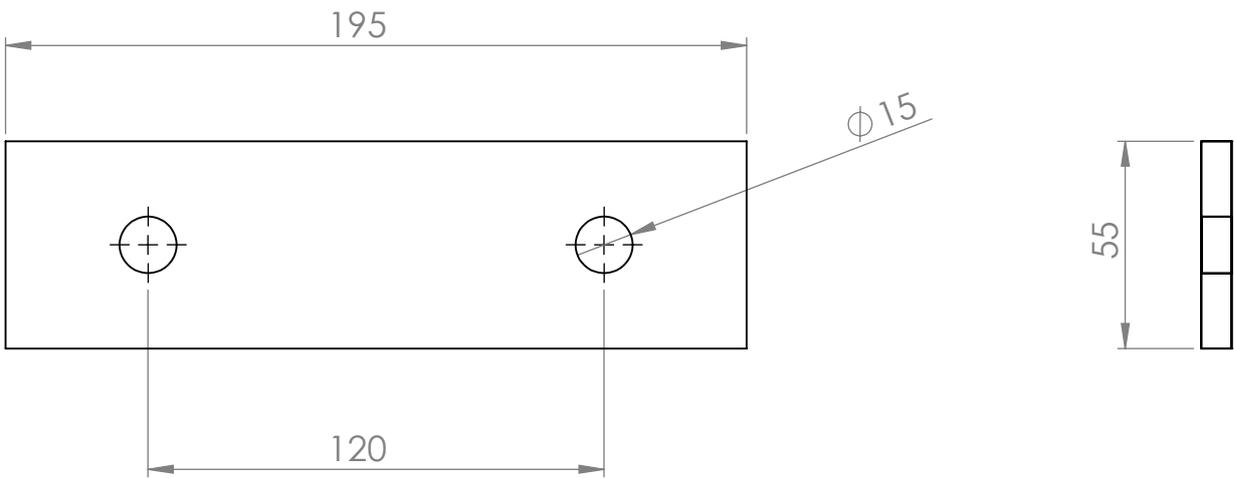
A

B

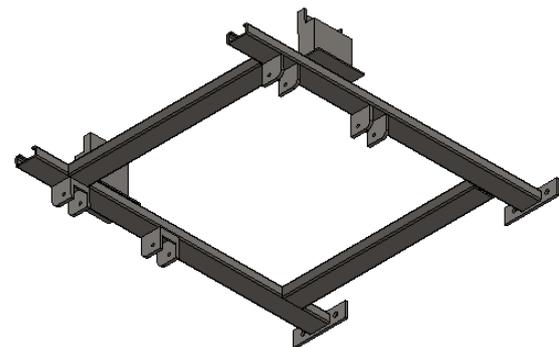
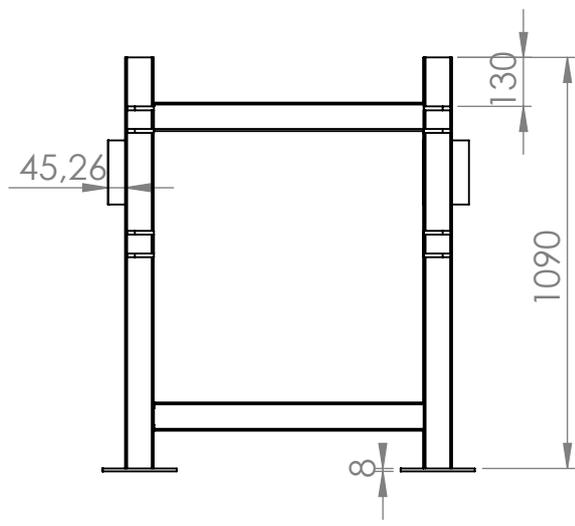
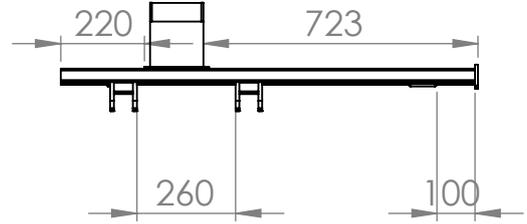
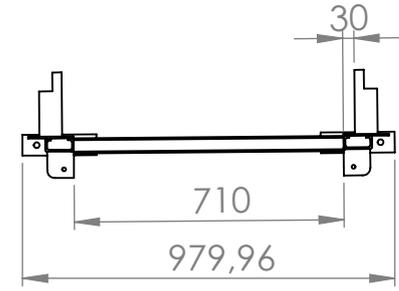
C

D

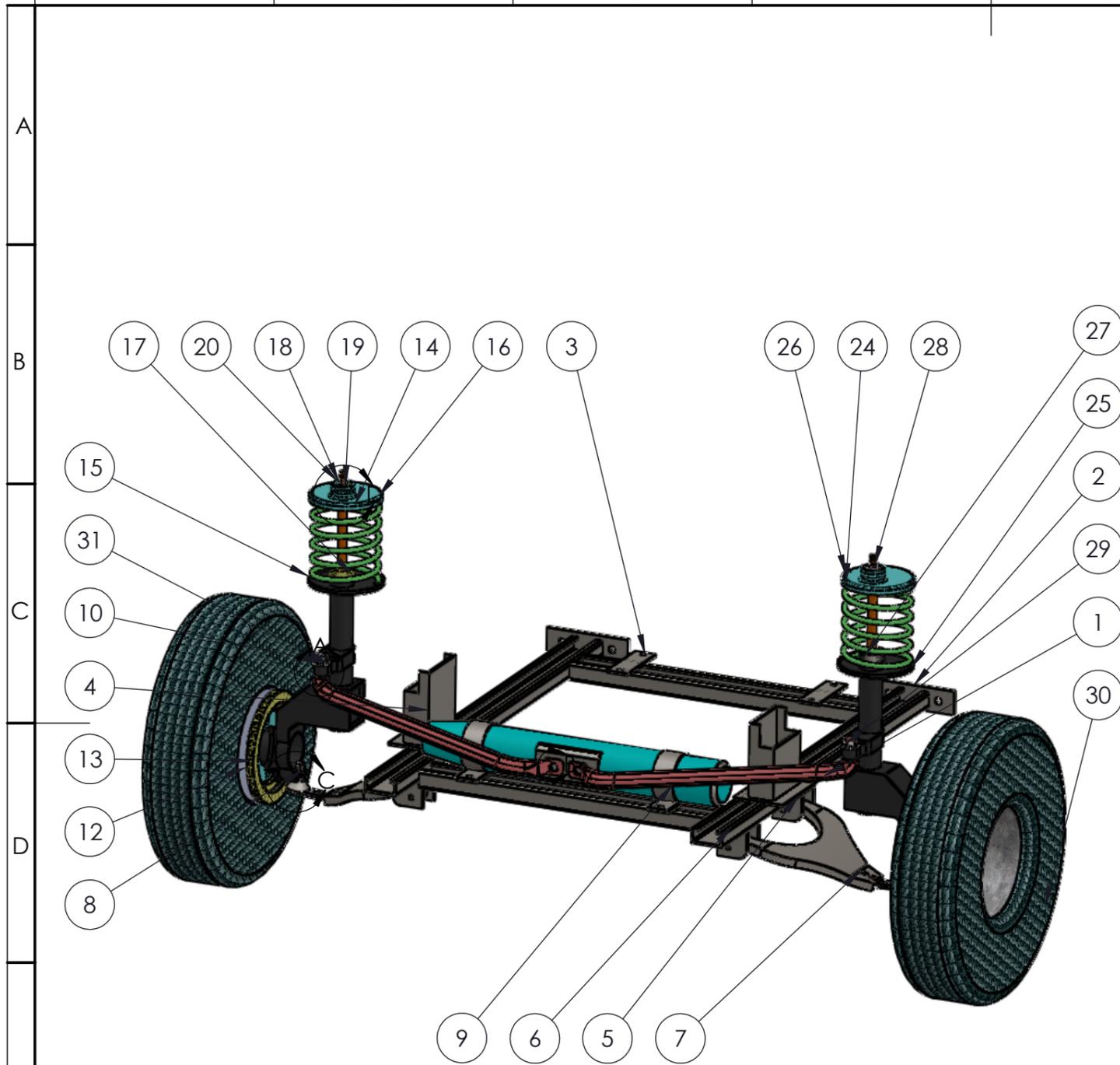
E



				TOLERANCIA	(PESO)	MATERIALES:	ACERO ASTM A36	
						DENOMINACIÓN:	BASES DE SUJECIÓN DE LOS LARGUEROS DEL SEMI-CHASIS POSTERIOR	
							ESCALA	
							1:2	
							SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS	
							N. 5	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA AUTOMOTRIZ				
				ESPE				



				TOLERANCIA	(PESO)	MATERIALES:	
						ACERO ASTM A36	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN:	
				DIBUJO	01/12/2014	CARRERA/ALVAREZ	ESTRUCTURA DEL SEMI-CHASIS POSTERIOR
				REVISO	30/03/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano	
				APROBO	01/04/2015	Ing. Rocha/Ing. Zambrano	
				INGENIERÍA AUTOMOTRIZ			SISTEMA DE DIRECCIÓN A LAS CUATRO RUEDAS
				ESPE			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				ESCALA
							1:20

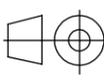


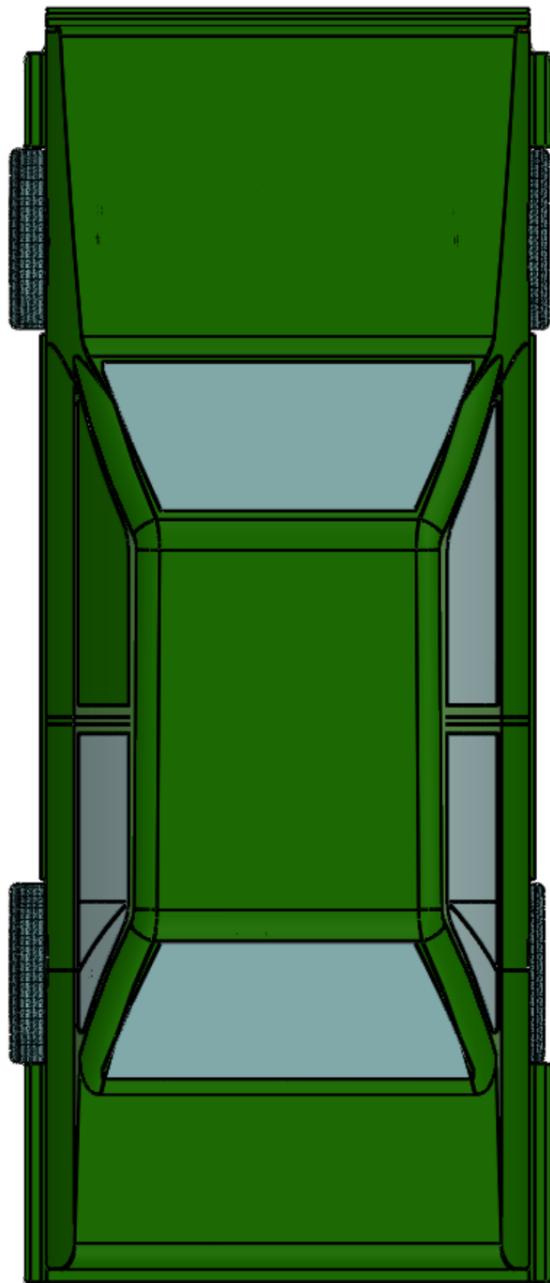
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	G IZQ	L=1090 mm	2
2	TOPES 195X55X8MM	placa 195x55x8 mm	2
3	TRAVEAÑO 75X15X5MM	L=410 mm	2
4	Bases	placa 170x140x5 mm	1
5	TOPE DER	placa 170x120x5 mm	1
6	OREJAS	placaL=50x50 x5 mm Rad=20	4
7	MESA		2
8	TERMINAL		2
9	direccion		1
10	TERMINAL 1		1
11	CIINDRO 1		1
12	DISCO DE FRENOS 1		1
13	EJE DELANTERO		1
14	RESORTE		1
15	Amortiguador izquierdo 1		1
16	TAPA 2		1
17	TAPA SUSPENSION		1
18	VASTAGO		1
21	SimetríaCIINDRO 1		1
22	SimetríaDISCO DE FRENOS 1		1
23	SimetríaEJE DELANTERO		1
24	SimetríaRESORTE		1
27	SimetríaTAPA SUSPENSION		1
28	SimetríaVASTAGO		1
29	SimetríaTERMINAL 1		1
30	Neumático	RIN 14	2



DETALLE A ESCALA 1:6    DETALLE B ESCALA 1:6    DETALLE C ESCALA 1:6    DETALLE D ESCALA 1:6

PESO		TOLERANCIA +/- 5 mm		ACERO ESTRUCTURAL ASTM- A36 ACERO ALEADO -SS	
Fecha:		Nombre:			
Dibujo:		Alvares C. Carrera R.		SISTEMA DE DIRECCION 4 RUEDAS	
Reviso:		Alvares C. Carrera R.			
Aprobo:		Rocha Juan, Zambrano Danilo			
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE				LAMINA N.-1	
Edicion:	Modificacion:	Fecha:	Nombre:	ESCALA <b>1:12</b>	

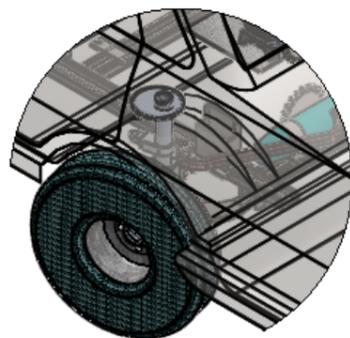
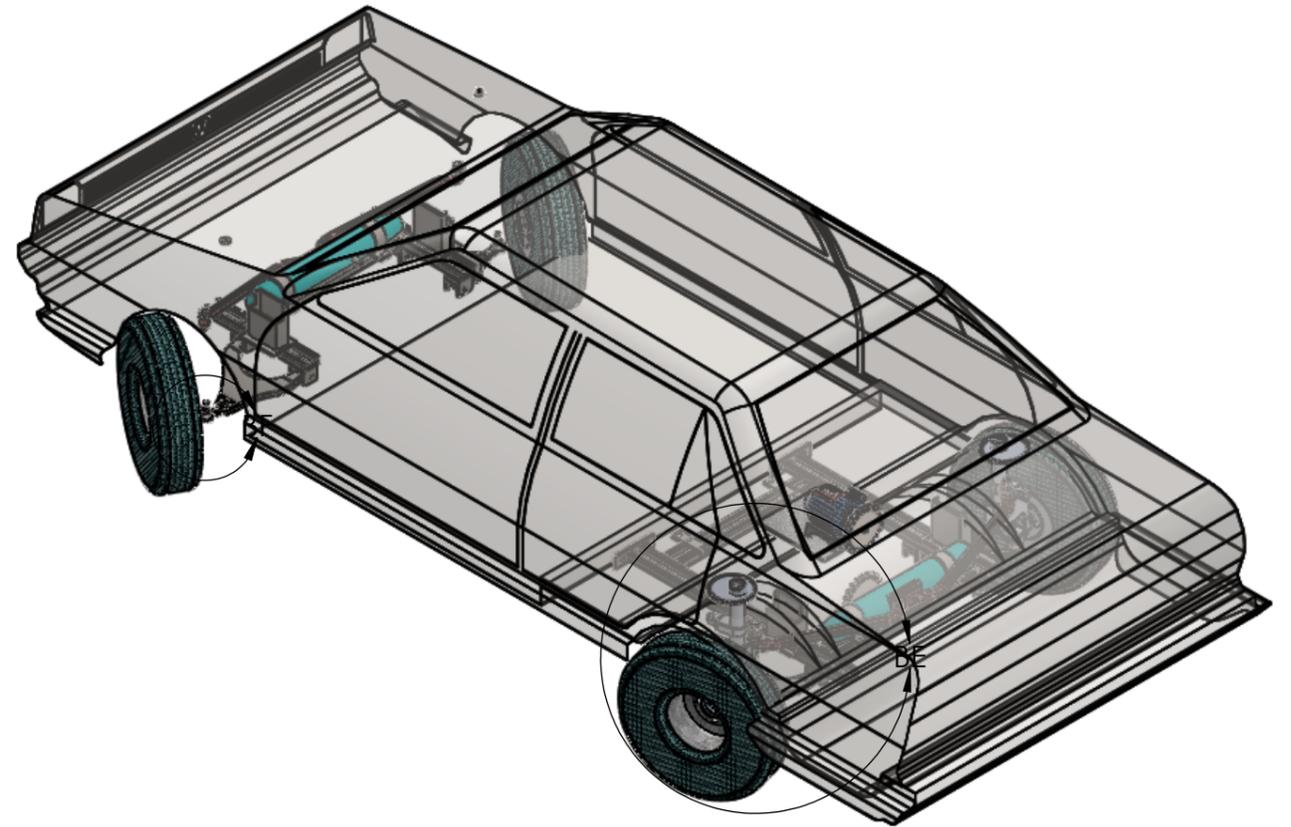




VEHÍCULO PUNTO MUERTO



VEHÍCULO DIRECCION A LAS CUATRO RUEDAS



				PESO	TOLERANCIA +/- 5 mm	ACERO ESTRUCTURAL ASTM- A36 ACERO ALEADO -SS	
				Fecha:	Nombre:		
				Dibujo: 06/02/2015	Alvares C. Carrera R.		
				Reviso: 06/02/2015	Alvares C. Carrera R.	SISTEMA DE DIRECCION 4 RUEDAS	
				Aprobo: 06/02/2015	Rocha Juan, Zambrano Danilo	ESCALA <b>1:25</b>	
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE		LAMINA N.-2	
Edicion:	Modificacion:	Fecha:	Nombre:				

**ANEXOS C**  
**ESPECIFICACIONES Y CATÁLOGOS DE LOS ELEMENTOS**  
**HIDRÁULICOS Y ELÉCTRICOS.**

## ANEXO CX01 AUTONICS

### ■ Specifications

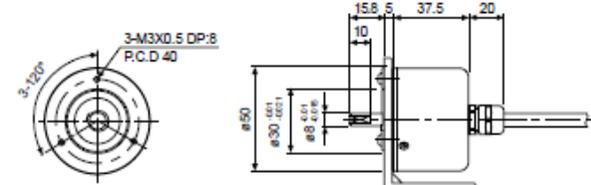
Item	ø50mm Shaft type Incremental Rotary encode		
Model	Totem pole output	E50S8-□□□□-3-T-□	
	NPN open collector output	E50S8-□□□□-3-N-□	
	Voltage output	E50S8-□□□□-3-V-□	
	Line driver output	E50S8-□□□□-6-L-□	
Resolution(P/R)※1	*1, *2, *5, 10, 12, 15, 20, 23, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 75, 100, 120, 125, 150, 192, 200, 240, 250, 256, 300, 360, 400, 500, 512, 600, 800, 1000, 1024, 1200, 1500, 1800, 2000, 2048, 2500, 3000, 3600, 5000, 6000, 8000		
Electrical specification	Output phase	A, B, Z phase(Line driver output : $\bar{A}, \bar{B}, \bar{Z}$ phase)	
	Phase difference of output	Phase difference between A and B: $\frac{T}{4} \pm \frac{T}{8}$ (T=1 cycle of A phase)	
	Control output	Totem pole output	*Low ⇨ Load current: Max. 30mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC *High ⇨ Load current: Max. 10mA, Output voltage(Power voltage 5VDC): Min. (Power voltage-2.0)VDC, Output voltage(Power voltage 12-24VDC): Min. (Power voltage-3.0)VDC
		NPN open collector output	Load current : Max. 30mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC
		Voltage output	Load current : Max. 10mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC
		Line driver output	*Low ⇨ Load current: Max. 20mA, Residual voltage : Max. 0.5VDC *High ⇨ Load current: Max. -20mA, Output voltage(Power voltage 5VDC): Min. 2.5VDC, Output voltage(Power voltage 12-24VDC): Min. (Power voltage-3.0)VDC
	Response time (Rise/Fall)	Totem pole output	Max. 1μs(Cable length: 2m, I sink=20mA)
		NPN open collector output	
		Voltage output	
		Line driver output	
	Max. Response frequency	300kHz	180kHz
	Power supply	+5VDC ±5%(Ripple P-P: Max. 5%)    +12-24VDC ±5%(Ripple P-P: Max. 5%)	
	Current consumption	Max. 80mA(disconnection of the load), Line driver output: Max. 50mA(disconnection of the load)	
	Insulation resistance	Min. 100MΩ(at 500VDC megger between all terminals and case)	
Dielectric strength	750VAC 50/60Hz for 1 minute(Between all terminals and case)		
Connection	Cable outgoing type, Cable outgoing connector type, Connector integrated type(rear, side)	Cable outgoing type, Cable outgoing connector type	
Mechanical specification	Starting torque	Max. 70gf-cm(0.007N-m)※2, Max. 800gf-cm(0.08N-m)※3	Max. 100gf-cm(0.01N-m)
	Moment of Inertia	Max. 80g-cm <sup>2</sup> (8×10 <sup>-6</sup> kg-m <sup>2</sup> )※2, Max. 400g-cm <sup>2</sup> (4×10 <sup>-6</sup> kg-m <sup>2</sup> )※3	Max. 40g-cm <sup>2</sup> (4×10 <sup>-6</sup> kg-m <sup>2</sup> )
	Shaft loading	Radial: Max. 10kg-f, Thrust: Max. 2.5kg-f	Radial: Max. 2kg-f, Thrust: 1kg-f
Max. allowable revolution※4	5,000rpm		
Vibration	1.5mm amplitude at frequency of 10 to 55Hz in each of X, Y, Z directions for 2 hours		
Shock	Max. 75G		
Environment	Ambient temperature	-10 to 70°C, Storage: -25 to 85°C	
	Ambient humidity	35 to 85% RH, Storage: 35 to 90%RH	
Protection	Normal type, Cable outgoing connector type: IP50(IEC standard)※6, Connector integrated type: IP65(IEC standard)		IP50(IEC standard)
Cable	ø5mm, 5P, Length: 2m, Shield cable(Line driver output: ø5mm, 8P) (AWG 24, Core wire diameter: 0.08mm, No. of core wire: 40, Insulator out diameter: ø1mm)		
Accessory	ø8mm coupling, Bracket		ø8(ø6)mm coupling, Bracket
Approval	Normal type ⇨  (Except Line driver output)		-
Unit weight	Approx. 275g, Connector integrated type : Approx. 180g		Approx. 235g

# ANEXO CX02 AUTONICS

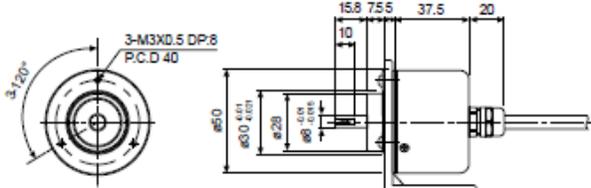
## Dimensions

### E50S Series

• Normal type, Cable outgoing connector type(Protection: IP50) (Unit: mm)

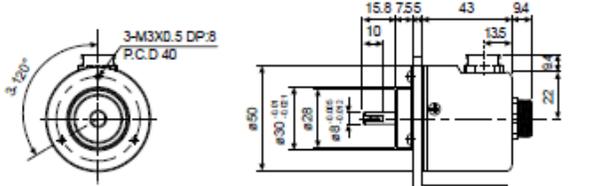


• Normal type, Cable outgoing connector type(Protection: IP64) (Unit: mm)

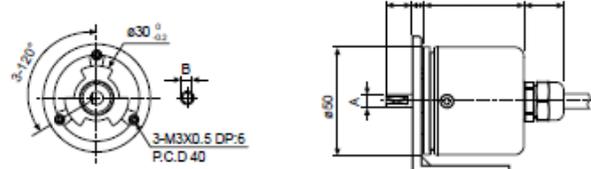


Cable for normal type	Cable for Cable outgoing connector type
ø5, 5P(Line driver output: 8P), Length: 2000, Shield cable	ø5, 5P(Line driver output: 8P), Length: 250, Shield cable

• Rear/Side connector integrated type(Protection: IP65) (Unit: mm)



### E50SP Series

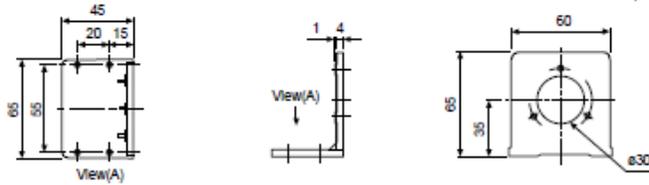


Model	A	B
E50S6P	ø8 <sup>+0.03</sup> / <sub>-0.04</sub>	5 <sup>+0.1</sup> / <sub>-0.1</sub>
E50S8P	ø8 <sup>+0.03</sup> / <sub>-0.04</sub>	7 <sup>+0.1</sup> / <sub>-0.1</sub>

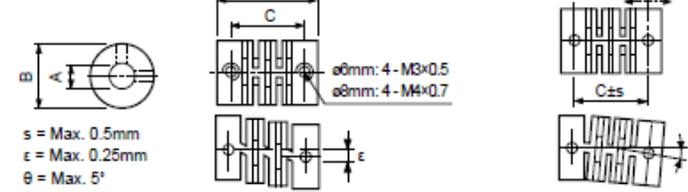
Cable for normal type	Cable for Cable outgoing connector type
ø5, 5P(Line driver output: 8P), Length: 2000, Shield cable	ø5, 5P(Line driver output: 8P), Length: 250, Shield cable

### Bracket

(Unit: mm)



### Coupling

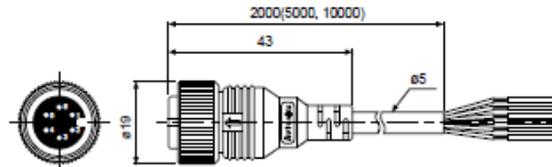


Type	Item	A	B	C	D
ø6mm coupling	ø6 <sup>+0.01</sup> / <sub>-0.02</sub>	ø15	16.5	22	
ø8mm coupling	ø8 <sup>+0.01</sup> / <sub>-0.02</sub>	ø19	18.2	25	

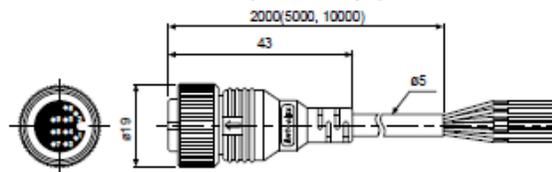
※When mounting the coupling to encoder shaft, if there is big eccentricity or declination between rotating encoder shaft and male shaft, it may shorten life cycle of the encoder or the coupling.  
 ※Do not load overweight on the shaft.

### Connector cable(Sold separately)

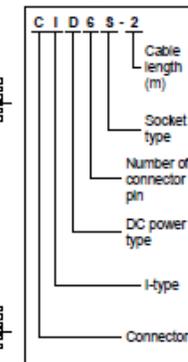
• CID6S-2, CID6S-5, CID6S-10  
 (Totem pole output / NPN open collector output / Voltage output)



• CID9S-2, CID9S-5, CID9S-10(Line driver output)



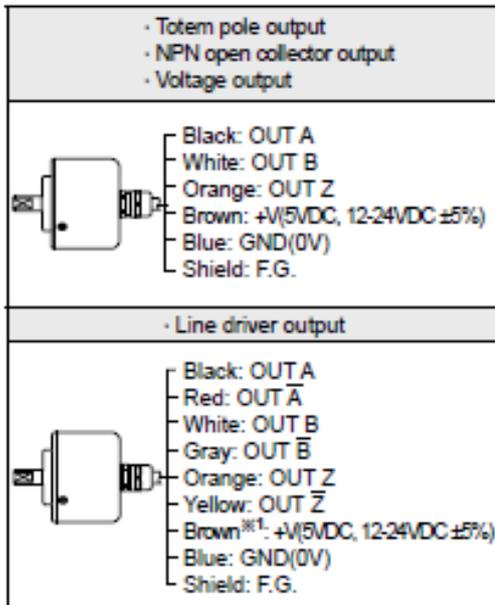
### Ordering information



# ANEXO CX03 AUTONICS

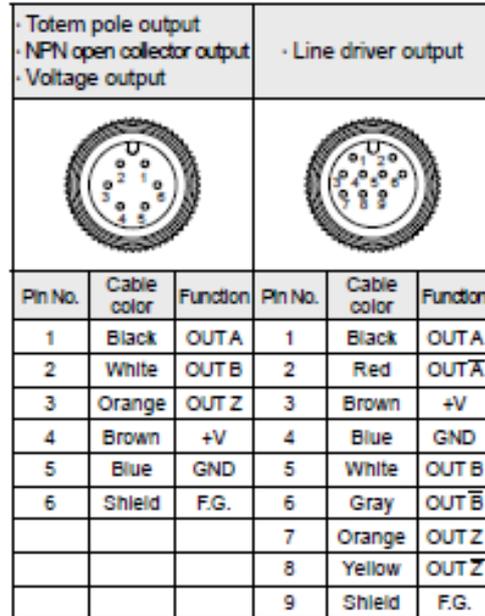
## ■ Connections

### • Normal type



- ※1: E50SP series is only for 5VDC ± 5%.
- ※ Unused wires must be insulated.
- ※ The shield cable and metal case of encoder must be grounded(F.G.).

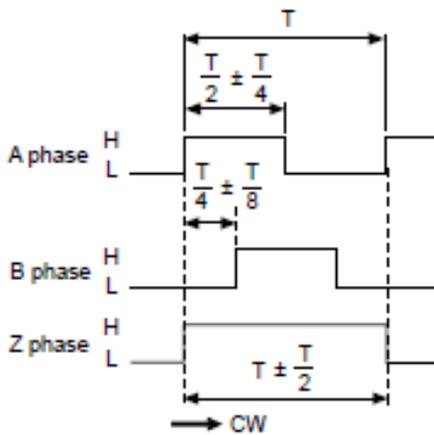
### • Cable outgoing connector type/ Connector integrated type



- ※ It must be isolation grounded.

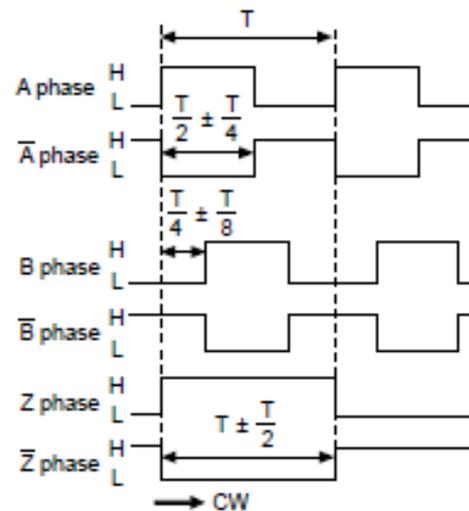
## ■ Output waveform

### • Totem pole output / NPN open collector output / Voltage output



- ※ Clockwise(CW): Right turn as from the shaft

### • Line driver output



## ANEXO CX04 HANYONG

### ■ Ratings

Type	DC Power Source Type				2-WIRE DC Power Source Type			AC Power Source TYPE		
Model Name	HYP-8R1.5 □□ HYP-8R2 □□	HYP-12R2 □□ HYP-12R4 □□	HYP-18R5 □□ HYP-18R8 □□ HYP-18RL5 □□ HYP-18RL8 □□	HYP-30R10 □□ HYP-30R15 □□ HYP-30RL10 □□ HYP-30RL15 □□	HYP-12R2T □□ HYP-12R4T □□	HYP-18R5T □□ HYP-18R8T □□ HYP-18RL5T □□ HYP-18RL8T □□	HYP-30R10T □□ HYP-30R15T □□ HYP-30RL10T □□ HYP-30RL15T □□	HYP-12R2A □□ HYP-12R4A □□	HYP-18R5A □□ HYP-18R8A □□ HYP-18RL5A □□ HYP-18RL8A □□	HYP-30R10A □□ HYP-30R15A □□ HYP-30RL10A □□ HYP-30RL15A □□
Sensing Distance	1.5 mm 2 mm	2 mm 4 mm	5 mm 8 mm 5 mm 8 mm	10 mm 15 mm 10 mm 15 mm	2 mm 4 mm	5 mm 8 mm 5 mm 8 mm	10 mm 15 mm 10 mm 15 mm	2 mm 4 mm	5 mm 8 mm 5 mm 8 mm	10 mm 15 mm 10 mm 15 mm
Setting Distance	0 - 1.2 mm 0 - 1.6 mm	0 - 1.6 mm 0 - 3.2 mm	0 - 4.0 mm 0 - 6.4 mm 0 - 4.0 mm 0 - 6.4 mm	0 - 8.0 mm 0 - 12.0 mm 0 - 8.0 mm 0 - 12.0 mm	0 - 1.6 mm 0 - 3.2 mm	0 - 4.0 mm 0 - 6.4 mm 0 - 4.0 mm 0 - 6.4 mm	0 - 8.0 mm 0 - 12.0 mm 0 - 8.0 mm 0 - 12.0 mm	0 - 1.6 mm 0 - 3.2 mm	0 - 4.0 mm 0 - 6.4 mm 0 - 4.0 mm 0 - 6.4 mm	0 - 8.0 mm 0 - 12.0 mm 0 - 8.0 mm 0 - 12.0 mm
Response Frequency	800 Hz	800 Hz 400 Hz	350 Hz 200 Hz 350 Hz 200 Hz	250 Hz 100 Hz 250 Hz 100 Hz	800 Hz 400 Hz	350 Hz 200 Hz 350 Hz 200 Hz	250 Hz 100 Hz 250 Hz 100 Hz	20 Hz		
Standard Sensing Target (mm)	Iron 8 × 8 × 1	Iron 12 × 12 × 1	Iron 18 × 18 × 1 Iron 25 × 25 × 1 Iron 18 × 18 × 1 Iron 25 × 25 × 1	Iron 30 × 30 × 1 Iron 45 × 45 × 1 Iron 30 × 30 × 1 Iron 45 × 45 × 1	Iron 12 × 12 × 1 1	Iron 18 × 18 × 1 Iron 25 × 25 × 1 Iron 18 × 18 × 1 Iron 25 × 25 × 1	Iron 30 × 30 × 1 Iron 45 × 45 × 1 Iron 30 × 30 × 1 Iron 45 × 45 × 1	Iron 12 × 12 × 1	Iron 18 × 18 × 1 Iron 25 × 25 × 1 Iron 18 × 18 × 1 Iron 25 × 25 × 1	Iron 30 × 30 × 1 Iron 45 × 45 × 1 Iron 30 × 30 × 1 Iron 45 × 45 × 1
Hysteresis	Max 10 % of Sensing distance									
Rated Voltage	12 ~ 24 V DC (± 10 %)				24 V DC (± 10 %)			100 ~ 240 V AC (Rated Voltage ± 10 %)		
Control Output	Resistive Loaded Current: below Max. 200 mA, Inductive Loaded Current: below Max. 100 mA				Resistive Loaded Current: below Max. 50 mA, Inductive Loaded Current: below Max. 25 mA			Loaded Current: below Maximum 200 mA		
Residual Voltage	Below 1.5 V	Below 1 V (Using Rated Voltage : 24 V DC, Resistive Load:Max. 200 mA)			Below 7 V (Using Rated Voltage : 24 V DC, Resistive Load : Max. 50 mA)			Below 20 V DC		
Leakage Current in Output	Below 0.5 mA (Using Rated Voltage : 12 V DC)				Below 1 mA (Using Rated Voltage : 12 V DC)			Below 2.2 mA		
Operation Indicator	Red LED									
Protection Circuit	Within Circuit Protection from reversed power supply connection, Surge Protection Circuit, Overcurrent circuit protection (Except HYP-8R)							Within Surge Protection Circuit		
Operating Ambient Temperature	Operating: -25 ~ +70 ℃ (below ± 10 % for sensing distance at 20 ℃)									
Operating Ambient Humidity	35 ~ 85 % R.H (without condensation)									
Case Protection	IP67 (IEC Standard)									
Vibration Resistance	10 ~55 Hz (for 1 minute cycle), double amplitude width: 1.5 mm, in each direction of X · Y · Z for 2 hours									
Dielectric Strength	1000 V AC (at 50/60 Hz for 1 minute between current carry part and case)							2000 V AC (at 50/60 Hz for 2 minute between current carry part and case)		
Shock Resistance	500 m/s <sup>2</sup> (approx. 50 G), in each direction of X · Y · Z for 3 times									
Insulation Resistance	Above 50 MΩ (500 V DC) between current carry part and case									
Material	Case: brass (Cr (Chrome) Chromium plating), Sensing surface: PBT resin									

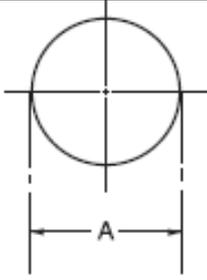
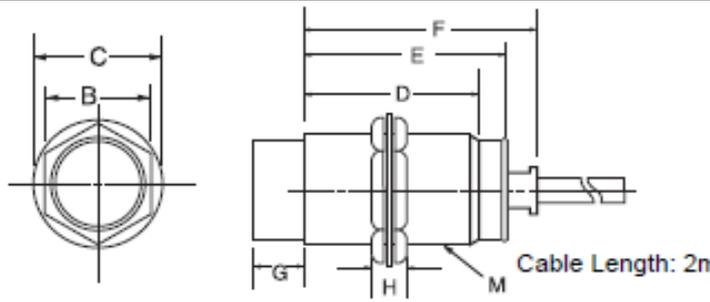
## ANEXO CX05 HANYONG

### ■ Model Name and Suffix Code Structure

MODEL	Suffix Code	Description
HYP	□□□□□□	Inductive Proximity Sensor
Side of Sensing Surface	8	8 mm(Also, Available:12,18, 30 mm)
Sensor Shape	R	Standard Round Case Type
	RL	Long Round Case Type
Sensing Distance	1.5	1.5 mm(Also, available:2, 4, 5, 8, 10, 15 mm)
Output Type	N	NPN Type
	P	PNP Type
	A	AC 2 Wire Type
	T	DC 2 Wire Type
	A	Normal Open Type
	C	Normal Close Type
Wiring Type	C	Connector
	CR	Relay Connector

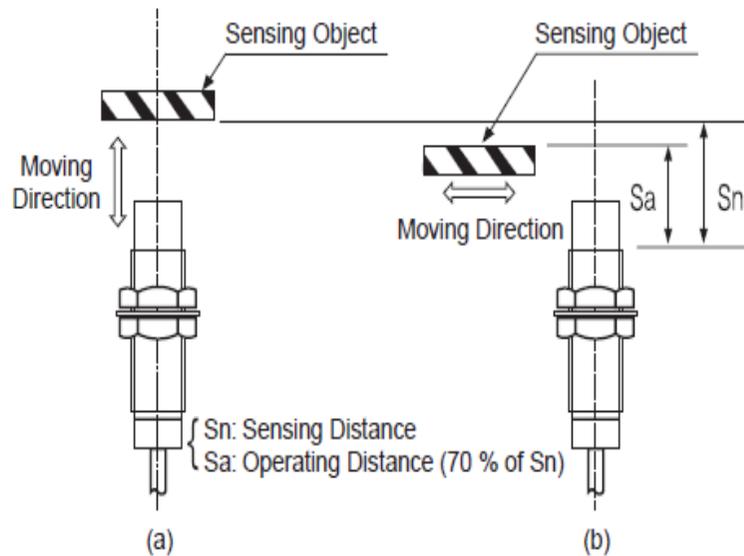
### ■ Aspect Dimension

Unit: mm

Mounting Hole	Aspect Dimension
	
<p>"G" of the aspect dimension is categorized in "unshielded type"</p>	

## ANEXO CX06 HANYONG

### ■ How to Set Distance



- Operating Distance of Proximity Sensor :  
When a proximity sensor is operating as a sensing object is approaching, a distance between the sensing surface and the sensing object is the operating distance of the proximity sensor.
- Deciding Operating Distance  
After measuring a maximum value of a perpendicular direction of a sensing object, install it within 70 %.
- Operating Distance of Each Proximity Sensor  
When testing a sensing distance of a proximity sensor, a standard sensing object was used so a sensing distance can be varied by its shape, form or material. Please, consider these facts.
- Operating Distance ( $S_a$ ) Computing Equation:  
Operating Distance ( $S_a$ ) = Sensing Distance ( $S_n$ )  $\times$  70 %  
Ex) Operating Distance = 10 mm  $\times$  0.7 = 7 mm

## ANEXO CX07 MAURCA

**DIXON**  
ADAPTADORES HIDRAULICOS



### CODO MACHO CP (ORFS) x MACHO CP (ORFS) x MACHO CP (ORFS)

	Macho ORFS	Macho ORFS	Macho ORFS	No. de Parte	Precio
	9/16"-18	9/16"-18	9/16"-18	FS2603-4	61.87
	11/16"-16	11/16"-16	11/16"-16	FS2603-6	83.23
	13/16"-16	13/16"-16	13/16"-16	FS2603-8	84.93
	1"-14	1"-14	1"-14	FS2603-10	140.02
	1-3/16"-12	1-3/16"-12	1-3/16"-12	FS2603-12	179.93
	1-7/16"-12	1-7/16"-12	1-7/16"-12	FS2603-16	281.72

### TE DE FLUJO MACHO CP (ORFS) x HEMBRA GIRATORIA CP (ORFS) x MACHO CP (ORFS)

	Macho ORFS	Macho ORFS	Macho ORFS	No. de Parte	Precio
	9/16"-18	9/16"-18	9/16"-18	FS6602-4	83.23
	11/16"-16	11/16"-16	11/16"-16	FS6602-6	109.66
	13/16"-16	13/16"-16	13/16"-16	FS6602-8	118.67
	1"-14	1"-14	1"-14	FS6602-10	191.18
	1-3/16"-12	1-3/16"-12	1-3/16"-12	FS6602-12	247.41
	1-7/16"-12	1-7/16"-12	1-7/16"-12	FS6602-16	366.08

### UNION MACHO CARA PLANA (ORFS)

	Macho ORFS	No. de Parte	Precio
	9/16"-18	FS2403-4	20.26
	11/16"-16	FS2403-6	30.37
	13/16"-16	FS2403-8	39.38
	1"-14	FS2403-10	52.86
	1-3/16"-12	FS2403-12	70.88
	1-7/16"-12	FS2403-16	101.21

### TAPA CARA PLANA

	Macho ORFS	No. de Parte	Precio
	9/16"-18	FS304C-4	20.26
	11/16"-16	FS304C-6	25.33
	13/16"-16	FS304C-8	28.13
	1"-14	FS304C-10	38.24
	1-3/16"-12	FS304C-12	55.70
	1-7/16"-12	FS304C-16	75.92

### TAPON CARA PLANA

	Macho ORFS	No. de Parte	Precio
	9/16"-18	FS2408-4	17.46
	11/16"-16	FS2408-6	18.59
	13/16"-16	FS2408-8	23.06
	1"-14	FS2408-10	32.07
	1-3/16"-12	FS2408-12	47.26
	1-7/16"-12	FS2408-16	73.69

## ANEXO CX08 CATERPILLAR

### Manguera XT-6™ ES (2836/4136)



#### Manguera XT-6 ES (2836)

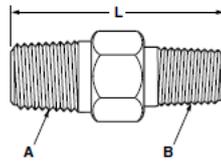
Excede los requisitos de SAE 100R15. NOTA: Se vende por pulgadas.

NÚMERO DE PIEZA	D.I. MANGUERA (pulg) (mm)	IDENT. TAMAÑO DE MANGUERA	D.E. MANGUERA (pulg) (mm)	PRESIÓN MIN DE RUPTURA (lb-pulg <sup>2</sup> ) (kPa)	PRESIÓN MAX DE TRABAJO (lb-pulg <sup>2</sup> ) (kPa)	RADIO MIN DE FLEXIÓN <sup>1</sup> (pulg) (mm)
161-1833	0.375 9.5	-6	0.78 19.7	24,000 165,475	6000 41,370	2.99 76
161-1834	0.500 12.7	-8	0.92 23.3	24,000 165,475	6000 41,370	4.02 102
171-2532	0.625 15.9	-10	1.07 27.3	2408 16,600	6019 41,500	4.49 114
161-1835	0.750 19.1	-12	1.20 30.5	24,000 165,475	6000 41,370	5.24 133
161-1836	1.000 25.4	-16	1.52 38.7	24,000 165,475	6000 41,370	6.50 165
161-1837	1.250 31.8	-20	1.97 50.0	24,000 165,475	6000 41,370	8.74 222
161-1838	1.500 38.1	-24	2.29 58.1	24,000 165,475	6000 41,370	10.51 267
222-4844	2.000 50.8	-32	2.80 71.1	24,000 165,475	6000 41,370	25.98 660

Construcción: Refuerzo de tela y tubo de caucho sintético; Envoltorio en espiral de refuerzo de cuatro o seis capas de alambre de acero de alta resistencia a la tensión. Cubierta exterior de caucho sintético resistente al aceite, la intemperie y la abrasión. Aplicación: Servicio de extremadamente alta presión con fluidos hidráulicos con base de petróleo. Cubierta aprobada por MSHA. Gama de temperatura: De -40° F a +250° F (de -40° C a +121° C). Acoplamientos: Reusables de tipo collar y tipo rebajado, consulte la sección de acoplamientos Reusables de manguera XT-6 ES. Tipo de rebordecado permanente y rebajado. Consulte la sección de Acoplamientos permanentes de manguera XT-6 ES. Para obtener información relacionada sobre equipo y herramientas de armado, consulte la sección de Herramientas. Nota: La cubierta de manguera debe quitarse antes de armar los acoplamientos.

## ANEXO CX09 CATERPILLAR

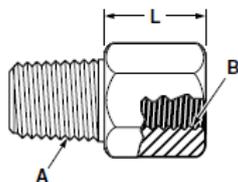
### Adaptadores NPTF



#### NPTF macho / NPTF macho

NÚMERO DE PIEZA	A IDENT. TAMAÑO DE ROSCA NPTF	A TAMAÑO DE ROSCA NPTF (pulg - TPI)	B IDENT. TAMAÑO DE ROSCA NPTF	B TAMAÑO DE ROSCA NPTF (pulg - TPI)	L LONGITUD (pulg) (mm)
0A-2926	-2	1/8 - 27	-2	1/8 - 27	0.98 25
6K-6967	-2	1/8 - 27	-2	1/8 - 27	1.02 26
5K-5068	-2	1/8 - 27	-2	1/8 - 27	1.06 27
8C-7575	-2	1/8 - 27	-2	1/8 - 27	1.50 38
8C-7576	-2	1/8 - 27	-2	1/8 - 27	2.99 76
6K-1019	-2	1/8 - 27	-4	1/4 - 18	1.18 30
5P-3238	-4	1/4 - 27	-2	1/8 - 27	1.26 32
8S-7169	-4	1/4 - 18	-4	1/4 - 18	1.14 29
5P-8998	-4	1/4 - 18	-4	1/4 - 18	1.46 37
8C-7574	-4	1/4 - 18	-4	1/4 - 18	5.98 152
5S-2403	-4	1/4 - 18	-6	3/8 - 18	1.46 37
114-3399	-4	1/4 - 18	-8	1/2 - 14	1.69 43
8X-3316	-4	1/4 - 18	-12	3/4 - 14	2.05 52
004-6683	-6	3/8 - 18	-6	3/8 - 18	1.46 37
4K-5629	-8	1/2 - 14	-8	1/2 - 14	1.81 46
002-6454	-8	1/2 - 14	-8	1/2 - 14	1.89 48
8C-6905	-8	1/2 - 14	-12	3/4 - 14	1.89 48
004-7270	-12	3/4 - 14	-12	3/4 - 14	1.97 50
005-8615	-16	1 1/2 - 11	-16	1 1/2 - 11	2.32 59
1P-5598	-20	1 1/4 - 11 1/2	-20	1 1/4 - 11 1/2	2.48 63
109-5605	-24	1 1/2 - 11 1/2	-24	1 1/2 - 11 1/2	2.60 66
3E-2315	-24	1 1/2 - 11 1/2	-32	2 - 11 1/2	2.72 69

## ANEXO CX010 CATERPILLAR



### NPTF macho / NPTF hembra

NÚMERO DE PIEZA	A IDENT. TAMAÑO DE ROSCA NPTF	A TAMAÑO DE ROSCA NPTF (pulg - TPI)	B IDENT. TAMAÑO DE ROSCA NPTF	B TAMAÑO DE ROSCA NPTF (pulg - TPI)	L LONGITUD (pulg) (mm)	
002-0639	-2	1/8 - 27	-2	1/8 - 27	0.87	22
6K-6967	-2	1/8 - 27	-2	1/8 - 27	1.02	26
4M-5317	-4	1/4 - 18	-2	1/8 - 27	0.87	22
2R-1576	-4	1/4 - 18	-4	1/4 - 18	0.98	25
3P-1823	-4	1/4 - 18	-4	1/4 - 18	1.38	35
8B-6021	-4	1/4 - 18	-6	3/8 - 18	1.06	27
030-8370	-4	1/4 - 18	-6	3/8 - 18	1.46	37
162-6207	-4	1/4 - 18	-6	3/8 - 18	2.13	54
3B-7721	-6	3/8 - 18	-2	1/8 - 27	0.71	18
3B-7722	-6	3/8 - 18	-4	1/4 - 18	0.87	22
5K-6875	-6	3/8 - 18	-6	3/8 - 18	1.26	32
032-3506	-6	3/8 - 18	-8	1/2 - 14	1.69	43
030-7139	-6	3/8 - 18	-12	3/4 - 14	1.73	44
8B-1931	-8	1/2 - 14	-2	1/8 - 27	1.10	28
6B-5072	-8	1/2 - 14	-4	1/4 - 18	1.10	28
3B-7255	-8	1/2 - 14	-6	3/8 - 18	1.10	28

ANEXO D  
ARTÍCULO CIENTÍFICO

# "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN ASISTIDA HIDRÁULICAMENTE A LAS CUATRO RUEDAS DE UN VEHÍCULO AUTOMOTOR".

Ing. Juan Rocha<sup>1</sup> / Ing. Danilo Zambrano<sup>2</sup>/ Cristian Alvarez<sup>3</sup>/ Romel Carrera<sup>4</sup>

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE  
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica  
Quijano y Ordoñez y Márquez de Maenza s/n  
Email: jcrocha@espe.edu.ec<sup>1</sup>, vdzambrano@espe.edu.ec<sup>2</sup>, credu86alvarez@hotmail.com<sup>3</sup>,  
romel\_car1990@hotmail.com<sup>4</sup>  
Latacunga - Ecuador

---

## Resumen

El proyecto de investigación tiene como objetivo disminuir el radio de giro del vehículo Volkswagen Santana, mediante la implementación del sistema de dirección asistida hidráulicamente a las ruedas posteriores, complementando el trabajo de las ruedas delanteras, para proporcionar maniobrabilidad y agilidad al paso por curva en zonas muy concurridas u obstaculizadas, con capacidad de cambio de dirección y estabilidad, logrando que su viaje sea seguro y satisfactorio. Se implementará el sistema electrónico de reenvío de giro, que será el encargado de transmitir el par del volante de la dirección delantera, hacia un motor a pasos ubicado en la parte posterior. Este proyecto se complementa con el análisis de resultados por elementos finitos de la estructura posterior implementada, así como la recaudación de datos de las cotas en curva y el resultado analítico de la mejoras con la dirección posterior en conducción del sistema implementado.

**Palabras Clave:** dirección asistida a las cuatro ruedas, vehículo Volkswagen Santana, plc, motores eléctricos

## Abstract

The research project aims to reduce the turning radius of the vehicle Volkswagen Santana, by implementing the hydraulically assisted steering system to the rear wheels, complementing the work of the front wheels to provide maneuverability and agility when cornering in areas crowded or hindered, able to change direction and stability, making your trip safe and satisfying. Electronic forwarding system of rotation, which will be responsible for transmitting torque the wheel of the front direction toward a stepper motor located in the rear, will be implemented. This project is complemented by the analysis of finite element results of the implemented posterior structure and data collection curved dimensions and the analytical result of the improvements to the rear driving direction of the implemented system.

**Keywords:** four wheel assisted steering, vehicle Volkswagen Santana, plc, electric motors.

## 1. Introducción

En la ciudad de Latacunga existe un problema a de circulación debido a la estreches de sus calles por ello se ha visto factible desarrollar un sistema que permita mejorar la maniobrabilidad en la conducción por las vías locales de la ciudad.

Al realizar el diseño y construcción de un sistema de dirección hidráulica integral se proporciona un vehículo que permite reducir los esfuerzos al conductor al circular por las vías de la ciudad y con esto garantizar un buen flujo de circulación por esta por medio de un control de dirección posterior realizada a un vehículo Volkswagen Santana.

## 2 Metodología Experimental

Mediante la implementación del sistema de dirección a las cuatro ruedas se busca disminuir los radios de giro de un vehículo, al paso por curva en espacios reducidos presentes en situaciones donde se requiere de precisión de la dirección y una gran destreza del conductor, será posible la capacidad para maniobrar en pequeños espacios y posibilidad de efectuar aparcamientos más sencillos.

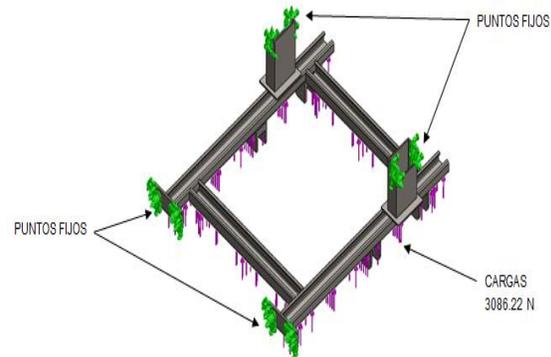
## 3 Diseño del proyecto

### 3.1. Diseño del sistema mecánico

Para plantear el diseño de la suspensión posterior del vehículo prototipo, se deberá orientar hacia la fiabilidad, eficiencia y seguridad durante su funcionamiento. Estos factores son de gran importancia ya que ayudan a transmitir al conductor confianza y control, que son valores elementales para el buen desempeño del sistema a aplicar.

#### 3.1.1 Carga aplicada a la estructura del semi-chasis posterior bajo cargas de fuerza sobre el eje posterior.

El resultado obtenido en  $F_p$ , sobre la fuerza que actúa en el eje posterior del vehículo prototipo es el valor que se ingresará en el asesor de cargas del software de simulación y que soporta la estructura del semi-chasis posterior.



**Figura 1:** Cargas aplicadas a la estructura del semi-chasis posterior

En la figura se puede observar que la fuerza aplicada será de 3086.22 Newtons distribuidas en la estructura del semi-chasis, para obtener un rendimiento óptimo se parte del diseño de la estructura para que pueda soportar las cargas que se va a encontrar sometida la misma. A través del software de simulación se puede conocer las características de la estructura del semi-chasis posterior diseñada y del material aplicado.

#### 3.1.2 Estudio de tensión de von mises de la estructura en el semi-chasis posterior bajo cargas de fuerza sobre el eje posterior.

Se somete a la estructura diseñada como semi-chasis posterior a estudios estáticos mediante el software solidworks

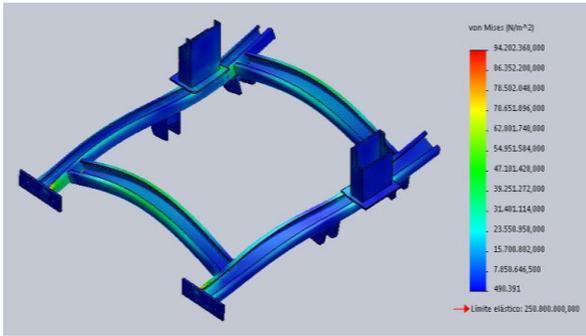


Figura 2: Tensión de von Mises aplicada a la estructura posterior

**Esfuerzo máximo: 94 Mpa**

Los resultados de la simulación dan como resultado que la fuerza aplicada no supera la resistencia de fluencia del metal concluyendo que el material es apto para su utilización. Cumple con la teoría de Von Mises, objetando la fiabilidad del material. [1]

$$\sigma < Fu \text{ Ecuacion 3.13}$$

$$94 \text{ Mpa} < 250 \text{ Mpa}$$

**3.1.3. Estudio de desplazamientos resultantes en el semi-chasis posterior**

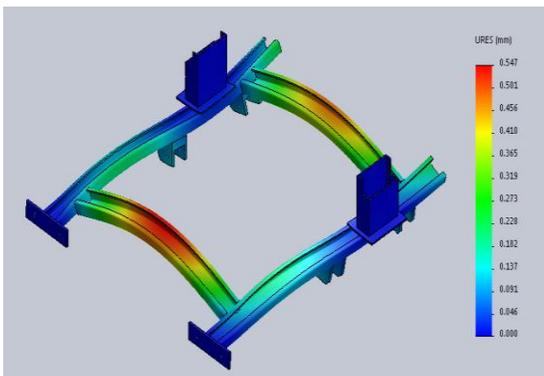


Figura 3: Desplazamientos aplicados a la estructura posterior

**3.2. Diseño del sistema hidráulico**

Circuito B o Circuito posterior.- Este circuito es el encargado de proporcionar la asistencia hidráulica a las ruedas del eje posterior.

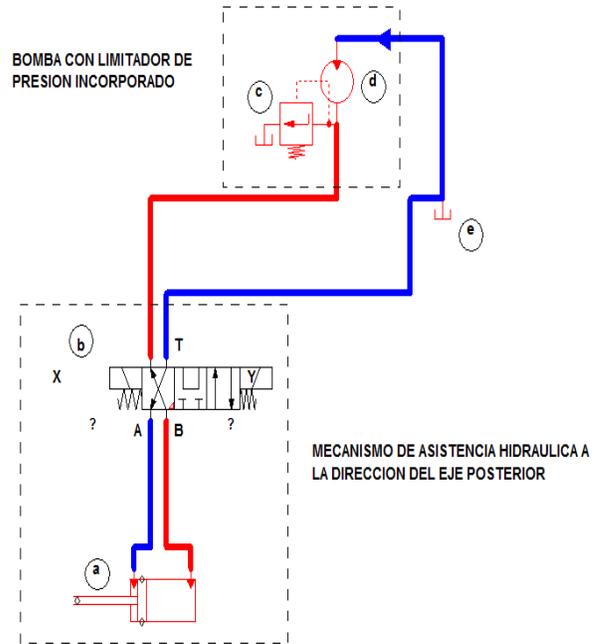


Figura 4: Circuito hidráulico posterior en recirculación

**3.2.1. Cálculo de la bomba hidráulica de asistencia para la dirección posterior.**

Área del pistón del cilindro hidráulico de la dirección posterior.

$$r = 3,5 \text{ cm}$$

$$A = \pi * r^2$$

Donde:

A= Área del pistón del cilindro hidráulico. (cm)<sup>2</sup>

r = Radio del pistón del cilindro hidráulico. (cm)

$$A = \pi * 3.5^2$$

$$A = 38,48 \text{ cm}^2 = 5,96 \text{ in}^2$$

### 3.2.2. Fuerza generada por la bomba del circuito posterior.

Datos:

$$\text{Presion de la bomba} = 75 \text{ bar} = 1080,4 \text{ psi}$$

$$\text{Diametro} = 7 \text{ cm}$$

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde:

$$P = \text{Presión. (lbf/in}^2\text{)}$$

$$A = \text{Área del pistón. (in}^2\text{)}$$

$$F = \text{Fuerza. (lbf)}$$

Para conocer la fuerza despejamos de la ecuación, entonces:

$$F = P * A$$

$$F = 1080,4 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} * 5,96 \text{ in}^2$$

$$F = 6444,706 \text{ lbf}$$

Transformando a Newtons mediante el factor de conversión: 1N= 0.22480894309971 lbf, se tiene:

$$F = 28771,01 \text{ N}$$

Esta fuerza es la que provee el mecanismo de asistencia hidráulica al sistema de dirección del vehículo, la cual es la necesaria para vencer la carga del eje posterior.

Ya que

$$F_{\text{mecanismo direccion}} = 28771,01 \text{ N} > 3086.22 \text{ N}$$

Es así que se debe adquirir una bomba con las siguientes características:

Tabla 1 Características bomba de presión para dirección posterior.

Características	Valores
Presión de la bomba	75 Bar (1080.4Psi)
Caudal	2.4 Gpm
Revoluciones de la bomba	1700 Rpm

### 3.3.3. Mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera.

La fuerza que proporciona este mecanismo al varillaje de la dirección, es igual a la presión que provee la bomba hidráulica por el área de la sección transversal de su pistón hidráulico. [2]

$$F = P * A$$

$$F = 1080,4 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} * 5,96 \text{ in}^2$$

$$F = 6444,706 \text{ lbf}$$

$$F = 28771,01 \text{ N}$$

### 3.4.4. Cálculo de las mangueras Hidráulicas

Datos sugeridos para evitar la turbulencia en el flujo y pérdidas de presión [3]

$$v = 4.5 \text{ m/s}$$

Transformación de GPM a  $\text{m}^3/\text{s}$

$$6,309 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 2,4 \text{ GPM} \frac{6,309 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ GPM}}$$

$$Q = 1,51 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se despeja el diámetro de la siguiente formula

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [2]$$

Donde:

D = Diámetro de tubería. (m)

A= Área de sección. (m<sup>2</sup>)

$$Q = A \cdot v [2]$$

Donde:

Q = Caudal. (m<sup>3</sup>/s)

A= Área de sección. (m<sup>2</sup>)

v = Velocidad sugerida (m/s)

Reemplazando se obtiene:

$$Q = v \frac{\pi \cdot D^2}{4} [2]$$

Despejando el diámetro:

$$D_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad \text{Ecuación 3.49}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,51 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 4,5 \text{ m/s}}}$$

$$D_i = 6,54 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Conversión del diámetro a pulgadas

$$D_i = 6,54 \times 10^{-3} \text{ m} \left( \frac{1 \text{ in}}{0,0254 \text{ m}} \right)$$

$$D_i = 0,25 \text{ in} \approx 1/4$$

### 3.3. Diseño del sistema electrónico

#### 3.3.1. PLC XINJE

Por su compatibilidad y por su bajo costo, sin dejar a un lado las prestaciones y beneficios que nos proporciona, es un dispositivo electrónico digital con una memoria programable para guardar instrucciones y llevar a cabo funciones lógicas de configuración, secuencia, sincronización, conteo y funciones aritméticas, necesarias para el control de los actuadores instalados en el prototipo.



Figura 5: PLC Xinje

#### 3.3.2. Selección de sensor del volante de la dirección

Este elemento cumplirá la función de censar el ángulo del volante de la dirección. Por esta razón se recurrirá a la selección de un encoder incremental bidireccional que tiene dos canales de salida A y B, que permiten detectar el sentido de rotación del eje, el canal B está desfasado en 90° eléctricos respecto al canal A,



Figura 6: Encoder absoluto rotativo para censar ángulo del volante de la dirección

### 3.3.3. Selección del sensor de velocidad

Este elemento será el encargado de censar la velocidad de circulación del vehículo, esta información es necesaria para la desactivación del sistema de asistencia a la dirección posterior, es decir, que al llegar a una velocidad de 60 Km/h el sensor informara al PLC y este desactivara el funcionamiento del motor a pasos.



Figura 7: Sensor magnético para velocidad del vehículo.

## 4. Construcción del sistema de dirección posterior.

### 4.1. Proceso de construcción y adaptación de elementos mecánicos en el eje posterior.

Para el montaje de la suspensión posterior se procedió a adquirir una suspensión de las mismas características de la que tiene incorporado el vehículo en su eje delantero, puesto que este tipo de suspensión independiente nos permite un acople seguro en el nuevo sistema que se implementó, las medidas de los elementos corresponden a las deseadas para la adaptación; por la parte de arriba la suspensión se acopla con el chasis de tal manera que no se hizo ningún tipo de ajuste y en la parte inferior de la misma se procede a la sujeción por medio de una mesa que va anclada al nuevo semi-chasis que fue elaborado.



Figura 8: Semi-chasis posterior

De esta forma se finaliza la construcción y adaptación de la estructura del semi-chasis posterior y los elementos del sistema de suspensión en el vehículo prototipo



Figura 9: Instalación de cañerías de fluido

Se procede a adaptar en el eje posterior el mecanismo de dirección hidráulica de piñón y cremallera que estará fijado al semi-chasis, a través de dos bases que fueron soldadas al mismo, sujetándolo firmemente evitando cualquier tipo de vibración.



Figura 10: Cilindro de dirección

En la gráfica se presenta la forma en que se sujeta el actuador que acciona el sistema de dirección posterior este está sujeto al semi-chasis.

#### 4.2. Montaje de motor a pasos (actuador de la dirección posterior)

El actuador estará localizado en la parte posterior del vehículo en la cajuela, de forma que coincide verticalmente con la válvula rotativa del mecanismo de dirección hidráulica de las ruedas posteriores.[4]

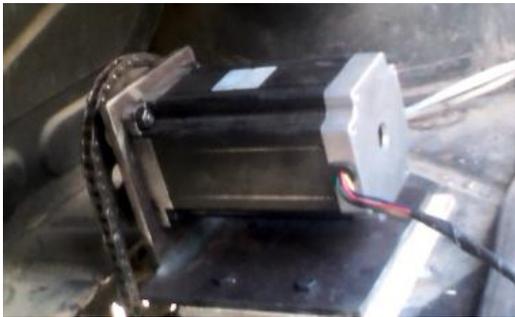


Figura 11: Fijación del actuador de la dirección posterior.

#### 4.3. Montaje de sensor de ángulo del volante.

Ubicado sobre el eje de la columna de la dirección, que en este caso es un tubo de hierro de 1/2 pulgada, se instala un engranaje que será que estará acoplado con otro ubicado en el encoder, el cual enviara la señal eléctrica de posición del volante, es decir, hará la función de sensor de ángulo de giro para el control del actuador. Figura 12.



Figura 12: Colocación del sensor de ángulo

#### 4.4. Montaje del sensor inductivo

Para el montaje del sensor inductivo se realizó una base pequeña para ubicar al contacto magnético fijo, el mismo que va a enviar la señal mediante unos cables.

Lo alineamos entre contacto fijo y el móvil para tener una buena señal. La holgura de separación entre contactos magnéticos es 10 mm para un perfecto funcionamiento del sensor.

Finalmente ajustamos las abrazaderas de plástico, cortamos los pedazos sobrantes. Realizamos las conexiones respectivas.



Figura 13: Ubicación del sensor de giro.

Una vez concluido el diseño y construcción e implementado en el vehículo Volkswagen Santana el sistema de dirección en el eje posterior se puede apreciar en la figura 14 la disposición del sistema de dirección a las cuatro ruedas.

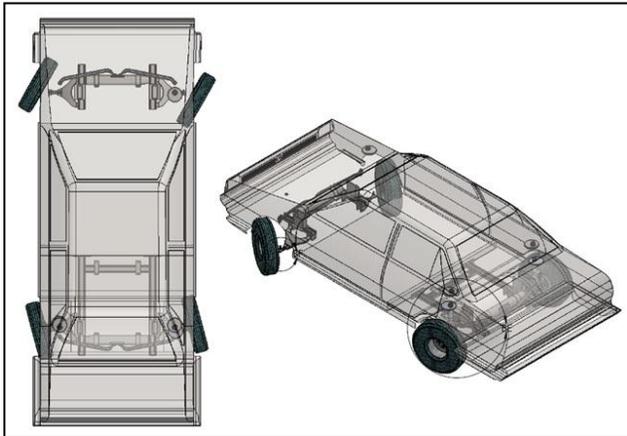


Figura 14: Vehículo prototipo implementado con el sistema de dirección a las cuatro ruedas.

## 5. Pruebas del proyecto.

A continuación en la tabla 4 y 5 se puede apreciar los valores obtenidos al efectuar las pruebas de conducción activado y desactivado el sistema de dirección a las ruedas posteriores del vehículo prototipo, con replicas realizadas por 3 veces en las diferentes curvas expresadas. Como se ve en la tabla 2

Tabla 2 Pruebas realizadas sin la dirección de las ruedas posteriores.

ANGULO DE GIRO DEL VOLANTE DE LA DIRECCIÓN				
Curvas	Prueba 1 (°)	Prueba 2 (°)	Prueba 3 (°)	Promedio (°)
C1	535	546	539	540
C13	320	318	308	315
C14	627	629	634	630

Tabla 3 Pruebas realizadas activado el 4WS

ÁNGULO DE GIRO DEL VOLANTE DE LA DIRECCIÓN				
Curvas	Prueba 1 (°)	Prueba 2 (°)	Prueba 3 (°)	Promedio (°)
C1	395	408	398	400
C13	248.5	249.5	252	250
C14	455	450	445	450

## 5.1. Análisis de resultados de las pruebas

### 5.1.1. Comparación de resultados.

En la tabla 6 se puede evidenciar de mejor manera los resultados obtenidos en cada prueba con el sistema 4ws activado y desactivado, que proporciona los resultados deseados dejando ver la fiabilidad y eficiencia del proyecto, en cuanto a la reducción el radio de giro se disminuye en un 21% sobrepasando nuestras expectativas y logrando así el objetivo deseado.

Tabla 4 Reducción del diámetro de giro

Diámetro de giro del vehículo prototipo			
Tipo dirección	Dimensión	Reducción	% reducción
Sistema de dirección estándar	11115 mm	2350 mm	21.14 %
Sistema de dirección a las cuatro ruedas implementado	8800 mm		

## Conclusiones:

Una vez terminado el presente trabajo de investigación se ha cumplido con el objetivo general planteado.

- Diseñamos construimos e implementamos un sistema de dirección asistida hidráulicamente a las ruedas posteriores de un vehículo automotor, para lograr reducir el radio de giro del vehículo, proporcionar mayor maniobrabilidad en circunstancias comprometidas por falta de espacio, disminuir el área necesaria para el tránsito del vehículo en las calles de la ciudad de Latacunga y facilitar al conductor el manejo en paso por curva, evitar obstáculos en la vía y el parqueo en las vías angostas de las ciudades.
- Se diseñó un circuito hidráulico independiente, para obtener la asistencia al sistema de dirección activa a las ruedas posteriores, mediante la simulación por software e integrar la suficiente capacidad al sistema de dirección a las cuatro ruedas.

## Recomendaciones:

- El diseño, construcción e implementación del sistema de dirección asistido hidráulicamente a las ruedas posteriores implementado en el vehículo prototipo, ha sido planteado y preparado exclusivamente para el mismo, por las características de construcción que posee en sus sistemas automotrices.
- Para la implementación de este sistema en otro vehículo prototipo se deberá analizar y diseñar acorde a las características de construcción del vehículo, referente al tipo

de tracción y la disposición del sistema de suspensión de su eje posterior.

- Antes de iniciar la conducción del vehículo prototipo, el usuario debe estar instruido en el manejo del control electrónico para la configuración del sistema de asistencia electrónica a las ruedas posteriores.

## Bibliografía:

- [1]Mott, R. L. (2007). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education.
- [2]Mott, R. L. (2006). Mecánica de Fluidos. México: Pearson Education.
- [3] Creus, N. E. (2011). Hidráulica. México: Alfaomega.
- [4]Selección y aplicación de motores eléctricos WEG (13 de Julio de 2014)obtenido de :  
<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-seleccióny-aplicación-de-motores-electricos-artículo-técnico-español.pdf>

## **BIOGRAFÍA:**



### **Juan Carlos**

**Rocha** Nació en, Quito Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, dispone un magister en Sistemas Automotrices, Autotrónica, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en

la Universidad de las fuerzas armadas ESPE desde 2008.

Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.



### **Cristian Eduardo Álvarez**

Nació en Latacunga Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.



**Danilo Zambrano León**  
Nació en la ciudad de Quito, Ecuador.

Es Ingeniero Automotriz, Máster en Gestión de la Producción, estudios de posgrado en Autotrónica,

Sistemas Automotrices, Docente tiempo completo en la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga.



### **Romel Carrera Tapia**

Nació en Latacunga Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los Señores Álvarez Veintimilla Cristian Eduardo y Carrera Tapia Romel David bajo mi supervisión.

---

Ing. JUAN ROCHA MSc.  
DIRECTOR

---

Ing. DANILO ZAMBRANO MSc.  
CODIRECTOR

---

Ing. JUAN CASTRO MSc.  
DIRECTOR DE LA CARRERA

---

Dr. FREDDY JARAMILLO CHECA  
SECRETARIO ACADÉMICO