



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:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN PARA UN
PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17”.

AUTORES: Rosero Vargas Darwin Salomón.

López Balcazar Edwin Fernando.

TUTOR: Ing. Mg. Víctor Espín.

AMBATO – ECUADOR

2018

CERTIFICACIÓN

En calidad de tutor del proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN PARA UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17”, Elaborado por los Señores Darwin Salomón Rosero Vargas y Edwin Fernando López Balcazar, estudiantes de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico;

Que el presente proyecto es original de sus autores.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, mayo del 2018

.....
DOCENTE INGENIERÍA MECÁNICA

Ing. Mg. Víctor Espín

AUTORIA DE TRABAJO

Declaro que los criterios expresados en el proyecto técnico denominado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN PARA UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM 17”, así como sus ideas, análisis, conclusiones son auténticas y de exclusiva responsabilidad de nuestra persona como autores del presente proyecto.

Ambato, mayo del 2018

LOS AUTORES

.....
Rosero Vargas Darwin Salomón.

CI: 180460650-5

.....
López Balcazar Edwin Fernando.

CI: 180474535-2

DERECHOS DEL AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este proyecto técnico parte de él, un documento disponible para su lectura, 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 proyecto técnico 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, mayo de 2018

.....
Darwin Salomón Rosero Vargas

C.I 1804606505

AUTOR

DERECHOS DEL AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este proyecto técnico parte de él, un documento disponible para su lectura, 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 proyecto técnico 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, mayo de 2018

.....
Edwin Fernando López Balcazar

C.I 180474535-2

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los suscritos profesores Calificadores, ya revisado el proyecto técnico en su totalidad, aprueban el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN PARA UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM 17”, de los Señores Darwin Salomón Rosero Vargas y Edwin Fernando López Balcazar egresados de la Carrera de Ingeniería Mecánica, el mismo que guarda conformidad con las reglamentaciones dictadas por parte del Centro de Estudios de Pregrado de la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

.....

Ing. Mg. Cristian Pérez

.....

Ing. Mg. César Arroba

DEDICATORIA

El presente proyecto técnico se lo dedico primeramente a Dios por ser el que me guía día a día para no caer en malos pasos y cumplir con mis metas propuestas.

A toda mi familia y amigos en especial para mis padres Salomón Rosero y Enma Vargas por darme la vida y guiarme día a día ya que con su sacrificio y esfuerzo lograron darme el estudio.

A mis hermanos por su gran apoyo y por estar siempre presentes en los momentos que más lo necesite y por darme la fuerza para lograr llegar al objetivo de ser un profesional.

Darwin

DEDICATORIA

El presente proyecto técnico se lo dedico primeramente al Ser Uno o Principio Único que es un ser espiritual que existe más allá de esta tercera dimensión, el cual me ha dado la oportunidad de existir en esta realidad aprendiendo del ego y sus experiencias para así llegar a trascenderlo en algún momento determinado de la vida u otra vida humana que se me otorgue.

A toda mi familia y amigos, en especial a mi madre Tania Magdalena Balcazar por darme la vida y guiarme día tras día ya que con su amor, sacrificio y esfuerzo logró darme la oportunidad de estudiar y prepararme para ser un gran profesional.

A mi hermano Richard Enrique Guerrero Balcazar por su gran apoyo y por estar presente en los momentos que más he necesitado dándome fuerzas y energía positiva para lidiar con todos los problemas de esta realidad.

Edwin

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme la sabiduría y guiarme para lograr alcanzar las metas propuestas.

A mis padres por el gran sacrificio que han hecho para poder darme el estudio y por sus consejos para lograr llegar a la meta de ser un profesional.

A la Universidad Técnica de Ambato por brindarme el don de la sabiduría y abrirme las puertas para formarme profesionalmente.

A mi tutor Ing. Mg. Víctor Espín por el tiempo brindado y la paciencia para guiarme en el presente proyecto técnico.

A todos los docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica por brindarme sus enseñanzas a lo largo de la carrera.

Darwin

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradezco a mi madre Tania Magdalena Balcazar por ser mi guía y apoyo en los momentos buenos y malos, gracias a su amor, compasión, paciencia, sacrificio y sabiduría para guiarme a llegar a ser un gran ser humano.

Al Ser Uno o Principio Único que me ha brindado la oportunidad de vivir en este plano dimensional experimentando la dualidad de una manera única, compartiendo con seres de gran amor como es el caso de Shirley Michelle Atacushi Rosero que es una persona de gran corazón y su luz interior brilla como un billón de estrellas juntas en esta galaxia.

Agradezco a mi guía interior que es la consciencia espiritual pura y sagrada la cual me guiado a través de su sabiduría para llegar a tomar decisiones importantes en los momentos que más he necesitado. A mi hermano Richard Enrique Guerrero Balcazar que ha sido una persona con la cual he compartido momentos muy felices y de mucha gratitud.

A la Universidad Técnica de Ambato por brindarme la oportunidad de adquirir sus conocimientos y sabiduría abriéndome sus puertas para formarme como una persona profesional de una moral y ética correcta.

A mi tutor Ing. Mg. Víctor Espín por el tiempo brindado y la paciencia para guiarme en el presente proyecto técnico.

A todos los docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica por brindarme sus enseñanzas a lo largo de la carrera.

Edwin

ÍNDICE DE CONTENIDOS

A. PÁGINAS PRELIMINARES

PÁGINA DE TÍTULO.....	I
CERTIFICACIÓN.....	II
AUTORÍA DE TRABAJO.....	III
DERECHS DE AUTOR.....	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO.....	VI
DEDICATORIA.....	VII
AGRADECIMIENTO.....	IX
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS.....	XIV
RESUMEN EJECUTIVO.....	XVIII

CAPÍTULO I

1. ANTECEDENTES

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.....	4

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones previas.....	5
2.2 Fundamentación teórica.....	9
2.2.1 Sistema de propulsión.....	9

2.2.2	Definición y esquema conceptual de un vehículo eléctrico.....	10
2.2.3	Elementos que componen el sistema de propulsión.....	12
2.2.3.1	Motor eléctrico.....	12
2.2.3.2	Motores de corriente continua.....	13
2.2.3.3	Motores de corriente alterna.....	14
2.2.3.4	Motores universales.....	15
2.2.3.5	Sistema de transmisión de movimiento.....	15
2.2.3.5.1	Transmisión por banda.....	15
2.2.3.5.2	Transmisión por cadena.....	17
2.2.3.5.3	Transmisión por engranes.....	18
2.3	Parámetros para el diseño de los elementos de propulsión.....	21
2.3.1	Resistencia estática.....	22
2.3.2	Concentración del esfuerzo.....	23
2.3.3	Teorías de falla.....	23
2.3.3.1	Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles.....	24
2.3.3.2	Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles.....	25
2.3.3.3	Teoría de Mohr-Coulomb para materiales dúctiles.....	26

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL PROYECTO

3.1	SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	28
3.1.1	Selección del tipo de sistema de transmisión.....	28
3.1.2	Método ordinal corregido de criterios ponderados.....	28
3.1.3	Criterios de valoración.....	29
3.2	CÁLCULOS O MODELOS OPERATIVOS.....	35
3.2.1	Diseño dinámico del vehículo.....	35
3.2.2	Capacidad de pendiente.....	36
3.2.3	Cálculo dinámico.....	37
3.2.3.1	Fuerza de ascenso (F_{hc}).....	39
3.2.3.2	Fuerza de fricción (F_{fr}).....	40

3.2.3.3 Fuerza aerodinámica (F_{ad}).....	41
3.2.3.4 Cálculo de la sección transversal del auto eléctrico biplaza.....	44
3.2.3.5 Fuerza de tracción eléctrica (F_{te}).....	45
3.2.4 Cálculo de potencia.....	45
3.2.4.1 Cálculo de la potencia en plano horizontal.....	45
3.2.4.2 Cálculo de la potencia en plano inclinado.....	45
3.2.5 Selección del motor.....	46
3.2.5.1 Especificaciones del motor seleccionado.....	47
3.2.5.2 Características del motor Moterney ME-1003.....	47
3.2.6 Radio del neumático (R_{rueda}).....	51
3.2.7 Cálculo del torque en las ruedas.....	52
3.2.8 Parámetros técnicos considerados para la selección del diferencial.....	52
3.2.9 Selección de cadena y ruedas dentadas de la transmisión.....	56
3.2.9.1 Número de dientes de la rueda dentada.....	57
3.2.9.2 Calculo de la potencia corregida (P_c).....	57
3.2.9.3 Selección de tipo de cadena.....	60
3.2.9.4 Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas (D_p).....	62
3.2.9.5 Selección de las ruedas dentadas.....	62
3.2.10 Relación de transmisión.....	64
3.2.11 Cálculo de la velocidad máxima.....	66
3.2.12 Simulación de la base del motor.....	67
3.2.13 Análisis modal de frecuencias naturales.....	71
3.2.14 Selección y apriete de pernos.....	77
3.2.15 Secuencia de montaje.....	79
3.2.16 Pruebas de funcionamiento.....	82
3.2.16.1 Prueba de velocidad.....	82
3.2.16.2 Prueba de aceleración.....	83
3.3 PRESUPUESTO.....	83
3.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	84
3.4.1 Especificaciones del motor eléctrico ME – 1003.....	84

3.4.2 Componentes elegidos.....	85
3.4.3 Plan de mantenimiento del sistema de propulsión.....	86

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	88
4.1 Conclusiones.....	88
4.2 Recomendaciones.....	89
BIBLIOGRAFÍA.....	90
ANEXOS.....	94
ELEMENTOS SELECCIONADOS.....	95
SISTEMA DE PROPULSIÓN ARMADO.....	97
ESPECIFICACIONES DEL MOTOR.....	98
COMPOSICIÓN DE LAS CADENAS DE RODILLOS.....	101
CONSEJOS DE LUBRICACIÓN.....	102
CADENAS ESTANDAR DE RODILLOS.....	103
ENGRANES NK KANA.....	104
ENGRANES ACERO INOXIDABLE KANA.....	105
COMPONENTES CORONA PIÑÓN.....	106
LUBRICANTE Mobilube HD LS 80W-90.....	107

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas entre los motores AC y DC.....	10
--	----

Tabla 2.2. Características entre los motores AC y DC.....	10
Tabla 3.1 Valores asignados para la tabulación de ponderaciones.....	29
Tabla 3.2 Evaluación del peso específico de cada criterio.....	31
Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio Costo.....	31
Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio Disponibilidad.....	32
Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio Espacio disponible.....	32
Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio Velocidad.....	33
Tabla 3.7 Evaluación del peso específico del criterio Facilidad.....	33
Tabla 3.8 Evaluación del peso específico del criterio Mantenimiento.....	33
Tabla 3.9 Tabla de conclusiones.....	34
Tabla 3.10 Porcentajes en pendiente (%) vs pendientes en grados.....	37
Tabla 3.11 Pesos de los componentes del auto eléctrico biplaza.....	39
Tabla 3.12 Coeficiente de rodadura.....	40
Tabla 3.13. Valores de la Densidad del Aire Ambiente para varias alturas.....	42
Tabla 3.14. Características de Motores eléctricos de Corriente Continua Fuente.....	45
Tabla 3.15. Características del Motor Motenergy ME-1003 Fuente.....	48
Tabla 3.16. Pesos reales del auto eléctrico.....	48
Tabla 3.17. Resultados de Fuerza de ascenso para diferentes pendientes.....	45
Tabla 3.18. Resultados de Fuerza de fricción para pendientes de 8.53°.....	49
Tabla 3.19. Resultados de Fuerza aerodinámica.....	50
Tabla 3.20. Parámetros técnicos del diferencial seleccionado.....	56
Tabla 3.21. Factor de servicio Coeficiente K4.....	59
Tabla 3.21: Especificaciones SAE para pernos de acero.....	67
Tabla 3.22. Resultados finales.....	63
Tabla 3.23. Propiedades de la base.....	68
Tabla 3.24 Mallado de la base.....	68

Tabla 3.25 Tensión de von Mises.....	69
Tabla 3.26 Desplazamiento de la base.....	70
Tabla 3.27 Deformaciones unitarias.....	71
Tabla 3.28: Propiedades volumétricas de la base del motor.....	71
Tabla 3.29: Propiedades de estudio.....	72
Tabla 3.30: Propiedades del material.....	72
Tabla 3.31: Mallado.....	73
Tabla 3.32: Análisis de resultados.....	74
Tabla: 3.33: Especificaciones SAE para pernos de acero.....	78
Tabla: 3.34: Especificaciones ASTM para pernos de acero grado 8.....	79
Tabla 3.34 Presupuesto.....	84
Tabla 3.34 Especificaciones del motor ME – 1003.....	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Uno de los primeros prototipos de motor eléctrico.....	2
Figura 2.1. Esquema conceptual de la configuración de un vehículo eléctrico.....	11
Figura 2.2. Motor eléctrico.....	12
Figura 2.3. Transmisión por banda.....	16
Figura 2.4. Diagrama de transmisión por cadena.....	17
Figura 2.5. Funcionamiento transmisión por engranes.....	18
Figura 2.6. Vista de un diferencial automotriz.....	19
Figura 2.7. Esquema del diferencial.....	20
Figura 2.8. Tipos de diferencial.....	21
Figura 2.10. Transmisión por junta universal.....	21

Figura 2.11. Volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional.....	26
Figura 3.1: Fuerzas que actúan en una pendiente.....	38
Figura 3.2: Diseño de la carrocería.....	44
Figura 3.3: Motenergy ME-1003 Brush-Type Permanent Magnet DC Motor.....	47
Figura 3.4: Denominación de neumáticos.....	51
Figura 3.5: Número de dientes de las ruedas dentadas.....	53
Figura 3.6: Distancia entre ejes de un diferencial.....	54
Figura 3.7 Diferencial seleccionado.....	55
Figura 3.8: Coeficiente K1.....	58
Figura 3.9: Coeficiente K2.....	58
Figura 3.10: Coeficiente K3.....	59
Figura 3.11: Coeficiente K5.....	60
Figura 3.12: Selección de la cadena.....	61
Figura 3.13: Selección de las ruedas dentadas.....	63
Figura 3.14: Esquema de la relación de transmisión.....	64

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN PARA UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17”

AUTORES: Darwin Salomón Rosero Vargas

Edwin Fernando López Balcazar

TUTOR: Ing. Mg. Víctor Espín

FECHA: Mayo del 2018

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto técnico trata sobre la construcción de un sistema de propulsión para un auto eléctrico biplaza UTA-CIM17, el mismo que está destinado para el uso institucional de la Universidad Técnica de Ambato en el campus de Huachi, donde se implementó componentes mecánicos como eléctricos en la carrocería del vehículo, logrando hacer uso de las nuevas energías alternativas con las que contamos hoy en día para el transporte terrestre e innovaciones tecnológicas con el fin de disminuir los agentes contaminantes al medio ambiente y reducir el ruido de los vehículos en las calles. Se ha partido desde cero junto con los demás sistemas mediante el estudio y análisis de los diferentes componentes para su selección. El sistema de propulsión del auto eléctrico, está compuesto por un motor eléctrico de corriente continua, un diferencial y un sistema de transmisión piñón - cadena, tal sistema en su selección está certificado bajo la Norma ISO 9001, este sistema se fue ensamblando conjuntamente con los demás sistemas que conforman el proyecto grupal de Diseño y construcción del auto eléctrico biplaza CIM-17. Para el ensamble del sistema de propulsión los ejes del diferencial están ensamblados a los tambores de los neumáticos, el eje de entrada del diferencial esta conectado mediante piñones y cadena al motor el mismo que está empotrado sobre una base diseñada para el mismo. Finalmente se hizo pruebas de funcionamiento para comprobar su correcto funcionamiento.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO

FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING

CAREER OF MECHANICAL ENGINEERING

"DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE PROPULSION SYSTEM FOR A
PROTOTYPE OF AUTO ELECTRIC BIPLAZA UTA-CIM17"

ABSTRACT

The present technical project deals with the construction of a propulsion system for a two-seater electric car UTA-CIM17, the same one that is intended for the institutional use of the Technical University of Ambato in the campus of Huachi, where mechanical and electrical components were implemented in the body of the vehicle, making use of the new alternative energies that we have today for ground transportation and technological innovations in order to reduce pollutants to the environment and reduce the noise of vehicles on the streets. It has been started from scratch together with the other systems by studying and analyzing the different components for its selection. The propulsion system of the electric car, is composed of a direct current electric motor, a differential and a transmission system pinion - chain, such system in its selection is certified under the ISO 9001 standard, this system was assembled together with the other systems that make up the group project of Design and construction of the two-seater electric car CIM-17. For the propulsion system assembly, the axes of the differential are assembled to the drums of the tires, the input shaft of the differential is connected by means of pinions and chain to the engine which is embedded in a base designed for it. Finally, functional tests were performed to verify its correct operation.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1. TEMA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN PARA UN PROTOTIPO DE AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17”.

1.2. ANTECEDENTES

La UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO, creada mediante Ley No. 69-05 con fecha 18 de abril de 1969, con la visión de constituirse en “un centro de referencia académico, científico y humanístico del país”, realizadas en un “ámbito de libertad, respeto a los derechos humanos e intelectuales, participación integrativa, equidad de género y defensa del medio ambiente, con criterios de sustentabilidad y sostenibilidad”.

En el año 2002 se crea la CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA con visión hacia el adelanto del país, tal fue el deseo de superación de la carrera que en el año 2017 se crea el proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA CIM 17” impulsado por la coordinación de carrera con los siguientes objetivos:

- Aumentar la tasa de titulación de la CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA.
- Generar proyectos de investigación y publicaciones en docentes y estudiantes.

- Promover la innovación hacia el exterior tanto provincial, regional, nacional e internacional de la UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO.

Gracias a este proyecto la Carrera de Ingeniería Mecánica logró dar un adelanto a la investigación y continuará con proyectos innovadores.

Según Roldan [1], los motores de corriente continua tienen varias aplicaciones tanto en la motorización de máquinas y vehículos. A pesar de ello, es muy útil conocer el desarrollo y la evolución que ha tenido la motorización a lo largo de los dos últimos siglos, y esencialmente desde el momento en que se pudo contar con la energía eléctrica, y por este motivo, con la corriente continua (CC), que fue la primera forma de energía eléctrica que se produjo y utilizó. A continuación, la figura 1.1 corresponde a un motor eléctrico de CC con el que se ilustraba una publicación francesa, que juntaba los avances tecnológicos presentados en la Exposición Universal de París de 1889 a mediados de siglo XIX.

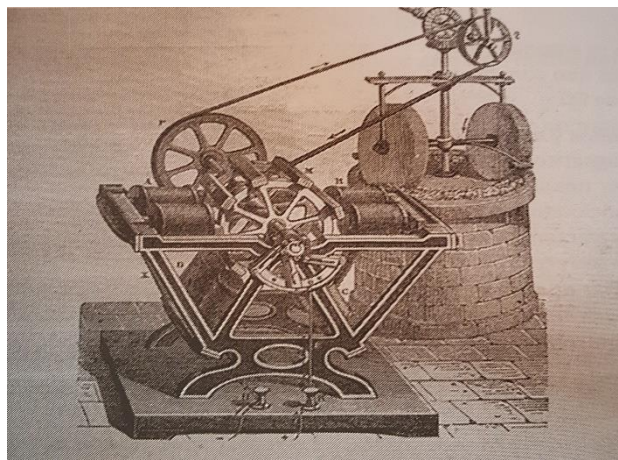


Figura 1.1. Uno de los primeros prototipos de motor eléctrico. [1]

En 2003, Tesla [2], empresa que se encuentra actualmente en varias partes del mundo y su central principal ubicada en las instalaciones de Fremont en California (USA), donde también se producen en gran parte la mayoría de los elementos de los vehículos eléctricos, la cual principalmente se dedica a la producción de vehículos eléctricos y que también provee productos de generación y almacenamiento de energía, limpia y escalable. Como misión principal Tesla, Inc. y sus filiales (“Tesla”) optan por un mundo sin

contaminación de cero emisiones de gases producidos por los combustibles fósiles y con una movilidad eficiente para así acelerar la transformación del mundo hacia la energía sostenible.

De acuerdo con Roás [3], muchos de los vehículos eléctricos cuentan con motores de corriente continua con freno regenerativo o KERS por sus siglas en inglés y traducido al español que significa sistema de recuperación de energía cinética, esto significa que es una gran ventaja ya que se puede almacenar la energía cinética transformada en energía eléctrica directamente en las baterías.

1.3. JUSTIFICACIÓN

La contaminación del medio ambiente debido a la combustión de los gases de los motores de combustión interna es uno de los principales problemas que se está generando en todo el mundo es por ello que se están buscando nuevas alternativas para el transporte terrestre y una de ellas es la implementación de autos completamente eléctricos con el fin de reducir los niveles de contaminación en las ciudades.

La construcción de un auto eléctrico biplaza CIM 17 dará un toque de innovación ya que nos permitirá dar una solución al transporte dentro de la ciudad, la degradación ambiental general, reducción de los recursos naturales, la disminución del ruido, la importancia del potencial tecnológico y creación de nuevos modelos de negocios que nuestro país necesita para colaborar en el mejoramiento del medio ambiente.

El diseño del auto eléctrico biplaza CIM 17 estará constituido con componentes mecánicos así como equipos eléctricos entre ellos lo que será el sistema de propulsión.

El interés que tiene este proyecto es aportar a la universidad Técnica de Ambato con la innovación y el desarrollo de nuevas alternativas como lo es el diseño y construcción de un auto eléctrico el cual será una base para futuros proyectos de

investigación en la Universidad especialmente en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

1.4.OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo General

Diseñar y construir el sistema de propulsión para un prototipo de auto eléctrico biplaza UTA-CIM17.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Determinar las diferentes partes y tipos de sistemas de propulsión para un auto eléctrico biplaza.
- Establecer el sistema de propulsión para un auto eléctrico biplaza.
- Dimensionar y seleccionar los componentes del sistema de propulsión de un auto eléctrico biplaza.
- Ensamblar los componentes del sistema de propulsión del auto eléctrico biplaza seleccionado.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones previas

Wilson Mauricio Vargas Shiguango. En su artículo científico “Diseño y construcción del sistema de propulsión de un triciclo monoplaza eléctrico para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores.”, el objetivo del proyecto consiste en diseñar y construir un sistema de propulsión para un triciclo monoplaza eléctrico en la que se implemente un motor eléctrico, que cuente con un sistema de alimentación, control y con carga de energía eléctrica, para que pueda ser incluido en el mercado como una nueva alternativa de movilidad eficiente para las personas con discapacidad en sus extremidades inferiores y con cero emisiones al medio ambiente [4].

Bravo Fabián, Crespo Daniel et al. En su tesis “Implementación de un sistema de propulsión eléctrica a un vehículo liviano.”, este trabajo de graduación trata sobre la implantación de un sistema de propulsión eléctrica a un vehículo liviano que originalmente poseía un motor de combustión interna. Luego de realizar los estudios y el análisis correspondiente del sistema a implementar, se determinó los componentes y su selección para obtener el vehículo que es impulsado por un motor eléctrico, cuya potencia es regulada por un controlador electrónico y que tiene como fuente de energía un banco conformado por 6 baterías de plomo ácido que se recargan conectándolas a una alimentación de 110V CA, a través de un cargador específico. Concluida la modificación el vehículo funcionó satisfactoriamente, siendo su operación segura para movilizarse dentro de la ciudad sin inconvenientes, alcanzando una velocidad máxima de 65 km/h con una autonomía de 30 km. Su particularidad más importante es que no contamina ni genera ruido como lo hace un vehículo con motor de combustión interna [5].

Zúñiga Larco, Víctor Andrés. En sus tesis “Propuesta de las características técnicas de un vehículo electrónico para uso privado en Lima Metropolitana.”, la presente

tesis tiene como objetivo definir el tipo de vehículo eléctrico adecuado para los requerimientos de un usuario privado típico de Lima Metropolitana y determinar las principales características de los sistemas técnicos que debe utilizar el mismo. La presente tesis consta de tres partes. En la primera parte se realiza una descripción de los tipos de vehículos híbridos y vehículos eléctricos. Se da a conocer los componentes que caracterizan a estos vehículos y se definen los componentes principales; rectificador y convertidor AC/DC, sistema de almacenamiento, inversor DC/AC, sistema de propulsión, sistema de transmisión. En la segunda parte de la tesis, se da a conocer los vehículos ligeros más vendidos y en consecuencia, los más utilizados en Lima Metropolitana; Toyota Yaris y Kia Rio. Además, se definen las características del ciclo de conducción en Lima Metropolitana en base a datos levantados. Obteniendo velocidades promedio de en horas de la mañana, entre 9:00 am y 11:00 am, realizando recorridos promedio de en periodos de 15 minutos. Se realizan encuestas a usuarios de vehículos dedicados a gasolina y diesel, determinando un promedio de recorrido diario de. Se propone que el vehículo eléctrico debe tener una autonomía mínima de diarios. En la tercera y última parte de la tesis, se definen las características técnicas de los componentes del vehículo eléctrico para uso en Lima Metropolitana. Dicho vehículo eléctrico debe contar con un mínimo de potencia y la capacidad de almacenamiento de las baterías debe ser, para cumplir con los requerimientos de los usuarios. Se selecciona un motor eléctrico de potencia y un pack de baterías de iones de litio de dicha selección se realiza en base al peso bruto de un vehículo ligero. Finalmente, se elabora una comparación de costos del uso de un vehículo eléctrico y un vehículo dedicado a gasolina, para un recorrido anual. Se determina que el vehículo eléctrico demanda Nuevos Soles anuales para recorrer y el vehículo dedicado a gasolina demanda Nuevos Soles anuales para el mismo recorrido [6].

Vargas Fabre, Juan Alejandro. Con su tema de tesis “Conversión a Auto Eléctrico Basada en un Accionamiento Trifásico: Diseño, Modelación e Implementación”, La industria automotriz se encuentra ad portas de uno de los cambios más grandes desde su inicio. Existen varios factores que han creado las condiciones para el desarrollo masivo de vehículos eléctricos. Los altos precios del petróleo y la

creciente preocupación por la incidencia de las emisiones de los vehículos de combustión interna en el medio ambiente están modificando las decisiones de compra. La movilidad eléctrica se convierte en una alternativa para solucionar estos problemas. Las características propias de los vehículos eléctricos significarán una disminución en los costos de operación y la posibilidad de ser parte activa de los sistemas eléctricos.

El presente trabajo de título trata sobre la conversión de un vehículo de combustión interna a eléctrico en sus etapas de diseño, modelación e implementación, el que se encontrará disponible para realizar estudios sobre los impactos que tendrá la movilidad eléctrica en el transporte comercial. Junto con la conversión a auto eléctrico, también incluye el desarrollo de un controlador de motor de inducción utilizando un inversor de potencia comercial, uno de los módulos de mayor valor agregado en la integración de los distintos sistemas que conforman un vehículo eléctrico. Se realiza un estudio del estado del arte de los distintos sistemas que conforman un auto eléctrico de accionamiento trifásico. Esto sirve de base para la elección de los equipos necesarios para realizar una conversión que mantenga las características de un auto convencional. Es así como se especifica un banco de baterías de ion litio de 19.8kWh lo que permite tener una autonomía cercana a los 70 km. con una recarga que demora entre 4 y 6 horas. El motor que se caracteriza corresponde a un motor inducción trifásico Siemens de 250V, 42HP nominales y capaz de alcanzar peaks de 90 HP. Tiene la capacidad de llegar hasta las 13.000RPM y sus características de torque y potencia lo hacen ideal para aplicaciones automotrices disminuyendo a la mitad el peso que tendría un motor de combustión interna de similares características. El sistema de control del motor eléctrico se realiza usando un módulo de potencia comercial para el cual se diseñan y fabrican los circuitos de control. También se programan dos estrategias de control. La primera de ellas corresponde al control escalar o V/Hz que se implementa y valida en el laboratorio con éxito. El segundo esquema corresponde al control por orientación de flujo, que reduce los peaks de corriente y entrega una mejor respuesta transitoria, presenta problemas en su implementación debido a las mediciones de corriente. Para poder validar el correcto funcionamiento del control escalar

implementado se realizan pruebas en el laboratorio. Se observa la respuesta en vacío y con carga del motor de inducción acoplado mecánicamente a un generador de corriente continua. Los resultados de estas pruebas son satisfactorias al mantener las características de torque de la máquina con un error menor al 5% y el seguimiento del control en vacío tiene un error menor al 1% con respecto a las referencias de velocidad entregadas. Entre los trabajos futuros que se pueden desprender uno de los más importantes correspondería al rediseño de los circuitos de control para prevenir el ruido proveniente de los disparos de los IGBT. Así se tendría una mejor adquisición de señales y podría implementarse de forma exitosa la estrategia de control por orientación de flujo. También sería importante implementar una interfaz amigable con el usuario en el que se desplieguen la información de interés del automóvil y realizar una estimación de la carga de baterías usando algoritmos más complejos [7].

Cerpa Bernal, Rafael Mauricio; Mónico Muñoz, Luisa Fernanda; Cortés Ruiz, Diego Fernando; Mustafa Prieto, Samy Walid; Bonilla Candidata, Anlly et al. Con su proyecto de tesis denominado “Selección del sistema de propulsión de un vehículo urbano con bajo consumo de combustible.”; el vehículo urbano con bajo consumo de combustible, aplicado a la competencia Eco Shell Marathon, contará con un sistema de propulsión híbrido que tiene componentes eléctricos y mecánicos; los cuales están encargados de generar tracción a partir de energía química obtenida de un combustible. Los parámetros de velocidad y carga vienen dados por la normatividad de la competencia, que a su vez se utiliza para establecer los requerimientos que el vehículo debe suplir. El artículo está enfocado hacia el proceso de selección de los sistemas del motor híbrido, aplicado en la industria automotriz, ya que está siendo comprobada la teoría de la reducción en el impacto ambiental haciendo un menor uso de hidrocarburos [8].

2.2 Fundamentación teórica

2.2.1 Sistema de propulsión

Actualmente se tienen diferentes alternativas tecnológicas de los sistemas de propulsión, los cuales se exponen en esta sección. Tanto el sistema de propulsión de un vehículo convencional como el de un vehículo eléctrico ejercen las mismas funciones, ya que transmiten energía mecánica a las ruedas y como resultado se da el desplazamiento del vehículo.

El automóvil eléctrico y el automóvil convencional de combustión interna poseen diferentes elementos en su estructura, un claro ejemplo es que un automóvil eléctrico no necesita una transmisión de velocidades o caja de cambios. En un vehículo convencional un sistema de transmisión por engranes es utilizado para dar distintos niveles de torque en algunas velocidades, mismo que ayuda a modificar el vínculo de entrada y la salida de la rueda dentada en el interior de la caja. En un motor eléctrico este proceso se puede realizar mediante un conversor DC-DC o variadores de frecuencia, mismos que controlan la potencia del motor. Hoy en día se han desarrollado varios sistemas de tracción eléctrica, como es el caso de automóviles con motor eléctrico de gran potencia, que, adaptados a un diferencial de las ruedas traseras toman un diseño a manera de un automóvil estándar [9].

Estos son utilizados para dar potencia a un automóvil eléctrico. El motor de corriente continua está constituido por tres principales elementos.

- Un sistema de bobinas de campo
- Un rotor o una armadura
- Escobillas o carbones

A continuación en la tabla 2.1 se presenta las ventajas, desventajas y características de los motores eléctricos AC y DC.

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas entre los motores AC y DC [10].

Motor de Corriente Alterna (AC)	Motor de Corriente Continua (DC)
Diseño para velocidad única Baja relación peso/potencia(livianos)	Diseño para Multi-Velocidad Alta relación peso/potencia (pesados)
Bajo costo	Mediano costo
95% de eficiencia a carga completa	85-95% de eficiencia a carga completa
Controlador complejo y de alto costo	Controlador simple y de bajo costo
Sistema Motor-Controlador-Inversor de alto costo	Sistema Motor-Controlador de bajo costo

En la tabla 2.2 se presenta las características entre los motores AC y DC.

Tabla 2.2. Características entre los motores AC y DC [10].

Características	Motor DC c/escobillas	Motor DC s/escobillas (con imán permanente)	Motor de Inducción AC
Eficiencia	85-89%	95-97%	94-95%
Eficiencia con el 10% de Carga	80-87%	73-82%	93-94%
Máxima RPM	4000-6000	4000-10000	9000-15000
Costo por HP en eje	US\$ 100-150	US\$ 100-130	US\$ 50-75
Relación Costo Controlador/ Costo motor	1	3-5	6-8

2.2.2 Definición y esquema conceptual de un vehículo eléctrico

Un vehículo eléctrico es el que, para moverse tanto parcial como totalmente utiliza un motor eléctrico provisto con baterías recargables por corriente. La energía química de la batería se transformará en energía eléctrica para después convertirse en energía mecánica por medio de un motor eléctrico. Dos de las características de un automóvil eléctrico son [11]:

- Tiene a su disposición una fuente de energía que puede ser química o electroquímica transportable.
- La fuerza de movimiento lo provee un motor eléctrico.

En la figura 2.1 se muestra como está constituido el sistema de propulsión de un vehículo eléctrico.

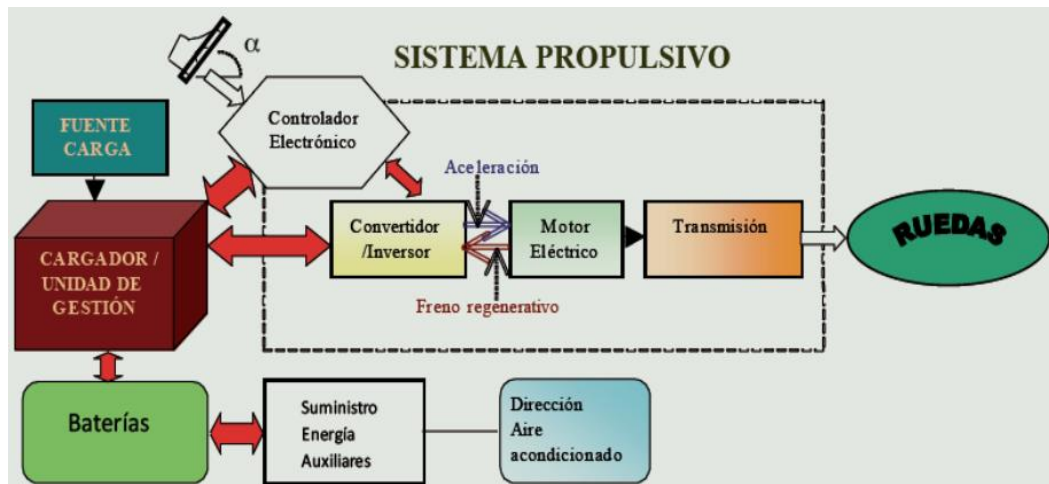


Figura 2.1. Esquema conceptual de la configuración de un vehículo eléctrico [11].

El sistema de propulsión eléctrica tiene los siguientes subsistemas.

- Controlador del vehículo.
- Convertidor electrónico de potencia.
- Motor eléctrico.
- Transmisión.

El subsistema de almacenamiento de energía tiene los siguientes subsistemas.

- Fuente de energía.
- Unidad de gestión de la energía.
- Unidad de carga.

El sistema de auxiliares tiene los siguientes subsistemas.

- Unidad de dirección.
- Unidad de climatización.
- Unidad de suministro de auxiliares.

2.2.3 Elementos que componen el sistema de propulsión.

Los elementos principales del sistema de propulsión son los siguientes:

- Motor eléctrico
- Sistema de transmisión de movimiento

2.2.3.1 Motor eléctrico

En la figura 2.2 se muestra un motor eléctrico que permite la transformación de energía eléctrica en energía mecánica, esto se logra mediante la rotación de un campo magnético alrededor de una espira o bobinado que toma diferentes formas. Al pasar la corriente eléctrica por la bobina ésta se comporta como un imán cuyos polos se rechazan o atraen con el imán que se encuentra en la parte inferior; al dar media vuelta el paso de corriente se interrumpe y la bobina deja de comportarse como imán pero por inercia se sigue moviendo hasta que da otra media vuelta y la corriente pasa nuevamente repitiéndose el ciclo haciendo que el motor rote constantemente [12].

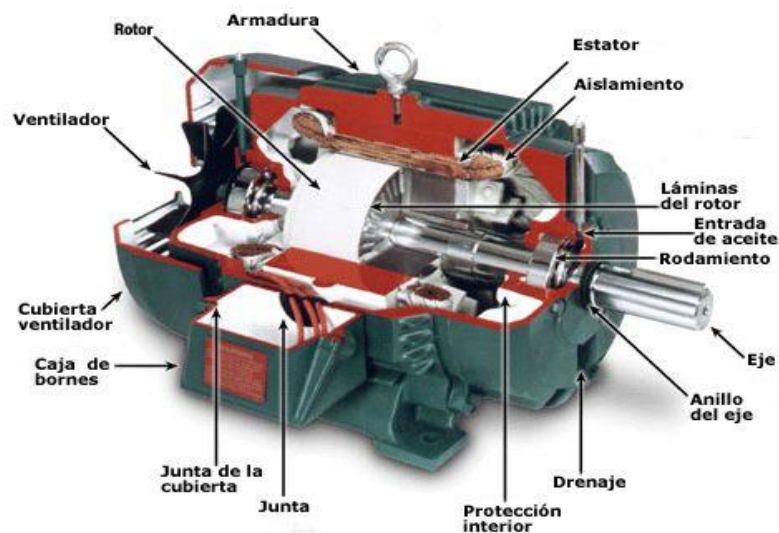


Figura 2.2. Motor eléctrico [12].

Tipos de motores eléctricos

La principal división de motores obedece al tipo de corriente que los energiza.

- Motores de corriente continua C.C.
- Motores de corriente alterna C.A.
- Motores universales.

Debido a que una implementación con motor de corriente alterna resulta más costosa y más voluminosa, ya que haciendo una equidad entre un sistema de corriente alterna y uno de corriente continua, en el de corriente alterna para obtener una misma potencia que en una de corriente continua necesitamos un mayor número de baterías para alimentar un motor trifásico de corriente alterna además que necesitaríamos un convertidor DC/AC para la conexión entre baterías y motor por lo que resulta ser más pesada y costosa, es por eso que realizaremos la implementación con un motor de corriente directa que nos será de mayor utilidad para nuestro vehículo liviano.

2.2.3.2 Motores de corriente continua

Como su nombre lo indica, un motor eléctrico de corriente continua, funciona con energía proveniente de baterías llamada también corriente directa. En estos motores, el inductor es el estator y el inducido es el rotor. El motor de corriente continua basa su funcionamiento en la reversibilidad de un generador de C.C. (Dínamo). El movimiento de un conductor o espira dentro de un campo magnético genera en él una corriente inducida, cuyo sentido depende del que rija el movimiento de la espira.

Un motor DC internamente debe estar conformado por:

- Inductor.
- Inducido.- Al que va arrollado un conductor de cobre formando el arrollamiento.

- Núcleos polares.- Van arrollando en forma de hélice al arrollamiento de excitación.
- Cada núcleo de los polos de conmutación lleva un arrollamiento de conmutación.
- Conmutador o colector.- Está constituido por varias láminas aisladas entre sí.
- El arrollamiento del inducido está unido por conductores con las láminas del colector.

Los motores DC tienen la característica de que pueden extralimitarse en su potencia (hasta un factor de 10 a 1) durante cortos períodos de tiempo. Es decir que si en un corto tiempo se le entrega al motor una potencia 5 veces mayor, el motor nos brindará una potencia 5 veces mayor que la original [12].

2.2.3.3 Motores de corriente alterna

Son motores más extendidos debido a que son muy fiables al no necesitar corriente de excitación en el rotor. Estos motores tienen un rendimiento muy elevado.

Hay dos tipos de motores de corriente alterna los cuales son:

a) Motores asíncronos

Este tipo de motores es conocido de inducción de caja de ardilla que se usa con alimentación trifásica. Funciona por medio a los fenómenos de inducción electromagnética. Son los más utilizados en la industria por su sencillez, robustez y fácil mantenimiento. Estos motores consiguen mantener su velocidad bastante estable para diferentes regímenes de carga y poseen un buen par de arranque. Como su velocidad depende de la frecuencia de la corriente alterna con la que se los alimenta, la única forma de regular su velocidad de giro consiste en alimentarlos a través de variadores electrónicos frecuentes [13].

b) Motores síncronos

Es un alternador trifásico que funciona a la inversa. Los imanes del campo se montan sobre un rotor y se excitan mediante corriente continua, y las bobinas de la armadura están divididas en tres partes y alimentadas con corriente alterna trifásica. La variación de las tres ondas de corriente en la armadura provoca una reacción magnética variable con los polos de los imanes del campo y hace que el campo gire a una velocidad constante. Esta se determina por la frecuencia de la corriente en la línea de potencia de corriente continua.

2.2.3.4 Motores universales

Son aquellos que pueden recibir alimentación tanto continua como alterna sin que ello se altere sus propiedades. Estos motores tienen el mismo principio de construcción de los de corriente continua, pero excitando tanto a inductor como a inducido con la misma corriente, disponiendo a ambos en serie sobre el circuito de alimentación.

2.2.3.5 Sistema de transmisión de movimiento

Entre los sistemas de transmisión de movimiento más utilizados tenemos:

- Transmisión por banda
- Transmisión por cadena
- Transmisión por engranes

2.2.3.5.1 Transmisión por banda

En la transmisión por banda eje conductor y conducido ubicados a una distancia C (distancia entre centros), tienen poleas (ruedas acanaladas) de diferente o igual tamaño en sus extremos de acuerdo a la relación de transmisión que se requiera, y estas a su vez se encuentran unidas por medio de una banda (correa de caucho) cuya forma abraza a las canales de las poleas manteniendo cierta tensión que evita el

deslizamiento entre las poleas y la banda, haciendo que el movimiento de giro de la polea conductora sea transmitido por la banda en el mismo sentido hacia la polea conducida como se muestra en la figura 2.3, La diferencia de velocidades angulares N_1 y N_2 dependerá de la relación de diámetros de las poleas [14].

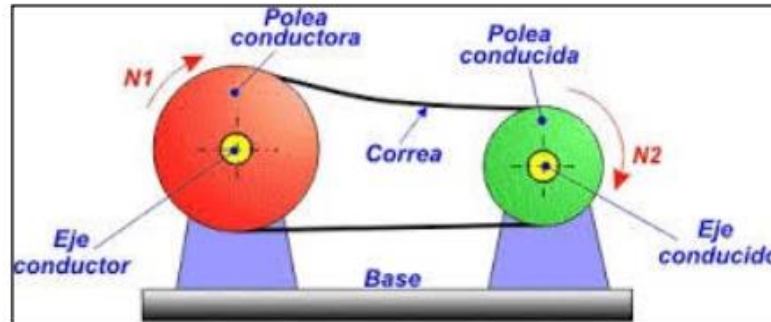


Figura 2.3. Transmisión por banda [14]

Ventajas de la transmisión por banda

- Transmiten potencia a distancias grandes
- Amortiguan impactos
- Versatilidad: posiciones de los ejes y sentidos de giro
- Elementos comercializados
- Simplifican la transmisión, diseño sencillo
- Trabajo silencioso
- No requieren lubricación ni fundas especiales
- Pueden transmitir potencia a varios ejes

Desventajas de la transmisión por banda

- Relación de transmisión no constante (deslizamiento).
- Grandes fuerzas en apoyos y ejes (tensado inicial).
- Alargamiento de las correas.
- A veces se requieren dispositivos tensores.
- Duración de la correa afectada por temperatura y humedad.
- Aceite, polvo y humedad reducen el coeficiente de fricción.

- Vida de la banda relativamente corta.

2.2.3.5.2 Transmisión por cadena

En la transmisión por cadena el eje conductor y conducido ubicados a una distancia C (distancia entre centros), tienen piñones (ruedas dentadas) en sus extremos, estas tienen diferente o igual tamaño, de acuerdo a la relación de transmisión que se necesite. Los piñones a su vez se encuentran unidos por medio de una cadena cuyos eslabones encajan en los dientes de los piñones, haciendo que el movimiento del piñón conductor transmita una fuerza tangencial F_t hacia el piñón conducido, produciendo el giro de éste en el mismo sentido, como se muestra en la figura 2.4, la diferencia de velocidades angulares y par de giro entre el eje conductor y el eje conducido depende de la relación que existe entre el número de dientes entre piñón conducido y piñón conductor, ó de la relación de sus diámetros primitivos.

“La transmisión por cadena es similar a la transmisión por correa. Se emplea cuando se tienen que transmitir grandes potencias con relaciones de transmisión reducidas.” [15].

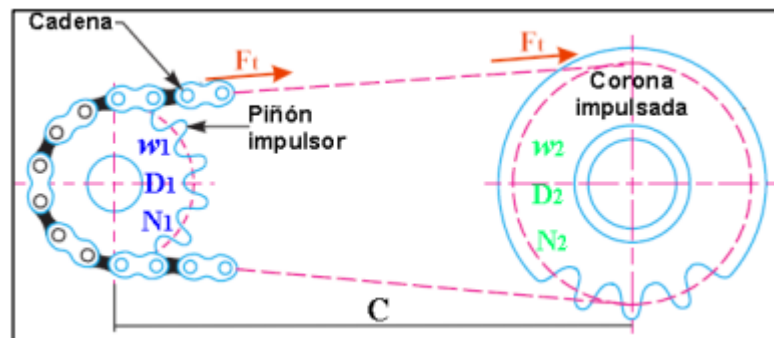


Figura 2.4. Diagrama de transmisión por cadena [15].

Ventajas de la transmisión por cadena

- Transmiten potencia a distancias grandes
- Relación de transmisión prácticamente constante

- Sometidas a menores cargas que las transmisiones por correas (no requieren tensado inicial)
- Mejor resistencia a las condiciones ambientales que las transmisiones por correas.
- Simplifican la transmisión.
- Pueden transmitir potencia a varios ejes.
- Tienen una amplia gama de elementos en base a las de necesidades de uso.
- Buen rendimiento mecánico 0.94 a 0.98

Desventajas de la transmisión por cadena

- Requiere lubricación y carcasas.
- Relativamente tienen un alto costo
- Requiere montaje y mantenimiento minuciosos

2.2.3.5.3 Transmisión por engranes

Este sistema de transmisión es el más utilizado en máquinas, autos, herramientas, etc. Primordialmente se los utiliza para transmitir torques altos con alta eficiencia. En la figura 2.5, muestra como es el funcionamiento básico de esta transmisión, sin embargo los mecanismos que la utilizan lo hacen con un tren de engranajes (cajas de reducción), que no es más que la utilización sucesiva de esta configuración con diferentes relaciones de transmisión para variar y conseguir la velocidad y el torque deseados en dichos mecanismos. La relación de transmisión (i) depende de la relación entre el número de dientes del piñón conducido z_2 y piñón conductor z_1 ($i = z_2/z_1$) [16].

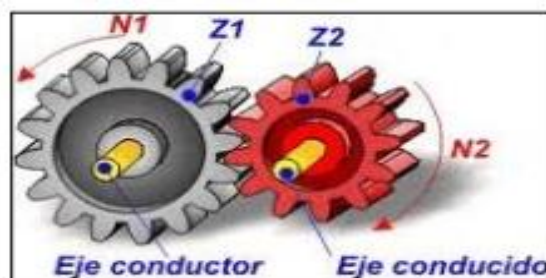


Figura 2.5. Funcionamiento transmisión por engranes [16].

Ventajas de la transmisión por engranes

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- Seguridad de funcionamiento y larga duración, soportando sobrecargas.
- Dimensiones reducidas y elevado rendimiento (exceptuando algunos tipos de reductores de ejes cruzados).
- Rendimiento elevado 0.93 a 0.99.

En la figura 2.6 tenemos el mecanismo de un diferencial, este es el elemento mecánico que permite que la rueda derecha e izquierda de un vehículo giren a velocidades diferentes, según éste se encuentre tomando una curva hacia un lado o hacia el otro [17].



Figura 2.6. Vista de un diferencial automotriz [17].

Cuando un vehículo toma una curva, por ejemplo, hacia la derecha, la rueda derecha recorre un camino más corto que la rueda izquierda, ya que esta última se encuentra en la parte exterior de la curva.

Antiguamente, las ruedas de los vehículos estaban montadas de forma fija sobre el eje. Este hecho significaba que una de las dos ruedas no giraba bien, desestabilizando el vehículo. Mediante el diferencial se consigue que cada rueda pueda girar correctamente en una curva, sin perder por ello la fijación de ambas sobre el eje, de manera que la tracción del motor actúa con la misma fuerza sobre cada una de las dos ruedas.

El diferencial de la figura 2.7 consta de engranajes dispuestos en forma de "U" en el eje. Cuando ambas ruedas recorren el mismo camino, por ir el vehículo en línea recta, el engranaje se mantiene en situación neutra. Sin embargo, en una curva los engranajes se desplazan ligeramente, compensando con ello las diferentes velocidades de giro de las ruedas.

La diferencia de giro también se produce entre los dos ejes. Las ruedas directrices describen una circunferencia de radio mayor que las no directrices, por ello se utiliza el diferencial.

Un vehículo con tracción en las cuatro ruedas puede tener hasta tres diferenciales: uno en el eje frontal, uno en el eje trasero y un diferencial central.

En el hipotético caso de que ambos ejes sean directrices, el que tenga mayor ángulo de giro describirá un radio mayor.

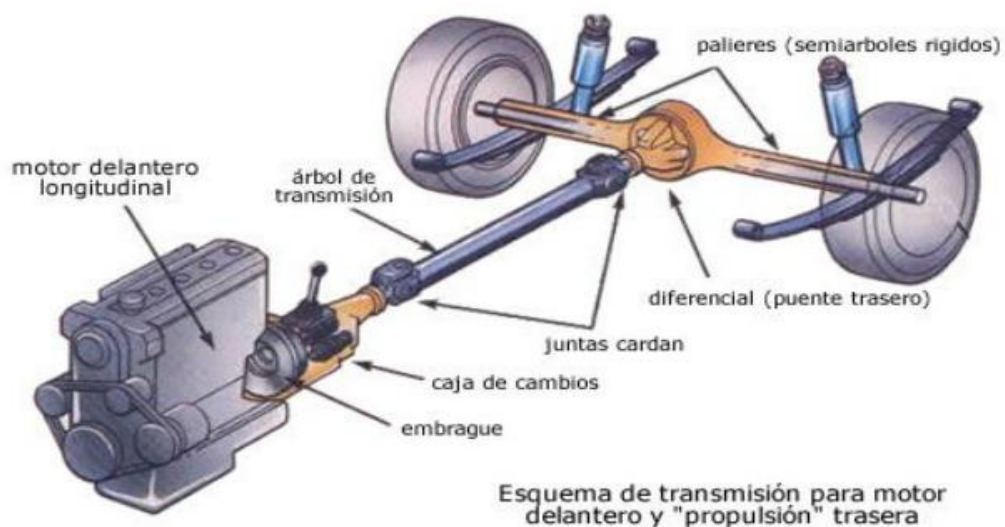


Figura 2.7. Esquema del diferencial [18].

Dado que un diferencial ordinario reparte el par por igual entre ambas ruedas (reparto 50%-50%), la capacidad de tracción máxima es siempre el doble de la de la rueda con menor tracción como se muestra en la figura 2.8. En caso de que esta sea cero en una de las ruedas, la capacidad de tracción total es lógicamente cero. Para solucionar este problema se emplean diferenciales autoblocantes o

bloqueables. Estos últimos pueden forzar ambas ruedas a girar a la misma velocidad, eliminando el efecto diferencial y enviando hasta el 100% del par a una rueda.

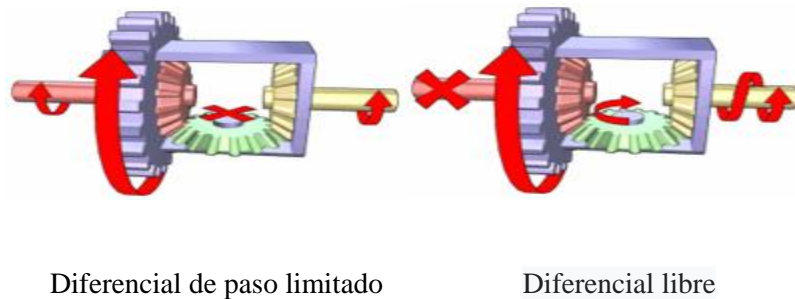


Figura 2.8. Tipos de diferencial [19].

Desventajas de la transmisión por engranes

- Transmiten potencia a corta distancia por lo que necesita de elementos auxiliares como juntas universales para poder transmitir movimiento a distancias más largas como se muestra en la figura 2.10.
- Costo elevado
- Ruido durante el funcionamiento
- Transmisión por engranajes
- Requieren mantenimiento: control y cambio del lubricante periódico.

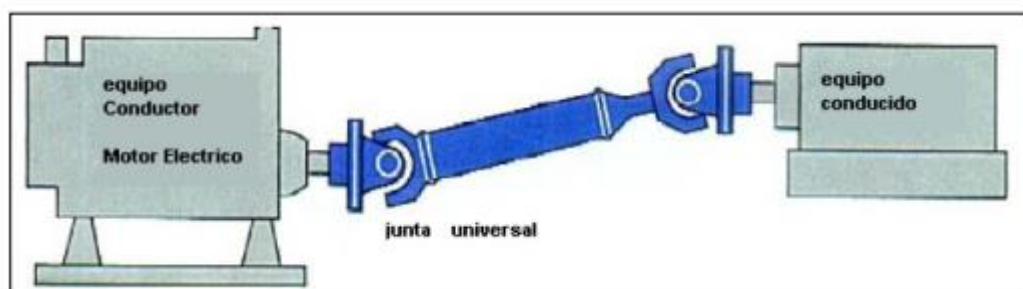


Figura 2.3. Transmisión por junta universal [19].

2.3 Parámetros para el diseño de los elementos de propulsión.

Para tomar en cuenta los parámetros de diseño para el sistema de propulsión nos basaremos en los siguientes pasos que se describen a continuación:

Para el diseño se utilizan softwares de diseño de elementos mecánicos como (SolidWorks y Ansys), también se puede hacer un análisis teórico el cual basándonos en la teoría de fallas resultantes de carga estática podremos obtener un diseño de elementos mecánicos.

2.3.1 Resistencia estática

En forma ideal, cuando diseña cualquier elemento de máquina, el ingeniero debe tener a su disposición los resultados de una gran cantidad de pruebas de resistencia del material elegido.

Estos ensayos deben realizarse en piezas que tengan el mismo tratamiento térmico, acabado superficial y tamaño que el elemento que se propone diseñar; además, las pruebas deben conducirse exactamente bajo las mismas condiciones de carga a que se someterá la parte en servicio. Esto significa que si la parte se va a someter a carga flexionante, se debe ensayar con una carga flexionante. Si se va a someter a flexión y torsión combinadas, se debe ensayar bajo flexión y torsión combinadas.

Cuando esos datos están disponibles para propósitos de diseño, el ingeniero puede estar seguro de que está haciendo el mejor trabajo de ingeniería. El costo de reunir esa gran cantidad de datos antes del diseño se justifica si la falla de la parte puede poner en peligro la vida humana, o si la parte se fabrica en cantidades suficientemente grandes. Por ejemplo, los refrigeradores y otros aparatos electrodomésticos tienen grados de confiabilidad muy altos porque las partes se hacen en grandes cantidades, de manera que se pueden ensayar por completo antes de su manufactura. El costo de realización de estos ensayos es muy bajo cuando se divide entre el número total de partes que se fabrican.

Ahora se pueden apreciar las cuatro categorías de diseño siguientes:

- La falla de la parte pondría en peligro la vida humana, o se fabrica en cantidades extremadamente grandes; en consecuencia, se justifica un elaborado programa de ensayos durante el diseño.

- La parte se hace en cantidades lo suficientemente grandes como para hacer una serie moderada de ensayos.
- La parte se hace en cantidades tan pequeñas que los ensayos no se justifican de ninguna manera, o el diseño se debe completar tan rápido que no hay tiempo para hacer los ensayos.
- La parte ya se ha diseñado, fabricado y ensayado, y se ha determinado que es insatisfactoria. Se requiere un análisis para entender por qué la parte es insatisfactoria y lo que se debe hacer para mejorarla [20].

2.3.2 Concentración del esfuerzo

La concentración del esfuerzo es un efecto muy localizado. En algunos casos puede deberse a una rayadura superficial. Si el material es dúctil y la carga estática, la carga de diseño puede causar fluencia en el punto crítico sobre la muesca. Esta fluencia puede implicar endurecimiento por deformación del material y un incremento de la resistencia de fluencia en el punto crítico de la muesca. Como las cargas son estáticas, esa parte puede soportarlas de manera satisfactoria, sin presentar una fluencia general. En estos casos el diseñador establece que el factor geométrico de la concentración del esfuerzo (teórico) K_t es igual a la unidad [21].

2.3.3 Teorías de falla

El comportamiento del metal estructural se clasifica de manera típica como dúctil o frágil, aunque bajo situaciones especiales, un material considerado normalmente como dúctil puede fallar de una manera frágil (vea la sección 5-12). Normalmente, los materiales se clasifican como dúctiles cuando $\epsilon_f \geq 0.05$ y cuando tienen una resistencia a la fluencia identificable que a menudo es la misma en compresión que en tensión ($S_{yt} = S_{yc} = S_y$). Los materiales frágiles, $\epsilon_f < 0.05$, no presentan una resistencia a la fluencia identificable y típicamente se clasifican por resistencias últimas a la tensión y la compresión, S_{ut} y S_{uc} , respectivamente (donde S_{uc} se da como una cantidad positiva). Las teorías generalmente aceptadas son:

Materiales dúctiles (criterios de fluencia)

- Esfuerzo cortante máximo (ECM)
- Energía de distorsión (ED)
- Mohr Coulomb dúctil (CMD)

Materiales frágiles (criterios de fractura)

- Esfuerzo normal máximo (ENM)
- Mohr Coulomb frágil (CMF)
- Mohr modificada (MM)

2.3.3.1 Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles

La teoría del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir. La teoría del ECM también se conoce como la teoría de Tresca o Guest. Las ecuaciones que se aplican en esta teoría se describen a continuación:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad \text{Ec. 2.1}$$

$$S_{sy} = 0.5S_y \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Si se supone que $\sigma_A \geq \sigma_B$, existen tres casos a considerar cuando se usa la ecuación (2.1) para el esfuerzo plano:

Caso 1: $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$. En este caso, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = 0$. La ecuación (2.1) se reduce a una condición de fluencia de:

$$\sigma_A \geq S_y \quad \text{Ec. 2.4}$$

Caso 2: $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$. Aquí, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = \sigma_B$, y la ecuación (2.1) se convierte en:

$$\sigma_A - \sigma_B \geq S_y \quad \text{Ec. 2.5}$$

Caso 3: $0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$. En este caso, $\sigma_1 = 0$ y $\sigma_3 = \sigma_B$ y la ecuación (2.1) da:

$$\sigma_B \leq S_y \quad \text{Ec. 2.6}$$

2.3.3.2 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material. La teoría de la energía de distorsión se originó debido a que se comprobó que los materiales dúctiles sometidos a esfuerzos hidrostáticos presentan resistencias a la fluencia que exceden en gran medida los valores que resultan del ensayo de tensión simple.

Para desarrollar la teoría, observe en la figura 2.11-a, el volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional, designado por los esfuerzos σ_1 , σ_2 y σ_3 . El estado de esfuerzos que se muestra en la figura 2.11-b es de tensión hidrostática debida a los esfuerzos σ_{prom} que actúan en cada una de las mismas direcciones principales, como en la figura 2.11-a.

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad \text{Ec. 2.7}$$

De esta manera, el elemento de la figura 2.11-b experimenta un cambio de volumen puro, es decir, sin distorsión angular. Si se considera σ_{prom} como un componente de σ_1 , σ_2 y σ_3 entonces:

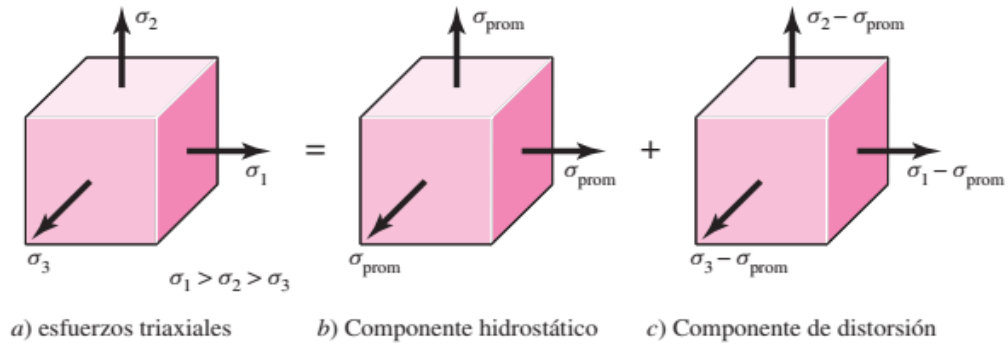


Figura 2.11. Volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional [21].

2.3.3.3 Teoría de Mohr-Coulomb para materiales dúctiles

No todos los materiales tienen resistencias a la compresión iguales a sus valores correspondientes en tensión. Por ejemplo, la resistencia a la fluencia de las aleaciones de magnesio en compresión puede ser tan pequeña como de 50% de su resistencia a la fluencia en tensión. La resistencia última de los hierros fundidos grises en compresión triplica o cuadruplican la resistencia última a la tensión.

Para el esfuerzo plano, cuando los dos esfuerzos principales diferentes de cero son:

$\sigma_A \geq \sigma_B$, se tiene una situación similar a los tres casos dados para la teoría del ECM, en las ecuaciones (2.4), (2.5) y (2.6). Esto es,

Caso 1: $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$. Para este caso, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = 0$.

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = 1$$

Ec. 2.7

se reduce a la condición de falla de

$$\sigma_A \geq S_t \quad \text{Ec. 2.8}$$

Caso 2: $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$. Aquí, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = \sigma_B$, y la ecuación 2.7 se convierte en

$$\frac{\sigma_A}{S_t} - \frac{\sigma_B}{S_c} \geq 1 \quad \text{Ec.2.9}$$

Caso 3: $0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$. Para este caso, $\sigma_1 = 0$ y $\sigma_3 = \sigma_B$, y la ecuación 2.7 da

$$\sigma_B \leq -S_c \quad \text{Ec. 2.10}$$

En el caso de ecuaciones de diseño, la incorporación del factor de seguridad n divide todas las resistencias entre n . Por ejemplo, la ecuación 2.7 como una ecuación de diseño, puede escribirse como

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Como para la teoría de Mohr-Coulomb no se necesita el círculo de la resistencia cortante torsional, ésta puede deducirse de la ecuación 2.7. Para el cortante puro τ , $\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau$. La resistencia a la fluencia torsional ocurre cuando $\tau_{\text{máx}} = S_{sy}$. Sustituyendo $\sigma_1 = -\sigma_3 = S_{sy}$ en la ecuación 2.7 y simplificando se obtiene: [21]

$$S_{sy} = \frac{S_{yt} S_{yc}}{S_{yt} + S_{yc}} \quad \text{Ec.2.12}$$

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1.1 Selección del tipo de sistema de transmisión

Una vez investigado los diferentes sistemas de transmisión de movimiento, es necesario seleccionar el más adecuado para el proyecto y proceder con su diseño.

Los sistemas de transmisión para dar movimiento más comunes son: transmisión de engranes, transmisión por poleas y transmisión por cadena.

El proceso de transmisión por poleas y correas es descartado ya que puede presentar resbalamientos y pérdida de energía, otro inconveniente sería que no tendría la fuerza necesaria para dar el movimiento. Entonces para realizar los procesos de selección son:

- **Alternativa 1:** Transmisión por cadena.
- **Alternativa 2:** Transmisión por engranes.

3.1.2 Método ordinal corregido de criterios ponderados

Según Riba y Molina [20], con este método se puede seleccionar una alternativa apropiada sin tener que evaluar los parámetros de cada propiedad, sin evaluar numéricamente cada criterio, se obtienen resultados muy satisfactorios y de forma rápida.

Para seleccionar la alternativa apropiada siempre deben estar los dos elementos siguientes:

- a) **Alternativas:** se debe disponer de dos o más alternativas las cuales deben ser distintas.

b) **Criterios:** hay que establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas.

Se basa en unas tablas donde cada criterio se compara con los restantes criterios y se asignan los valores siguientes:

Tabla 3.1: Valores asignados para la tabulación de ponderaciones

Valor	Descripción
1	Cuando el criterio de las filas es superior que el de las columnas.
0,5	Cuando el criterio de las filas es igual al de las columnas.
0	Cuando el criterio de las filas es inferior que el de las columnas.

Luego para cada criterio, se suma los valores asignados en relación a los criterios restantes al que se le añade una unidad, despues, en otra columna se calcula los valores ponderados para cada criterio. Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos decada solución por el peso específico del respectivo criterio [18].

3.1.3 Criterios de valoraciones

Para la valoración de las alternativas del sistema de transmisión, éste estudio toma en cuenta los siguientes criterios: costo bajo, mantenimiento, facilidad, espacio disponible, velocidad y disponibilidad.

A continuación se describe los criterios de valoración para el proyecto.

- **Costo**

Representa un parámetro importante al momento de seleccionar una alternativa ya que este debe ser moderado. Además éste criterio no solo involucra el costo inicial del sistema de propulsión sino también los costos de mantenimiento y operación.

- **Disponibilidad**

Debe tener elementos de facil adquisición, para que pueda ser reemplazado con facilidad, evitando asi costos elevados.

- **Espacio disponible**

Se necesita que el conjunto de las dimensiones del sistema sean lo más pequeñas posibles para reducir el espacio del auto eléctrico.

- **Velocidad**

Se necesita que tenga una velocidad constante, al no ser un vehículo de alta velocidad se necesita que tenga una velocidad media.

- **Facilidad**

Involucra la simplificación del montaje y desmontaje de los elementos mecánicos con materiales disponibles con el fin de realizar el mantenimiento y evitar el exceso de elementos del sistema.

- **Mantenimiento**

El mantenimiento es vital para prolongar la vida útil de los elementos mecánicos.

Todos los elementos están sujetos a fallos, de tal manera que exista la posibilidad de repararlos o reemplazarlos.

Evaluación del peso específico de cada criterio

A continuación se indica el orden jerárquico de los diferentes criterios:

1. Costo
2. Espacio disponible
3. Disponibilidad
4. Velocidad
5. Facilidad
6. Mantenimiento

Costo > Disponibilidad > Espacio disponible > Velocidad > Facilidad = Mantenimiento
--

Evaluación del peso específico de cada criterio mediante el método de criterios ponderados para lo cual se toma el orden jerárquico.

Tabla 3.2: Evaluación del Peso Específico de cada criterio

Criterio	Costo	Disponibilidad	Espacio disponible	Velocidad	Facilidad	Mantenimiento	$\sum+1$	Ponderado
Costo		1	1	1	1	1	6	0,286
Disponibilidad	0		1	1	1	1	5	0,238
Espacio disponible	0	0		1	1	1	4	0,19
Velocidad	0	0	0		1	1	3	0,143
Facilidad	0	0	0	0		0,5	1,5	0,071
Mantenimiento	0	0	0	0	0,5		1,5	0,071
						Suma	21	1

Evaluación del peso específico del criterio Costo

Se evalúa el peso específico del criterio de costo lo cual la alternativa 1 tiene mayor ponderación que la alternativa 2. Es decir, para el proyecto es más económico tener un sistema de transmisión por cadena respecto a un sistema de transmisión de engranes.

Tabla 3.3: Evaluación del peso específico del criterio Costo

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,667
Alternativa 2	0		1	0,333
		Suma	3	1

Evaluación del peso específico del criterio Disponibilidad

Se evalúa el peso específico del criterio de disponibilidad lo cual la alternativa 1 tiene mayor ponderación que la alternativa 2. Es decir, para el proyecto el sistema de transmisión por cadena es más fácil adquirir los elementos respecto a un sistema de transmisión de engranes.

Tabla 3.4: Evaluación del peso específico del criterio Disponibilidad

Disponibilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,667
Alternativa 2	0		1	0,333
		Suma	3	1

Evaluación del peso específico del criterio Espacio disponible

Se evalúa el peso específico del criterio de espacio disponible lo cual la alternativa 1 tiene mayor ponderación que la alternativa 2. Es decir, para el proyecto el sistema de transmisión por cadena ocupa menor espacio respecto a un sistema de transmisión de engranes.

Tabla 3.5: Evaluación del peso específico del criterio Espacio disponible

Espacio disponible	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,667
Alternativa 2	0		1	0,333
		Suma	3	1

Evaluación del peso específico del criterio Velocidad

Se evalúa el peso específico del criterio de velocidad lo cual la alternativa 2 tiene mayor ponderación que la alternativa 1. Es decir, para el proyecto el sistema de transmisión por cadena transmite menor velocidad respecto a un sistema de transmisión de engranes.

Tabla 3.6: Evaluación del peso específico del criterio Velocidad

Velocidad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		0	1	0,333
Alternativa 2	1		2	0,667
		Suma	3	1

Evaluación del peso específico del criterio Facilidad

Se evalúa el peso específico del criterio de facilidad lo cual la alternativa 1 tiene mayor ponderación que la alternativa 2. Es decir, para el proyecto el sistema de transmisión por cadena es más fácil llevarlo a cabo respecto a un sistema de transmisión de engranes.

Tabla 3.7: Evaluación del peso específico del criterio Facilidad

Facilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,667
Alternativa 2	0		1	0,333
		Suma	3	1

Evaluación del peso específico del criterio Mantenimiento

Se evalúa el peso específico del criterio de mantenimiento lo cual la alternativa 1 tiene mayor ponderación que la alternativa 2. Es decir, para el proyecto el sistema de transmisión por cadena es más fácil dar mantenimiento respecto a un sistema de transmisión de engranes.

Tabla 3.8: Evaluación del peso específico del criterio Mantenimiento

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	2	0,667
Alternativa 2	0		1	0,333
		Suma	3	1

Tabla de conclusiones

Se evalúa la comparación de las 2 alternativas para seleccionar la alternativa correcta. Se tiene que la alternativa 1 tiene mayor prioridad respecto a la alternativa 2. La opción más acertada para el diseño de la transmisión es por cadena.

Al seleccionar la alternativa 1 se puede concluir que el costo será menor, la disponibilidad de los componentes será accesible, no ocupa demasiado espacio de la carrocería, tendrá una velocidad normal de conducción, tendrá facilidad en el diseño del sistema y su mantenimiento será más sencillo.

Tabla 3.9: Tabla de Conclusiones

Conclusiones	Costo	Disponibilidad	Espacio disponible	Velocidad	Facilidad	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1	0,191	0,159	0,127	0,048	0,047	0,047	0,62	1
Alternativa 2	0,095	0,079	0,063	0,095	0,024	0,024	0,38	2

Parámetros de diseño del auto eléctrico biplaza	
Carrocería	Liviana y resistente al impacto
Tracción	Trasera
Baterías	8
Neumáticos	R13
Suspensión	Delantera como trasera
Velocidad máxima	50 Km/h
Peso máximo	650 Km
Largo	2650 mm
Ancho	1230 mm
Alto	1500 mm

3.2 CÁLCULOS O MODELOS OPERATIVOS

3.2.1 Diseño dinámico del vehículo

Previo al diseño del sistema de propulsión es primordial considerar e identificar los parámetros de mayor importancia. Para empezar con los cálculos se debe tener en cuenta los siguientes parámetros:

- **Peso total del auto eléctrico biplaza**

La masa total del auto eléctrico biplaza influye en la selección del motor, debido a que es fundamental establecer la potencia necesaria para impulsar el auto eléctrico biplaza en condiciones normales de conducción.

- **Velocidad deseada:**

El motor influye en la velocidad deseada, debido a que la potencia del motor está directamente relacionada a la velocidad máxima, también depende de la aerodinámica del vehículo. Se pretende que alcance una velocidad máxima en rutas planas de 50 km/h como se planteó anteriormente en la referencia del automóvil eléctrico Renault Twizy Urban. [19].

- **Porcentaje de pendiente:**

Otro parámetro muy importante en un vehículo eléctrico es la pendiente que puede superar. La pendiente máxima superable para los vehículos eléctricos se mide en porcentaje y también en grados. [20].

- **Aceleración:**

Se define por la distancia recorrida y por el tiempo empleado al pasar de velocidad inicial cero a otra determinada.

Para los cálculos se plantea condiciones para su recorrido en este caso el auto eléctrico biplaza deberá impulsar a dos personas de peso promedio de 75 Kg (150 kg total). En rutas planas su velocidad máxima estimada será de 50 km/h

aproximadamente, mientras que para pendientes ligeras de 15% (8,53°) su recorrido será de 25 km/h aproximadamente.

3.2.2 Capacidad de pendiente (% , °)

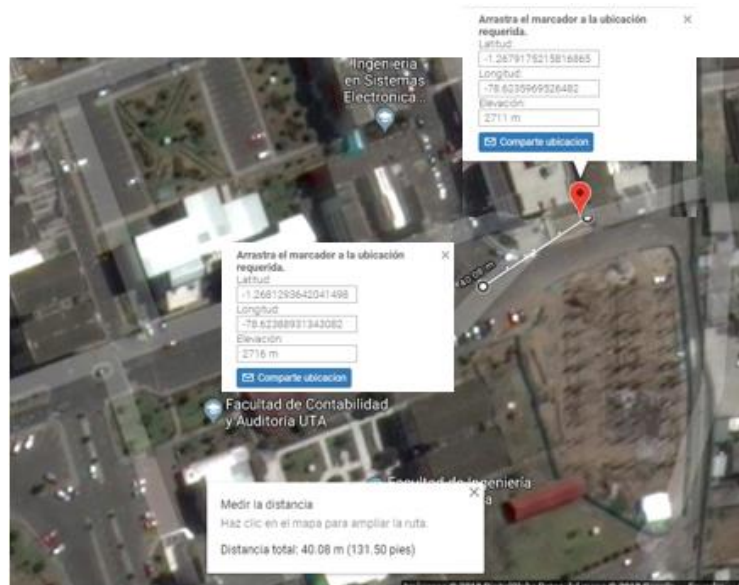
Es la inclinación que puede tener un vehículo. La inclinación en porcentajes (%) no debe confundirse con la inclinación expresada en grados (°). Se puede observar en la Tabla 10, que una inclinación del 100%, no es una pared plana vertical como se podría pensar, sino que tiene una inclinación de 45° [20].

La relación de la pendiente en porcentaje (%) - grados (°) se calcula con la ecuación 3.1:

$$\text{Grados}(\theta^\circ) = \arctan\left(\frac{\text{Pendiente}(\%)}{100}\right) \quad \text{Ec: [3.1]}$$

Despejando el porcentaje de pendiente se puede también expresar:

$$\text{Pendiente}(\%) = 100 * \tan(\theta) \quad \text{Ec: [3.2]}$$



Con los datos tomados de google maps se determina que las alturas de los puntos de referencia son 2711 m y 2716 m en una distancia de 40 m por lo que nos da una pendiente de 7.18° por lo que tomamos un porcentaje de pendiente de 15%.

Según Cassioli [22], todo vehículo eléctrico debe ser capaz de subir pendientes de al menos 15 % para una conducción normal de desplazamiento, pero al menos del 20 % si se viaja con regularidad por carreteras con subidas y bajadas constantemente. En la tabla 3.10 se muestra porcentajes en pendientes.

Tabla 3.10: Porcentajes en pendiente (%) vs pendientes en grados

Pendiente en grados (°)	Pendiente en porcentaje (%)
1	1,74
2	3,49
4	7
5	8,75
7	12,28
8	14,05
10	17,63
12	21,25
15	26,79
19	34,43
20	36,39

3.2.3 Cálculo dinámico

Para implementar el sistema de propulsión es necesario conocer las fuerzas resistentes a las que tienen que hacer frente al vehículo, para posteriormente seleccionar los componentes de sustitución. En este caso, para el cálculo dinámico en una pendiente, el auto eléctrico biplaza deberá cumplir con la 2ª ley de Newton donde la sumatoria de las fuerzas en el eje X es igual a la masa por la aceleración del cuerpo en movimiento. Para poder tener una visión más realista se debe introducir todas las fuerzas que actúan sobre el vehículo en movimiento en una pendiente como se muestra en la Figura 3.1. [21].

$$F_{te} - F_{rr} - F_{ad} - F_{hc} = m * a \quad Ec: [3.3]$$

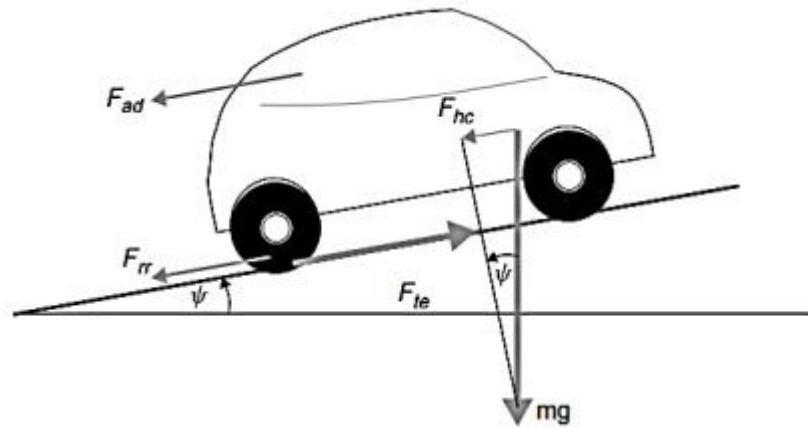


Figura 3.1: Fuerzas que actúan en una pendiente.

Dónde:

F_{rr} =Fuerza de rodadura.

F_{te} = Fuerza de tracción.

F_{ad} =Fuerza de Aerodinámica.

F_{hc} =Fuerza de ascenso del vehículo.

Condiciones iniciales para la selección de los componentes del sistema de propulsión

Antes de empezar a realizar el diseño y construcción del sistema de propulsión del auto eléctrico biplaza se procede a realizar los cálculos necesarios para la implementación del sistema motriz e investigar las características del motor, que necesitara el auto eléctrico biplaza para que cumpla con la autonomía necesaria a la que está proyectada, y así seleccionar los componentes que se utilizaran para la construcción y montaje de las mismas.

Para los cálculos iniciales partimos de asumir el peso del conjunto armado (carrocería, baterías, motor, diferencial, accesorios, etc.) como sugiere Belloni [20], que vendría a sumar unos 593 kg aproximadamente, ver Tabla 3.11.

Tabla 3.11: Pesos de los componentes del auto eléctrico biplaza

Componente	Peso (Kg)
Carrocería	150
Motor eléctrico + Base	29
Baterías (*8)	184
Pasajeros (*2)	150
Accesorios/Acoples	15
Diferencial	65
Total	593

3.2.3.1. Fuerza de ascenso (F_{hc})

Es la fuerza o el peso total del auto eléctrico biplaza que actúa a lo largo de la pendiente en el eje x, incluyendo todos los componentes: pasajeros, motor, baterías, etc. Esta se expresa por la ecuación 3.4. [21]

$$F_{hc} = m * g * \text{sen}\psi \quad \text{Ec: [3.4]}$$

Dónde:

m = Masa total (kg).

g = Gravedad (m/s^2).

ψ° = Ángulo de inclinación en grados ($15\% = 8,53^\circ$).

$$F_{hc} = 593 \text{ Kg} * \frac{9,8 \text{ m}}{\text{s}^2} * \text{sen}(8,53^\circ)$$

$$F_{hc} = 861,99 \text{ N}$$

3.2.3.2. Fuerza de fricción (F_{rr})

Esta fuerza contrapone al movimiento del auto eléctrico biplaza lo que provoca fricción entre los neumáticos y la superficie, donde se esté desplazando y está dada por la ecuación 3.5. [22]

$$F_{rr} = \mu_{c-a} * m * g * \cos \psi \quad Ec: [3.5]$$

Dónde:

F_{rr} =Fuerza de fricción.

μ_{c-a} = Coeficiente de rodadura entre el caucho y asfalto (0,015).

m = Masa total (kg).

g = Gravedad (m/s^2).

ψ = Pendiente de inclinación en grados. (15% = 8,53°)

En otros casos, el coeficiente de rodadura entre neumático y suelo, para facilidad de cálculos, se da por medios de la tabla 3.12 para el coeficiente de rodadura.

Tabla 3.12: Coeficiente de rodadura

TIPO DE VEHICULO	SUPERFICIE		
	HORMIGON - ASFALTO	DUREZA MEDIA	ARENA
Turismos	0,015	0,08	0,3
Camiones	0,12	0,06	0,25
Tractores	0,02	0,04	0,2

Se reemplaza en la ecuación 3.5:

$$F_{rr} = 0,015 * 593Kg * \frac{9,8 m}{s^2} * \cos (8.53^\circ)$$

$$F_{rr} = 86.21 N$$

Para el coeficiente de rodadura cuando depende de la velocidad se expresa con la ecuación 3.6 [22]

$$\mu_{c-a} = 0,0085 + \frac{0,018}{P} + \frac{1,59 \times 10^{-6}}{P} * V^2 \quad Ec: [3.6]$$

Dónde:

P= Presión de los neumáticos de 2,5 Bares.

V= Velocidad estimada (25 km/h)

$$\mu_{c-a} = 0,0085 + \frac{0,018}{2,5} + \frac{1,59 \times 10^{-6}}{2,5} * (25)^2$$

$$\mu_{c-a} = 0,016$$

$$F_{rr} = 0,016 * 593 \text{Kg} * \frac{9,8 \text{m}}{\text{s}^2} * \text{Cos} (8,53^\circ)$$

$$F_{rr} = 91,95 \text{ N}$$



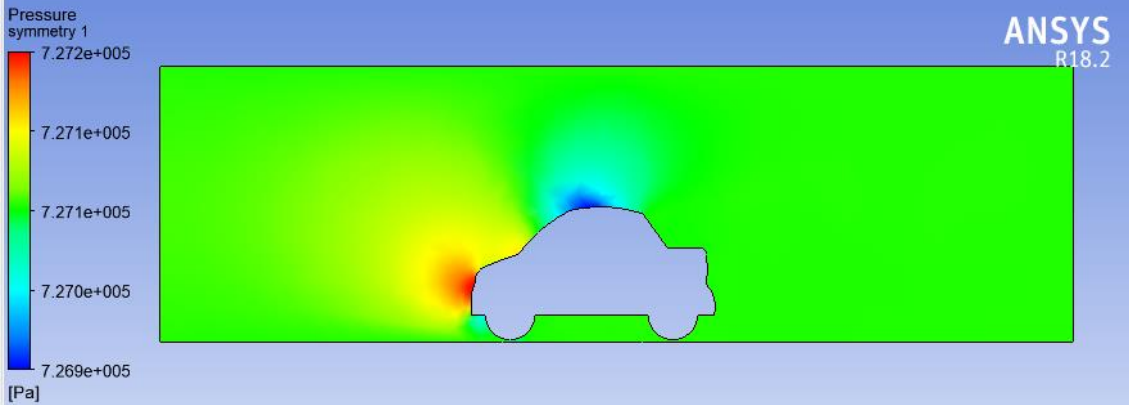
3.2.3.3. Fuerza aerodinámica (F_{ad})

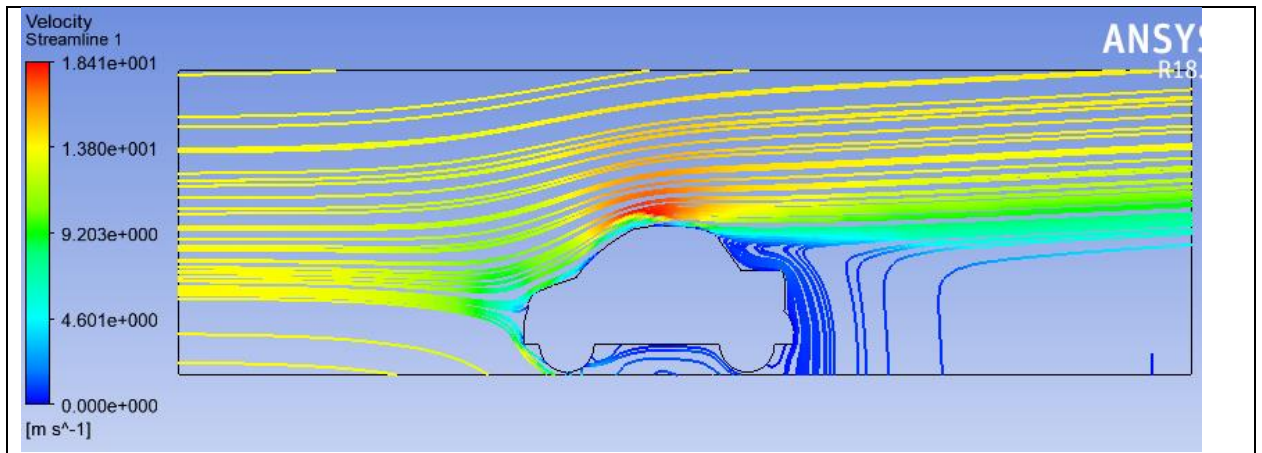
Es la fuerza que sufre el vehículo al moverse en contra del viento. Esta fuerza se aplica sobre la sección transversal del vehículo y es negativa por estar contraria al movimiento. En otros casos, puede ser positiva si el viento estuviera a favor del mismo sentido, pero por motivo de diseño se considera contraria. A continuación, se calcula con la ecuación 3.7 [23]

$$F_{ad} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C_d \cdot V^2 \quad Ec: [3.7]$$

En la tabla 3.13 se muestran los datos del coeficiente aerodinámico que fueron tomados de la tesis ANÁLISIS AERODINÁMICO DE UN PROTOTIPO DE UN AUTO ELÉCTRICO BIPLAZA UTA-CIM17.

Tabla 3.13: Coeficiente aerodinámico

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	LUGAR	FICM-UTA	
	FECHA	03-05-2017	
CONDICIONES DE FRONTERA			
Velocidad	13,889 m/s	Presión	727060 [Pa].
Volumen de control	H=7m	Densidad	1.225 [kg/m ³]
	L=20m	Temperatura	273[°k]
Opciones de flujo	-Externo	Modelo Turbulencia	K-Epsilon.
	- Turbulento		
	- Incompresible		
	- Adiabático		
SIMULACION AERODINÁMICA			
PRESIONES			
			
VELOCIDADES			



Análisis: En la imagen de velocidades se observa que el flujo de aire tiende a pegarse aún más al prototipo, reduciendo la zona de flujo menor sobre la cajuela

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Forces - Direction Vector (1 0 0)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-part_1	51.46875	1.3887911	52.857541

Net	51.46875	1.3887911	52.857541
Forces - Direction Vector (0 1 0)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-part_1	42.375	0.25808567	42.633086

Net	42.375	0.25808567	42.633086

CÁLCULO DE COEFICIENTES AERODINÁMICOS

$F_x = 51,46 \text{ N}$	$F_y = 42,38 \text{ N}$
$C_x = \frac{2F_x}{\rho v^2 A}$	$C_l = \frac{2F_y}{\rho v^2 A}$
$C_x = \frac{2(51,46 \text{ N})}{(1,225 \text{ Kg/m}^3)(13,89\text{m/s})^2(1,845 \text{ m}^2)}$	$C_l = \frac{2(42,38\text{N})}{(1,225 \text{ Kg/m}^3)(13,89\text{m/s})^2(1,845 \text{ m}^2)}$
$C_x = 0,29$	$C_x = 0,24$

3.2.3.4. Cálculo de la sección transversal del auto eléctrico biplaza

Para el cálculo transversal se debe tener la altura y el ancho del auto eléctrico biplaza. En la Figura 3.2, se ilustra el esquema de la carrocería que se lo diseño mediante el programa Software con sus respectivas medidas. Con ecuación 3.8 se calcula el área transversal:

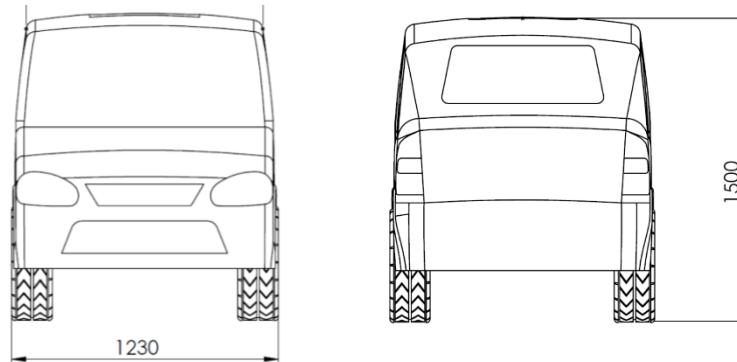


Figura 3.2: Diseño de la carrocería

$$A = \text{Ancho} * \text{Altura} \quad \text{Ec: [3.8]}$$

$$A = (1,23 * 1,50) m^2$$

$$A = 1,845 m^2$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 3.7.

$$F_{ad} = \frac{1}{2} * 1,225 \frac{kg}{m^3} * 1,857 m^2 * 0,29 * \frac{(13,889)^2 m^2}{s^2}$$

$$F_{ad} = 29,61 N$$

La velocidad estimada con la que se calculó la fuerza de fricción con el viento es de 25 Km/h es decir, 6,944 m/s, por el aumento de autonomía y por ahorro de energía, considerando que esta será la velocidad adecuada para conducir en una pendiente. Mientras que para carreteras planas la velocidad máxima estima es de 50 km/h es decir; 13,89 m/s.

3.2.3.5. Fuerza de tracción eléctrica (F_{te})

Es la fuerza que genera el movimiento; es decir es la tracción que necesita proveer el motor eléctrico para impulsar al auto eléctrico biplaza. Despejando de la ecuación. 3.1 se tiene [23].

$$F_{te} = m * a + F_{rr} + F_{hc} + F_{ad}$$

$$F_{te} = 593 \text{ kg} * 0,04 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 86,21 \text{ N} + 861,99 \text{ N} + 29,61 \text{ N}$$

$$F_{te} = 1001,53 \text{ N}$$

3.2.4 Cálculo de la potencia

3.2.4.1 Calculo de la potencia en plano horizontal

$$F_{te} = m * a + F_{rr} + F_{ad}$$

$$F_{ad} = 29,61 \text{ N}$$

$$F_{rr} = \mu_{c-a} * m * g = 0,015 * 593 \text{ Kg} * 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$F_{rr} = 87,17 \text{ N}$$

$$F_{te} = 593 \text{ Kg} * 0,04 \text{ m/s}^2 + 87,17 \text{ N} + 29,61 \text{ N}$$

$$F_{te} = 140,50 \text{ N}$$

$$P_{calculada} = 140,50 \text{ N} * 13,89 \text{ m/s}$$

$$P_{calculada} = 1951,55 \text{ W}$$

Potencia del motor en plano horizontal

$$P_{motor} = \frac{P_{calculada}}{n}$$

$$P_{motor} = \frac{1951,55 \text{ W}}{0,85}$$

$$P_{motor} = 2295,94 \text{ W} = 2,295 \text{ KW} = 3,079 \text{ HP}$$

3.2.4.2 Cálculo de la potencia en plano inclinado

Al aplicar la ecuación 3.14, se obtiene el valor de la potencia requerida para impulsar el vehículo eléctrico en condiciones de pendiente máxima, ya que en este escenario, se requiere el mayor desempeño del motor [24].

$$P_{calculada} = F_{te} * V_{max} \quad Ec: [3.14]$$

$$P_{calculada} = 1001,53 \text{ N} * 6,944 \text{ m/s}$$

$$P_{calculada} = 6954,62 \text{ W}$$

Potencia del motor en plano inclinado

La mayoría de los motores eléctricos poseen una eficiencia aproximada de 80% a 90%, es decir que el 10% o 20% son pérdidas de energía. Se utiliza la ecuación 3.15, para encontrar la potencia del motor [24].

$$P_{motor} = \frac{P_{calculada}}{n} \quad Ec: [3.15]$$

$$P_{motor} = \frac{6954,62 \text{ W}}{0,85}$$


$$P_{motor} = 8181,91 \text{ W} = 8,181 \text{ KW} = 10,97 \text{ HP}$$

3.2.5 Selección del motor

Una vez determinado las condiciones iniciales de la potencia del motor para el auto eléctrico biplaza, se investigó fabricantes de motores eléctricos para su selección. El tipo de motor será de corriente continua ya justificado anteriormente. En la tabla 3.14 se ilustra las características del motor seleccionado [26].

Para la selección del motor eléctrico la mejor alternativa fue el Motenergy ME-1003 porque cumple con los parámetros que se pretende para el auto eléctrico biplaza. Es decir, su capacidad de carga máxima es de 600 kg mayor al peso total del vehículo, el peso del motor es liviano 18 kg y la potencia varia de 6 a 9,5 kW nominales a 48V. Este motor es ideal para la adaptación del auto eléctrico biplaza obteniendo todas las características necesarias [24].

Tabla 3.14: Características de Motores eléctricos de Corriente Continua Fuente.

MOTOR DC	DESIGNACIÓN	RPM	VOLTAJE	POTENCIA KW	PESO Kg	CARGA MAX (Kg)
	Drive Motenergy ME-1003	2600	48 V	6 - 9.5 KW	18	600

3.2.5.1 Especificaciones del motor seleccionado

En la Figura 3.3, se ilustra el Motor eléctrico Motenergy ME-1003, seleccionado para lo cual se detalla las características más importantes que conlleva este motor eléctrico.



Figura 3.3: Motenergy ME-1003 Brush-Type Permanent Magnet DC Motor

3.2.5.2 Características del motor Motenergy ME-1003

Este motor es de corriente continua de tipo imanes permanentes con escobilla con carcasa abierta, diseñado con un ventilador interno para su enfriamiento, y que puede funcionar como generador [24].

En la Tabla 3.15, se tiene las características del Motor eléctrico Motenergy ME-1003 seleccionado.

Tabla 3.15: Características del Motor Motenergy ME-1003 Fuente.

Eficiencia	90%
Voltaje	48 a 72 V
Peso	18 kg
Corriente continua máxima	400 A / 1 min
Torque máximo	240 lb-in o 27,16 Nm a 48V
Rotación máxima	5000 rpm a 72 V y 2600 rpm a 48 V
Diámetro	28 cm
Máxima temperatura de funcionamiento	155 °C
Dirección de rotación	Bi-direccional
Capacidad de carga	600 kg max
Potencia	6 – 9,5 KW

Cálculo final con los datos reales del auto eléctrico

Una vez que se tiene los datos reales del peso bruto del auto eléctrico biplaza se calcula nuevamente los parámetros para el cálculo del motor. En la tabla 3.16, se encuentra los pesos reales del auto eléctrico.

Tabla 3.16: Pesos reales del auto eléctrico

Componente	Peso (Kg)
Carrocería	207
Pasajeros	150
Motor + Base	29
Baterías	184
Diferencial	65
Accesorios y acoples	15
Total	650

Una vez obtenidos los valores reales del auto eléctrico, se recalcula las ecuaciones 3.3, 3.4, 3.5, 3.7, 3.14, y 3.15 para obtener los valores exactos.

Fuerza de ascenso

$$F_{hc} = m * g * \text{sen}\psi$$

$$F_{hc} = 650 \text{ Kg} * \frac{9,8 \text{ m}}{\text{s}^2} * \text{sen}(8,53^\circ)$$

$$F_{hc} = 944,84 \text{ N}$$

En la tabla 3.17, se muestran diferentes resultados de Fuerza de ascenso con determinadas pendientes

Tabla 3.17: Resultados de Fuerza de ascenso para diferentes pendientes

Pendiente en grados (°)	Pendiente en porcentaje (%)	Sen(ψ)	F _{hc} (N)
0	-	0	0
1	1,74	0,017	108,29
2	3,49	0,035	222,95
4	7	0,07	445,9
5	8,75	0,087	554,19
7	12,28	0,122	777,14
8	14,05	0,139	885,43
8,53	15,74	0,148	942,76
10	17,63	0,174	1108,38
12	21,25	0,208	1324,96
15	26,79	0,259	1649,83

Fuerza de fricción

$$F_{rr} = \mu_{c-a} * m * g * \cos \psi$$

$$F_{rr} = 0,016 * 650 \text{ Kg} * \frac{9,8 \text{ m}}{\text{s}^2} * \text{Cos} (8,53^\circ)$$

$$F_{rr} = 100,79 \text{ N}$$

En la tabla 3.18, se muestran diferentes resultados de Fuerza de fricción con diferentes velocidades con 8,53° de pendiente.

Tabla 3.18: Resultados de Fuerza de fricción para pendientes de 8.53°

V	μ_{c-a}	F _{rr}
0	0,016	98,903
10	0,016	99,303

20	0,016	100,505
25	0,016	101,407
30	0,016	102,509
40	0,017	105,313
50	0,017	108,919

Fuerza aerodinámica

$$F_{ad} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C_d \cdot V^2$$

$$F_{ad} = \frac{1}{2} * 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,857 \text{ m}^2 * 0,7 * \frac{(13,889)^2 \text{ m}^2}{\text{s}^2}$$

$$F_{ad} = 29,61 \text{ N}$$

En la tabla 3.19, se muestran diferentes resultados de Fuerza aerodinámica con diferentes velocidades.

Tabla 3.19: Resultados de Fuerza aerodinámica

V(km/h)	V(m/s)	F _{ad}
0	0,00	0,000
10	2,78	4,769
20	5,56	19,075
25	6,94	29,805
30	8,33	42,919
40	11,11	76,301
50	13,89	119,220

Fuerza de tracción eléctrica

$$F_{te} = m * a + F_{rr} + F_{hc} + F_{ad}$$

$$F_{te} = 650 \text{ kg} * 0,04 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 100,79 \text{ N} + 944,84 \text{ N} + 29,61 \text{ N}$$

$$F_{te} = 1101,24 \text{ N}$$

Determinación de la potencia calculada

$$P_{calculada} = F_{te} * V_{max}$$

$$P_{calculada} = 1001,24 \text{ N} * 6,944 \text{ m/s}$$

$$P_{calculada} = 6952,61 \text{ W}$$

Cálculo de la potencia del motor

$$P_{motor} = \frac{P_{calculada}}{n}$$

$$P_{motor} = \frac{6952,61 \text{ W}}{0,85}$$

$$P_{motor} = 8179,54 \text{ W} = 8,179 \text{ KW} = 10,97 \text{ HP}$$

3.2.6 Radio del neumático (R_{rueda})

A continuación, procedemos a calcular el radio del neumático con la figura 3.4 que posee nuestro vehículo.

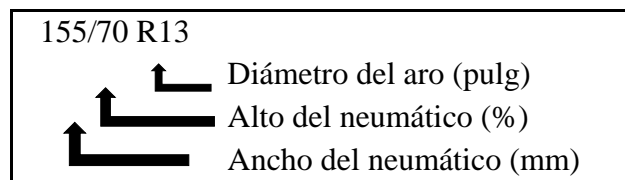


Figura 3.4: Denominación de neumáticos

Tener en cuenta que el valor del alto del neumático es el equivalente al porcentaje del ancho de la rueda. Para nuestro caso tenemos el siguiente dato de las ruedas posteriores.

Con la ecuación 3.16 procedemos a calcular el radio del neumático para el auto eléctrico biplaza.

$$R_{rueda} = (0,5 * \varnothing \text{ del aro} * 25,4) + (\text{valor}\% * \text{ancho rueda}) \quad Ec: 3.16$$

$$R_{rueda} = (0,5 * 13 * 25,4) + (70\% * 155)\text{mm}$$

$$R_{rueda} = (0,5 * 13 * 25,4) + (70\% * 155)\text{mm}$$

$$R_{\text{rueda}} = 273,6 \text{ mm} = 0,27 \text{ m}$$

3.2.7 Cálculo del torque en las ruedas

Una vez calculada la fuerza de tracción eléctrica, esta se multiplica por el radio de la rueda para encontrar el torque necesario para impulsar el auto eléctrico y se la calcula con la ecuación 3.17.

$$T_{\text{rueda}} = F_{te} * R_{\text{rueda}} \quad Ec: [3.17]$$

Donde

T_{rueda} = Torque (N.m)

F_{te} = Fuerza de tracción eléctrica (N)

R_{rueda} = Radio de la rueda (m)

$$T_{\text{rueda}} = 1101,24 \text{ N} * 0,27 \text{ m}$$

$$T_{\text{rueda}} = 297,33 \text{ N.m}$$

3.2.8 Parámetros técnicos considerados para la selección del diferencial

Para poder seleccionar correctamente el diferencial tomaremos en cuenta los siguientes parámetros que en algunos casos ya se dimensionaron con anterioridad:

- Relación de transmisión
- Vida útil
- Distancia entre ruedas posteriores
- Capacidad de carga

Relación de transmisión del grupo del diferencial

La relación de transmisión del grupo del diferencial está dada por la siguiente ecuación:

$$i_d = N^\circ \text{ dientes corona} / N^\circ \text{ dientes piñón}$$

Como necesitamos que el automóvil eléctrico alcance una velocidad máxima de 50 Km/h nos imponemos una relación de transmisión que se aproxime a 1:3 para así poder seleccionar en los catálogos de diferenciales de tricimotos que estén disponibles en el mercado.

Para la selección del número de dientes piñón y corona nos basamos en la figura 3.5:

N° DIENTES PIÑÓN	10 – 12 – 18 – 19 – 21 – 23 – 25
N° DIENTES CORONA	29 – 32 – 38 – 57 – 76 – 95 – 114

Figura 3.5: Número de dientes de las ruedas dentadas

Remplazando tenemos lo siguiente:

$$i_d = 38 / 12 = 3.17$$

Vida útil

La vida útil de un diferencial depende exclusivamente de su armado y calibrado, teniendo en cuenta que todas sus partes no posean defectos o roturas. Para ello se debe proceder de la siguiente manera:

1. Ajuste del piñón según especificaciones de fábrica (con llave de torque).
2. Ajuste de satélites y planetarios.
3. Regulación del engrane entre corona y piñón utilizando base magnética y reloj comparador.

4. Colocar pasta de medición en cuatro dientes y observar su engrane.

Los diferenciales están diseñados para proveer un mínimo de 400,000 kilómetros sin reparaciones. El promedio de vida útil de los diferenciales de equipo liviano varía entre 16.000 y 20.000 horas de servicio.

Distancia entre ruedas posteriores

La distancia en ruedas depende mucho del diseño de la estructura la cual necesitamos que este en un rango de 950 a 1000 mm; que este caso necesitaríamos un eje diferencial de 980 mm de longitud como se muestra en la figura 3.6 la longitud para su selección:

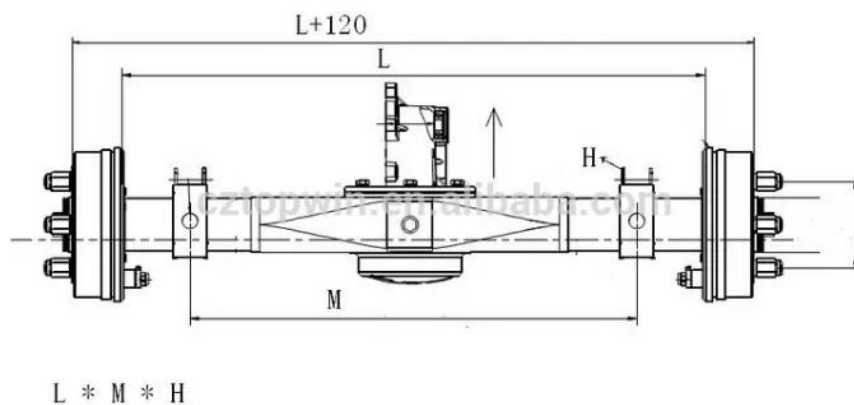


Figura 3.6: Distancia entre ejes de un diferencial.

Capacidad de carga

La capacidad de carga que debe tener el diferencial viene dada por el peso que va a transportar que en este caso sería el peso del auto eléctrico de 650 kg que podrá soportar el diferencial.

Selección del diferencial

Para poder seleccionar el diferencial de la manera correcta nos basamos en los datos mencionados con anterioridad.

Relación de transmisión del grupo del diferencial = 12:38

Vida útil = 16.000 y 20.000 horas de servicio

Distancia entre ruedas posteriores = 980 mm

Capacidad de carga = 650 Kg

Por lo tanto escogemos un diferencial **QIAOGUAN MOTOR COMPONENTS** de acuerdo a las características de selección como se muestra en la figura 3.7.

全浮加力王后桥 Full floating booster king rear axle



全浮加力王后桥 Full floating booster king rear axle

技术参数 / Technical parameters:

规格 (盘间距) Specification (disk distance)	可选速比 Optional ratio	减速度器 Reducer	板轮连接 Connection plate	半轴形式 Shaft type	连接方式 Connection type	制动方式 Braking mode
980	14:35	加力王牙包 Booster king differential	五孔, ø110止口, ø140分度圆; 车轮螺栓 M14×1.5-50	全悬浮式 渐开线花键 Z=23	矩形花键 6-20×17×4	机刹ø220鼓 油刹ø220鼓 机刹ø240鼓
1040	13:37		Five holes, ø110 S.A., ø140 reference circle; Wheel bolt M14×1.5-50	Full floating Involute spline Z=23		
1080	12:38		四孔, ø57止口, ø114分度圆; 车轮螺栓 M12×1.25-39	半悬浮式 6-25×21×5 矩形花键	Rectangular spline 6-20×17×4	ø220 mechanical brake ø220 oil brake ø240 mechanical brake
1130	12:30		Four holes, ø57 S.A., ø114 reference circle; Wheel bolt M12×1.25-39	Semi floating 6-25×21×5 Rectangular spline		
1180	10:29					
	8:28					

Figura 3.7 Diferencial seleccionado.

En la tabla 3.20 se muestran las especificaciones técnicas del diferencial seleccionado.

Tabla 3.20: Parámetros técnicos del diferencial seleccionado

Peso de carga	800 kg
Velocidad máxima	$\leq 85 \text{ Km/h}$
Eficiencia de transmisión	$\geq 80\%$
Relación de transmisión	12:38
Frenado diámetro, tipo tambor	220 mm
Llanta de la rueda	4 * M12
Potencia del motor de adaptación	5-12 Kw
Material de la carcasa	Hierro dúctil (qt400)
Material de los semiejes de transmisión	Aleación de acero 40 CrMnTi
Material de los engranes internos	Acero AISI 1020

3.2.9 Selección de la cadena y ruedas dentadas.

Para la selección de ruedas dentadas y cadenas de debe partir de algunos parámetros de selección los mismos que se detallan a continuación.

- Potencia máxima del motor eléctrico 9,5 KW.
- Velocidad de giro del motor 2600 rpm.
- Relación de transmisión 5,6.
- Velocidad de giro del eje conducido 461,84 rpm.

- Duración de vida útil estimada 16000 horas.

3.2.9.1 Número de dientes de las ruedas dentadas

Debemos seleccionar el número de dientes tanto del conductor como del conducido para obtener la relación de transmisión de 1,78 como se lo cálculo anteriormente. En la figura 3.5 se muestran los números de dientes para la rueda dentada menor como para la rueda dentada mayor [25].

Por lo tanto la relación de transmisión más apropiada es:

- Número de dientes del piñón o rueda menor: $Z_1=18$
- Número de dientes de la rueda mayor: $Z_2=32$

Por lo tanto la relación de transmisión es de 1,78.

3.2.9.2 Cálculo de la potencia corregida (P_c)

Partiendo de la potencia del motor eléctrico (P_{motor}), se calcula la Potencia corregida (P_c), para ello se utiliza la ecuación 3.21.

$$P_c = K_1 * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * P_{MOTOR} \quad Ec: [3.21]$$

Donde

P_{MOTOR} = Potencia máxima del motor eléctrico.

k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 = Coeficientes correctores.

- **Coeficiente K_1**

Se la obtiene mediante la figura 3.8 como se muestra a continuación [25].

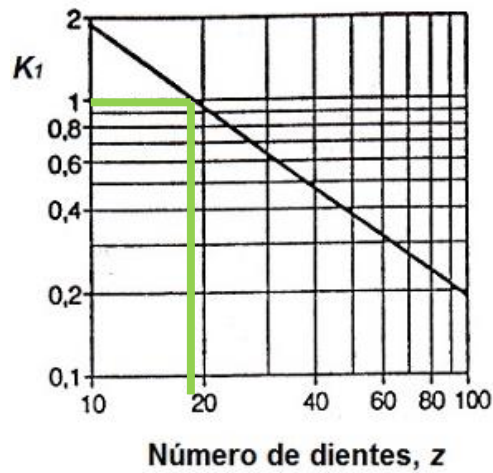


Figura 3.8: Coeficiente K1

Por lo tanto $K1=1$.

- **Coeficiente K2**

Se la obtiene mediante la figura 3,9 como se muestra a continuación y depende del número de cadenas que se va a utilizar [25].

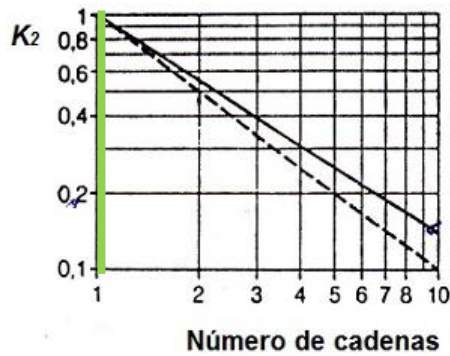


Figura 3.9: Coeficiente K2

Por lo tanto $K2=1$.

- **Coeficiente K3**

Se la obtiene mediante la figura 3.10 como se muestra a continuación y depende del número de eslabones que conforman la cadena como no es un dato conocido suponemos que va a tener 100 eslabones [25].

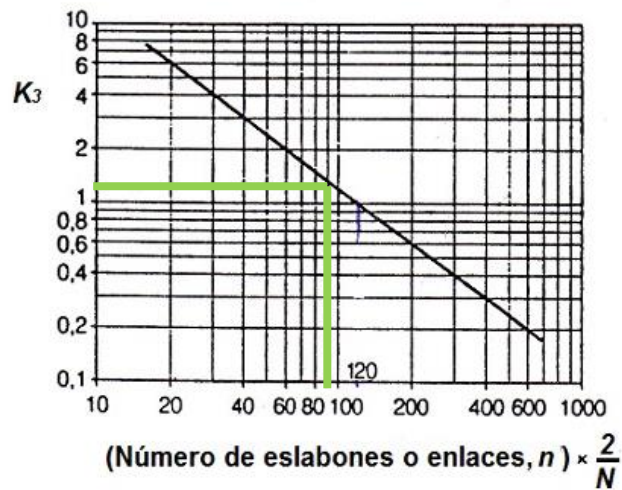


Figura 3.10: Coeficiente K_3

Por lo tanto $K_3=1,2$.

- **Coeficiente K_4**

En la tabla 3.21 se muestra el factor de servicio con diferentes tipos de carga y tipo de impulsor del cual se selecciona el coeficiente K_4 [25].

Tabla 3.21: Factor de servicio Coeficiente K_4

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna
Uniforme transporte de carga ligera	1	1	1.2
Choque moderado maquinas herramientas	1.2	1.3	1.4

Choque pesado prensas de troquelado	1.4	1.5	1.7
--	-----	-----	-----

Por lo tanto $K_4=1$.

- **Coefficiente K_5**

Se la obtiene mediante la figura 3.11 como se muestra a continuación y depende de la vida útil de la cadena.

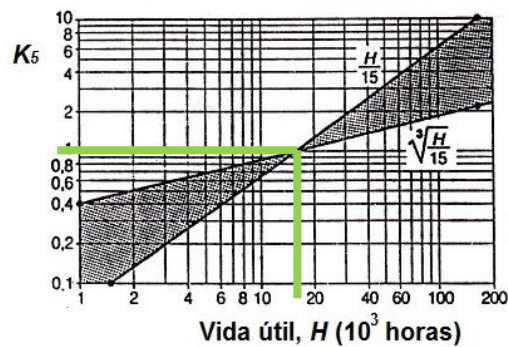


Figura 3.11: Coeficiente K_5

Por lo tanto $K_5=1$.

Procedemos a reemplazar los datos obtenidos en la ecuación 3.20 para calcular la potencia corregida.

$$P_C = 1 * 1 * 1,2 * 1 * 1 * 9,5 \text{ KW}$$

$$P_C = 11,4 \text{ KW}$$

3.2.9.3 Selección de tipo de cadena

Para la selección de la cadena se utiliza la figura 3.12 con los siguientes parámetros:

- Potencia corregida $P_c=11,4 \text{ KW}$
- Cadena simple
- Velocidad de giro del piñón 2600 rpm

Con estos parámetros los resultados obtenidos de la selección son:

- Cadenas estándar de rodillos • Standard Roller Chains ANSI B29. 1-1975
- Cadena simple de rodillos.
- Cadena N° 40.
- Paso (p) 12,7 mm

GRÁFICO PARA LA SELECCIÓN DE CADENAS

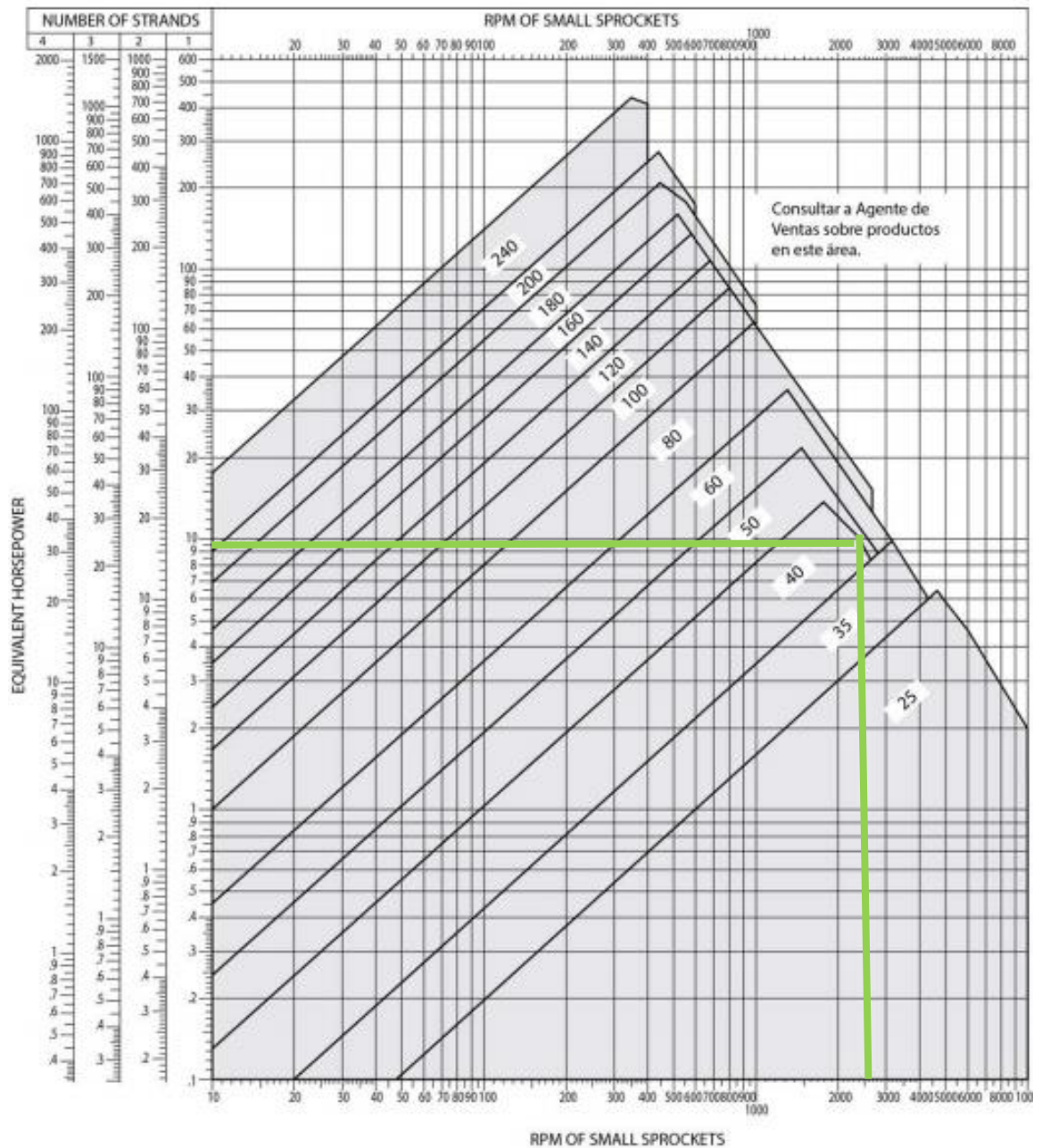


Figura 3.12: Selección de la cadena

3.2.9.4 Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas dentadas (Dp)

Se los calcula con la ecuación 3.21 [25].

$$D_p = \frac{p}{\text{Sen} \frac{\pi}{Z}} \quad \text{Ec: [3.21]}$$

Donde

p= Paso (mm)

Z= Número de dientes

Para la rueda dentada menor:

$$D_p = \frac{12,7 \text{ mm}}{\text{Sen} \frac{\pi}{18}}$$

$$D_p = 73,14 \text{ mm}$$

Para la rueda dentada mayor:

$$D_p = \frac{12,7 \text{ mm}}{\text{Sen} \frac{\pi}{32}}$$

$$D_p = 129,57 \text{ mm}$$

3.2.9.5 Selección de las ruedas dentadas

Se seleccionan las ruedas dentadas mediante catálogo en el cual se escoge los siguientes:

En la figura 3.13 se muestra la selección de la rueda dentada menor y de la rueda dentada mayor.

Rueda dentada menor

Marca: KANA (40SS18)

Norma: ISO 9001

Rueda dentada mayor

Marca: KANA (40SS32)

Norma: ISO 9001



40SS	-13	2.32	59	2.089	53.07	0.63	16	0.79	20	1.457	37	0.866	22	0.22
	14	2.48	63	2.247	57.07	0.63	16	0.98	25	1.654	42	0.866	22	0.28
	15	2.64	67	2.405	61.08	0.63	16	1.10	28	1.811	46	0.866	22	0.33
	16	2.80	71	2.563	65.10	0.63	16	1.18	30	1.969	50	0.866	22	0.39
	17	2.96	75	2.721	69.12	0.63	16	1.26	33	2.127	54	0.866	22	0.45
	18	3.15	80	2.880	73.14	0.63	16	1.38	35	2.244	57	0.866	22	0.50
	19	3.31	84	3.038	77.16	0.63	16	1.57	40	2.441	62	0.866	22	0.58
	20	3.46	88	3.196	81.18	0.67	17	1.77	45	2.638	67	0.984	25	0.75
	21	3.62	92	3.355	85.21	0.67	17	1.89	48	2.795	71	0.984	25	0.84
	22	3.78	96	3.513	89.24	0.67	17	2.01	51	2.953	75	0.984	25	0.93
	23	3.94	100	3.672	93.27	0.67	17	2.01	51	3.031	77	0.984	25	1.00
	24	4.09	104	3.831	97.30	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.984	25	0.82
	25	4.25	108	3.989	101.33	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.984	25	0.85
	26	4.41	112	4.148	105.36	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.984	25	0.89
	30	5.34	126	4.783	121.62	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.984	25	1.06
	32	5.39	137	5.101	129.57	0.67	17	1.77	45	2.677	68	1.102	28	1.29
35	5.87	149	5.578	141.68	0.67	17	1.77	45	2.677	68	1.102	28	1.44	
40	6.65	169	6.373	161.87	0.75	19	1.77	45	2.677	68	1.102	28	1.70	

- Shaded are indicated B Type and the rest indicate KB Type
- Sprockets other than those shown above are manufactured upon request.
- Bores, Keyways and Setscrews will be machined upon request.

France Field
Zona Libre de Colón

Tel.: (507) 261-5215
Fax: (507) 261-5209

www.sylpanama.com
ventas@sylinternationalcorp.com

SYL International, S.A.
Power Transmission

73

Figura 3.13: Selección de ruedas dentadas

Con los datos obtenidos se resume el resultado final en la tabla 3.22 tanto para la cadena como para los piñones los mismos que se detallan a continuación:

Tabla 3.22: Resultados finales

RESULTADOS FINALES	
Cadena	Cadenas estándar de rodillos • Standard Roller Chains ANSI B29. 1-1975 Cadena simple de rodillos. Cadena N° 40. Paso (p) 12,7 mm

Rueda menor o piñón	Número de dientes=18 Diámetro primitivo=73,14 mm
Rueda mayor	Número de dientes=32 Diámetro primitivo=129,57 mm

3.2.10 Relación de transmisión

En la figura 3.14 se muestra el esquema de la relación de transmisión aplicada al sistema.

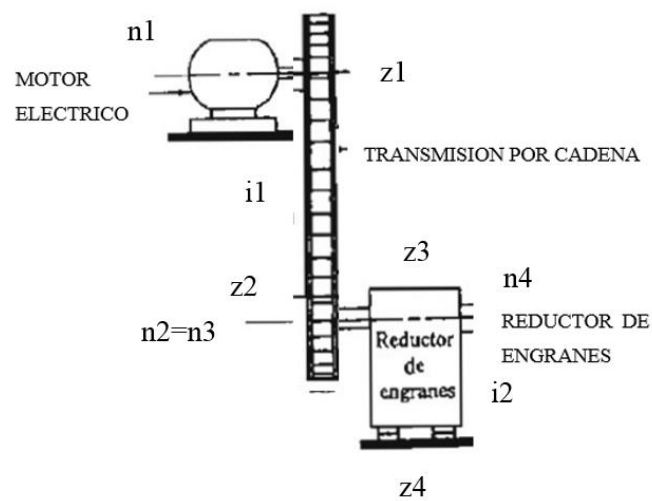


Figura 3.14: Esquema de la relación de transmisión.

Para calcular el número de revoluciones del eje conductor se la calcula con la ecuación 3.18.

$$n_1 * z_1 = n_2 * z_2 \quad Ec: [3.18]$$

Donde

n_1 = revoluciones del eje conductor

z_1 = número de dientes del conductor

n_2 = revoluciones del eje conducido

z_2 = número de dientes del conducido

Datos

$n_1=2600$ rpm

$Z_1=18$

$Z_2=32$

$n_2= n_3=?$

$$n_2 = \frac{n_1 * z_1}{z_2}$$

$$n_2 = \frac{2600 \text{ rpm} * 18}{32}$$

$$n_2 = n_3 = 1462,5 \text{ rpm}$$

Para calcular la relación de transmisión se aplica la siguiente ecuación:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ec: [3.18]}$$

$$i_1 = \frac{2600 \text{ rpm}}{1462,5 \text{ rpm}}$$

$$i_1 = 1,78$$

La relación de transmisión del diferencial es la siguiente:

$Z_3=12$

$Z_4=38$

$$n_4 = \frac{n_3 * z_3}{z_4}$$

$$n_4 = \frac{1462,5 \text{ rpm} * 12}{38}$$

$$n_4 = 461,84 \text{ rpm}$$

$$i_2 = \frac{1462,5 \text{ rpm}}{461,84 \text{ rpm}}$$

$$i_2 = 3,17$$

La relación de transmisión total del sistema es el producto de las 2 relaciones de transmisión anteriores de la siguiente manera.

$$i_{TOTAL} = i_1 * i_2$$

$$i_{TOTAL} = 1,78 * 3,17$$

$$i_{TOTAL} = 5,6$$

3.2.11 Cálculo de velocidad máxima

Partiendo de la velocidad angular del motor (W) que varía desde 0 a 2600 rpm procedemos a calcular la velocidad máxima que puede obtener el vehículo con la relación de transmisión obtenida anteriormente.

Debemos transformar las rpm a rad/s.

$$W_{MOTOR} = \frac{2600 \text{ rev}}{1 \text{ min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$W_{MOTOR} = 272,27 \text{ rad/s}$$

La velocidad angular de la rueda se calcula con la ecuación 3.19.

$$W_{RUEDA} = \frac{W_{MOTOR}}{i} * n \quad \text{Ec: [3.19]}$$

$$W_{RUEDA} = \frac{272,27 \text{ rad/s}}{5,6} * 0,96$$

$$W_{RUEDA} = 46,67 \frac{rad}{s} = 445,57 rpm$$

Para calcular la velocidad lineal de la rueda se aplica la ecuación 3.20.

$$W_{RUEDA} = \frac{V_{Rueda}}{r_{Rueda}} \quad Ec: [3.20]$$

$$V_{Rueda} = W_{Rueda} * r_{Rueda}$$

$$V_{Rueda} = 46,67 \frac{rad}{s} * 0,27m$$

$$V_{Rueda} = 12,60 m/s$$

Transformando a Km/h se obtiene:

$$V_{Rueda} = \frac{12,6 m}{s} * \frac{1 km}{1000 m} * \frac{1 h}{3600 s}$$

$$V_{Rueda} = \frac{12,6 m}{s} * \frac{1 km}{1000 m} * \frac{3600 s}{1 h}$$

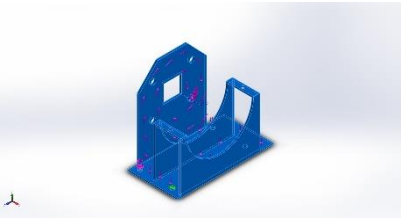
$$V_{Rueda} = 45,36 Km/h$$

Por lo que se concluye que el auto eléctrico biplaza tendrá una velocidad de 45,36 Km/h en condiciones normales.

3.2.12 Simulación de la base del motor

La base del motor va ensamblada a la base del diferencial, en la tabla 3.23 se detallan las propiedades de la base del motor.

Tabla 3.23: Propiedades de la base

Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 2.5e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.93e+010 N/m²</p>

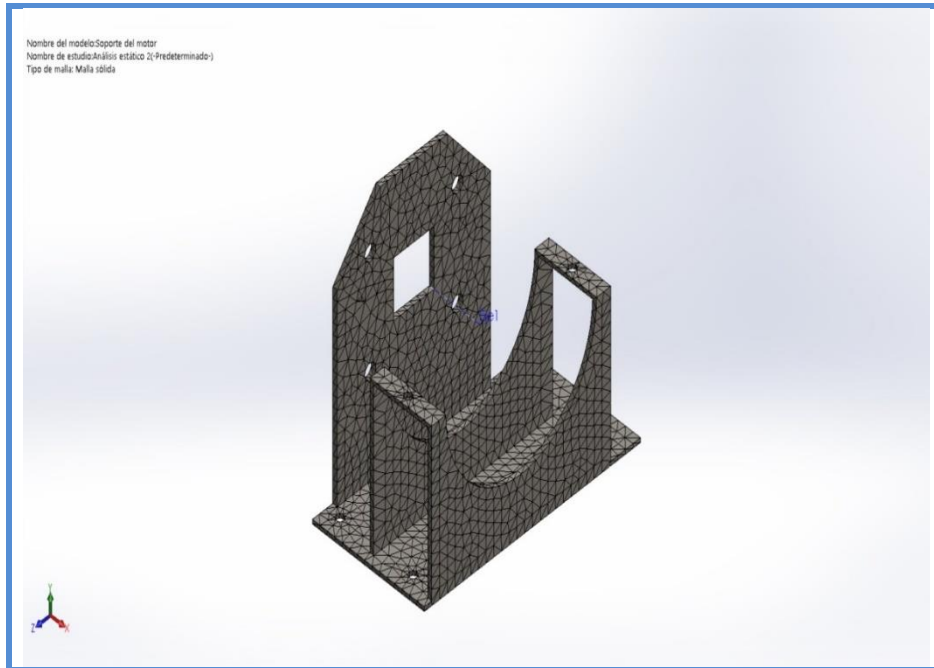
Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0.00328445	-45.7306	-27.3612	53.2909
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0

En la tabla 3.24 de muestra el mallado de la base del motor para el análisis estático y la creación de nodos.

Tabla 3.24: Mallado de la base

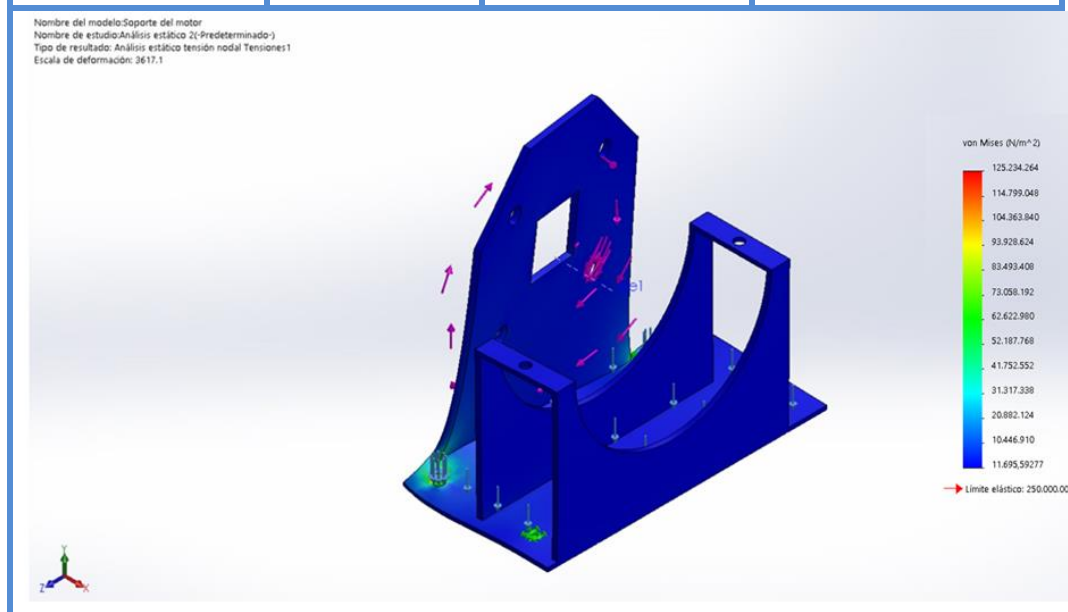
Número total de nodos	16136
Número total de elementos	7661
Cociente máximo de aspecto	10.206
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	86.7
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0261
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03



En la tabla 3.25 se muestra las tensiones de von Mises la mismo que es aceptada ya que no supera el límite elástico del material.

Tabla 3.25: Tensión de von Mises

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	11.695,5927 N/m ² Nodo: 5407	125.234.264,00 N/m ² Nodo: 15772



El factor de seguridad se lo calcula de acuerdo a la teoría de esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles, la misma que consiste en el cociente del límite elástico del material (S_y) sobre el esfuerzo cortante máximo (δ).

$$n = \frac{S_y}{\delta}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{125.23 \text{ MPa}}$$

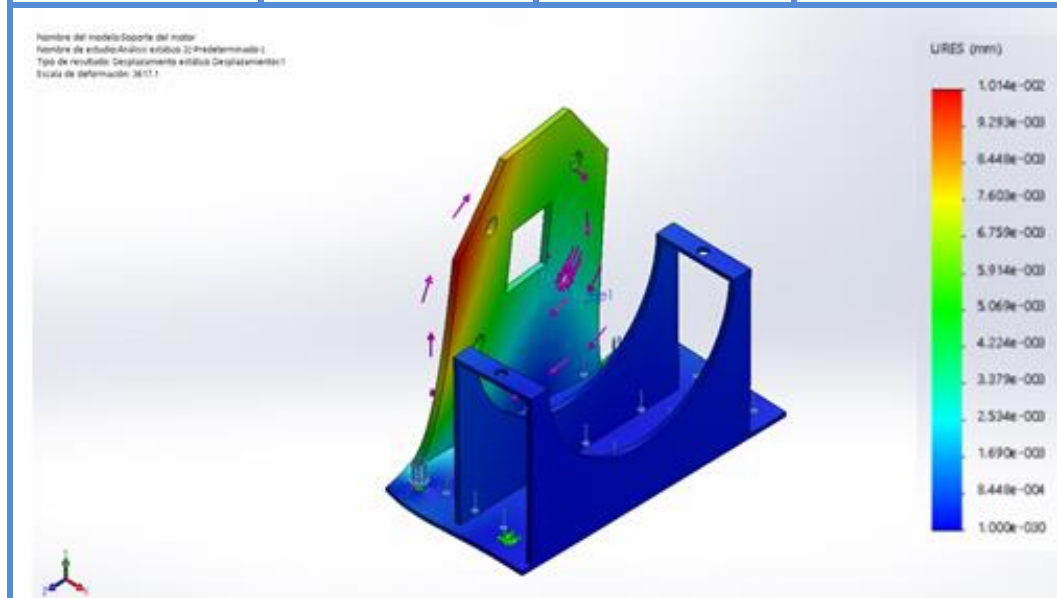
$$n = 1.99$$

Como el factor de seguridad nos dio mayor a 1 el diseño cumple con los criterios requeridos, por lo tanto es seguro.

En la tabla 3.26 se muestra el desplazamiento de la base del motor el cual es mínimo ya que no tiene mayor desplazamiento.

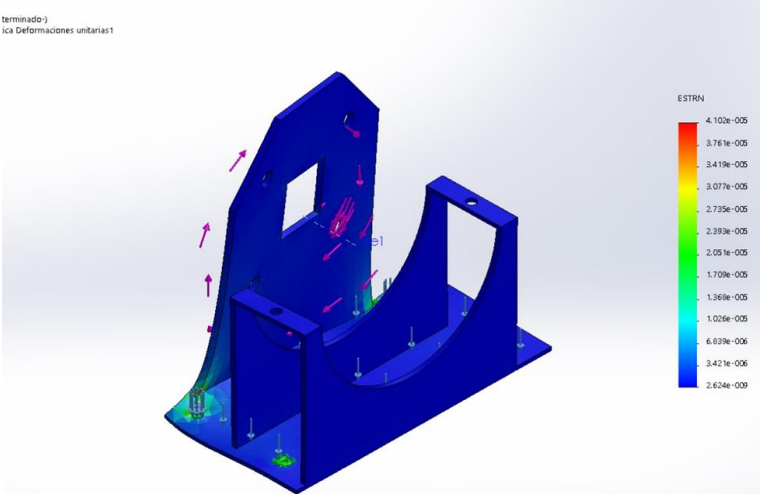
Tabla 3.26: Desplazamientos de la base

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+000mm Nodo: 57	1.014e-002mm Nodo: 766



En la tabla 3.27 se muestra las deformaciones unitarias que presenta la base del motor la cual es menor a 0.05 mm por lo que es un material dúctil.

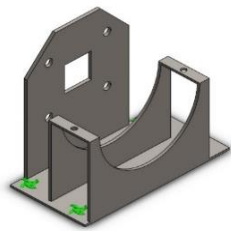
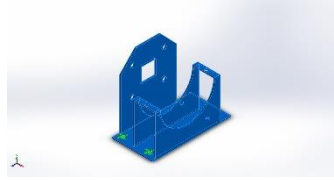
Tabla 3.27: Deformaciones unitarias

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.624e-009 mm Elemento: 5016	4.102e-005 mm Elemento: 4613
			

3.2.13 Análisis modal de frecuencias naturales

En la tabla 3.28 se detalla la información sobre las propiedades volumétricas de la base del motor.

Tabla 3.28: Propiedades volumétricas de la base del motor

		
Nombre del modelo: Base del motor		
Sólidos		
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
	Sólido	Masa: 5.09517 kg Volumen: 0.000649066 m³ Densidad: 7850 kg/m³ Peso: 49.9326 N

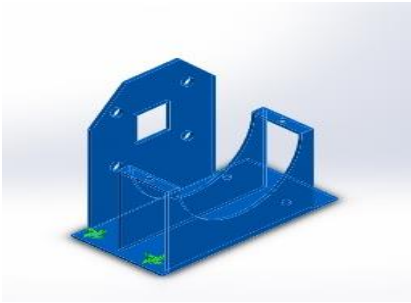
En la tabla 3.29 se detallan las propiedades de estudio a analizar y el sistema de unidades en el que va a ser analizado.


Tabla 3.29: Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Estudio de frecuencia 1
Tipo de análisis	Frecuencia
Tipo de malla	Malla sólida
Número de frecuencias	5
Tipo de solver	FFEPlus
Muelle blando:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
UNIDADES	
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	Mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

En la tabla 3.30 se detallan las propiedades del material que va a ser analizado.

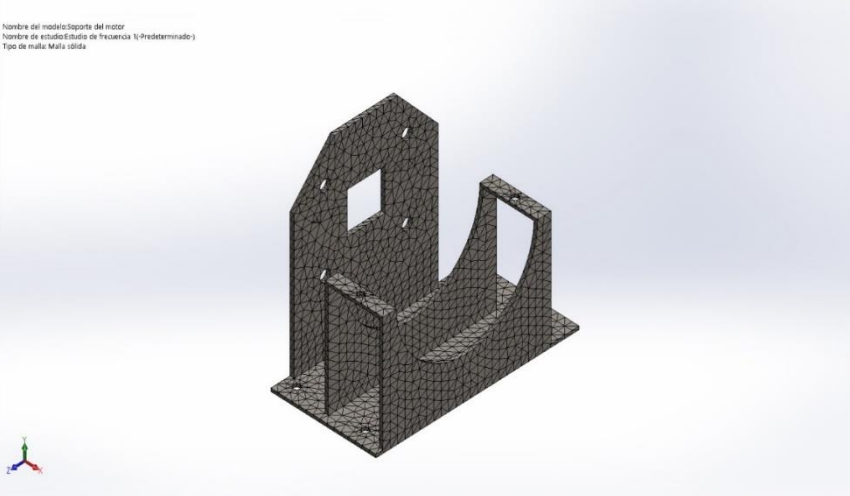
Tabla 3.30: Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 2.5e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4e+008 N/m²</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p>

Nombre de sejección	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 3 arista(s), 1 cara(s) Tipo: Geometría fija

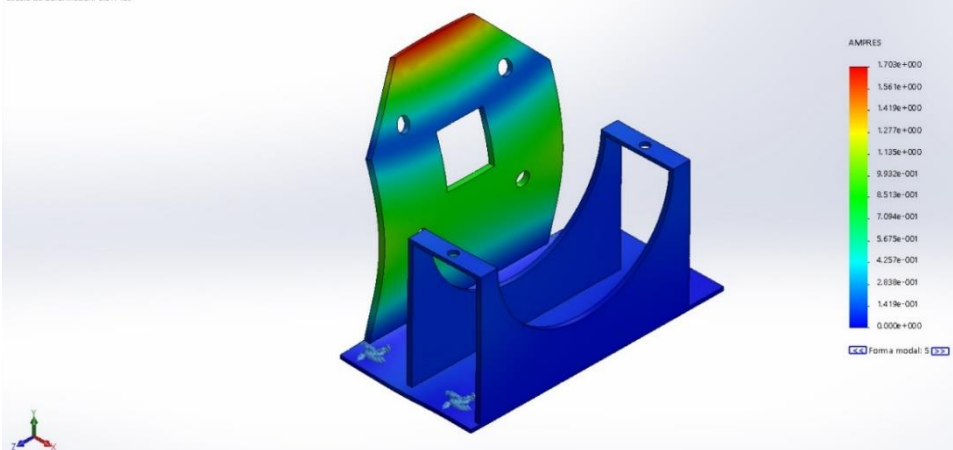
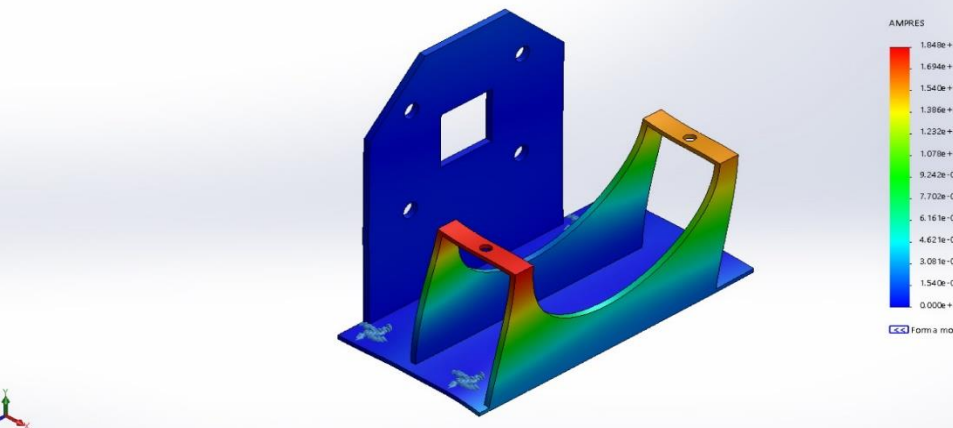
En la tabla 3.31 se detalla la información sobre el mallado de la base del motor para su respectivo análisis.

Tabla 3.31: Mallado

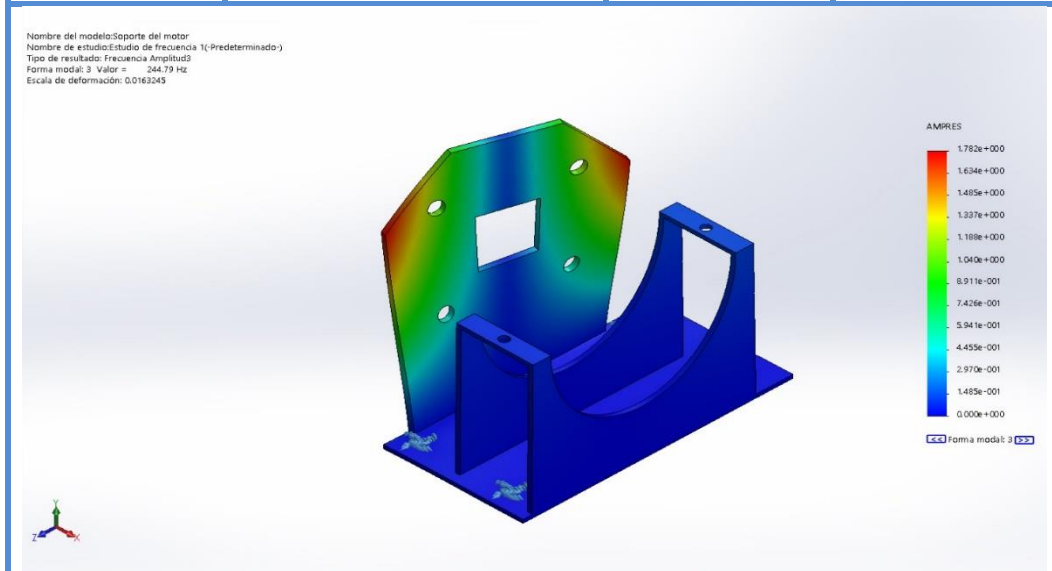
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	10.4419 mm
Tolerancia	0.522094 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	16136
Número total de elementos	7661
Cociente máximo de aspecto	10.206
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	86.7
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0261
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
	

En la tabla 3.32 se muestran los resultados obtenidos del análisis de frecuencias.

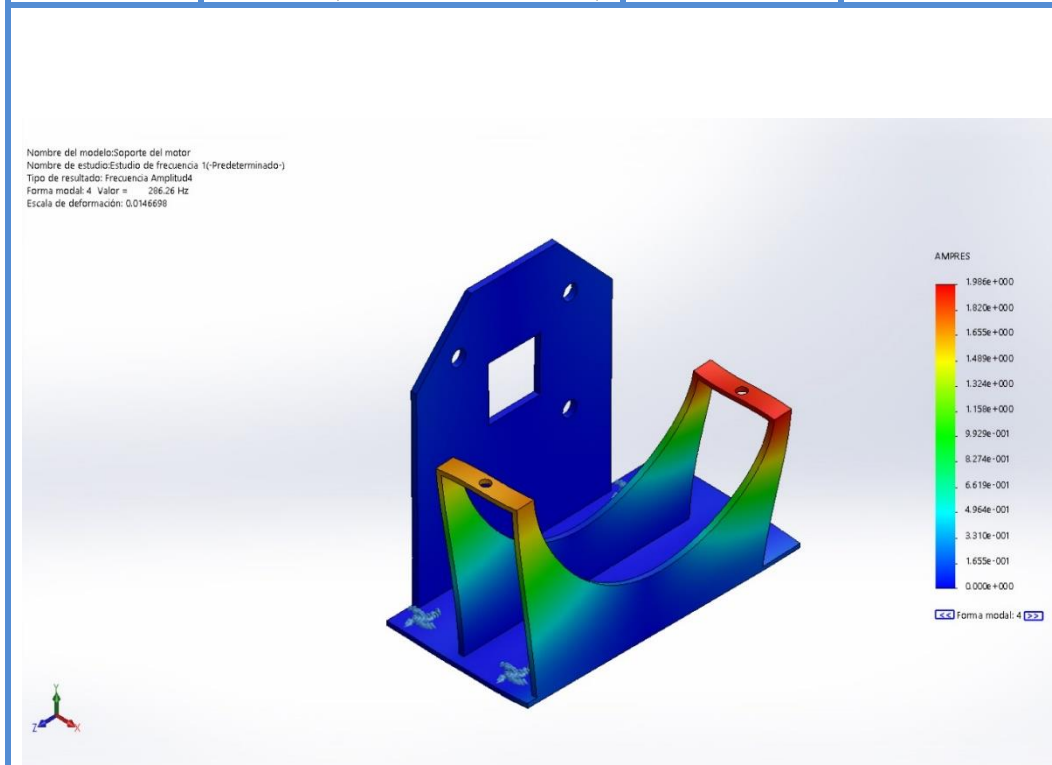
Tabla 3.32: Análisis de resultados

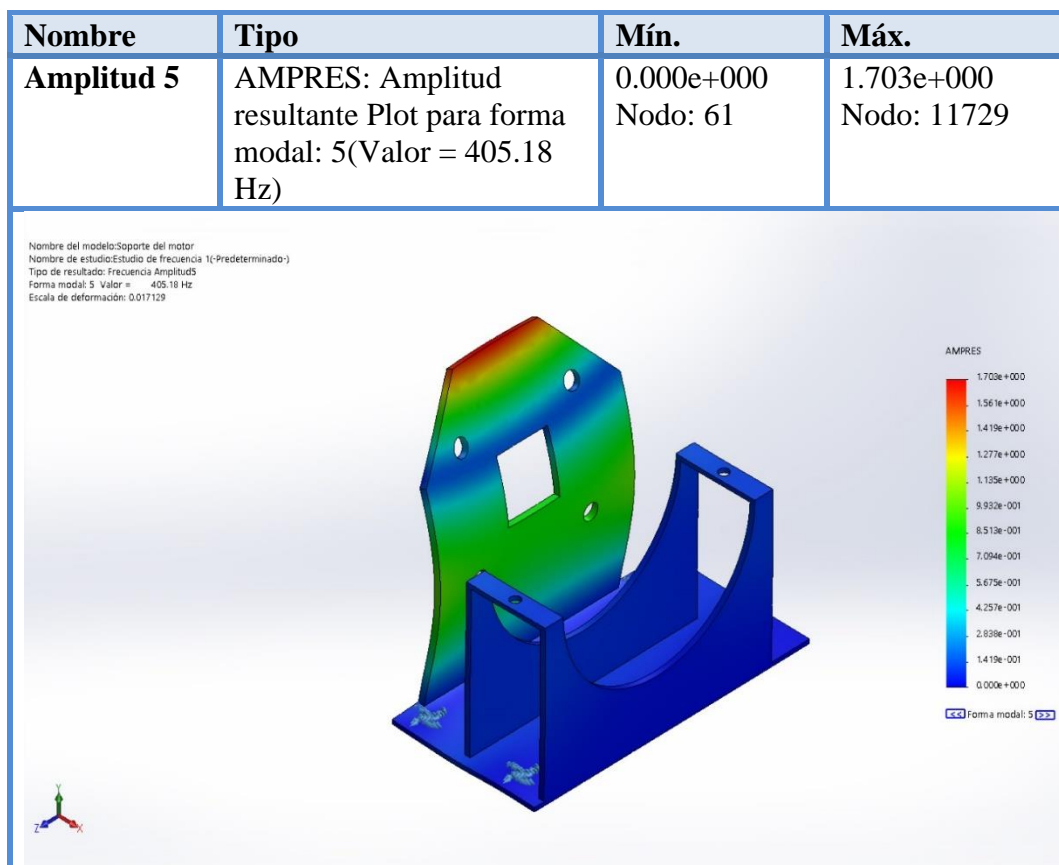
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud 1	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 1(Valor = 405.18 Hz)	0.000e+000 Nodo: 61	1.703e+000 Nodo: 11729
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="font-size: 8px;"> <p>Nombre del modelo: Soporte del motor Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1(-Predeterminado) Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1 Forma modal: 1 Valor = 405.18 Hz Escala de deformación: 0.017129</p> </div> <div style="text-align: center;">  </div> </div>			
Amplitud 2	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 2(Valor = 236.428 Hz)	0.000e+000 Nodo: 61	1.848e+000 Nodo: 1996
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="font-size: 8px;"> <p>Nombre del modelo: Soporte del motor Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1(-Predeterminado) Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud2 Forma modal: 2 Valor = 236.43 Hz Escala de deformación: 0.0157758</p> </div> <div style="text-align: center;">  </div> </div>			

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud 3	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 3(Valor = 244.79 Hz)	0.000e+000 Nodo: 61	1.782e+000 Nodo: 741



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud 4	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 4(Valor = 286.262 Hz)	0.000e+000 Nodo: 61	1.986e+000 Nodo: 212





Lista de modos

Frecuencia n°.	Rad/seg	Hertz	Segundos
1	413.52	65.814	0.015194
2	1485.5	236.43	0.0042296
3	1538.1	244.79	0.0040851
4	1798.6	286.26	0.0034933
5	2545.8	405.18	0.002468

Participación de masa (Normalizada)

Modo n°.	Frecuencia (Hertz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	65.814	0.24779	8.9567e-005	3.5947e-011
2	236.43	0.16825	0.0043592	4.1365e-005
3	244.79	5.3122e-005	1.6324e-007	0.0022571
4	286.26	0.00085499	5.6877e-006	0.00051735
5	405.18	0.079157	0.0010796	3.0443e-007
SUMATORIA		X=0.4961	Y=0.0055342	Z=0.0028162

3.2.14 Selección y apriete de pernos.

Para la selección y apriete de los pernos que van en la base del motor tomaremos en cuenta el valor de la fuerza de reacción resultante del análisis estático de la base del motor eléctrico:

$$F_{\text{reacción}} = 53,29 \text{ N}$$

Esta fuerza la dividiremos para cuatro porque en la placa de la base del motor se necesita un anclaje de cuatro pernos para asegurar su sujeción y que no exista vibraciones las cuales puedan ocasionar un desacople de la base del motor.

$$F_{\text{reacción}/4} = 13,32 \text{ N}$$

Como la fuerza está en función del torque:

$$F = f(T)$$

Podemos deducir mediante la siguiente ecuación de esfuerzo que puede soportar el área del perno sobre la placa:

$$\sigma = F/A$$

Para seleccionar el perno necesitamos el área de esfuerzo del perno sobre la placa:

$$A = \pi r^2$$

En este caso tenemos dos áreas el área de la cabeza del perno (A1) y el área del cuello del perno (A2):

$$R_1 = 7 \text{ mm}, R_2 = 5 \text{ mm}$$

$$A_1 = \pi R_1^2 = \pi (7)^2$$

$$A_1 = 153,93 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \pi R_2^2 = \pi (5)^2$$

$$A_2 = 78,54 \text{ mm}^2$$

El área total de esfuerzo es igual:

$$A_T = A_1 - A_2$$

$$A_T = (153,93 - 78,54) \text{ mm}^2$$

$$A_T = 75,39 \text{ mm}^2 = 7,539 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Remplazando los valores en la ecuación 3.6 tenemos:

$$\sigma = 13,32 \text{ N} / 7,539 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\sigma = 176681,25 \text{ N} / \text{m}^2 = 176,68 \text{ KPa} = 0,025 \text{ Kpsi} = 25,62 \text{ Psi}$$

Con este esfuerzo escogemos el grado de resistencia del perno, como el esfuerzo que calculamos vemos que no llega ni al grado uno escogemos por seguridad un grado 8 como se muestra en la tabla 3.33.

Tabla 3.33: Especificaciones SAE para pernos de acero.

SAE (Grados)	Resistencia (Psi)
G1	70000
G2	74000
G5	12000
G8	15000

A continuación, seleccionamos los pernos según el grado 8 que seleccionamos basándonos en el catálogo de Ivan Bohman.

Seleccionamos el tipo de rosca que en este caso sería rosca fina para soportar mayores frecuencias de vibración como se muestra en la tabla 3.34.

Tabla: 3.34: Especificaciones ASTM para pernos de acero grado 8.

Diámetro nom. del producto e hilos (pulg)	Área de esfuerzo pulg ²	Carga de prueba (libras)	Resistencia a la tracción (libras)	Torque Grado de resistencia (libras - pie)
5/16 – 24	0,0580	6950	8700	26,0 – 30,0
3/8 – 24	0,0878	10500	13200	46,0 – 52,0
7/16 – 20	0,1187	14200	17800	73,0 – 84,0
1/2 – 20	0,1599	19200	24000	112,0 – 128,0
9/16 – 18	0,203	24400	30400	160,0 – 184,0
5/8 – 18	0,256	30700	38400	225,0 – 255,0
3/4 – 16	0,373	44800	56000	390,0 – 450,0
7/8 – 14	0,509	61100	76400	620,0 – 730,0
1 – 12	0,663	79600	99400	930,0 – 1090,0
1 – 14 UNS	0,679	81500	101900	930,0 – 1090,0
1 1/8 – 12	0,856	102700	128400	1350,0 – 1545,0
1 1/4 – 12	1,073	128800	161000	1880,0 – 2180,0
1 3/8 – 12	1,315	157800	197200	
1 1/2 – 12	1,581	189700	237200	3320,0 – 3790,0

Determinación de estos valores es responsabilidad del diseñador [26].

3.2.16 Secuencia de montaje

Para la secuencia de montaje se detalla a continuación el proceso que se dio para ensamblar los componentes del sistema de propulsión.

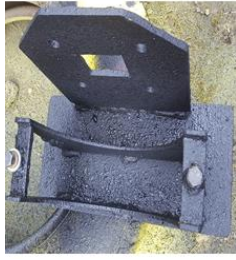
Paso 1

Se seleccionó el motor adecuado que cumpla con los requerimientos del sistema de propulsión en este caso el Motor eléctrico ME 1003.



Paso 2

Se diseñó una base para el motor la misma que está construida para restringir el movimiento del motor.



Paso 3

Se acoplo el motor a la base diseñada.



Paso 4

Se seleccionó el diferencial para el sistema de propulsión el mismo que se acoplo a los tambores de los neumáticos.



Paso 5

Se colocó una base encima del diferencial la misma que servirá para acoplar la base del motor.



Paso 6

Se seleccionó las ruedas dentadas de acuerdo a la relación de transmisión deseada.



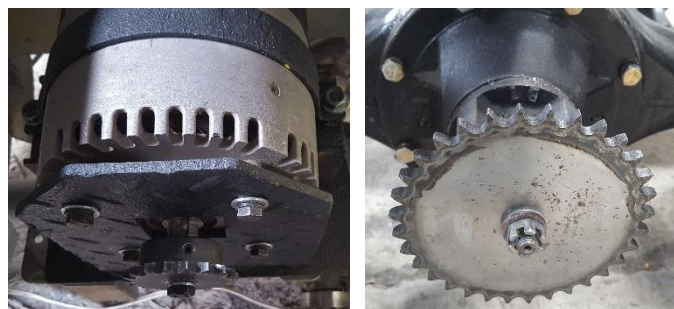
Paso 7

Se seleccionó la cadena con la cual se acoplaran las ruedas dentadas del motor hacia el diferencial.



Paso 8

Acoplar la rueda dentada menor al eje del motor y la rueda dentada mayor al eje del diferencial.



Paso 9

Acoplar todo el sistema mediante la cadena y sujetar mediante pernos.



3.2.17 Pruebas de funcionamiento

Las pruebas se las realizaron en carretera recta y también con pendiente de 15% = 8,53° con 2 pasajeros a bordo las mismas que fueron realizadas en Salcedo provincia de Cotopaxi.

3.2.16.1 Prueba de velocidad

Esta prueba se la realizo en carretera plana de asfalto. La prueba consiste en determinar el tiempo que se tarda el auto eléctrico en recorrer una distancia de 100 m partiendo del reposo. Con la ayuda de un cronometro se toma el tiempo que fue de 8.56 s en los 100 m. para determinar la velocidad se aplica la ecuación 3.22.

$$V_f = \frac{d_x}{d_t} \quad Ec: [3.22]$$

$$V \int_{t_0}^{t_1} dt = \int_{x_0}^{x_1} dx$$

$$V * (t_1 - t_0) = (x_1 - x_0)$$

$$V * (19,88 \text{ s} - 0) = (100 - 0)$$

$$V_f = \frac{100 \text{ m}}{8,56 \text{ s}}$$

$$V_f = 11,68 \text{ m/s}$$

$$V_f = 42,06 \text{ Km/h}$$

Por lo tanto el auto eléctrico recorrió 100 m en 8,56 s con una velocidad media de 42,06 Km/h, sin embargo continuando con el recorrido alcanza una velocidad mayor.

3.2.16.2 Prueba de aceleración

Con la velocidad obtenida se procede a calcular la aceleración con la ecuación 3.23 como se muestra a continuación.

$$a = \frac{d_v}{d_t} \quad \text{Ec: [3.23]}$$

$$a \int_{t_0}^{t_1} dt = \int_{x_0}^{x_1} d_v$$

$$a * (t_1 - t_0) = (V_1 - V_0)$$

$$a * (8,56 \text{ s} - 0) = (11,68 \text{ m/s} - 0)$$

$$a = \frac{11,68 \text{ m/s}}{8,56 \text{ s}}$$

$$a = 1,36 \text{ m/s}^2$$

3.3 PRESUPUESTO

Una vez concluido el análisis y la adaptación de los componentes seleccionados, es importante determinar el costo que conllevará a la construcción del sistema.

En la tabla 3.34 se muestra el presupuesto para la construcción.

Tabla 3.34: Presupuesto

Elemento	Cantidad	Precio unitario	Total
Motor eléctrico ME 1003	1	800,00	800,00
Diferencial	1	225,00	225,00
Base del motor	1	30,00	30,00
Piñón menor	1	17,00	17,00
Piñón mayor	1	24,00	24,00
Cadena	1	19,00	19,00
Lubricante para el diferencial	2	5,00	10,00
Pernos	8	0,30	2,40
Arandelas planas	4	0,10	0,40
Arandelas de presión	8	0,15	1,20
Mano de obra	1	100,00	100,00
TOTAL			1229,00

3.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

3.4.1 Especificaciones del motor eléctrico ME – 1003

El ME1003 es el mismo motor que el ME0709 pero tiene un conjunto de doble cepillo para manejar 200 amperios en forma continua. Este ME1003 es un motor

DC de imán permanente de tipo cepillo con una eficacia muy alta. Para voltajes de entrada de 12 a 72 VCC y 200 amperios continuos (500 amperios durante 1 minuto) a 72 voltios. Diseñado para equipos con batería. Este motor tiene un rendimiento similar al de los motores Lynch, Lemco y AGNI.



En la tabla 3.35 se muestran algunas especificaciones del motor eléctrico ME – 1003. (VER ANEXO 1)




Tabla 3.35: Especificaciones del motor ME - 1003

Potencia	9,5KW continua, 23KW pico durante 1 minuto a 72 voltios
Voltaje	12 a 72 voltios
Velocidad	3050 rpm a 72V descargado
Tamaño	8 "OD, 7.42" de largo (sin eje)
Eje	7/8 "x 1-5 / 8", llave de 3/16 " Programado para rotación en sentido anti horario (se puede cambiar a la derecha)
Peso	36 lb

3.4.2 Componentes elegidos



A continuación se detallan los elementos utilizados en la fabricación del auto eléctrico.

Descripción	Figura
<p>Motor</p> <p>Es un motor Monternigy Drive ME1003 de corriente continua con imanes permanentes con escobillas. Su potencia nominal puede variar de 6 a 9,5 Kw (max.) a 48 v</p>	
<p>Diferencial</p> <p>Es un diferencial utilizado en tricimotos el cual tiene una relación de transmisión de 3.17.</p>	

<p>Base del motor</p> <p>Fue construida para la adaptación del motor y tiene perforaciones para los pernos tanto del motor como de la base.</p>	
<p>Cadena</p> <p>Es una cadenas estándar de rodillos • Standard Roller Chains ANSI B29. 1-1975 con paso de 12,7 mm.</p>	
<p>Ruedas dentadas</p> <p>Son piñones Marca: KANA (40SS18) con diámetro primitivo de 73,14 mm y (40SS32) con diámetro primitivo de 129,57 mm. (Ver Anexo 3)</p>	

3.4.3 Plan de mantenimiento del sistema de propulsión

COMPONENTE	MANTENIMIENTO	PERIÓDO
	<p>Se debe dar un mantenimiento de soplete mediante un compresor ya que pueden ingresar polvo u otros insumos peligrosos para el motor.</p>	<p>Dar el mantenimiento cada mes para evitar inconvenientes.</p>

	<p>Utilizar lubricante Mobilube HD LS 80W-90 es un lubricante automotriz de desempeño extremadamente alto formulado a base de aceites seleccionados y un sistema de aditivos avanzado diseñado específicamente para diferenciales. (Ver Anexo 4).</p>	<p>Este tipo de lubricante se recomienda cambiar una vez al año.</p>
	<p>Dar lubricación por baño: Para cadenas que trabajan a una velocidad normal de entre 1.5 a 8 m/s.</p> <p>El lubricante adecuado para una temperatura ambiente de 5° a 40° C, es el SAE 30. Recomendación del fabricante. (Ver Anexo 2).</p>	<p>Dar lubricación a la cadena cada 3 meses para evitar inconvenientes.</p>

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Se determinó que los sistemas de transmisión existentes para autos eléctricos son: por cadena, por engranes y por poleas teniendo cada uno sus propios elementos y componentes.
- Se estableció el sistema de transmisión por cadena para el auto eléctrico ya que es el que más se ajustaba al diseño tanto en tamaño como facilidad de adquisición de los elementos.
- Se dimensionó y seleccionó las diferentes partes de los componentes del sistema de transmisión para que sean adaptados al auto eléctrico de la mejor manera y no cause problemas en su funcionamiento.
- Se ensambló los diferentes componentes del sistema de transmisión de tal manera que no produzca fallas o interferencias al momento de ponerse en marcha.
- Mediante las pruebas realizadas en carretera se determinó que la velocidad máxima que alcanza el auto eléctrico es de 45,36 km/h en condiciones normales con su máxima carga.
- Como el motor gira a 2600 rpm a 48 voltios y la relación de transmisión del diferencial es de 3,17 se tuvo que calcular la relación de transmisión del piñón como la rueda mayor que fue de 1,78 que es la ideal para que las revoluciones de salida sea la correcta.
- Al implementar el sistema de piñón rueda conductora se logró reducir las revoluciones de salida pero a la vez se aumenta el torque por lo que se permitió que el auto eléctrico soporte una carga mayor a los 600 kg.

4.2 Recomendaciones

- Para el diseño y construcción de un auto eléctrico se debe tener claro cual el proceso de fabricación para no tener inconvenientes al momento de la construcción.
- Al momento de retirar el motor para dar mantenimiento asegurarse que no esté conectado a las baterías ya que se puede producir un corto circuito.
- Antes de seleccionar los componentes del sistema de propulsión tener en cuenta varias alternativas de fabricantes que cumplan con las respectivas normas de calidad y diseño.
- El sistema de propulsión está diseñado y seleccionado para una carga máxima de dos pasajeros y por tal motivo no se podrá exceder este número ya que se podría quemar el motor.
- Se deberá cambiar el lubricante del diferencial por lo menos una vez al año que es lo que se recomienda.
- Se debe lubricar la cadena por baño ya que es la más recomendable para velocidades de hasta 12 m/s.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Antonio., C. Z. (2005). *Auto reciclado con tracción eléctrica para la ciudad de Santiago de Chile*. Chile: Universidad de Chile. Departamento de Ingeniería Eléctrica.
- [2] Bravo Feicán, F. A., & Crespo Iñiguez, D. A. (2012). *Implementación de un sistema de propulsión eléctrica a un vehículo liviano*. Cuenca: Universidad del Azuay. Facultad de Ciencia y Tecnología.
- [3] Cerpa Bernal, R. M., Mónico Muñoz, L. F., Cortés Ruiz, D. F., Mustafa Prieto, S. W., & Bonilla Candidata, A. (2016). *Selección del sistema de propulsión de un vehículo urbano con bajo consumo de combustible*. Bogota: Universidad de San Buena Aventura. Facultad de Ingeniería.
- [4] Antonio., C. Z. (2005). *Auto reciclado con tracción eléctrica para la ciudad de Santiago de Chile*. Chile: Universidad de Chile. Departamento de Ingeniería Eléctrica.
- [5] Bravo Feicán, F. A., & Crespo Iñiguez, D. A. (2012). *Implementación de un sistema de propulsión eléctrica a un vehículo liviano*. Cuenca: Universidad del Azuay. Facultad de Ciencia y Tecnología.
- [6] Cerpa Bernal, R. M., Mónico Muñoz, L. F., Cortés Ruiz, D. F., Mustafa Prieto, S. W., & Bonilla Candidata, A. (2016). *Selección del sistema de propulsión de un vehículo urbano con bajo consumo de combustible*. Bogota: Universidad de San Buena Aventura. Facultad de Ingeniería.
- [7] FABIÁN ANDRÉS BRAVO FEICÁN, F. A. (2012). *IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN ELÉCTRICA A UN VEHÍCULO LIVIANO*. CUENCA: UNIVERSIDAD DEL AZUAY. FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA. FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA.

- [8] Gutiérrez, J. A. (2013). *VEHÍCULO ELÉCTRICO: ANALISIS Y PROSPECTIVA DE FACTORES TECNOLÓGICOS Y ECONÓMICOS* . Valladolid: Universidad de Valladolid. Escuela de Ingenierías Industriales.
- [9] Martínez Escudero, M. A. (2017). *Propulsión en vehículos eléctricos* . Valladolid: Universidad de Valladolid. Escuela de Ingenierías Industriales.
- [10] Ortiz, D. (2017). *ADAPTACIÓN DE UN BUGGY CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A UN SISTEMA ELÉCTRICO*. Ambato: Universidad Tecnica de Ambato. Facultad de Ingenieria Civil y Mecanica. Ingenieria Mecanica.
- [11] Tesla. (2003). *Tesla, Inc.* (Tesla producciones) Recuperado el 24 de enero de 2018, de https://www.tesla.com/es_ES/
- [12] Valera, L. I. (19 de Julio de 1995). *UNIVERSIDAD ANTONIO DE NEBRIJA*. Recuperado el 27 de Enero de 2018, de http://www.nebrija.com/la_universidad/facultades/facultad-artes-letras/actividades/AulaPluriligie/articulos/LoretoRoas-coches-electricos.pdf
- [13] Vargas Fabre, J. A. (2012). *Conversión a Auto Eléctrico Basada en un Accionamiento Trifásico: Diseño, Modelación e Implementación*. SANTIAGO DE CHILE: UNIVERSIDAD DE CHILE. FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMATICAS. DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELECTRICA .
- [14] Vargas Shiguango, W. M. (2015). *Diseño y construcción del sistema de propulsión de un triciclo monoplaza eléctrico para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores*. Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga. Carrera de Ingeniería Automotriz.
- [15] Vilorio, J. R. (2014). *Motores de corriente continua*. Madrid: Paraninfo, SA 1.º edición .

[16] Zúñiga Larco, V. A. (2014). *Propuesta de las características técnicas de un vehículo electrónico para uso privado en Lima Metropolitana*. Lima: PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ. FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA.

[17] Nash, Frederick C. (18 de septiembre de 1980) [1970]. *Fundamentos de mecánica automotriz [Automotive fundamentals]*. Traducido por Ing. Juan José Blanco (12 edición). México .F.: Editorial Diana. p. 293.

[18] C. Riba y A. Molina. (2006, Julio 22). *Ingeniería Concurrente: Una metodología integradora*. Available:
<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/7851/Riba-Molina-2006Ingenier%C3%ADa%20concurrente...secci%C3%B3n%20I-v6.pdf>

[19] V. Castañeda Zeman, "Auto reciclado con tracción eléctrica para la ciudad de Santiago de Chile," Departamento de ingeniería eléctrica, Universidad de Chile Chile, 2005.

[20] L. Cassioli. (2007). *Capacidad de ascenso*. Available:
http://www.lemev.com/es_ES/index/comunidadver/id/70

[21] J. Larminie y J. Lowry. (2003). *Electric Vehicle Technology Explained*. Available: <http://ev-bg.com/wordpress1/wp-content/uploads/2011/08/electric-vehicle-technology-explained-2003-j-larminie.pdf>

[22] I. E. Cunalata Chuquiana. (2014, Diseño e implementación del tren motriz con motor eléctrico y transmisión CVT, para un vehículo biplaza plegable. Available: <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/9159/1/AC-ESPEL-MAI-0490.pdf>

[23] Supermakinas. (2013, Julio 22). *Autos para 3 personas completamente electricos*. Available: http://supermakinas.es.tl/17%BA_AUTOMOVILESSUPERLIVIANOS-ELECTRICOS.htm

[24] J. Belloni. (2009, Mayo 22). *Manual Básico de conversión de vehículos eléctricos*. Available:

http://www.autolibreelectrico.com/sitio/wpcontent/uploads/2010/09/Manual_Basico_de_Conversion.pdf

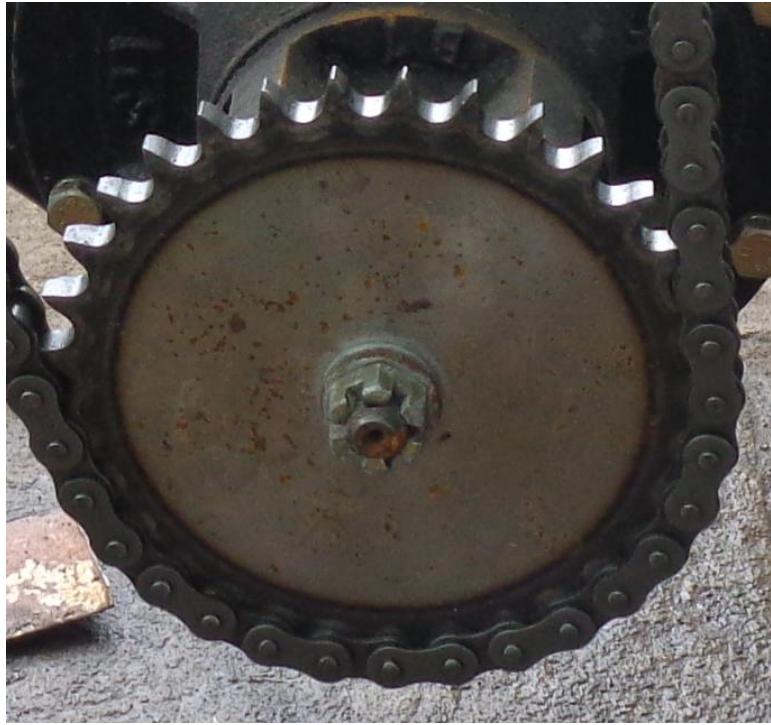
[25] H. Rodríguez Galbarro. (Julio 16). *Transmisión por Cadenas Cálculo y diseño*. Available: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

[26] R. Budynas, N. Keinth. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (pg. 417)

ANEXOS

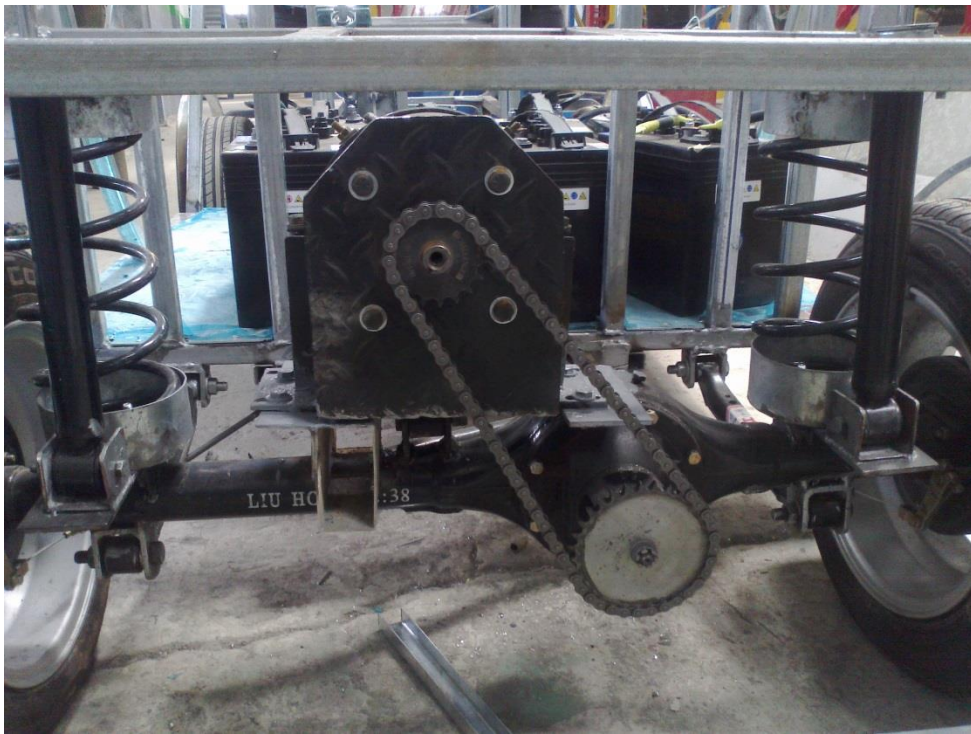
ELEMENTOS SELECCIONADOS







SISTEMA DE PROPULSIÓN ARMADO



ANEXO 1

Motenergy ME-1003 Brush-Type Permanent Magnet DC Motor



Description

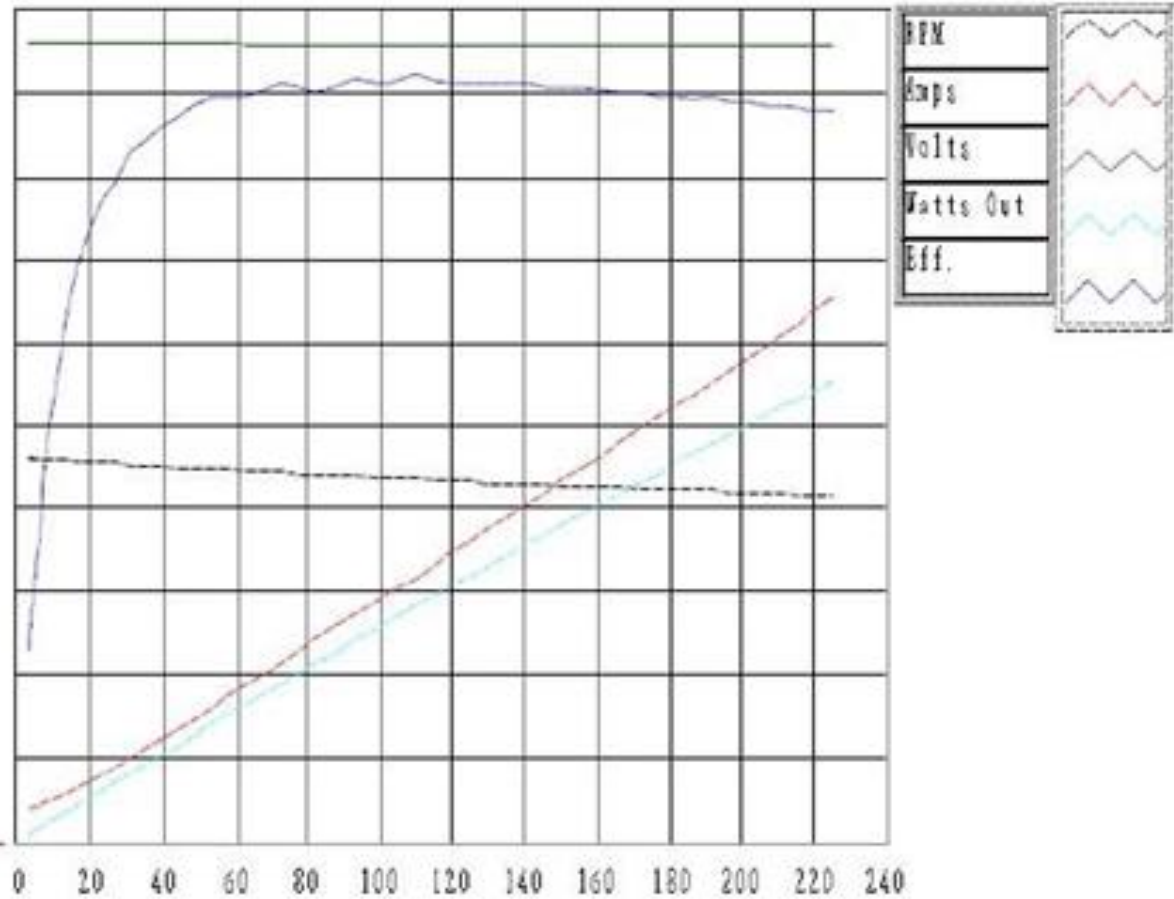
The ME1003 is a same motor as the ME0709 but it has a double brush set to handle 200 amps continuous. This ME1003 is a Brush-Type, Permanent Magnet DC motor with very high efficiency. For voltages from 12 to 72 VDC input and 200 amps continuous (500 amps for 1 minute) @ 72 Volts. Designed for battery operated equipment. For more information, see the Performance Information section. This motor has similar performance to the Lynch, Lemco, and AGNI motors.

Power	11.5KW continuous, 23KW Peak for 1 minute @ 72Volts
Voltage	12-72 Volts
Speed	3050 rpm at 72V Unloaded
Size	8" OD, 7.42" long (w/o shaft)
Shaft	7/8"x 1-5/8", 3/16" key Timed for counter-clockwise rotation (can be changed to clockwise)
Weight	36 Lb.

We recommend that you use an AXE7245 Controller with this motor & a solenoid that is rated for 400 amp continuous like the JCA-400 with the appropriate diode & pre-charge resistor.

NE1003 0005-CV 10.07.22

Eff.	Watts	Volts	Amps	RPM
1.00-	10000-	50-	200-	5000-
0.90-	9000-	45-	180-	4500-
0.80-	8000-	40-	160-	4000-
0.70-	7000-	35-	140-	3500-
0.60-	6000-	30-	120-	3000-
0.50-	5000-	25-	100-	2500-
0.40-	4000-	20-	80-	2000-
0.30-	3000-	15-	60-	1500-
0.20-	2000-	10-	40-	1000-
0.10-	1000-	5-	20-	500-
0.00-	0-	0-	0-	0-



Motenergy, Inc	Product Information ME1003	Rev.	
		Date:	05/03/11
		Check By:	JF

Motor Electrical Parameters

Electrical Parameter	Unit	Parameter
Operating Voltage Range	VDC	0 minimum to 96 maximum
Rated Continuous Current	ADC	200
Peak Current	ADC	500 (10 sec) 400 (30 sec), 300 (1 minute)
No Load Current (I_{no})	ADC	6 amps typical at neutral timing
Peak Stalled Current	Ams	500
Voltage Constant	V/RPM	0.02
Armature Resistance (L-L)	Ohm	0.01
Turns	Turns	1
Inductance	uH	93 at 120 Hz
Torque Constant	Nm/A	0.2
Maximum Continuous Power	KW	16 (96V), 14.3 (84V), 12.6 (72V)
Maximum Case Temperature	F	250

Motor Mechanical Parameters

Mechanical Parameter	Unit	Parameter
Rated Speed	RPM	3000 (at 72 VDC)
Maximum Speed	RPM	5000
Rated Torque	lb-in	39 (200 amps)
Continuous Stalled Torque	lb-in	20 (100 amps)
Peak Torque	Nm	98 (at 500 amps)
Operating Ambient Temperature	C	-40 to 40 (for these ratings)
Armature Inertia	kg cm ²	268
Motor Winding Insulation	Class	F
Max. Winding Operating Temperature	C	155
Shaft Configuration		See Drawing
Face Mounting Details		See Drawing
Tightening Torque for Terminals		See Drawing
Weight	lb	39
Direction of Rotation	I	Bi-directional fan (CCW Timed)
Storage Temperature	C	-30 to 150
Materials of Construction		Standard
Number of Brushes		16

ANEXO 2



COMPOSICIÓN DE LAS CADENAS DE RODILLO

Las Cadenas de Rodillos consisten en enlaces en serie de rodillos y pines.



RIVETED CHAIN



COTTERED CHAIN

Componentes de las Cadenas de Rodillos:



Piezas y Accesorios de las Cadenas de Rodillos.



Eslabón de unión con cierre elástico.

Eslabón de unión con pasadores.



Eslabón acodado simple.



Eslabón acodado doble.

CONSEJOS DE LUBRICACIÓN

Lubricación

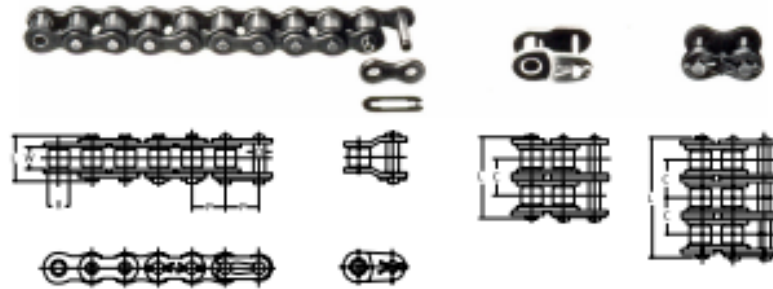
- Por goteo: Para cadenas que trabajan a una velocidad de 0,5 hasta 1,5 m/s.
- Por baño: Para cadenas que trabajan a una velocidad de 1,5 hasta 8 m/s.
- Por bomba: Para cadenas que trabajan a una velocidad de 8m/s hasta las RPM máximas.

El lubricante adecuado para una temperatura ambiente de 5° a 40° C, es el SAE 30.

Si se utilizan lubricantes no aptos, que normalmente son demasiado espesos como para poder penetrar en la articulación de la cadena, la articulación sufrirá una fricción seca. Además, en las articulaciones se producen espacios vacíos, que con el tiempo se llenan de agua condensada. La fricción y la corrosión de la superficie ocasionadas por el agua condensada son consecuencias inevitables.



CADENAS ESTANDAR DE RODILLOS • STANDARD ROLLER CHAINS ANSI B29. 1-1975



Dimensions in Inches and Pounds.

ANSI Chain Number	Chain Pitch P	Inner Width W	Roller Dia. D	d	L1	L2	Link Plate Thickness T	C	Approx. Weight (lbs./ft)	Tensile Strength Ave.(lbs.)	ANSI Chain Number
25	1/4	1/8	*.130	.090	.34	.37	.030	—	.084	875	25
25-2	1/4	1/8	*.130	.090	.59	.63	.030	.252	.163	1750	25-2
25-3	1/4	1/8	*.130	.090	.84	.88	.030	.252	.246	2625	25-3
35	3/8	3/18	*.200	.141	.50	.56	.050	—	.210	2100	35
35-2	3/8	3/18	*.200	.141	.90	.96	.050	.399	.450	4200	35-2
35-3	3/8	3/18	*.200	.141	1.31	1.36	.050	.399	.680	6300	35-3
40	1/2	5/16	.312	.156	.67	.72	.060	—	.410	4000	40
40-2	1/2	5/16	.312	.156	1.24	1.29	.060	.566	.800	8000	40-2
40-3	1/2	5/16	.312	.156	1.80	1.85	.060	.566	1.200	12000	40-3
40-4	1/2	5/16	.312	.156	2.37	2.42	.060	.566	1.600	16000	40-4
41	1/2	1/4	.306	.141	.57	.65	.050	—	.260	2400	41
50	5/8	3/8	.400	.200	.83	.89	.080	—	.680	6600	50
50-2	5/8	3/8	.400	.200	1.55	1.60	.080	.713	1.320	13200	50-2
50-3	5/8	3/8	.400	.200	2.26	2.31	.080	.713	1.980	19800	50-3

1. *Chains are rollerless - dimension shown is bushing diameter. Offset link of #25 is two pitch type.

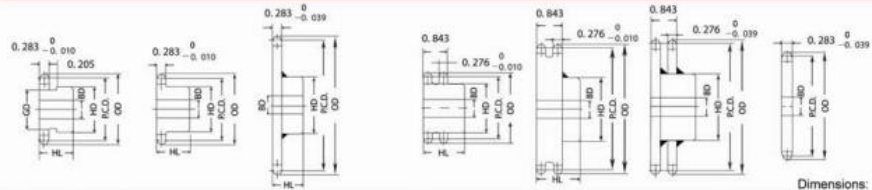
ANEXO 3

CATÁLOGO 2013

KANA

ENGRANAJES NK • NK SPROCKETS

NK 40 ANSI (ASA) STANDARD SPROCKETS



Dimensions: inch

No. of Teeth	Pitch Dia. (P.C.D.)	Out side Dia. (OD)	SINGLE B TYPE					DOUBLE B TYPE					SINGLE A TYPE			No. of Teeth		
			Bore (BD)		Hub		Approx. Weight (kg)	Materials	Bore (BD)		Hub		Approx. Weight (kg)	Materials	Bore (BD) Stock		Approx. Weight (kg)	Materials
			Stock	Max.	HD	HL			Stock	Max.	HD	HL						
9	1.462	1.67	0.35	0.63	*1.102	0.866	0.11		0.51	0.63	1.102	1.378	0.28		0.35	0.05		9
10	1.618	1.84	0.39	0.71	*1.260	0.866	0.14							0.39	0.05		10	
11	1.775	2.00	0.43	0.79	*1.417	0.866	0.19		0.51	0.63	1.181	1.378	0.30		0.43	0.09		11
12	1.932	2.17	0.43	0.87	*1.575	0.866	0.22		0.55	0.79	1.378	1.378	0.34		0.43	0.10		12
13	2.089	2.33	0.55	0.79	1.457	0.866	0.23		0.55	0.87	1.535	1.378	0.40		0.55	0.12		13
14	2.247	2.49	0.55	0.98	1.654	0.866	0.28		0.55	0.98	1.693	1.378	0.47		0.55	0.14		14
15	2.405	2.65	0.55	1.10	1.811	0.866	0.34		0.55	1.10	1.850	1.378	0.55		0.55	0.16		15
16	2.563	2.81	0.55	1.18	1.969	0.866	0.40		0.55	1.18	1.969	1.378	0.65		0.55	0.18		16
17	2.721	2.98	0.55	1.26	2.127	0.866	0.46		0.55	1.26	2.127	1.378	0.76		0.55	0.20		17
18	2.879	3.14	0.55	1.38	2.244	0.866	0.51	110	0.55	1.50	2.323	1.378	0.85		0.55	0.23		18
19	3.037	3.30	0.55	1.52	2.444	0.866	0.58	110	0.55	1.84	2.480	1.378	0.98		0.55	0.26		19
20	3.196	3.46	0.59	1.77	2.638	0.984	0.76	110	0.55	1.77	2.638	1.575	1.30	SAE 1040	0.59	0.29		20
21	3.355	3.62	0.59	1.89	2.795	0.984	0.85		0.55	1.77	2.677	1.575	1.30		0.59	0.30		21
22	3.513	3.78	0.59	2.01	2.953	0.984	0.95		0.55	1.89	2.835	1.575	1.50		0.59	0.35		22
23	3.672	3.94	0.59	2.01	3.031	0.984	1.00		0.55	2.01	2.992	1.575	1.60		0.59	0.38		23
24	3.831	4.10	0.59	1.65	2.480	0.984	0.84		0.55	2.17	3.150	1.575	1.80		0.59	0.40		24
25	3.989	4.26	0.59	1.65	2.480	0.984	0.88		0.71	2.24	3.07	1.575	2.00		0.59	0.45		25
26	4.148	4.42	0.59	1.65	2.480	0.984	0.92		0.71	2.36	3.485	1.575	2.20		0.59	0.49		26
27	4.307	4.57	0.59	1.65	2.480	0.984	0.96		0.71	2.36	3.622	1.575	2.30		0.59	0.50		27
28	4.466	4.74	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00		0.71	2.60	3.780	1.575	2.50		0.59	0.56		28
29	4.624	4.88	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00								0.59	0.56		29
30	4.783	5.06	0.59	1.65	2.480	0.984	1.10		0.71	2.60	3.937	1.575	2.80		0.59	0.63		30
31	4.942	5.20	0.59	1.77	2.677	1.102	1.20								0.59	0.65		31
32	5.101	5.38	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30		0.91	2.60	3.937	1.969	3.05		0.59	0.70		32
33	5.260	5.51	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30								0.59	0.75		33
34	5.419	5.67	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30								0.59	0.80		34
35	5.578	5.86	0.59	1.77	2.677	1.102	1.40		0.91	2.60	3.937	1.969	3.10	SAE 1040 (Welded Hub)	0.59	0.85	Mild Steel(SS41)	35
36	5.737	6.02	0.67	1.77	2.677	1.102	1.50		0.91	2.60	3.937	1.969	3.30	SAE 1040 (Welded Hub)	0.71	0.90	Mild Steel(SS41)	36
37	5.896	6.18	0.67	1.77	2.677	1.102	1.55								0.71	0.99		37
38	6.055	6.34	0.67	1.77	2.677	1.102	1.60		0.91	2.60	3.937	1.969	3.50	SAE 1040 (Welded Hub)	0.71	1.00	Mild Steel(SS41)	38

ENGRANAJE ACERO INOXIDABLE • STAINLESS STEEL SPROCKETS

KANA Stainless Sprockets are made of stainless steel (304-Stainless) and are ideal for applications where anticorrosive considerations against damp and chemicals are critical. They are recommended for use with KANA Stainless Roller Chains. Each size is immediately available from stock.



Material: SUS 304

Dimensions: inch

	No. of Teeth	Outside Dia (OD)		Pitch Dia (PCD)		Bore (BO)				Hub				App. We (kg)
		inch	mm	inch	mm	Min.		Max.		HD		HL		
						inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	
35SS	13	1.73	44	1.567	39.80	0.47	12	0.71	16	2.008	32	0.787	20	0
	14	1.85	47	1.685	42.81	0.47	12	0.71	16	2.047	32	0.787	20	0
	15	2.01	51	1.804	45.81	0.47	12	0.79	20	2.244	36	0.787	20	0
	16	2.13	54	1.922	48.82	0.47	12	0.79	20	2.441	37	0.787	20	0
	17	2.24	57	2.041	51.84	0.55	14	0.98	25	2.638	41	0.787	20	0
	18	2.36	60	2.159	54.85	0.55	14	0.98	25	2.835	44	0.787	20	0
	19	2.48	63	2.278	57.87	0.55	14	1.10	28	2.874	47	0.787	20	0
	20	2.60	66	2.397	60.89	0.55	14	1.18	30	2.874	50	0.787	20	0
	21	2.72	69	2.516	63.91	0.55	14	1.26	32	2.874	53	0.787	20	0
	22	2.83	72	2.635	66.93	0.55	14	1.38	35	2.874	56	0.787	20	0
	23	2.95	75	2.754	69.95	0.55	14	1.50	38	2.874	60	0.787	20	0
	24	3.07	78	2.873	72.97	0.55	14	1.26	32	2.874	53	0.866	22	0
	25	3.19	81	2.992	75.99	0.55	14	1.26	32	2.874	53	0.866	22	0
	26	3.31	84	3.111	79.02	0.55	14	1.26	32	2.874	53	0.866	22	0
	30	3.78	96	3.587	91.12	0.55	14	1.26	32	2.874	53	0.866	22	0
	32	4.02	102	3.828	97.18	0.55	14	1.26	32	2.874	53	0.866	22	0
	35	4.41	112	4.183	106.26	0.55	14	1.26	32	2.874	53	0.866	22	0
40	5.00	127	4.780	121.40	0.59	15	1.65	42	3.268	63	0.964	25	0	
40SS	-13	2.32	59	2.089	53.07	0.63	16	0.79	20	1.457	37	0.866	22	0
	14	2.48	63	2.247	57.07	0.63	16	0.98	25	1.654	42	0.866	22	0
	15	2.64	67	2.405	61.08	0.63	16	1.10	28	1.811	46	0.866	22	0
	16	2.80	71	2.563	65.10	0.63	16	1.18	30	1.969	50	0.866	22	0
	17	2.96	75	2.721	69.12	0.63	16	1.26	32	2.126	54	0.866	22	0
	18	3.15	80	2.880	73.14	0.63	16	1.38	35	2.244	57	0.866	22	0
	19	3.31	84	3.038	77.16	0.63	16	1.57	40	2.441	62	0.866	22	0
	20	3.46	88	3.196	81.18	0.67	17	1.77	45	2.638	67	0.964	25	0
	21	3.62	92	3.355	85.21	0.67	17	1.89	48	2.795	71	0.964	25	0
	22	3.78	96	3.513	89.24	0.67	17	2.01	51	2.953	75	0.964	25	0
	23	3.94	100	3.672	93.27	0.67	17	2.01	51	3.031	77	0.964	25	1
	24	4.09	104	3.831	97.30	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.964	25	0
	25	4.25	108	3.989	101.33	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.964	25	0
	26	4.41	112	4.148	105.36	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.964	25	0
	30	5.04	128	4.782	121.30	0.67	17	1.65	42	2.480	63	0.964	25	1
	32	5.39	137	5.101	129.57	0.67	17	1.77	45	2.677	68	1.102	28	1
	35	5.87	149	5.578	141.68	0.67	17	1.77	45	2.677	68	1.102	28	1
40	6.65	169	6.373	161.87	0.75	19	1.77	45	2.677	68	1.102	28	1	

- Shaded are indicated B Type and the rest indicate KB Type
- Sprockets other than those shown above are manufactured upon request.
- Bores, Keyways and Setscrews will be machined upon request.

TABLA I COMPONENTES CORONA Y PIÑÓN



KIT CORONA Y PIÑÓN	MODELO	PASO	REL.	CORONA	DIENTES	PIÑÓN	DIENTES
28447X	26	37-10	3.70	36939	37	36938	10
28891XX	26	39-09	4.11	37417	39	37416	9
23723XX	30	43-14	3.07	32934	43	32981	14
23770XX	30	43-13	3.31	32829	43	39828	13
23820XX	30	46-13	3.54	37864	46	37863	13
23773XX	30	41-11	3.73	37768	41	37767	11
23721XX	30	41-10	4.10	41547	41	41546	10
23719XX	30	41-09	4.56	39734	41	39733	9
23979XX	30	39-08	4.88	33431	39	33439	8
22106XX	44	43-14	3.07	30060	43	31492	14
23592XX	44	43-13	3.31	18426	43	32830	13
22856XX	44	46-13	3.54	18437	46	32171	13
22736XX	44	41-11	3.73	18515	41	32072	11
22745XX	44	45-11	4.09	18520	45	32073	11
753884XX	44	37-09	4.11	753883	37	753882	9
753878XX	44	47-11	4.27	753877	47	753876	11
(753968XX)	44	35-08	4.38	753967	35	753966	8
22105XX	44	50-11	4.55	186799	50	31491	11
753881XX	44	39-08	4.88	753880	39	753879	8
22404XX	44	43-08	5.38	18530	43	31766	8
75930XX	44-4	43-14	3.07	47334	43	46984	14
755344-43X	44-4	43-13	3.31	47340	43	47643	13
75866XX	44-4	38-11	3.17	47245	38	46744	12
75945XX	44-4	46-13	3.54	47362	46	46990	13
75741-43X	44-4	41-11	3.73	44765	41	46636	11
754116-42XX	44-4	41-12	3.42				

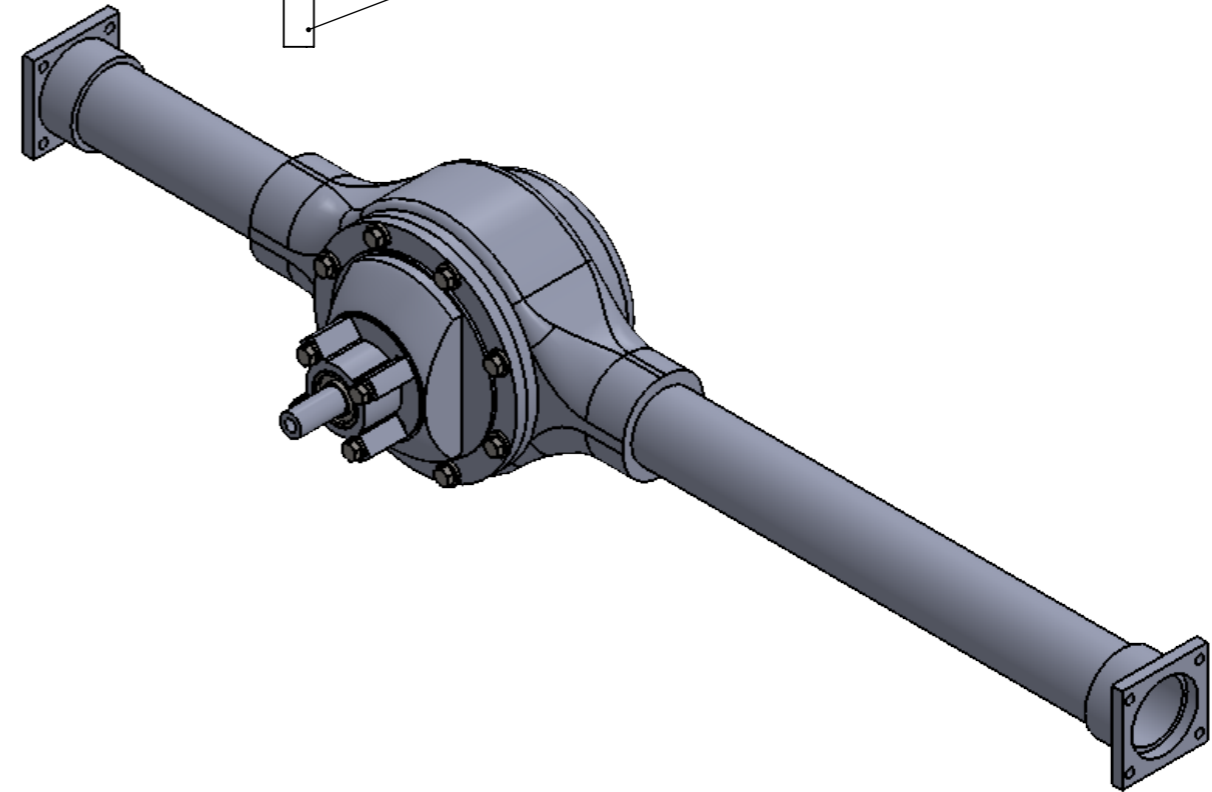
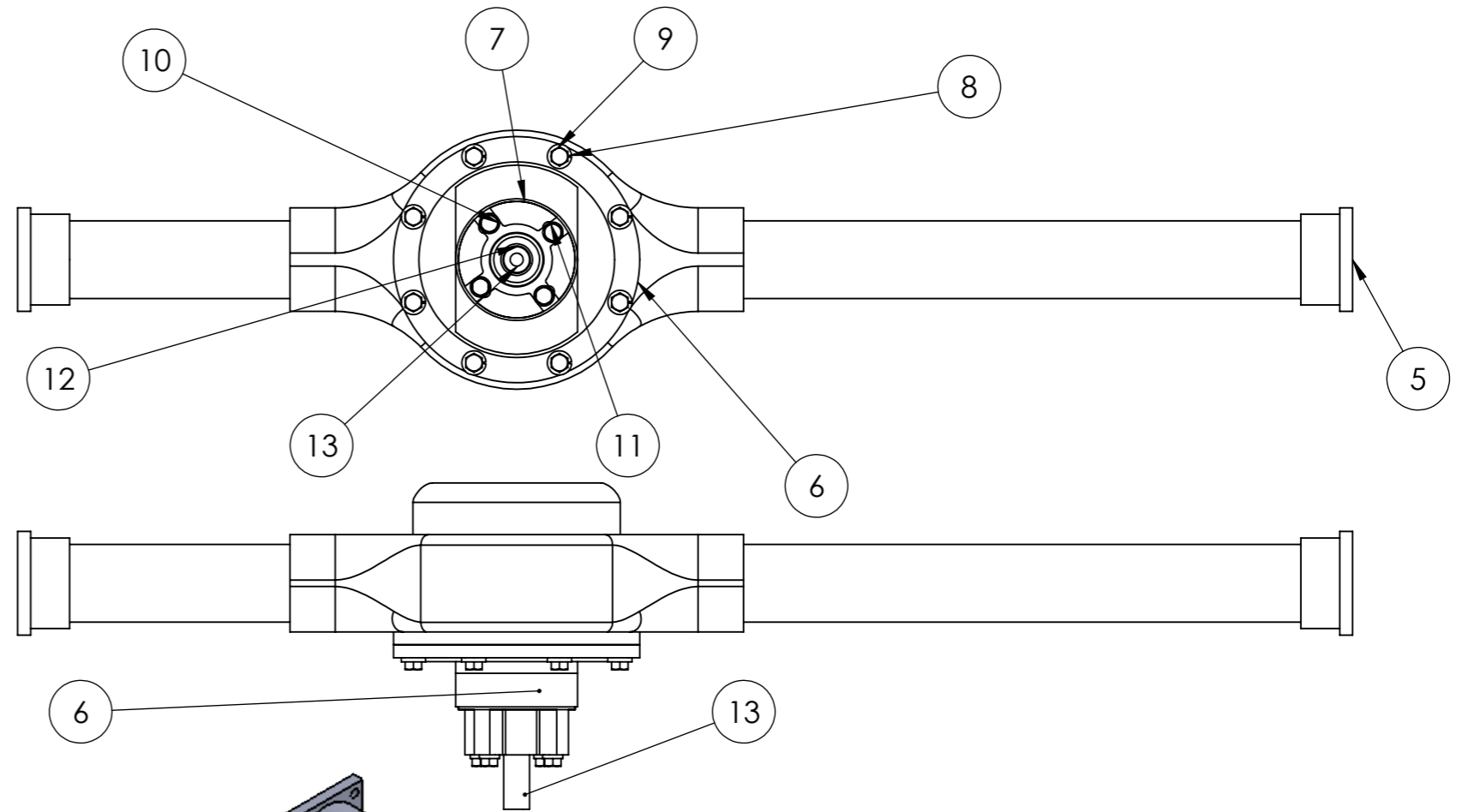
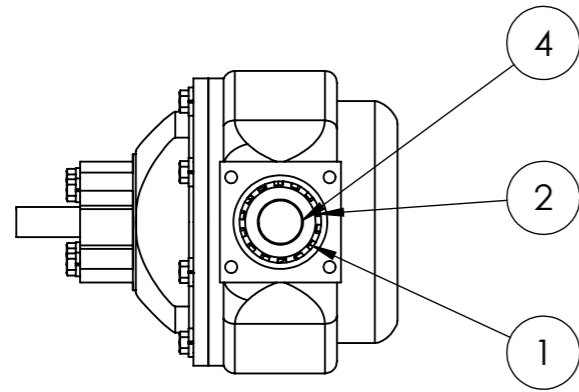
ANEXO 4 LUBRICANTE Mobilube HD LS 80W-90

Especificaciones y aprobaciones

Mobilube HD LS 80W-90 atiende o excede los requerimientos de:	
API GL-5	X

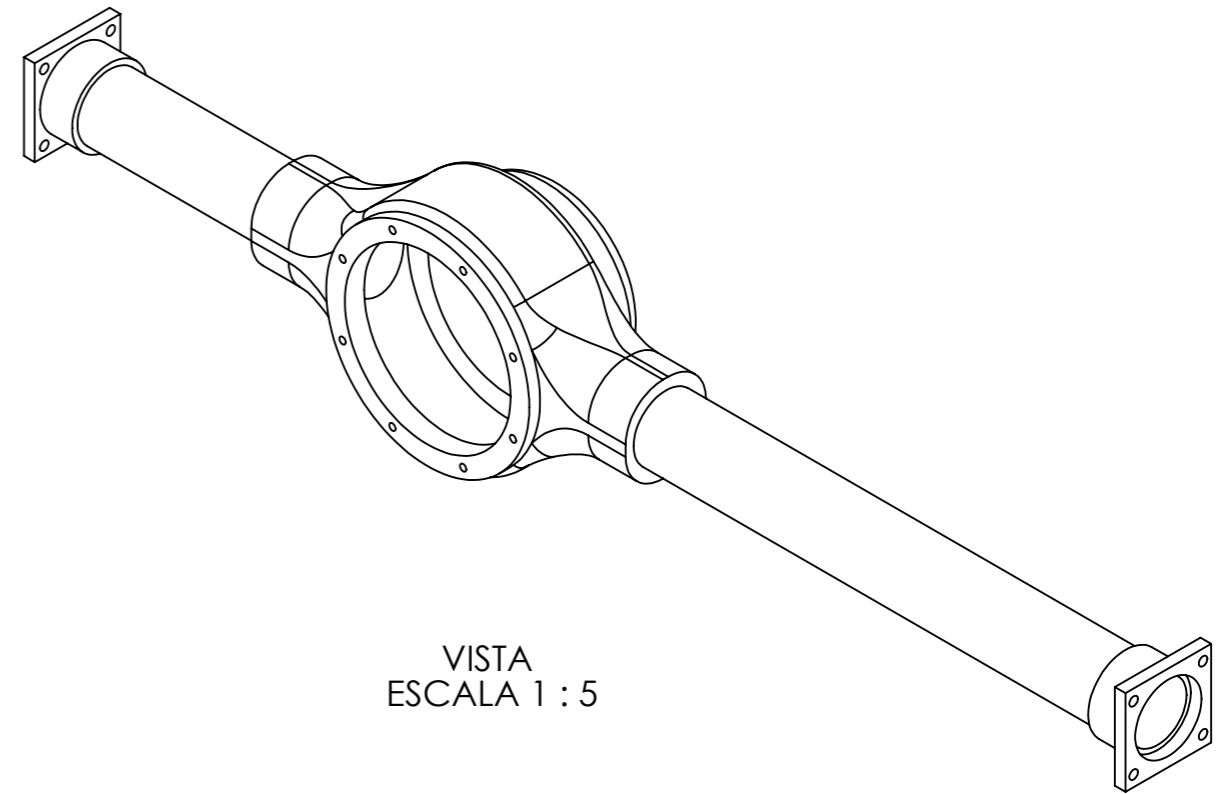
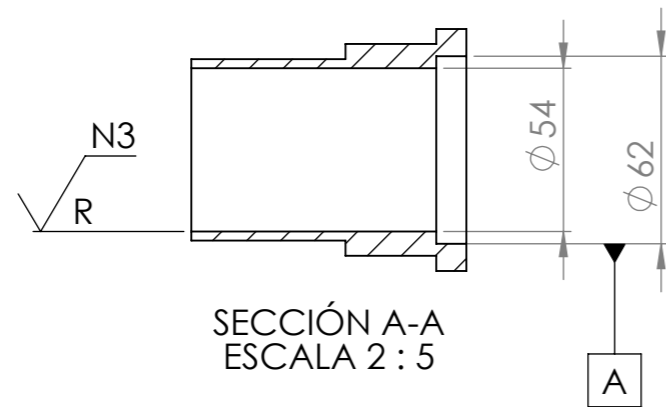
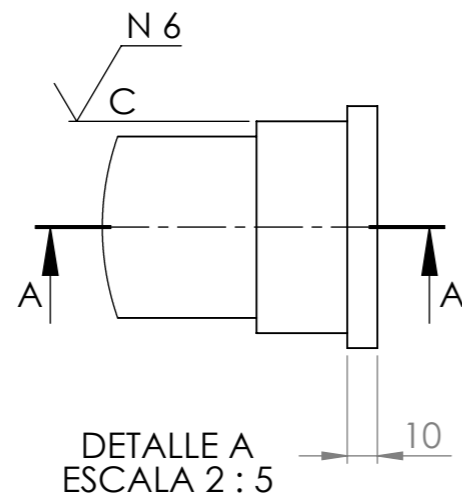
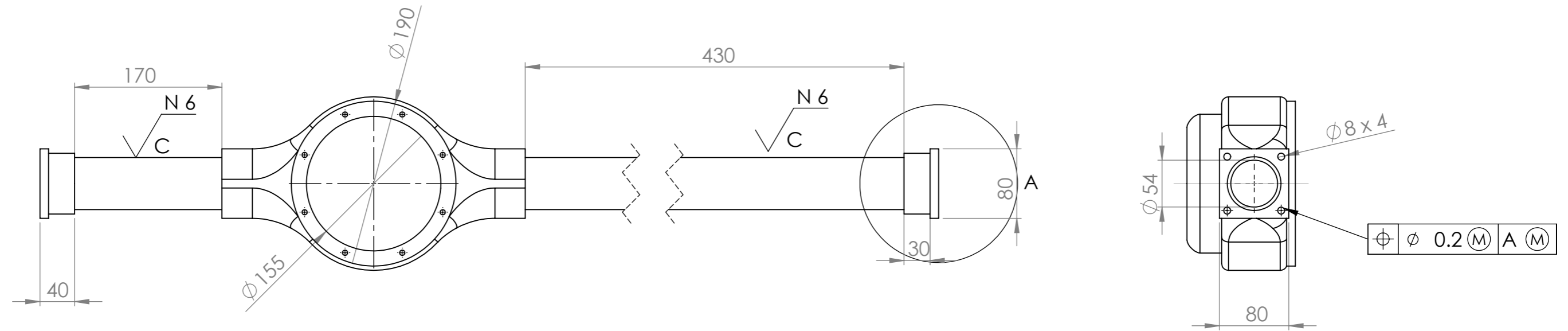
Propiedades típicas

Mobilube HD LS 80W-90	
Grado SAE	80W-90
Viscosidad, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	141
cSt @ 100°C	14.8
Índice de viscosidad, ASMT D 2270	105
Punto de escurrimiento, °C, ASTM D 97	-30
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	230
Densidad @ 15°C kg/l, ASTM D 4052	0.90



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ENGRANE 2		1
2	ENGRANE 1		2
3	EJE CORTO		1
4	EJE LARGO		1
5	CARCAZA		1
6	TAPA SUPERIOR		1
7	TAPA 2		1
8	lock washer spring extra duty_ai(Extra Duty LW 0.375)		8
9	hex bolt_ai(HBOLT 0.3125-24x0.3125x0.3125-N)		9
10	lock washer spring extra duty_ai(Extra Duty LW 0.3125)		4
11	hex bolt_ai(HBOLT 0.3125-24x0.375x0.375-N)		3
12	angular contact ball bearing_68_iso(ISO 15 ABB - 1020 - 12,SI,NC,12_68)		1
13	ACOPLE		1

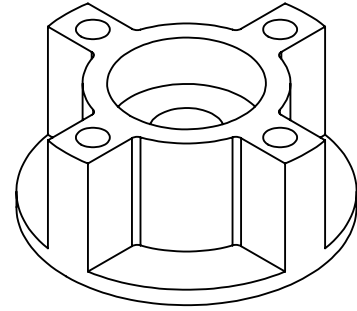
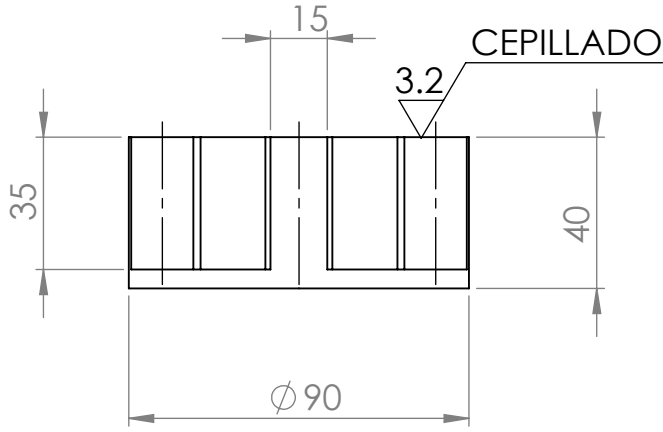
TOLERANCIA:		PESO:		MATERIAL:	
±1		gr		ASTM A 36 Acero	
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
DIBUJO: 20/4/2018		ROSETO DARWIN		LISTA DE MATERIAL	
REVISO: 20/4/2018		Ing. MG. Víctor Espín		ESCALA:	
APROBO: 04/05/2018		Ing. MG. Víctor Espín		1:50	
U.T.A.				N.º DE LAMINA	
INGENIERIA MECANICA				HOJA 1 DE 10	
EDICIÓN:		MODIFICACION:		REGISTRO:	
FECHA:		NOMBRE:		SUSTITUCION:	



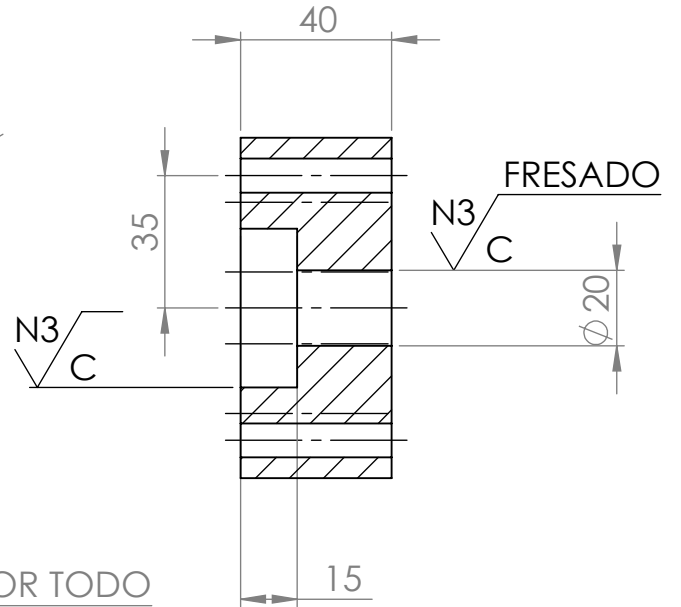
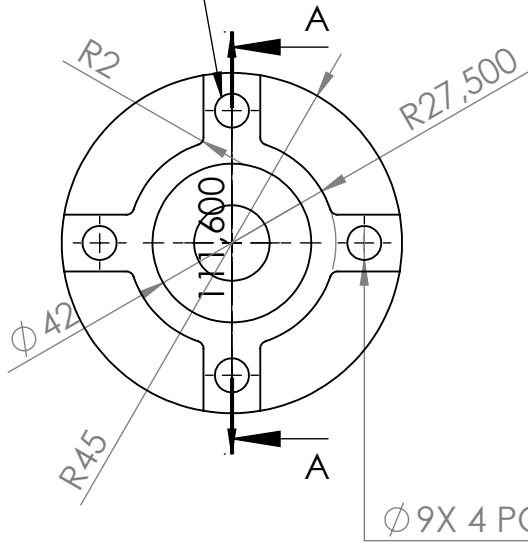
VISTA
ESCALA 1 : 5

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	gr	ASTM A36 Acero		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:		ESCALA:
				DIBUJO: 15/11/2010	Rosero - Lopez	CARCASA		1:50
				REVISO: 04/05/2018	Ing. MG. Víctor Espín			
				APROBO: 04/05/2018	Ing. MG. Víctor Espín			
				U.T.A.		N.º DE LAMINA	REGISTRO:	
				INGENIERIA MECANICA		HOJA 2 DE 10		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:		

N6



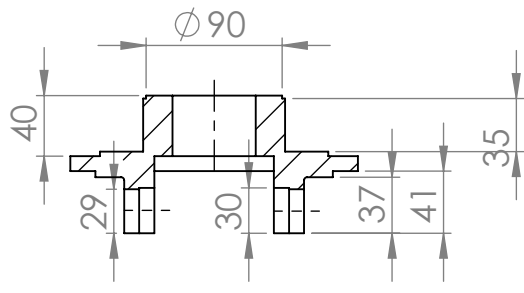
⊕ Ø 0.2 (M) A (M)



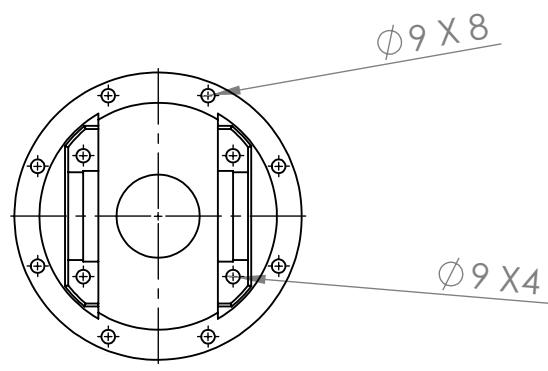
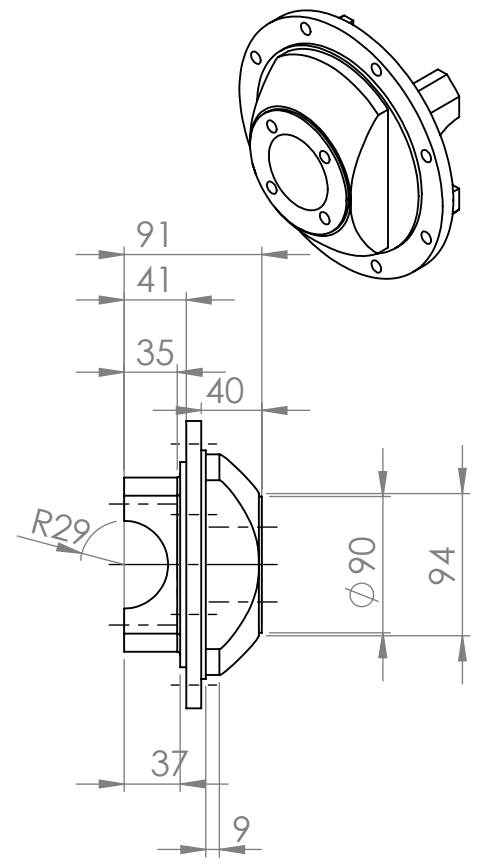
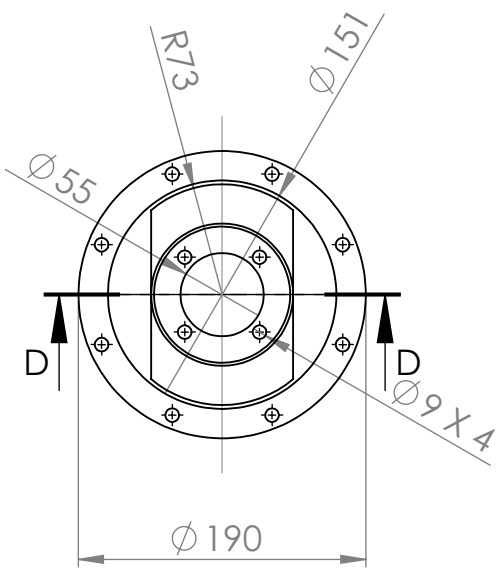
SECCIÓN A-A

Ø 9X 4 POR TODO

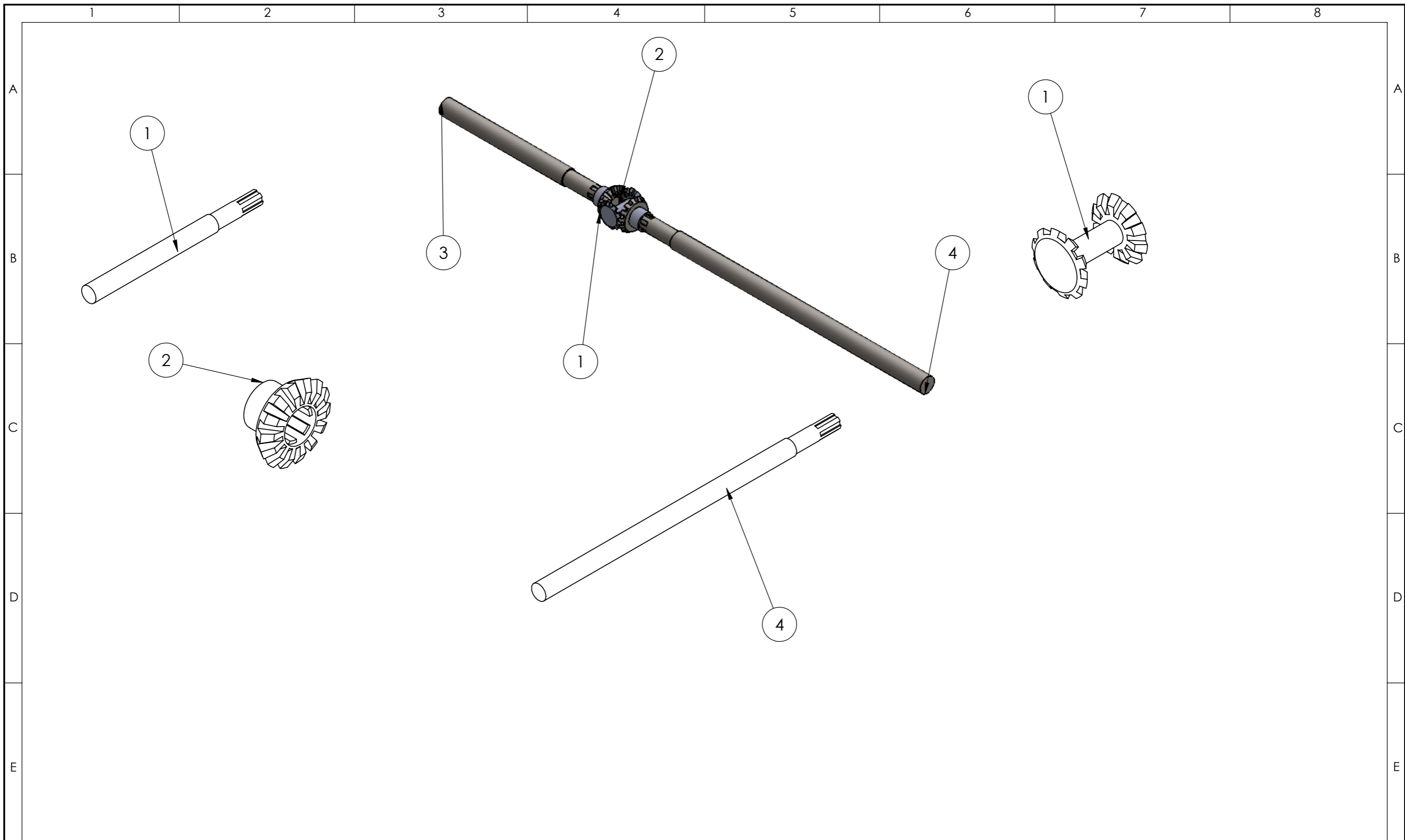
				TOLERANCIA: ±1	PESO: gr	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
						TÍTULO: TAPA 2	ESCALA: 1:2
				FECHA	NOMBRE		
				DIBUJO: 20/4/2018	Rosero- Lopez		
				REVISO: 04/05/2018	Ing. MG. Víctor Espín		
				APROBO: 04/05/2018	Ing. MG. Víctor Espín		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LAMINA HOJA 3 DE 10	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	



SECCIÓN D-D

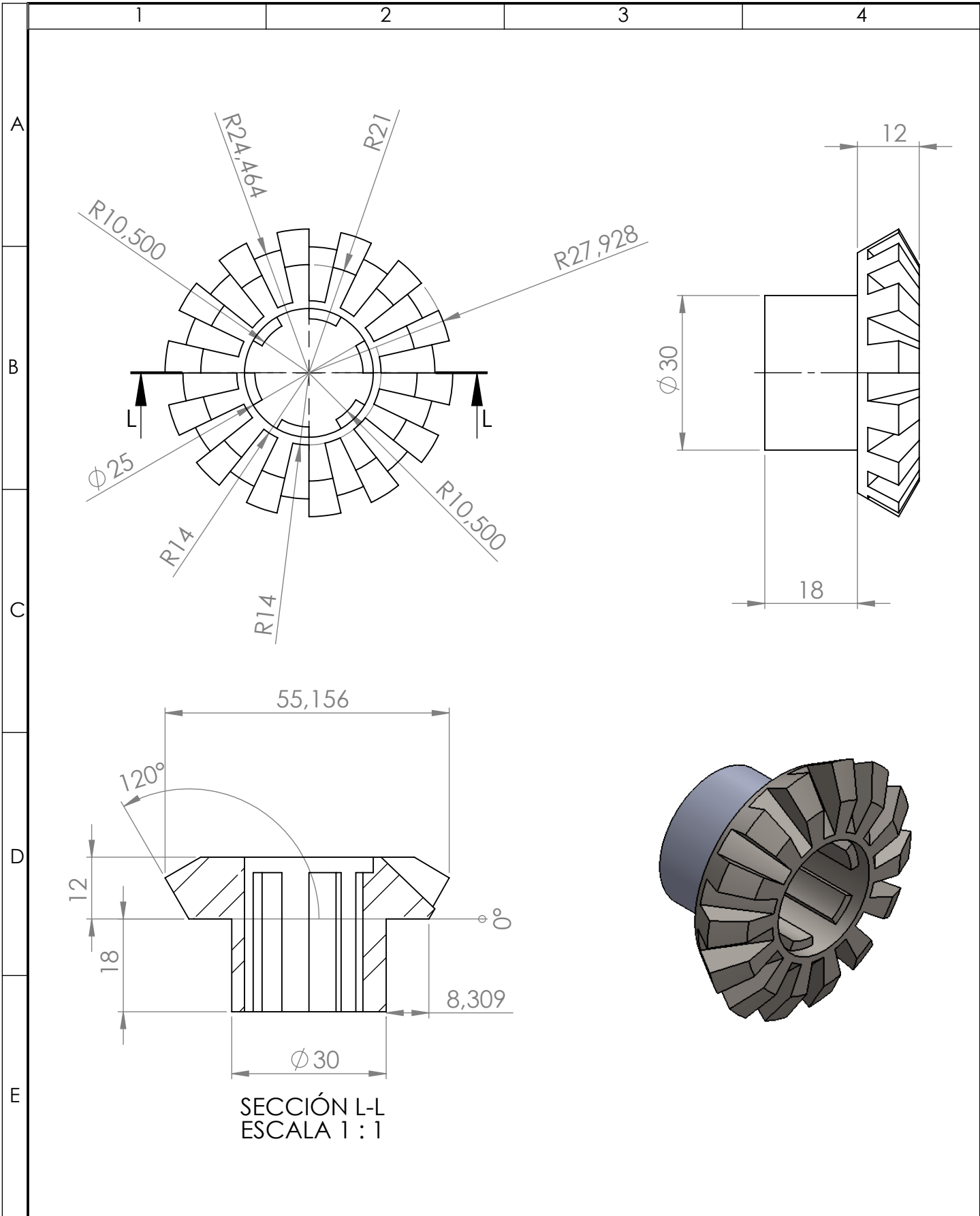


				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	gr	ASTM A36 Acero		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:	
				DIBUJO: 20/4/2018	Rosero- Lopez		TAPA SUPERIOR	1:5
				REVISO: 04/05/2018	Ing. MG. Víctor Espín			REGISTRO:
				APROBO: 04/05/2018	Ing. MG. Víctor Espín			
				U.T.A.		N.º DE LAMINA	REGISTRO:	
						HOJA 4 DE 10		
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:		



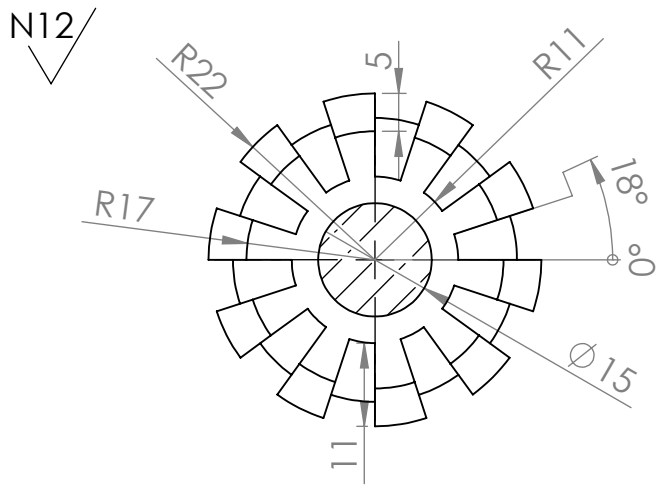
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ENGRANE 2	CHALLENGE (40-1B-18H)	1
2	ENGRANE 1	KANA 40B32	2
3	EJE CORTO		1
4	EJE LARGO		1

TOLERANCIA:		PESO:		MATERIAL:	
±1		gr		ASTM A 36 Acero	
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
DIBUJO: 20/4/2018		Rosero ; Lopez		ENSAMBLE RODILLOS	
REVISO: 20/4/2018		Ing.Mg.Victor Espin		ESCALA:	
APROBO: 04/05/2018		Ing.Mg.Victor Espin		1:50	
U.T.A.				N.º DE LAMINA	
INGENIERIA MECANICA				HOJA 5 DE 10	
EDICIÓN:		MODIFICACION:		FECHA:	
				NOMBRE:	
				SUSTITUCION:	
				REGISTRO:	

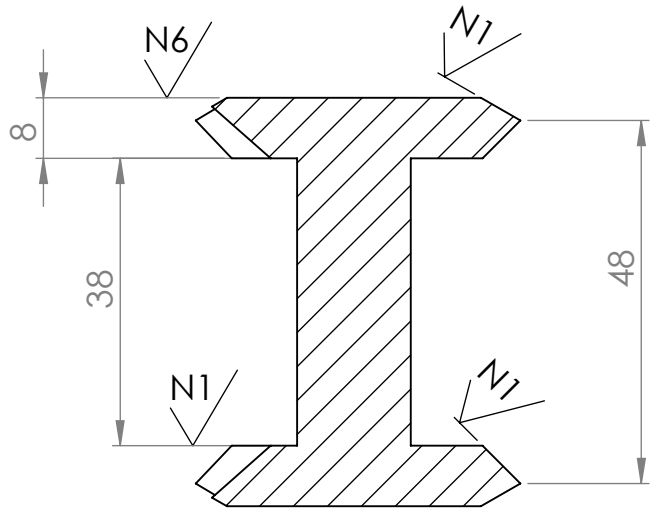
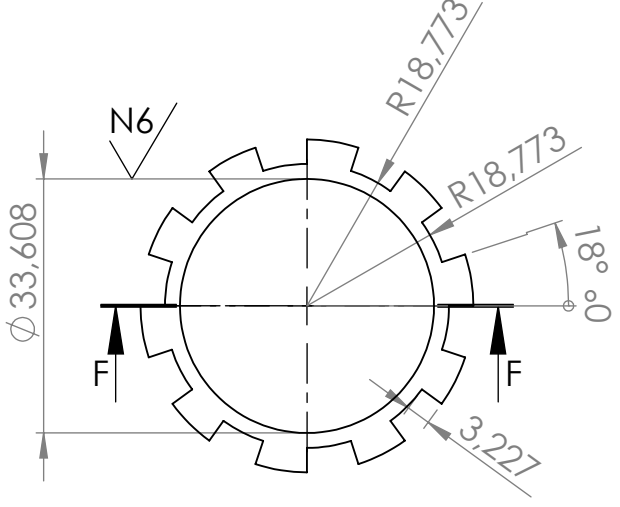
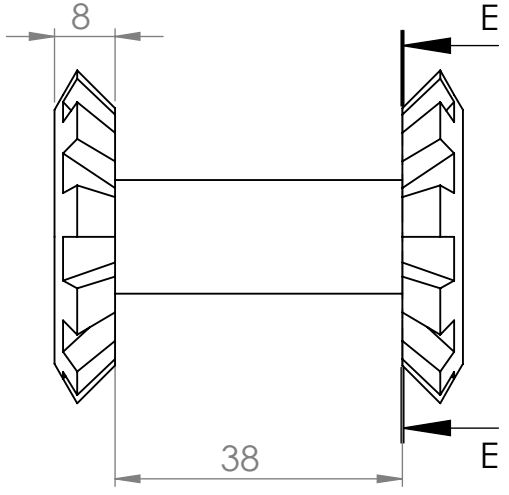


SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 1

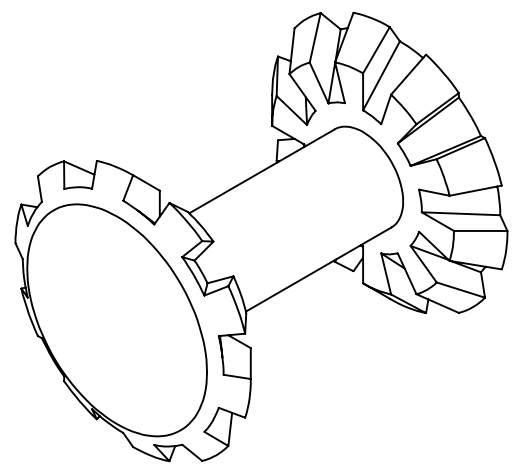
				TOLERANCIA: ±1	PESO: gr	MATERIAL: ASTM A 36 Acero	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: ENGRANE 1	ESCALA: 1:1
				DIBUJO: 25/4/2018	ROSERO; LOPEZ		REGISTRO:
				REVISO: 04/05/2018	Ing.Mg.Victor Espín		
				APROBO: 04/05/2018	Ing.Mg.Victor Espín	N.º DE LAMINA HOJA 6 DE 10	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	U.T.A. INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:	



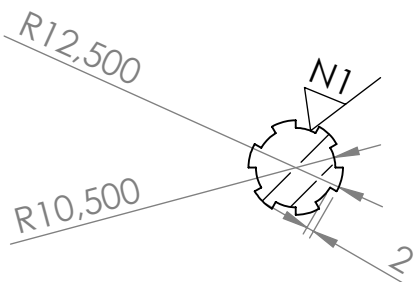
SECCIÓN E-E



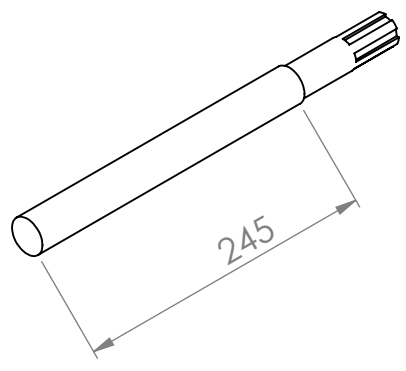
SECCIÓN F-F



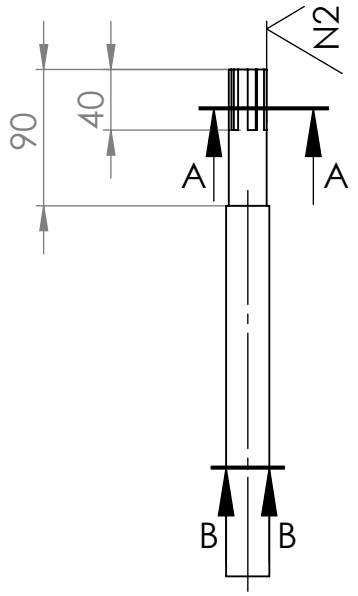
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	gr	ASTM A36 Acero		
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:	
				DIBUJO: 25/4/2018	ROSERO; LOPEZ		ENGRANE 2	1:1
				REVISO: 04/05/2018	Ing.Mg.Victor Espin			REGISTRO:
				APROBO: 04/05/2018	Ing.Mg.Victor Espin			
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LAMINA	HOJA 7 DE 10	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:		



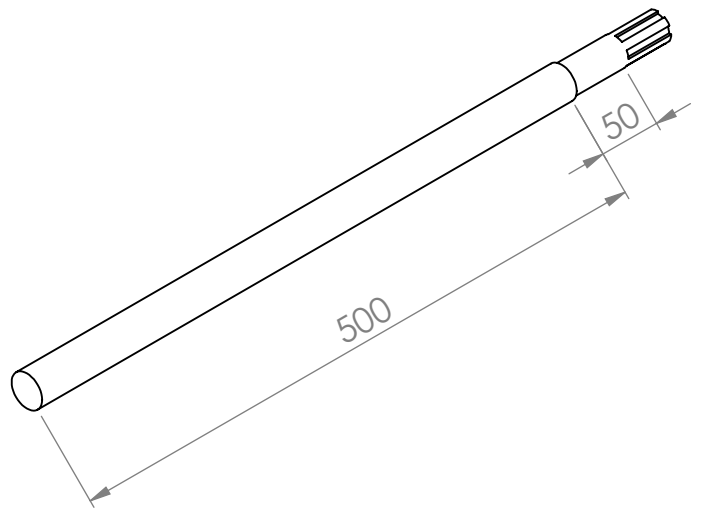
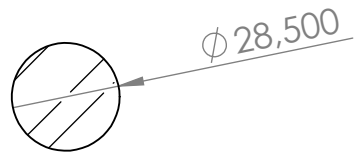
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



N6

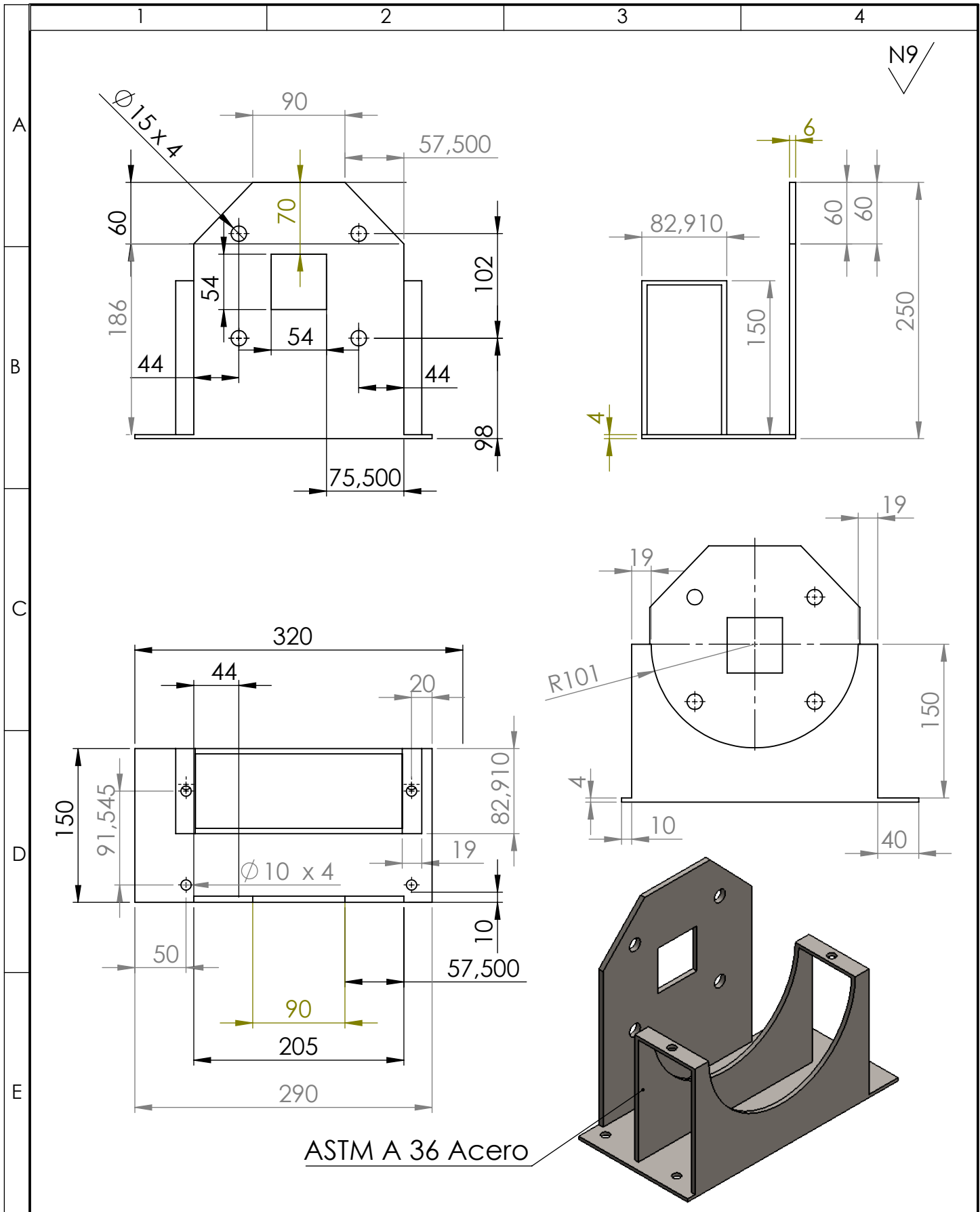


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EJE CORTO		1

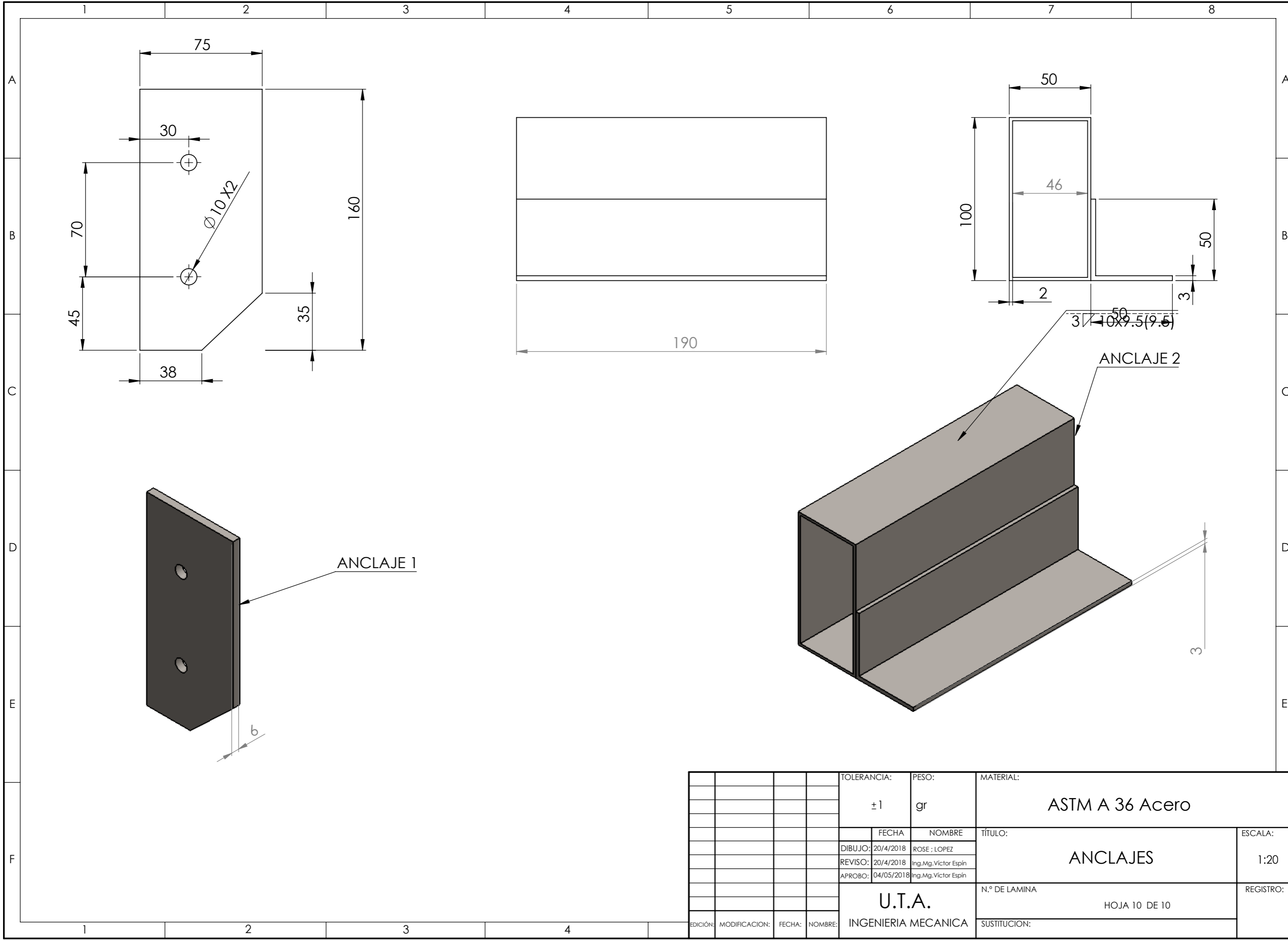
TOLERANCIA:		PESO:		MATERIAL:	
±1		gr		ASTM A36 Acero	
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
DIBUJO: 25/4/2018		ROSERO; LOPEZ		EJE CORTO Y LARGO	
REVISO: 04/05/2018		Ing.Mg.Victor Espin		ESCALA:	
APROBO: 04/05/2018		Ing.Mg.Victor Espin		1:5	
U.T.A.				N.º DE LAMINA	
INGENIERIA MECANICA				HOJA 8 DE 10	
EDICIÓN:		MODIFICACION:		SUSTITUCION:	
FECHA:		NOMBRE:		REGISTRO:	



ASTM A 36 Acero

				TOLERANCIA: ±1	PESO: gr	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
						TÍTULO: SOPORTE DEL MOTOR	ESCALA: 1:5
				FECHA	NOMBRE		
				DIBUJO: 26/4/2018	ROSERO- LOPEZ		
				REVISO: 04/05/2018	Ing.Mg.Victor Espín		
				APROBO: 04/05/2018	Ing.Mg.Victor Espín		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LAMINA HOJA 9 DE 10	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCION:	

N9



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	gr	ASTM A 36 Acero		
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJO:	20/4/2018	ROSE ; LOPEZ	ANCLAJES	1:20
				REVISO:	20/4/2018	Ing.Mg.Victor Espin		
				APROBO:	04/05/2018	Ing.Mg.Victor Espin		
				U.T.A.			N.º DE LAMINA	REGISTRO:
				INGENIERIA MECANICA			HOJA 10 DE 10	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCION:				