



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Jaén

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO EQUIPO REDUCTOR

Alumno: Vicente Trujillo Real

Tutor: Prof. D. Rubén Dorado Vicente
Dpto: Ingeniería Mecánica y Minera

Septiembre, 2015



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Jaén
Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera

Don RUBÉN DORADO VICENTE , tutor del Proyecto Fin de Carrera titulado:
DISEÑO EQUIPO REDUCTOR, que presenta VICENTE TRUJILLO REAL, autoriza
su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de
Jaén.

Jaén, SEPTIEMBRE de 2015

El alumno:

Los tutores:

VICENTE TRUJILLO REAL

RUBÉN DORADO VICENTE

Índice

1. MEMORIA DESCRIPTIVA	7
1.1. Objetivo.....	7
1.2. Antecedentes	8
1.2.1. Características fundamentales de una grúa torre	8
1.2.2. Características fundamentales de un reductor.	10
1.3. Planteamiento del problema de diseño.....	12
1.3.1. Grúa torre para la cual necesitamos el reductor.	12
1.3.2. Características motor de elevación de la carga.	14
1.4. Soluciones propuestas.....	15
1.4.1. Solución 1: Reductor en paralelo.	15
1.4.2. Solución 2: Reductor Sinfín-Corona.	15
1.4.3. Conclusión.	16
1.5. Solución de diseño seleccionada.	16
1.5.1. Características de las ruedas dentadas.....	17
1.5.2. Material utilizado.	18
1.5.2.1. Ejes y engranajes.	18
1.5.2.2. Carcasa y tapas de axialidad.....	19
1.5.3. Tratamientos térmicos.....	19
1.5.4. Elementos mecánicos.	20
1.6. Tolerancias dimensionales.....	25
1.7. Estados superficiales.....	25
1.8. Carcasa.....	26
1.9. CAE (Computer Aided Engineering).....	26
1.9.1. Catia.	26
1.9.2. X-Vigas.	27
2. MEMORIA DE CÁLCULO	28
2.1. Análisis y cálculo cinemático	28
2.1.1. Reductor de ejes paralelos de engranajes helicoidales.	28
2.1.2. Reductor Sinfín-Corona.....	34
2.1.3. Elección del tipo de reductor	37
2.2. Coeficiente de recubrimiento.....	37

2.3.	Interferencia y socavación.....	39
2.4.	Análisis de fuerzas.	40
2.5.	Comprobaciones del esfuerzo de la AGMA.....	42
2.5.1.	Esfuerzo de flexión.....	42
2.5.2.	Esfuerzo de contacto o resistencia a la picadura.....	45
2.6.	Dimensionado de ejes.....	48
2.6.1.	Cálculo de reacciones en apoyos y representación de diagrama de momentos flectores.	48
2.6.2.	Análisis a fatiga de los ejes.	55
2.7.	Cojinetes.....	61
2.7.1.	Cojinetes eje de entrada.	62
2.7.2.	Cojinetes eje intermedio.....	63
2.7.3.	Cojinetes eje de salida.	64
2.8.	Chavetas.....	65
2.8.1.	Chaveta Piñón A.	65
2.8.2.	Chaveta Rueda B.....	66
2.8.3.	Chaveta Piñón C.....	66
2.8.4.	Chaveta Rueda D.....	66
2.7.	Anillos de seguridad.....	66
2.8.	Retenes.....	67
2.11.	Bibliografía.....	69
3.	ANEXO.	71
3.1.	Listado de gráficos e ilustraciones.....	71
3.2.	Listado de tablas.	77
4.	PLANOS.	81
4.1.	Conjunto.....	82
4.1.1.	Eje de entrada.....	83
4.1.2.	Eje intermedio.	85
4.1.3.	Eje de salida.	88
4.1.3.1.	Corona D.	89
4.1.4.	Carcasa.....	90
4.1.4.1.	Carcasa 1.	90
4.1.4.2.	Carcasa 2.....	91
4.1.4.3.	Junta de carcasa.	92
4.1.5.	Tapa de axialidad 1.....	93
4.1.5.1.	Junta tapa de axialidad 1.....	94

4.1.6.	Tapa de axialidad ejes intermedio y salida.	95
4.1.6.1.	Junta tapa de axialidad ejes intermedio y salida.	96
4.1.7.	Ventana visualización interior reductor.	97
4.1.7.1.	Sujección de ventana de visualización.	98
4.1.8.	Tapa para aporte de lubricante.	99
5.	PLIEGO DE CONDICIONES	100
5.1.	Introducción.	100
5.2.	Descripción y operaciones a realizar.	100
5.3.	Operaciones accesorias.	101
5.4.	Procedimiento de acabado de las ruedas dentadas.	101
5.4.1.	Rectificado por generación.	101
5.5.	Condiciones de los materiales.	101
5.5.1.	Límites y condiciones de uso.	101
5.5.1.1.	Condiciones ambientales.	101
5.5.1.2.	Iluminación.	101
5.5.1.3.	Ruidos.	102
5.5.1.4.	Vibraciones.	102
5.5.2.	Informaciones sobre la seguridad.	102
5.5.2.1.	Normas sobre la seguridad.	102
5.5.2.2.	Peligros especiales.	104
5.5.3.	Instalación del reductor.	104
5.5.4.	Inspección del reductor y arranque.	104
5.5.5.	Mantenimiento.	105
5.5.5.1.	Mantenimiento programado.	106
5.5.6.	Lubricante.	107
5.5.7.	Sustitución del aceite.	107
5.5.7.1.	Aceites recomendados.	107
5.5.8.	Retenes.	107
5.5.8.1.	Preparación para la instalación.	108
5.5.8.2.	Normas de instalación.	108
5.5.9.	Verificación del estado de eficiencia.	108
5.5.10.	Limpieza.	108
5.5.11.	Sustitución de componentes.	108
5.5.12.	Desguace del reductor.	109
5.6.	Verificación del nivel de aceite.	109
5.7.	Averías y soluciones.	109

5.8. Normativa.....	111
6. PRESUPUESTO	114
6.1. Introducción.	114
6.1.1. Ejes y engranajes.....	114
6.1.2. Carcasas y tapas de axialidad.....	114
6.1.3. Tornillería.	114
6.1.4. Cojinetes.	114
6.1.5. Retenes.....	114
6.1.6. Elementos lubricación.	115
6.1.7. Varios.....	115
6.2. Cubicaciones.....	115
6.2.1. Ejes.....	116
6.2.2. Engranajes.....	116
6.2.3. Tapa de axialidad.....	116
6.2.4. Tapa para aporte de lubricante.	116
6.3. Presupuesto.....	117
6.3.1. Precios unitarios.....	117
6.3.1.1. Eje de entrada.	117
6.3.1.2. Eje intermedio.....	117
6.3.1.3. Eje de salida.	118
6.3.1.4. Carcasa y tapas de axialidad.....	118
6.3.1.5. Tornillería.	119
6.3.1.6. Cojinetes.	119
6.3.1.7. Retenes.....	119
6.3.1.8. Elementos lubricación.....	120
6.3.1.9. Varios.	120
6.3.2. Presupuesto total.	121

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.1. Objetivo

El objetivo del presente proyecto es el diseño de un equipo reductor de velocidad para el motor de elevación de una grúa torre, procurando optimizar espacio y material, de manera que resulte lo más económico y eficiente posible.

El reductor irá acoplado a un motor eléctrico de 18.5 kW, generando una reducción de velocidad del 95,8% y con unas dimensiones de: 650x408x79 mm

Para el diseño del reductor se ha empleado:

- La normativa vigente, presente en la bibliografía siguiente:
 - Grúas (Emilio Larrodé)
 - Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Richard G. Budynas)
 - Diseño de elementos de máquinas (V. M. Faires)
 - Síntesis de mecanismos y máquinas (I. Zabalza)
 - Diseño de maquinaria y análisis de máquinas y mecanismos (Robert L. Norton)
 - Manual de engranajes: diseño, manufactura y aplicación (D. W. Dudley)
 - Dibujo industrial (J. Félez)
 - Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales (W. F. Smith)
 - Atlas of fatigue curves (H. E. Boyer)
 - Resistencia de materiales (Luis Ortiz Berrocal)
 - UNE 18066: Engranajes. Rectos y helicoidales (AENOR)
 - UNE 18005: Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Módulos y diametrales pitch (AENOR)
- Diversos softwares CAE:
 - CATIA V5-6R2013 (para la realización de los planos de las piezas del reductor así como el modelado del reductor en 3D)
 - X-Vigas (para el estudio estático de los ejes)

1.2. Antecedentes

1.2.1. Características fundamentales de una grúa torre

Una **grúa torre** (ilustración 1.1.) es una máquina de elevación de movimiento discontinuo, cuya función principal es elevar y distribuir cargas a lo largo del radio de acción de ésta, mediante un gancho suspendido de un cable que se desplaza a lo largo de una pluma por un carro. Debido al alcance y a la altura que pueden desarrollar, son empleadas principalmente en la construcción de estructuras altas.

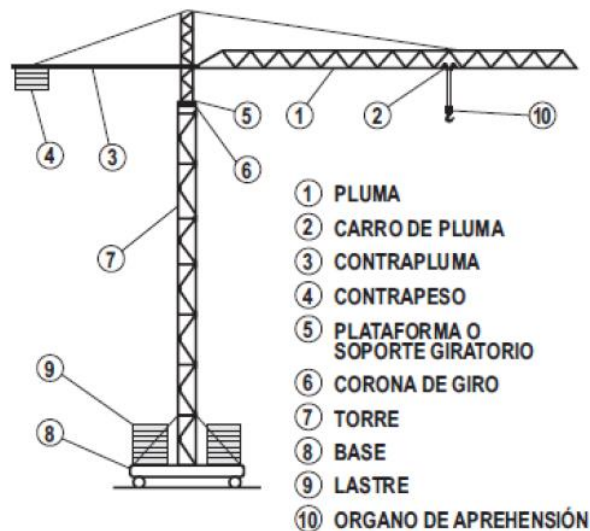


Ilustración 1.1.- Partes de una grúa torre.

Componentes de la grúa torre:

1.-Flecha o pluma: Estructura de celosía metálica de sección triangular que se encarga de proporcionar a la grúa el radio o alcance necesario para transportar la carga. Tiene estructura modular. Hace de carril para el desplazamiento del carro de pluma.

2.-Carro de pluma: Carro metálico que se mueve a lo largo de la flecha a través de unos carriles y que soporta el peso a levantar.

3.-Contraflecha o contrapluma: La longitud de la contrapluma oscila entre el 30% y 35% de la de la pluma. Al final de la contraflecha se colocan los contrapesos y se ubica el motor de elevación de la carga. Esta unida al mástil en la zona opuesta a la unión con la flecha. Posee una base robusta formada por varios perfiles metálicos y encima de ellos existe una pasarela para facilitar el paso del personal desde el mástil hasta los contrapesos.

4.-Contrapeso: Estructuras de hormigón prefabricado que se colocan en la contrapluma para estabilizar el peso y la inercia que se produce en la pluma de la grúa.

5.-Plataforma o soporte giratorio: Se halla en la corona de giro. En esta zona se suele ubicar la cabina desde donde el operario maneja la grúa.

6.-Corona de giro: Se ubica en la parte superior del mástil. Aporta un movimiento rotativo horizontal de 360 grados a la grúa.

7.-Torre: Estructura de celosía metálica de sección normalmente cuadrada, cuya principal misión es dotar a la grúa de altura suficiente. Está formada por módulos de celosía unidos mediante tornillos que facilitan el transporte de la grúa.

8.-Base: Es la parte que brinda estabilidad a la estructura. Posee normalmente una unidad de acero conectada a una zapata de hormigón o bien es lastrada mediante piezas de hormigón.

9.-Lastre: Formado por una zapata enterrada o bien por varias piezas de hormigón prefabricado en la base de la grúa. Estabiliza la grúa frente al peso propio, al peso que pueda trasladar y a las condiciones ambientales adversas.

10.-Órgano de aprehensión o gancho: Elemento de sujección de la carga con los cables.

11.-Cable de elevación: Elemento que une el motorreductor y la carga a desplazar mediante poleas. Debe estar perfectamente tensado y hay que evitar los posibles aplastamientos durante su enrollamiento en el tambor.

12.-Tirantes: Pueden ser cables o barras empleadas para aguantar la pluma y la contrapluma.

13.-Motores: Generalmente las grúas tienen instalados cuatro motores que permiten realizar los cuatro movimientos que se muestran en la ilustración 1.2.

- Motor de elevación: Permite el movimiento vertical de la carga.
- Motor de distribución: Genera el movimiento del carro a lo largo de la pluma.
- Motor de orientación: Permite el giro de 360°, en el plano horizontal, de la estructura superior de la grúa.
- Motor de translación: Permite el desplazamiento de la grúa, en su conjunto, sobre rieles.

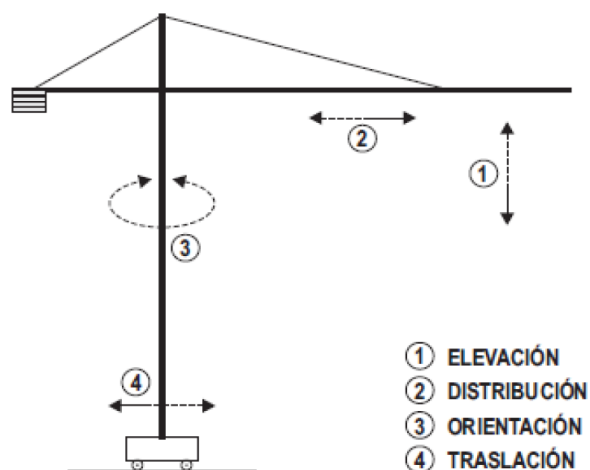


Ilustración 1.2.- Movimientos de una grúa torre.

1.2.2. Características fundamentales de un reductor.

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) precisa que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad requerida para el buen funcionamiento de la máquina. Además de la adaptación de velocidad, se deben contemplar factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos (estáticos y dinámicos).

Dicha adaptación, se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes, que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad. Se pueden clasificar por la tipología de sus engranajes en sinfín-corona, engranajes y planetarios. A continuación, se hace una breve descripción de los reductores sinfín-corona y de engranajes, que son objeto de estudio en este proyecto.

- Reductor de velocidad sinfín-corona:

Seguramente es el tipo de reductor de velocidad más sencillo. Se compone de una corona dentada, normalmente de bronce, en cuyo centro se ha embutido un eje de acero (eje lento), esta corona esta en contacto permanente con un husillo de acero en forma de tornillo sin-fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el avance de un diente de la corona y, en consecuencia, la reducción de velocidad de giro. La reducción de velocidad de una corona sin-fin se calcula con el producto del número de dientes de la corona por el número de entradas del tornillo sin-fin.

- Ventajas:

1. Relaciones de transmisión elevadas (9-100, en una etapa)
2. Funcionamiento muy silencioso y marcha suave.
3. Económico.



Ilustración 1.3.- Reductor sinfín-corona.

- Reductor de velocidad de engranajes:

Es aquel reductor en el que toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranajes de cualquier tipo excepto los basados en tornillo sin-fín.

- Ventajas:

1. Mayor rendimiento energético.
2. Menor mantenimiento.
3. Menor tamaño.



Ilustración 1.4.- Reductor de engranajes de ejes paralelos.

1.3. Planteamiento del problema de diseño.

1.3.1. Grúa torre para la cual necesitamos el reductor.

- Altura de la torre: La altura dependerá del alcance que se precise para la construcción. La altura máxima vendrá determinada por el tipo de base de la grúa, ya sea anclada a una zapata de hormigón o lastrada por bloques de hormigón permitiendo el desplazamiento de la grúa si esta se sitúa sobre rieles. La altura máxima es de 48.6 metros, con una altura de trabajo de 44.1 metros.

La configuración de la torre desde la base a la corona de giro es la siguiente:

- 4 módulos de celosía metálica de sección cuadrada de 1.6 x 1.6 metros de 5 metros de altura.
- 1 módulo de transición de la sección anterior a 1.2 x 1.2 metros de 1.6 metros de altura.
- 1 módulo de 10.5 metros de altura de sección 1.2 x 1.2 metros.
- 4 módulos de 3 metros de altura de sección 1.2 x 1.2 metros.

- Base: 1.6 x 1.6 x 0.32 metros anclada en una zapata de hormigón.

- Plataforma: Altura de 2.42 metros.

- Flecha: Formada por diferentes módulos de celosía metálica triangular: 2 módulos de 10 metros de longitud, 4 módulos de 5 metros de longitud y uno final de 2 metros.

- Contraflecha: Estructura metálica de 10 metros de longitud. En la contraflecha se encontrarán ubicados los contrapesos para equilibrar la grúa. Además también se sitúan en esta zona el motor de elevación, el reductor de velocidad y el tambor de enrollado de cable. Estos elementos han de estar rodeados por una valla de protección.

- Contrapeso: La masa necesaria para equilibrar una carga en la punta de la flecha es de 9000 kg, distribuidos en dos bloques de 3000 kg y tres de 1000 kg. A medida que la carga se aproxima al centro de rotación la masa de los contrapesos debe disminuir, reduciéndose prácticamente a la mitad para la carga máxima que soporta la grúa con una flecha de 20 metros.

Características grúa torre	
Alcance máximo de la flecha (m)	42
Alcance mínimo de la flecha (m)	1.95
Altura bajo gancho máxima (m)	44.1
Máxima capacidad de carga (kg)	3000
Capacidad de carga para alcance máximo (kg)	1200
Soporte de la base (m)	1.60 x 1.60
Radio de la corona de giro (m)	0.84
Velocidad de elevación (m/min)	30
Velocidad de rotación (rpm)	0 - 0.8
Velocidad de distribución (m/min)	0 - 51
Peso grúa en vacío sin lastrar (kg)	23000
Tensión de alimentación (V)	400

Tabla 1.1.- Características básicas grúa torre.

1.3.2. Características motor de elevación de la carga.

Es el motor más potente de los cuatro tipos de motores que dispone la grúa, puesto que se encarga de elevar y desplazar cargas de un emplazamiento a otro. Este motor va anclado en la contrapluma, donde también están situados el reductor y el tambor de enrollamiento del cable, que tendrá un diámetro de 500 mm y espesor de 11 mm para poder soportar las cargas de tracción del cable de 3000 kg. [1]. El tambor es de grandes dimensiones ya que el cable tiene una longitud considerable para poder izar una carga, teniendo que recorrer toda la longitud de la pluma además de la altura de trabajo de la grúa [Anexo, tabla 3.10]. El cable tiene una longitud de 228 metros.

Características motor elevación	
Modelo	2HC1 160-04
Potencia motor (kW)	18.5
Velocidad de giro (rpm)	1430
Par máximo (Nm)	123.5

Tabla 1.2.- Características básicas motor de elevación.

A continuación, se plantean dos posibles soluciones de reductor de velocidad para adecuar las características de este motor de elevación a los requerimientos de funcionamiento de la grúa: velocidad de elevación de la carga y carga máxima a elevar (Tabla 1.1). Se detallará más adelante el diseño del reductor elegido.

1.4. Soluciones propuestas.

La siguiente discusión sobre las posibles soluciones se fundamenta en los cálculos que se presentan en la sección 2.1 de la Memoria de Cálculo.

1.4.1. Solución 1: Reductor en paralelo.

Consiste en un reductor que consta de 3 ejes paralelos con dos pares de engranajes helicoidales cuya relación de reducción es de 24, repartida en una relación de reducción de 6 en la primera etapa y una de 4 en la segunda.

Características:

- ✓ Debido al contacto entre dientes gradual, y garantizando una relación de contacto mayor de la unidad, estos engranajes son más silenciosos que los rectos.
- ✓ Permiten velocidades y potencias elevadas.

1.4.2. Solución 2: Reductor Sinfín-Corona.

Se trata de un reductor constituido por un tornillo sin fin y una corona de una sola etapa cuya relación de reducción es 24.

Características:

- ✓ Funcionamiento suave y silencioso.
- ✓ Potencias y velocidades moderadas.
- ✓ Costo inferior.

1.4.3. Conclusión.

Ambos reductores presentan características similares, por lo que para realizar una elección más apropiada se va a evaluar el rendimiento de cada uno de los reductores.

El cálculo del rendimiento está basado en el coeficiente de rozamiento entre engranajes.

- ✓ Rendimiento reductor en paralelo (solución 1): $\eta = 93.8 \%$
- ✓ Rendimiento reducto sinfín-corona (solución 2): $\eta = 86.6 \%$

Basándonos en estos resultados, escogemos la solución 1 debido a su mayor rendimiento.

1.5. Solución de diseño seleccionada.

Al igual que en el apartado 1.4, las decisiones de diseño están fundamentadas en la sección 2.1 de la Memoria de Cálculo.

Para la transmisión se han empleado engranajes helicoidales. Este tipo de engranajes son generados de forma similar a los rectos, a partir de una superficie primitiva cilíndrica, pero a diferencia de éstos, que poseen una generatriz recta y paralela al eje de dicha superficie, los dientes helicoidales son tallados con una generatriz oblicua que sigue una forma helicoidal. Esta diferencia proporciona una serie de ventajas e inconvenientes frente a los engranajes rectos.

- ✓ El contacto inicial de los dientes de engranajes helicoidales es un punto que se extiende en una línea oblicua a medida que se desarrolla el acople de los dientes; sin embargo, en los rectos el contacto se realiza en una línea paralela al eje de rotación, por lo que el proceso es más brusco.
- ✓ Debido a lo mencionado en el párrafo anterior, el funcionamiento es más suave y silencioso que en los rectos.

- ✓ La relación de contacto es mayor debido al ángulo de la hélice. En los engranes rectos es nula.
- ✓ El desgaste de los dientes es menor debido al acoplamiento gradual que se produce.
- ✓ El acoplamiento gradual de los dientes, y la transferencia uniforme de la cara de un diente a otro, proporcionan a los engranes helicoidales la capacidad de transmitir cargas pesadas a altas velocidades.

Como principales inconvenientes frente a los rectos cabe citar su mayor costo de fabricación debido a que el tallado es más complejo y que se genera una fuerza axial en el perfil del diente debido al ángulo de hélice, a mayor ángulo y ancho de cara, mayor será la componente axial de la fuerza.

Evaluando la comparativa anterior, se ha optado por utilizar engranes helicoidales.



Ilustración 1.5.- Engranaje helicoidal, [13].

1.5.1. Características de las ruedas dentadas.

- ✓ Ángulo de hélice, $\psi = 15^\circ$. Se escoge un ángulo de hélice reducido para minimizar la fuerza axial.
- ✓ Ángulo de presión normal, $\phi_n = 20^\circ$. Es un valor normalizado.
- ✓ Módulo para el primer par de engranajes, $m = 3$ [12]. El módulo es menor porque el par a transmitir en el primer par de engranajes es menor que en el segundo y las velocidades mayores. De esta forma se obtiene un menor tamaño de las ruedas.

- ✓ Módulo para el segundo par de engranajes, $m = 4$ [12]. El módulo es mayor que el anterior ya que este tren tiene que transmitir un par mayor.

1.5.2. Material utilizado.

1.5.2.1. Ejes y engranajes.

El material empleado tanto en ejes como en engranajes es acero AISI 4140 de 510HB. Este acero tiene un tratamiento de templado y revenido a una temperatura de 205 °C. Es un acero medio carbono aleado con cromo y molibdeno, con buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico.

Acero AISI 4140	
Densidad (ρ)	7.77 g/cm ³
Tª Revenido	205 °C
Dureza Brinell	510 HB
Límite de fluencia (S_y)	1640 MPa
Resistencia a la tensión (S_t)	1770 MPa
Composición química	0.38–0.45 % C 0.8-1.20 % Cr 0.15-0.30 % Mo 0.50-1.00 % Mn 0.5 % Ni máx. 0.10-0.40 % Si 0.35 % Cu máx. 0.04 % S máx. 0.04 % P máx.

Tabla 1.3.- Características acero AISI 4140 de 510 HB.

1.5.2.2. Carcasa y tapas de axialidad.

Para la carcasa y tapas de axialidad se ha escogido un aluminio A380, por la combinación de propiedades de inyección y características mecánicas y térmicas que posee. Proporciona a la carcasa buena hermeticidad, además de que dispone de una gran resistencia al agrietado en caliente.

El aluminio A380 se emplea en una gran variedad de productos industriales, como frenos de motor, cajas de cambio, chasis de equipos electrónicos y carcasas de reductores de velocidad.

Aluminio A380	
Densidad (ρ)	2.71 g/cm ³
T ^a Revenido	205 °C
Dureza Brinell	80 HB
Límite de fluencia (S_y)	160 MPa
Resistencia a la tensión (S_t)	325 MPa
Composición química	7.5–9.5 % Si 3.0–4.0 % Cu 3 % Zn 1.3 % Fe 0.5 % Ni 0.5 % Mn 0.35 % Sn 0.1 % Mg

Tabla 1.4.- Características aluminio A380.

1.5.3. Tratamientos térmicos.

Analizamos en este apartado el tipo de tratamientos térmicos que deben recibir ejes y engranajes para mejorar las propiedades mecánicas del acero empleado en estos componentes. Hay que mencionar, que este no es el objeto de este proyecto.

- **Ejes:**

1. Temple: Con este tratamiento se aumenta la dureza del material a costa de enfragilizarlo. Se realiza un calentamiento del acero hasta una temperatura de unos 850 °C y un posterior enfriamiento en aceite sin agitación.
2. Revenido: Para disminuir la fragilidad provocada tras el temple, se aplica un revenido. Con este proceso no se disminuye la dureza superficial alcanzada previamente, debido a que este proceso se lleva a cabo por debajo de la temperatura de austenización, que es de unos 600 °C.

- **Engranajes**: Debe aumentarse la dureza superficial en el ancho de cara del diente de los engranajes para prolongar la vida de éstos. Existen varios métodos para conseguir tal fin, como son el carburizado, endurecimiento por inducción o nitrurado.

Nitrurado: En los engranajes de acero aleado se aplica este tratamiento para el endurecimiento superficial. Se basa en la formación en la capa superficial del acero de una solución sólida de nitrógeno y nitruros.

1.5.4. Elementos mecánicos.

En esta sección se van a describir el resto de elementos mecánicos que son necesarios para el montaje de un reductor de velocidad de engranajes helicoidales.

1.5.4.1. Cojinetes.

Un rodamiento o cojinete de contacto rodante es aquel cojinete que transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante. Es un elemento mecánico empleado para reducir la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

Los elementos rotativos que se emplean en la fabricación del rodamiento son: bolas, rodillos cilíndricos, rodillos cónicos o agujas.

Debido a que los engranes helicoidales nos van a generar fuerzas de componente radial y axial, debemos elegir rodamientos de rodillos cónicos, que están diseñados para soportar una combinación de ambas fuerzas.

Los cojinetes de rodillos cónicos combinan las ventajas de los cojinetes de bolas y de los cilíndricos ya que pueden soportar cargas axiales y radiales simultáneamente. Además, poseen la gran capacidad de soporte de carga de los cojinetes de rodillos cilíndricos. Debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario.



Ilustración 1.6.- Cojinete de rodillos cónicos.

1.5.4.2. Chavetas.

Es una pieza de sección rectangular o cuadrada que es insertada entre dos elementos que deben girar solidarios para evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que es mecanizado en las piezas acopladas para insertar la chaveta se llama chavetero. Es necesario que la chaveta esté bien ajustada para evitar juegos entre las piezas que podrían provocar su desgaste o romperla por cizallamiento.

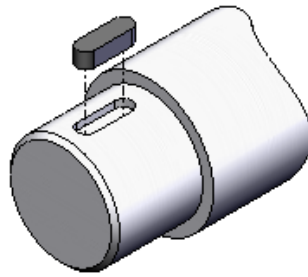


Ilustración 1.7.- Chaveta y hueco de chavetero en un eje.

1.5.4.3. Anillos de seguridad.

Elemento de seguridad utilizado para impedir el desplazamiento axial de elementos en ejes. En el reductor se emplearán para fijar las ruedas dentadas helicoidales y evitar así su desplazamiento axial a lo largo del eje.



Ilustración 1.8.- Anillo de seguridad para ejes DIN 471.

1.5.4.4. Retenes.

Los retenes se emplean para garantizar la estanqueidad de la carcasa del reductor y evitar pérdidas de lubricante por los orificios correspondientes a los ejes de entrada y salida. Además, evitan la entrada de suciedad del exterior al interior del equipo, en concreto a los cojinetes.

Los retenes se van a disponer en el agujero de la carcasa correspondiente al eje de entrada y en el orificio correspondiente al de salida. Se recomienda realizar un pequeño chaflán en los bordes de los ejes donde éstos van a ir alojados para

facilitar su colocación y no provocar daños en el dispositivo durante la misma. Se deben respetar las tolerancias del alojamiento del retén para garantizar así que exista la suficiente presión de montaje. Una presión excesiva podría provocar que el dispositivo no cumpliera su función correctamente.



Ilustración 1.9.- Retén catálogo SKF.

1.5.4.5. Pernos.

Están compuestos por un tornillo y una tuerca del mismo diámetro nominal y paso. El ensamblaje de las piezas del equipo reductor se lleva a cabo por la presión de unas piezas contra otras, provocado por el apriete ejercido en la unión roscada tuerca-tornillo.

Los tornillos empleados para el diseño del reductor son de unión, de cabeza hexagonal y fabricados conforme a la norma ISO 4014.

1.5.4.6. Tuercas.

Las tuercas son los elementos complementarios a los tornillos o pernos. Es una pieza con un taladro roscado a través del cual pasa el vástago del tornillo de igual paso. Se han escogido las tuercas conforme a la norma ISO 4034.

1.5.4.7. Arandelas.

Son piezas cilíndricas con un taladro que las atraviesa. Se sitúan entre la cabeza del tornillo o la tuerca, y la pieza a unir. Las arandelas escogidas para el diseño siguen la norma ISO 7089.

Las arandelas situadas entre la tapa de axialidad y los cojinetes del engranaje están fabricadas conforme a la norma DIN 988.

1.5.4.8. Juntas.

Estos elementos se sitúan en la zona de unión entre las partes que componen la carcasa del equipo reductor, para evitar que se produzcan fugas de lubricante en las zonas de unión en la carcasa. Son de papel y fabricadas a medida, asentadas sobre superficies con un acabado superficial fino.

1.5.4.9. Lubricación.

Teniendo en cuenta que la mayor parte de las partes móviles del equipo reductor están sometidas a frotamiento y desgaste, es necesario el empleo de lubricantes para disminuir estos efectos.

La lubricación se produce por salpicadura en este tipo de diseños. Parte de los engranajes de mayor diámetro están sumergidos en el lubricante, y mediante el movimiento de giro, éstos esparcen por todo el hueco interior de la carcasa el lubricante. Produciéndose como una especie de neblina que lubrica todas las partes del interior del equipo reductor.

Para que la lubricación sea efectiva, se tiene que tener atención a la temperatura de fluidez crítica del aceite. Se debe tener especial cuidado con la temperatura ambiente en la puesta en marcha del reductor, si ésta no supera en 10 °C la temperatura de fluidez crítica pueden existir problemas de lubricación.

El lubricante seleccionado para el equipo reductor es el Cepsa HP -ISO 100. Este lubricante tiene cualidades de servicio de media-extrema presión. Debido a los

aditivos que contiene posee una alta estabilidad a la oxidación, a la herrumbre, corrosión y resistencia a la formación de espuma.

Lubricante ISO 100	
Densidad a 15 °C	0.890 g/cm ³
Inflamabilidad	215 °C
Punto de congelación	-20 °C
Viscosidad a 100 °C	11.2 cSt
Índice de viscosidad	98.1
Clasificación AGMA	3EP

Tabla 1.5.- Características lubricante ISO 100.

1.6. Tolerancias dimensionales.

Para garantizar la intercambiabilidad de los elementos del equipo reductor, es preciso la normalización de ajustes entre elementos. De esta manera, hay un gran ahorro económico al poder comprar grandes lotes de repuestos de piezas. También asegura un fácil montado y desmontado de piezas.

El fabricante de rodamientos y retenes SKF, nos proporciona una lista con el tipo de tolerancias y calidades que se pueden seleccionar para garantizar el buen funcionamiento de los dispositivos. El ajuste de las uniones es indeterminado, con una tolerancia en los ejes de **n6**, y **H7** para los agujeros de carcasa y engranajes.

1.7. Estados superficiales.

Las tolerancias nos garantizan la posibilidad de intercambiabilidad de piezas del equipo reductor, pero no garantizan el estado de las superficies de la pieza. El funcionamiento del mecanismo se ve afectado por este factor. Para paliar este problema, se fija un valor de rugosidad superficial en las superficies de los elementos en los que pueda verse afectado su funcionamiento debido a este hecho.

El acabado superficial escogido para los cojinetes es una rugosidad media de N6, la recomendada por el fabricante.

1.8. Carcasa.

El diseño de la carcasa depende de la disposición de las ruedas dentadas en el tren de engranajes del reductor, procurando reducir las dimensiones el máximo posible para disminuir la cantidad de material, así como el peso del equipo completo. Al reducir el tamaño del equipo, disminuye el espacio interior, con lo que la cantidad de lubricante a emplear es menor.

Se ha tenido en cuenta una separación mínima de 15 mm entre engranajes y las paredes de la carcasa.

La forma de la carcasa no es la rectangular convencional, sino que se le ha dado una forma innovadora, más atractiva a la vista. Su fabricación se realizará inyectando el material en un molde cerámico.

1.9. CAE (Computer Aided Engineering).

1.9.1. Catia.

Tanto para el diseño geométrico de las piezas que componen el equipo reductor, como para su ensamblado, se ha empleado el programa CATIA [13]. Este es un software que no sólo está concebido para la modelación de productos, sino que también profundiza en la producción y el análisis de los mismos.

Debido a su versatilidad, las empresas dedicadas a la fabricación de elementos mecánicos, tales como retenes y cojinetes, permiten, una vez seleccionado un producto del catálogo, descargarlo en un formato compatible con CATIA.

Dicho programa también contiene una biblioteca de elementos de la cual se han obtenido los necesarios para la tornillería del diseño.

El programa no dispone de un generador de ruedas dentadas, como puede ser GearTrax para Solidworks. Por ello, las ruedas dentadas han tenido que ser

generadas manualmente. El programa permite introducir ecuaciones y sentencias con las que poder generar el perfil de evolvente de los engranajes. De tal manera que se han introducido las ecuaciones paramétricas de la evolvente y evaluado dichas funciones en varios puntos. Mediante la unión de estos puntos con una spline, que no es más que una aproximación polinómica, se ha determinado el perfil del diente de los engranajes. Al ser engranajes helicoidales, a la hora de extruir este perfil de diente a lo largo del ancho de cara de éste, se ha tenido en cuenta el ángulo de hélice.

El resto de piezas como carcasa, tapas de axialidad, juntas, se han generado realizando extrusiones y taladros en los elementos.

1.9.2. X-Vigas.

Es un programa libre destinado al cálculo de vigas [20]. Esta herramienta nos proporciona la siguiente información:

- ✓ Reacciones en los apoyos.
- ✓ Funciones de discontinuidad y simplificadas para cortante, flector, giros y flechas.
- ✓ Valores de esas funciones en cualquier punto de la viga.
- ✓ Representaciones gráficas de dichas funciones.
- ✓ Valores máximos en las funciones.
- ✓ En vigas hiperestáticas, genera la matriz de funciones que se obtiene al calcular las reacciones de los apoyos.

Este software nos permite calcular tanto vigas isoestáticas como hiperestáticas. Las vigas han de tener inercia y elasticidad constantes. Permite emplear cargas puntuales, distribuidas (variables y constantes) y momentos puntuales.

Los cálculos de los ejes del reductor se han realizado tanto manualmente como empleando este programa, para confirmar que los resultados obtenidos eran correctos. Para la representación gráfica de las fuerzas y reacciones en los ejes, además del diagrama de flectores, hemos utilizado las que nos genera el programa automáticamente después del cálculo de la viga.

2. MEMORIA DE CÁLCULO

2.1. Análisis y cálculo cinemático

En primer lugar, se ha de calcular cual es la relación que ha de transmitir el reductor. Dicha reducción se calcula a partir de los siguientes datos de la grúa y el motor de elevación: revoluciones por minuto del motor de elevación (1430 rpm), velocidad de elevación de la carga (0 – 30 m/min) y diámetro del tambor (500 mm).

$$V_{elevación} = \omega_{salida} * r_{tambor} \quad (2.1)$$

$$\mu = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} \quad (2.2)$$

μ = relación de reducción

Con estos datos obtenemos una velocidad angular de salida de 60 revoluciones por minuto y una relación de reducción de 23.83:1, que aproximaremos a 24:1, lo que implica una reducción de la velocidad del 96 % aproximadamente. Habiendo fijado la relación de reducción en 24:1, recalculamos y obtenemos una velocidad de salida de 59.6 revoluciones por minuto.

$$\mu = 24 = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{1430 \text{ rpm}}{59.6 \text{ rpm}}$$

2.1.1. Reductor de ejes paralelos de engranajes helicoidales.

Para conseguir la reducción deseada es preciso emplear dos etapas, con lo que tendremos dos relaciones de reducción diferentes [4].

$$\mu_{total} = \mu_1 * \mu_2 \quad (2.3)$$

$\mu_1 = 6$, relación de reducción de la primera etapa.

$\mu_2 = 4$, relación de reducción de la segunda etapa.

A continuación, se determina el número de dientes mínimo que han de tener los piñones de ambas etapas para que no se produzca interferencia con las ruedas correspondientes [2].

$$N_{p\min} = \frac{2 * K * \cos \psi}{(1 + 2 * m) * (\sin \varphi_t)^2} * \left[m + \sqrt{m^2 + (1 + 2 * m) * (\sin \varphi_t)^2} \right] \quad (2.4)$$

Donde:

m = relación de reducción correspondiente a cada etapa.

$k = 1$, por ser dientes con profundidad completa.

ψ = Ángulo de hélice.

φ_t = Ángulo de presión tangencial.

Obteniéndose un número mínimo de dientes de 15, tanto para el piñón de la primera etapa, como de la segunda. A partir de este dato realizamos el reparto de dientes por engranaje:

$$\mu_1 * \mu_2 = \frac{Z_B}{Z_A} * \frac{Z_D}{Z_C} = \frac{102}{17} * \frac{80}{20} \quad (2.4)$$

Donde:

Z_A : Número de dientes del pinón de la primera etapa

Z_C : Número de dientes del pinón de la segunda etapa

Z_B : Número de dientes de la rueda de la primera etapa

Z_D : Número de dientes de la rueda de la segunda etapa

Una vez determinado el **número de dientes Z** de cada engranaje, se calcula el diámetro primitivo, $\emptyset_{\text{primitivo}}$, de cada engranaje. Para ello, se ha de determinar antes el valor del módulo de cada par de engranajes. Escogemos un módulo normalizado de los que se recogen en la tabla 3.1 [anexo, tabla 3.1], teniendo en cuenta que hay que escoger uno mayor para el segundo par debido a que tiene que soportar un momento torsor mayor:

$$m_1 = 3 = \frac{\varnothing_{\text{primitivo A}}}{Z_A} = \frac{\varnothing_{\text{primitivo B}}}{Z_B} \quad (2.5)$$

$$\varnothing_{\text{primitivo A}} = 51 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{primitivo B}} = 306 \text{ mm}$$

$$m_2 = 4 = \frac{\varnothing_{\text{primitivo C}}}{Z_C} = \frac{\varnothing_{\text{primitivo D}}}{Z_D} \quad (2.6)$$

$$\varnothing_{\text{primitivo C}} = 80 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{primitivo D}} = 320 \text{ mm}$$

Cálculos cinemáticos para el dimensionado de engranajes:

Ángulo de hélice, $\psi = 15^\circ$

Ángulo de presión normal, $\varphi_n = 20^\circ$

Ángulo de presión tangencial, φ_t :

$$\tan \varphi_t = \frac{\tan \varphi_n}{\cos \psi} \quad (2.7)$$

Módulo normal, M_n :

$$M_n = m * \cos \psi \quad (2.8)$$

Ancho de cara, F : Es el ancho de llanta de la rueda o piñón medido paralelamente al eje. El ancho de cara debe tener un valor comprendido entre 8 y 12,5 veces el módulo del engranaje [3]. Se ha escogido un ancho de cara equivalente a 12 veces el módulo, para así garantizar una relación de contacto mayor de 1 entre los pares de engranajes.

$$F = 12 * m \quad (2.9)$$

Addendum, a: Distancia radial desde la circunferencia primitiva a la exterior.

$$a = m_n \quad (2.10)$$

Dedendum, h: Distancia radial entre la circunferencia primitiva y la del fondo del diente.

$$h = 1.25 * m_n \quad (2.11)$$

Diámetro de base, $\emptyset_{base}$: La circunferencia, lugar geométrico de todos los puntos de origen de las evolventes, que forman los flancos de los dientes de una rueda dentada, se denomina circunferencia base. Su diámetro, es el diámetro base.

$$\emptyset_{base} = \emptyset_{primitivo} * \cos \varphi_n \quad (2.12)$$

Diámetro de adendo, $\emptyset_{adendo}$: Es el diámetro de la circunferencia de mayor diámetro de la rueda.

$$\emptyset_{adendo} = \emptyset_{primitivo} + 2 * a \quad (2.13)$$

Diámetro de fondo, $\emptyset_{fondo}$: Diámetro de la circunferencia correspondiente al fondo del diente.

$$\emptyset_{fondo} = \emptyset_{primitivo} - 2 * h \quad (2.14)$$

Paso circular transversal, P_{ct} : Es el paso circular correspondiente a la sección del plano de rotación.

$$P_{ct} = \frac{\pi * \emptyset_{primitivo}}{Z} \quad (2.15)$$

Paso diametral transversal, P_{dt} :

$$P_{dt} = \frac{\pi}{P_{ct}} \quad (2.16)$$

Paso circular normal, P_{cn} :

$$P_{cn} = P_{ct} * \cos \psi \quad (2.17)$$

Paso diametral normal, P_{dn} :

$$P_{cn} = \frac{P_{dt}}{\cos \psi} \quad (2.18)$$

Paso axial, P_x :

$$P_x = \frac{P_{ct}}{\tan \psi} \quad (2.19)$$

Cálculos cinemáticos	Piñón A	Rueda B	Piñón C	Rueda D
Módulo normal, M_n (mm)	2,9	2,9	3,9	3,9
Ángulo de hélice, ψ	15,0	15,0	15,0	15,0
Ángulo de presión normal, ϕ_n	20,0	20,0	20,0	20,0
Ángulo de presión tangencial, ϕ_t	20,6	20,6	20,6	20,6
Ancho de cara, f (mm)	36,0	36,0	48,0	48,0
Addendum, a (mm)	2,9	2,9	3,9	3,9
Dedendum, h (mm)	3,6	3,6	4,8	4,8
Diámetro de fondo, $\emptyset_{fondo}$ (mm)	43,8	298,8	70,3	310,3
Diámetro de adendo, $\emptyset_{adendo}$ (mm)	56,8	311,8	87,7	327,7
Diámetro base, $\emptyset_{base}$ (mm)	47,9	287,5	75,2	300,7
Paso circular transversal, P_{ct} (mm)	9,4	9,4	12,6	12,6
Paso diametral transversal, P_{dt} (mm)	0,3	0,3	0,3	0,3
Paso circular normal, P_{cn} (mm)	9,1	9,1	12,1	12,1
Paso diametral normal, P_{dn} (mm)	0,3	0,3	0,3	0,3
Paso axial, P_x (mm)	35,2	35,2	46,9	46,9

Tabla 2.1.- Características de los engranajes de las etapas primera y segunda.

Rendimiento:

Para el cálculo de la eficiencia de los engranajes helicoidales, primero se ha de hallar la **pérdida de potencia, P_l** , debida al ángulo de la hélice de éstos [6]:

$$P_l = \frac{50f * \cos^2 \psi}{\cos \phi_n} \left(\frac{H_s^2 + H_t^2}{H_s + H_t} \right) \quad (2.20)$$

Donde:

φ_n : Ángulo normal de presión en los engranes helicoidales.

ψ : Ángulo de hélice.

f : Coeficiente de fricción.

H_s : Velocidad específica de deslizamiento al iniciarse la acción del contacto.

$$H_s = (m_G + 1) \left[\sqrt{\left(\frac{R_o}{R}\right)^2 - \cos^2 \varphi_n} - \sin \varphi_n \right] \quad (2.21)$$

H_t : Velocidad específica de deslizamiento al terminar la acción de receso.

$$H_t = \frac{m_G + 1}{m_G} \left[\sqrt{\left(\frac{r_o}{r}\right)^2 - \cos^2 \varphi_n} - \sin \varphi_n \right] \quad (2.22)$$

Donde:

m_G : relación de transmisión de cada etapa del reductor.

r_o : radio exterior del piñón.

r : radio primitivo del piñón.

R_o : radio exterior de la rueda.

R : radio primitivo de la rueda.

	1º par	2º par
H_s	0,364	0,326
H_t	0,298	0,279

Tabla 2.2.- Tabla resumen de cálculo de las velocidades específicas.

La **eficiencia** o **rendimiento**, **E**, de cada etapa, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$E(\%) = 100 - P_l \quad (2.23)$$

La **eficiencia total** del reductor se determina a partir de los valores obtenidos de la eficiencia de la primera y segunda etapa [5]:

$$\eta = E_1 * E_2 \quad (2.24)$$

Se han evaluado las pérdidas de potencia para unas condiciones en las que la fricción tuviera un valor comprendido en un intervalo de 0.05 a 0.2. En la tabla que se muestra a continuación, se recogen los valores de la eficiencia para cada una de las etapas del reductor, para el valor más y menos desfavorable de fricción, y se calcula el valor de la eficiencia total del reductor.

	$f_{\text{mínima}}$	$f_{\text{máxima}}$
fricción, f	0,05	0,20
Pérdida de potencia 1º par, P_l (%)	0,83	3,32
Pérdida de potencia 2º par (%), P_l	0,76	3,02
rendimiento 1º par engranajes (%), η_1	99,17	96,68
rendimiento 2º par engranajes (%), η_2	99,24	96,98
rendimiento total transmisión (%), η_{total}	98,42	93,76

Tabla 2.3.- Tabla resumen de cálculo de las velocidades específicas.

El rendimiento total más desfavorable del reductor de dos etapas de engranajes helicoidales en paralelo es 93.8%.

2.1.2. Reductor Sinfín-Corona

La reducción de 24:1 es alcanzada en una sola etapa. Se ha escogido un tornillo sinfín de rosca triple con el objeto de aumentar el rendimiento del reductor, $Z_w = 3$. A partir de estos valores se calcula el número de dientes de la corona, $Z_g = 72$.

$$\mu = \frac{Z_g}{Z_w} = \frac{\omega_w}{\omega_g} = \frac{\omega_{\text{entrada}}}{\omega_{\text{salida}}} \quad (2.25)$$

Cálculos cinemáticos para el dimensionado de engranajes:

Ángulo de avance del tornillo o gusano, λ : El formado entre la tangente a la hélice del paso con un plano normal al eje del tornillo.

Ángulo de hélice de la rueda o corona, ψ_g : Es igual al ángulo de avance del gusano. Escogemos un ángulo de hélice para la rueda de 15° .

$$\lambda = \psi_g \quad (2.26)$$

Paso axial, P_x : Distancia, medida axialmente, desde un punto de un hilo o filete al punto correspondiente del hilo adyacente.

Avance, L : Distancia que adelanta la rosca en una vuelta o revolución. En un tornillo de rosca simple el avance es igual al paso axial. Al ser una rosca triple, el avance es tres veces el paso axial.

$$L = Z_w * P_x \quad (2.27)$$

Diámetro primitivo del tornillo, D_w :

$$D_w = \frac{L}{\pi * \tan \lambda} \quad (2.28)$$

Diámetro primitivo de la rueda, D_g :

$$D_g = \mu * D_w * \tan \lambda \quad (2.29)$$

Cálculos Cinemáticos	
Ángulo de hélice del sinfín, Ψ_w	75°
Ángulo de hélice de la corona, Ψ_g	15°
Ángulo de avance del gusano, λ	15°
Paso axial, P_x (mm)	7,938
Avance tornillo sinfín, L (mm)	23,8
Diámetro primitivo gusano, $\emptyset_w$ (mm)	28,3
Diámetro primitivo rueda, $\emptyset_g$ (mm)	181,9
Nº dientes tornillo sinfín, Z_w	3
Nº dientes corona, Z_g	72
Ángulo de presión normal de la corona, ϕ_n	20°

Tabla 2.4.- Tabla resumen cálculos cinemáticos.

Rendimiento:**Velocidad de rozamiento, V_r :**

$$V_r = \frac{\pi * D_w * W_w}{100 * \cos \lambda} = 131.57 \text{ rpm} \quad (2.30)$$

Coeficiente de rozamiento, f : Al encontrarse V_r en el intervalo 21-910 rpm, se emplea la siguiente ecuación para el cálculo del coeficiente de rozamiento [2]:

$$f = \frac{0.208}{V_r^{0.36}} = 0.04 \quad (2.31)$$

La **eficiencia o rendimiento, e** , basado en el coeficiente de rozamiento es [3]:

$$e = \tan \lambda * \left(\frac{\cos \phi_n - f * \tan \lambda}{\cos \phi_n * \tan \lambda + f} \right) \quad (2.32)$$

El rendimiento obtenido es del 86.6%

2.1.3. Elección del tipo de reductor

La elección del tipo de reductor se ha llevado a cabo en base a una comparación entre los rendimientos mecánicos de ambos tipos de reductores. Observamos que para un mismo motor y reducción de velocidad idéntica, el rendimiento obtenido con el reductor de engranajes helicoidales en paralelo es mayor, por ello el resto de cálculos de diseño se centrarán en éste.

$$\eta_{\text{más desfavorable engranajes paralelo}} = 93.8\% > \eta_{\text{sin fin}} = 86.6\%$$

2.2. Coeficiente de recubrimiento.

Calculamos el **coeficiente de recubrimiento**, ε , para saber el número de dientes que están engranados a la vez, en promedio, con los dientes de la otra rueda. Para garantizar que la transmisión sea suave y continua, dicho coeficiente debe ser mayor que la unidad [4]:

$$\varepsilon = \frac{g_b}{P_b} \quad (2.33)$$

Donde:

g_b : Arco de conducción, medido desde la circunferencia base, durante el que se produce el engrane de un diente:

$$g_b = \sqrt{r_{\text{adendo piñón}}^2 - r_{\text{base piñón}}^2} - r_{\text{base piñón}} * \tan \varphi_n + \sqrt{r_{\text{adendo rueda}}^2 - r_{\text{base rueda}}^2} - r_{\text{base rueda}} * \tan \varphi_n \quad (2.34)$$

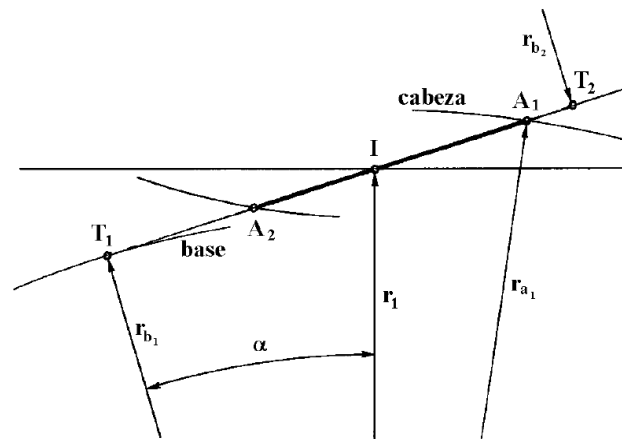


Ilustración 2.1.- Zona activa de la línea de engrane, [4].

Paso base, P_b : Paso circular transversal, que es igual en el piñón y en la rueda.

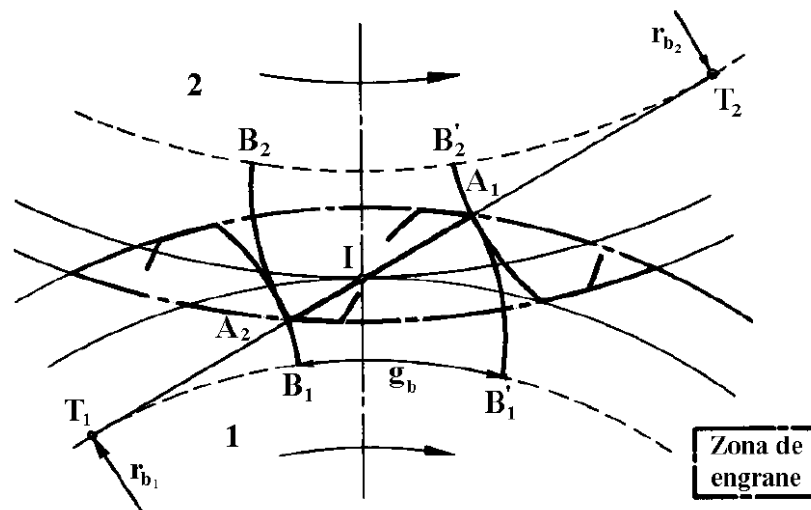


Ilustración 2.2.- Comienzo y fin del engrane de una pareja de dientes, [4].

1º par de engranajes		2º par de engranajes	
Arco de conducción, g_b	14,467	Arco de conducción, g_b	19,366
Paso base, P_b	9,425	Paso base, P_b	12,566
Coeficiente Recubrimiento, ϵ	1,535	Coeficiente Recubrimiento, ϵ	1,541

Tabla 2.5.- Cálculo coeficiente recubrimiento etapas 1º y 2ª.

Como podemos observar, en ambas etapas del reductor tenemos un coeficiente superior a 1, con lo cual el diseño cumple dicho requisito necesario para una transmisión suave y continua.

2.3. Interferencia y socavación.

Se produce interferencia cuando el diente de una rueda dentada intenta penetrar en el diente de la rueda con la que engrana. Si esta interferencia es entre la herramienta que genera la rueda y la propia rueda, la herramienta elimina todo el material de la rueda que produce interferencia, lo que ocasiona la socavación del diente [4].

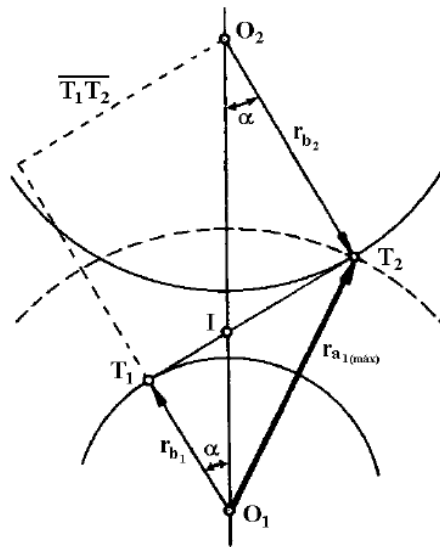


Ilustración 2.3.- Radio máximo de cabeza de la rueda "1", [4].

En esta imagen se representa el radio máximo de cabeza de la rueda "1" para que no se produzca interferencia o socavación con la rueda "2".

$$r_{ad1(máx)} = \sqrt{r_{base1}^2 + \overline{T_1T_2}^2} \quad (2.35)$$

Donde:

$$\overline{T_1T_2} = r_{base1} \left(\frac{z_1 + z_2}{z_1} \right) \tan \varphi_n \quad (2.36)$$

Comprobaciones primer par de engranajes:

$$r_a \text{ (máx) piñón A} = 65.6 \text{ mm}$$

$$r_a \text{ piñón A} = 28.4 \text{ mm}$$

$$r_a \text{ (máx) corona B} = 156.2 \text{ mm}$$

$$r_a \text{ corona B} = 155.9 \text{ mm}$$

Como $r_a \text{ (máx) piñón A} > r_a \text{ piñón A}$ y $r_a \text{ (máx) corona B} > r_a \text{ corona B}$, la primera etapa del reductor cumple a interferencia y socavación.

Comprobaciones segundo par de engranajes:

$$r_a \text{ (máx) piñón C} = 78.1 \text{ mm}$$

$$r_a \text{ piñón C} = 43.9 \text{ mm}$$

$$r_a \text{ (máx) corona D} = 165.2 \text{ mm}$$

$$r_a \text{ corona D} = 163.9 \text{ mm}$$

Como $r_a \text{ (máx) piñón C} > r_a \text{ piñón C}$ y $r_a \text{ (máx) corona D} > r_a \text{ corona D}$, la segunda etapa del reductor también cumple a interferencia y socavación.

2.4. Análisis de fuerzas.

Debido a la geometría de los engranajes helicoidales, se genera una fuerza axial en los dientes de los engranajes, además de las fuerzas radial y tangencial que se presentan en los engranajes de dientes rectos. En la imagen que se muestra a continuación se representa una vista tridimensional de dichas fuerzas. El punto de aplicación de las fuerzas se encuentra en el plano de paso y en el centro de la cara del engranaje [2].

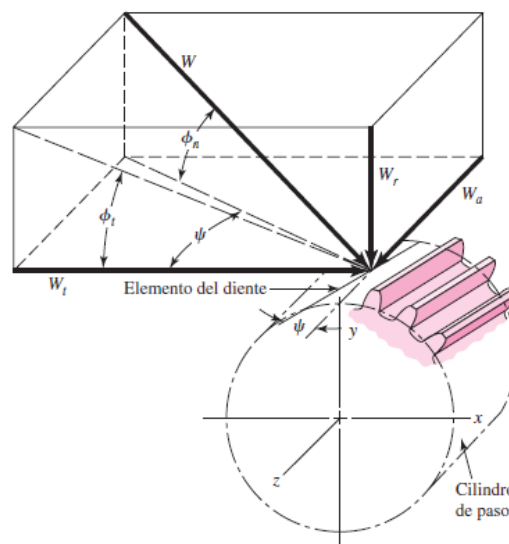


Ilustración 2.4.- Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane helicoidal [2].

Fuerza total, W:

$$W = \frac{W_t}{\cos \varphi_n * \cos \psi} \quad (2.37)$$

Componente radial, W_r :

$$W_r = W * \sin \varphi_n \quad (2.38)$$

Componente tangencial o carga transmitida, W_t :

$$W_t = W * \sin \varphi_n \quad (2.39)$$

Componente axial, W_a :

$$W_a = W * \cos \varphi_n * \sin \psi \quad (2.40)$$

Velocidad en la línea de paso, V:

$$V(m/s) = \frac{\pi * \emptyset * n}{60 * 10^3} \quad (2.41)$$

Cálculo de fuerzas:

	1º par engranajes	2º par engranajes
Fuerza total, W (kN)	5,34	20,42
Fuerza radial, W_r (kN)	1,83	6,98
Fuerza tangencial, W_t (kN)	4,84	18,53
Fuerza axial, W_a (kN)	1,30	4,97
Vel. en línea de paso, V (m/s)	3,819	0,998
Potencia, H (kW)	18,5	18,5
Relación de transmisión, μ	6	4
Revoluciones piñón, W (rpm)	1430	238,33
Diámetro primitivo, $\emptyset_{prim}$ (mm)	51	80

Tabla 2.6.- Resumen fuerzas en ambas etapas del reductor.

2.5. Comprobaciones del esfuerzo de la AGMA.

En este apartado se analiza la resistencia de los engranajes al esfuerzo de flexión y de contacto según la American Gear Manufacturers Association (AGMA). Para ello, se ha de calcular una serie de factores relacionados con la geometría de las ruedas dentadas y el tipo de material empleado que nos modificarán el valor de la resistencia a los esfuerzos antes citados.

2.5.1. Esfuerzo de flexión.

En este apartado analizamos la resistencia a la flexión de los dientes de los engranajes.

FACTORES:

- ❖ **Factor dinámico, K_v :** Este factor tiene en cuenta las imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de los dientes de los engranajes en movimiento.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (2.42)$$

Donde:

$$A = 50 + 56(1 - B) = 76.88 \quad (2.43)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} = 0.52 \quad (2.44)$$

La **velocidad en la línea de paso, V :**

$$V = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \text{ (m/s)} \quad (2.45)$$

El **número de nivel de exactitud en la transmisión, Q_v** , define las tolerancias de construcción para engranajes de diversos tamaños fabricados con una calidad específica. Para el diseño se ha seleccionado una calidad de orden 9, una calidad de precisión [Anexo, ilustración 3.1].

Para el primer par de engranajes se obtiene un $K_v = 1.173$

Para el segundo par de engranajes $K_v = 1.092$

- ❖ **Factor de tamaño, K_s :** Compensa la falta de uniformidad de las propiedades del material debida al tamaño. La AGMA aconseja un valor de $K_s = 1$.
- ❖ **Factor de distribución de carga, K_m :** Corrige el hecho de que la carga no sigue una distribución uniforme a lo largo de la línea de contacto del diente. Su valor depende del ancho de cara del engranaje, al ser inferior a 50 mm en ambas etapas, $K_m = 1.6$ [Anexo, tabla 3.2].
- ❖ **Factor de sobrecarga, K_o (K_a):** Este factor representa el grado de choque de la maquinaria conectada al tren de engranajes sobre los dientes de los engranajes, $K_o = 1$ [Anexo, tabla 3.3].
- ❖ **Factor de espesor del aro, K_B :** Al ser los engranajes macizos, este factor no afecta, con lo que $K_B = 1$.
- ❖ **Factor geométrico de resistencia a la flexión, Y_j :** Conociendo el ángulo de hélice y el número de dientes de cada engranaje se puede calcular Y_j :

$$Y_j = J' * F_{multiplicador} \quad (2.46)$$

Donde:

J' : Factor geométrico para un acoplamiento con un engranaje de 75 dientes [Anexo, ilustración 3.2].

F_{mult} : Multiplicador del factor geométrico, para ajustar el acoplamiento del engranaje para el número de dientes que ocupa nuestro diseño [Anexo, ilustración 3.3].

En la primera etapa:

$J'_{\text{piñón}} = 0.48$	$F_{\text{mult. piñón}} = 0.92$	$Y_j = 0.44$
$J'_{\text{rueda}} = 0.64$	$F_{\text{mult. rueda}} = 1.01$	$Y_j = 0.65$

Para la segunda etapa:

$$J'_{\text{piñón}} = 0.51$$

$$F_{\text{mult. piñón}} = 0.93$$

$$Y_j = 0.48$$

$$J'_{\text{rueda}} = 0.63$$

$$F_{\text{mult. rueda}} = 1.00$$

$$Y_j = 0.63$$

- ❖ **Factor de ciclos de esfuerzos, Y_N :** Para 10^7 ciclos en fatiga por flexión, $Y_N = 1$ [Anexo, ilustración 3.4].
- ❖ **Factor de confiabilidad, Y_Z :** Para una confiabilidad del 99%, $Y_Z = 1$ [Anexo, tabla 3.4].
- ❖ **Factor de temperatura, Y_θ :** Para temperaturas inferiores a 120 °C, tanto de aceite como del disco del engrane, $Y_\theta = 1$.
- ❖ **Número de esfuerzo de flexión, S_t :** Para el acero AISI 4140 de 467HB de grado 2, $S_t = 459.8$ MPa [Anexo, ilustración 3.6].

Una vez calculados los factores que afectan al esfuerzo de flexión, se procede al cálculo de éste para cada una de las etapas del reductor.

Esfuerzo de flexión, σ : Es el esfuerzo máximo al que están sometidos los dientes de los engranajes de cada una de las etapas del reductor:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_m K_B}{Y_j} \quad (2.47)$$

Donde:

W_t : Es la fuerza tangencial a la que está sometida el engranaje.

b : Es el ancho de cara del engranaje.

m_t : Es el módulo del engranaje.

Para la primera etapa:

$$\sigma = 190 \text{ MPa}$$

Para la segunda etapa:

$$\sigma = 352 \text{ MPa}$$

Límite de durabilidad en flexión, σ_{perm} : Esfuerzo máximo de flexión que pueden resistir los dientes de los engranajes:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{Y_\theta Y_Z} = 459.8 \text{ MPa} \quad (2.48)$$

Factor de seguridad, S_F : Para garantizar un correcto funcionamiento del reductor para una vida de 10^7 ciclos, el factor de seguridad debe ser superior a la unidad:

$$S_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} \quad (2.49)$$

En la primera etapa: $S_F = 2.42$

En la segunda etapa: $S_F = 1.31$

2.5.2. Esfuerzo de contacto o resistencia a la picadura.

En este apartado analizamos la resistencia al contacto de los dientes de los engranajes. Los factores calculados anteriormente para el esfuerzo de flexión, y necesarios para determinar el esfuerzo de contacto, no han sido incluidos en la siguiente lista.

FACTORES:

- ❖ **Factor de la condición superficial, Z_R** : Este factor tiene en cuenta al acabado superficial, los posibles esfuerzos residuales y efectos plásticos que puedan haber en los dientes de los engranajes, como resultado de su fabricación, $Z_R = 1$.
- ❖ **Coeficiente elástico, Z_E** : El valor para el acero, lo obtenemos de la tabla de coeficientes plásticos [Anexo, tabla 3.5].
- ❖ **Factor geométrico de resistencia superficial, I** :

$$I = \frac{\cos \varphi_t \sin \varphi_t}{2m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (2.50)$$

Donde:

m_G : Es la relación de transmisión de cada etapa.

m_N : Es la relación de la reparto de la carga.

$$m_N = \frac{p_N}{0.95Z} \quad (2.51)$$

p_N : Paso base normal.

$$p_N = p_n \cos \varphi_n \quad (2.52)$$

Z: Longitud línea de acción:

$$Z = [(r_{p_piñón} + a)^2 - r_{b_piñón}^2]^{1/2} + [(r_{p_corona} + a)^2 - r_{b_corona}^2]^{1/2} - (r_{p_p} + r_{p_c}) \sin \varphi_t$$

a : Adendo. (2.53)

Primera etapa del reductor:

$$p_N = 8.55 \text{ mm} \quad m_G = 6 \quad m_N = 0.72$$

$$Z = 12.58 \text{ mm} \quad I = 0.20$$

Segunda etapa del reductor:

$$p_N = 11.41 \text{ mm} \quad m_G = 4 \quad m_N = 0.70$$

$$Z = 17.25 \text{ mm} \quad I = 0.19$$

❖ **Factor de relación de la dureza, C_H** : Empleado para compensar el posible endurecimiento del piñón con respecto a la rueda, al estar sometido a un mayor número de ciclos de esfuerzo de contacto. Para nuestro diseño seleccionamos un valor de $C_H = 1$.

❖ **Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura, Z_N :**

Para nuestro diseño, con una vida de 10^7 ciclos, $Y_N = 1$ [Anexo, ilustración 3.5].

❖ **Resistencia al contacto del engrane, S_c :** Para el acero AISI 4130 de 467HB, $S_c = 1552$ MPa [Anexo, tabla 3.6].

Una vez calculados los factores que afectan al esfuerzo de contacto, se procede al cálculo de éste para cada etapa del reductor.

Esfuerzo de contacto, σ_c : Es el esfuerzo máximo al que están sometidos los dientes de los engranajes de cada una de las etapas del reductor:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{C_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{I}} \quad (2.54)$$

Donde:

W_t : Es la fuerza tangencial a la que está sometida el engranaje.

b : Es el ancho de cara del engranaje.

d_{w1} : Diámetro de paso del piñón.

Para la primera etapa: $\sigma_c = 956.5$ MPa

Para la segunda etapa: $\sigma_c = 1273.5$ MPa

Límite de durabilidad por contacto, $\sigma_{c,perm}$: Esfuerzo máximo de contacto que pueden resistir los dientes de los engranajes:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_c Z_N C_H}{Y_\theta Y_Z} = 1552 \text{ MPa} \quad (2.55)$$

Factor de seguridad, S_H : Para garantizar un correcto funcionamiento del reductor para una vida de 10^7 ciclos, el factor de seguridad debe ser superior a la unidad:

$$S_H = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} \quad (2.56)$$

En la primera etapa: $S_H = 1.62$

En la segunda etapa: $S_H = 1.22$

2.6. Dimensionado de ejes.

Para la representación gráfica de los diagramas de flectores, reacciones y comprobación de resultados, se ha empleado el programa X-Vigas [20]. Los ejes se han calculado como vigas isostáticas biapoyadas, con un apoyo articulado fijo y otro articulado móvil. La dirección que se ha supuesto de las reacciones es la que se representa a continuación en la ilustración 2.5.

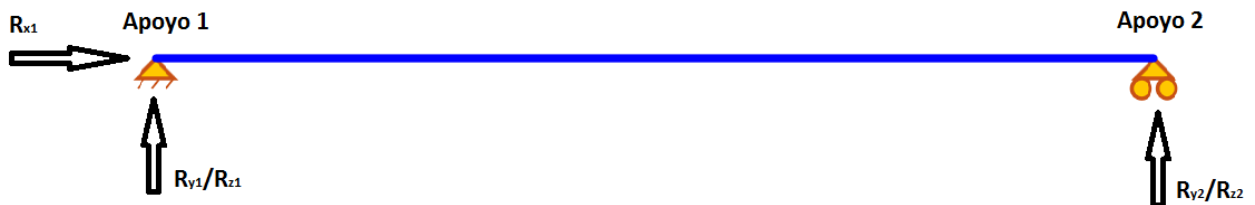


Ilustración 2.5.- Representación de las reacciones sobre el eje.

2.6.1. Cálculo de reacciones en apoyos y representación de diagrama de momentos flectores.

➤ Eje de entrada:

$x = 22.5$ mm para Piñón A

Plano XY:

- Fuerzas y reacciones:

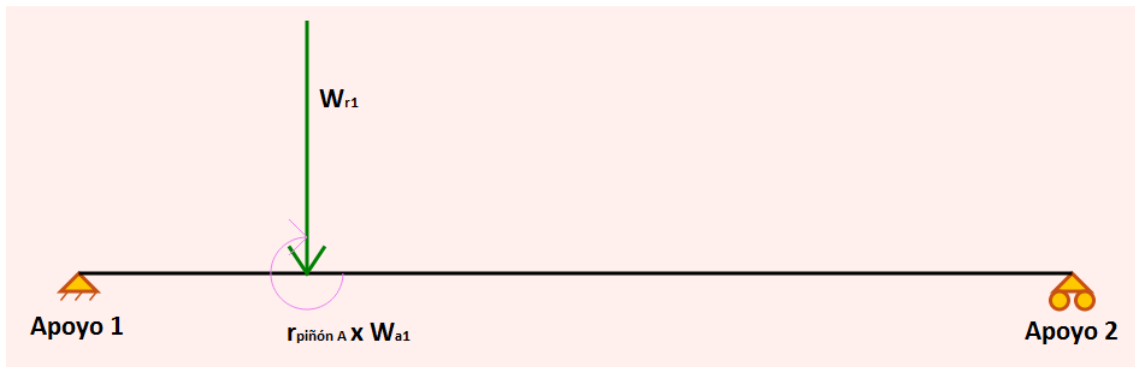


Ilustración 2.6.- Representación de las fuerzas y momentos puntuales sobre el eje de entrada.

$$R_{y1} = 1068.6 \text{ N}$$

$$R_{y2} = 756.9 \text{ N}$$

$$R_{x1} = 1298.1 \text{ N}$$

- Diagrama de momentos flectores:

$$M_z(x) = \begin{cases} 1068.62x, & 0 \leq x \leq 22.5 \\ -756.91x + 74.18, & 22.5 < x \leq 98 \end{cases}$$

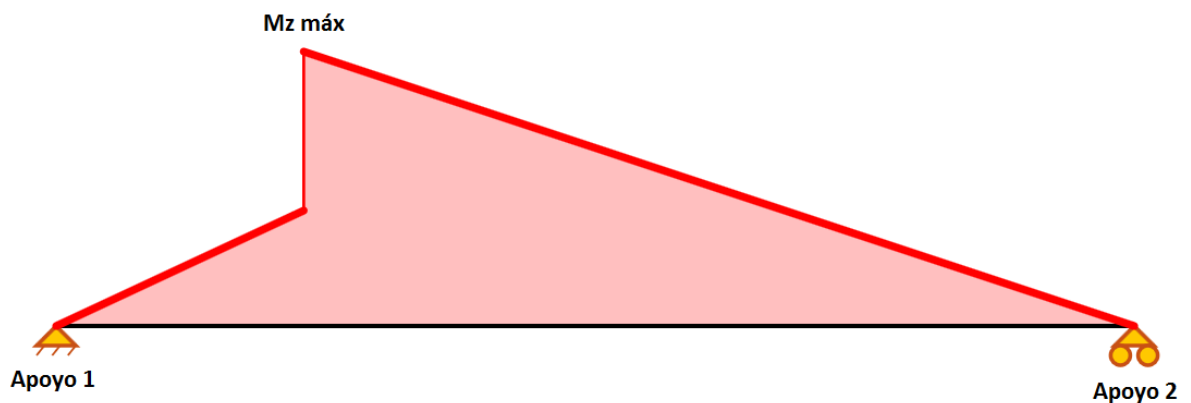


Ilustración 2.7.- Representación del diagrama de momentos flectores en el plano XY del eje de entrada.

$$M_{z \text{ max}} (x = 22.5 \text{ mm}) = 57.15 \text{ Nm}$$

Plano XZ:

- Fuerzas y reacciones:

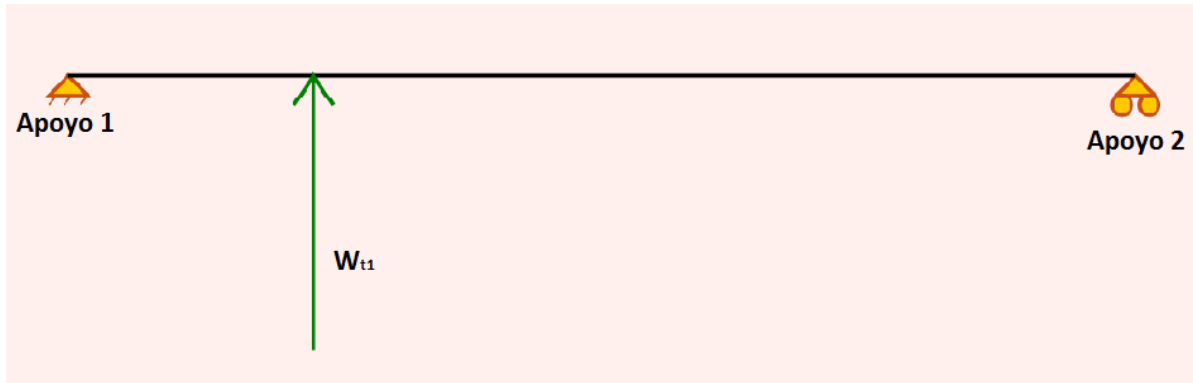


Ilustración 2.8.- Representación de las fuerzas sobre el eje de entrada en el plano XZ.

$$R_{z1} = -3732.4 \text{ N}$$

$$R_{z2} = -1112.3 \text{ N}$$

- Diagrama de momentos flectores:

$$M_y(x) = \begin{cases} -3732.4x, & 0 \leq x \leq 22.5 \\ 1112.3x - 109, & 22.5 < x \leq 98 \end{cases}$$

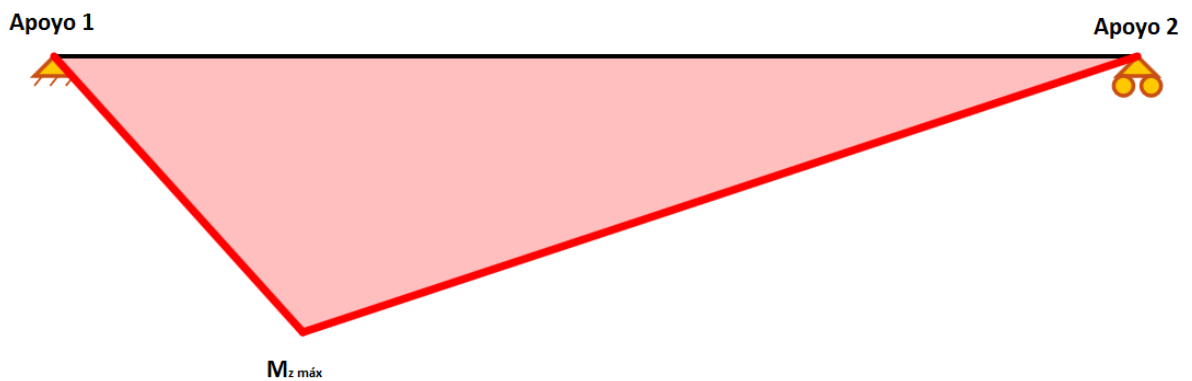


Ilustración 2.9.- Representación del diagrama de momentos flectores en el plano XZ del eje de entrada.

$$M_{y \max}(x = 22.5 \text{ mm}) = 83.98 \text{ Nm}$$

➤ **Eje intermedio:**

$x = 22.5 \text{ mm}$ para Rueda B

$x = 69.5 \text{ mm}$ para Piñón C

Plano XY:

- Fuerzas y reacciones:

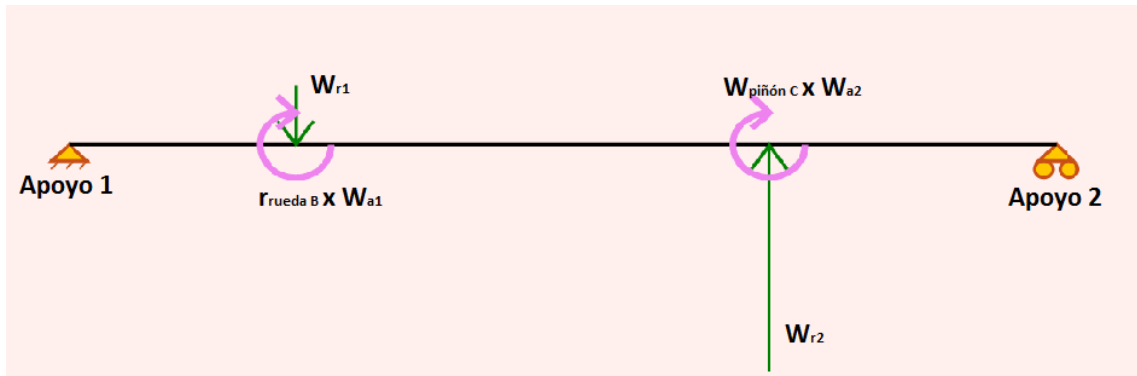


Ilustración 2.10.- Representación de las fuerzas y momentos puntuales sobre el eje intermedio.

$$R_{y1} = -4677.5 \text{ N}$$

$$R_{y2} = -479.6 \text{ N}$$

$$R_{x1} = 3667.2 \text{ N}$$

- Diagrama de momentos flectores:

$$M_z(x) = \begin{cases} -4677.53x, & 0 \leq x \leq 22.5 \\ -6503.06x + 239.68, & 22.5 < x \leq 69.5 \\ 479.59x - 47, & 69.5 < x \leq 98 \end{cases}$$

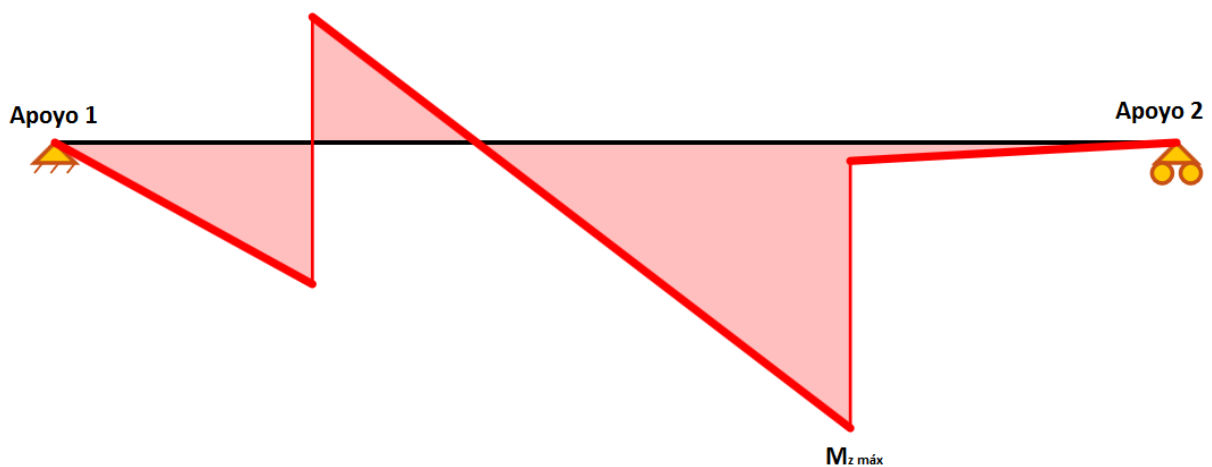


Ilustración 2.11.- Representación del diagrama de momentos flectores en el plano XY del eje intermedio.

$$M_{z \text{ máx}} (x = 69.5 \text{ mm}) = 212.28 \text{ Nm}$$

Plano XZ:

- Fuerzas y reacciones:

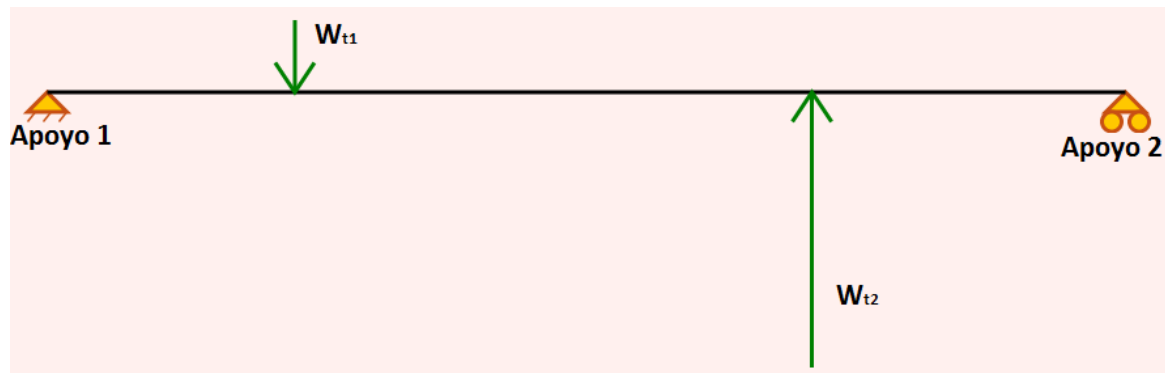


Ilustración 2.12.- Representación de las fuerzas sobre el eje intermedio en el plano XZ.

$$R_{z1} = -1656.72 \text{ N}$$

$$R_{z2} = -12029.56 \text{ N}$$

- Diagrama de momentos flectores:

$$M_z(x) = \begin{cases} -1656.72x, & 0 \leq x \leq 22.5 \\ -65501.42x + 109, & 22.5 < x \leq 69.5 \\ 12029.56x - 1178.9, & 69.5 < x \leq 98 \end{cases}$$

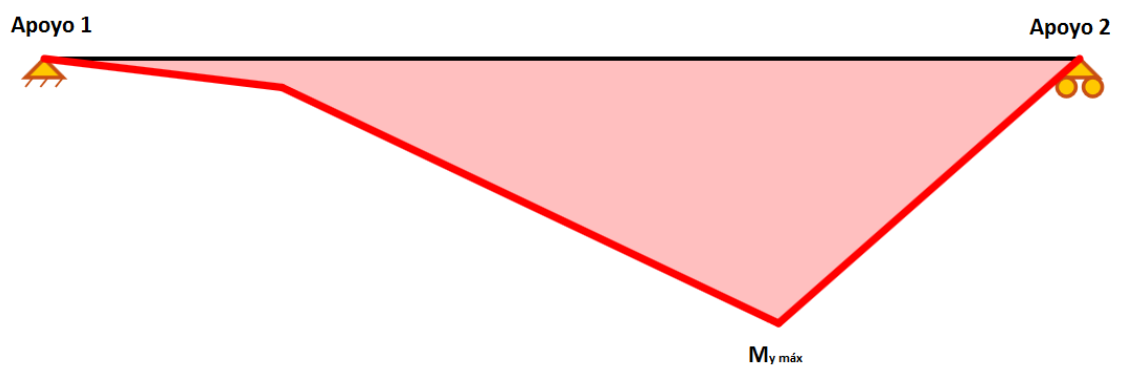


Ilustración 2.13.- Representación del diagrama de momentos flectores en el plano XZ del eje intermedio.

$$M_{y \text{ máx}} (x = 69.5 \text{ mm}) = 342.8 \text{ Nm}$$

➤ **Eje de salida:**

$x = 65.5$ mm para Rueda D

Plano XY:

- Fuerzas y reacciones:

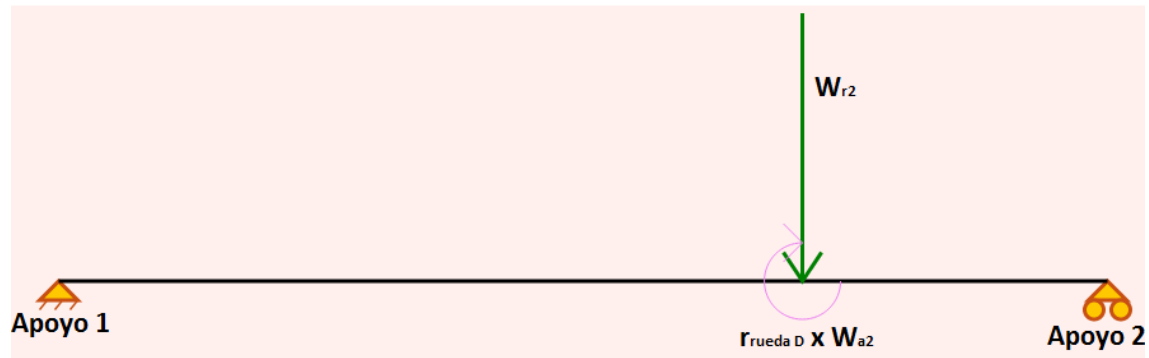


Ilustración 2.14.- Representación de las fuerzas y momentos puntuales sobre el eje de salida.

$$R_{y1} = -6334.6 \text{ N}$$

$$R_{y2} = 13317.3 \text{ N}$$

$$R_{x1} = -4965.4 \text{ N}$$

- Diagrama de momentos flectores:

$$M_z(x) = \begin{cases} -6334.62x, & 0 \leq x \leq 65.5 \\ -13317.27x + 1251.82, & 65.5 < x \leq 94 \end{cases}$$

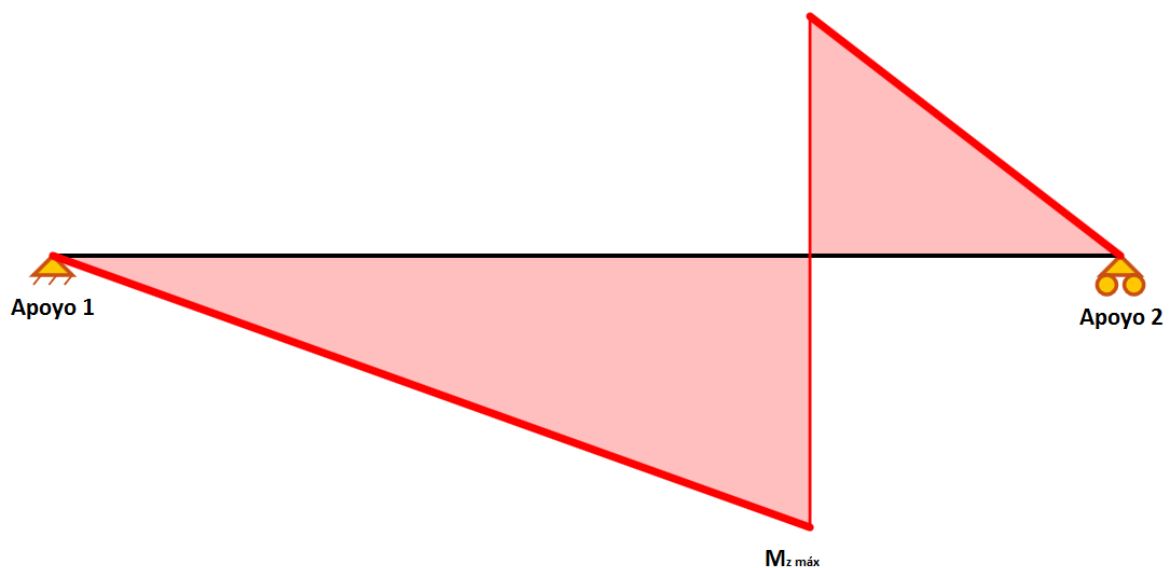


Ilustración 2.15.- Representación del diagrama de momentos flectores en el plano XY del eje de salida.

$$M_{z \text{ max}} (x = 69.5.5 \text{ mm}) = 414.9 \text{ Nm}$$

Plano XZ:

- Fuerzas y reacciones:



Ilustración 2.16.- Representación de las fuerzas sobre el eje de salida en el plano XZ.

$$R_{z1} = 5618.4 \text{ N}$$

$$R_{z2} = 12912.5 \text{ N}$$

- Diagrama de momentos flectores:

$$M_y(x) = \begin{cases} 5618.44x, & 0 \leq x \leq 65.5 \\ -12912.54x + 1213.78, & 65.5 < x \leq 94 \end{cases}$$

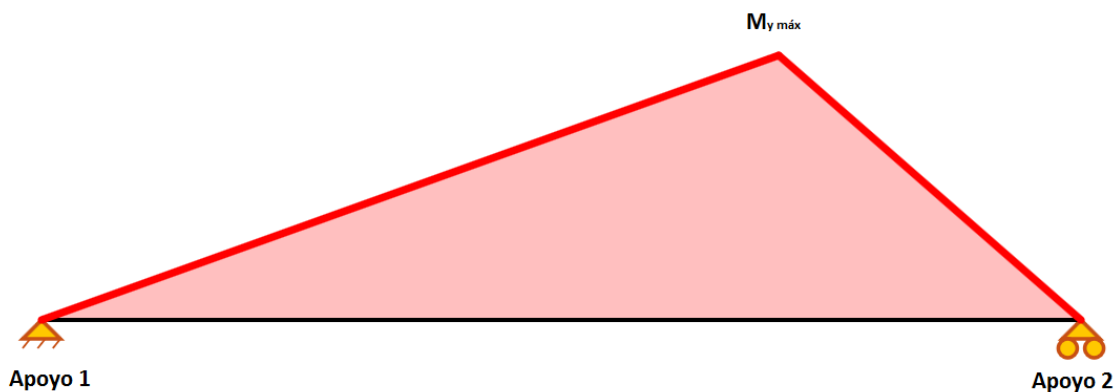


Ilustración 2.17.- Representación del diagrama de momentos flectores en el plano XZ del eje de salida.

$$M_{y \text{ máx}} (x = 65.5 \text{ mm}) = 233.17 \text{ Nm}$$

2.6.2. Análisis a fatiga de los ejes.

Debido al elevado número de ciclos al que están sometidos los ejes del reductor durante su funcionamiento, es preciso realizar un análisis a fatiga frente a los esfuerzos de flexión y torsión que actúan sobre ellos. Se han considerado el momento flector como alternante y el torsor como constante durante el giro.

Se ha empleado el criterio de Soderberg modificado para el análisis a fatiga. Se han evaluado dos zonas críticas para el dimensionamiento de los ejes. En primer lugar, la sección en la cual el diagrama de momentos flectores alcanzaba el máximo valor, que coincidía con el centro de la cara de los engranajes. Por otro lado, se ha tenido en cuenta el rebaje que se ha de hacer en el eje para alojar el anillo de seguridad que impida el movimiento axial de cada engranaje a lo largo del eje. Para evaluar esta sección crítica, se ha tomado el valor de los momentos flector y torsor al comienzo y final de cada engranaje, seleccionando el valor más crítico en cada caso. La ecuación empleada para el dimensionado de los ejes es la siguiente [2]:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} \quad (2.57)$$

Donde:

n : Factor de seguridad.

M_a : Momento flector máximo de la sección en la zona crítica.

T_m : Momento torsor máximo de la sección en la zona crítica.

$$T_m = W_a * r_{engranaje} \quad (2.58)$$

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del eje.

$$S_e = S'_e * K_a K_b K_c K_d K_e \quad (2.59)$$

Donde:

S_e' : Límite de fatiga de la viga rotatoria. Debido a que los aceros que se han empleado para el diseño tienen todos una resistencia mínima a la tensión superior a 1400 MPa, si aplicamos el criterio expuesto en el Shigley [2], todos tendrían un valor de $S_e' = 700$ MPa. Siguiendo este criterio, se dio el caso en el que empleando un acero con una resistencia última superior a otro, los resultados en el dimensionado del eje eran peores que en el caso de emplear un acero más blando. Por ello, se recurrió a datos experimentales sobre la variación de la resistencia a fatiga frente a la resistencia última del acero [Anexo, ilustración 3.7].

Para el acero AISI 4140, $S_e' = 896$ MPa, $S_{ut} = 1770$ MPa y $S_y = 1640$ MPa [Anexo, tabla 3.9].

K_a : Factor de superficie [Anexo, tabla 3.7].

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (2.60)$$

K_b : Factor de tamaño:

$$K_b = \left(\frac{d_{prueba}}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad (2.61)$$

Se comienza suponiendo un diámetro del eje, d_{prueba} , y mediante un proceso iterativo, se obtiene el valor final del diámetro del eje.

K_c : Factor de carga. En este caso cogemos el valor correspondiente a flexión.

K_d : Factor de temperatura.

K_e : Factor de confiabilidad. Calculamos el factor para una confiabilidad del 99% [Anexo, tabla 3.8].

$$K_e = 1 - 0.08z_a \quad (2.62)$$

K_f : Factor de concentración de tensiones. El caso más restrictivo es en flexión, por lo cual lo calculamos para flexión.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.63)$$

Siendo “ q ” la sensibilidad de la muesca [Anexo, ilustraciones 3.8 y 3.9].

K_t : Factor de concentración de esfuerzo teórico [Anexo, ilustraciones 3.10 y 3.11].

➤ Eje de entrada:

FACTORES					
K _a (maquinado o laminado en frío, a=4.51, b=-0.265)			0.622		
K _e (99%, z _a = 2.326)			0.814		
K _d = K _c			1		
ZONA CRÍTICA 1			ZONA CRÍTICA 2		
X (mm)	22.5		X (mm)	40.5	
M _{max} (MPa)	101.6		M (MPa)	77.4	
T _{max} (MPa)	123.5		T (MPa)	61.8	
RESTO DE FACTORES			RESTO DE FACTORES		
K _b	0.921		K _b	0.903	
K _f	1		K _f	2.296	
			K _t	2.35	q 0.96
CÁLCULO RESISTENCIA A FATIGA			CÁLCULO RESISTENCIA A FATIGA		
n	1.5		n	1.5	
S _e ’ (MPa)	896.3		S _e ’ (MPa)	896.3	
S _e (MPa)	417.7		S _e (MPa)	409.3	
d _{mín} (mm)	15.73		d _{mín} (mm)	18.81	
DIMENSIONES Y TIPO DE ACERO					
L(mm) = 98			D (mm)= 19		
Acero AISI 4140 de 510HB					

Tabla 2.7.- Resultados cálculos a fatiga del eje de entrada.

➤ Eje intermedio:

FACTORES					
K _a (maquinado o laminado en frío, a=4.51, b=-0.265)			0.622		
K _e (99%, z _a = 2.326)			0.814		
K _d = K _c			1		
ZONA CRÍTICA 1			ZONA CRÍTICA 2		
X (mm)	69.5		X (mm)	45.5	
M _{max} (MPa)	403.2		M (MPa)	195.1	
T _{max} (MPa)	741.2		T (MPa)	370.6	
RESTO DE FACTORES			RESTO DE FACTORES		
K _b	0.871		K _b	0.870	
K _f	1		K _f	2.306	
			K _t	2.36	q 0.96
CÁLCULO RESISTENCIA A FATIGA			CÁLCULO RESISTENCIA A FATIGA		
n	1.5		n	1.5	
S _e ’ (MPa)	896.3		S _e ’ (MPa)	896.3	
S _e (MPa)	395.0		S _e (MPa)	394.4	
d _{mín} (mm)	25.74		d _{mín} (mm)	26.09	
DIMENSIONES Y TIPO DE ACERO					
L(mm) = 98			D (mm)= 27		
Acero AISI 4140 de 510HB					

Tabla 2.8.- Resultados cálculos a fatiga del eje intermedio.

➤ Eje de salida:

FACTORES					
K _a (maquinado o laminado en frío, a=4.51, b=-0.265)			0.622		
K _e (99%, z _a = 2.326)			0.814		
K _d = K _c			1		
ZONA CRÍTICA 1			ZONA CRÍTICA 2		
X (mm)	65.5		X (mm)	41.5	
M _{max} (MPa)	554.6		M (MPa)	351.4	
T _{max} (MPa)	2965.0		T (MPa)	1482.5	
RESTO DE FACTORES			RESTO DE FACTORES		
K _b	0.848		K _b	0.847	
K _f	1		K _f	2.344	
			K _t	2.40	q 0.96
CÁLCULO RESISTENCIA A FATIGA			CÁLCULO RESISTENCIA A FATIGA		
n	1.5		n	1.5	
S _e ’ (MPa)	896.3		S _e ’ (MPa)	896.3	
S _e (MPa)	384.3		S _e (MPa)	384.2	
d _{mín} (mm)	32.82		d _{mín} (mm)	32.88	
DIMENSIONES Y TIPO DE ACERO					
L(mm) = 94			D (mm)= 33		
Acero AISI 4140 de 510HB					

Tabla 2.9.- Resultados cálculos a fatiga del eje de salida.

2.7. Cojinetes.

El criterio seguido a la hora de seleccionar un cojinete ha sido el espacio disponible y la carga aplicada. Debido a que se han empleado engranajes helicoidales en el diseño, aparece una fuerza axial en la dirección del eje, además de la fuerza radial. Elegimos cojinetes de rodillos cónicos ya que por su configuración están preparados para soportar tanto cargas axiales como radiales.

En primer lugar, se define la vida nominal del cojinete, L , como el número de ciclos que el cojinete puede soportar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o elementos rodantes.

$$L = L_D * n_D * 60 \text{ (ciclos)} \quad (2.64)$$

Donde:

L_D : Es la vida esperada para el diseño, 12000 horas.

n_D : Es el número de revoluciones por minuto a las que gira el eje.

En segundo lugar, se calcula la capacidad de carga básica:

$$C = (L)^{1/a} * P \quad (2.65)$$

Donde:

$a = 10/3$, para cojinetes de rodillos cónicos.

P : Carga equivalente, que depende del cociente de las fuerzas axial y radial.

$$P: \begin{cases} P = 0.4F_r + Y \cdot F_a & \frac{F_a}{F_r} > e \\ P = F_r & \frac{F_a}{F_r} \leq e \end{cases} \quad (2.66)$$

Los cálculos de los cojinetes se han llevado a cabo utilizando los valores más desfavorables de la fuerza axial y radial en cada eje. En ambos apoyos del eje se ha

utilizado el mismo cojinete por si se tuviera que invertir el sentido de giro del mecanismo.

Los cojinetes escogidos pertenecen al catálogo de SKF.

2.7.1. Cojinetes eje de entrada.

Rodamientos primer eje:	
L_D (h)	12000
n_D (rpm)	1430
A	3,33
L (ciclos* 10^6)	1029,6
F_a (kN)	1,30
F_r (kN)	3,88
F_a/F_r	0,33
E	0,27
Y	2,2
C (kN)	39,1
P (kN)	4,41
C_D (kN)	35,33
d_{eje} (mm)	19

Tabla 2.10. Resumen cálculos del cojinete.

Al ser $C_D < C$, este cojinete cumple las solicitaciones del diseño. Al ser el diámetro del eje mayor del que se había calculado en el apartado 2.6, establecemos este valor de 19 mm como el diámetro del eje de entrada.

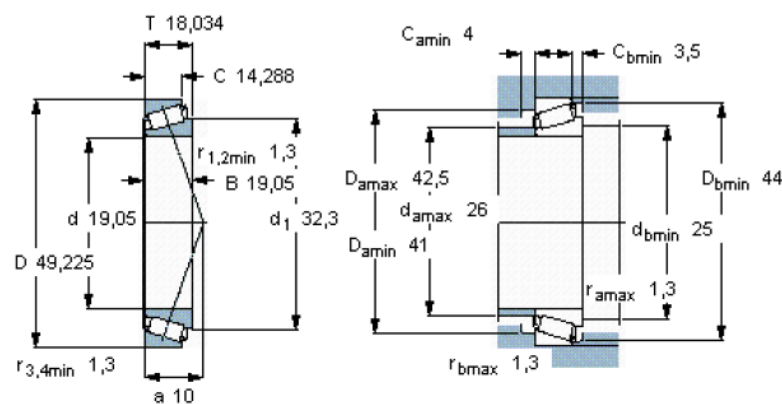


Ilustración 2.18.- Dimensiones del cojinete 09067/09195/Q [14].

2.7.2. Cojinetes eje intermedio.

Rodamientos segundo eje:	
L_D (h)	12000
n_D (rpm)	238,33
A	3,33
L	171,6
F_a (kN)	3,67
F_r (kN)	12,04
F_a/F_r	0,30
E	0,46
Y	1,3
C (kN)	99
P (kN)	12,04
C_D (kN)	56,36
d_{eje} (mm)	28,5

Tabla 2.11. Resumen cálculos del cojinete.

Al ser $C_D < C$, este cojinete cumple las solicitaciones del diseño. Al ser el diámetro del eje mayor del que se había calculado en el apartado 2.6, establecemos este valor de 28.5 mm como el diámetro del eje de entrada.

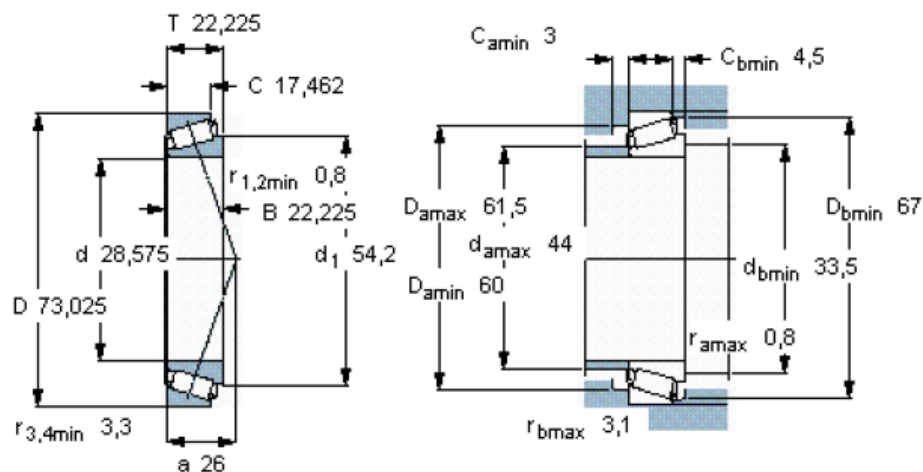


Ilustración 2.19.- Dimensiones del cojinete 02872/02820/Q [14].

2.7.3. Cojinetes eje de salida.

Rodamientos tercer eje:	
L_D (h)	12000
n_D (rpm)	59,58
A	3,33
L	42,9
F_a (kN)	-4,97
F_r (kN)	18,55
F_a/F_r	0,27
E	0,54
Y	1,1
C (kN)	67,1
P (kN)	18,55
C_D (kN)	57,29
d_{eje} (mm)	34,9

Tabla 2.12. Resumen cálculos del cojinete.

Al ser $C_D < C$, este cojinete cumple las solicitaciones del diseño. Al ser el diámetro del eje mayor del que se había calculado en el apartado 2.6, establecemos este valor de 34.9 mm como el diámetro del eje de entrada.

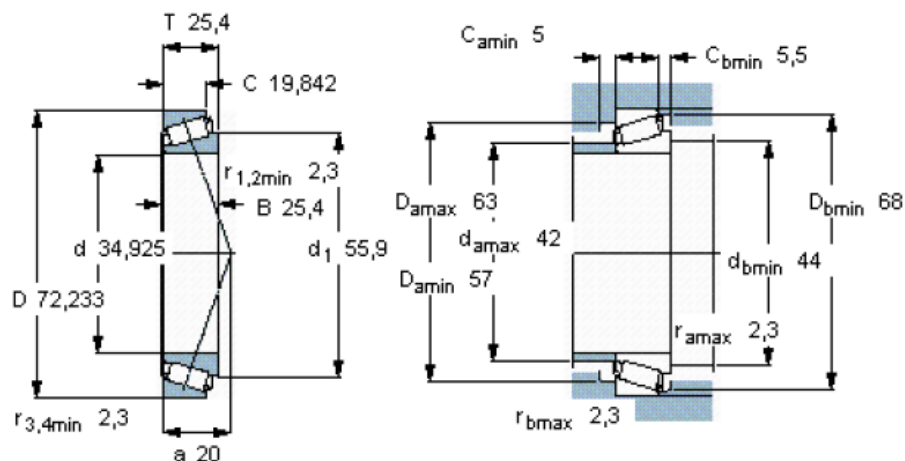


Ilustración 2.20.- Dimensiones del cojinete HM 88649/2/610/2/QCL7C [14].

2.8. Chavetas.

Se determina la resistencia de las chavetas suponiendo que la carga se distribuye uniformemente a lo largo de ésta. Se comprueban a fallo por aplastamiento o por cortadura [3]:

$$\tau_{xy} = \frac{2 * T}{b * D * L} \quad (2.67)$$

$$\sigma_x = \frac{4 * T}{h * D * L} \quad (2.68)$$

T : Momento torsor (Nm)

D : Diámetro del eje

L : Longitud de la chaveta

b : Ancho de la chaveta

h : Alto de la chaveta

Las chavetas se han seleccionado del catálogo proporcionado por CATIA, según ISO 2491. Las chavetas elegidas para el diseño han sido de tipo B, cuya sección es rectangular con extremos rectos. La longitud depende del ancho de cara de los engranajes. Se ha seleccionado aquel que se aproximara más a esta dimensión. En cuanto al resto de parámetros, ha habido que aumentar el diámetro del eje para reducir el valor de la compresión en las chavetas. Para asegurar que no entren en el comportamiento plástico, se ha establecido como límite de tensión de cortadura y compresión el valor del límite de fluencia del acero AISI 4140, $S_y = 1640$ MPa.

Ya que la condición de aplastamiento es mucho más restrictiva que la de cortadura, se han realizado las comprobaciones con respecto a este valor.

2.8.1. Chaveta Piñón A.

La chaveta seleccionada es ISO 2491 36x5x3-B

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$D = 22 \text{ mm}$$

$$L = 36 \text{ mm}$$

$$h = 3 \text{ mm}$$

$$\sigma_x = 208 \text{ MPa} < S_y$$

2.8.2. Chaveta Rueda B.

La chaveta seleccionada es ISO 2491 36x8x5-B

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$D = 32 \text{ mm}$$

$$L = 36 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$\sigma_x = 514 \text{ MPa} < S_y$$

2.8.3. Chaveta Piñón C.

La chaveta seleccionada es ISO 2491 45x8x5-B

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$D = 32 \text{ mm}$$

$$L = 45 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$\sigma_x = 412 \text{ MPa} < S_y$$

2.8.4. Chaveta Rueda D.

La chaveta seleccionada es ISO 2491 45x16x7-B

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$D = 38 \text{ mm}$$

$$L = 45 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$\sigma_x = 991 \text{ MPa} < S_y$$

Como podemos observar, los nuevos valores de los diámetros de los ejes son:

$$d_{\text{entrada}} = 22 \text{ mm}$$

$$d_{\text{intermedio}} = 32 \text{ mm}$$

$$d_{\text{salida}} = 38 \text{ mm}$$

2.7. Anillos de seguridad.

Se han seleccionado los anillos de seguridad del catálogo de BENERI [17], de acuerdo con la norma DIN 471. El criterio de selección ha sido dimensional, siendo el diámetro del eje el que ha determinado la elección de uno u otro anillo.

❖ Eje de entrada:

$$\text{DIN 471 22x1.2} \quad \text{Ranura} \left\{ \begin{array}{l} L = 1.30 \text{ mm} \\ \varnothing = 21 \text{ mm} \end{array} \right.$$

❖ **Eje intermedio:**

DIN 471 32x1.5 Ranura { $L = 1.60 \text{ mm}$
 $\varnothing = 30 \text{ mm}$

❖ **Eje de salida:**

DIN 471 38x1.75 Ranura { $L = 1.85 \text{ mm}$
 $\varnothing = 36 \text{ mm}$

2.8. Retenes.

Se han seleccionado los retenes del catálogo de SKF, siguiendo un criterio similar al de los anillos de seguridad, meramente dimensional. Se emplean para evitar fugas de lubricante y conservar la estanqueidad de la carcasa.

Se han elegido retenes del tipo HMSA 10 V, que son de caucho fluorado y están diseñados para ejes de diámetro pequeño, hasta 203 mm. Este tipo de retén esta provisto de un labio secundario de contacto que asegura la no intrusión de polvo dentro de la carcasa del reductor. Estos retenes están fabricados según la norma ISO 6194 y DIN 3760.

Los retenes solo se han de colocar en el eje de entrada y de salida, ya que son los únicos que están en contacto con el exterior.

❖ **Eje de entrada:**

HMSA 10 V 19x30x7

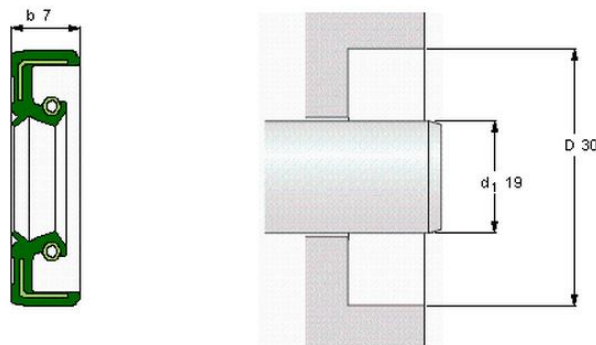


Ilustración 2.21.- Dimensiones del retén del eje de entrada [14].

❖ **Eje de salida:**

HMSA 10 V 35x45x7

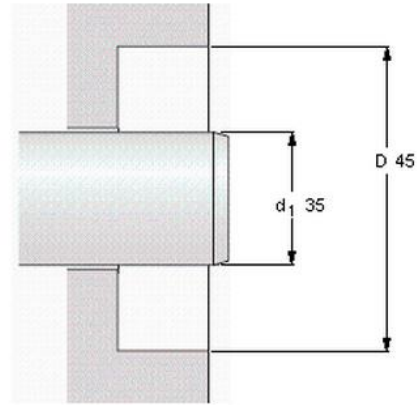
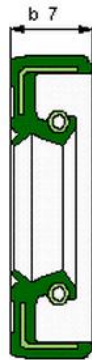


Ilustración 2.22.- Dimensiones del retén del eje de salida [14].

2.11. Bibliografía.

- [1] Larrodé, E., Pellicer, E. L., & de Marco, A. M., *Grúas*, 1ªEd., Reverte, 1996.
- [2] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8ª Ed., Mc Graw-Hill, 2008.
- [3] V. M. Faires, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Ed., LIMUSA Noriega Editores, México, 2004.
- [4] I. Zabalza Villava, *Síntesis de mecanismos y máquinas*, Universidad de Navarra, 2010.
- [5] Robert L. Norton, *Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*, 4ª Ed., Mc Graw-Hill, 2009.
- [6] Darle W. Dudley, *Manual de engranajes: diseño, manufactura y aplicación*, 1ª Ed, C.E.C.S.A., 1983.
- [7] J. Félez y M. L. Martínez, *Dibujo Industrial*, 3ª Ed., Síntesis, 2009.
- [8] William F. Smith y Havad Hashemi, *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*, 4ª Ed., Mc Graw-Hill, 2006.
- [9] Luis Ortiz Berrocal, *Resistencia de materiales*, 3ª Ed., Mc Graw-Hill, 2007.
- [10] Robert L. Norton, *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado*, 4ª Ed., Pearson, 2011.
- [11] UNE 18066: Engranajes. Rectos y helicoidales, AEN/CTN 18 – Transmisiones, rodamientos y engranajes, AENOR, Madrid, 1961.
- [12] UNE 18005: Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Módulos y diametrales pitch, AEN/CTN 18 – Transmisiones, rodamientos y engranajes, AENOR, Madrid, 1984.
- [13] E. Torrecilla Insagurbe, *El gran libro de CATIA*, 2ª Ed., Marcombo, 2012.

- [14] Catálogo SKF. <http://www.skf.com/es/products/> (en línea 24/08/15).
- [15] ANSI/ AGMA 2001 – D04. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, AGMA, USA, 2004.
- [16] Howard E. Boyer, *Atlas of Fatigue Curves*, 1ª Ed., ASM International, USA, 1985.
- [17] Catálogo BENERI sobre anillos de seguridad DIN 471. <http://www.beneri.com/prodotti.php?lingua=ENG&livello2=14&livello1=1> (en línea 24/08/15).
- [18] Custompart.net. <http://www.custompartnet.com/estimate/> (en línea 24/08/15).
- [19] G. González Rey, M. E. García Domínguez, “Evaluación de las cargas dinámicas internas en engranajes cilíndricos de contacto exterior”, *Revista de Ingeniería Mecánica*, vol. 2, pp. 57 – 68, 2001.
- [20] Software X-Vigas. <http://xvigas.sourceforge.net/> (en línea 1/09/15).

3. ANEXO.

3.1. Listado de gráficos e ilustraciones.

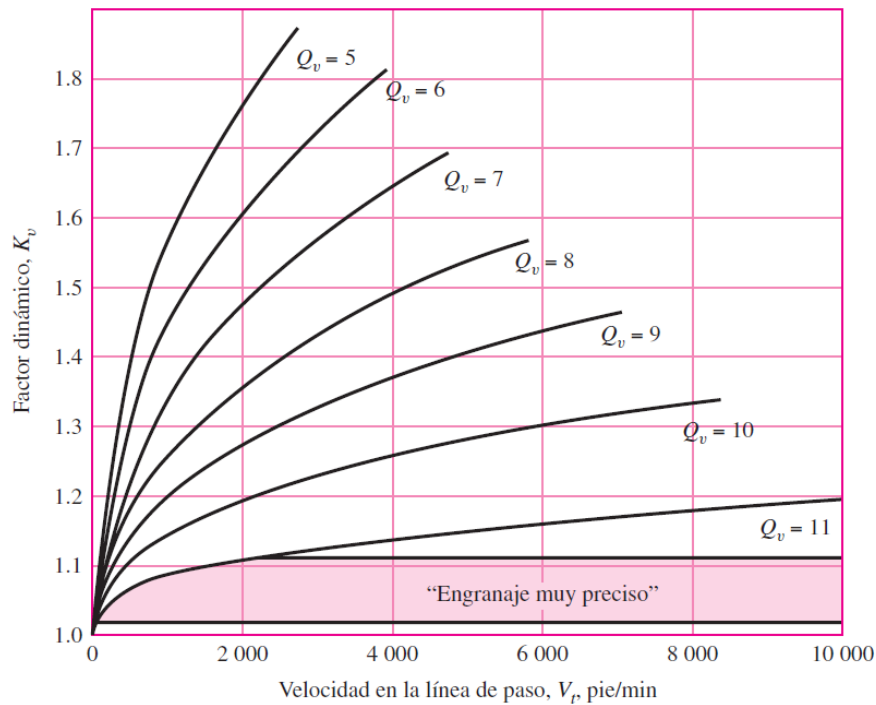


Ilustración 3.1.- Factor dinámico K_v , según índices de control de la calidad Q_v [2].

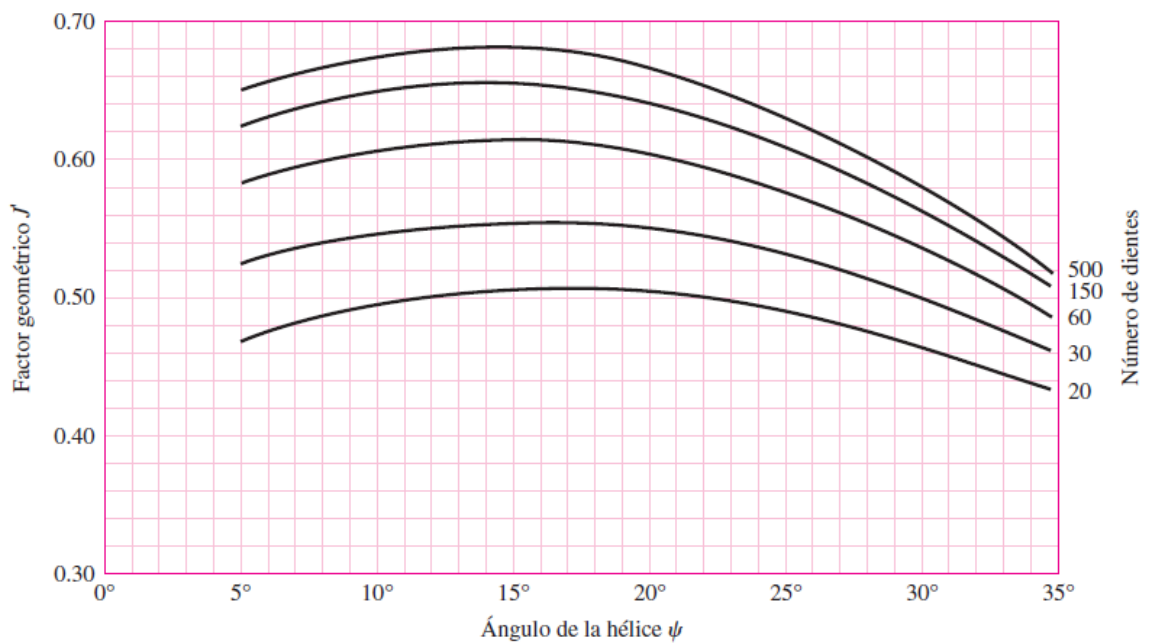
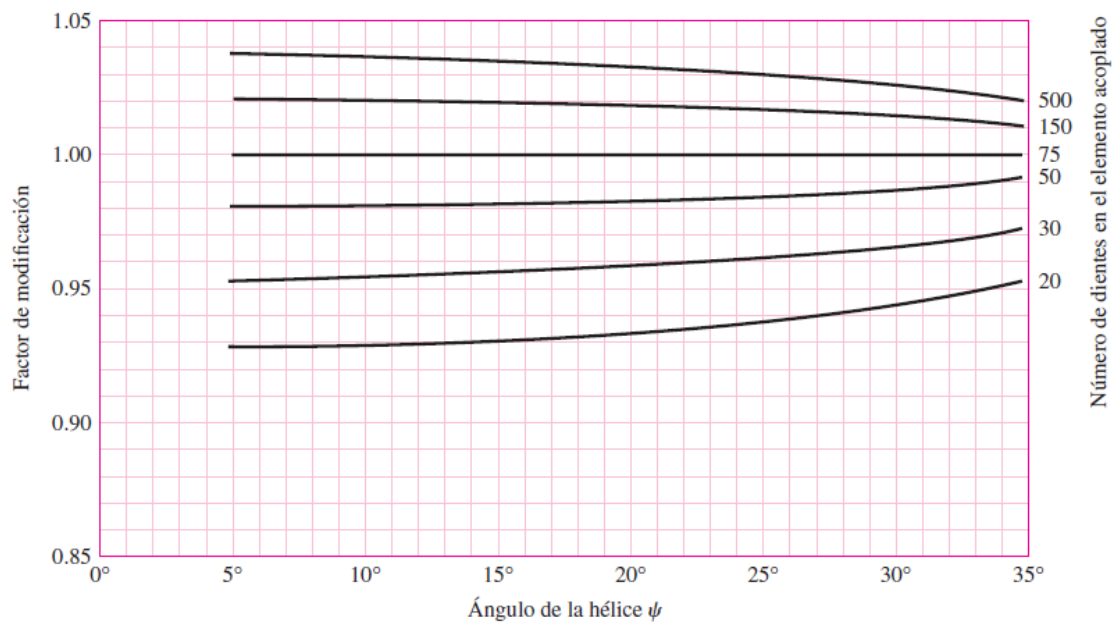
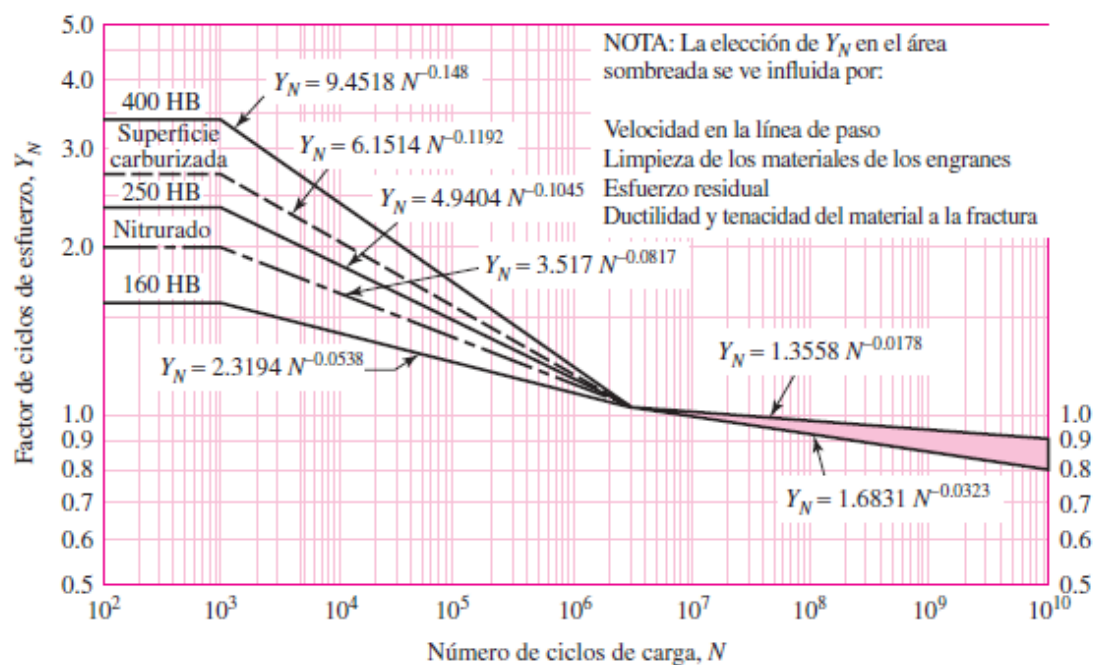


Ilustración 3.2.- Factor geométrico, J' , para engranajes helicoidales [2].

Ilustración 3.3.- Factor de modificación de J' [2].Ilustración 3.4.- Variación del factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión, Y_N , frente a los ciclos de carga [2].

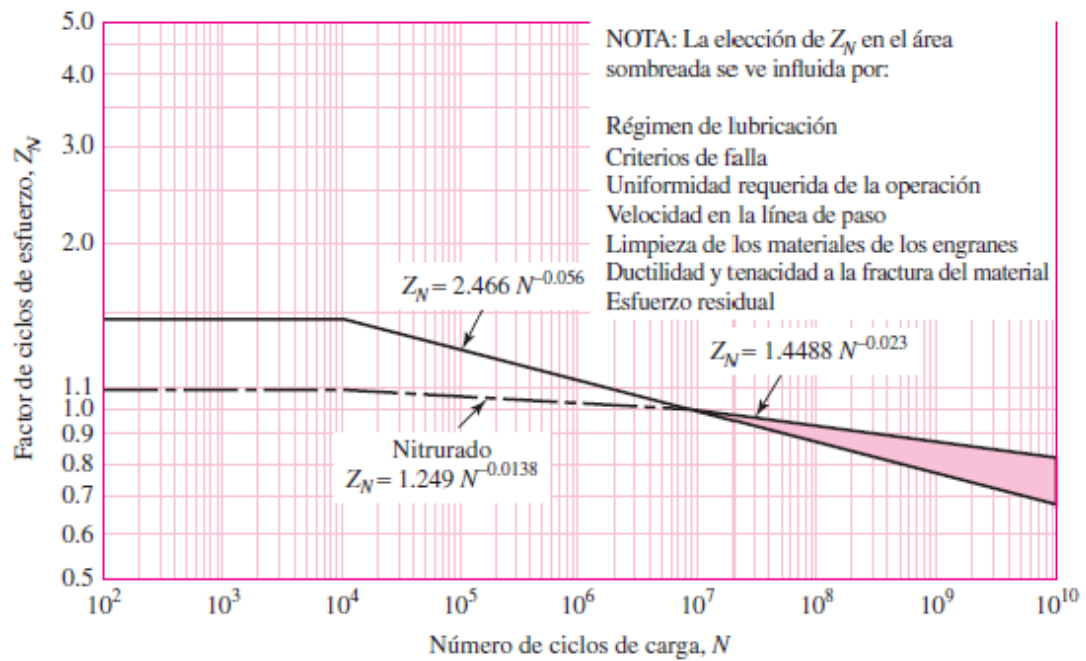


Ilustración 3.5.- Variación del factor de ciclos de esfuerzo de resistencia al contacto, Z_N , frente a los ciclos de carga [2].

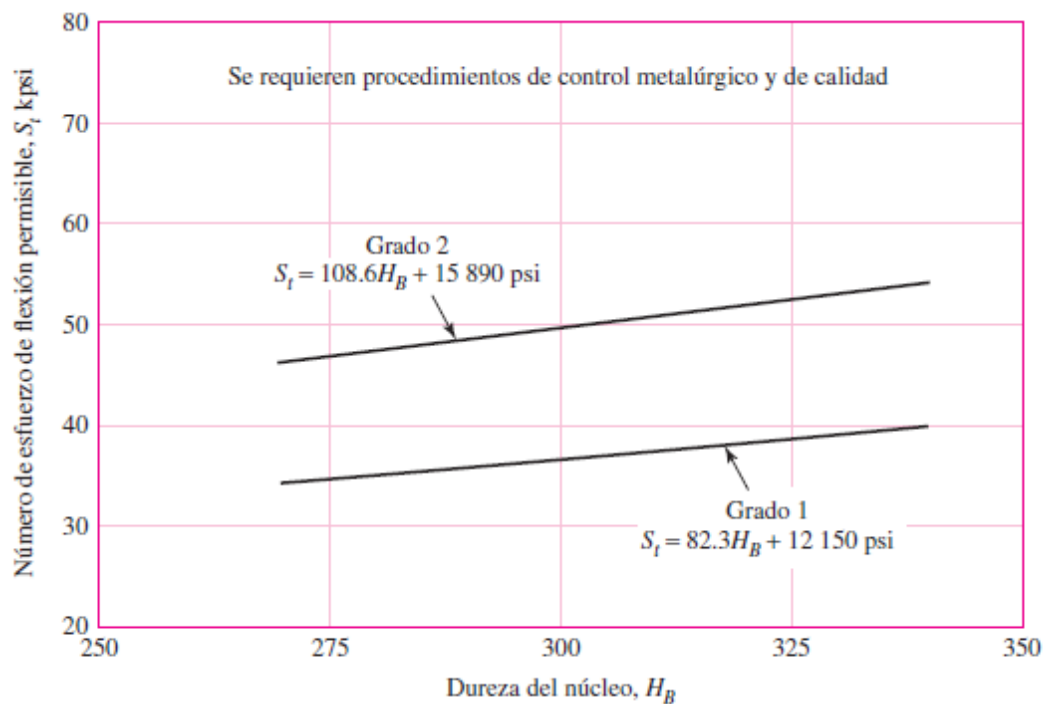


Ilustración 3.6.- Número de esfuerzo de flexión, S_t , en función de la dureza Brinell del acero [2].

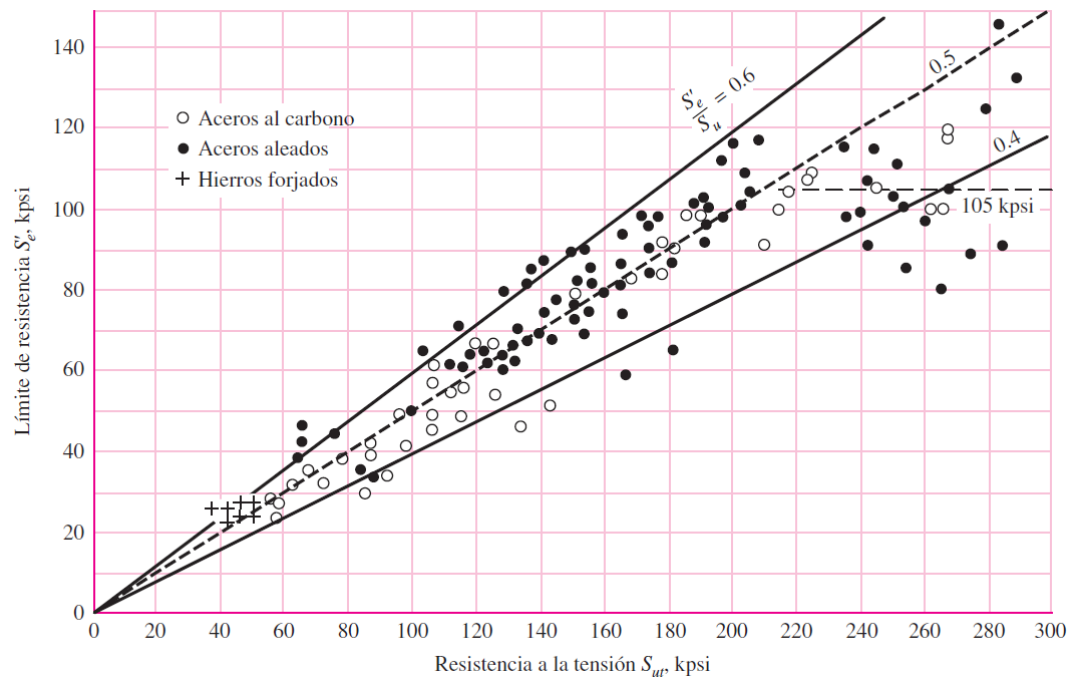


Ilustración 3.7.- Representación del límite de fatiga, S_e' , frente a S_{ut} [2].

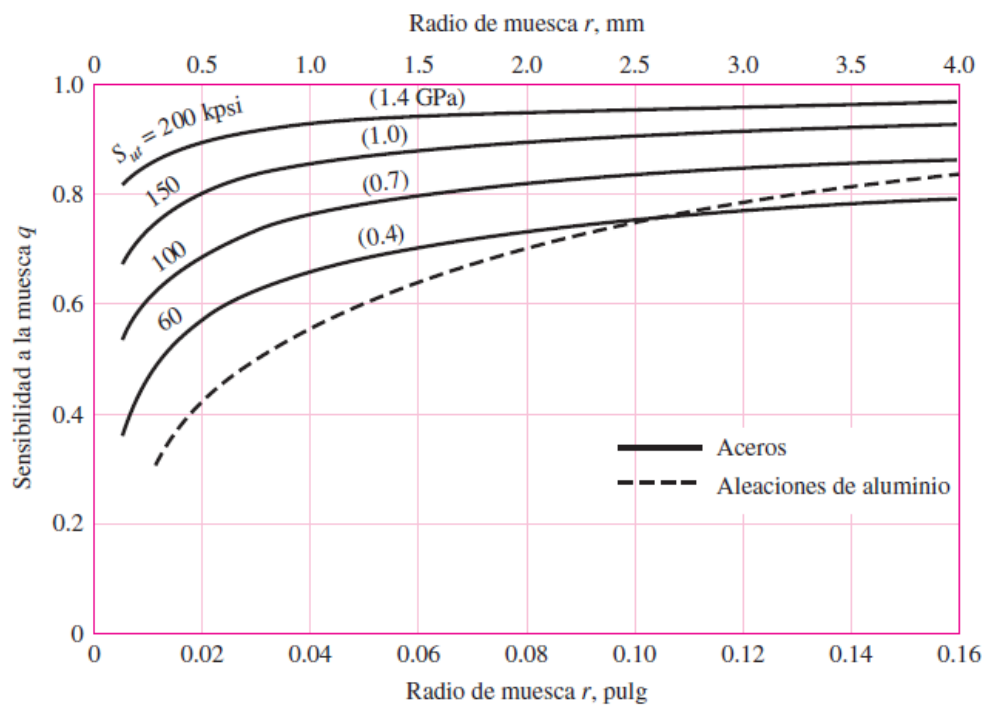


Ilustración 3.8.- Sensibilidad a la muesca para esfuerzos de flexión [2].

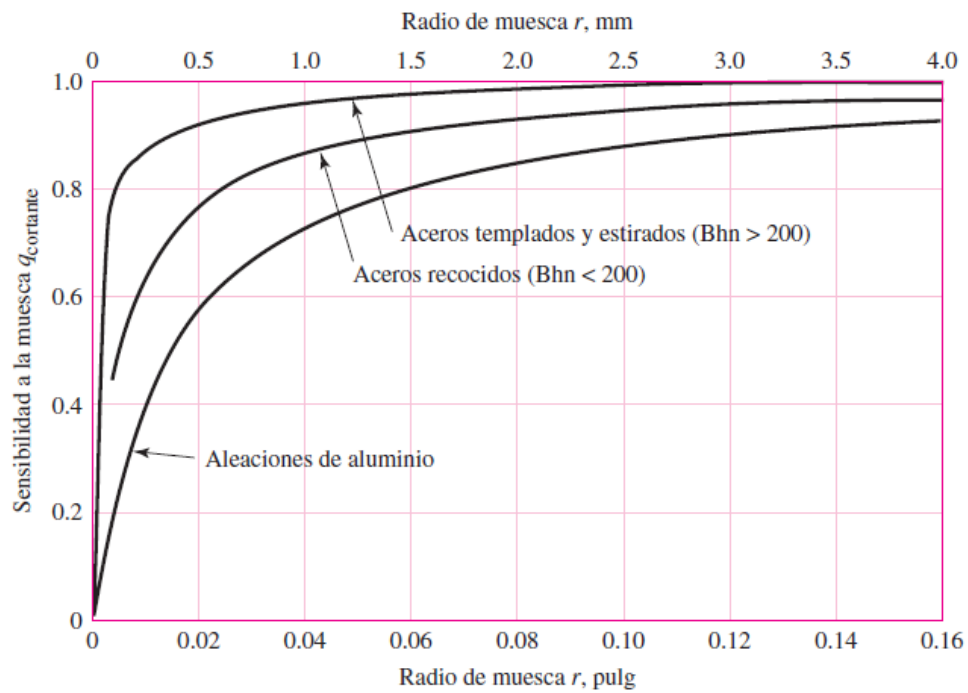


Ilustración 3.9.- Sensibilidad a la muesca para esfuerzos de torsión [2].

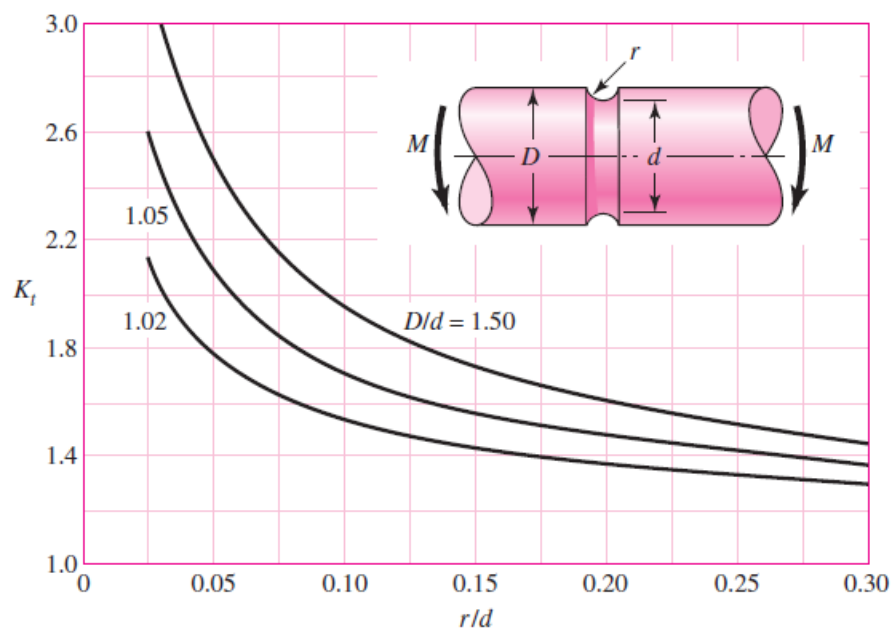


Ilustración 3.10.- Factor de concentración de esfuerzo teórico para esfuerzo de flexión [2].

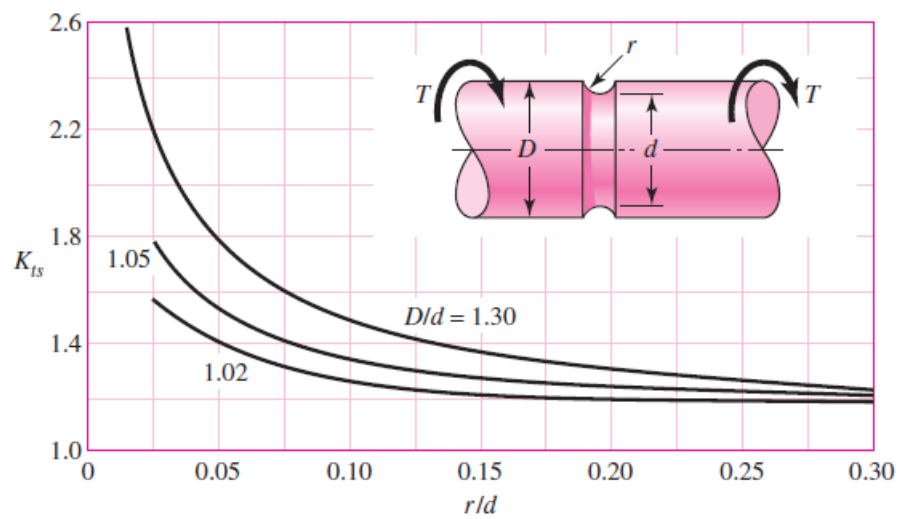


Ilustración 3.11.- Factor de concentración de esfuerzo teórico para esfuerzo de torsión [2].

3.2. Listado de tablas.

<i>Módulos m</i>		<i>Diámetros Pitch P</i>	
I	II	I	II
1		20	
1,25	1,125	16	18
1,5	1,375	12	14
2	1,75	10	11
2,5	2,25	8	9
3	2,75	6	7
4	3,5	5	5.50
5	4,5	4	4.50
6	5,5	3	3.50
8	(6,5)	2,50	2.75
10	7	2	2.25
12	9	1,50	1.75
16	11	1,25	
20	14	1	0.875
25	18	0,75	
32	22	0,625	
40	28	0,50	
50	36		
	45		

Tabla 3.1.- Valores de los módulos normalizados de los engranajes [12].

Ancho de cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥ 20 (500)	2.0

Tabla 3.2.- Factor de distribución de carga, K_m [10].

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Tabla 3.3.- Factor de aplicación, K_o [10].

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Tabla 3.4.- Factor de confiabilidad, K_R [2].

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lbf/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Tabla 3.5.- Coeficiente elástico, Z_E [2].

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible, ² S _c , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido ⁴ completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵ o por inducción ⁵	50 HRC	170 000	190 000	—
		54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Nitruado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
		84.5 HR15N	155 000	168 000	180 000
	2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	87.5 HR15N	155 000	172 000
Nitralloy 135M	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Tabla 3.6.- Resistencia al contacto, S_c [2].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 3.7.- Valores a y b según el tipo de acabado del eje [2].

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_a
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 3.8.- Factor de confiabilidad y variación de transformación, z_a [2].

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Templado en agua.

Tabla 3.9.- Resistencia mínima a la tensión y a la fluencia [2].

Tracción del cable (kg)	Diámetro del cable (mm)	Paso (mm)	Diámetro del tambor (mm)						
			250	300	400	500	600	700	800
500	8	9,5	4 (6)	4 (6)	--	--	--	--	--
1 000	10	12	6 (9)	6 (9)	--	--	--	--	--
1 500	13	15	--	8 (12)	7 (11)	--	--	--	--
2 000	16	18	--	9 (14)	8 (13)	--	--	--	--
2 500	16	18	--	--	10 (15)	10 (12)	--	--	--
3 000	19	22	--	--	11 (16)	11 (16)	--	--	--
4 000	22	25	--	--	--	12 (18)	--	--	--
5 000	24	27	--	--	--	14 (20)	14 (20)	--	--
6 000	27	31	--	--	--	--	15 (22)	14 (22)	--
7 000	29	33	--	--	--	--	16 (24)	16 (24)	--
8 000	31	35	--	--	--	--	--	17 (26)	--
9 000	31	35	--	--	--	--	--	19 (27)	18 (26)
10 000	33	37	--	--	--	--	--	20 (28)	19 (27)

Tabla 3.10.- Diámetro del tambor en función de la carga a elevar [1].

4. PLANOS.

4.1. Conjunto.

4.1.1. Eje de entrada.

4.1.1.1. Piñón A.

4.1.2. Eje intermedio.

4.1.2.1. Corona B.

4.1.2.2. Piñón C.

4.1.3. Eje de salida.

4.1.3.1. Corona D.

4.1.4. Carcasa.

4.1.4.1. Carcasa 1.

4.1.4.2. Carcasa 2.

4.1.4.3. Junta de carcasa.

4.1.5. Tapa de axialidad 1.

4.1.5.1. Junta tapa de axialidad 1.

4.1.6. Tapa de axialidad ejes intermedio y salida.

4.1.6.1. Junta tapa de axialidad ejes intermedio y salida.

4.1.7. Ventana visualización interior reductor.

4.1.7.1. Sujección de ventana de visualización.

4.1.8. Tapa para aporte de lubricante.

5. PLIEGO DE CONDICIONES

5.1. Introducción.

El presente pliego de condiciones técnicas tiene por objeto servir como documento recopilatorio de las prescripciones técnicas de todos los elementos mecánicos que componen el mecanismo reductor de velocidad. No se han incluido las condiciones de índole económica legal. Así como tampoco se expone la evaluación de la viabilidad económica del mecanismo.

5.2. Descripción y operaciones a realizar.

La fabricación del mecanismo proyectado se realizará siguiendo lo establecido en los planos del mismo. Los materiales y operaciones a efectuar hasta su acabado reunirán las condiciones expuestas en los siguientes artículos.

Operaciones a llevar a cabo:

Forjado: Para facilitar el mecanizado de algunas piezas, es necesaria la obtención previa de los preformados de los mismos.

Mecanizado: En las modalidades de fresado, torneado, rectificado y taladrado.

Tratamientos térmicos: haciendo referencia a operaciones de temple, revenido, cementación.

Los engranajes han sido contruidos mediante tallado por generación de fresa madre. La herramienta de corte empleada para esta operación ha sido una fresa madre de forma helicoidal y aspecto de tornillo sinfín. Para generar la hélice de los engranajes helicoidales, hay que girar la fresa madre de forma que ésta forme dicho ángulo con el bruto a emplear para realizar el engranaje.

La fresa madre está provista de un movimiento de rotación conjunto con un movimiento vertical de ascenso y de descenso. Al mismo tiempo la pieza está girando sobre su eje y puede aproximarse a la fresa para conseguir la profundidas del diente deseada.

5.3. Operaciones accesorias.

Operaciones que no entrando en el marco de la producción material son fundamentales para su perfecto acabado. Éstas son las operaciones de calidad y verificación de máquinas; así como lo referente al control del tiempo y costo de la producción. Estas operaciones no se van a tener en cuenta en la elaboración de este proyecto.

5.4. Procedimiento de acabado de las ruedas dentadas.

Las ruedas dentadas deben ser sometidas a operaciones posteriores de acabado para la consecución de un perfil exacto y garantizar un acabado de máxima calidad.

5.4.1. Rectificado por generación.

Este sistema emplea muelas que reproducen exactamente el perfil evolvente y en consecuencia actúa de corrector de las posibles imperfecciones del diente. Estas muelas son ruedas planas en forma de disco.

5.5. Condiciones de los materiales.

5.5.1. Límites y condiciones de uso.

5.5.1.1. Condiciones ambientales.

El equipo reductor no debe estar expuesto a temperaturas ambientales inferiores a -20°C o por encima de $+40^{\circ}\text{C}$, ni a la acción nociva de productos químicos o agentes atmosféricos contaminantes.

Está prohibido el funcionamiento del reductor, si no está explícitamente previsto en el suministro, en atmósferas potencialmente explosivas o donde sea obligatorio el uso de componentes antidegradantes.

5.5.1.2. Iluminación.

En el caso de intervenciones de mantenimiento efectuadas en áreas escasamente iluminadas, es necesario el empleo de lámparas protegidas que garanticen que el mantenimiento se efectúe en condiciones de seguridad según las previsiones de las disposiciones legislativas vigentes.

5.5.1.3. Ruidos.

La presión acústica durante la prueba de funcionamiento efectuada por el constructor, medida a plena carga a 1 m de distancia, a 1.6 m del suelo y en ausencia de reverberaciones, debe ser inferior al valor de 85 dB. Nivel que no es sobrepasado en ningún momento en la cadena de producción de la fábrica.

5.5.1.4. Vibraciones.

Las vibraciones producidas por el equipo reductor no son peligrosas para la salud personal. Una vibración excesiva es síntoma de que hay algún defecto que debe ser localizado inmediatamente y erradicado.

5.5.2. Informaciones sobre la seguridad.**5.5.2.1. Normas sobre la seguridad.**

1. El personal encargado del funcionamiento del reductor, debe poseer competencias técnicas precisas, estar capacitado y con experiencia adquirida y reconocida en el sector específico donde debe ser instalado, y saber utilizar los instrumentos de trabajo y las apropiadas protecciones de seguridad EPI. No cumplir estos requisitos podría comprometer la seguridad y la salud de las personas.
2. Emplear el reductor únicamente para los usos previstos por el fabricante. Si no fuera así, se podría poner en riesgo la salud y la seguridad de las personas, además de reportar los consecuentes daños económicos. Los usos previstos por el fabricante son los industriales, para el cual ha sido fabricado el equipo reductor.
3. Mantener el dispositivo en condiciones de máxima eficiencia, efectuando las operaciones de mantenimiento previstas. Una buena labor de mantenimiento, repercutirá en la obtención de las mejores prestaciones del producto, una mayor durabilidad y un buen mantenimiento de los requisitos de seguridad.
4. Para realizar intervenciones de mantenimiento en zonas de difícil acceso o peligrosas, es preciso adecuar las condiciones de seguridad por sí mismas y por las correspondientes a las leyes vigentes en materia de seguridad del trabajo.

5. La actividad de mantenimiento, inspección y reparación puede ser realizada exclusivamente por un operario experto, consciente de las condiciones de peligrosidad. Por ello, es necesario prever el procedimiento operativo correspondiente a la máquina completa, adecuado para gestionar las situaciones de peligro que pudieran presentarse y los métodos para prevenirlas.
6. En la fase de trabajo utilizar solamente las indumentarias y/o los EPIs indicados en las instrucciones de uso recomendadas por el fabricante y aquellas otras previstas por las leyes vigentes en materia de seguridad en el trabajo.
7. La sustitución de los elementos desgastados debe llevarse a efecto con recambios originales. Utilizar los aceites y grasa aconsejadas por el fabricante.
8. No verter productos contaminantes en el ambiente. Desecharlos respetando las leyes vigentes en la materia.
9. No está permitido emplear equipos de alta presión para la limpieza del reductor.
10. Los trabajos siempre deben efectuarse con el equipo reductor parado. El motor eléctrico, además, ha de ser bloqueado para evitar su activación accidental durante la manipulación del equipo.
11. La realización de trabajos en el reductor de velocidad se debe señalizar mediante la colocación de un cartel en el componente motor.
12. Se prohíbe realizar soldaduras en el reductor. El reductor no se puede utilizar como punto de masa para las operaciones de soldadura ya que se podrían dañar o destruir parte de los dientes o rodamientos.
13. El motor eléctrico ha de desconectarse inmediatamente si durante el funcionamiento se detectan anomalías en el reductor, como un aumento en la temperatura de funcionamiento o ruidos extraños. El fabricante de la unidad en la que se vaya a integrar el reductor será responsable de proteger las piezas giratorias del mismo.
14. Es preciso instalar dispositivos de seguridad adecuados, como eslingas, cadenas de seguridad y sistemas de anclaje, cuando se utilice en aplicaciones que supongan en peligro especial para la seguridad de las personas.

15. El empleo de accesorios, como bridas de conexión, o motores eléctricos con el reductor puede modificar la posición del centro de gravedad del dispositivo y comprometer su estabilidad.

5.5.2.2. Peligros especiales.

Atendiendo a las condiciones de funcionamiento, las superficies externas del reductor pueden alcanzar temperaturas elevadas, con el consiguiente riesgo elevado de sufrir quemaduras.

En la sustitución del aceite usado, cuando vacíe éste, tenga en cuenta que se encuentra a alta temperatura y podría provocar quemaduras.

Preste atención a las posibles fugas de aceite durante las fases de transporte, elevación, instalación, ajuste, funcionamiento, limpieza, mantenimiento, reparación, desmontaje y demolición. Espere a que el reductor se enfríe antes de inspeccionarlo.

5.5.3. Instalación del reductor.

En la fase de planificación se ha de determinar el espacio necesario alrededor del reductor para realizar las tareas de instalación y mantenimiento.

El montaje ha de realizarse prestando mucha atención por personal con experiencia. Durante el montaje es preciso evitar cualquier impacto o exceso de fuerza que pudiera dañar las piezas internas del reductor.

5.5.4. Inspección del reductor y arranque.

Antes de la puesta en marcha, comprobar:

- Que la máquina a la que se incorpora el reductor esté conforme con la Directiva Máquina 98/37/CE y otras normativas de seguridad en vigor y específicamente aplicables.
- Que la posición de montaje del reductor es la correcta.
- La idoneidad y el correcto funcionamiento de las instalaciones eléctricas de alimentación y accionamiento sigan la norma EN 60204-1, además de la toma de tierra, según la norma EN 50014.

- Que la tensión de alimentación del motor corresponda con la estipulada en la placa, y que su valor esté comprendido dentro de los límites de 5% respecto a la tensión nominal.
- Que el nivel de lubricante sea el correcto y que no se presenten fugas a través de tapones, juntas o retenes.

Tras unir las piezas y accesorios que se hayan desmontado para transportar el equipo, será preciso comprobar que el equipo y los accesorios que se van a instalar contengan el nivel de aceite adecuado.

Cuando el reductor se ponga en funcionamiento por primera vez, tendrá que funcionar en vacío durante al menos 8 horas. Si no se detectan anomalías se irá elevando gradualmente la carga aplicada, hasta llegar a las condiciones de trabajo.

Es importante tener en consideración varios aspectos de la utilización del reductor en entornos con temperatura elevada o donde existan fuentes de calor. En estos casos es aconsejable consultar en especial sobre el tipo de lubricante que se debería emplear.

Si el reductor permanece inactivo durante un largo periodo de tiempo después de instalarlo y de efectuar el rodaje, habrá que ponerlo en marcha al menos una vez al mes, en vacío o con carga. Si no es posible, habrá que protegerlo de la corrosión con un producto adecuado o llenándolo por completo de aceite limpio del tipo que se utiliza normalmente para su funcionamiento.

Previo a la puesta en marcha del reductor, es preciso comprobar que la instalación en la que debe montarse esté conforme a todas las directivas vigentes, en concreto aquellas relativas a la seguridad y salud de las personas en el puesto de trabajo.

5.5.5. Mantenimiento.

Operaciones previas a mantenimiento:

- ✓ Desactivar los elementos motrices del reductor dejándolos fuera de servicio.
- ✓ Evitar cualquier situación en la que el reductor se pudiera poner en marcha accidentalmente o sus componentes pudieran moverse.

- ✓ Aplicar toda medida de seguridad ambiental que resultara necesaria.

Cuando se realicen operaciones de mantenimiento, se ha de tener presente el sustituir los componentes muy gastados utilizando solamente recambios originales, y usar aceites y grasas aconsejadas por el fabricante.

Cuando se intervenga en el reductor se ha de sustituir siempre las juntas y los retenes con componentes originales nuevos. Si se ha de sustituir un rodamiento de un eje, es aconsejable reemplazar ambos cojinetes del mismo eje. No contaminar el ambiente con líquidos contaminantes, piezas usadas y restos de las tareas de mantenimiento.

El estricto cumplimiento de estos podría asegurar la funcionalidad del reductor con el nivel de seguridad previsto.

5.5.5.1. Mantenimiento programado.

Para conservar el reductor en condiciones de máxima eficacia, será necesario cumplir sistemáticamente las operaciones de mantenimiento programadas por el fabricante. Un buen mantenimiento permitirá la obtención de las mejores prestaciones, una vida de trabajo más prolongada y un mantenimiento constante de los requisitos de seguridad.

Parámetro de control	Intervalo de control
Primer cambio de aceite tras la puesta en funcionamiento	300 h
Temperatura del aceite	24 h
Temperatura de los cojinetes	24 h
Presión del aceite	24 h
Condiciones externas del reductor (suciedad, sedimentos de aceite)	170-720 h
Pérdidas de aceite, retenes externos y guarniciones	720 h
Nivel de aceite	720 h
Estado del aceite del reductor (posibles impurezas)	2000-9000 h
Estado de los flancos de los dientes	Cada cambio de aceite

Tabla 5.1.- Mantenimiento programado.

5.5.6. Lubricante.

Verificar el nivel de aceite lubricante antes de la puesta en marcha del reductor. El lubricante se introducirá el reductor por el orificio de llenado. El nivel de aceite no puede descender nunca por debajo del mínimo, y se debe comprobar periódicamente con el reductor parado, después de dejar que se enfríe. No se deben mezclar aceites de marcas o características diversas. Se ha de comprobar que el aceite empleado tenga elevadas características antiespumantes y extrema presión, EP.

5.5.7. Sustitución del aceite.

Se ha de comprobar cada cuánto tiempo debe cambiarse el lubricante en la sección de mantenimiento. En primer lugar colocar un recipiente con la capacidad adecuada y verter en él el aceite del reductor por el orificio destinado a ello. Se recomienda hacerlo con el aceite caliente, prestando especial atención de no sufrir quemaduras. Una vez vaciado el aceite, verter en el interior del reductor el aceite nuevo, después de haber limpiado e instalado el reductor en su posición definitiva.

Se ha de tener en cuenta que los lubricantes, disolventes y detergentes con productos tóxicos y nocivos para la salud. Si se pone en contacto directo con la piel puede generar irritaciones, la inhalación puede provocar intoxicaciones y la ingestión, la muerte.

Deben de se manipulados con cuidado, empleando los dispositivos de protección individual adecuados. No se han de dispersar en el ambiente, se ha de proceder a su eliminación en conformidad con las disposiciones legislativas vigentes.

5.5.7.1. Aceites recomendados.

Se recomienda emplear aceites cuyo grado de viscosidad (HDP) oscile entre 60 y 90.

5.5.8. Retenes.

La fiabilidad y durabilidad de un retén en una aplicación determinada, dependerá de que los distintos componentes que afectan a éste estén debidamente diseñados y manufacturados.

5.5.8.1. Preparación para la instalación.

Para garantizar un buen funcionamiento de un retén, se ha de realizar una preparación previa a su instalación. Se debe comprobar que no existan marcas ni rayas en el eje, ni rugosidades ni poros. Hay que asegurar un acabado fino y redondez adecuada. El extremo ha de estar achaflanado y su geometría bien centrada.

Por otro lado, el alojamiento debe de estar previsto de un escalón de apoyo del retén con redondez y acabado fino.

5.5.8.2. Normas de instalación.

Se ha de engrasar el labio del retén. A continuación, colocar el retén en la posición correcta. Se ha de proteger el labio del retén contra cualquier posible daño producido por chaveteros, resaltes, cortantes, prisioneros, etc. Han de emplearse las herramientas adecuadas para su montaje, de forma que la presión necesaria para el montaje se aplique solo en la circunferencia exterior del retén.

5.5.9. Verificación del estado de eficiencia.

Limpiar la superficie del reductor eliminando el polvo eventualmente depositado en la carcasa. Controlar las vibraciones y la rumorosidad, si presenta niveles altos puede evidenciar desgaste o avería de un cojinete. Verificar que no haya pérdidas de lubricante por juntas, tapas y carcasa del reductor. Controlar las uniones atornilladas, verificando que no estén gastadas, deformadas u oxidadas.

5.5.10. Limpieza.

Limpiar el polvo del reductor y los eventuales residuos de fabricación. No emplear disolventes u otros productos incompatibles con los materiales de construcción y no dirigir sobre el mecanismo chorros de agua a alta presión.

5.5.11. Sustitución de componentes.

Sustituir los elementos que no cumplan las condiciones de garantía de seguridad y/o fiabilidad funcional.

No realizar reparaciones improvisadas nunca.

Se puede comprometer el buen funcionamiento del reductor si se emplean recambios no originales.

5.5.12. Desguace del reductor.

Dicha operación debe llevarla a cabo un operario experto en el respeto de las leyes vigentes en materia de seguridad en el trabajo. No se deben esparcir en el ambiente productos no biodegradables tales como lubricantes o componentes no férricos. Se ha de realizar la eliminación respetando las leyes vigentes en materia de protección del medio ambiente.

No se han de reutilizar elementos aparentemente apropiados para su uso una vez que han sido declarados no conformes por personal especializado.

5.6. Verificación del nivel de aceite.

La verificación del nivel del aceite se realizará de una manera visual a través de la ventana de visualización del interior del reductor. Si se observa que el nivel del aceite ha bajado por debajo del mínimo se ha de reponer aceite e investigar la causa de esta pérdida de lubricante.

5.7. Averías y soluciones.

La informaciones siguientes tienen como fin ayudar a la identificación y a la corrección de las eventuales anomalías y disfunciones. En ciertos casos el inconveniente puede depender de la maquinaria donde el reductor está montado.

Temperatura elevada de los rodamientos:

- ✓ Puede estar debida a un nivel bajo de aceite, por lo que se debería reestablecer añadiendo el volumen de lubricante que sea necesario.
- ✓ Puede ser que el aceite sea demasiado antiguo, por lo que se deberá sustituir por uno de los lubricantes recomendados.
- ✓ Es posible que los cojinetes estén defectuosos. En este caso, se recomienda ir a un taller autorizado.

Temperatura elevada de trabajo:

- ✓ Comprobar el nivel de aceite, un exceso de lubricante puede reportar efectos negativos en el correcto funcionamiento del reductor.
- ✓ Un aceite demasiado antiguo puede ser el causante del problema. Reemplazar el viejo lubricante por uno nuevo.
- ✓ Si se observan impurezas en el lubricante, éstas podrían ser la causa del mal funcionamiento. Se debe proceder a sustituir el lubricante.

Ruidos anómalos en fase de trabajo:

- ✓ Pueden deberse a un excesivo desgaste en los rodamientos o incluso que estén defectuosos. Acudir a un taller autorizado.
- ✓ Puede estar provocado por un elevado juego axial en el asiento de los rodamientos. Acudir a un taller autorizado.
- ✓ Los engranajes podrían estar dañados. Acudir a un taller autorizado.
- ✓ Una sobrecarga externa puede provocar este mal funcionamiento. El reductor está diseñado para unas condiciones de carga concretas. En este caso la solución es disminuir dicha carga.
- ✓ La presencia de impurezas en el lubricante puede provocar esta anomalía. Sustituir el aceite.

Pérdidas de aceite:

Un exceso de lubricante puede provocar fugas al aumentar la presión en el interior. Se ha de comprobar que el nivel de aceite no sea muy alto. Estas pérdidas también pueden deberse a que la carcasa no forma un recinto estanco o a que las juntas no cumplen su función, en tal caso, habrá de dirigirse a un taller autorizado.

El reductor no funciona o lo hace con dificultad:

- ✓ Viscosidad del aceite demasiado elevada. Sustituir el aceite por uno que cumpla con los requisitos del diseño.
- ✓ Nivel de aceite demasiado alto. Comprobar el nivel de aceite.
- ✓ Carga exterior demasiado elevada. Equilibrar la transmisión al uso al que está destinada.

5.8. Normativa.

La normativa ha sido aplicada en las siguientes partes del proyecto:

✓ **Aplicaciones y tratamientos térmicos.**

Se ha empleado la norma UNE 360/2 para aceros de gran resistencia.

✓ **Lubricantes.**

Los lubricantes empleados se han elegido atendiendo a las normas europeas DIN 51512 y normas SAE.

✓ **Acotación.**

Norma UNE 1-039-94: Dibujos técnicos: Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales. (ISO 129: 1985)

✓ **Estados superficiales.**

Norma UNE 1-037-83. Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos.

✓ **Uniones roscadas y elementos accesorios.**

UNE – EN ISO 6410:1996. Dibujos técnicos: Roscas y piezas roscadas.

UNE 17001:63 2R. Roscas: Definiciones.

UNE 17076:69. Extremos de tornillos. Medidas métricas.

UNE 17077:80 1R. Tornillos y espárragos: Salidas de roscas.

UNE 17108:81. Tornillos y tuercas de acero: Momentos de apriete.

UNE 17701:79 2R. Rosca métrica ISO: Perfil de base.

UNE 17702:78 2R. Rosca métrica ISO: Serie general de diámetro y pasos.

UNE 17704:78 2R. Rosca métrica ISO de empleo general. Medidas básicas.

UNE 17707:78 1R. Rosca métrica ISO para usos generales: Tolerancias principales y datos básicos.

UNE 17709:2002. Rosca métrica ISO para usos generales: Tolerancias. Diferencias para perfiles de roscas.

✓ **Chavetas.**

ISO 2491. Chavetas: Ranuras – Dimensiones y aplicaciones.

✓ **Cojinetes.**

UNE 18035:80 2R. Rodamientos. Accesorios: tuercas de fijación.

UNE 18042:81 1R. Rodamientos con anillo de sujeción: Medidas principales. Plan general.

UNE 18088:84 1R. Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos métricos: Medidas principales y designación de las series.

UNE 18097:83 1R. Rodamientos: Capacidad de carga estática.

UNE 18106:85. Rodamientos: Tolerancias. Definiciones.

UNE 18113:83 1R. Rodamientos: Capacidad de carga dinámica y vida útil. Método de cálculo.

✓ **Engranajes.**

UNE 18004:93. Engranajes: Vocabulario y definiciones geométricas.

UNE 18005:84 5R. Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Módulos y pasos diametrales.

UNE 18016:84 2R. Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada: Cremallera de referencia.

UNE 18029:78 2R. Engranajes: Útiles para el tallado. Fresas madre de un filete de módulo 1 a 20.

UNE 18033:84 3R. Notación internacional de los engranajes. Símbolos de datos geométricos.

UNE 18040:65 1R. Engranajes. Nomenclatura de los desgastes y rotura de los dientes.

UNE 18048:83. Sistema ISO de precisión de ruedas dentadas y engranajes cilíndricos-rectos con dientes de perfil evolvente.

UNE 18060:78 1R. Engranajes: Útiles para el tallado. Fresas madre de cuchillas de un filete. Calidad B.

UNE 18066:61. Engranajes: Rectos y helicoidales.

UNE 18068:78 1R. Engranajes cilíndricos: Datos que deben figurar en los planos.

UNE – EN ISO 2203. Signos convencionales para engranajes.

6. PRESUPUESTO

6.1. Introducción.

6.1.1. Ejes y engranajes.

Elementos	Material	Unidades
Eje de entrada	Acero AISI 4140	1
Eje intermedio	Acero AISI 4140	1
Eje de salida	Acero AISI 4140	1
Engranaje cilíndrico helicoidal: Z17 M3	Acero AISI 4140	1
Engranaje cilíndrico helicoidal: Z102 M3	Acero AISI 4140	1
Engranaje cilíndrico helicoidal: Z20 M4	Acero AISI 4140	1
Engranaje cilíndrico helicoidal: Z80 M4	Acero AISI 4140	1

6.1.2. Carcasas y tapas de axialidad.

Elementos	Material	Unidades
Carcasa 1	Aluminio inyectado	1
Carcasa 2	Aluminio inyectado	1
Tapa de axialidad eje 1	Aluminio A380	1
Tapa de axialidad ejes 2 y 3	Aluminio A380	3

6.1.3. Tornillería.

Elementos	Unidades
Tornillo cabeza hexagonal M5 x 30 - ISO 4014	24
Tornillo cabeza hexagonal M2 x 16 - ISO 4014	7
Tornillo cabeza hexagonal M10 x 45 - ISO 4014	6
Arandela cabeza hexagonal M5 - ISO 7089	24
Arandela cabeza hexagonal M2 - ISO 7089	4
Arandela cabeza hexagonal M10 - ISO 7089	6
Tuerca cabeza hexagonal M5 - ISO 4034	24
Tuerca cabeza hexagonal M10 - ISO 4034	6

6.1.4. Cojinetes.

Elementos	Unidades
Rodamiento SKF 09067/09195/Q	2
Rodamiento SKF 02872/02820/Q	2
Rodamiento SKF HM88649/2/610/2/QCL7C	2

6.1.5. Retenes.

Elementos	Unidades
Retén 19 x 30 x 7 HMSA 10V	1
Retén 35 x 45 x 7 HMSA 10V	1

6.1.6. Elementos lubricación.

Elementos	Material	Unidades
Tapa aporte lubricante	Aluminio	1
Ventana visualización interior reductor	Polycarbonato Compacto	1
Sujeción ventana visualización	Aluminio	1

6.1.7. Varios.

Elementos	Material	Unidades
Chaveta 36 x 5 x 3 – B ISO 2491	Acero AISI 4140	1
Chaveta 36 x 8 x 5 – B ISO 2491	Acero AISI 4140	1
Chaveta 45 x 8 x 5 – B ISO 2491	Acero AISI 4140	1
Chaveta 45 x 16 x 7 – B ISO 2491	Acero AISI 4140	1
Anillo de seguridad 22 x 1.2 DIN 471	Acero	2
Anillo de seguridad 32 x 1.5 DIN 471	Acero	4
Anillo de seguridad 38 x 1.75 DIN 471	Acero	2
Arandela 50 x 60 x 2 DIN 988	Aluminio	3
Arandela 36 x 45 x 2 DIN 988	Aluminio	1
Junta carcasa	Papel	1
Junta tapa de axialidad eje 1	Papel	1
Junta tapa de axialidad eje 2 y 3	Papel	3

6.2. Cubicaciones.

Se procede a calcular el volumen bruto de material requerido para la fabricación de cada elemento. Con este valor se calcula la masa de cada elemento y se estima su coste económico.

En ejes, engranajes y tapa de axialidad se precisa de un cilindro de bruto de material cuyo volumen es:

$$V = \frac{\pi * d^2}{4} * L \quad (6.1)$$

A partir del valor del volumen y conociendo la densidad del material, ρ , se calcula la masa del bruto:

$$m = \rho * V \quad (6.2)$$

6.2.1. Ejes.

Se ha empleado acero AISI 4140, de densidad 7771 kg/m^3 .

	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Masa (kg)
Eje de entrada	22	203	0.600
Eje intermedio	32	148	0.925
Eje de salida	38	232	2.044

6.2.2. Engranajes.

Se ha empleado el mismo acero que en los ejes.

	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Masa (kg)
E. cilíndrico helicoidal: Z17 M3	57	36	0.714
E. cilíndrico helicoidal: Z102 M3	312	36	21.389
E. cilíndrico helicoidal: Z20 M4	88	48	2.269
E. cilíndrico helicoidal: Z80 M4	328	48	31.518

6.2.3. Tapa de axialidad.

La tapa de axialidad se fabrica con una aleación de aluminio de densidad 2710 kg/m^3 . Este mismo material es el empleado en la carcasa..

	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Masa (kg)
Tapa de axialidad eje 1	90	16	0.275
Tapa de axialidad ejes 2 y 3	140	12.5	0.521

6.2.4. Tapa para aporte de lubricante.

La tapa para el aporte de lubricante al equipo reductor se fabrica del mismo material que las tapas de axialidad.

	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Masa (kg)
Tapa aporte lubricante	60	2	0.015

6.3. Presupuesto.

6.3.1. Precios unitarios.

6.3.1.1. Eje de entrada.

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Eje			
Torneado	2 horas	40 €/hora	80.00 €
Fresado	1 hora	48 €/hora	48.00 €
Rectificado	1 hora	80 €/hora	80.00 €
Acero AISI 4140	0.600 kg	0.812 €/kg	0.48 €
E. cilíndrico helicoidal: Z17 M3			
Acero AISI 4140	0.714 kg	0.812 €/kg	0.58 €
Fresado	2 horas	48 €/hora	96.00 €

TOTAL	305.06 €
--------------	-----------------

6.3.1.2. Eje intermedio.

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Eje			
Torneado	2 horas	40 €/hora	80.00 €
Fresado	1 hora	48 €/hora	48.00 €
Rectificado	1 hora	80 €/hora	80.00 €
Acero AISI 4140	0.925 kg	0.812 €/kg	0.75 €
E. cilíndrico helicoidal: Z102 M3			
Acero AISI 4140	21.389 kg	0.812 €/kg	17.37 €
Fresado	3 horas	48 €/hora	144.00 €
E. cilíndrico helicoidal: Z20 M4			
Acero AISI 4140	2.269 kg	0.812 €/kg	1.84 €
Fresado	3 horas	48 €/hora	144.00 €

TOTAL	515.96 €
--------------	-----------------

6.3.1.3. Eje de salida.

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Eje			
Torneado	2 horas	40 €/hora	80.00 €
Fresado	1 hora	48 €/hora	48.00 €
Rectificado	1 hora	80 €/hora	80.00 €
Acero AISI 4140	2.044 kg	0.812 €/kg	1.66 €
Engranaje cilíndrico helicoidal: Z80 M4			
Acero AISI 4140	31.518 kg	0.812 €/kg	25.59 €
Fresado	3 horas	48 €/hora	144.00 €

TOTAL**379.25 €****6.3.1.4. Carcasa y tapas de axialidad.**

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Carcasa 1			
Fabricación y molde cerámico			280.00 €
Inyección y coste de aluminio A380			230.00 €
Carcasa 2			
Fabricación y molde cerámico			280.00 €
Inyección y coste de aluminio A380			230.00 €
Tapa de axialidad eje 1			
Aluminio A380	0.275 kg	1.03 €/kg	0.28 €
Torneado	2 horas	40 €/hora	80.00 €
Taladrado	1 horas	40 €/hora	40.00 €
Tapa de axialidad ejes 2 y 3			
Aluminio A380	3 x 0.521 kg	1.03 €/kg	1.62 €
Torneado	3 x 2 horas	40 €/hora	240.00 €
Taladrado	3 x 1 horas	40 €/hora	120.00 €

TOTAL**1501.90 €**

6.3.1.5. Tornillería.

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Tornillo cabeza hexagonal M5 x 30 - ISO 4014	24	0.32 €	7.68 €
Tornillo cabeza hexagonal M2 x 16 - ISO 4014	7	0.15 €	1.05 €
Tornillo cabeza hexagonal M10 x 45 - ISO 4014	6	1.39 €	8.34 €
Arandela cabeza hexagonal M5 - ISO 7089	24	0.02 €	0.48 €
Arandela cabeza hexagonal M2 - ISO 7089	4	0.01 €	0.04 €
Arandela cabeza hexagonal M10 - ISO 7089	6	0.09 €	0.54 €
Tuerca cabeza hexagonal M5 - ISO 4034	24	0.25 €	6.00 €
Tuerca cabeza hexagonal M10 - ISO 4034	6	1.10 €	6.60 €

TOTAL	30.73 €
--------------	----------------

6.3.1.6. Cojinetes.

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Rodamiento SKF 09067/09195/Q	2	33.80 €	67.60 €
Rodamiento SKF 02872/02820/Q	2	41.96 €	83.92 €
Rodamiento SKF HM88649/2/610/2/QCL7C	2	33.13 €	66.26 €

TOTAL	217.78 €
--------------	-----------------

6.3.1.7. Retenes.

Elementos	Cantidad	Precio	Precio unitario
Retén 19 x 30 x 7 HMSA 10V	1	3.08 €	3.08 €
Retén 35 x 45 x 7 HMSA 10V	1	5.31 €	5.31 €

TOTAL	8.39 €
--------------	---------------

6.3.1.8. Elementos lubricación.

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Tapa aporte lubricante			
Aluminio	0.015 kg	1.03 €/kg	0.02 €
Taladrado	1/2 hora	20 €/hora	20.00 €
Sujección ventana visualización			
Aluminio	0.014 kg	1.03 €/kg	0.02 €
Fresado	1/2 hora	24 €/hora	24.00 €
Taladrado	1/2 hora	20 €/hora	20.00 €
Ventana visualización Plancha PC Compacto 150x120x4	0.018 m ²	134.34 €/ m ²	2.42 €

TOTAL**66.46 €****6.3.1.9. Varios.**

	Cantidad	Precio	Precio unitario
Chaveta 36 x 5 x 3 – B ISO 2491	1	0.91 €	0.95 €
Chaveta 36 x 8 x 5 – B ISO 2491	1	1.86 €	1.90 €
Chaveta 45 x 8 x 5 – B ISO 2491	1	2.33 €	2.35 €
Chaveta 45 x 16 x 7 – B ISO 2491	1	6.53 €	3.50 €
Anillo de seguridad 22 x 1.2 DIN 471	2	0.30 €	0.60 €
Anillo de seguridad 32 x 1.5 DIN 471	4	0.30 €	1.20 €
Anillo de seguridad 38 x 1.75 DIN 471	2	0.30 €	0.60 €
Arandela 50 x 60 x 2 DIN 988	3	0.25 €	0.75 €
Arandela 36 x 45 x 2 DIN 988	1	0.15 €	0.15 €
Junta carcasa	1	2.35 €	2.35 €
Junta tapa de axialidad eje 1	1	1.20 €	1.20 €
Junta tapa de axialidad eje 2 y 3	3	1.50 €	4.50 €

TOTAL**20.05 €**

6.3.2. Presupuesto total.

Concepto	
Eje de entrada	305.06 €
Eje intermedio	515.96 €
Eje de salida	379.25 €
Carcasa y tapas de axialidad	1501.90 €
Tornillería	30.73 €
Cojinetes	217.78 €
Retenes	8.39 €
Elementos lubricación	66.46 €
Varios	20.05 €

TOTAL	3045.58 €
--------------	------------------

Beneficio industrial (+8%)	243.65 €
IVA (+21%)	639.57 €

TOTAL	3928.80 €
--------------	------------------

Por consiguiente, el precio del equipo reductor de velocidad de dos etapas de engranajes helicoidales de ejes paralelos asciende a un total de:

#3.928.80 €

Tres mil novecientos veintiocho euros con ochenta céntimos.

Jaén, 1 de Septiembre de 2015.

Fdo: Vicente Trujillo Real