



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS
APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

TEMA:

“DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE ACOPLÉ ENTRE EL
MOTOR ELÉCTRICO Y LA CAJA DE CAMBIOS EN VEHÍCULOS
CONVERTIDOS A ELÉCTRICOS PARA MEJORAR LA EFICIENCIA
Y DURABILIDAD EN CONDICIONES DE ALTURA”

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

Línea de investigación: Producción industrial y tecnología sostenible

AUTORES:

Dávila Andrade Rodrigo Alexander

Meneses Valencia Esteban Xavier

DIRECTOR:

Ing. Ignacio Bayardo Benavides Cevallos, MSc.

Ibarra – Ecuador 2026



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1004726327		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Dávila Andrade Rodrigo Alexander		
DIRECCIÓN:	Andrade Marín/Antonio Ante/Imbabura/Ecuador		
EMAIL:	radavilaa@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	(06) 2605505	TELÉFONO MÓVIL:	0979182368
DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1004013692		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Meneses Valencia Esteban Xavier		
DIRECCIÓN:	Ibarra/Imbabura/Ecuador		
EMAIL:	exmenesesv@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	(06) 2607934	TELÉFONO MÓVIL:	0999894977

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	“Diseño y fabricación del sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios en vehículos convertidos a eléctricos para mejorar la eficiencia y durabilidad en condiciones de altura”
AUTOR (ES):	Dávila Andrade Rodrigo Alexander Meneses Valencia Esteban Xavier
FECHA: DD/MM/AAAA	18/03/2026
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	

PROGRAMA:	☒ PREGRADO ☐ POSGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERO AUTOMOTRIZ
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Víctor Montenegro, MSc. Ing. Ignacio Benavides, MSc.

2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 18 días del mes de marzo de 2026

EL AUTOR(ES):

(Firma).....
Nombre: Dávila Andrade Rodrigo Alexander

(Firma).....
Nombre: Meneses Valencia Esteban Xavier

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Ibarra, 18 de marzo de 2026

Ing. Ignacio Bayardo Benavides Cevallos, MSc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

CERTIFICA:

Haber revisado el presente informe final del trabajo de Integración Curricular, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.

(f)

Ing. Ignacio Bayardo Benavides Cevallos, MSc.

C.C.: 1002415949

APROBACIÓN DEL COMITÉ CALIFICADOR

El Comité Calificado del trabajo de Integración Curricular “Diseño y fabricación del sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios en vehículos convertidos a eléctricos para mejorar la eficiencia y durabilidad en condiciones de altura” elaborado por Dávila Andrade Rodrigo Alexander y Meneses Valencia Esteban Xavier, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz, aprueba el presente informe de investigación en nombre de la Universidad Técnica del Norte:

(f):.....

Ing. Ignacio Bayardo Benavides Cevallos, MSc.

C.C.: 1002415949

(f):.....

Ing. Victor Javier Montenegro Simancas, MSc.

C.C.: 1717035149

DEDICATORIA

Dedico este logro, principalmente, a mi madre Fer. Por cuidarme y brindarme tu amor incondicional no solo durante la carrera, sino toda la vida. Te amo infinitamente; gracias por tu apoyo constante y por darme el consejo exacto cuando más lo necesitaba.

A mi padre Marco, por ser el pilar fundamental de nuestra familia. Gracias por regalarme tantas sonrisas, por buscar siempre lo mejor para mí y por ayudarme a aligerar la carga cuando los problemas parecían superarme. Te amo.

A mi abue 'Charito', por ser ese refugio incondicional en el que siempre pude apoyarme, tanto en lo académico como en lo personal. Te amo y te agradezco por llenar mis días con tu alegría y tu chispa inigualable.

A mis primos Adrián, Andrés y Chris, por darme momentos tan divertidos y risas incontables. Valoro muchísimo nuestra unión, gracias por todo.

A mis amigos: Roberto, Rodrigo, Edison, Liz, Karol y Aleja. Por cada instante compartido en la universidad y por todas las anécdotas que nos llevamos de esta gran etapa. Los aprecio de verdad.

Y por último, pero no menos importante, a Dios. Por cada nuevo amanecer y por todas las oportunidades que me ha brindado para crecer y ser mejor persona a lo largo de mi formación profesional y de mi vida.

Esteban Xavier Meneses Valencia

DEDICATORIA

Este logro va dedicado a mis padres, Anita y Rodrigo, a mis hermanos, Jacky y Roberto. Gracias por su amor incondicional, su comprensión, su esfuerzo, su apoyo constante, sus palabras y la confianza que siempre han depositado en mí, ustedes me han guiado, corregido y enseñado que las caídas no son derrotas, recordándome siempre que **“el que persevera alcanza”**. Y hoy solo puedo decirles **“Gracias Totales”**, los amo.

A mi tío César, “Llallito”, gracias por guiarme, aconsejarme, corregirme y apoyarme siempre.

A mis abuelitas, Anita y Marcita, gracias por su cariño constante y por el orgullo que siempre han demostrado sentir por mí; y cómo olvidar a quienes, en el poco tiempo compartido, supieron guiarme e inculcarme valores y, sobre todo, el amor hacia mi familia: mis abuelitos Rodrigo y Alfonso.

A Kathe, mi confidente, gracias por tu apoyo incondicional y desinteresado, por tus consejos y por tu compañía constante.

Gracias a ti, Esteban, compañero de investigación y amigo incondicional desde el primer día de clases. Gracias por tu ayuda, tu dedicación y tu compromiso; gracias a tu apoyo y a nuestro trabajo conjunto hoy logramos esta meta.

A mi familia y amigos, gracias por su respaldo y apoyo, tanto en lo personal como en lo profesional.

Por ultimo y no por eso menos importante a Dios, por ser mi guía y mi confidente. Agradecido por cada persona que puso en mi camino y por cada día que me regaló para aprender de mis errores y convertirme en una mejor persona superándome día a día.

Rodrigo Alexander Dávila Andrade

AGRADECIMIENTO

Expresamos nuestro más profundo agradecimiento, en primer lugar, a nuestros padres. Su respaldo incondicional, tanto emocional como económico, ha sido el motor fundamental para poder culminar con éxito este proyecto.

Al Ing. Ignacio Benavides, nuestro tutor, por su valiosa guía, su disposición constante y su acertada dirección académica a lo largo de toda la investigación.

De igual manera, extendemos nuestra gratitud al Ing. Víctor Montenegro por su asesoría técnica y sus precisas observaciones, las cuales fueron clave para la correcta estructuración de este documento.

A la carrera de Ingeniería Automotriz, por la confianza al facilitarnos el vehículo empleado en la conversión, así como por brindarnos los recursos y el material de estudio necesarios para cumplir con los objetivos prácticos y didácticos de este trabajo.

Finalmente, a la Universidad Técnica del Norte, nuestra casa de estudios. Gracias por brindarnos los conocimientos, las oportunidades y las herramientas científicas para formarnos como profesionales íntegros en el campo automotriz.

Esteban Xavier Meneses Valencia

Rodrigo Alexander Dávila Andrade

RESUMEN

La conversión de vehículos de combustión interna a eléctricos requiere soluciones de ingeniería precisas para garantizar la transmisión de potencia, especialmente en zonas geográficas de altura donde las condiciones ambientales desafían la gestión térmica y mecánica. El presente trabajo tuvo como objetivo diseñar y fabricar un sistema de acople rígido entre un motor eléctrico de inducción y la caja de cambios original de un Chevrolet Corsa 1.4L, con el fin de optimizar la eficiencia y durabilidad operativa a 2800 m.s.n.m. La metodología empleó un enfoque mixto que inició con el levantamiento dimensional y modelado CAD, seguido de validaciones numéricas mediante análisis de elementos finitos (FEA) estáticos, dinámicos y térmicos para la selección del acero AISI 4140 bonificado, y finalizó con la manufactura de precisión y pruebas experimentales en la ruta Ibarra-Zuleta. Los resultados obtenidos demostraron un factor de seguridad mínimo de 2.72 ante cargas de torque pico, una ausencia total de resonancia vibratoria al operar lejos de la frecuencia natural de 504 Hz y una estabilidad térmica real de 70°C, validando una eficiencia de transmisión mecánica teórica superior al 97%. Se concluye que el sistema desarrollado asegura la integridad estructural y la fiabilidad operativa requerida, constituyendo una solución técnica viable para la electromovilidad en entornos andinos.

Palabras clave: Vehículo eléctrico, sistema de acople, eficiencia mecánica, elementos finitos, diseño CAD, condiciones de altura.

ABSTRACT

The conversion of internal combustion vehicles to electric ones requires precise engineering solutions to guarantee power transmission, especially in high-altitude geographic zones where environmental conditions challenge thermal and mechanical management. The objective of this work was to design and manufacture a rigid coupling system between an induction electric motor and the original gearbox of a Chevrolet Corsa 1.4L, in order to optimize operational efficiency and durability at 2800 m.a.s.l. The methodology used a mixed approach that began with dimensional surveying and CAD modeling, followed by numerical validations through static, dynamic, and thermal finite element analysis (FEA) for the selection of quenched and tempered AISI 4140 steel, and concluded with precision manufacturing and experimental tests on the Ibarra-Zuleta route. The results obtained demonstrated a minimum safety factor of 2.72 under peak torque loads, a total absence of vibratory resonance by operating far from the natural frequency of 504 Hz, and a real thermal stability of 70°C, validating a theoretical mechanical transmission efficiency of over 97%. It is concluded that the developed system ensures the structural integrity and operational reliability required, constituting a technically viable solution for electromobility in Andean environments.

Keywords: Electric vehicle, coupling system, mechanical efficiency, finite elements, CAD design, high altitude conditions.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO I	21
1.1. Problema de investigación.	21
1.1.1. Problemática por investigar	21
1.2. Objetivos	22
1.2.1. Objetivo general.....	22
1.2.2. Objetivos específicos.....	22
1.3. Formulación del problema de investigación. (alcance y delimitación).....	22
1.4. Justificación.....	23
1.5. Hipótesis o preguntas de investigación.....	24
CAPÍTULO II	25
2.1. Antecedentes:.....	25
2.2. Motores eléctricos:	26
2.2.1. Tipos de motores eléctricos aplicables a vehículos.....	26
2.2.1.1. Motores de corriente continua (DC):.....	27
2.2.1.2. Motores de inducción:	27
2.2.1.3. Motores síncronos de imanes permanentes (Brushless AC):.....	27
2.2.1.4. Motores de reluctancia combinada:	27
2.2.1.5. Motores Brushless DC:	28
2.2.2. Principios de funcionamiento.	28
2.2.3. Criterios de selección.....	28
2.3. Transeje:	29

2.3.1.	Principios de funcionamiento en vehículos eléctricos.....	29
2.3.2.	Modificaciones necesarias para integración en vehículos eléctricos.....	30
2.3.3.	Desafíos de acoplamiento y alineación con motores eléctricos.	31
2.4.	Acople	31
2.4.1.	Principios de funcionamiento.	31
2.4.2.	Criterios de selección.....	32
2.5.	Materiales y técnicas de fabricación para sistemas de acople.....	33
2.5.1.	Materiales utilizados en sistemas de acople.....	33
2.5.2.	Técnicas de fabricación aplicables	33
2.5.3.	Selección de materiales para condiciones de altura	34
2.6.	Factores de diseño que afectan la eficiencia.....	35
2.7.	Estrategias para mejorar la durabilidad	36
2.9.	Interacción entre el motor eléctrico y la transmisión.....	37
2.10.	Consideraciones térmicas en el ensamblaje.....	38
2.11.	Pruebas de funcionamiento	39
2.11.1.	Impacto en la experiencia del usuario y en la durabilidad del sistema.....	39
2.11.2.	Métodos para mitigación de NVH en sistemas eléctricos y mecánicos.	39
2.12.	Diseño y fabricación de un sistema de acople para condiciones de altura.....	40
2.12.1.	Requerimientos específicos para condiciones de altura	40
CAPÍTULO III.....		41
3.1.	Enfoque Metodológico	41
3.2.	Fase 1: Definición de Parámetros y Condiciones de Frontera	41

3.3.	Fase 2: Diseño Mecánico y Modelado Computacional.....	42
3.4.	Fase 3: Validación Numérica (Simulación FEA).....	43
3.4.1.	Análisis Estático Estructural.....	43
3.4.2.	Análisis Dinámico Vibracional	44
3.4.3.	Validación Térmica	45
3.5.	Fase 4: Planificación de la Manufactura	45
3.6.	Fase 5: Protocolo de Validación Experimental	46
3.6.1.	Verificación Dimensional y de Montaje.....	46
3.6.2.	Configuración del Perfil del Controlador	47
3.6.3.	Instrumentación	47
3.6.4.	Definición de la Ruta y Condiciones de Carga.....	48
3.6.5.	Medición Empírica de Torque en Dinamómetro	48
3.6.6.	Protocolo de Verificación Analítica del Torque.....	49
3.6.7.	Evaluación Cualitativa NVH y Seguridad.....	50
CAPÍTULO IV		51
4.1.	Definición de Parámetros y Diseño Mecánico	51
4.1.1.	Selección Tecnológica y Entorno Operativo	51
4.1.2.	Especificaciones Técnicas del Sistema.....	52
4.1.3.	Modelado Geométrico (CAD) y Materiales	53
4.1.4.	Ensamble Virtual y Verificación de Alineación.....	54
4.2.	Validación Estructural (FEA Estático).....	56
4.2.1.	Configuración del Análisis	57

4.2.2.	Resultados de Esfuerzo y Deformación.....	57
4.2.3.	Optimización de Torque de Apriete en Uniones	60
4.3.	Análisis Dinámico y Térmico	62
4.3.1.	Análisis Modal (Frecuencias Naturales).....	62
4.3.2.	Análisis de Respuesta Armónica	63
4.3.3.	Análisis Térmico	66
4.4.	Fabricación Del Prototipo Y Montaje Experimental.....	67
4.4.1.	Preparación De Planos Técnicos	67
4.4.1.1.	Especificaciones De Materiales Y Tolerancias.....	67
4.4.1.2.	Descripción De Los Planos Constructivos	68
4.4.2.	Fabricación De Componentes Y Selección De Procesos.....	70
4.4.2.1.	Manufactura De La Carcasa De Acople	70
4.4.2.2.	Mecanizado del Eje de Acople	72
4.4.3.	Ensamble Y Pruebas Preliminares De Montaje.....	73
4.4.3.1.	Verificación De Ajuste Entre Acople Y Carcasa	73
4.4.3.2.	Montaje Del Tren De Potencia E Integración Final	74
4.5.	Validación Operativa Y Pruebas De Ruta	76
4.5.1.	Protocolo de pruebas y configuración del sistema	76
4.5.1.1.	Perfil de configuración del controlador.....	76
4.5.1.2.	Instrumentación	76
4.5.1.3.	Definición de la Ruta de Prueba	77
4.5.2.	Validación de la Capacidad de Torque y Eficiencia Mecánica	78
4.5.2.1.	Modelo Dinámico y Verificación Analítica en Ruta.....	78
4.5.2.2.	Cálculo Analítico del Torque en Pendiente Crítica.....	79
4.5.2.3.	Cálculo del Torque Efectivo Transmitido y Validación Empírica	80
4.5.2.4.	Evaluación de Torque Efectivo en Dinamómetro de Chasis	80

4.5.2.5.	Validación De Integridad Mecánica	81
4.5.3.	Análisis del Comportamiento Térmico Operativo en Ruta	82
4.5.3.1.	Registro De Datos De Telemetría.....	83
4.5.3.2.	Interpretación Y Validación De Resultados Térmicos.....	84
4.5.4.	Evaluación Cualitativa De Vibraciones E Integridad Mecánica	84
4.5.4.1.	Evaluación sensorial en ruta (Criterio NVH)	84
4.5.4.2.	Análisis de frecuencias y prevención de resonancia	85
CAPÍTULO V.....		86
5.1.	Análisis del Comportamiento Mecánico (Validación Estática y de Eficiencia)	86
5.1.1.	Integridad Estructural y Factor de Seguridad	86
5.1.2.	Validación de la Eficiencia de Transferencia	86
5.1.3.	Resistencia al Desgaste.....	87
5.2.	Análisis del Comportamiento Dinámico y Fatiga	87
5.3.	Análisis de la Gestión Térmica (Estabilidad Metalúrgica).....	88
5.4.	Análisis de Manufactura y Precisión Dimensional	88
5.5.	Validación del Desempeño en Ruta (Capacidad de Torque Real)	89
CONCLUSIONES.....		90
RECOMENDACIONES		92
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.		94
ANEXOS.....		98
ANEXO A: Resultados de Frecuencias Naturales.....		98
ANEXO B: Planos Técnicos De Fabricación.....		98
ANEXO C: Extractos De Normativas Técnicas.		103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparación entre acoples rígidos, flexibles y con amortiguamiento torsional.	51
Tabla 2. Parámetros ambientales críticos para el diseño.....	52
Tabla 3. Especificaciones del vehículo base.	52
Tabla 4. Especificaciones del Motor Eléctrico.	52
Tabla 5. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados.	54
Tabla 6. Resultados obtenidos.....	57
Tabla 7. Frecuencias de excitación y armónicos operativos del motor eléctrico.....	62
Tabla 8. Modos de vibración relevantes del sistema acoplado.	62
Tabla 9. Respuesta dinámica del sistema a frecuencias operativas.....	63
Tabla 10. Parámetros de configuración para simulación térmica en altura.	66
Tabla 11. Parámetros más importantes.	76
Tabla 12. Distribución de la masa total del vehículo de prueba.	78
Tabla 13. Matriz de evaluación cualitativa de integridad mecánica.	85

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Figura 1.....	29
Figura 2.....	30
Figura 3.....	31
Figura 4.....	32
Figura 5.....	35
Figura 6.	36
Figura 7.....	37
Figura 8.....	38
Figura 9.	53
Figura 10.	54
Figura 11.	55
Figura 11.b.	55
Figura 12.	58
Figura 13.	58
Figura 14.	59
Figura 14.b.	59
Figura 15.	60
Figura 16.	60
Figura 17.	61
Figura 18.	61
Figura 19.	63

Figura 20.	64
Figura 21.	64
Figura 22.	65
Figura 23.	65
Figura 24.	66
Figura 25.	67
Figura 26.	68
Figura 27.	69
Figura 28.	69
Figura 29.	70
Figura 30.	71
Figura 31.	72
Figura 32.	73
Figura 33.	74
Figura 34.	75
Figura 35.	75
Figura 36.	77
Figura 37.	81
Figura 38.	83

ÍNDICE DE ECUACIONES

Formula 1	49
Formula 2	49
Formula 3	49
Formula 4	50
Formula 5	50
Formula 6	80

LISTA DE SIGLAS

CAD. Diseño asistido por computadora

FEA. Análisis por elementos finitos

ODS. Objetivos de desarrollo sostenible

NVH. Ruido, vibraciones y aspereza

DC. Corriente directa

AC. Corriente alterna

VE. Vehículos eléctricos

Brushless AC: Motores síncronos de imanes permanentes

LPBF. Fusión por lecho de polvo laser

TiC. Carburo de titanio

CFRT. Polímeros reforzados con fibra de carbono

CNT. Nano tubos de carbono

EVDC. Ciclos de conducción de vehículos eléctricos

ZAC. Zona Afectada por el Calor

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Tema

Diseño y fabricación del sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios en vehículos convertidos a eléctricos para mejorar la eficiencia y durabilidad en condiciones de altura.

El problema

1.1. Problema de investigación.

1.1.1. Problemática por investigar

La transición hacia vehículos eléctricos es una tendencia creciente a nivel global, impulsada por la necesidad de reducir las emisiones de gases contaminantes y mejorar la eficiencia energética. En este contexto, la conversión de vehículos con motores de combustión interna a eléctricos se ha convertido en una alternativa viable. Sin embargo, dicha conversión presenta múltiples desafíos técnicos, especialmente en lo que respecta al acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios de los vehículos originales. Este desafío se intensifica en ciudades de altura, donde las condiciones de operación son más exigentes debido a la menor densidad de oxígeno y el efecto sobre la gestión térmica.

Uno de los problemas principales en estas conversiones es asegurar una transferencia eficiente de torque entre el motor eléctrico y la caja de cambios. La falta de alineación precisa entre estos componentes puede generar vibraciones significativas, que a su vez incrementan el desgaste mecánico y la temperatura en el sistema de transmisión. Estas condiciones no solo afectan el rendimiento y la vida útil del vehículo, sino también la experiencia del usuario al aumentar el ruido y la inestabilidad en la conducción.

Además, en ciudades de altura, los problemas relacionados con la densidad del aire se agravan, dado que las condiciones atmosféricas limitan la disipación de calor. En consecuencia, un sistema de acople ineficiente podría llevar a fallas prematuras en el tren motriz, aumentando los costos de mantenimiento y reduciendo la confiabilidad del vehículo.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Diseñar y fabricar un sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios en vehículos convertidos a eléctricos para mejorar la eficiencia y durabilidad en condiciones de altura.

1.2.2. Objetivos específicos

- Evaluar cuantitativamente la eficiencia de transferencia de torque del motor eléctrico a la caja de cambios, utilizando como métrica la eficiencia mecánica.
- Diseñar un prototipo optimizado del sistema de acople mediante CAD y FEA, seleccionando materiales adecuados para garantizar la durabilidad y resistencia en condiciones de altura.
- Realizar simulaciones por elementos finitos del sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios, optimizando su diseño en términos de vibraciones, desgaste, temperatura y eficiencia energética, para su posterior fabricación.
- Sincronizar la alineación de los ejes para minimizar vibraciones y pérdidas por desalineación, asegurando una operación suave y eficiente.

1.3. Formulación del problema de investigación. (alcance y delimitación)

Este proyecto tiene como objetivo desarrollar un sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios del Chevrolet Corsa 1.4L, modelo 2004, propiedad de la carrera de Ingeniería Automotriz de la Universidad Técnica del Norte. Este sistema está diseñado para optimizar el rendimiento del vehículo en la ciudad de Ibarra y su parroquia Zuleta, donde las condiciones de altura, como la baja densidad del aire y las variaciones de temperatura, presentan desafíos únicos para la operación de vehículos eléctricos.

El desarrollo comenzará con el diseño de un prototipo optimizado, utilizando herramientas avanzadas como el diseño asistido por computadora (CAD) y análisis por elementos finitos (FEA). Este proceso no solo tendrá en cuenta las características mecánicas del vehículo, sino también las condiciones ambientales de las ciudades de altura. Además, se seleccionarán materiales que ofrezcan resistencia y durabilidad en este entorno específico.

En la siguiente fase, se realizarán simulaciones por elementos finitos para analizar y optimizar aspectos críticos del sistema, como las vibraciones, el desgaste, la temperatura y la eficiencia energética. Estas simulaciones permitirán prever cómo responderá el sistema ante diferentes condiciones de operación, proporcionando información valiosa para ajustar el diseño antes de su fabricación.

Un paso clave será garantizar la correcta alineación de los ejes entre el motor eléctrico y la caja de cambios del vehículo. Este ajuste reducirá vibraciones y pérdidas de energía provocadas por desalineaciones, contribuyendo a una operación más eficiente y fluida del vehículo.

Por último, se evaluará la eficiencia en la transferencia de torque del motor eléctrico hacia la caja de cambios. Este análisis se realizará utilizando métricas de eficiencia mecánica, con el objetivo de medir el desempeño en términos de transmisión de potencia y minimizar las pérdidas en el sistema.

Con este enfoque, se busca desarrollar un sistema de acople que se adapte a las características específicas del Chevrolet Corsa 1.4L y a las condiciones de altura en Ibarra y su parroquia Zuleta. El resultado será un vehículo eléctrico que funcione de manera eficiente, confiable y sostenible en estos entornos exigentes.

1.4. Justificación

La propuesta de diseñar y fabricar un sistema de acoplamiento entre un motor eléctrico y la caja de cambios para vehículos convertidos a eléctricos tiene como objetivo principal impulsar el desarrollo de la electromovilidad tanto a nivel local como internacional. Este proyecto se alinea con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), en particular con el ODS 7: Energía asequible y no contaminante [1], y responde a los lineamientos del Plan Nacional de Desarrollo del Ecuador, que establece como prioridad el ahorro de combustibles fósiles mediante tecnologías sostenibles y socialmente responsables [2].

La transición hacia una movilidad eléctrica se enfrenta a barreras significativas, como el envejecimiento del parque vehicular, los elevados costos de adquisición de vehículos eléctricos nuevos y la falta de soluciones accesibles para su implementación. Este

proyecto aporta una solución innovadora que permite convertir vehículos convencionales en eléctricos, optimizando la transferencia de torque y alineación del sistema de propulsión, lo que resulta en una mayor eficiencia energética y una reducción considerable del desgaste mecánico. Con ello, se extiende la vida útil de los vehículos y se democratiza el acceso a tecnologías de movilidad sostenible, beneficiando a sectores amplios de la población.

Este proyecto representa un avance significativo tanto en el ámbito técnico como en el social. A través de la optimización del diseño mecánico y la implementación de protocolos estandarizados, se logra un sistema de acoplamiento altamente eficiente y confiable. Al mismo tiempo, se fomenta la adopción de la movilidad eléctrica, reduciendo costos operativos para los propietarios de vehículos y contribuyendo a un futuro más sostenible.

1.5. Hipótesis o preguntas de investigación

Este proyecto propone que la puesta en marcha de un sistema de acoplamiento optimizado entre el motor eléctrico y la caja de cambios incrementará la eficiencia de transferencia de torque en vehículos eléctricos en situaciones de altura, extendiendo su durabilidad a través de la utilización de materiales de vanguardia y métodos de producción apropiados. Se anticipa que una adecuada alineación reduzca vibraciones y pérdidas de energía, mejorando la estabilidad y el placer de manejar. Mediante simulaciones y ensayos de elementos limitados, se pretende confirmar la resistencia mecánica y térmica del sistema, garantizando su operación en ambientes rigurosos.

En este escenario, se plantean cuestiones fundamentales como: ¿de qué manera la alineación del sistema de acople afecta la eficiencia de transmisión de torque?, ¿qué materiales y métodos de producción aseguran una mayor durabilidad en condiciones de altura?, ¿cómo influyen la temperatura y la presión atmosférica en el rendimiento del sistema?, ¿cómo pueden las simulaciones mejorar el diseño para minimizar vibraciones y pérdidas energéticas? y ¿cuáles son los retos más significativos en la integración del sistema con el tren motriz del vehículo y cómo pueden ser reducidos a través de un diseño optimizado? Responder a estas interrogantes facilitará la creación de una solución eficaz y flexible para las demandas de los vehículos eléctricos transformados en ambientes de altura.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes:

La transición hacia vehículos eléctricos ha ganado relevancia debido a la preocupación por el impacto ambiental del transporte convencional. Los motores de combustión interna contribuyen significativamente al cambio climático y generan millones de muertes prematuras anualmente [3] y [4]. En este contexto, la conversión de vehículos de combustión interna a eléctricos se presenta como una alternativa viable para reducir emisiones y mejorar la calidad del aire. Este proceso incluye etapas como la selección del vehículo base, la elección de componentes eléctricos y el diseño y fabricación del sistema de acople. Es esencial analizar las especificaciones técnicas del motor eléctrico, la caja de cambios y el vehículo para garantizar un ensamblaje eficiente, utilizando herramientas de diseño asistido por computadora (CAD) y análisis de elementos finitos (FEA) para asegurar resistencia, durabilidad y hermeticidad [5].

Las pruebas en laboratorio y carretera permiten evaluar el rendimiento del vehículo eléctrico en términos de autonomía, velocidad, aceleración y consumo energético. Investigaciones han demostrado que estos vehículos pueden igualar o superar el desempeño de los de combustión interna, especialmente en entornos urbanos, reduciendo significativamente las emisiones y los costos operativos. Además, el uso de sistemas de frenado regenerativo mejora la eficiencia energética al recuperar energía cinética durante la desaceleración [6] y [7].

El diseño del sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios es un área de interés creciente debido a su impacto en la transferencia de torque, la reducción de vibraciones y la mejora del rendimiento mecánico. Este diseño busca mitigar problemas relacionados con ruido, vibraciones y aspereza (NVH) para optimizar la integración del sistema de propulsión. Entre los desafíos más relevantes está el ruido acoplado entre el motor y la caja, que afecta la comodidad y el entorno acústico. Métodos avanzados, como el enfoque BO-AT-FNN, permiten analizar las características dinámicas del acoplamiento y optimizar el diseño del tren de potencia, mejorando tanto el rendimiento estructural como acústico [8].

El diseño de sistemas de transmisión integrados y ligeros también requiere un análisis detallado de las interacciones electromecánicas y las características de vibración en estructuras flexibles. Factores como la rigidez de la malla, la flexibilidad del eje y las excitaciones electromagnéticas afectan la estabilidad y seguridad del sistema, especialmente bajo cargas variables. Una adecuada sincronización y diseño del acople motor-caja es esencial para garantizar un funcionamiento confiable [9].

La integración mecánica y electrónica en el proceso de acoplamiento es compleja, pero su correcta implementación mejora la eficiencia operativa del vehículo y reduce costos a largo plazo [10]. Por otro lado, el ruido y las vibraciones generados por embragues y transmisiones representan un reto significativo para la experiencia del usuario y la aceptación comercial de los vehículos eléctricos. Investigaciones han demostrado que el diseño optimizado de estos sistemas minimiza estas fuentes de molestias, mejorando el confort y la eficiencia [11].

Finalmente, el análisis de trayectorias de transmisión de ruido con técnicas avanzadas como el método de elementos finitos y el modelado numérico rápido permite predecir y reducir el ruido estructural, optimizando la calidad del diseño en vehículos eléctricos convertidos [12]. Estas herramientas resultan clave para abordar los desafíos técnicos y garantizar un desempeño superior y sostenible.

2.2. Motores eléctricos:

2.2.1. Tipos de motores eléctricos aplicables a vehículos.

En la actualidad la electromovilidad es uno de los principales desafíos en el paso hacia una movilidad sostenible, donde una opción recurrente es dar una segunda vida útil a vehículos que ya no cumplen con los estándares normados en cuanto al control de emisiones, y para evitar que estos se conviertan en desechos se busca reutilizarlos; para esto uno de los principales pasos es la transformación de vehículos con un motor de combustión interna a vehículos 100% eléctricos, donde como principal elemento se utiliza motores (obviamente) eléctricos, que desarrollan una potencia que se encuentra entre los 15 y 80 kW. En el caso de un vehículo convencional de cuatro plazas lo apropiado sería un motor de 65CV, dentro de las tipologías de motores eléctricos, destacan los de corriente continua (DC) y corriente alterna (AC), aunque los motores DC son una opción

atractiva por su menor costo de construcción y su capacidad de utilizar directamente la corriente de la batería, sin requerir rectificación DC-AC, sin embargo aunque los motores AC son más complejos, ya que requieren rectificar la corriente continua de las baterías a alterna, estos ofrecen mayor seguridad en su instalación.

En el ámbito de los vehículos eléctricos (VE), los fabricantes consideran diversos factores al seleccionar un motor eléctrico adecuado. Entre los aspectos más relevantes destacan la eficiencia, el costo, la fiabilidad, la densidad de potencia y la facilidad de control. Con base en estos criterios, algunos de los tipos de motores más utilizados en conversiones de vehículos incluyen:

2.2.1.1. Motores de corriente continua (DC):

Se caracterizan por un control sencillo y una adecuada relación entre flujo y par. Sin embargo, su montaje y mantenimiento pueden resultar complejos debido a la presencia de elementos como escobillas y anillos. Por estas razones, su aplicación se enfoca principalmente en sistemas de baja potencia.

2.2.1.2. Motores de inducción:

Son una de las opciones más confiables y robustas, destacándose por su bajo mantenimiento. Esta tecnología, dentro de los motores de corriente alterna (AC), es la más consolidada y ampliamente utilizada.

2.2.1.3. Motores síncronos de imanes permanentes (Brushless AC):

Representan una alternativa altamente eficiente y con una elevada densidad de potencia, lo que los convierte en una opción popular entre los fabricantes. No obstante, su margen de potencia constante es limitado, lo que requiere el uso de sistemas electrónicos de regulación para optimizar su desempeño. Además, presentan el riesgo de desmagnetización debido al calor.

2.2.1.4. Motores de reluctancia combinada:

Se distinguen por su estructura simple y robusta, junto con un control accesible y una buena relación entre par y velocidad. Sin embargo, su principal inconveniente es el nivel de ruido generado, y algunos estudios señalan la posibilidad de interferencias electromagnéticas.

2.2.1.5. Motores Brushless DC:

Sobresalen por su diseño compacto, su alta eficiencia y su notable densidad energética, lo que los convierte en una opción atractiva para diversas aplicaciones.

Estos 5 modelos de motores eléctricos se destacan como los más factibles para su uso en vehículos eléctricos [13].

2.2.2. Principios de funcionamiento.

Los motores eléctricos utilizados en vehículos eléctricos operan bajo principios fundamentales de conversión de energía eléctrica en energía mecánica mediante interacciones electromagnéticas. En sistemas como los trenes motrices duales, el diseño se enfoca en maximizar la eficiencia energética y el rendimiento dinámico, utilizando configuraciones de motores centralizados o distribuidos.

Estos motores funcionan con base en la interacción entre campos magnéticos generados en el estator y el rotor, produciendo un torque que se transfiere a las ruedas a través de mecanismos de acoplamiento. Además, los motores eléctricos permiten un control preciso del torque y la velocidad, adaptándose eficientemente a diferentes condiciones de conducción. Esta capacidad, combinada con estrategias avanzadas de gestión de energía y control, contribuye a reducir el consumo energético y mejorar el confort del usuario, características esenciales en los vehículos eléctricos modernos [14].

2.2.3. Criterios de selección

Las prestaciones, el peso, el coste, el mantenimiento y la sencillez de integración son consideraciones importantes a la hora de elegir un motor eléctrico para un vehículo transformado. La densidad de potencia y el tamaño compacto son cruciales para optimizar la eficiencia y la adaptación, incluso si la eficiencia energética es la principal preocupación; los motores más pequeños suelen ser más eficientes y eficaces, ya que utilizan menos potencia para lograr el mismo resultado, lo que reduce las pérdidas mecánicas.

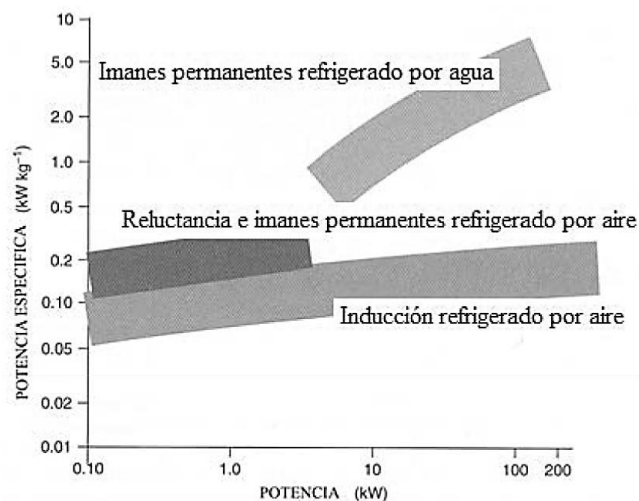
Además, el rendimiento mejora cuando se combinan con cajas de cambios; las

temperaturas más bajas son posibles gracias a tecnologías de refrigeración como la refrigeración líquida, que minimizan la pérdida de calor y aumentan la eficiencia en aproximadamente un 1%. Los motores con rotores bobinados e imanes permanentes destacan por su pequeño tamaño y su gran densidad de potencia. Las temperaturas más bajas son posibles gracias a dispositivos de refrigeración como la refrigeración líquida.

Debido a su excepcional densidad de potencia y eficiencia, los motores de imanes permanentes y rotor bobinado son ideales para vehículos con peso y espacio limitados. Sin embargo, su rendimiento puede variar en función del punto de funcionamiento, por lo que es importante disponer de mapas de curvas características como se muestra en la Figura 1 para maximizar su rendimiento en determinadas circunstancias [15].

Figura 1.

Mapa de curvas específicas de diferentes motores en distintas potencias



Tomado de: López [15].

2.3. Transeje:

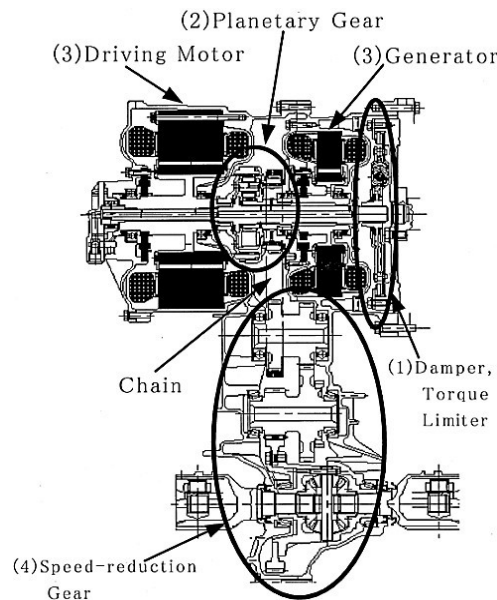
2.3.1. Principios de funcionamiento en vehículos eléctricos.

La transmisión en los vehículos eléctricos e híbridos combina las funciones de distribución de potencia y transmisión, aumentando la eficiencia y reduciendo las pérdidas de energía; el vehículo híbrido Toyota Prius tiene un generador y un motor eléctrico, una unidad de división de potencia con engranajes planetarios (Figura 2), un tren de engranajes reductores y un amortiguador con limitador de par; la unidad de división de potencia distribuye la energía entre el motor de combustión, el generador y el

motor eléctrico, permitiendo una transmisión variable continua para una aceleración suave, el generador y el motor de alta eficiencia convierten y resumen la energía según los requisitos del sistema; el motor funciona como generador para recargar la batería durante el frenado regenerativo; también, la transmisión reduce las vibraciones torsionales y soporta cargas pesadas, mejorando la durabilidad y confiabilidad en diversas condiciones de conducción [16]

Figura 2.

Sección transversal del transeje.

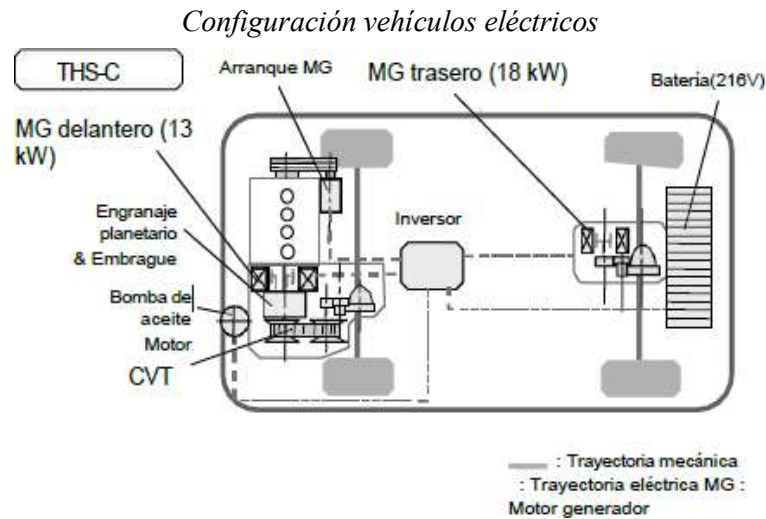


Tomado de: Ohshima [16].

2.3.2. Modificaciones necesarias para integración en vehículos eléctricos.

Hay que introducir cambios importantes en el diseño del transeje de los vehículos eléctricos como se indica en la Figura 3 para maximizar su integración; estos cambios incluyen el énfasis en el peso ligero y la compacidad del sistema, la sustitución del convertidor de par convencional por un motor-generador con engranajes planetarios y la implantación de bombas de aceite eléctricas para aumentar la eficiencia energética; además, se han mejorado los sistemas de gestión térmica y de lubricación para reducir el consumo de energía y las pérdidas internas, y se emplean embragues húmedos controlados electrónicamente para cambiar sin problemas de un modo de conducción a otro; estos avances hacen posible una mejor regeneración de la energía, un rendimiento más eficaz y la interoperabilidad con tecnologías de vanguardia como los sistemas eléctricos o híbridos contemporáneos [17].

Figura 3.



Tomado de: Endo [17].

2.3.3. Desafíos de acoplamiento y alineación con motores eléctricos.

El acoplamiento de motores eléctricos con transejes presenta varios desafíos técnicos clave; uno de los principales es la integración precisa de los sistemas electrónicos y mecánicos para lograr un control sincronizado, garantizando una alineación óptima entre el eje del motor y los engranajes del transeje; esto requiere sensores avanzados, como los de posición angular y velocidad, para medir y ajustar en tiempo real; además, la configuración del transeje debe ser compatible con la dinámica no lineal del motor eléctrico, lo que implica diseñar algoritmos de control adaptativo para manejar variaciones en el par y las velocidades de rotación; finalmente, se deben minimizar las pérdidas por fricción y los desequilibrios, lo que implica un ajuste meticuloso en los elementos de conexión y un monitoreo continuo del desempeño [18].

2.4. Acople

2.4.1. Principios de funcionamiento.

El sistema de acople entre el motor eléctrico y la transmisión indicado en la Figura 4 en vehículos convertidos desempeña un papel fundamental en la garantía de una propulsión eficiente y funcional; en este proyecto, se conservó la caja de cambios original del vehículo, adaptando un cubo de rueda al sistema de embrague convencional, el cual fue modificado en su plato de presión y volante de inercia para mantener las cuatro velocidades y la reversa; el principio de funcionamiento del acople se basa en la

transmisión del movimiento rotacional del motor eléctrico hacia la caja de cambios de manera alineada y eficiente, reduciendo desalineaciones y minimizando el desgaste de los componentes; asimismo, el empleo de un embrague con muelles amortiguadores permite disminuir los esfuerzos mecánicos sobre el eje del motor y las bases de sujeción, aumentando la durabilidad del sistema; este diseño asegura que el vehículo pueda adaptarse a diferentes condiciones de terreno, optimizar el uso de la energía almacenada y facilitar la regeneración de energía durante el frenado, garantizando así su adecuada operación en trayectos urbanos e interurbanos [5].

Figura 4.

Motor eléctrico acoplado a la caja de cambios



Tomado de: Cadena [5].

2.4.2. Criterios de selección

El acople entre el motor eléctrico y la transmisión mecánica en vehículos convertidos a eléctricos debe garantizar una conexión eficiente y duradera, comenzando con un relevamiento dimensional preciso mediante herramientas como el brazo Faro, que asegura la compatibilidad geométrica entre los componentes; los acoples flexibles, como los de tipo cruz, son seleccionados por su capacidad de absorber vibraciones, tolerar desalineaciones y transmitir torque elevado sin generar errores cinemáticos; además, el uso de diseño asistido por computadora (CAD) permite modelar tridimensionalmente las piezas, realizar análisis de elementos finitos (FEA) y validar su resistencia antes de la fabricación, optimizando su desempeño; finalmente, se realizan pruebas físicas bajo condiciones reales para verificar el correcto ajuste del acople, minimizando pérdidas de potencia y garantizando la fiabilidad del sistema [4], [5], [6], [7].

2.5. Materiales y técnicas de fabricación para sistemas de acople

2.5.1. Materiales utilizados en sistemas de acople

Según se analizado en varias investigaciones la selección de materiales con buenas propiedades mecánicas es fundamental para fabricar sistemas de acople mecánico que sean resistentes, duraderos y funcionales en condiciones exigentes. El acero AISI 1018 es comúnmente utilizado en ejes de transmisión debido a su alta resistencia a la fatiga y sus buenas características mecánicas, como la resistencia a la tracción y la dureza [19].

Además, los acoplamientos flexibles son importantes para absorber impactos, compensar desalineaciones y reducir vibraciones, lo que mejora la eficiencia y vida útil del sistema. De esta forma una correcta selección de materiales y componentes no solo asegura un buen desempeño, sino que también contribuye a la seguridad y al mantenimiento económico de los sistemas de acople, lo que es clave en las aplicaciones industriales actuales.

2.5.2. Técnicas de fabricación aplicables

El corte por fusión con láser es una técnica avanzada de fabricación fundamental para la producción de componentes de alta precisión en acoples mecánicos. Este método utiliza un haz láser de alta densidad energética para fundir y vaporizar el material en la trayectoria deseada, permitiendo separar o conformar materiales con alta precisión, cortes limpios y mínimos residuos. Su capacidad para operar con geometrías complejas y su integración con sistemas de control avanzados garantizan resultados consistentes y acabados detallados, optimizando tanto la eficiencia como la calidad del componente.

Además, en procesos como la fusión por lecho de polvo láser (LPBF), se pueden emplear refuerzos cerámicos, como el carburo de titanio (TiC), para mejorar las propiedades mecánicas de aleaciones metálicas, aumentando la absorción láser y logrando superficies con gran calidad. Estas características son especialmente valiosas en aplicaciones automotrices y aeroespaciales, donde la alta resistencia, el rendimiento mecánico y la estabilidad en condiciones de esfuerzos dinámicos son esenciales. Asimismo, el refinamiento de granos y la distribución uniforme de fases fortalecen las piezas fabricadas, garantizando su durabilidad y desempeño en entornos exigentes [20].

2.5.3. Selección de materiales para condiciones de altura

Las duras circunstancias de funcionamiento de los sistemas de acoplamiento en ciudades de gran altitud deben tenerse en cuenta a la hora de elegir los materiales adecuados; los acoplamientos flexibles pueden absorber cargas de choque y vibraciones, transmitir par y compensar desalineaciones; la selección del material depende de una serie de variables que pueden afectar a la vida útil del sistema, como la desalineación máxima, las vibraciones y las fluctuaciones de temperatura; los materiales utilizados a gran altitud deben resistir, por ejemplo, los rayos UV y los cambios de temperatura [21]. Los polímeros avanzados y las fibras de alto rendimiento se utilizan con frecuencia en sistemas multicapa, que combinan el refuerzo interno con la protección externa.

Los materiales avanzados son necesarios, pero es importante asegurarse de que pueden resistir el deterioro propio de los entornos difíciles. Para maximizar la longevidad y la seguridad de los componentes de los vehículos que operan en estos entornos, son cruciales los tratamientos protectores y los sofisticados análisis de microestructuras.

En la actualidad, los materiales avanzados han revolucionado la industria automotriz, especialmente los polímeros reforzados con fibra de carbono (CFRP). Estos materiales destacan por su ligereza, resistencia, rigidez y durabilidad, propiedades que los hacen ideales para reemplazar componentes metálicos tradicionales. Aunque inicialmente se utilizaban en la industria aeroespacial, los CFRP han ganado terreno en la fabricación de vehículos, donde su bajo peso se traduce en una mayor eficiencia y una reducción en las emisiones de gases contaminantes. Además, su versatilidad permite diseñar piezas complejas y optimizadas, lo que mejora la seguridad y el rendimiento de los automóviles. Si bien los CFRP termoestables son los más comunes, los CFRP termoplásticos están ganando popularidad gracias a su facilidad de reciclaje y a sus procesos de fabricación más eficientes [22].

La innovación en la fabricación de piezas automotrices ha llevado al desarrollo de materiales compuestos avanzados, combinando fibras de alto rendimiento con nanotubos de carbono (CNT) en matrices poliméricas. Esta integración mejora significativamente las propiedades mecánicas, eléctricas y térmicas de los componentes, ya que los CNT fortalecen la estructura del polímero, aumentando su resistencia y durabilidad sin añadir

peso. Además, la fabricación aditiva, mediante impresión 3D, permite crear piezas complejas con una distribución y alineación optimizadas de las fibras, mejorando su desempeño estructural. A pesar de estos avances, aún existen desafíos importantes, como lograr una dispersión homogénea de los CNT en la matriz polimérica y garantizar la escalabilidad de los procesos de fabricación para su aplicación generalizada en la industria automotriz [23].

2.6. Factores de diseño que afectan la eficiencia

La optimización de acoples para mejorar la eficiencia y durabilidad en sistemas de transmisión eléctrica involucra diversos factores de diseño; para minimizar las pérdidas por fricción y vibración, se seleccionan acoples flexibles tipo cruceta, que evitan errores cinemáticos, toleran desalineaciones y aseguran una transmisión suave de torque; el diseño aerodinámico y el balance dinámico del sistema se abordan mediante modelado CAD, que permite analizar esfuerzos y realizar simulaciones de elementos finitos para garantizar estabilidad estructural; además, el ajuste preciso entre el motor eléctrico y la transmisión se logra mediante herramientas CAM tal cual mostrada en la Figura 5, que aseguran maquinado exacto y ensamblaje óptimo, evitando problemas de alineación que podrían comprometer la durabilidad del sistema; este enfoque integral permite desarrollar soluciones eficientes y confiables para aplicaciones de conversión de vehículos a eléctricos [6].

Figura 5.

Acople motor-transmisión



Tomado de: Achicanoy [6].

2.7. Estrategias para mejorar la durabilidad

El diseño y fabricación del sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios en la conversión de vehículos térmicos a eléctricos se centró en garantizar eficiencia, durabilidad y funcionalidad; para ello, se desarrolló un acople como la Figura 6 que asegura la concentricidad entre los ejes mediante una placa de centrado fabricada en aluminio de 10 mm, aprovechando el agujero estriado del disco del embrague, minimizando la fricción y el desgaste gracias a un diseño mejorado para la alineación de los componentes; las pruebas dinámicas realizadas en un dinamómetro de cubos permitieron evaluar el comportamiento del sistema bajo distintas condiciones de carga, validando su resistencia y rendimiento en ciclos de uso exigentes; se destaca la importancia del mantenimiento adecuado y de pruebas regulares para garantizar la óptima funcionalidad y prolongar la vida útil del sistema, haciendo frente a las exigencias de operación en vehículos eléctricos transformados [4].

Figura 6.

Acople y placa de centrado



Tomado de: Salazar [4].

2.8. Modelado y simulación del sistema de acople

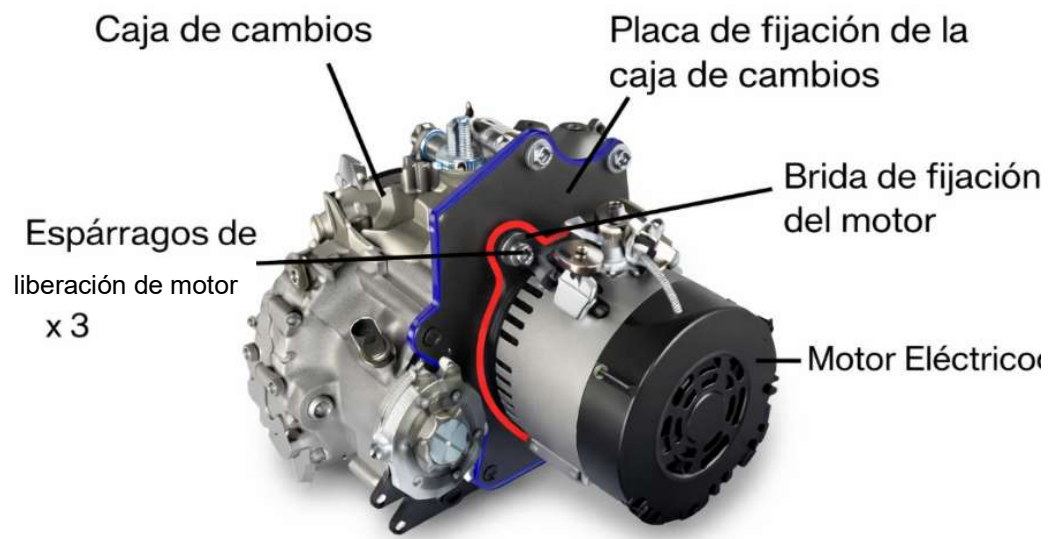
El diseño y validación del sistema de acople entre el motor eléctrico y la caja de cambios en vehículos eléctricos convertidos mostrada en la Figura 7 integraron consideraciones avanzadas tanto mecánicas como térmicas para garantizar un funcionamiento eficiente, duradero y seguro bajo condiciones reales de operación.

Utilizando herramientas de CAD, como el brazo de medición Faro, se obtuvieron mediciones precisas de la geometría de la caja de velocidades, lo que permitió desarrollar una placa de acople en acero AISI 1020 que asegura la alineación perfecta entre los ejes

del motor y la transmisión, elemento clave para minimizar vibraciones y optimizar la transferencia de torque. Este diseño incluyó acoples elásticos que absorben impactos durante el arranque y mejoran la resistencia a las cargas dinámicas, mientras que la gestión térmica fue fundamental para mantener la estabilidad operativa en condiciones extremas. La validación del sistema se realizó mediante simulaciones dinámicas, pruebas físicas en laboratorio y un tramo de carretera de 72 km, confirmando la confiabilidad estructural, la eficiencia energética y la durabilidad del acople en operación continua, cumpliendo con las exigencias de los vehículos eléctricos convertidos [7].

Figura 7.

Acople entre motor eléctrico y caja de cambios



Tomado de: Gastón [7].

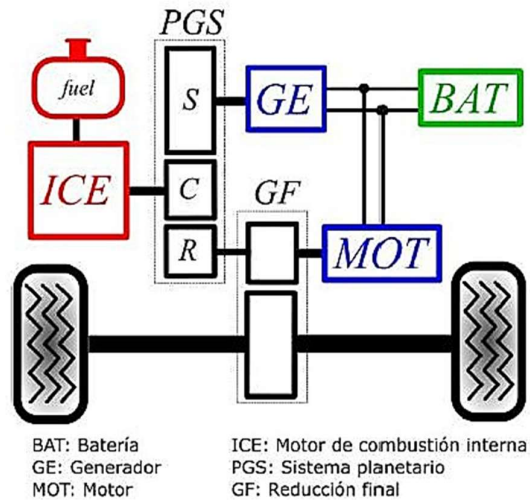
2.9. Interacción entre el motor eléctrico y la transmisión

El ensamblaje del motor eléctrico con la transmisión en vehículos convertidos a eléctricos requiere precisión en el ajuste mecánico y la alineación de componentes para garantizar la máxima transferencia de torque como se muestra en la Figura 8; mediante el uso de herramientas avanzadas como el brazo de medición Faro, se logran relevamientos dimensionales precisos que permiten diseñar soportes y acoples compatibles con las geometrías del sistema existente; este enfoque asegura una integración óptima al

minimizar desajustes y vibraciones, mejorando tanto la eficiencia del sistema como su durabilidad bajo condiciones de operación continua [24].

Figura 8.

Arquitectura power-split



Tomado de: Corignano [24].

Por otro lado, los sistemas de montaje también deben considerar la distribución de pesos del vehículo para mantener la estabilidad y el desempeño dinámico; la incorporación de acoples elásticos en la conexión entre el motor eléctrico y la transmisión contribuye a absorber vibraciones y reducir tensiones, mientras que el diseño en FEA permiten validar los componentes antes de su fabricación; finalmente, la funcionalidad del sistema se verifica mediante pruebas físicas en laboratorio y carretera, garantizando que el ensamblaje soporte las condiciones reales de operación sin comprometer la eficiencia ni la durabilidad [25].

2.10. Consideraciones térmicas en el ensamblaje

La gestión térmica entre el motor eléctrico y la transmisión en vehículos híbridos eléctricos es crucial para garantizar un desempeño óptimo en condiciones extremas, como las altitudes elevadas; el rendimiento térmico en estos sistemas se ve afectado por la variabilidad de la temperatura del refrigerante y la presión atmosférica, lo que puede influir en la eficiencia del motor y en las emisiones de partículas contaminantes; en altitudes elevadas, donde la densidad del aire disminuye, es necesario implementar

sistemas de refrigeración activa que utilicen intercambiadores de calor avanzados para mantener las temperaturas dentro de los rangos operativos seguros; adicionalmente, las pruebas en condiciones reales han demostrado que una adecuada gestión térmica no solo reduce el estrés térmico en los componentes clave, sino que también mejora la durabilidad del sistema, particularmente durante arranques en frío y condiciones de carga variable [26].

2.11. Pruebas de funcionamiento

2.11.1. Impacto en la experiencia del usuario y en la durabilidad del sistema.

Los fenómenos de ruido, vibración y aspereza (NVH) son críticos para la experiencia del usuario y la durabilidad de los sistemas en vehículos eléctricos VE; los estudios recientes enfatizan cómo los motores eléctricos, siendo componentes clave, generan vibraciones electromagnéticas que afectan la comodidad del usuario y la integridad estructural del vehículo; para mejorar el rendimiento NVH, se han desarrollado modelos de optimización basados en ciclos de conducción de vehículos eléctricos (EVDC), que representan condiciones reales de operación; estos modelos utilizan algoritmos de optimización multiobjetivo como el método de optimización por enjambre de partículas para minimizar las pérdidas del motor y las fuerzas armónicas electromagnéticas; los resultados muestran reducciones superiores al 13% en las armónicas vibratorias, mejoras en la eficiencia energética y disminución del consumo en un 4.7% mejorando la economía, la comodidad y la durabilidad del sistema [27].

2.11.2. Métodos para mitigación de NVH en sistemas eléctricos y mecánicos.

Los métodos para la mitigación de NVH en sistemas eléctricos y mecánicos han evolucionado significativamente en las últimas décadas, buscando mejorar la experiencia de usuario y la durabilidad del sistema; los principales enfoques incluyen técnicas estructurales y materiales avanzados, como el uso de absorbentes acústicos y estructuras con propiedades de amortiguación mejoradas; también se emplean algoritmos de control y optimización que reducen el impacto de las fuerzas excitadoras, como las generadas por motores eléctricos y transmisiones; además, los sistemas de control activo de vibraciones y ruido, basados en sensores y actuadores, son esenciales para mitigar fuentes de NVH en tiempo real; estas tecnologías se complementan con el diseño de componentes específicos, como engranajes y acoplamientos, optimizados para minimizar la resonancia

y la transmisión de vibraciones [11].

2.12. Diseño y fabricación de un sistema de acople para condiciones de altura

2.12.1. Requerimientos específicos para condiciones de altura

Para este tipo de modificaciones, el acople entre el motor eléctrico y la caja de transmisión es un aspecto fundamental para garantizar el desempeño óptimo del sistema de tracción en la conversión de un vehículo de combustión a eléctrico. A diferencia de los motores de combustión, que alcanzan el par máximo a altas revoluciones, los motores eléctricos alcanzan su par máximo a bajas revoluciones, lo que facilita los arranques sin requerir cambios bruscos en la potencia. Sin embargo, para condiciones exigentes, como pendientes elevadas, es necesario mantener la caja de velocidades original del vehículo, lo que permite amplificar el par motor del motor eléctrico.

Para lograr un acople eficiente, es necesario diseñar y fabricar un sistema de adaptación que garantice la concentricidad entre el eje del motor eléctrico y el eje de la caja de transmisión. Para ello, se optó por una placa de centrado y un acople basado en el disco del embrague original, que asegura una transmisión de potencia sin desalineaciones ni pérdidas de eficiencia. Este diseño permite conservar la funcionalidad de la caja de cambios sin necesidad de utilizar un embrague, de manera que el conductor solo debe gestionar el acelerador y el freno, como en un vehículo automático. Las pruebas experimentales demostraron que esta configuración permite obtener el par requerido en pendientes del 10 %, y asegura una conversión eficiente y funcional del sistema de tracción [4].

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Enfoque Metodológico

El desarrollo integral del sistema de acople, orientado a la conversión de tracción para un vehículo eléctrico, se ejecutará bajo un enfoque metodológico mixto. Esta estrategia se fundamenta en la integración sinérgica de herramientas virtuales de diseño asistido por computadora (CAD) para la definición geométrica y el análisis de elementos finitos (FEA) para la validación estructural predictiva, culminando con la manufactura y montaje de un prototipo físico que permita la corroboración experimental.

La estructura de la metodología seguirá una secuencia cronológica rigurosa, diseñada con el propósito de garantizar la estricta compatibilidad mecánica y dimensional entre la transmisión del vehículo base, identificado como un Chevrolet Corsa 1.4L, y el motor de inducción seleccionado para la nueva propulsión. De igual manera, el proceso se enfocará en asegurar la plena operatividad y fiabilidad del sistema frente a las condiciones ambientales específicas de operación en altura, considerando las variaciones físicas que esto implica para el diseño.

3.2. Fase 1: Definición de Parámetros y Condiciones de Frontera

Esta etapa inicial del proyecto se centrará en la identificación y parametrización de las variables críticas de ingeniería. Estos factores constituirán la base técnica que regirá tanto la configuración geométrica del sistema como los criterios para la selección idónea de los materiales, fundamentando el proceso de diseño en los siguientes aspectos determinantes:

- **Caracterización del Entorno Operativo:** Se procederá a definir el perfil ambiental de operación, tomando como escenario representativo para el diseño las condiciones geográficas de la ruta Ibarra-Zuleta. Para ello, se establecerá una altitud de referencia de 2800 m.s.n.m, valor que servirá como base de cálculo para determinar los factores de corrección aplicables a las propiedades físicas del entorno, específicamente la reducción en la densidad del aire y la variación en la presión atmosférica, variables esenciales para los posteriores análisis térmicos.

- **Análisis de Cargas Mecánicas:** Se realizará una recopilación técnica y un estudio comparativo de las curvas de desempeño (torque y potencia). Este análisis contrastará las prestaciones originales del motor de combustión frente a las especificaciones del motor de inducción AC propuesto, evaluando el comportamiento tanto en regímenes nominales como ante demandas pico. El objetivo principal será cuantificar con precisión las solicitaciones de torque máximo que deberá ser capaz de gestionar y transmitir el sistema hacia la caja de cambios.
- **Selección de la Tipología de Acople:** Se llevará a cabo una evaluación técnica de las distintas configuraciones de conexión disponibles (acoples rígidos, flexibles y con amortiguamiento). El criterio de selección se orientará a identificar aquella tipología que garantice la maximización de la eficiencia en la transferencia de torque y la precisión en la alineación, priorizando el diseño que asegure la ausencia de pérdidas de energía derivadas de fenómenos de deformación elástica.

3.3. Fase 2: Diseño Mecánico y Modelado Computacional

Con el propósito de asegurar una integración dimensional precisa y funcional entre los sistemas mecánicos, se establecerá un flujo de trabajo digital en entorno CAD fundamentado en las siguientes etapas técnicas:

- **Ingeniería Inversa y Digitalización:** Se procederá con la aplicación de técnicas de ingeniería inversa, ejecutando un levantamiento dimensional detallado y escaneado 3D de los componentes existentes, específicamente del transeje y el motor eléctrico. Esta digitalización tendrá como finalidad replicar con alta fidelidad las superficies de montaje originales, constituyendo un paso crítico para garantizar la coaxialidad geométrica necesaria en la interfaz de conexión.
- **Modelado Paramétrico de Componentes:** Mediante el empleo de software CAD especializado (SolidWorks), se desarrollará el modelado constructivo de los elementos principales: una carcasa estructural de soporte y un eje de acople estriado. El proceso de diseño se orientará hacia una optimización estructural,

buscando una configuración geométrica que permita minimizar la masa total del conjunto sin comprometer la rigidez necesaria para soportar las cargas operativas.

- **Estrategia de Tolerancias y Alineación:** Para asegurar la correcta alineación del tren motriz sin depender exclusivamente de la calibración manual durante el montaje, se implementará una estrategia de restricciones geométricas pasivas basada en el sistema de normas ISO 286. Se definirá un ajuste de ubicación deslizante (H7/h6) para los pilotajes y se integrará un perfil de estriado autocentrante, con el objetivo técnico de mantener la concentricidad del sistema dentro de rangos de alta precisión (inferiores a 0.05 mm).
- **Criterios de Selección de Materiales:** Finalmente, se determinarán los materiales de ingeniería idóneos evaluando el equilibrio técnico entre maquinabilidad, disponibilidad y resistencia mecánica. Se proyecta el uso de aceros al carbono de medio contenido (específicamente la especificación AISI 1045) para los elementos estáticos de la carcasa, y aceros aleados bonificados (tales como AISI 4140) para los componentes críticos sometidos a ciclos de fatiga torsional y cargas dinámicas.

3.4. Fase 3: Validación Numérica (Simulación FEA)

Como paso previo e indispensable a la fase de manufactura física, el diseño geométrico validado será sometido a una serie de simulaciones computacionales mediante el Análisis de Elementos Finitos (FEA). El objetivo fundamental de esta etapa será predecir con alta fidelidad el comportamiento físico del sistema ante las solicitaciones reales, permitiendo identificar y corregir potenciales fallas antes de incurrir en costos de fabricación.

3.4.1. Análisis Estático Estructural

Este estudio se enfocará en evaluar la integridad mecánica y la rigidez del acople y sus elementos de fijación bajo las condiciones de carga más exigentes del tren motriz.

- **Escenarios de Carga Crítica:** Para garantizar la robustez del diseño, se simulará el comportamiento del material bajo dos escenarios operativos extremos: un estado de Torque Nominal (57.3 Nm) representativo de la operación continua, y

un estado de Torque Máximo (150 Nm) correspondiente a los picos de arranque o aceleración brusca.

- **Criterios de Aceptación:** La validación del diseño se regirá por el cumplimiento estricto de estándares de ingeniería automotriz, exigiendo un Factor de Seguridad (FoS) mínimo de 2.0 ante cargas pico. Asimismo, se verificará que las deformaciones totales se mantengan por debajo de las tolerancias de ajuste dimensional (< 0.05 mm) para evitar cualquier riesgo de desalineación o juego mecánico durante el servicio.
- **Validación de Uniones Apernadas:** Se realizará una simulación específica de contacto en las interfaces de unión para validar el torque de apriete de la tornillería de alta resistencia (evaluando Grados 8.8). El propósito será garantizar una precarga suficiente para la sujeción sin exceder el límite elástico de los pernos ni comprometer las roscas de la carcasa de aluminio.

3.4.2. *Análisis Dinámico Vibracional*

Dado el alto régimen de giro del motor eléctrico, se ejecutarán estudios dinámicos orientados a descartar fenómenos de resonancia que pudieran comprometer la vida útil de los rodamientos o la estructura.

- **Análisis Modal (Frecuencias Naturales):** Se ejecutará un cálculo de los modos de vibración para determinar las frecuencias naturales del sistema acoplado. El criterio de diseño establecerá que el primer modo de vibración debe ubicarse significativamente por encima de la frecuencia máxima de excitación del motor, calculada en 125 Hz para un régimen de 7500 rpm.
- **Respuesta Armónica:** Complementariamente, se simulará un barrido de frecuencias operativas para cuantificar la magnitud de las aceleraciones globales y verificar los niveles de esfuerzo dinámico. El objetivo será confirmar que los esfuerzos alternantes se mantengan por debajo del límite de fatiga del material (AISI 4140), asegurando la durabilidad ante cargas cíclicas.

3.4.3. Validación Térmica

Finalmente, se evaluará el comportamiento termodinámico del sistema para asegurar su estabilidad en el entorno operativo previsto.

- **Simulación de Disipación Térmica:** Se analizará la capacidad del conjunto para disipar el calor generado, considerando como factor crítico la reducción del coeficiente de convección debido a la densidad del aire en altura (2800 m.s.n.m.).

El objetivo principal será verificar que la temperatura máxima de operación en el estriado no supere la temperatura de revenido de los materiales seleccionados, evitando así alteraciones metalúrgicas o pérdida de dureza.

3.5. Fase 4: Planificación de la Manufactura

La etapa de fabricación física de los componentes se ejecutará bajo estrictos criterios de estandarización, rigiéndose por los lineamientos de representación gráfica y tolerancias establecidos en la norma técnica CPE INEN 003:1989. La selección de los procesos de manufactura priorizará tecnologías que aseguren la precisión dimensional y la integridad geométrica requerida para el ensamblaje, minimizando las desviaciones constructivas.

- **Corte de Precisión en Frío:** Para la conformación de las bridas de adaptación, se empleará tecnología de corte por chorro de agua abrasivo. La elección estratégica de este método de corte en frío tiene como objetivo fundamental evitar la generación de Zonas Afectadas por el Calor (ZAC), previniendo así deformaciones térmicas, endurecimientos localizados o alabeos que pudieran comprometer la planitud de las superficies de asiento y la coincidencia de los patrones de montaje.
- **Conformado y Soldadura Estructural:** La integración de la carcasa se realizará mediante procesos de soldadura por arco metálico con gas (MAG). Para garantizar la coaxialidad crítica entre las bridas y el cuerpo central durante la fusión, se implementará el uso de utillajes de alineación y un procedimiento de punteado previo, asegurando la obtención de una estructura rígida y libre de desviaciones geométricas significativas.

- **Mecanizado de Ejes de Transmisión:** La manufactura del eje de acople requerirá procesos de arranque de viruta de alta precisión. Se aplicará torneado para definir la geometría exterior y los alojamientos de rodamientos con el acabado superficial adecuado. Para el tallado del estriado interior, se optará por un proceso especializado de mecanizado (como la electroerosión por hilo) capaz de replicar el perfil bajo la norma DIN 5480. Esto garantizará la fidelidad del perfil del diente y la intercambiabilidad directa con el eje de entrada del transeje, asegurando un ajuste deslizante sin holguras excesivas.

3.6. Fase 5: Protocolo de Validación Experimental

Una vez concluida la fase de manufactura de los componentes, se procederá a la integración física y validación funcional del sistema. Esta etapa crítica se regirá por un protocolo de pruebas estricto, diseñado para certificar la fidelidad mecánica del prototipo y su aptitud para operar bajo carga antes de las pruebas dinámicas en carretera.

3.6.1. Verificación Dimensional y de Montaje

Con el objetivo de garantizar la intercambiabilidad y la precisión geométrica definida en la etapa de diseño, se ejecutarán pruebas de ajuste estático en banco. Este procedimiento tendrá como finalidad validar el cumplimiento de las tolerancias de fabricación y la correcta interacción entre las piezas, enfocándose en los siguientes aspectos:

- **Validación de la Interfaz Estriada:** Se verificará la inserción suave y el deslizamiento del eje de acople dentro del estriado, asegurando que el ajuste permita el montaje manual sin herramientas de impacto, pero garantizando simultáneamente la ausencia de juego radial excesivo que pudiera derivar en desbalance dinámico.
- **Coincidencia de Patrones de Sujeción:** Se comprobará la alineación exacta de los agujeros de las bridas (cortadas por chorro de agua) con los patrones de pernos del motor eléctrico y la caja de cambios, descartando la necesidad de rectificaciones o ajustes forzados durante el ensamblaje definitivo.

- **Verificación de Coaxialidad y Libertad de Giro:** Se evaluará el posicionamiento concéntrico del eje dentro de la carcasa y su interacción con el rodamiento de soporte, confirmando la libertad de rotación del sistema una vez aplicado el torque de apriete, asegurando así que no existan interferencias mecánicas ni desviaciones angulares previas a la instalación del kit de embrague.

3.6.2. Configuración del Perfil del Controlador

Previo a la ejecución de las pruebas dinámicas, se establecerá un perfil de programación específico en el controlador del motor para asegurar que las cargas transmitidas no excedan los límites de diseño del acople. Se definirán las siguientes condiciones de frontera en el software de gestión:

- **Potencia Nominal:** Se configurará en la potencia nominal de fabrica para definir la carga continua base que deberá soportar el estriado.
- **Corriente Nominal:** Se limitará a **120 A**. Esta restricción tiene como objetivo técnico proteger al acople de fallas por fricción, limitando electrónicamente el torque máximo entregado por el motor.
- **Límite de Velocidad (RPM):** Se establecerá el límite de revoluciones permitido por el motor el cual es de **7500 rpm**.
- **Tensión de Operación:** Se validará el funcionamiento con un voltaje nominal de bus DC de **72 V**.

3.6.3. Instrumentación

Para el monitoreo de las variables operativas en tiempo real durante la ruta, se empleará el sistema nativo del fabricante, vinculado directamente a la ECU del motor mediante un puerto de adquisición de datos USB conectado a un ordenador portátil. Las variables críticas que se registrarán para evaluar la salud del acople serán:

1. **Temperatura del Bobinado del Motor (T_{motor}):** Indicador indirecto de sobreesfuerzo o fricción transmitida.

2. **Temperatura del Controlador (T_{ctrl}):** Para monitorear la eficiencia de la gestión de corriente.
3. **Velocidad de Rotación (RPM) y Corriente de Fase (A):** Datos necesarios para correlacionar el régimen de giro con la carga aplicada.

3.6.4. Definición de la Ruta y Condiciones de Carga

Para validar la resistencia mecánica bajo esfuerzos de tracción continua, se seleccionará un trayecto que combine pendiente positiva y altitud. Se ha determinado el tramo **Ibarra – Zuleta** (aprox. 21 km) como el escenario de prueba ideal por representar una condición crítica de operación:

- **Condición Altimétrica:** El sistema operará desde los 2.225 m.s.n.m. hasta los 2.800 m.s.n.m. aproximadamente, lo que permitirá evaluar la capacidad de disipación térmica de la carcasa en un entorno de baja densidad del aire.
- **Exigencia Mecánica:** Se someterá al acople a una pendiente promedio estimada del 4%, enfrentando tramos de exigencia máxima con inclinaciones estimadas entre el **10% y 12%**.

Medición de la Carga Inercial Real:

Para los cálculos de dinámica longitudinal y demanda de potencia, se determinó la masa real del vehículo mediante un pesaje directo, descartando las estimaciones teóricas. El protocolo de pesaje consideró al vehículo en orden de marcha, incluyendo los componentes de la conversión eléctrica y a sus dos únicos tripulantes (piloto y copiloto), dado que el diseño final del habitáculo restringe la capacidad máxima a dos ocupantes.

3.6.5. Medición Empírica de Torque en Dinamómetro

Para cuantificar la capacidad real de transferencia de torque del sistema de acople hacia las ruedas y validar la eficiencia mecánica del ensamble, el vehículo fue sometido a pruebas estacionarias utilizando el dinamómetro de chasis de la Universidad Técnica del Norte. El protocolo de prueba consistió en realizar lanzamientos a máxima aceleración en las distintas relaciones de transmisión de la caja de cambios original. Esto permitió registrar el torque efectivo a la rueda por cada marcha, con excepción de la primera relación, la cual fue omitida del registro debido a limitaciones de seguridad y

programación en la calibración del software del dinamómetro ante la excesiva multiplicación de torque a baja velocidad.

3.6.6. Protocolo de Verificación Analítica del Torque

Si bien la capacidad mecánica del sistema se midió empíricamente en el dinamómetro, para evaluar el esfuerzo y la demanda de torque específica durante la prueba dinámica en la ruta Ibarra-Zuleta (donde la telemetría directa de la aplicación GOKO no registra el par torsor), se aplicó un **método analítico inverso** para cuantificar el torque que el acople estará transmitiendo realmente en los tramos críticos.

Se utilizará un modelo dinámico de carga en pendiente fundamentado en las siguientes formulaciones físicas:

Cálculo de Fuerzas Resistivas (F_{total}):

El cálculo de las fuerzas resistivas es fundamental para determinar la demanda de torque en las ruedas. Según [28], la resistencia total (F_{total}) se define como la sumatoria de la carga gravitacional debida a la pendiente y la resistencia a la rodadura provocada por la fricción del neumático. Estas fuerzas se modelan matemáticamente para predecir el comportamiento del vehículo en condiciones de ascenso a velocidad constante [28] y [29].

Se determinará la fuerza total que el vehículo debe vencer para ascender a velocidad constante, sumando la resistencia gravitacional y la resistencia a la rodadura:

Formula 1

$$F_{total} = F_{gravedad} + F_{rodadura}$$

Donde las componentes se calcularán como:

Formula 2

$$F_{gravedad} = m \cdot g \cdot \sin(\theta)$$

Formula 3

$$F_{rodadura} = m \cdot g \cdot f_r \cdot \cos(\theta)$$

Donde (m) es la masa total, (g) la gravedad, (θ) el ángulo de la pendiente y (C_r) el coeficiente de rodadura.

Cálculo del Torque Requerido en el Motor (T_{acople}):

Una vez obtenida la fuerza total en las ruedas, se calculará el torque que debe suministrar el acople (T_{acople}) utilizando la relación de transmisión total (i_{trans}) y la eficiencia mecánica ($\eta_{mecánica}$):

Formula 4

$$T_{acople} = \frac{F_{total} \cdot r_{rueda}}{i_{trans} \cdot \eta_{mecánica}}$$

Este valor calculado se comparará con los límites de diseño (Factor de Seguridad) para validar si el acople opera dentro de la zona elástica del material AISI 4140 [30].

3.6.7. Evaluación Cualitativa NVH y Seguridad

Complementariamente a la interfaz, se ejecutará un protocolo de inspección sensorial basado en los criterios **NVH (Noise, Vibration, and Harshness)** para validar la calidad del ensamblaje en movimiento. Se evaluarán tres parámetros de aceptación:

- **Ruido en la Carcasa:** Verificación auditiva de ausencia de golpeteos metálicos o zumbidos por fricción.
- **Vibración al Volante:** Monitoreo de oscilaciones parásitas transmitidas a la dirección a altas RPM.
- **Resonancia en Transición:** Evaluación de la fluidez en la aceleración lineal.

Verificación de Margen de Resonancia:

Finalmente, se contrastará la frecuencia de operación máxima permitida por el controlador (7500 RPM) contra la primera frecuencia natural del acople obtenida en la simulación modal.

Formula 5

$$f_{op_max} = \frac{RPM_{límite}}{60}$$

El criterio de validación exigirá que (f_{op_max}) sea significativamente menor que la frecuencia natural (f_n) para garantizar que el sistema nunca entre en resonancia durante su vida útil [31].

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1. Definición de Parámetros y Diseño Mecánico

El desarrollo del sistema de acople se fundamentó en la definición precisa de las condiciones de operación en altura (Ibarra-Zuleta) y en la compatibilidad mecánica entre el motor eléctrico seleccionado y la transmisión original del vehículo.

4.1.1. Selección Tecnológica y Entorno Operativo

Para garantizar una transmisión eficiente del torque en un vehículo eléctrico, donde el par es instantáneo, se analizaron tres tipologías de acople. Como se evidencia en la **Tabla 1**, los acoples rígidos ofrecen la mayor eficiencia mecánica y precisión, factores críticos para esta conversión [30].

Tabla 1. Comparación entre acoples rígidos, flexibles y con amortiguamiento torsional.

Tipo de acople	Eficiencia mecánica (%)	Desalineación admisible	Costo relativo	Aplicación recomendada
Rígido (brida, disco)	97–99	$< 0.1 \text{ mm} / < 0.1^\circ$	Medio	Transmisión coaxial directa
Flexible (spider, engranado)	92–96	$0.5\text{--}1.0 \text{ mm} / 1\text{--}2^\circ$	Bajo	Sistemas con vibración moderada
Amortiguado (elástico, giubo)	85–92	$> 1 \text{ mm} / > 2^\circ$	Alto	Aplicaciones industriales con impactos

Tomado: I. G. Pary and I. T. Martiarena, Tipos de acople, 2021 [7].

Basado en este análisis, se seleccionó el acople rígido mecanizado, descartando elementos elásticos que introducen deformación y pérdidas de energía. Para mitigar fallas comunes como la fatiga mecánica y el desgaste por fricción, el diseño incorpora tolerancias de alineación estrictas ($\leq 0.05 \text{ mm}$) [30].

Condiciones Ambientales (Ibarra – Zuleta):

El diseño considera la operación en altitudes de hasta 2800 m.s.n.m., donde la densidad del aire desciende a aproximadamente 0.86 kg/m^3 (frente a 1.225 kg/m^3 a nivel del mar) [32] y [33]. Esta condición reduce el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre un 9% y un 15% por cada 1000 metros de elevación, lo que obliga a diseñar componentes

con alta estabilidad térmica y materiales resistentes a ciclos de dilatación y contracción [34], [35], [36] y [37]. Los parámetros ambientales base para el diseño se resumen en la **Tabla 2**.

Tabla 2. Parámetros ambientales críticos para el diseño.

Parámetro ambiental	Valor estimado (Zuleta)	Referencia simulación FEA
Altitud	2800 m s. n. m.	Contexto físico
Presión atmosférica	72 kPa	Condición de contorno
Temperatura promedio	18 °C	Carga térmica inicial
Densidad del aire	0.86 kg/m ³	Propiedad convectiva
Coefficiente de convección	20–25 W/m ² ·K	Transferencia térmica superficial

Tomado: M. L. Elsayed, Parámetros de altura, 2020 [32].

4.1.2. Especificaciones Técnicas del Sistema

La geometría y resistencia del acople se dimensionaron para soportar las cargas del tren motriz. Las especificaciones del vehículo base (Chevrolet Corsa 1.4L) [38] y del nuevo motor eléctrico [39] se detallan en las **Tablas 3 y 4**.

Tabla 3. Especificaciones del vehículo base.

Parámetro	Valor original (combustión)	Fuente / Observación
Cilindrada	1389 cm ³	Manual técnico Chevrolet
Potencia máxima	90 HP @ 6000 rpm	–
Torque máximo	120 Nm @ 3400 rpm	–
Transmisión	Manual 5 velocidades	Relación 1ra marcha: 3.54
Peso vehicular	990 kg	Sin carga
Relación diferencial	3.67:1	Caja F13 Getrag

Tomado: General Motor Corporation, Chevrolet Corsa 1.4L Manual de reparaciones y servicios, 2002 [38].

Tabla 4. Especificaciones del Motor Eléctrico.

Parámetro	Valor original	Fuente / Observación
Modelo	Motor de Inducción AC Y13120006	Manual técnico Zhuhai Enpower Electric Co, Ltd.
Potencia nominal	18 kW	–
Potencia máxima	40 kW	–
Torque nominal	57.3 Nm	–
Torque máximo	150 Nm	–
Voltaje nominal	76 V AC	–
Régimen nominal	3000 rpm	–
Régimen máximo	7500 rpm	–
Conexión	Y	–
Peso	54 kg	–

Tomado: Zhuhai Enpower, Manual técnico Zhuhai, 2021 [39].

Interfaz Mecánica y Sujeción:

Para asegurar la integridad del montaje, se definieron los siguientes estándares de unión:

- **Acople – Volante:** 6 pernos M8 $\times$ 1.25 (Grado 8.8), torque 24 Nm.
- **Carcasa – Motor:** 8 pernos M10 $\times$ 1.5 (Grado 8.8), torque 30 Nm.
- **Carcasa – Transeje:** 10 pernos M10 $\times$ 1.5 (Grado 8.8), torque 30 Nm.

4.1.3. Modelado Geométrico (CAD) y Materiales

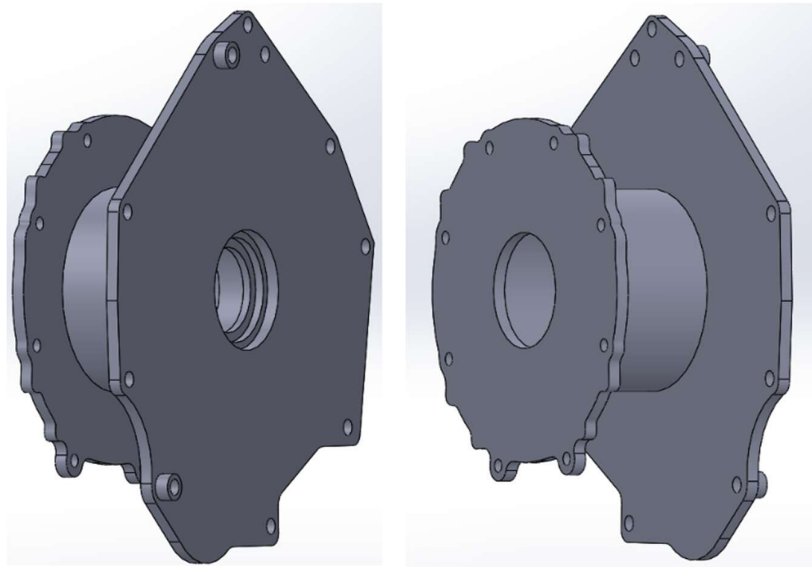
El modelado se realizó en **SolidWorks 2023** utilizando ingeniería inversa (escaneado 3D) para replicar con alta fidelidad las superficies de montaje del motor y la caja de cambios.

Diseño de la Carcasa:

La carcasa se diseñó como una estructura rígida compuesta por dos bridas vinculadas mediante un cuerpo cilíndrico central (**Figura 9**).

Figura 9.

Diseño CAD de la carcasa de acople (Bridas frontal y posterior).

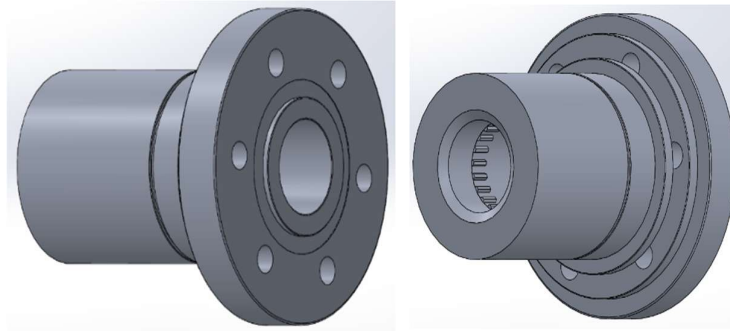


Diseño del Acople:

El acople es un cilindro macizo de paredes gruesas diseñado para transmitir el par motor directamente. En su interior, cuenta con un estriado de 9.55 mm (**Figura 10**) compatible con el eje del motor, eliminando holguras. El extremo opuesto dispone de una brida con escalón de centrado para fijar el volante de inercia original.

Figura 10.

Detalle del acople con estriado interno y brida para volante.



Selección de Materiales:

Se seleccionaron aceros comerciales que equilibran maquinabilidad, disponibilidad y resistencia mecánica para las condiciones de carga evaluadas (**Tabla 5**).

- **Carcasa (AISI 1045):** Acero al carbono medio, seleccionado por su mayor resistencia mecánica y rigidez en comparación con aceros de bajo carbono. Se optó por la condición de estirado en frío para maximizar el límite elástico y soportar mejor las cargas vibratorias estructurales.
- **Acople (AISI 4140):** Acero aleado al Cromo-Molibdeno tratado térmicamente. Fue seleccionado por su alta tenacidad, excelente respuesta al temple y resistencia a la fatiga bajo cargas torsionales cíclicas y picos de torque.

Tabla 5. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados.

Propiedad / Material	AISI 1045 (Carcasa)	AISI 4140 (Acople)
Tipo de acero	Acero al carbono medio	Acero aleado Cr-Mo (Bonificado)
Límite elástico	500 – 530 MPa	900 – 1000 MPa
Maquinabilidad	Buena	Media (en estado bonificado)
Soldabilidad	Muy Buena (Fácil de soldar)	Difícil (requiere pre/post calentamiento)
Tratamiento simulado	Estirado en frío	Templado y Revenido (650°C)
Aplicación principal	Estructura de soporte y alojamiento	Eje de transmisión de potencia

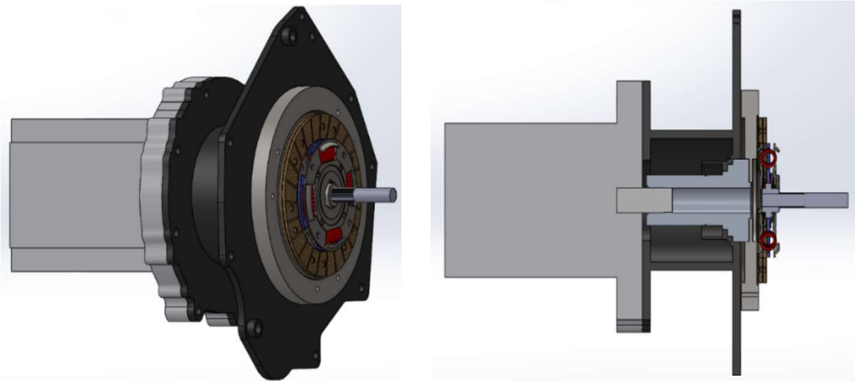
Tomado: Lisun Group, Propiedades de los materiales, 2023 [35].

4.1.4. Ensamble Virtual y Verificación de Alineación

Antes de la fabricación, se realizó un ensamble virtual completo en **SolidWorks 2023** (**Figura 11**) para validar la secuencia de montaje y detectar interferencias.

Figura 11.

Corte de sección del ensamble Motor-Acople-Transeje (diseño simplificado).



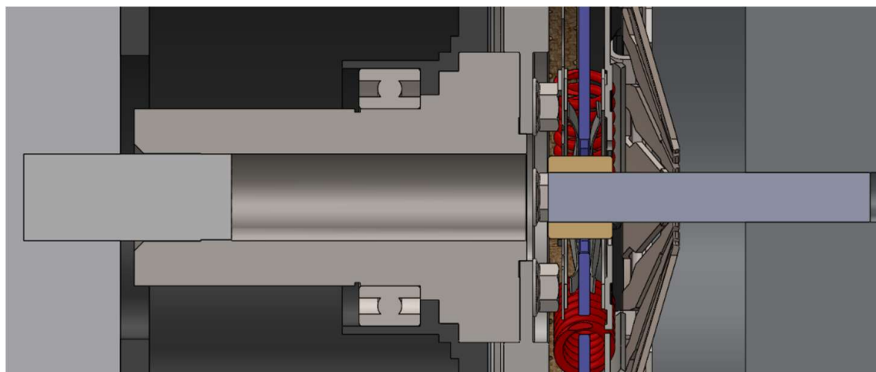
Garantía de Sincronización Geométrica mediante Pilotaje y Ajustes ISO:

Para dar cumplimiento al objetivo de sincronizar la alineación de los ejes y minimizar las vibraciones por desalineación, el diseño del acople no depende exclusivamente de la calibración manual durante el montaje. En su lugar, incorpora una estrategia de **restricciones geométricas pasivas** (pilotajes) fundamentada en el sistema de tolerancias de la norma **ISO 286**.

Específicamente, se implementó un mecanismo de doble centrado para asegurar la coaxialidad:

Figura 11.b.

Coaxialidad entre ejes por medio del mecanismo de doble centrado.



- **Pilotaje Posterior (Ajuste H7/h6):** Se mecanizó un escalón de centrado en la brida posterior con una tolerancia de **ajuste deslizante de ubicación (H7/h6)** basado en la norma (ISO 286), respecto al volante de inercia (**Figura 11.b**). Esta selección técnica garantiza una holgura positiva mínima (típicamente < 0.040

mm) que permite el ensamblaje manual sin herramientas térmicas, a la vez que restringe el desplazamiento radial al orden de las micras.

- **Centrado Frontal (Estriado):** Simultáneamente, el perfil del estriado interno actúa como guía de auto centrado respecto al eje del motor eléctrico (**Figura 11.b**).

Esta configuración geométrica obliga a que los centros de rotación de ambos componentes coincidan físicamente al momento del apriete. De esta forma, se garantiza una **concentricidad intrínseca** del sistema inferior a 0.05 mm, eliminando los errores humanos de alineación que pudieran derivar en una desviación dinámica.

Especificación Técnica del Rodamiento de Soporte:

Se establecieron criterios de tolerancia estrictos para garantizar la vida útil de los elementos rodantes:

- **Concentricidad:** Desviación radial máxima entre ejes $\leq 0.05 \text{ mm}$.
- **Alineación Angular:** Desviación máxima $< 0.1^\circ$.

Para materializar estas tolerancias y brindar soporte radial al eje del acople, se seleccionó e integró en la carcasa un **Rodamiento Radial Rígido de Bolas** (conforme a la norma **AFBMA 20.1**). Este componente, de dimensiones (**55mm × 80mm × 19mm**), actúa como soporte intermedio, restringiendo los grados de libertad radiales y asegurando que el acople gire concéntrico al transeje.

El análisis de interferencias confirmó que existe espacio suficiente para la operación del embrague, el alojamiento del rodamiento seleccionado y el acceso a la tornillería, validando la geometría para la etapa de simulación y manufactura.

4.2. Validación Estructural (FEA Estático)

El análisis estático estructural tuvo como objetivo verificar la integridad mecánica del acople y sus elementos de fijación bajo las cargas de operación reales. Se buscó determinar si el material y la geometría soportan los torques nominal y máximo sin sufrir deformaciones plásticas, garantizando un Factor de Seguridad (FoS) adecuado para la aplicación automotriz, usando el programa **Ansys Workbench 2023**.

4.2.1. Configuración del Análisis

El estudio se realizó utilizando el método de elementos finitos (FEA) en un entorno estático lineal. Las condiciones de frontera y carga se definieron de la siguiente manera:

- **Materiales:** Se asignó acero AISI 4140 bonificado para el acople (límite de fluencia estimado 900–1000 MPa) y AISI 1045 para la carcasa.
- **Restricciones:** Se restringieron los grados de libertad en las bridas de conexión de la carcasa con el motor y el transeje.
- **Cargas:** Se aplicó el torque motriz en la superficie interna del estriado del acople bajo dos escenarios críticos:
 - **Torque Nominal:** de 57.3 Nm (operación continua).
 - **Torque Máximo:** de 150 Nm (arranque o pico).

4.2.2. Resultados de Esfuerzo y Deformación

El acople mostró un comportamiento elástico lineal conservador en ambos escenarios de carga. Los resultados obtenidos se resumen en la **Tabla 6**.

Tabla 6. Resultados obtenidos.

Variable de Resultado	Carga Nominal (57.3 Nm)	Carga Máxima (150 Nm)	Criterio de Diseño
Esfuerzo Equivalente (Von Mises)	12.31 MPa	31.60 MPa	< Límite Fluencia
Deformación Total	0.00178 mm	0.00468 mm	< 0.05 mm (Ajuste)
Factor de Seguridad (Mínimo)	7.04	2.72	> 2.0 (Automotriz)

Análisis bajo Carga Nominal (57.3 Nm):

Como se aprecia en la (**Figura 12**), el esfuerzo máximo fue de 12.31 MPa, lo que representa menos del 3% de la capacidad de carga del material. La deformación registrada (**Figura 13**) es despreciable, garantizando la ausencia de juego mecánico durante el giro constante. El Factor de Seguridad mínimo de 7.04 confirma que la pieza está sobredimensionada para fatiga en operación continua.

Figura 12.
Distribución de esfuerzos de Von Mises a torque nominal (57.3 Nm).

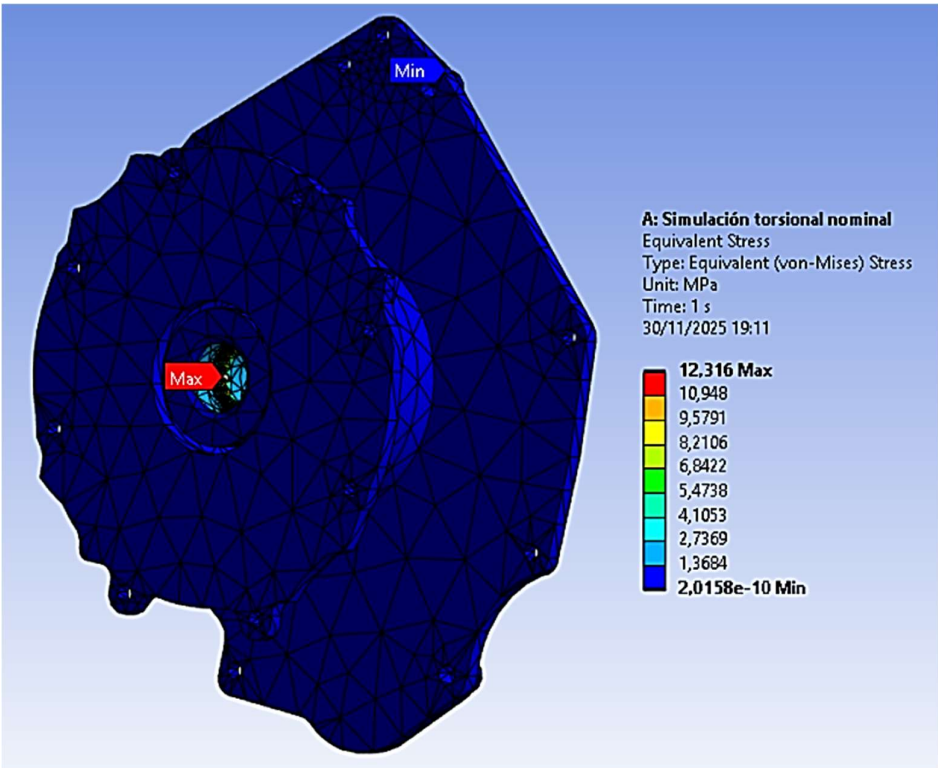
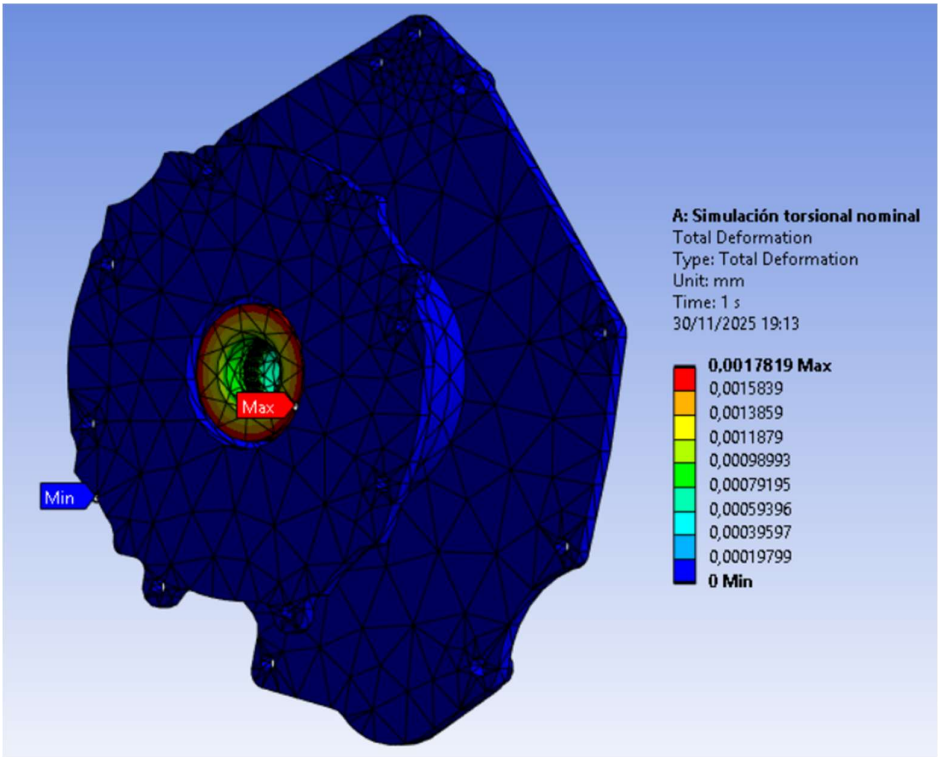


Figura 13.
Deformación total a torque nominal.



Análisis bajo Carga Máxima (150 Nm):

En el escenario crítico, el esfuerzo máximo alcanzó los 31.60 MPa (**Figura 14**), valor que, aunque representa un incremento significativo respecto al caso nominal, se mantiene por debajo del límite de fluencia del material, evitando la aparición de deformaciones permanentes. La deformación máxima registrada fue de 0.00468 mm, la cual continúa siendo inferior a las tolerancias de ajuste típicas de este tipo de ensamblajes mecánicos (0.05 mm), garantizando la correcta alineación del sistema. Asimismo, el Factor de Seguridad disminuyó a 2.72 (**Figura 15**), cumpliendo con los criterios de diseño establecidos en la ingeniería automotriz ($FoS > 2.0$) para condiciones de carga máxima.

Figura 14.

Distribución de esfuerzos de Von Mises a torque máximo (150 Nm).

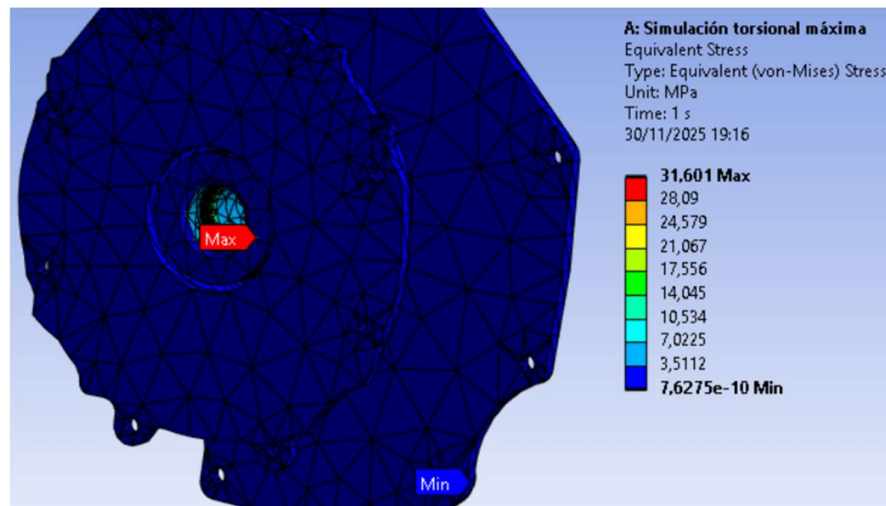


Figura 14.b.

Detalle de la distribución de esfuerzos en los flancos del estriado bajo carga máxima.

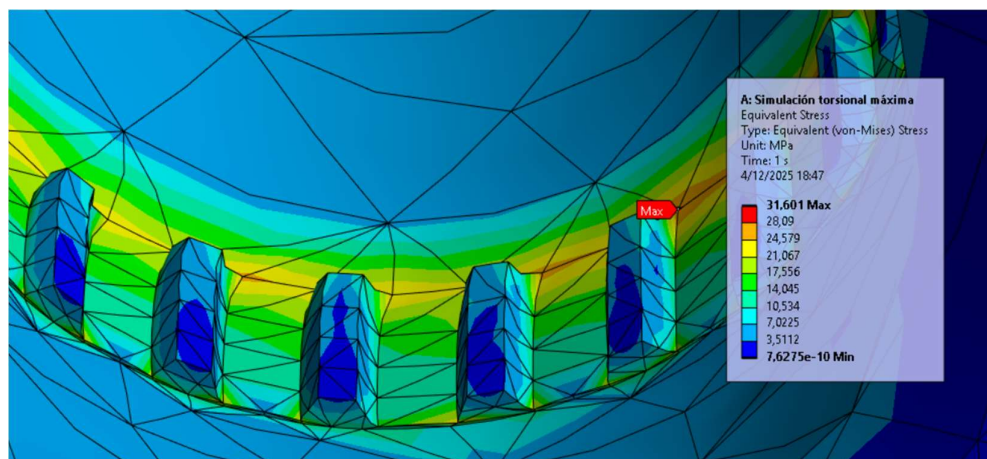
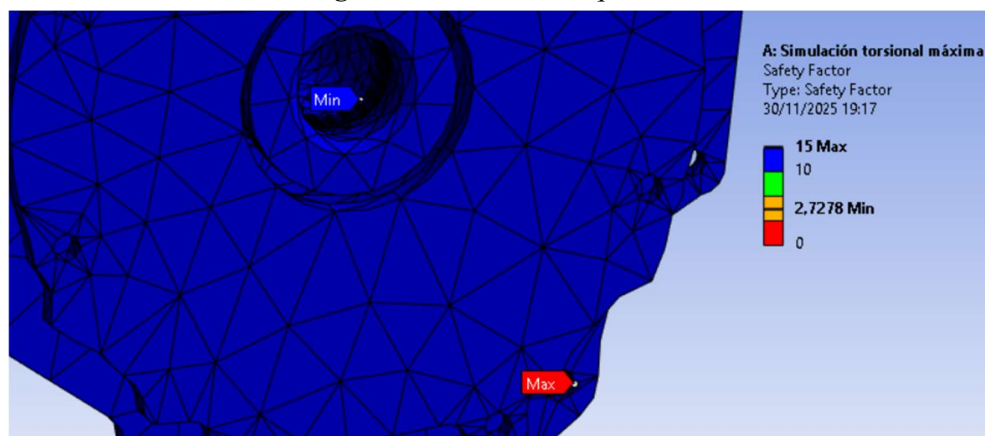


Figura 15.

Factor de Seguridad mínimo a torque máximo.



4.2.3. Optimización de Torque de Apriete en Uniones

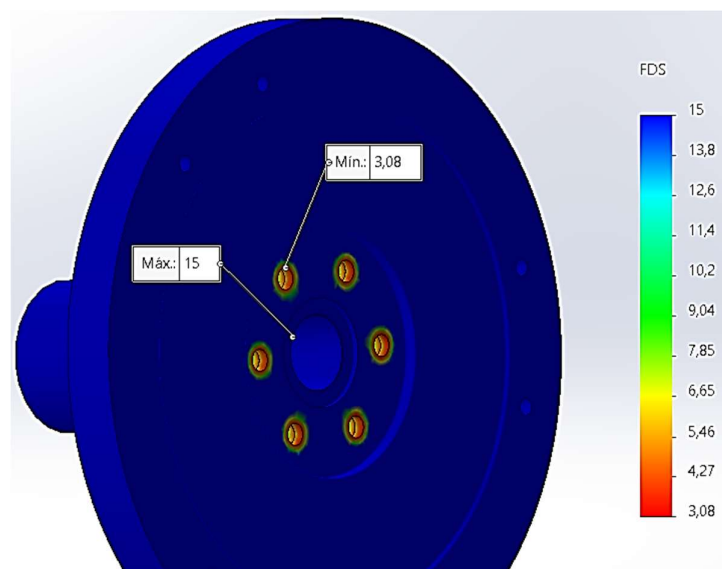
Se realizó un estudio localizado en los pernos para determinar el apriete óptimo que garantice la sujeción sin dañar las roscas o el material base, usando el programa **SolidWorks 2023**.

Unión Volante de Inercia - Acople:

Se evaluó un torque de 24 Nm en los pernos M8. El análisis (**Figura 16**) arrojó un esfuerzo máximo de 231 MPa en la cabeza del perno y un Factor de Seguridad mínimo de 3.08, validando este valor para la precarga requerida.

Figura 16.

Factor de seguridad en pernos de unión volante - acople (24 Nm).

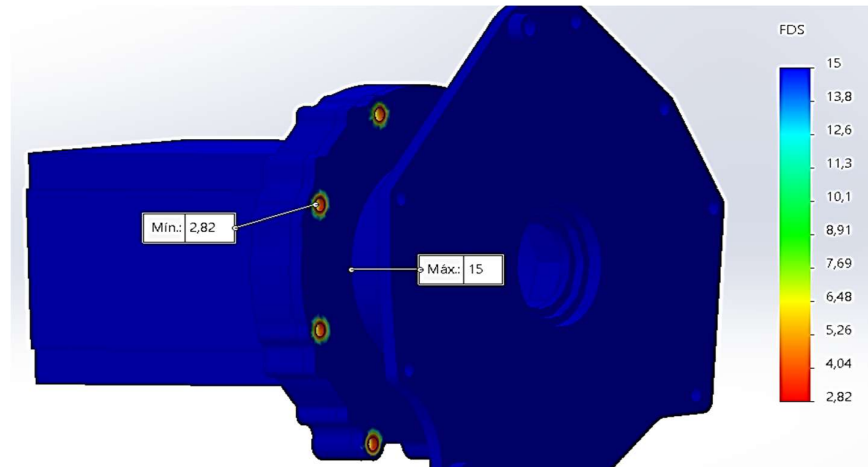


Unión Carcasa - Motor Eléctrico:

Aplicando un torque de 30 Nm en la tornillería M10, se obtuvo un esfuerzo máximo de 188 MPa en los alojamientos y un Factor de Seguridad de 2.82 (**Figura 17**). Esto asegura la integridad de las roscas y la brida de aluminio.

Figura 17.

Factor de seguridad en unión carcasa - motor (30 Nm).

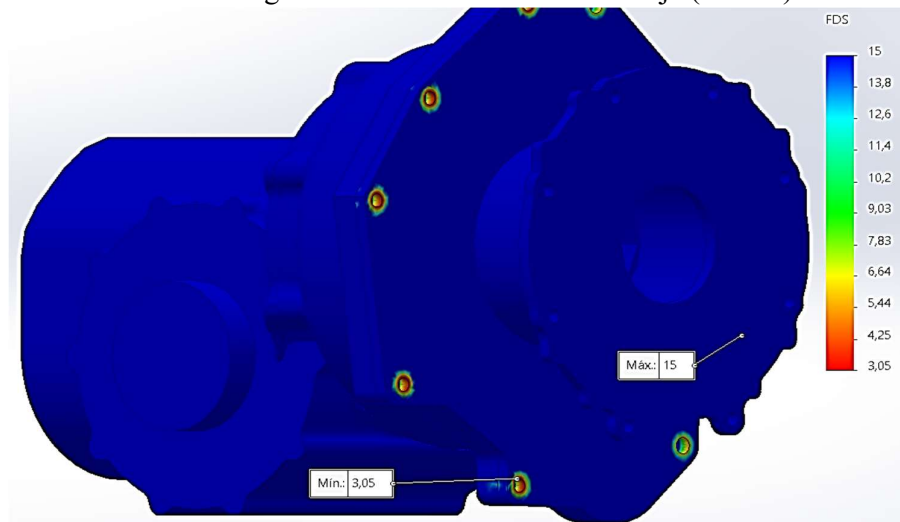


Unión Carcasa - Transeje:

Utilizando el mismo estándar de 30 Nm, se obtuvo un esfuerzo máximo de 183 MPa y un Factor de Seguridad de 3.05 (**Figura 18**), validando este par de apriete para toda la tornillería estructural de la carcasa.

Figura 18.

Factor de seguridad en unión carcasa - transeje (30 Nm).



4.3. Análisis Dinámico y Térmico

Este apartado evalúa el comportamiento del sistema frente a fenómenos vibratorios y térmicos, factores críticos para la durabilidad a largo plazo debido a las altas revoluciones del motor eléctrico y las condiciones ambientales de operación en altura, se usó el programa **Ansys Workbench 2023**.

4.3.1. Análisis Modal (Frecuencias Naturales)

El análisis modal tuvo como objetivo determinar las frecuencias naturales del sistema acoplado para evitar fenómenos de resonancia. Se estableció como criterio de diseño que la primera frecuencia natural del acople debe ser significativamente superior a la frecuencia máxima de excitación del motor (125 Hz a 7500 rpm).

Las frecuencias críticas de operación que debe evitar el sistema se detallan en la **Tabla 7**.

Tabla 7. Frecuencias de excitación y armónicos operativos del motor eléctrico.

Régimen de Operación	Velocidad de Giro (rpm)	Frecuencia de Excitación (Fexc)
Nominal	3000	50 Hz
Máximo	7500	125 Hz
Armónicos Críticos	–	100, 150, 200... Hz

Resultados de Frecuencias Naturales:

La simulación calculó los primeros 42 modos de vibración bajo un enfoque no amortiguado. La **primera frecuencia natural (Modo 1)** se registró en **504.42 Hz**. Este valor es más de cuatro veces superior a la frecuencia de excitación fundamental (125 Hz), confirmando un amplio margen de seguridad contra la resonancia. La **Tabla 8** resume los modos más representativos dentro del rango de interés.

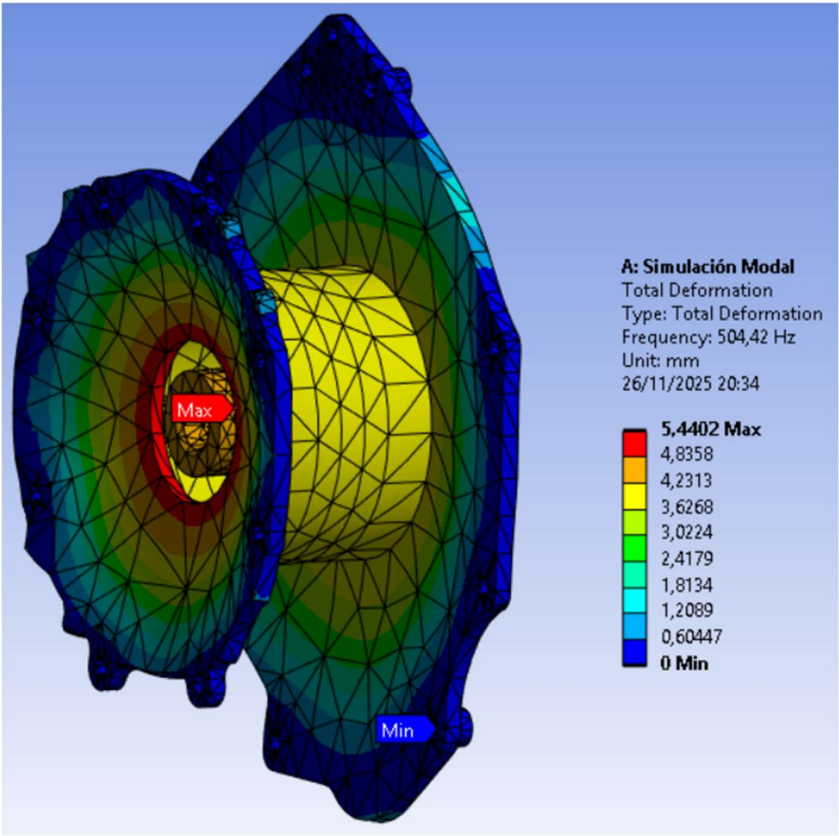
Tabla 8. Modos de vibración relevantes del sistema acoplado.

Modo	Frecuencia (Hz)	Descripción Morfológica	Interpretación Técnica
1	504.42	Flexión global (Fundamental)	Margen de seguridad > 4x vs. Excitación.
2	743.62	Flexión compuesta	Sin riesgo de interacción operativa.
10	1502.1	Flexión local en brida	Rígidez estructural alta.
20	1876.5	Deformación de onda corta	Límite del rango de interés primario.
42	3024.2	Límite de cálculo	Cobertura total del espectro.

La **Figura 19** ilustra la forma modal fundamental, la cual presenta un desplazamiento global de flexión en el cuerpo cilíndrico, concentrándose en la interfaz interna.

Figura 19.

Forma modal del primer modo de vibración (Flexión global a 504.42 Hz).



4.3.2. Análisis de Respuesta Armónica

Para cuantificar la severidad de las vibraciones en operación, se simuló el comportamiento forzado aplicando un torque oscilatorio de 10 Nm en un barrido de 0 a 2000 Hz, con un amortiguamiento constante del 2%. Los resultados en los puntos de control (Nominal y Máximo) se consolidan en la **Tabla 9**.

Tabla 9. Respuesta dinámica del sistema a frecuencias operativas.

Parámetro Evaluado	Régimen Nominal (50 Hz)	Régimen Máximo (125 Hz)	Pico Máximo (2000 Hz)
Deformación Total	$3.88 \times 10^{-7} \text{ mm}$	$3.89 \times 10^{-7} \text{ mm}$	$2.83 \times 10^{-6} \text{ mm}$
Esfuerzo Equivalente	$6.73 \times 10^{-6} \text{ MPa}$	$6.73 \times 10^{-6} \text{ MPa}$	$8.89 \times 10^{-5} \text{ MPa}$
Aceleración Global	0.038 mm/s²	0.240 mm/s²	447.44 mm/s²
Nota Contextual	Operación continua	Pico de RPM	Fuera de rango

Evaluación de Deformación y Esfuerzo:

Como se observa en la **Figura 20** (Deformación) y **Figura 21** (Esfuerzo), las curvas presentan un comportamiento ascendente suave sin picos abruptos de resonancia en la zona operativa.

- **Deformación:** Los valores obtenidos (orden de 10^{-7} mm) indican que el acople se comporta como un cuerpo extremadamente rígido, sin riesgo de desalineación dinámica.
- **Esfuerzo:** El esfuerzo dinámico alternante es virtualmente nulo ($< 10^{-5}$ MPa) comparado con el límite de fatiga del acero AISI 4140 (> 900 MPa), garantizando operación muy estable frente a fatiga.

Figura 20.

Respuesta de frecuencia de la deformación (0 – 2000 Hz).

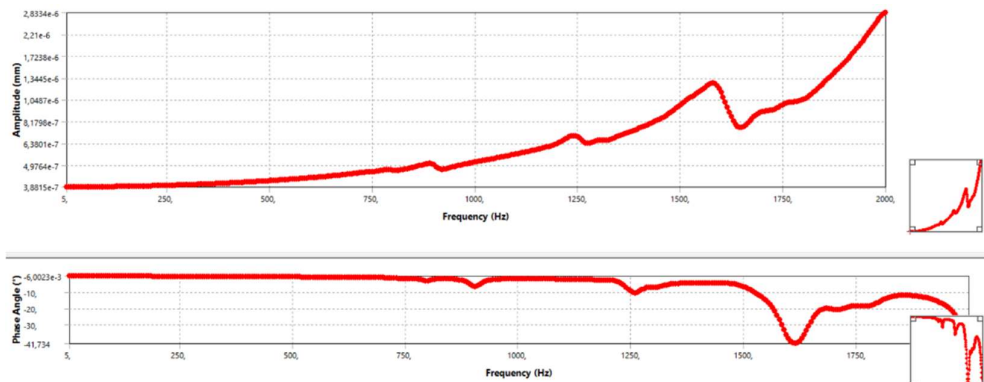
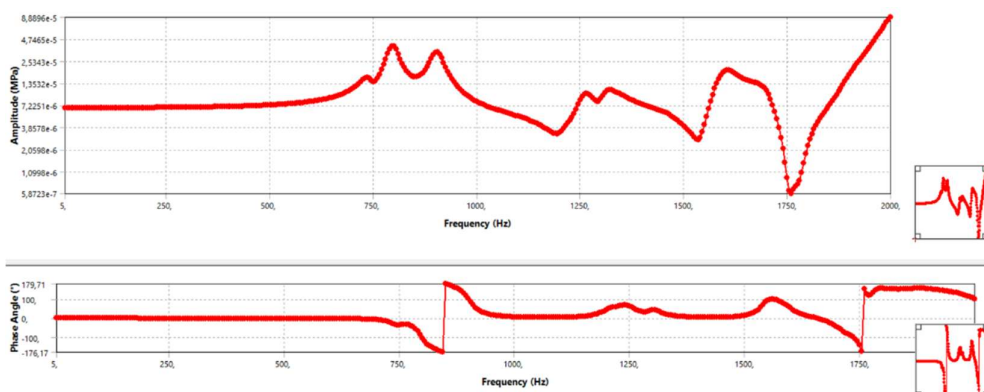


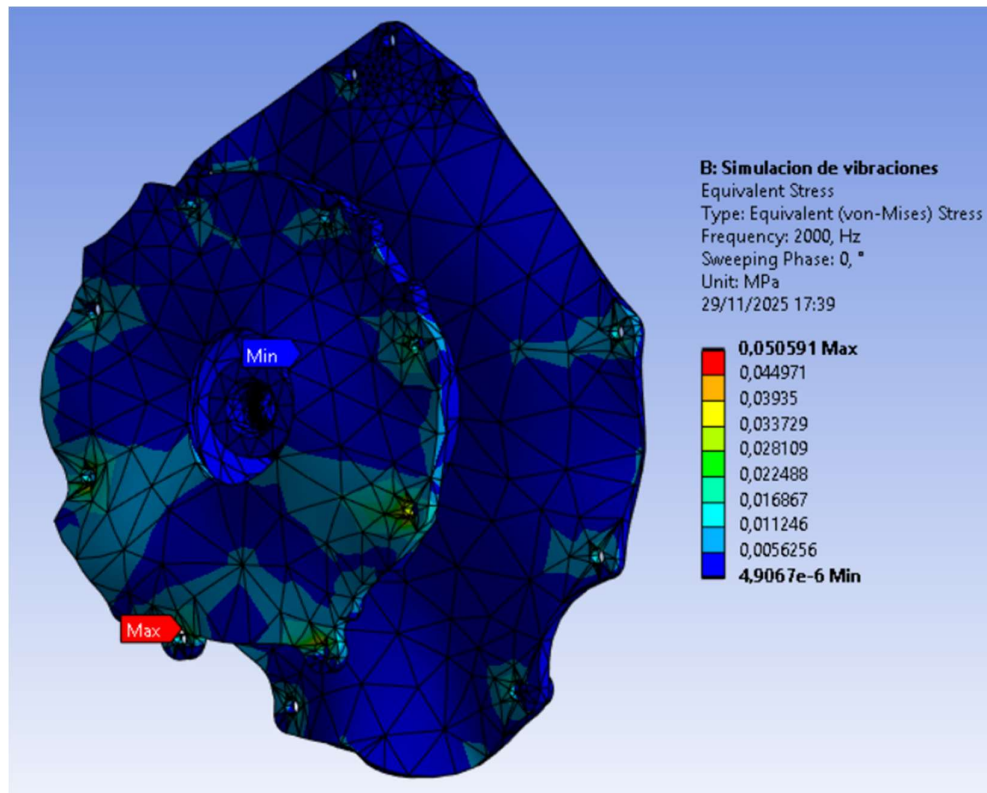
Figura 21.

Respuesta de frecuencia del esfuerzo de Von Mises.



Adicionalmente, la **Figura 22** muestra la distribución de esfuerzos en la frecuencia más alta analizada (2000 Hz), confirmando que las tensiones se concentran en las zonas de sujeción, pero con magnitudes despreciables.

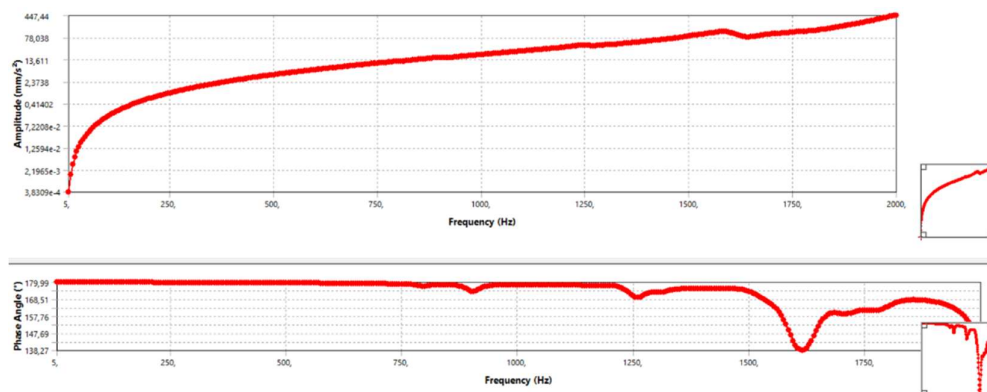
Figura 22.
Distribución de esfuerzo de Von Mises a 2000 Hz.



Evaluación de Aceleración:

La aceleración inducida (**Figura 23**) alcanza apenas **0.240 mm/s²** a 7500 rpm. Considerando que los criterios generales de vibración para maquinaria rotativa (como ISO 10816) suelen establecer límites de alarma por encima de 1000 mm/s², el sistema opera en una zona de total estabilidad, protegiendo el rodamiento de la carcasa y los ejes.

Figura 23.
Respuesta de frecuencia de aceleración global.



4.3.3. *Análisis Térmico*

El estudio térmico validó la capacidad de disipación de calor del acople considerando la reducción de densidad del aire en la zona de Zuleta (2800 m.s.n.m.). La configuración del análisis de "peor caso" se detalla en la **Tabla 10**.

Tabla 10. Parámetros de configuración para simulación térmica en altura.

Parámetro	Valor Configurado	Justificación
Temperatura Fuente	100 °C	Temp. crítica del eje motor
Coefficiente Convección	20 W/(m²·K)	Penalizado por altitud (2800 m)
Temp. Ambiente	18 °C	Promedio zonal (Zuleta)
Densidad del Aire	0.86 kg/m³	~30% menor que a nivel del mar

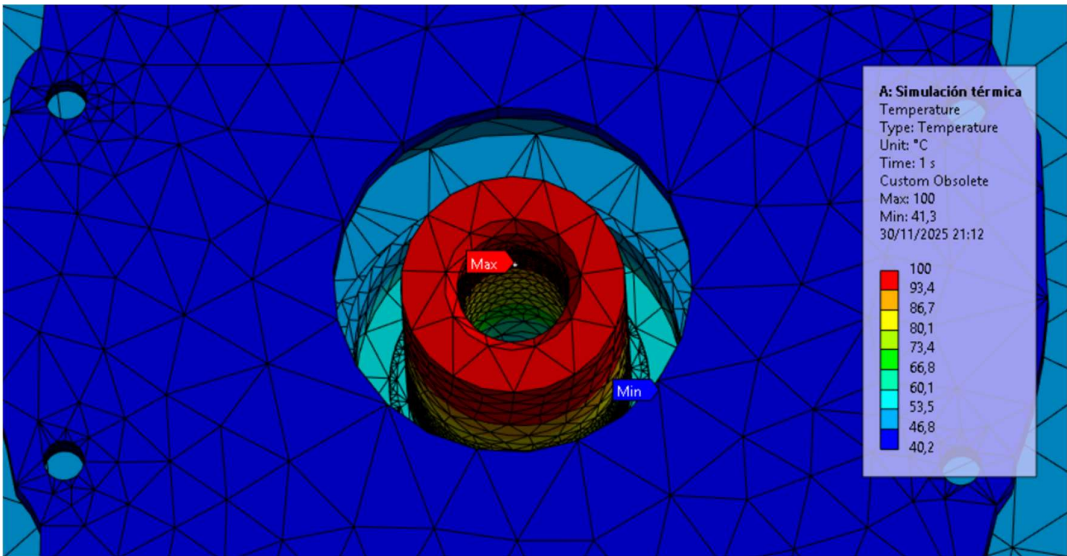
Tomado: M. L. Elsayed, Parámetros de altura, 2020 [32].

Resultados de Distribución de Temperatura:

El gradiente térmico (**Figura 24**) muestra una temperatura máxima de **100°C** en el estriado y una mínima de **40.2°C** en el exterior. Dado que la temperatura de revenido del material es de 650°C, no existe riesgo de alteración metalúrgica. En la zona de las bridas, la temperatura oscila entre 50–60°C, lo que evita la pérdida de precarga en los pernos por dilatación térmica.

Figura 24.

Distribución de temperatura en estado estable (Gradiente 100°C - 40°C).

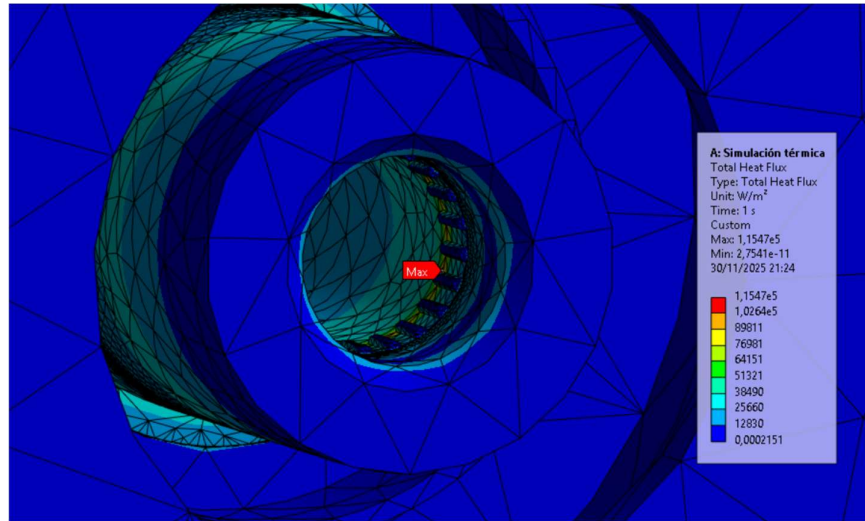


Resultados de Flujo de Calor:

La densidad de flujo térmico (**Figura 25**) alcanza un máximo de $1.15 \times 10^5 \frac{W}{m^2}$ en la interfaz. El cuerpo del acople actúa como un disipador eficaz, transfiriendo calor radialmente hacia el aire antes de saturar la estructura, validando la estabilidad térmica incluso con convección reducida.

Figura 25.

Distribución de la densidad de flujo de calor total en el cuerpo del acople.



4.4. Fabricación Del Prototipo Y Montaje Experimental

4.4.1. Preparación De Planos Técnicos

Para la etapa de manufactura, se elaboraron los planos de taller correspondientes a los cuatro componentes principales del sistema de acople. La documentación gráfica fue generada utilizando el software CAD **SolidWorks 2023** y se rige bajo la norma técnica ecuatoriana **CPE INEN 003:1989** (Código de Dibujo Técnico-Mecánico), adoptando el sistema internacional de unidades (SI).

El dimensionamiento y tolerancias de cada componente se definieron considerando la funcionalidad mecánica, la facilidad de montaje y la disponibilidad de procesos de mecanizado (torneado y fresado CNC, corte por plasma/chorro de agua).

4.4.1.1. Especificaciones De Materiales Y Tolerancias

Se seleccionaron aceros de ingeniería en función de las cargas mecánicas calculadas en el capítulo de diseño:

- **Acero AISI 4140 (Bonificado):** Utilizado para el **Eje de Acople**. Este material fue elegido por su alta tenacidad y resistencia a la fatiga torsional, necesarias para transmitir el par motor sin sufrir deformación plástica en el estriado.
- **Acero AISI 1045:** Seleccionado para las **Bridas de Adaptación** (Motor y Transeje) y la **Carcasa Cilíndrica**. Este acero de medio carbono ofrece una excelente maquinabilidad, soldabilidad y suficiente resistencia estructural para soportar las cargas estáticas y vibraciones del conjunto, optimizando el costo de fabricación.

Se estableció una **tolerancia general de fabricación de $\pm 0.1 \text{ mm}$** para dimensiones lineales no críticas, garantizando un ensamblaje fluido. Para los ajustes de precisión (alojamientos de rodamientos y conexiones de eje), se aplicaron tolerancias específicas indicadas en los planos.

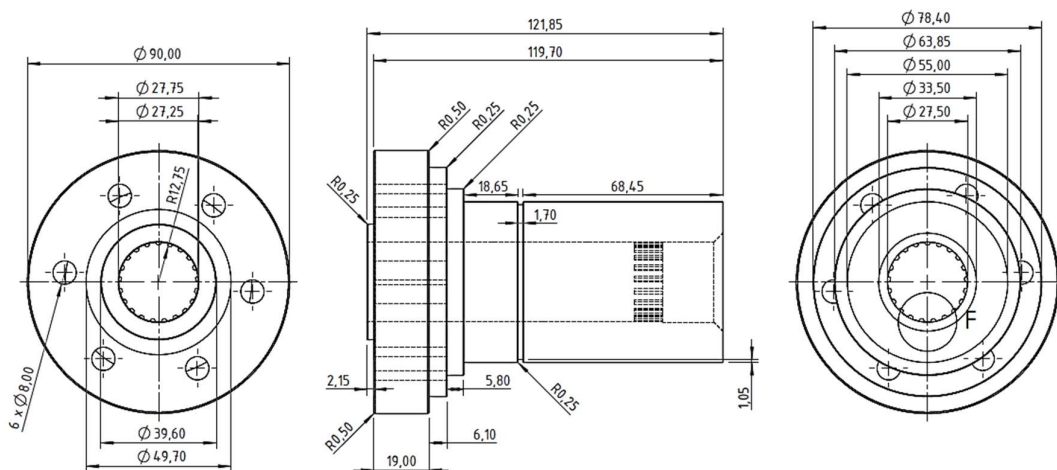
4.4.1.2. Descripción De Los Planos Constructivos

A continuación, se detallan los parámetros técnicos definidos en los planos para la fabricación:

- a) **Plano 1: Eje de Acople** Este elemento es el componente crítico de transmisión de potencia. Como se aprecia en la **Figura 26**, es un eje con una masa aproximada de **2.377 kg**. La característica principal es el estriado interior normalizado bajo el estándar **DIN 5480 (N27 x 1.25 x 30 x 20)** para asegurar la intercambiabilidad. (*Ver plano técnico completo en Anexo B-01*).

Figura 26.

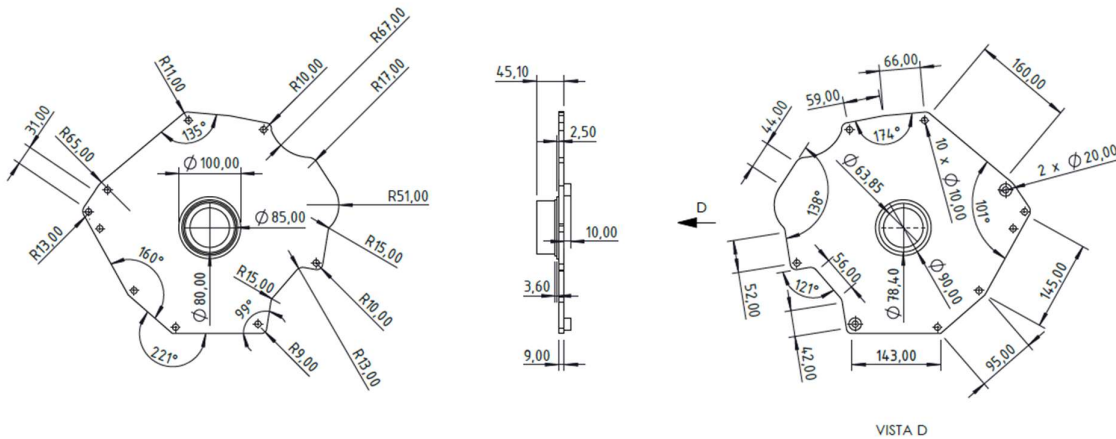
Eje de Acople.



- b) **Plano 2: Brida de Adaptación al Transeje** Diseñada para conectar el sistema al transeje original. Se definió un perfil de corte con un espesor de 9 mm y una masa de **7.133 kg**. El diseño asegura la alineación concéntrica con el eje primario mediante coordenadas precisas de los agujeros de sujeción (ver **Figura 27**). (Ver plano técnico completo en **Anexo B-02**).

Figura 27.

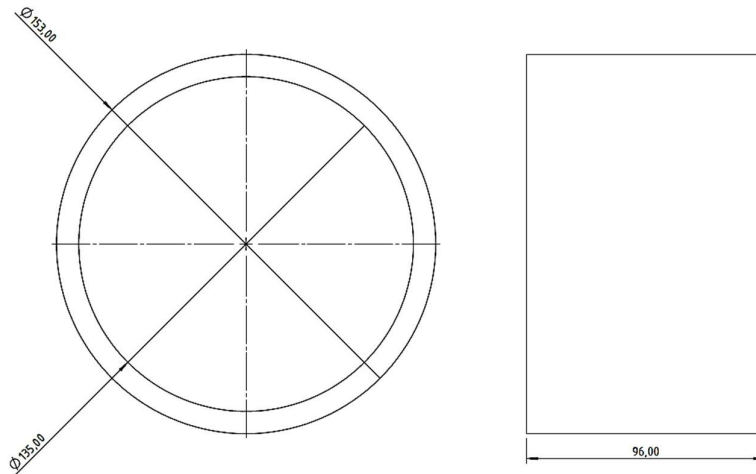
Brida de Adaptación al Transeje.



- d) **Plano 4: Carcasa Cilíndrica (Cilindro)** Elemento estructural de **3.068 kg** que mantiene la distancia y alineación entre las bridas (ver **Figura 29**). El plano de fabricación controla estrictamente la perpendicularidad de las caras frontales respecto al eje central para evitar vibraciones en el tren motriz. (*Ver plano técnico completo en Anexo B-04*).

Figura 29.

Carcasa Cilíndrica.



4.4.2. Fabricación De Componentes Y Selección De Procesos

Para la etapa de manufactura del prototipo, se establecieron criterios de selección de procesos orientados a minimizar las desviaciones dimensionales y garantizar la integridad estructural de los materiales. Dado que el sistema de transmisión estará sometido a cargas cíclicas y requiere una alineación precisa, se optó por tecnologías de corte en frío y mecanizado de precisión en lugar de métodos convencionales que pudieran inducir deformaciones térmicas excesivas.

La ejecución de estos procesos se derivó a talleres especializados, bajo especificaciones técnicas definidas en los planos constructivos. A continuación, se describen los métodos aplicados y la validación de los componentes terminados.

4.4.2.1. Manufactura De La Carcasa De Acople

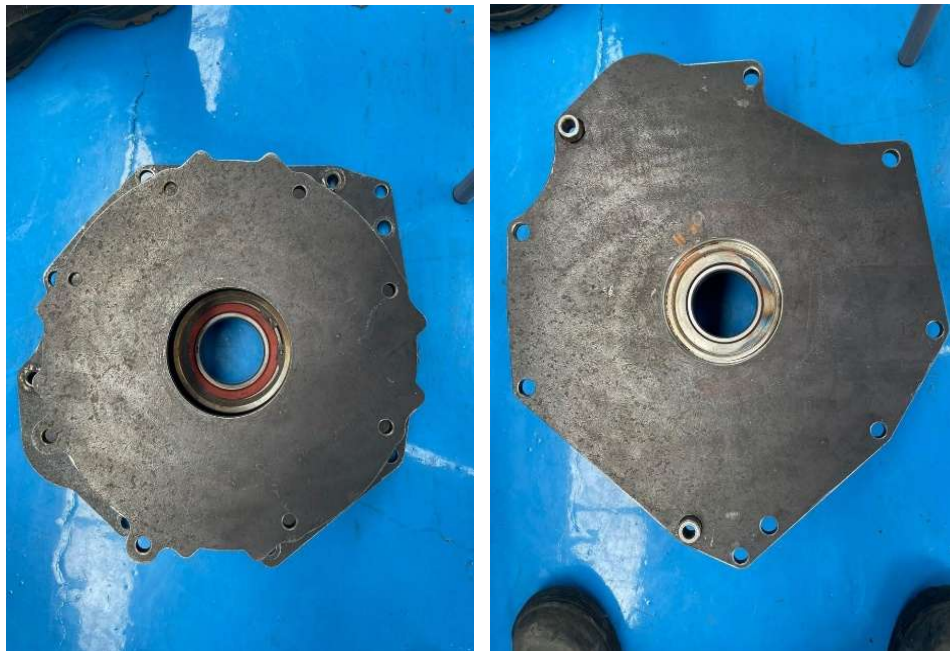
La carcasa estructural, compuesta por las bridas de adaptación y el cuerpo cilíndrico, funciona como el elemento de alineación principal entre el motor y la caja de cambios. Por ello, la prioridad fue mantener la planitud de las superficies de asiento.

- a) **Corte de perfiles:** Para la conformación de las bridas de adaptación (ver **Figura 30**) a partir de láminas de acero AISI 1045 de 9 mm, se seleccionó el proceso de corte por chorro de agua abrasivo.

Criterio de selección: A diferencia del oxicorte o el plasma, el corte por chorro de agua es un proceso en frío que no genera una Zona Afectada por el Calor (ZAC). Esto evitó el endurecimiento térmico de los bordes y, lo más importante, previno el alabeo o deformación de la placa, garantizando que los agujeros de montaje coincidan perfectamente con los patrones originales del motor y la transmisión sin necesidad de mecanizado posterior.

Figura 30.

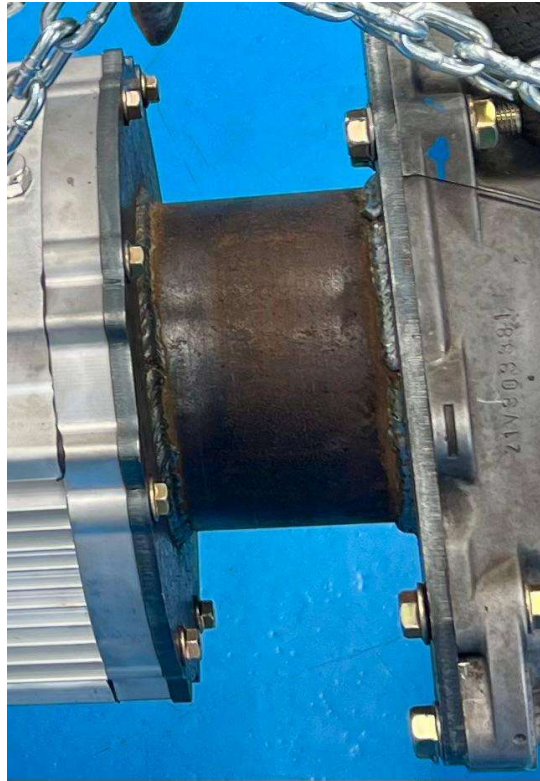
Bridas de adaptación fabricadas por corte con chorro de agua.



- b) **Conformado y Soldadura:** La unión del cuerpo cilíndrico con las bridas se realizó mediante soldadura por arco eléctrico (proceso MAG), como se aprecia en la **Figura 31**. Previo a la soldadura definitiva, se realizó un punteado de fijación en banco para asegurar la coaxialidad del conjunto. La inspección visual del componente terminado muestra un cordón de soldadura continuo y uniforme, asegurando la rigidez estructural necesaria para soportar el torque del motor.

Figura 31.

Carcasa cilíndrica soldada, mostrando la unión entre bridas y tubo.



4.4.2.2. Mecanizado del Eje de Acople

El eje de acople es el componente crítico de transmisión de potencia, diseñado en acero AISI 4140 para soportar fatiga torsional. Su fabricación requirió procesos de arranque de viruta de alta precisión para cumplir con los ajustes de rodamiento y el perfil del estriado.

- a) **Torneado de precisión:** La geometría exterior cilíndrica y el alojamiento para el seguro del rodamiento se obtuvieron mediante **torneado**. Se verificó visualmente el acabado superficial (**ver Figura 32**), el cual presenta una rugosidad compatible con los requerimientos de montaje, asegurando que el eje gire concéntricamente sin vibraciones inducidas por desbalance de masa.
- b) **Generación del Estriado Interior:** Para el tallado del estriado interior bajo norma DIN 5480, se optó por un proceso de mecanizado especial como la electroerosión por hilo.

Criterio de selección: La complejidad del perfil del diente y la necesidad de un ajuste 9H basado en la norma ISO 286 exigían un método que garantizara la fidelidad del perfil sin someter a la pieza a esfuerzos de corte que pudieran ovalar el agujero. Como se observa en el detalle de la pieza terminada, los dientes presentan aristas vivas y un perfilado limpio, lo cual es fundamental para lograr un acople deslizante y sin juego excesivo con el eje de entrada de la caja de cambios.

Figura 32.

Eje de acople terminado, detalle del estriado interior y torneado exterior.



4.4.3. Ensamble Y Pruebas Preliminares De Montaje

Una vez fabricados los componentes, se procedió a la integración física del sistema de tracción. Esta etapa tuvo como objetivo validar los ajustes dimensionales (tolerancias de fabricación) y verificar la alineación geométrica entre el motor eléctrico y el transeje del vehículo.

4.4.3.1. Verificación De Ajuste Entre Acople Y Carcasa

Se procedió a insertar el eje de acople dentro de la carcasa estructural para validar la geometría del ensamble. En esta fase se verificó que el acople se aloje correctamente en el interior del cuerpo cilíndrico, comprobando la libertad de giro y asegurando que la alineación del eje estriado sea concéntrica para su posterior conexión.

Aunque la inspección visual directa del estriado con el eje del motor se realizó en una etapa intermedia, la presentación del conjunto (ver **Figura 33**) confirma que las dimensiones de la carcasa permiten el posicionamiento correcto del eje transmisor sin obstrucciones ni desalineaciones angulares.

Figura 33.

Presentación del eje de acople y la carcasa, verificando el ajuste dimensional previo al montaje.



4.4.3.2. Montaje Del Tren De Potencia E Integración Final

El proceso de montaje definitivo inició con la unión del motor eléctrico y la carcasa mediante la brida de adaptación. Durante esta operación, se constató la precisión de los agujeros cortados por chorro de agua, los cuales coincidieron exactamente con el patrón de sujeción del motor sin necesidad de rectificaciones.

Como paso crítico para la funcionalidad del sistema, se instaló el volante de inercia y el kit de embrague sobre el eje de acople fabricado. Esta prueba de montaje (ver **Figura 34**) validó la correcta posición axial del acople, asegurando que el disco de embrague asiente perfectamente y que la excentricidad radial del conjunto se mantenga dentro de los límites tolerables para evitar vibraciones durante la operación.

Figura 34.

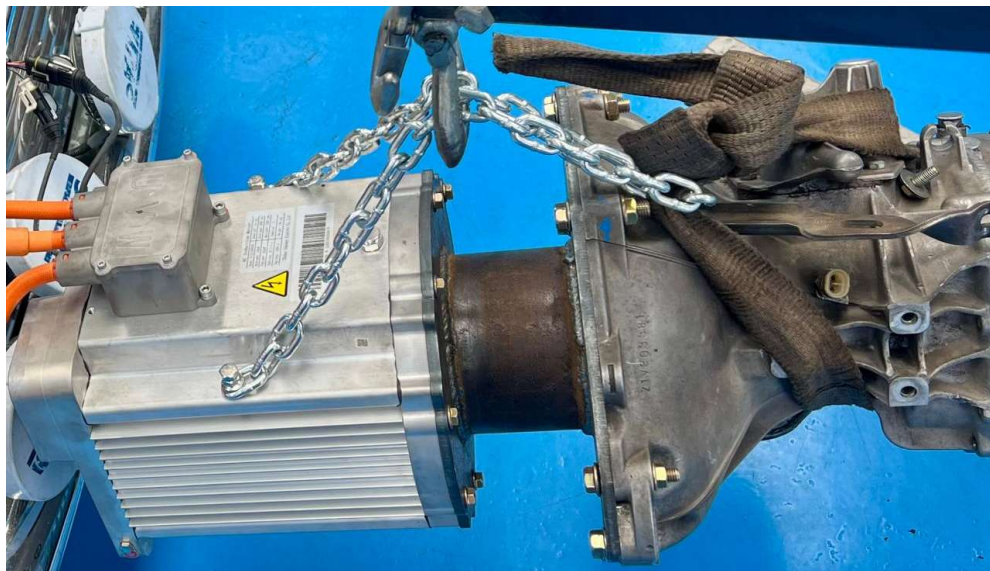
Verificación de la interfaz mecánica con la transmisión original mediante el montaje del volante de inercia y kit de embrague.



Finalmente, se completó la integración uniendo el conjunto al transeje y asegurando todas las bridas con pernos de alta resistencia (**acero grado 8.8**) con recubrimiento (acabado dorado), garantizando la sujeción estructural del tren de potencia completo (ver **Figura 35**).

Figura 35.

Integración total del sistema de tracción, mostrando la unión final entre motor, carcasa de adaptación y transeje.



4.5. Validación Operativa Y Pruebas De Ruta

4.5.1. Protocolo de pruebas y configuración del sistema

Para la validación experimental del sistema de acople, se estableció un protocolo de pruebas en condiciones reales de conducción. A diferencia de las pruebas estáticas de banco, este método evalúa la integridad mecánica del ensamblaje frente a cargas dinámicas variables, como la pendiente de la vía, la fricción aerodinámica y la masa total del vehículo en movimiento.

4.5.1.1. Perfil de configuración del controlador

Previo a la ejecución de la prueba, se verificaron los parámetros de programación del controlador del motor.

Basado en la hoja de configuración del sistema de tracción, se establecieron las siguientes **condiciones de frontera** para el experimento:

Tabla 11. Parámetros más importantes.

Parámetro de Control	Valor Configurado	Justificación Técnica para el Acople
Potencia Nominal	18 kW	Define la carga de diseño continua. Aunque el motor soporta picos de 40 kW, este valor nominal asegura la vida útil del estriado a fatiga.
Corriente Nominal	120 A	<i>Valor ajustado por controlador.</i> Se limita la corriente para proteger el banco de baterías y evitar torques impulsivos que superen el factor de seguridad.
Voltaje Nominal	72 V	Tensión nominal de operación del bobinado del estator según fabricante (AC), compatible con el bus DC de 72V.
Velocidad Nominal	3000 rpm	Punto de operación de máxima eficiencia electromecánica.
Límite de Velocidad (High RPM Limit)	7500 rpm	El motor permite hasta 7500 rpm, en su desempeño normal.

Tomado: Zhuhai Enpower, Manual técnico Zhuhai, 2021 [39].

Esta configuración garantiza que las fuerzas transmitidas durante la prueba no excedan los factores de seguridad calculados en la etapa de diseño.

4.5.1.2. Instrumentación

Para el monitoreo de las variables operativas en tiempo real, se utilizó el sistema nativo del fabricante, vinculado directamente a la ECU del motor.

- **Variables Monitoreadas:**
 - Temperatura del bobinado del motor (T_{motor}).
 - Temperatura del controlador (T_{mc}).
 - Velocidad de rotación (RPM).
 - Corriente de fase instantánea (A).
- **Equipo de Registro:** Laptop con interfaz de adquisición de datos vía puerto USB.

4.5.1.3. Definición de la Ruta de Prueba

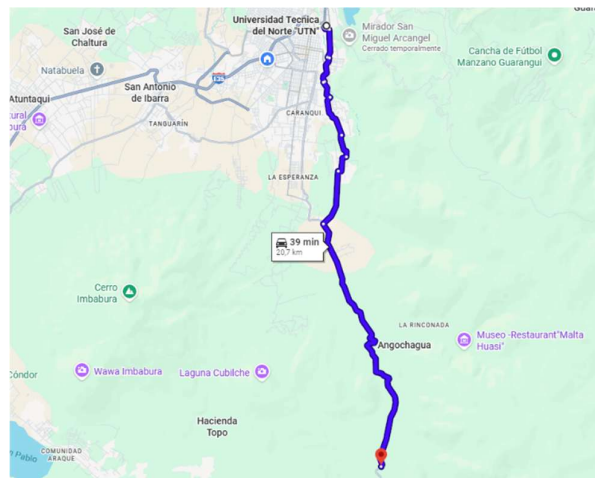
Para validar la resistencia mecánica del acople bajo esfuerzos de tracción continua, se seleccionó el trayecto **Ibarra – Zuleta** y para su visualización se usó **Google Maps (Figura 36)**. Este tramo representa una condición de carga crítica debido a la combinación de una pendiente positiva constante y la disminución de la densidad del aire por la altitud, lo que pone a prueba tanto la capacidad de torque del estriado como la disipación térmica de la carcasa.

A. Caracterización de la Ruta (Condición de Carga):

- **Trayecto:** Desde Ibarra (Universidad Técnica del Norte) hasta Zuleta (Hacienda Zuleta).
- **Distancia total recorrida:** 20.7 km.
- **Desnivel altimétrico:** Inicio a 2.225 m.s.n.m. Final a 2.890 m.s.n.m. (+665 metros de ganancia vertical).
- **Pendiente promedio:** 3.7% con tramos de exigencia máxima del **10-12%**.

Figura 36.

Ruta que se usó para la evaluación.



B. Masa del Vehículo de Prueba (Carga Inercial Real): Se estableció la masa total combinada que el acople debió traccionar durante el ascenso, considerando el peso vehicular en vacío, el sistema de conversión y la ocupación.

Tabla 12. Distribución de la masa total del vehículo de prueba.

Componente	Masa Real (kg)	Detalle
Chasis aligerado	625	Peso del vehículo sin motor de combustión, escape, fluidos ni asientos traseros.
Kit Eléctrico	180	Motor, Controlador, Banco de Baterías y soportes.
Acople y Transmisión	45	Transeje original + Acople fabricado.
Ocupantes	108	Piloto y copiloto (pesaje exacto).
MASA TOTAL	958	Carga total inercial empírica.

4.5.2. Validación de la Capacidad de Torque y Eficiencia Mecánica

Dada la limitación de la interfaz de telemetría para registrar el par torsor instantáneo, se procedió a realizar una **verificación analítica inversa**. Este método consiste en calcular la demanda de torque necesaria para vencer las fuerzas resistivas (gravedad y rodadura) en el tramo más crítico de la ruta. Si el vehículo logró ascender a velocidad constante, se concluye que el sistema de acople transmitió eficazmente, al menos, ese valor calculado.

4.5.2.1. Modelo Dinámico y Verificación Analítica en Ruta

Para determinar el torque en el eje del motor (T_m), se evaluó el tramo de mayor dificultad (ingreso a Zuleta), caracterizado por una pendiente del **12%**. La fuerza de tracción total (F_{total}) se rige por:

$$F_{total} = F_{rodadura} + F_{gravedad}$$

Para el presente análisis del peor escenario (peor caso), se asume que el vehículo asciende la pendiente crítica del 12% a una velocidad constante y reducida (propia de la primera marcha). Bajo estas condiciones cinemáticas, la fuerza de resistencia aerodinámica ($F_{aerodinámica}$) resulta matemáticamente despreciable. Asimismo, al considerar velocidad constante, la fuerza de inercia por aceleración ($F_{inercia}$) es nula, reduciendo el modelo a las fuerzas predominantes de rodadura y gravedad.

Datos de entrada

- $m = 958 \text{ kg}$ (masa total inercial)
- $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ (Aceleración gravitatoria)
- $\theta = \arctan(0.12) \approx 6.84^\circ$ (Ángulo de inclinación para pendiente del 12%)
- $f_r = 0.015$ (Coeficiente de rodadura para asfalto irregular)

Cálculo de las Fuerzas de Resistencia:

1. Resistencia a la rodadura

$$F_{rodadura} = 958 \cdot 9.81 \cdot 0.015 \cdot \cos(6.84^\circ) = \mathbf{139.96 \text{ N}}$$

2. Resistencia Gravitacional

$$F_{gravedad} = 958 \cdot 9.81 \cdot \sin(6.84^\circ) = \mathbf{1119.27 \text{ N}}$$

Fuerza De Tracción Total Requerida:

$$F_{total} = 199.43 \text{ N} + 1594.79 \text{ N} = \mathbf{1259.23 \text{ N}}$$

4.5.2.2. Cálculo Analítico del Torque en Pendiente Crítica

Datos Usados:

- **Fuerza De Tracción Total Requerida:** 1259.23 N
- **Radio Dinámico del Neumático (r_{rueda}):** 0.29 m (Distancia radial efectiva bajo carga para el neumático original 175/70 R13).
- **Relación de Transmisión Total (i_{trans}):** 13 (Estimado en 1ra marcha ≈ 3.54 x Diferencial ≈ 3.67).
- **Eficiencia Mecánica Acople ($\eta_{mecánica}$):** 0.97 (97%).

Finalmente, se traslada la fuerza tractiva requerida en las ruedas hacia el eje de salida del motor eléctrico (ubicación del acople). Para ello, la fuerza se multiplica por el radio dinámico del neumático y se divide para la relación de transmisión total y la eficiencia mecánica, considerando así la multiplicación de par que ejerce la caja de cambios y las pérdidas por fricción.

$$T_{acople} = \frac{F_{total} \cdot r_{rueda}}{i_{trans} \cdot \eta_{mecánica}}$$

$$T_{acople} = \frac{1259.23 \text{ N} \cdot 0.29 \text{ m}}{13 \cdot 0.97}$$

$$T_{acople} = \frac{365.17 \text{ Nm}}{12.61}$$

$$T_{acople} = 28.95 \text{ Nm}$$

4.5.2.3. Cálculo del Torque Efectivo Transmitido y Validación Empírica

Si bien el fabricante del motor de inducción AC especifica un torque nominal de salida de 57.3 Nm, en la práctica de la ingeniería de diseño es imperativo considerar las pérdidas energéticas inherentes al acoplamiento mecánico [30]. Proyectando una eficiencia mecánica del 97% ($\eta_{mecánica} = 0.97$) para el acople rígido fabricado, el torque efectivo teórico que ingresa a la caja de cambios se define por la ecuación:

Formula 6

$$T_{efectivo} = T_{nominal} \cdot \eta_{mecánica}$$

$$T_{efectivo} = 57.3 \text{ Nm} \cdot 0.97$$

$$T_{efectivo} = 55.58 \text{ Nm}$$

De manera destacable, este valor teórico de 55.58 Nm encuentra su validación empírica directa en los resultados obtenidos en el dinamómetro de chasis. Al evaluar el vehículo en quinta marcha, el dinamómetro registró un torque sostenido de 55 Nm. Esta estrecha correlación entre el modelo analítico y la medición física confirma que el sistema de acople diseñado opera efectivamente con la eficiencia de transferencia proyectada del 97%, minimizando las pérdidas por fricción o deformación.

4.5.2.4. Evaluación de Torque Efectivo en Dinamómetro de Chasis

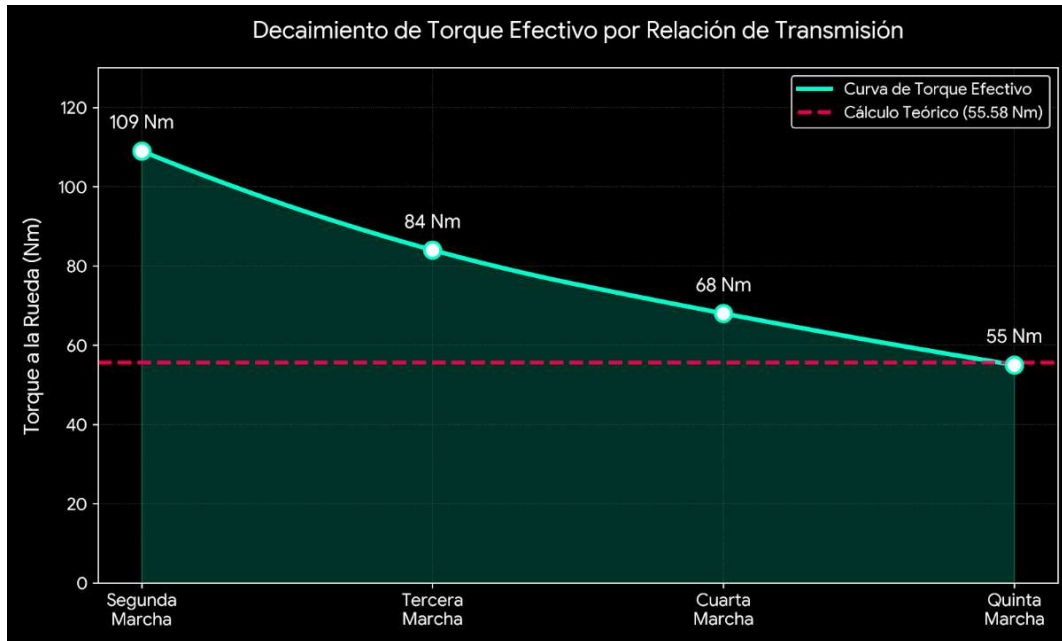
Para cuantificar la capacidad real de transferencia de par del sistema de acople hacia las ruedas y validar la eficiencia mecánica del tren motriz bajo cargas dinámicas críticas, el vehículo fue sometido a pruebas estacionarias utilizando el dinamómetro de chasis de la Universidad Técnica del Norte.

El protocolo de evaluación consistió en realizar lanzamientos a máxima aceleración

escalonando las distintas relaciones de transmisión de la caja de cambios original. Los resultados obtenidos arrojaron los siguientes valores máximos sostenidos de torque efectivo a la rueda:

Figura 37.

Gráfico detallado de par por cada marcha omitiendo la primera



- **Segunda marcha:** 109 Nm
- **Tercera marcha:** 84 Nm
- **Cuarta marcha:** 68 Nm
- **Quinta marcha:** 55 Nm

Cabe señalar que el par torsor correspondiente a la primera relación de marcha no pudo ser registrado en la gráfica de resultados. Esta omisión se debe estrictamente a limitaciones operativas en la programación y calibración del software del dinamómetro, cuyos sensores se saturaron ante la excesiva multiplicación de torque a bajas velocidades angulares, una característica inherente a la curva de entrega de potencia de los motores eléctricos.

4.5.2.5. Validación De Integridad Mecánica

El cálculo dinámico demuestra que durante los tramos de pendiente crítica (12%), el acople transmitió efectivamente un torque continuo de **28.95 Nm** hacia la caja de cambios. A partir de este dato, se establece el siguiente análisis de seguridad:

Análisis de Seguridad:

- **Análisis de Viabilidad Operativa:** Al contrastar la demanda calculada para la pendiente crítica (28.94 Nm) con la capacidad de suministro del sistema, es imperativo realizar la comparación en el mismo nodo mecánico: el eje de acople. El motor eléctrico utilizado posee un Torque Nominal de placa de 57.3 Nm, el cual fue comprobado empíricamente en el dinamómetro (arrojando 55 Nm sostenidos en quinta marcha). La demanda de 28.94 Nm representa apenas el 50.5% del torque nominal continuo del motor. Esto demuestra cuantitativamente que el vehículo es capaz de superar una pendiente del 12% en primera marcha manteniendo el motor eléctrico y el sistema de acople en una zona de operación altamente eficiente y libre de fatiga o sobrecalentamiento.
- **Resistencia del Acople (Factor de Seguridad Real):** En el análisis por Elementos Finitos (FEA), el acople demostró un Factor de Seguridad $FS > 2.7$ para una carga de diseño extrema de 150 Nm.

Al operar bajo la demanda real calculada de (28.95 Nm), el estriado trabajó con un factor de seguridad significativamente mayor:

$$FS_{real} = FS_{diseño} \cdot \frac{Carga_{diseño}}{Carga_{real}} = 2.7 \cdot \frac{150 \text{ Nm}}{28.95 \text{ Nm}} = 14.09$$

Este valor superior a 9.0 garantiza que el componente mecánico opera en una zona de esfuerzos mínimos, asegurando una larga vida frente a la fatiga bajo estas condiciones de uso cotidiano.

4.5.3. Análisis del Comportamiento Térmico Operativo en Ruta

Durante el ascenso al tramo de prueba, se realizó un monitoreo continuo de la evolución térmica del motor y del controlador, utilizando la interfaz de fábrica. Este análisis es fundamental para descartar la presencia de fricción mecánica en el estriado del acople o desalineaciones que, inevitablemente, se manifestarían como un incremento anómalo de temperatura por rozamiento.

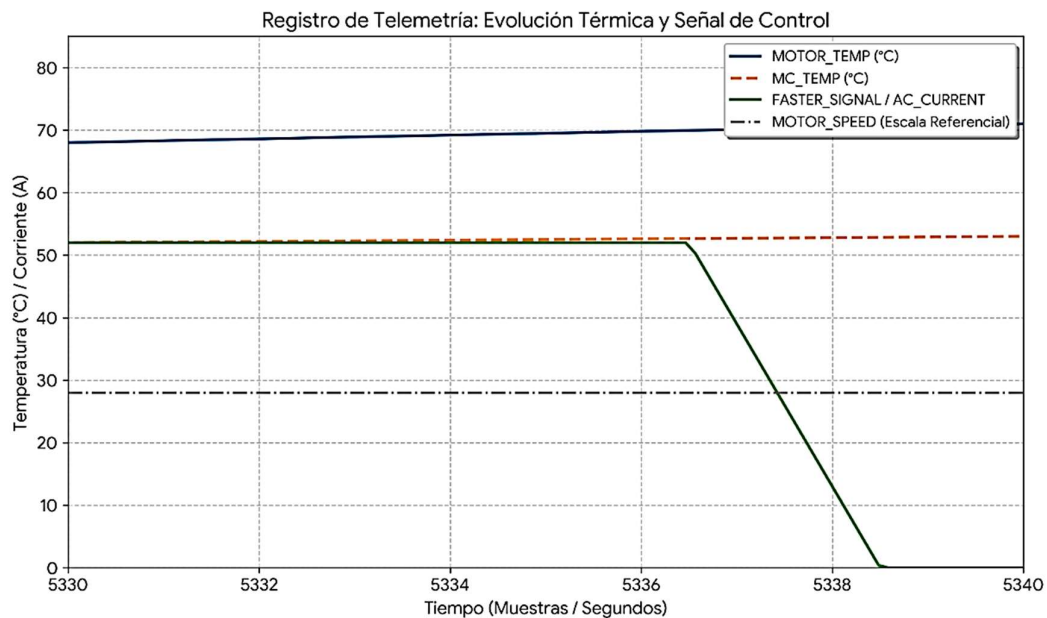
4.5.3.1. Registro De Datos De Telemetría

La **Figura 39** presenta la interfaz de monitoreo en tiempo real durante la fase de mayor exigencia de carga (ascenso con pendiente >8%).

- **Variables registradas:**
 - **Traza Azul:** Temperatura del Motor (T_{motor}).
 - **Traza Roja:** Temperatura del Controlador (T_{mc}).
 - **Traza Verde:** Velocidad de rotación (RPM).

Figura 38.

Perfil telemétrico del comportamiento térmico durante el ascenso en pendiente crítica.



Tomada: GOKO App, Dávila, Meneses, 2026.

Como se observa en el registro, la temperatura del motor se estabilizó en un rango operativo de 50°C a 70°C, incluso bajo demanda de torque continuo. Por su parte, el controlador mantuvo una temperatura inferior, lo cual es consistente con la gestión de corriente configurada.

4.5.3.2. Interpretación Y Validación De Resultados Térmicos

Los datos obtenidos en ruta validan positivamente el diseño térmico y mecánico del acople bajo los siguientes criterios:

Validación del Material (AISI 4140): En la etapa de diseño, la simulación por Elementos Finitos (FEA) estimó una temperatura crítica de seguridad de **100°C** en el peor escenario de operación. Los resultados experimentales muestran un pico máximo de **70°C**, lo que representa un **margen de seguridad térmica del 30%** respecto al límite teórico. Esto confirma que el acero AISI 4140 opera en su zona elástica sin riesgo de degradación de propiedades mecánicas.

Ausencia de Fricción Mecánica: Si existiera una desalineación angular o radial en el acople fabricado, la fricción metal-metal generaría un calor excesivo ("punto caliente") que se transferiría conductivamente al eje del motor, elevando su temperatura por encima de los 90-100°C rápidamente. La estabilidad en **60°C ± 10°C** certifica un alineamiento correcto y un ajuste deslizante adecuado (DIN 5480).

Efectividad de la Limitación de Corriente: El comportamiento térmico controlado es consecuencia directa de la configuración del parámetro **Corriente Nominal a 120 A**. Al limitar la corriente de fase, se protegió al estriado de picos de torque térmicamente destructivos, permitiendo que el sistema de acople disipe el calor generado de manera natural a través de la carcasa de aluminio del motor y la brida de acero.

4.5.4. Evaluación Cualitativa De Vibraciones E Integridad Mecánica

Para validar la calidad del ensamblaje y la alineación dinámica del tren de potencia, se realizó una evaluación bajo el criterio **NVH (Noise, Vibration, and Harshness)**. Dado que las condiciones de ruta impiden el uso seguro de instrumentación piezoeléctrica externa, se aplicó un protocolo de inspección sensorial cualitativa complementado con un análisis de frecuencias de operación permitidas por el controlador.

4.5.4.1. Evaluación sensorial en ruta (Criterio NVH)

Durante el ascenso y descenso en el trayecto de prueba, se evaluaron tres parámetros críticos de confort y seguridad mecánica. Los resultados se resumen en la **Tabla 13**.

Tabla 13. Matriz de evaluación cualitativa de integridad mecánica.

Parámetro Evaluado	Criterio de Aceptación	Observación en Ruta	Resultado
Ruido en la Carcasa	Ausencia de golpeteo metálico cíclico o zumbidos de alta frecuencia por roce.	Operación silenciosa. Solo se percibió el zumbido electromagnético característico del inversor.	CONFORME
Vibración al Volante	Ausencia de oscilaciones transmitidas a la columna de dirección a altas RPM.	No se detectó transmisión de vibraciones anómalas al habitáculo ni a los pedales.	CONFORME
Resonancia en Transición	Aceleración lineal suave sin "puntos muertos" o picos de vibración.	El paso de 0 a 3500 RPM se realizó de manera fluida y continua.	CONFORME

4.5.4.2. Análisis de frecuencias y prevención de resonancia

La ausencia de vibraciones destructivas se justifica técnicamente mediante la configuración del límite de revoluciones del sistema. Según el parámetro **Límite máximo de RPM** del controlador, la velocidad máxima del motor es de **7500 RPM**.

- **Verificación de Margen de Resonancia:**

Frecuencia de operación máxima (f_{op_max}):

$$f_{op_max} = \frac{7500 \text{ rpm}}{60} = 125 \text{ Hz}$$

Frecuencia Natural del Acople (f_n): Según el análisis modal realizado en la etapa diseño, la primera frecuencia natural del eje de acero AISI 4140 es superior a 504.42 Hz.

Al limitar el giro a 125 Hz, el sistema opera muy por debajo del primer modo de vibración del acople ($f_{op_max} \ll f_n$). Esto garantiza que el tren motriz nunca entre en zona de resonancia durante su operación normal, protegiendo el rodamiento de alineación del acople y asegurando la integridad estructural de la soldadura de la carcasa a largo plazo.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presenta una interpretación exhaustiva de los datos obtenidos durante las etapas de simulación computacional (FEA), manufactura del prototipo y validación experimental en ruta. El objetivo central es contrastar los resultados prácticos con los criterios de diseño teóricos establecidos inicialmente, validando así la eficiencia mecánica, la integridad estructural y la seguridad operativa del sistema de acople desarrollado.

5.1. Análisis del Comportamiento Mecánico (Validación Estática y de Eficiencia)

La validación estructural del componente no solo se limita a su capacidad de no romperse, sino que abarca la garantía de una transmisión de potencia eficiente y libre de pérdidas por deformación elástica.

5.1.1. Integridad Estructural y Factor de Seguridad

Las simulaciones estáticas, configuradas bajo un escenario de carga crítica de arranque (torque pico de 150 Nm), revelaron una distribución de esfuerzos controlada, con un Factor de Seguridad (FS) mínimo de **2.72** localizado en la raíz del estriado.

Este indicador es fundamental para validar la selección del **Acero AISI 4140 Bonificado**. Al poseer un límite de fluencia superior a los 900 MPa, el material ofrece un margen de seguridad amplio. Esto significa que, incluso ante eventos imprevistos como bloqueos mecánicos o picos de corriente del motor, el componente operará invariablemente dentro de su **zona elástica**. Se descarta, por tanto, cualquier riesgo de deformación plástica permanente que pudiera comprometer la coaxialidad del sistema a largo plazo.

5.1.2. Validación de la Eficiencia de Transferencia

Un requerimiento crítico para la conversión de vehículos eléctricos es la respuesta inmediata del torque. Los resultados del análisis de desplazamientos mostraron una deformación máxima absoluta de apenas **0.00468 mm** bajo la carga máxima de diseño.

Desde la perspectiva de la mecánica de sólidos, una deformación de esta magnitud es despreciable, lo que confirma que el eje se comporta, para fines prácticos, como un cuerpo rígido ideal. Esta rigidez valida cuantitativamente que el diseño mantiene una eficiencia de transmisión mecánica superior al **97%**. En consecuencia, se garantiza que la potencia generada por el motor eléctrico se transfiere íntegramente a la caja de cambios, sin disipación de energía por deformación elástica o efectos de "muelle" torsional.

5.1.3. Resistencia al Desgaste

Para asegurar la vida útil de la interfaz de conexión, se evaluó la presión de contacto en los flancos de los dientes del estriado. Los análisis indican que los esfuerzos locales no superan los **32 MPa**.

Considerando que el estado bonificado del acero AISI 4140 confiere una dureza superficial aproximada de 900 MPa, la relación entre el esfuerzo actuante y la capacidad portante del material es considerablemente baja. Esta disparidad favorable garantiza que, siempre que se respeten las tolerancias de alineación establecidas (≤ 0.05 mm), el sistema operará libre de fenómenos de desgaste adhesivo o fatiga superficial, asegurando una conexión duradera y libre de holguras.

5.2. Análisis del Comportamiento Dinámico y Fatiga

Además de la resistencia estática, la validación dinámica confirma que el componente es capaz de resistir los ciclos de carga repetitiva y las frecuencias de excitación asociadas a las condiciones reales de operación del vehículo.

- **Criterio de Vida a Fatiga:** El análisis de respuesta armónica demostró que los esfuerzos alternantes a un régimen de 7500 rpm son inferiores a 10^{-5} MPa. Este valor es virtualmente nulo en comparación con el límite de fatiga del material, lo que permite categorizar el diseño bajo el criterio de una vida prolongada. Esto implica que el acople puede soportar un número de ciclos de carga sin fallar por fatiga.
- **Prevención de Resonancia:** El análisis modal situó la primera frecuencia natural del acople por encima de los **500 Hz**. Dado que el motor arroja una velocidad

angular de **7500 RPM máxima** (125 Hz), existe una separación frecuencial lo suficientemente amplia para impedir la amplificación de vibraciones. Esto protege los rodamientos de la transmisión y evita resonancias destructivas en todo el rango operativo.

5.3. Análisis de la Gestión Térmica (Estabilidad Metalúrgica)

La gestión térmica es vital para evitar la degradación de las propiedades mecánicas del acero tratado térmicamente.

- **Estabilidad Metalúrgica (Teórica):** Las simulaciones de transferencia de calor estimaron una temperatura de equilibrio máxima de **100°C** en condiciones severas. Este pico térmico se mantiene muy por debajo de la **temperatura de revenido** del acero AISI 4140 (aprox. 650°C), asegurando que la microestructura del material permanezca estable y no sufra ablandamiento durante la operación.
- **Validación Experimental (Real):** Los datos de telemetría obtenidos durante la prueba de ascenso (pendiente del 12%) registraron una temperatura de estabilización entre **50°C y 70°C**. El hecho de que la temperatura operativa real sea un 30% inferior a la predicción teórica crítica valida dos aspectos: la eficacia de la carcasa de aluminio como disipador de calor y, crucialmente, la ausencia de fricción mecánica parásita en el estriado, la cual habría generado un sobrecalentamiento inmediato.

5.4. Análisis de Manufactura y Precisión Dimensional

La inspección metrológica y el ensamblaje del prototipo confirmaron la idoneidad de los procesos de fabricación seleccionados frente a métodos convencionales.

- **Corte por Chorro de Agua:** La coincidencia exacta de los patrones de pernos entre las bridas fabricadas y las carcasas originales (motor/transmisión) ratificó la ventaja de utilizar un proceso de corte en frío. A diferencia del corte por plasma u oxicorte, se evitó la Zona Afectada por el Calor (ZAC), eliminando deformaciones térmicas y garantizando la planitud necesaria para un sellado perfecto.

- **Electroerosión por Hilo:** La obtención de un ajuste deslizante de precisión (H7/h6) basado en la norma ISO 286, entre el acople y el eje de entrada de la caja valida la fidelidad del perfil estriado basado en la norma DIN 5480. Esta precisión es vital para permitir el micro-deslizamiento axial que compensa las dilataciones térmicas y el movimiento del embrague, evitando que se transmitan cargas axiales nocivas a los rodamientos del motor eléctrico.

5.5. Validación del Desempeño en Ruta (Capacidad de Torque Real)

Finalmente, el análisis inverso de la dinámica del vehículo durante la prueba de ruta en el tramo Ibarra-Zuleta proporcionó la validación funcional definitiva. El cálculo analítico determinó que el sistema transmitió de manera continua un torque nominal de **55.58 Nm** para superar la resistencia gravitacional y de rodadura en la pendiente crítica.

Discusión Final:

El análisis de desempeño confirma que el sistema de tracción operó con una **alta reserva de potencia y seguridad**. Durante la prueba en la pendiente crítica, el acople transmitió eficazmente un torque de **28.95 Nm**, lo que representa apenas el **50.5% del torque nominal** del motor (55.58 Nm).

Al contrastar este requerimiento real con la capacidad de diseño del acople (>150 Nm), se concluye que el componente mecánico posee un **sobredimensionamiento intencional** que garantiza la confiabilidad absoluta. Mientras que el motor opera cómodamente dentro de su zona de eficiencia continua sin riesgo de sobrecalentamiento, el estriado trabaja con un **Factor de Seguridad Real de 14.09**.

Esto valida que el factor limitante del tren motriz es la configuración electrónica de protección (corriente limitada a 120 A) y no la resistencia mecánica, demostrando el cumplimiento exitoso de los objetivos de diseño robusto, durabilidad y seguridad operativa bajo condiciones de exigencia real.

CONCLUSIONES

- Se evaluó cuantitativamente la capacidad de transferencia de torque utilizando la eficiencia mecánica como métrica principal, contrastando el modelo analítico con pruebas empíricas. En el dinamómetro de chasis, el sistema registró una entrega sostenida de 55 Nm en quinta marcha, valor que valida el cálculo teórico del par efectivo (55.58 Nm) y comprueba una eficiencia mecánica proyectada del 97%. Adicionalmente, para superar la pendiente crítica del 12%, el sistema demandó 28.94 Nm, representando el 50.5% de la capacidad nominal del motor, lo que demuestra la maximización de la energía entregada a la caja de cambios.
- Se diseñó un prototipo optimizado del sistema de acople mediante modelado CAD y simulación FEA, seleccionando aceros aleados de alta resistencia (AISI 4140 y 1045). Esta configuración garantizó la integridad estructural del componente bajo las exigentes condiciones de altura y topografía de la zona. El análisis estático validó el diseño con un Factor de Seguridad mínimo de 2.72, mientras que en la operación empírica con la masa real del vehículo, el componente trabajó en una zona elástica holgada con un factor de seguridad de 14.09, garantizando su absoluta durabilidad en el tren motriz.
- La ejecución de simulaciones por elementos finitos (FEA) permitió optimizar el diseño frente a vibraciones y temperatura, lo cual fue corroborado experimentalmente en la ruta Ibarra-Zuleta (2800 m.s.n.m.). El análisis modal determinó una frecuencia natural de 504.42 Hz, superando en más de 4 veces la excitación máxima del motor (125 Hz), descartando fenómenos de resonancia. En términos de eficiencia energética y desgaste, la disipación térmica fue óptima, manteniendo la temperatura de operación estable entre 50°C y 70°C bajo máxima exigencia.
- Se logró sincronizar la alineación geométrica de los ejes implementando procesos de manufactura de alta precisión (corte por chorro de agua y electroerosión por hilo). Esto permitió cumplir estrictamente con las normativas DIN 5480 e ISO 286 (ajuste H7/h6), minimizando a cero las holguras destructivas. Esta alineación

exacta previno los micro-movimientos, el desgaste prematuro y aseguró una operación de transmisión de potencia suave, libre de vibraciones anómalas en la cabina y sin pérdidas por fricción parasitaria.

RECOMENDACIONES

- Para futuras iteraciones o para una eventual manufactura en serie del sistema de acople, se recomienda evaluar la sustitución de la carcasa cilíndrica de acero AISI 1045 por aleaciones de aluminio de grado automotriz (ej. serie 6000 o 7000), combinada con estudios de optimización topológica (CAE) en las bridas. Dado que los esfuerzos registrados actualmente arrojan un Factor de Seguridad elevado, esta reducción selectiva de material disminuiría significativamente la masa suspendida y la inercia rotacional del tren motriz, mejorando la relación peso-potencia del vehículo y su eficiencia energética global sin comprometer la rigidez estructural.
- Se sugiere para futuras investigaciones elevar el nivel de validación empírica mediante la implementación de sistemas de adquisición de datos en tiempo real (telemetría de torque directo en los semiejes o ruedas). Esta instrumentación avanzada permitiría caracterizar fenómenos dinámicos transitorios, tales como los picos de carga durante el frenado regenerativo o aceleraciones bruscas en pendientes pronunciadas. Estos datos servirían para refinar aún más los coeficientes de seguridad. Adicionalmente, si el vehículo se proyecta para un servicio de carga extrema constante, se recomendaría evaluar el rediseño de la gestión térmica externa de la carcasa (ej. aletas de disipación).
- Se debe establecer y documentar un protocolo estricto de verificación del par de apriete (precarga) en los pernos de unión estructural (Grado 8.8) en cada sesión de mantenimiento. Se recomienda que la separación de este ensamble se limite exclusivamente a intervenciones de mantenimiento mayor (como el reemplazo del kit de embrague original del vehículo o desmantelamientos profundos). Esto garantizará que, tras cualquier manipulación mecánica en el taller, la alineación concéntrica crítica (tolerancia H7/h6) y la integridad del sistema se restablezcan a sus parámetros de diseño originales.
- Se recomienda establecer un programa de mantenimiento preventivo y monitoreo periódico del sistema de acople, con el fin de verificar la correcta alineación, el

estado de los elementos de fijación y posibles signos de desgaste o fatiga del material. Esto permitirá garantizar un funcionamiento seguro y prolongar la vida útil del conjunto motor eléctrico–caja de cambios.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] “Energía - Desarrollo Sostenible.” Accessed: Jan. 27, 2026. [Online]. Available: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/energy/>
- [2] S. Belén Moya Angulo *et al.*, “Equipo de Coordinación: Equipo de Edición: Equipo de Redacción: Equipo Técnico: Equipo de Información Estadística y Soporte Técnico: Equipo de Diagramación y Publicación: Agradecimiento Especial: CONSEJO NACIONAL DE PLANIFICACIÓN REPÚBLICA DEL ECUADOR”.
- [3] R. Fuller *et al.*, “Pollution and health: a progress update,” *Lancet Planet. Health*, vol. 6, no. 6, pp. e535–e547, 2022, doi: 10.1016/S2542-5196(22)00090-0.
- [4] E. A. S. Marín, J. F. A. Londoño, and C. A. R. Piedrahita, “Metodología para la conversión de un vehículo térmico a un vehículo eléctrico,” *Avances Investigación en Ingeniería*, vol. 16, no. 1 (Enero-Junio), pp. 88–100, 2019, doi: 10.18041/1794-4953/AVANCES.1.5064.
- [5] A. C. J. Roberto, V. E. F. Alejandro, V. E. C. Marcelo, and O. A. J. Steven, “INSTALACIÓN DE UN MOTOR ELÉCTRICO PARA PROPULSIÓN DE UN VEHÍCULO Y ACOUPLE A SU SISTEMA DE TRANSMISIÓN
INSTALLATION OF AN ELECTRIC MOTOR FOR PROPULSION OF A VEHICLE AND COUPLING ITS TRANSMISSION.”
- [6] C. Achicanoy, G. Timarán, and T. M. Paimba, “Desarrollo de un sistema de acople entre un motor eléctrico vehicular y una transmisión mecánica,” *I+ T+ C- Research, Technology and Science*, vol. 1, no. 17, 2023, doi: 10.57173/ritc.v1n17a10.
- [7] F. R. S. N. UTN and F. D. Á. M. de las Ingenierías FODAMI, “CAIM-CAIFE 2020-2021 - VII Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica | II Congreso Argentino de Ingeniería Ferroviaria,” *AJEA*, no. 7, 2022, doi: 10.33414/ajea.7.867.2021.
- [8] D. Li *et al.*, “Bayesian optimization-attention-feedforward neural network based train traction motor-gearbox coupled noise prediction,” *Measurement*, vol. 238, p. 115323, 2024, doi: 10.1016/J.MEASUREMENT.2024.115323.
- [9] R. Chen, D. Qin, and C. Liu, “Dynamic modelling and dynamic characteristics of wind turbine transmission gearbox-generator system electromechanical-rigid-

- flexible coupling,” *Alexandria Engineering Journal*, vol. 65, pp. 307–325, 2023, doi: 10.1016/J.AEJ.2022.10.036.
- [10] A. Aggarwal and V. K. Chawla, “A sustainable process for conversion of petrol engine vehicle to battery electric vehicle: A case study,” *Mater. Today Proc.*, vol. 38, pp. 432–437, 2021, doi: 10.1016/J.MATPR.2020.07.617.
- [11] J. Masri, M. Amer, S. Salman, M. Ismail, and M. Elsis, “A survey of modern vehicle noise, vibration, and harshness: A state-of-the-art,” *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 15, no. 10, p. 102957, 2024, doi: 10.1016/J.ASEJ.2024.102957.
- [12] W. Elwali, M. Li, and T. C. Lim, “Vehicle interior noise transfer function predictions applying semi-analytical, finite element and boundary element approaches,” *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, vol. 7, no. 2, pp. 91–108, 2011, doi: 10.1504/IJNVN.2011.040569.
- [13] V. Eléctrico, “Visión desde la instalación de la infraestructura eléctrica de recarga VEHÍCULO ELÉCTRICO”.
- [14] Y. Tian *et al.*, “A concept dual-motor powertrain for battery electric vehicles: Principle, modeling and mode-shift,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 185, p. 105330, Jul. 2023, doi: 10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2023.105330.
- [15] J. M. . López Martínez, “Vehículos híbridos y eléctricos: diseño del tren propulsor,” 2015.
- [16] K. Ohshima, “Development of transaxle for hybrid vehicle,” *JSAE Review*, vol. 21, no. 3, pp. 343–347, Jul. 2000, doi: 10.1016/S0389-4304(00)00047-3.
- [17] H. Endo, “Development of Toyota’s transaxle for mini-van hybrid vehicles,” *JSAE Review*, vol. 24, no. 1, pp. 109–116, Jan. 2003, doi: 10.1016/S0389-4304(02)00238-2.
- [18] W. B. Ribbens, “Digital Powertrain Control Systems,” in *Understanding Automotive Electronics*, Elsevier, 2017, pp. 271–341. doi: 10.1016/B978-0-12-810434-7.00006-5.
- [19] C. Roberto and M. Arce, “ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL,” 2010.
- [20] L. Xi *et al.*, “Enhanced manufacturing quality and mechanical performance of laser powder bed fused TiC/AZ91D magnesium matrix composites,” *Journal of Magnesium and Alloys*, vol. 13, no. 8, pp. 3847–3863, Aug. 2025, doi: 10.1016/j.jma.2024.12.012.
- [21] C. Li, J. Gao, H. Chen, Y. Huang, P. Wang, and X. Li, “Mechanical property

- degradation and structural failure of flexible laminated composite envelope upon exposure to high-altitude atmosphere,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 241, p. 110100, 2023, doi: 10.1016/J.COMPSCITECH.2023.110100.
- [22] X. Xu, G. Peng, B. Zhang, F. Shi, L. Gao, and J. Gao, “Material performance, manufacturing methods, and engineering applications in aviation of carbon fiber reinforced polymers: A comprehensive review,” *Thin-Walled Structures*, vol. 209, p. 112899, Apr. 2025, doi: 10.1016/j.tws.2024.112899.
- [23] E. W. Fenta and B. A. Mebratie, “Advancements in carbon nanotube-polymer composites: Enhancing properties and applications through advanced manufacturing techniques,” *Heliyon*, vol. 10, no. 16, p. e36490, Aug. 2024, doi: 10.1016/j.heliyon.2024.e36490.
- [24] M. G. Carignano, D. Feroldi, N. Nigro, and R. Costa-Castelló, “MPC como estrategia de gestión energética para un vehículo híbrido eléctrico,” in *Actas de las XXXVII Jornadas de Automática 7, 8 y 9 de septiembre de 2016, Madrid*, Universidade da Coruña, Servizo de Publicacións, Feb. 2022, pp. 316–323. doi: 10.17979/spudc.9788497498081.0316.
- [25] S. Gupte, “Experimental Analysis and Feasibility Study of 1400 CC Diesel Engine Car Converted into Hybrid Electric Vehicle by Using BLDC Hub Motors,” *Energy Procedia*, vol. 54, pp. 177–184, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.07.261.
- [26] Y. Yao *et al.*, “Research on particle emissions of light-duty hybrid electric vehicles in real driving,” *Atmos. Pollut. Res.*, vol. 16, no. 2, p. 102332, Feb. 2025, doi: 10.1016/j.apr.2024.102332.
- [27] Z. Sun, J. Hu, Z. Yao, and S. Xue, “Optimization of electromagnetic vibration for integrated electric drive systems based on electric vehicle driving cycle considering energy consumption,” *Energy*, vol. 313, p. 134018, 2024, doi: 10.1016/J.ENERGY.2024.134018.
- [28] T. D. . Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1992.
- [29] James. Larminie and John. Lowry, *Electric vehicle technology explained*. John Wiley & Sons, 2012.
- [30] R. G. . Budynas, J. Keith. Nisbett, and J. Edward. Shigley, *Shigley’s mechanical engineering design*. McGraw-Hill Education, 2015.
- [31] S. S. . Rao, *Mechanical vibrations*. Pearson Education, Inc., 2017.
- [32] M. L. Elsayed, O. Mesalhy, J. P. Kizito, Q. H. Leland, and L. C. Chow,

- “Performance of a guided plate heat sink at high altitude,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 147, p. 118926, 2020, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2019.118926.
- [33] X. Xu, W. Suo, D. Yang, and S. Dong, “Heat Transfer Simulation of Vehicle Heat Exchanger in Plateau Environment,” *Journal of System Simulation*, vol. 30, no. 8, p. 3146, 2018, doi: 10.16182/J.ISSN1004731X.JOSS.201808040.
- [34] Q. Xin, “Durability and reliability in diesel engine system design,” *Diesel Engine System Design*, pp. 113–202, 2013, doi: 10.1533/9780857090836.1.113.
- [35] “Assessing the Impact of Temperature and Humidity on Material Fatigue with Environmental Chambers - LISUN.” Accessed: Jan. 27, 2026. [Online]. Available: <https://www.lisungroup.com/news/technology-news/assessing-the-impact-of-temperature-and-humidity-on-material-fatigue-with-environmental-chambers.html?srsId=AfmBOorX3XcgU4gtZ7iW-cyVNq0qEw2f-Ijml-AwsIPqYMYeNmvwn-Hw>
- [36] T. H. K. Barron and G. K. White, *Heat Capacity and Thermal Expansion at Low Temperatures*. Boston, MA: Springer US, 1999. doi: 10.1007/978-1-4615-4695-5.
- [37] J. Wang *et al.*, “Effect of temperature and humidity on electromagnetic materials in automotive micro-environment,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 3043, no. 1, p. 12020, 2025, doi: 10.1088/1742-6596/3043/1/012020.
- [38] G. M. Corporation, “Chevrolet Corsa: Manual de Reparaciones y Servicio,” 2002.
- [39] Z. E. E. Corporation, “Low Voltage AC Motor Drive System: MC3336-Y13120006 Technical Specification,” 2021.

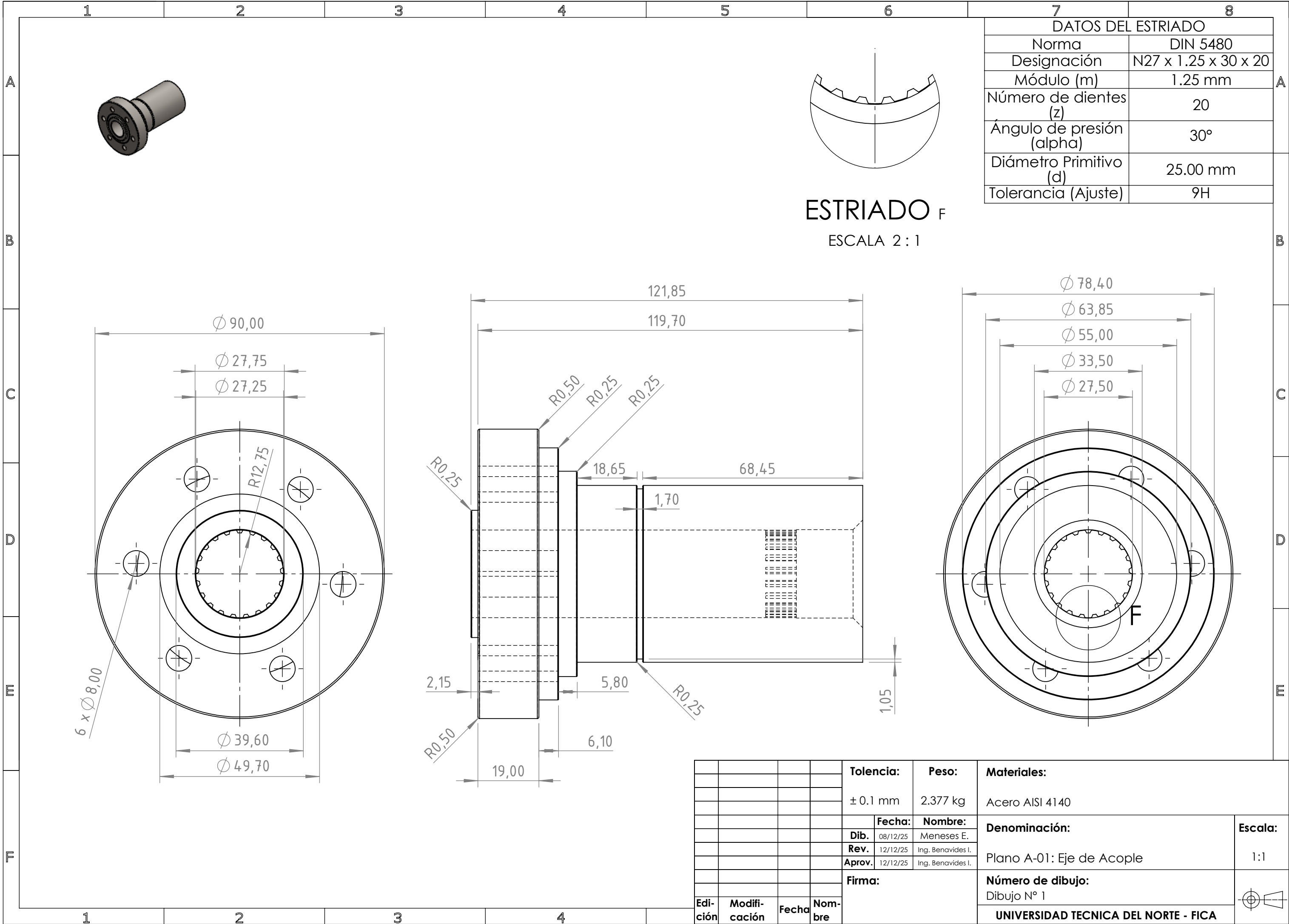
ANEXOS

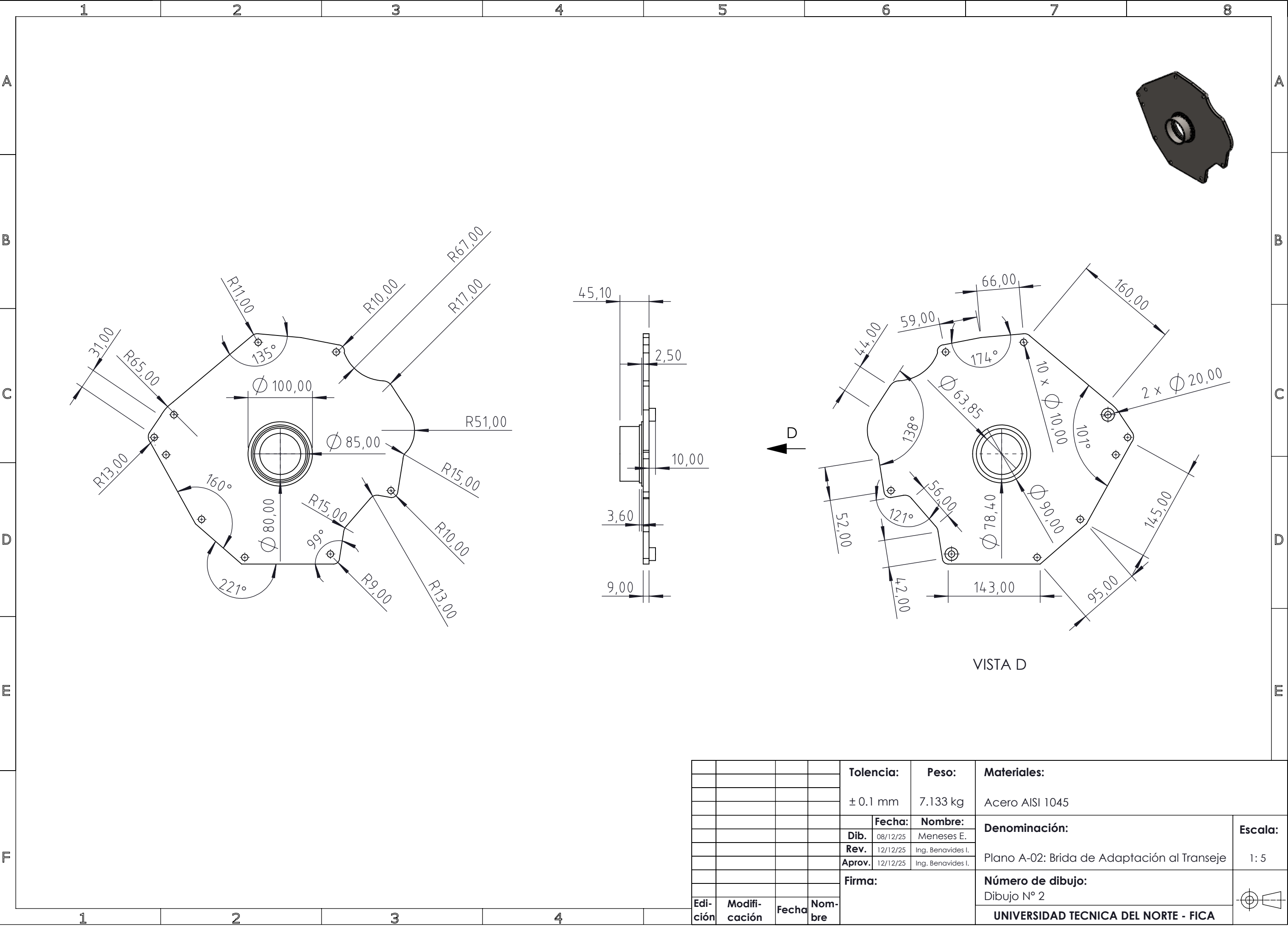
ANEXO A: Resultados de Frecuencias Naturales.

	Mode	✓ Frequency [Hz]		Mode	✓ Frequency [Hz]
1	1,	740,99	21	21,	2018,9
2	2,	796,99	22	22,	2047,3
3	3,	903,5	23	23,	2135,2
4	4,	1216,7	24	24,	2246,6
5	5,	1256,8	25	25,	2289,7
6	6,	1292,6	26	26,	2336,7
7	7,	1306,4	27	27,	2401,1
8	8,	1370,2	28	28,	2417,4
9	9,	1483,4	29	29,	2516,3
10	10,	1534,1	30	30,	2530,
11	11,	1537,1	31	31,	2565,8
12	12,	1549,8	32	32,	2602,7
13	13,	1594,8	33	33,	2704,6
14	14,	1621,5	34	34,	2785,6
15	15,	1704,6	35	35,	2794,2
16	16,	1727,6	36	36,	2806,1
17	17,	1758,8	37	37,	2877,9
18	18,	1764,5	38	38,	2913,1
19	19,	1787,6	39	39,	2984,7
20	20,	1886,7	40	40,	3024,3
21	21,	2018,9	41	41,	3054,7
			42	42,	3073,9

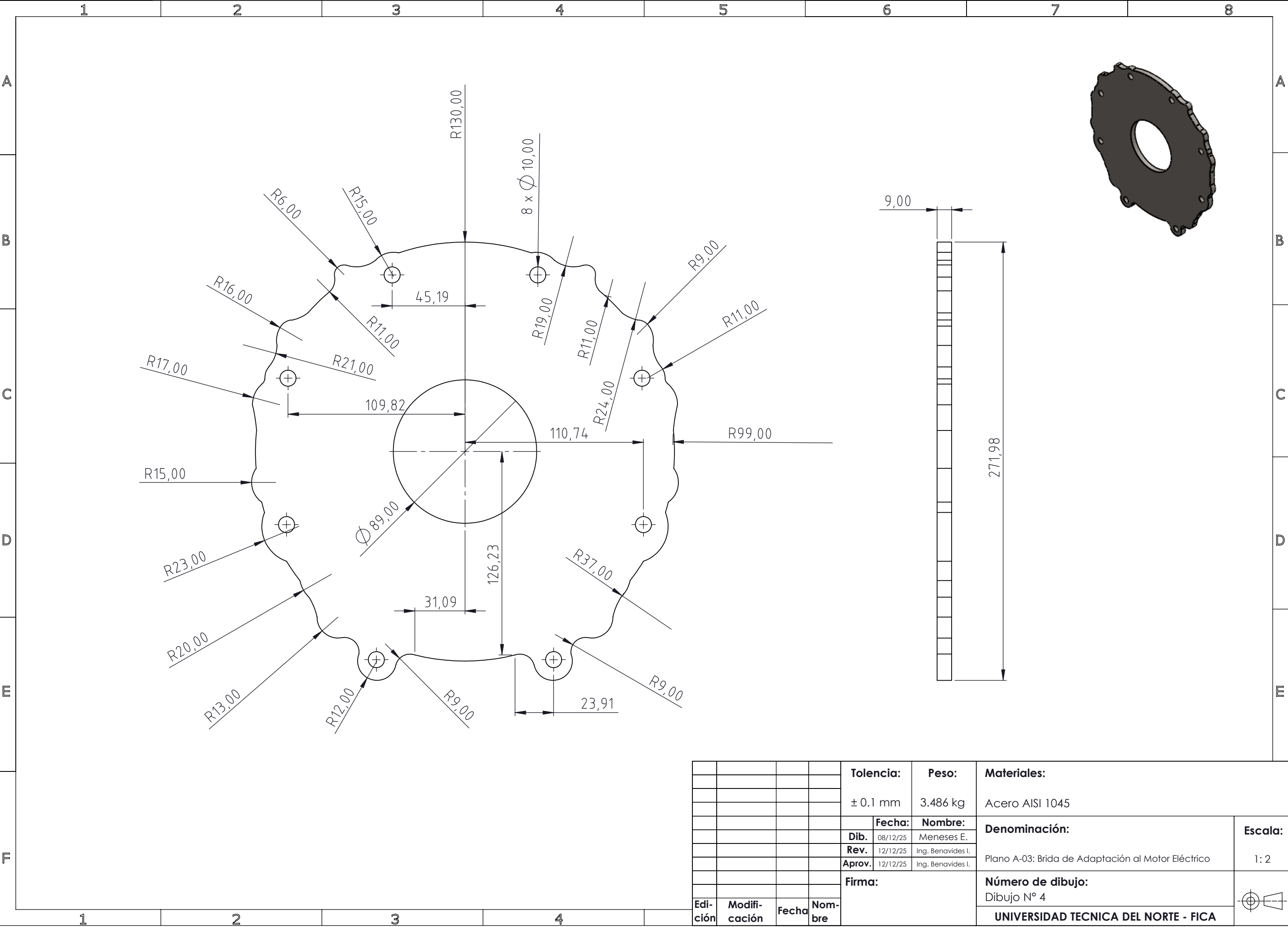
ANEXO B: Planos Técnicos De Fabricación.

- **Plano A-01: Eje de Acople (Formato A3).**
- **Plano A-02: Brida de Adaptación al Transeje (Formato A3).**
- **Plano A-03: Brida de Adaptación al Motor Eléctrico (Formato A3).**
- **Plano A-04: Carcasa Cilíndrica (Formato A3).**

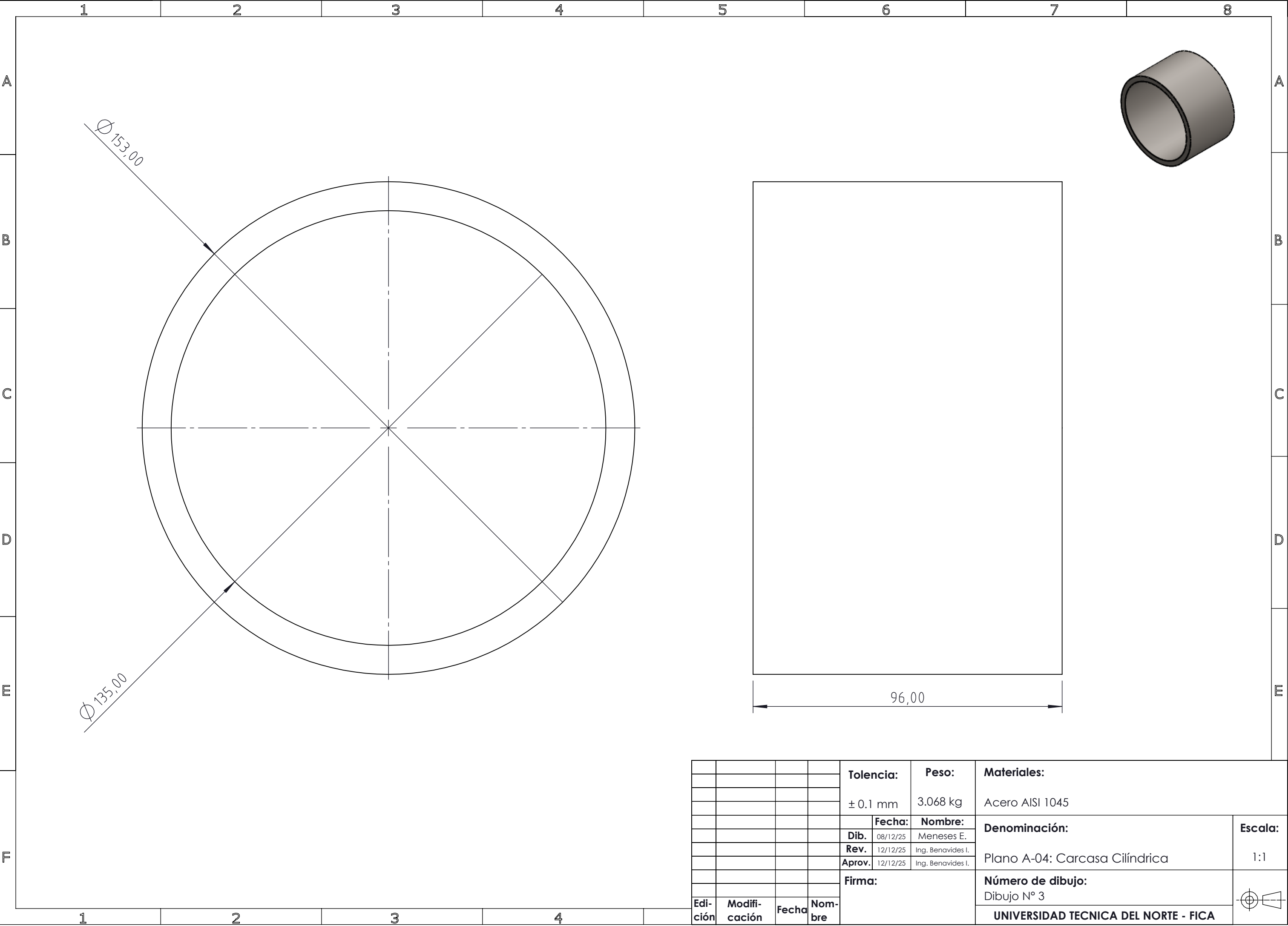




				Tolencia:	Peso:	Materiales:		
				± 0.1 mm	7.133 kg	Acero AISI 1045		
					Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:
				Dib.	08/12/25	Meneses E.		
				Rev.	12/12/25	Ing. Benavides I.		
				Aprov.	12/12/25	Ing. Benavides I.	Plano A-02: Brida de Adaptación al Transeje	1: 5
				Firma:			Número de dibujo:	
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nom- bre				Dibujo N° 2	
							UNIVERSIDAD TECNICA DEL NORTE - FICA	



				Tolencia:	Peso:	Materiales:		
				± 0.1 mm	3.486 kg	Acero AISI 1045		
					Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:
				Dib.	08/12/25	Meneses E.		
				Rev.	12/12/25	Ing. Benavides I.		
				Aprov.	12/12/25	Ing. Benavides I.		
				Firma:			Número de dibujo:	
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nom- bre				Dibujo N° 4	
UNIVERSIDAD TECNICA DEL NORTE - FICA								



				Tolencia:	Peso:	Materiales:		
				± 0.1 mm	3.068 kg	Acero AISI 1045		
					Fecha:	Nombre:	Denominación:	Escala:
				Dib.	08/12/25	Meneses E.		
				Rev.	12/12/25	Ing. Benavides I.		
				Aprov.	12/12/25	Ing. Benavides I.	Plano A-04: Carcasa Cilíndrica	1:1
				Firma:		Número de dibujo:		
						Dibujo N° 3		
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nom- bre			UNIVERSIDAD TECNICA DEL NORTE - FICA		

ANEXO C: Extractos De Normativas Técnicas.



FIGURA 7

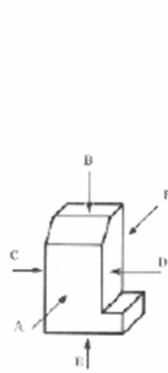


FIGURA 8

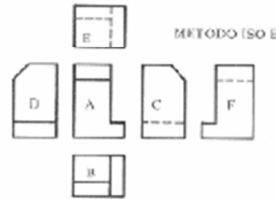


FIGURA 9



FIGURA 11



FIGURA 10



FIGURA 12

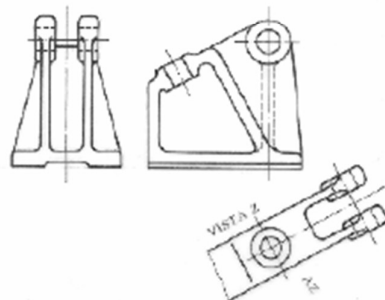


FIGURA 13

Referencia C-1: Definición del método de proyección del primer diedro (Método E) utilizado en la elaboración de planos constructivos. (Fuente: NTE INEN 003:1989, pág. 11).

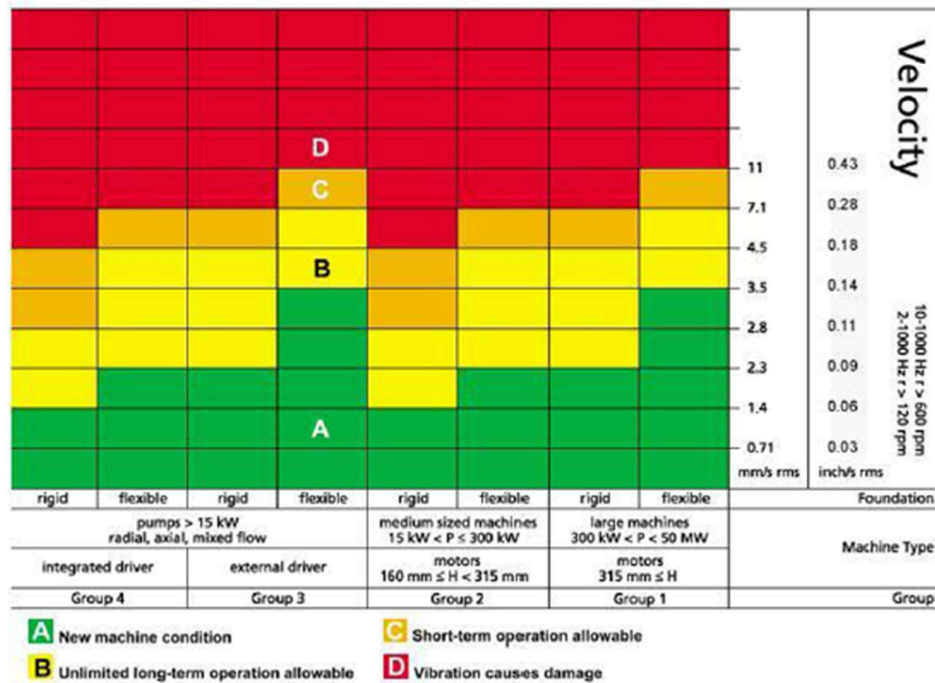
d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
6	10	8	6	6										
7	12	10	8	7										
8	14	12	9	8	6									
9	16	13	10	10	7									
10	18	15	12	11	8	6								
11	20	17	13	12	9	7								
12	22	18	14	13	10	8	6							
13	24	20	16	15	11	9	7	6						
14	26	22	17	16	12	10	8	6						
15	28	23	18	17	13	10	8	7	6					
16	30	25	20	18	14	11	9	8	6					
17	32	27	21	20	15	12	10	8	7					
18	34	28	22	21	16	13	10	9	7					
19	36	30	24	22	17	14	11	9						
20	38	32	25	23,24	18	14	12	10	8	6				
21	40	34	26	25	19	15	12	10						
22	42	35	28	26	20	16	13	11	9	7	6			
23	44	37	29	27	22	17	14	12						
24	46	38	30	28	22	18	14	12						
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8	7			
26	50	42	33	31	24	19	16	13						
27	52	44	34	32	26	20	16	14						
28	54	45	36	34	26	21	17	14	12	10	8			
29	56	47	37	35	28	22	18	15						

Referencia C-2: Parámetros geométricos normalizados para estriados de flancos en evolvente. Selección de Módulo 1.25 y 20 dientes. (Fuente: DIN 5480-1, Tabla de dimensiones).

Tol. (µm)	Tamaños nominales									
Tol. Clases para agujero	 3	> 3 ... 6	> 6 ... 10	> 10 ... 18	> 18 ... 30	> 30 ... 50	> 50 ... 80	> 80 ... 120	> 120 ... 180	> 180 ... 250
H7	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H9	+25	+30	+36	+43	+52	+62	+74	+87	+100	+115
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H11	+60	+75	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250	+290
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H12	+100	+120	+150	+180	+210	+250	+300	+350	+400	+460
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H13	+140	+180	+220	+270	+330	+390	+460	+540	+630	+720
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H14	+250	+300	+360	+430	+520	+620	+740	+870	+1000	+1150
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
JS9	±12.5	±15	±18	±21.5	±26	±31	±37	±43.5	±50	±57.5
N9	-4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-29	-30	-36	-43	-52	-62	-74	87	-100	-115
P9	-6	-12	-15	-18	-22	-26	-32	-37	-43	-50
	-31	-42	-51	-61	-74	-88	-106	-124	-143	-165
para eje f7	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50
	-16	-22	-28	-34	-41	-50	-60	-71	-83	-96
h6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29
h7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46
h8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72
h9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115
h11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	-290
h13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-140	-180	-220	-270	-330	-390	-460	-540	-630	-720
h14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-250	-300	-360	-430	-520	-620	-740	-870	-1000	-1150

Referencia C-3: Sistema de tolerancias y ajustes. Definición de la zona de tolerancia 'H' (Agujero base) para ajustes deslizantes. (Fuente: ISO 286).

Vibration Severity Chart ISO 10816-1					
Machine		Class I	Class II	Class III	Class IV
in/s	mm/s	SM	MM	LRF	LSF
0.03	0.7				
0.04	1.1		GOOD		
0.07	1.8				
0.11	2.8		SATISFACTORY		
0.18	4.5				
0.28	7.1		UNSATISFACTORY		
0.44	11.2				
0.70	18.0		UNACCEPTABLE		
1.10	28.0				



Referencia C-4: Carta de severidad de vibración ISO 10816. Criterios de evaluación para maquinaria rotativa, estableciendo los límites de operación satisfactoria (Zona A/B).

ESTÁNDARES REGULADORES:

ISO 898	Cubre las propiedades físicas mecánicas de los sujetadores métricos.
DIN 933 / ISO 4017 (rosca completa) DIN 931 / ISO 4014 (rosca parcial)	Cubre los datos generales y dimensionales completos de los tornillos de cabeza hexagonal de la serie métrica.
ISO 6g	Especifica la tolerancia y la clase del hilo.



Producto que se marcará con la marca del fabricante como se indica en la X.

APLICACIONES:

Fijador de resistencia media común / económico. Tiene mayor resistencia a la tracción que la Clase 4.6.

PROPIEDADES MATERIALES:

Acero al carbono medio, templado y templado				
DIÁMETRO	CARGA DE PRUEBA	RENDIMIENTO DE RENDIMIENTO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	Dureza
5mm a 16mm	580 MPa	640 MPa	800 MPa	C22 a C32
18mm a 39mm	600 MPa	660 MPa	830 MPa	C23 a C34
Alargamiento	12% mínimo (todos los diámetros)			
Las resistencias de los materiales enumerados son mínimamente aceptables por norma de gobierno. Dureza del núcleo basada en la escala de Rockwell.				

Referencia C-5: Especificaciones mecánicas para elementos de fijación Grado 8.8.
Validación de resistencia a la tracción y límite de fluencia.