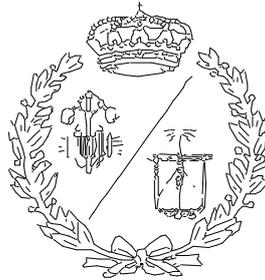


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**DISEÑO DE CAJA DE CAMBIOS
EPICICLOIDAL DE 6 VELOCIDADES**

**DESING OF A 6-SPEED PLANETARY
GEARBOX**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Javier Rodríguez Cuesta

Jul – 2025

Resumen

Este Trabajo Fin de Grado tiene como objetivo el diseño y dimensionado de una caja de cambios automática basada en el modelo Allison 1000, adaptada para su integración en un vehículo utilitario ligero. El proyecto parte del estudio de antecedentes y características del sistema original, proponiendo una reinterpretación completa que permite su implementación en un entorno con menores exigencias estructurales, menor espacio disponible y menores requerimientos de carga, sin comprometer la fiabilidad del conjunto.

La arquitectura de la transmisión se compone de un convertidor de par hidráulico, tres trenes planetarios idénticos, cinco embragues de fricción, tres ejes principales, rodamientos de soporte, una unidad de control electrónica simplificada mediante puertas lógicas y un conjunto de carcasas de aluminio forjado que actúan como soporte estructural. Cada componente ha sido objeto de un análisis detallado, abordando tanto su funcionalidad como su dimensionado mecánico según normativas técnicas como AGMA para engranajes, DIN 743 para ejes e ISO 281 para rodamientos.

El estudio incluye el cálculo analítico de resistencia, vida útil, esfuerzos combinados, acoplamientos por estriados y transmisión de par. Asimismo, se han desarrollado simulaciones mediante análisis por elementos finitos (FEM) para validar el comportamiento estructural de ejes y carcasas ante las cargas de servicio, evaluando desplazamientos y tensiones equivalentes.

Desde el punto de vista económico, se ha elaborado un presupuesto técnico detallado dividido en componentes comerciales, elementos fabricados por mecanizado, estructuras por fundición y costes de ensamblaje. La solución propuesta se compara favorablemente frente a transmisiones comerciales en cuanto a coste, simplicidad de montaje y facilidad de mantenimiento.

El resultado es una transmisión automática compacta, funcional y económicamente viable, capaz de adaptarse a aplicaciones urbanas o industriales ligeras, y susceptible de ser fabricada en series medianas con recursos estándar.

Summary

This Final Degree Project focuses on the design and sizing of an automatic transmission system based on the Allison 1000 model, adapted for integration into a light-duty utility vehicle. The project begins with a study of the original system's features and proposes a complete reinterpretation tailored to an environment with lower structural demands, limited available space, and reduced load requirements, without compromising system reliability.

The transmission architecture includes a hydraulic torque converter, three identical planetary gear sets, five friction clutches, three main shafts, support bearings, a simplified electronic control unit based on logic gates, and a set of forged aluminum housings acting as the structural support of the system. Each component has been analyzed in detail, addressing both its function and mechanical sizing according to technical standards such as AGMA for gears, DIN 743 for shafts, and ISO 281 for bearings.

The study includes analytical calculations for strength, fatigue life, combined loads, splined couplings, and torque transmission. In addition, finite element analysis (FEM) has been conducted to validate the structural behavior of shafts and housings under service loads, assessing displacements and equivalent stresses.

From an economic standpoint, a detailed technical budget has been prepared, divided into commercial components, machined elements, structural cast parts, and assembly costs. The proposed solution compares favorably to commercial transmissions in terms of cost, ease of assembly, and maintenance.

The result is a compact, functional, and economically viable automatic transmission system, suitable for use in urban or light industrial vehicles and capable of being manufactured in medium-scale production with standard industrial resources.

Contenido

MEMORIA DESCRIPTIVA 6

1. INTRODUCCIÓN..... 7

2. MOTIVACIÓN..... 9

3. OBJETIVOS 10

4. ANTECEDENTES..... 11

 4.1 Orígenes y evolución de las transmisiones manuales..... 12

 4.2 Transmisiones semiautomáticas y automáticas..... 13

 4.3 Comparativa de sistemas de transmisión 14

 4.4 Justificación de la elección de trenes planetarios 15

5. SOLUCIÓN DISEÑADA 16

 5.1 Requisitos funcionales de la caja de cambios 16

 5.2 Elementos diseñados 17

 5.3 Elementos comerciales 24

ANEXOS 32

1. ANEXO DE CÁLCULOS..... 33

 1.1 Cálculo de engranajes 33

 1.2 Cálculo de ejes 64

 1.3 Cálculo de rodamientos..... 101

 1.4 Cálculo de embragues 105

 1.5 Cálculo de carcasa..... 113

PLANOS 126

PLIEGO DE CONDICIONES 140

1. DISPOSICIONES GENERALES..... 142

 1.1 Objeto del proyecto 142

 1.2 Finalidad del Pliego de Condiciones 142

 1.3 Seguridad y salud durante la fabricación 142

 1.4 Suministro de materiales y componentes..... 142

 1.5 Criterios de buena fe y resolución de omisiones 143

2. NORMATIVA Y CONDICIONES LEGALES 143

 2.1 Normativa técnica aplicable..... 143

 2.2 Legislación en materia de prevención de riesgos..... 143

 2.3 Real Decreto 1215/1997 sobre equipos de trabajo 144

 2.4 Normativas específicas para componentes mecánicos 144

3. CONDICIONES TÉCNICAS Y DE FABRICACIÓN 145

 3.1 Condiciones generales de diseño y fabricación 145

 3.2 Materiales empleados..... 145

 3.3 Condiciones para la ejecución de mecanizados 146

 3.4 Tolerancias de ensamblaje..... 146

 3.5 Control de calidad en fabricación y ensamblaje..... 147

 3.6 Criterios de aceptación y rechazo 147

 3.7 Pruebas de funcionamiento 147

4. AGENTES INTERVINIENTES EN EL PROYECTO 148

 4.1 Definición de los agentes: proyectista, fabricante, proveedor 148

 4.2 Responsabilidades del proyectista..... 148

 4.3 Supervisión técnica y validación 149

 4.4 Laboratorios de ensayo 149

 4.5 Documentación de materiales y componentes..... 149

5. PRESCRIPCIONES ECONÓMICAS 150

 5.1 Presupuesto y valoración del conjunto..... 150

 5.2 Criterios de descomposición de costes 150

 5.3 Condiciones de pago y garantías 150

 5.4 Penalizaciones por defectos o retrasos 151

5.5 Seguro y conservación del producto hasta validación final	151
5.6 Revisión y liquidación final del proyecto	151
6. PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES	151
6.1 Criterios generales de dimensionamiento mecánico	151
6.2 Rodamientos: tipo, tolerancias de montaje, vida útil esperada.....	152
6.3 Engranajes planetarios: diseño, calidad y resistencia al desgaste	152
6.4 Ejes: geometría, acoplamientos y compatibilidades mecánicas.....	153
6.5 Embragues y discos de fricción: selección y parámetros de diseño.....	153
6.6 Convertidor de par: integración y parámetros de funcionamiento	153
6.7 Unidad de control electrónica: funciones y compatibilidad del sistema.....	154
6.8 Montaje y ensamblaje.....	154
PRESUPUESTO	156
1. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	157
1.1 Elementos comerciales	157
1.2 Materiales de elementos diseñados	158
1.3 Costes fabricación y montaje	159
1.4 Costes de mano de obra indirecta	161
2. PRESUPUESTO DE CONTRATA.....	161
3. ANÁLISIS ECONÓMICO	162
BIBLIOGRAFIA.....	165

MEMORIA DESCRIPTIVA

1. Introducción

El presente Trabajo Fin de Grado tiene como objetivo aplicar los conocimientos adquiridos en el ámbito de la ingeniería mecánica para el diseño y dimensionado de una caja de cambios automática basada en el modelo Allison 1000, adaptada para su implementación en un vehículo utilitario. El diseño del sistema a implementar se muestra en la Ilustración 1 Diseño del sistema.

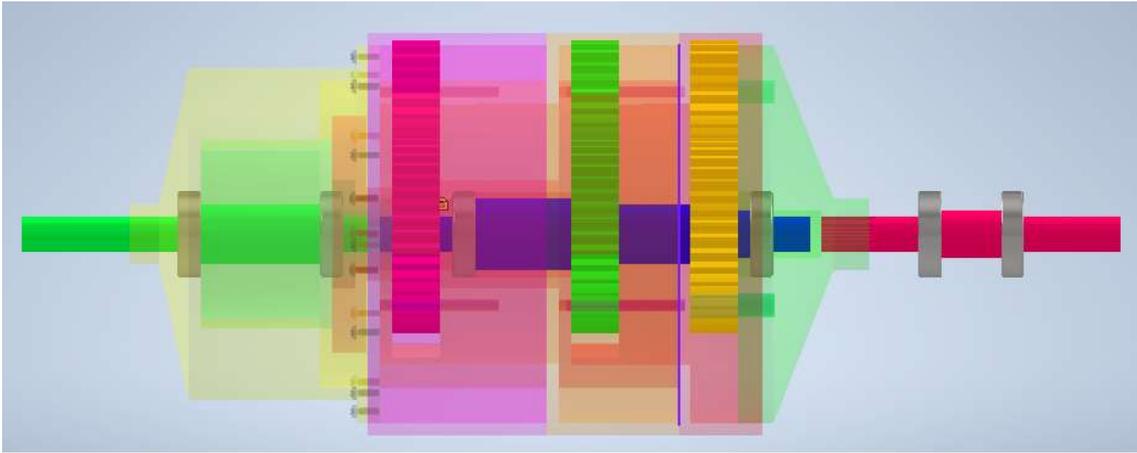


Ilustración 1 Diseño del sistema

La transmisión Allison 1000, utilizada habitualmente en vehículos industriales de gran tamaño, se caracteriza por su robustez estructural, su elevada capacidad de transmisión de par y su fiabilidad, cualidades que se pretenden mantener adaptándolas a las necesidades de vehículos de menor masa y dimensiones más contenidas.

A diferencia de una transmisión manual, en la que el conductor selecciona de forma activa las relaciones de marcha, una caja automática requiere un sistema mecánico capaz de variar automáticamente las relaciones de transmisión. Para este propósito, se emplean configuraciones de trenes planetarios, que permiten múltiples relaciones mediante la interacción controlada de sus elementos constituyentes (corona, planetarios, portaplanetas y satélites), en combinación con sistemas de embragues y frenos.

El punto de partida del desarrollo consiste en la definición de un conjunto de relaciones de transmisión óptimas, que ofrezcan un equilibrio adecuado entre aceleración, consumo de combustible y velocidad máxima del vehículo. A partir de estas relaciones, se analizan distintas configuraciones de engranajes planetarios comerciales, con el objetivo de encontrar aquella disposición que reproduzca las velocidades requeridas de manera más precisa, dentro de las limitaciones impuestas por la disponibilidad comercial y las restricciones de espacio.

Seleccionada la arquitectura general de la transmisión, se procede al dimensionado de los engranajes, aplicando los criterios establecidos por la AGMA (American Gear Manufacturers Association) para el cálculo de resistencia a la flexión y al contacto, así como utilizando la fórmula de Lewis para el análisis de esfuerzos máximos en la base de los dientes. Durante este proceso, se consideran aspectos como el módulo normalizado, la calidad de los engranajes, las cargas máximas transmitidas y el ciclo de vida esperado. Simultáneamente, se lleva a cabo el dimensionado de los ejes de transmisión. El diseño se realiza en base a la resistencia torsional admisible, verificando adicionalmente las sollicitaciones combinadas de torsión y flexión mediante teorías clásicas de fallo.

Otro aspecto fundamental del proyecto es el dimensionado de los embragues y frenos encargados de gestionar la selección de relaciones en el conjunto planetario. Para ello, se calcula la capacidad de transmisión de par necesaria, se dimensiona el área de fricción requerida, teniendo en cuenta los coeficientes de fricción de los materiales disponibles y su comportamiento bajo carga cíclica.

Todo el diseño mecánico se orienta a garantizar la fiabilidad, durabilidad y facilidad de mantenimiento del sistema, así como su factibilidad en términos de coste y disponibilidad comercial de los componentes seleccionados.

Finalmente, se elabora una estimación económica para la fabricación de 1000 unidades de la transmisión diseñada, contemplando los costes de adquisición de componentes, mecanizado, ensamblaje y control de calidad.

En conjunto, este proyecto busca ofrecer una solución técnica viable que permita adaptar un sistema de transmisión automática de altas prestaciones

a las necesidades específicas de un vehículo utilitario, aplicando criterios rigurosos de diseño y dimensionado mecánico.

2. Motivación

La elección del presente proyecto se fundamenta en el interés técnico por los sistemas de transmisión, especialmente aquellos orientados a mejorar la eficiencia energética y la ergonomía en la conducción, aspectos considerados fundamentales en el contexto actual de la movilidad. Las transmisiones manuales, ampliamente utilizadas en vehículos convencionales, ofrecen una experiencia de conducción directa y precisa; sin embargo, en situaciones de tráfico urbano intenso, el uso continuado del pedal de embrague y la necesidad de realizar cambios de marcha de forma constante implican un esfuerzo adicional que puede comprometer tanto el confort como la eficiencia global del sistema.

El avance de tecnologías como la electrificación del transporte ha puesto de manifiesto la necesidad de optimizar cada elemento del tren motriz. En este sentido, las cajas de cambios automáticas permiten mantener el motor en su régimen óptimo de funcionamiento, reduciendo consumos y emisiones, al tiempo que aportan una experiencia de conducción más fluida. Este tipo de transmisiones también presenta ventajas claras en términos de accesibilidad y facilidad de uso, aspectos clave en la transición hacia una movilidad más inclusiva.

Entre las soluciones automáticas existentes, destacan aquellas basadas en trenes epicicloidales, capaces de proporcionar múltiples relaciones de transmisión en un espacio reducido, gracias a la combinación de coronas, engranajes planetarios y portaplanetas. Este principio constructivo ha sido ampliamente aplicado en transmisiones como la Allison 1000, reconocida por su robustez y capacidad de soportar elevadas cargas de trabajo en vehículos industriales. La posibilidad de adaptar este tipo de transmisión a un vehículo utilitario, más ligero y con restricciones de espacio y coste más estrictas, representa un reto técnico relevante que permite aplicar de forma práctica múltiples conocimientos adquiridos durante la titulación.

Además, la implementación de una caja automática en un segmento habitualmente dominado por transmisiones manuales introduce un componente de innovación desde el punto de vista del usuario. La automatización del cambio contribuye a mejorar la seguridad vial, especialmente en entornos urbanos, al eliminar distracciones asociadas a la manipulación del cambio de marchas, y amplía la accesibilidad del vehículo a perfiles de usuarios con menor experiencia, movilidad reducida o edad avanzada.

En conjunto, la motivación de este proyecto puede estructurarse en tres ejes principales:

1. Enfoque técnico orientado a la mejora de los sistemas de transmisión, con especial atención a la eficiencia mecánica y al comportamiento de trenes epicicloïdiales en entornos compactos.
2. Optimización energética del conjunto propulsor, mediante el uso de una transmisión automática capaz de mantener el motor en condiciones óptimas de par y rendimiento.
3. Mejora de la experiencia de usuario y la accesibilidad, reduciendo la carga cognitiva y física durante la conducción y ampliando el perfil de usuarios potenciales.

3. Objetivos

El objetivo del proyecto consiste en adaptar una transmisión automática de altas prestaciones, como la Allison 1000, originalmente concebida para vehículos industriales, a un nuevo contexto de aplicación en un vehículo utilitario de menores dimensiones, optimizando su peso, tamaño y coste sin comprometer la robustez ni la fiabilidad del sistema.

- Compacidad del conjunto mecánico
Rediseñar la arquitectura de la transmisión para que sea compatible con el espacio disponible en un vehículo utilitario, reduciendo longitudes de ejes, diámetros de engranajes y volumen total de carcasas sin afectar al rendimiento funcional.
 - Optimización estructural y funcional
-

Redimensionar los componentes clave (ejes, engranajes, carcasas, etc.) atendiendo a criterios de resistencia mecánica y comportamiento dinámico, utilizando normativas para validar su diseño frente a carga, desgaste y fatiga.

- Integración eficiente de elementos comerciales y fabricados
Seleccionar componentes comerciales como rodamientos, discos de embrague o convertidor de par e integrarlos con elementos fabricados específicamente como ejes o trenes planetarios, asegurando su compatibilidad mecánica y funcional.
- Fiabilidad en servicio continuo
Garantizar una vida útil de al menos 10 años de funcionamiento a ritmo diario, asegurando que todos los elementos críticos cumplen con requisitos de carga cíclica, resistencia a la fatiga y robustez frente a vibraciones y cambios transitorios.
- Facilidad de mantenimiento y ensamblaje
Diseñar carcasas, fijaciones y uniones accesibles para tareas de desmontaje, verificación y sustitución de componentes, empleando estándares industriales de tornillería, juntas y mecanizados que permitan un montaje seguro y eficiente.
- Viabilidad económica del conjunto
Evaluar el coste estimado de los elementos principales (comerciales y fabricados) y del proceso de ensamblaje, para garantizar que la solución propuesta es competitiva frente a transmisiones existentes de características similares.

4. Antecedentes

A lo largo de más de un siglo de evolución, las transmisiones de los vehículos han experimentado una profunda transformación tecnológica. Desde mecanismos rudimentarios con una única relación fija, hasta sofisticados sistemas automáticos basados en trenes planetarios, la evolución de las cajas de cambio ha sido un factor clave en el desarrollo del automóvil. Este apartado aborda la historia de dichas transmisiones, las diferentes tipologías

existentes, y expone las razones técnicas que justifican la elección de una configuración epicicloidal en el presente proyecto.

4.1 Orígenes y evolución de las transmisiones manuales

Las primeras transmisiones utilizadas en automoción datan de finales del siglo XIX. En sus inicios, los vehículos estaban equipados con sistemas de transmisión de velocidad única, mediante correas de cuero, sin posibilidad de variar la relación de transmisión. Estos mecanismos ofrecían un rendimiento muy limitado y carecían de la versatilidad necesaria para diferentes condiciones de conducción.

La introducción de la primera caja de cambios de engranajes deslizantes (sliding-mesh) en 1891, por parte de la firma francesa Panhard et Levassor, marcó el primer gran avance técnico. Este tipo de caja permitía seleccionar entre varias relaciones mediante engranajes que se desplazaban manualmente, aunque su uso requería una gran destreza por parte del conductor para evitar el engrane brusco de los dientes (el conocido "crash"). Durante décadas, este sistema fue el estándar, a pesar de sus evidentes limitaciones en términos de confort y facilidad de uso.

En los años 30 y 40 del siglo XX, se produjo un avance significativo con la introducción de los sincronizadores. Cadillac incorporó este mecanismo en 1929, permitiendo engranar marchas sin necesidad de igualar previamente las velocidades de rotación. Esta innovación fue perfeccionada por Porsche en 1952, al incluir sincronización en todas las marchas del modelo 356. A partir de ese momento, las cajas manuales sincronizadas se consolidaron como solución predominante en automóviles convencionales.

Ya en la década de 1980, la tendencia hacia la mejora del rendimiento y la eficiencia llevó a la generalización de las cajas manuales de cinco y seis velocidades. Estas incorporaban mejores repartos de relación, materiales más ligeros y una reducción de las pérdidas mecánicas a niveles inferiores al 3 %, consolidándose como sistemas económicos, robustos y de alta eficiencia para vehículos ligeros.

4.2 Transmisiones semiautomáticas y automáticas

El aumento de las exigencias en confort, seguridad y rendimiento ha dado lugar al desarrollo de distintas alternativas a la transmisión manual convencional. Las primeras transmisiones semiautomáticas aparecieron en los años 90, con las cajas manuales automatizadas (AMT). Estas mantienen la estructura de engranajes de una caja manual, pero sustituyen la intervención del conductor mediante actuadores eléctricos o hidráulicos que gestionan tanto el cambio de marcha como el embrague. Aunque su funcionamiento es eficaz, adolecen en general de transiciones lentas y cierta brusquedad, lo que limita su aceptación en segmentos exigentes.

Las transmisiones automáticas con convertidor de par, por su parte, debutaron en los años 40 con la Hydra-Matic de General Motors. Estas emplean un convertidor hidrodinámico que actúa como acoplador progresivo entre el motor y la transmisión, permitiendo un arranque suave en parado y una conducción sin intervención del conductor. El sistema de cambio se basa en trenes epicicloidales controlados por embragues y frenos internos. A pesar de su confort, estas cajas sufren pérdidas de eficiencia del orden del 5–10 % debido al deslizamiento del convertidor, lo que ha motivado desarrollos posteriores más eficientes.

En los años 2000 se introdujeron las transmisiones de doble embrague (DCT), que combinan dos subtransmisiones independientes, cada una con su propio embrague. Este diseño permite alternar entre marchas pares e impares sin interrupción del par motor, consiguiendo cambios ultrarrápidos (menores a 200 ms) y una eficiencia superior al 98 %. Sin embargo, su coste y complejidad son significativamente más altos, además de requerir un mantenimiento especializado.

Por último, los variadores continuos (CVT) eliminan el uso de engranajes fijos en favor de sistemas de poleas variables, ofreciendo una relación continuamente adaptable al régimen del motor. Aunque permiten una conducción extremadamente suave y eficiente, transmiten una sensación de

“resbalamiento” y tienen limitaciones estructurales para manejar pares elevados.

4.3 Comparativa de sistemas de transmisión

Una comparativa técnica entre las tres principales arquitecturas consideradas manual sincronizado, automática básica con convertidor, y automática epicicloidal se presenta a continuación:

Tipo de transmisión	Ventajas principales	Inconvenientes principales
Manual sincronizado	<ul style="list-style-type: none"> - Eficiencia mecánica elevada - Bajo coste y peso - Simplicidad 	<ul style="list-style-type: none"> - Requiere habilidad y experiencia - Menor confort en tráfico urbano
Automática	<ul style="list-style-type: none"> - Alto confort de marcha - Capacidad de arranque en parado - Mantenimiento bajo 	<ul style="list-style-type: none"> - Pérdidas de eficiencia por deslizamiento - Mayor complejidad mecánica
Planetaria epicicloidal	<ul style="list-style-type: none"> - Alta eficiencia - Compacta y robusta - Múltiples marchas sin cambio físico 	<ul style="list-style-type: none"> - Diseño inicial complejo - Necesita sistemas de embrague precisos

Tabla 1 Comparativa sistemas de transmisión

Como puede observarse, la solución epicicloidal combina lo mejor de ambos mundos: ofrece múltiples relaciones sin pérdida de par, mantiene la compacidad del conjunto y presenta una eficiencia comparable a los sistemas más avanzados. Por ello, representa una alternativa idónea para transmisiones automáticas en vehículos modernos.

4.4 Justificación de la elección de trenes planetarios

Robustez estructural.

Los trenes planetarios se caracterizan por distribuir el par entre varios engranajes satélite que giran alrededor de un engranaje central (sol). Esta configuración permite que cada componente soporte únicamente una fracción de la carga total, reduciendo tensiones individuales y aumentando la vida útil del conjunto. Este diseño es especialmente adecuado en aplicaciones donde se requiere una elevada capacidad de transmisión en un volumen reducido.

Versatilidad en relaciones de transmisión.

Gracias a la posibilidad de fijar o liberar distintos elementos del tren (corona, sol o portaplanetas), se pueden obtener múltiples relaciones de marcha sin modificar físicamente la disposición de los engranajes. Esto permite un diseño más compacto y modular, minimizando la longitud axial del sistema y facilitando su integración en espacios limitados, como los disponibles en vehículos utilitarios.

Alta eficiencia y respuesta inmediata.

A diferencia de los sistemas que utilizan convertidores de par, los trenes planetarios basados únicamente en engranajes tienen pérdidas muy reducidas, asociadas principalmente al contacto entre dientes y la fricción en cojinetes. Esto se traduce en una transmisión de potencia más directa, una mejor respuesta al acelerador y un consumo de combustible optimizado.

Fiabilidad demostrada y facilidad de integración.

La arquitectura Allison 1000 ha sido empleada con éxito en vehículos industriales, militares y aplicaciones exigentes durante décadas. Su fiabilidad, modularidad y disponibilidad en el mercado la convierten en una base excelente para desarrollos personalizados, asegurando además el acceso a repuestos y soporte técnico a largo plazo.

5. Solución diseñada

5.1 Requisitos funcionales de la caja de cambios

El objetivo principal del sistema de transmisión automática diseñada en este proyecto es adaptar una arquitectura basada en el modelo Allison 1000 empleado habitualmente en vehículos industriales para su aplicación en un vehículo utilitario ligero. Dicha adaptación no solo implica una reducción de masa, tamaño y coste, sino también una redefinición completa de los criterios de diseño, manteniendo como pilares fundamentales la robustez, la fiabilidad y la eficiencia.

Desde el punto de vista funcional, la caja de cambios debe cumplir con los siguientes requisitos técnicos:

- Transmisión del par motor máximo: el sistema debe ser capaz de transmitir un par motor cercano a los 300 Nm sin comprometer la integridad de los componentes mecánicos.
- El sistema está provisto de una serie de relaciones de transmisión escalonadas que se ha previsto para una configuración de múltiples marchas que permitan cubrir un amplio rango de velocidades, con transiciones suaves y tiempos mínimos de conmutación entre relaciones.
- La implementación de una automatización completa del cambio para el sistema el cual debe ser capaz de gestionar el paso de marchas de forma automática o semiautomática mediante una unidad de control lógico, adaptando los cambios a las condiciones de conducción o a la voluntad del conductor mediante levas manuales.
- Compactación del conjunto de todos los elementos (convertidor de par, trenes planetarios, embragues, rodamientos, ejes y carcasas) deben integrarse en una disposición longitudinal compacta y estructuralmente sólida, optimizando el uso del espacio disponible en el bastidor del vehículo.
- La capacidad de inversión del sentido de marcha debe ser prevista como modo de funcionamiento en reversa mediante una combinación

específica de embragues y elementos de engranaje, garantizando fiabilidad y facilidad de operación.

Se opta por implantar un sistema de mantenimiento simplificado en el que todos los componentes susceptibles de desgaste (discos de fricción, rodamientos, juntas) deben ser accesibles mediante carcasas desmontables, facilitando las operaciones de revisión y sustitución sin necesidad de desmontar la totalidad del conjunto.

La estanqueidad y protección contra contaminantes del conjunto debe mantenerse de manera absoluta frente a polvo, humedad o partículas externas, mediante el uso de carcasas selladas, juntas de retención y tornillería estandarizada conforme a normativa ISO.

Estos requerimientos definen la naturaleza del sistema de transmisión propuesto y guían el desarrollo del diseño mecánico que se expone en los apartados siguientes. Ilustración 1 Diseño del sistema, se puede observar una vista esquemática del conjunto completo, donde se identifican los distintos elementos funcionales y estructurales que serán descritos en detalle. El flujo de potencia se inicia en el convertidor de par (CP), continúa a través de los ejes y trenes planetarios (SP1, SP2, SP3), y se gestiona mediante los embragues (E1–E5) alojados en sus respectivas carcasas (C1–C5), apoyados por rodamientos en cada eje.

5.2 Elementos diseñados

5.2.1 Sistemas planetarios (SP1–SP3)

El corazón del sistema de transmisión lo constituyen los tres trenes de engranajes planetarios (identificados como SP1, SP2 y SP3 Ilustración 2 Sistemas planetarios dispuestos en serie a lo largo del eje principal del conjunto. La elección de esta arquitectura responde a su alta densidad de par, modularidad y capacidad para generar múltiples relaciones de transmisión mediante el bloqueo selectivo de los elementos del tren (corona, planetas, portaplanetas).

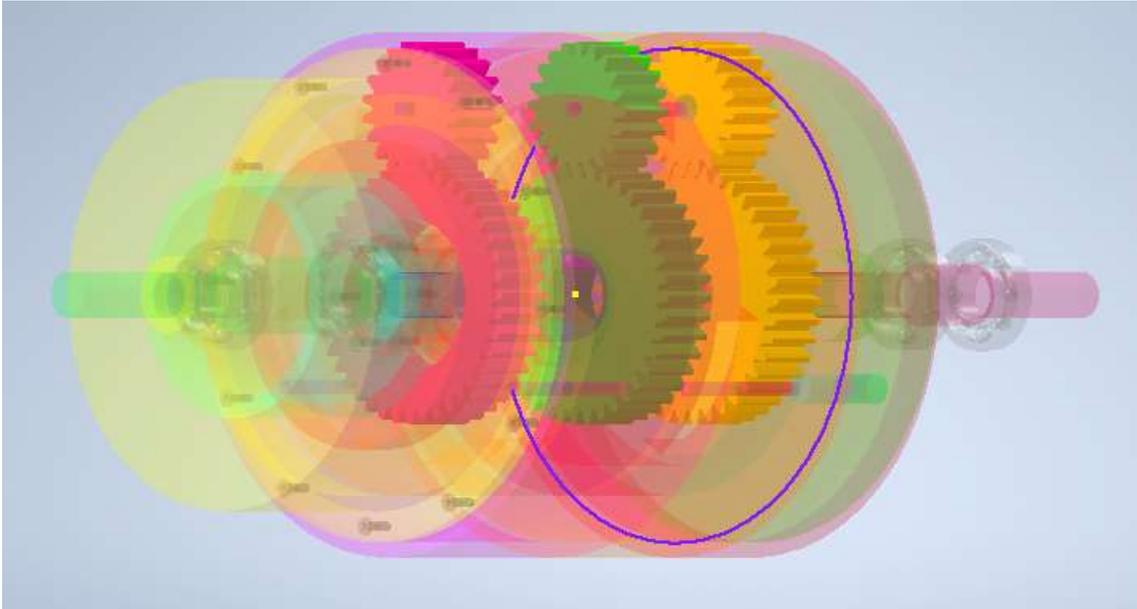


Ilustración 2 Sistemas planetarios

Cada tren planetario está compuesto por:

- Un engranaje solar (sol) central.
- Tres (planetas).
- Una corona dentada interna (anillo) que encierra el conjunto.

Este tipo de configuración permite un amplio rango de relaciones de transmisión sin necesidad de cambiar físicamente de conjunto de engranajes, como ocurre en las cajas de cambio manuales. La relación de transmisión se modifica bloqueando uno de los tres elementos del tren y utilizando los otros dos como entrada y salida, en diferentes combinaciones.

El sistema planetario SP1, situado en la parte izquierda del despiece. Este conjunto trabaja en combinación con el embrague E3 para fijar la corona, permitiendo que el sol funcione como entrada y el portaplanetas como salida. Este tren está alojado en la carcasa C1 y conectado al eje de entrada mediante acoplamiento directo desde la carcasa C6.

El segundo conjunto SP2, ocupa una posición intermedia entre los embragues E3 y E5 e interactúa con el E4 para fijar su corona. Aprovechando la interacción con los embragues E1 y E2 le permiten cambiar de forma controlada los componentes fijos y móviles dentro del tren. Este tren planetario se aloja en el eje intermedio

El tercer tren, SP3, ubicado hacia el extremo derecho del conjunto está directamente vinculado al eje de salida final a través del portasatélites. Está

acoplado al eje intermedio al igual que es SP2 y bajo influencia directa del E5. La corona de este tren se acopla a la carcasa C1.

Todos los trenes han sido diseñados con engranajes helicoidales, lo que favorece una transmisión de potencia más suave y silenciosa, así como una distribución más homogénea de las cargas axiales.

La relación de dientes entre corona y solar se ha fijado en 80/40 para garantizar una buena versatilidad de relaciones y un tamaño compacto.

Se ha considerado un módulo normalizado de 2,5 mm, acorde a las cargas previstas y la resistencia requerida, conforme a normativa AGMA.

Gracias a esta disposición secuencial y modular, los sistemas planetarios SP1, SP2 y SP3 permiten generar hasta seis relaciones de transmisión hacia adelante y una marcha atrás, combinando simplicidad estructural con una elevada robustez mecánica. Su funcionamiento está coordinado con los embragues y la unidad de control electrónica.

5.2.2 Ejes

El sistema de transmisión está articulado en torno a tres ejes principales e1, e2 y e3, visibles en Ilustración 3 Ejes sobre los cuales se apoyan y engranan los distintos subconjuntos funcionales de la caja de cambios. Estos ejes cumplen funciones diferenciadas pero complementarias: entrada de par, transferencia interna y salida hacia el grupo motriz final, respectivamente.

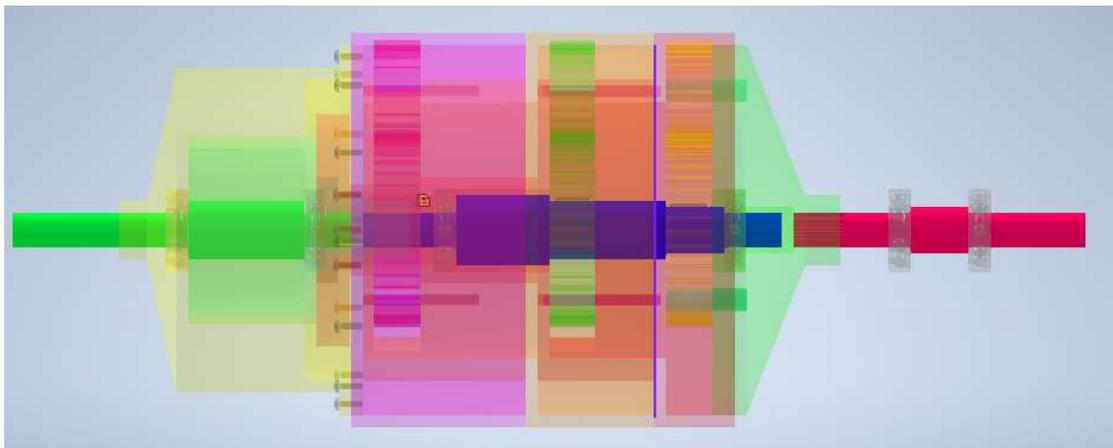


Ilustración 3 Ejes

El eje de entrada e1 está directamente conectado al convertidor de par (CP) y es el encargado de recibir la potencia motriz generada por el motor térmico del vehículo. Su función principal consiste en transmitir el par hacia el eje

intermedio, así como hacia los embragues iniciales E1 y E2, que determinarán la configuración cinemática del conjunto.

Desde el punto de vista estructural, este eje debe ser capaz de soportar torsión continua con picos de par de hasta 300 Nm, sin presentar deformaciones permanentes ni riesgo de fatiga. Su diseño contempla una geometría cilíndrica con diámetros escalonados para permitir el alojamiento de estriados, que faciliten el acoplamiento con el convertidor y con los discos de fricción.

El eje intermedio e2 es el responsable de vincular las diferentes etapas planetarias entre sí, actuando como nodo de transferencia de par entre las distintas relaciones. Sobre él se montan engranajes planetarios, los embragues E3, E4 y E5, así como componentes de fijación que permiten controlar qué elementos del sistema quedan solidarios entre sí.

Desde el punto de vista mecánico, este eje debe resistir combinaciones de torsión y flexión inducidas por los esfuerzos radiales generados en los engranajes y por los pares de reacción de los embragues. Además, se han previsto encajes precisos para rodamientos, garantizando la alineación axial con tolerancias mínimas de montaje.

El eje de salida e3 transmite la potencia mecánica ya modulada a través de la caja de cambios hacia el diferencial o grupo motriz final del vehículo. Este eje está conectado directamente con el portasatélites del último tren planetario, encargado de permitir entre otras funciones, la marcha directa o la marcha atrás.

Su sección se ha optimizado para soportar tanto las cargas de servicio como las exigencias dinámicas del sistema. Este eje cuenta también con estriados para la conexión final con el árbol de transmisión, así como con alojamientos específicos para los rodamientos de soporte, cuya función es limitar el desplazamiento radial bajo carga.

En conjunto, los tres ejes forman una estructura cinemática robusta y precisa, diseñada para resistir esfuerzos combinados y mantener la alineación crítica entre engranajes, embragues y rodamientos.

Ilustración 3 Ejes se pueden observar con claridad las trayectorias paralelas de los ejes e1, e2 y e3, y su disposición ordenada que favorece el equilibrio dinámico y la compacidad del sistema. Su correcta interacción es esencial

para garantizar la eficiencia mecánica, la durabilidad y el funcionamiento suave de toda la caja de cambios automática.

5.2.3 Elementos estructurales: carcasas

Las carcasas constituyen el armazón estructural que aloja, soporta y protege los diferentes conjuntos funcionales de la caja de cambios. En este proyecto se han diseñado un total de 7 carcasas independientes que permiten distribuir el sistema en módulos funcionales, facilitar el ensamblaje y asegurar la estanqueidad del conjunto como muestra la Ilustración 4 Carcasas del sistema.

Cada carcasa está diseñada con superficies mecanizadas de apoyo y alojamiento para retenes, cojinetes y pasos de lubricación. La modulación facilita la fabricación en serie, el mantenimiento y la sustitución de subconjuntos.

Todas las carcasas se han concebido en aluminio forjado, un material ampliamente utilizado en la industria automotriz por su elevada relación resistencia-peso, buena maquinabilidad y excelente resistencia a la corrosión. Esta aleación permite aligerar el conjunto sin comprometer la rigidez estructural.

La elección del aluminio forjado responde además a su comportamiento frente a fatiga y su capacidad para disipar calor, lo cual es esencial en una transmisión automática sometida a ciclos térmicos repetitivos.

Todas las uniones entre carcasas se han diseñado con superficies planas con mecanizado de precisión, juntas tóricas de sellado de nitrilo y tornillería perimétrica normalizada. Las tolerancias entre superficies de contacto se han establecido conforme a normas ISO para garantizar un sellado efectivo sin necesidad de adhesivos anaeróbicos.

Se han incorporado además guías de centrado y espigas de posicionamiento para asegurar el alineamiento correcto de los módulos durante el montaje.

Estas carcasas cumplen una triple función: estructural, de protección y de estanqueidad. Su diseño modular y ligero contribuye significativamente a la eficiencia, mantenibilidad y fiabilidad de la transmisión, y constituye uno de los elementos clave en la adaptación de la arquitectura Allison 1000 a un entorno de vehículo utilitario moderno.

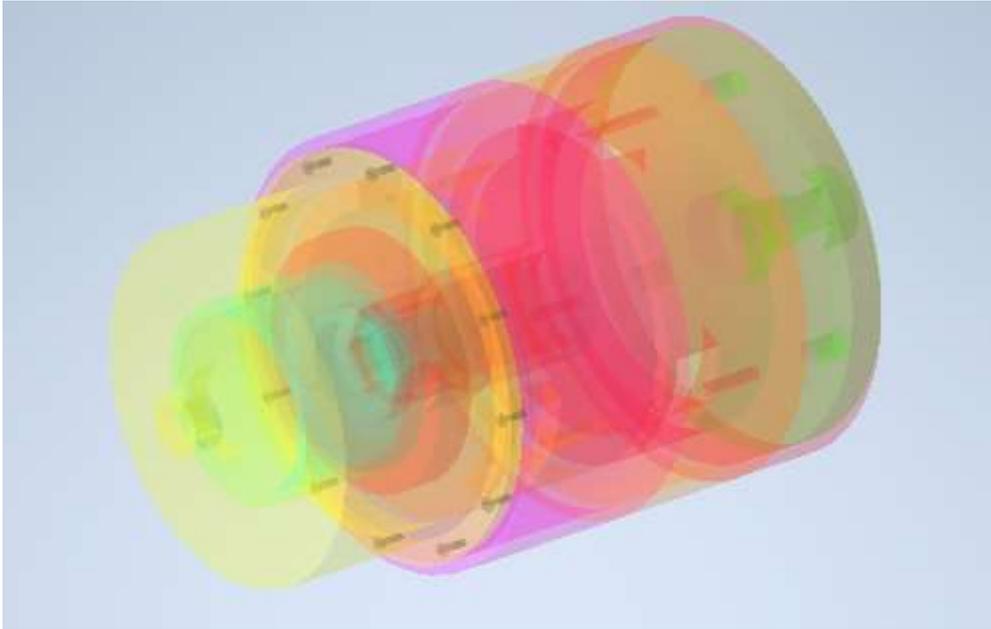


Ilustración 4 Carcasas del sistema

5.2.3.1 Carcasa 1

La carcasa C1 es la que mayor tamaño tiene en el sistema y en la cual se alojan el sistema planetario SP2, SP3, el primer rodamiento del eje intermedio y el embrague E5. Este último permite bloquear a través del embrague E5 lo que restringe el movimiento de la corona del SP3, con el accionamiento del embrague E2 se conecta directamente al eje de entrada ya que esta gira solidaria con la carcasa 7 la cual están en contacto permanente con el eje de entrada. La carcasa C4 está permanentemente unida a esta carcasa mediante una conexión atornillada debido al ensamblaje del conjunto siendo C4 la que aloja al embrague E2 provocando que esta gire de forma solidaria.

5.2.3.2 Carcasa 2

La carcasa C2 aloja al sistema planetario SP1, la corona del SP2 y el embrague E4. Este último permite el bloqueo de esta carcasa lo que provoca la inmovilización de la corona del SP2.

5.2.3.3 Carcasa 3

La carcasa C3 sirve de alojamiento para la corona del sistema planetario SP1 y el embrague E3, el cual se encarga del movimiento y fijación de la corona del SP1.

5.2.3.4 Carcasa 4

La carcasa C4 se encarga de transmitir de forma continua el movimiento al sol del SP1 el cual siempre se encuentra en movimiento dado que es una de las tres entradas que tiene el sistema. Para poder transmitir este movimiento esta carcasa se encuentra permanentemente unida a la carcasa C7 que a su vez se encuentra conecta al eje de entrada, para realizar esta unión se empleada una unión atornillada.

5.2.3.5 Carcasa 5

La carcasa C5 se puede considerar una parte de la carcasa C1 ya que su única función es permitir un ensamblaje sencillo. Esta se une a C1 a través de una conexión atornillada y permite el acoplamiento y desacoplamiento al eje de entrada a través del embrague E2. Siempre tienen el mismo movimiento que C1.

5.2.3.6 Carcasa 6

La carcasa C6 aloja al rodamiento derecho del eje de entrada y al embrague E1. Mediante este embrague permite el acoplamiento del eje de entrada al eje intermedio. Esta carcasa presenta un estriado con el cual transmitir el movimiento del eje de entrada al eje intermedio al cual está permanentemente conectado siempre que se active el embrague E1. Esta habilita otra de las tres entradas del sistema.

5.2.3.7 Carcasa 7

La carcasa C7 está permanentemente unida al eje de entrada, girando de forma solidaria con este y a la carcasa C4. Se encarga de habilitar dos de las tres entradas del sistema, la primera de manera continua a través del sol del SP1 debido a la conexión atornillada a C4 y la otra a través del embargue E2 con el cual se transmite el movimiento a C1. Por otro lado, aloja el rodamiento izquierdo del eje de entrada.

5.2.3.8 Portasatélites

El portasatélites se encarga de transmitir el movimiento al eje de salida para ello cuenta con un estriado interno y una conexión permanente al eje de salida a través de este. La salida del sistema siempre se produce por los planetas del SP3 a los cuales también esta conecta de forma continua. El portasatélites sirve de alojamiento para el rodamiento derecho del eje intermedio.

5.3 Elementos comerciales

5.3.1 Convertidor de par

El convertidor de par es el elemento encargado de realizar el acoplamiento y desacoplamiento hidráulico entre el eje de entrada y el eje intermedio de la transmisión. Su función principal consiste en permitir el arranque suave del vehículo, absorber vibraciones y multiplicar el par motor en condiciones de baja velocidad. Este componente resulta especialmente adecuado para sistemas de transmisión automática como el diseñado, ya que permite realizar los cambios entre distintas combinaciones de relaciones sin necesidad de una conexión mecánica rígida.

Para este proyecto se requiere un convertidor de par centrífugo capaz de transmitir un par máximo de 270 Nm, con una adecuada capacidad de multiplicación durante la fase inicial de arranque. La elección del modelo se ha realizado considerando tanto la integración mecánica en el conjunto como

la compatibilidad con las condiciones de carga, régimen de giro y configuración del resto del sistema.

A partir de los requerimientos establecidos, se definen a continuación las especificaciones técnicas del convertidor de par a emplear. Estas características aseguran un comportamiento dinámico eficiente, una integración adecuada con la arquitectura planetaria, y una mejora en la eficiencia energética global del sistema gracias a la incorporación de una función de bloqueo ("lock-up") activada electrónicamente. En la siguiente tabla se muestran las características necesarias del convertidor de par.

Parámetro	Valor seleccionado
Stall speed	2500–2800 rpm
Capacidad de par	≥ 400 Nm
Stall ratio	= 2,0
Lock-up	Electrónico
Fluido	ATF Dexron-VI o equivalente

Tabla 2 Características del convertidor de par

La elección de un convertidor con estas características garantiza un buen equilibrio entre respuesta dinámica, durabilidad térmica y eficiencia, permitiendo un funcionamiento fluido de la transmisión automática tanto en entornos urbanos como en carretera. La posibilidad de bloqueo hidráulico en marchas largas contribuye adicionalmente a reducir el consumo de combustible y las pérdidas por deslizamiento, mejorando así el rendimiento global del conjunto.

5.3.2 Unidad de control

La unidad de control electrónica (constituye el núcleo lógico del sistema de gestión de relaciones de transmisión. Este sistema está diseñado mediante una placa electrónica que integra puertas lógicas encargadas de ejecutar las secuencias correspondientes a cada marcha, conforme a las condiciones de operación del vehículo.

El control de los cambios de marcha puede realizarse de forma automática o manual. En modo automático, el sistema ordena un cambio ascendente cuando el régimen de giro del motor supera las 3000 rpm. Alternativamente, en modo manual, el conductor puede solicitar un cambio ascendente mediante la pulsación de la leva correspondiente ubicada en el volante. En ambos casos, el sistema interpreta la acción como válida mediante una compuerta lógica del tipo OR.

De forma análoga, el sistema ejecuta un cambio descendente cuando el régimen del motor cae por debajo de las 1500 rpm, o si el conductor acciona manualmente la leva de reducción de marcha. Nuevamente, la lógica OR permite procesar cualquiera de las dos condiciones para realizar la conmutación.

El acceso a la marcha atrás y a la función de estacionamiento se gestiona a través de un selector de modo. Una vez detectado el cambio de modo por parte del sistema, la unidad de control electrónica activa la combinación de embragues correspondiente para operar en reversa, de acuerdo con la lógica implementada.

Las combinaciones de embragues necesarias para cada relación de transmisión están reflejadas en la Tabla 3 Combinaciones de embragues, la cual constituye la matriz de control del sistema, siendo esta interpretada directamente por la unidad electrónica para coordinar el accionamiento de los distintos actuadores mecánicos.

Marcha	Combinación
Primera velocidad	E1+E5
Segunda velocidad	E1+E4
Tercera velocidad	E1+E3
Cuarta velocidad	E1+E2

Quinta velocidad	E2+E3
Sexta velocidad	E2+E4
Reversa	E3+E5

Tabla 3 Combinaciones de embragues

5.3.3 Rodamientos

Los rodamientos representan un elemento fundamental en el sistema de transmisión, ya que permiten el giro relativo entre piezas móviles mientras soportan cargas radiales y axiales derivadas del funcionamiento de los ejes y engranajes. En el diseño de esta caja de cambios se ha previsto la instalación de dos rodamientos por cada eje principal (e1, e2 y e3), lo que proporciona un total de seis rodamientos, cuya función es garantizar el guiado y soporte de los ejes dentro de sus respectivos alojamientos estructurales.

Los rodamientos seleccionados son del tipo radial de bolas de contacto angular, debido a su capacidad para soportar combinaciones de cargas axiales y radiales, y a su idoneidad para aplicaciones con velocidades de rotación medias-altas, como es el caso en una transmisión automática de tipo epicicloidal. Estos rodamientos están normalizados según normativa, lo que facilita su estandarización y posterior reposición.

Cada rodamiento se inserta en alojamientos mecanizados en las carcasas correspondientes con tolerancias de ajuste de apriete en el anillo exterior y de deslizamiento controlado en el anillo interior, para permitir tanto la fijación precisa como el montaje/desmontaje durante tareas de mantenimiento.

Para asegurar la correcta inserción, se aplican ajustes, dependiendo del eje, asegurando que no existan juegos radiales excesivos ni interferencias que puedan provocar tensiones internas durante el montaje.

5.3.4 Embragues (E1–E5)

Los embragues E1 a E5 constituyen el mecanismo fundamental de selección de relaciones de transmisión dentro del sistema. Cada uno de estos elementos permite conectar o desconectar partes específicas del sistema planetario correspondiente, posibilitando así que el flujo de potencia se derive

a través de diferentes trayectorias mecánicas y se logren múltiples relaciones de par y velocidad.

Cada embrague está compuesto por un conjunto de discos de fricción alternos, montados sobre un tambor solidario a uno de los componentes giratorios y discos intermedios conectados al componente a fijar. Este diseño permite el bloqueo temporal de un elemento del tren planetario correspondiente al aplicar presión axial sobre el paquete de discos.

El sistema de accionamiento de los embragues es mecánico, con retorno por muelle, y está controlado por la unidad electrónica central. Para lograr una transmisión eficaz sin patinajes, cada pinza de accionamiento debe ser capaz de aplicar una fuerza, suficiente para generar la presión de apriete necesaria que asegure el contacto entre discos. Cuando la orden de la unidad de control cesa, los muelles internos devuelven el sistema a su estado de reposo, liberando el embrague y permitiendo el giro libre del componente implicado. Todos los embragues están diseñados para soportar un par máximo en condiciones de servicio continuo, sin deslizamiento ni fatiga prematura. Para lograrlo, se han utilizado materiales de fricción cerámicos con un coeficiente de rozamiento de aproximadamente 0,4, combinados con aceros de alta resistencia para los discos metálicos. El diámetro de los discos se ha escalonado entre 50 mm y 340 mm, en función del par específico que debe transmitir cada embrague y su situación dentro de la línea cinemática.

Para determinar el número de discos y su geometría, se ha empleado un doble criterio de cálculo basado en los modelos de presión y desgaste uniformes. Estos métodos permiten estimar la capacidad de transmisión de par considerando tanto una distribución homogénea de la presión sobre la superficie de fricción como la evolución del contacto a lo largo del ciclo de vida de los materiales. Dichos modelos han servido como referencia para validar la dimensión final del sistema de embragues bajo condiciones de carga constante.

Los embragues están identificados como E1 a E5, dispuestos de izquierda a derecha en el eje longitudinal como se muestra en la Ilustración 5 Embragues. Cada uno de ellos interactúa con un sistema planetario distinto, y su activación se produce siguiendo las instrucciones de la unidad de control en función de las condiciones de marcha.

En resumen, el sistema de embragues constituye una arquitectura compacta, robusta y eficaz que permite la gestión inteligente del flujo de potencia en una caja de cambios automática. Su funcionamiento coordinado es esencial para asegurar la eficiencia del conjunto, la suavidad en los cambios de marcha y la durabilidad del sistema bajo condiciones de uso intensivo.

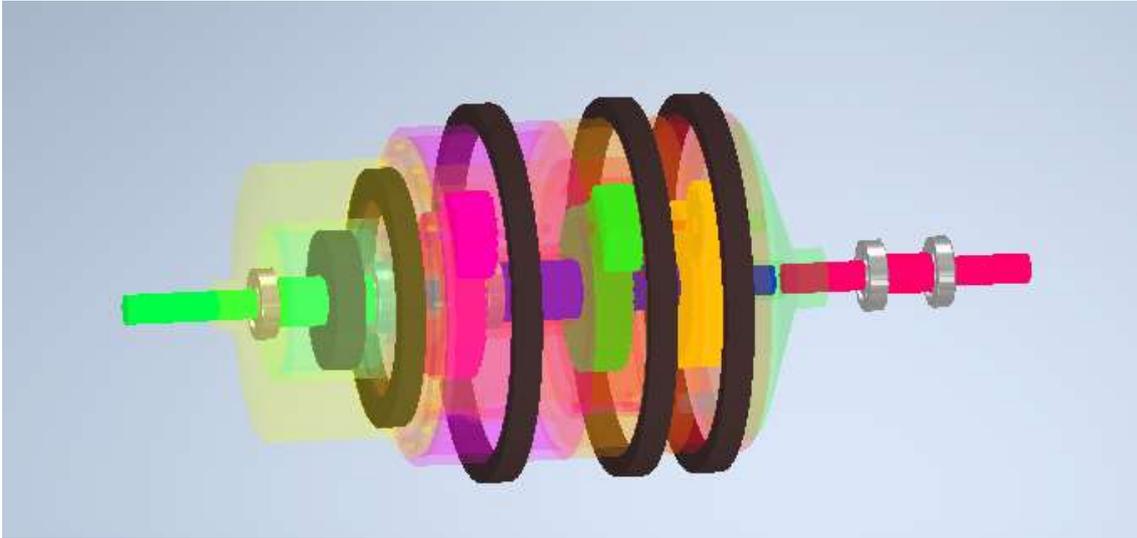


Ilustración 5 Embragues

5.3.5 Actuadores mecánicos

El accionamiento de los embragues E1 a E5 se realiza mediante un conjunto de actuadores mecánicos con retorno elástico, cuya función es aplicar de forma precisa la fuerza axial necesaria sobre los paquetes de discos de fricción. Estos actuadores constituyen una parte esencial del sistema, ya que determinan la calidad, rapidez y repetibilidad del acoplamiento entre los elementos móviles de la transmisión.

Cada actuador está compuesto por una pinza mecánica, accionada por una leva o empujador que recibe la orden de activación desde la unidad de control electrónica (ECU). Este mecanismo convierte la orden lógica en una acción física que comprime axialmente el paquete de discos. El sistema incorpora un resorte de retorno calibrado, de modo que, al cesar la orden eléctrica o lógica, la pinza libera la presión de apriete y los discos recuperan su separación, permitiendo el giro libre del componente correspondiente.

La fuerza necesaria para garantizar un acoplamiento efectivo sin deslizamientos será posteriormente determinada. Este valor permitirá transmitir con seguridad el par necesario, de acuerdo con los cálculos efectuados en los apartados de diseño de los embragues

El diseño de los actuadores se ha simplificado al máximo con el objetivo de mantener un bajo coste de producción y una elevada fiabilidad. Cada unidad se integra directamente sobre la carcasa estructural correspondiente (ver carcasas C1–C5 en la imagen adjunta), facilitando tanto el ensamblaje como el acceso para operaciones de mantenimiento. Este enfoque modular también permite la sustitución individual de actuadores en caso de fallo sin necesidad de desmontar la totalidad del sistema.

Desde el punto de vista funcional, los actuadores deben activarse de manera sincronizada con la lógica de control establecida por la unidad de control. Esta sincronización es fundamental para evitar solapamientos no deseados en la actuación de embragues, lo cual podría generar situaciones de bloqueo o desgaste prematuro.

En resumen, el conjunto de actuadores mecánicos desempeña un papel clave en la operación eficiente de la caja de cambios automática. Su correcta integración y capacidad de respuesta condicionan directamente el comportamiento dinámico del vehículo y la durabilidad de los elementos de fricción. La simplicidad estructural y el diseño basado en elementos estandarizados aseguran una elevada fiabilidad operativa y una fácil mantenibilidad en entornos exigentes.

5.3.6. Elementos de fijación y transmisión de par

Además de los componentes principales engranajes, ejes y embragues, el correcto funcionamiento de una caja de cambios automática requiere un conjunto de elementos auxiliares que garantizan el acoplamiento fiable, la transmisión efectiva del par y la estanqueidad del conjunto. Estos elementos incluyen estriados, chavetas, juntas de retención y tornillería normalizada, cuya selección y disposición se ha realizado conforme a criterios de resistencia mecánica, facilidad de montaje y normalización industrial.

Los acoplamientos estriados se han empleado para garantizar la transmisión de par entre los engranajes planetarios y los ejes, especialmente en aquellos

puntos donde se requiere desmontabilidad sin comprometer la resistencia torsional. Se han adoptado perfiles normalizados según norma, con juegos de montaje calculados para evitar holguras excesivas, pero permitiendo un deslizamiento controlado durante el ensamblaje.

Las juntas de retención cumplen la función de evitar fugas de aceite en los puntos de paso entre elementos móviles y las carcasas. Se han seleccionado retenes radiales, con labio simple o doble según el nivel de estanqueidad requerido, compatibles con ejes de 30 a 50 mm de diámetro. Estos elementos están fabricados en elastómero nitrílico (NBR) resistente a temperaturas de hasta 120 °C y al contacto con aceites minerales.

La elección de retenes estándar permite una fácil reposición en caso de mantenimiento, y su montaje se prevé mediante inserción a presión en alojamientos mecanizados, con tolerancias.

Para el montaje de las carcasas, fijación de soportes y sujeción de subconjuntos, se ha utilizado tornillería estandarizada conforme a normativas según las exigencias de carga.

La selección de las roscas y longitudes se ha hecho en función de los esfuerzos a los que estará sometido cada punto de unión, garantizando que la tornillería trabaje siempre bajo precarga adecuada

ANEXOS

1. Anexo de cálculos

1.1 Calculo de engranajes

Para el cálculo de engranajes se parte de unas condiciones iniciales que se utilizarán para el correcto dimensionamiento del sistema. Estas condiciones son las siguientes:

Velocidad media de giro del sistema: 3000 rpm

Potencia máxima desarrollada por el motor: 115 C.V

Relaciones de transmisión ideales:

$$r_1 = 0.35$$

$$r_2 = 0.55$$

$$r_3 = 0.75$$

$$r_4 = 1$$

$$r_5 = 1.40$$

$$r_6 = 1.65$$

$$reversa = -0.25$$

1.1.1 Relaciones de transmisión

Para el cálculo de las relaciones de transmisión se utiliza la

Ecuación 1 Fórmula de Willis

$$n_{ps} = \frac{Z_c * n_c + Z_p * n_p}{Z_c + Z_p}$$

Ecuación 1 Fórmula de Willis

Para lograr obtener las distintas relaciones de transmisiones se emplearán distintas combinaciones de los embragues presentes en el sistema en el cual los embragues e1 y e2 se encargarán de transmitir la potencia de eje de entrada al eje intermedio y los embragues e3, e4 y e5 desarrollarán la función de permitir o no el giro de los anillos exteriores de los sistemas planetarios,

Para determinar las distintas relaciones se utiliza la Tabla 4 Secuencias cinemáticas

Marcha	E1	E2	E3	E4	E5	Secuencia cinemática
1	x				x	$P_1 \rightarrow P_{s1}$
2	x			x		$P_2 \rightarrow P_{s2} \rightarrow C_1 \rightarrow P_{s1}$
3	x		x			$P_3 \rightarrow P_{s3} \rightarrow C_2 \rightarrow P_{s2} \rightarrow C_1 \rightarrow P_{s1}$
4	x	x				$P_{s2} \rightarrow C_1 \rightarrow P_{s1}$
5		x	x			$P_3 \rightarrow P_{s3} \rightarrow C_2 \rightarrow P_2 \rightarrow P_1 \rightarrow P_{s1}$
6		x		x		$P_{s2} \rightarrow P_2 \rightarrow P_1 \rightarrow P_{s1}$
Reversa			x		x	$P_3 \rightarrow P_{s3} \rightarrow C_2 \rightarrow P_2 \rightarrow P_1 \rightarrow P_{s1}$

Tabla 4 Secuencias cinemáticas

Para los sistemas planetarios vamos a optar por las combinaciones comerciales más utilizadas que son 80/40 y 80/32 siendo número de dientes corona/número de dientes planeta y se implementará la que mejor se ajuste a las relaciones ideales. Por otro lado, para una simplicidad de ensamble y estructural los tres sistemas planetarios serán iguales es decir serán tres de 80/40 o tres de 80/32.

1.1.1.1 Primera velocidad

Para el cálculo de la primera velocidad se parte de que la entrada se produce por el planeta 1 y la corona 1 se encuentra parada al estar accionado e5 por lo que si aplicamos la Ecuación 1 Fórmula de Willis eliminando el término que corresponde a la corona por estar esta fija obtenemos la siguiente relación:

$$r_1 = \frac{n_{P_{s1}}}{n_{P_1}} = \frac{Z_{P_1}}{Z_{P_1} + Z_{C_1}}$$

1.1.1.2 Segunda velocidad

Para la segunda velocidad hay que fijarse en su secuencia cinemática $P_2 \rightarrow P_{s2} \rightarrow C_1 \rightarrow P_{s1}$ y se tiene que la entrada se produce por el planeta 2 y el

planeta 1 el cual siempre que este activado e1 tiene entrada de movimiento. Al entrar por el planeta 2 mientras que la corona 2 está fija al estar accionado e4 la salida se produce por el portasatélites 2 el cual está permanentemente conectado a la corona 1.

$$\frac{n_{PS_2}}{n_{P_2}} = \frac{Z_{P_2}}{Z_{P_2} + Z_{C_2}} \rightarrow n_{PS_2} = \frac{Z_{P_2}}{Z_{P_2} + Z_{C_2}} * n_{P_2}$$

$$n_{C_1} = n_{PS_2} \quad n_{P_2} = n_{P_1}$$

Ahora la entrada de movimiento en el sistema planetario 1 se produce tanto por el planeta 1 como por la corona 1 por lo que se aplica la Ecuación 1 Fórmula de Willis para obtener r_2

$$n_{PS_1} = \frac{Z_{C_1} * n_{C_1} + Z_{P_1} * n_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} \quad n_{C_1} = \frac{Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} * n_{P_1}$$

$$n_{PS_1} = \frac{Z_{C_1} * \frac{Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} * n_{P_1} + Z_{P_1} * n_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} = \frac{\frac{Z_{C_1} * Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} + Z_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} * n_{P_1}$$

$$r_2 = \frac{n_{PS_1}}{n_{P_1}} = \frac{\frac{Z_{C_1} * Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} + Z_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} = \frac{\frac{Z_c * Z_p}{Z_c + Z_p} + Z_p}{Z_c + Z_p}$$

1.1.1.3 Tercera velocidad

Para obtener la tercera velocidad se parte de su secuencia cinemática $P_3 \rightarrow P_{S3} \rightarrow C_2 \rightarrow P_{S2} \rightarrow C_1 \rightarrow P_{S1}$ y a partir de ahí se observa que hay entrada por el planeta 3, el planeta 2 y el planeta 1. Se parte de que la entrada por el

planeta 3 mientras que la corona 3 esta fija al estar accionado e3 genera movimiento en el portasatélites 3 el cual está conectado a la corona 2.

$$\frac{n_{PS_3}}{n_{P_3}} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} \rightarrow n_{PS_3} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} * n_{P_3}$$

$$n_{PS_3} = n_{C_2} \quad n_{P_2} = n_{P_3} \quad n_{C_2} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} * n_{P_2}$$

En el sistema planetario 2 la entrada se produce tanto por la corona como por el planeta por lo que para obtener la salida en el portasatélites 2 el cual gira simultáneamente con la corna 1 se aplica la Ecuación 1 Fórmula de Willis

$$n_{PS_2} = \frac{Z_{C_2} * n_{C_2} + Z_{P_2} * n_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} = \frac{Z_{C_2} * \frac{Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}} * n_{P_2} + Z_{P_2} * n_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} = \frac{\frac{Z_{C_2} * Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}} + Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} * n_{P_2}$$

$$n_{C_1} = n_{PS_2} \quad n_{P_1} = n_{P_2} \quad n_{C_1} = \frac{\frac{Z_{C_2} * Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}} + Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} * n_{P_1}$$

En el sistema planetario dos se vuelve a tener dos entradas una por la corona y otra por el planeta por lo que aplicando la Ecuación 1 Fórmula de Willis se obtiene r_3

$$n_{PS_1} = \frac{Z_{C_1} * n_{C_1} + Z_{P_1} * n_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} = \frac{Z_{C_1} * \frac{\frac{Z_{C_2} * Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}} + Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} * n_{P_1} + Z_{P_1} * n_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} =$$

$$= \frac{\frac{Z_{C_1} * Z_{C_2} * Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}} + Z_{C_1} * Z_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} + Z_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} * n_{P_1}$$

$$r_3 = \frac{n_{P_{S_1}}}{n_{P_1}} = \frac{\frac{\frac{Z_{c_1} * Z_{c_2} * Z_{p_3}}{Z_{c_3} + Z_{p_3}} + Z_{c_1} * Z_{p_2}}{Z_{c_2} + Z_{p_2}} + Z_{p_1}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}}} = \frac{Z_p^3 + 3 * Z_c^2 + Z_p + 3 * Z_p^2 * Z_c}{(Z_c + Z_p)^3}$$

1.1.1.4 Cuarta velocidad

La cuarta velocidad corresponde a la impulsión directa es decir la velocidad a la entrada es la misma que a la salida para esto se activa tanto e1 como e2 lo que provoca que la corona 1 y el planeta 1 giren a la misma velocidad y que por lo tanto la salida del portasatélites 1 se la velocidad de entrada.

$$n_{P_{S_1}} = \frac{Z_{c_1} * n_{c_1} + Z_{p_1} * n_{p_1}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}}$$

$$n_{c_1} = n_{P_{S_2}} \quad n_{P_{S_2}} = n_{entrada} \quad n_{p_1} = n_{entrada}$$

$$n_{P_{S_1}} = \frac{Z_{c_1} * n_{p_1} + Z_{p_1} * n_{p_1}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}} = \frac{Z_{c_1} + Z_{p_1}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}} * n_{p_1}$$

$$r_2 = \frac{n_{P_{S_1}}}{n_{P_1}} = \frac{Z_{c_1} + Z_{p_1}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}} = 1$$

1.1.1.5 Quinta velocidad

Para obtener la quinta relación de velocidad se parte de la secuencia cinemática $P_3 \rightarrow P_{S_3} \rightarrow C_2 \rightarrow P_2 \rightarrow P_1 \rightarrow P_{S_1}$ en la que la entrada se produce por el planeta 3 mientras que al no estar activo e1 no hay entra por el planeta 2 ni por el planeta 1. Por lo que al no estar la corona 3 fija este término no aparece en el cálculo del sistema planetario 3.

$$\frac{n_{PS_3}}{n_{P_3}} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} \rightarrow n_{PS_3} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} * n_{P_3}$$

$$n_{PS_3} = n_{C_2} \quad n_{P_2} = n_{P_3} \quad n_{C_2} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} * n_{P_2}$$

Del portasatélites 3 pasa a la corona 2 lo que provoca la salida por el portasatélites 2 y el planeta 2 dado que al no estar activo e1 esta no tenía movimiento.

$$n_{PS_2} = \frac{Z_{C_2} * n_{C_2} + Z_{P_2} * n_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} = \frac{Z_{C_2} * \frac{Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}} * n_{P_3} + Z_{P_2} * n_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}}$$

$$n_{PS_2} = n_{P_3} \quad n_{P_2} = n_{P_1} \quad n_{PS_2} = \frac{Z_{C_2} * \frac{Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}} * n_{PS_2} + Z_{P_2} * n_{P_2}}{Z_{C_2} + Z_{P_2}} \rightarrow$$

$$\rightarrow n_{P_2} = n_{P_1} = \frac{Z_{C_2} + Z_{P_2} - \frac{Z_{C_2} * Z_{P_3}}{Z_{C_3} + Z_{P_3}}}{Z_{P_2}} * n_{PS_2}$$

Como la entrada es por el planeta tres la entrada por la corona 1 es igual a esta lo y además se tiene otra entrada por el planeta 1 por lo que aplicando la Ecuación 1 Fórmula de Willis sobre el sistema planetario 1 se obtiene r_5

$$n_{PS_1} = \frac{Z_{C_1} * n_{C_1} + Z_{P_1} * n_{P_1}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}}$$

$$n_{c_1} = n_{ps_2} = n_{p_3} = n_{entrada}$$

$$n_{ps_1} = \frac{Z_{c_1} * n_{p_3} + Z_{p_1} * \frac{Z_{c_2} + Z_{p_2} - \frac{Z_{c_2} * Z_{p_3}}{Z_{c_3} + Z_{p_3}}}{Z_{p_2}} * n_{p_3}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}}$$

$$= \frac{Z_{c_1} + Z_{p_1} * \frac{Z_{c_2} + Z_{p_2} - \frac{Z_{c_2} * Z_{p_3}}{Z_{c_3} + Z_{p_3}}}{Z_{p_2}}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}} * n_{p_3}$$

$$r_5 = \frac{n_{ps_1}}{n_{p_3}} = \frac{Z_{c_1} + \frac{Z_{p_1} * Z_{c_2} + Z_{p_1} * Z_{p_2} - \frac{Z_{p_1} * Z_{c_2} * Z_{p_3}}{Z_{c_3} + Z_{p_3}}}{Z_{p_2}}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}} = \frac{Z_p^3 + 2 * Z_c^2 + Z_p + 2 * Z_p^2 * Z_c}{(Z_c + Z_p)^2 * Z_p}$$

1.1.1.6 Sexta velocidad

Para la sexta velocidad la secuencia cinemática es $P_{s2} \rightarrow P_2 \rightarrow P_1 \rightarrow P_{s1}$. En este caso la corona 2 esta portasatélites 2 lo que multiplica la salida por el planeta 2.

$$\frac{n_{p_2}}{n_{ps_2}} = \frac{Z_{p_2} + Z_{c_2}}{Z_{p_2}} \rightarrow n_{p_2} = \frac{Z_{p_2} + Z_{c_2}}{Z_{p_2}} * n_{ps_2}$$

$$n_{p_1} = n_{p_2} \quad n_{ps_2} = n_{c_1}$$

En el sistema planetario 1 hay entrada por el planeta 1 y por la corona 1 por lo que aplicando la Ecuación 1 Fórmula de Willis se obtiene r_6

$$n_{ps_1} = \frac{Z_{c_1} * n_{p_1} + Z_{p_1} * n_{p_1}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}} = n_{ps_1} = \frac{Z_{c_1} * n_{ps_2} + Z_{p_1} * \frac{Z_{p_2} + Z_{c_2}}{Z_{p_2}} * n_{ps_2}}{Z_{c_1} + Z_{p_1}}$$

$$r_6 = \frac{n_{PS_1}}{n_{PS_2}} = \frac{Z_{C_1} + Z_{P_1} * \frac{Z_{P_2} + Z_{C_2}}{Z_{P_2}}}{Z_{C_1} + Z_{P_1}} = \frac{2 * Z_c + Z_p}{Z_c + Z_p}$$

1.1.1.7 Reversa

Para la marcha atrás la secuencia cinemática es $P_3 \rightarrow P_{S_3} \rightarrow C_2 \rightarrow P_2 \rightarrow P_1 \rightarrow P_{S_1}$. La entrada se produce por el planeta 3 mientras que la corona 3 esta fija.

$$\frac{n_{PS_3}}{n_{P_3}} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} \rightarrow n_{PS_3} = \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} * n_{P_3}$$

La entrada en el sistema planetario 2 se produce por el planeta 1 dado que la entrada viene por la corona 2.

$$\frac{n_{P_2}}{n_{C_2}} = \frac{-Z_{C_2}}{Z_{P_2}} \rightarrow n_{P_2} = \frac{-Z_{C_2}}{Z_{P_2}} * n_{C_2}$$

Al estar la corona 1 fija la entrada al sistema planetario 1 viene por el planeta lo que invierte el sentido de la salida provocando un movimiento en reversa.

$$\frac{n_{PS_1}}{n_{P_1}} = \frac{Z_{P_1}}{Z_{P_1} + Z_{C_1}} \quad n_{P_1} = n_{P_2} = \frac{-Z_{C_2}}{Z_{P_2}} * n_{C_2}$$

$$n_{PS_3} = n_{C_2} \quad n_{P_1} = \frac{-Z_{C_2}}{Z_{P_2}} * n_{PS_3} = \frac{-Z_{C_2}}{Z_{P_2}} * \frac{Z_{P_3}}{Z_{P_3} + Z_{C_3}} * n_{P_3}$$

$$r_{reversa} = \frac{n_{PS_1}}{n_{P_3}} = \frac{Z_{P_1}}{Z_{P_1} + Z_{C_1}} * \frac{-Z_{C_2} * Z_{P_3}}{Z_{P_2} * (Z_{P_3} + Z_{C_3})} = \frac{Z_p^2 * Z_c}{Z_p^3 + 2 * Z_c * Z_p^2 + Z_c^2 * Z_p}$$

En las relaciones de velocidad se plantean dos alternativas las relaciones para un sistema en el que los engranajes tienen 80/40 dientes se observan en la Tabla 5 Relaciones de velocidad sistema 80/40 y otro de 80/32 dientes que se muestra en la Tabla 5 Relaciones de velocidad sistema 80/40. Se optará por el sistema que más se aproxime a las relaciones deseadas.

Primera velocidad	0.33
Segunda velocidad	0.55
Tercera velocidad	0.70
Cuarta velocidad	1
Quinta velocidad	1.44
Sexta velocidad	1.66
Reversa	-0.22

Tabla 5 Relaciones de velocidad sistema 80/40

Primera velocidad	0.28
Segunda velocidad	0.49
Tercera velocidad	0.64
Cuarta velocidad	1
Quinta velocidad	1.51

Sexta velocidad	1.71
Reversa	-0.20

Tabla 6 Relaciones de velocidad sistema 80/32

Relaciones	Deseadas	80/40	80/32
Primera velocidad	0.35	0.33	0.28
Segunda velocidad	0.55	0.55	0.49
Tercera velocidad	0.75	0.70	0.64
Cuarta velocidad	1	1	1
Quinta velocidad	1.40	1.44	1.51
Sexta velocidad	1.65	1.66	1.71
Reversa	-0.25	-0.22	-0.20

Tabla 7 Comparativa de relaciones de transmisión

1.1.2 Formula de Lewis

Para obtener una primera aproximación del módulo de los engranajes se utiliza la fórmula de Lewis que se muestra en la Ecuación 2 Formula de Lewis la cual emplea las siguientes simplificaciones:

Del lado de la seguridad:

- No considera la relación de contacto $1.3 \leftrightarrow 1.7$
- Considera la carga en la cabeza del diente cuando en verdad se produce un poco más abajo
- No tiene en cuenta F_r

No del lado de la seguridad:

- Distribución uniforme de las cargas en todo el ancho del diente
- No tiene en cuenta los efectos de choque
- No considera la base del diente como una zona de concentración de tensiones

Pero para obtener un primer valor del módulo que posteriormente se comprobara con la norma AGMA nos es suficiente.

$$m = 532.2 \left(\frac{P}{\sigma_{ad} * \Psi * Y * n_1 * Z_1} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 2 Formula de Lewis

m = modulo en mm

P = potencia en C.V

σ_{ad} = tensión admisible en Kg/cm²

Ψ = factor de ancho de diente

Y = Factor de Lewis

n₁ = revoluciones por minuto

Z₁ = numero de dientes

Una vez se obtiene el módulo a través de la fórmula de Lewis hay que normalizarle para ello utilizamos Tabla 8 Módulos normalizados en la que se muestran los distintos módulos para engranajes planetarios de 40/80 o 32/80 dientes siendo el primer valor el número de dientes del planeta y el segundo el número de diente del anillo exterior.

Se opta por estas dos configuraciones porque son las de mejor comercialización y en la que se obtienes unas relaciones de transmisión similares a las deseadas en las condiciones iniciales.

Modulo	Dientes anillo	Dientes planeta	Numero de satélites	Ángulo de posición
2				
2.5				

3	80	40	3	120°
3.5				
4				
4.5				
2	80	32		
2.5				
3				
3.5				
4				

Tabla 8 Módulos normalizados

En nuestro caso se implementa la configuración 40/80 porque como se puede observar en la Tabla 7 Comparativa de relaciones de transmisión se ajusta más a las relaciones que se buscaban en un inicio.

1.1.2.1 Tensión admisible σ_{ad}

El material empleado para los engranajes es el Acero 18CrNiMo7-6 el cual presenta las características que se muestran en la Tabla 9 Propiedades del .

Acero 18CrNiMo7-6	
Limite elástico	310 MPa
Tensión de rotura	565 MPa
Modulo elástico	200 GPa
Coefficiente de poisson	0.29
Dureza Brinell	163
Reducción de área	40%

Tabla 9 Propiedades del Acero 18CrNiMo7-6

1.1.2.2 Factor de ancho de diente Ψ

El ancho de diente se selecciona en proporción al módulo

$$b = \Psi * m$$

Ecuación 3 Ancho de diente

Donde:

b = ancho de diente

$$\Psi = \begin{cases} 5 \\ 10 \rightarrow \text{es el valor mas habitual} \\ 15 \end{cases}$$

m = módulo del diente

1.1.2.3 Factor geométrico de Lewis Y

El factor de Lewis es un valor tabulado en función del número de dientes del engranaje, localización de la carga y el ángulo de presión. Para el cálculo se parte de la Ilustración 6 Factor de Lewis en el que viene este valor tabulado. En este caso el ángulo de presión es de 20° y el número de dientes es 40 por ello para obtener el valor exacto se interpola.

Para la interpolación se utiliza la siguiente Ecuación 4 Formula de interpolación:

$$\frac{Y_2 - Y_1}{Z_2 - Z_1} = \frac{Y - Y_1}{Z - Z_1}$$

Ecuación 4 Formula de interpolación

Para el caso de $Z = 40$:

$$\frac{0.126 - 0.122}{43 - 38} = \frac{Y - 0.122}{Z - 38}$$

Factor de Lewis, Y

Número de dientes	$\alpha = 14,5^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	Diente corto
10	0,056	0,064	0,083
11	0,061	0,072	0,092
12	0,067	0,078	0,099
13	0,071	0,083	0,103
14	0,074	0,088	0,108
15	0,078	0,092	0,111
16	0,080	0,094	0,115
17	0,083	0,096	0,117
18	0,085	0,098	0,120
19	0,088	0,100	0,123
20	0,090	0,102	0,125
21	0,092	0,104	0,127
23	0,094	0,106	0,130
25	0,097	0,108	0,133
27	0,099	0,111	0,136
30	0,101	0,114	0,139
34	0,104	0,118	0,142
38	0,106	0,122	0,145
43	0,109	0,126	0,147
50	0,111	0,130	0,151
60	0,113	0,134	0,154
75	0,115	0,138	0,158
100	0,117	0,142	0,161
150	0,119	0,146	0,165
300	0,122	0,150	0,170
Cremallera	0,124	0,154	0,175

Ilustración 6 Factor de Lewis

Para obtener el primer valor del módulo se aplica la Ecuación 2 Formula de Lewis. Esta primera aproximación en el valor del módulo de los engranajes es necesaria para poder proceder con la norma AGMA con la que se obtendrá el valor final de este. En la Ecuación 2 Formula de Lewis se pueden observar una serie de coeficientes cuyos valores se muestran en la Tabla 10 Coeficientes fórmula de Lewis.

σ_{ad}	310 MPa = 3161.12 Kg/cm^2
ψ	10
Y	0.124
n_1	3000 rpm
Z_1	40

P	115 C.V
-----	---------

Tabla 10 Coeficientes fórmula de Lewis

Sustituyendo los valores de la Tabla 10 se obtiene un valor para el módulo de 3.32 mm el cual no es un valor normalizado por lo que hay que normalizar el valor para ello hay que mirar la Tabla 8 Módulos normalizados y se puede dar un primer valor para el módulo normalizado de 3.5.

1.1.3 Tensión de trabajo según Norma AGMA

Para la comprobación del módulo obtenido a través de la ecuación de Lewis se utiliza la ecuación de tensión de trabajo de la norma AGMA la cual se basa en la ecuación de Lewis. Para corregir los errores de la ecuación de Lewis la norma AGMA aplica una serie de factores correctores para obtener un cálculo más exacto. La Ecuación 5 Fórmula tensión de trabajo norma AGMA es:

$$\sigma_t = \frac{k_o * k_s * k_m}{J * k_v} * \left[\frac{100 * F_t}{\Psi * m^2} \right]$$

Ecuación 5 Fórmula tensión de trabajo norma AGMA

Donde:

σ_t = tensión de trabajo en Kg/cm²

Ψ = factor de ancho de diente

m = modulo calcula por Lewis en mm

F_t = Fuerza tangencial $\rightarrow F_t = \frac{60*75*P}{\pi*m*n_1*z_1} * 100$

k_o = Factor de corrección por sobrecarga

k_s = Factor de corrección por tamaño

k_m = Factor de corrección por distribución de carga

J = Factor geométrico

k_v = Factor dinámico

En caso de que una vez calculada la tensión de trabajo no cumpla con la tensión admisible se aumenta el módulo y se recalcula.

Una vez se obtiene una primera aproximación del módulo a través de la ecuación de Lewis se puede aplicar la norma AGMA para el cálculo final de los engranajes. Lo primero se calcula la tensión de trabajo para la cual se aplica la siguiente Ecuación 5 Fórmula tensión de trabajo norma AGMA la cual se apoya en una serie de factores correctores que se muestran en la Tabla 18 Coeficientes de tensión de trabajo admisible.

Si se sustituyen estos valores en la Ecuación 5 Fórmula tensión de trabajo norma AGMA se obtiene un valor de tensión de trabajo de 177.35 Kg/cm^2 el cual debe ser comparado posteriormente con la tensión admisible de la Tabla 15 Comparativa tensión de trabajo y tensión de trabajo admisible.

La tensión de trabajo no supone un peligro a la del diseño ya que esta se encuentra muy por debajo de la admisible, pero en el caso de la tensión de contacto no es viable un engranaje de módulo 3.5 por lo que se opta por un módulo 4 lo que supone que también debe ser recalculada la tensión de trabajo para este nuevo módulo para ello se vuelve a aplicar la Ecuación 5 Fórmula tensión de trabajo norma AGMA sustituyendo los nuevos valores de la Tabla 18 Coeficientes de tensión de trabajo admisible se obtiene un valor de tensión de trabajo de 120.19 Kg/cm^2 .

1.1.3.1 Factor de sobre carga k_o

El factor de sobre carga se utiliza para contrarrestar el valor promedio que utiliza la forma para F_t y el choque que se produce entre el elemento conducido y el conductor. Para obtener k_o utilizamos la Tabla 11 Factor de sobrecarga. Para este sistema se considera que la fuente de potencia gira de manera uniforme y en la carga del sistema conducido se produce choque moderado.

Fuente de potencia	Carga del sistema conducido		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	≥ 1.75
Choque ligero	1.25	1.50	≥ 2.00
Choque moderado	1.50	1.75	≥ 2.25

Tabla 11 Factor de sobrecarga

1.1.3.2 Factor de tamaño k_s

Este factor tiene en cuenta la no uniformidad del material la cual aumenta con el aumento de tamaño del engranaje, pero por norma general para engranajes de dientes helicoidales y rectos que no son de gran tamaño se escoge $k_s = 1$

1.1.3.2 Factor de distribución de carga k_m

El factor de corrección por distribución de carga se aplica para compensar los efectos producidos por el deslizamiento entre ejes y engranajes, el juego de los rodamientos, desviaciones de las cargas y las deformaciones elásticas de ejes engranajes y cojinetes.

La norma proporciona una gran exactitud en el factor cuando se conoce el deslizamiento, pero este efecto no es fácil de obtener en la mayoría de las ocasiones por lo que se recurre a los valores tabulados. Para obtener el factor k_m se parte de la Tabla 12 Factor de distribución de carga para ello se calcula el ancho de cara con la Ecuación 3 Ancho de diente y se consideran unas condiciones de soporte buenas en las que el contacto se produce sobre toda la cara del diente y el montaje es rígido, pero no es un montaje de precisión.

Condición de soporte	Ancho de cara			
	≤50	150	225	≥400
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas y engranajes de precisión	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos, engranaje menos preciso y contacto a lo ancho de la cara	1.60	1.70	1.80	2.00
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara y engranajes de poca precisión	>2			

Tabla 12 Factor de distribución de carga

1.1.3.4 Factor de corrección dinámico k_v

El factor de corrección dinámico depende del error de espaciamento, la velocidad en la periferia del engranaje, velocidad angular, inercia y la carga aplicada en el diente.

En la siguiente imagen se pueden observar el grafico que se utilizarán para obtener el factor dinámico k_v , para ello primero se debe obtener la velocidad en la periferia aplicando la Ecuación 6 Velocidad en la periferia del engranaje y seleccionando la curva apropiada para este caso de la Ilustración 7 factor dinámico .

- Zona 1: zona superior del grafico para engranajes helicoidales y cónicos de alta precisión en los cuales el efecto dinámico es casi inapreciable.
- Curva Q_{11} : se utiliza para engranajes helicoidales y rectos pulidos, engranajes helicoidales comerciales y engranajes espirales cónicos grandes.
- Curva Q_{10} : engranajes de dientes rectos acabados por mecanizado o laminado y engranajes cónicos de dientes rectos grandes.

- El resto de las curvas se utilizan en casos en los que los engranajes sean de baja precisión y sin buen acabado superficial.

Una vez calculado el valor de la velocidad y seleccionada la curva que para este caso se utiliza la curva Q_{11} se entra a la Ilustración 7 factor dinámico y se obtiene el valor de k_v .

$$v = n * \frac{2 * \pi}{60} * \frac{m * Z_1}{2}$$

Ecuación 6 Velocidad en la periferia del engranaje

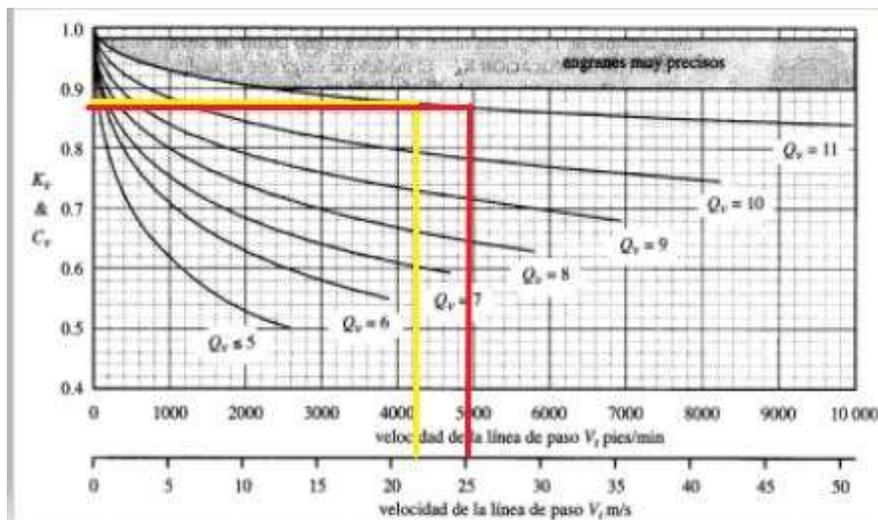


Ilustración 7 factor dinámico

1.1.3.5 Factor geométrico J

EL factor geométrico se utiliza para compensar los efectos debidos a la geometría del diente para ellos se tiene en cuenta el número de diente de la rueda, el número de dientes del anillo con el que engrana, el ángulo de presión y la relación de contacto.

En la siguiente Ilustración 8 Facto geométrico se muestra la gráfica que se utiliza para calcular el factor geométrico J partiendo de los siguientes valores:

- $Z_1 = 40$
- $Z_2 = 80$

- Ángulo de presión = 20°

Con los valores anteriores se entra a la tabla y se obtiene el valor del factor J.

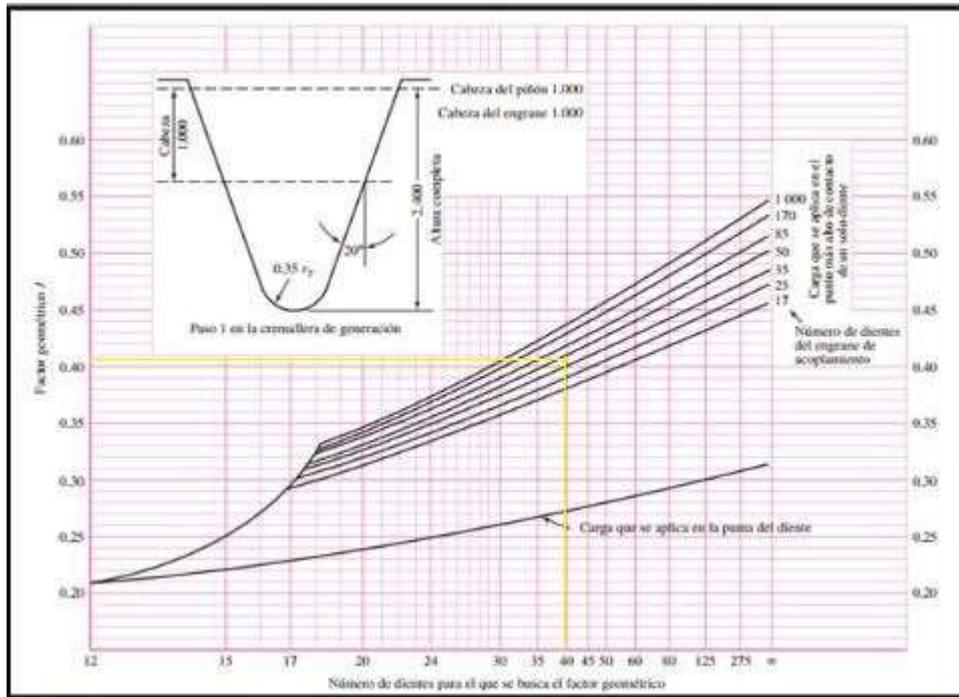


Ilustración 8 Facto geométrico J

Los coeficientes para la tensión de trabajo se muestran en la Tabla 13. Coeficientes de tensión de trabajo con estos se intentan corregir efectos producidos por el tamaño, la distribución de la carga, la geometría.... A través de estos coeficientes se intentan mitigar estos efectos para obtener valores más cercanos a la realidad.

k_o	1.25
k_s	1
k_m	1.6
k_v	0.87
J	0.415
ψ	10
m	3.5 mm

F_t	39.22 Kg
-------	----------

Tabla 13 Coeficientes de tensión de trabajo

Como se produce un cambio en el módulo es necesario volver a cálculos los distintos valores de los coeficientes y de las demás variables debido a que algunas están directamente relacionar con el módulo. Aplicando estos cambios los nuevos valores se muestran en la Tabla 14 Coeficientes de tensión de trabajo 2

k_o	1.25
k_s	1
k_m	1.6
k_v	0.86
J	0.415
ψ	10
m	4 mm
F_t	34.317 kg

Tabla 14 Coeficientes de tensión de trabajo 2

1.1.4 Tensión admisible según norma AGMA

La norma AGMA establece la siguiente Ecuación 7 tensión de trabajo admisible según norma AGMA para el cálculo de la tensión admisible de trabajo:

$$\sigma_{tad} = \frac{k_L}{k_T * k_R} * \sigma_{ad}$$

Ecuación 7 tensión de trabajo admisible según norma AGMA

Donde:

σ_{tad} = tensión admisible en Kg/cm²

σ_{ad} = tensión admisible del material

k_L = Factor de corrección por esfuerzo máximo o de vida

k_T = Factor de corrección por temperatura

k_R = Factor de corrección por fiabilidad

Cuando se obtiene la σ_{tad} se compara con la obtenida en la Ecuación 5 Fórmula tensión de trabajo norma AGMA y si se cumple que $\sigma_t < \sigma_{tad}$ se puede asegurar que el engranaje aguanta la tensión de trabajo y que por lo tanto el engranaje no se rompe. En caso de que no se cumpla esta condición se toma el siguiente módulo normalizado y se recalcula. Una vez se ha calculado la tensión de trabajo es necesario comprobar que se cumple que el valor obtenido es menor que el valor máximo admisible para ello se utiliza la tensión de trabajo admisible que consiste en aplicar unos coeficientes correctores a la tensión admisible. Para ellos se aplica la Ecuación 7 tensión de trabajo admisible según norma AGMA y se sustituyen los valores de los coeficientes de la Tabla 18 Coeficientes de tensión de trabajo admisible. Con esto se obtiene un valor de tensión de trabajo admisible del cual debe ser comparado con el valor de la tensión de trabajo para comprobar que el engranaje se puede utilizar ver Tabla 15 Comparativa tensión de trabajo y tensión de trabajo admisible.

Tensión de trabajo	Tensión de trabajo admisible
177.35 Kg/cm ²	1854.52 Kg/cm ²

Tabla 15 Comparativa tensión de trabajo y tensión de trabajo admisible

Comparando los resultados obtenidos para la tensión de trabajo y la de trabajo admisible se puede asegurar que los engranajes son capaces de soportar la tensión de trabajo.

Como se ha tenido que recalcular la tensión de trabajo es necesario comprobar que este valor sigue estando por debajo de la tensión de trabajo admisible para ellos ver Tabla 16 Comparativa tensión de trabajo y tensión de trabajo admisible 2.

Tensión de trabajo	Tensión de trabajo admisible
120.19 Kg/cm ²	1854.52 Kg/cm ²

Tabla 16 Comparativa tensión de trabajo y tensión de trabajo admisible 2

1.1.4.1 factor de esfuerzo máximo o de vida k_L

Para tratar de corregir el efecto del esfuerzo máximo o vida se utiliza el número de ciclos y la dureza del material del engranaje que pierde valor cuando el número de ciclos es eleva ya que como se observa en la gráfica a alto número de ciclos las líneas de dureza convergen.

Para determinar el número de ciclos se utiliza la Ecuación 8 Número de ciclos en la que vamos a suponer una vida de 10 años, a un régimen de 3000 rpm, con un uso medio de 1 hora 300 días al año.

$$N = \text{años} * \text{días} * \text{horas} * 60 * n$$

Ecuación 8 Número de ciclos

Siendo:

N = número de ciclos

n = revoluciones por minuto

60 = cambio de horas a minutos

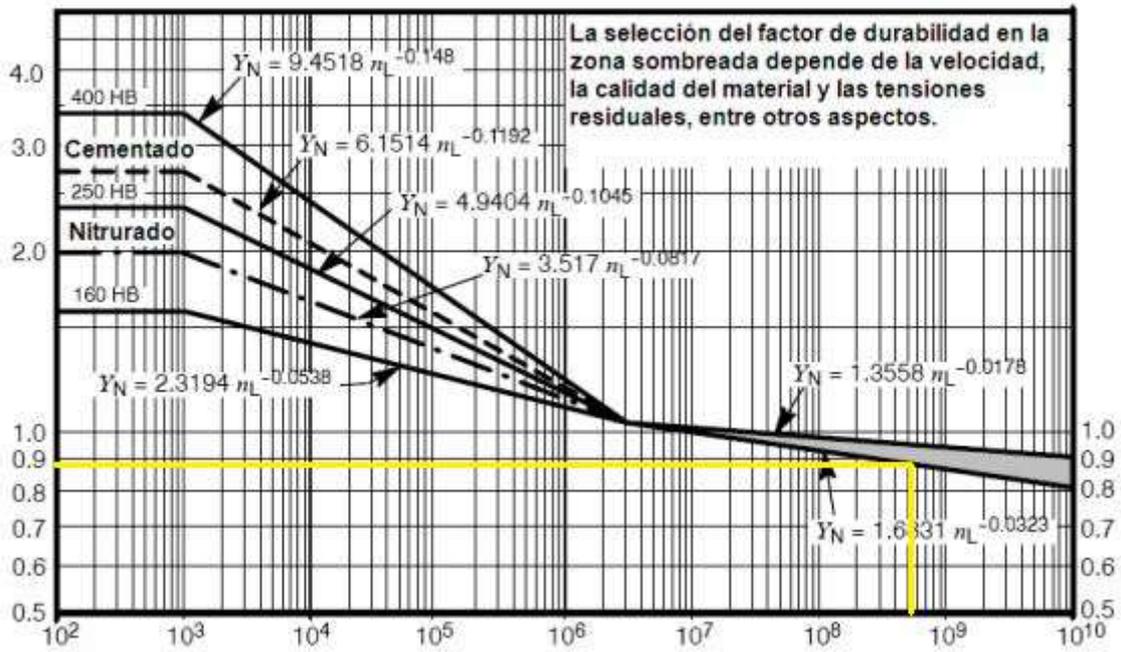


Ilustración 9 Factor de esfuerzo máximo

1.1.4.2 factor de temperatura k_T

Se utiliza para ajustar la tensión en función de la temperatura de trabajo a la cual se encuentra el sistema. Para ello se utilizan la Ecuación 9 Factor de temperatura $T < 250^\circ F$ y Ecuación 10 Factor de temperatura $T > 250^\circ F$.

$$\text{Si } T^a < 250^\circ F \rightarrow k_T = 1$$

Ecuación 9 Factor de temperatura $T < 250^\circ F$

$$\text{Si } T^a > 250^\circ F \rightarrow k_T = \frac{450 * T_F}{620}$$

Ecuación 10 Factor de temperatura $T > 250^\circ F$

En este caso la temperatura no es superior a $250^\circ C$ por lo que se toma $k_T = 1$

1.1.4.3 factor de fiabilidad k_R

Para disminuir el riesgo de fallo prematuro se utiliza el factor k_R que depende del grado de fiabilidad que se tiene en este sistema, para determinar el factor k_R se emplea la siguiente Tabla 17 Factor de fiabilidad.

Factor de fiabilidad	
Fiabilidad alta	1.50
Menos de 1% de fallos	1.00
Menos de 30% de fallos	0.70

Tabla 17 Factor de fiabilidad

Los coeficientes para la tensión de trabajo se muestran en la Tabla 18 Coeficientes de tensión de trabajo admisible con estos se intentan corregir efectos producidos por la temperatura, el esfuerzo máximo o la fiabilidad del material para justar el valor máximo de tensión admisible.

k_L	0.88
k_T	1
k_R	1.5

Tabla 18 Coeficientes de tensión de trabajo admisible

1.1.5 Tensión de contacto según norma AGMA

Al igual que sucede con la tensión de trabajo que se basa en la fórmula de Lewis y luego se aplica unos factores correctores para afinar más el dimensionamiento a la hora de calcular la tensión de contacto la norma AGMA propone la siguiente Ecuación 11 Tensión de contacto según norma AGMA:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{C_o * C_s * C_m * C_f}{I * C_v} * \frac{F_t}{d_1 * b}}$$

Ecuación 11 Tensión de contacto según norma AGMA

Donde:

σ_c = tensión de contacto en Kg/cm²

F_t = Fuerza tangencial

d_1 = Diámetro de la rueda en cm

b = Ancho de diente en cm Ecuación 3 Ancho de diente

C_p = Coeficiente de corrección elástico

C_o = Coeficiente de corrección por sobrecarga

C_s = Coeficiente de corrección por tamaño

C_m = Coeficiente de corrección por distribución de carga

C_f = Coeficiente de corrección por condiciones superficiales

I = Coeficiente geométrico

C_v = Coeficiente dinámico

Con la primera aproximación del módulo a través de la ecuación de Lewis se puede aplicar la norma AGMA para el cálculo final de los engranajes. Una vez calcula la tensión de trabajo se debe calcula la tensión de contacto para la cual se aplica la siguiente Ecuación 11 Tensión de contacto según norma AGMA la cual se apoya en una serie de factores correctores que se muestran en la Tabla 19 Coeficientes de tensión de contacto.

Si se sustituyen estos valores en la Ecuación 11 Tensión de contacto según norma AGMA se obtiene un valor de tensión de trabajo de 2008.99 Kg/cm² el cual debe ser comparado posteriormente con la tensión admisible ver Tabla 21 Comparativa tensión de contacto y tensión de contacto admisible.

A la vista de los resultados obtenidos se comprueba que el engranaje no es capaz de soportar esta tensión por lo que la manera más fácil de aumentar la resistencia es aumentar el módulo de los engranajes de 3.5 mm a 4 mm y recalcular para comprobar que este cambio es suficiente.

Con el cambio en el módulo se recalculan los coeficientes y los distintos valores que intervienen en la ecuación y estos valores se muestran en la Tabla 20 Coeficientes tensión de contacto 2

Una vez se tienen los nuevos coeficientes se sustituyen los valores de nuevo en la Ecuación 11 Tensión de contacto según norma AGMA obteniendo un nuevo valor para la tensión de contacto de 1653.85 Kg/cm² el cual debe ser

nuevamente comparado con la admisible ver Tabla 22 Comparativa tensión de contacto y tensión de contacto admisible 2

1.1.5.1 Coeficiente elástico C_p

El coeficiente elástico viene determinado por las propiedades del material del engrane, en la Ilustración 10 Propiedades de materiales se muestra una tabla con las propiedades de algunos de los materiales más típicos utilizados en ingeniería. En este caso los engranajes son de acero al carbono.

TABLA 1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería
 Datos provenientes de varias fuentes. * Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Ilustración 10 Propiedades de materiales

Para obtener el coeficiente elástico se aplica la Ecuación 12 Factor elástico:

$$C_p = \sqrt{\frac{K}{\pi + \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} * \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]}}$$

Ecuación 12 Factor elástico

Siendo:

$$K = \begin{cases} 1 & \text{engranajes rescto y helicoidales} \\ 1.5 & \text{engranajes cónico} \end{cases}$$

$E = \text{modulo elástico del acero}$

ν =coeficiente de poisson

1.1.5.2 Coeficiente de sobrecarga C_o

El coeficiente de sobrecarga C_o es equivalente al factor de sobrecarga K_o empleado para el cálculo de la tensión de trabajo, por lo que se toman las mismas condiciones que para el cálculo de este. Ver Tabla 11 Factor de sobrecarga

1.1.5.3 Coeficiente de tamaño C_s

Equivalente al factor de corrección K_s por lo que C_s toma el mismo valor que este.

1.1.5.4 Coeficiente de distribución de carga C_m

El coeficiente de distribución de carga C_m es equivalente al factor de distribución de carga K_m empleado para el cálculo de la tensión de trabajo, por lo que se toman las mismas condiciones que para el cálculo de este. Ver Tabla 12 Factor de distribución de carga

1.1.5.5 Coeficiente de condiciones superficiales C_f

El coeficiente C_f toma en cuenta el acabado que se le aplica a las superficies de contacto de los dientes de los engranajes. En engranajes de precisión a los cuales se les da un acabado pulido y de máxima calidad C_f toma el valor unidad, en engranajes con acabados menos finos en los cuales pueda haber presencia de tensiones residuales C_f toma el valor de 1.25 y en engranajes con acabados poco finos en los cuales pueden existir pequeños defectos C_f toma el valor de 1.50.

En este caso y para estar del lado de la seguridad se toma que los engranajes tienen un acabado bueno, pero pueden existir pequeñas tensiones residuales.

1.1.5.6 Coeficiente dinámico C_v

El coeficiente dinámico C_v es equivalente al factor dinámico K_v empleado para el cálculo de la tensión de trabajo, por lo que se toman las mismas condiciones que para el cálculo de este. Ver Ilustración 7 factor dinámico .

1.1.5.7 Coeficiente geométrico I

El coeficiente geométrico I es equivalente al factor geométrico J empleado para el cálculo de la tensión de trabajo, por lo que se toman las mismas condiciones que para el cálculo de este. Ver Ilustración 8 Facto geométrico.

Los coeficientes para la tensión de contacto se muestran en la Tabla 19 Coeficientes de tensión de contacto con estos se intentan corregir efectos producidos por el tamaño, el efecto elástico, la distribución de la carga, la geometría... A través de estos coeficientes se intentan mitigar estos efectos para obtener valores más cercanos a la realidad.

C_p	603.47
C_o	1.25
C_s	1
C_m	1.6
C_f	1.25
C_v	0.87
I	0.415
d_1	7
b	3.5
F_t	39.22 Kg

Tabla 19 Coeficientes de tensión de contacto

Como no es posible una solución con modulo 3.5 se opta por una de modulo 4 la cual modifica los coeficientes anteriores y da unos nuevos que se muestran en la Tabla 20 Coeficientes tensión de contacto 2.

C_p	603.47
C_o	1.25
C_s	1
C_m	1.6
C_f	1.25
C_v	0.86
I	0.415
d_1	8
b	4
F_t	34.317 kg

Tabla 20 Coeficientes tensión de contacto 2

1.1.6 Tensión admisible de contacto según norma AGMA

Para quedarse del lado de la seguridad se aplican unos coeficientes modificativos a la tensión admisible antes de ser comparada con la tensión de contacto obtenida por la norma AGMA. La ecuación para el cálculo de la tensión de contacto admisible según la norma AGMA es Ecuación 13 Tensión de contacto admisible según norma AGMA:

$$\sigma_c = \sigma_{ad} * \frac{C_L}{C_T * C_R}$$

Ecuación 13 Tensión de contacto admisible según norma AGMA

Donde:

σ_{adc} = tensión de contacto admisible en Kg/cm²

σ_{ad} = tensión admisible del material en Kg/cm²

C_L = coeficiente de esfuerzo máximo o vida

C_T = Coeficiente de temperatura

C_R = Coeficiente de fiabilidad

Una vez se ha calculado la tensión de contacto es necesario comprobar que se cumple que el valor obtenido es menor que el valor máximo admisible para

ello se utiliza la tensión de contacto admisible que consiste en aplicar unos coeficientes correctores a la tensión admisible. Para ellos se aplica la Ecuación 13 Tensión de contacto admisible según norma AGMA y se sustituyen los valores de los coeficientes de la Tabla 18 Coeficientes de tensión de trabajo admisible. Con esto se obtiene un valor de tensión de trabajo admisible del cual debe ser comparado con el valor de la tensión de trabajo para comprobar que el engranaje se puede utilizar ver Tabla 21 Comparativa tensión de contacto y tensión de contacto admisible.

Tensión de contacto	Tensión de contacto admisible
2008.99 Kg/cm ²	1854.52 Kg/cm ²

Tabla 21 Comparativa tensión de contacto y tensión de contacto admisible

La tensión de contacto admisible no cambia, aunque el módulo si lo haga por lo que ahora esta se debe comparar con la nueva tensión de contacto comprobando que ahora si cumple como se muestra en la Tabla 22 Comparativa tensión de contacto y tensión de contacto admisible 2.

Tensión de contacto	Tensión de contacto admisible
1653.85 Kg/cm ²	1854.52 Kg/cm ²

Tabla 22 Comparativa tensión de contacto y tensión de contacto admisible 2

1.1.6.1 Coeficiente duración, máximo esfuerzo o vida C_L

El coeficiente de vida C_L es equivalente al factor de vida K_L empleado para el cálculo de la tensión de trabajo admisible, por lo que se toman las mismas condiciones que para el cálculo de este. Ver Tabla 17 Factor de fiabilidad.

1.1.6.2 Coeficiente de temperatura C_T

El coeficiente de temperatura C_t es equivalente al factor de temperatura K_t empleado para el cálculo de la tensión de trabajo admisible, por lo que se toman las mismas condiciones que para el cálculo de este. Ver Ecuación 9 Factor de temperatura $T < 250^\circ\text{F}$ y Ecuación 10 Factor de temperatura $T > 250^\circ\text{F}$.

1.1.6.3 Coeficiente de fiabilidad C_R

El coeficiente de fiabilidad C_R es equivalente al factor de fiabilidad K_R empleado para el cálculo de la tensión de trabajo admisible, por lo que se toman las mismas condiciones que para el cálculo de este. Ver fiabilidad. Los coeficientes para la tensión de contacto se muestran en la Tabla 23 Coeficientes tensión de contacto con estos se intentan corregir efectos producidos por la temperatura, el esfuerzo máximo o la fiabilidad del material para justar el valor máximo de tensión admisible.

C_L	1.10
C_T	1
C_R	1.50

Tabla 23 Coeficientes tensión de contacto

1.2 Cálculo de ejes

El sistema consta de tres ejes, el eje de entrada por el que se transmite la potencia que viene del motor al sistema de engranajes, el eje intermedio en el cual se encuentran acoplados los distintos elementos de la transmisión y el eje de salida a través el cual se transmiten las distintas velocidades obtenidas.

Para el dimensionamiento de estos tres ejes se realizará una doble aproximación. Por un lado, se emplearán métodos analíticos clásicos de resistencia de materiales, aplicando criterios combinados de flexión, torsión y fatiga para determinar los diámetros mínimos admisibles y validar su

comportamiento frente a los esfuerzos principales. Por otro lado, se llevará a cabo un análisis mediante elementos finitos (FEM) con el objetivo de obtener una representación más precisa de las deformaciones reales en condiciones de carga. Esta combinación permite garantizar la integridad estructural de los ejes tanto desde un punto de vista teórico como mediante simulación numérica.

1.2.1 Diseño de ejes

Para el correcto funcionamiento del sistema es necesario el uso de tres ejes el de entrada, el intermedio y el de salida. Todos ellos serán ejes biapoyados en dos rodamientos y tendrán su diseño en base a los elementos que se acoplen a ellos y luego un posterior dimensionamiento resistente de las distintas secciones en función de la aparición de concentraciones de tensiones en cambios de sección y la presencia de chavetas o estriados los cuales modifican las propiedades resistentes de dichas secciones.

Para el eje de entrada se escoge el eje que se muestra en la Ilustración 11 Eje de entrada y que lleva los dos rodamientos en las secciones de color verde y un embrague en la sección de color rojo. Las medidas se ajustan a reducir lo máximo posible el espacio y el empleo del material sin comprometer la duración del eje y respetando los tamaños de los distintos elementos que se encuentran en el eje.

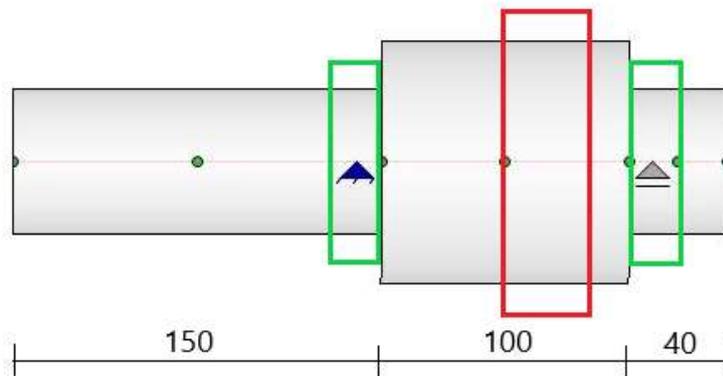


Ilustración 11 Eje de entrada

Para el eje intermedio se escoge el eje que se muestra en la Ilustración 12 Eje intermedio y que lleva los dos rodamientos en las secciones de color verde y los engranajes en las secciones de color rojo además de un estriado en la sección de color azul. Las medidas se ajustan a reducir lo máximo posible el espacio y el empleo del material sin comprometer la duración del eje y respetando los tamaños de los distintos elementos que se encuentran en el eje.

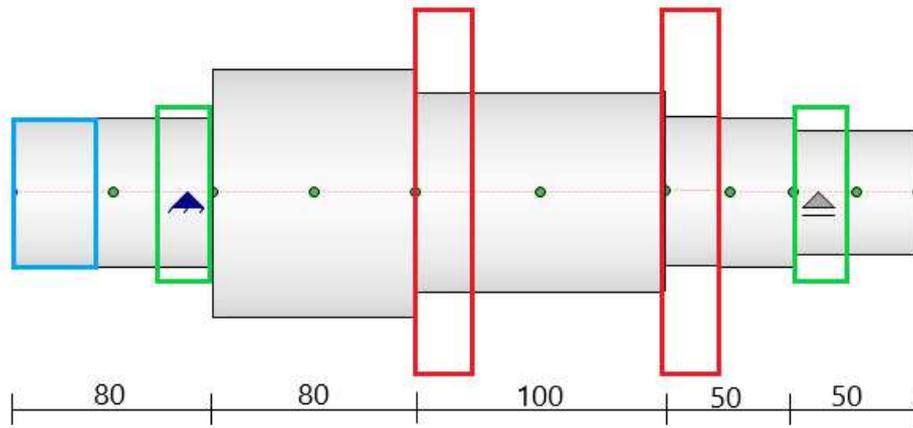


Ilustración 12 Eje intermedio

Para el eje de salida se escoge el eje que se muestra en la Ilustración 13 Eje de salida y que lleva los dos rodamientos en las secciones de color verde y el portasatélites en la sección de color azul la cual presenta un estriado para mejorar la transmisión del par al eje de salida. Las medidas se ajustan a reducir lo máximo posible el espacio y el empleo del material sin comprometer la duración del eje y respetando los tamaños de los distintos elementos que se encuentran en el eje.

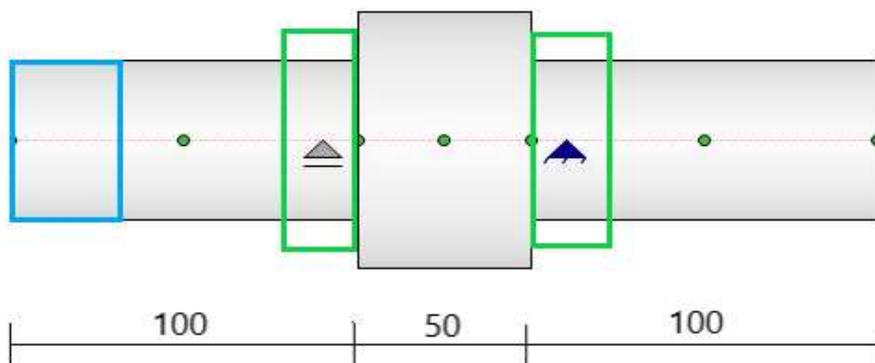


Ilustración 13 Eje de salida

1.2.2 calculo resistente

Para realizar el correcto dimensiones de cada eje lo primero es identificar los esfuerzos a los que esta sometidos y dibujar las leyes de esfuerzos. Una vez realizado se identifican cuáles son las secciones más peligrosas por tener un esfuerzo muy grande o elementos que reduzcan su resistencia como cambios de sección, chavetas o estriados y que por tanto son más propensas a fallar se procede a su dimensionamiento aplicando el criterio de Vom Misses. Las secciones que no tienen interés en cuanto a resistencia se dimensionaran en función de las necesidades del eje para el ensamble de los distintos elementos.

El eje de entrada y el eje de salida presentan únicamente esfuerzo de torsión ya que para el cálculo se desprecia el esfuerzo de cortante y flector que se produce por el peso de los elementos ya que estos son mínimos en comparación al esfuerzo de torsión y variables en función de las secciones ya que varía la cantidad de material necesario y por tanto su peso.

El eje intermedio es el que presenta mayor complejidad tanto en diseño por su número de elementos acoplados como en los esfuerzos ya que aparte del esfuerzo torsor tienen esfuerzos cortante y flector debido a los engranajes. El esfuerzo de cortante y flector que se produce por el peso de los elementos se desprecia ya que estos son mínimos en comparación a los esfuerzos de torsión, flexión y cortante producidos por los engranajes y variables en función de las secciones ya que varía la cantidad de material necesario y por tanto su peso. El efecto del cortante debido a las fuerzas de los engranajes es un efecto despreciable con respecto a los efectos de flexión y torsión ya que estos tienen varios órdenes de magnitud superiores.

1.2.2.1 Leyes de esfuerzos

Antes de empezar con el dimensionamiento de las distintas secciones de los ejes se necesita conocer los esfuerzos en estas para ello se plantean las leyes de esfuerzos en cada eje.

Para el eje de entrada que está sometido únicamente a esfuerzo torsor se tiene la siguiente ley que se muestra en la Ilustración 14 Leyes del eje de entrada. Para calcular el momento torsor al que está sometido el eje se utiliza la Ecuación 14 Momento torsor partiendo de los datos conocidos como la potencia de 115 C.V y la velocidad angular de 3000 rpm.

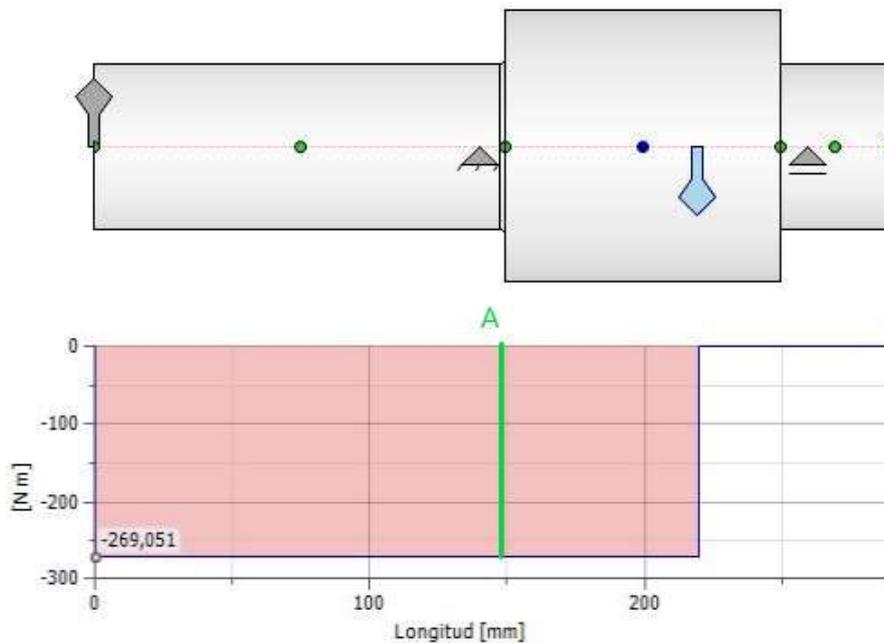


Ilustración 14 Leyes del eje de entrada

$$T = \frac{P * 735}{w * \frac{2 * \pi}{60}}$$

Ecuación 14 Momento torsor

Donde:

T = momento torsor en Nmm

P = potencia del motor

w = velocidad angular

735 = factor de conversion de C.V a vatios

$\frac{2 * \pi}{60}$ = factor de conversion de rpm a rad/s

En la Ilustración 14 Leyes del eje de entrada se puede observar en color verde cual es la sección crítica y que determinará el diámetro mínimo de ese tramo del eje debido a que en esta se encuentra un cambio de sección. Para ello cogemos la sección y se plantean los esfuerzos presentes en esta ver Ilustración 15 Sección crítica del eje de entrada.

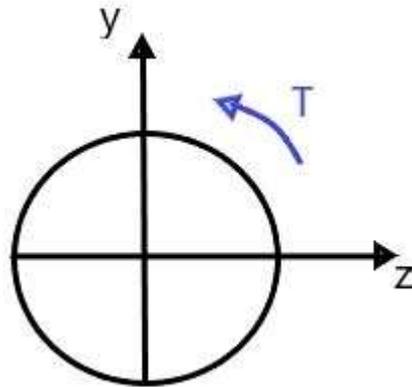


Ilustración 15 Sección crítica del eje de entrada

Para el eje intermedio que está sometido a esfuerzo flector, cortante y torsor se tienen las siguientes leyes que se muestra en la Ilustración 18 Eje intermedio plano XY y la Ilustración 19 Eje intermedio plano XZ. Para obtener las leyes anteriores se deben calcular las reacciones en los apoyos para las cuales es necesario tener las fuerzas de los engranajes.

Para calcular las fuerzas de los engranajes hay que fijarse en la Ilustración 16 Fuerzas del engranaje para saber cuáles son las fuerzas que intervienen en nuestro eje sabiendo que la rueda 1 es la motora y la 2 la conducida para este caso las fuerzas que se deben utilizar son $f_{t_{21}}$ y $f_{s_{21}}$. Una vez se conocen las fuerzas que intervienen se calcula su valor con la Ecuación 15 Fuerza tangencial y Ecuación 16 Fuerza separadora. Como es el sistema hay dos engranajes la potencia se reparte entre estos. Como los dos engranajes son iguales las fuerzas son iguales en ambos engranajes.

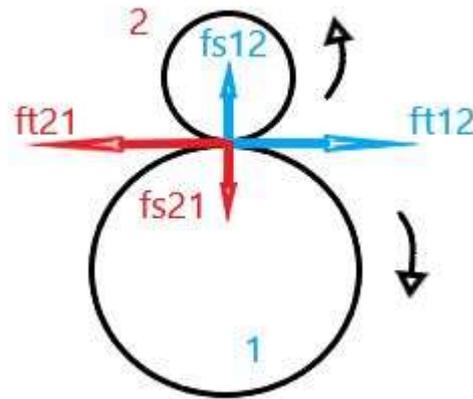


Ilustración 16 Fuerzas del engranaje

$$ft_{21} = \frac{P}{w * R}$$

Ecuación 15 Fuerza tangencial

Donde:

ft = fuerza tangencial

P = potencia del motor

w = velocidad angular

R = radio de la rueda

$$fs_{21} = ft_{21} * \tan \varphi$$

Ecuación 16 Fuerza separadora

Donde:

fs = fuerza separadora

ft = fuerza tangencial

φ = ángulo de presión

Con las fuerzas ya calculadas se realiza un esquema con todas las fuerzas y reacciones que intervienen en el sistema que se muestra en la Ilustración 17

Diagrama de fuerzas. Con el diagrama de fuerzas se divide en dos planos el XY y el XZ para calcular las recciones en los apoyos, para ello se aplica Ecuación 17 Sumatorio de momentos en el punto a y luego Ecuación 18 Sumatorio de fuerzas.

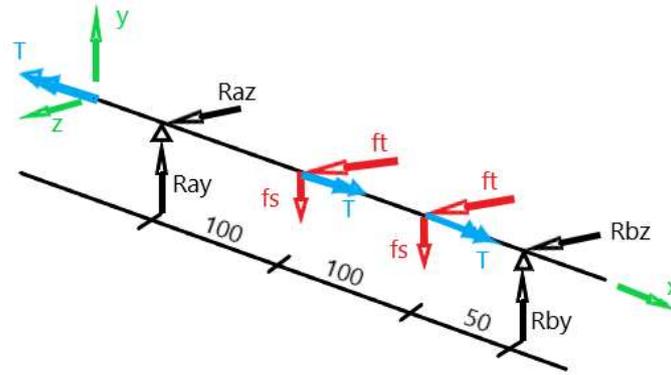


Ilustración 17 Diagrama de fuerzas

Plano XY:

$$\sum M_a = d_1 * fs + d_3 * fs + d_3 * R_{by} = 0$$

Ecuación 17 Sumatorio de momentos

$$\sum F_y = R_{ay} - ft - ft + R_{by} = 0$$

Ecuación 18 Sumatorio de fuerzas

Plano XZ:

$$\sum M_a = d_1 * ft + d_3 * ft + d_3 * R_{bz} = 0$$

Ecuación 19 Sumatorio de momentos

$$\sum F_z = R_{az} + ft + ft + R_{bz} = 0$$

Ecuación 20 Sumatorio de fuerzas

Una vez que se conocen las reacciones en los apoyos se pueden plantear las leyes que al igual que para calcular las reacciones las dividiremos en los planos XY y XZ, en la Ilustración 18 Eje intermedio plano XY se muestran las leyes del plano XY y en la Ilustración 19 Eje intermedio plano XZ se muestran las leyes de esfuerzo del plano XZ.

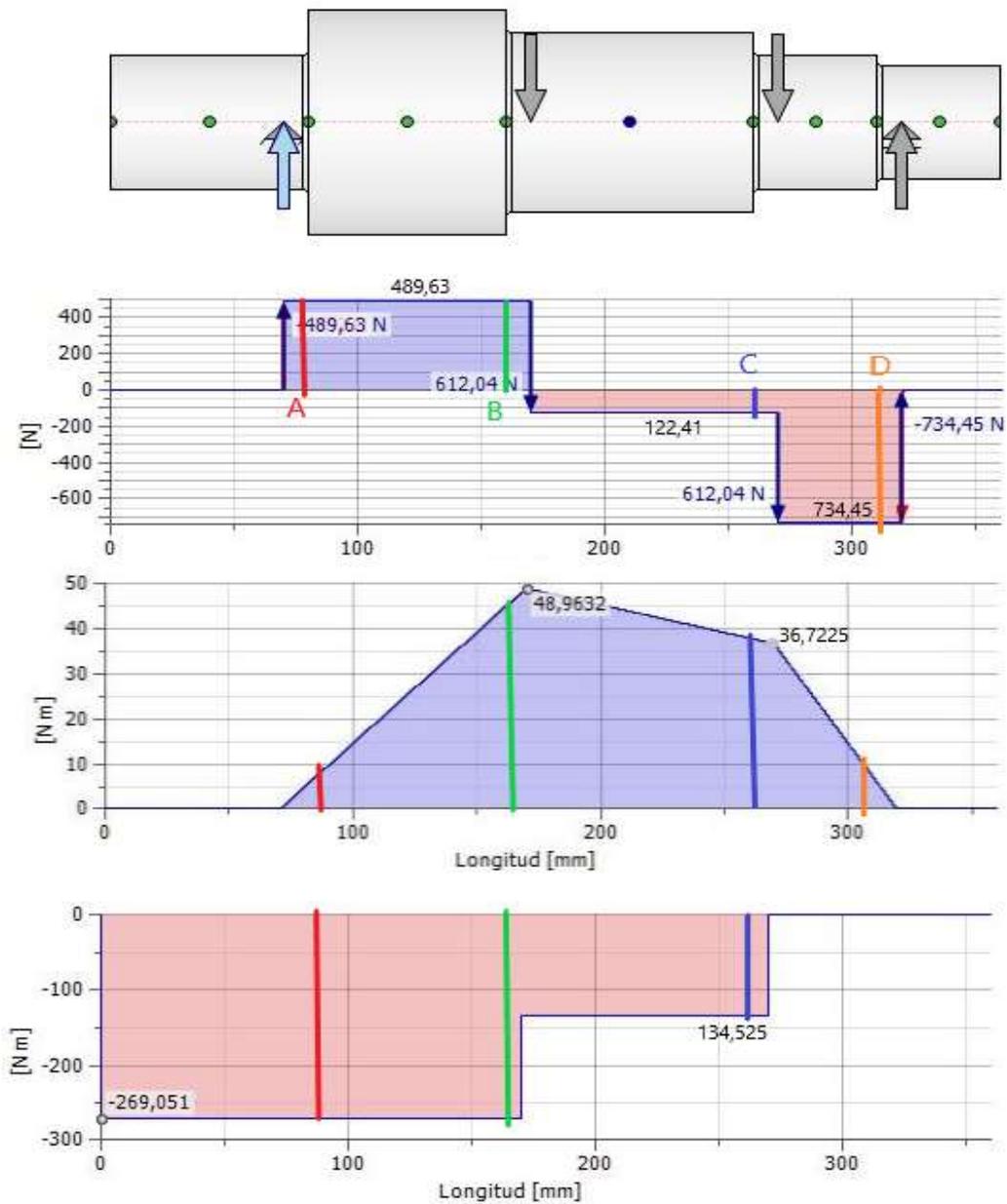


Ilustración 18 Eje intermedio plano XY

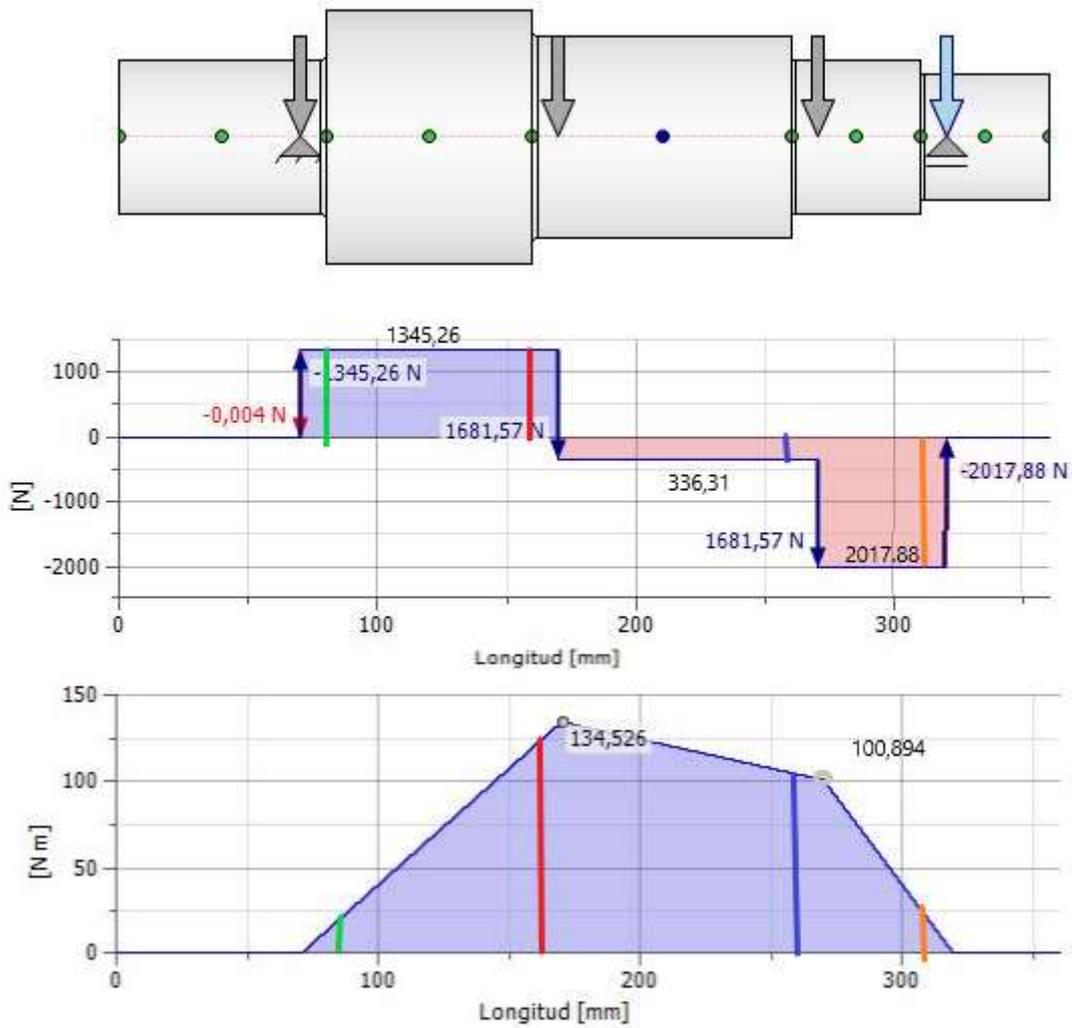


Ilustración 19 Eje intermedio plano XZ

Con las leyes planteadas se identifican las secciones críticas para posteriormente dimensionar estas para que sean capaces de aguantar los esfuerzos a los que están sometidas, en color rojo se muestra la sección A, en color verde la sección B, en color azul la sección C y el color naranja la sección D. estas son las secciones elegidas para el dimensionamiento del eje porque en ellas hay cambios de sección lo que implica una concentración de tensiones que provoca que los esfuerzos sean mayores en estas secciones. Además, la sección con mayores esfuerzos se encuentra muy cercana a la sección B por lo que al no presentar esta concentración de tensiones no será un problema en cuanto a la resistencia del eje por lo que será suficiente con dimensionar la sección B.

Una vez se tienen las leyes se plantean los diagramas de cada sección con los esfuerzos a los que están sometidas cada una de las secciones y los valores de estos esfuerzos se obtienen de las leyes.

Ilustración 20 Sección A del eje intermedio:

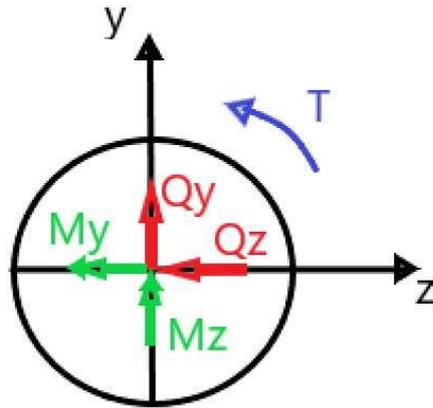


Ilustración 20 Sección A del eje intermedio

Ilustración 21 Sección B del eje intermedio:

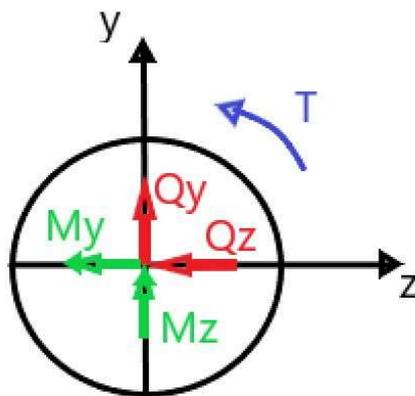


Ilustración 21 Sección B del eje intermedio

Ilustración 22 Sección C del eje intermedio:

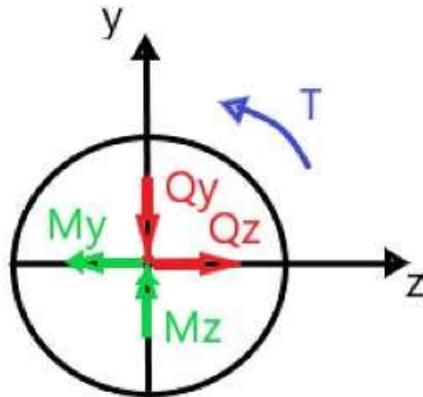


Ilustración 22 Sección C del eje intermedio

Ilustración 23 Sección D del eje intermedio:

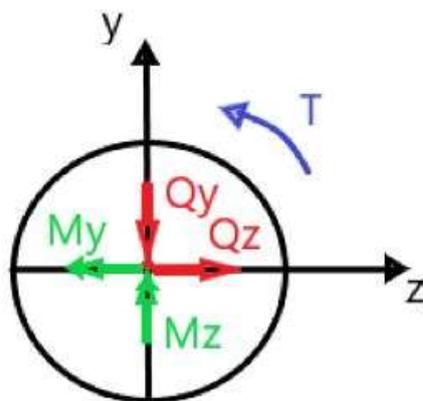


Ilustración 23 Sección D del eje intermedio

Para el eje de entrada que está sometido únicamente a esfuerzo torsor se tiene la siguiente ley que se muestra en la Ilustración 24 Leyes del eje de salida. Para calcular el momento torsor al que está sometido el eje utilizamos la Ecuación 14 Momento torsor partiendo de que la transmisión de potencia es perfecta por lo que transmiten los 115 C.V y la velocidad angular que se usará es la de la reversa que es la que mayor reducción produce como se muestra en Tabla 5 Relaciones de velocidad sistema 80/40 generando un mayor par torsor.

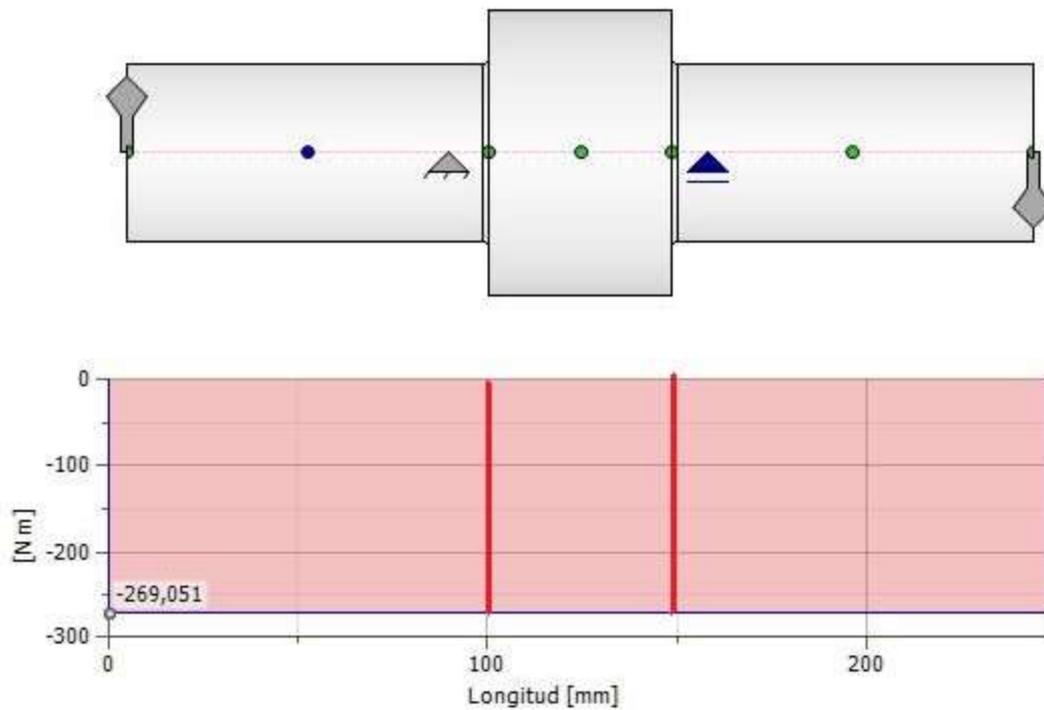


Ilustración 24 Leyes del eje de salida

En la Ilustración 24 Leyes del eje de salida se puede observar cuales son las secciones críticas y que determinarán el diámetro mínimo de ese tramo del eje, en este caso al estar todo el eje sometido al mismo esfuerzo nos sirve con dimensionar una de ellas. Para ello se plantean los esfuerzos de la sección en la Ilustración 25 Sección crítica del eje de salida.

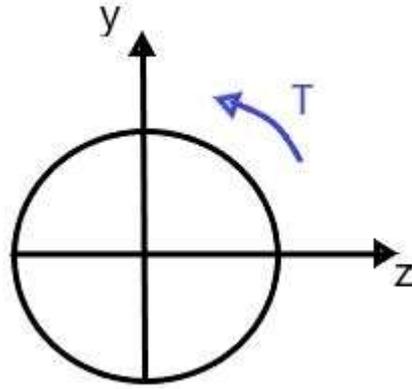


Ilustración 25 Sección crítica del eje de salida

1.2.2.2 Cálculo a torsión

Para el cálculo del esfuerzo torsor hay que conocer la distribución de tensiones que se produce en la sección para ello ver Ilustración 26 diagrama de tensiones para el torsor. Como se puede observar la tensión máxima se produce en la periferia de la sección por lo que esta debe ser calculada a una distancia r igual al radio de la sección.

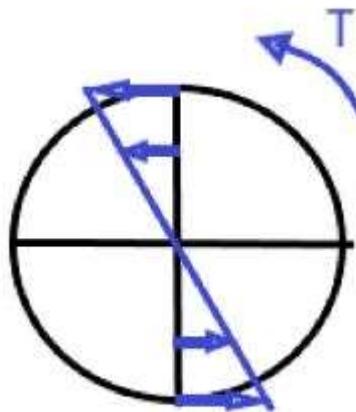


Ilustración 26 diagrama de tensiones para el torsor

Por lo que para obtener la tensión máxima en la sección se aplica la Ecuación 21 tensión de cortadura pulsante y la Ecuación 22 tensión de cortadura alternante. La alternante es igual cero debido a que el torsor es constante en

todos los puntos del eje por lo que esta no varía por lo que no se alterna entre valores.

$$\tau_m = \frac{T}{I_o} * r$$

Ecuación 21 tensión de cortadura pulsante

$$\tau_a = 0$$

Ecuación 22 tensión de cortadura alternante

Donde:

τ_m = tensión tangencial media

τ_a = tensión tangencial alternante

T = momento torsor

I_o = inercia polar

r = distancia del centro al punto de estudio

Cuando se tienen la τ_m y τ_a se aplica el criterio de Soderberg para obtener $\tau_{est\ eq}$ para ello se aplica la Ecuación 23 tensión de cortadura estática equivalente.

$$\tau_{est\ eq} = \tau_m + k_{fs} * \tau_a * \frac{\tau_{ys}}{\tau_e}$$

Ecuación 23 tensión de cortadura estática equivalente

Para obtener el momento torsor máximo de cada sección crítica se aplica la Ecuación 21 tensión de cortadura pulsante y se sustituyen los valores de cada sección dejando como incógnita el diámetro de esta que es lo que se pretende determinar. Para ver los esfuerzos máximos de cada sección ver Tabla 24 valores de la tensión de cortadura pulsante.

Sección del eje de entrada	$\tau_m = \frac{16 * T_e}{\pi * \emptyset^3} = \frac{1370265.5}{\emptyset^3}$
Sección A del eje intermedio	$\tau_m = \frac{16 * T_A}{\pi * \emptyset^3} = \frac{1370265.5}{\emptyset^3}$
Sección B del eje intermedio	$\tau_m = \frac{16 * T_B}{\pi * \emptyset^3} = \frac{1370265.5}{\emptyset^3}$
Sección C del eje intermedio	$\tau_m = \frac{16 * T_C}{\pi * \emptyset^3} = \frac{685132.7}{\emptyset^3}$
Sección D del eje intermedio	$\tau_m = \frac{16 * T_D}{\pi * \emptyset^3} = 0$
Sección del eje de salida	$\tau_m = \frac{16 * T_s}{\pi * \emptyset^3} = \frac{1370265.5}{\emptyset^3}$

Tabla 24 valores de la tensión de cortadura pulsante

Cuando se obtiene los valores de la Ecuación 21 tensión de cortadura pulsante y sabiendo que el valor de la Ecuación 22 tensión de cortadura alternante es cero debido a que el torsor es constante en toda la sección se elimina la segunda parte de la Ecuación 23 tensión de cortadura estática equivalente debido al valor cero de la tensión de cortadura alternante lo que provoca que el valor de la tensión de cortadura equivalente sea igual al de la tensión de cortadura pulsante y los valores se muestran en la Tabla 25 valores de la tensión de cortadura estática equivalente.

Sección del eje de entrada	$\tau_{est eq} = \frac{1370265.5}{\emptyset^3}$
Sección A del eje intermedio	$\tau_{est eq} = \frac{1370265.5}{\emptyset^3}$
Sección B del eje intermedio	$\tau_{est eq} = \frac{1370265.5}{\emptyset^3}$
Sección C del eje intermedio	$\tau_{est eq} = \frac{685132.7}{\emptyset^3}$
Sección D del eje intermedio	$\tau_{est eq} = 0$

Sección del eje de salida	$\tau_{est eq} = \frac{1370265.5}{\varnothing^3}$
---------------------------	---

Tabla 25 valores de la tensión de cortadura estática equivalente

1.2.2.3 Cálculo a flexión

Para el cálculo del esfuerzo flector hay que conocer la distribución de tensiones que se produce en la sección para ello ver Ilustración 27 diagrama de tensiones del momento flector. Como se puede observar la tensión máxima se produce en la periferia de la sección por lo que esta debe ser calculada a una distancia r igual al radio de la sección.

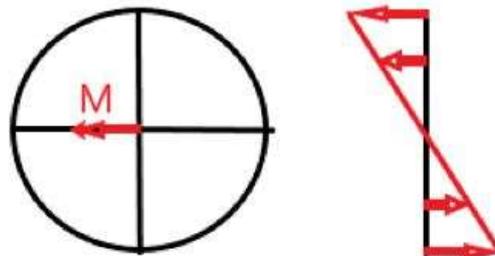


Ilustración 27 diagrama de tensiones del momento flector

Por lo que para obtener la tensión máxima en la sección se aplica la Ecuación 24 tensión normal alternante y la Ecuación 25 tensión normal pulsante. En el caso del flector sucede lo contrario que en el torsor debido a que el flector es máximo en un único punto que va cambiando al estar el eje en movimiento de rotación todos los puntos de la periferia varía entre un valor máximo y uno mínimo por lo que la tensión es alternante. Al solo haber tensión alternante la tensión pulsante es cero lo contrario de lo que sucede en el caso del torsor.

$$\sigma_a = \frac{M}{I_{eje}} * r$$

Ecuación 24 tensión normal alternante

$$\sigma_m = 0$$

Ecuación 25 tensión normal pulsante

Donde:

σ_m = tensión normal media

σ_a = tensión normal alternante

M = momento flector

I_{eje} = inercia del eje

r = distancia del centro al punto de estudio

Cuando se tienen la σ_m y σ_a se aplica el criterio de Soderberg para obtener $\sigma_{est\ eq}$ para ello se aplica la Ecuación 26 tensión de normal estática equivalente.

$$\sigma_{est\ eq} = \sigma_m + k_f * \sigma_a * \frac{\sigma_y}{\sigma_e}$$

Ecuación 26 tensión de normal estática equivalente

Donde:

σ_m = tensión normal media

σ_a = tensión normal alternante

σ_y = límite elástico

k_f = coeficiente de concentración de tensión

σ_e = límite de fatiga

Para la Ecuación 26 tensión de normal estática equivalente se necesita calcular el límite de fatiga a través de la Ecuación 27 límite de fatiga y el k_f a través de la Ecuación 28 factor de concentración de tensiones.

$$\sigma_e = 0.5 * \sigma_u * k_a * k_b * k_q * k_d * k_c$$

Ecuación 27 límite de fatiga

Donde:

- $\sigma_e = \text{límite de fatiga}$
- $\sigma_u = \text{límite de rotura}$
- $k_a = \text{factor de superficie}$
- $k_b = \text{factor de tamaño}$
- $k_q = \text{factor de carga}$
- $k_d = \text{factor de temperatura}$
- $k_c = \text{factor de confiabilidad}$

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

Ecuación 28 factor de concentración de tensiones

Donde:

- $k_f = \text{factor de concentración de tensiones}$
- $k_t = \text{factor de concentración de esfuerzos geométricos}$
- $q = \text{factor de sensibilidad}$

Para obtener el factor de superficie k_a se utiliza la Ecuación 29 factor de superficie obteniendo los factores de la Tabla 26 factores del factor de superficie.

$$k_a = a * (\sigma_u)^b$$

Ecuación 29 factor de superficie

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut, kpsi	Sut, Mpa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en caliente	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Tabla 26 factores del factor de superficie

Para obtener el factor de tamaño k_b se usa la Ecuación 30 factor de tamaño.

$$k_b = \begin{cases} 1 & \rightarrow d < 8 \text{ mm} \\ 1.189 * d^{-0.097} & \rightarrow 8 < d < 250 \text{ mm} \\ 1 & \rightarrow d > 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Ecuación 30 factor de tamaño

Para el factor de carga k_q como se trata de flexión rotativa $k_q = 1$.

Para el factor de temperatura k_d se utiliza la Ecuación 31 factor de temperatura.

$$k_d = \begin{cases} 1 & \rightarrow T < 450^\circ\text{C} \\ 1 - 0.0058 * (T - 450) & \rightarrow 450^\circ\text{C} < T < 550^\circ\text{C} \end{cases}$$

Ecuación 31 factor de temperatura

Para el factor de confiabilidad k_c se utiliza la Tabla 27 factor de confiabilidad.

Probabilidad de vida %	k_c
50	1
85	0.92
90	0.897
95	0.872
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702

Tabla 27 factor de confiabilidad

Para el factor de concentración de esfuerzos geométrico k_t se utiliza la Ilustración 28 coeficiente k_t en la cual se tiene que entrar con la relación entre el radio de acuerdo y el diámetro de la sección menor y la relación entre el diámetro de la sección mayor y el de la menor.

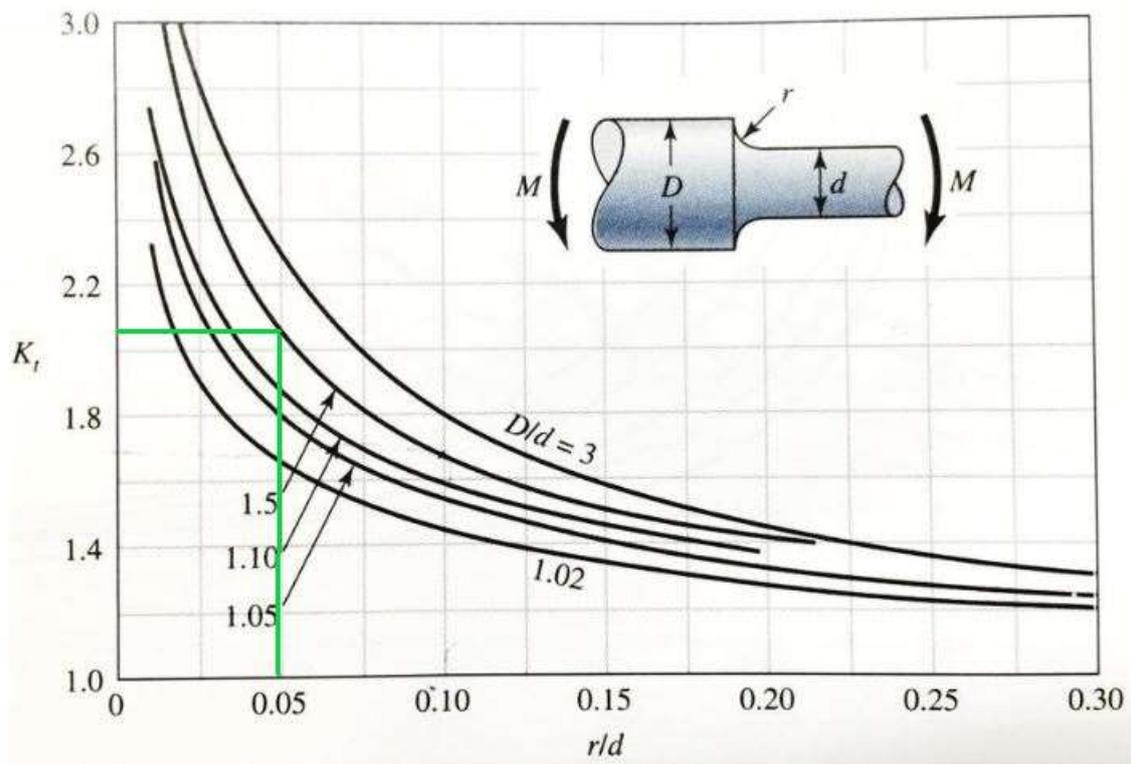


Ilustración 28 coeficiente k_t

Para el factor de sensibilidad q se utiliza la gráfica que aparece en la Ilustración 29 factor de sensibilidad a la muesca q en la cual se entra con la tensión de rotura y el radio de acuerdo.

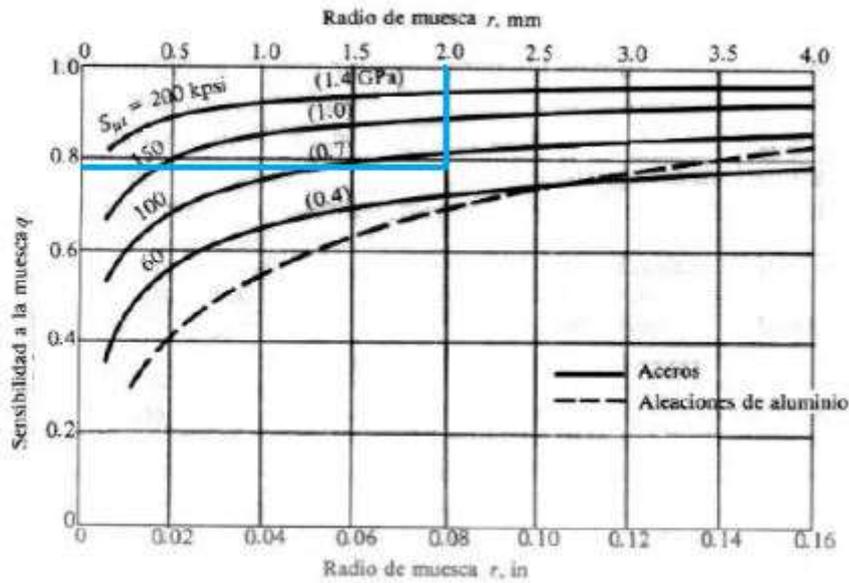


Ilustración 29 factor de sensibilidad a la muesca q

Para obtener el momento flector máximo de cada sección crítica se aplica la Ecuación 24 tensión normal alternante y se sustituyen los valores del momento en cada sección dejando como incógnita el diámetro de esta que es lo que se pretende determinar. Para ver los esfuerzos máximos de cada sección ver Tabla 28 valores de la tensión normal alternante

Sección del eje de entrada	$\sigma_m = \frac{32 * M_e}{\pi * \emptyset^3} = 0$
Sección A del eje intermedio	$\sigma_m = \frac{32 * M_A}{\pi * \emptyset^3} = \frac{145820.5}{\emptyset^3}$
Sección B del eje intermedio	$\sigma_m = \frac{32 * M_B}{\pi * \emptyset^3} = \frac{1312388.9}{\emptyset^3}$
Sección C del eje intermedio	$\sigma_m = \frac{32 * M_C}{\pi * \emptyset^3} = \frac{1130108.4}{\emptyset^3}$
Sección D del eje intermedio	$\sigma_m = \frac{32 * M_D}{\pi * \emptyset^3} = \frac{218730.7}{\emptyset^3}$
Sección del eje de salida	$\sigma_m = \frac{32 * M_s}{\pi * \emptyset^3} = 0$

Tabla 28 valores de la tensión normal alternante

Cuando se obtiene los valores de la Ecuación 24 tensión normal alternante y sabiendo que el valor de la Ecuación 22 tensión de cortadura alternante es cero debido a que el momento flector no es constante en todos los puntos de la periferia si no que varía al estar el eje rotando se elimina el primer término de la Ecuación por lo que solo nos que la segunda parte de la ecuación en la que se tiene $k_f = 1.922$ y $\sigma_e = 160.71$. Para determinar el valor del límite de fatiga se emplea la Ecuación 27 límite de fatiga utilizando los coeficientes de la Tabla 25 valores de la tensión de cortadura estática equivalente. Para el factor k_f se emplea la Ecuación 28 factor de concentración de tensiones partiendo de un valor de $k_t = 2.06$ que se obtiene de la Ilustración 28 coeficiente k_t y el valor de $q = 0.87$ que viene en la Ilustración 29 factor de sensibilidad a la muesca q. una vez tenemos estos valores se sustituyen en la Ecuación 26 tensión de normal estática equivalente dejando como incógnita el diámetro de la sección y obteniendo los valores de la Tabla 29 valores de la tensión normal estática equivalente

Sección del eje de entrada	$\sigma_{est\ eq} = 0$
Sección A del eje intermedio	$\sigma_{est\ eq} = \frac{540618.3}{\emptyset^3}$
Sección B del eje intermedio	$\sigma_{est\ eq} = \frac{4865581.2}{\emptyset^3}$
Sección C del eje intermedio	$\sigma_{est\ eq} = \frac{4189791.3}{\emptyset^3}$
Sección D del eje intermedio	$\sigma_{est\ eq} = \frac{810927.3}{\emptyset^3}$
Sección del eje de salida	$\sigma_{est\ eq} = 0$

Tabla 29 valores de la tensión normal estática equivalente

k_a	0.841
k_b	0.831
k_q	0.814
k_d	1.000
k_c	1.000

Tabla 30 coeficientes del límite de fatiga

1.2.2.4 Cálculo a cortante

Para este sistema el efecto producido por el cortante es insignificante en comparación al esfuerzo torsor o al flector por lo que no se tendrá en cuenta a la hora de proceder al dimensionamiento. Como esto podría generar incertidumbre en el dimensionamiento al afectar al valor máximo, aunque la variación sea mínima esta será contrarrestada con un coeficiente de seguridad.

1.2.2.5 Von Misses

Una vez se han calculado todos los esfuerzos presentes en la sección se aplica el criterio de Von Misses para obtener una tensión equivalente a estos esfuerzos para poder obtener el diámetro mínimo de la sección. El criterio de Von Misses viene definido a través de la Ecuación 32 tensión equivalente de Von Misses. Para nuestro sistema se empleará un coeficiente de seguridad de 2 con el que se sobredimensiona el eje para quedarse del lado de la seguridad y contrarrestar efectos que se han despreciado a lo largo de los cálculos anteriores como puede ser el caso del esfuerzo cortante.

$$\sqrt{\sigma_{est\ eq}^2 + 3 * \tau_{est\ eq}^2} \leq \frac{\sigma_y}{CS}$$

Ecuación 32 tensión equivalente de Von Misses

Para finalmente obtener el diámetro mínimo de cada sección se aplica la Ecuación 32 tensión equivalente de Von Misses despejando de esta el diámetro. El valor de la tensión admisible viene en la Tabla 9 Propiedades del

y se utiliza un coeficiente de seguridad de 2 para mantenerse del lado de la seguridad. Despejando los diámetros de cada sección quedan unos valores mínimos de estos los cuales se muestran en la Tabla 31 diámetros mínimos de las secciones críticas

Sección del eje de entrada	$\varnothing \geq 24.83 \text{ mm}$
Sección A del eje intermedio	$\varnothing \geq 25.04 \text{ mm}$
Sección B del eje intermedio	$\varnothing \geq 32.69 \text{ mm}$
Sección C del eje intermedio	$\varnothing \geq 30.40 \text{ mm}$
Sección D del eje intermedio	$\varnothing \geq 17.36 \text{ mm}$
Sección del eje de salida	$\varnothing \geq 24.83 \text{ mm}$

Tabla 31 diámetros mínimos de las secciones críticas

Una vez se han calculado los diámetros mínimos necesarios para que el eje soporte los esfuerzos sin problemas hay que normalizarlos para que sean más fáciles de trabajar. En algunas secciones los diámetros por lo que se opta vienen dados por una sencillez a la hora del ensamblaje o necesidad constructiva del eje como puede ser en las secciones de mayor tamaño del eje en la cuales no hay efectos de concentración de tensiones u otros efectos que afecten a la resistencia por lo que valdría con un diámetro menor, pero es necesario un el diámetro seleccionado para colocar otros elementos como los engranajes o rodamientos.

Para una simplicidad de montaje en los rodamientos todas las secciones en las que van montados estos se elige un diámetro normalizado de la Tabla 32 Diámetros normalizados e igual en todas ellas de 30 mm que es el mínimo que también cumple con las medidas mínimas de la Tabla 31 diámetros

mínimos de las secciones críticas. Por lo que las secciones con 30 mm son las del eje de entrada, sección A y D del eje intermedio y las secciones del eje de salida. Para las otras secciones se eligen 40 mm para la sección C y 50 mm para la sección B, estas medidas son necesarias para el montaje ya que es necesario que la sección aumente para una mayor sencillez a la hora de colocar los demás elementos.

Diámetros normalizados DIN 114 (mm)							
10	12	15	17	20	25	30	35
40	45	50	55	60	70	80	90
100	110	125	140	160	180	200	
Aumentado de 20 en 20 mm hasta 500 mm							

Tabla 32 Diámetros normalizados

Por otro lado, quedan las secciones de mayor tamaño de todos los ejes las cuales no necesitan un diámetro mayor a los anteriores por esfuerzos a los que están sometidos, pero si por la necesidad de ensamblaje de los elementos por lo que se elige un diámetro de 50 mm para el eje de entrada, un diámetro de 60 mm para la sección del eje intermedio y un diámetro de 40 mm para el eje de salida. Por lo que las dimensiones finales de los ejes quedan como se muestran en la Ilustración 30 eje de entrada, en la Ilustración 31 eje intermedio y en la Ilustración 32 eje de salida

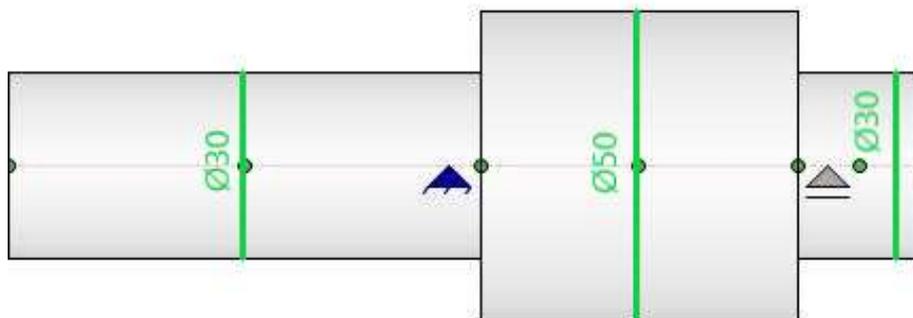
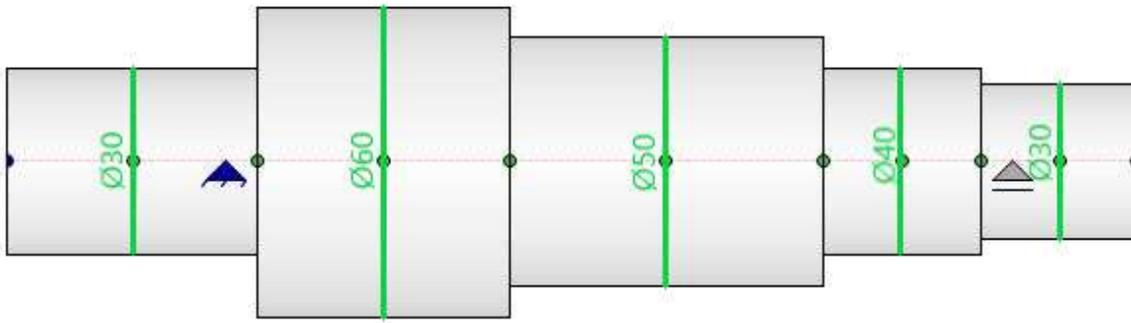
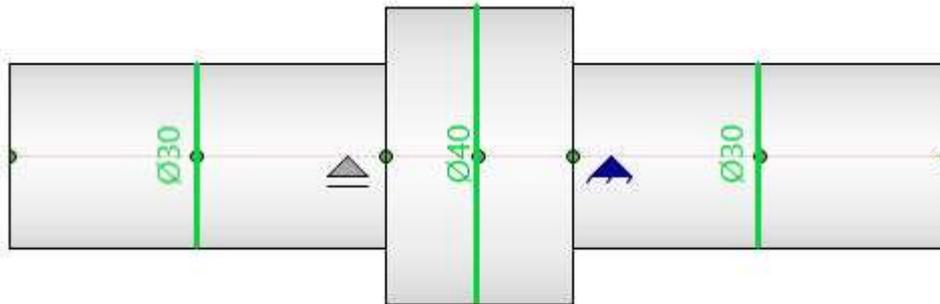


Ilustración 30 eje de entrada

*Ilustración 31 eje intermedio**Ilustración 32 eje de salida*

1.2.2.6 chavetas

Para unir los engranajes y los ejes se van a utilizar chavetas de sección rectangular para asegurar una buena transmisión del par del eje al engranaje. El uso de chavetas implica una reducción en la resistencia del eje en el tramo en el cual se coloca esta, la reducción de resistencia provocada por la chaveta no supone un problema para el cálculo del diámetro de la sección debido a que la concentración de tensiones que se produce en las secciones críticas empleadas para el dimensionamiento de los distintos diámetros es una condición más restrictiva que el chavetero. En la Ilustración 33 chaveta rectangular se puede ver un esquema de la chaveta que se va a emplear.

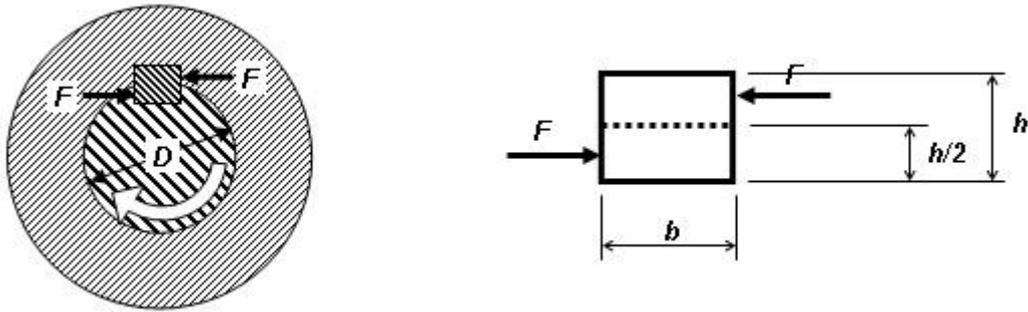


Ilustración 33 chaveta rectangular

Para determinar la longitud de la chaveta se comprueba el fallo por cizallamiento y el fallo por aplastamiento partiendo de las secciones normalizadas de la Ilustración 34 secciones de chavetas normalizadas.

EJE Grupos de diámetros D mm	CHAVETA b × h mm	CHAVETEROS	
		t mm	t ₁ mm
de 10 a 12	4 × 4	2,5	D + 1,7
más de 12 a 17	5 × 5	3	D + 2,2
más de 17 a 22	6 × 6	3,5	D + 2,7
más de 22 a 30	8 × 7	4	D + 3,2
más de 30 a 38	10 × 8	4,5	D + 3,7
más de 38 a 44	12 × 8	4,5	D + 3,7
más de 44 a 50	14 × 9	5	D + 4,2
más de 50 a 58	16 × 10	5	D + 5,2
más de 58 a 68	18 × 11	6	D + 5,3
más de 68 a 78	20 × 12	6	D + 6,3
más de 78 a 92	24 × 14	7	D + 7,3
más de 92 a 110	28 × 16	8	D + 8,3
más de 110 a 130	32 × 18	9	D + 9,3
más de 130 a 150	36 × 20	10	D + 10,3
más de 150 a 170	40 × 22	11	D + 11,3
más de 180 a 200	45 × 25	13	D + 12,3

Ilustración 34 secciones de chavetas normalizadas

Para calcular F se emplea la Ecuación 33 fuerza aplicada.

$$F = \frac{2 * M}{D}$$

Ecuación 33 fuerza aplicada

Donde:

F = fuerza aplicada

M = momento torsor

D = diametro del eje

Para el fallo por cizallamiento se calcula la longitud con la Ecuación 34 tensión admisible de cizallamiento

$$\tau_{adm} = \frac{F}{b * L}$$

Ecuación 34 tensión admisible de cizallamiento

Donde:

$\tau_{adm} = \text{tension de cortadura admisible} = 0.5 \sigma_{adm}$

F = fuerza aplicada

b = ancho de la chaveta

L = longitud de la chaveta

Para el fallo por aplastamiento se calcula la longitud con la Ecuación 35 tensión admisible de aplastamiento

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{L * \frac{h}{2}}$$

Ecuación 35 tensión admisible de aplastamiento

Donde:

σ_{adm} = *tension de aplastamiento admisible*

F = *fuerza aplicada*

b = *altura de la chaveta*

L = *longitud de la chaveta*

Una vez se calcula la longitud de la chaveta por cizallamiento y por aplastamiento se elige la longitud más restrictiva.

Para las chavetas primero se obtiene la fuerza aplicada con la Ecuación 33 fuerza aplicada partiendo del tursor de cada sección en la que se va a colocar la chaveta, de esta manera se obtiene una fuerza para la sección B $F_B = 10762.04$ y una para la sección C $F_C = 6726.28$.

De la Ilustración 34 secciones de chavetas normalizadas se obtienen los valores de b y h para poder despejar la longitud de la Ecuación 34 tensión admisible de cizallamiento y de la Ecuación 35 tensión admisible de aplastamiento. A estas se le aplican un coeficiente de seguridad de 2. Una vez tenemos las longitudes mínimas de la Tabla 33 longitudes de las chavetas es necesario normalizarlas.

Longitud mínima	
$\tau_{adm} = \frac{F_B}{b_B * L_B} \rightarrow 0.5 * \frac{310}{2} = \frac{10762.04}{14 * L_B} \rightarrow L_B$ $= 9.92 \text{ mm}$	
$\tau_{adm} = \frac{F_C}{b_C * L_C} \rightarrow 0.5 * \frac{310}{2} = \frac{6726.28}{14 * L_C} \rightarrow L_C$ $= 7.23 \text{ mm}$	
$\sigma_{adm} = \frac{F_B}{L_B * \frac{h_B}{2}} \rightarrow \frac{310}{2} = \frac{10762.04}{L_B * \frac{9}{2}} \rightarrow L_B$ $= 15.43 \text{ mm}$	
$\sigma_{adm} = \frac{F_C}{L_C * \frac{h_C}{2}} \rightarrow \frac{310}{2} = \frac{6726.28}{L_C * \frac{8}{2}} \rightarrow L_C = 10.85 \text{ mm}$	

Tabla 33 longitudes de las chavetas

A la vista de las longitudes obtenidas se opta por utilizar chavetas de longitud 20 mm ya que con esta longitud sobrepasamos la mínima necesaria y además cubrimos todo el ancho del engranaje para asegurar una correcta transmisión del par.

1.2.2.7 estriados

Para las secciones que presentan un estriado para conseguir una transmisión del par constante y que las perdidas sean mínimas aparece una reducción de la resistencia en estas por lo que el dimensionamiento de las secciones anteriores a través del cálculo resistente a flector y torsor puede no ser suficiente para ello se recalculan los diámetros de dichas secciones suponiendo una reducción de la resistencia del 75%. Con esta reducción la

resistencia se recalculan los diámetros aplicando la Ecuación 32 tensión equivalente de Von Misses.

Para determinar el estriado se utiliza la siguiente Ecuación 36 ángulos de los estriados partiendo de la Ilustración 35 Estriados en la que se muestran los ángulos de los dientes del ángulo beta y los de los dientes con los que deben encajar alfa. Se parte de que el ángulo de los dientes del eje es de 60° y un numero de dientes de 20.

$$\alpha = \beta + \frac{360^\circ}{N}$$

Ecuación 36 ángulos de los estriados

Donde:

N = número de dientes

α = ángulo de dientes del transmisor de par

β = ángulo de deintes del eje

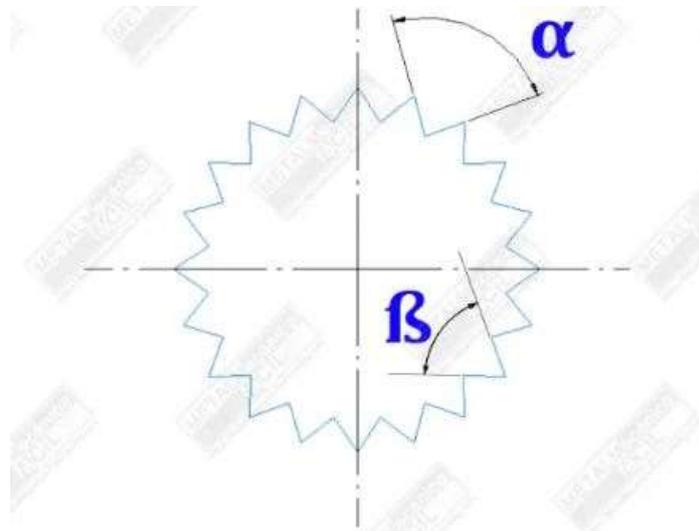


Ilustración 35 Estriados

El los estriados se produce una reducción de la resistencia de la sección del 75% por lo que aplicando esta reducción al Ecuación 32 tensión equivalente de Von Misses y sustituyendo los diámetros de las secciones que presentan

un estriados se puede comprobar si con ese diámetro es suficiente y por tanto se puede realizar el estriado o se necesita un diámetro mayor para esto tenemos la Tabla 34 Diámetros de las secciones estriadas.

Sección	Diámetro	Esfuerzos	Ecuación	Tensión
Sección izquierda del eje intermedio	$\varnothing = 30$	$\sigma_{est\ eq} = 0$ $\tau_{est\ eq} = 50.75$	$\sqrt{\sigma_{est\ eq}^2 + 3 * \tau_{est\ eq}^2}$ $\leq \frac{\sigma_y}{CS} * 0.75$	87.9 ≤ 116.25
Sección izquierda del eje de salida	$\varnothing = 30$	$\sigma_{est\ eq} = 0$ $\tau_{est\ eq} = 50.75$	$\sqrt{\sigma_{est\ eq}^2 + 3 * \tau_{est\ eq}^2}$ $\leq \frac{\sigma_y}{CS} * 0.75$	87.9 ≤ 116.25

Tabla 34 Diámetros de las secciones estriadas

Como se observa a través de la Tabla 34 Diámetros de las secciones estriadas los diámetros de las secciones permiten realizar los estriados por lo que se aplica la Ecuación 36 ángulos de los estriados para conocer el ángulo que se ha de implementar en las secciones en la cuales van acopladas los ejes. Si se sustituyen los valores se obtiene un ángulo $\alpha = 78^\circ$.

1.2.2.8 Estudio de elementos finitos en ejes

Como complemento a los cálculos analíticos realizados en el anexo anterior, se ha llevado a cabo un estudio mediante elementos finitos con el objetivo de analizar las deformaciones que sufren los ejes bajo las cargas de funcionamiento previstas. El estudio se centra en los tres ejes principales del sistema (entrada, intermedio y salida), evaluando su respuesta estructural bajo condiciones de carga representativas.

Las condiciones de contorno se definen considerando apoyos fijos en las zonas de alojamiento de rodamientos, simulando el comportamiento real del sistema donde estos elementos soportan las cargas transmitidas. Se ha considerado un análisis estático lineal con propiedades materiales

correspondientes al acero aleado de los ejes. El efecto de la gravedad se ha despreciado, ya que su influencia es insignificante frente a los pares y fuerzas generadas por los engranajes y embragues.

Este estudio permite además obtener las deformaciones angulares en los puntos de apoyo de los diferentes ejes para ello se parte de la deformación máxima y del punto en el que se produce. Con estos datos y la distancia de dicho punto al apoyo se puede obtener el ángulo aplicando la tangente, para los ejes del sistema la deformación máxima es conocida y la distancia del apoyo al punto de máxima deformación también, por lo que si $\tan(\alpha) = \frac{\text{sen}(\alpha)}{\text{cos}(\alpha)}$ siendo el seno la deformación y el coseno la distancia del apoyo al punto de máxima deformación se calcula el ángulo para ambos apoyos. Esta deformación debe siempre ser menor a 0.04° .

1.2.2.8.1 Eje de entrada

El eje de entrada está sometido únicamente a momento torsor procedente del convertidor de par, sin presencia de cargas transversales o axiales relevantes. En este análisis se ha aplicado un par de entrada sobre la sección izquierda del eje, con las zonas de alojamiento de los rodamientos completamente restringidas. La Ilustración 36 MEF del eje de entrada muestra el mapa de desplazamientos obtenidos en el eje. La deformación máxima es de $0,005\text{ mm}$, concentrada en la zona central del eje, lo que se considera un comportamiento excelente para este tipo de componente, ya que indica una elevada rigidez torsional y una buena resistencia estructural bajo carga.

Para la deformación angular en el eje de entrada se tiene que la deformación máxima se produce en punto medio entre los apoyos por lo que la deformación angular para ambos apoyos es igual. En este caso la deformación es de 0.00494° lo que se encuentra por debajo del límite.

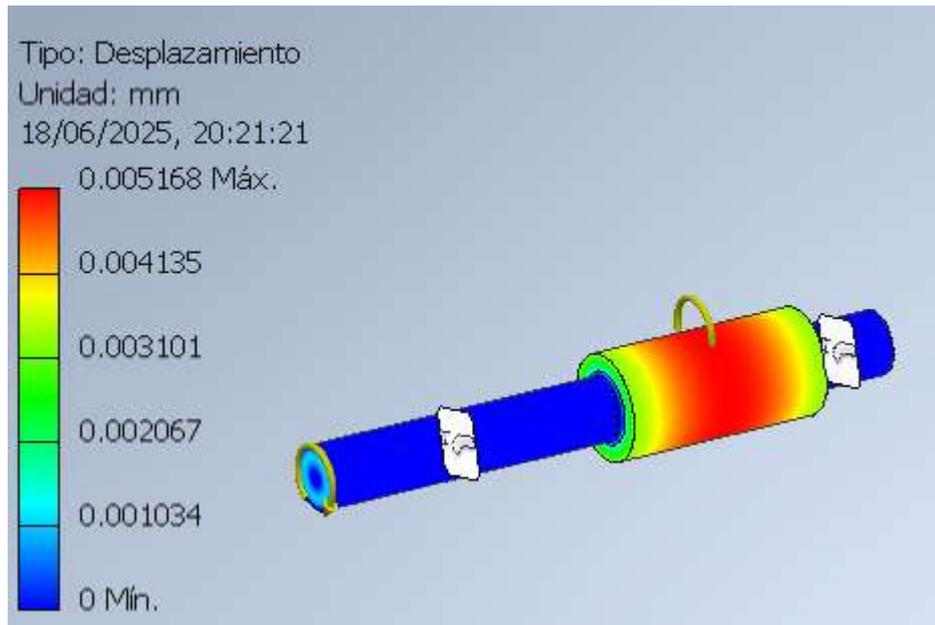


Ilustración 36 MEF del eje de entrada

1.2.2.8.2 Eje intermedio

En el eje intermedio es en el que se ubican los sistemas planetarios 2 y 3 por lo que además de las fuerzas del momento torsor también aparecen fuerzas de engranajes. Los datos de las deformaciones se pueden observar en la Ilustración 37 MEF del eje intermedio en la cual se observa que la deformación máxima en el eje es menor a 0.01 mm lo que se considera un valor muy bueno ya que la deformación que se produce es mínima. Para este caso se han considerado las fuerzas de los engranajes como puntuales de ahí que la mayor deformación aparece en un solo punto del eje y hay que tener en cuenta que estos están en rotación por lo que esa deformación es cíclica sobre el eje es decir que todos los puntos que sean concéntricos pasaran en algún momento por estas deformaciones.

Para la deformación angular en el eje intermedio se tiene que la deformación máxima se produce en la zona central, aunque más cercana al apoyo derecho provocando una mayor deformación en este. En este caso la deformación es de 0.00195° para el apoyo izquierdo y de 0.00324° para el apoyo derecho lo que se encuentra por debajo del límite.

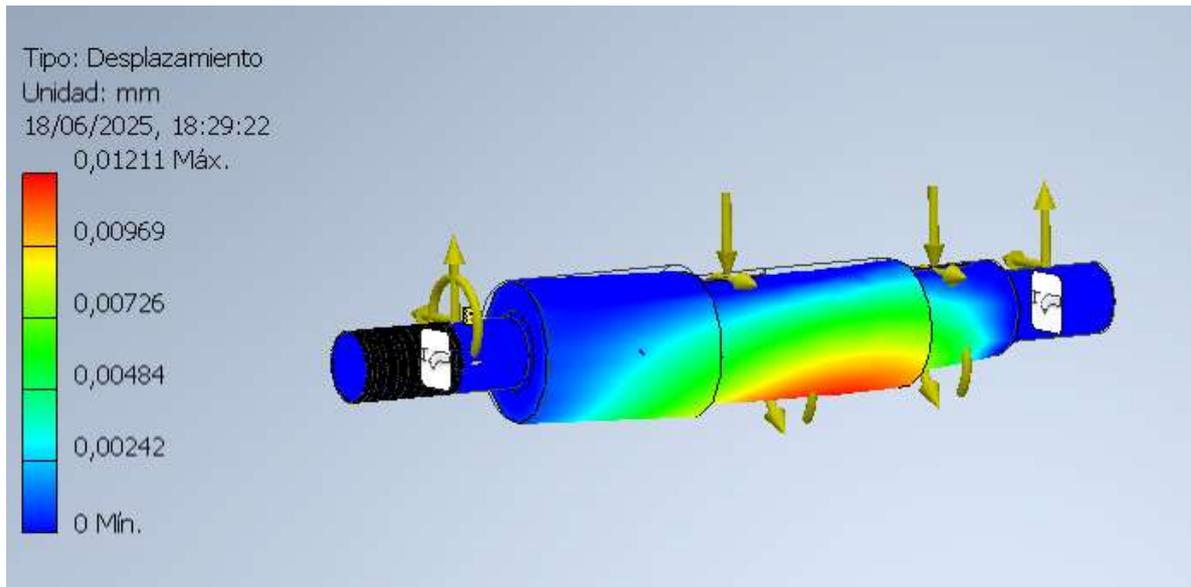


Ilustración 37 MEF del eje intermedio

1.2.2.8.3 Eje de salida

El eje de salida está sometido únicamente a momento torsor procedente del portasatélites, sin presencia de cargas transversales o axiales relevantes. En este análisis se ha aplicado un par de entrada sobre la sección izquierda del eje, con las zonas de alojamiento de los rodamientos completamente restringidas. La Ilustración 38 MEF del eje de salida muestra el mapa de desplazamientos obtenidos en el eje. La deformación máxima es de 0,014 mm, concentrada en la zona central del eje, lo que se considera un comportamiento excelente para este tipo de componente, ya que indica una elevada rigidez torsional y una buena resistencia estructural bajo carga.

Para la deformación angular en el eje de salida se tiene que la deformación máxima se produce en el estriado por lo que la deformación angular será mayor para el apoyo de la izquierda que el de la derecha. En este caso la deformación es de 0.013° para el apoyo izquierdo y de 0.00527° para el apoyo derecho lo que se encuentra por debajo del límite.

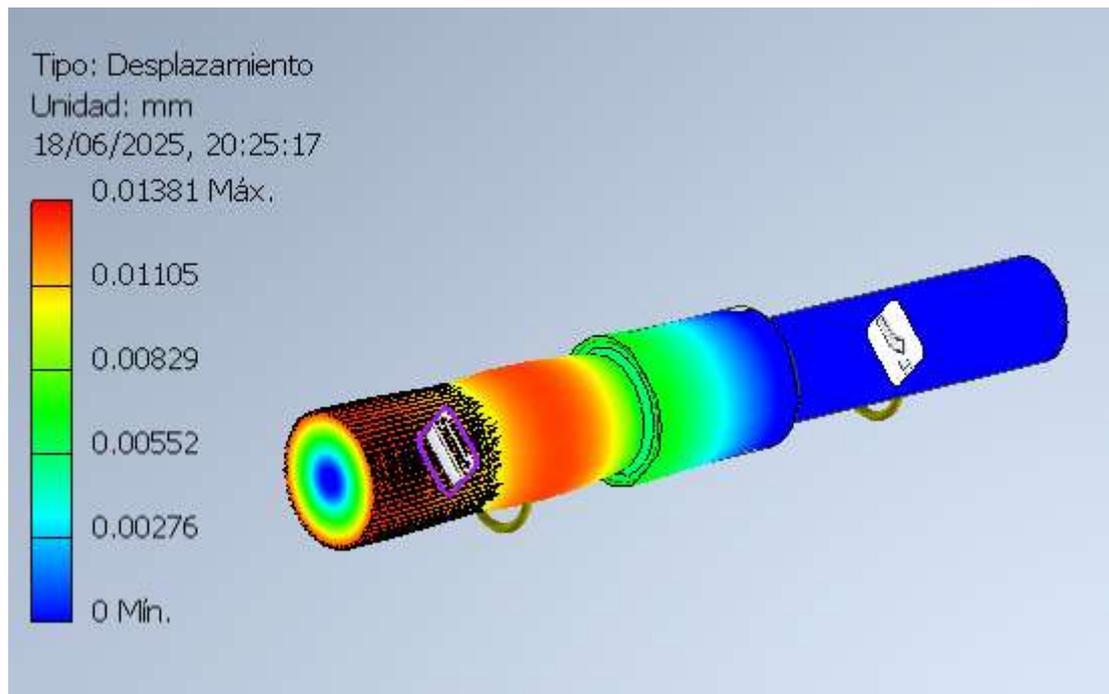


Ilustración 38 MEF del eje de salida

1.3 Cálculo de rodamientos

Como puntos de apoyo en los ejes se utilizan rodamientos. Para determinar cuál debe ser el rodamiento por implementar lo primero es que encaje en el eje por lo que el diámetro interior debe de ser de 30 mm que es el diámetro de todas las secciones en las que se implementan estos. El objetivo de implementar rodamientos con las mismas características es simplificar el montaje. En nuestro caso se opta por un rodamiento de bolas el cual se muestra en la Ilustración 39 tabla de rodamientos.

Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento						
	d	D	B	r min.		C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	Grasa Abierto	Aceite Abierto	Abierto	Blindado	Sellado	
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
28	52	12	0.6	12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
	68	18	1.1	26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
30	42	7	0.3	4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
32	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1.1	29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU

Ilustración 39 tabla de rodamientos

Para determinar el modelo que se debe implementar en el sistema se usa la Ecuación 37 vida nominal del rodamiento a partir de la cual se debe obtener la capacidad dinámica de carga para seleccionar el rodamiento. En la ecuación hay cuatro términos el primero es L que es la vida nominal y se determina con la Ecuación 8 Número de ciclos, el segundo es C la capacidad de carga que es la incógnita, el tercero es P que corresponde con la carga equivalente estacionaria y que se calcula con la Ecuación 38 carga equivalente estacionaria en la que aparecen unos factores en función del tipo de carga radial o axial que se determinan con la Ilustración 40 factores X e Y, y por último está el factor a que toma el valor de 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos. Una vez se determine el rodamiento elegido se debe verificar que la capacidad de carga estática $C_0 < P$.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

Ecuación 37 vida nominal del rodamiento

Donde:

L_{10} = vida nominal (en millones de ciclos)

C = capacidad dinámica de carga

P = carga equivalente estacionaria

a = factor del tipo de rodamiento

$$P = X * V * F_r + Y * F_a$$

Ecuación 38 carga equivalente estacionaria

Donde:

P = carga equivalente estacionaria

X = factor de carga radial

V = factor de rotación

F_r = fuerza radial

Y = factor de carga axial

F_a = fuerza axial

F_a/C_0	e	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Utilice 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$.

Ilustración 40 factores X e Y

Para este caso se tomó como referencia el rodamiento del apoyo derecho del eje intermedio ya que es el que soporta una mayor carga y por ello es el seleccionado para realizar el dimensionamiento del rodamiento. Para el otro rodamiento del eje intermedio que también está sometido a una carga importante se opta por utilizar el mismo tipo de rodamiento. En cuanto a los ejes de entrada y salida que no están sometidos a cargas radiales más allá del propio peso del eje el cual se ha considerado despreciable para la simplicidad del cálculo de los ejes. Como la carga que el eje ejerce sobre los rodamientos en este caso se opta por los implementar los mismos rodamientos que en el eje intermedio por simplicidad constructiva y estar del lado de la seguridad a pesar de que estos estén sobredimensionados para el trabajo a realizar.

Para el dimensionado se parte de la Ecuación 38 carga equivalente estacionaria en la cual a través de la Ilustración 40 factores X e Y se obtiene que el valor del factor $X = 1$ y el valor $Y = 0$. También, se sabe que la carga axial es nula y la carga radial se obtiene de la resultante de las reacciones del apoyo calculas en el dimensionamiento de ejes y un factor de rotación $V = 1$ al ser el anillo interior el que gira se obtiene un valor de carga equivalente estacionaria que se muestra en la Tabla 35 Resultados de rodamientos. Una vez se ha determinado la carga equivalente se calcula la capacidad de carga mínima que debe tener el rodamiento para este caso utilizando la Ecuación 37 vida nominal del rodamiento y despejando la capacidad de carga se obtiene una capacidad de carga que se muestra en la Tabla 35 Resultados de rodamientos.

Carga equivalente estacionaria	$P = 2147.5 N$
Capacidad de carga	$C = 17546 N$

Tabla 35 Resultados de rodamientos

A la vista de los resultados y al tener una necesidad constructiva de un rodamiento de diámetro 30 mm se busca en la Ilustración 39 tabla de

rodamientos cuales cumplen con las características mínimas. En este caso se pueden implementar los de la serie 6206 y 6306 con cualquiera de sus modelos (Abierto, DDU, VV y ZZ). Para este sistema se seleccionan los de tipo DDU ya que, aunque sean los de menor velocidad límite para este caso cubren las necesidades de sobra.

Con el tipo de rodamiento elegido se calcula cual es el factor de seguridad que nos ofrece cada serie frente a la carga que deben soportar y se evalúa optar por los de serie 6206 o 6306. Para los rodamientos de serie 6206 tenemos un factor de seguridad $CS = 1.11$ mientras que para los de la serie 6306 tenemos un $CS = 1.52$ por lo que se decide que un factor de 1.11 es muy justo lo que conlleva a decantarse por los de la serie 6306 que proporcionan un factor de seguridad mayor.

Una vez se tienen cual es rodamiento a implementar se verifica que la carga estacionaria equivalente sea menor que la capacidad de carga estática que si se verifica $P = 2147.5 N < C_o = 15000 N$

1.4 Cálculo de embragues

Para el cálculo de los embragues en nuestro sistema se opta por dos hipótesis distintas. La primera es la de presión uniforme que consiste en considerar que la presión es igual en todos los puntos durante toda la vida útil y la otra hipótesis es la de desgaste uniforme la cual es más restrictiva debido a que tiene en cuenta que el desgaste en la parte exterior es mayor.

Para los cálculos se utilizando los discos normalizados de la Tabla 36 Tabla de discos de fricción normalizados ya que son los que se adaptan las necesidades constructivas de cada embrague que se implementa en el sistema. El primer embrague E1 utiliza discos de 100mm de diámetro interior, el segundo E2 utiliza discos de 200mm y el resto E3, E4 y E5 utilizan discos de 320mm de diámetros interior.

Øint (mm)	Øext (mm)	μ	Espesor (mm)
50	130	0.40	3
50	140	0.40	4

50	150	0.40	5
200	260	0.40	4
200	270	0.40	6
200	280	0.40	8
340	360	0.40	5
340	380	0.40	7
340	400	0.40	10

Tabla 36 Tabla de discos de fricción normalizados

Cada embrague estará formado por los discos que en este caso se utiliza por pares, hay que uno engrana con la estructura de la carcasa y otro con el elemento al que hace girar de forma solidaria.

1.4.1 Presión uniforme

Para la hipótesis de presión uniforme se considera que el embrague hace contacto con todos los puntos de la superficie como se observa en la Ilustración 41 esquema de contacto de discos, por lo que la presión es igual en todos ellos y por lo tanto la fuerza de rozamiento generada viene dada por la Ecuación 39 Fuerza de rozamiento.

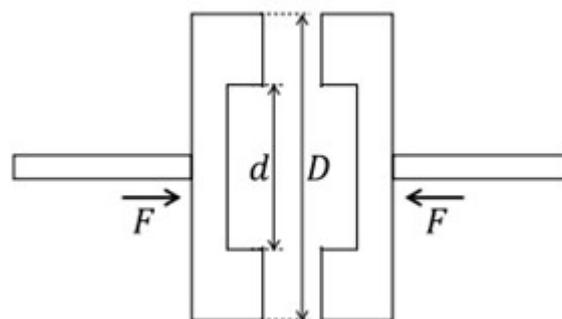


Ilustración 41 esquema de contacto de discos

$$T_{roz} = \int r * \mu * p * dA = \mu * p * \int r * dA = \mu * p * \int r * 2\pi r * dr$$

$$= 2\pi * \mu * p * \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{3} = \frac{\pi * \mu * p}{12} * (D^3 - d^3)$$

Ecuación 39 Fuerza de rozamiento

Donde:

μ = coeficiente de fricción

p = presión

D = diámetro exterior

d = diámetro interior

Para generar la fuerza de rozamiento debida a la presión es necesaria una fuerza que una los discos la cual se genera a través de unas pinzas. La fuerza viene definida por la Ecuación 40 Fuerza de accionamiento.

$$F = \int p * dA = p * A = \pi/4 * p * (D^2 - d^2)$$

Ecuación 40 Fuerza de accionamiento

Donde:

F = fuerza de accionamiento

p = presión

D = diámetro exterior

d = diámetro interior

Sustituyendo Ecuación 40 Fuerza de accionamiento en Ecuación 39 Fuerza de rozamiento se obtiene Ecuación 41 Par de rozamiento en presión uniforme.

$$T_{roz} = \mu * \frac{F}{3} * \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

Ecuación 41 Par de rozamiento en presión uniforme

Donde:

T_{roz} = par de rozamiento

$\mu =$ coeficiente de fricción

$F =$ fuerza de accionamiento

$D =$ diámetro exterior

$d =$ diámetro interior

Se realizan los cálculos conociendo el par máximo que se puede aplicar, que el coeficiente de rozamiento $\mu = 0.40$ para los discos de fricción implantados en este caso y con las dimensiones de la y se obtienen los resultados para ambas hipótesis.

Primero se realiza el estudio para el caso de presión uniforme y sustituyendo en la Ecuación 41 Par de rozamiento en presión uniforme se obtienen el número de discos necesario en cada caso tal y como muestra la Tabla 37 Resultados presión uniforme

Øint (mm)	Øext (mm)	μ	Espesor (mm)	Pares de discos (Presión uniforme)	Pares de discos (Presión uniforme)
50	130	0.40	3	4.25	5
50	140	0.40	3	4.07	5
50	150	0.40	4	3.90	4
200	260	0.40	4	2.33	3
200	270	0.40	6	2.22	3
200	280	0.40	8	2.14	3
340	360	0.40	5	1.64	2
340	380	0.40	7	1.47	2
340	400	0.40	10	1.34	2

Tabla 37 Resultados presión uniforme

1.4.2 Desgaste uniforme

Según lo descrito en la hipótesis de presión uniforme cuando el embrague se pone a funcionar por primera vez la presión de todos los puntos de este es igual sin embargo a lo largo del tiempo con el uso se produce un mayor desgaste en los puntos más alejados. Este desgaste viene definido por la Ecuación 42 Desgaste del disco.

$$\delta = k * p * v_{desl}$$

Ecuación 42 Desgaste del disco

Donde:

$\delta = \text{desgaste}$

$k = \text{constante de proporcionalidad}$

$p = \text{presión}$

$v_{desl} = \text{velocidad de deslizamiento}$

Con la formula anterior se tiene por tanto que el desgaste es proporcional a una constante por la presión y por la velocidad de deslizamiento, que en nuestro caso al tener dos discos en contacto y que cada disco gira a una velocidad distinta se plantea la siguiente Ecuación 43 velocidad de deslizamiento angular.

$$w_{desl} = w_1 - w_2$$

Ecuación 43 velocidad de deslizamiento angular

Sustituyendo se obtiene la ecuación de Ecuación 44 velocidad de desplazamiento:

$$v_{desl} = w_{desl} * r = (w_1 - w_2) * r$$

Ecuación 44 velocidad de desplazamiento

Y sustituyendo en la Ecuación 42 Desgaste del disco se obtiene por tanto que el desgaste viene dado por la Ecuación 45 desgaste en función del radio:

$$\delta = k * p * v_{desl} = k * p * w_{desl} * r = k * p * (w_1 - w_2) * r$$

Ecuación 45 desgaste en función del radio

Como el desplazamiento viene dado por la ecuación se deduce que los puntos más alejados del centro serán los que mayor desgaste presenten con el paso del tiempo. Debido a la presión en los puntos externos se irá disminuyendo mientras que en los puntos internos ira aumentando de manera progresiva. Esto se debe a que la fuerza aplicada no ha variado por lo que la suma de presiones debe permanecer constante a lo largo del tiempo.

Por lo que partiendo de la hipótesis de presión uniforme que con el paso del tiempo se pasa a una nueva distribución de presiones que se asemeja mucho a la Ilustración 42 distribución de tensiones en la que se muestra claramente como la presión disminuye con el aumento del radio.

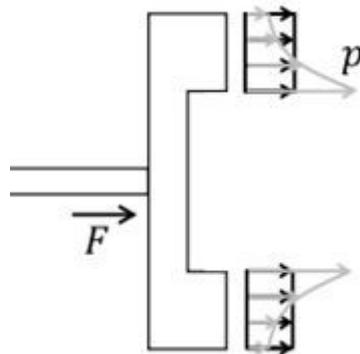


Ilustración 42 distribución de tensiones

Con el tiempo se llega a una distribución en la que el desgaste es uniforme en todos los puntos del disco de ahí el nombre de esta hipótesis. El tiempo varía en función de la rigidez del disco a mayor rigidez menor tiempo para

establecer la hipótesis. Según la hipótesis se tiene la siguiente Ecuación 46 desgaste uniforme.

$$\delta = k * p * (w_1 - w_2) * r = \text{uniforme} \rightarrow p * r = \text{uniforme}$$

Ecuación 46 desgaste uniforme

Según se establece en la Ecuación 47 presión en función del radio la presión máxima se sitúa en los puntos de contacto que se encuentran en $r_{int} = d/2$. Desarrollando la Ecuación 47 presión en función del radio se puede expresar la presión en cualquier punto en función de la máxima a través de la ecuación.

$$p * r = p_{max} * r_{int} \rightarrow p = \frac{p_{max} * r_{int}}{r}$$

Ecuación 47 presión en función del radio

El par que se desarrolla se obtiene sustituyendo en la Ecuación 39 Fuerza de rozamiento empleada en el caso de la hipótesis de presión uniforme:

$$\begin{aligned} T_{roz} &= \int r * \mu * p * dA = \int \mu * \frac{p_{max} * r_{int}}{r} * r * 2\pi r * dr = 2\pi * \mu * p_{max} * r_{int} \int r * dr \\ &= \pi * \mu * p_{max} * r_{int} * (r_{ext}^2 - r_{int}^2) = \frac{\pi * \mu * p_{max}}{8} * d * (D^2 - d^2) \end{aligned}$$

Y la fuerza sustituyendo en Ecuación 40 Fuerza de accionamiento:

$$\begin{aligned} F &= \int p * dA = \int \frac{p_{max} * r_{int}}{r} * 2\pi r * dr = 2\pi * p_{max} * r_{int} * (r_{ext} - r_{int}) \\ &= \frac{\pi * p_{max}}{2} * d * (D - d) \end{aligned}$$

Sustituyendo Ecuación 40 Fuerza de accionamiento en Ecuación 39 Fuerza de rozamiento

$$T_{roz} = \mu * \frac{F}{4} * (D + d)$$

Ecuación 48 Par de rozamiento en desgaste uniforme

Una vez se aplica la Ecuación 41 Par de rozamiento en presión uniforme de la hipótesis de presión uniforme y la Ecuación 48 Par de rozamiento en desgaste uniforme de la hipótesis de desgaste uniforme se puede concluir en que la de desgaste uniforme es más conservadora que la de presión uniforme debido a que se obtiene un valor de par más bajo como se muestra en la

Segundo se realiza el estudio para el caso de desgaste uniforme y sustituyendo en la Ecuación 48 Par de rozamiento en desgaste uniforme se obtienen el número de discos necesario en cada caso tal y como muestra la Tabla 38 Resultados desgaste uniforme

Øint (mm)	Øext (mm)	μ	Espesor (mm)	Pares de discos (Degaste uniforme)	Pares de discos (Degaste uniforme)
50	130	0.40	3	4.30	5
50	140	0.40	3	4.14	5
50	150	0.40	4	3.99	4
200	260	0.40	4	2.34	3
200	270	0.40	6	2.24	3
200	280	0.40	8	2.17	3
340	360	0.40	5	1.67	2
340	380	0.40	7	1.52	2
340	400	0.40	10	1.41	2

Tabla 38 Resultados desgaste uniforme

Si se comparan los resultados obtenidos en ambas hipótesis y se opta por el número de disco de la más restrictiva que en este caso da igual ya que para ambas hipótesis se han obtenido el mismo número de discos, aunque a la hora de realizar los cálculos antes de redondear a un número de discos exactos se puede observar que en desgaste uniforme es más restrictiva y por tanto la base para este dimensionamiento. Para el primer embrague se opta por los discos de 50/140, para el segundo embrague por los discos de 200/260 y para los demás al tener las mismas dimensiones se utilizan los discos de 340/380.

1.5 Cálculo de carcasa

El análisis estructural de las carcasas mediante elementos finitos tiene como objetivo evaluar la resistencia de cada una de las siete piezas que conforman el sistema de transmisión automática frente a las cargas funcionales reales. Estas carcasas, fabricadas en aluminio forjado de alta resistencia, salvo el portasatélites forjado en acero, desempeñan un papel esencial tanto como soporte estructural del conjunto como envolvente protectora. Deben garantizar la correcta alineación de los componentes internos, soportar los esfuerzos transmitidos por el sistema y asegurar la estanqueidad frente a pérdidas de fluido y contaminación externa.

Cada una de las carcasas ha sido evaluada individualmente a través de simulaciones por elementos finitos, reproduciendo las condiciones más representativas de su funcionamiento. Las cargas aplicadas en cada modelo incluyen el momento torsor que recorre la línea de transmisión, las fuerzas derivadas de la interacción con los engranajes planetarios en aquellas carcasas que los alojan, así como las reacciones generadas en los apoyos de rodamientos.

Se ha supuesto un comportamiento elástico lineal del material, con propiedades compatibles con un aluminio forjado estructural, cuyo límite elástico es del orden de 260 MPa. Para el portasatélites al ser de acero el límite elástico es de 310 MPa. El objetivo principal del análisis ha sido verificar que las tensiones máximas no superan dicho límite en ninguna condición de

funcionamiento, y que las deformaciones globales no afectan al correcto ensamblaje ni al funcionamiento de los elementos móviles.

1.5.1 Carcasa 1

Para esta carcasa 1 que aloja al eje intermedio y el por lo que está sometida a la transmisión del momento torsor procedente de la carcasa 4, a las reacciones radiales y axiales generadas en los puntos de apoyo de los rodamientos, así como a las fuerzas de engranaje del SP3 derivadas del acoplamiento entre los satélites y el anillo. Estas fuerzas se han aplicado como cargas puntuales y localizadas sobre los alojamientos de los componentes implicados. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones en las zonas de unión atornillada y apoyo en los rodamientos. Los resultados muestran en la Ilustración 44 Deformaciones en carcasa 1 una deformación máxima inferior a 0,02 mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 12.6 MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260 MPa como muestra la Ilustración 45 Tensiones en carcasa 2.

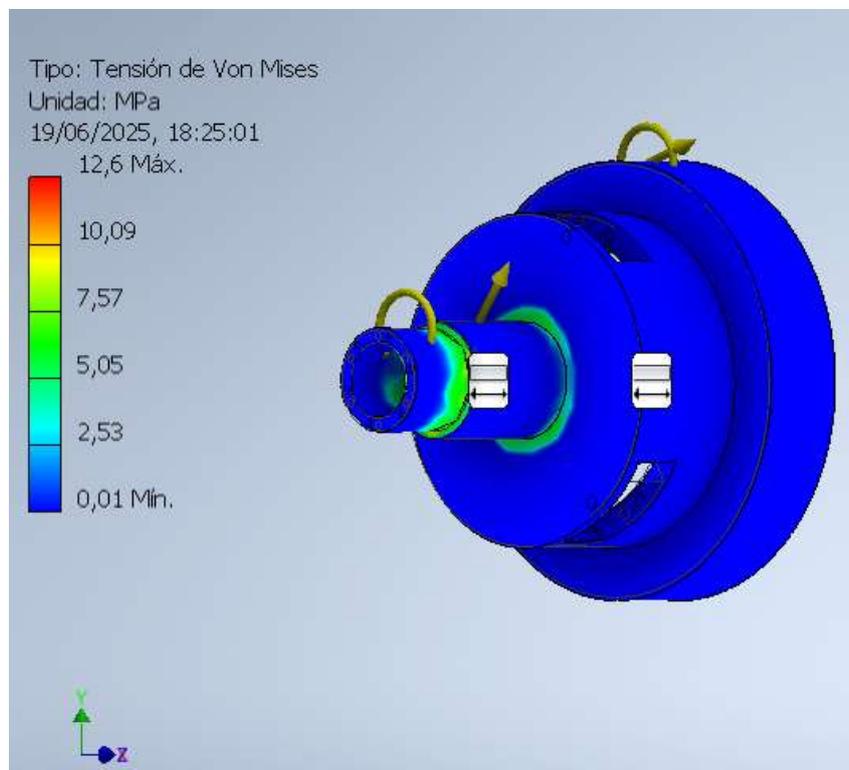


Ilustración 43 Tensiones en carcasa 1

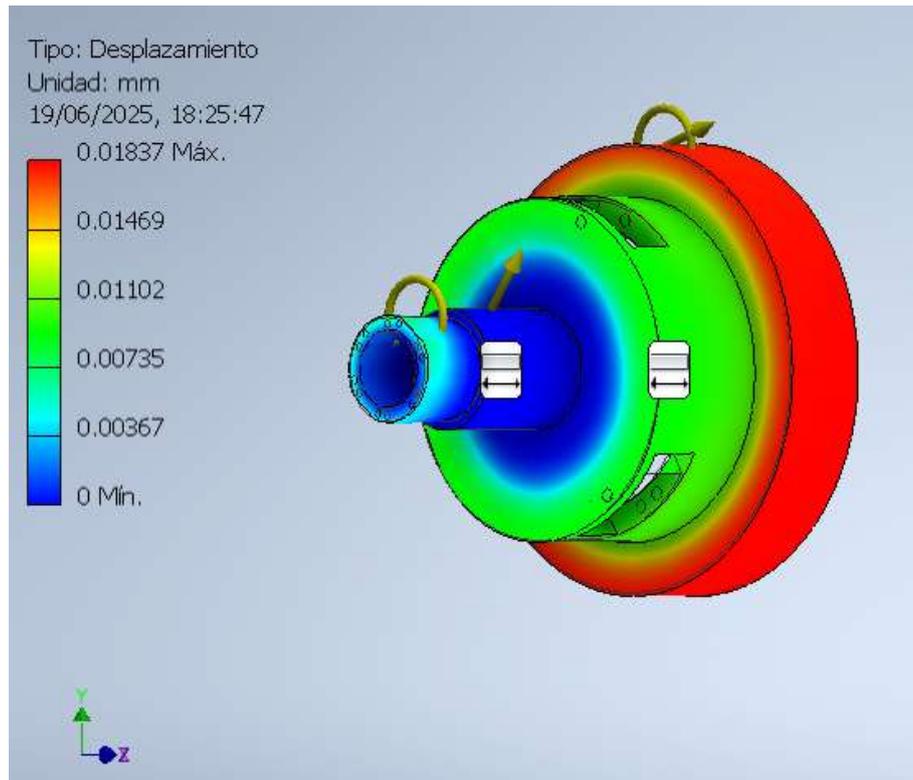


Ilustración 44 Deformaciones en carcasa 1

1.5.2 Carcasa 2

Para esta carcasa 2 que aloja al SP2 y el por lo que está sometida a la transmisión del momento torsor procedente del SP1, a las reacciones de las fuerzas de engranaje del SP2 derivadas del acoplamiento entre los satélites y el anillo. Estas fuerzas se han aplicado como cargas puntuales y localizadas sobre los alojamientos de los componentes implicados. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones de apoyo en SP1 Y SP2. Los resultados muestran en la Ilustración 45 Tensiones en carcasa 2 una deformación máxima inferior a 0,002 mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 0.62 MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260 MPa como muestra la Ilustración 46 Deformaciones en carcasa 2.

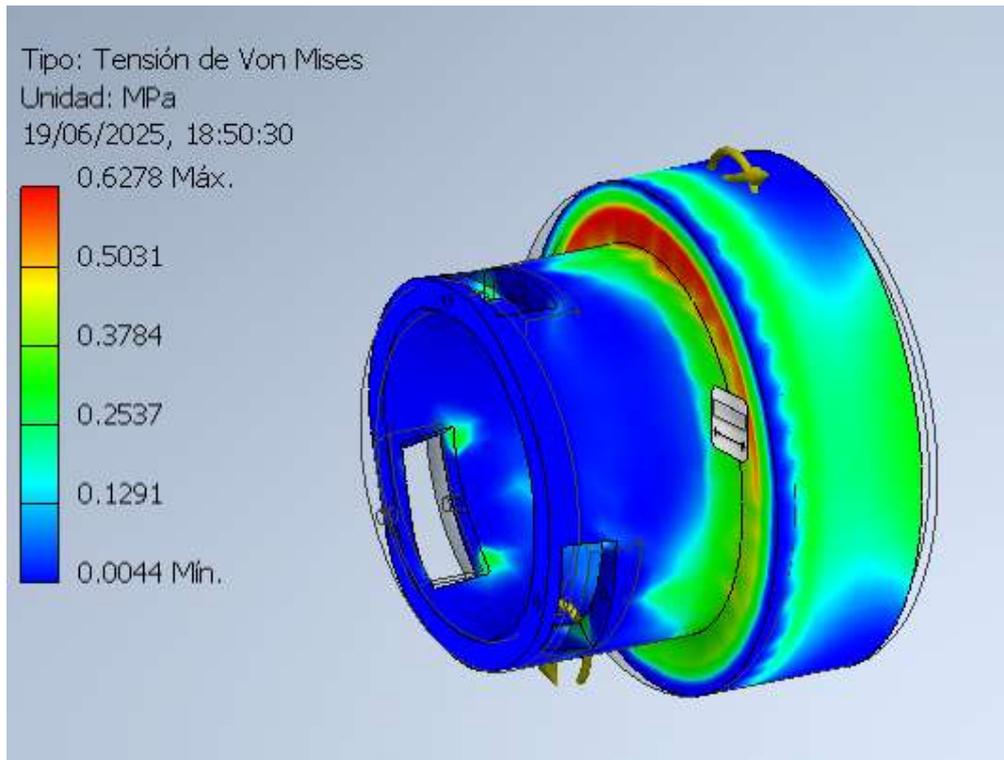


Ilustración 45 Tensiones en carcasa 2

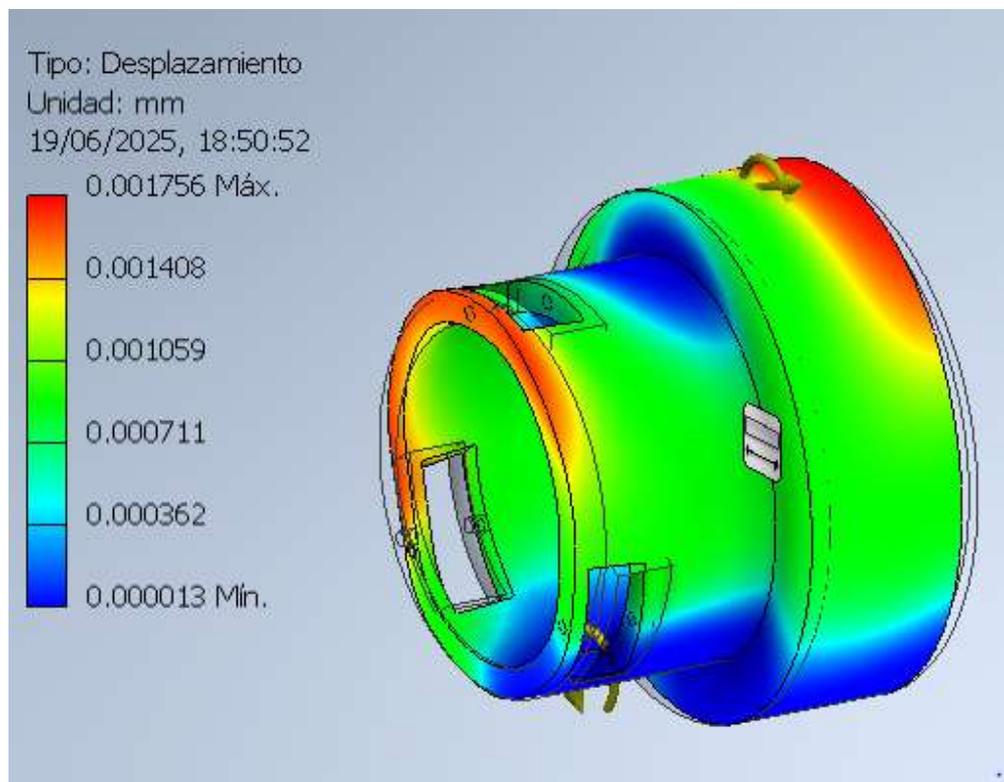


Ilustración 46 Deformaciones en carcasa 2

1.5.3 Carcasa 3

Para esta carcasa 3 que aloja al SP3 y derivadas del acoplamiento entre los satélites y el anillo se ejercen las fuerzas del engranaje. Estas fuerzas se han aplicado como cargas puntuales y localizadas sobre los alojamientos de los componentes implicados. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones y apoyo del SP3. Los resultados muestran en la Ilustración 48 Deformaciones en carcasa 3 una deformación máxima inferior a 0,0006 mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 0.21 MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260 MPa como muestra la Ilustración 47 Tensiones en carcasa 3.

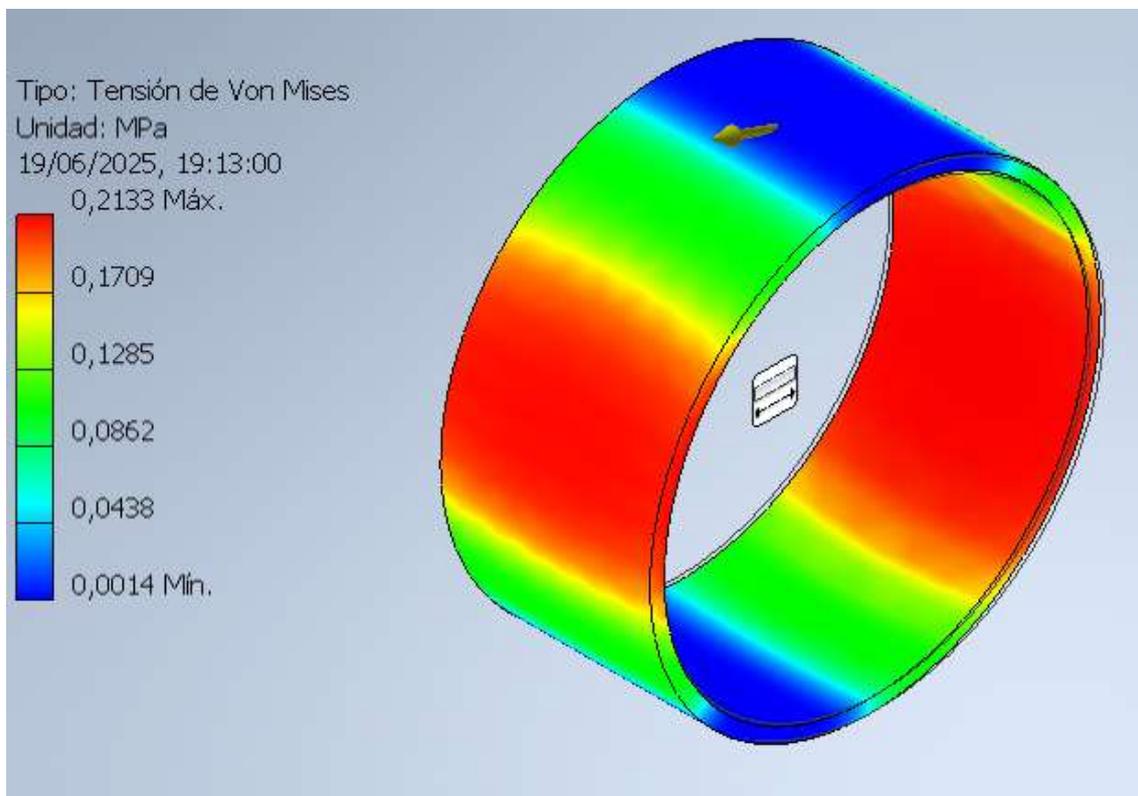


Ilustración 47 Tensiones en carcasa 3

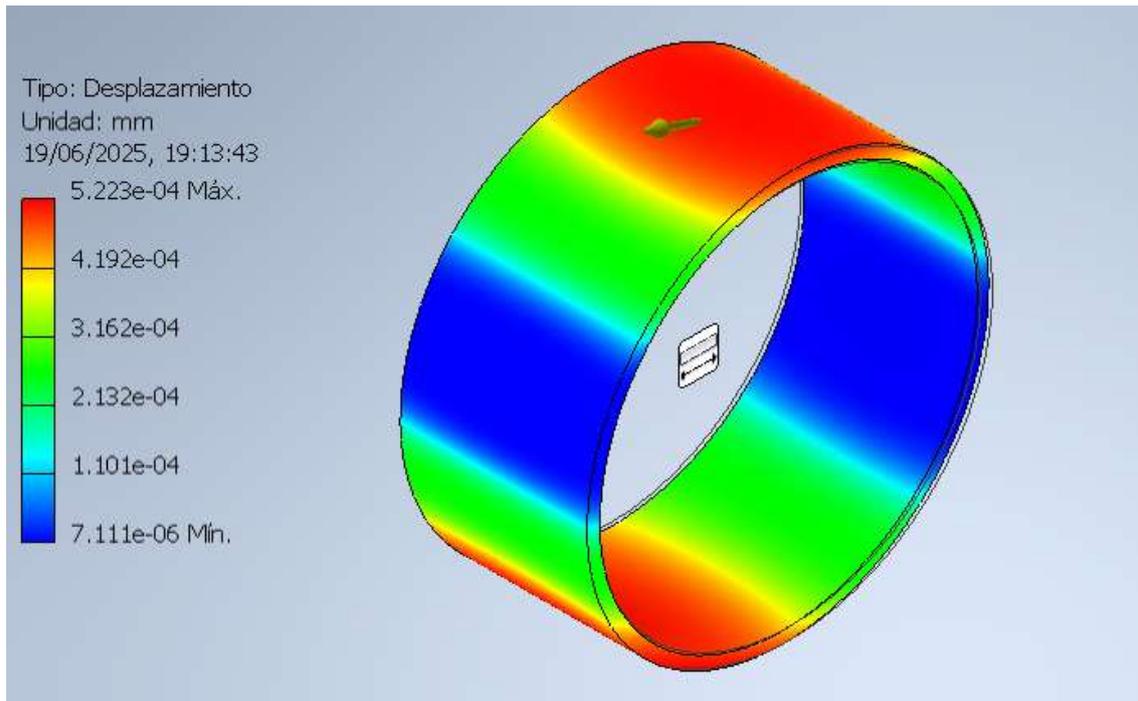


Ilustración 48 Deformaciones en carcasa 3

1.5.4 Carcasa 4

Para esta carcasa 4 que sirve para permitir la transmisión del eje de entrada a la carcasa 1 mediante una unión atornillada. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones en las zonas de unión atornillada. Los resultados muestran en la Ilustración 50 Deformaciones en carcasa 4 una deformación máxima inferior a 0,004 mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 0.44 MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260 MPa como muestra la Ilustración 49 Tensiones en carcasa 4.

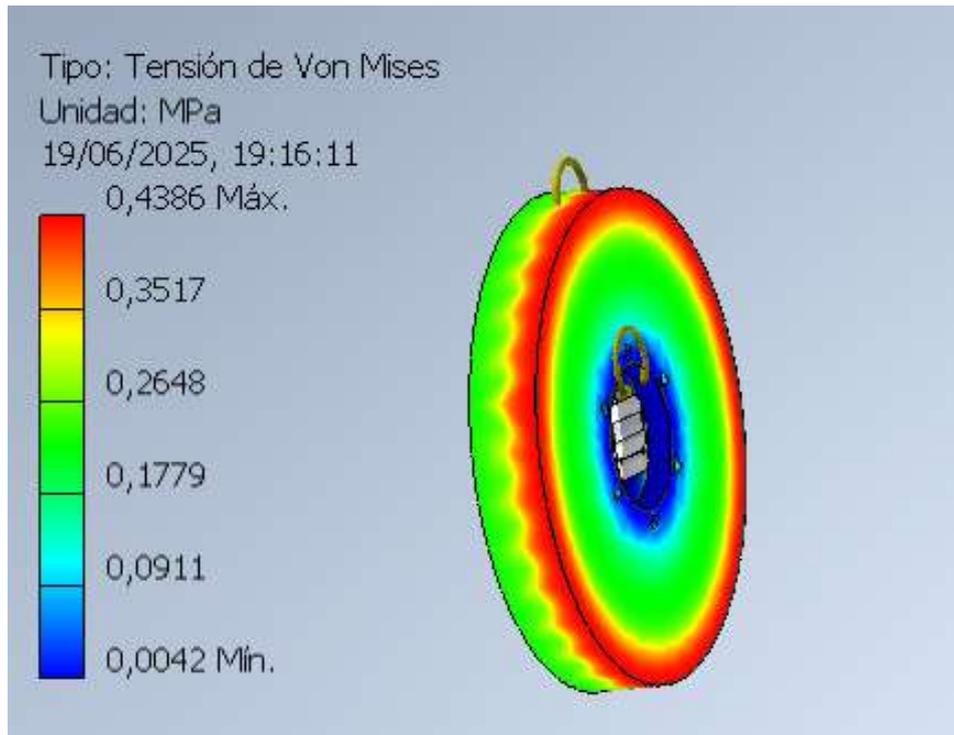


Ilustración 49 Tensiones en carcasa 4

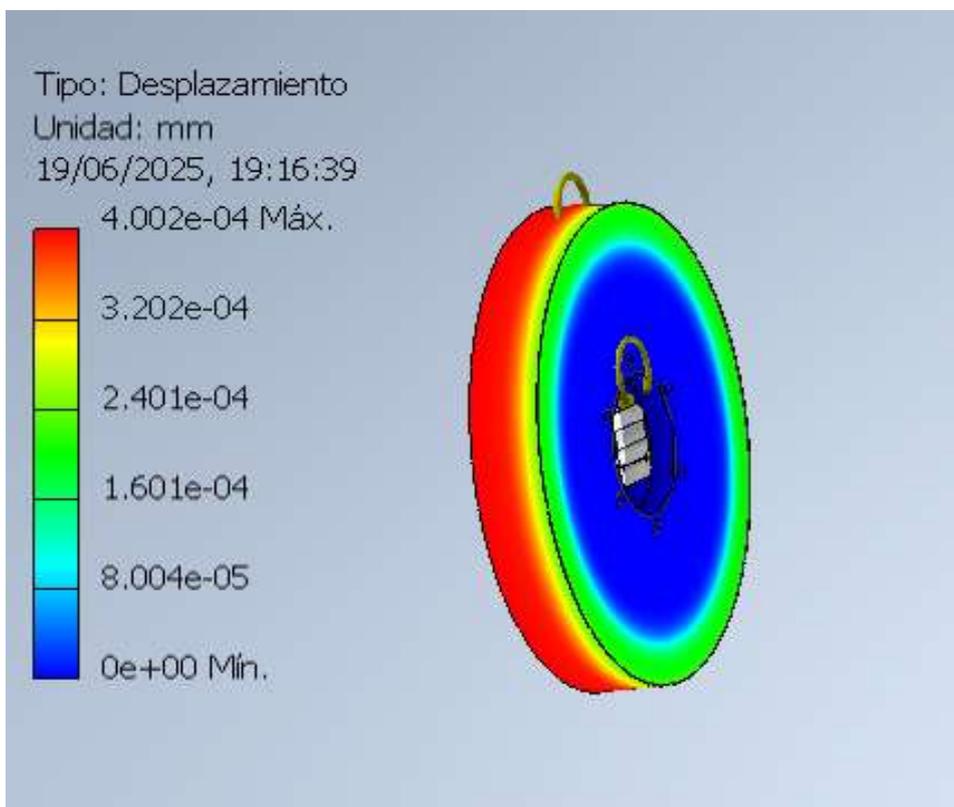


Ilustración 50 Deformaciones en carcasa 4

1.5.5 Carcasa 5

Para esta carcasa 5 que tiene al SP1 y que está sometida a la transmisión del momento torsor procedente de la carcasa 7, las fuerzas de engranaje del SP1 derivadas del acoplamiento entre la carcasa y el sol del SP1. Estas fuerzas se han aplicado como cargas puntuales y localizadas sobre los alojamientos de los componentes implicados. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones en las zonas de unión atornillada y apoyo en el eje hueco. Los resultados muestran en la Ilustración 52 Deformaciones en carcasa 5 una deformación máxima inferior a 0,009 mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 6.51 MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260 MPa como muestra la Ilustración 51 Tensiones en carcasa 5.

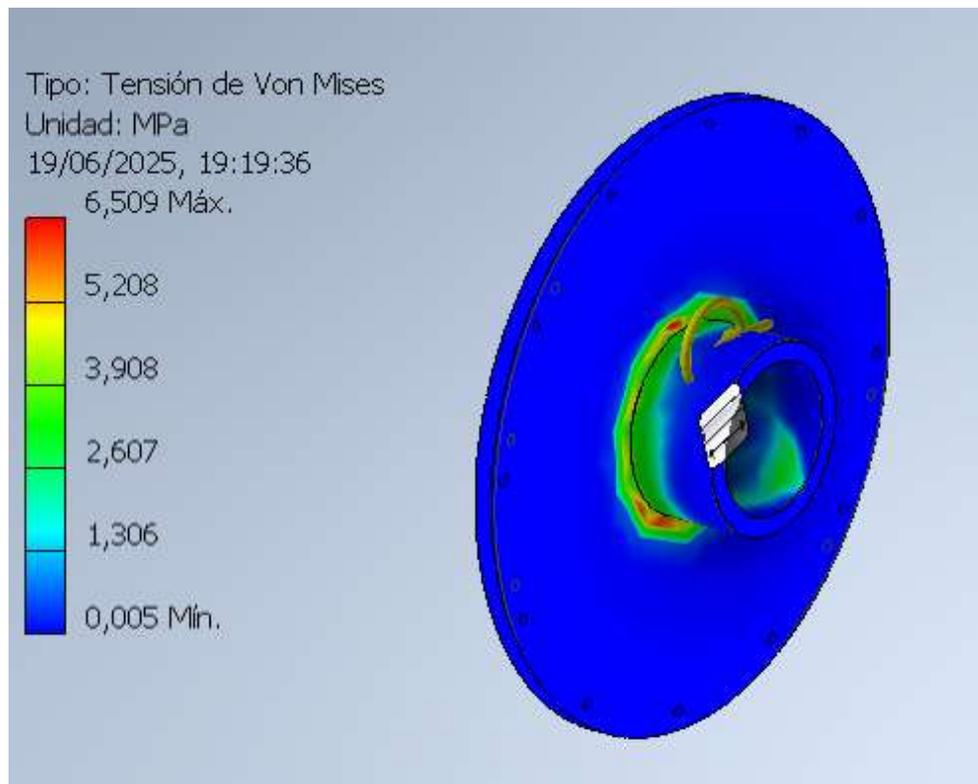
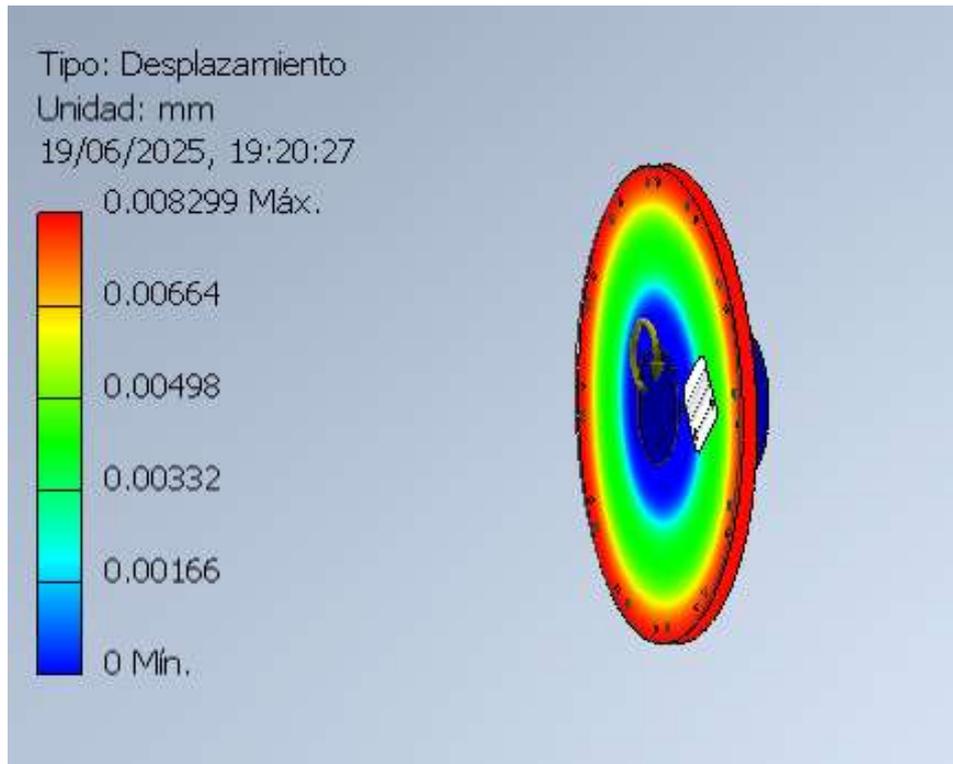


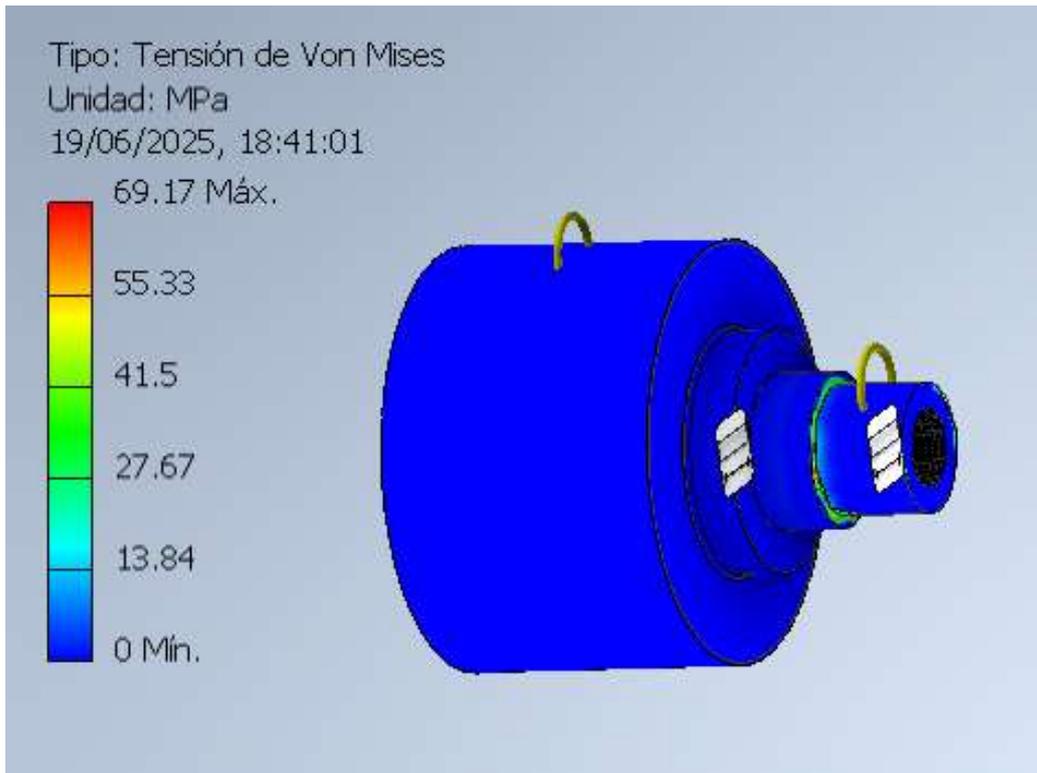
Ilustración 51 Tensiones en carcasa 5



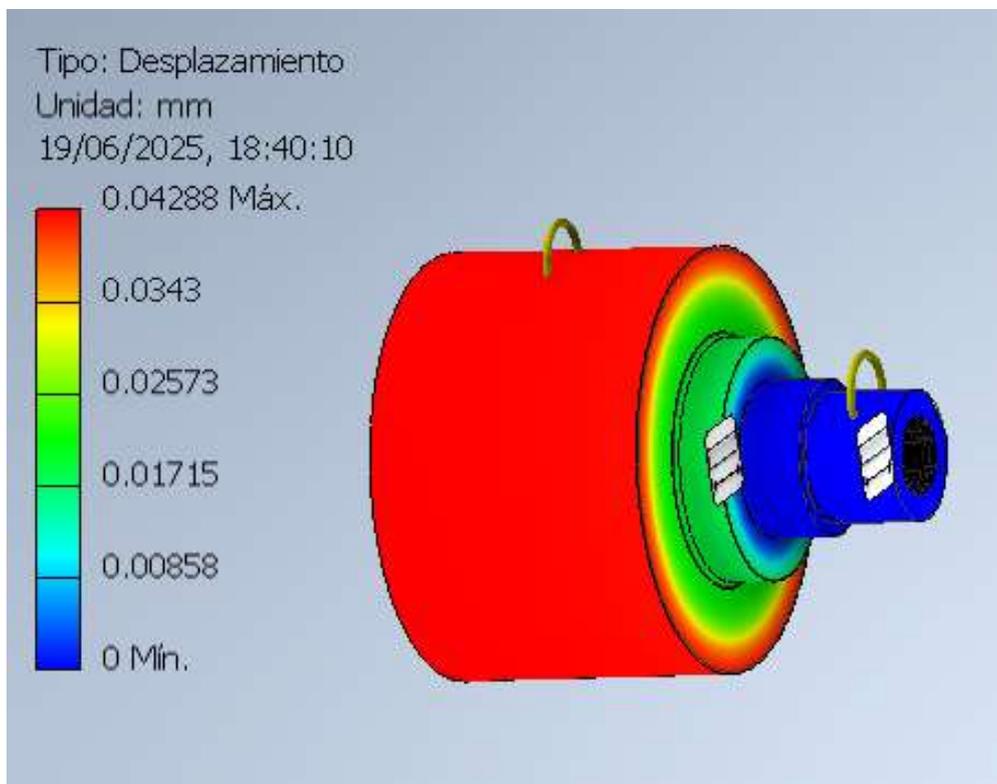
Ilustración 52 Deformaciones en carcasa 5

1.5.6 Carcasa 6

Para esta carcasa 6 que aloja al eje de entrada y el por lo que está sometida a la transmisión del momento torsor procedente del eje de entrada y transmitirlo al eje intermedio. Estas fuerzas se han aplicado como momentos y localizadas sobre los alojamientos de los componentes implicados. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones de las zonas de apoyo en los rodamientos. Los resultados muestran en la Ilustración 54 Deformaciones en carcasa 6 una deformación máxima inferior a 0,043 mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 69.2 MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260 MPa como muestra la Ilustración 53 Tensiones en carcasa 6.



Ilustración 53 Tensiones en carcasa 6



Ilustración 54 Deformaciones en carcasa 6

1.5.7 Carcasa 7

Para esta carcasa 7 que aloja al eje de entrada y el por lo que está sometida a la transmisión del momento torsor procedente de este eje y transmitirlo a la carcasa 5 mediante conexión atornillada y a la carcasa 4 bajo demanda del E2. Estas fuerzas se han aplicado como momentos localizados sobre los alojamientos de los componentes implicados. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones en las zonas de unión atornillada y apoyo en los rodamientos. Los resultados muestran en la Ilustración 56 Deformaciones en carcasa 7 una deformación máxima inferior a 0,mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 20.6MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260MPa como muestra la Ilustración 55 Tensiones en carcasa 7.

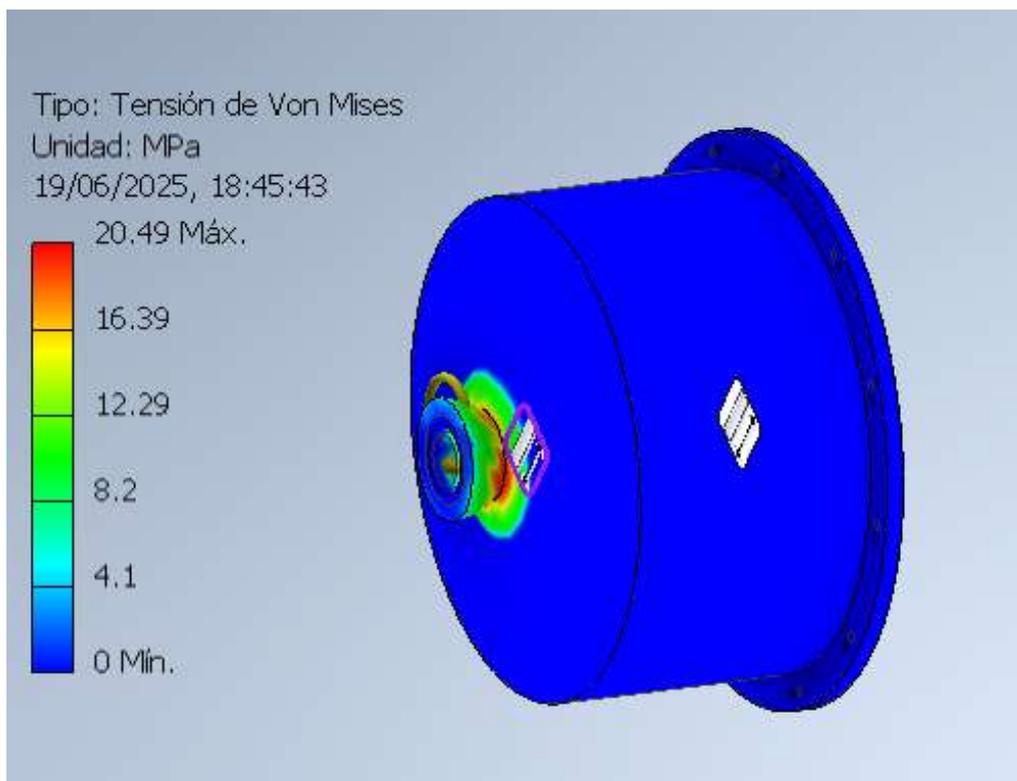


Ilustración 55 Tensiones en carcasa 7

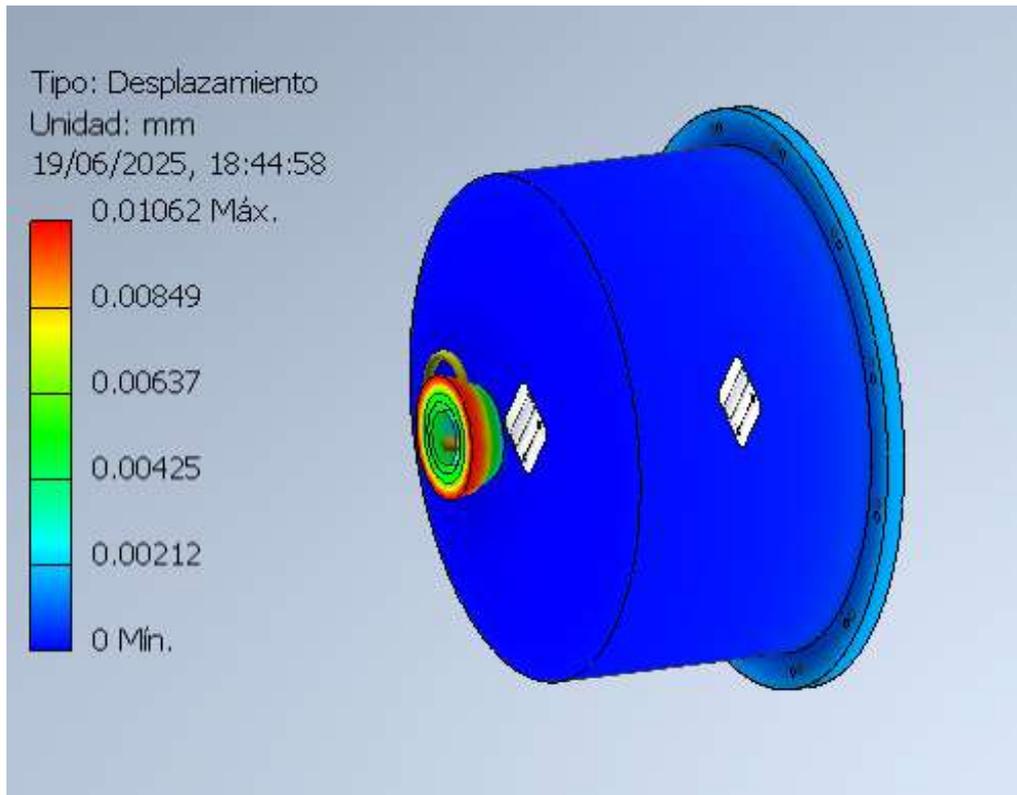


Ilustración 56 Deformaciones en carcasa 7

1.5.8 Portasatélites

Para el portasatélites que transmite el par del SP3 al eje de salida por lo que esta sometido a momento torsor procedente del SP3, a las reacciones radiales y axiales generadas en los puntos de apoyo de los rodamientos. Estas fuerzas se han aplicado como cargas puntuales y localizadas sobre los alojamientos de los componentes implicados. Las condiciones de contorno se han modelado mediante fijaciones de apoyo en los rodamientos y el eje de salida. Los resultados muestran en la Ilustración 58 Deformaciones en portasatélites una deformación máxima inferior a 0,01 mm, localizada en las proximidades de los apoyos, mientras que las tensiones equivalentes de Von Mises alcanzan valores del orden de 21.8 MPa, claramente por debajo del límite elástico del material 260 MPa como muestra la Ilustración 57 Tensiones en portasatélites.

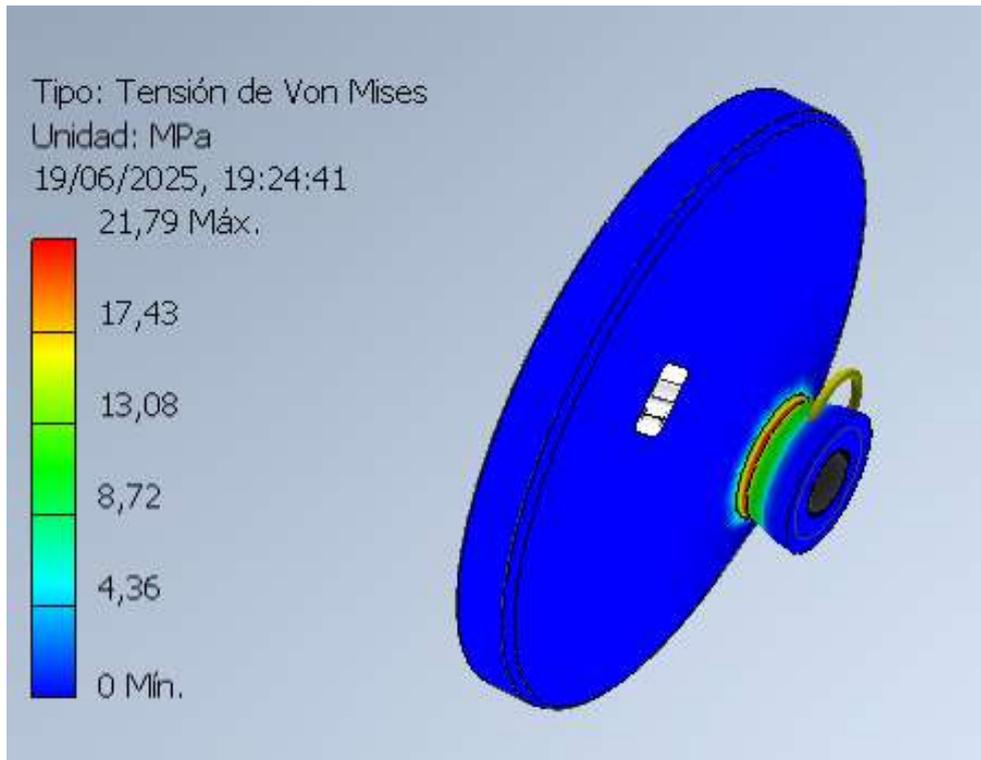


Ilustración 57 Tensiones en portasatélites

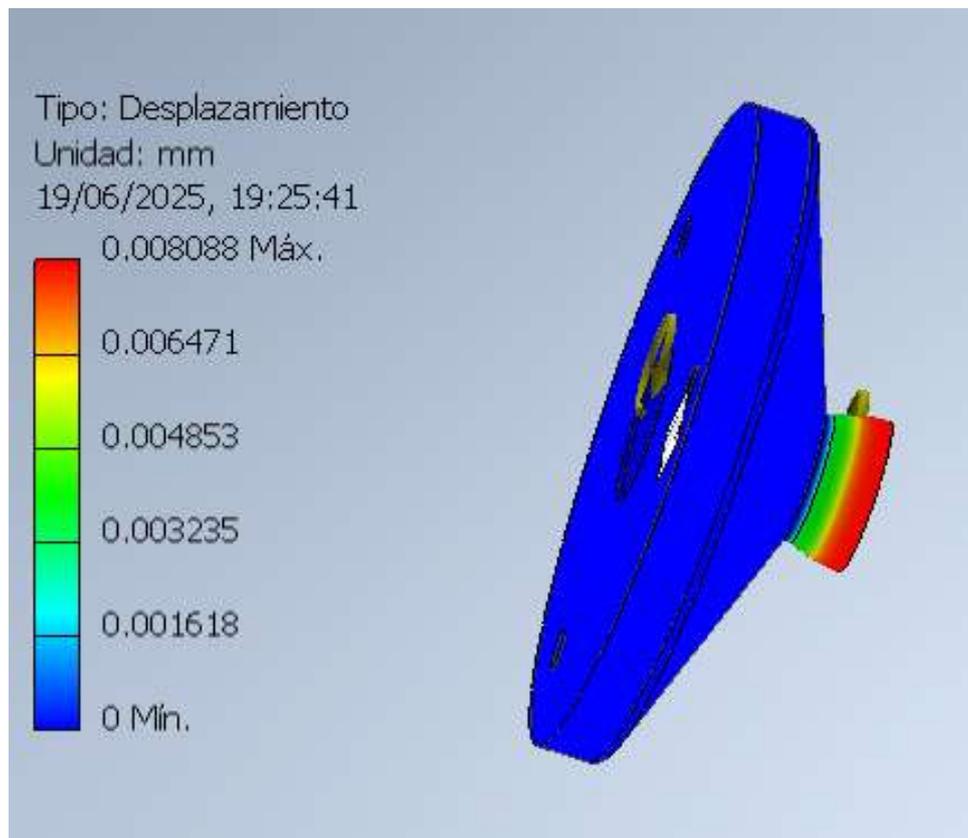
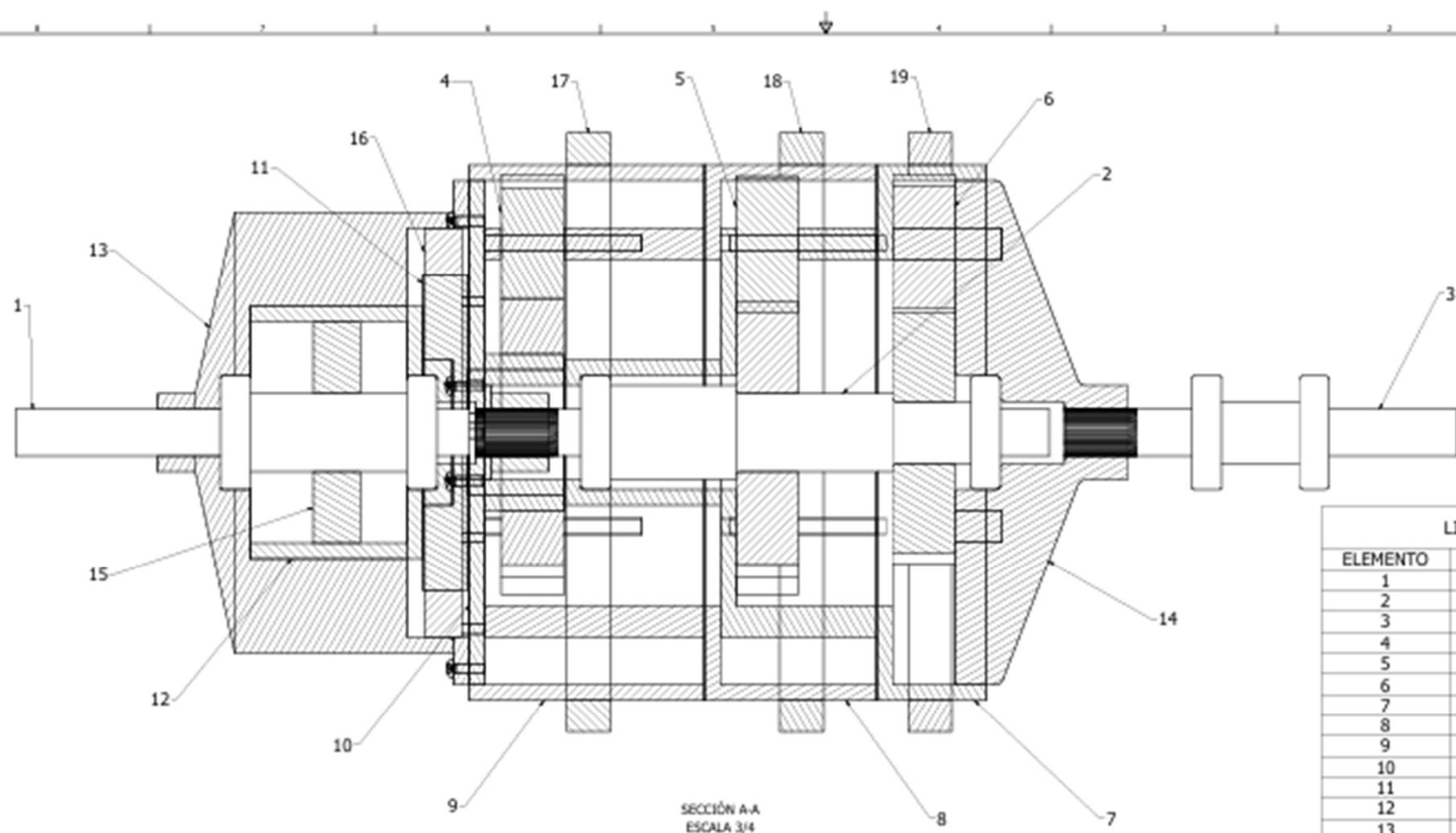


Ilustración 58 Deformaciones en portasatélites

PLANOS

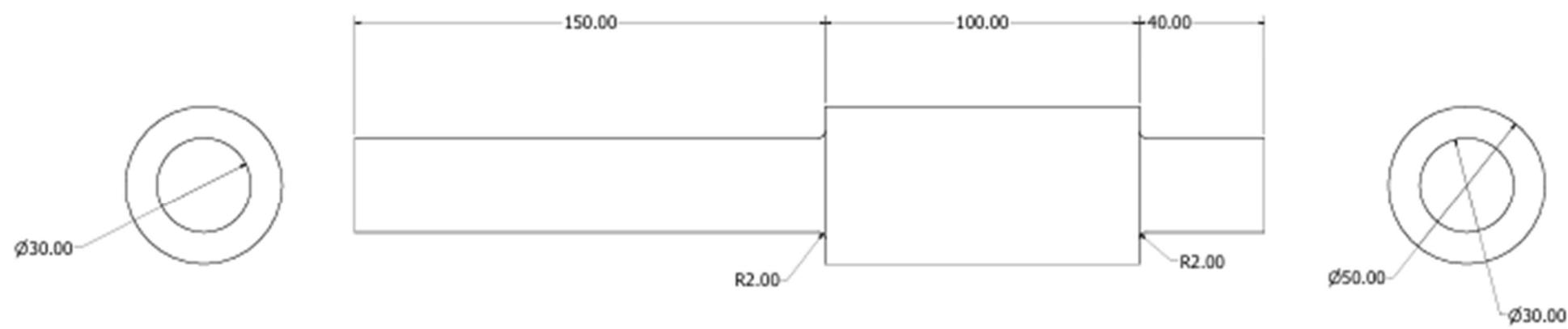
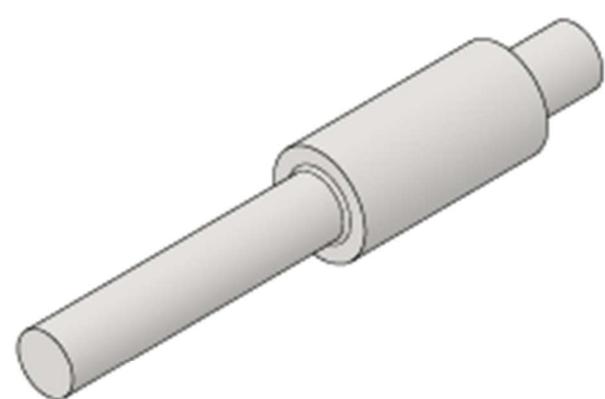


SECCIÓN A-A
ESCALA 3/4

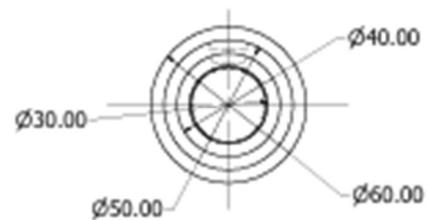
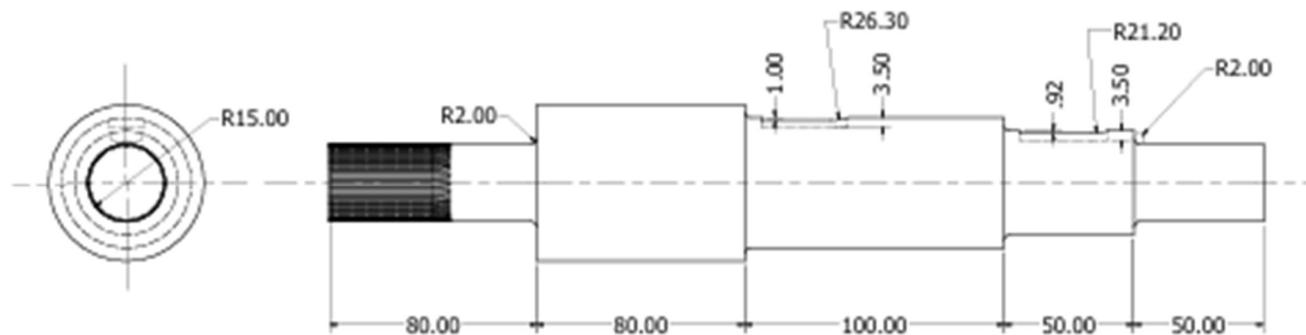
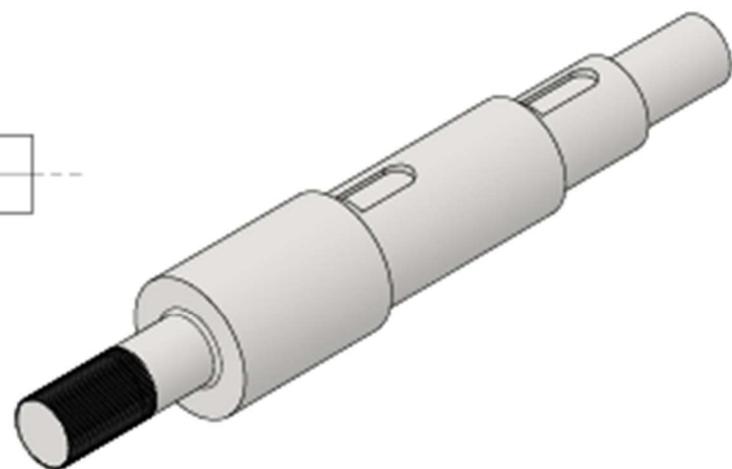
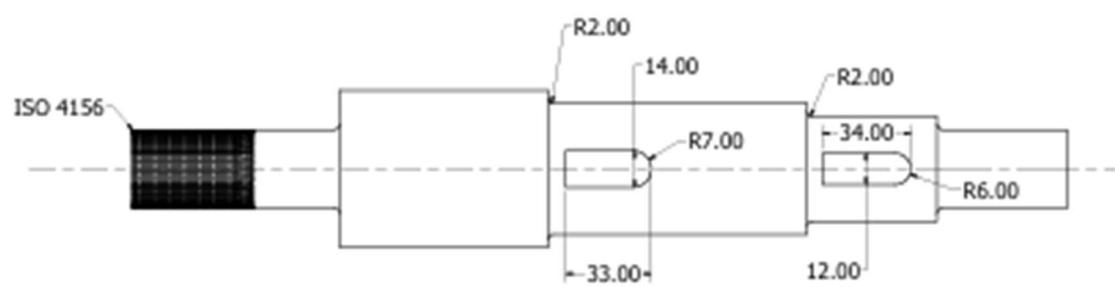
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Eje entrada
2	1	Eje intermedio
3	1	Eje salida
4	1	Sistema planetario 1
5	1	Sistema planetario 2
6	1	Sistema planetario 3
7	1	Carcasa 1
8	1	Carcasa 2
9	1	Carcasa 3
10	1	Carcasa 4
11	1	Carcasa 5
12	1	Carcasa 6
13	1	Carcasa 7
14	1	Portasatélites
15	1	Embrague 1
16	1	Embrague 2
17	1	Embrague 3
18	1	Embrague 4
19	1	Embrague 5

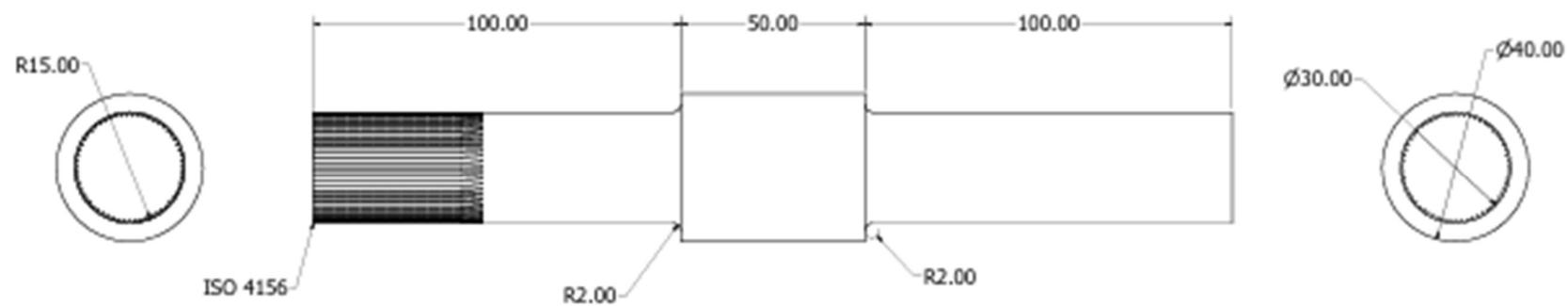
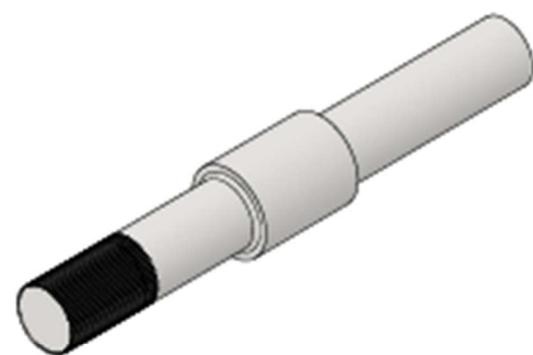
PROYECTANTE	REVISOR	FECHA	
DISEÑADOR	VERIFICADOR		
APROBADO			
TÍTULO		Caja de cambios	
ESCALA		3/4	
SOLUCIÓN		Conjunto completo	
FECHA		1 / 1	



Nombre	LAUREN
Apellido	
Fecha	
Curso	
Asignatura	Caja de cambios epicicoidal
Alumno	
Titulo	D Eje entrada
Escala	1:5
Hoja	1 de 1

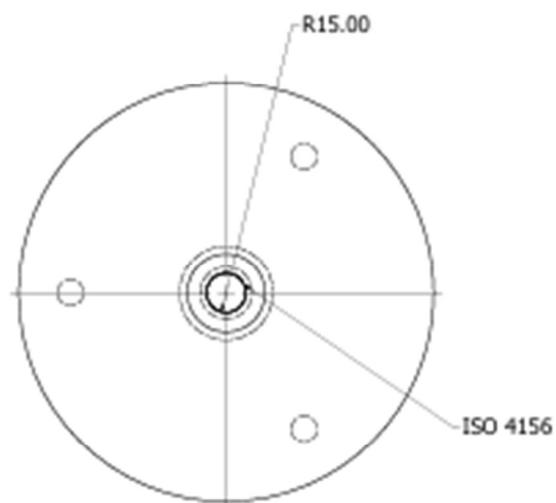
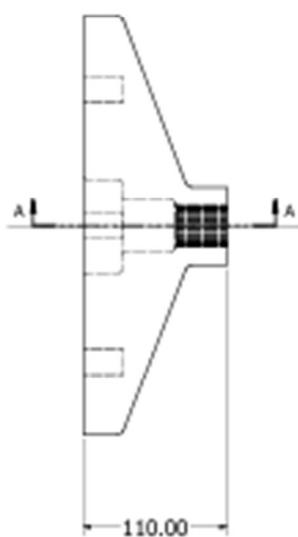
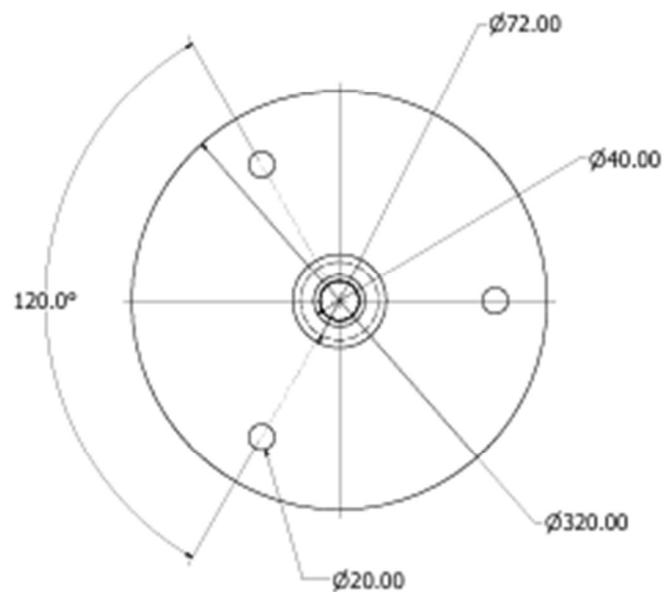
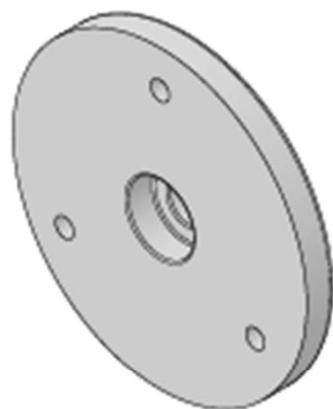
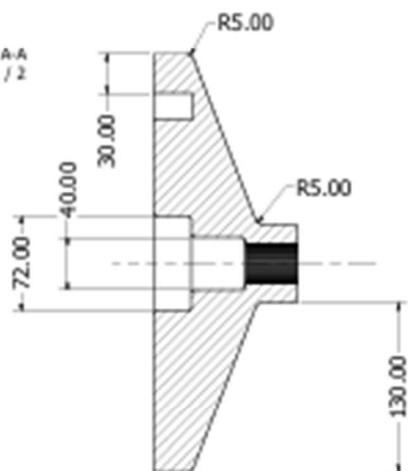


PROYECTO	03/2023
FECHA	
PROYECTISTA	
VERIFICADO	
APROBADO	
ESPECIFICACIONES	
TITULO	Eje intermedio
D	
ESCALA	1:1
	Hoja 1 de 1

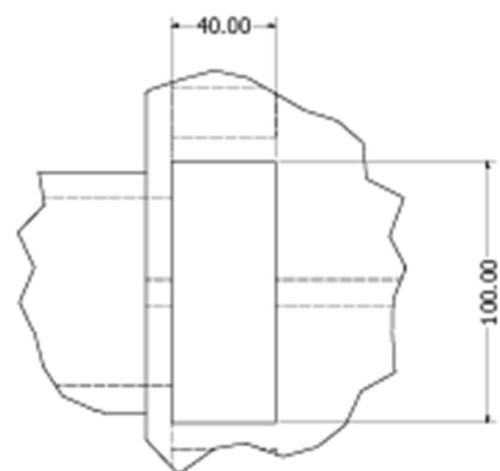
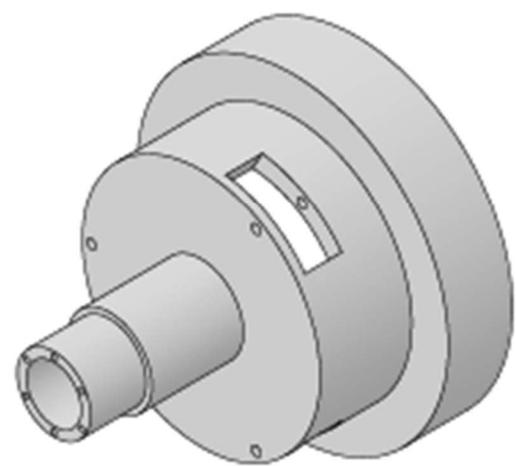
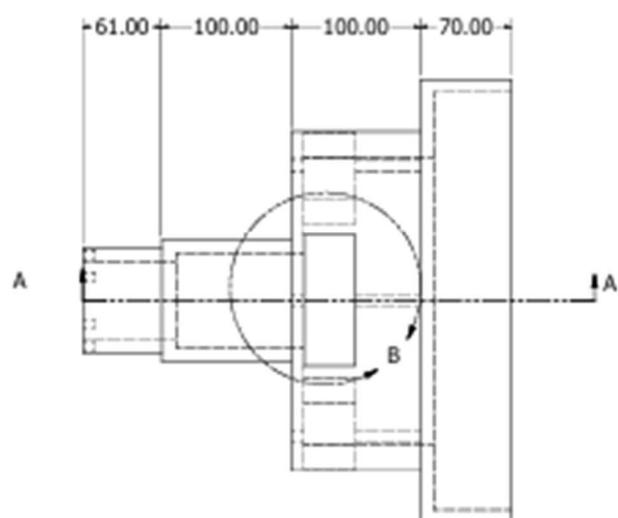
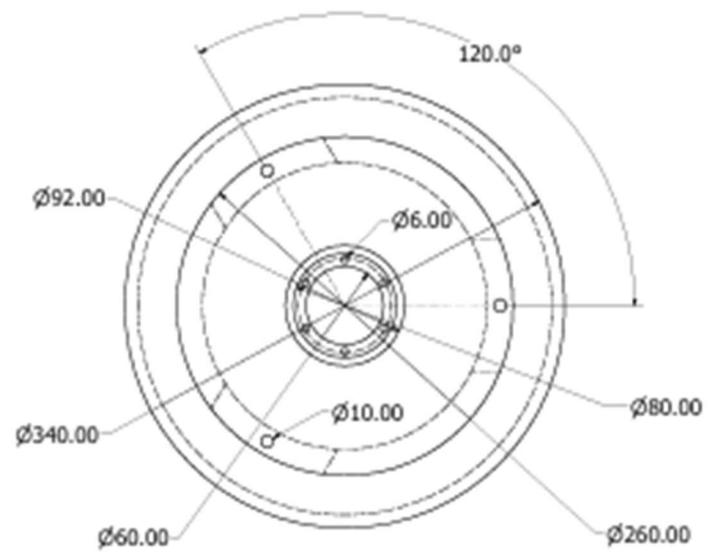


Nombre	PROYECTO		
Fecha			
Diseño			
Elaborado			
Revisado			
		Caja de cambios epicicoidal	
		Eje de salida	
		1:5 : 1	
		1 de 1	

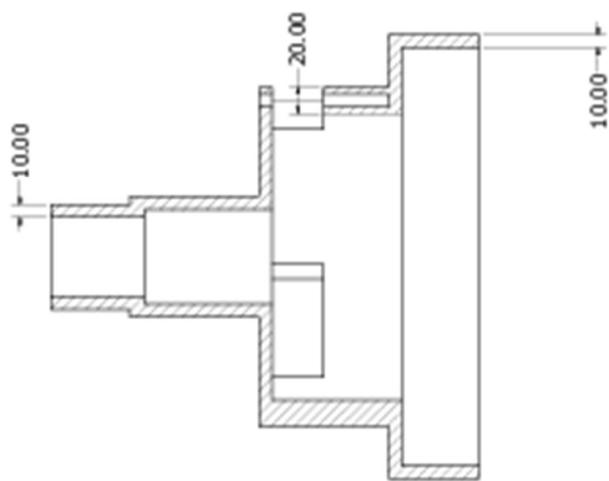
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 / 2



PROYECTO	13/06/2015		
DISEÑO			
REV.			
DESCRIPCIÓN	Caja de cambios epicicloidal		
PROYECTADO			
D	1	1	1
ESCALA	1 / 2		

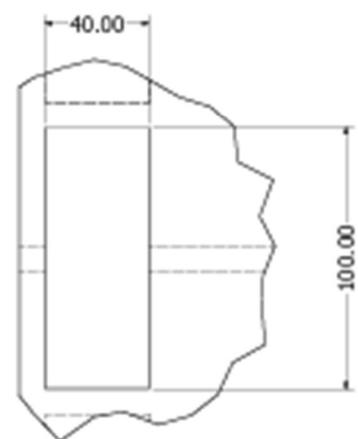
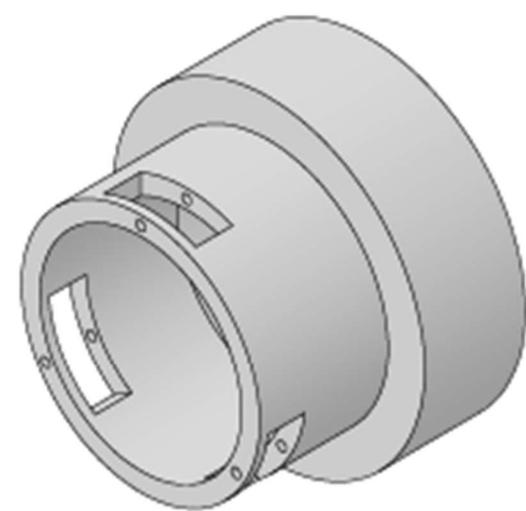
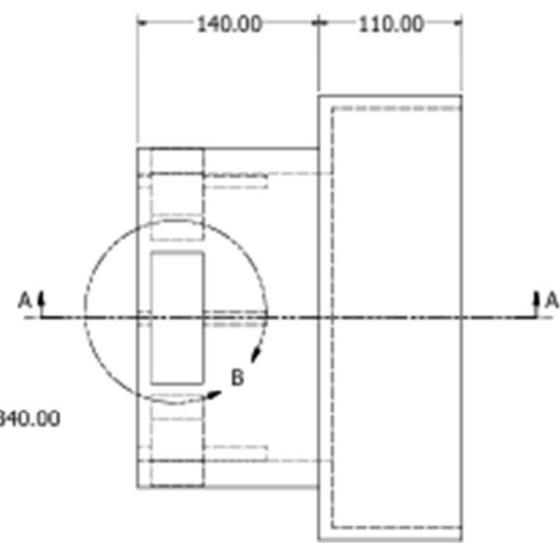
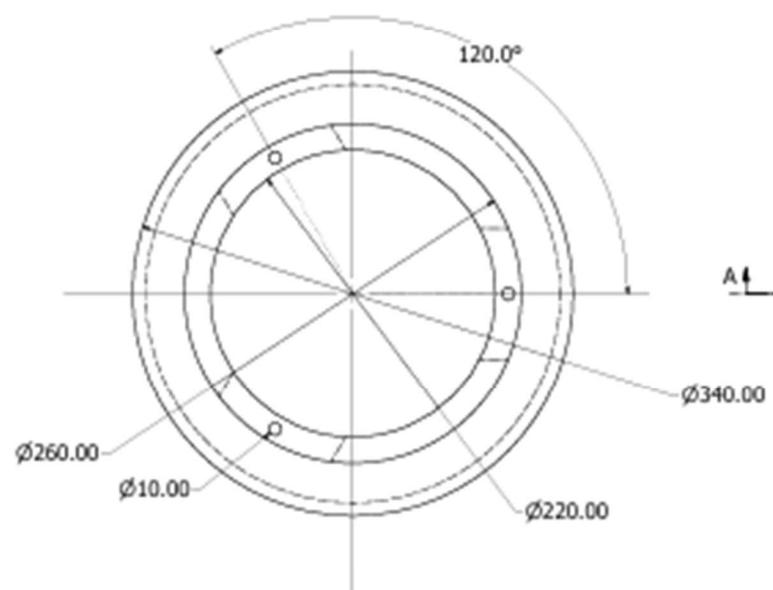


DETALLE B
ESCALA 1 : 1

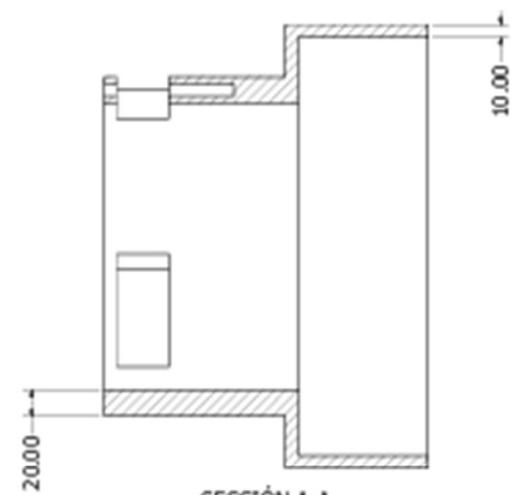


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 / 2

PROY.	DATE/REV.	
DISEÑO		
REV.		
APROBADO		
Caja de cambios epicicoidal		
D	Carcasa 1	
1 / 2		1 of 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 / 2

PROYECTO	1.1/2010	FECHA	
DISEÑO		TÍTULO	Caja de cambios epicicoidal
REVISIÓN		PROYECTO	
APROBADO		ESCALA	1 / 2
		HOJA	1 de 1

Ø320.00

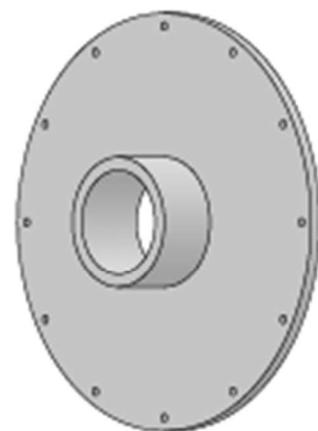
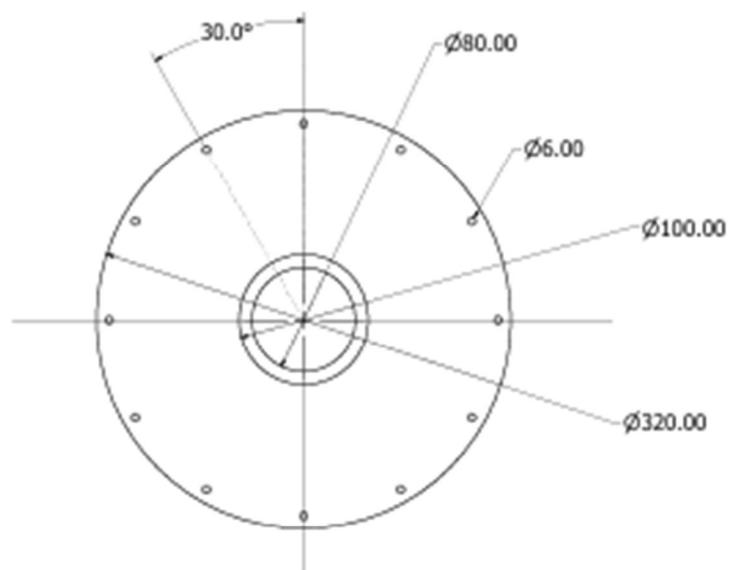
Ø340.00

150.00

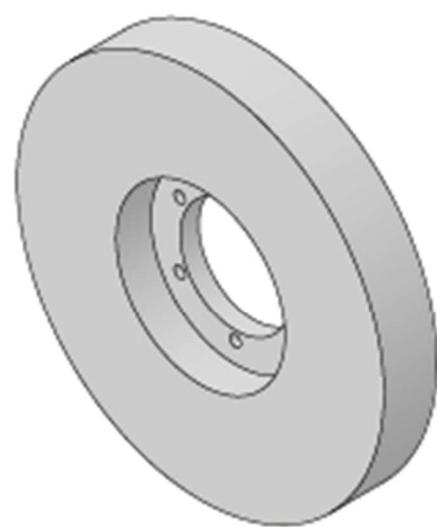
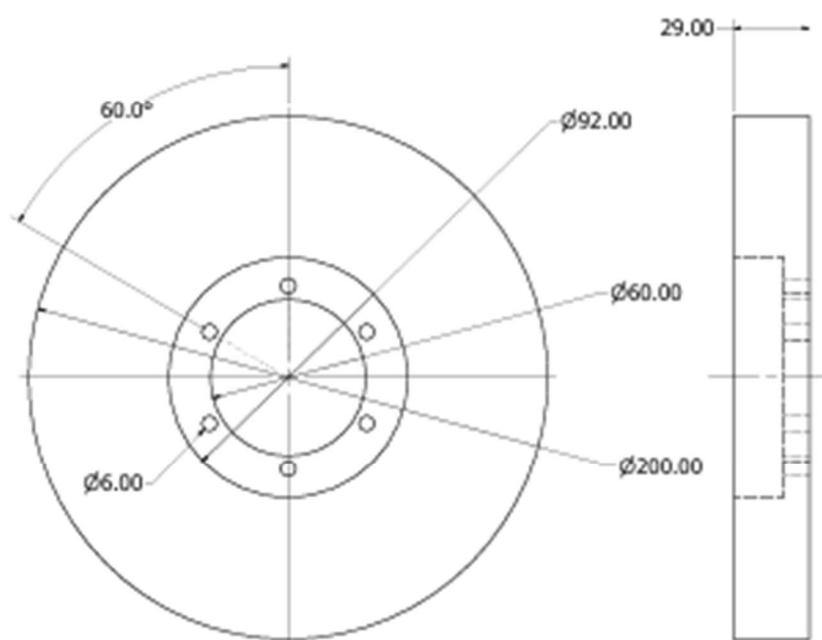


PROYECTO	13/06/2015		
DISEÑO			
REV.			
DESCRIPCIÓN		Caja de cambios epicicoidal	
		NO. DE HOJAS	TOTAL DE HOJAS
		D	1
		1 / 2	1 / 1

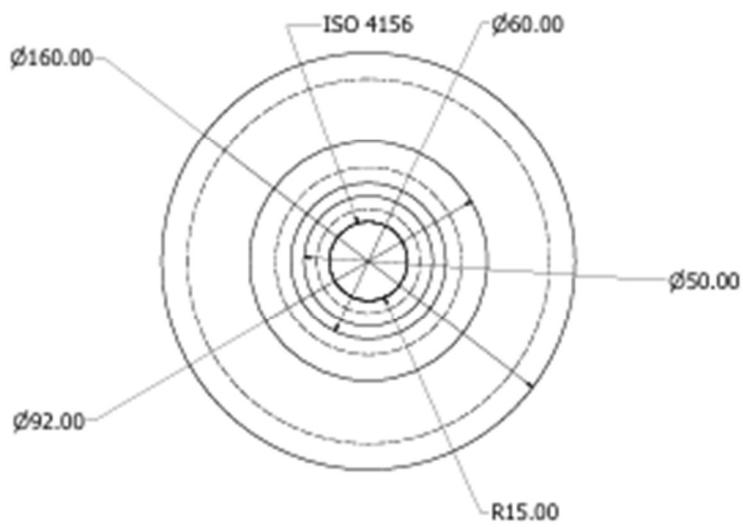
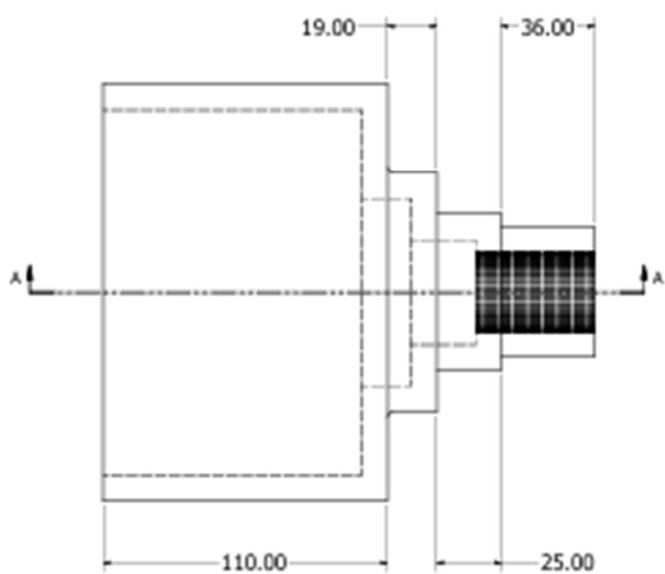
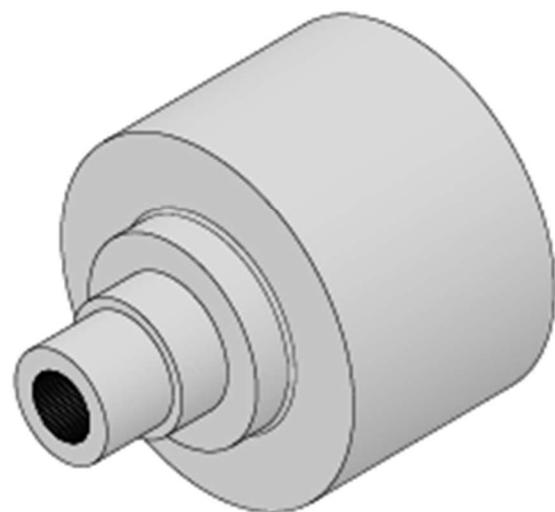
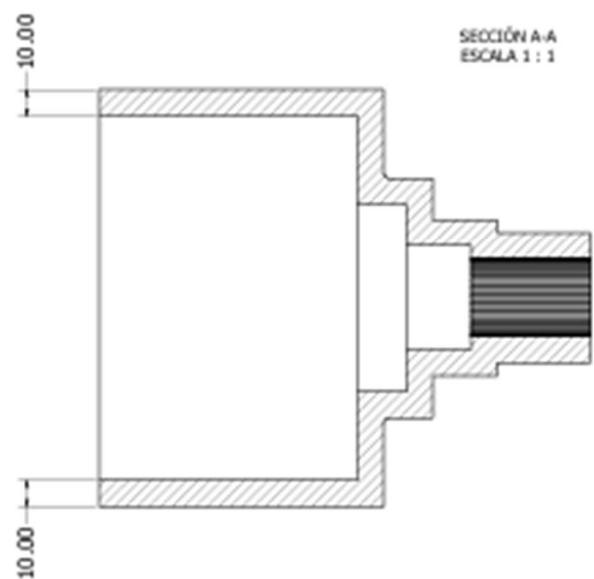
10.00 50.00



PROYECTO	UNIVERSIDAD	FECHA	
CLIENTE		TÍTULO	Caja de cambios epicicoidal
PROYECTANTE		ESCALA	
REVISOR		HOJA	1
APROBADO		FECHA	
		PROYECTO	Carcasa 4
		HOJA	1 / 2
		LIBRO	1 de 1

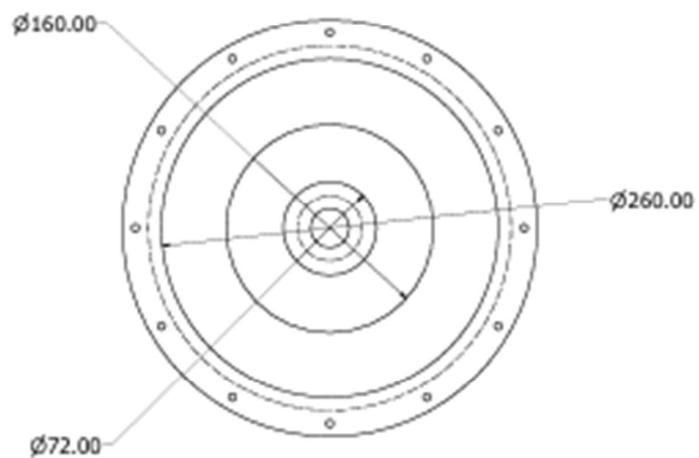
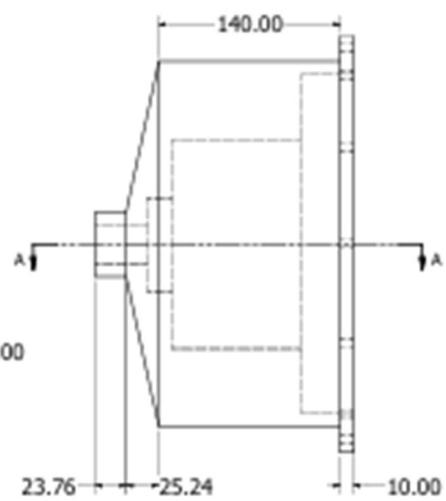
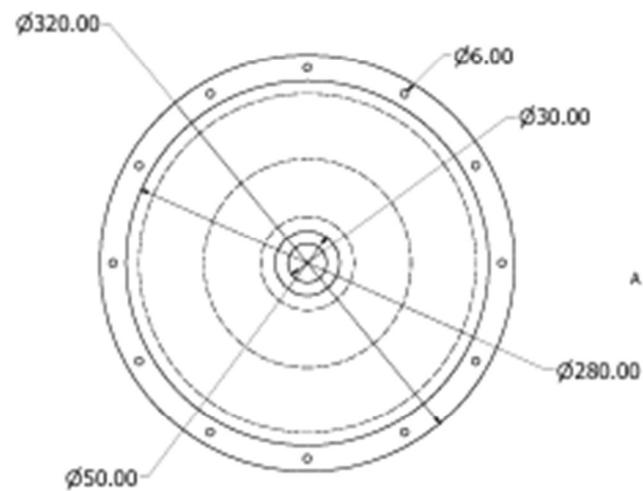
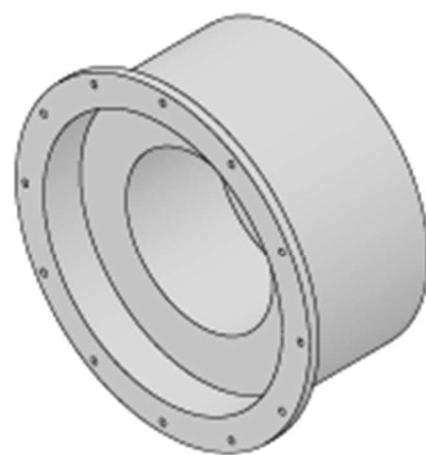
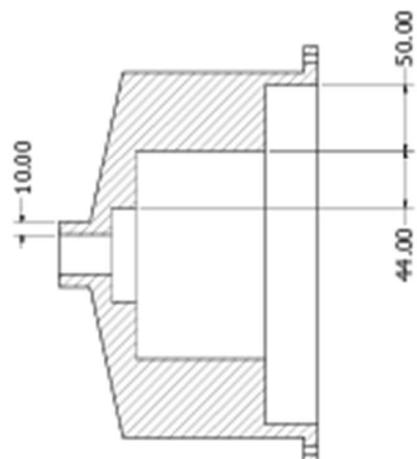


NOVA	
DISEÑADOR	SUMEDD
FECHA	
PROYECTO	Caja de cambios epicicoidal
DETALLE	
NOVA	
D	Carcasa 5
FECHA	
HOJA	1



SECCION	VALORES	
DISEÑO		
REVISOR		
PROYECTO		
FECHA		
DESCRIPCION		Caja de cambios epidooidal
TITULO		
DISEÑO		Carcasa 6
FECHA		

SECCIÓN A-A
ESCALA 1/2



PROYECTO	UNIVERSIDAD	FECHA	
DISENYO		TITULO	
DETALLE		DESCRIPCION	Caja de cambios epicyclical
ESCALA		HOJA	1
		DE	CARROSA 7
		DE	1/2

PLIEGO DE CONDICIONES

1. DISPOSICIONES GENERALES

1.1 Objeto del proyecto

El presente Pliego de Condiciones tiene como finalidad definir los criterios técnicos, constructivos y de control que regirán el diseño, fabricación y validación de una caja de cambios automática tipo epicicloidal adaptada para un vehículo utilitario. El sistema se basa en una reinterpretación funcional del modelo Allison 1000, manteniendo su arquitectura modular y robusta, pero ajustada en dimensiones, materiales y especificaciones para aplicaciones de menor exigencia estructural.

1.2 Finalidad del Pliego de Condiciones

Este documento establece los requisitos esenciales para garantizar la calidad del diseño, la compatibilidad entre componentes, la viabilidad de fabricación y la durabilidad del conjunto mecánico. Además, sirve como marco para la correcta interpretación de la solución planteada desde una perspectiva técnica, permitiendo un control estructurado durante la etapa de validación. Aunque no tiene un carácter contractual, actúa como guía técnica para estimar viabilidad y costes.

1.3 Seguridad y salud durante la fabricación

La fabricación de los distintos elementos deberá ejecutarse bajo condiciones que garanticen la seguridad de los operarios, conforme a lo estipulado en el Real Decreto 1215/1997 y la Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales. Se deberán utilizar sistemas de protección adecuados durante el mecanizado, manipulación de piezas pesadas, soldadura de carcasas y ensayos de funcionamiento.

1.4 Suministro de materiales y componentes

Los elementos empleados en el montaje de la caja de cambios ejes, rodamientos, engranajes, carcasas, discos de embrague, etc. deberán provenir de fabricantes con trazabilidad técnica de los materiales y cumplimiento normativo certificado. En caso de que alguno de los materiales

o piezas no cumpla con las especificaciones mínimas recogidas en este documento, el proyectista podrá solicitar su sustitución.

1.5 Criterios de buena fe y resolución de omisiones

Dado el carácter académico del proyecto, se considera que cualquier omisión en la descripción técnica se interpretará con arreglo a la buena práctica de la ingeniería mecánica y a las normas de diseño habituales. El proyectista se reserva el derecho de resolver discrepancias mediante criterios razonables de fiabilidad, funcionalidad y seguridad, de acuerdo con las referencias técnicas utilizadas durante el desarrollo del trabajo.

2. NORMATIVA Y CONDICIONES LEGALES

2.1 Normativa técnica aplicable

El diseño y dimensionado de los distintos elementos que componen la caja de cambios automática objeto de este proyecto se ha desarrollado conforme a normativas técnicas reconocidas internacionalmente. En particular, para el dimensionado de engranajes planetarios se han seguido las recomendaciones de la AGMA (American Gear Manufacturers Association), específicamente para la resistencia a la flexión y al contacto de dientes. Para el análisis de los ejes y su resistencia frente a solicitaciones combinadas se ha empleado la normativa DIN 743, ampliamente utilizada para el cálculo de vida a fatiga de componentes giratorios. Asimismo, los rodamientos han sido seleccionados siguiendo las directrices de la ISO 281, en cuanto a capacidad dinámica de carga y vida nominal en millones de ciclos. La integración de estas normas permite asegurar la coherencia del diseño, su robustez estructural y la posibilidad de validación futura mediante herramientas de simulación o ensayo físico.

2.2 Legislación en materia de prevención de riesgos

Durante las etapas de fabricación, ensamblaje y manipulación de componentes, será de aplicación lo dispuesto en la Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales. Esta legislación establece los principios fundamentales que deben regir en materia de seguridad, incluyendo la

obligación de identificar y prevenir riesgos asociados al uso de maquinaria, herramientas de corte, soldadura y manipulación de piezas metálicas de gran masa.

El cumplimiento de esta legislación se considera indispensable tanto para garantizar la integridad de las personas implicadas en el desarrollo del sistema, como para asegurar que las operaciones de fabricación se realizan en condiciones seguras y controladas.

2.3 Real Decreto 1215/1997 sobre equipos de trabajo

De forma complementaria, el Real Decreto 1215/1997 establece las disposiciones mínimas de seguridad para la utilización de equipos de trabajo por parte de los operarios. En este proyecto, dicho decreto es de aplicación especialmente en los procesos de mecanizado, soldadura de carcasas, montaje de conjuntos rotativos y manipulación de componentes voluminosos. Se deberá garantizar que las herramientas, máquinas-herramienta, sistemas de elevación y útiles auxiliares empleados en los procesos de fabricación se encuentren en condiciones óptimas de uso, revisados periódicamente y manipulados por personal cualificado.

2.4 Normativas específicas para componentes mecánicos

Además de las normas de diseño y legislación general, existen normativas específicas para ciertos componentes utilizados en la caja de cambios:

- Rodamientos: deberán cumplir los requisitos técnicos y de calidad definidos por ISO 76, ISO 281 e ISO 492, incluyendo tolerancias dimensionales, ruido y vida útil.
- Engranajes: el diseño deberá ajustarse a los estándares AGMA 2001-D04 para el cálculo de resistencia a flexión y contacto, y a ISO 1328 para los parámetros de calidad del dentado.
- Uniones mecánicas: los chaveteros y estriados deben ajustarse a la norma DIN 6885 y DIN 5480 respectivamente, garantizando compatibilidad y resistencia mecánica.
- Materiales: en cuanto a los materiales metálicos utilizados, se recomienda seguir especificaciones tipo EN 10083 para aceros

templados y revenidos, EN 573/755 para aluminio forjado y ISO 13732 para los aspectos térmicos.

Estas referencias permiten definir un marco de trabajo sólido y técnicamente riguroso, asegurando que los elementos seleccionados cumplan con las exigencias del servicio al que estarán sometidos.

3. CONDICIONES TÉCNICAS Y DE FABRICACIÓN

3.1 Condiciones generales de diseño y fabricación

La caja de cambios automática diseñada en este proyecto responde a unos criterios de robustez, precisión y durabilidad, propios de un entorno de aplicación en vehículos utilitarios sometidos a esfuerzos cíclicos prolongados. El diseño se ha desarrollado considerando tanto las especificaciones dimensionales como las características mecánicas de cada componente, y se ha orientado a optimizar la eficiencia volumétrica, la facilidad de ensamblaje y el mantenimiento preventivo.

Se han priorizado geometrías modulares y simétricas que faciliten el mecanizado convencional, la inspección durante el montaje y la futura sustitución de elementos en caso de fallo. La elección de procesos de fabricación y tolerancias se ha realizado en función del tipo de componente, su función estructural o de transmisión de par, y su ubicación relativa dentro del conjunto.

3.2 Materiales empleados

Los materiales seleccionados se ajustan a normativas internacionales y están en línea con los requisitos mecánicos de resistencia, ductilidad y comportamiento a fatiga exigidos para cada componente. Entre los más relevantes se destacan:

- Ejes: fabricados en acero 18CrNiMo7-6 con tratamiento térmico de temple y revenido, conforme a EN 10083, debido a su excelente relación entre tenacidad y resistencia al desgaste.

- Engranajes planetarios: acero 18CrNiMo7-6, tratado para endurecimiento superficial y resistencia a contactos prolongados bajo carga, habitual en transmisiones de alto par.
- Rodamientos: acero 100Cr6, según norma ISO 683-17, con pistas rectificadas y tratamientos térmicos adecuados para garantizar vidas superiores a 500 millones de ciclos.
- Embragues de fricción: materiales cerámicos con alta estabilidad térmica, coeficiente de fricción $\mu = 0,4$ y buena resistencia al desgaste.
- Carcasas: aleación de aluminio 7075-T6 de forja, que proporciona resistencia estructural y bajo peso, con buen comportamiento frente a la corrosión.

3.3 Condiciones para la ejecución de mecanizados

La ejecución de los mecanizados debe ajustarse a las buenas prácticas de fabricación mecánica, empleando centros de mecanizado CNC de tres o más ejes para la elaboración de alojamientos precisos, chaveteros, diámetros escalonados y roscados.

Las superficies funcionales que requieren precisión (asientos de rodamientos, alojamientos de engranajes, superficies de estanqueidad) deberán alcanzar tolerancias dimensionales en el rango IT6–IT7, con rugosidades menores de Ra 1.6 μm cuando así lo requiera el diseño. Los mecanizados críticos estarán sujetos a control dimensional mediante palpadores digitales y calibradores de anillo o pasadores, según corresponda.

3.4 Tolerancias de ensamblaje

Aunque no se ha profundizado en este proyecto en el detalle de ajustes normalizados, se establece que los asientos de rodamientos serán de ajuste de apriete (H7/k6 o similar), para evitar deslizamientos indeseados durante la rotación del eje. Las juntas de estanqueidad tipo retén deberán instalarse en alojamientos con tolerancias ajustadas que aseguren el contacto sin comprometer la integridad del labio. El resto de los acoplamientos serán de juego o deslizamiento controlado, según funcionalidad, permitiendo desmontaje sin herramientas destructivas.

3.5 Control de calidad en fabricación y ensamblaje

Durante el proceso de fabricación será obligatorio el control dimensional de las piezas clave mediante utillajes de verificación o sistemas de medición por coordenadas (CMM). Las tolerancias críticas definidas en los planos de diseño deberán ser verificadas con herramientas calibradas. Asimismo, el ensamblaje de componentes deberá realizarse en condiciones controladas de limpieza y temperatura, empleando lubricantes técnicos homologados.

3.6 Criterios de aceptación y rechazo

Una pieza se considerará aceptable si cumple todas las especificaciones dimensionales, geométricas y funcionales definidas en el diseño. Cualquier desviación significativa en los diámetros de ajuste, errores de concentricidad o presencia de defectos superficiales (grietas, porosidades, rebabas) serán motivo de rechazo. Las piezas no conformes serán retiradas del flujo de montaje y sometidas a análisis de causa.

3.7 Pruebas de funcionamiento

Como fase final del proceso, se recomienda la realización de pruebas de validación sobre prototipo ensamblado, bajo condiciones representativas de carga y temperatura. Estas pruebas pueden incluir:

- Ensayos de rodadura en seco para verificar la alineación y el engrane correcto.
- Medición de ruidos de funcionamiento (NVH).
- Verificación del par transmitido y comprobación del acoplamiento de embragues.
- Control de estanqueidad mediante prueba de presión hidráulica.

4. AGENTES INTERVINIENTES EN EL PROYECTO

4.1 Definición de los agentes: proyectista, fabricante, proveedor

Dado que este proyecto ha sido realizado en el marco académico de un Trabajo Fin de Grado, el único agente responsable del diseño, desarrollo técnico y justificación de la solución propuesta es el proyectista, es decir, el autor del presente documento. Su papel abarca desde la concepción inicial del sistema de transmisión hasta el análisis detallado de sus componentes, incluyendo el cálculo mecánico, la selección de materiales y la estimación económica de los elementos involucrados.

No obstante, en el caso de una futura industrialización o ejecución real del proyecto, entrarían en juego otros agentes como el fabricante, encargado de materializar los componentes mecánicos siguiendo las especificaciones técnicas, y el proveedor, responsable del suministro de los materiales, subconjuntos y piezas normalizadas (rodamientos, embragues, elementos de fijación, etc.) necesarios para el ensamblaje del sistema.

4.2 Responsabilidades del proyectista

El proyectista tiene la responsabilidad técnica de definir todos los parámetros esenciales del sistema, asegurando que el diseño cumple con los criterios funcionales, mecánicos y normativos aplicables. Sus obligaciones comprenden la correcta aplicación de estándares internacionales (AGMA, DIN, ISO), el cálculo estructural y de vida útil de los componentes, la elaboración de planos y esquemas justificativos, así como la redacción de esta documentación técnica.

Además, ha de garantizar que las soluciones planteadas sean viables desde el punto de vista de fabricación, mantenimiento y costes, proponiendo alternativas comercialmente disponibles o fácilmente mecanizables.

4.3 Supervisión técnica y validación

En la fase de montaje o validación prototípica, se recomienda la figura de un supervisor técnico encargado de verificar el cumplimiento del diseño y coordinar las operaciones de ensamblaje. Esta supervisión incluye el chequeo dimensional de componentes críticos, la revisión de documentación técnica y la validación del funcionamiento del sistema completo bajo condiciones reales o simuladas de carga.

4.4 Laboratorios de ensayo

Aunque este proyecto no contempla explícitamente una fase experimental, en un escenario de validación industrial se requerirían ensayos de materiales o pruebas de carga dinámica sobre prototipos. Estos ensayos pueden ser realizados por laboratorios certificados, internos o externos, que dispongan de los medios técnicos para verificar las propiedades físicas y mecánicas de los componentes empleados.

4.5 Documentación de materiales y componentes

Todos los materiales y componentes seleccionados deberán contar con la documentación técnica pertinente que certifique su calidad y adecuación al uso previsto. Esta documentación puede incluir:

- Certificados de calidad emitidos por el fabricante (EN 10204).
- Hojas de características técnicas.
- Resultados de ensayos mecánicos o térmicos si se han realizado.
- Normativas de fabricación o referencias de catálogo.

El proyectista es el responsable de garantizar que la selección de dichos materiales cumple con las exigencias funcionales del sistema, y que los proveedores contemplan estándares de trazabilidad y control de calidad adecuados.

5. PRESCRIPCIONES ECONÓMICAS

5.1 Presupuesto y valoración del conjunto

Este capítulo tiene por objeto ofrecer una estimación económica del conjunto de la transmisión diseñada, considerando los principales componentes que la integran: engranajes planetarios, ejes, rodamientos, embragues, convertidor de par, carcasas de alojamiento y unidad de control electrónica. La valoración no implica un contrato comercial, sino que sirve para contextualizar la viabilidad económica del sistema en una hipotética producción en serie, estimando el coste por unidad en un lote de 1 000 transmisiones.

5.2 Criterios de descomposición de costes

La descomposición del coste total se realiza mediante la identificación y valoración individual de:

- **Materiales:** precios de mercado de los aceros utilizados en engranajes y ejes, aluminio para carcasas, discos cerámicos de embrague, etc.
- **Mecanizado y tratamientos:** costes asociados a procesos de torneado, fresado, rectificado, templado, nitrurado, soldadura, etc.
- **Componentes comerciales:** precios estimados de rodamientos, convertidores de par y electrónica de control adquiridos a proveedores especializados.
- **Montaje y ensamblaje:** coste de mano de obra y medios necesarios para la integración final de los subconjuntos.

5.3 Condiciones de pago y garantías

Aunque el presente proyecto no contempla contratos comerciales, se entiende que, en una posible implementación industrial, los proveedores deberán ofrecer garantías técnicas sobre sus componentes (mínimo 2 años) y condiciones de pago acordes al volumen de compra. Asimismo, se recomienda pactar certificaciones de calidad antes del pago completo por cada lote.

5.4 Penalizaciones por defectos o retrasos

En una ejecución real, deberían establecerse cláusulas de penalización por defectos de fabricación, desviaciones sobre tolerancias críticas o retrasos en la entrega que pudieran afectar a la cadena de montaje del conjunto. Estos aspectos deben recogerse en los términos contractuales de suministro con cada proveedor.

5.5 Seguro y conservación del producto hasta validación final

Hasta que la transmisión completa supere las pruebas de funcionamiento y validación, los componentes deberán mantenerse protegidos frente a golpes, humedad y contaminantes. El almacenaje debe seguir las condiciones especificadas por cada fabricante, y toda manipulación debe realizarse con utillaje adecuado para evitar daños prematuros o pérdidas de propiedades.

5.6 Revisión y liquidación final del proyecto

Finalmente, se contempla la elaboración de una memoria económica final que recoja el coste estimado total del sistema, incluyendo desvíos o ajustes producidos durante la fase de diseño. Esta valoración es clave para futuras fases de industrialización, así como para evaluar la viabilidad de escalado del producto

6. PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES

6.1 Criterios generales de dimensionamiento mecánico

El dimensionamiento de los distintos elementos mecánicos del sistema de transmisión ha seguido criterios de resistencia, durabilidad y compatibilidad funcional. En todos los casos, se ha procurado el uso de dimensiones normalizadas, materiales de calidad técnica contrastada y métodos de cálculo conforme a normativa.

Para engranajes y ejes, se ha empleado el criterio de resistencia a flexión y contacto de la normativa AGMA, así como los criterios de tensión admisible y fatiga recogidos en la norma DIN 743 para los elementos sometidos a cargas

combinadas. En los acoplamientos, se han considerado coeficientes de seguridad adecuados, según la función y la criticidad del componente.

6.2 Rodamientos: tipo, tolerancias de montaje, vida útil

esperada

Los rodamientos seleccionados deben cumplir con normas ISO aplicables (ISO 281, ISO 15), y han sido dimensionados para soportar cargas radiales de hasta 29 kN. El tipo preferente será el rodamiento rígido de bolas, por su facilidad de montaje y buen comportamiento a altas revoluciones.

Las tolerancias de montaje deberán garantizar un ajuste de apriete en el asiento interior (eje) y un ajuste de juego libre o transición en el alojamiento exterior (carcasa), según se derive de las condiciones térmicas y de carga. Se recomienda seguir las tolerancias ISO H7/g6 o H7/h6, según el caso.

La vida útil nominal se ha establecido para 540 millones de revoluciones, debiendo cumplir los valores de duración $L_{10} \geq 10.000$ horas en condiciones estándar de uso. La lubricación prevista es por baño de aceite común al sistema.

6.3 Engranajes planetarios: diseño, calidad y resistencia al desgaste

Los engranajes planetarios han sido seleccionados atendiendo a módulos normalizados, perfiles de evolvente estándar y tratamientos térmicos de cementación para mejorar su resistencia al desgaste. Las combinaciones de dientes adoptadas permiten obtener múltiples relaciones de transmisión manteniendo compacidad estructural.

La calidad de los engranajes debe cumplir al menos el grado DIN 8, siendo recomendable DIN 6 para elementos sometidos a carga continua. Se debe garantizar un contacto correcto entre dientes mediante verificación geométrica y tolerancias de centrado apropiadas.

6.4 Ejes: geometría, acoplamientos y compatibilidades mecánicas

Los ejes deberán fabricarse en acero de calidad mecánica, recomendándose tratamiento térmico en zonas críticas. Las secciones mínimas recomendadas son de 30 a 60 mm, en función de la carga transmitida.

Deben incorporarse acoplamientos por chaveta con tolerancias ISO adecuadas, así como estriados rectos o evolventes en zonas de montaje de embragues. Las concentraciones de tensión se minimizarán mediante radio de filete y transiciones suaves. Se deben verificar las solicitaciones combinadas con criterios de Von Mises, aplicando un coeficiente de seguridad no inferior a 1.8.

6.5 Embragues y discos de fricción: selección y parámetros de diseño

Se implementan tres conjuntos de embragues multidisco con diámetros interior/exterior de 50/140 mm, 200/260 mm y 340/380 mm respectivamente, cada uno diseñado para soportar distintos niveles de par. Se ha empleado un coeficiente de fricción $\mu = 0,40$, correspondiente a materiales cerámicos sinterizados, adecuados para funcionamiento en baño de aceite.

El número de discos ha sido dimensionado con base en modelos de presión uniforme y de desgaste uniforme, bajo una fuerza de apriete de 5.000 N. Se han tenido en cuenta criterios térmicos y de fatiga por fricción cíclica. Los discos deben contar con tratamiento superficial antidesgaste y cuerpo metálico de acero aleado.

6.6 Convertidor de par: integración y parámetros de funcionamiento

El convertidor de par previsto debe tener una capacidad de transmisión de al menos 300 Nm, compatible con el régimen de par motor del vehículo y su curva característica. La configuración deberá incluir etapas de bomba, turbina y estator, con posibilidad de acoplamiento mecánico directo a altas velocidades (lock-up).

Deberá garantizar una correcta absorción de vibraciones torsionales, transición suave de par y acoplamiento robusto con el eje de entrada. Se exigirá compatibilidad dimensional y mecánica con la carcasa prevista y el resto de la transmisión.

6.7 Unidad de control electrónica: funciones y compatibilidad del sistema

La transmisión estará asistida por una unidad de control electrónica (ECU) encargada de la gestión de los cambios de marcha. Esta unidad recibirá señales de velocidad, régimen del motor, posición del acelerador y presión hidráulica para activar los solenoides que gobiernan los embragues y frenos. Se deberá garantizar la compatibilidad eléctrica y mecánica con los actuadores hidráulicos y sensores previstos. La lógica de control debe prever protección frente a sobrepresión, cambio indebido de marchas y modos de emergencia ante fallo del sistema.

6.8 Montaje y ensamblaje

El montaje del conjunto de transmisión debe seguir criterios de precisión, limpieza y estandarización. Se establecen los siguientes principios:

- **Acoplamiento de carcasas:** Las cinco carcasas que alojan los subconjuntos deben ajustarse entre sí mediante bridas planas, centradores y tornillería perimetral. Las superficies deben estar mecanizadas para garantizar la estanqueidad y evitar desviaciones geométricas.
- **Inserción y ajuste de rodamientos:** Se emplearán ajustes de apriete suave o medio en el alojamiento del eje, garantizando una posición axial firme, pero sin generar tensiones excesivas. Se debe usar prensa o calor controlado para el montaje, evitando impactos directos.
- **Juntas de retención estandarizadas:** Las juntas tipo cortapolvo o retén radial deberán cumplir normativa ISO 6194, con labios de estanqueidad simples o dobles según la ubicación. Se recomienda utilizar materiales compatibles con aceite ATF y temperaturas de hasta 120 °C.

- **Tornillería normalizada (ISO, DIN):** Todos los elementos roscados deben estar estandarizados bajo normas ISO 4762, ISO 4017 o DIN 912, con clase de resistencia mínima 8.8. Se debe asegurar par de apriete mediante control dinamométrico.
- **Tolerancias de ajuste recomendadas:** Los elementos insertados deberán seguir ajustes H7/g6 o H7/k6 según el tipo de acoplamiento requerido (desmontable o no), evitando interferencias indeseadas o juegos excesivos.
- **Sellado y estanqueidad:** Las superficies de unión deben incorporar juntas planas de elastómero o sellador RTV industrial, garantizando la ausencia de fugas de lubricante en régimen continuo. Se evitarán esquinas vivas y se verificarán presiones de prueba tras el ensamblaje.

PRESUPUESTO

1. Presupuesto de ejecución material

1.1 Elementos comerciales

El grupo de elementos comerciales engloba todos aquellos componentes adquiridos como unidades cerradas y completamente funcionales, sin necesidad de procesos adicionales de mecanizado, tratamientos térmicos ni verificaciones individuales. Entre ellos se encuentran el convertidor de par centrífugo con embrague de bloqueo, la unidad de control electrónica preprogramada, los rodamientos radiales lubricados de por vida, los conjuntos de discos de fricción cerámicos para los cinco embragues y los actuadores mecánicos con retorno por muelle. Todos estos componentes cuentan con certificaciones de calidad, garantizan la compatibilidad mecánica con el sistema diseñado y su instalación se limita al ensamblaje final del conjunto. Sus costes se han estimado directamente según valores comerciales estándar y se resumen en la Tabla 39 Elementos comerciales.

Tabla resumen: elementos comerciales			
Componente	Nº unidades	Precio (€/Ud)	Precio total (€)
Convertidor de par	1	850	850
Unidad de control	1	350	350
Rodamientos	6	45	270
Discos de fricción 50/140	1 conjunto	30	30
Discos de fricción 200/260	1 conjunto	60	60
Discos de fricción 340/380	3 conjuntos	70	210
Actuadores mecánicos	5	75	375
Total	—	—	2 145 €

Tabla 39 Elementos comerciales

1.2 Materiales de elementos diseñados

El presupuesto de materiales considera exclusivamente el coste asociado a la materia prima necesaria para la fabricación de los componentes diseñados. Se ha evaluado el peso de cada elemento a partir de sus planos individuales, y se ha estimado el coste total multiplicando dicho peso por el precio unitario del material en €/kg. Para los elementos sometidos a esfuerzos estructurales (ejes, engranajes, portasatélites) se ha seleccionado acero aleado de alta resistencia (18CrNiMo7-6), mientras que para los elementos estructurales (carcasas) se ha utilizado aluminio forjado de alta resistencia. El cálculo del coste se ha realizado por componente individual se desglosa en la Tabla 40 Materiales de elementos diseñados

Elemento	Plano	Material	Precio material (€/kg)	Peso del elemento (kg)	Precio total (€)
Eje de entrada	Eje entrada	Acero 18CrNiMo7-6	2,8	2,6	7,28
Eje intermedio	Eje intermedio	Acero 18CrNiMo7-6	2,8	4,5	12,60
Eje de salida	Eje salida	Acero 18CrNiMo7-6	2,8	3,5	9,80
Tren planetario (x3)	Planetario	Acero 18CrNiMo7-6	2,8	9	75,60
Portasatélites	Portasatélites	Acero 18CrNiMo7-6	2,8	21,7	60,76
Carcasa 1	Carcasa1	Aluminio 7075-T6	5,5	8,5	46,63
Carcasa 2	Carcasa2	Aluminio 7075-T6	5,5	9,2	50,64
Carcasa 3	Carcasa3	Aluminio 7075-T6	5,5	4,2	23,02
Carcasa 4	Carcasa4	Aluminio 7075-T6	5,5	2,0	11,14

Carcasa 5	Carcasa5	Aluminio 7075-T6	5,5	2,4	13,37
Carcasa 6	Carcasa6	Aluminio 7075-T6	5,5	2,2	11,88
Carcasa 7	Carcasa7	Aluminio 7075-T6	5,5	15,8	86,87
Total					409,58

Tabla 40 Materiales de elementos diseñados

1.3 Costes fabricación y montaje

Este apartado contempla los costes de mano de obra directa derivados de las operaciones de fabricación necesarias para obtener cada componente en su geometría final, así como los procesos de verificación, tratamientos térmicos y montaje. Se han considerado operaciones como mecanizado general, taladrado, rectificado, tratamientos superficiales, controles dimensionales y ensayos. Para las carcasas se ha incluido además el proceso de fundición en molde cerrado y mecanizados de precisión. Las operaciones de ensamblaje incluyen tanto la fijación de componentes como la aplicación de juntas y verificaciones finales. Cada tarea ha sido cuantificada en horas técnicas, asignando un precio medio por hora y considerando el número total de unidades a fabricar. Toda esta información se presenta detallada en la Tabla 41 Costes fabricación y montaje, permitiendo una valoración precisa del coste de manufactura asociado a cada pieza del sistema.

Elemento	Trabajo	Horas	Precio hora (€/h)	Cantidad	Precio total (€)
Eje de entrada	Mecanizado	2	18,5	1	37,00
	Tratamiento térmico	2	16,7	1	33,40
	Ensayo y Control	1	21,5	1	21,50
Eje intermedio	Mecanizado	3,5	18,5	1	64,75
	Tratamiento térmico	2	16,7	1	33,40
	Ensayo y Control	2	21,5	1	43,00

Eje de salida	Mecanizado	2,8	18,5	1	51,80
	Tratamiento térmico	2	16,7	1	33,40
	Ensayo y Control	1,5	21,5	1	32,25
Tren planetario	Mecanizado	4,5	18,5	3	83,25
	Tratamiento superficial	3	16,7	3	50,10
	Ensayo y Control	2	21,5	3	43,00
Portasatélites	Mecanizado	3,5	18,5	1	64,75
	Tratamiento térmico	2	16,7	1	33,40
	Ensayo y Control	1,5	21,5	1	32,25
Carcasa 1	Fundición (moldeo)	3	19,4	1	58,20
	Mecanizado de precisión	4	20,8	1	83,20
	Ensayo y Control	1	21,5	1	21,50
Carcasa 2	Fundición (moldeo)	3	19,4	1	58,20
	Mecanizado de precisión	4	20,8	1	83,20
	Ensayo y Control	1	21,5	1	21,50
Carcasa 3	Fundición (moldeo)	2	19,4	1	38,80
	Mecanizado de precisión	3	20,8	1	62,40
	Ensayo y Control	0,5	21,5	1	10,75
Carcasa 4	Fundición (moldeo)	2	19,4	1	38,80
	Mecanizado de precisión	1	20,8	1	20,80
	Ensayo y Control	1	21,5	1	21,50
Carcasa 5	Fundición (moldeo)	3	19,4	1	58,20
	Mecanizado de precisión	2	20,8	1	41,60
	Ensayo y Control	1	21,5	1	21,50
Carcasa 6	Fundición (moldeo)	3	19,4	1	58,20
	Mecanizado de precisión	3	20,8	1	62,40
	Ensayo y Control	1	21,5	1	21,50
Carcasa 7	Fundición (moldeo)	3	19,4	1	58,20
	Mecanizado de precisión	2	20,8	1	41,60
	Ensayo y Control	1	21,5	1	21,50
Montaje	Ensamblaje general	6	22,3	1	133,80
	Verificación dimensional	1	21,5	1	21,50

Total					1716,10
-------	--	--	--	--	---------

Tabla 41 Costes fabricación y montaje

1.4 Costes de mano de obra indirecta

Se estiman unos costes de mano de obra indirecta asociados al proyecto de 393,48€, los cuales contemplan tareas de apoyo no directamente ligadas al proceso de fabricación, consumibles, uso de instalaciones, amortización de máquinas, gestión de recursos auxiliares, tareas administrativas y consumos generales de energía y servicios durante la fabricación del sistema de transmisión.

A continuación, se muestra la Tabla 42 Presupuesto de ejecución material con el resumen de los gastos de ejecución material del proyecto.

Resumen del presupuesto de ejecución material	
Bloque presupuestario	Coste estimado (€)
1. Elementos comerciales	2145,00
2. Materiales de elementos diseñados	409,58
3. Fabricación y montaje	1716,10
4. Mano de obra indirecta	393,48
Total	4664,16

Tabla 42 Presupuesto de ejecución material

2. Presupuesto de contrata

Se presenta el resumen económico global de la caja de cambios automática diseñada, estructurado en cuatro grandes bloques según la naturaleza de los elementos y procesos involucrados. Esta división permite valorar tanto los componentes adquiridos directamente como aquellos que requieren fabricación específica, así como los costes estructurales y de ensamblaje.

En el resumen se añade un apartado destinado a costes generales que pueden ser variables como los asociados a transporte, embalaje, márgenes

comerciales, integración en vehículo, alquileres de almacenes, gestión de residuos, etc. A estos gastos se les asigna un porcentaje del coste total del diseño y fabricación que en este caso se estima en un 8% y un beneficio del 10%.

Resumen global de costes técnicos estimados	
Bloque presupuestario	Coste estimado (€)
1. Presupuesto de ejecución material	4664,16
2. Gastos generales	~8%
3. Beneficio industrial	~10%
Total estimado (sin IVA)	5688,00
Total estimado (con IVA 21%)	7200,00

Tabla 43 Resumen de costes

3. Análisis económico

El coste técnico total estimado para la fabricación de una unidad de la caja de cambios automática diseñada asciende a 7200,00€, incluyendo el coste de materiales, mecanizados, tratamientos térmicos, procesos de fundición, ensamblaje, verificación final, costes generales y beneficios. Este presupuesto ha sido elaborado con criterios realistas, basados en procesos industriales estandarizados y precios de mercado actualizados.

En el contexto del proyecto, se ha planteado una serie de fabricación de 1 000 unidades, lo que permite optimizar procesos, negociar economías de escala con proveedores y reducir costes por unidad, especialmente en elementos como mecanizados o fundición. En este escenario, el coste medio unitario de producción se mantiene estable en torno a 7200€, pero el análisis económico adquiere mayor relevancia al evaluar el volumen total de inversión y retorno. El beneficio bruto estimado del 10% en una serie de 1 000 unidades supondría un retorno total estimado de 50 000€, cifra que podría absorber

gastos generales de gestión, amortización de utillajes, pruebas de validación, o incluso reinversión en mejora del diseño.

Desde un punto de vista de mercado, la solución desarrollada continúa siendo competitiva frente a transmisiones automáticas comerciales. Se detalla a continuación en la Tabla 44 Tabla comparativa de alternativas de mercado comparativa con alternativas disponibles

Sistema de transmisión	Tipo	Precio estimado (€)
Diseño del proyecto	Planetaria automática	7200 (venta)
DSG 7V	Doble embrague	8000–8200
Aisin TF-80SC	Automática clásica	7500–7800
Allison 1000 original	Automática industrial	>8 000

Tabla 44 Tabla comparativa de alternativas de mercado

En conjunto, puede afirmarse que la viabilidad económica y técnica del sistema es excelente, no solo por el coste directo por unidad, sino por su escalabilidad a producciones medianas, compatibilidad con procesos industriales comunes y versatilidad para su integración en vehículos urbanos, comerciales ligeros o soluciones industriales. Se puede ver en Tabla 45 Resumen de beneficios que los márgenes de beneficios con las cuentas del proyecto son adecuados.

Concepto	Valor unitario (€)	Total para 1 000 unidades (€)
Coste técnico unitario	5 688	5 688 000
Precio de venta unitario	7 200	7 200 000
Margen bruto por unidad	570	—
Beneficio total estimado	—	570 000

Tabla 45 Resumen de beneficios

BIBLIOGRAFIA

1. TTASL. (s.f.). *Engranaje planetario*. Recuperado de <https://www.ttasl.com/informacion-tecnica/engranaje-planetario>
2. Taller Actual. (s.f.). *La transmisión automática*. Recuperado de <https://www.talleractual.com/tecnica/transmision/6262-la-transmision-automatica>
3. Mejías Blázquez, J. (2016). *Diseño y análisis de una transmisión automática de 6 velocidades para uso automovilístico* (Trabajo Fin de Grado, Universidad Politécnica de Madrid). https://oa.upm.es/48081/1/TFG_JESUS_MEJIAS_BLAZQUEZ.pdf
4. SteelPurchase. (s.f.). *Acero 1045 (S45C/C45)*. Recuperado de <https://es.steelpurchase.com/1045-s45c-c45-acero/>
5. MotorTrend. (2010). *Allison 1000 transmission overview*. Recuperado de <https://www.motortrend.com/features/1003dp-allison-1000-transmission/>
6. Universidad Técnica de Ambato. (s.f.). *Diseño de elementos de máquina*. Recuperado de <https://1library.co/document/zkov8g4y-universidad-t%C3%A9cnica-de-ambato.html>
7. ResearchGate. (s.f.). *Stress concentration factors*. Recuperado de https://www.researchgate.net/figure/Stress-concentration-factors-for-shoulder-fillet-in-bending-5_fig18_304157113
8. Scribd. (s.f.). *Sensibilidad a la muesca*. Recuperado de <https://es.scribd.com/doc/60258899/Sensibilidad-a-La-Muesca-2>
9. Mahtg. (s.f.). *Cálculos de estriados*. Recuperado de <https://www.metalmecanica-facil.mahtg.com/ejes-y-agujeros-estriados-calculos/>
10. DocPlayer. (s.f.). *Rodamientos de bolas de ranura profunda*. Recuperado de <https://docplayer.es/23805972-Rodamientos-de-bolas-de-ranura-profunda.html>
11. Embragues vía web. (2011). *Cálculo de un embrague de fricción*. Blogspot. <http://embraguesviaweb.blogspot.com/2011/05/calculo-de-un-embrague-de-friccion.html>
12. Universidad del País Vasco (UPV/EHU). (s.f.). *Tema 12: Embragues*. OCW. https://ocw.ehu.eus/pluginfile.php/50396/mod_resource/content/1/Tema%2012.%20Embragues.pdf

13. ISO. (2007). ISO 281:2007. Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. International Organization for Standardization.
- 14.. DIN. (2008). DIN 743: Berechnung von tragfähigen Wellen. Deutsches Institut für Normung.
15. ISO. (2016). ISO 683-17: Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels — Part 17: Ball and roller bearing steels. International Organization for Standardization.
- 16.AGMA. (2004). AGMA 2101-D04: Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth. American Gear Manufacturers Association.
- 17.UNE. (2012). UNE-EN ISO 4287: Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: Profile method – Terms, definitions and surface texture parameters. Asociación Española de Normalización.