UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

"SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17".

AUTOR: Gallardo Tonato Wilmer Omar

TUTOR: Ing. Mg. Pérez Salinas Cristian Fabián

AMBATO – ECUADOR

2018

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico bajo el tema "SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17" elaborado por el Sr. Wilmer Omar Gallardo Tonato, portador de la cédula de ciudadanía: 050392796-4, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

Que la presente tesis es original de su autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Febrero 2018

EL TUTOR

……..

Ing. Mg. Pérez Salinas Cristian Fabián

DOCENTE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA

Yo, Wilmer Omar Gallardo Tonato, manifiesto que el contenido del proyecto técnico bajo el tema "SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17", así como también los objetivos, resultados, conclusiones, recomendaciones con excepción de los fundamentos teóricos y definiciones, son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del presente proyecto.

Ambato, Febrero 2018

EL AUTOR

……..

Wilmer Omar Gallardo Tonato

C.C: 050392796-4

DERECHOS DEL AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Febrero 2018

EL AUTOR

……..

Wilmer Omar Gallardo Tonato

C.C: 050392796-4

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el proyecto técnico con el tema: "SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17", elaborado por el Sr. Wilmer Omar Gallardo Tonato, egresado de la Carrera de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Para constancia firman:

Ing. Mg. Oscar Analuiza

Ing. Mg. Víctor Espín

DEDICATORIA

Primeramente dedico el presente trabajo a Dios y a la Virgen, por darme salud y vida para alcanzar mis sueños y por todas las bendiciones derramadas en mi persona.

A mis padres Estuardo y Norma, por brindarme cada día su apoyo incondicional, llenarme de consejos para ser una buena persona, ser mi motivo de lucha e inspiración.

A mi esposa Doris, por llegar a mí vida a darle sentido y a enseñarme que nunca es tarde para luchar por un sueño y vencer todos los problemas.

A mi hijo Eiden Omar, quien es una bendición de Dios y la Virgen, ya que desde que llegó a mi lado, supo sembrar en mí el verdadero significado del amor, por ser mi motivo de superación y por llenarme de alegría.

A mis hermanos Paz y Marco, por compartir conmigo los días más maravillosos de mi vida y también por ayudarme en los momentos más difíciles.

A mis abuelitos Blas y Fabiola, quienes están pendientes de mi bienestar y por brindarme sus consejos sabios de cómo llevar una vida responsable, siendo humilde y sin faltar el respeto a los demás.

A mis suegros Amada y Dubal, por apoyarme incondicionalmente desde el momento en que Dios me permitió conocerlos.

A Isaac Isaías (+), quien fue un ejemplo de lucha y superación, por brindarme parte de su vida sin esperar nada a cambio y por enseñarme que no hay que darse por vencido pese a las más peores dificultades de la vida. "Dios te tenga en su gloria Hermano de corazón"

Y finalmente a todos mis familiares que sin duda alguna están ahí para apoyarme y vivir momentos agradables.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a todos quienes conforman la Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, en especial a los docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica que día a día han venido brindándome sus conocimientos para ser mejor persona y un buen profesional.

Agradezco infinitamente a mi Tutor, Ing. Mg. Cristian Pérez, por guiarme en el desarrollo del presente proyecto, compartir conmigo sus experiencias, sabiduría y por mostrarme ser una persona responsable con sus labores.

A mis amigos Álbaro, Stalin, Fernando, Luis, Diego, Víctor, Santiago, Moni, Patricio, Bryan, Andrés, Ángel, Edwin, Mery, Henry, Israel, Willy, Anthony, Odalis, José, Mario, Mayra, quienes comparten conmigo momentos únicos e inolvidables.

A mis compañeros integrantes del proyecto de carrera, por su trabajo en conjunto y perseverancia por obtener los mejores resultados. En especial a Diego y Esteban por su apoyo.

Finalmente quiero agradecer a todas las personas quienes supieron ayudarme en la realización del presente proyecto.

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN II

AUTORÍA III

DERECHOS DEL AUTOR IV

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO V

DEDICATORIA VI

AGRADECIMIENTO VII

ÍNDICE GENERAL VIII

ÍNDICE DE FIGURAS XI

ÍNDICE DE TABLAS XIII

RESUMEN EJECUTIVO XV

CAPÍTULO I

1 ANTECEDENTES 1

1.1 Tema 1

1.2 Antecedentes 1

1.3 Justificación 3

1.4 Objetivos 4

1.4.1 Objetivo general 4

1.4.2 Objetivos específicos 5

CAPÍTULO II

2 FUNDAMENTACIÓN 6

2.1 Investigaciones previas 6

2.2 Fundamentación teórica 7

2.2.1 Sistema de dirección 7
2.2.2 Estructura de la dirección 7
2.2.2.1 El volante 8
2.2.2.2 Columna de la dirección 9
2.2.2.3 Cajetín o mecanismo de dirección 10
2.2.2.4 Tirantería de dirección 10
2.2.3 Tipos de sistemas de dirección 11
2.2.3.1 Dirección mecánica 11
2.2.3.2 Direcciones asistidas 12
2.2.4 Dirección asistida electrónicamente Joystick 18
2.2.5 Parámetros de dirección 19
2.2.5.1 Círculo de viraje 19
2.2.5.2 Tiempo de respuesta de la dirección 19
2.2.5.3 Ángulos de giro 19
2.2.5.4 Fuerza de fricción 20
2.2.5.5 Fuerza necesaria para girar los neumáticos 23
2.2.5.6 Esfuerzo sobre el mando de dirección 25
2.2.5.7 Cálculo del torque aplicado a la cremallera de dirección 26
2.2.5.8 Relación media de la dirección o relación de transmisión 26
2.2.5.9 Convergencia 27
2.2.5.10 Ángulo de convergencia 28

CAPÍTULO III

3 DISEÑO DEL PROYECTO 29
3.1 Selección de alternativas 29
3.1.1 Clasificación de los sistemas de dirección 29
3.1.2 Criterios de selección 29
3.1.3 Selección del tipo de sistema de dirección 31
3.1.4 Selección del mecanismo de dirección mecánica 37
3.1.5 Selección del modelo del mecanismo de dirección mecánica 42
3.1.6 Selección del volante de dirección 44
3.1.7 Selección del adaptador del volante de dirección 45
3.2 Cálculo de los parámetros para homologación del sistema de dirección ... 46

3.2.1 Círculo de viraje 47
3.2.2 Tiempo de respuesta de la dirección 47
3.2.3 Ángulos de giro 48
3.2.4 Fuerza de fricción 50
3.2.4.1 Desaceleración 50
3.2.5 Fuerza necesaria para girar los neumáticos 53
3.2.6 Cálculo del torque aplicado a la cremallera de dirección 54
3.2.7 Esfuerzo sobre el mando de dirección 55
3.2.8 Relación media de la dirección o relación de transmisión 56
3.2.9 Convergencia 56
3.2.10 Ángulo de convergencia 57

3.3 Diseño y selección de los elementos restantes 57
3.5.1 Selección de las juntas universales 57
3.5.2 Diseño del eje de la columna de dirección 58
3.5.3 Selección de las chumaceras para el apoyo del eje secundario 63

3.4 Implementación del sistema de dirección 68
3.5 Manual de uso y mantenimiento 72
3.5.1 Uso del sistema de dirección 72
3.5.2 Mantenimiento del sistema de dirección 74

3.6 Presupuesto 87

CAPÍTULO IV

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 88

4.1 Conclusiones 88

4.2 Recomendaciones 89

BIBLIOGRAFÍA 90

ANEXOS 94

PLANOS 109

FICHA TÉCNICA 114

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Unidad de dirección para un vehículo eléctrico. 1
Figura 1.2 Dirección de piñón y cremallera. 2
Figura 1.3 Sistema de dirección independiente para cada rueda. 2
Figura 1.4 Diagrama de estructura del sistema EPS del automóvil. 3
Figura 2.1 Volante de dirección. 8
Figura 2.2 Mecanismo de conexión/desconexión del volante. 8
Figura 2.3 Columna de dirección con juntas universales. 9
Figura 2.4 Juntas Universales. 9
Figura 2.5 Terminal de dirección. 10
Figura 2.6 Rótula de dirección. 11
Figura 2.7 Dirección de piñón y cremallera. 12
Figura 2.8 Dirección de tornillo sin fin. 12
Figura 2.9 Sistema de dirección hidráulica. 13
Figura 2.10 Partes de una bomba de paletas. 14
Figura 2.11 Sección de la válvula de regulación. 15
Figura 2.12 Caja de cremallera con cilindro de dirección. 15
Figura 2.13 Cañerías del sistema de dirección. 16
Figura 2.14 Sistema de dirección eléctrica. 16
Figura 2.15 Montaje sobre la columna de dirección. 17
Figura 2.16 Montaje sobre el piñón. 17
Figura 2.17 Montaje sobre la cremallera. 18
Figura 2.18 Geometría de Ackermann 20
Figura 2.19 Diagrama de cuerpo libre del vehículo 21
Figura 2.20 Diagrama de cuerpo libre fuerzas generadas en los neumáticos 23
Figura 2.21 Fuerza de fricción en el neumático 24
Figura 2.22 Relación de esfuerzos a transmitir 25
Figura 2.23 Convergencia positiva, convergencia 0 y convergencia negativa 27
Figura 2.24 Convergencia 27
Figura 2.25 Ángulos de giro de las ruedas delanteras 28
Figura 3.1 Clasificación de los sistemas de dirección 29
Figura 3.2 Partes principales de un sistema de dirección mecánica 42

Figura 3.3 Radio de giro del auto eléctrico 47
Figura 3.4 Ángulo de giro interno 49
Figura 3.5 Ángulo de giro interno 49
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre del auto eléctrico UTA-CIM17 50
Figura 3.7 Elementos que comprende una columna de dirección colapsable 58
Figura 3.8 Dimensiones de los ejes de la columna de dirección 62
Figura 3.9 Elementos a considerar en la selección de chumaceras 63
Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre eje secundario de la columna de dirección ... 64
Figura 3.11 Diagrama de distribución de cargas en el eje secundario 64
Figura 3.12 Reacciones en A y B 65
Figura 3.13 Flujograma de instalación del sistema de dirección 71
Figura 3.14 Componentes del sistema de dirección mecánica 73
Figura 3.15 Localización de averías juego excesivo en el volante 75
Figura 3.16 Localización de averías dirección dura 76
Figura 3.17 Localización de averías inestabilidad 77
Figura 3.18Localización de averías de desviación del auto 78
Figura 3.19 Localización de averías vibraciones en el volante 79
Figura 3.20 Localización de averías sacudidas en el volante 80
Figura 3.21 Flujograma mantenimiento del cajetín de dirección 83
Figura 3.22 Flujograma mantenimiento de las chumaceras de dirección 84
Figura 3.23 Flujograma mantenimiento de las rótulas de dirección 85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Alternativas para el sistema de dirección, ventajas y desventajas. 31
Tabla 3.2 Ponderación de cada criterio de selección para el tipo de dirección..... 33
Tabla 3.3 Ponderación de bajo costo..... 34
Tabla 3.4 Ponderación de menor tamaño. 34
Tabla 3.5 Ponderación de bajo peso..... 34
Tabla 3.6 Ponderación de fuente de energía. 35
Tabla 3.7 Ponderación mayor estabilidad. 35
Tabla 3.8 Ponderación de mayor seguridad 35
Tabla 3.9 Ponderación fácil mantenimiento..... 36
Tabla 3.10 Tabla de conclusiones. 36
Tabla 3.11 Alternativas del mecanismo de dirección mecánica, ventajas y desventajas. 37
Tabla 3.12 Ponderación de cada criterio de selección para el mecanismo de dirección. 38
Tabla 3.13 Ponderación bajo costo. 39
Tabla 3.14 Ponderación menor tamaño..... 39
Tabla 3.15 Ponderación bajo peso. 39
Tabla 3.16 Ponderación fuente de energía. 40
Tabla 3.17 Ponderación mayor estabilidad. 40
Tabla 3.18 Ponderación mayor seguridad. 40
Tabla 3.19 Ponderación fácil mantenimiento..... 41
Tabla 3.20 Tabla de conclusiones. 41
Tabla 3.21 Condiciones iniciales del prototipo de auto eléctrico UTA-CIM17. 43
Tabla 3.22 Características principales de los mecanismos de dirección utilizados en diferentes tipos de automóviles. 43
Tabla 3.23 Características principales de diferentes volantes de dirección. 44
Tabla 3.24 Características principales de diferentes adaptadores para volante. 45
Tabla 3.25 Datos para el cálculo de las reacciones y fuerzas de fricción en cada rueda. 51
Tabla 3.26 Interpretación del diagrama de cuerpo libre de las figuras A1 y A2. 53

Tabla 3.27 Datos para el cálculo del torque aplicado a la cremallera de la dirección. 54
Tabla 3.28 Datos para el cálculo del esfuerzo sobre el mando de dirección. 55
Tabla 3.29 Datos para el cálculo de la relación de transmisión de la dirección. 56
Tabla 3.30 Datos para el cálculo de convergencia. 56
Tabla 3.31 Datos para el cálculo del ángulo de convergencia. 57
Tabla 3.32 Datos generales de las juntas universales seleccionadas. 58
Tabla 3.33 Datos generales para el diseño del eje de la columna de dirección. 59
Tabla 3.34 Resumen de los cálculos de los parámetros y diseño de la columna de dirección. 68
Tabla 3.35 Condiciones y parámetros de funcionamiento del sistema de dirección. 72
Tabla 3.36 Partes del sistema de dirección mecánica. 73
Tabla 3.37 Desmontaje del sistema de dirección. 81
Tabla 3.38. Procedimiento de lubricación de la cremallera, chumaceras y rótulas. .. 86
Tabla 3.39 Presupuesto sistema de dirección mecánica, auto eléctrico UTA-CIM17. 87

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto tiene como finalidad diseñar, seleccionar e implementar el sistema de dirección para el prototipo de auto eléctrico UTA-CIM17, el cual es un proyecto de suma importancia dentro de la Carrera de Ingeniería Mecánica ya que conlleva a desarrollar nuevas tecnologías amigables con el medio ambiente y sirve como base para futuras investigaciones relacionadas a esta invención. Para el cumplimiento del proyecto, se analizó los parámetros y criterios de diseño y selección con el fin de conformar un sistema que brinde seguridad, suavidad y maniobrabilidad al conductor. Se seleccionó el mecanismo de dirección mediante piñón y cremallera del Suzuki Forsa I, ya que tiene bajo costo, un peso moderado y fue posible modificar su estructura, cortando los terminales de dirección con el propósito de reducir la distancia entre extremos para que pueda ensamblarse en los pivotes de la mangueta de suspensión, ya que al tratarse de un prototipo su distancia entre ruedas es muy reducida. Este cambio fue muy representativo ya que no afecto en el funcionamiento del sistema. La columna de dirección cuenta con dos juntas universales dispuestas a lo largo del eje con el objetivo de brindar seguridad pasiva al conductor, que en caso de colisión se reduzcan los daños considerablemente. Los ejes de la columna de dirección fueron diseñados utilizando las fórmulas para el diseño de miembros circulares sometidos a torsión y construidos de Acero AISI 1018, debido a que cuenta con buenas propiedades mecánicas, tiene bajo costo y está disponible en el mercado nacional. El volante y la base desmontable del volante se seleccionaron analizando su peso, su costo y sus dimensiones, logrando así comodidad en el conductor y un funcionamiento idóneo. Finalmente se realizó diferentes cálculos como: radio de giro, ángulos de viraje de las ruedas, esfuerzo necesario para girar los neumáticos, convergencia, ángulo de convergencia y relación de transmisión de la dirección, los cuales fueron comprobados con el reglamento N° 79 de la CEPE o UNECE en Inglés (Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa), con estándares generales y con mediciones del sistema final, logrando verificar que el proyecto fue realizado satisfactoriamente y cumple con las normativas técnicas para homologación.

SUMMARY

The purpose of this project is to design, select and implement a steering system for the electric car prototype UTA-CIM17, this project is very important for the Mechanical Engineering Career since it leads to the development of new technologies friendly to the environment and serves as a basis for future research related to this invention. For the fulfillment of the project, the parameters and criteria of design and selection were analyzed in order to form a system that provides safety, smoothness and maneuverability to the driver. Was selected a steering mechanism by means of pinion and rack of the Suzuki Forsa I, since it has low cost, a moderate weight and it was possible to modify its structure, cutting the steering terminals with the purpose of reducing the distance between ends so that it can be assembled in the suspension pivot, since being a prototype, its distance between wheels is very small. This change was very representative since it did not affect the functioning of the system. The steering column has two universal joints arranged along the axle with the aim of providing passive safety to the driver, which in case of collision will reduce the damage considerably. The axes of the steering column were designed using the formulas for the design of circular members subjected to torsion and constructed of Steel AISI 1018, because it has good mechanical properties, has low cost and is available in the national market. The steering wheel and the removable base of the steering wheel were selected analyzing their weight, their cost and their dimensions, thus achieving comfort in the driver and an ideal operation. Finally, different calculations were made such as: turning radius, turning angles of the wheels, necessary effort to turn the tires, convergence, angle of convergence and direction transmission ratio, which were checked with the regulation N ° 79 of the UNECE (United Nations Economic Commission for Europe), with general standards and with measurements of the final system, being able to verify that the project was carried out satisfactorily and complies with the technical standards for homologation.

CAPÍTULO I

1. ANTECEDENTES

1.1 Tema

"SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA EL PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17".

1.2 Antecedentes

Lucio Lopparelli, Federico Perni y Luciano Pizzoni [1], presentan en su patente una unidad de dirección para un vehículo eléctrico capaz de controlar la trayectoria de un par de ruedas, estas pueden ser de una carretilla elevadora o de un vehículo eléctrico para el transporte de objetos y/o personas como se muestra en la figura 1.1. Este sistema se basa en la aplicación de un brazo rotativo 1 adaptado mediante un eje vertical 2 a un bastidor 3 del vehículo para oscilar bajo de fuerza de la biela 4 interpuesta en la barra 5 unida mediante un eje vertical 6, esta barra horizontal 5 trabaja bajo el mecanismo de tornillo sin fin acoplado en la caja de dirección 7.

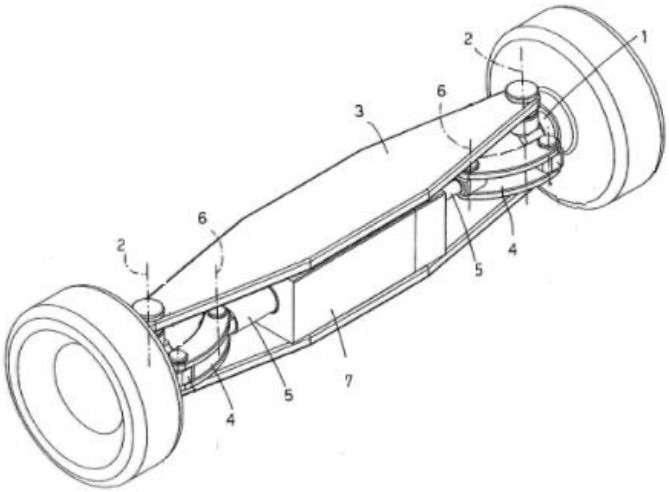


Figura 1.1 Unidad de dirección para un vehículo eléctrico.

Fuente: [1]

Ueno Seiji y Wada Osamu [2], presentan en su invención un mecanismo de dirección de piñón 1 y cremallera 2 dispuestos en el interior de una carcasa 3 la que permite el desplazamiento axial de la cremallera sin ninguna interferencia, figura 1.2. Estando el eje del piñón ubicado de una manera oblicua con respecto al eje de la cremallera se consigue reducir el esfuerzo generado por parte del conductor. Finalmente el ángulo de giro de los neumáticos necesario para definir la trayectoria deseada depende de la longitud del dentado de la cremallera.

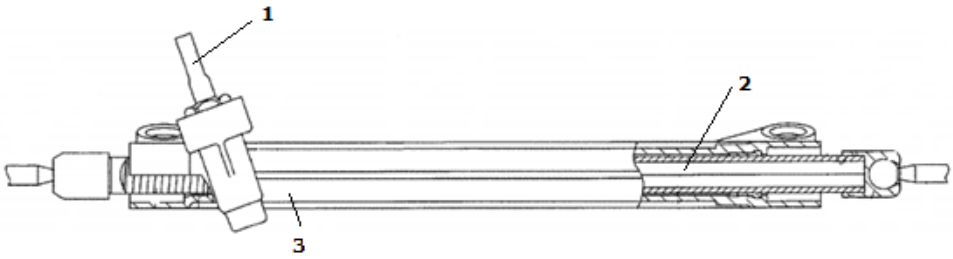


Figura 1.2 Dirección de piñón y cremallera.

Fuente: [2]

Waizuddin Ahmed, Vaibhav Rawat y R.B. Bath [3], presentan en su invención un sistema mediante un mecanismo (piñón-cremallera) independiente para cada rueda, figura 1.3. Este sistema de dirección comprende un eje (columna de dirección) 1, conectado por un extremo al volante de dirección 2 y por el otro a un mecanismo de engranes rectos 3 que reducen el par ejercido por el conductor para desplazar la cremallera 4 y finalmente conseguir el ángulo apropiado de giro mediante una serie de brazos 5.

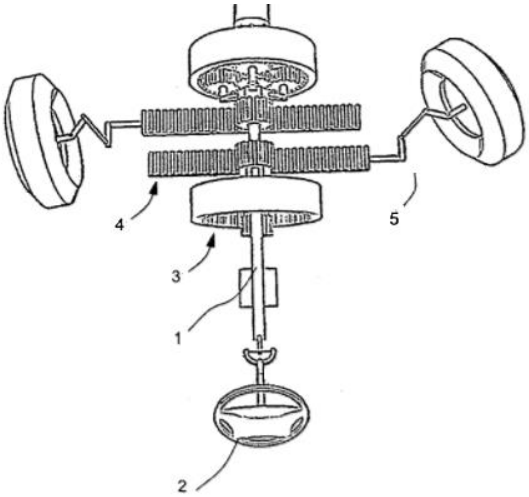


Figura 1.3 Sistema de dirección independiente para cada rueda.

Fuente: [3]

Fan Chang-Sheng y Guo Yan-Ling [4], presentan en su artículo técnico un sistema de dirección para un vehículo eléctrico compuesto de dos partes: estructura mecánica y unidad electrónica, figura 1.4. La parte mecánica incluye el volante 1, columna de dirección 2, barra de torsión 3, motor de asistencia 4, piñón-cremallera 5, etc.; y la parte electrónica incluye el sensor de par 6, sensor de velocidad de las ruedas 7 y la unidad de control electrónica (ECU) 8.

Su funcionamiento se basa en la implementación de un sensor de velocidad y un sensor de par, estas dos magnitudes físicas son procesadas por una ECU la cual envía una corriente eléctrica que corresponde al par calculado para que trabaje el motor eléctrico y así brindar un par de asistencia que ayuda a reducir el esfuerzo procedente del conductor [4].

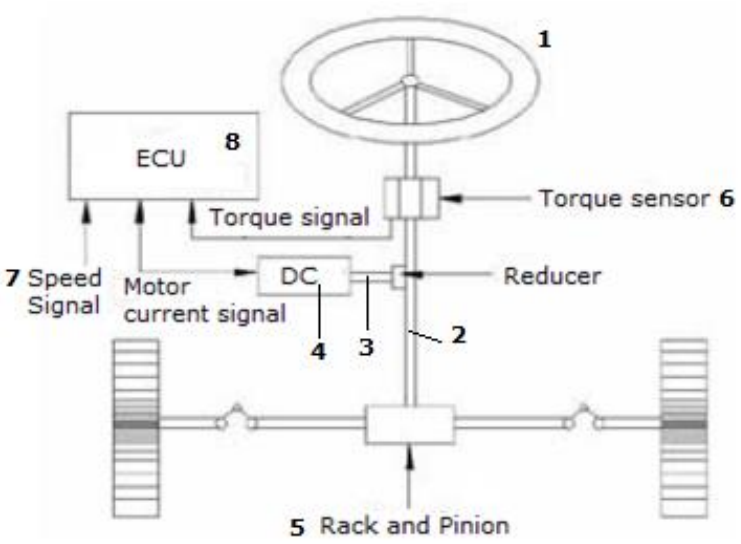


Figura 1.4 Diagrama de estructura del sistema EPS del automóvil.

Fuente: [4]

1.3 Justificación

El desarrollo de un sistema de dirección parte de la planificación de un macroproyecto, el cual es construir un auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17. Este macroproyecto es de vital importancia para la Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica, debido a que involucra todas las áreas del conocimiento y aporta con ideas que permiten su mejora continua en futuras innovaciones.

El auto eléctrico va destinado para su uso en los predios de la Universidad Técnica de Ambato con el fin de servir como transporte de personas y establecerse como el primer prototipo de auto eléctrico desarrollado con materiales disponibles en el mercado nacional.

Los avances en la tecnología dan lugar a crear nuevas alternativas de vehículos que usan como fuente principal de funcionamiento energías renovables amigables con el medio ambiente, con el fin de reducir las diversas negatividades de los automóviles que funcionan mediante combustión interna y formar bases para futuras investigaciones en dichos proyectos.

Con la selección e implementación de un sistema de dirección no solo se busca contribuir con el macroproyecto sino que se pretende que este mecanismo brinde seguridad, comodidad, suavidad, estabilidad, precisión y maniobrabilidad a las personas beneficiadas de esta invención.

Hoy en día existen varios tipos de sistemas de dirección: los sistemas de dirección netamente mecánicos que solo necesitan de la fuerza ejercida por el conductor para girar las ruedas y los sistemas de dirección de asistencia eléctrica, hidráulica o electrónica, estos últimos requieren de fuentes de energía adicionales para su funcionamiento, haciendo poco factible su implementación en este tipo de proyectos. Es por eso que se busca un sistema de dirección que se adapte a las dimensiones reducidas del auto eléctrico sin afectar su eficiencia y que tenga buenas características mecánicas, brindando un óptimo resultado.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Seleccionar e implementar el sistema de dirección para el prototipo de auto eléctrico biplaza UTA-CIM17.

1.4.2 Objetivos específicos

- Determinar los parámetros y criterios de diseño y selección de un sistema de dirección para el prototipo de auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17.
- Diseñar y seleccionar los elementos de dirección para el prototipo de auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17.
- Implementar el sistema de dirección en el prototipo de auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17.
- Realizar un manual de uso y mantenimiento para el sistema de dirección del vehículo eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones previas

En la tesis “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN, SUSPENSIÓN, FRENOS Y PLEGADO, EN UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BIPLAZA PLEGABLE” del año 2014, realizada por: Alex de la Cruz y Ricardo Inga, se documenta los parámetros necesarios para llevar a cabo la selección de los componentes de dirección, los cálculos respectivos para la geometría de dirección y los ángulos de giro correspondientes tomando en cuenta la configuración del vehículo a diseñar. Concluyen con la selección y construcción de un mecanismo de dirección mecánica mediante piñón y cremallera, alcanzando los parámetros impuestos y obteniendo un óptimo funcionamiento del sistema [5].

En la tesis “DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETICIÓN EN LA FÓRMULA SAE” del año 2015, realizada por: David Mejía, se establece las fórmulas necesarias para calcular el par que debe ejercer el conductor para girar las ruedas. Estos cálculos son necesarios para la selección del volante y el diseño del eje de la columna de dirección [6].

En la tesis “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN REGULABLE, SISTEMA DE DIRECCIÓN, SISTEMA DE FRENOS, SISTEMA ELÉCTRICO Y ADAPTACIÓN DE SENSORES Y CÁMARA DE PARQUEO DE UN VEHÍCULO TIPO CROSSCAR PARA SERVICIO TURÍSTICO” del año 2010, realizada por: Fabián Acosta y Christian Guevara, se documenta los parámetros de selección del sistema de dirección, cálculos del mecanismo de dirección, el

procedimiento para la implementación y una guía para realizar mantenimiento preventivo a todo el sistema de dirección mecánica [7].

2.2 Fundamentación teórica

2.2.1 Sistema de dirección

La dirección es un sistema de vital importancia dentro del funcionamiento del vehículo ya que permite direccionar las ruedas delanteras por medio de la acción del conductor hacia la trayectoria deseada.

Los elementos de construcción del sistema de dirección deben tener ajustes precisos y permitir retornar de una manera sencilla las ruedas delanteras a la posición adecuada tanto en curva como en marcha recta (autoguiado), venciendo el peso propio del vehículo así como la superficie de contacto de las ruedas con el piso. En caso de colisión, la dirección sufre un grado de deformidad para evitar mayores daños al conductor. También debido a su gran importancia la dirección agrupa diversas cualidades que brindan [8]:

- Seguridad.
- Suavidad.
- Comodidad.
- Precisión.
- Estabilidad.
- Maniobrabilidad [8].

2.2.2 Estructura de la dirección

Para transferir el movimiento a las ruedas mediante el giro del volante es necesario diversos elementos los cuales pueden variar dependiendo del diseño del vehículo [8].

Los elementos más comunes son:

- Volante.

- Columna de la dirección.
- Cajetín o mecanismo de dirección.
- Tirantería de la dirección [8].

2.2.2.1 El volante

El volante (figura 2.1), está diseñado para brindar al conductor facilidad en el manejo y comodidad. La función principal radica en reducir el esfuerzo aplicado en el volante por acción del conductor a las ruedas, esto depende del diámetro del volante que se utilice (a mayor diámetro del volante menor es el esfuerzo) [9].

Figura 2.1 Volante de dirección.

Fuente: [10]

El volante se puede conectar a la barra de dirección mediante un elemento de conexión/desconexión rápida figura 2.2, para que el piloto pueda ingresar y salir del interior del automóvil en vehículos con el habitáculo reducido [10].

Figura 2.2 Mecanismo de conexión/desconexión del volante.

Fuente: [10]

2.2.2.2 Columna de la dirección

Está constituida por ejes articulados unidos mediante acoples (juntas universales), que conectan al volante con el cajetín de dirección para permitir el giro de los neumáticos, figura 2.3 [9].

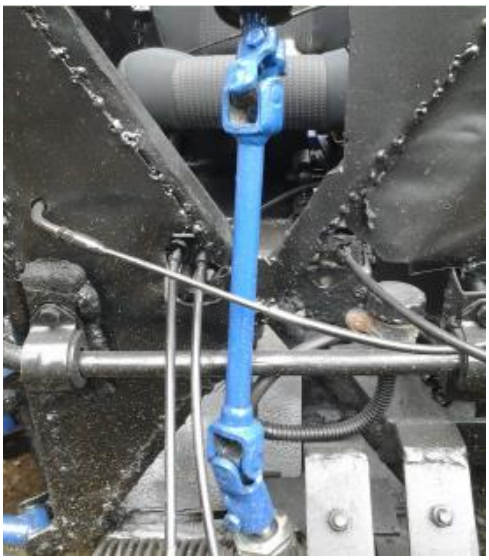


Figura 2.3 Columna de dirección con juntas universales.

Fuente: [11]

a. Juntas universales.

Las juntas universales (figura 2.4), son acoples articulados que admiten el giro de los ejes aun cuando no estén alineados, por esta razón se comunica el giro del volante de manera integrada al cajetín de dirección [12].

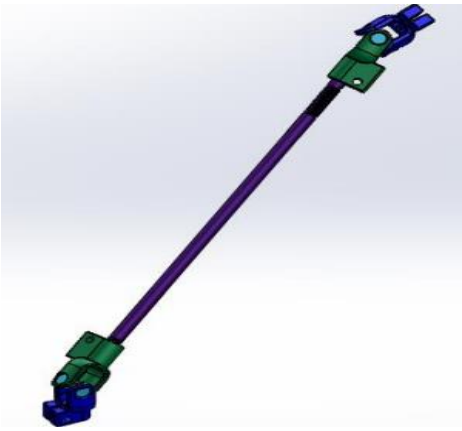


Figura 2.4 Juntas Universales.

Fuente: [13]

2.2.2.3 Cajetín o mecanismo de dirección

Todos los sistemas de dirección poseen cajetín o mecanismo de dirección. Ya que este mecanismo se encarga de transformar el movimiento circular del piñón en un movimiento de vaivén de la cremallera [8].

2.2.2.4 Tirantería de dirección

La tirantería de dirección está constituida por elementos que transmiten el movimiento de la cremallera a las ruedas. Estos elementos son: terminales de dirección y rótulas [9].

a. Terminales de dirección

Los terminales conectan la cremallera con las rótulas de dirección, este elemento tiene una cabeza móvil que permite eliminar las oscilaciones con el vehículo en marcha para que no existan daños en el cajetín de dirección (figura 2.5).

Figura 2.5 Terminal de dirección.

Fuente: Autor

b. Rótulas de dirección

Las rótulas conectan los terminales de dirección con la mangueta de suspensión. Este elemento permite el movimiento de los componentes en diferentes planos. En el interior de los casquillos de acero se aloja la esfera de la rótula respectivamente engrasada (figura 2.6). Un fuelle estanqueizado permite que no se pierda el lubricante del elemento [9].

Figura 2.6 Rótula de dirección.

Fuente: Autor

2.2.3 Tipos de sistemas de dirección

Los tipos de sistemas de dirección se agrupan en:

- Direcciones mecánicas.
- Direcciones asistidas [14].

2.2.3.1 Dirección mecánica

La dirección mecánica está constituida únicamente por elementos mecánicos y no presentan ningún tipo de asistencia ya sea hidráulica o eléctrica [14].

Según su diseño los mecanismos de dirección mecánica más utilizados en los vehículos actuales son: tipo piñón-cremallera y tipo tornillo sin fin. Estos dos tipos de sistemas son muy eficaces en cuanto a su aplicación; el de tipo piñón/cremallera, es recomendable para vehículos livianos por su diseño más compacto, mientras que el de tipo tornillo sin fin se utiliza en vehículos pesados debido a su gran tamaño y representa un sistema más complejo [13].

a. Dirección de piñón y cremallera

La dirección de piñón/cremallera (figura 2.7), es un mecanismo que transforma el movimiento circular del piñón en movimiento lineal con acción de la cremallera. Su

sistema es el más utilizado en los vehículos pequeños que cuentan con suspensión delantera independiente [13].

Figura 2.7 Dirección de piñón y cremallera.

Fuente: [10]

b. Dirección de tornillo sin fin

Consta de un tornillo sin fin que engrana directamente con una rueda dentada, donde el tornillo se adapta al eje de la columna de dirección y la rueda dentada se adapta al brazo de mando el cual se conecta con las demás articulaciones para producir el giro de los neumáticos (figura 2.8). Este sistema debido a su diseño robusto es utilizado para vehículos pesados para disminuir el esfuerzo aplicado por el conductor [14].

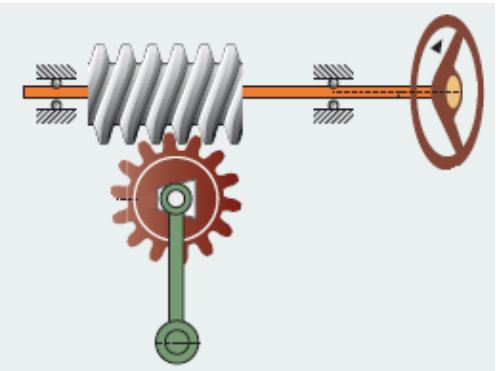


Figura 2.8 Dirección de tornillo sin fin.

Fuente: [9]

2.2.3.2 Direcciones asistidas

Debido a los grandes esfuerzos que realiza el conductor para girar las ruedas de los vehículos con dirección mecánica cuando el vehículo está parado o circulando a

bajas velocidades, se ha implementado las direcciones asistidas con el fin de reducir dichos esfuerzos.

Estos sistemas de dirección se clasifican en:

- Dirección de asistencia hidráulica.
- Dirección de asistencia eléctrica [14].

a. Dirección de asistencia hidráulica

El sistema de dirección hidráulica (figura 2.9), es el más utilizado en los vehículos actuales gracias a que produce menor desmultiplicación, convirtiéndose en un sistema muy sensible y así poder implementar volantes de diámetros pequeños [14].

Consiste en adaptar un circuito hidráulico en los sistemas mecánicos. Su funcionamiento principal se basa en la aplicación de una fuerza externa que es proporcionada por una bomba hidráulica [14].

Las partes principales del sistema de dirección hidráulica son: depósito de aceite, bomba hidráulica de alta presión, válvula de regulación, cilindro de dirección y cañerías [14].

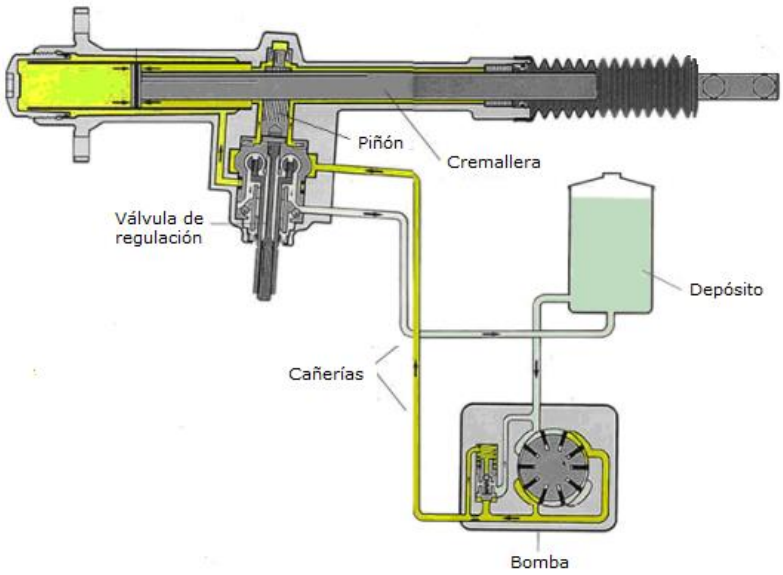


Figura 2.9 Sistema de dirección hidráulica.

Fuente: [15]

- **Depósito de aceite**

El depósito de aceite está fabricado de plástico o de chapa embutida. Se encuentra lleno de líquido y va colocado en un nivel más alto que la bomba alimentándola por gravedad. En su interior se sitúa un filtro que elimina todo tipo de impurezas presentes en el aceite y evita el daño en los elementos del sistema [9].

- **Bomba hidráulica de alta presión**

Estas bombas generalmente son de tipo paletas y funcionan mediante la transmisión de potencia del motor por un sistema de banda/polea (figura 2.10).

Su función es la de suministrar fluido a todo el circuito estableciendo una presión y caudal necesario para un correcto funcionamiento del sistema [9].

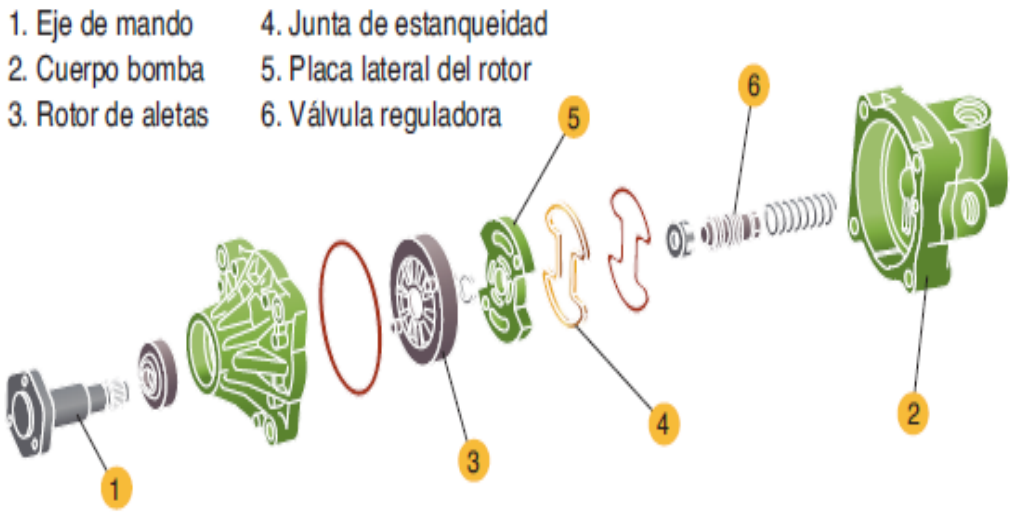


Figura 2.10 Partes de una bomba de paletas.

Fuente: [9]

- **Válvula de regulación**

La válvula de regulación, envía la presión idónea al cilindro de dirección por la acción del volante. En funcionamiento esta válvula mantiene un flujo hidráulico permanente y cuando no trabaja el líquido sin presión regresa al depósito, equilibrando así el sistema (figura 2.11) [8].

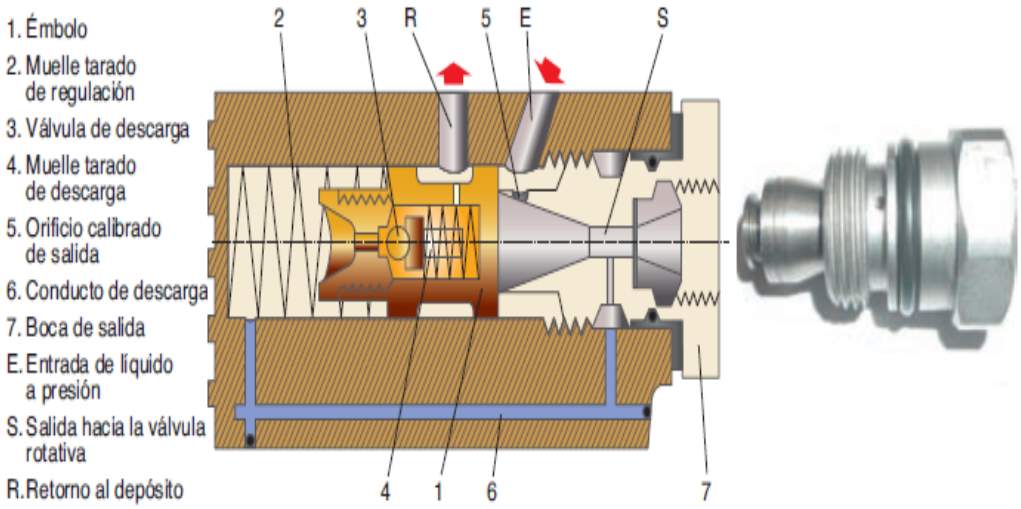


Figura 2.11 Sección de la válvula de regulación.

Fuente: [9]

- **Cilindro de dirección**

Es un cilindro de doble efecto que transforma la presión del líquido en fuerza auxiliar para desplazar la cremallera o los distintos mecanismos de mando [8].

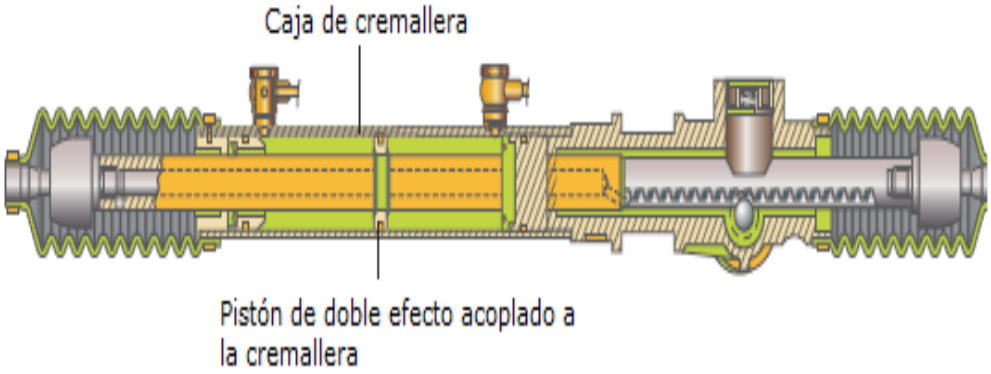


Figura 2.12 Caja de cremallera con cilindro de dirección.

Fuente: [9]

- **Cañerías**

Las cañerías del sistema de dirección hidráulica transportan el fluido a los diferentes elementos de dirección (figura 2.13), lo que permite el funcionamiento de un cilindro doble efecto que ayuda a reducir el esfuerzo ejercido por el conductor para mover las ruedas delanteras [9].

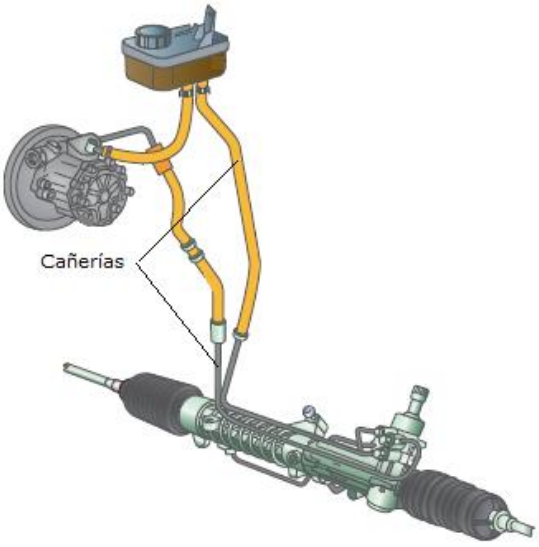


Figura 2.13 Cañerías del sistema de dirección.

Fuente: [9]

b. Dirección de asistencia eléctrica

Un motor eléctrico ejerce un par de asistencia hacia la cremallera de dirección para simplificar el esfuerzo ejercido por el conductor al momento de orientar las ruedas a la trayectoria deseada (figura 2.14). Este sistema cuenta con mayor precisión y menor peso en comparación con la dirección hidráulica [8].

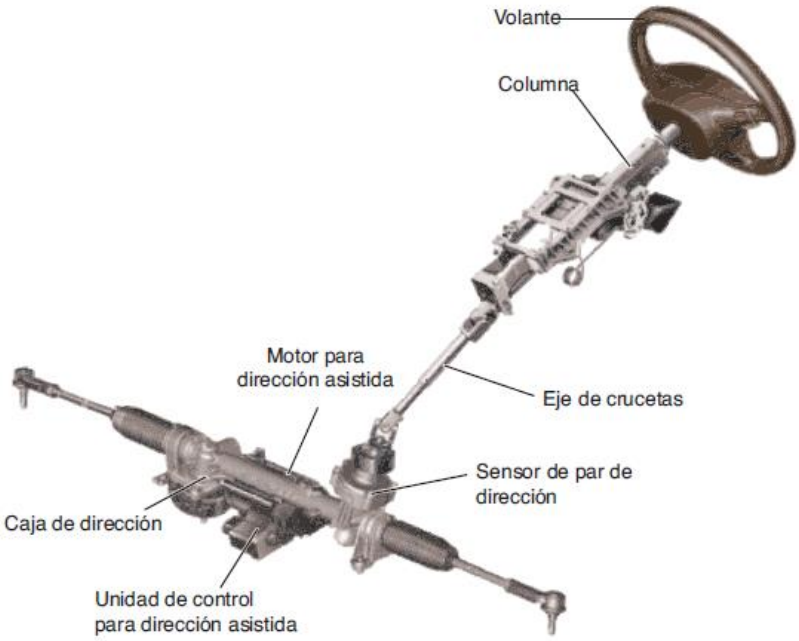


Figura 2.14 Sistema de dirección eléctrica.

Fuente: [9]

Se disponen tres tipos de arquitecturas mecánicas de la dirección eléctrica que son:

- **El montaje sobre la barra de dirección o columna**

Es el más comercializado debido a su bajo costo.

Se utiliza especialmente en vehículos pequeños y el motor eléctrico se instala en el interior del habitáculo sobre la columna de dirección, evitando así el inconveniente de las temperaturas altas debajo del capó (figura 2.15) [8].

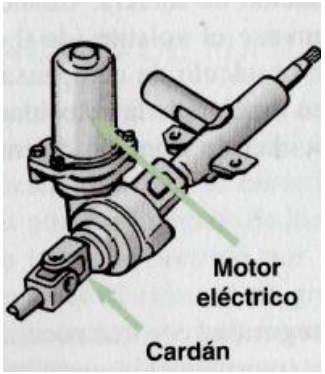


Figura 2.15 Montaje sobre la columna de dirección.

Fuente: [8]

- **El montaje sobre el piñón**

En términos de fabricación es el más sencillo. La columna de dirección y las juntas universales no se ven afectadas debido a que el motor eléctrico se instala directamente en el piñón a la entrada de la cremallera (figura 2.16) [8].

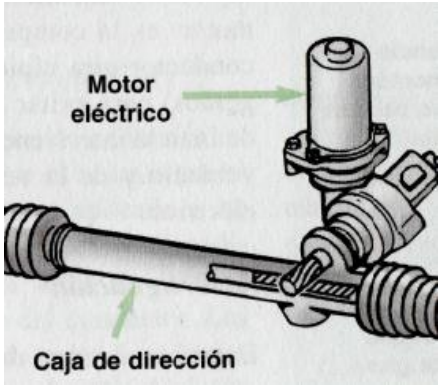


Figura 2.16 Montaje sobre el piñón.

Fuente: [8]

- **El montaje sobre la cremallera**

Se emplea en los vehículos cuyo peso en el eje delantero supera la tonelada. El motor eléctrico se integra en la cremallera de dirección (figura 2.17) [8].

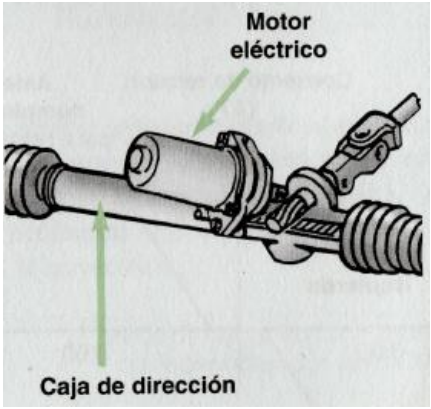


Figura 2.17 Montaje sobre la cremallera.

Fuente: [8]

2.2.4 Dirección asistida electrónicamente Joystick

La tendencia del futuro es implementar una dirección electrónica y operada a través de un Joystick. En este tipo de dirección electrónica una ECU (Unidad de control electrónico), recibe los movimientos que realiza el conductor, también adopta parámetros como velocidad, frenado, aceleraciones transversales y longitudinales, etc. Que le permite a partir de estas señales accionar el sistema encargado del giro de las ruedas sin la necesidad de un enlace mecánico con el volante [16].

Este sistema permite corregir las posibles desviaciones en la dirección mientras se está circulando. Así como también posee múltiples ventajas como: reducción del peso, sistema ergonómico, alta sensibilidad, etc., que son de vital importancia al momento de maniobrar un vehículo para la seguridad del conductor [16].

En cuanto a la implementación de este tipo de dirección es un acto impredecible, debido a que las personas tienen dificultades para acomodarse a la conducción mediante un Joystick, sobre todo al direccionar el vehículo a altas velocidades, pero es seguro que la dirección electrónica terminara imponiéndose en casi todos los vehículos [16].

2.2.5 Parámetros de dirección

Los parámetros de dirección, permiten que el sistema que se vaya a construir, reúna una serie de lineamientos o requerimientos en cuanto a funcionalidad según el reglamento N° 79 de la CEPE (Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa), para que el vehículo pueda ser homologado y el sistema de dirección brinde una conducción fiable y segura. Los requerimientos son los siguientes [17]:

2.2.5.1 Círculo de viraje

El círculo de viraje no es más que el radio de giro multiplicado por 2 y generalmente el radio de giro en los vehículos es aproximadamente el doble de su distancia entre ejes o batalla (B) [18].

$$\boldsymbol{R = 2 * B} \qquad \text{Ec. 2-1}$$

Dónde:

R = Radio de giro [m].

B = Batalla o distancia entre ejes [m].

2.2.5.2 Tiempo de respuesta de la dirección

Es el tiempo transcurrido desde que empieza el movimiento del volante de dirección hacia la izquierda o derecha, hasta que las ruedas alcanzan los ángulos de giro respectivos (ver apartado 2.2.5.3) [17].

2.2.5.3 Ángulos de giro

Se determinan mediante la utilización de la teoría de Ackermann y se obtienen los ángulos de giro tanto interior como exterior, de acuerdo a los valores de ancho de vía Av, batalla B y radio de giro del vehículo R (figura 2.18) [19].

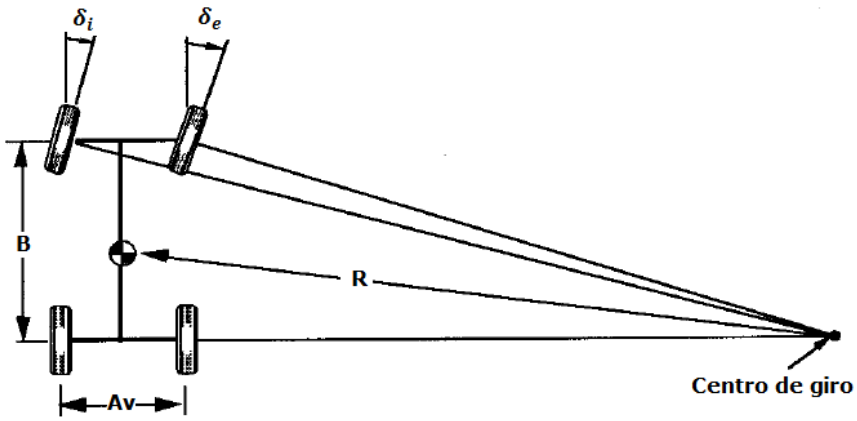


Figura 2.18 Geometría de Ackermann

Fuente: [19]

Los ángulos de giro de las ruedas vienen dados por las siguientes ecuaciones:

Ángulo de giro interno [13].

$$\boldsymbol{\delta_i = tan^{-1} \frac{B}{(R+\frac{Av}{2})}} \qquad \text{Ec. 2-2}$$

Ángulo de giro externo [13] .

$$\boldsymbol{\delta_e = tan^{-1} \frac{B}{(R-\frac{Av}{2})}} \qquad \text{Ec. 2-3}$$

Dónde:

B = Batalla [m].

R = Radio de giro [m].

Av = Ancho de vía [m].

2.2.5.4 Fuerza de fricción

Es necesario un D.C.L (figura 2.19) para el cálculo de la fuerza de fricción en las ruedas delanteras. Además cuando el vehículo desacelera debido al frenado se

produce la mayor transferencia de peso sobre las ruedas delanteras, por eso se involucra la desaceleración en el cálculo de la fuerza de fricción [20].

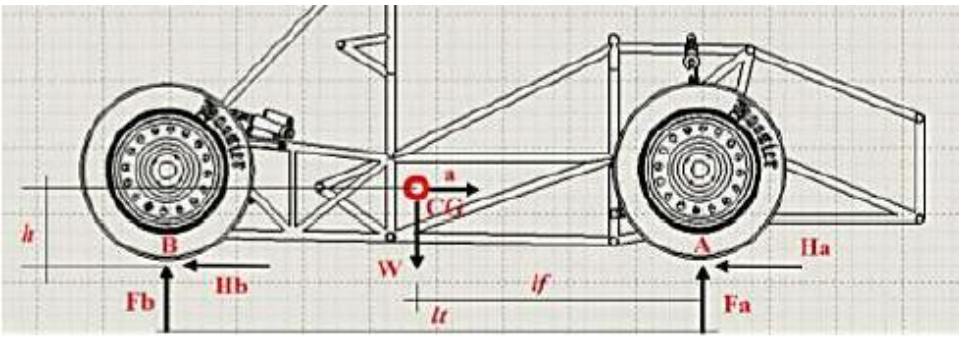


Figura 2.19 Diagrama de cuerpo libre del vehículo

Fuente: [20]

a. Desaceleración

La fórmula para determinar la desaceleración del auto eléctrico es la siguiente [20]:

$$-\mathbf{a} = \frac{\boldsymbol{Vf - Vo}}{\boldsymbol{t}} \qquad \text{Ec. 2-4}$$

Dónde:

Vf = Velocidad final del biplaza [Km/h].

Vo = Velocidad inicial del biplaza [Km/h].

t = Tiempo de frenado [s].

b. Fuerza de fricción en cada rueda

Mediante el DCL de la figura 2.19, se determina las reacciones en cada rueda aplicando las fórmulas de la segunda ley de Newton [20].

$$\sum Fx = m * a$$

$$\boldsymbol{Ha + Hb = m * (\pm a)} \qquad \text{Ec. 2-5}$$

$$\sum Fy = m * a$$

$$\boldsymbol{Fa + Fb = W} \qquad \text{Ec. 2-6}$$

$$\circlearrowleft + \sum MA = I$$

$$\boldsymbol{Fb * lt + m * a * Hc + m * g * lf = \frac{4Ir*a}{rdin}} \qquad \text{Ec. 2-7}$$

Dónde:

Fa = Normal en el punto A [N].

Fb = Normal en el punto B [N].

Ha = Fuerza de fricción en el punto A [N].

Hb = Fuerza de fricción en el punto B [N].

m = Masa total del biplaza [Kg].

(±a) = Desaceleración máxima [m/s²].

g = Gravedad [m/s²].

lt = B = Batalla [m].

lf = Distancia del CG al eje delantero [m].

h = Hc = Altura del CG medido desde el piso [m].

rdin = Radio dinámico [m].

Ir = Inercia de la rueda [Kg*m²].

μ = Coeficiente de fricción.

Fuerza de fricción en A:

$$\boldsymbol{Ha = \mu * Fa} \qquad \text{Ec. 2-8}$$

Fuerza de fricción en B:

$$\boldsymbol{Hb = \mu * Fb} \qquad \text{Ec. 2-9}$$

2.2.5.5 Fuerza necesaria para girar los neumáticos

Es necesario saber la fuerza necesaria que el conductor debe ejercer a través del sistema de dirección para mover las ruedas. El valor más alto se producirá cundo el auto este en estado estático y el conductor gire el volante de dirección.

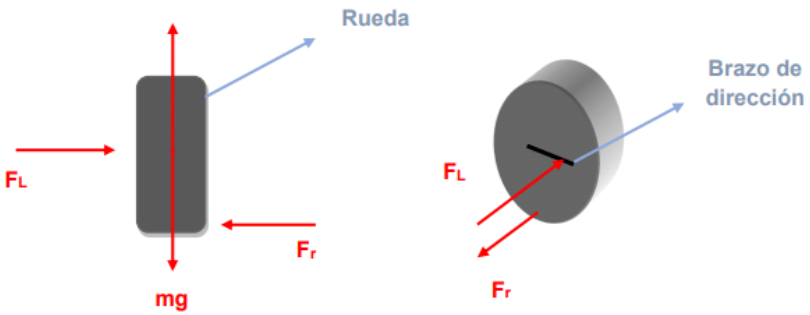


Figura 2.20 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas generadas en los neumáticos delanteros

Fuente: [10]

Dónde:

FL = Fuerza lateral [N].

Fr = Fuerza de fricción [N].

m.g = Peso [N].

N = Normal [N].

El neumático apoyado en el piso es una superficie por lo que la fuerza de fricción queda representada de la siguiente manera:

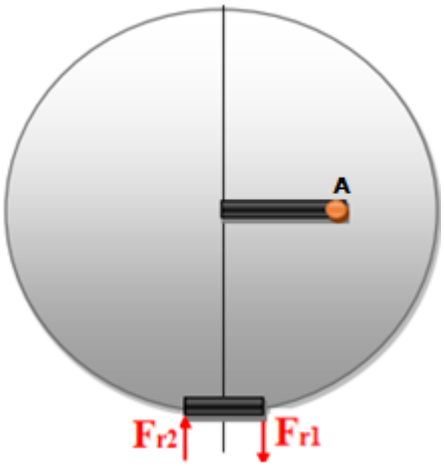


Figura 2.21 Fuerza de fricción en el neumático

Fuente: [10]

El punto A representa el acople del brazo de dirección donde se aplica la fuerza lateral necesaria para girar las ruedas y el rectángulo inferior representa la superficie de contacto entre el neumático y el piso.

Fr1 y Fr2 son las fuerzas de fricción que se generan al girar las ruedas, tienen igual valor pero su sentido es diferente, entonces:

$$Fr1 = Fr2 = Fr$$

La fuerza lateral debe ser ligeramente más grande que la fuerza de fricción para que se pueda mover las ruedas. Se aplica la segunda ley de Newton a la rueda, y se tiene lo siguiente [10]:

$$\sum Fx = 0$$

$$\boldsymbol{FL - Fr = 0} \qquad \text{Ec. 2-10}$$

Dónde:

$$\boldsymbol{FL = Fr = Ha} \qquad \text{Ec. 2-11}$$

2.2.5.6 Esfuerzo sobre el mando de dirección

Fuerza ejercida sobre el mando de dirección para direccionar las ruedas del auto [17].

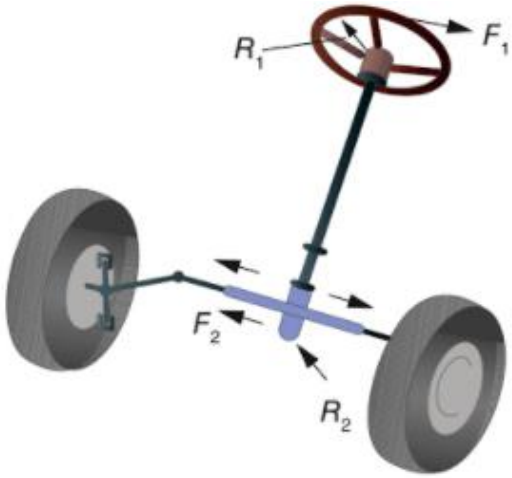


Figura 2.22 Relación de esfuerzos a transmitir

Fuente: [9]

Para Gonzáles [9], las fuerzas aplicadas y obtenidas son inversamente proporcionales a los radios de giro, ya que el momento de esfuerzo en el volante es igual al momento resistente en la caja de dirección, entonces:

$$\boldsymbol{F1 * r1 = F2 * r2} \qquad \text{Ec. 2-12}$$

Y que el par de giro es igual al producto de la fuerza por la distancia.

$$\boldsymbol{T = F1 * r1} \qquad \text{Ec. 2-13}$$

Entonces:

$$\boldsymbol{F1 = \frac{T}{r1}} \qquad \text{Ec. 2-14}$$

Dónde:

T = Torque [N.m].

r1 = Radio del volante de dirección [m].

F1 = Fuerza necesaria para girar el volante de dirección [N].

2.2.5.7 Cálculo del torque aplicado a la cremallera de dirección

El torque aplicado a la cremallera de dirección es igual a la fuerza lateral por el radio del piñón helicoidal [20].

$$\boldsymbol{T = FL * r\ pi\tilde{n}on} \qquad \text{Ec. 2-15}$$

Dónde:

T = Torque [N.m].

FL = Ha = Fuerza lateral [N].

r piñón = Radio exterior del piñón [m].

2.2.5.8 Relación media de la dirección o relación de transmisión

Se define como el ángulo de giro del volante de dirección dividido por el ángulo de viraje de las ruedas delanteras.

Este valor está comprendido entre 12:1 y 24:1 [21].

La fórmula es [22]:

$$\boldsymbol{i_D = \frac{\beta}{\alpha}} \qquad \text{Ec. 2-16}$$

Dónde:

i_D = Relación de transmisión de la dirección.

β = Ángulo de giro del volante [°].

α = Ángulo de viraje de las ruedas delanteras [°].

2.2.5.9 Convergencia

La convergencia es la diferencia que existe en la distancia entre los planos interiores y posteriores de la rueda delantera. Se dice que hay convergencia positiva cuando los planos medios de la rueda tienden a cerrarse en la parte delantera y convergencia negativa (divergencia), cuando los planos medios de las ruedas tienden a cerrarse en la parte posterior de la rueda, como se observa en la figura 2.23 [23].

Lo ideal es que el auto presente convergencia positiva para que el sistema de dirección se mantenga en tensión y se disminuya las vibraciones [22].

Este valor de convergencia está comprendido entre 0-4 (mm) [24].

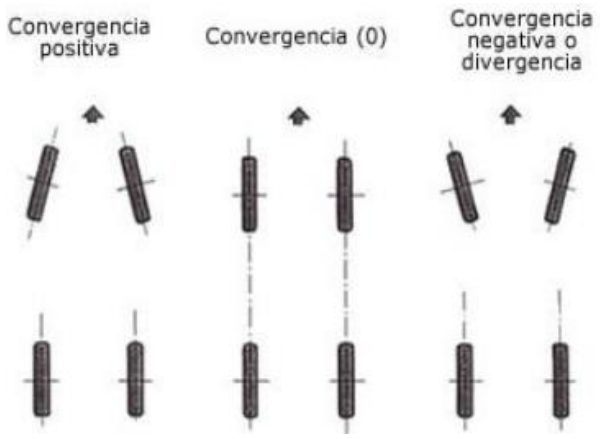


Figura 2.23 Convergencia positiva, convergencia 0 y convergencia negativa (divergencia)

Fuente: [23]

Fórmula para el cálculo de convergencia [22].

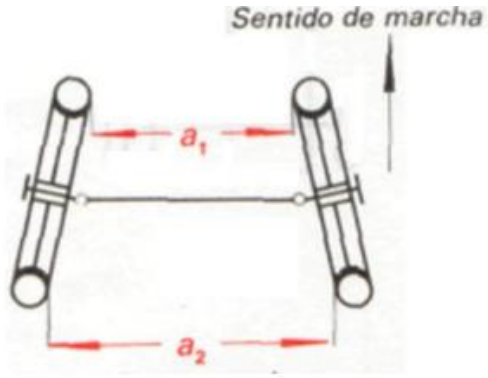


Figura 2.24 Convergencia

Fuente: [22]

$$\boldsymbol{C = a2 - a1} \qquad \text{Ec. 2-17}$$

Dónde:

C = Convergencia [mm].

a2 = Distancia entre las llantas por detrás a media altura de las ruedas [mm].

a1 = Distancia entre las llantas por delante a media altura de las ruedas [mm].

2.2.5.10 Ángulo de convergencia

Es la diferencia entre los ángulos de giro externo e interno, debido a que la rueda interior gira un poco más que la rueda exterior en una curva [22].

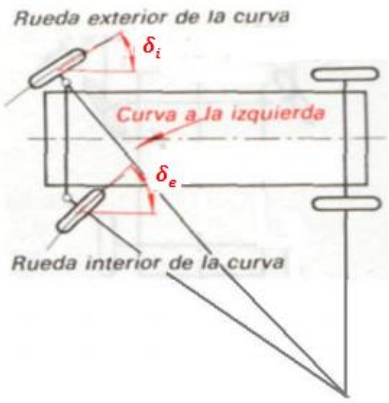


Figura 2.25 Ángulos de giro de las ruedas delanteras

Fuente: [22]

$$\boldsymbol{\gamma = \delta e - \delta i} \qquad \text{Ec. 2-18}$$

Dónde:

γ = Ángulo de convergencia [°].

δe = Ángulo de giro externo de la rueda interior [°].

δi = Ángulo de giro interno de la rueda interior [°].

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 Selección de alternativas

3.1.1 Clasificación de los sistemas de dirección

En la figura 3.1, se presenta una clasificación de los diversos tipos de sistemas de dirección que son más comunes en los vehículos, con el fin de elegir la alternativa más conveniente.

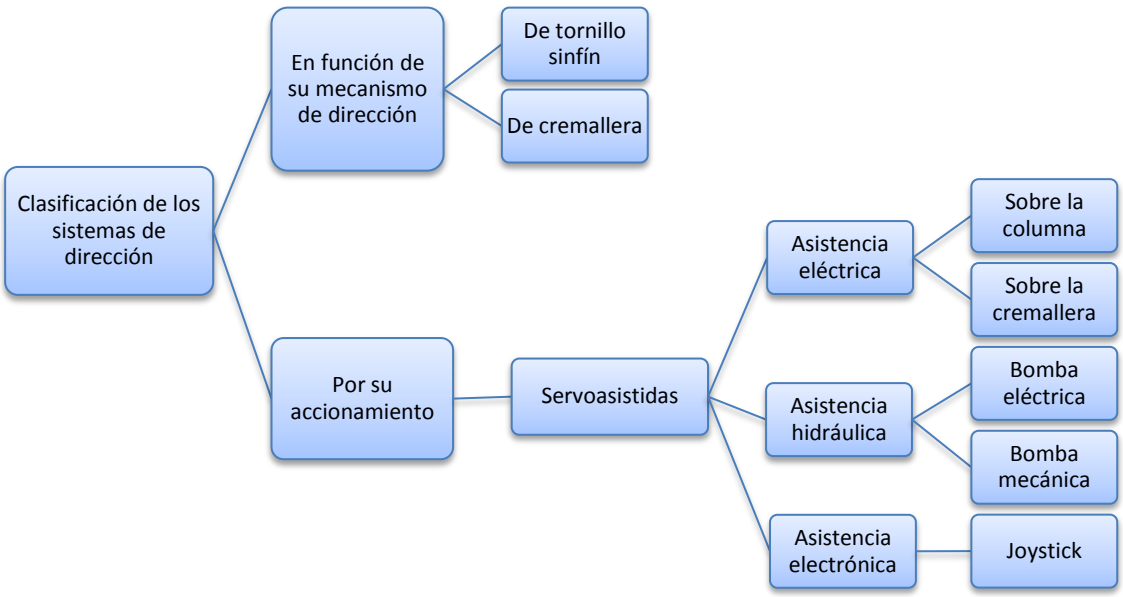


Figura 3.1 Clasificación de los sistemas de dirección

Fuente: Autor

3.1.2 Criterios de selección

Para una adecuada selección del sistema de dirección y de sus respectivos componentes, se evalúa un conjunto de alternativas que cumpla las expectativas del macroproyecto utilizando los siguientes criterios:

- Bajo costo.
- Menor tamaño.
- Bajo peso.
- Fuente de energía.
- Mayor estabilidad.
- Mayor seguridad.
- Fácil mantenimiento.

Bajo costo. El sistema de dirección debe ser de fácil adquisición, buena calidad y de un costo accesible.

Menor tamaño. El tamaño debe estar restringido a las dimensiones del auto eléctrico.

Bajo peso. El sistema de dirección debe tener un peso moderado para alcanzar la autonomía esperada.

Fuente de energía. Este criterio es determinante para la selección de la mejor alternativa, ya que la mayoría de los sistemas cuentan con elementos que requieren de fuente de energía y el prototipo busca eliminar estos sistemas debido a la pérdida de autonomía por la implementación de un mayor número de baterías que incrementan el peso y consumo.

Mayor estabilidad. Debe tener una adecuada disposición de los elementos para mantener una trayectoria predeterminada, tanto en línea recta como en curva.

Mayor seguridad. El sistema debe estar lo suficientemente sobredimensionado, evitando problemas de fatiga en los elementos y alcanzando así ausencia de peligro y riesgo en su funcionamiento.

Fácil mantenimiento. Los elementos deben acoplarse y desacoplarse fácilmente para un adecuado mantenimiento.

3.1.3 Selección del tipo de sistema de dirección

Los principales sistemas de dirección son los mecánicos, hidráulicos y eléctricos. Pero también surge la idea de implementar un sistema de dirección electrónico que remplace los mandos comunes de un vehículo por un joystick. Este mecanismo ayudaría a las personas discapacitadas a que puedan tener una vida independiente y desenvolverse en las actividades de conducción. Es por eso que se analiza la posibilidad de implementar este tipo de dirección al macroproyecto auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17, con el afán de establecer un sistema estable y liviano que favorezca a la autonomía del vehículo y aporte con nuevas ideas de desarrollo a la comunidad.

En la tabla 3.1, se detallan las alternativas para la selección del tipo de sistema de dirección así como también las ventajas y desventajas de cada sistema para ser analizadas de acuerdo a los criterios de selección que se puntualizan en el apartado 3.1.2.

Tabla 3.1 Alternativas para el sistema de dirección, ventajas y desventajas.

ALTERNATIVAS	ESQUEMA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Alternativa 1: Dirección mecánica		No consume energía. Bajo costo de implementación y mantenimiento. Sus componentes son modificables. Buena precisión, seguridad y estabilidad.	Difícil accionamiento. Vibraciones en el volante. Mayor desgaste de sus elementos.

Tabla 3.1 Alternativas para el sistema de dirección, ventajas y desventajas (continuación).

Alternativa 2: Dirección hidráulica		Mayor precisión y rapidez en maniobras. Reducción del esfuerzo aplicado en el volante. Mayor estabilidad direccional a velocidades altas. Aplicable en vehículos grandes y pequeños	Incremento de consumo de combustible (mínimo). Mayor sofisticación mecánica. Costo elevado de implementación y mantenimiento.
Alternativa 3: Dirección eléctrica		Ahorro de combustible. Menor peso y tamaño respecto a la dirección hidráulica. Mayor estabilidad y fiabilidad direccional.	Requiere de fuente de alimentación eléctrica. No puede ser utilizada en vehículos de gran tamaño. Mayor sofisticación mecánica. Costo excesivo de implementación y mantenimiento.
Alternativa 4: Dirección electrónica (Joystick)		Sistema ergonómico. Simplificación de la columna de dirección. Pequeño espacio requerido. Diseño robusto y duradero. Fácil maniobrabilidad del vehículo.	Mayor sensibilidad. Difícil maniobrabilidad en velocidades altas. Costo elevado de componentes.

Fuente: Autor

Método de evaluación de soluciones para el tipo y mecanismo de dirección

En todo momento para tomar una correcta decisión frente a diversas soluciones solo hace falta conocer los requerimientos del sistema y realizar una evaluación global. Es por eso que se recurre al método ordinal corregido de criterios ponderados.

Este método se basa en tablas donde cada criterio de selección se confronta con los restantes criterios y se asignan los siguientes valores:

- 1 Si el criterio de las filas es superior o mejor que el de las columnas.
- 0,5 Si el criterio de las filas es igual o equivalente al de las columnas.
- 0 Si el criterio de las filas es inferior o peor que el de las columnas.

Luego se suman los valores de cada criterio confrontado y se añade una unidad de modo que se evita que el criterio desfavorable tenga una valoración de 0 (nula); después, en la otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (tabla 3.2). Finalmente, la evaluación total para cada solución (tabla 3.10), resulta de la ponderación individual de cada criterio para todas las alternativas (tablas 3.3 – 3.9), por la ponderación general de su respectivo criterio (tabla 3.2).

Tabla 3.2 Ponderación de cada criterio de selección para el tipo de dirección.

Fuente de energía > Costo > Seguridad = Peso > Estabilidad > Tamaño > Mantenimiento									
CRITERIO	**Costo**	**Tamaño**	**Peso**	**Fuente de energía**	**Estabilidad**	**Seguridad**	**Mantenimiento**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Costo		1	0,5	0,5	0,5	0,5	1	5	0,179
Tamaño	0		0,5	0	0,5	0,5	0,5	3	0,107
Peso	0,5	0,5		0	0,5	0,5	1	4	0,143
Fuente de energía	0,5	1	1		1	1	1	6,5	0,232
Estabilidad	0,5	0,5	0,5	0		0,5	0,5	3,5	0,125
Seguridad	0,5	0,5	0,5	0	0,5		1	4	0,143
Mantenimiento	0	0,5	0	0	0,5	0		2	0,071
					TOTAL			28	1

Fuente: Autor

Tabla 3.3 Ponderación de bajo costo.

Mecánico > Hidráulico > Eléctrico>Electrónico						
BAJO COSTO	**Mecánico**	**Hidráulico**	**Eléctrico**	**Electrónico**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Mecánico		1	1	1	4	0,4
Hidráulico	0		1	1	3	0,3
Eléctrico	0	0		1	2	0,2
Electrónico	0	0	0		1	0,1
	TOTAL				10	1

Fuente: Autor

Tabla 3.4 Ponderación de menor tamaño.

Electrónico > Mecánico > Eléctrico > Hidráulico						
MENOR TAMAÑO	**Mecánico**	**Hidráulico**	**Eléctrico**	**Electrónico**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Mecánico		1	1	0	3	0,3
Hidráulico	0		0	0	1	0,1
Eléctrico	0	1		0	2	0,2
Electrónico	1	1	1		4	0,4
	TOTAL				10	1

Fuente: Autor

Tabla 3.5 Ponderación de bajo peso.

Mecánico = Electrónico > Eléctrico > Hidráulico						
BAJO PESO	**Mecánico**	**Hidráulico**	**Eléctrico**	**Electrónico**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Mecánico		1	1	0,5	3,5	0,35
Hidráulico	0		0	0	1	0,1
Eléctrico	0	1		0	2	0,2
Electrónico	0,5	1	1		3,5	0,35
	TOTAL				10	1

Fuente: Autor

Tabla 3.6 Ponderación de fuente de energía.

Mecánico > Hidráulico > Eléctrico > Electrónico						
FUENTE DE ENERGÍA	**Mecánico**	**Hidráulico**	**Eléctrico**	**Electrónico**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Mecánico		1	1	1	4	0,4
Hidráulico	0		1	1	3	0,3
Eléctrico	0	0		1	2	0,2
Electrónico	0	0	0		1	0,1
	TOTAL				10	1

Fuente: Autor

Tabla 3.7 Ponderación mayor estabilidad.

Mecánico > Hidráulico > Eléctrico > Electrónico						
MAYOR ESTABILIDAD	**Mecánico**	**Hidráulico**	**Eléctrico**	**Electrónico**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Mecánico		1	1	1	4	0,4
Hidráulico	0		1	1	3	0,3
Eléctrico	0	0		1	2	0,2
Electrónico	0	0	0		1	0,1
	TOTAL				10	1

Fuente: Autor

Tabla 3.8 Ponderación de mayor seguridad

Mecánico > Hidráulico = Eléctrico = Electrónico						
MAYOR SEGURIDAD	**Mecánico**	**Hidráulico**	**Eléctrico**	**Electrónico**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Mecánico		1	1	1	4	0,4
Hidráulico	0		0,5	0,5	2	0,2
Eléctrico	0	0,5		0,5	2	0,2
Electrónico	0	0,5	0,5		2	0,2
	TOTAL				10	1

Fuente: Autor

Tabla 3.9 Ponderación fácil mantenimiento.

Mecánico > Hidráulico = Eléctrico > Electrónico						
FÁCIL MANTENIMIENTO	**Mecánico**	**Hidráulico**	**Eléctrico**	**Electrónico**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Mecánico		1	1	1	4	0,4
Hidráulico	0		0,5	1	2,5	0,25
Eléctrico	0	0,5		1	2,5	0,25
Electrónico	0	0	0		1	0,1
	TOTAL				10	1

Fuente: Autor

Conclusión:

Al analizar los criterios de selección se toma como prioridad la alternativa 1 (figura 3.10): sistema de dirección mecánica, ya que tiene menor costo de componentes, menor tamaño, un peso moderado, buena estabilidad y seguridad, de fácil mantenimiento y sobre todo no requiere de fuente de energía para su funcionamiento, contribuyendo así con la autonomía del auto eléctrico.

Tabla 3.10 Tabla de conclusiones.

CONCLUSIÓN	**Costo**	**Tamaño**	**Peso**	**Fuente de energía**	**Estabilidad**	**Seguridad**	**Mantenimiento**	**∑**	**Prioridad**
Mecánico	0,071	0,032	0,050	0,093	0,050	0,057	0,029	0,382	1
Hidráulico	0,054	0,011	0,014	0,070	0,038	0,029	0,018	0,232	2
Eléctrico	0,036	0,021	0,029	0,046	0,025	0,029	0,018	0,204	3
Electrónico	0,018	0,043	0,050	0,023	0,013	0,029	0,007	0,182	4

Fuente: Autor

3.1.4 Selección del mecanismo de dirección mecánica

Existen dos tipos de mecanismos de dirección mecánica: dirección mecánica de tornillo sinfín y dirección mecánica mediante piñón-cremallera. El sistema de dirección mecánica de tornillo sinfín se utiliza en los vehículos pesados por su diseño robusto mientras que la dirección mecánica de piñón-cremallera se utiliza en vehículos livianos ya que sus componentes tienen menor tamaño en relación al sistema anterior.

En la tabla 3.11, se detallan las alternativas para la selección del tipo de mecanismo de dirección mecánica así como también las ventajas y desventajas de cada sistema para ser analizadas de acuerdo a los criterios de selección que se puntualizan en el apartado 3.1.2.

Tabla 3.11 Alternativas del mecanismo de dirección mecánica, ventajas y desventajas.

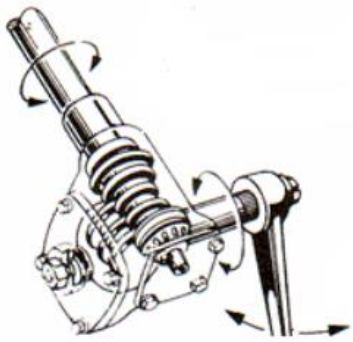
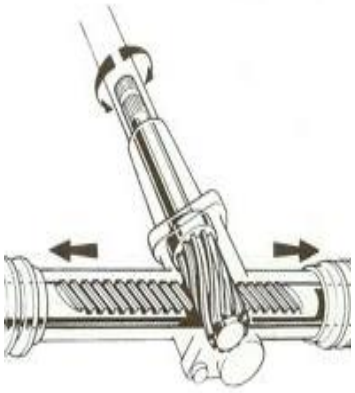
ALTERNATIVAS	ESQUEMA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Alternativa 1: Dirección mecánica de tornillo sinfín		No consume energía. Reducción del esfuerzo aplicado al volante. Buena precisión y estabilidad.	Diseño robusto y sofisticado. Netamente diseñado para vehículos pesados. Costo elevado en implementación y mantenimiento. Gran tamaño de sus componentes. Desgaste prematuro del tornillo sinfín.

Tabla 3.11 Alternativas del mecanismo de dirección mecánica, ventajas y desventajas (continuación)

Alternativa 2: Dirección mecánica de piñón-cremallera		No presenta complicaciones en el montaje. Fácil aplicación a cualquier tipo de vehículo. Bajo costo de implementación y mantenimiento. Maniobras más delicadas y sensibles.	Vibraciones en el sistema. Menor durabilidad de los elementos. Necesita de una constante lubricación.

Fuente: Autor

Tabla 3.12 Ponderación de cada criterio de selección para el mecanismo de dirección.

Fuente de energía > Costo > Seguridad = Peso > Estabilidad > Tamaño > Mantenimiento									
CRITERIO	**Costo**	**Tamaño**	**Peso**	**Fuente de energía**	**Estabilidad**	**Seguridad**	**Mantenimiento**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Costo		1	0,5	0,5	0,5	0,5	1	5	0,179
Tamaño	0		0,5	0	0,5	0,5	0,5	3	0,107
Peso	0,5	0,5		0	0,5	0,5	1	4	0,143
Fuente de energía	0,5	1	1		1	1	1	6,5	0,232
Estabilidad	0,5	0,5	0,5	0		0,5	0,5	3,5	0,125
Seguridad	0,5	0,5	0,5	0	0,5		1	4	0,143
Mantenimiento	0	0,5	0	0	0,5	0		2	0,071
					TOTAL			28	1

Fuente: Autor

Tabla 3.13 Ponderación bajo costo.

Piñón-cremallera > Tornillo sinfín				
BAJO COSTO	**Tornillo sinfín**	**Piñón-cremallera**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Tornillo sinfín		0	1	0,333
Piñón-cremallera	1		2	0,667
	TOTAL		3	1

Fuente: Autor

Tabla 3.14 Ponderación menor tamaño.

Piñón-cremallera = Tornillo sinfín				
MENOR TAMAÑO	**Tornillo sinfín**	**Cremallera**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Tornillo sinfín		0,5	1,5	0,500
Cremallera	0,5		1,5	0,500
	TOTAL		3	1

Fuente: Autor

Tabla 3.15 Ponderación bajo peso.

Piñón-cremallera > Tornillo sinfín				
BAJO PESO	**Tornillo sinfín**	**Piñón-cremallera**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Tornillo sinfín		0	1	0,333
Piñón-cremallera	1		2	0,667
	TOTAL		3	1

Fuente: Autor

Tabla 3.16 Ponderación fuente de energía.

Tornillo sinfín = Piñón-cremallera				
FUENTE DE ENERGÍA	**Tornillo sinfín**	**Piñón-cremallera**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Tornillo sinfín		0,5	1,5	0,500
Piñón-cremallera	0,5		1,5	0,500
	TOTAL		3	1

Fuente: Autor

Tabla 3.17 Ponderación mayor estabilidad.

Piñón-cremallera = Tornillo sinfín				
MAYOR ESTABILIDAD	**Tornillo sinfín**	**Piñón-cremallera**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Tornillo sinfín		0,5	1,5	0,500
Piñón-cremallera	0,5		1,5	0,500
	TOTAL		3	1

Fuente: Autor

Tabla 3.18 Ponderación mayor seguridad.

Piñón-cremallera = Tornillo sinfín				
MAYOR SEGURIDAD	**Tornillo sinfín**	**Piñón-cremallera**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Tornillo sinfín		0,5	1,5	0,500
Piñón-cremallera	0,5		1,5	0,500
	TOTAL		3	1

Fuente: Autor

Tabla 3.19 Ponderación fácil mantenimiento.

Piñón-cremallera > Tornillo sinfín				
MANTENIMIENTO	**Tornillo sinfín**	**Piñón-cremallera**	**∑ + 1**	**Ponderación**
Tornillo sinfín		0	1	0,333
Piñón-cremallera	1		2	0,667
	TOTAL		3	1

Fuente: Autor

Conclusión:

Al analizar los criterios de selección, se pudo concluir (tabla 3.20), que la mejor opción es el sistema de dirección mecánica por piñón y cremallera (alternativa 2), ya que este sistema es de bajo costo, tiene un peso y tamaño moderado, no requiere de fuente de energía, es seguro y estable, de fácil mantenimiento y sobre todo es viable para el auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17.

Tabla 3.20 Tabla de conclusiones.

CONCLUSIÓN	**Costo**	**Tamaño**	**Peso**	**Fuente de energía**	**Estabilidad**	**Seguridad**	**Mantenimiento**	**∑**	**Prioridad**
Tornillo sinfín	0,060	0,054	0,048	0,116	0,063	0,071	0,024	0,479	2
Piñón-cremallera	0,119	0,054	0,095	0,116	0,063	0,071	0,048	0,521	1

Fuente: Autor

Una vez realizada la selección del tipo de sistema de dirección (tabla 3.10) y su respetivo mecanismo de accionamiento (tabla 3.20), en la figura 3.2, se detallan las partes principales que comprende este sistema de dirección mecánica. Para seleccionar y diseñar los elementos restantes y así obtener un sistema óptimo para el auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17.

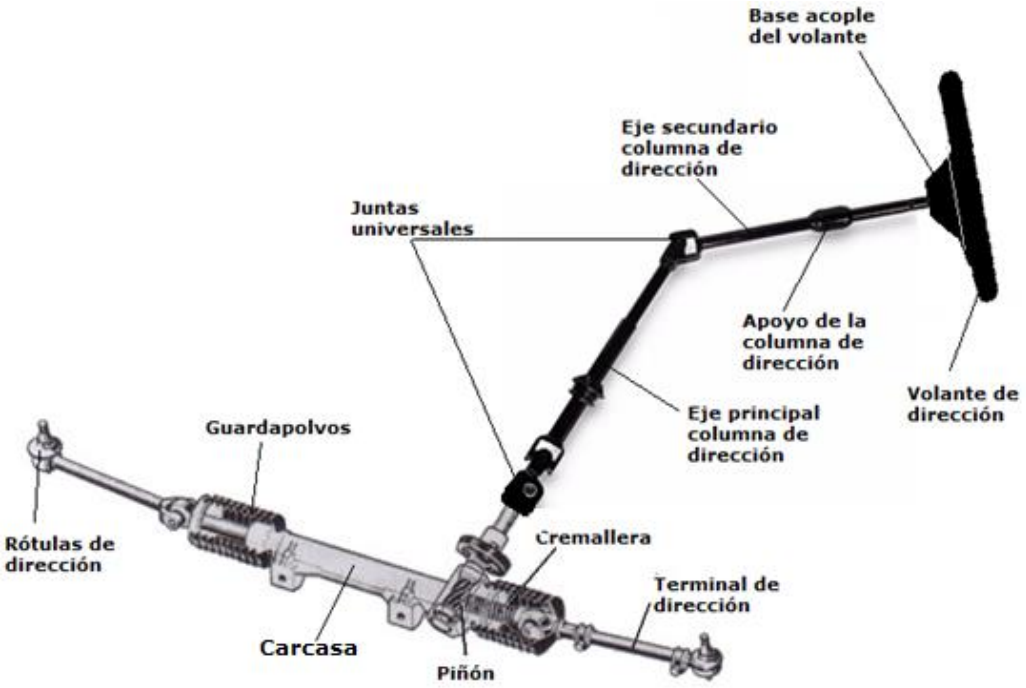


Figura 3.2 Partes principales de un sistema de dirección mecánica

Fuente: Autor

3.1.5 Selección del modelo del mecanismo de dirección mecánica

El mecanismo de dirección mecánica mediante piñón y cremallera involucra:

- Cajetín de dirección (piñón y cremallera), carcasa y guardapolvos.
- Terminales de dirección.
- Rótulas de dirección (figura 3.2).

Para la selección del modelo del mecanismo de dirección mecánica mediante piñón y cremallera, se realizó la tabla 3.21, en donde se muestra las condiciones iniciales del macroproyecto, con el fin de seleccionar los componentes que más se ajusten a dichas condiciones. Además se realizó la tabla 3.22, en donde se detalla las características principales de algunos modelos de mecanismos de dirección mecánica que más se acogen al prototipo y sobre todo existentes en el mercado nacional ANEXO A.

Al ser el peso propio del auto eléctrico y el ancho entre ruedas las limitantes se ha de seleccionar el modelo que más se ajuste a estas condiciones, que tenga el menor peso posible, la menor distancia entre extremos, que sea susceptible a modificaciones en su estructura sin afectar su funcionamiento y sobre todo que sea de un costo accesible.

Tabla 3.21 Condiciones iniciales del prototipo de auto eléctrico UTA-CIM17.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Velocidad máxima	V	50 Km/h
Peso	P	500 Kg
Distancia entre ejes (Batalla)	B o lt	1,735 m
Ancho de vía (Ancho entre ruedas)	Av	1,07 m

Fuente: Autor

Tabla 3.22 Características principales de los mecanismos de dirección utilizados en diferentes tipos de automóviles.

Modelo	Ancho total	Costo	Peso	Susceptible a modificación en su estructura
Cajetín de dirección Suzuki Forsa 1	120 cm	$ 59	4 kg	Si
Cajetín de dirección Chevrolet Corsa Wind	125 cm	$ 90	4,5 kg	No
Cajetín de dirección Suzuki Forsa 2	130 cm	$ 75	4,2 kg	Si

Fuente: Autor

El sistema más óptimo para el prototipo de auto eléctrico es el mecanismo de dirección del Suzuki Forsa 1, tiene la menor longitud entre extremos y se puede reducir su longitud para que se ajuste al prototipo de auto eléctrico sin afectar en su eficiencia. Además es de bajo costo, liviano y de fácil adquisición.

3.1.6 Selección del volante de dirección

El volante de dirección, tiene la función de transmitir el esfuerzo que realiza el conductor hacia las ruedas. En el prototipo de auto eléctrico, se seleccionará el volante de dirección con el menor diámetro posible, para no causar incomodidad al conductor debido al espacio reducido del habitáculo. Además de considerar diversas especificaciones como: costo, peso, diseño y disponibilidad. En la tabla 3.23, se describen algunos tipos de volantes de dirección que más se ajustan a los requerimientos detallados anteriormente (ANEXO B).

Tabla 3.23 Características principales de diferentes volantes de dirección.

Modelo	Especificaciones	
Volante SPARCO L777 ORIGINAL	Diámetro (mm)	350
	Peso (g)	500
	Costo ($)	120
	Disponible en el mercado	Si
Volante OMP CORSICA	Diámetro (mm)	350
	Peso (g)	1 017
	Costo ($)	100
	Disponible en el mercado	Si
Volante NARDI ITALIANO ORIGINAL	Diámetro (mm)	350
	Peso (g)	1000
	Costo ($)	80
	Disponible en el mercado	Si

Fuente: Autor

El volante seleccionado para el auto eléctrico es el NARDI ITALIANO, ya que otorga un espacio apropiado dentro del habitáculo para una mayor comodidad del conductor, tiene un precio moderado, es liviano, de un diseño agradable y sobretodo está disponible en el mercado ecuatoriano.

3.1.7 Selección del adaptador del volante de dirección

El adaptador del volante de dirección, es un elemento que permite la unión del volante con el eje de la columna de dirección. Para nuestro prototipo de auto eléctrico se analizará adaptadores de dos tipos:

El primero es un adaptador de un solo cuerpo, permitiendo la unión fija del eje y el volante de dirección. Este elemento se adapta a la columna de dirección mediante el uso de bases estriadas y al volante mediante unión atornillada.

El segundo tipo es un adaptador de dos piezas unidas mediante un pasador o sistema de bolas de acero inoxidable, permitiendo acoplarse o desacoplarse rápidamente para seguridad y mantenimiento del sistema de dirección. Las uniones tanto al volante como al eje de dirección se realizan mediante tornillos.

Para la selección de este elemento se considera el diámetro, su peso, el costo y el método de acople (tabla 3.24).

Tabla 3.24 Características principales de diferentes adaptadores para volante.

Modelo	Especificaciones	
Adaptador SPARCO ORIGINAL	Diámetro (mm)	90
	Peso (Kg)	0,7
	Costo ($)	87
	Método de acople	Uniones atornilladas
	Características generales	Sistema de liberación rápida entre sí mediante bolas de acero inoxidable

Tabla 3.24 Características principales de diferentes adaptadores de volante (continuación).

Adaptador ORIGINAL SUZUKI 1	Diámetro (mm)	100
	Peso (Kg)	0,3
	Costo ($)	50
	Método de acople	Uniones atornilladas
	Características generales	Una sola pieza (adaptación fija)
Adaptador ADMO	Diámetro (mm)	90
	Peso (Kg)	0,5
	Costo ($)	60
	Método de acople	Uniones atornilladas
	Características generales	Sistema de liberación rápida mediante bolas de acero inoxidable

Fuente: Autor

El elemento seleccionado es un adaptador ADMO (ANEXO C), que tiene un mecanismo de liberación rápida mediante el uso de bolas de acero inoxidable, este dispositivo permite acoplar y desacoplar el volante de dirección de una manera rápida y sencilla, brindando mayor seguridad y facilidad en el mantenimiento.

Este componente reduce al mínimo el juego existente entre el volante y la columna de dirección, es de bajo costo, liviano y debido a que el prototipo de auto eléctrico tiene un espacio de habitáculo reducido, el volante puede ser separado de su lugar momentáneamente permitiendo entrar al conductor de una manera más cómoda.

3.2 Cálculo de los parámetros para homologación del sistema de dirección

En este apartado se realiza el cálculo de los parámetros del sistema de dirección para poder confrontar con los lineamientos descritos en el reglamento N° 79 de la CEPE (ANEXO D) y así establecer si el sistema a implementarse cumple con estos

requisitos de homologación y sobre todo que pueda brindar seguridad activa y pasiva al conductor, además dichos cálculos favorecerán en el diseño de los elementos pertinentes.

3.2.1 Círculo de viraje

El radio se calcula utilizando la ecuación 2-1. Este radio de giro representa la mitad del círculo de viraje y es la circunferencia descrita por la rueda interna al estar el volante en su giro máximo tanto a la izquierda como a la derecha, figura 3.3. Este radio es importante ya que ayuda a tomar una curva cerrada sin perder pista.

$$\boldsymbol{R = 2 * B}$$

$$R = 2 * 1{,}735\ (m)$$

$$R = 3{,}47\ m$$

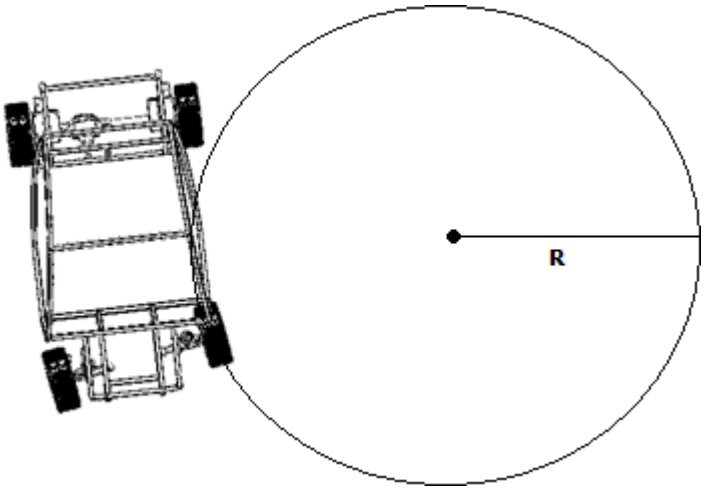


Figura 3.3 Radio de giro del auto eléctrico

Fuente: Autor

3.2.2 Tiempo de respuesta de la dirección

Una condición inicial del macroproyecto es que el auto eléctrico alcance una velocidad máxima de 50 Km/h (tabla 3.21), entonces, un vehículo con dicha característica se lo ubica en la categoría M1 según el reglamento N° 79 de la CEPE

(ANEXO E), por lo cual, el tiempo de respuesta de la dirección para alcanzar el giro máximo tanto a la izquierda como a la derecha de un vehículo categoría M1 es (ANEXO F):

$$t_R = 4\ s$$

3.2.3 Ángulos de giro

Los ángulos de giro, son aquellos ángulos formados por la proyección de dos ejes longitudinales perpendiculares al eje de giro de las ruedas delanteras, cuando estas están en posición inicial, es decir colineales a las ruedas posteriores, hasta que alcanzan el giro máximo ya sea interno o externo, como se muestra en las figuras 3.4 y 3.5. Estos ángulos de giro no deben estar limitados por ningún tipo de elemento del sistema de dirección permitiendo así que el vehículo mantenga la trayectoria establecida por el conductor y no pierda pista. Estos ángulos se calculan mediante la utilización de las ecuaciones 2-2 y 2-3.

Ángulo de giro interno, ecuación 2-2.

$$\boldsymbol{\delta_i = tan^{-1} \frac{B}{(R + \frac{Av}{2})}}$$

$$\delta_i = tan^{-1} \frac{(1{,}735\ m)}{(3{,}47\ m) + \frac{(1{,}07\ m)}{2})}$$

$$\delta_i = tan^{-1} \frac{1{,}735\ m}{(3{,}47\ m + \frac{1{,}07\ m}{2})}$$

$$\delta_i = 23{,}42\ °$$

Figura 3.4 Ángulo de giro interno

Fuente: Autor

Ángulo de giro externo, ecuación 2-3.

$$\boldsymbol{\delta_e = tan^{-1} \frac{B}{(R - \frac{Av}{2})}}$$

$$\delta_e = tan^{-1} \frac{1{,}735\ m}{(3{,}47\ m - \frac{1{,}07\ m}{2})}$$

$$\delta_e = 30{,}58\ °$$

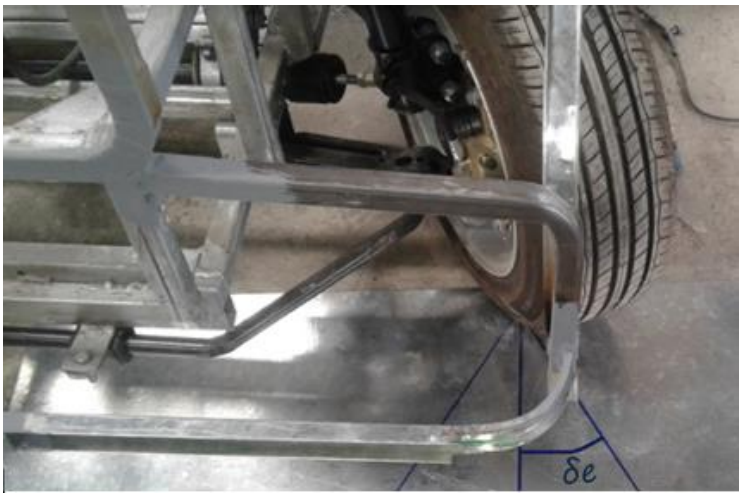


Figura 3.5 Ángulo de giro interno

Fuente: Autor

3.2.4 Fuerza de fricción

La fricción es la fuerza que se interpone en el giro libre de las ruedas delanteras, aumentando el esfuerzo que debe ejercer el conductor en el volante, dicha fricción tiene un valor más grande con el vehículo en reposo. Se emplea un diagrama de cuerpo libre para el cálculo de la fuerza de fricción (figura 3.6).

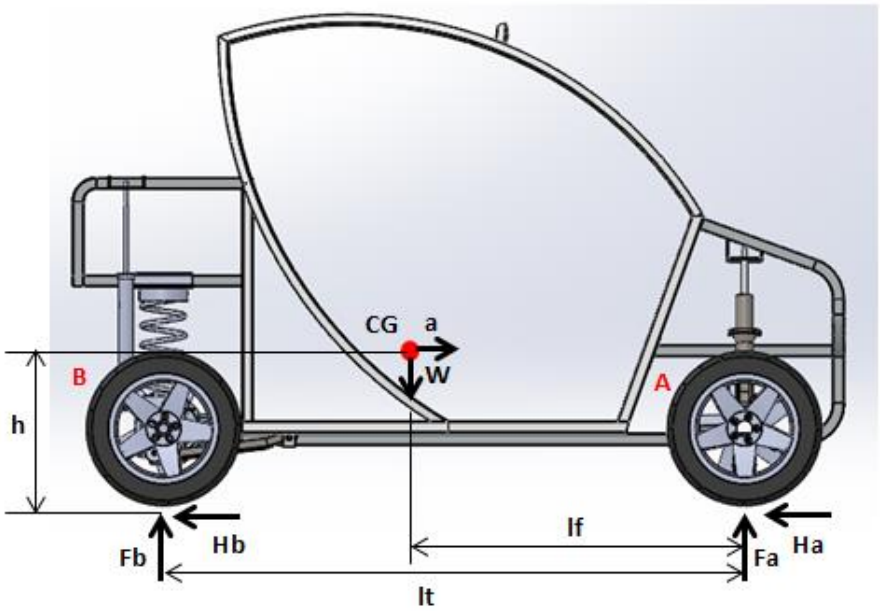


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre del auto eléctrico UTA-CIM17

Fuente: Autor

3.2.4.1 Desaceleración

Cuando el vehículo desacelera a causa del frenado se produce la mayor transferencia de peso sobre las ruedas delanteras, por eso se involucra la desaceleración en el cálculo de la fuerza de fricción.

La desaceleración se calcula mediante la utilización de la ecuación 2-4, suponiendo un tiempo de frenado de 3 s.

$$-\mathbf{a} = \frac{\boldsymbol{Vf} - \boldsymbol{Vo}}{\boldsymbol{t}}$$

$$-\mathrm{a} = \frac{0 - 13{,}89\ (\frac{m}{s})}{3\ s}$$

$$-\mathrm{a} = \ 4{,}63\ \mathrm{m}/s^2$$

Mediante los datos de la tabla 3.25 y el diagrama de cuerpo libre de la figura 3.6, se determina las reacciones en cada rueda aplicando las ecuaciones 2-5, 2-6 y el momento en A con la ecuación 2-7 respectivamente (segunda ley de Newton).

Tabla 3.25 Datos para el cálculo de las reacciones y fuerzas de fricción en cada rueda.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Peso total del biplaza (Auto eléctrico + 2 Tripulantes)	P	650 Kg
Aceleración (+) / Desaceleración (-)	(±a)	4,63 m/s²
Gravedad	G	9,81 m/s²
Batalla o distancia entre ejes	B o lt	1,735 m
Distancia aproximada del CG al eje delantero	Lf	0,92 m
Altura aproximada del CG medido desde el piso	h o Hc	0,60 m
Radio dinámico (ANEXO G)	Rdin	0,25 m
Inercia de la rueda	Ir	0,27 Kg*m²
Coeficiente de fricción del neumático (ANEXO H)	μ	0,7

Fuente: Autor

Se aplica sumatoria de fuerzas en (X) para obtener la ecuación 2-5.

$$\sum Fx = m * a$$

$$Ha + Hb = m * (\pm a)$$

Y sumatoria de fuerzas en (Y) para obtener la ecuación 2-6.

$$\sum Fy = m * a$$

$$Fa + Fb = W$$

Se aplica sumatoria de momentos en A para obtener la ecuación 2-7.

$$\circlearrowleft + \sum MA = I$$

$$Fb * lt + m * a * Hc + m * g * lf = \frac{4Ir * a}{rdin}$$

Se calcula el valor de la normal en el punto B despejando Fb de la ecuación 2-7.

$$Fb = \frac{\frac{4Ir * a}{rdin} - m * a * Hc + m * g * lf}{lt}$$

$$Fb = \frac{(\frac{4\ (0{,}27\ ) * 4{,}63}{0{,}25}) - (650 * 4{,}63 * 0{,}60\ ) + (650 * 9{,}81\ \ * 0{,}92\ )}{1{,}735}$$

$$Fb = 2\ 967{,}76\ N$$

Para el cálculo de la normal en el punto A se despeja Fa de la Ec. 2-6.

$$Fa = W - Fb$$

$$Fa = \left(650\ Kg * 9{,}8\ \frac{m}{s^2}\right) - 2\ 967{,}76\ N$$

$$Fa = 3\ 402{,}24\ N$$

La fuerza de fricción en A se calcula con la ecuación 2-8:

$$Ha = \mu * Fa$$

$$Ha = 0{,}7 * 3\ 402{,}24\ N$$

$$Ha = 2\ 381{,}57\ N$$

La fuerza de fricción en B se calcula con la ecuación 2-9:

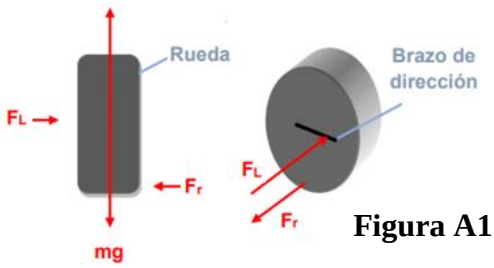
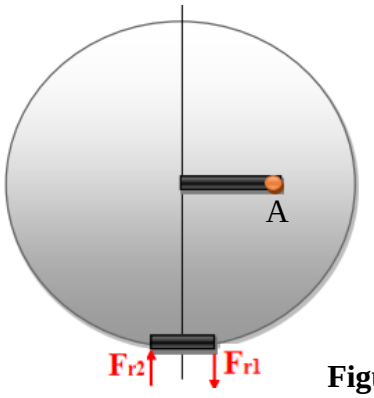
$$Hb = \mu * Fb$$

$$Hb = 0{,}7 * 2\,967{,}76\ N$$

$$Hb = 2\,077{,}43\ N$$

3.2.5 Fuerza necesaria para girar los neumáticos

Tabla 3.26 Interpretación del diagrama de cuerpo libre de las figuras A1 y A2.

El neumático apoyado en el piso es una superficie por lo que la fuerza de fricción queda representada como en la figura A2. El punto A representa el brazo de la mangueta en donde se conecta las rotulas de dirección y en donde se aplica la fuerza lateral necesaria para girar las ruedas. El rectángulo inferior representa la superficie de contacto entre el neumático y el piso. Fr1 y Fr2 son las fuerzas de fricción que se generan al girar las ruedas, tienen igual valor pero su sentido es diferente, figura A2. La fuerza lateral debe ser ligeramente más grande que la fuerza de fricción para que se pueda mover las ruedas.	 **Figura A1**  **Figura A2** $Fr1 = Fr2 = Fr$

Fuente: Autor

Para obtener la ecuación 2-10, se realiza sumatorias de fuerzas en X, en la figura A1.

$$\sum Fx = 0$$

$$\boldsymbol{FL - Fr = 0}$$

En el caso más crítico FL = Fr = Ha (Fuerza de fricción en la rueda delantera), por lo tanto se calcula con la ecuación 2-11.

$$\boldsymbol{FL = Fr = Ha}$$

$$FL = 2\,381{,}57\ N$$

Entonces la fuerza lateral necesaria para girar las ruedas delanteras es:

$$FL = 2\,381{,}57\ N$$

3.2.6 Cálculo del torque aplicado a la cremallera de dirección

En la tabla 3.27, se detallan los datos necesarios para el cálculo del torque aplicado a la cremallera de dirección.

Tabla 3.27 Datos para el cálculo del torque aplicado a la cremallera de la dirección.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Fuerza lateral aplicada al pivote de la mangueta para girar las ruedas delanteras	FL	2 381,57 N
Radio del piñón	R piñón	0,0094 m

Fuente: Autor

El par aplicado a la cremallera de dirección se calcula mediante la ecuación 2-15.

$$\boldsymbol{T = FL * r\ piñon}$$

$$T = 2\,381{,}57\ N * 0{,}0094\ m$$

$$T = 22{,}39\ Nm$$

3.2.7 Esfuerzo sobre el mando de dirección

El esfuerzo sobre el mando de dirección, es la fuerza aplicada al volante para dirigir al vehículo durante una determinada trayectoria. En la tabla 3.28, se tiene los datos necesarios para el cálculo de dicho esfuerzo.

Tabla 3.28 Datos para el cálculo del esfuerzo sobre el mando de dirección.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Par aplicado en la cremallera de dirección	Nm	22,39 Nm
Radio del volante de dirección	r1	0,35 m

Fuente: Autor

La fuerza que realiza el conductor para girar las ruedas se obtiene mediante la ecuación 2-12.

$$\boldsymbol{F1 * r1 = F2 * r2}$$

El par de giro es igual al producto de la fuerza por la distancia, ecuación 2-13 y ecuación 2.14.

$$\boldsymbol{T = F1 * r1}$$

$$F1 = \frac{T}{r1}$$

$$F1 = \frac{22{,}39\ Nm}{0{,}35\ m}$$

$$F1 = 63{,}97\ N$$

$$F1 = 6{,}52\ Kgf$$

El conductor deberá ejercer 6,52 Kgf sobre el volante para girar las ruedas delanteras. Un valor muy aceptable para este tipo de sistema de dirección.

3.2.8 Relación media de la dirección o relación de transmisión

Es la relación que existe entre el desplazamiento angular del volante de dirección y el ángulo de giro medio descrito por las ruedas delanteras para un giro de tope a tope. En la tabla 3.29, se señala los datos necesarios para el cálculo de la relación de transmisión.

Tabla 3.29 Datos para el cálculo de la relación de transmisión de la dirección.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Ángulo de giro del volante	β	610°
Ángulo de viraje externo de las ruedas delanteras	α	30,58°

Fuente: Autor

Para determinar la relación de transmisión se utiliza la ecuación 2-16.

$$\boldsymbol{i_D = \frac{\beta}{\alpha}}$$

$$i_D = \frac{610°}{30{,}58°}$$

$$i_D = 20$$

El auto eléctrico tiene una relación de transmisión de la dirección de 20:1. Es decir con una vuelta del volante se alcanza 20° de giro de las ruedas delanteras.

3.2.9 Convergencia

Para el cálculo de convergencia se utiliza la ecuación 2-17.

Tabla 3.30 Datos para el cálculo de convergencia.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Distancia entre las llantas por delante a media altura de las ruedas	a1	1 066 mm
Distancia entre las llantas por detrás a media altura de las ruedas	a2	1 070 mm

Fuente: Autor

$$C = a2 - a1$$

$$C = 1\,070\ mm - 1\,040\ mm$$

$$C = 4\ mm$$

3.2.10 Ángulo de convergencia

El ángulo de convergencia se calcula mediante el uso de la ecuación 2-18.

Tabla 3.31 Datos para el cálculo del ángulo de convergencia.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Ángulo de giro externo de la rueda interior	δe	30,58°
Ángulo de giro interno de la rueda exterior	δi	23,42°

Fuente: Autor

$$\gamma = \delta e - \delta i$$

$$\gamma = 30{,}58° - 23{,}42°$$

$$\gamma = 7{,}16°$$

3.3 Diseño y selección de los elementos restantes para el sistema de dirección

Se selecciona los elementos restantes de acuerdo a los cálculos efectuados anteriormente y se diseña los ejes de la columna de dirección.

3.5.1 Selección de las juntas universales

Se selecciona dos juntas universales del tipo C3, del catálogo RODAVIGO (ANEXO I), que tiene las siguientes características [25].

Tabla 3.32 Datos generales de las juntas universales seleccionadas.

JUNTAS UNIVERSALES CÓDIGO C3	VALOR
Diámetro externo	$\emptyset = 42\ (mm)$
Velocidad máxima	1 000 rpm
Ángulo de giro máximo	34°
Par de rotura	$\geq 220\ Nm$
Diámetro de agujeros internos sin apriete	$\emptyset i = 5/8"$
Numero de dientes del estriado	36

Fuente: Autor

Las juntas universales seleccionadas tienen un par de rotura ≥ 200 Nm, y se desea transmitir un par de 22,39 Nm, por lo tanto:

$$220 \text{ Nm } \geq 22{,}39 \text{ Nm } \ OK!!$$

3.5.2 Diseño del eje de la columna de dirección

Es de vital importancia que la dirección brinde al conductor seguridad activa y pasiva, por lo tanto se va a diseñar una columna de dirección colapsable (figura 3.7). El diseño de esta columna de dirección contiene dos juntas universales situadas a lo largo del eje, que en caso de impacto frontal esta columna se deforma por medio de dichas juntas, evitando que la barra de dirección se proyecte al conductor.

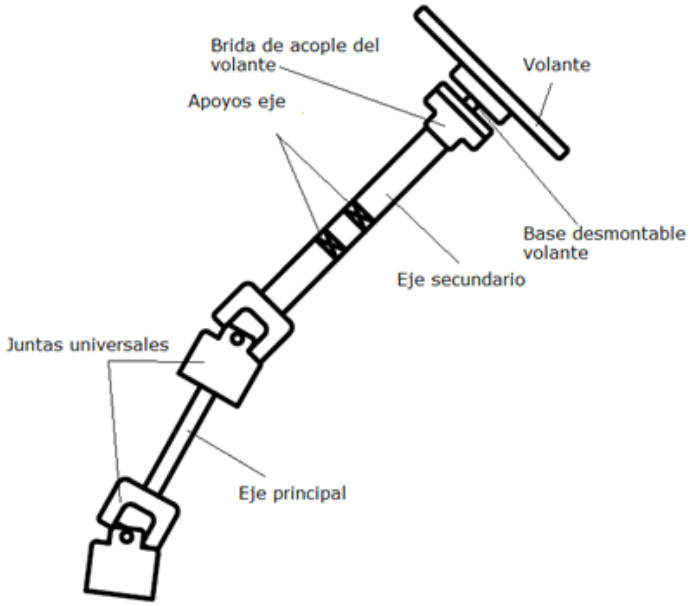


Figura 3.7 Elementos que comprende una columna de dirección colapsable

Fuente: Autor

Un material óptimo para los ejes de la columna de dirección es el acero AISI 1018 (ANEXO J) ya que tiene buenas características mecánicas, excelente soldabilidad, bajo costo y fácil adquisición.

En la tabla 3.33, se tiene los datos necesarios para el diseño de miembros estructurales sometidos a torsión.

Tabla 3.33 Datos generales para el diseño del eje de la columna de dirección.

DESCRIPCIÓN	SIMBOLOGÍA	VALOR
Par de torsión necesario para el giro de las ruedas	T	22,39 Nm
Límite de fluencia acero AISI 1018 ANEXO J	Sy	235 N/mm²
Resistencia a la tensión acero AISI 1018 ANEXO J	Sut	465 N/mm²
Módulo de rigidez del material ANEXO K	G	79,3 GPa

Fuente: Autor

Se empieza con el cálculo del esfuerzo cortante para un diseño aceptable [26].

$$\boldsymbol{\tau_d = \frac{Sy}{2\,N}} \qquad \text{Ec. 3-1}$$

Dónde:

τ_d = Esfuerzo cortante [MPa].

Sy = Límite de fluencia [MPa].

N = Factor de diseño. (Se elige un factor de diseño de 4 ya que el eje de la columna de dirección está sometido a torsión repetida ANEXO L).

Entonces:

$$\boldsymbol{\tau_d = \frac{Sy}{2\,N}}$$

$$\tau_d = \frac{235\ MPa}{2\ (4)}$$

$$\tau_d = 29{,}38\ MPa$$

Luego formando un cociente, con las ecuaciones del momento polar de inercia de la sección transversal (J) ecuación 3-2 y el radio de la sección trasversal ecuación 3-3 (c); se obtiene el módulo de sección polar J/c ecuación 3-4, que representa una ecuación simple que contiene el diámetro del eje (D) [26].

$$\boldsymbol{J = \frac{\pi\, D^4}{32}} \qquad \text{Ec. 3-2}$$

$$\boldsymbol{c = D/2} \qquad \text{Ec. 3-3}$$

$$\boldsymbol{\frac{J}{c} = Zp = \frac{\pi D^3}{16}} \qquad \text{Ec. 3-4}$$

$$\boldsymbol{\tau_{máx} = \frac{Tc}{J}} \qquad \text{Ec. 3-5}$$

Sustituyendo Z_p en la ecuación básica del esfuerzo torsional ecuación 3-5, se obtiene la ecuación 3-6, que representa el módulo de sección polar para limitar el esfuerzo cortante torsional a τ_d ($\tau_{máx} = \tau_d$), cuando se somete a un par de torsión T [26].

$$\boldsymbol{Z_p = \frac{T}{\tau_d}} \qquad \text{Ec. 3-6}$$

Dónde:

Z_p= Módulo de sección polar [mm³].

T = Par de torsión necesario para el giro de las ruedas [Nm].

τ_d= Esfuerzo cortante [MPa].

Resolviendo la ecuación 3-6, se tiene:

$$\boldsymbol{Z_p = \frac{T}{\tau_d}}$$

$$Z_p = \frac{(22{,}39 * 10^3)Nmm}{29{,}38\ Nmm^2}$$

$$Z_p = 762{,}08\ mm^3$$

Finalmente despejando el diámetro D en la ecuación 3-4, se obtiene:

$$\boldsymbol{D = \sqrt[3]{\frac{16\ Zp}{\pi}}} \qquad \text{Ec. 3-7}$$

Resolviendo:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16\ (762{,}08\ mm^3)}{\pi}}$$

$$D = 15{,}72\ mm$$

El valor calculado se le aproxima a 5/8” para el eje principal de la columna de dirección, ya que es el diámetro de eje disponible en el mercado (ANEXO J), este eje va acoplado a dos juntas universales (figura 3.7), que tienen un diámetro interno de 5/8” (ANEXO I).

Por otro lado, para la barra secundaria, se selecciona un eje de 3/4" de diámetro (ANEXO J), este aumento es de mucha importancia para que pueda adaptarse la base del volante y que el eje secundario (figura 3.7), tenga mayor fijación en los apoyos.

De acuerdo a las dimensiones de la estructura del vehículo se necesita que el eje principal tenga una longitud de 150 mm y el eje secundario de 330 mm, para que el volante quede ubicado en una posición que no interfiera la visión del conductor (figura 3.8).

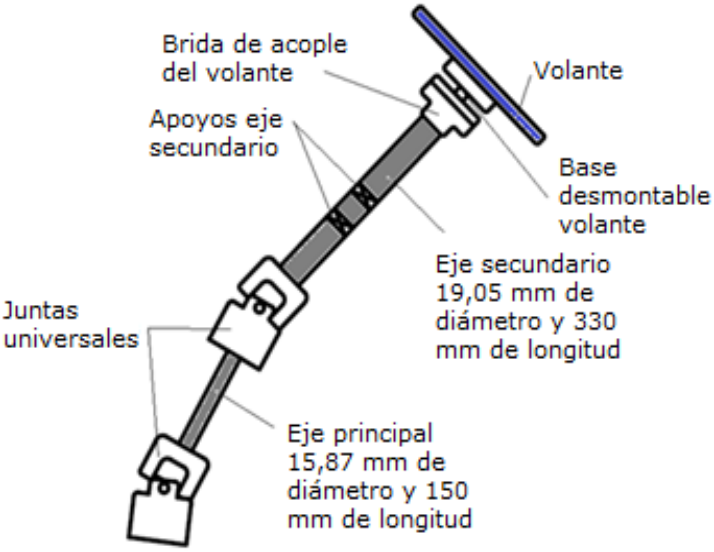


Figura 3.8 Dimensiones de los ejes de la columna de dirección

Fuente: Autor

Cálculo del ángulo de torsión para el eje principal que tiene un diámetro de 15,87 mm y una longitud de 150 mm [26].

$$\theta = \frac{T\,l}{J\,G} \qquad \text{Ec. 3-8}$$

$$\theta = \frac{(22{,}39\ Nm)(0{,}15\ m)}{(6{,}23\ E^{-9}\ m^4)(79{,}3\ E^9\ N/m^2)}$$

$$\theta = 0{,}007\ rad$$

$$\theta = 0{,}40°$$

Cálculo del ángulo de torsión para el eje secundario que tiene un diámetro de 19,05 mm y una longitud de 330 mm, ecuación 3-8 [26].

$$\theta = \frac{T\,l}{J\,G}$$

$$\theta = \frac{(22{,}39\ Nm)(0{,}33\ m)}{(12{,}93\ E^{-9}\ m^4)(79{,}3\ E^9\ N/m^2)}$$

$$\theta = 0{,}007\ rad$$

$$\theta = 0{,}40°$$

Conclusión:

Tanto el eje principal como el eje secundario sufren la misma deformación de 0,40° debido a la diferencia de longitudes, por lo tanto, el par de torsión de la columna de dirección de 22,39 Nm no va a provocar fallas en el funcionamiento, en consecuencia, el diseño es viable.

3.5.3 Selección de las chumaceras para el apoyo del eje secundario

Las cargas que va a soportar los rodamientos de las chumaceras son: el peso del volante con las dos bases (base bridada y base desmontable) y el peso propio del eje de acero AISI 1018 de 0,33 m de longitud.

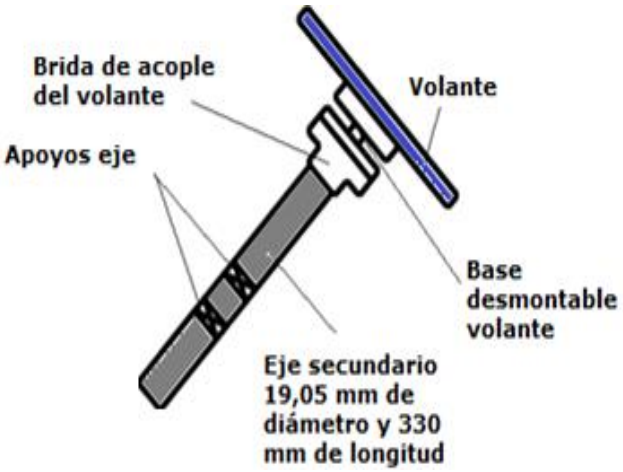


Figura 3.9 Elementos a considerar en la selección de chumaceras

Fuente: Autor

P1 = Peso total del volante con las bases de acople = 1,77 Kg.

P2 = Peso del eje = 0,73 Kg. (ANEXO M)

El eje secundario tiene una inclinación de 50°.

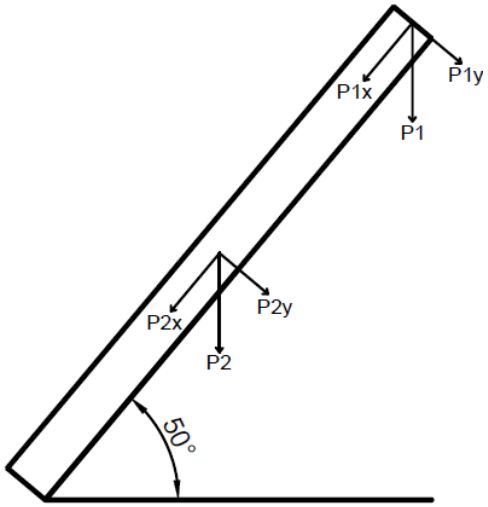


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre eje secundario de la columna de dirección

Fuente: Autor

Por lo tanto:

$$\boldsymbol{P1 = 1,77\ Kg * 9,81\ m/s^2} \qquad \text{Ec. 3-9}$$

$$P1 = 17{,}36\ N$$

$$\boldsymbol{P2 = 0,73\ Kg * 9,81\ m/s^2} \qquad \text{Ec. 3-10}$$

$$P2 = 7{,}16\ N$$

Distribución de las cargas en el eje secundario de la columna de dirección.

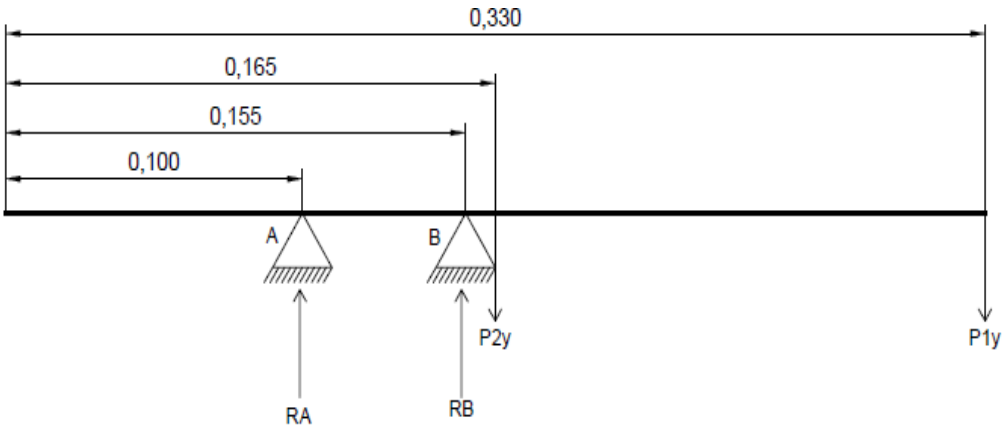


Figura 3.11 Diagrama de distribución de cargas en el eje secundario de la columna de dirección

Fuente: Autor

Dónde:

$$\boldsymbol{P1y = P1 * cos\ 50°} \qquad \text{Ec. 3-11}$$

$$\boldsymbol{P2y = P2 * cos\ 50°} \qquad \text{Ec. 3-12}$$

Resolviendo las ecuaciones 3-11 y 3-12, se obtiene:

$$\boldsymbol{P1y = P1 * cos\ 50°}$$

$$P1y = 17{,}36\ N * cos\ 50°$$

$$P1y = 11{,}15\ N$$

$$\boldsymbol{P2y = P2 * cos\ 50°}$$

$$P2y = 7{,}16\ N * cos\ 50°$$

$$P2y = 4{,}60\ N$$

Se calcula las reacciones en el punto A y B.

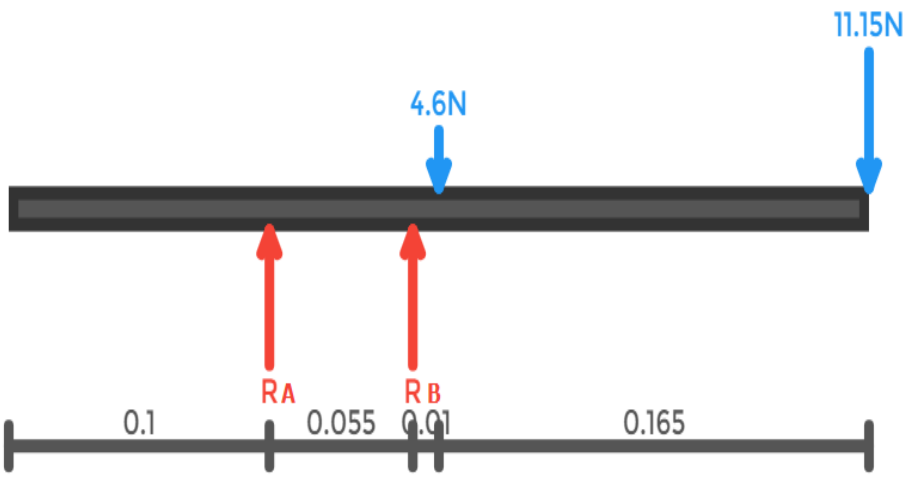


Figura 3.12 Reacciones en A y B

Fuente: Autor

Entonces:

$$RA = -36{,}31\ N$$

$$RB = 52{,}06\ N$$

- **Diseño a carga estática**

Las chumaceras seleccionadas deben cumplir con el siguiente requerimiento para cargas estáticas según el catálogo de rodamientos SKF [27].

$$\boldsymbol{Co_{req} \leq Co_{disponible}} \qquad \text{Ec. 3-13}$$

$$\boldsymbol{Co_{req} = \frac{2\,Po}{f_T}} \qquad \text{Ec. 3-14}$$

Dónde:

Co_{req} = Capacidad de carga requerida [KN].

$Po =$ Carga estática equivalente [KN].

$f_T =$ Factor de temperatura ANEXO N.

La fórmula para calcular la carga estática equivalente es:

$$\boldsymbol{Po = 0{,}6\ f_r + 0{,}5\ f_a} \qquad \text{Ec. 3-15}$$

Dónde:

$f_r =$ Carga radial [KN].

$f_a =$ Carga Axial [KN].

Las chumaceras seleccionadas soportan únicamente cargas radiales y se toma el valor de la reacción mayor (RB = fr = 52.06 N). Por lo tanto:

$$\boldsymbol{Po = 0,6\ f_r + 0,5\ f_a}$$

$$Po = 0{,}6\ (52{,}06\ N) + 0{,}5\ (0)$$

$$Po = 0{,}031\ KN$$

Remplazando f_T y Po en la ecuación 3-14, se tiene:

$$\boldsymbol{Co_{req} = \frac{2\ Po}{f_T}}$$

$$Co_{req} = \frac{2\ (0{,}031\ KN)}{1}$$

$$Co_{req} = 0{,}062\ KN$$

Con el diámetro del eje principal de 3/4” y con la capacidad de carga requerida de 0,062 KN, se procede a seleccionar dos chumaceras con dichas características del ANEXO O, para que sirvan como apoyo del eje secundario de la columna de dirección.

Se selecciona la chumacera CMB UCP204-12, que tiene un diámetro interno de 3/4" y una capacidad de carga requerida de 6,65 KN.

Por lo tanto:

$$0{,}062\ KN < 6{,}65\ KN \quad \text{OK!!}$$

- **Resumen del cálculo de los parámetros para homologación y diseño del sistema de dirección**

En la tabla 3.34 se detalla el resumen de los cálculos de los parámetros del sistema de dirección que son necesarios para la homologación del auto eléctrico, así como también los ejes diseñados para la columna de dirección y la selección de los apoyos para el eje secundario.

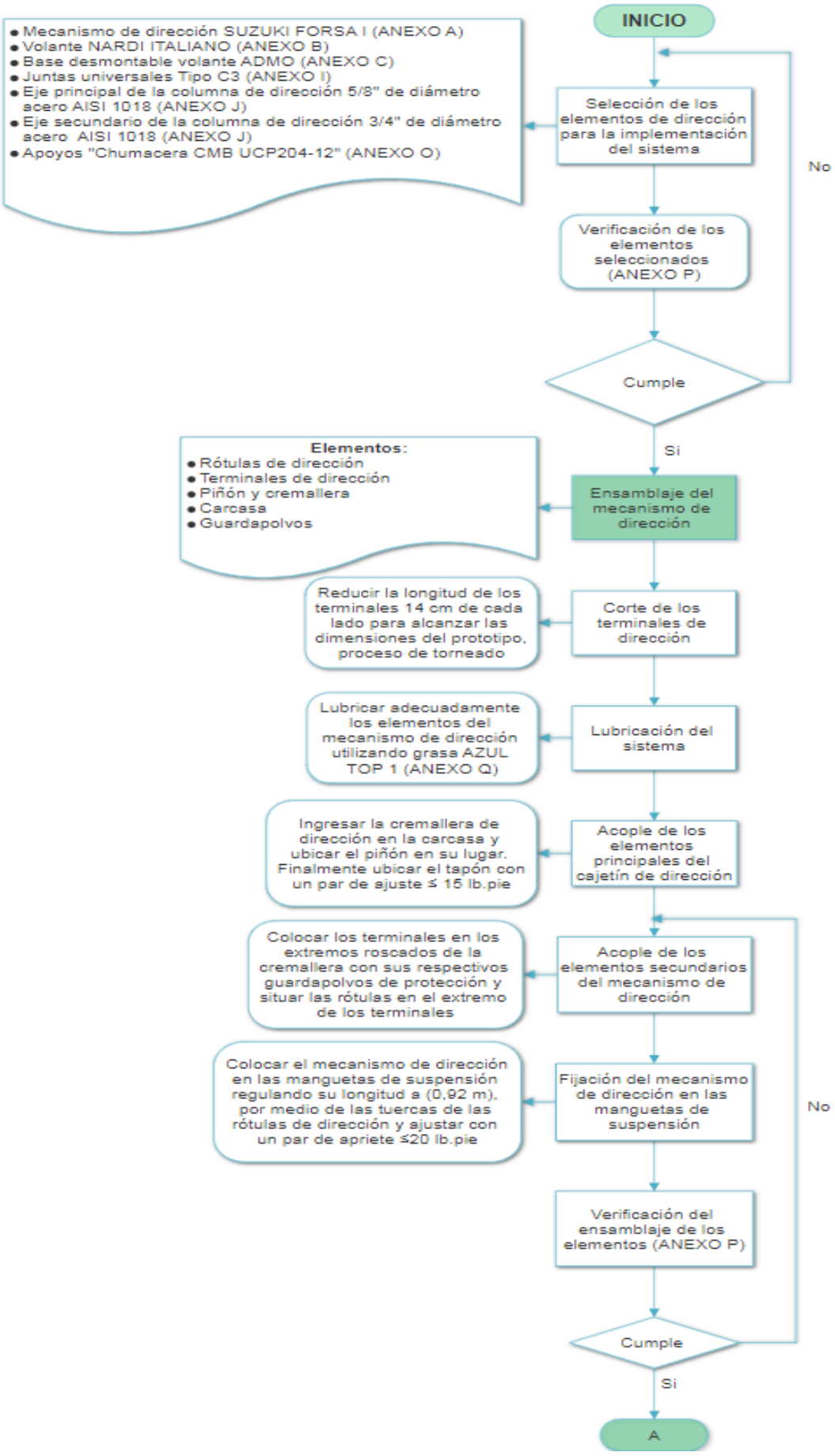
Tabla 3.34 Resumen de los cálculos de los parámetros y diseño de la columna de dirección.

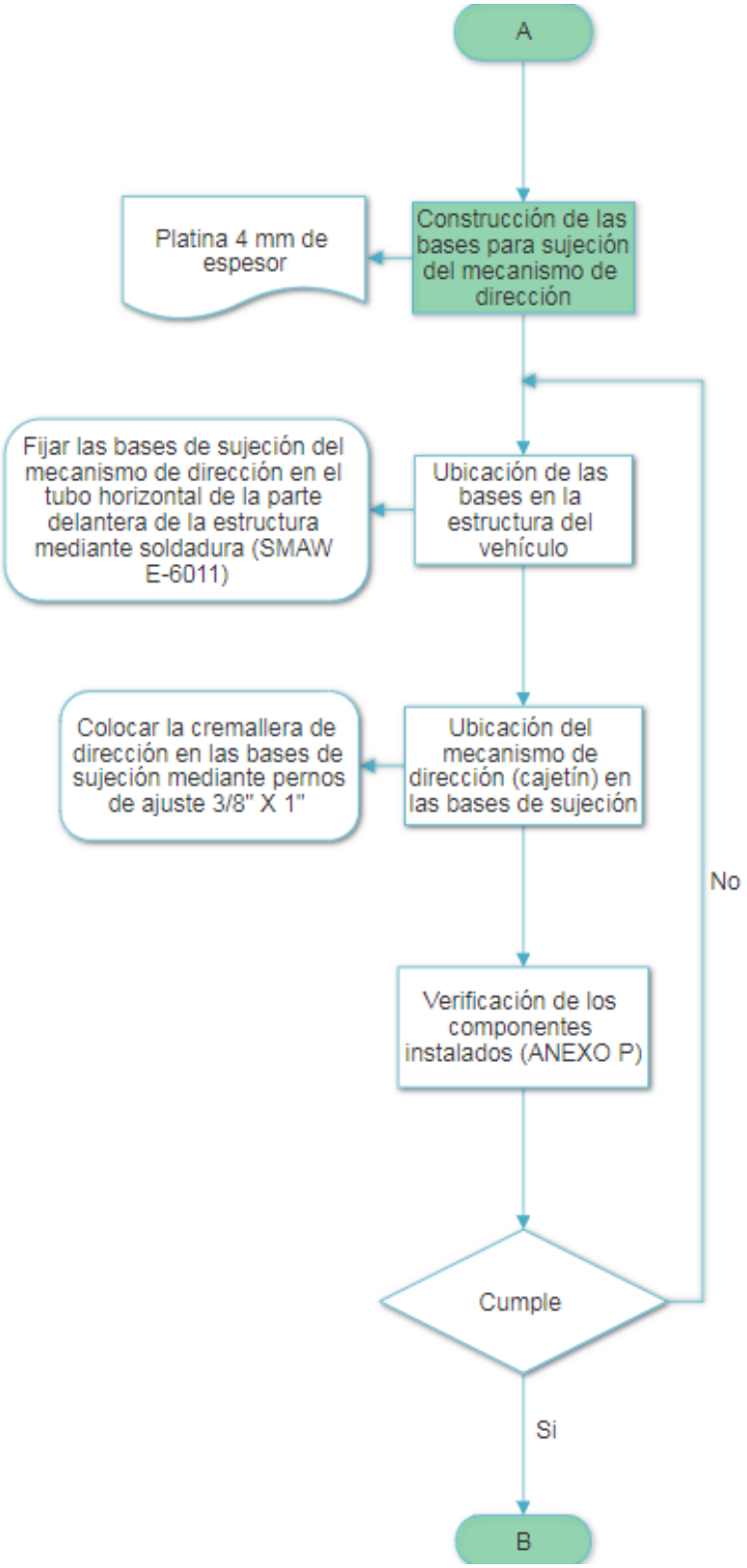
RESUMEN DE CÁLCULOS DE PARÁMETROS PARA HOMOLOGACIÓN Y DISEÑO DE LA COLUMNA DE DIRECCIÓN				
Diseño eje principal columna de dirección	Acero AISI 1018 15,87mm de espesor y 150mm de longitud			
Diseño eje secundario columna de dirección	Acero AISI 1018 19,05mm de espesor y 330mm de longitud			
Selección de chumaceras (Apoyos del eje secundario)	CMB UCP204-12 (5/8" de agujero)			
Parámetros para homologación	**Mediciones**	**Cálculos**	**Estándares**	**Reglamento N° 79 ONU/CEPE**
Radio de giro	4 m	3,47 m	-	≤ 12 m
Tiempo de respuesta	3,6 m	-	-	4 s
Ángulo de giro interno	24°	23,42°	-	-
Ángulo de giro externo	30°	30,58°	-	-
Esfuerzo máximo	8 Kgf	6,52 Kgf	-	< 15 Kgf
Relación de trasmisión	-	20:1	12:1 - 24:1	-
Convergencia	-	4 m	0 - 4 mm	-
Ángulo de convergencia	6°	7,16°	-	-

Fuente: Autor

3.4 Implementación del sistema de dirección

En el siguiente diagrama de procesos se detalla los pasos ejecutados para la implementación del sistema de dirección.


INICIO
Selección de los elementos de dirección para la implementación del sistema
Mecanismo de dirección SUZUKI FORSA I (ANEXO A)
Volante NARDI ITALIANO (ANEXO B)
Base desmontable volante ADMO (ANEXO C)
Juntas universales Tipo C3 (ANEXO I)
Eje principal de la columna de dirección 5/8" de diámetro acero AISI 1018 (ANEXO J)
Eje secundario de la columna de dirección 3/4" de diámetro acero AISI 1018 (ANEXO J)
Apoyos "Chumacera CMB UCP204-12" (ANEXO O)
Verificación de los elementos seleccionados (ANEXO P)
Cumple
No
Si
Ensamblaje del mecanismo de dirección
Elementos:
Rótulas de dirección
Terminales de dirección
Piñón y cremallera
Carcasa
Guardapolvos
Corte de los terminales de dirección
Reducir la longitud de los terminales 14 cm de cada lado para alcanzar las dimensiones del prototipo, proceso de torneado
Lubricación del sistema
Lubricar adecuadamente los elementos del mecanismo de dirección utilizando grasa AZUL TOP 1 (ANEXO Q)
Acople de los elementos principales del cajetín de dirección
Ingresar la cremallera de dirección en la carcasa y ubicar el piñón en su lugar. Finalmente ubicar el tapón con un par de ajuste ≤ 15 lb.pie
Acople de los elementos secundarios del mecanismo de dirección
Colocar los terminales en los extremos roscados de la cremallera con sus respectivos guardapolvos de protección y situar las rótulas en el extremo de los terminales
Fijación del mecanismo de dirección en las manguetas de suspensión
Colocar el mecanismo de dirección en las manguetas de suspensión regulando su longitud a (0,92 m), por medio de las tuercas de las rótulas de dirección y ajustar con un par de apriete ≤20 lb.pie
Verificación del ensamblaje de los elementos (ANEXO P)
Cumple
No
Si
A


A
Construcción de las bases para sujeción del mecanismo de dirección
Platina 4 mm de espesor
Ubicación de las bases en la estructura del vehículo
Fijar las bases de sujeción del mecanismo de dirección en el tubo horizontal de la parte delantera de la estructura mediante soldadura (SMAW E-6011)
Ubicación del mecanismo de dirección (cajetín) en las bases de sujeción
Colocar la cremallera de dirección en las bases de sujeción mediante pernos de ajuste 3/8" X 1"
Verificación de los componentes instalados (ANEXO P)
Cumple
No
Si
B

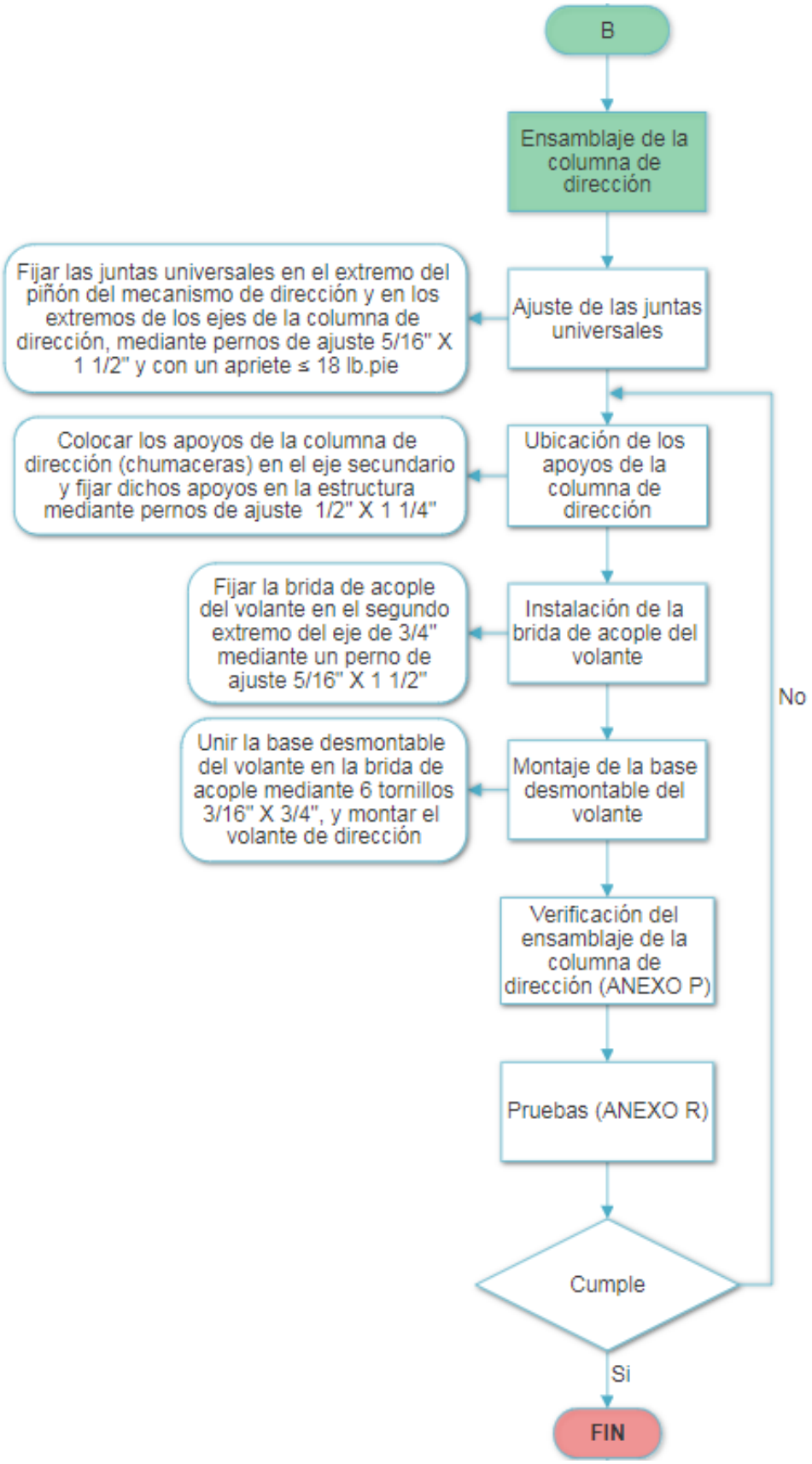


Figura 3.13 Flujograma de instalación del sistema de dirección

Fuente: Autor

3.5 Manual de uso y mantenimiento

Importancia del manual

El presente **MANUAL** dispone una guía para el **USO** y **MANTENIMIENTO** del sistema de dirección mecánica para el auto eléctrico BIPLAZA UTA-CIM17.

El cumplimiento riguroso de lo establecido permitirá garantizar la vida útil de los elementos del sistema de dirección.

3.5.1 Uso del sistema de dirección

- **Condiciones y parámetros de funcionamiento**

Es necesario especificar las condiciones y parámetros de funcionamiento (tabla 3.35), con el fin de que el conductor se familiarice con el sistema y pueda circular con seguridad bajo toda circunstancia.

Tabla 3.35 Condiciones y parámetros de funcionamiento del sistema de dirección.

PARÁMETROS	VALOR
Velocidad máxima del vehículo	50 Km/h
Peso total del vehículo + ocupantes	650 Kg
Fuerza necesaria para el giro de las ruedas	6,52 Kgf
Diámetro de la barra de la columna de dirección	5/8" eje principal y 3/4" eje secundario
Seguridad pasiva	Columna de dirección colapsable
Desplazamiento de la cremallera	Total 16 cm de izquierda a derecha o viceversa
Radio de trayectoria circular	3,47 m

Fuente: Autor

- **Datos de identificación de componentes del sistema de dirección**

En la figura 3.14, se tiene los elementos del sistema de dirección.

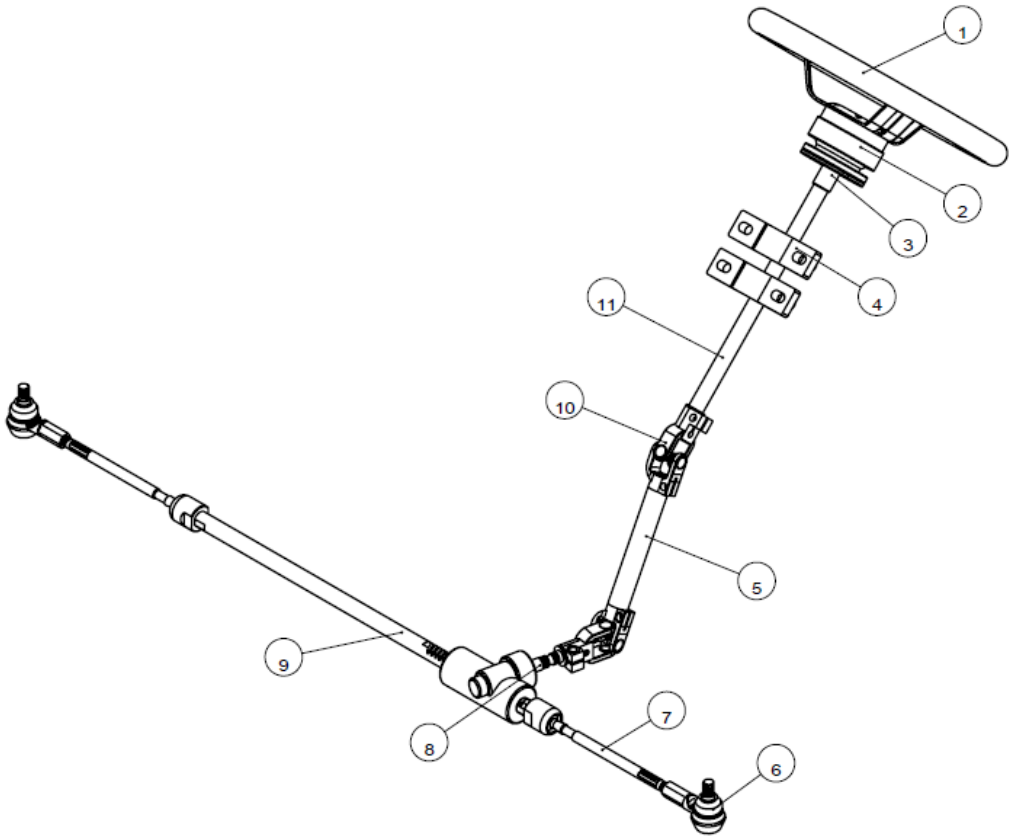


Figura 3.14 Componentes del sistema de dirección mecánica

Fuente: Autor

Tabla 3.36 Partes del sistema de dirección mecánica.

N°	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	OBSERVACIONES
1	Volante	1	NARDI ITALIANO (ANEXO B)
2	Base del volante	1	ADMO Original (ANEXO C)
3	Brida de acople del volante	1	Placa ASTM A36 (5mm de espesor)
4	Apoyo de la columna de dirección (Chumacera)	2	Chumacera CMB UCP204 – 12 (ANEXO O)
5	Eje principal de la columna de dirección	1	5/8” de diámetro x 15 cm de longitud. ACERO AISI 1018 (ANEXO J)
6	Rótula de dirección	2	Suzuki Forsa 1
7	Terminal de dirección	2	Suzuki Forsa 1
8	Piñón de la cremallera	1	6 dientes helicoidales
9	Cremallera de dirección	1	L = 160 mm (24 dientes helicoidales)
10	Junta Universal	2	Tipo C3 (ANEXO I)
11	Eje secundario de la columna de dirección	1	3/4"de diámetro x 33 cm de longitud (ANEXO J)

Fuente: Autor

- **Principio de funcionamiento del sistema de dirección**

El sistema de dirección es de tipo convencional de piñon y cremallera. El cajetín de la dirección va montado en el travesaño delantero, acoplado en sus extremos en los pivotes de la mangueta de suspensión. Se lo puede sustituir en su totalidad.

El cajetín (piñón/cremallera) y la columna de dirección, van apoyados a la estructura del vehículo mediante el uso de abrazaderas y chumaceras.

En la parte posterior del piñón de la cremallera, se acopla un eje (columna de dirección), que une al volante con la cremallera mediante la implementación de juntas universales. Estas juntas permiten la transmisión del par ejercido por el conductor en ejes no alineados.

Al accionar el volante de dirección la fuerza aplicada por el conductor se transmite mediante la columna de dirección al sistema piñón- cremallera, este sistema es el encargado de transformar el movimiento circular recibido del volante de dirección en movimiento lineal para el giro de las ruedas.

3.5.2 Mantenimiento del sistema de dirección

- **Localización de averías del sistema de dirección y soluciones**

Juego excesivo en el volante

Debido a que existen varias uniones en el sistema de dirección es posible que ocurra juego en el volante. Si se debe a piezas flojas o juntas gastadas, se puede perder el control del vehículo o presentar desgaste anormal en los neumáticos, en la figura 3.15, se expone una serie de averías y soluciones.

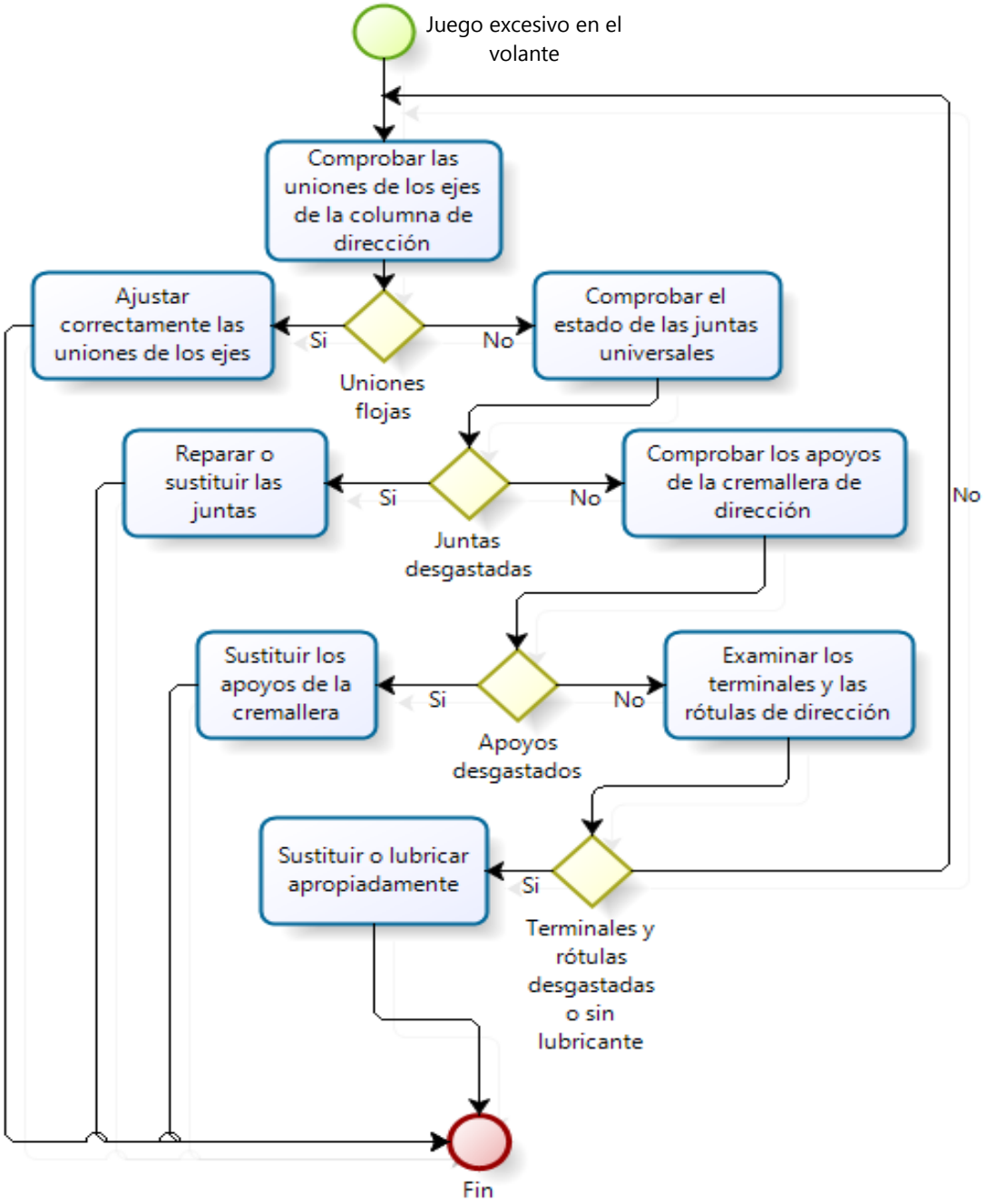


Figura 3.15 Localización de averías juego excesivo en el volante

Fuente: Autor

Dirección dura

Dirección demasiado dura en su funcionamiento debido a una gran resistencia del sistema, en la figura 3.16, se tiene las posibles averías que causan que la dirección sea demasiado dura y sus respectivas soluciones.

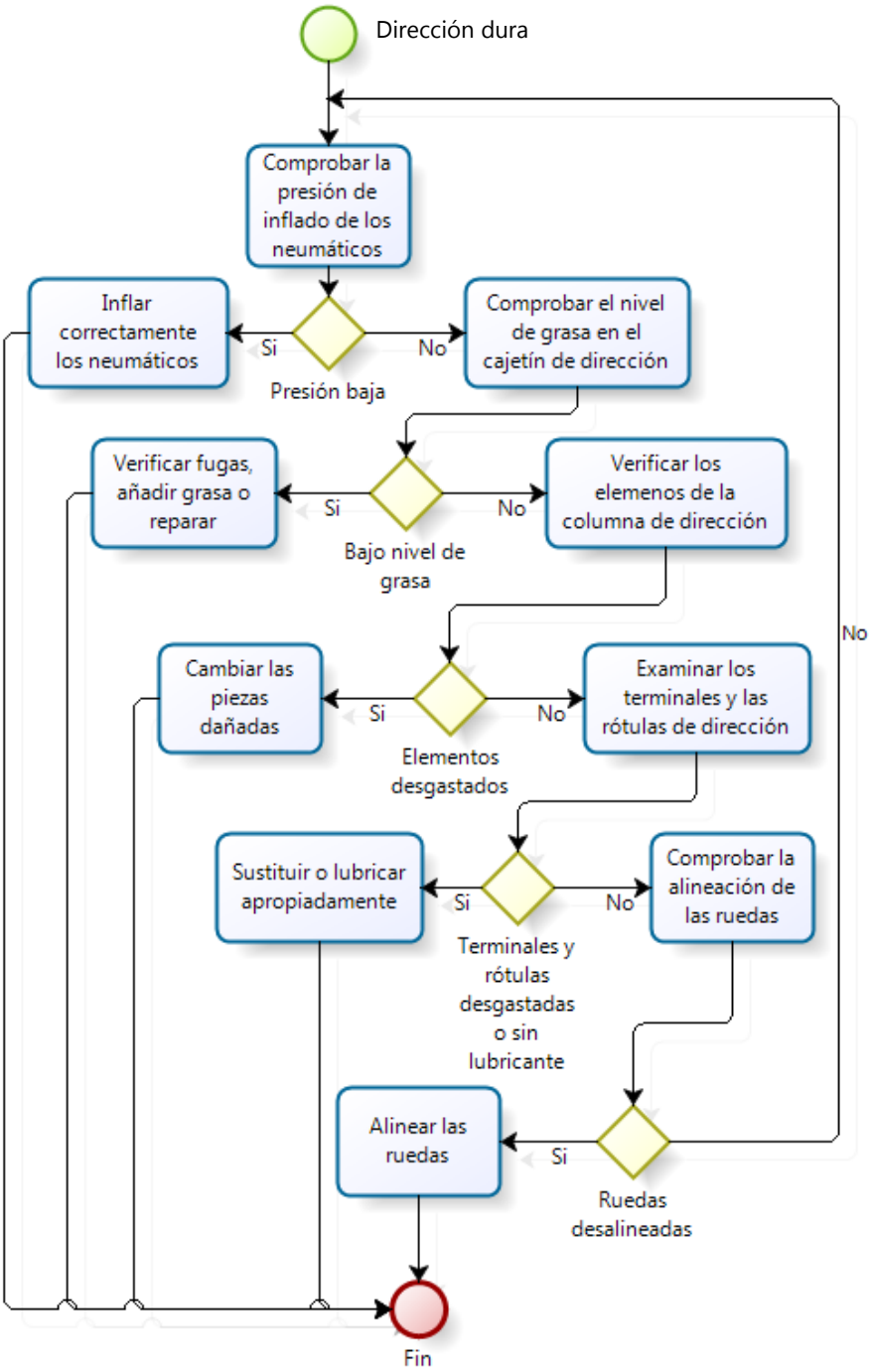


Figura 3.16 Localización de averías dirección dura

Fuente: Autor

Inestabilidad

El vehículo tiende a direccionarse de manera contraria a la maniobra que realiza el conductor. Para corregir este problema el conductor debe realizar una serie de maniobras que no son las adecuadas. El juego excesivo del volante y la dirección demasiado dura pueden repercutir en la inestabilidad de la dirección, en la Figuera 3.17, se tiene las posibles averías y soluciones.

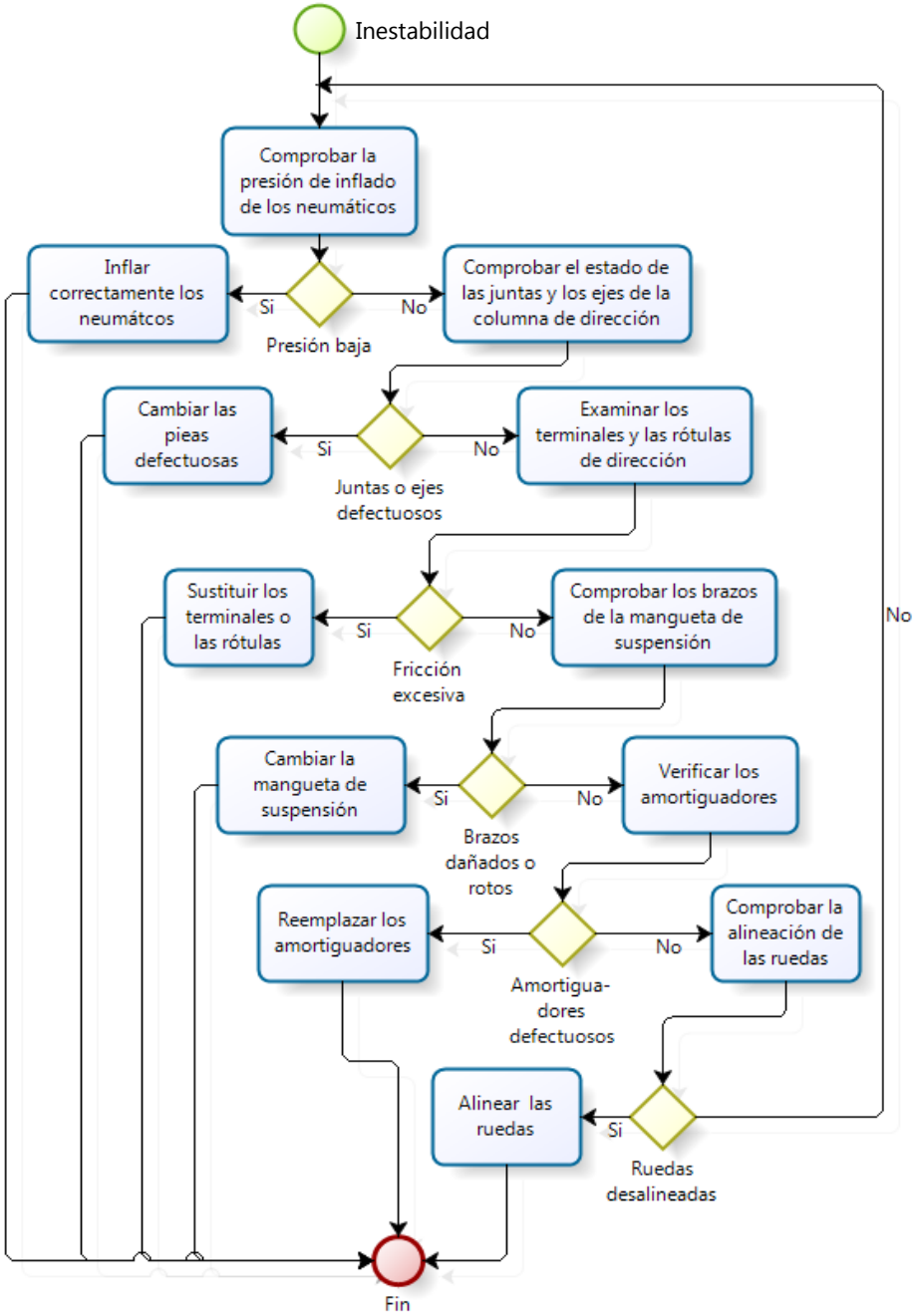


Figura 3.17 Localización de averías inestabilidad

Fuente: Autor

El auto tira hacia la izquierda o derecha durante la circulación normal

Cuando el auto tiende a descentrarse hacia un lado independientemente de la acción del conductor se debe principalmente a una insuficiente presión en los neumáticos y si el problema persiste en la figura 3.18, se detallan posibles averías y soluciones.

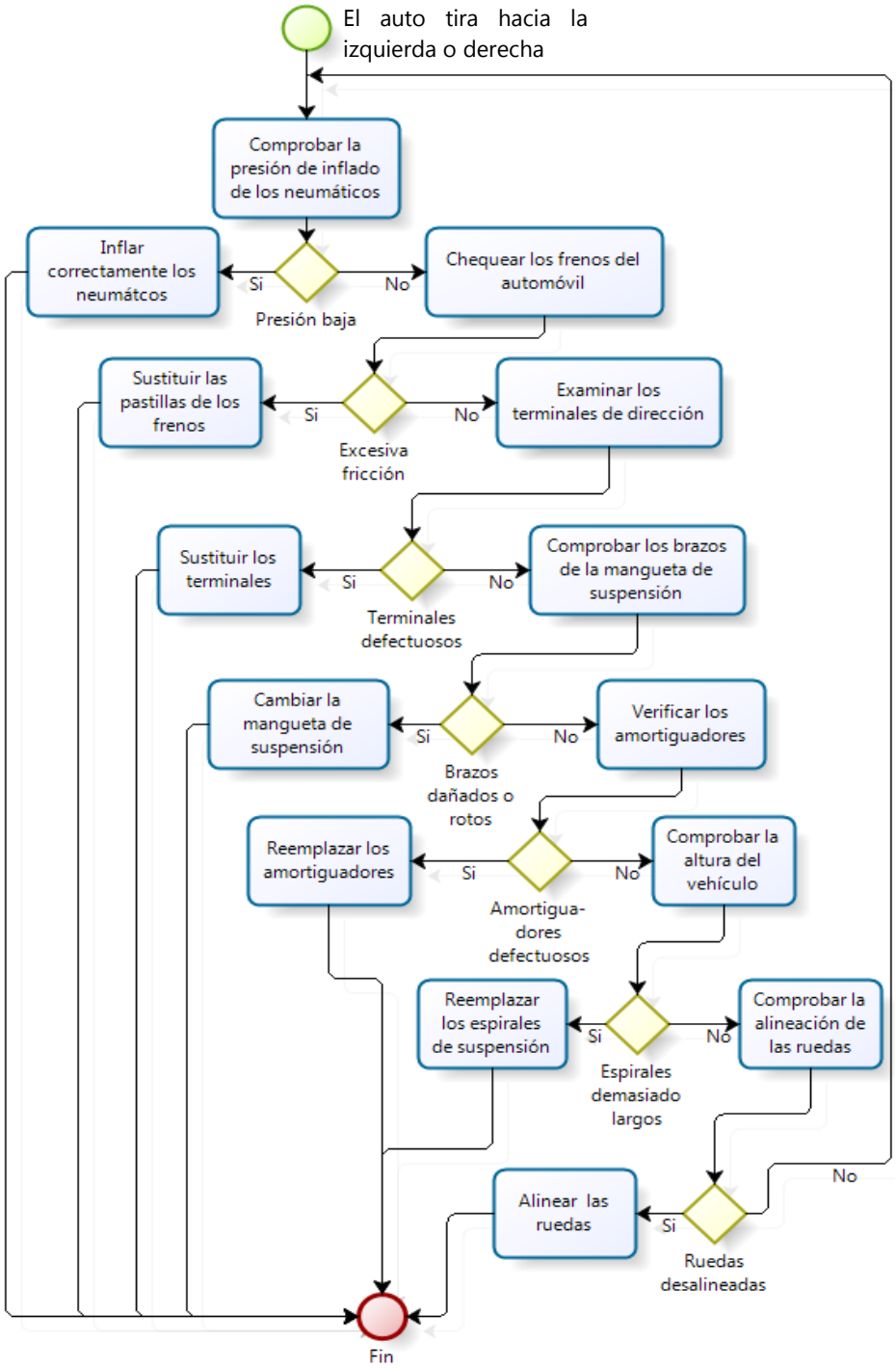


Figura 3.18Localización de averías de desviación del auto

Fuente: Autor

Inestabilidad de las ruedas delanteras

La inestabilidad de las ruedas delanteras se refiere a las vibraciones en el volante de dirección y en la figura 3.19, se detallan una serie de posibles averías y soluciones.

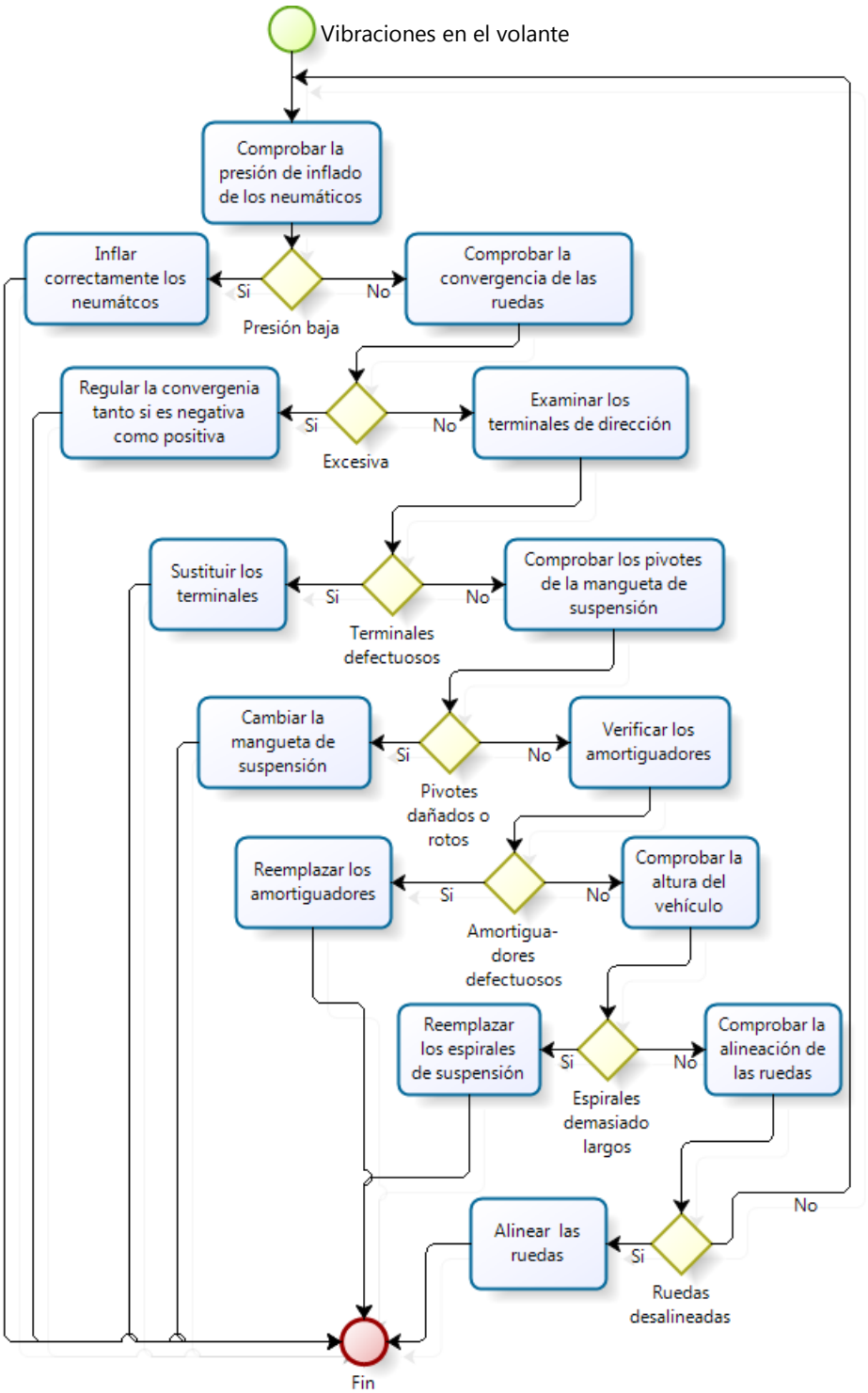


Figura 3.19 Localización de averías vibraciones en el volante

Fuente: Autor

Sacudidas del volante

Estas sacudidas o golpes del volante se sienten cuando el vehículo circula por una calzada con irregularidades, en la figura 3.20, se tiene las posibles averías y soluciones.

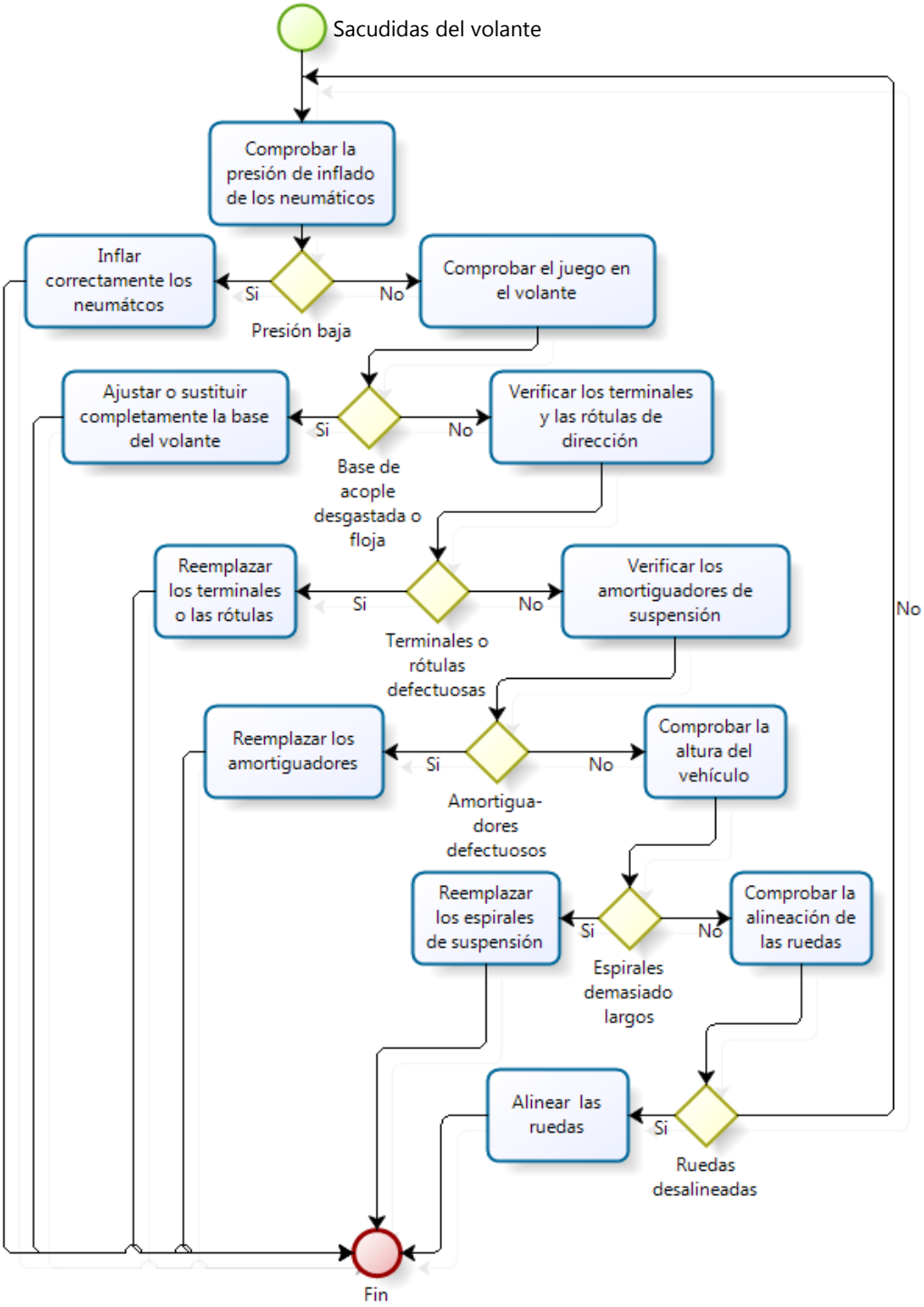


Figura 3.20 Localización de averías sacudidas en el volante

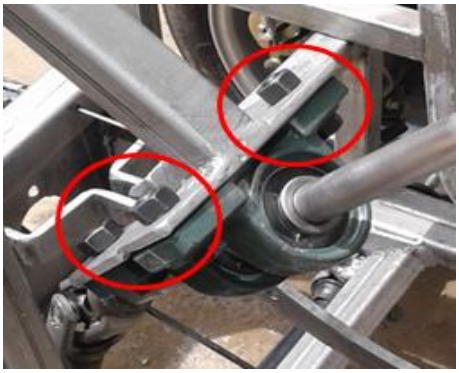
Fuente: Autor

- **Instrucciones de desmontaje del sistema de dirección**

Indicaciones

- Organizar el área a utilizarse, que no existan interferencias y así agilitar el trabajo.
- Durante el desmontaje del sistema de dirección mantener limpias y ordenadas las herramientas que se utilicen.
- Utilizar equipos de protección personal.
- Realizar un apriete adecuado o sustitución de los elementos con el fin de que el sistema de dirección trabaje correctamente.

Tabla 3.37 Desmontaje del sistema de dirección.

1. Retirar los pasadores de fijación de las tuercas, aflojarlas y desacoplar el perno de la rótula del pivote de la mangueta de suspensión. 	 2. Aflojar los soportes del cajetín de dirección y desacoplar la junta universal del piñón para sustraer el mecanismo.
 4. Remover los pernos de las chumaceras para retirar el eje secundario de la columna de dirección.	3. Retirar los pernos de las juntas universales para sustraer los ejes principal y secundario de la columna de dirección.

 5. Retirar el perno de ajuste de la base del volante de dirección.	6. Finalmente retirar el volante de la base de la columna de dirección.

Fuente: Autor

- **Mantenimiento del sistema de dirección**

El sistema de dirección mecánica por lo general no necesita de mantenimiento preventivo, pero existen elementos que están sujetos a desgaste excesivo y necesitan de revisión periódica para un correcto funcionamiento. A continuación se detallan los pasos importantes para el mantenimiento de los elementos que son más vulnerables a sufrir algún tipo de desgaste.

Mantenimiento del cajetín de dirección

El fallo más común en el cajetín de dirección es la rotura de los dientes de la cremallera o piñón y el desgaste de los guardapolvos, lo que provoca ruido excesivo y sensación de rozamiento entre dos elementos al girar el volante de mando. En el siguiente diagrama se observa los pasos para el mantenimiento del cajetín de dirección.

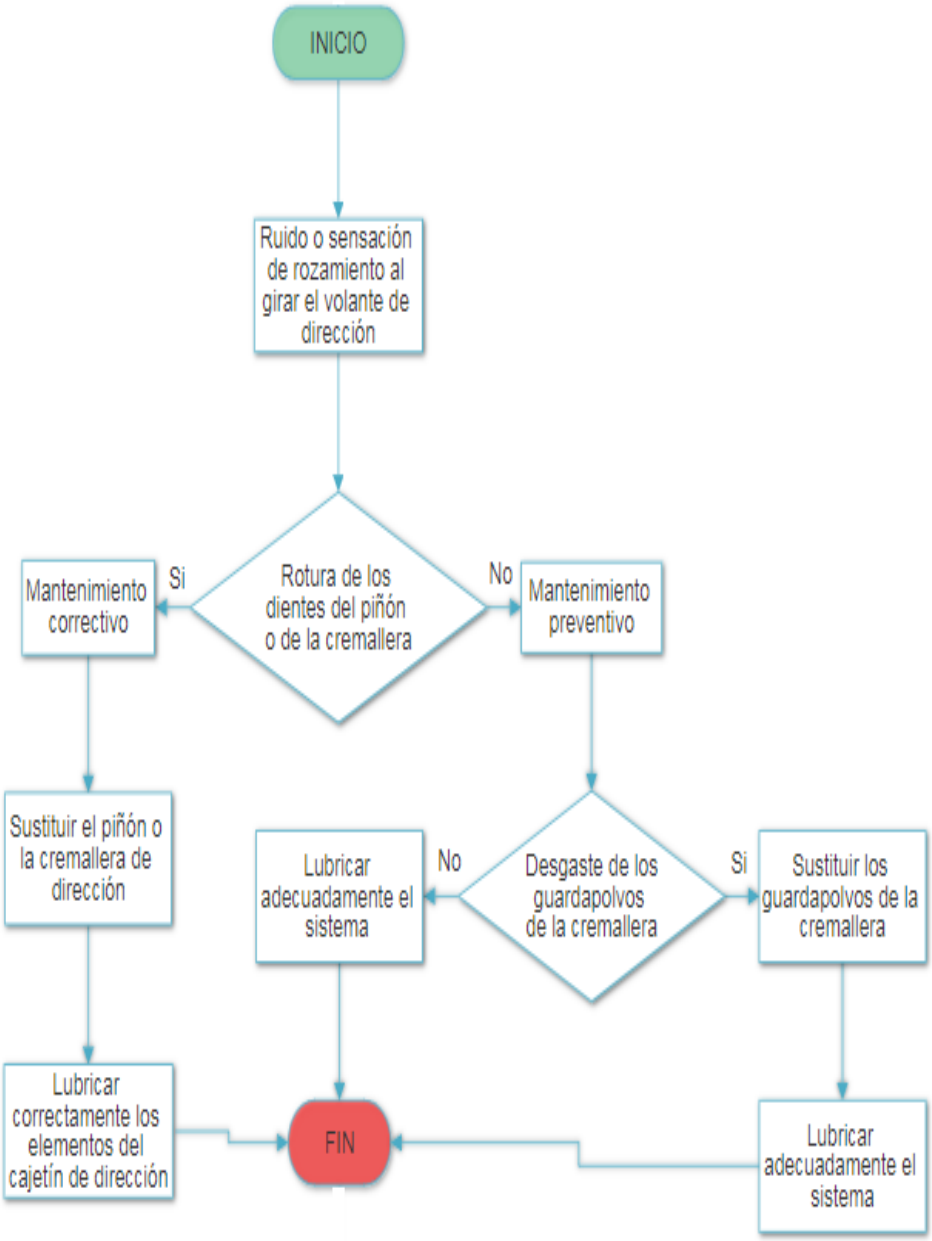


Figura 3.21 Flujograma mantenimiento del cajetín de dirección

Fuente: Autor

Mantenimiento de las chumaceras de dirección

La lubricación inadecuada en los rodamientos, provoca el aumento de la fricción, ocasionando porosidades o fisuras. En el siguiente flujograma se detallan los pasos para el mantenimiento de estos elementos.

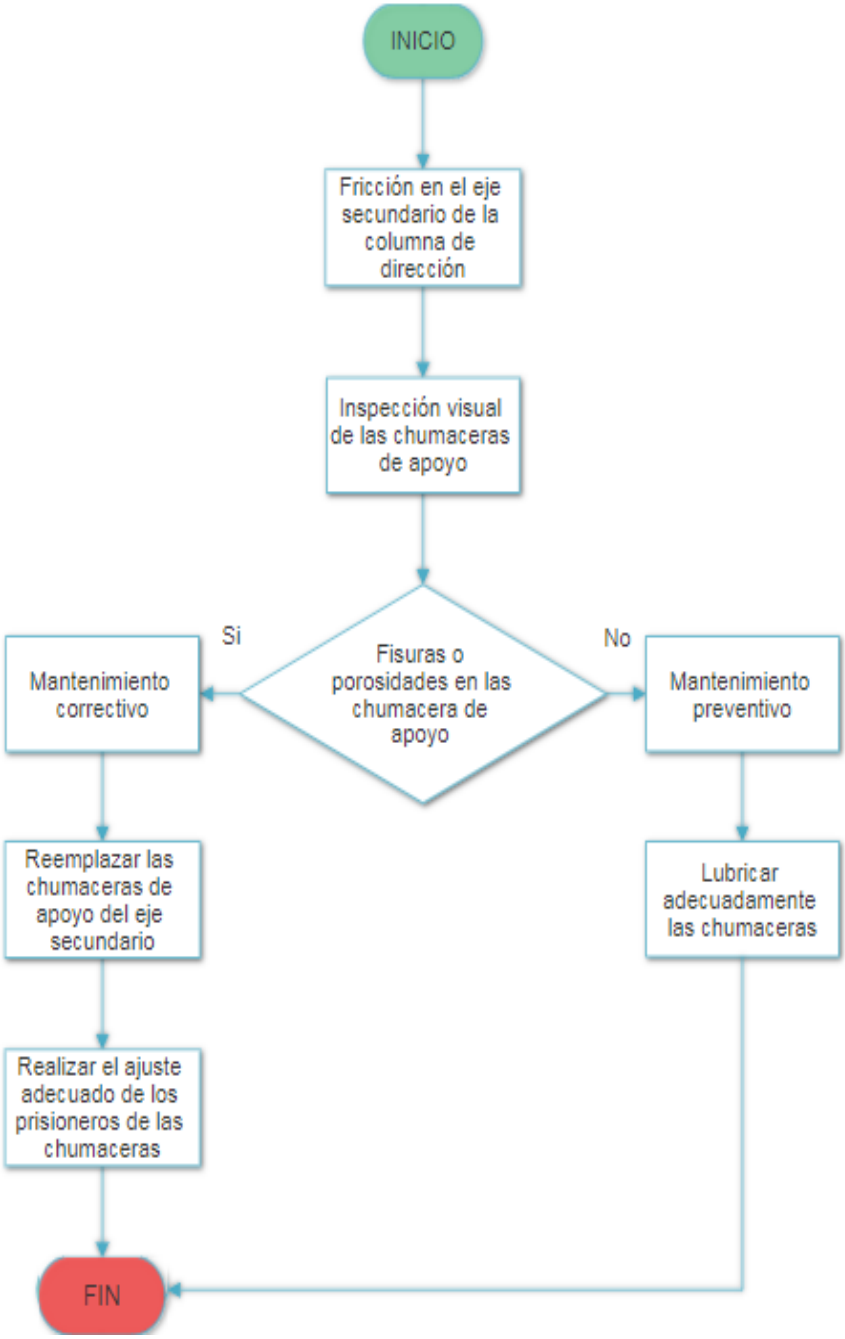


Figura 3.22 Flujograma mantenimiento de las chumaceras de dirección

Fuente: Autor

Mantenimiento de las rótulas de dirección

Una de las partes más susceptibles a desgaste son las rótulas de dirección, el desgaste excesivo de estos elementos provoca vibración en el volante al momento de la conducción. En el siguiente diagrama se tiene los pasos necesarios para el mantenimiento de las rótulas de dirección.

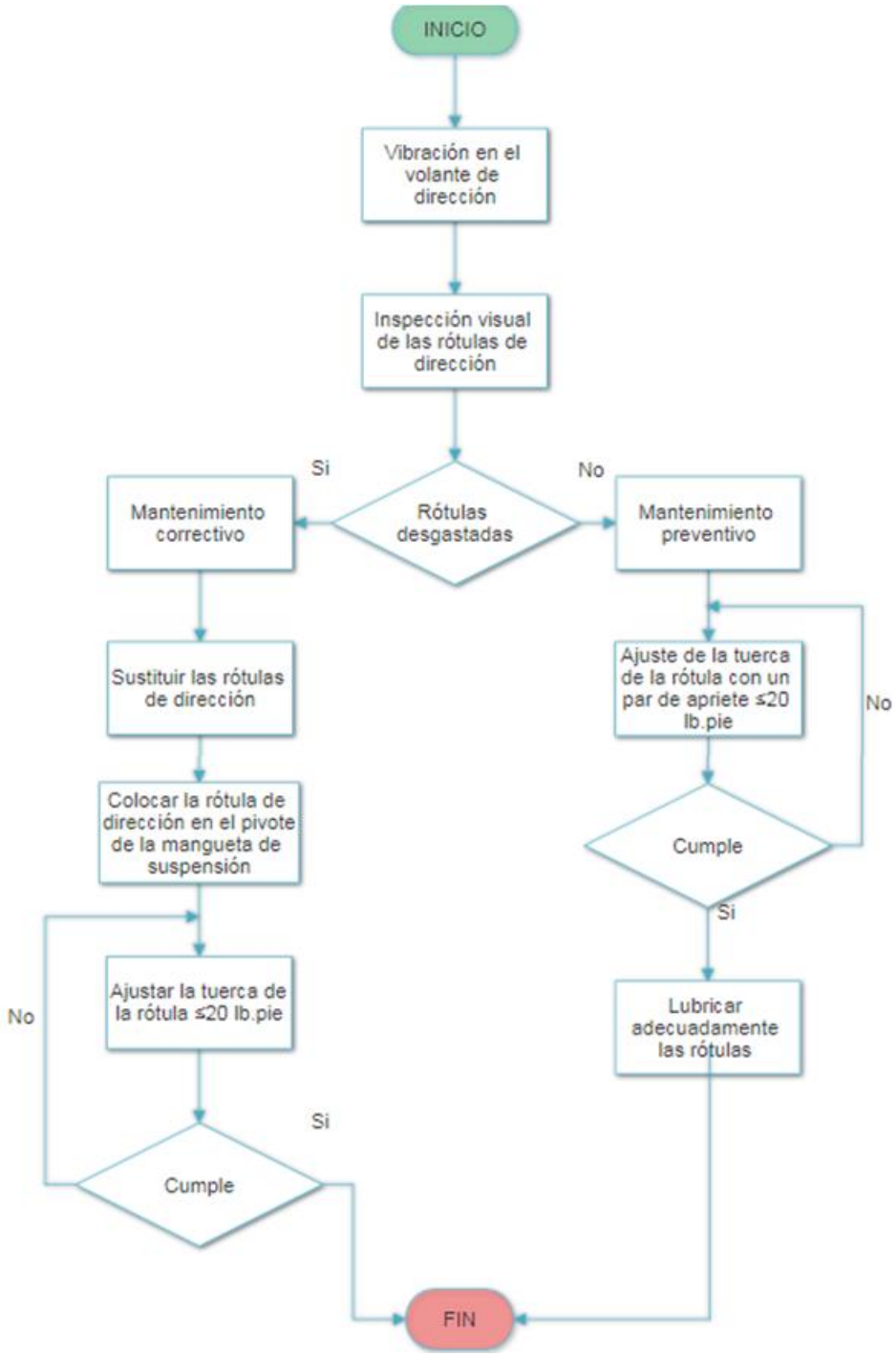


Figura 3.23 Flujograma mantenimiento de las rótulas de dirección

Fuente: Autor

- **Lubricantes aconsejados**

Utilizar siempre grasa TOP 1 de grado 2 (ANEXO Q), para la lubricación de las chumaceras, rótulas de dirección y el mecanismo de dirección mediante piñon y cremallera.

Tabla 3.38. Procedimiento de lubricación de la cremallera, chumaceras y rótulas.

ELEMENTO	PROCEDIMIENTO	FRECUENCIA
Mecanismo piñón/cremallera	Retirar los guardapolvos de la cremallera y el tapón del piñón. Colocar el lubricante hasta llenar el cajetín de dirección.	Anualmente
Chumaceras	Colocar grasa por la válvula presente en la carcasa de la chumacera mediante el uso de una pistola engrasadora de tipo SKF TLGH 1.	Semestralmente
Rótulas de dirección	Colocar el lubricante por la válvula de engrase mediante el uso de una pistola engrasadora de tipo SKF TLGH 1.	Anualmente

Fuente: Autor

3.6 Presupuesto

Tabla 3.39 Presupuesto sistema de dirección mecánica, auto eléctrico UTA-CIM17.

DETALLE	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Cajetín de dirección (cremallera, rótulas, terminales, carcasa y guardapolvos)	1	$ 59,00	$ 59,00
Volante NARDI ORIGINAL	1	$ 80,00	$ 80,00
Base desmontable ADMO ORIGINAL	1	$ 60,00	$ 60,00
Eje de acero AISI 1018 (1,5 m)	1	$ 6,00	$ 6,00
Chumacera (apoyos)	2	$ 7,00	$ 14,00
Junta universal tipo C3	2	$ 40,00	$ 80,00
Grasa azul TOP 1	1	$ 4,50	$ 4,50
Roscado de terminales	2	$ 7,50	$ 15,00
Brida de acople del volante (fabricada)	1	$ 7,90	$ 7,90
Pernos 1/2" x 1 1/2" con tuerca	4	$ 0,80	$ 3,20
TOTAL			$ 329,60

Fuente: Autor

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Al evaluar los criterios de selección, se elige como mejor opción el sistema de dirección mecánica mediante piñón y cremallera, ya que este sistema es de bajo costo, tiene un peso y tamaño moderado, es seguro y estable, de fácil mantenimiento y sobre todo no requiere de fuente de energía como se indica en la figura 3.14, favoreciendo así a la autonomía del auto eléctrico al no necesitar de baterías extra para su funcionamiento.
- Los ejes de la columna de dirección fueron diseñados de acero AISI 1018, el eje principal tiene 15,87 mm de diámetro con una longitud de 150 mm y el eje secundario 19,05 mm de diámetro con una longitud de 330 mm, a lo largo de dicha columna se ubicó dos juntas universales figura 3.8, de modo que brinde seguridad pasiva, ya que en caso de existir un impacto frontal, este sistema se deforma inmediatamente y evita que el eje se proyecte al pecho del conductor, reduciendo así los posibles daños físicos.
- Para la implementación del sistema, se optó por el cajetín de dirección del Suzuki Forsa 1 con un largo total de 1.2 m, esta distancia fue reducida a 0.92 m debido al espacio del prototipo. Para dicha reducción, se toma como alternativa aceptable la disminución de la longitud de los terminales de dirección de 27 cm a 13 cm, hasta alcanzar la longitud requerida para el sistema. Esta reducción no alteró su funcionamiento ya que se conservó la distancia del recorrido de la cremallera, la cual permite obtener los ángulos de giro necesarios, para una buena maniobrabilidad en las curvas sin perder pista.

- Al realizar las pruebas respectivas tanto de parámetros como de geometría (ANEXO R), se observa que estos valores cumplen con las exigencias del Reglamento N° 79 de la CEPE (para homologación), así como también de estándares generales, que asocian estos valores a un correcto funcionamiento del sistema, para garantizar la seguridad de las personas.
- Al realizar un manual de uso y mantenimiento se brinda una guía del principio de funcionamiento y de identificación de averías en el sistema de dirección, para actuar inmediatamente es su diagnóstico y reparación, evitando así accidentes por un mal funcionamiento.

4.2 Recomendaciones

- Para futuros prototipos de auto eléctrico, investigar acerca de baterías de litio con mejores características (menor tamaño) que las adquiridas para este proyecto, con el fin de poder utilizar otro tipo de sistema de dirección, ya sea eléctrica, hidráulica o electrónica.
- En este primer prototipo no fue posible la implementación de una dirección asistida debido a que estos sistemas necesitan de fuentes de energía superiores a los 110V para su funcionamiento, y al implementar mayor cantidad de baterías se aumentaría el peso del vehículo y por ende se disminuiría la autonomía, necesitando también de otro motor con una mayor capacidad de torque y aumentando las dimensiones del vehículo.
- Al momento de realizar las reducciones en la longitud del cajetín de dirección, tener en cuenta el funcionamiento del sistema para cortar los elementos adecuados y que no exista problemas en su funcionamiento.
- Al tratarse del primer prototipo se recomienda investigar de los avances actuales y analizarlos para su posible implementación en este tipo de proyectos, buscando optimizar el diseño y consiguiendo así un producto con mejores características en cuanto a funcionamiento general, equipamiento y acabados.

BIBLIOGRAFÍA

[1] L. Lopparelli, F. Perni y L. Pizzoni, «Steering unit for an electric vehicle». Italia Patente 1,574,415, 10 Marzo 2005.

[2] U. Seiji y W. Osamu, «Rack and pinion steering». Japón-Maebashi Patente 9,731,750, 25 Febrero 2016.

[3] W. Ahmed, V. Rawat y R. Bath, «Steering System and Method for Independent Steering of Wheels». Montreal-Canadá Patente 2010/0106375, 29 Abril 2010.

[4] F. Chang-Sheng y G. Yan-Ling, «Design of the Auto Electric Power Steering System Controller,» ELSEVIER, Harbin, 2011.

[5] A. d. l. Cruz y R. Inga, «Diseño y construcción de los sistemas de dirección, suspensión, frenos y plegado, en un vehículo eléctrico biplaza Plegable. Tesis,» Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, 2014.

[6] D. Mejía, «Diseño de manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplaza para la competición en la fórmula SAE. Tesis,» Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, 2015.

[7] F. Acosta y C. Guevara, «Diseño e implementación del sistema de suspensión regulable, sistema de dirección, sistema de frenos, sistema eléctrico y adaptación de sensores y cámara de parqueo de un vehículo tipo CROSSCAR para servicio turístico,» Escuela Politécnica del Ejercito, Latacunga, 2010.

[8] H. G. Martínez, Manual del automóvil reparación y mantenimiento (suspensión, dirección, frenos, neumaticos y airbag), Madrid - España: CULTURAL, S.A., 2004.

[9] T. González, G. del Río, J. Tena y B. Torres, Mantenimiento de vehículos autopropulsados. Circuitos de fluidos suspensión y dirección., Madrid-España: EDITEX, S.A., 2011.

[10] F. Ruiz, «Diseño y cálculo de un sistema de dirección para un automóvil de Fórmula Student. Tesis,» Universidad Zaragoza, Zaragoza - España, 2014.

[11] E. Armas y J. Castillo, «Diseño y construcción de un vehículo automotor personal.,» Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, 2015.

[12] D. González, «Propuesta de transporte público individual de pasajeros con dispositivos mínimos de seguridad pasiva para el distrito federal,» Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad Universitaria, 2010.

[13] C. Albán, «Diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo tipo fórmula para la Escuela de Ingeniería Automotriz,» Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2016.

[14] L. Chafla y M. Salinas, «Construcción e implementación de un tablero didáctico del sistema de dirección asistida eléctricamente (EPS) para la escuela de ingeniería automotriz,» Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2012.

[15] D. Avila y D. Arias, «Propuesta de mejora del sensor de giro de un sistema de

dirección electroasistida comandado por un simulador de módulo eléctrico montado sobre un tablero didáctico,» Universidad Internacional del Ecuador, Quito-Ecuador, 2010.

[16] J. C. Martín y A. Miravete, Mecánica del automóvil actualizada, Zaragoza-España: Centro Politécnico Superior, 1997.

[17] C. E. d. l. N. U. p. E. (CEPE), «Reglamento N° 79. Prescripciones uniformes relativas a la homologación de vehículos por lo que respecta al sistema de dirección». 20 Enero 2006.

[18] J. D. Pérez, «Procedimiento para el Diseño de Vehículo categoría mini BAJA-SAE. Tesis,» Universidad Nacional Experimental Politécnica "Antonio José de Sucre", Venezuela, 2011.

[19] T. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Lehigh Valley - USA: SAE International, 1992.

[20] J. A. Picón, «Diseño de un prototipo de volante para un vehículo tipo fórmula SAE mediante técnicas de optimización estructural. Tesis,» Universidad Politécnica Salesiana , Cuenca, 2016.

[21] InstitutoMotores, « Sistema de dirección,» 9 Junio 2010. [En línea]. Available: https://es.scribd.com/doc/24965689/S14-Sistema-de-direccion. [Último acceso: 01 Febrero 2018].

[22] H. Kindler y H. Kynast, Cálculos Técnicos para el Automóvil, España: Reverté, 1992.

[23] A. Quishpe y F. Toapanta, «Diseño, construción e implementación de los sistemas de suspensión, dirección, y frenos de un vehículo blindado 4 x 4. Tesis,» Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, 2014.

[24] J. López, *Dirección,* Valladolid-España: Escuela de Ingenierías Industriales de Valladolid, 2013.

[25] S. RODAVIGO. [En línea]. Available: https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07%20Transmisi%C3%B3n/LASIOM%2003%20Juntas%20universales%20a%20cruceta.pdf. [Último acceso: 30 01 2018].

[26] R. Mott, Resistencia de Materiales, Quinta ed., Naucalpan, Juárez: PEARSON - PRENTICE HALL, 2009, pp. 201-204.

[27] M. Llanga, «"Diseño y automatización virtual de un sistema de transporte, desempaquetado y alimentación de Amianto,» Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2011.

[28] RACTT, «Investigación y reconstrucción de accidentes de tráfico,» Causa Directa, [En línea]. Available: https://causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/tabla-de-factores-de-rozamiento-del-pavimento-para-neumaticos-de-goma. [Último acceso: 22 Febrero 2018].

ANEXOS

ANEXO A. Modelos de sistemas de dirección mecánica.

autos EL PRINCIPE

AUTOS Y REPUESTOS EL PRÍNCIPE
Av. Velasco Ibarra Sector Redondel del Príncipe
Salcedo - Ecuador
032726092 - 0995879758

HOJA DE ESPECIFICACIONES

DESCRIPCIÓN	MODELO	ESTADO	COMPONENTES PRINCIPALES	CANTIDAD
Cajetín dirección Suzuki forsa 1	1992	Nuevo	Rótulas	2
Especificaciones generales:			Terminales	2
Costo	$ 59		Caja armada piñón/cremallera	1
Longitud sistema armado con ajuste	1,20 m		Guardapolvos cremallera	2
Peso total aproximado	4 Kg		Contratuercas/terminales	2
Lubricante recomendado	Grasa grado 2 MULTIPROPOSITOS		Abrazaderas guardapolvos	2
DESCRIPCIÓN	MODELO	ESTADO	COMPONENTES PRINCIPALES	CANTIDAD
Cajetín dirección Suzuki forsa 2	2004	Nuevo	Rótulas	2
Especificaciones generales:			Terminales	2
Costo	$ 75		Caja armada piñón/cremallera	1
Longitud sistema armado con ajuste	1,30 m		Guardapolvos cremallera	2
Peso total aproximado	4,2 Kg		Contratuercas/terminales	2
Lubricante recomendado	Grasa grado 2 MULTIPROPOSITOS		Abrazaderas guardapolvos	2
DESCRIPCIÓN	MODELO	ESTADO	COMPONENTES PRINCIPALES	CANTIDAD
Cajetín dirección Chevrolet corsa wind	1999	Nuevo	Rótulas	2
Especificaciones generales:			Caja armada piñón/cremallera	1
Costo	$ 100		Guardapolvos cremallera	2
Longitud sistema armado con ajuste	1,25 m		Contratuercas/terminales	2
Peso total aproximado	4,5 Kg		Abrazaderas guardapolvos	2

AUTOS Y REPUESTOS EL PRÍNCIPE
SALCEDO-ECUADOR

AUTOS EL PRINCIPE R.U.C. 0502673213001 Tel. 032726092 Salcedo Cotopaxi

ANEXO B. Tipos de volantes de dirección. Catálogo GT2i y NARDI.

VOLANTE SPARCO L777 PIEL DE VUELTA

Descripción | Detalles Productos

Volante de caliz **Sparco L777** en piel de vuelta con 3 brazos negros.

Diámetro: **350mm**
Empeñadura: 36/29mm
Profundidad: 63mm
Peso: 500 g

VOLANTE OMP CORSICA CUERO NEGRO BRAZOS ANODIZADOS PLATA

Descripción | Detalles Productos

Volante **OMP Corsica** negro y gris.

Es un volante de caliz y 3 brazos anodizados negros. Perfecto para un uso en rally, terreno y carrera. Con pulsador de **claxon**.

Negro de piel lisa con brazos anodizados de color gris. Costuras amarillas

Diámetro: **350 mm**
Empuñadura: oval 30x28 mm
Profundidad: 95 mm

Peso: approximadamente **1017g**

Diversos colores disponibles: NEGRO/NEGRAS, NEGRO/AZUL

VOLANTE DESPLAZADO NARDI 350MM

Referencia 2213

Volante desplazado Nardi Deep Corn de 350mm.

Caracteristicas | Comentarios

VOLANTE NARDI DEEP CORN

CARACTERÍSTICAS DEL VOLANTE NARDI:

Volante universal.
350mm de diámetro.
Nucleo de hierro.
Cóncavo con un offset de 80mm.

ANEXO C. Adaptadores de volantes de dirección.

LLANTAS Y AUTO TUNING DEL MILENIUM
VENTA E INSTALACIÓN
TELFS: 0983119238 – 0958916654
AV. MOLLEHAMBATO Y PUJILÍ
SALCEDO-ECUADOR

DATOS DE ADAPTADORES:

TIPO	Especificaciones generales	
Adaptador de volante Sparco	Diámetro	9 cm
Sistema de acople	Peso Aproximado	0,7 Kg
Unión atornillada	Costo	$ 87
Características generales		
Sistema de liberación rápida (Bolas de Acero Inoxidable)		

TIPO	Especificaciones generales	
Adaptador suzuki I	Diámetro	10 cm
Sistema de acople	Peso Aproximado	0,3 Kg
Unión atornillada	Costo	$ 70
Características generales		
Un solo elemento de unión		

TIPO	Especificaciones generales	
Adaptador ADMO original	Diámetro	9 cm
Sistema de acople	Peso Aproximado	0,5 Kg
Unión atornillada	Costo	$ 60
Características generales		
Sistema de liberación rápida (Bolas de Acero Inoxidable)		

MEGA LLANTAS
Danilo Saca
Telf.: 0983119238

ANEXO D. Parámetros del sistema de dirección mecánica. Reglamento N° 79 de la CEPE [17].

ACTOS ADOPTADOS POR ÓRGANOS CREADOS POR ACUERDOS INTERNACIONALES

Sólo los textos originales de la CEPE surten efectos jurídicos con arreglo al Derecho internacional público. La situación y la fecha de entrada en vigor del presente Reglamento deben consultarse en la última versión del documento de situación CEPE TRANS/WP.29/343, disponible en: http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29fdocstts.html

Reglamento nº 79 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE): Prescripciones uniformes relativas a la homologación de vehículos por lo que respecta al mecanismo de dirección

Adenda 78: Reglamento nº 79

Revisión 2

Incluye todos los textos válidos hasta:

El suplemento 3 de la serie 01 de enmiendas. Fecha de entrada en vigor: 4 de abril de 2005

La corrección de errores de 20 de enero de 2006

2.4. **Parámetros de dirección**

2.4.1. «Esfuerzo sobre el mando de dirección»: la fuerza aplicada al mando de dirección para dirigir el vehículo.

2.4.2. «Tiempo de respuesta de la dirección»: el tiempo transcurrido entre el comienzo del movimiento del mando de dirección y el momento en el que las ruedas directrices alcanzan un ángulo de giro específico.

2.4.3. «Ángulo de giro»: el ángulo formado por la proyección de un eje longitudinal del vehículo y la línea de intersección del plano de la rueda (plano central de la rueda, perpendicular al eje en torno al que gira) y la superficie de la carretera.

2.4.4. «Fuerzas de dirección»: todas las fuerzas que actúan sobre la transmisión de dirección.

2.4.5. «Relación media de la dirección»: la relación entre el desplazamiento angular del mando de dirección y el ángulo de giro medio descrito por las ruedas directrices para un giro de un tope a otro.

2.4.6. «Círculo de viraje»: el círculo dentro del cual están situadas las proyecciones sobre el plano del suelo de todos los puntos del vehículo, excluyendo los retrovisores exteriores y los indicadores de dirección delanteros, cuando el vehículo describe una trayectoria circular.

2.4.7. «Radio nominal del mando de dirección»: cuando se trate de un volante, la distancia más corta entre su centro de rotación y el borde exterior del aro. En caso de que el mando tenga cualquier otra forma, será la distancia entre su centro de rotación y el punto en el cual se aplica el esfuerzo sobre el mando de dirección. Si existieran varios de estos puntos, será aquél que exija la aplicación del máximo esfuerzo.

ANEXO E. Disposiciones relativas a la velocidad del vehículo. Reglamento N° 79 de la CEPE [17].

Category M1 vehicles: 50 km/h
Category M2, M3, N1, N2 and N3 vehicles: 40 km/h or the maximum design speed if this is below the speeds given above.

ANEXO F. Requisitos relativos al esfuerzo sobre el mando de dirección, según el Reglamento N° 79 de la CEPE (Tiempo de respuesta) [17].

Categoría de vehículo	Intacto			Con un fallo		
	Esfuerzo máximo (daN)	Tiempo (s)	Radio de viraje (m)	Esfuerzo máximo (daN)	Radio de viraje (s)	Rayon de virage (m)
M_1	15	4	12	30	4	20
M_2	15	4	12	30	4	20
M_3	20	4	12 (**)	45 (*)	6	20
N_1	20	4	12	30	4	20
N_2	25	4	12	40	4	20
N_3	20	4	12 (**)	45 (*)	6	20

(*) 50 para los vehículos rígidos con dos o más ejes directrices excluidos los equipados con un mecanismo de autodirección
(**) O giro a tope si no se puede lograr un radio de 12 m

ANEXO G. Radio dinámico. Esta comprendido entre el 0,93 al 0,95 del radio estático sin carga para cualquier velocidad. Catálogo WANLI.

Neumático 165/65R13 WANLI S1015 77T TL M+S

Categoria: Neumáticos Tipo: Automóvil Marca: Neumáticos Wanli

ID	476
SKU	0216565W0008

Carácteristicas

MODELO	S1015
ANCHO	165
PERFIL	65
ARO	13
ESTRUCTURA	RADIAL
LISS	77 T

$$\text{Diámetro del neumático} = \left(\frac{165 * 65}{50}\right) + (13 * 25.4)$$

$$\text{Rdin} = 0{,}94\ (\text{Diámetro del neumático}/2)$$

ANEXO H. Coeficiente de fricción neumático-calzada [28].

Descripción de la superficie	SECA				HÚMEDA			
Velocidad:	Menos de 50 km/h.		Más de 50 km/h.		Menos de 50 km/h.		Más de 50 km/h.	
	De	a	De	a	De	a	De	a
Cemento								
Nuevo, liso	0.80	1.20	0.70	1.00	0.50	0.80	0.40	0.75
Usado	0.60	0.80	0.60	0.75	0.45	0.70	0.45	0.65
Pulimentado por el tráfico	0.55	0.75	0.50	0.65	0.45	0.65	0.45	0.60
Asfalto o alquitrán								
Nuevo, liso	0.80	1.20	0.65	1.00	0.50	0.80	0.45	0.75
Usado	0.60	0.80	0.55	0.70	0.45	0.70	0.40	0.65
Pulimentado por el tráfico	0.55	0.75	0.45	0.65	0.45	0.65	0.40	0.60
Con exceso de alquitrán	0.50	0.60	0.35	0.60	0.30	0.60	0.25	0.55

ANEXO I. Juntas universales TIPO C3. Catálogo RODAVIGO S.A.

RODAVIGO, S.A.
RODAMIENTOS VIGO, S.A.
www.rodavigo.net
+34 986 288118
Servicio de Att. al Cliente

LASIOM

Juntas universales
Tipo Cruceta

Ø 42

Velocidad máxima 1000 tr/min
Angulo máximo 34º
Par de rotura ≥ 220 Nm
Para angulos superiores a 34º consultar

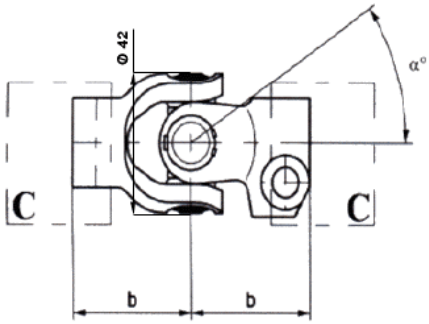
En simple y en doble la junta universal a cruceta se pueden fabricar con los acoplamientos indicados en la tabla siguiente:

c: perfil acoplamiento	**C1**	Ø	ESTÁNDAR: ø15; ø17; ø20
	C2		ESTÁNDAR: ø19x14
	C3		ESTÁNDAR: 36 DIENTES 5/8"- 28 DIENTES / 40 DIVISIONES - 37 DIENTES ESPIRALES - 48 DIENTES DE 3/4" - 21DIENTES ESPIRALES
	C4		ESTÁNDAR: 5 DIENTES / 27 DIVISIONES
	C5		CONSULTAR PARA ACOPLAMIENTOS DISTINTOS

Junta Simple Con Acoplamientos Abiertos

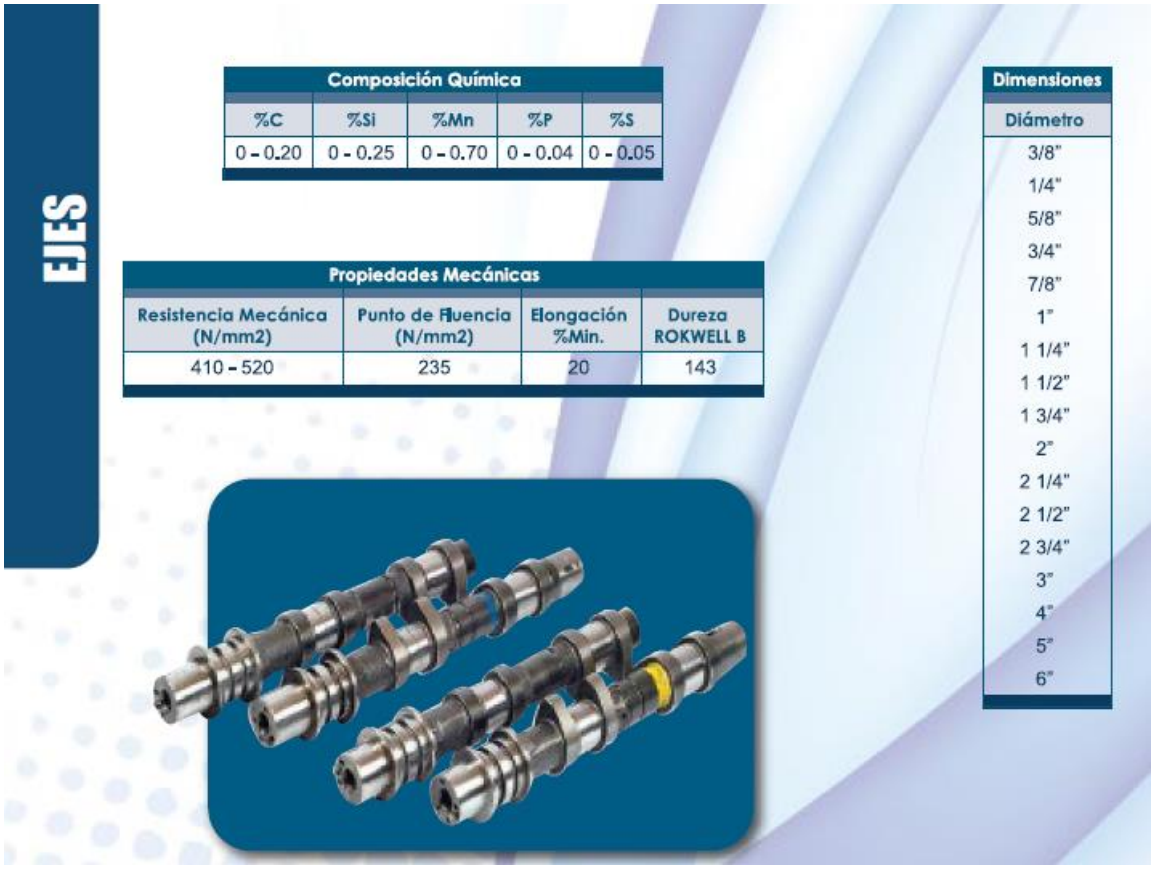
Junta Universal a Cruceta simple con acoplamientos abiertos para apriete con tornillo.

CÓDIGO	DIMENSIONES Y FORMAS	REFERENCIAS DE TIPOS (2)	b +/- 1
C1	Ø15	0734.**	39
C1	Ø15	2695.**	39
C1	Ø17	0311.**	39
C1	Ø17	2748.**	39
C1	Ø20	0839.**	39
C1	Ø20	2749.**	39
C2	Ø19x14	0309.**	39
C2	Ø19x14	0102.**	39
C3	36 DIENTES el 5/8"	0265.**	39
C4	5 DIVISIONES TEETH/27	0310.**	39
C4	5 DIVISIONES TEETH/27	0109.**	39



(2) Referencias de tipos			
Sin pintar			
Sin tornillos	00	Con tornillos	90
Pintado			
Sin tornillos	01	Con tornillos	91

ANEXO J. Propiedades de acero AISI 1018. Dipac.



ANEXO K. Módulo de rigidez del acero. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Material	*Módulo de elasticidad E* Mpsi	GPa	*Módulo de rigidez G* Mpsi	GPa	Relación de Poisson ν	*Peso unitario w* lb/pulg³	lb/ft³	kN/m³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Fundición de hierro (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al niquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

ANEXO L. Factor de diseño. Resistencia de materiales Robert Mott.

Tipo de carga	Factor de diseño	Esfuerzo cortante de diseño $\tau_d = s_y/2N$
Torsión estática o constante	2	$\tau_d = s_y/4$
Torsión repetida	4	$\tau_d = s_y/8$
Impacto o choque torsional	6	$\tau_d = s_y/12$

ANEXO M. Peso del eje de acuerdo a su diámetro.

Medidas en stock

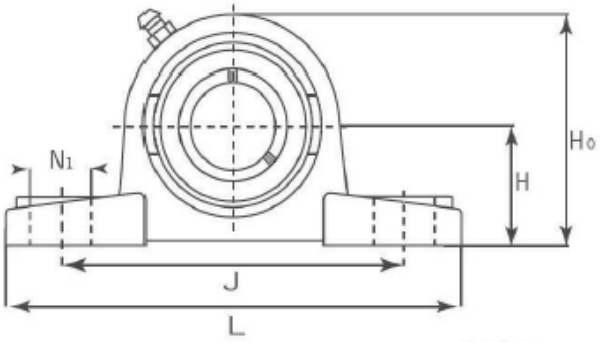
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)
1/4	0,2	1.3/8	7,5	4	63,6
5/16	0,4	1.1/2	8,9	4.1/2	80,5
3/8	0,6	1.3/4	12,2	5	99,4
1/2	1,0	2	15,9	5.1/2	120,3
5/8	1,6	2.1/4	20,1	6	143,2
3/4	2,2	2.1/2	24,9	7	194,9
7/8	3,0	2.3/4	30,1	8	254,6
1	4,0	3	35,8	9	322,2
1.1/8	5,0	3.1/4	42,0	10	397,8
1.1/4	6,2	3.1/2	48,7		

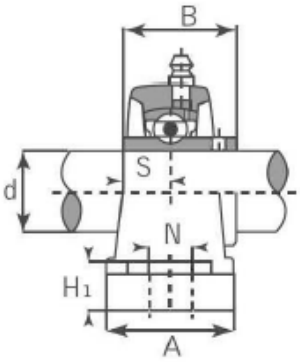
ANEXO N. Factor de temperatura según SKF. Se elige un factor de 1 que corresponde a trabajos a temperatura menor o igual 150 °C.

Temperature factor f_T

Operating temperature	Factor f_T
°C	–
150	1
200	0,95
250	0,9
300	0,8
350	0,64

ANEXO O. Chumaceras. Catálogo KMK.

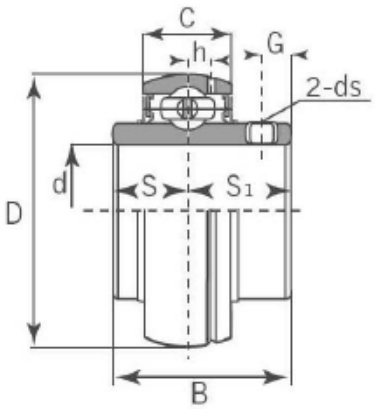




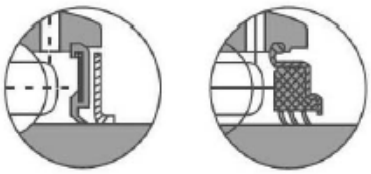
UCP

UCP200

Part No.	Dimension(mm)												Bearing	Housing	Mass
CMB	d	h	a	e	b	S1	S2	g	w	b	n	Bolt	No.	No.	(kg)
UCP201	12	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC201	P203	0.69
UCP201-8	1/2	1-3/1/6	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8	UC201-8	P203	0.69
UCP202	15	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC202	P203	0.69
UCP202-9	9/16	1-3/1/6	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8	UC202-9	P203	0.69
UCP202-10	5/8	1-3/1/6	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8	UC202-10	P203	0.69
UCP203	17	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC203	P203	0.68
UCP203-11	11/16	1-3/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8	UC203-11	P203	0.67
UCP204	20	33.3	127	95	38	13	19	14	65	31	12.7	M10	UC204	P204	0.66
UCP204-12	3/4	1-5/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-9/16	1.2205	0.500	3/8	UC204-12	P204	0.66



UC



UC200

Bearing No.	Dimension (mm)									Load rating (N)		Mass
CMB	d	D	B	C	S	S1	G	ds	H	Cr	Cor	(kg)
UC201	12	47	31	17	12.7	18.3	4.8	M6x1	3.7	12800	6650	0.2
UC201-8	1/2	1.8504	1.2205	0.6693	0.5	0.72	0.189	1/4-28UNF	0.146	12800	6650	0.19
UC202	15	47	31	17	12.7	18.3	4.8	M6x1	3.7	12800	6650	0.19
UC202-9	9/16	1.8504	1.2205	0.6693	0.5	0.72	0.189	1/4-28UNF	0.146	12800	6650	0.19
UC202-10	5/8	1.8504	1.2205	0.6693	0.5	0.72	0.189	1/4-28UNF	0.146	12800	6650	0.19
UC203	17	47	31	17	12.7	18.3	4.8	M6x1	3.7	12800	6650	0.18
UC203-11	11/16	1.8504	1.2205	0.6693	0.5	0.72	0.189	1/4-28UNF	0.146	12800	6650	0.17
UC204	20	47	31	17	12.7	18.3	4.8	M6x 1	3.7	12800	6650	0.16
UC204-12	3/4	1.8504	1.2205	0.6693	0.5	0.72	0.189	1/4-28UNF	0.146	12800	6650	0.16

ANEXO P. Verificación del montaje del sistema de dirección.

VERIFICACIÓN DEL MONTAJE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN			
ASPECTOS GENERALES	**CUMPLE**	**NO CUMPLE**	**OBSERVACIONES**
Elementos del sistema de dirección en buen estado	X	-	
Elementos del mecanismo de dirección en buen estado	X	-	
Reducción de los terminales = 14 cm de cada lado	X	-	
Lubricación adecuada del mecanismo de dirección con grasa AZUL TOP 1	X	-	
Ubicación del tapón del piñón helicoidal del mecanismo de dirección con un par de apriete ≤ 15 lb.pie	X	-	
Guardapolvos de la cremallera de dirección correctamente ubicados	X	-	
Distancia entre pivotes de las manguetas de suspensión = 0,92 m	X	-	
Ubicación de las tuercas de las rótulas de dirección con un par de apriete ≤ 20 lb.pie	X	-	
Bases del cajetín de dirección soldadas correctamente mediante proceso SMAW E-6011	X	-	
Cajetín de dirección completamente fijo sin margen de movimiento	X	-	
Juntas universales completamente fijas a los ejes de la columna de dirección		X	Movimiento característico de las juntas universales debido al acople de las crucetas con amortiguación
Apoyos de la cumacera fijados completamente a la estructura	X	-	
Volante de dirección correctamente ubicado, sin interferir en la visión del conductor	X		

ANEXO Q. Lubricante TOP 1. Grado ≤ 3.

TOP 1 OIL PRODUCTS COMPANY

Hoja de Datos del Producto

TOP 1 SYNTHETIC HI-TEMP GREASE

DESCRIPCIÓN

TOP 1 SYNTHETIC HI-TEMP GREASE combina excelentes propiedades de multiuso con un punto de descenso alto para darle a la grasa aplicaciones en un rango alto de temperatura. Formulada con aceites básicos sintéticos la TOP 1 SYNTHETIC HI-TEMP GREASE provee magnífica protección, durabilidad y desempeño en condiciones extremas para lubricar una amplia variedad de equipo en la industria automotora, agraria, marina, de la construcción y de minería.

Sus usos incluyen cojinetes rodadores, cojinetes de transportador, chasis automotor, pines para bisagra de excavadoras y cojinetes sometidos a choque de cargas.

ATRIBUTOS Y BENEFICIOS

- Grasa sintética de complejo de litio de primera calidad
- EP/Aditivos contra el desgaste + corrosión/inhibidores de oxidación que proveen excelente protección y minimizan el desgate durante condiciones severas para extender la vida de la grasa
- NLGI GC-LB calificado para usarse como lubricante para el eje de transmisión, chasis y cojinetes de rodamiento
- Alta resistencia al lavado con agua e insoluble en agua
- Fórmula extremadamente estable de complejo de litio que retiene su consistencia aun bajo altas temperaturas y altas condiciones de carga

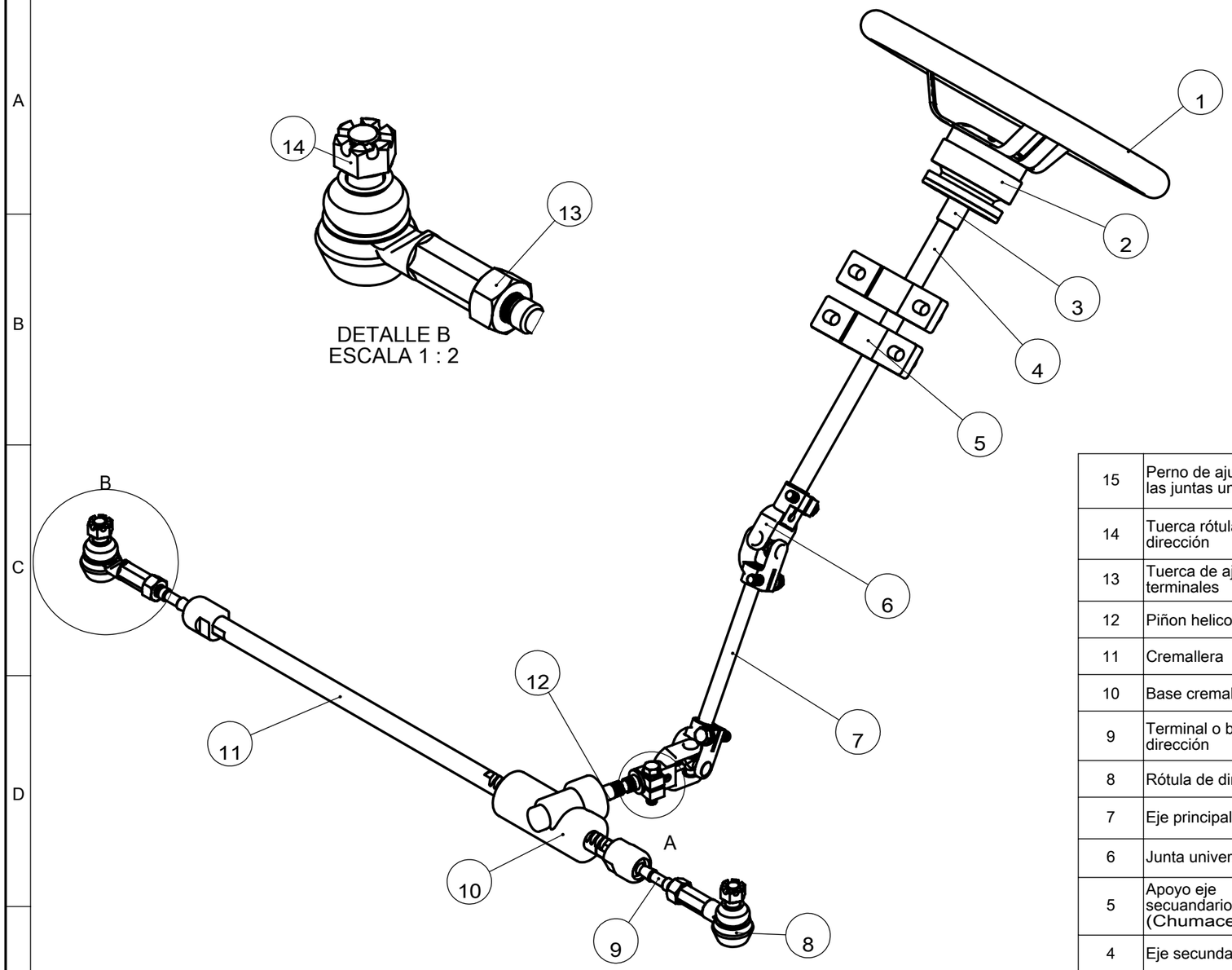
ESPECIFICACIONES TÍPICAS

GRADO, NLGI	**ASTM TEST**	**3 Y MÁS SUAVES**
Espesante		Complejo de Litio
Textura		Suave, Fibrosa
Color, Observado		Azul
Viscosidades:		
cSt @ 100°C		42.4
cSt @ 40°C		644
60 Trabajo de Penetración	D-217	245-265
Punto de Goteo, °F (ºC)	D-566	500 (260) Min
Índice de Viscosidad		110
Fuga de Cojinetes Rodadores, clasificación	D-1263	Pass
Lavados de Agua, % pérdida	D-1264	9.2 @ 175°F
Prevención de óxido, clasificación	D-1743	Pass
Estabilidad de Oxidación, psi drop	D-942	5.0 @ 100 hrs
Carga OK Timken, lbs.	D-2509	80
Four-Ball EP Punto de Soldadura, kgf	D-2596	315
Rango de Temperatura Aproximada °F (°C)		0 to 325 (-18 to 163)
Número del Producto		
24x1 lb		10620
50x14 oz		10621
6x4 lb		10624
35 lb pail		10625
400 lb drum		10627

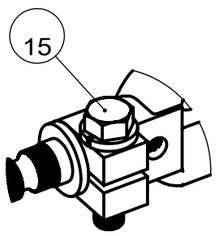
ANEXO R. Pruebas del sistema de dirección mecánica.

HOJA DE CONTROL DEL SISTEMA IMPLEMENTADO							
ASPECTOS GENERALES	**EXCELENTE**	**BUENO**	**REGULAR**	**MALO**	**OBSERVACIONES**		
Visión del conductor	X						
Posición de los brazos		X					
Suavidad al girar el volante		X					
Juego en el volante			X		El juego existente es propio del sistema de piñón y cremallera		
Comodidad en el giro del volante	X						
PARÁMETROS	**MEDICIONES**	**CÁLCULOS**	**ESTÁNDARES**	**REGLAMENTO N° 79 DE LA ONU/CEPE**	**CUMPLE**	**NO CUMPLE**	**OBSERVACIONES**
Radio de giro	4 m	3,47 m	-	<= 12 m	X	-	
Tiempo de respuesta de la dirección	3,6 s	-	-	4 s	X	-	
Ángulo de giro interno	24°	23,42°	-	No estará limitado por ninguna pieza de transmisión de dirección	X	-	
Ángulo de giro externo	30°	30,58°	-	No estará limitado por ninguna pieza de transmisión de dirección	X	-	
Esfuerzo máximo	8 Kgf	6,52 Kgf	-	< 15 Kgf	X	-	
Relación de transmisión	-	20:1	12:1 - 24:1	-	X	-	
Convergencia	-	4 mm	0 - 4 mm	-	X	-	
Ángulo de convergencia	6°	7,16°	-	-	X	-	

PLANOS



DETALLE B
ESCALA 1 : 2



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

N° de Pieza	Denominación	N° de Norma / Dibujo	Material	N° de orden	N° del Modelo / Semiproducto	Peso (Kg)	Observación
15	Perno de ajuste de las juntas universales			4	3/8" x 1"		Pernos con rodela de presión
14	Tuerca rótulas de dirección			2	1/2"		Tuerca ranurada
13	Tuerca de ajuste de terminales			2	1/2"		Contratuerca
12	Piñon helicoidal			1	De = 18,8 mm	0,3	6 dientes
11	Cremallera			1	L = 160 mm	2	24 dientes
10	Base cremallera			1		1,2	SUZUKI I
9	Terminal o bieleta de dirección			2	Li = 270 mm Lf = 140 mm	0,3	(Torneado / Roscado)
8	Rótula de dirección			2		0,2	SUZUKI I
7	Eje principal		Acero AISI 1018	1	L = 150 mm	0,33	
6	Junta universal			2	Di = 5/8"	0,4	Tipo C3
5	Apoyo eje secuandario (Chumacera)			2	CMB	0,66	UCP204-12
4	Eje secundario		Acero AISI 1018	1	L = 330 mm	0,73	
3	Base de acople del volante		Acero A36	1	e = 5 mm	0,27	
2	Base desmontable			1		0,5	ADMO
1	Volante			1		1	NARDI ITALIANO

Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia: ±0.01

Peso: 7,89 Kg

Material: Varios

	Fecha	Nombre
Dib.	05/02/2018	Omar Gallardo
Rev.	22/02/2018	Ing. Cristian Pérez
Apro.	22/02/2018	Ing. Cristian Pérez

U.T.A
INGENIERÍA MECÁNICA

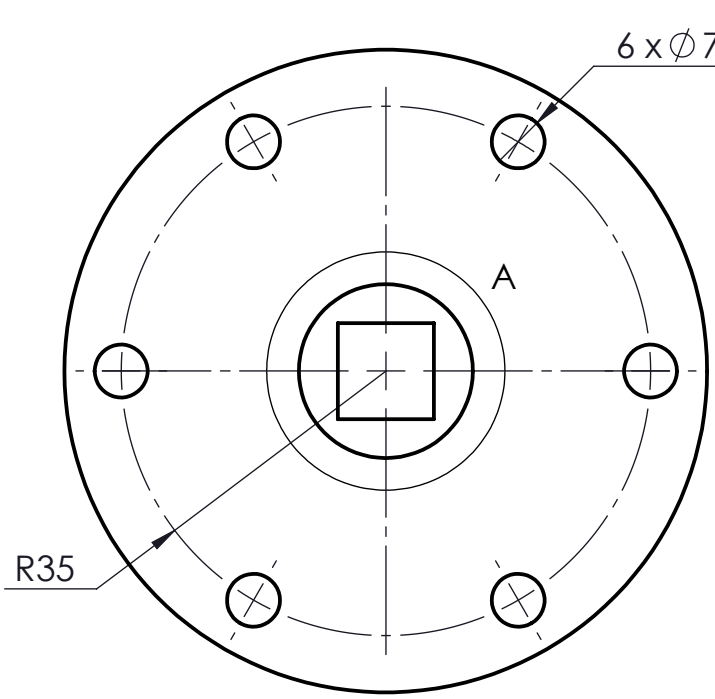
Título: Sistema de Dirección Mecánica

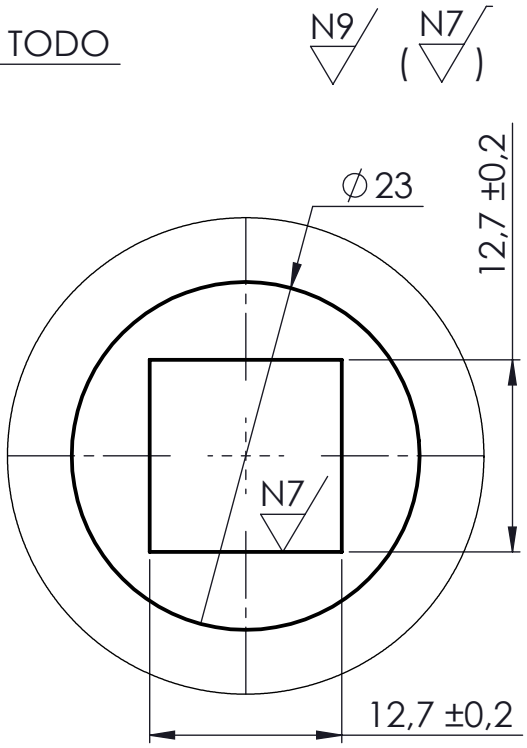
Escala: 1:5

N° Lámina: 01 de 04

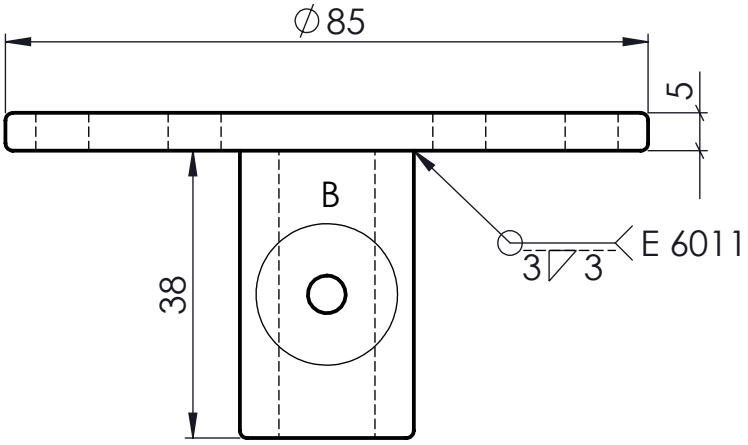
Registro:

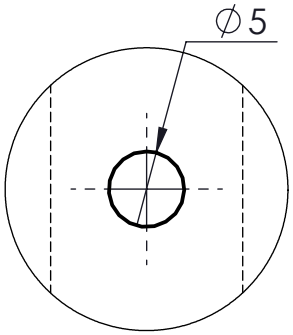
(Sustitución)





DETALLE A
ESCALA 2 : 1





DETALLE B
ESCALA 2 : 1

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)							
Designación	Descripción	0,51 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000
f	fina	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	
m	media	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c	grosera	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4

Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia: ±0,01

(Peso): 0,27 Kg

Material: ACERO A36

	Fecha	Nombre
Dibujó:	05/02/2018	Omar Gallardo
Revisó:	21/02/2018	Ing. Cristian Pérez
Aprobó:	21/02/2018	Ing. Cristian Pérez

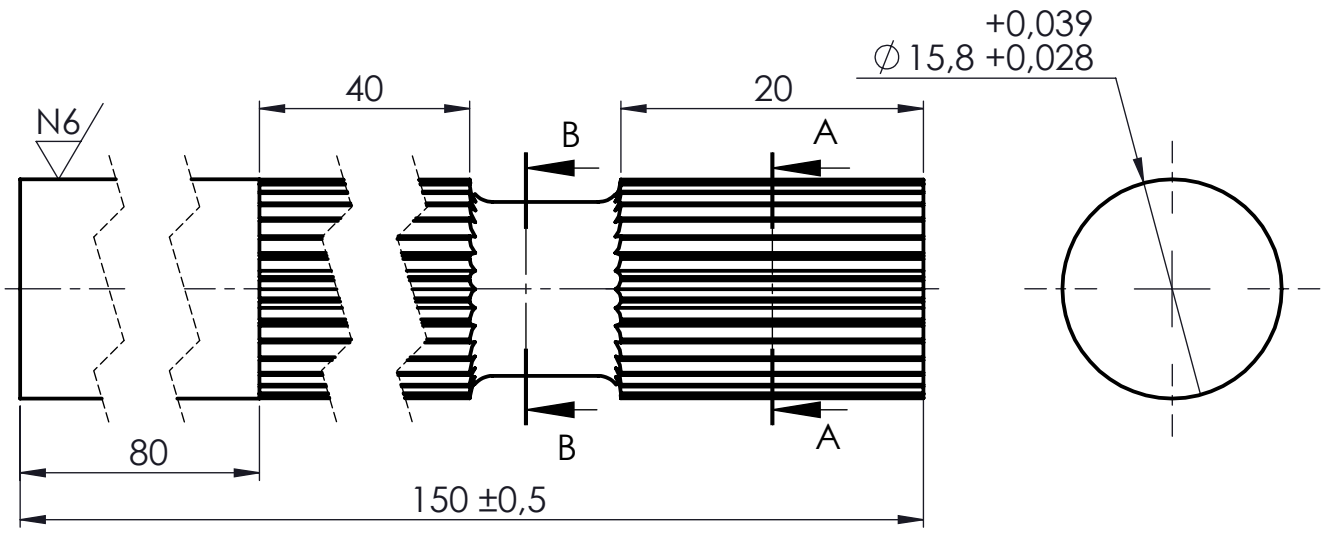
U.T.A
INGENIERÍA MECÁNICA

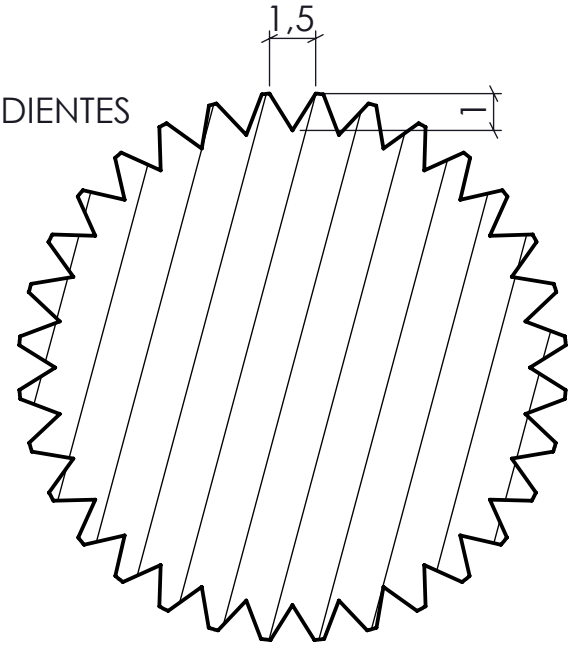
Título: Base de acople del volante

Escala: 1:1

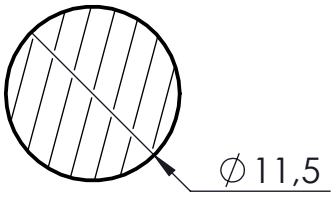
N° Lámina: 02 de 04

(Sustitución)



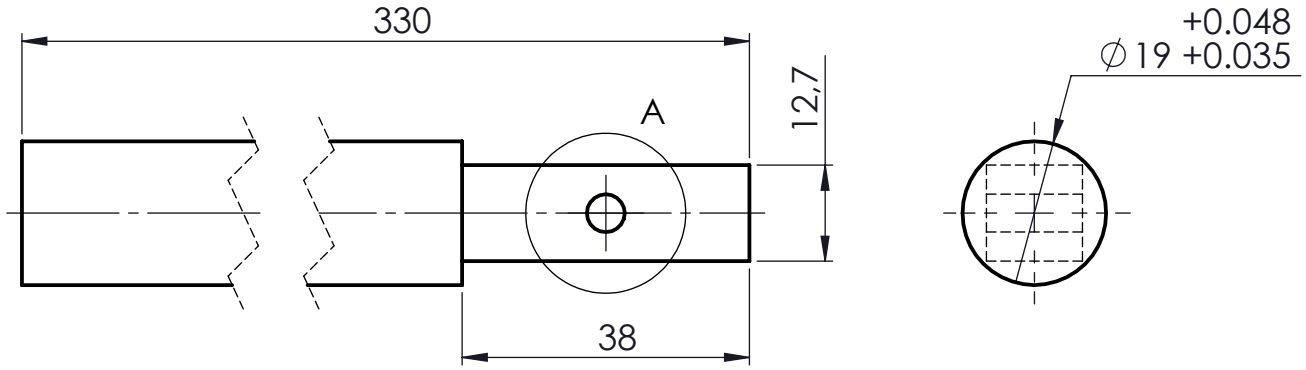


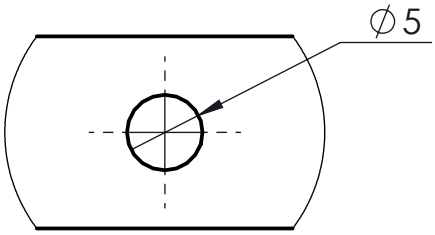
CORTE A-A
ESCALA 5 : 1



CORTE B-B
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia ±0,01	(Peso) 0,33 Kg	Material: ACERO AISI 1018
					Fecha / Nombre	Título: Eje principal — Escala: 2:1
				Dibujó:	05/02/2018 Omar Gallardo	
				Revisó:	21/02/2018 Ing. Cristian Pérez	
				Aprobó:	21/02/2018 Ing. Cristian Pérez	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A INGENIERÍA MECÁNICA		N° Lámina: 03 de 04 (Sustitución)





DETALLE A
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia ±0,01	(Peso) 0,73 Kg	Material: ACERO AISI 1018
					Fecha / Nombre	Título: Eje secundario — Escala: 1:1
				Dibujó:	05/02/2018 Omar Gallardo	
				Revisó:	21/02/2018 Ing. Cristian Pérez	
				Aprobó:	21/02/2018 Ing. Cristian Pérez	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A INGENIERÍA MECÁNICA		N° Lámina: 04 de 04 (Sustitución)

FICHA TÉCNICA

FICHA TÉCNICA CIM 17

PROPULSIÓN

MOTOR	Motor eléctrico Motenergy ME-1003
Eficiencia	90%
Voltaje	48 V
Corriente continua máxima	400 A por minuto
Torque máximo	**27.16 Nm**
Rotación máxima	2600 RPM
Diámetro	**28 cm**
Máxima temperatura de Funcionamiento	155 ºC
Dirección de rotación	**Bi-direccional**
Potencia	6 a 9.5 Kw

CHASIS

Estructura	Perfil estructural cuadrado galvanizado	
Suspensión	posterior	Tipo Rígida
	delantera	Tipo McPherson
	amortiguador (del./tras)	hidráulico
Barra estabilizadora	Delantera	AISI 1020 - 3/4"
Sistema de Frenos	Delantero	hidráulico
	Posterior	mecánicos (zapatas)
Llantas	155/70 R13	rines 13 x 4.5 acero

TRANSMISIÓN

Transmision	Automatica
Relación	4.5:1
Reversa	(.)

SISTEMA ELECTRICO

Baterías	8	48 V @ 200 Ah
Controlador	marca	Kelly
	modelo	PM48301

COMODIDAD Y APARIENCIA INTERIOR

Asientos delanteros tipo butaca con apoya cabeza y espaldar ajustable manualmente	
Luz interior de techo	X
Radio AM/FM+ MP3 + Entrada AUX + USB	X
2 parlantes Estereo	X
Vidrios manuales	X

PANEL DE INSTRUMENTOS

CONTROLES Y MEDIDORES

Odometro parcial	Digital
Nivel Batería	Análogo
Reloj	Digital
Tacómetro	Digital
Velocímetro	Digital Km/h

SISTEMA DE DIRECCION

TIPO	Mecánica
Mecanismo	Piñón y cremallera
Seguridad pasiva	Columna de dirección colapsable
Volante	NARDI Italiano (35 cm de diámetro) con base de desacople rápido

LUCES INDICADORAS

Bajo nivel de BATERÍA	X
Carga de batería	X
Freno de mano	X
Luces altas	X
Posición y direccionales	X
Puertas abiertas	X
Cinturón de seguridad	X

INTERRUPTORES

Interruptor de luces de emergencia	X
Interruptor de luces delanteras	X
Interruptor en la columna de dirección para luces altas, bajas y direccionales	X
luces altas, bajas y direccionales	X
Interruptor en la columna de dirección para limpiador de parabrisas	X
Interruptor avance/retroceso	x
Palanca apertura de tapa motor	X
Palanca apertura de cajuela	X

PESOS Y CAPACIDADES

Peso Vacío	500 Kg
Capacidad de carga	150 Kg
Capacidad de Pasajeros	2

SEGURIDAD

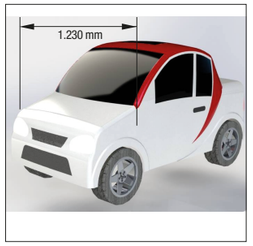
Barra de protección de acero en puertas	X
Cinturones de seguridad retráctiles de tres puntos en asientos delanteros	X
Compuerta trasera con apertura remota desde el interior del vehículo	X
Mecanismo de apertura de capó desde el interior del vehículo	X
Luces de retroceso	X
Vidrio del parabrisas laminado	X
Cámara de retroceso	X

APARIENCIA EXTERIOR

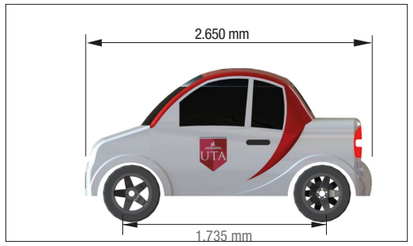
Emblema "CIM 17"	X
Mascarilla frontal Plástica	X
Espejos retrovisores abatibles manualmente	X
Manillas de puertas	X
Parachoques delantero y trasero compactos	X
Faros delanteros	X

DIMENSIONES EXTERNAS (mm)

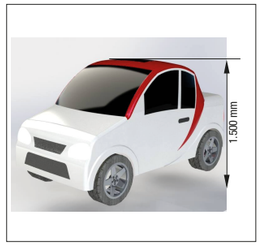
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



VISTA POSTERIOR



Tecnología amigable con el medio ambiente