



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA CINTA TRANSPORTADORA INDUSTRIAL

Alumno: José María Barroso Molero

Tutores: Prof. D. Luis Felipe Sesé
Prof. D. Ángel Jesús Molina Viedma

Depto.: Ing. Mecánica y Minera

Febrero, 2022



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA CINTA TRANSPORTADORA INDUSTRIAL

Depto.: Ing. Mecánica y Minera

Febrero, 2022

Tutores:

FELIPE
SESE LUIS
ANTONIO -
26242833V

Firmado
digitalmente por
FELIPE SESE LUIS
ANTONIO -
26242833V
Fecha: 2022.02.16
18:37:43 +01'00'

Fdo.: Luis Antonio Felipe Sesé

MOLINA
VIEDMA
ANGEL JESUS -
77367078T

Firmado
digitalmente por
MOLINA VIEDMA
ANGEL JESUS -
77367078T
Fecha: 2022.02.16
09:50:48 +01'00'

Fdo.: Ángel Jesús Molina Viedma

Alumno:

Fdo.: José María Barroso Molero

TABLA DE CONTENIDO

1. RESUMEN.....	1
2. INTRODUCCIÓN.....	1
2.1. Correas.....	3
2.1.1. Correas planas.	4
2.1.2. Correas trapezoidales.....	4
2.1.3. Correas dentadas.	4
2.2. Cadenas.	5
2.3. Engranajes.	5
3. OBJETIVOS.	8
3.1. Requisitos previos.	8
3.2. Solución adoptada.	9
4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	10
4.1. Fundamentos en engranajes rectos.....	10
4.1.1. Ley fundamental de engrane.	10
4.1.2. Características generales.	11
4.2. Relación de engrane.....	13
4.3. Interferencia.....	16
4.4. Normativa empleada.....	16
4.5. Rigidez torsional en ejes.....	17
4.6. Lewis.	17
4.7. Metodología AGMA.	22
4.7.1. Comprobación a flexión (σ).....	22
4.7.2. Factor de seguridad a flexión (S_F).....	29
4.7.3. Comprobación a picadura (σ_C).....	31
4.7.4. Factor de seguridad a picadura (S_H).	33
4.8. Fundamentos de lubricación.	36
4.8.1. Lubricación según recomendación AGMA.	37
4.8.2. Lubricación según metodología UNITED.	40

4.9.	Cálculo de rodamientos.	40
4.9.1.	Metodología según Shigley.....	40
4.9.2.	Metodología según fabricante SKF.....	42
4.10.	Comprobación de los ejes a fatiga y a fluencia.....	47
4.10.1.	Resistencia a fatiga (Se).	47
4.10.2.	Concentradores de tensión.	49
5.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	54
5.1.	Comprobación de requerimientos iniciales.....	55
5.1.1.	Masa máxima para transportar por la cinta.	55
5.1.2.	Potencia eléctrica del motor.....	56
5.2.	Relación de transmisión.....	57
5.3.	Régimen de giro y torsores en cada eje.....	57
5.4.	Cálculo de ejes a rigidez torsional.....	58
5.5.	Procedimiento iterativo de cálculo por Lewis.	58
5.6.	Disposición de la caja reductora.	58
5.7.	Comprobación por metodología AGMA.....	59
5.8.	Obtención de diagramas para cada uno de los ejes.	59
5.9.	Cálculo del lubricante.....	61
5.10.	Cálculo de rodamientos.....	61
5.11.	Diseño de los ejes.	61
5.12.	Concentradores de tensión.	61
5.13.	Comprobación a fatiga y fluencia en secciones críticas.....	62
5.14.	Elección y cálculo de chavetas.....	62
5.14.1.	Comprobación a cizalladura.	62
5.14.2.	Comprobación a aplastamiento.....	63
5.15.	Elección de anillas de retención.	64
5.16.	Deflexión en ejes.....	64
5.17.	Determinación del juego lateral o backlash.	64
5.18.	Ajustes.	64

6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.	64
6.1. Velocidad y par torsor de cada eje.....	64
6.2. Cálculo de ejes a rigidez torsional.....	64
6.3. Interferencia.....	65
6.4. Prediseño con Lewis.....	65
6.4.1. Disposición de la caja reductora.	67
6.5. Resultados por metodología AGMA.....	68
6.5.1. Tren de entrada.	69
6.5.2. Tren intermedio.	72
6.5.3. Tren de salida.....	75
6.6. Relación de engrane.....	77
6.7. Diagramas para cada uno de los ejes.	78
6.7.1. Eje de entrada (eje 1).	79
6.7.2. Eje intermedio 1 (eje 2).....	81
6.7.3. Eje intermedio 2 (eje 3).....	83
6.7.4. Eje de salida (eje 4).	85
6.8. Selección del lubricante.	88
6.8.1. Recomendación AGMA.	88
6.8.2. Método UNITED.	89
6.9. Elección de rodamientos.....	90
6.9.1. Shigley.....	90
6.9.2. SKF.	91
6.10. Diseño de los ejes.	94
6.10.1. Casquillos.	95
6.10.2. Propuesta de diseño para los ejes.	95
6.10.3. Concentradores de tensión.	97
6.10.4. Cálculo a fatiga y comprobación a fluencia.	98
6.11. Cálculo de chavetas.	100
6.12. Elección de anillos de retención.	101

6.13.	Flecha en ejes.....	103
6.13.1.	Eje de entrada (eje 1).....	103
6.13.2.	Eje intermedio 1 (eje 2).	104
6.13.3.	Eje intermedio 2 (eje 3).	105
6.13.4.	Eje de salida (eje 4).	106
6.14.	Juego lateral o backlash.....	107
6.15.	Ajustes.	109
7.	CONCLUSIONES.	112
8.	PLANOS.....	113
9.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	114
9.1.	Bibliografía principal.....	114
9.2.	Bibliografía secundaria.	114

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: Tipos de cartón según ondulado.....	1
FIGURA 2: Proceso de fabricación de cartón.....	2
FIGURA 3: Tipos de correas. A) Plana, B) Trapezoidal, C) Dentada. [8].....	4
FIGURA 4: Cadena de rodillos. [8].....	5
FIGURA 5: Tipos de engranajes según disposición de ejes. A) Ejes paralelos, B) ejes que se interceptan, C) ejes que no se interceptan. [8]	6
FIGURA 6: Tipos de engranajes según forma de dientes. A) Cilíndricos rectos, B) Cilíndricos helicoidales, C) Dobles helicoidales, D) Cónicos rectos, E) Cónicos helicoidales, F) Helicoidales cruzados, G) Cónicos hipoides, H) tornillo sin fin, I) Piñón/cremallera. [8]	7
FIGURA 7: Conjunto final de la caja reductora.....	9
FIGURA 8: Nomenclatura empleada en los engranajes rectos. [1]	10
FIGURA 9: Acción entre dientes. [1]	12
FIGURA 10: Detalle de zona de aproximación y de retroceso. [2].....	15
FIGURA 11: Detalle para obtención de distancias de aproximación y de retroceso. [2] ...	15
FIGURA 12: Factor dinámico (K_v) en función del índice de calidad (Q_v) y V_p . [1].....	24
FIGURA 13: Definición de distancias S_1 y S para la elección de C_{pm} . [7].....	26
FIGURA 14: Factor de alineación de acoplamiento (C_{ma}). [1].....	26
FIGURA 15: Factor de espesor de aro (K_B). [1].....	27
FIGURA 16: Factor geométrico J para engranajes rectos, altura completa y $\theta=20^\circ$. [1] ...	28
FIGURA 17: Numero de esfuerzo de flexión permisible (S_t) para acero endurecido. [1]...	29
FIGURA 18: Número de esfuerzo de flexión permisible (S_t) para acero nitruado endurecido. [1]	30
FIGURA 19: Número de esfuerzo de flexión permisible (S_t) para acero nitruado. [1]	30
FIGURA 20: Factor de ciclos de esfuerzo a flexión (Y_N). [1].....	31
FIGURA 21: Número de esfuerzo de contacto permisible (S_c). [1]	34
FIGURA 22: Factor de ciclos de esfuerzo a picadura (Z_N). [1].....	35
FIGURA 23: Viscosidad nominal (v_1) en función del diámetro medio (d_m) y régimen de giro (n). [19]	44
FIGURA 24: Factor de modificación de la vida útil (a_{SKF}) para rodamientos radiales de bolas. [19]	45
FIGURA 25: Reacciones para viga biapoyada sometida a una carga puntual.....	60
FIGURA 26: Reacciones para viga biapoyada sometida a dos cargas puntuales.	60
FIGURA 27: Cálculo resistente de chavetas. [30]	63
FIGURA 28: Vista en planta de la disposición de la caja reductora y distancias.	68

FIGURA 29: Parámetros comunes del informe obtenido con Autodesk Inventor.....	78
FIGURA 30: Detalle del casquillo 1.....	95
FIGURA 31: Eje de entrada (eje 1).	95
FIGURA 32: Eje intermedio 1 (eje 2).....	95
FIGURA 33: Eje intermedio 2 (eje 3).....	96
FIGURA 34: Eje de salida (eje 4).	96
FIGURA 35: Dimensiones para anillos de retención y ranuras según catálogo. [28]	103
FIGURA 36: Gráfica de deflexión para el eje 1.	103
FIGURA 37: Gráfica del diámetro ideal para el eje 1.....	104
FIGURA 38: Gráfica de deflexión para el eje 2.	104
FIGURA 39: Gráfica del diámetro ideal para el eje 2.....	105
FIGURA 40: Gráfica de deflexión para el eje 3.	105
FIGURA 41: Gráfica de diámetro ideal para el eje 3.	106
FIGURA 42: Gráfica de deflexión para el eje 4.	106
FIGURA 43: Gráfica de diámetro ideal para el eje 3.	107
FIGURA 44: Detalle de juego lateral normal entre engranajes para el tren 1.	108
FIGURA 45: Detalle de dimensiones para el ajuste en los chaveteros. [29].....	109

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: Sistemas de dientes estándar para engranajes rectos. [1]	13
TABLA 2: Factor de guiado (Ψ). [22].....	17
TABLA 3: Módulos normalizados según UNE 18005. [14]	18
TABLA 4: Factor de forma de Lewis. [1].....	19
TABLA 5: Tensión admisible según el tipo de acero empleado [22].	19
TABLA 6: Factor de sobrecarga (K_o). [1].....	23
TABLA 7: Factor de sobrecarga (elección de fuente de potencia). [1].....	23
TABLA 8: Factor de sobrecarga (elección de maquina impulsada). [1]	24
TABLA 9: Parámetros para C_{ma} para factor de distribución de la carga (K_H) en unidades del sistema internacional. [7].....	26
TABLA 10: Coeficiente elástico ($Z_e=C_p$). [1].....	32
TABLA 11: Recomendaciones AGMA para engranajes en cárter cerrado. [3].....	38
TABLA 12: Recomendación AGMA para engranajes con lubricación continua. [3]	38
TABLA 13: Recomendación AGMA para engranajes abiertos con lubricación intermitente. [3]	39
TABLA 14: Recomendación AGMA para la frecuencia y cuantía de las pulverizaciones en engranajes con lubricación intermitente. [3]	39
TABLA 15: Equivalencia entre ISO, AGMA, SAE MOTOR y SAE ENGRANAJES. [21] ...	39
TABLA 16: Factores de aplicación de carga (a_f). [1].....	41
TABLA 17: Parámetros Weibull. [1].....	41
TABLA 18: Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de una fila, de ranura profunda. [1]	42
TABLA 19: Factor de ajuste de la vida útil (a_1). [19]	43
TABLA 20: Efecto del nivel de contaminación en el rodamiento (η_c). [19]	46
TABLA 21: Parámetros del factor de condición superficial de Marin. [1]	48
TABLA 22: Factores de confiabilidad de Marin. [1].....	49
TABLA 23: Concentrador de esfuerzo de torsión (K_{TS}) en eje redondo. [1]	50
TABLA 24: Concentrador de esfuerzo de flexión (K_T) en eje redondo. [1].....	50
TABLA 25: Sensibilidad a la entalla para aceros y aluminios forjados sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. [1].....	51
TABLA 26: Sensibilidad a la entalla de materiales sometidos a torsión inversa. [1]	51
TABLA 27: Concentradores de esfuerzo teóricos para diferentes opciones en ejes. [1]...	52
TABLA 28: Concentrador de tensión teórico de ranura plana para eje redondo sometido a flexión y/o tensión. [1]	53

TABLA 29: Concentrador de tensión teórico de ranura plana para eje redondo sometido a torsión. [1]	53
TABLA 30: Propiedades típicas del hierro fundido gris. [1].....	54
TABLA 31: Propiedades mecánicas de algunos aceros tratados térmicamente. [1]	55
TABLA 32: Régimen de giro y par torsor en cada eje.	64
TABLA 33: Diámetros mínimos y normalizado en ejes para rigidez torsional.	65
TABLA 34: Número mínimo de dientes y máximos acoplados para evitar interferencia. ..	65
TABLA 35: Proceso iterativo por Lewis incluyendo K_v para el tren de entrada.	66
TABLA 36: Resultados finales de prediseño para tren de entrada.	66
TABLA 37: Proceso iterativo por Lewis incluyendo K_v para el tren intermedio.	66
TABLA 38: Resultados finales de prediseño para tren intermedio.....	67
TABLA 39: Proceso iterativo por Lewis incluyendo K_v para tren de salida.....	67
TABLA 40: Resultados finales de prediseño para tren de salida.	67
TABLA 41: Cálculo AGMA para resistencia a flexión de tren de entrada.	69
TABLA 42: Cálculo AGMA para factor de seguridad a flexión de tren de entrada.	70
TABLA 43: Cálculo AGMA para resistencia a picadura de tren de entrada.	70
TABLA 44: Cálculo AGMA para factor de seguridad a picadura de tren de entrada.	71
TABLA 45: Cálculo AGMA para resistencia a flexión de tren intermedio.....	72
TABLA 46: Cálculo AGMA para factor de seguridad a flexión de tren intermedio.	73
TABLA 47: Cálculo AGMA para resistencia a picadura de tren intermedio.	73
TABLA 48: Cálculo AGMA para factor de seguridad a picadura de tren intermedio.	74
TABLA 49: Cálculo AGMA para resistencia a flexión de tren de salida.	75
TABLA 50: Cálculo AGMA para factor de seguridad a flexión de tren de salida.	76
TABLA 51 Cálculo AGMA para resistencia a picadura de tren de salida.....	76
TABLA 52: Cálculo AGMA para factor de seguridad a picadura de tren de salida.	77
TABLA 53: Relación de engrane en cada uno de los trenes.	77
TABLA 54: Fuerzas en engranajes.	87
TABLA 55: Reacciones en apoyos.....	87
TABLA 56: Momentos en engranajes.....	87
TABLA 57: Características principales del lubricante inicialmente elegido. [27]	88
TABLA 58: Resultados para método UNITED en cada tren.	89
TABLA 59: Características principales del lubricante finalmente elegido.	89
TABLA 60: Número de ciclos y múltiplo de vida para cada rodamiento.....	90
TABLA 61: Rodamientos inicialmente seleccionados según Shigley.	91
TABLA 62: Cálculo para rodamiento 1 según catalogo SKF para eje de entrada.....	92
TABLA 63: Cálculo para rodamiento 2 según catalogo SKF para eje de entrada.....	92
TABLA 64: Cálculo para rodamiento 3 según catalogo SKF para eje intermedio 1.	92

TABLA 65: Cálculo para rodamiento 4 según catalogo SKF para eje intermedio 1.	92
TABLA 66: Cálculo para rodamiento 5 según catalogo SKF para eje intermedio 2.	92
TABLA 67: Cálculo para rodamiento 6 según catalogo SKF para eje intermedio 2.	93
TABLA 68: Cálculo para rodamiento 7 según catalogo SKF para eje de salida.	93
TABLA 69: Cálculo para rodamiento 8 según catalogo SKF para eje de salida.	93
TABLA 70: Rodamientos inicialmente elegidos del fabricante SKF.	93
TABLA 71: Rodamiento finalmente elegidos del fabricante SKF.	94
TABLA 72: Momentos críticos en eje de entrada.	96
TABLA 73: Momentos críticos en eje intermedio 1.	97
TABLA 74: Momentos críticos en eje intermedio 2.	97
TABLA 75: Momentos críticos en eje de salida.	97
TABLA 76: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje de entrada.	99
TABLA 77: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje intermedio 1.	99
TABLA 78: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje intermedio 2.	99
TABLA 79: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje de salida.	100
TABLA 80: Longitudes mínimas de chavetas a cizalladura y aplastamiento.	101
TABLA 81: Anillos de retención seleccionados.	102
TABLA 82: Intervalos máximos típicos de pendientes y deflexiones transversales. [1] ..	107
TABLA 83: Juego mínimo recomendado y escogido para cada tren de engranajes.	108
TABLA 84: Margen de juego lateral recomendado para engranajes. [25] ..	108
TABLA 85: Ajustes para los chaveteros.	109
TABLA 86: Ajustes para anillos de retención.	110
TABLA 87: Ajustes para los rodamientos (ejes y alojamientos).	111
TABLA 88: Ajuste recomendado en los alojamientos para rodamientos radiales.	111

1. RESUMEN.

El objeto de este trabajo es el diseño de una caja reductora para una cinta transportadora en un entorno industrial.

Inicialmente se han recopilado todas las necesidades y características de la cinta transportadora para así abordar de una forma correcta el diseño y cálculo de la caja reductora o de las diferentes alternativas posibles.

Posteriormente se ha realizado el cálculo y diseño de los ejes, así como de los engranajes, lubricación, chavetas, y anillas de retención. Todo esto se ha llevado a cabo mediante un proceso iterativo hasta que se ha ido ajustando el diseño.

A continuación, se ha realizado una simulación por ordenador, concretamente empleando el programa Autodesk Inventor, del reductor de velocidad con todos sus componentes verificando los resultados analíticos anteriores.

Por último, se han confeccionado los diferentes planos que componen los elementos que componen dicha caja reductora.

2. INTRODUCCIÓN.

Antes de empezar el proyecto hay que definir los condicionantes que se nos presentan. Dentro de los diferentes sectores industriales, el sector en el que se desarrollará el proyecto será el de fabricación y transformación de papel, y concretamente en el sector de fabricación de embalajes de cartón ondulado.

El cartón en su forma más genérica se compone por varias capas de papel, encoladas entre sí, las cuales le aplican diferente consistencia, y por tanto este posee mayor resistencia que el papel. Es utilizado generalmente como embalaje y como envase.

Existen muchos tipos de cartón tal y como podemos ver en FIGURA 1, según el número de ondas que posea. Esto también se suele llamar canal simple, canal doble o canal triple, según disponga de una, dos o tres ondas.

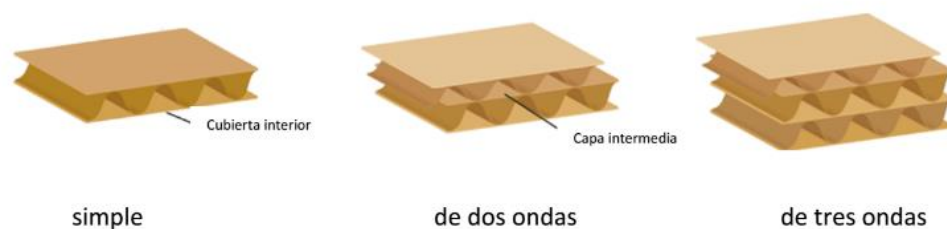


FIGURA 1: Tipos de cartón según ondulado.

La fabricación del cartón se desarrolla en diferentes etapas (FIGURA 2). A continuación, se va a explicar el procesado para el caso más sencillo (canal simple).

- Proceso de ondulado: en la máquina onduladora es donde se realiza este primer proceso. Aquí se transforma el papel el cuál llega en forma de bobinas, en planchas de cartón. Este proceso, a su vez, dispone de varias etapas:
 - Corrugado: inicialmente se precalienta el papel por medio de varios rodillos y posteriormente pasa por otros rodillos estriados que le dan la ondulación característica.
 - Encolado: la capa corrugada situada en medio se adhiere a través de varios rodillos al papel que conforman las capas exteriores, mediante cola de almidón en un proceso continuo.
 - Corte: tras el secado del encolado se realiza el corte de las diferentes láminas o planchas de cartón y se van apilando en lo que comúnmente es llamado “paquete de cartón”.
- Proceso de conversión: en este segundo proceso las planchas son trasladadas a otras máquinas que les va dando el conformado final (impresión, troquelado, doblado, pegado, y apilado).

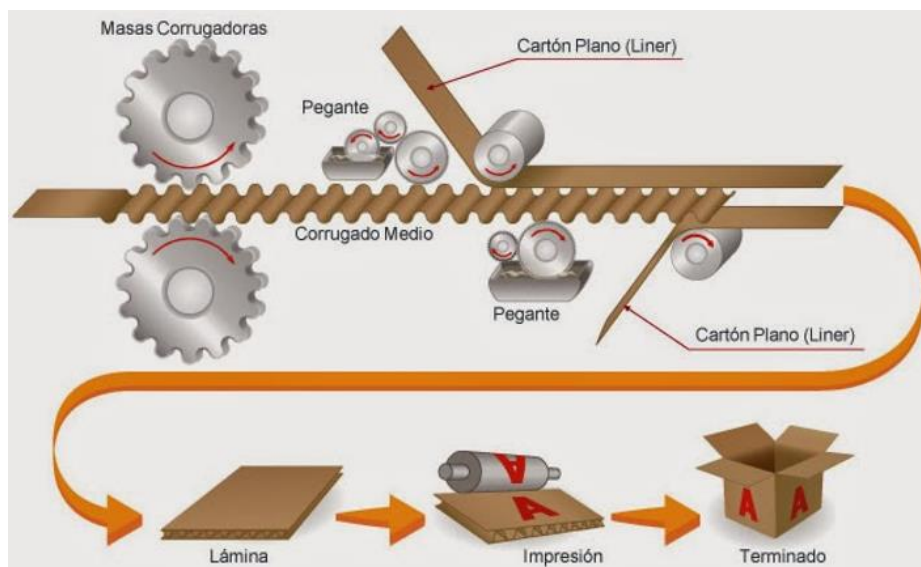


FIGURA 2: Proceso de fabricación de cartón.

Tras el proceso de ondulado, en la salida de la máquina onduladora, es necesaria una cinta transportadora que se vaya llevando los palés con cartón para que el proceso de fabricación sea continuo. A continuación de la cinta transportadora, se dispone de una transportadora de rodillos que va reservando los diferentes palés, y por medio de carretillas estos son trasladados a las diferentes máquinas del proceso de conversión.

El problema se nos presenta a la hora de adecuar la velocidad de la cinta transportadora ya que se ha mejorado el proceso productivo y se desean cumplir las metas y objetivos fijados por la empresa.

Anteriormente se disponía de un motor eléctrico y de una caja reductora para adecuar la velocidad de la cinta transportadora, no obstante, se deben tener presentes las diferentes alternativas de transmisión mecánica, por si existiera alguna opción mejor a la hora de abordar este proyecto.

Los diferentes tipos de transmisiones mecánicas que existen son:

- Transmisiones flexibles.
 - o Correas.
 - o Cables.
 - o Cadenas.
 - o Ejes flexibles.
- Transmisiones rígidas.
 - o Ruedas de fricción.
 - o Engranajes.
 - Sistemas articulados compuestos por:
 - Cigüeñales.
 - Bielas.
 - Manivelas
 - Embragues
 - Frenos, etc.

Antes que nada, y por ser lo más utilizado en un entorno industrial, se reduce la extensa lista de transmisiones y se centra exclusivamente en tres de ellas (correas, cadenas y engranajes).

2.1. Correas.

En este tipo de transmisión la energía se transmite a través del rozamiento de una correa con dos o más poleas al girar estas. Por un lado, nos encontramos con que sus principales ventajas son:

- Coste bajo.
- Protección ante casos puntuales de sobrecargas y posibilidad de absorción elástica ante estas situaciones.

- Bajos niveles de rumorosidad.

Por otra parte, sus principales inconvenientes son:

- Pueden llegar a producir deslizamiento.
- Producen una sobrecarga en los rodamientos debido a la tensión a la que deben estar sometidas dichas correas.
- Pueden verse sometidos al deterioro prematuro por el ambiente.
- Necesitan mayor mantenimiento que otros sistemas.
- Pueden llegar a estirarse.

Los principales tipos de correas que se utilizan son:

2.1.1. Correas planas.

Utilizados para disposiciones de ejes paralelos y con relaciones de transmisión altas, incluso mayores si el sistema lleva un dispositivo tensor. El principal inconveniente es que se puede producir deslizamiento si no se encuentra correctamente pretensada.

2.1.2. Correas trapezoidales.

Para paliar en cierta parte el problema del deslizamiento, surgieron este tipo de correas. Estas, pueden transmitir mayor par que las planas, gracias al mayor esfuerzo de rozamiento en las caras laterales. El rendimiento de este tipo de correas puede alcanzar el 95%, y pueden utilizarse con relaciones de transmisión menores a ocho.

2.1.3. Correas dentadas.

Gracias a este tipo de correas, se evita por completo el deslizamiento. El rendimiento de este tipo de correas puede alcanzar el 98%, y pueden utilizarse con relaciones de transmisión menores a diez. En muchos motores de combustión este tipo de correas eran las más usadas hasta ahora, donde las cadenas están ganando cada vez más protagonismo.

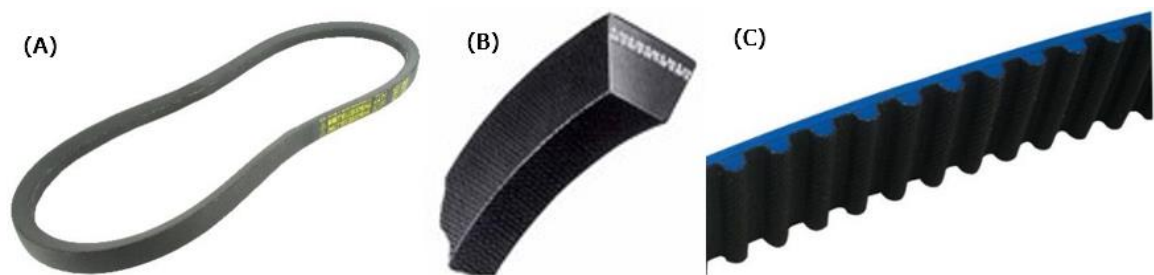


FIGURA 3: Tipos de correas. A) Plana, B) Trapezoidal, C) Dentada. [8]

2.2. Cadenas.

Permiten transmitir grandes pares de fuerza en donde el régimen de giro de los ejes de transmisión se sitúa en un rango medio-bajo. Son utilizadas con relaciones de transmisión inferiores a siete, incluso pudiendo llegar a relaciones de transmisión de diez ante velocidades bajas. Existen numerosos tipos de cadenas. Sus principales ventajas son:

- Coste inferior al de los engranajes, pero mayor que el de las correas.
- Eficiencia muy alta al no producirse deslizamiento.
- Larga vida útil.

Por otro lado, sus principales desventajas son las siguientes:

- Necesitan lubricación.
- Son más ruidosas y pueden tener vibraciones por contacto metal-metal.
- Pueden llegar a estirarse.
- Tienen menos capacidad de carga que los engranajes.

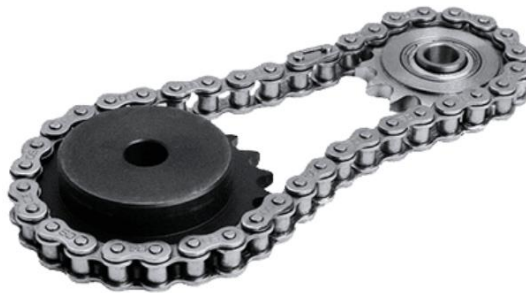


FIGURA 4: Cadena de rodillos. [8]

2.3. Engranajes.

Es el tipo de transmisión más usado en la industria, debido a su gran rango de valores de potencia, velocidad, y relaciones de transmisión. Además, estos pueden usarse según el tipo, en diseños con ejes paralelos, cruzados y con ejes que se cortan. Es por tanto que la clasificación de los engranajes puede darse según la posición de los ejes en los que van montados los engranajes, o bien según la forma de los dientes de estos engranajes.

Según la **posición** de los ejes (FIGURA 5), existen tres subgrupos:

- Ejes paralelos.
- Ejes que se interceptan o se cortan.
- Ejes que no se interceptan.

El de sistema de ejes paralelos suele ser el más común para reductoras de velocidad donde se cambia la velocidad y el sentido de giro de los ejes. Es por tanto que este es un muy buen candidato para utilizar en nuestro proyecto. En este tipo se usan engranajes rectos, helicoidales y dobles helicoidales, los cuales son mostrados a continuación.

El sistema donde los ejes de los engranajes se interceptan, suele emplearse también para cambiar la dirección del movimiento, pero los ejes de los engranajes no son paralelos, sino que se cortan. En este tipo suelen usar engranajes cónicos, tanto rectos como helicoidales.

En el caso del sistema de ejes que no se interceptan, los ejes de los engranajes forman entre si 90 grados y no se cortan extendiendo los ejes. Se suelen usar en este tipo engranajes helicoidales cruzados, hipoides, de rueda y tornillo sin fin, y de cremallera y piñón.

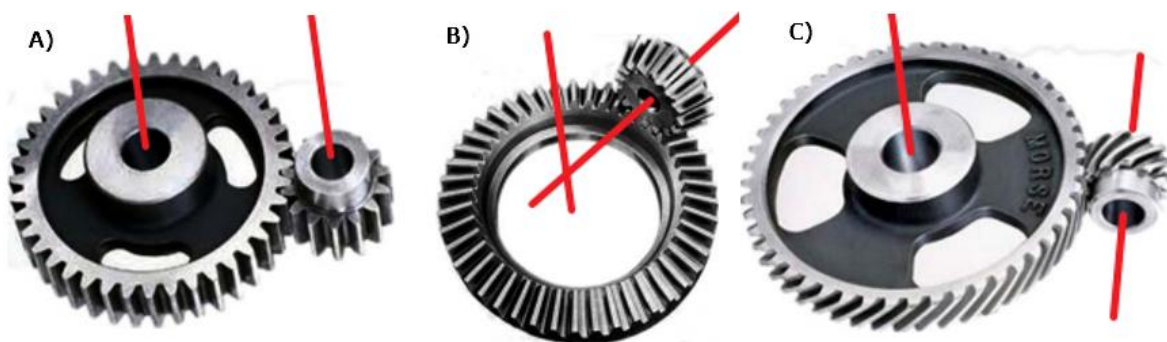


FIGURA 5: Tipos de engranajes según disposición de ejes. A) Ejes paralelos, B) ejes que se interceptan, C) ejes que no se interceptan. [8]

Para la clasificación según la forma de los dientes (FIGURA 6) podemos encontrarnos con engranajes rectos, helicoidales, doble helicoidal, cónicos rectos, cónicos helicoidales, helicoidales cruzados, cónicos hipoides, tornillo sin fin y cremallera/piñón.

En los engranajes rectos, los dientes son rectos y paralelos a los ejes. Pueden ser internos o externos. Son más fáciles de calcular y de diseñar ya que no soportan componente axial, en cambio son más ruidosos.

En los engranajes helicoidales los dientes se cortan con un cierto ángulo respecto al eje (ángulo helicoidal). Estos tienen mayor capacidad de carga que los engranajes rectos, y a su vez son más silenciosos, pero para el cálculo hay que tener en cuenta la componente axial.

Los engranajes helicoidales dobles poseen una combinación de lado a lado de dos engranajes helicoidales de manos opuestas. El empuje axial que genera una mitad es contrarrestado por el empuje axial que genera la otra mitad, por lo que gracias a esto no existe carga axial en su conjunto.

Los engranajes cónicos rectos son similares a los engranajes rectos, pero están asentados en una superficie cónica en lugar de en una superficie cilíndrica.

Al igual que con los anteriores, los engranajes cónicos helicoidales se diferencian de los engranajes cilíndricos helicoidales en que los dientes están asentados en una superficie cónica. Estos suelen ser utilizados para transmitir el movimiento entre ejes que se cortan en el mismo plano. A su vez estos no generan mucho ruido.

En los engranajes helicoidales cruzados, los ejes del piñón y de la corona están dispuestos en ángulo recto. Son utilizados para cambiar la dirección del movimiento.



FIGURA 6: Tipos de engranajes según forma de dientes. A) Cilíndricos rectos, B) Cilíndricos helicoidales, C) Dobles helicoidales, D) Cónicos rectos, E) Cónicos helicoidales, F) Helicoidales cruzados, G) Cónicos hipoides, H) tornillo sin fin, I) Piñón/cremallera. [8]

Los engranajes cónicos hipoides, son un tipo de engranaje cónico helicoidal, pero con una forma característica de hiperboloide girada. Se utiliza para transmitir movimiento entre ejes cruzados una pequeña distancia. Aportan una mayor robustez en la transmisión y una gran suavidad de rodadura.

El engranaje de tornillo sin fin transmite el movimiento entre ejes que son perpendiculares entre sí y se compone básicamente por un engrane helicoidal y por un eje roscado. Es el tipo de transmisión por engranajes más silenciosa, pero precisa de una especial atención a la lubricación para mantener reducidos la pérdida de potencia y desgaste.

El sistema de cremallera/piñón se compone por un piñón ubicado sobre una barra dentada. La barra se desplaza longitudinalmente cuando el piñón gira, por lo que el movimiento de rotación es transformado en un movimiento rectilíneo.

3. OBJETIVOS.

En base a lo indicado anteriormente, se observa la importancia de los sistemas de transporte en la industria papelera. De esta manera se ha presentado que uno de los sistemas más empleados son los de cinta transportadora, accionados mediante motores eléctricos por medio de una caja reductora. Así, en concreto en este trabajo se pretende:

- Diseñar por completo un sistema de reductora de velocidad para un motor eléctrico con el fin accionar la cinta transportadora ubicada tras el proceso de ondulado.
- Se diseñarán y calculará tanto el sistema de engranajes como todo el conjunto de ejes y elementos de estos.
- Adicionalmente se abordará el diseño del plan de mantenimiento del equipo.
- Finalmente se compararán los resultados obtenidos analíticamente con los obtenidos mediante simulación.

3.1. Requisitos previos.

Este sistema debe satisfacer los siguientes requisitos técnicos:

- Masa máxima que transportará la cinta transportadora: 5 palés (Europalet Nuevo) cargados a una altura máxima de 1,2 m.
- Velocidad lineal de la cinta transportadora: 5 km/h.
- Diámetro del tambor de la cinta transportadora: 478mm.

Tras realizar unos primeros cálculos, los cuales se recogen en materiales y métodos, se ve oportuno el utilizar un motor eléctrico de 11kW y 1500 rpm, el cual irá acoplado, como es lógico, a la entrada de la caja reductora de velocidad.

El objetivo principal de este proyecto es asegurar el correcto funcionamiento de la caja reductora para una duración mínima de 5 años, con el mantenimiento más bajo posible (solo cambios de aceite en sus respectivos intervalos de tiempo). El entorno industrial donde irá ubicada se lleva a cabo en continuo (24h/día) con 1 día de descanso semanal.

3.2. Solución adoptada.

Después de ver todas las posibilidades nombradas anteriormente, se ha seleccionado una transmisión mediante engranajes. Gracias a esto, se consigue exactitud en la relación de transmisión, y por tanto no se tienen apenas fluctuaciones en la velocidad de la cinta transportadora. Por otro lado, ocupa un espacio más reducido y tiene un bajo mantenimiento.

Dentro de este tipo de transmisión, se ha optado por engranajes cilíndricos rectos, para simplificar diseño y cálculos, ya que así se anula la componente axial en todos los elementos (principalmente en los rodamientos). Además, la componente del ruido no es relevante por encontrarse en un entorno industrial, por lo que se estima oportuno el uso de este tipo de engranajes. A continuación, en la FIGURA 7 se aprecia el conjunto final de la caja reductora de este trabajo.

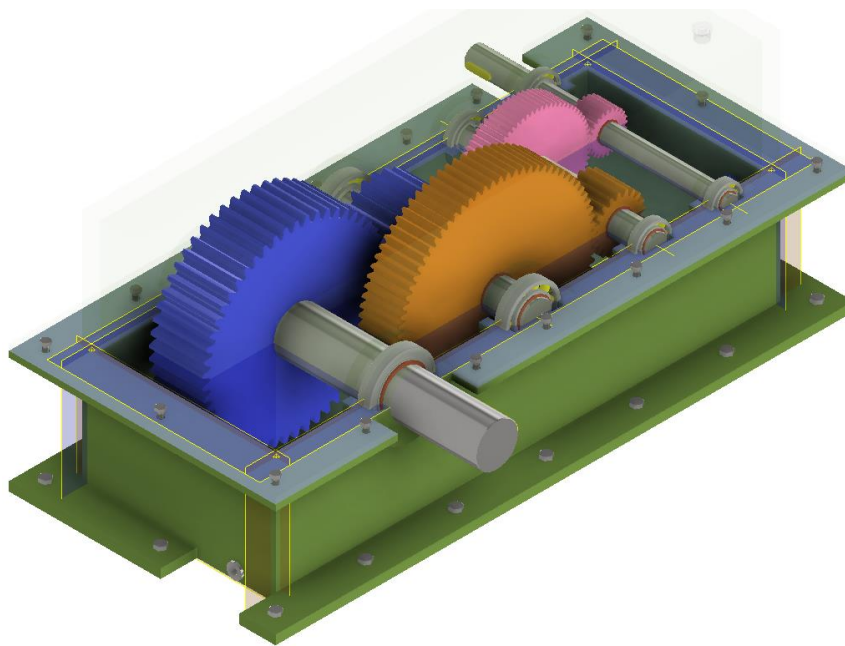


FIGURA 7: Conjunto final de la caja reductora.

4.1.2. Características generales.

El círculo de paso o diámetro primitivo (d) es el diámetro a lo largo del cual engranan los dientes.

“Todas las ruedas normales que forman una misma familia están dotadas de dientes de perfil evolvente de círculo, con características definidas de manera que engranen correctamente con la cremallera tipo del sistema, y pueden considerarse engendrados por la citada cremallera tipo en el movimiento de rodadura. La circunferencia de cada rueda, tangente a la línea primitiva de la cremallera tipo, se llama circunferencia primitiva. Con relación a esta circunferencia primitiva se determinan todas las características de los dientes. La relación de los diámetros primitivos es igual a la de las velocidades angulares”. [9, pág. 2]

El paso circular (p_c) es la distancia medida sobre el diámetro primitivo (o círculo de paso d) desde un punto en un diente hasta el mismo punto del siguiente diente. Así que este paso también es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio.

$$p_c = \frac{\pi \cdot d}{N} = \frac{\pi}{P} \quad (2)$$

El módulo (m) representa la relación del diámetro de paso (o primitivo) con el número de dientes. Este se expresa en [mm/diente].

$$m = \frac{d}{N} \quad (3)$$

El paso diametral (P) representa la relación del número de dientes en función del diámetro de paso, por lo que es la inversa del módulo (con el cambio de unidades). Este se expresa en [dientes/pulgada] ya que se utiliza con unidades del sistema inglés.

$$P = \frac{1}{m} = \frac{N}{d} \quad (4)$$

La cabeza del diente (a), también llamado addendum, se corresponde con la distancia radial comprendida entre el círculo de cabeza (o diámetro exterior) y el diámetro primitivo.

La raíz del diente (b), también llamado dedendum, se corresponde con la distancia radial comprendida entre el diámetro primitivo y el círculo de raíz (o diámetro interior).

La altura o profundidad total del diente (h) es por tanto la suma de cabeza y raíz.

$$h = a + b \quad (5)$$

El ángulo de presión (ϕ) representa el ángulo formado por la línea de acción (o línea de presión) y la tangente común a las circunferencias primitivas en el punto primitivo.

El círculo de claro (o diámetro base) hace referencia al círculo tangente al círculo de raíz (o diámetro interior) del engranaje acoplado:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

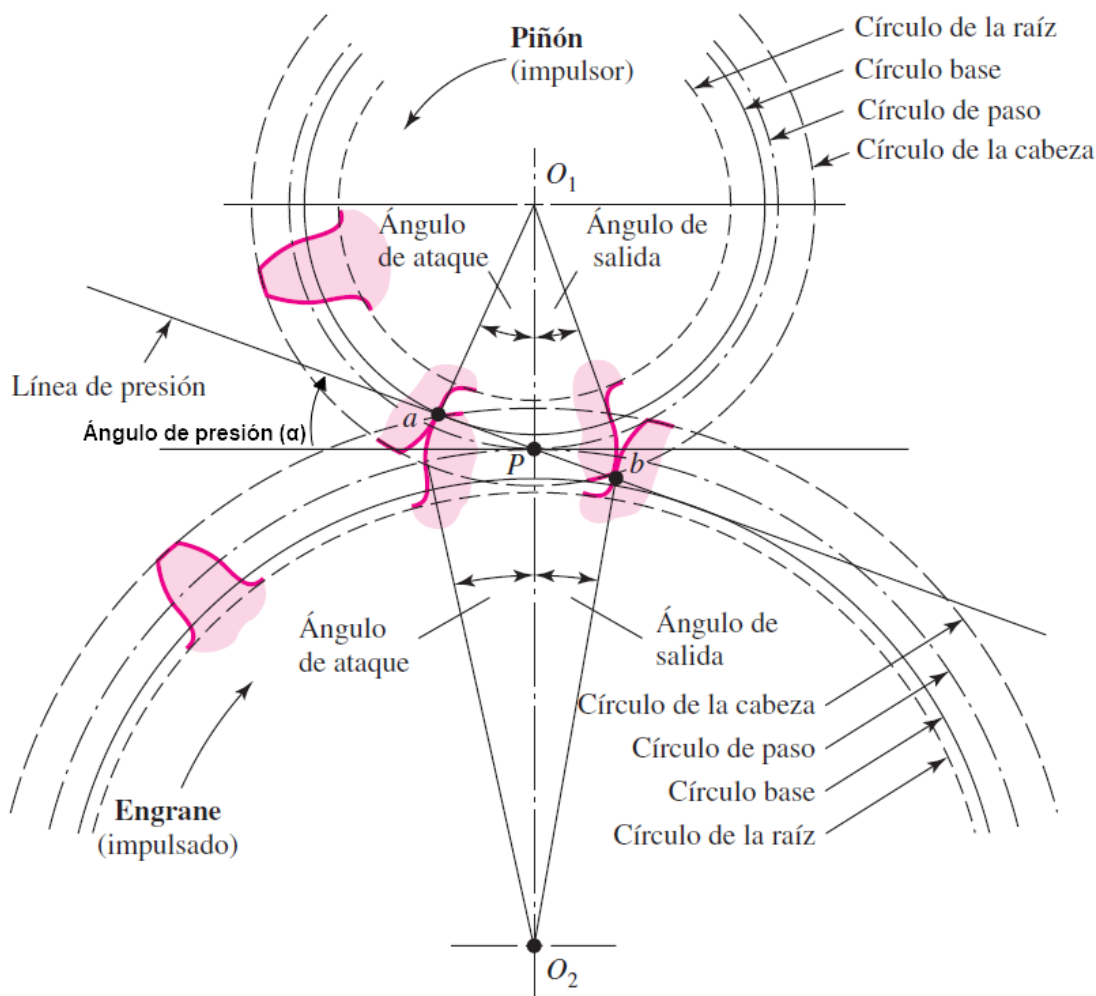


FIGURA 9: Acción entre dientes. [1]

El punto primitivo (P) se corresponde con el punto de tangencia de las circunferencias primitivas, por tanto, la distancia entre centros se corresponde con la suma de las distancias primitivas.

La línea de acción (o línea de presión) representa la dirección en la que actúa la fuerza resultante entre los engranajes y es la tangente común a las dos circunferencias base.

El paso base (p_b) es el arco de circunferencia base, comprendido entre las dos evolventes homologas de los perfiles de dos dientes consecutivos. Es igual a la circunferencia base, dividido por el número de dientes.

$$p_b = p_c \cdot \cos \alpha \quad (7)$$

Los valores estandarizados comúnmente usados para el ángulo de presión y las dimensiones del cabeza de diente y raíz de dientes se encuentran en la TABLA 1.

Sistema de dientes	Ángulo de presión ϕ , grados	Cabeza a	Raíz b
Profundidad total	20	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
	$22\frac{1}{2}$	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
	25	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
Dientes recortados	20	$0.8/P_d$ o bien $0.8m$	$1/P_d$ o bien $1m$

TABLA 1: Sistemas de dientes estándar para engranajes rectos. [1]

4.2. Relación de engrane.

La relación de engrane indica el número promedio de pares de dientes en contacto. Una relación de engrane mayor tendrá menor vibración y menos carga por diente, en contra, la picadura será más acusada. La ecuación que determina dicha relación es:

$$m_c = \frac{q_t}{p_c} = \frac{q_a + q_r}{p_c} \quad (8)$$

Donde:

- q_a se corresponde con el arco de aproximación (arco AP de la FIGURA 10)
- q_r se corresponde con el arco de retroceso (arco PB de la FIGURA 10)
- p_c se corresponde con el paso circular (2).

Por otro lado, observamos que la longitud de la trayectoria de contacto es:

$$u = u_a + u_r \quad (9)$$

A su vez, el paso base es la distancia entre los perfiles de diente correspondiente medida sobre la línea de acción, por lo que la relación de engrane puede escribirse también de la siguiente manera:

$$m_c = \frac{u_a + u_r}{p_b} \quad (10)$$

Por trigonometría podemos obtener los valores de u_a y u_r observando los triángulos rectángulos O_2AC y O_3DB (FIGURA 11), donde:

$$\begin{aligned} u_a &= \sqrt{(r_3 + a)^2 - r_{b3}^2} - r_3 \cdot \sin(\theta) \\ u_r &= \sqrt{(r_2 + a)^2 - r_{b2}^2} - r_2 \cdot \sin(\theta) \end{aligned} \quad (11)$$

Por otro lado, sabemos que la distancia entre centros (C) en función de los diámetros primitivos o bien en función del número de dientes y modulo es:

$$C = \frac{d_p + d_g}{2} = r_3 + r_2 = \frac{(N_p + N_g) \cdot m}{2} \quad (12)$$

También sabemos recordando (7) que el paso base se relaciona con el paso circular, así como con el módulo de la siguiente forma:

$$p_b = p_c \cdot \cos(\phi) = \pi \cdot m \cdot \cos(\theta) \quad (13)$$

Añadiendo (11) y (13) a (10) y simplificando la expresión, la relación de engrane queda de la siguiente forma:

$$m_c = \frac{\sqrt{r_3^2 - r_{b3}^2} + \sqrt{r_2^2 - r_{b2}^2} - C \cdot \sin(\theta)}{\pi \cdot m \cdot \cos(\theta)} \quad (14)$$

Donde:

- r_3 y r_2 son los radios exteriores de corona y piñón respectivamente [mm], estos en función del número de dientes y del módulo:

$$r_i = \frac{(N_i + 2) \cdot m}{2} \quad (15)$$

- r_{b3} y r_{b2} son los radios de base de corona y piñón respectivamente [mm], estos en función del número de dientes y del módulo son:

$$r_{bi} = \frac{N_i \cdot m}{2} \cdot \cos(\phi) \quad (16)$$

- C se corresponde con la distancia entre centros de cada tren [mm].
- ϕ se corresponde con el ángulo de presión.
- m se corresponde con el módulo [mm/diente].

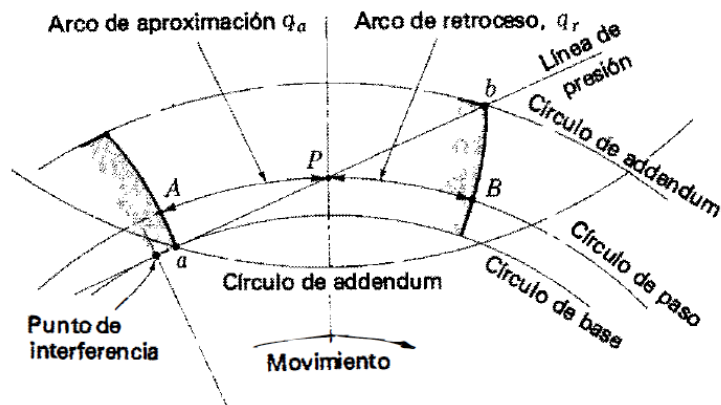


FIGURA 10: Detalle de zona de aproximación y de retroceso. [2]

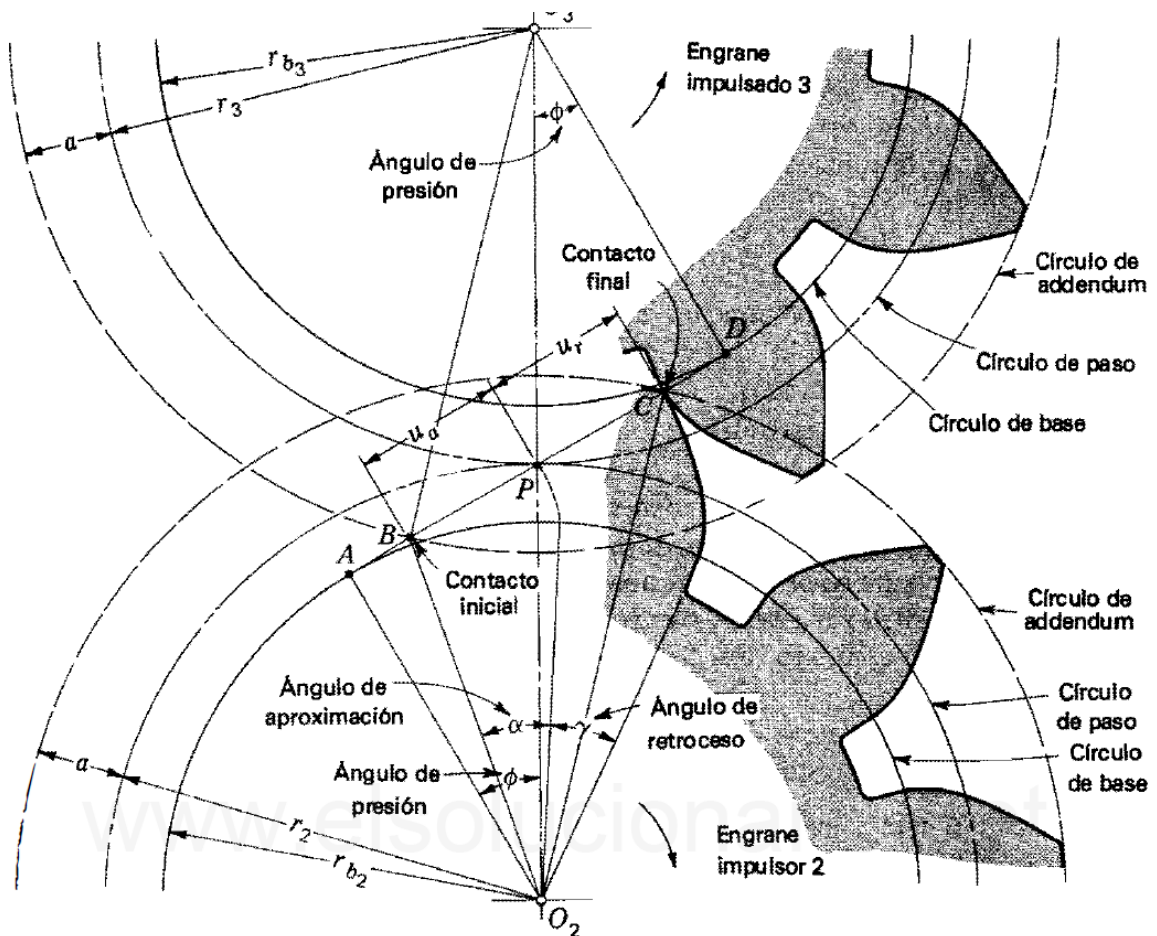


FIGURA 11: Detalle para obtención de distancias de aproximación y de retroceso. [2]

4.3. Interferencia.

Se llama interferencia al contacto de partes de los perfiles de dientes no conjugados. El número mínimo de dientes del piñón (para dientes rectos donde la corona posee mayor número de dientes que el piñón) para evitar dicha interferencia es: [1 pág.666]

$$N_{pmin} = \frac{2k}{(1 + 2i) \sin^2 \phi} \left(i + \sqrt{i^2 + (1 + 2i) \sin^2 \phi} \right) \quad (17)$$

De donde:

- $k=1$ en dientes de altura completa y $k=0.8$ para dientes cortos.
- ϕ es el ángulo de presión.
- m es el módulo.

Por otro lado, el mayor número de dientes de un engrane con un piñón que se encuentra libre de interferencia es: [1 pág.667]

$$N_{Gmax} = \frac{N_p^2 \sin^2 \phi - 4k^2}{4k - 2N_p \sin^2 \phi} \quad (18)$$

4.4. Normativa empleada.

Todo proyecto debe regirse por normas y estándares que lo hagan verificable, viable, sostenible y seguro. Es por esto por lo que, se procede a enumerar la normativa principal aplicada para la elaboración de este proyecto.

- UNE 18066. Engranajes. Rectos y helicoidales
- UNE-EN 10027. Sistemas de designación de aceros.
- UNE-EN 1560. Sistema de designación para fundiciones de hierro.
- UNE-18005. Engranajes cilíndricos para mecánica general. Módulos y diametrales Pitch.
- UNE-18018. Árboles para transmisiones.
- ISO 281. Rodamientos – Índices de carga dinámica y vida nominal.
- AGMA 2001. Parámetros fundamentales y métodos de cálculo para engranajes de dientes rectos y helicoidales.
- AGMA 2002-B88. Tooth Thickness Specification and Measurements.
- DIN 6885-A. Chaveta paralela forma A.
- DIN 471. Anillos elásticos para ejes.
- UNE-EN ISO 2203. Dibujos técnicos. Signos convencionales para engranajes.

- UNE-ISO 690:2013. Información y documentación. Directrices para la redacción de referencias bibliográficas y de citas de recursos de información.

4.5. Rigidez torsional en ejes.

El ángulo de giro por unidad de longitud que produce un momento torsor en una sección circular de un determinado material viene definido por: [6]

$$\frac{\theta}{L} = \frac{T}{G \cdot J} = \frac{32 \cdot T}{G \cdot \pi \cdot d^4} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{\pi \cdot G \cdot \theta}} \quad (19)$$

Donde:

- L es la longitud del eje [m].
- T es el par torsor [Nm].
- G es el módulo de elasticidad transversal, para el acero, $8,1 \cdot 10^{10}$ [N/m²].
- θ es el giro máximo del árbol.

4.6. Lewis.

Como primera etapa en el diseño de una caja reductora para la obtención del módulo mínimo requerido se realiza un prediseño mediante el método de Lewis.

Primero se ha de introducir la formulación del método de Lewis utilizado para la obtención del módulo mínimo, teniendo en cuenta el factor de esfuerzo dinámico (Kv) introducido por AGMA, y el factor de guiado (Ψ).

Por un lado, el ancho de cara (F) expresado en función del módulo (m), y el factor de guiado (Ψ) se puede expresar de la siguiente forma: [22]

$$F = \Psi \cdot m \quad (20)$$

El factor de guiado es un parámetro que se relaciona con la precisión necesaria según la aplicación. Con relación a la función de aplicación del engranaje el factor de guiado toma los valores de la TABLA 2.

FACTOR DE GUIADO Ψ	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales hasta 30)

TABLA 2: Factor de guiado (Ψ). [22]

Por otro lado, la ecuación de Lewis teniendo en cuenta el factor de esfuerzo dinámico (K_v) extraída de [1. pág.719] se define como:

$$\sigma_{adm} = \frac{W^T \cdot K_v}{F \cdot m \cdot Y} \quad (21)$$

Introduciendo (20) en (21) y despejando W^T se obtiene que:

$$W^T = \frac{\sigma_{adm} \cdot \Psi \cdot m^2 \cdot Y}{K_v} \quad (22)$$

Donde:

- W^T es la fuerza tangencial del engranaje.
- K_v es el factor de esfuerzo dinámico agregado por AGMA según la ec (24).
- Ψ es el factor de guiado, en nuestro caso, 10, según la TABLA 2.
- m es el módulo normalizado (UNE 18005), de la TABLA 3. [14]
- Y es el factor de forma de Lewis, según la TABLA 4.
- σ_{adm} es la tensión admisible que depende del material, según la TABLA 5.

<i>Módulos m</i>		<i>Módulos m</i>	
I	II	I	II
1		8	
1,25	1,125	10	9
1,5	1,375	12	11
2	1,75	16	14
2,5	2,25	20	18
3	2,75	25	22
4	3,5	32	28
5	4,5	40	36
6	5,5	50	45
	(6,5)		

TABLA 3: Módulos normalizados según UNE 18005. [14]

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

TABLA 4: Factor de forma de Lewis. [1]

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
<i>Acero</i>	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138

TABLA 5: Tensión admisible según el tipo de acero empleado [22].

Para obtener el factor de esfuerzo dinámico primeramente debemos de calcular la velocidad del piñón (por ser la mayor). La ecuación de la velocidad lineal en función de la velocidad angular y el radio (con sus correspondientes unidades) es la siguiente:

$$v \left[\frac{m}{s} \right] = w \cdot r_p = n \left[\frac{rev}{min} \right] \cdot \frac{2\pi [rad]}{[rev]} \cdot \frac{[min]}{60 [s]} \cdot \frac{r_p [mm]}{1000 [mm]} \cdot [m] \quad (23)$$

El parámetro del factor de esfuerzo dinámico por AGMA según el tipo de fabricación del engranaje lo determina la siguiente ecuación:

$$K_v = \begin{cases} \frac{3.05 + V}{3.05} & \text{hierro fundido, perfil moldeado} \\ \frac{6.1 + V}{6.1} & \text{perfil cortado o fresado} \\ \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} & \text{perfil generado con fresa madre} \\ \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} & \text{perfil cepillado o esmerilado} \end{cases} \quad (24)$$

La fuerza tangencial (W^T) expresada en función de la potencia (H) y la velocidad lineal (v) queda de la siguiente forma:

$$H = W^T \cdot v = W^T \cdot w \cdot r_p \Rightarrow W^T = \frac{H}{w \cdot r_p} \quad (25)$$

Además, en base a (3) se conoce que el diámetro expresado en función del módulo (m) y el número de dientes (Z) es:

$$d_p = m \cdot Z_p \rightarrow 2 \cdot r_p = m \cdot Z_p \rightarrow r_p = \frac{m \cdot Z_p}{2} \quad (26)$$

Introduciendo (26) en (25) se obtiene:

$$W^T = \frac{2 \cdot H}{w \cdot m \cdot Z_p} \quad (27)$$

Igualando (27) y (22), y despejando m:

$$m^3 = \frac{2 \cdot H \cdot K_v}{\sigma_{adm} \cdot \Psi \cdot Y \cdot Z_p \cdot w} \quad (28)$$

Por definición, la relación de transmisión expresada en función del número de dientes de la rueda y del piñón, la cual debe ser mayor o igual a la unidad por ser una relación de reducción se puede expresar de la siguiente forma:

$$i = \frac{Z_G}{Z_P} = \frac{r_G}{r_P} \geq 1 \quad (29)$$

Por otro lado, la distancia entre ejes (a) en función del módulo (m), el número de dientes del piñón (Z_p) y de la relación de transmisión (i):

$$a = C = r_p + r_g = \frac{m}{2} \cdot Z_p \cdot (i + 1) \quad (30)$$

De forma que de la ecuación anterior el número de dientes del piñón queda de la siguiente forma:

$$Z_p = \frac{2 \cdot a}{m \cdot (i + 1)} \quad (31)$$

Finalmente, introduciendo (31) en (28), y teniendo en cuenta que la tensión ha de ser menor a la tensión admisible (por lo que no se produce fallo si el módulo está por encima de un mínimo), el módulo mínimo para el procedimiento de diseño por Lewis, teniendo en cuenta el factor de guiado y K_v finalmente queda de la siguiente forma:

$$m \geq \sqrt{\frac{H \cdot (i + 1) \cdot K_v}{\sigma_{adm} \cdot \Psi \cdot \gamma \cdot a \cdot w}} \quad (32)$$

Donde:

- H es la potencia en [mW=Nmm/s]
- i es la relación de transmisión.
- K_v es el factor de esfuerzo dinámico.
- σ_{adm} es la tensión admisible en [MPa=N/mm²].
- Ψ es el factor de guiado.
- a es la distancia entre centros en [mm].
- w es la velocidad angular en [rad/s].

Cabe destacar que este método de Lewis para el cálculo del módulo mínimo es aproximado ya que se basa en las siguientes simplificaciones:

- No está considerado el coeficiente de engrane.
- Se considera una distribución de la fuerza uniforme a lo largo del ancho del diente, sin embargo, esta no es uniforme.
- No se consideran las variaciones de las fuerzas producidas por choques, sobrecargas, etc.
- No se considera la concentración de tensiones en la base del diente.

4.7. Metodología AGMA.

Con este procedimiento se comprueba la resistencia a fatiga por flexión y a fatiga por picadura de los dientes de engranajes en gran profundidad. Además, se obtienen los factores de seguridad a flexión y a picadura. Todo ello es necesario realizarlo para todos los engranajes, aunque como se ve más adelante, los valores críticos por flexión se encuentran en los piñones de cada etapa (por su menor dimensión), y los críticos por picadura en las coronas (por su mayor tamaño además de un elevado coeficiente de engrane).

4.7.1. Comprobación a flexión (σ).

Para flexión, la ecuación principal para la resistencia a flexión en unidades del sistema internacional según se recoge en [7] y en [1, capítulo 14] es la siguiente:

$$\sigma = W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_S \cdot \frac{1}{b \cdot m_T} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} \quad (33)$$

Donde:

- K_V es el factor dinámico.
- K_S es el factor de tamaño.
- b es el ancho de cara en mm.
- m_T es el módulo métrico transversal.
- K_H es el factor de distribución de la carga.
- K_B es el factor de espesor del aro.
- Y_J es el factor geométrico de resistencia a la flexión.

A continuación, se detallan cada uno de los parámetros de la ecuación.

4.7.1.1. Carga tangencial transmitida (W^T).

Esta componente tangencial se identifica con la componente útil, ya que la componente radial no transmite potencia. El par de torsión que se aplica y la componente tangencial de la carga se relaciona mediante la ecuación:

$$T = \frac{d}{2} \cdot W^T \quad (34)$$

Por otro lado, la potencia transmitida expresado en función del par y de la velocidad angular es:

$$H = T \cdot \omega \quad (35)$$

Introduciendo (34) en (35), obtenemos que:

$$H = \frac{W^T \cdot d}{2} \cdot w \rightarrow W^T = \frac{2 \cdot H}{d \cdot w} \quad (36)$$

De otra forma y simplificando la ecuación, la fuerza tangencial [kN] expresada en función de la potencia [kW], diámetro del engrane [mm] y velocidad [rpm] [1 pág.687] es:

$$W^T = \frac{60000 \cdot H}{\pi \cdot d \cdot n} \quad (37)$$

4.7.1.2. Factor de sobrecarga (K_o).

Este factor tiene en cuenta todas las cargas externas en exceso de la componente tangencial producidas principalmente por las variaciones del par de torsión y por tanto a las fluctuaciones. Para escoger el factor de sobrecarga apropiado se utilizan las tablas siguientes:

Tabla de factores de sobrecarga, K_o			
Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

TABLA 6: Factor de sobrecarga (K_o). [1]

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas
Choques ligeros	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques moderados	Motor de combustión interna monocilíndrico

TABLA 7: Factor de sobrecarga (elección de fuente de potencia). [1]

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques moderados	Mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minería, mezcladoras de materias no homogéneas, compresores de cilindros múltiples
Choques importantes	Prensas, cizallas, accionamiento de laminadoras

TABLA 8: Factor de sobrecarga (elección de maquina impulsada). [1]

4.7.1.3. Factor dinámico (K_v).

Permite tener en cuenta las imprecisiones en la fabricación de los engranajes y el acoplamiento de los dientes en movimiento. Para ello se recurren a las siguientes ecuaciones:

$$K_v = \begin{cases} \frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A}, & V \text{ en m/s} \\ \frac{A + \sqrt{V}}{A}, & V \text{ en pie/min} \end{cases} \quad (38)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} ; A = 50 + 56(1 - B)$$

Dicho parámetro se corresponde con la FIGURA 12 en función de la velocidad en la línea de paso y el índice de calidad del engranaje (Q_v). El índice de calidad va en orden creciente de menor a mayor precisión y determina el nivel de exactitud de la transmisión (normativa AGMA 2015-1-A01).

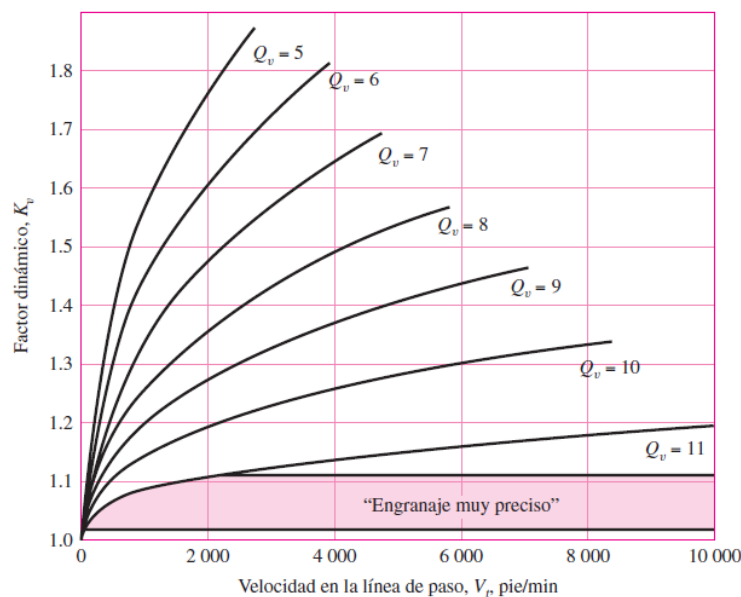


FIGURA 12: Factor dinámico (K_v) en función del índice de calidad (Q_v) y V_p . [1]

4.7.1.4. Factor de tamaño (K_s).

Este parámetro permite compensar la falta de homogeneidad en las propiedades del material debido al tamaño. Este, a su vez, depende del tamaño del diente, diámetro, ancho de cara, tratamiento térmico, etc.

Las expresiones que determinan este parámetro expresadas en unidades del sistema estadounidense y en unidades del sistema internacional, en función del paso diametral (P) y del módulo (m), además del factor de forma (Y) y el ancho de cara (F) son:

$$K_s = 1,192 \cdot \left(\frac{F \cdot \sqrt{Y(lewis)}}{P} \right)^{0.0535} = 0,8433 \cdot (m \cdot F \cdot \sqrt{Y(lewis)})^{0.0535} \quad (39)$$

En el caso de que K_s fuera inferior a la unidad, se emplearía siempre $K_s=1$.

4.7.1.5. Factor de distribución de la carga (K_H).

Es un parámetro que compensa el hecho de que la carga no se distribuye uniformemente a lo largo del diente debido a la desalineación axial de los engranes y a la desviación axial en la forma del diente.

Si se encuentra bajo ciertas condiciones ($F/d \leq 2$, $F < 40$ in, engranajes montados entre cojinetes y contacto bajo carga a lo largo del ancho de cara) el factor de distribución de la carga se corresponde con el factor de distribución de la carga en la cara C_{mf} :

$$K_H = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (40)$$

A continuación, se detallan todos los parámetros que componen dicha ecuación.

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0,8 & \text{para dientes coronados} \end{cases} \quad (41)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 25 \text{ mm} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,000492F & 25 < F \leq 432 \text{ mm} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,000815F - 0,000000353F^2 & 432 < F \leq 1020 \text{ mm} \end{cases} \quad (42)$$

Para valores de $F/(10d) < 0,05$ se usa $F/(10d) = 0,05$.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (43)$$

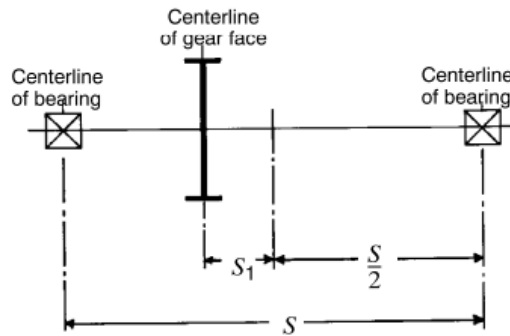


FIGURA 13: Definición de distancias S_1 y S para la elección de C_{pm} . [7]

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (44)$$

Los parámetros A, B y C se recogen en la TABLA 9, y las curvas que representan este parámetro (con relación al tipo de engranaje y en ancho de cara en pulgadas) están representadas en la FIGURA 14.

Curve	A	B	C
Curve 1 Open gearing	2.47×10^{-1}	0.657×10^{-3}	-1.186×10^{-7}
Curve 2 Commercial enclosed gear units	1.27×10^{-1}	0.622×10^{-3}	-1.69×10^{-7}
Curve 3 Precision enclosed gear units	0.675×10^{-1}	0.504×10^{-3}	-1.44×10^{-7}
Curve 4 Extra precision enclosed gear units	0.380×10^{-1}	0.402×10^{-3}	-1.27×10^{-7}

TABLA 9: Parámetros para C_{ma} para factor de distribución de la carga (K_H) en unidades del sistema internacional. [7]

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engranajes ajustados en ensamblaje, lapeado, etc} \\ 1 & \text{para el resto de condiciones} \end{cases} \quad (45)$$

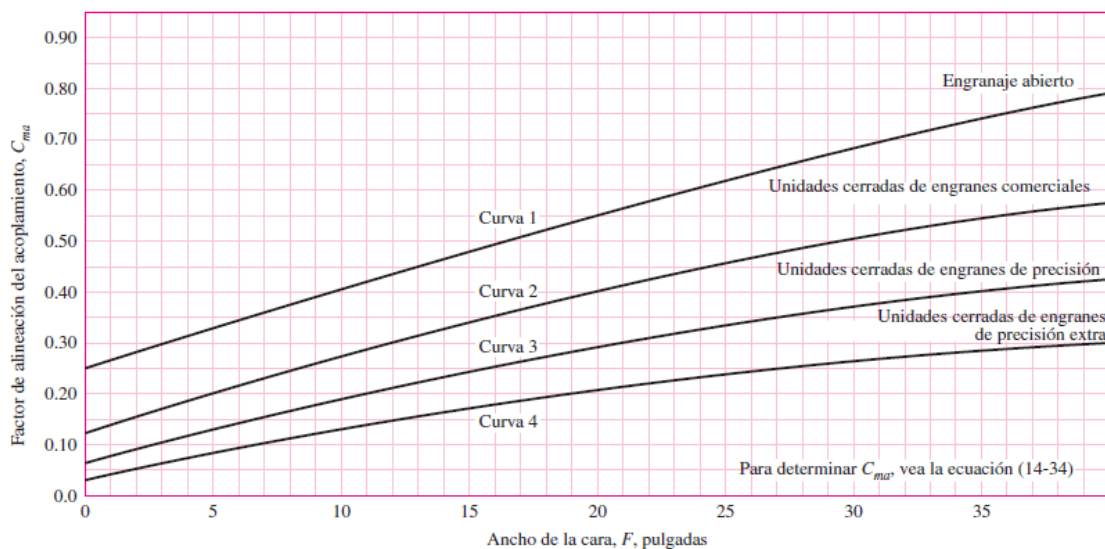


FIGURA 14: Factor de alineación de acoplamiento (C_{ma}). [1]

4.7.1.6. Factor de espesor del aro (K_B).

Cuando el espesor del aro no es suficiente para dar soporte completo a la raíz del diente, el fallo por flexión puede ser a través del aro en lugar del entalle de la raíz. Es por ello por lo que se usa un factor de concentrador de esfuerzo del espesor del aro K_B . Las ecuaciones para determinar dicho factor son:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (46)$$

Donde:

- t_R se corresponde con el espesor del aro debajo del diente.
- h_t se corresponde con la profundidad total del diente.

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (47)$$

La curva que determina la ecuación para este parámetro aparece representada en la FIGURA 15.

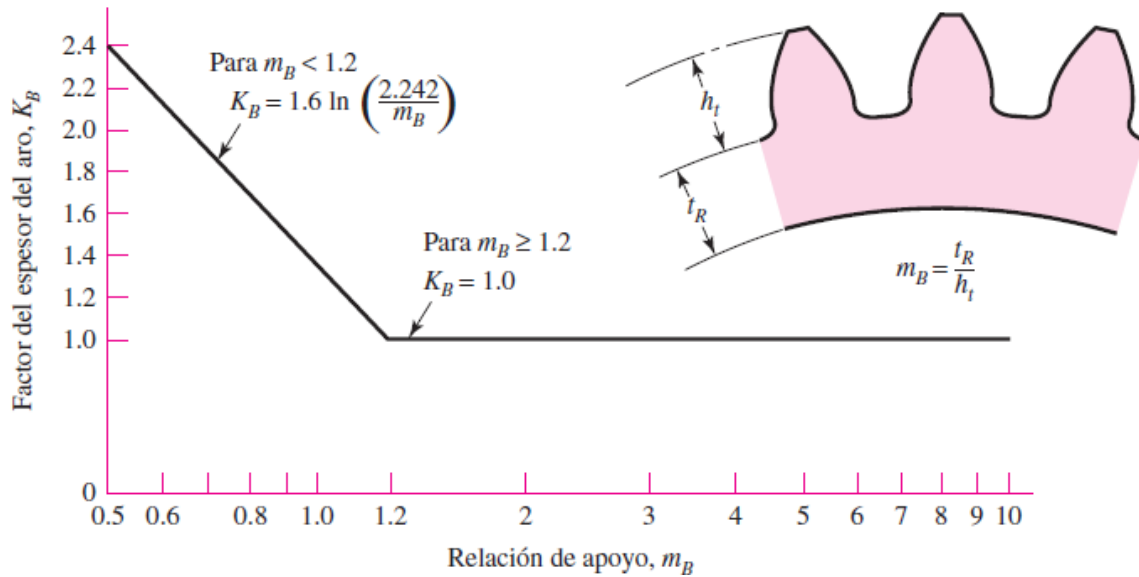


FIGURA 15: Factor de espesor de aro (K_B). [1]

4.7.1.7. Factor geométrico de resistencia a flexión (Y_J).

El factor Y_J de AGMA emplea un valor modificado del factor de forma de Lewis. Este introduce el efecto de la forma del diente en la ecuación del esfuerzo. Es un factor de concentrador de esfuerzo por fatiga en función de la repartición de la carga m_N del diente.

La ecuación resultante para engranes rectos y helicoidales es:

$$J = Y_J = \frac{Y}{K_f \cdot m_N} \quad (48)$$

Donde:

- Y no es el factor de forma de Lewis, es el obtenido a partir de AGMA 908. [23]
- K_f es el factor de corrección de esfuerzo según AGMA.

A continuación, en la FIGURA 16 se puede obtener dicho parámetro (para engranajes rectos, de altura completa, y ángulo de presión de 20°) en función de la disposición del número de dientes (de piñón y corona).

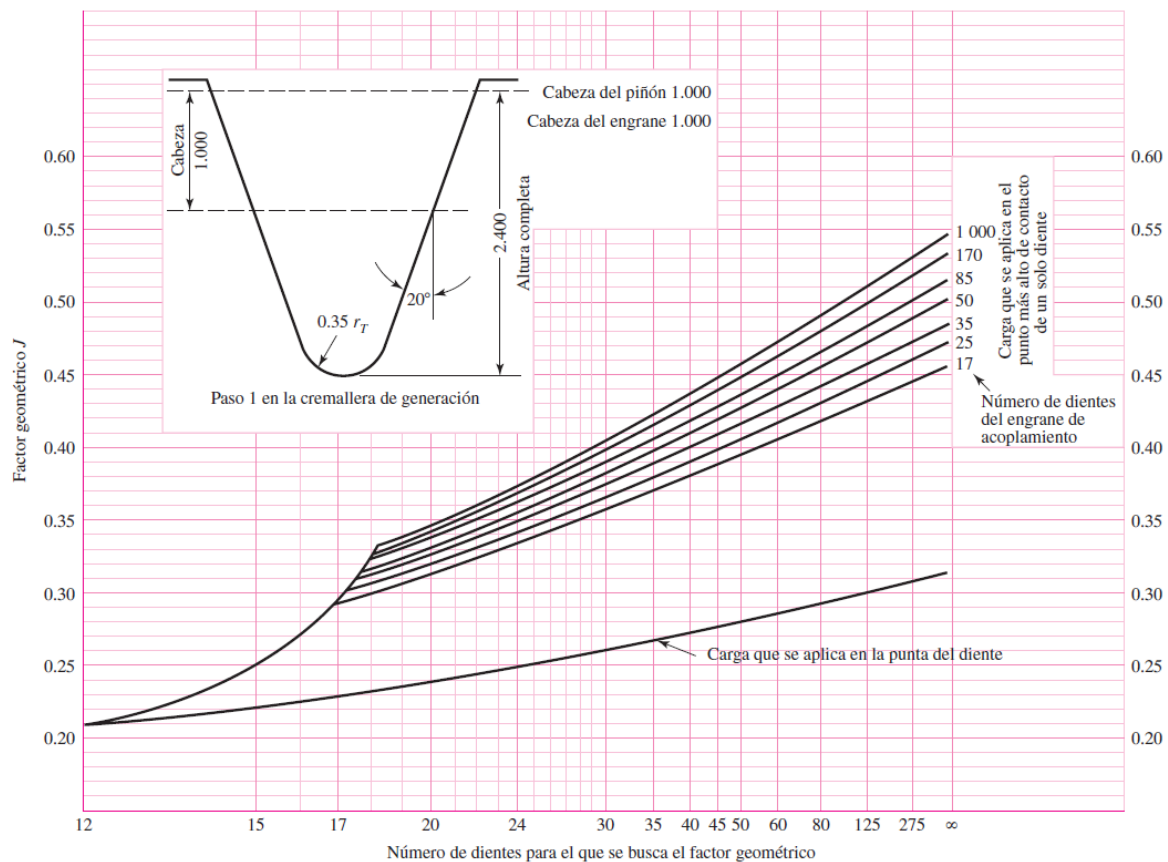


FIGURA 16: Factor geométrico J para engranajes rectos, altura completa y $\theta=20^\circ$. [1]

4.7.2. Factor de seguridad a flexión (S_F).

Es el factor que protege a fallo por fatiga por flexión. De otra forma se puede definir como el cociente entre la resistencia a flexión completamente corregida y el esfuerzo de flexión: [1 capítulo 14]

$$S_F = \frac{(S_t \cdot Y_N) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma} \quad (49)$$

Donde:

- S_t es el esfuerzo de flexión permisible
- Y_N es el factor de ciclos de esfuerzo a flexión.
- K_T es el factor de temperatura.
- K_R es el factor de confiabilidad.
- σ es el esfuerzo a flexión calculado en (33).

A continuación, se detallan los parámetros correspondientes a la ecuación.

4.7.2.1. Numero de esfuerzo de flexión permisible (S_t).

Este parámetro equivale a decir resistencia de engrane. Según el tipo de acero y su dureza Brinell, las ecuaciones que gobiernan este parámetro aparecen reflejadas en las FIGURA 17, FIGURA 18 y FIGURA 19. Para unidades del sistema internacional, se aplican las ecuaciones que aparecen en el texto de cada figura.

Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $S_t = 0.533H_B + 88.3$ MPa, grado 1 y $S_t = 0.703H_B + 113$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)

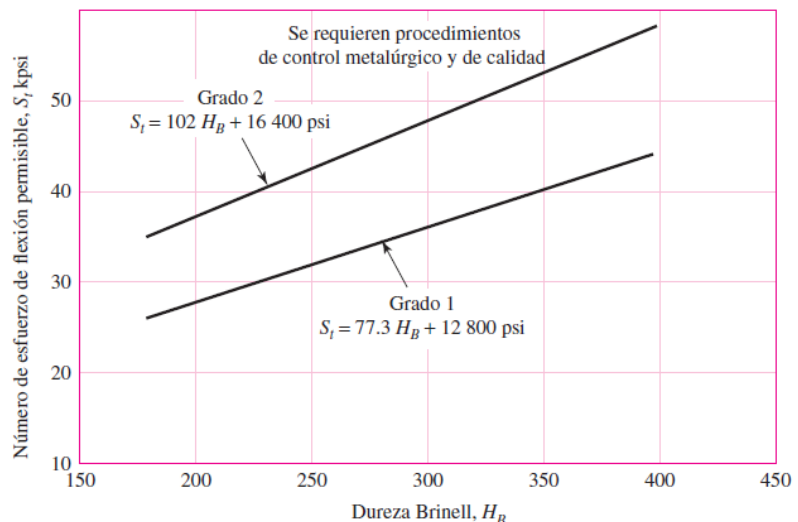


FIGURA 17: Numero de esfuerzo de flexión permisible (S_t) para acero endurecido. [1]

Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente (es decir, AISI 4140, 4340), S_t . Las ecuaciones en unidades SI son $S_t = 0.568 H_B + 83.8$ MPa, grado 1 y $S_t = 0.749 H_B + 110$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)

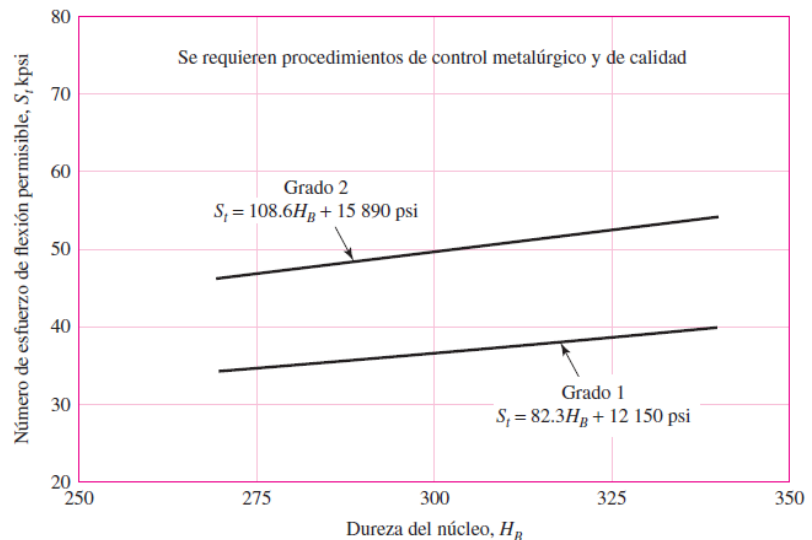


FIGURA 18: Número de esfuerzo de flexión permisible (S_t) para acero nitrurado endurecido. [1]

Números de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado S_t . Las ecuaciones en unidades SI son $S_t = 0.594H_B + 87.76$ MPa, Nitralloy, grado 1; $S_t = 0.784H_B + 114.81$ MPa, Nitralloy, grado 2; $S_t = 0.7255H_B + 63.89$ MPa, 2.5% cromo, grado 1; $S_t = 0.7255H_B + 153.63$ MPa, 2.5% cromo, grado 2; $S_t = 0.7255H_B + 201.91$ MPa, 2.5% cromo, grado 3. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)

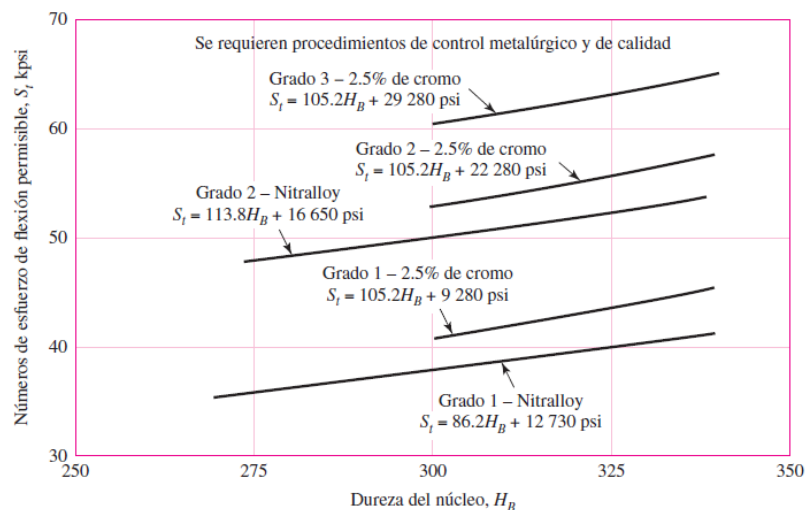


FIGURA 19: Número de esfuerzo de flexión permisible (S_t) para acero nitrurado. [1]

4.7.2.2. Factor de ciclos de esfuerzo a flexión (Y_N).

El método AGMA, para fatiga por flexión, se basa en la aplicación de 10^7 ciclos de carga. El propósito de este factor es el de modificar esta vida deseada al que se requiera. Se debe tener en cuenta que no son los mismos ciclos de esfuerzo en los piñones que en las ruedas dentadas, ya que no giran ambos a las mismas revoluciones.

Con relación al tipo de acero utilizado, así como el número de ciclos que se deseen, las ecuaciones que determinan este parámetro se recogen en la FIGURA 20.

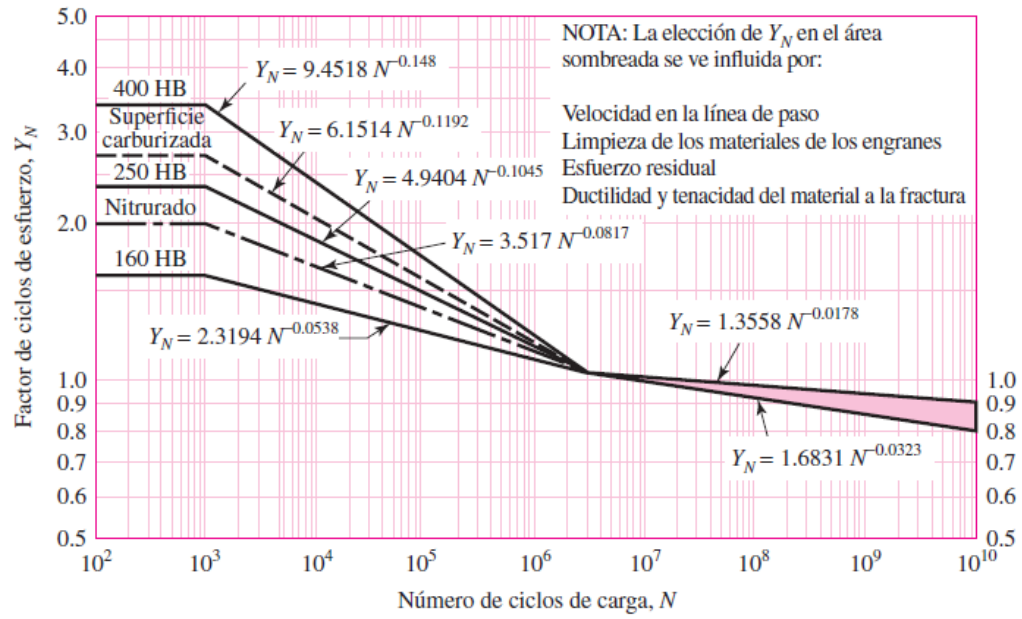


FIGURA 20: Factor de ciclos de esfuerzo a flexión (Y_N). [1]

4.7.2.3. Factor de temperatura (K_T).

Para temperaturas del aceite de hasta 120°C se emplea un $K_T=1$. Para temperaturas mayores habría que mayorar ligeramente dicho parámetro.

4.7.2.4. Factor de confiabilidad (K_R).

Este factor tiene en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Para AGMA este parámetro para una confiabilidad del 99% tiene un valor de la unidad. Si se quiere aplicar otra confiabilidad hay que aplicar la ecuación (50):

$$K_R = \begin{cases} 0.658 - 0.0759 \ln(1 - R) & 0.5 < R < 0.99 \\ 0.5 - 0.109 \ln(1 - R) & 0.99 \leq R \leq 0.9999 \end{cases} \quad (50)$$

4.7.3. Comprobación a picadura (σ_c).

Es importante analizar el desgaste de los dientes por picadura. Este es un tipo de fallo superficial por fatiga debido a la repetición de un esfuerzo de contacto elevado. La ecuación fundamental de resistencia a picadura (en unidades del SI) es: [1 capítulo 14]

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^T \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{d_{w1} \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (51)$$

Donde:

- Z_E es el coeficiente elástico en $\sqrt{\text{MPa}}$.
- Z_R es el factor de condición superficial.
- d_{W1} es el diámetro de paso del piñón en mm.
- b es el ancho de cara en mm.
- Z_L es el factor geométrico de resistencia a picadura.
- El resto de los parámetros son los calculados anteriormente.

A continuación, se detallan los parámetros nuevos. El resto de los parámetros, son los explicados anteriormente.

4.7.3.1. Coeficiente elástico (Z_E).

Este valor se puede obtener de la TABLA 10 o de la siguiente ecuación:

$$Z_E = C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (52)$$

Esta ecuación es una simplificación de las dos constantes elásticas para el piñón y la corona (ν_p , ν_g , E_p y E_g) que aparecen en la ecuación del esfuerzo hertziano o esfuerzo de compresión en la superficie.

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)

Relación de Poisson = 0.30.

*Cuando se obtienen valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, se podrán utilizar.

TABLA 10: Coeficiente elástico ($Z_E=C_p$). [1]

4.7.3.2. Factor de la condición superficial (Z_R).

Este factor únicamente se emplea en la ecuación a resistencia a picadura y depende de diferentes factores tales como:

- El acabado superficial.
- Las tensiones residuales superficiales.
- Los efectos plásticos (principalmente endurecimiento por acritud).

Dichas condiciones superficiales aún no han sido establecidas por el método AGMA (por lo que en la mayoría de los casos se usa un Z_R igual a la unidad), no obstante, cuando se tenga constancia de que existe un efecto perjudicial por el acabado superficial hay que mayorar dicho parámetro (a un valor de Z_R por encima de la unidad).

4.7.3.3. Factor geométrico de resistencia a picadura (Z_L).

El factor geométrico de resistencia a picadura para **dientes rectos y helicoidales** viene determinado por la ecuación siguiente:

$$Z_L = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_n} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_n} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad (53)$$

Donde:

- m_n en dientes rectos es igual a la unidad.
- ϕ_T es el ángulo de presión transversal (en nuestro caso 20°).
- m_G es la relación de velocidades. $m_G = N_G/N_P = d_G/d_P$.

4.7.4. Factor de seguridad a picadura (S_H).

Es el factor que protege a fallo por fatiga por picadura. De otra forma se puede definir como el cociente entre la resistencia al contacto completamente corregida y el esfuerzo de contacto. La ecuación que determina este factor es: [1 capítulo 14]

$$S_H = \frac{(S_C \cdot Z_N \cdot C_H)/(K_T \cdot K_R)}{\sigma_c} \quad (54)$$

Donde:

- S_C es la resistencia a fatiga por contacto permisible.
- Z_N es el factor de ciclos de esfuerzo a picadura.

- C_H es el factor de relación de la dureza.
- K_T es el factor de temperatura.
- K_R es el factor de confiabilidad.
- σ_c es el esfuerzo a picadura calculado en (51).

4.7.4.1. Resistencia a fatiga por contacto permisible (S_c).

Según el tipo de acero y su dureza Brinell, los dientes de los engranajes tendrán una resistencia a fatiga por contacto permisible u otra. Las ecuaciones que gobiernan este parámetro para acero completamente endurecido aparecen reflejadas en la FIGURA 21.

Para unidades del sistema internacional, se aplican las ecuaciones del texto de la figura.

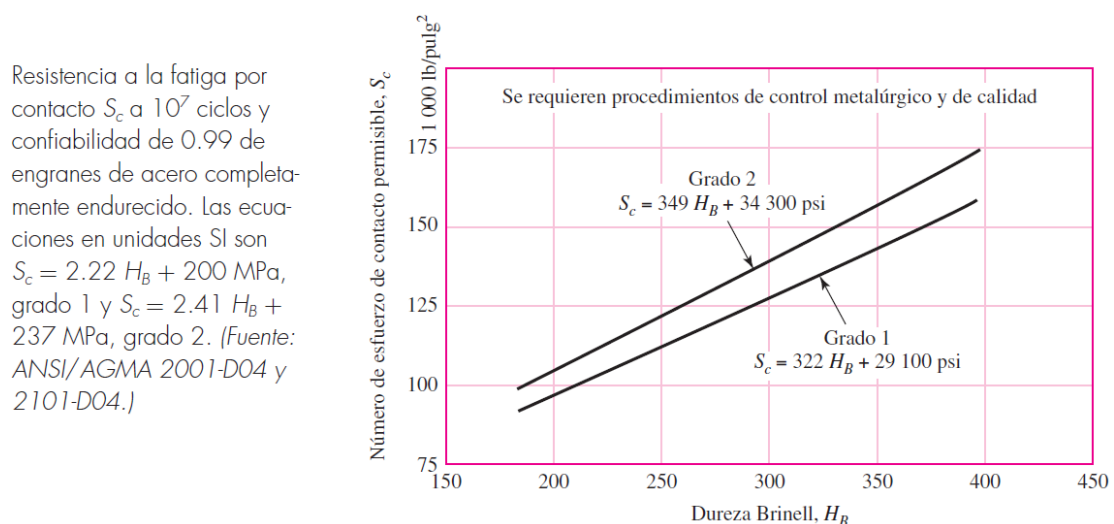


FIGURA 21: Número de esfuerzo de contacto permisible (S_c). [1]

4.7.4.2. Factor de ciclos de esfuerzo a picadura (Z_N).

El método AGMA, para fatiga por picadura, se basa en la aplicación de 10^7 ciclos de carga. El propósito de este factor es el de modificar esta vida a la que se requiera. Se debe tener en cuenta que no son los mismos ciclos de esfuerzo en los piñones que en las ruedas dentadas, ya que no giran ambos a las mismas revoluciones.

Con relación al tipo de acero utilizado, así como el número de ciclos, las ecuaciones que determinan este parámetro se recogen en la FIGURA 22.

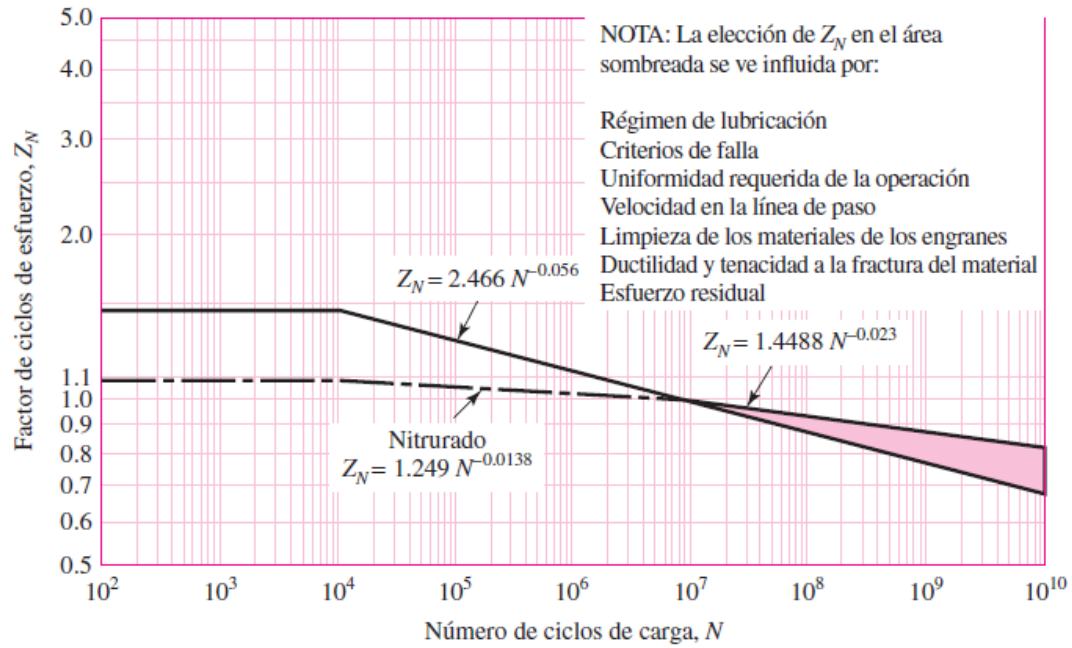


FIGURA 22: Factor de ciclos de esfuerzo a picadura (Z_N). [1]

4.7.4.3. Factor de relación de dureza (C_H).

Ya que el piñón presenta un menor número de dientes que la corona, este tiene que someterse a más ciclos de esfuerzo de contacto. Si se endurecen ambos completamente, se obtiene una resistencia superficial uniforme al hacer el piñón más duro que la rueda. El factor de la relación de la dureza (C_H) se obtienen mediante la ecuación:

$$C_H = 1.0 + A'(m_G - 1.0)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} \frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.2 & A' = 0 \\ 1.2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1.7 & A' = 8.98(10^{-3}) \frac{H_{BP}}{H_{BG}} - 8.29(10^{-3}) \\ \frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1.7 & A' = 0.00698 \end{array} \right. \quad (55)$$

Donde:

- m_G es la relación de velocidades.
- H_{BG} y H_{BP} son las durezas Brinell del piñón y de la corona.

4.8. Fundamentos de lubricación.

Ya que todos los elementos móviles que conforman la caja reductora están sometidos a fricción y por tanto a desgaste, es necesario incorporar un correcto sistema de lubricación que ayude a reducir los efectos de:

- La fricción y el desgaste prematuro de los diferentes elementos móviles.
- El calor generado.
- El ruido de fricción.
- La corrosión por picadura, además del aislamiento de contaminantes.

Además de todo esto, aumenta el rendimiento general de la máquina, mejora la precisión de esta, aumenta su vida útil, y reduce los costes de mantenimiento y tiempos de inactividad.

Los diferentes tipos de lubricantes más usados en la actualidad son las grasas y los aceites. También existen lubricantes sólidos como el disulfuro de molibdeno, grafito, teflón, nylon, o poliamidas, no obstante, para nuestro proyecto usaremos aceite.

Los principales sistemas de lubricación que existen en entorno industrial son:

- Engrasadores: pequeños depósitos con lubricante de accionamiento manual los cuales permiten llevar el lubricante a las partes necesarias.
- Por baño de aceite: caja donde va el mecanismo a lubricar sumergido de forma parcial en el lubricante. Las piezas al girar recogen el lubricante y lo transmite a otros elementos. Su uso es muy común en cajas de velocidades.
- Por bomba de aceite: depósito con lubricante apoyado por un sistema de bomba y conductos, el cual permite la circulación del lubricante.
- Por barboteo: cucharas que al girar recogen el lubricante de una bandeja y lo introducen en el mecanismo que requiere ser lubricado.
- Por nube de aceite: el lubricante es pulverizado sobre los equipos gracias a inyectores o a sistemas que aplican el efecto Venturi.

Con relación a la lubricación en engranajes los principales sistemas de lubricación empleados son:

- Engranajes en cárter cerrado lubricados por baño de aceite.
- Engranajes con lubricación continua
- Engranajes abiertos con lubricación intermitente.

Para la elección del lubricante en engranajes se pueden emplear dos métodos de cálculo, según recomendación AGMA para lubricantes de engranajes o bien por

metodología UNITED. Con el primero de ellos se determina el lubricante según unas tablas de recomendación y con el segundo de ellos se lleva a cabo una formulación más específica en base a múltiples parámetros para determinar la viscosidad mínima que ha de tener el lubricante.

4.8.1. Lubricación según recomendación AGMA.

Para ello, AGMA proporciona unas tablas de recomendación de lubricante para engranajes con relación al tipo de lubricación, en función del tipo de engranajes, de la distancia entre ejes, y de la temperatura de funcionamiento. Todo ello se encuentra recogido en la normativa AGMA 9005. [24]

A continuación, se presentan una serie de tablas que recogen recomendaciones AGMA para los distintos casos de lubricación en engranajes. Estas tablas han sido extraídas de [3 pág. 322-324] y están basadas en dicha normativa.

Con relación al sistema de lubricación se ha de seleccionar la tabla correcta. Por otro lado, según el tipo de engranajes, la distancia entre ejes del engranaje de menor velocidad, así como de la temperatura de funcionamiento, se proporciona el lubricante recomendado según AGMA.

Por último, en la TABLA 15 extraída de [21] pueden observarse las equivalencias de viscosidades a 40°C y 100°C entre las diferentes normativas existentes para la lubricación de engranajes (ISO, AGMA, SAE MOTOR, y SAE ENGRANAJES).

TIPOS DE ENGRANAJES	DISTANCIA ENTRE EJES (mm) DEL ENGRANAJE DE MENOR VELOCIDAD	N° AGMA	
		TEMPERATURA AMBIENTE -10° C A 10° C +10° C a +50° C	
Engranajes paralelos simple reducción	< 200	2 – 3	3 – 4
	200 a 500	2 – 3	4 – 5
	> 500	3 – 4	4 – 5
Engranajes paralelos doble reducción	< 200	2 – 3	3 – 4
	200 a 500	2 – 3	4 – 5
	> 500	3 – 4	4 – 5
Engranajes paralelos triple reducción	< 200	2 – 3	3 – 4
	200 a 500	2 – 3	4 – 5
	> 500	4 – 5	5 – 6
Engranajes planetarios	Diámetro exterior de cárter (mm)		
	< 400 > 400	2 – 3 3 – 4	4 – 5 4 – 5
Engranajes cónicos	Generatriz (mm)		
	< 300 > 300	2 – 3 3 – 4	4 – 5 5 – 6

Motor reductores	Todos los tamaños	2 – 3	4 – 5
Engranajes rápidos n > 3600 rpm V > 20 m/s	Todos los tamaños	1	2

TABLA 11: Recomendaciones AGMA para engranajes en cárter cerrado. [3]

TEMPERATURA AMBIENTE	CARACTERÍSTICAS DE LA TRANSMISIÓN	LUBRICACIÓN POR PRESIÓN		BARBOTAJE DE LA RUEDA		BARBOTAJE POR INTERMEDIARIA
		VELOCIDAD TANGENCIAL		VELOCIDAD TANGENCIAL		VELOCIDAD TANGENCIAL
		< 5 m/s	> 5 m/s	< 5 m/s	> 5 m/s	> 1,5 m/s
- 10° C a + 15° C	Continua	5 – 5 EP	4 – 4 EP	5 – 5 EP	4 – 4 EP	8 – 9 8 EP 9 EP
	Inversiones o frecuentes arranques	5 – 5 EP	4 – 4 EP	7 – 7 EP	6 – 6 EP	8 – 9 8 EP 9 EP
+ 10° C a + 50° C	Continua	7 – 7 EP	6 – 6 EP	7 – 7 EP	6 – 6 EP	11 – 11 EP
	Inversiones o frecuentes arranques	7 – 7 EP	6 – 6 EP	9 – 10 9 EP 10 EP	8 – 9 8 EP 9 EP	11 – 11 EP

TABLA 12: Recomendación AGMA para engranajes con lubricación continua. [3]

TEMPERATURA AMBIENTE	SISTEMA DE PULVERIZACIÓN MECÁNICA		SISTEMA POR GRAVEDAD O POR PRESIÓN
	Lubricante E.P.	Compuesto Residual	
-10° C a +15° C	-----	14 R	-----
+5° C a +38° C	12 EP	15 R	12 EP
+20° C a +50° C	13 EP	15 R	13 EP

TABLA 13: Recomendación AGMA para engranajes abiertos con lubricación intermitente. [3]

DIÁMETRO DE LA RUEDA (m)	MASA EN GRAMOS POR APLICACIÓN														
	INTERVALO ¼ HORA					INTERVALO 1 HORA					INTERVALO 4 HORAS				
	LONGITUD DENTADURA (mm)					LONGITUD DENTADURA (mm)					LONGITUD DENTADURA (mm)				
	200	400	600	800	1000	200	400	600	800	1000	200	400	600	800	1000
3	5,6	8,5	11,5	14	17	23	34	45	57	68	140	170	225	285	340
3,6	8,5	8,5	11,5	14	17	34	40	51	62	74	170	195	255	310	370
4,2	9,5	11,5	14	17	20	40	45	57	68	80	195	225	285	340	395
4,8	11,5	14	17	20	23	45	57	68	80	90	225	285	340	395	450
5,4	14	17	20	23	26	57	68	80	90	100	285	340	395	450	510
6	17	20	23	26	29	68	80	90	100	125	340	395	450	510	570
6,6	20	23	26	29	31	80	90	100	115	135	395	450	510	570	620
7,2	23	26	29	31	34	90	100	115	125	145	450	510	570	620	680
7,8	26	29	31	34	37	100	115	125	135	160	510	570	620	680	740
8,4	29	37	34	37	40	115	125	135	150	170	570	620	680	740	800

TABLA 14: Recomendación AGMA para la frecuencia y cuantía de las pulverizaciones en engranajes con lubricación intermitente. [3]

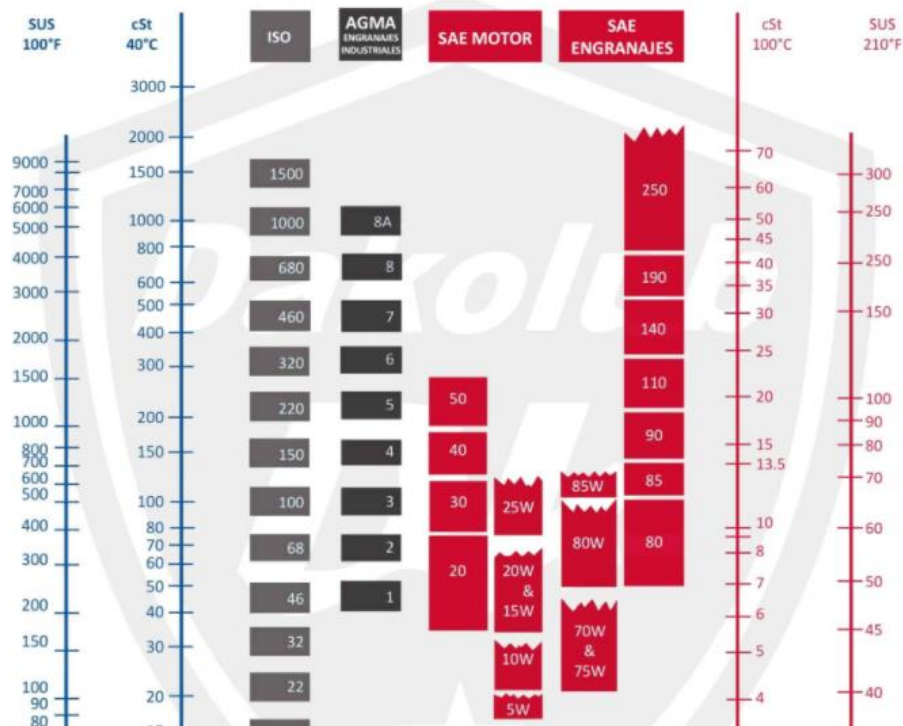


TABLA 15: Equivalencia entre ISO, AGMA, SAE MOTOR y SAE ENGRANAJES. [21]

4.8.2. Lubricación según metodología UNITED.

Este método se utiliza en engranajes de ejes paralelos o concurrentes de mecánica general y con velocidades medias y bajas. Este método ha sido extraído de [3] (pág. 321-322).

$$K = \frac{F_t}{F \cdot d_p} \cdot \frac{i + 1}{i} \cdot K_o \quad (56)$$

Donde:

- F_t se corresponde con la fuerza tangencial en daN.
- $F=b$ es el ancho de cara del piñón en mm.
- d_p es el diámetro del piñón en mm.
- i es la relación de transmisión de esa etapa.
- K_o es el factor de sobrecarga para AGMA.

Para ello, se debe de comprobar que se encuentran dentro de los siguientes valores:

$$2,5 \cdot 10^{-4} \leq \frac{K}{v_t} \leq 2 \quad (57)$$
$$v_t \leq 20$$

- v_t se corresponde con la velocidad tangencial del piñón en esa etapa.

Por otra parte, se calcula la viscosidad cinemática del lubricante a una temperatura de 38°C mediante las siguientes ecuaciones.

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot \left(\log\left(\frac{K}{v_t}\right)\right)^3 - 0,10865 \cdot \left(\log\left(\frac{K}{v_t}\right)\right)^2 + 0,3263 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t}\right) + 3,0079 \quad (58)$$
$$v_{38} = 10^{\log(v_{38})}$$

Por último, si la viscosidad a 38°C calculada es menor a la viscosidad del lubricante elegido, este es válido. Este procedimiento tiene que repetirse para cada una de las etapas.

4.9. Cálculo de rodamientos.

4.9.1. Metodología según Shigley.

Para el cálculo de los rodamientos a carga dinámica con una confiabilidad igual o superior al 90% se utiliza la ecuación (59), en la cual Shigley relaciona la carga, la vida y la confiabilidad. Este procedimiento se ha extraído de [1] (págs. 557-558).

$$C_{10} = a_f \cdot F_D \cdot \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) \cdot (1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad R \geq 0,9 \quad (59)$$

Donde:

- a_f es referido al factor de multiplicación de carga según la TABLA 16.

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

TABLA 16: Factores de aplicación de carga (a_f). [1]

- x_D es referido al múltiplo de vida donde $x_D = L_D / L_R$.
 - o L_D son los ciclos de diseño que se han de cumplir).
- F_D se corresponde con la fuerza de diseño, en nuestro caso, se corresponderá con la reacción total tangencial obtenida en los apoyos.
- Los parámetros de Weibull han sido extraídos de [1] (pág. 591) y se corresponden con la TABLA 17. El fabricante 1 se corresponde con cojinetes cilíndricos y cónicos, y el fabricante 2 con cojinetes de bolas.

Fabricante	Vida nominal, revoluciones	Parámetros de Weibull de vidas nominales		
		x_0	θ	b
1	90(10 ⁶)	0	4.48	1.5
2	1(10 ⁶)	0.02	4.459	1.483

TABLA 17: Parámetros Weibull. [1]

- R_D es la confiabilidad deseada en tanto por uno.
- $a=3$ para cojinetes de bolas y $a=10/3$ para cojinetes de rodillos. [1].

Una vez se calcula la capacidad de carga dinámica (C_{10}) se escoge el rodamiento con superior carga dinámica según la TABLA 18.

Diámetro interior, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio del entalle, mm	Diámetro del hombro, mm		Clasificaciones de carga, kN			
				d_s	d_H	Ranura profunda		Contacto angular	
						C_{10}	C_0	C_{10}	C_0
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

TABLA 18: Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de una fila, de ranura profunda. [1]

4.9.2. Metodología según fabricante SKF.

En primer lugar, las duraciones de vida nominal básica para una confiabilidad del 90%, en 10^6 revoluciones y en horas vienen determinadas por las siguientes expresiones: [19 pág. 89]

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (60)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (61)$$

Donde:

- L_{10} es la duración de vida nominal en millones de revoluciones (10^6), de un 90% de rodamientos iguales, antes de que aparezcan los primeros indicios de fatiga.
- L_{10h} es la duración de vida nominal en horas de funcionamiento bajo las mismas condiciones indicadas en L_{10} .
- C es la capacidad de carga dinámica. [kN]
- P es la carga dinámica equivalente. [kN].
- El exponente de duración de vida (p), si se trata de rodamientos de bolas ($p=3$), y si se trata de cojinetes de rodillos ($p=10/3$).

- n es la velocidad de funcionamiento en revoluciones por minuto.

Por otro lado, la vida nominal SKF, la cual se basa en [18], difiere de la básica explicada anteriormente ya que aquí se tiene en cuenta la carga, el diámetro del rodamiento, la lubricación, el grado de contaminación, montaje y otras condiciones del entorno. Es por eso por lo que las ecuaciones anteriores quedan de la siguiente forma:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (62)$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{nm} \quad (63)$$

Donde los parámetros nuevos (respecto a la vida nominal básica) son:

- a_1 es el factor de ajuste de la vida útil según [18], ver TABLA 19.

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
%	%	L_{nm} millones de revoluciones	a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

TABLA 19: Factor de ajuste de la vida útil (a_1). [19]

- a_{SKF} es el factor de modificación de la vida útil, ver FIGURA 24. En esta tabla:
 - o k es la relación de viscosidad entre el lubricante v [cSt] y la viscosidad nominal v_1 (en función del diámetro medio del rodamiento y velocidad de giro [cSt]). Para la viscosidad nominal se utilizará la FIGURA 23.

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (64)$$

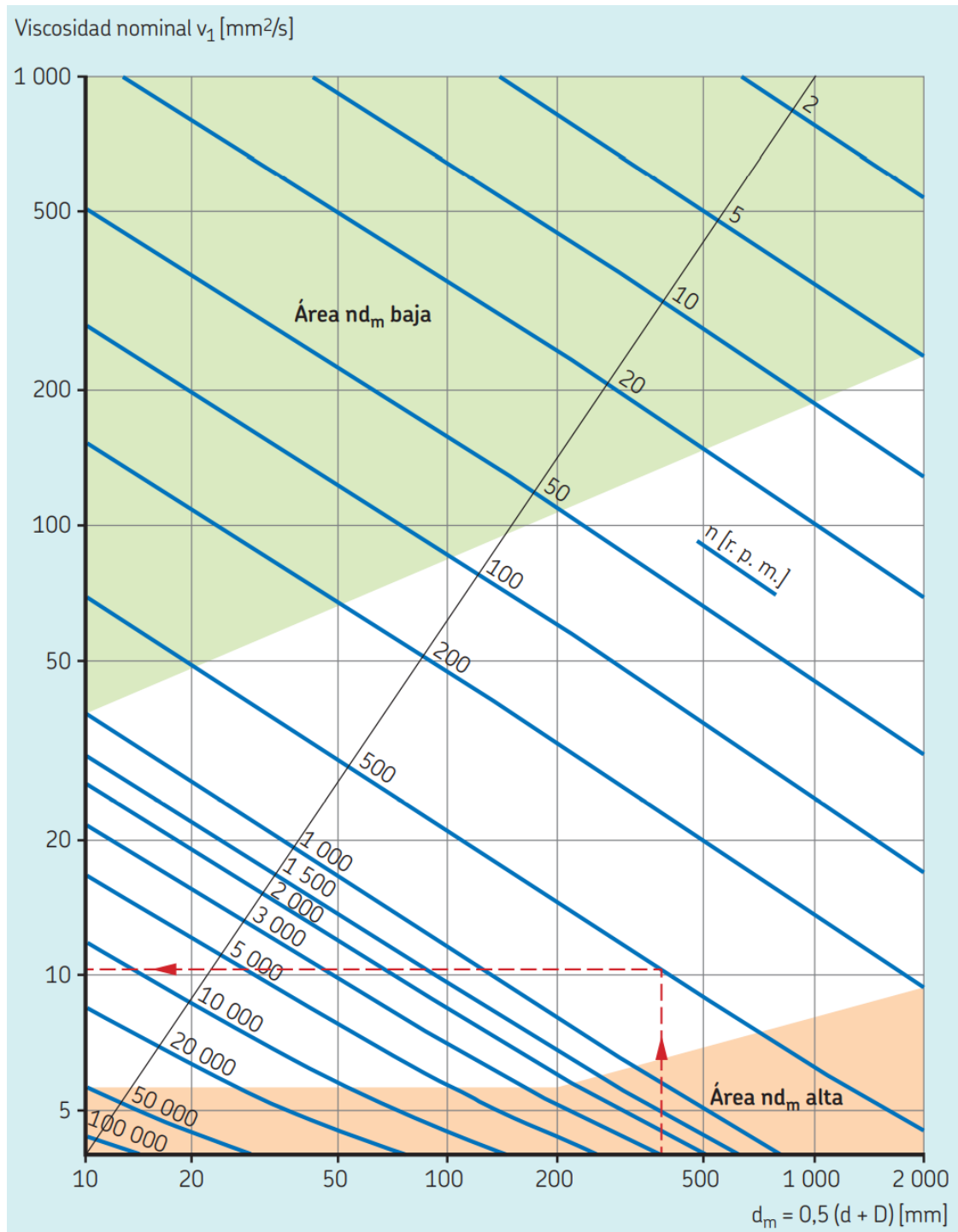


FIGURA 23: Viscosidad nominal (v_1) en función del diámetro medio (d_m) y régimen de giro (n). [19]

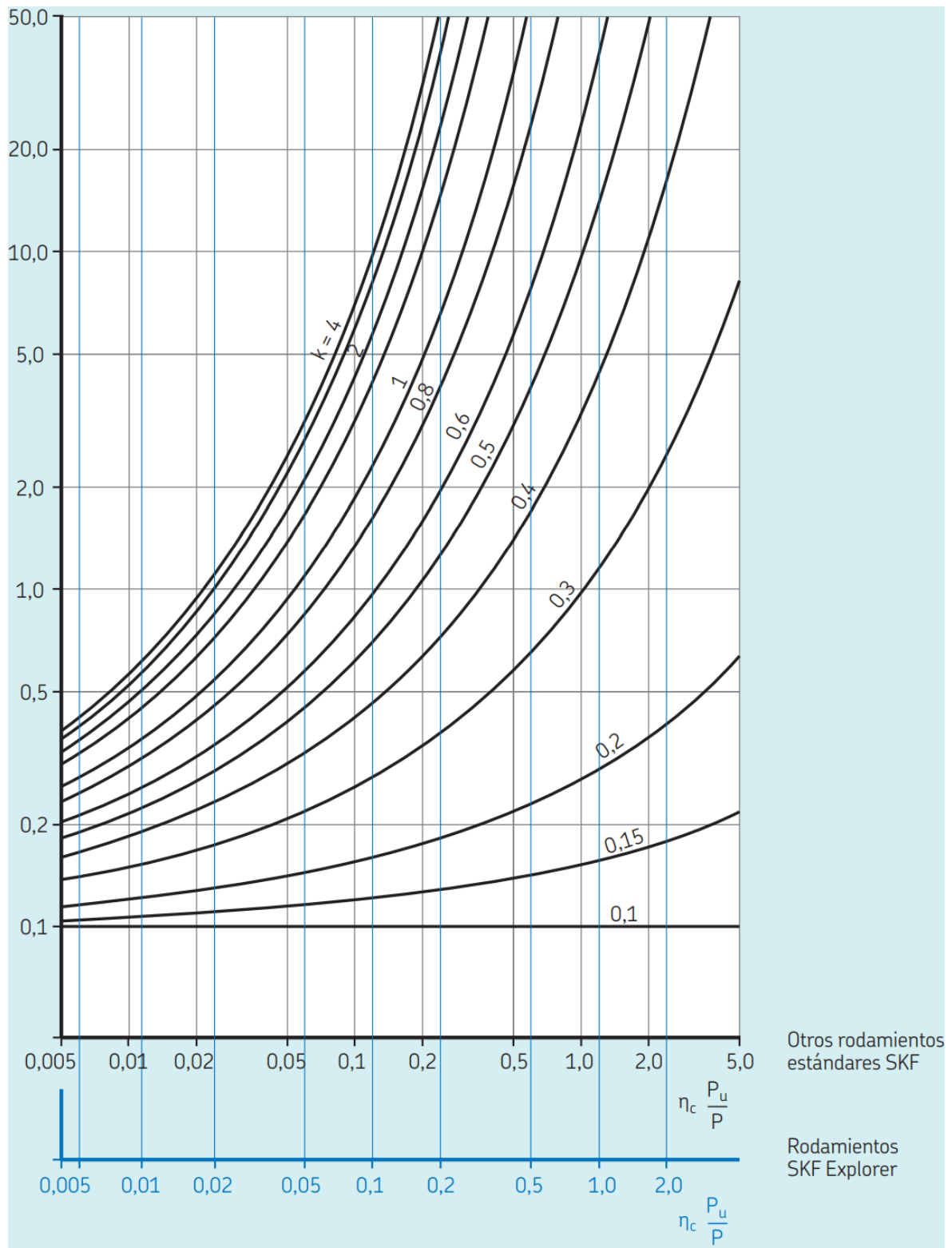


FIGURA 24: Factor de modificación de la vida útil (a_{SKF}) para rodamientos radiales de bolas. [19]

- η_c es el efecto de nivel de contaminación en el rodamiento. Para ello se recurre a la TABLA 20.

Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación		
Condiciones	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema • Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante • Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • Aceite lubricante con filtración muy fina • Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal • Aceite lubricante con filtración fina • Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa • Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa • Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severas que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

TABLA 20: Efecto del nivel de contaminación en el rodamiento (η_c). [19]

- P_u es la carga límite de fatiga según catálogo.
- El factor n (de L_{nm} y L_{nmh}) representa la probabilidad de falla en porcentaje (por ejemplo, para L_{10} la probabilidad de fallo es de un 10%).

Despejando de (62) el coeficiente de carga dinámica (C), añadiendo un coeficiente de seguridad a_f e introduciendo la vida mínima requerida ($L_{nm}=x_D$):

$$C_{10C} = C = a_f \cdot P \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{nm}}{a_1 \cdot a_{SKF}}} = a_f \cdot P \cdot \sqrt[p]{\frac{x_D}{a_1 \cdot a_{SKF}}} \quad (65)$$

Por último, se elige un rodamiento según catálogo con valor superior a carga dinámica, así se asegura que dicho rodamiento aguanta como mínimo el número de ciclos necesarios ($C_{10} > C_{10C}$).

4.10. Comprobación de los ejes a fatiga y a fluencia.

Para calcular los coeficientes de seguridad a fatiga, empleando el método de Goodman modificado, se emplea la siguiente ecuación, extraída de [1 pág. 356]:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[\sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \right] + \frac{1}{S_{ut}} \left[\sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right] \right\} \quad (66)$$

Por tener exclusivamente componente media del torsor (T_m) y componente alternante del flector (M_a), la ecuación simplificada que se usa es la siguiente:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[\sqrt{4(K_f M_a)^2} \right] + \frac{1}{S_{ut}} \left[\sqrt{3(K_{fs} T_m)^2} \right] \right\} \quad (67)$$

Ya que el método de Goodman no protege contra fluencia, se requiere una verificación adicional, calculando el esfuerzo máximo de von Mises [1 pág 358]:

$$\begin{aligned} \sigma'_{max} &= [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2} \\ &= \left[\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (68)$$

Simplificando nuevamente la ecuación por tener solo componente media del torsor (T_m) y alternante del flector (M_a):

$$\sigma'_{max} = \left[\left(\frac{32K_f(M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (69)$$

Por último, para verificar la fluencia, se compara el esfuerzo máximo de von Mises con la resistencia a fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \quad (70)$$

4.10.1. Resistencia a fatiga (S_e).

Según se extrae de [1 págs. 279-286], para el cálculo de resistencia a fatiga corregida (S_e) se emplea la siguiente ecuación que engloba todos los coeficientes de Marin, y el límite de resistencia a fatiga en viga rotatoria (S_e'):

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad (71)$$

Donde:

- K_a es el factor de superficie de Marin.
- K_b es el factor de tamaño de Marin.
- K_c es el factor de carga de Marin.
- K_d es el factor de temperatura de Marin.
- K_e es el factor de confiabilidad de Marin.
- K_f es el factor de efectos varios de Marin.
- S_e' es el límite de resistencia a fatiga en viga rotatoria.

El límite de resistencia a fatiga en viga rotatoria, según se recoge en [1] (pag. 274) se determina de la siguiente forma:

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (72)$$

S_{ut} se corresponde con el límite a tensión última, que depende del material.

4.10.1.1. Factor de superficie de Marin (K_a).

Dicho parámetro depende del material utilizado y de la calidad superficial (por tanto, del proceso de acabado en la fabricación), y la ecuación que rige dicho parámetro es:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (73)$$

Los parámetros a y b del factor de la condición superficial de Marin aparecen en la TABLA 21.

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 21: Parámetros del factor de condición superficial de Marin. [1]

4.10.1.2. Factor de tamaño de Marin (K_b).

Dicho parámetro (tras diferentes ensayos experimentales) para flexión y torsión en función del diámetro es el siguiente:

$$K_b = \begin{cases} 1,24 d^{-0.107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (74)$$

4.10.1.3. Factor de confiabilidad de Marin (K_e).

Este parámetro se relaciona con la dispersión de los datos experimentales obtenidos en el límite de resistencia a fatiga en vida rotatoria. La TABLA 22 se ha extraído de [1] (pág. 285) y determina los factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
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 22: Factores de confiabilidad de Marin. [1]

4.10.2. Concentradores de tensión.

El tema de los concentradores de tensión es muy importante ya que estos pueden afectar considerablemente a la resistencia a fatiga respecto al valor teórico. A continuación, se explican los concentradores de tensión para 3 casos diferentes:

- Cambios de sección.
- Chaveteros.
- Ranuras para anilla de retención.

4.10.2.1. Cambios de sección.

Para calcular los concentradores de tensión reales producidos por los cambios de sección en primer lugar se procede a calcular los concentradores teóricos. En las tablas que aparecen a continuación se muestran los concentradores de tensión teóricos en ejes redondos sometidos a torsión (K_{TS}) y a flexión (K_T).

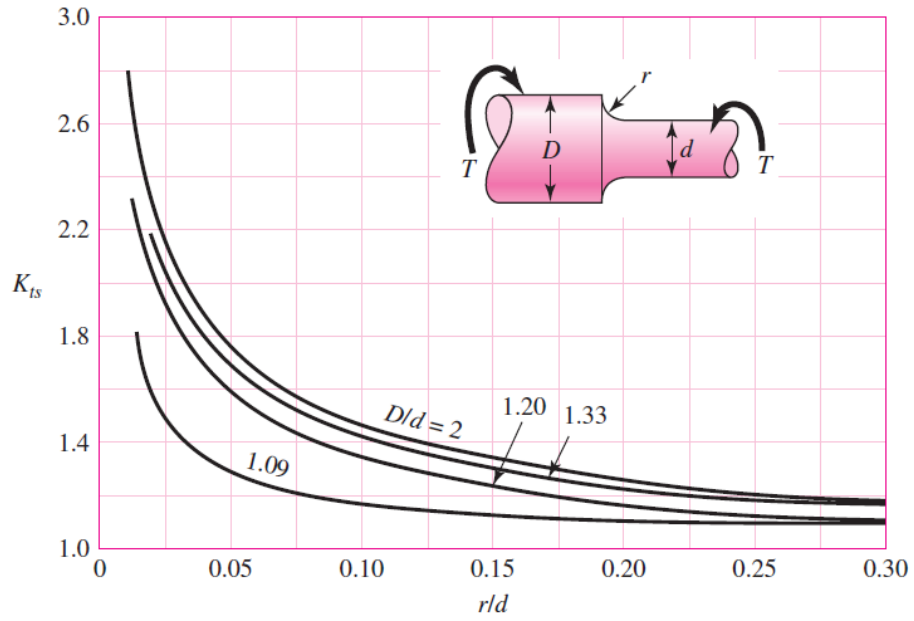


TABLA 23: Concentrador de esfuerzo de torsión (K_{ts}) en eje redondo. [1]

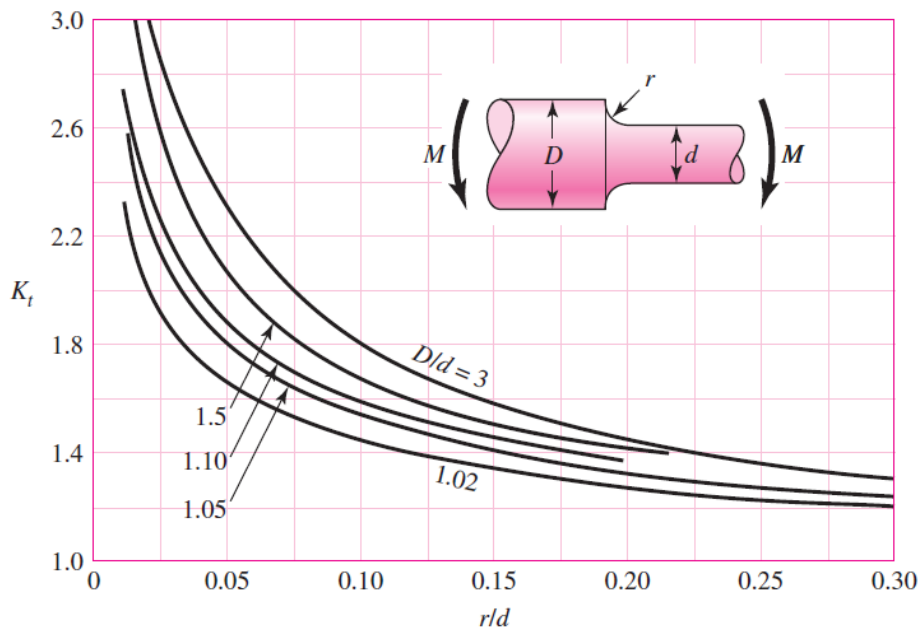


TABLA 24: Concentrador de esfuerzo de flexión (K_t) en eje redondo. [1]

Por otro lado, los concentradores de esfuerzo reales teniendo en cuenta la sensibilidad a la entalla (q y q_s) se corresponden con las siguientes ecuaciones: [1]

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (75)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (76)$$

Donde:

- q se corresponde con la sensibilidad a la entalla (o muesca) para aceros y aluminios forjados sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para este parámetro se recurre a la TABLA 25.
- q_s se corresponde con la sensibilidad a la entalla (o muesca) de materiales sometidos a torsión inversa. Para este parámetro se recurre a la TABLA 26.

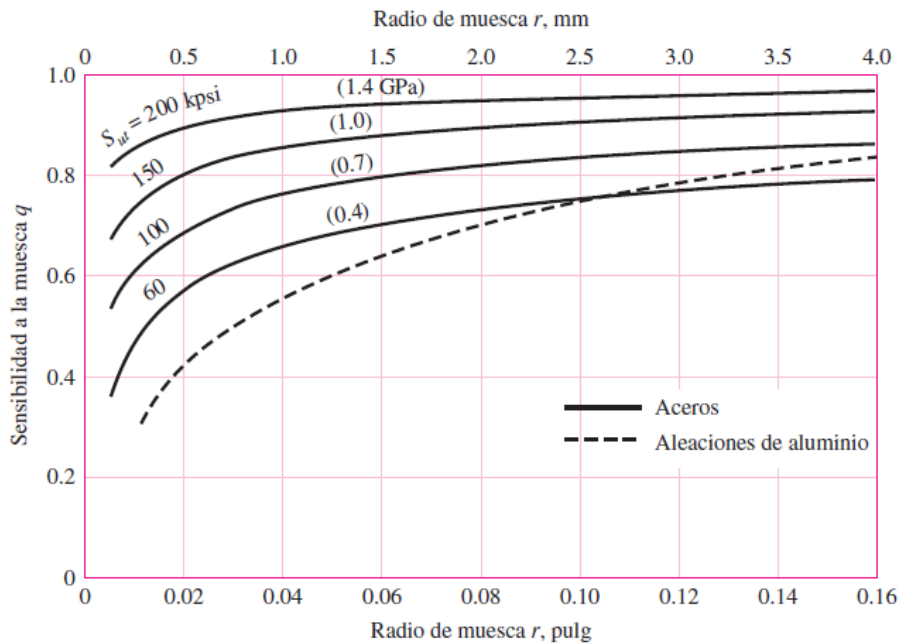


TABLA 25: Sensibilidad a la entalla para aceros y aluminios forjados sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. [1]

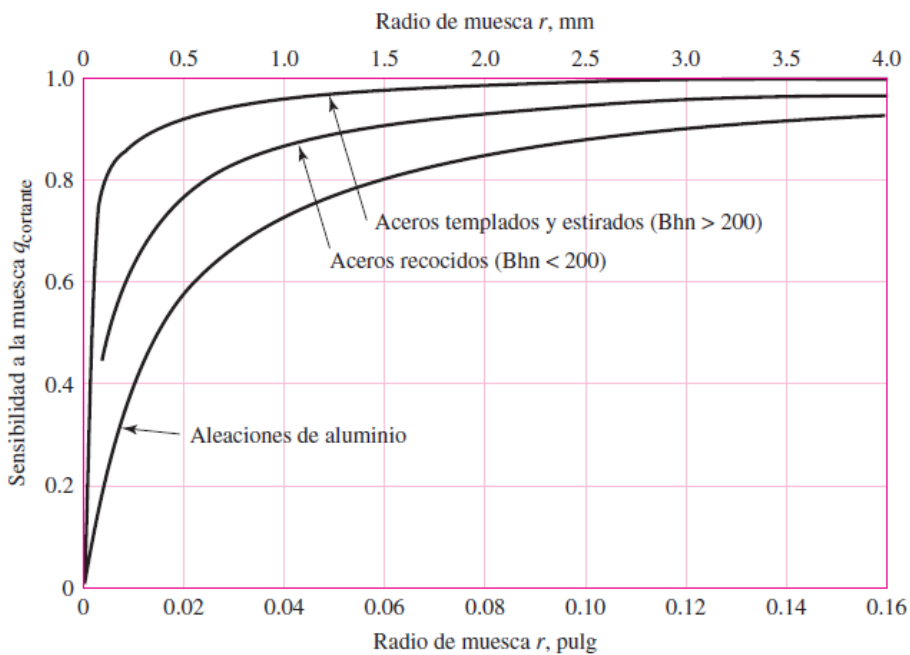


TABLA 26: Sensibilidad a la entalla de materiales sometidos a torsión inversa. [1]

4.10.2.2. Chavetero.

Para calcular los concentradores de tensión teóricos para los chaveteros se recurre a la TABLA 27, con la opción elegida (donde cuñero se corresponde con chavetero).

Al igual que antes, una vez seleccionados los valores teóricos se aplican las ecuaciones (75) y (76) para determinar los concentradores de esfuerzo reales teniendo en cuenta las sensibilidades a la entalla.

4.10.2.3. Ranura para anilla de retención.

Nuevamente se emplea la TABLA 27, con la opción elegida. Al igual que antes, una vez seleccionados los valores teóricos se aplican las ecuaciones (75) y (76) para determinar los concentradores de esfuerzo reales teniendo nuevamente en cuenta las sensibilidades a la entalla.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

TABLA 27: Concentradores de esfuerzo teóricos para diferentes opciones en ejes. [1]

Además de esto, para las ranuras se pueden obtener los factores de concentrador de tensiones teóricos con otras tablas más aproximadas.

Las tablas que definen estos parámetros son:

- TABLA 28: Concentrador de tensión teórico de ranura plana para eje redondo sometido a flexión y/o tensión. [1]
- TABLA 29: Concentrador de tensión teórico de ranura plana para eje redondo sometido a torsión. [1]

Al igual que en todos los casos anteriores, para determinar los concentradores de esfuerzo reales se aplican las ecuaciones (75) y (76) teniendo en cuenta la sensibilidad a la entalla del material empleado.

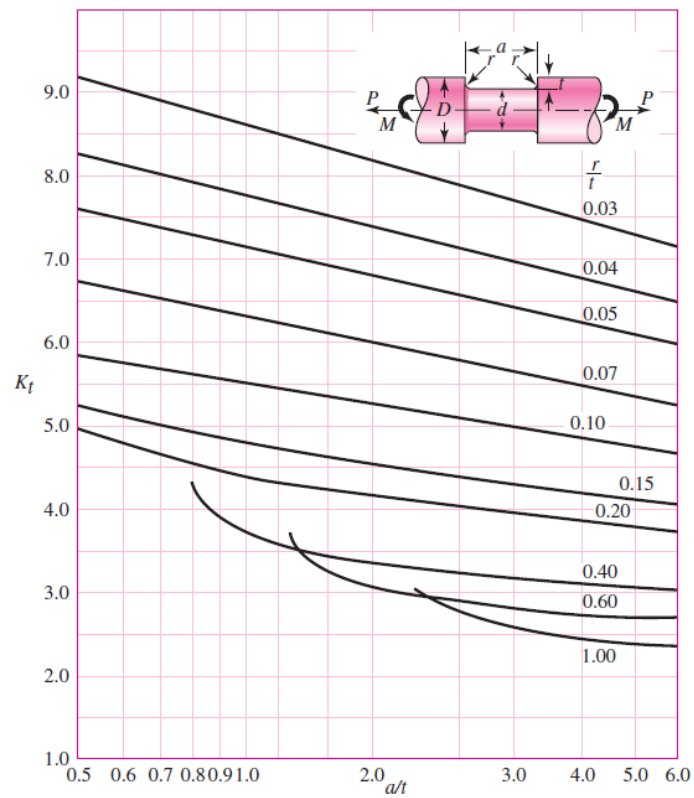


TABLA 28: Concentrador de tensión teórico de ranura plana para eje redondo sometido a flexión y/o tensión. [1]

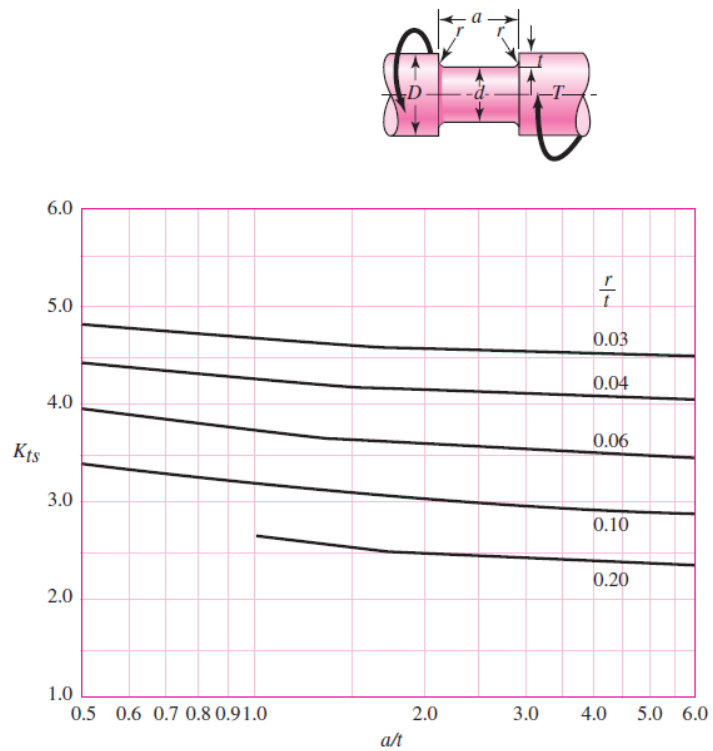


TABLA 29: Concentrador de tensión teórico de ranura plana para eje redondo sometido a torsión. [1]

5. MATERIALES Y MÉTODOS.

Para facilitar la fabricación se ha seleccionado el mismo material tanto para los ejes como para los engranajes.

El material escogido tanto para los ejes como para los engranajes ha sido un acero de baja aleación 4140 (EN 1.7225, F-1252) tratado térmicamente con temple y posterior revenido (bonificado) a 425°C.

Tal y como podemos apreciar en la TABLA 31 para ese acero escogido, la resistencia a fluencia es de 1140 MPa, la resistencia a tensión última es de 1250 Mpa, y la dureza Brinell es de 370. Por otro lado, la composición de este acero es:

C: 0,38-0,45%, Cr: 0,9-1,2%, Mo: 0,15-0,3 %, Si: 0,2%, Mn: 0,6-0,9%.

Se ha elegido este ya que es muy resistente a la tracción, torsión, y flexión, y está especialmente indicado para engranajes, pernos, árboles de transmisión, motores, etc.

El material elegido para la carcasa es de fundición gris ASTM 40 donde tal y como se puede apreciar en la tabla 11, tiene una resistencia a la tracción de 42,5 kpsi (293 Mpa), resistencia a la compresión de 140 kpsi (965Mpa) y una dureza Brinell de 235. Por otro lado, la composición de esta fundición es de:

C: 3,25-3,5%, Cr: 0,05-0,45%, Cu: 0,15-0,4%, Fe: 91,9-94,2%, Mn: 0,5-0,9%, Mo: 0,05-0,1%, Ni: 0,05-0,2%, P: ≤0,12%, Si: 1,8-2,3%, S: ≤0,15%.

Se ha elegido este material debido a la buena fluidez para la colada y por su buena maquinabilidad. La carcasa va a realizarse por moldeo de arena y ha de soportar principalmente los esfuerzos cortantes de los rodamientos. Por otro lado, los alojamientos para los rodamientos serán mecanizados para aplicarles el ajuste apropiado, por lo que es interesante también que este material tenga buena maquinabilidad.

Las propiedades mecánicas pueden observarse en las siguientes tablas.

Número ASTM	Resistencia a la tensión S_{UT} kpsi	Resistencia a la compresión S_{UC} kpsi	Módulo de ruptura por cortante S_{UR} kpsi	Módulo de elasticidad, Mpsi		Límite de resistencia a la fatiga* S_e kpsi	Dureza Brinell H_B	Factor de concentración al esfuerzo a la fatiga K_f
				Tensión [†]	Torsión			
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50

TABLA 30: Propiedades típicas del hierro fundido gris. [1]

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 31: Propiedades mecánicas de algunos aceros tratados térmicamente. [1]

A continuación, se define el camino que llevado a cabo para la elaboración de este proyecto. Este ha sido el siguiente:

5.1. Comprobación de requerimientos iniciales.

Inicialmente se comprueba que la carga máxima que debe transportar la cinta se corresponde con los requisitos previos, y se escoge el motor apropiado para el proyecto.

5.1.1. Masa máxima para transportar por la cinta.

Tomando como referencia industrias similares dedicadas al sector del cartón, y conociendo que, en el primer tramo correspondiente a la salida de la onduladora, circularán, como máximo, 5 palés con cartón, se procede a la comprobación de la masa máxima que transportará la cinta.

Encima de cada palé se apilan las planchas de cartón corrugado (llamado también “paquete de cartón”) y este posee unas dimensiones máximas de 1.2x0.8x1.2 [m³]. Las dimensiones de “Europalet Nuevo” son de 1,2mx0,8m y la altura máxima es conocida. [11]

Se conoce además que la densidad (más desfavorable) del cartón es de: $\rho=80$ kg/m³. [10]

El volumen de 1 paquete de cartón se corresponde con:

$$V = 1,2 \text{ m} \cdot 0,8 \text{ m} \cdot 1,2 \text{ m} = 1,152 \text{ m}^3 \quad (77)$$

Por tanto, la masa de un paquete de cartón es de:

$$m_{1PAQ} = d \cdot V = 80 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,152 \text{ m}^3 = 92,2 \text{ kg} \quad (78)$$

Teniendo en cuenta el peso del palé (que según catálogo es de 27kg), la masa de 5 palés de cartón será de:

$$m_{5PALET \text{ CARTON}} = 5(m_{1PAQ} + m_{PALET}) = 5(92,2 + 27) = 596 \text{ kg} \approx 600 \text{ kg} \quad (79)$$

Este valor se corresponde con la masa máxima que debe transportar la cinta.

5.1.2. Potencia eléctrica del motor.

La velocidad a la que se moverá la cinta transportadora será de 5km/h=1.3889m/s, por lo que la potencia eléctrica necesaria en el motor (sin pérdidas), para mover la masa máxima a la velocidad de trabajo de la cinta transportadora es de:

$$\begin{aligned} P = M \cdot w = m_{5PALETS} \cdot g \cdot v &= 595,8 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,3889 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 8117,84 \frac{\text{J}}{\text{s}} \\ &= 8,12 \text{ kW} \end{aligned} \quad (80)$$

Teniendo en cuenta que el rendimiento estimado de la reductora es de 0,95, y la eficiencia de fricción de la cinta transportadora de 0,84, la potencia necesaria (total) de accionamiento del motor eléctrico es de:

$$P_M = \frac{P}{\eta_{reductora} \cdot \eta_{friccion}} = \frac{8,12 \text{ kW}}{0,95 \cdot 0,84} = 10,2 \text{ kW} \quad (81)$$

Para el diseño de la caja reductora se escogerá por tanto un motor de 11kW y 1500rpm. En nuestro caso según el configurador del catálogo de motores de Siemens tenemos 3 posibilidades. Para nuestro propósito se estima oportuno el motor **1LE1003-1DB2-4AA4** [20] por cuestiones económicas, por estar autoventilado, por el sistema de acoplamiento y por su alta eficiencia energética. El eje de dicho motor es de 42mm, el cual irá acoplado a la caja reductora por el eje de entrada por medio de una brida comercial.

Por otro lado, el eje de salida de la caja reductora se acoplará al tambor motriz de la cinta transportadora, cuyo diámetro es de 478mm. Como se necesita una velocidad lineal en la cinta transportadora de 5km/h o lo que es lo mismo, 1.3889m/s, la velocidad angular de la cinta transportadora en el tambor se corresponde con:

$$v = w \cdot R \rightarrow w_{cinta} = \frac{v}{R} = \frac{v}{\frac{D}{2}} = \frac{1.3889 \frac{m}{s}}{0,239 m} = 5.8113 \frac{rad}{s} = 55.5 rpm \quad (82)$$

5.2. Relación de transmisión.

Una vez conocidas las velocidades angulares del motor eléctrico y del tambor de la cinta transportadora, se puede determinar la relación de transmisión total:

$$i = \frac{w_{motor}}{w_{cinta}} = \frac{1500}{55.5} = 27.03 \approx 27 \quad (83)$$

Como podemos ver, al ser superior a la unidad esta relación de transmisión, nos encontramos ante una relación de reducción. Como esa relación de transmisión es tan elevada, implica un engranaje mucho mayor que el otro, y por tanto una caja reductora muy grande. Por todo esto se opta por el diseño de una caja reductora de 3 fases, donde la relación de transmisión es (considerando a todas las fases con la misma relación de transmisión):

$$i_{Final} = \sqrt[3]{i} = \sqrt[3]{27} = 3 \quad (84)$$

En este caso se ha determinado el usar 3 trenes de engranajes cuyas relaciones de transmisión, por simplicidad en la fabricación y tamaño, son:

$$i_{total} = 27 = i_{Tren1} \cdot i_{Tren2} \cdot i_{Tren3} = 3 \cdot 4 \cdot 2,25 \quad (85)$$

Se ha dispuesto la relación de transmisión mayor (la de 4) en el segundo tren para que no choquen el primer y el tercer tren al encontrarse ambos alineados entre sí.

5.3. Régimen de giro y torsos en cada eje.

En primer lugar, se procede a calcular las velocidades angulares y los pares torsos de cada eje de la siguiente forma:

$$w_{eje} = \frac{w_{entrada}}{i_{tren}} \quad (86)$$

$$T_{eje} = \frac{H}{w_{eje}} \quad (87)$$

Con el correspondiente cambio de unidades, la ecuación queda:

$$T[Nm] = \frac{H[W] \cdot 30}{\pi \cdot n[rpm]} \quad (88)$$

5.4. Cálculo de ejes a rigidez torsional.

Para una primera estimación en el dimensionado de los árboles, se han de realizar los cálculos correspondientes a rigidez torsional. Esto permite que la potencia se transmita adecuadamente y que no se produzcan anomalías torsionales las cuales puedan producir un elevado desgaste en los engranajes. Para ello se recurre a la ecuación (19).

5.5. Procedimiento iterativo de cálculo por Lewis.

Una vez obtenido el diámetro mínimo de los ejes para que estos cumplan a rigidez torsional, se realiza un procedimiento iterativo para el prediseño por Lewis.

En dicho proceso iterativo se escoge inicialmente un diámetro primitivo del piñón suficiente para que cumpla a rigidez torsional y que a su vez permita el mecanizado de los dientes, así como un valor de forma de Lewis para la primera iteración de 0.322 (correspondiente a 20 dientes) por ser un número de dientes para el piñón suficientemente grande para que no exista interferencia, y a su vez sin ser excesivo para que el módulo converja con un menor número de iteraciones. Para la distancia entre centros (a), se aplica (30). El valor de σ_{adm} depende del material y se obtiene de la TABLA 5. El resto de las variables son ya conocidas (H, Ψ , i, σ_A , n, D_p).

De ahí, el proceso se realiza siempre igual, se determina el módulo según (32), con dicho módulo se calcula el número de dientes del piñón según (31), y finalmente se calcula interpolando de la TABLA 4 el factor de forma de Lewis. Esto se realiza hasta que converge el módulo. Por último, se redondea al superior módulo normalizado de la TABLA 3 correspondiente a la normativa 18005. [5]

5.6. Disposición de la caja reductora.

Se dimensiona la artesa o caja que conformará la reductora en base a unas cotas coherentes a elección del diseñador y que se ajuste a los condicionantes del proyecto. Esto

se realiza en este punto ya que hay un parámetro que depende de la geometría para AGMA como se ha visto anteriormente (concretamente el factor de distribución de la carga K_H).

5.7. Comprobación por metodología AGMA.

Para la comprobación según metodología AGMA se procede con todo lo explicado anteriormente en su apartado correspondiente de fundamentos teóricos 4.7. Se obtienen todos los parámetros característicos y se aplican las ecuaciones correspondientes a fatiga por flexión (33) y a fatiga por picadura (51). Tras esto se comprueba que los factores de seguridad obtenidos a flexión (49) y a picadura (54) se corresponden con un diseño de engranajes válido (se consideran adecuados si estos factores de seguridad son superiores a la unidad).

5.8. Obtención de diagramas para cada uno de los ejes.

Conociendo ya las dimensiones de los ejes se procede a calcular los diagramas para cada uno de los ejes en cada uno de los dos planos, así como las diferentes ecuaciones por tramos, que rigen estos diagramas.

En primer lugar, debemos de conocer las fuerzas resultantes en cada uno de los engranajes, teniendo en cuenta que, en nuestro proyecto, los dientes tienen altura completa y un ángulo de presión de 20° (ϕ) por ser el estandarizado más común.

La componente tangencial es la obtenida anteriormente en (37). Para la componente radial, así como el módulo total, las fórmulas son las siguientes:

$$W^R = W^T \cdot \tan \phi \quad (89)$$

$$|W| = \sqrt{W^{T^2} + W^{R^2}} \quad (90)$$

Para la obtención de las reacciones en los apoyos se debe de distinguir entre dos casos, en los ejes de entrada y salida los cuales se encuentran sometidos por una única fuerza (un engranaje), y en los ejes intermedios, sometidos por dos fuerzas (dos engranajes).

Para el primer caso:



FIGURA 25: Reacciones para viga biapoyada sometida a una carga puntual.

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0 &\rightarrow -R_A \cdot (d_1 + d_2) + F_T \cdot d_2 = 0 \rightarrow R_A = \frac{F_T \cdot d_2}{d_1 + d_2} \\ \sum F_Y = 0 &\rightarrow R_A + R_B - F_T = 0 \rightarrow R_B = F_T - R_A \end{aligned} \quad (91)$$

Para el segundo caso:

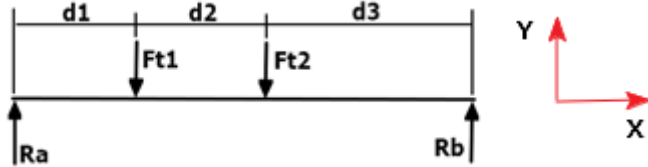


FIGURA 26: Reacciones para viga biapoyada sometida a dos cargas puntuales.

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0; & -R_A \cdot (d_1 + d_2 + d_3) + F_{T1} \cdot (d_2 + d_3) + F_{T2} \cdot d_3 = 0 \\ \rightarrow & R_A = \frac{-F_{T1} \cdot (d_2 + d_3) + F_{T2} \cdot d_3}{d_1 + d_2 + d_3} \\ \sum F_Y = 0; & R_A + R_B - F_{T1} + F_{T2} = 0 \rightarrow R_B = F_{T1} - F_{T2} - R_A \end{aligned} \quad (92)$$

Se realizan estos cálculos para los dos planos sometidos a esfuerzo (plano XY y plano XZ), teniendo cuidado con los sentidos. Para el cálculo de las reacciones totales, al igual que con la ecuación (90):

$$|R_i| = \sqrt{R_{y_i}^2 + R_{z_i}^2} \quad (93)$$

Una vez se tienen las reacciones en los apoyos ya se pueden calcular los momentos existentes en cada uno de los dos planos.

Los momentos máximos de cada plano (correspondientes los engranajes) se obtienen multiplicando las fuerzas correspondientes a las reacciones por las distancias.

Para el primer caso (donde solo actúa una fuerza):

$$M = R_a \cdot d_1 = R_b \cdot d_2 \quad (94)$$

Para el segundo caso (con dos fuerzas):

$$\begin{aligned} M_1 &= R_a \cdot d_1 \\ M_2 &= R_b \cdot d_2 \end{aligned} \quad (95)$$

Para la obtención de los momentos totales de igual forma que con (93):

$$|M| = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (96)$$

5.9. Cálculo del lubricante.

En este punto se selecciona el lubricante adecuado para la caja reductora, ya que este condiciona el cálculo de la vida de los rodamientos. Esto se realiza con los métodos explicados anteriormente en el apartado correspondiente de fundamentos teóricos 4.8.

5.10. Cálculo de rodamientos.

Se calculan los rodamientos mínimos que conforman este proyecto para la vida requerida y se eligen los que se consideren más apropiados según lo explicado en 4.9. Para ello se aplica la siguiente consideración:

- Para el factor de multiplicación de carga se aplica un $a_f=1.2$.

5.11. Diseño de los ejes.

Se procede a realizar el diseño de los ejes tras conocer el ancho de los rodamientos. Para ello, se dimensionan los diámetros en cada una de las caras teniendo en cuenta las ranuras para las anillas de retención y diferentes resaltes de los rodamientos.

5.12. Concentradores de tensión.

Se calculan los diferentes concentradores de tensión según 4.10.2 para nuestro diseño propuesto para los diferentes ejes, en todas las secciones críticas formadas provocadas por cambios de sección, chaveteros y anillas de retención.

Para los cambios de sección, se realiza la siguiente consideración:

- Para la obtención de los valores de esfuerzo teóricos se ha aplicado un $r/d=0,02$ correspondiente a arista viva.

5.13. Comprobación a fatiga y fluencia en secciones críticas

Se comprueban los factores de seguridad a fatiga (en este caso por Goodman, aunque se podía haber elegido cualquier otro) en cada una de las zonas críticas para ver si cumplen o no y por si hubiera que modificar el diseño. Para ello se aplica (67).

En este caso, únicamente se tendrán en cuenta como factores de Marin el factor de tamaño, el de carga y el de confiabilidad. Esto es debido a que como nuestros ejes están sometidos a flexión y a torsión el factor de carga se corresponde con la unidad. Por otro lado, el factor de temperatura en condiciones estándar se puede aproximar a la unidad.

5.14. Elección y cálculo de chavetas.

Se procede a calcular la longitud mínima para que cumplan a cizalladura y a aplastamiento y se seleccionan los más apropiados.

5.14.1. Comprobación a cizalladura.

Para la comprobación a **cizalladura** se emplean las siguientes ecuaciones. Por un lado, se conoce que el torsor en función del cortante y del diámetro del eje es:

$$T = V \cdot \frac{d}{2} \quad (97)$$

Por otro lado, el cortante en función de la tensión a cortante y del área de la sección transversal de la chaveta $b \times L$ es:

$$V = \tau_v \cdot b \cdot L \quad (98)$$

Uniando ambas ecuaciones, añadiendo un factor de seguridad (n) y despejando L se obtiene la siguiente expresión:

$$L = n \frac{2 \cdot T}{\tau_v \cdot b \cdot d} \quad (99)$$

Por otro lado, el criterio de Tresca o del cortante máximo nos dice que:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2} \quad (100)$$

Aplicando el criterio de Tresca a (99), la longitud mínima de la chaveta para que esta cumpla a cizalladura ha de ser de:

$$L_{min} = n \frac{4 \cdot T}{S_y \cdot b \cdot d} \quad (101)$$

5.14.2. Comprobación a aplastamiento.

Para la comprobación a **aplastamiento** se emplean las siguientes ecuaciones. Por un lado, se conoce que el torsor en función de la fuerza de aplastamiento y del diámetro del eje es:

$$T = F \cdot \frac{d}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot T}{d} \quad (102)$$

Por otro lado, la tensión de aplastamiento sobre las caras laterales de la chaveta:

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot L} \quad (103)$$

Añadiendo al igual que antes un factor de seguridad (n) y despejando L se obtiene la siguiente expresión:

$$L = n \cdot \frac{4T}{\sigma_{apl} \cdot d \cdot h} \quad (104)$$

Ya que esta tensión de aplastamiento no debe superar la tensión admisible a compresión, la longitud mínima requerida ha de ser por tanto de:

$$L_{min} = n \cdot \frac{4 \cdot T}{S_y \cdot d \cdot h} \quad (105)$$

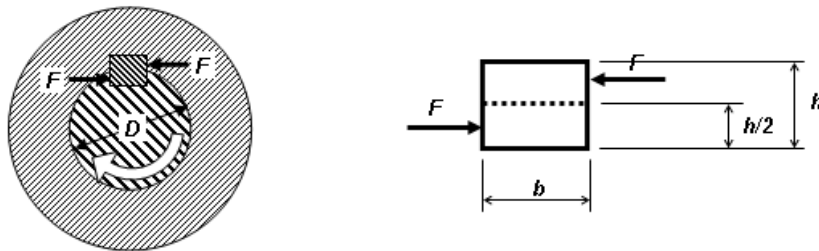


FIGURA 27: Cálculo resistente de chavetas. [30]

5.15. Elección de anillas de retención.

Se seleccionan de catálogo según el diámetro donde van a ir ubicadas y para que estas cumplan la función de fijar axialmente los componentes. Se debe tener en cuenta la carga axial máxima que estas pueden soportar.

5.16. Deflexión en ejes.

Se calcula la deflexión en cada uno de los ejes y se comprueba que están dentro de las deflexiones máximas permitidas.

5.17. Determinación del juego lateral o backlash.

En el caso de que se quiera fabricar y que los engranajes sean lo más precisos posibles, en base a la normativa correspondiente se calculan los juegos laterales mínimos recomendados.

5.18. Ajustes.

De nuevo si se va a proceder a su fabricación, se requiere que sean tomados en cuenta los diferentes ajustes que se han de aplicar a los ejes, chaveteros de los engranajes, carcasa, etc.

6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

6.1. Velocidad y par torsor de cada eje

Conociendo las relaciones de transmisión, así como la potencia transmitida y la velocidad del motor eléctrico, se procede a obtener según (86) y (88) el régimen de giro y el torsor de cada uno de los ejes.

<u>EJE</u>	<u>REGIMEN DE GIRO</u> <u>[rpm]</u>	<u>PAR TORSOR [Nm]</u>
1	1500	70,0282≈70
2	500	210,0845≈210
3	125	840,3381≈840
4	55,555	1890,7607≈1890

TABLA 32: Régimen de giro y par torsor en cada eje.

6.2. Cálculo de ejes a rigidez torsional.

A continuación, se hace un primer cálculo de los ejes a rigidez torsional. Para ello, y por decisión personal, se ha escogido un giro máximo de 1 grados por cada metro, o lo que es lo mismo, $\pi/180$ radianes por cada metro.

Aplicando en cada uno de los árboles la ecuación (19) para obtener el diámetro mínimo necesario, así como los diámetros normalizados según UNE 18018 [15], se obtienen los siguientes resultados:

EJE	$d_{\min}$ [m]	$d_{\text{normalizado}}$ [mm]
1	0.026652	30
2	0.035076	40
3	0.049605	50
4	0.060753	70

TABLA 33: Diámetros mínimos y normalizado en ejes para rigidez torsional.

Mencionar también aquí que habrá tramos en los que no existirá momento torsor, por lo que el diámetro en estos tramos de los ejes se podrían reducir aún más los diámetros.

6.3. Interferencia.

Con dientes de altura completa y ángulo de presión de 20° , el mínimo número de dientes de piñón que se necesitan para evitar interferencia, así como el número máximo de dientes acoplados (con ese mínimo) utilizando (17) y (18) para este caso es de:

TREN	N_{Pmin}	N_{Gmax}
1 ($i=3$)	14,98≈15	45,49≈46
2 ($i=4$)	15,44≈16	101,1≈102
3 ($i=2,25$)	14,42≈15	45,49≈46

TABLA 34: Número mínimo de dientes y máximos acoplados para evitar interferencia.

6.4. Prediseño con Lewis.

A continuación, en las siguientes tablas, se recoge un resumen del proceso iterativo explicado anteriormente en 5.5 para cada uno de los trenes.

En la parte superior, se encuentran las dimensiones inicialmente estimadas, en la primera columna las variables constantes, y en cada tabla las diferentes iteraciones que se han ido realizando.

A la vez que se iban obteniendo los diferentes resultados se iba comparando por AGMA ya que se tenía programado en una hoja de Excel.

Para este proyecto, siendo acero 4140 TyR con dureza Brinell de 370, se escoge una tensión admisible de 260Mpa de acuerdo con la TABLA 5.

<u>TREN DE ENTRADA</u> (con $D_p=50\text{mm}$, $D_g=150\text{mm}$, $a=D_p/2+D_g/2=100\text{mm}$)				
Var.Conocidas	ITERACION 1	ITERACION 2	ITERACION 3	ITERACION 4
H=11000W	$Y^1=0,3220$	$Y^2=0,3290$	$Y^3=0,3296$	$Y^4=0,3297$
$\Psi=10$				
i=3	$m^1 \geq 2,345$	$m^2 \geq 2,320$	$m^3 \geq 2,318$	$m^4 \geq 2,318$
$\sigma_A=260\text{Mpa}$				
n=1500rpm	$Z_P^1=21,32$	$Z_P^2=21,55$	$Z_P^3=21,57$	$Z_P^4=21,57$
V=3,927m/s	Interpolando	Interpolando de	Interpolando de	Interpolando
Kv=1,6438	de tabla->	tabla->	tabla->	de tabla->
	Y=0,3290	Y=0,3296	Y=0,3297	Y=0,3297

TABLA 35: Proceso iterativo por Lewis incluyendo K_v para el tren de entrada.

Escogiendo de la TABLA 3 el módulo superior normalizado, y teniendo en cuenta que por recomendación el ancho de cara debe estar comprendido entre 3 y 5 veces el paso (donde $p=\pi \cdot m$), se decide escoger 5 veces el paso y redondear al superior par. Por otro lado, para que salgan unos diámetros sin decimales, se escoge un numero de dientes apropiados (en este caso $Z_p=24$). Los datos finales para el tren 1 son:

m=2,5	F=39,27mm -> F(ajustado)=40mm	Z _P = 24 dientes	Z _G = 72 dientes
i=3		d _P = 60mm	d _G = 180mm
		n _P = 1500rpm	n _G = 500rpm

TABLA 36: Resultados finales de prediseño para tren de entrada.

<u>TREN INTERMEDIO</u> (con $D_p=60\text{mm}$, $D_g=240\text{mm}$, $a=D_p/2+D_g/2=150\text{mm}$)				
Var.Conocidas	ITERACION 1	ITERACION 2	ITERACION 3	ITERACION 4
H=11000W	$Y^1=0,322$	$Y^2=0,3115$	$Y^3=0,3100$	$Y^4=0,3098$
$\Psi=10$				
i=4	$m^1 \geq 3,243$	$m^2 \geq 3,297$	$m^3 \geq 3,306$	$m^4 \geq 3,307$
$\sigma_A=260\text{Mpa}$				
n=500rpm	$Z_P^1=18,500$	$Z_P^2=18,196$	$Z_P^3=18,152$	$Z_P^4=18,145$
V=1,5708m/s	Interpolando	Interpolando de	Interpolando de	Interpolando
Kv=1,2575	de tabla->	tabla->	tabla->	de tabla->
	Y=0,3115	Y=0,3100	Y=0,3098	Y=0,3097

TABLA 37: Proceso iterativo por Lewis incluyendo K_v para el tren intermedio.

Finalmente, nuestros datos finales, haciendo el mismo procedimiento que antes, (y aumentando el módulo para que cumpla por AGMA), para el tren intermedio son:

m=4	F=62,83mm -> F(ajustado)=64mm	Z _P = 20 dientes	Z _G = 80 dientes
i=4		d _P = 80 mm	d _G = 320 mm
		n _P = 500 rpm	n _G = 125 rpm

TABLA 38: Resultados finales de prediseño para tren intermedio.

TREN DE SALIDA (con D _p =90mm, D _g =202,5mm, a=D _p /2+D _g /2=146,25mm)				
Var.Conocidas	ITERACION 1	ITERACION 2	ITERACION 3	ITERACION 4
H=11000W	Y ¹ =0,322	Y ² =0,3100	Y ³ =0,3081	Y ⁴ =0,3078
Ψ=10				
i=3	m ¹ ≥4,946	m ² ≥5,041	m ³ ≥5,056	m ⁴ ≥5,058
σ _A =260Mpa				
n=166.667rpm	Z _P ¹ =18,198	Z _P ² =17,856	Z _P ³ =17,802	Z _P ⁴ =17,792
V=0,58905m/s	Interpolando	Interpolando de	Interpolando de	Interpolando
K _v =1.0966	de tabla-> Y=0,3100	tabla-> Y=0,3081	tabla-> Y=0,3078	de tabla-> Y=0,3078

TABLA 39: Proceso iterativo por Lewis incluyendo K_v para tren de salida.

En este caso se vuelve a aumentar el número de dientes para que cumpla por AGMA. Nuestros datos finales para el tren de salida son:

m=5,5	F=86,39mm -> F(ajustado)=88mm	Z _P = 24 dientes	Z _G = 54 dientes
i=2,25		d _P = 132 mm	d _G = 297 mm
		n _P = 125 rpm	n _G =55,556 rpm

TABLA 40: Resultados finales de prediseño para tren de salida.

6.4.1. Disposición de la caja reductora.

En este caso, siguiendo con la metodología descrita, se ha dejado una distancia longitudinal entre engranaje y carcasa de 50mm, y una distancia transversal entre diámetros primitivos y carcasa de 50mm. Por otro lado, también se ha dejado una distancia longitudinal entre trenes 2 y 3 de 50mm. En la imagen 17 se puede apreciar la disposición de los ejes de la caja reductora, así como las diferentes distancias, vistas desde planta.

Por último, se ve adecuado que el eje de entrada sobresalga 80mm y el de salida 120mm. Todos estos parámetros geométricos han sido tomados por decisión personal.

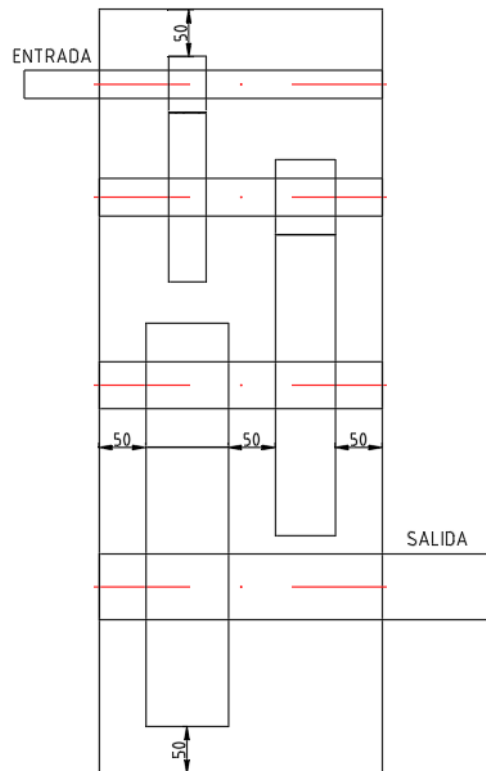


FIGURA 28: Vista en planta de la disposición de la caja reductora y distancias.

6.5. Resultados por metodología AGMA.

Los siguientes cuadros recogen los coeficientes para la comprobación mediante el método AGMA de cada tren con el procedimiento explicado en 4.7 y a continuación las ecuaciones para flexión y picadura junto a los resultados obtenidos. Como se comentó anteriormente, se fue comprobando simultáneamente Lewis por este método.

Además, se han empleado las siguientes consideraciones:

- Para este proyecto, se ha considerado oportuno el aplicar un índice de calidad de 6, para la obtención del factor dinámico (K_v).
- Para el factor geométrico de resistencia a flexión (J) se ha usado la FIGURA 16, la cual representa dicho parámetro para dientes con ángulo de presión de 20° y de altura completa:
- Para el factor de ciclos de esfuerzo (a flexión y a picadura), los ciclos según requisitos iniciales (5 años), para cada engranaje han sido los siguientes:
 - Para el engranaje 1 (1500 rpm) los ciclos son los siguientes:

$$\frac{1500 \text{ rev}}{\text{min}} \cdot \frac{\text{ciclo}}{\text{rev}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \cdot \frac{24 \text{ h}}{\text{dia}} \cdot \frac{6 \text{ dias}}{\text{semana}} \cdot \frac{52 \text{ semanas}}{\text{año}} \cdot 5 \text{ años} \quad (106)$$

$$= 3369,6 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \approx 3370 \cdot 10^6 \text{ ciclos}$$

- Para los engranajes 2 y 3 dividiendo por la relación de engrane del tren 1 ($i_1=3$):

$$\frac{3369,6 \cdot 10^6 \text{ ciclos}}{3} = 1123,2 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \approx 1120 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \quad (107)$$

- Para los engranajes 4 y 5 dividiendo por la relación de engrane del tren 2 ($i_2=4$):

$$\frac{1123,2 \cdot 10^6 \text{ ciclos}}{4} = 280,8 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \approx 281 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \quad (108)$$

- Para el engranaje 6 dividiendo por la relación de engrane del tren 3 ($i_3=2,25$):

$$\frac{280,8 \cdot 10^6 \text{ ciclos}}{2,25} = 124,8 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \approx 125 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \quad (109)$$

- Para el factor de temperatura se ha considerado un $K_T=1$ por ser la temperatura de trabajo inferior a 120°C.
- El coeficiente elástico, por ser piñones y coronas del mismo material (acero), es de $C_p=191 \text{ Mpa}\sqrt{\text{m}}$.
- El factor de relación de dureza (C_H) considerado ha sido de la unidad por ser del mismo material piñones y coronas (y misma dureza Brinell).

6.5.1. Tren de entrada.

RESISTENCIA A FLEXIÓN EN TREN DE ENTRADA ($i=3$, $d_p=60 \text{ mm}$, $N_p= 24$, $d_g=180 \text{ mm}$, $N_g=72$, $m=2,5$, $H= 11\text{kW}$, $F=b=40\text{mm}$)					
$W^T=2334,27\text{N}$					
$K_O=1,25$					
$K_V=1,4080$	$V=4,712 \text{ m/s}$	$Q_V=6$	$B=0,8255$	$A=59,773$	
$K_{SP}=1,0480$	$K_{SG}=1,0550$	$y_P =0,337$	$y_G =0,4324$		
$K_H=1,1643$	$C_{mc}=0,8$	$S_1= 57 \text{ mm}$ $S= 302 \text{ mm}$ $S_1/S=$ $0,1887$ $C_{pm}=1,1$	$C_{pf}=0,0488$	$A=1,27 \cdot 10^{-1}$ $B=622 \cdot 10^{-6}$ $C=1,69 \cdot 10^{-7}$ $C_{ma}=0,1516$	$C_e=1$
$K_B=1$	$t_{Rp}= 11,875 \text{ mm}$	$t_{Rg}= 16,875 \text{ mm}$	$h_T= m =$ $5,625 \text{ mm}$	$m_{Bp}=2,11$	$m_{Bg}=3$
$b=F=40\text{mm}$					
$m_T=2,5\text{mm}$					
$Y_P \text{ (AGMA, FIG. 5)} \approx 0,34$			$Y_G \text{ (AGMA, FIG. 5)} \approx 0,45$		

TABLA 41: Cálculo AGMA para resistencia a flexión de tren de entrada.

$$\sigma_{P1} = W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SP} \cdot \frac{1}{b \cdot m_T} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_P}$$

$$= 2334,27 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,4080 \cdot 1,0480 \cdot \frac{1}{40\text{mm} \cdot 2,5\text{mm}} \cdot \frac{1,1643 \cdot 1}{0,34}$$

$$= 147 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{G1} = W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SG} \cdot \frac{1}{b \cdot m_T} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_G}$$

$$= 2334,27 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,4080 \cdot 1,0550 \cdot \frac{1}{40\text{mm} \cdot 2,5\text{mm}} \cdot \frac{1,1643 \cdot 1}{0,45}$$

$$= 112 \text{ MPa}$$

FACTOR DE SEGURIDAD A FLEXIÓN DE TREN DE ENTRADA (i=3, dp=60 mm, Np= 24, dg=180 mm, Ng=72, m=2,5, H= 11kW, F=b=40mm)			
S _{TP} = S _{TG} =293,96 Mpa	HB _P =370 Mpa	HB _G =370 Mpa	
N _p (ciclos)= 3369600000 ciclos	N _g (ciclos)= 1123200000 ciclos	Y _{NP} =0,9175	Y _{NG} =0,9356
K _T =1			
K _R =1,0075	R=0,99		

TABLA 42: Cálculo AGMA para factor de seguridad a flexión de tren de entrada.

$$S_{FP1} = \frac{(S_t \cdot Y_N) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_P} = \frac{(293,96 \text{ MPa} \cdot 0,9175) / (1 \cdot 1,0075)}{147,44 \text{ MPa}} = 1,82$$

$$S_{FG1} = \frac{(S_t \cdot Y_N) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_G} = \frac{(293,96 \text{ MPa} \cdot 0,9356) / (1 \cdot 1,0075)}{112,14 \text{ MPa}} = 2,43$$

RESISTENCIA A PICADURA DE TREN DE ENTRADA (i=3, dp=60 mm, Np= 24, dg=180 mm, Ng=72, m=2,5, H= 11kW, F=b=40mm)			
Ze= 191,65 √Mpa	v _p = v _g = 0,3	E _p = E _g = 210·10 ³ Mpa	Ze (TABLA 8) = 191√Mpa
W ^T = 2334,27N			
K _O = 1,25			
K _V = 1,4080			
K _{SP} =1,0480	K _{SG} =1,0550		
K _H =1,1643			
Z _R = 1	Aún no establecido por AGMA		
d _{w1} = 60 mm			
F=b= 40 mm			
Z _L = 0,1205	m _g =3	Φ _T =20°	Engrane externo

TABLA 43: Cálculo AGMA para resistencia a picadura de tren de entrada.

$$\sigma_{CP1} = Z_E \sqrt{W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SP} \cdot \frac{K_H}{d_{w1}} \cdot \frac{Z_R}{b \cdot Z_l}}$$

$$= 191 \sqrt{MPa} \sqrt{2334,27 N \cdot 1,25 \cdot 1,4080 \cdot 1,0480 \cdot \frac{1,1643}{60mm \cdot 40mm} \cdot \frac{1}{0,1205}} = 795 MPa.$$

$$\sigma_{CG1} = Z_E \sqrt{W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SG} \cdot \frac{K_H}{d_{w1}} \cdot \frac{Z_R}{b \cdot Z_l}}$$

$$= 191 \sqrt{MPa} \sqrt{2334,27 N \cdot 1,25 \cdot 1,4080 \cdot 1,0550 \cdot \frac{1,1643}{60mm \cdot 40mm} \cdot \frac{1}{0,1205}} = 798 MPa.$$

FACTOR DE SEGURIDAD A PICADURA DE TREN DE ENTRADA (i=3, dp=60 mm, Np= 24, dg=180 mm, Ng=72, m=2,5, H= 11kW, F=b=40mm)			
S _C = 1021,4 Mpa	HB _P = 370 Mpa	HB _G = 370 Mpa	
N _p (ciclos)= 3369600000 ciclos	N _g (ciclos)= 1123200000 ciclos	ZN _P =0,8747	ZN _G =0,8971
C _H =1	A'=0	m _G =3	
K _T =1	Temperatura de trabajo inferior a 120°C		
K _R =1,0075	R=0,99		

TABLA 44: Cálculo AGMA para factor de seguridad a picadura de tren de entrada.

$$S_{HP1} = \frac{(S_C \cdot Z_N \cdot C_H) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_{CP}} = \frac{(1021,4 MPa \cdot 0,8747 \cdot 1) / (1 \cdot 1,0075)}{795,21 MPa} = 1,12$$

$$S_{HG1} = \frac{(S_C \cdot Z_N \cdot C_H) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_{CG}} = \frac{(1021,4 MPa \cdot 0,8971 \cdot 1) / (1 \cdot 1,0075)}{797,86 MPa} = 1,14$$

6.5.2. Tren intermedio.

RESISTENCIA A FLEXIÓN EN TREN INTERMEDIO (i=4, dp=80 mm, Np= 20, dg=320 mm, Ng=80, m=4, H=11kW, F=b=64mm)					
W ^T =5252,11N					
K _O =1,25					
K _V =1,2752	V=2,094 m/s	Q _V =6	B=0,8255	A=59,773	
K _{SP} =1,1007	K _{SG} =1,1097	y _P =0,322	y _G =0,4374		
K _H =1,1980	C _{mc} =0,8	S1= 69 mm S= 302 mm S1/S= 0,2285 C _{pm} =1,1	C _{pf} =0,07399	A=1,27·10 ⁻¹ B=622·10 ⁻⁶ C=1,69·10 ⁻⁷ C _{ma} =0,1661	Ce=1
K _B =1	t _{Rp} = 15 mm	t _{Rg} = 35 mm	h _T = 9 mm	m _{Bp} = 1,66	m _{Bg} =3,88
b=F=64mm					
m _T =4mm					
Y _P (AGMA, FIG. 5) ≈ 0,32			Y _G (AGMA, FIG. 5) ≈ 0,46		

TABLA 45: Cálculo AGMA para resistencia a flexión de tren intermedio.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{P2} &= W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SP} \cdot \frac{1}{b \cdot m_T} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_P} \\
 &= 5252,11 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,2752 \cdot 1,1007 \cdot \frac{1}{64\text{mm} \cdot 4\text{mm}} \cdot \frac{1,1980 \cdot 1}{0,32} \\
 &= 135 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{G2} &= W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SG} \cdot \frac{1}{b \cdot m_T} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_G} \\
 &= 5252,11 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,2752 \cdot 1,1097 \cdot \frac{1}{64\text{mm} \cdot 4\text{mm}} \cdot \frac{1,1980 \cdot 1}{0,46} \\
 &= 95 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

FACTOR DE SEGURIDAD A FLEXIÓN DE TREN INTERMEDIO (i=4, dp= 80 mm, Np= 20, dg= 320 mm, Ng=80, m=4, H= 11kW, F=b=64mm)			
S _{TP} = S _{TG} =293,96 Mpa	HB _P =370 Mpa	HB _G =370 Mpa	
N _p (ciclos)= 1123200000 ciclos	N _g (ciclos)= 280800000 ciclos	Y _{NP} =0,9356	Y _{NG} =0,9590
K _T =1			
K _R =1,0075	R=0,99		

TABLA 46: Cálculo AGMA para factor de seguridad a flexión de tren intermedio.

$$S_{FP2} = \frac{(S_t \cdot Y_N) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_P} = \frac{(293,96 \text{ MPa} \cdot 0,9356) / (1 \cdot 1,0075)}{134,76 \text{ MPa}} = 2,03$$

$$S_{FG2} = \frac{(S_t \cdot Y_N) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_G} = \frac{(293,96 \text{ MPa} \cdot 0,9590) / (1 \cdot 1,0075)}{94,51 \text{ MPa}} = 2,96$$

RESISTENCIA A PICADURA DE TREN INTERMEDIO (i=4, dp= 80 mm, Np= 20, dg= 320 mm, Ng=80, m=4, H= 11kW, F=b=64mm)			
Ze= 191,65 √Mpa	v _p = v _g = 0,3	E _p = E _g = 210·10 ³ Mpa	Ze (TABLA 8) = 191√Mpa
W ^T = 5252,11 N			
K _O = 1,25			
K _V = 1,2752			
K _{SP} =1,1007	K _{SG} =1,1097		
K _H =1,1980			
Z _R = 1	Aún no establecido por AGMA		
d _{w1} = 80 mm			
F=b= 64 mm			
Z _L = 0,1286	m _g =4	Φ _T =20°	Engrane externo

TABLA 47: Cálculo AGMA para resistencia a picadura de tren intermedio.

$$\sigma_{CP2} = Z_E \sqrt{W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SP} \cdot \frac{K_H}{d_{w1} \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{Z_L}}$$

$$= 191\sqrt{\text{MPa}} \sqrt{5252,11 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,2752 \cdot 1,1007 \cdot \frac{1,1980}{80\text{mm} \cdot 64\text{mm}} \cdot \frac{1}{0,1286}} = 782 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{CG2} = Z_E \sqrt{W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SG} \cdot \frac{K_H}{d_{w1}} \cdot \frac{Z_R}{b \cdot Z_l}}$$

$$= 191 \sqrt{MPa} \sqrt{5252,11 N \cdot 1,25 \cdot 1,2752 \cdot 1,1097 \cdot \frac{1,1980}{80mm \cdot 64mm} \cdot \frac{1}{0,1286}} = 785 MPa.$$

FACTOR DE SEGURIDAD A PICADURA DE TREN INTERMEDIO (i=4, dp= 80 mm, Np= 20, dg= 320 mm, Ng=80, m=4, H= 11kW, F=b=64mm)			
S _C = 1021,4 MPa	HB _P = 370 MPa	HB _G = 370 MPa	
N _p (ciclos)= 1123200000 ciclos	N _g (ciclos)= 280800000 ciclos	ZN _P =0,8971	ZN _G =0,9262
C _H =1	A'=0	m _G =4	
K _T =1	Temperatura de trabajo inferior a 120°C		
K _R =1,0075	R=0,99		

TABLA 48: Cálculo AGMA para factor de seguridad a picadura de tren intermedio.

$$S_{HP2} = \frac{(S_C \cdot Z_N \cdot C_H) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_{CP}} = \frac{(1021,4 MPa \cdot 0,8971 \cdot 1) / (1 \cdot 1,0075)}{782,08 MPa} = 1,16$$

$$S_{HG2} = \frac{(S_C \cdot Z_N \cdot C_H) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_{CG}} = \frac{(1021,4 MPa \cdot 0,9262 \cdot 1) / (1 \cdot 1,0075)}{785,27 MPa} = 1,20$$

6.5.3. Tren de salida.

RESISTENCIA A FLEXIÓN EN TREN DE SALIDA (i=2,25, dp=132 mm, Np= 24, dg=297 mm, Ng=54, m=5,5, H= 11kW, F=b=88mm)					
W ^T =12732,40N					
K _O =1,25					
K _V =1,1783	V=0,8639 m/s	Q _V =6	B=0,8255	A=59,773	
K _{SP} =1,1402	K _{SG} =1,1465	y _P =0,337	y _G =0,4142		
K _H =1,2081	C _{mc} =0,8	S1= 57 mm S= 302 mm S1/S= 0,1887 C _{pm} =1,1	C _{pt} =0,07246	A=1,27·10 ⁻¹ B=622·10 ⁻⁶ C=1,69·10 ⁻⁷ C _{ma} =0,1804	Ce=1
K _B =1	t _{Rp} = 34,125 mm	t _{Rg} = 31,625 mm	h _T =12,375 mm	m _{Bp} = 2,76	m _{Bg} =2,56
b=F=88mm					
m _T =5,5 mm					
Y _P (AGMA, FIG. 5) ≈ 0,34			Y _G (AGMA, FIG. 5) ≈ 0,44		

TABLA 49: Cálculo AGMA para resistencia a flexión de tren de salida.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{P3} &= W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SP} \cdot \frac{1}{b \cdot m_T} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_P} \\
 &= 12732,4 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,1783 \cdot 1,1402 \cdot \frac{1}{88\text{mm} \cdot 5,5\text{mm}} \cdot \frac{1,2081 \cdot 1}{0,34} \\
 &= 157 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{G3} &= W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SG} \cdot \frac{1}{b \cdot m_T} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_G} \\
 &= 12732,4 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,1783 \cdot 1,1465 \cdot \frac{1}{88\text{mm} \cdot 5,5\text{mm}} \cdot \frac{1,2081 \cdot 1}{0,44} \\
 &= 122 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

FACTOR DE SEGURIDAD A FLEXION DE TREN DE SALIDA (i=2,25, dp=132 mm, Np= 24, dg=297 mm, Ng=54, m=5,5, H= 11kW, F=b=88mm)			
S _{TP} = S _{TG} =293,96 MPa	HB _P =370 MPa	HB _G =370 MPa	
N _p (ciclos)= 280800000 ciclos	N _g (ciclos)= 124800000 ciclos	Y _{NP} =0,9590	Y _{NG} =0,9729
K _T =1			
K _R =1,0075	R=0,99		

TABLA 50: Cálculo AGMA para factor de seguridad a flexión de tren de salida.

$$S_{FP3} = \frac{(S_t \cdot Y_N) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_P} = \frac{(293,96 \text{ MPa} \cdot 0,9590) / (1 \cdot 1,0075)}{156,98 \text{ MPa}} = 1,78$$

$$S_{FG3} = \frac{(S_t \cdot Y_N) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_G} = \frac{(293,96 \text{ MPa} \cdot 0,9729) / (1 \cdot 1,0075)}{121,97 \text{ MPa}} = 2,33$$

RESISTENCIA A PICADURA DE TREN DE SALIDA (i=2,25, dp=132 mm, Np= 24, dg=297 mm, Ng=54, m=5,5, H= 11kW, F=b=88mm)			
Ze= 191,65 √MPa	v _p = v _g = 0,3	E _p = E _g = 210·10 ³ MPa	Ze (TABLA 8) = 191√MPa
W ^T =12732,40N			
K _O = 1,25			
K _V =1,1783			
K _{SP} =1,1402	K _{SG} =1,1465		
K _H =1,2081			
Z _R = 1	Aún no establecido por AGMA		
d _{w1} = 132 mm			
F=b= 88 mm			
Z _L = 0,11125	m _g =2,25	Φ _T =20°	Engrane externo

TABLA 51 Cálculo AGMA para resistencia a picadura de tren de salida.

$$\begin{aligned} \sigma_{CP3} &= Z_E \sqrt{W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SP} \cdot \frac{K_H}{d_{w1}} \cdot \frac{Z_R}{b \cdot Z_L}} \\ &= 191\sqrt{\text{MPa}} \sqrt{12732,4 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,1783 \cdot 1,1402 \cdot \frac{1,2081}{132\text{mm} \cdot 88\text{mm}} \cdot \frac{1}{0,11125}} \\ &= 854 \text{ MPa.} \end{aligned}$$

$$\sigma_{CG3} = Z_E \sqrt{W^T \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_{SG} \cdot \frac{K_H}{d_{w1}} \cdot \frac{Z_R}{b \cdot Z_I}}$$

$$= 191 \sqrt{MPa} \sqrt{12732,4 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,1783 \cdot 1,1465 \cdot \frac{1,2081}{132 \text{ mm} \cdot 88 \text{ mm}} \cdot \frac{1}{0,11125}}$$

$$= 856 \text{ MPa}.$$

FACTOR DE SEGURIDAD A PICADURA DE TREN DE SALIDA (i=2,25, dp=132 mm, Np= 24, dg=297 mm, Ng=54, m=5,5, H= 11kW, F=b=88mm)			
S _C = 1021,4 MPa	HB _P = 370 MPa	HB _G = 370 MPa	
N _p (ciclos)= 280800000 ciclos	N _g (ciclos)= 124800000 ciclos	ZN _P =0,9262	ZN _G =0,9436
C _H =1	A'=0	m _G =2,25	
K _T =1	Temperatura de trabajo inferior a 120°C		
K _R =1,0075	R=0,99		

TABLA 52: Cálculo AGMA para factor de seguridad a picadura de tren de salida.

$$S_{HP3} = \frac{(S_C \cdot Z_N \cdot C_H) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_{CP}} = \frac{(1021,4 \text{ MPa} \cdot 0,9262 \cdot 1) / (1 \cdot 1,0075)}{853,96 \text{ MPa}} = 1,11$$

$$S_{HG3} = \frac{(S_C \cdot Z_N \cdot C_H) / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_{CG}} = \frac{(1021,4 \text{ MPa} \cdot 0,9436 \cdot 1) / (1 \cdot 1,0075)}{856,31 \text{ MPa}} = 1,12$$

Como podemos apreciar, los factores de seguridad a picadura son muchos más críticos que los de flexión.

6.6. Relación de engrane.

A continuación, se procede a calcular la relación de engrane según (14). En general no se deben diseñar engranajes con relaciones de contacto menores a 1.2. Una relación de contacto mayor tendrá menos vibración y menor carga por diente. En la siguiente tabla se muestran las relaciones de engrane para cada tren de nuestro proyecto:

TREN	C	r ₃	r _{b3}	r ₂	r _{b2}	m	<u>m_c</u>
1	120	92,5	84,5723359	32,5	28,1907786	2,5	1,707
2	200	164	150,350819	44	37,5877048	4	1,691
3	214,5	154	139,544354	71.5	62,019713	5,5	1,685

TABLA 53: Relación de engrane en cada uno de los trenes.

Por otro lado, se puede comprobar que los resultados son los mismos en base al informe obtenido con el módulo de engranajes de Inventor. En la siguiente figura se pueden apreciar los diferentes parámetros comunes para cada tren:

Coeficiente de engranaje	i	3.0000 su	4.0000 su	2.2500 su
Coeficiente de engranaje deseado	i_{in}	3.0000 su	4.0000 su	2.2500 su
Módulo	m	2.500 mm	4.000 mm	5.500 mm
Ángulo de hélice	β	0.0000 gr	0.0000 gr	0.0000 gr
Ángulo de presión	α	20.0000 gr	20.0000 gr	20.0000 gr
Distancia al centro	a_w	120.000 mm	200.000 mm	214.500 mm
Distancia al centro del producto	a	120.000 mm	200.000 mm	214.500 mm
Corrección unitaria total	Σx	0.0000 su	0.0000 su	0.0000 su
Separación circular	p	7.854 mm	12.566 mm	17.279 mm
Separación circular base	p_{tb}	7.380 mm	11.809 mm	16.237 mm
Ángulo de presión de funcionamiento	α_w	20.0000 gr	20.0000 gr	20.0000 gr
Coeficiente de contacto	ϵ	1.7068 su	1.6913 su	1.6848 su
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f_x	0.0120 mm	0.0140 mm	0.0170 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f_y	0.0060 mm	0.0070 mm	0.0085 mm

FIGURA 29: Parámetros comunes del informe obtenido con Autodesk Inventor.

6.7. Diagramas para cada uno de los ejes.

En el caso de los ejes de entrada y salida sometidos por 1 fuerza (concretamente en los engranajes 1 y 6), y aplicando el procedimiento descrito en 5.8:

$\begin{aligned} [M_y]_{ENG1}, [M_y]_{ENG6} &= R_{AY} \cdot d_1 = R_{BY} \cdot d_2 \\ [M_z]_{ENG1}, [M_z]_{ENG6} &= R_{AZ} \cdot d_1 = R_{BZ} \cdot d_2 \end{aligned}$	(110)
--	-------

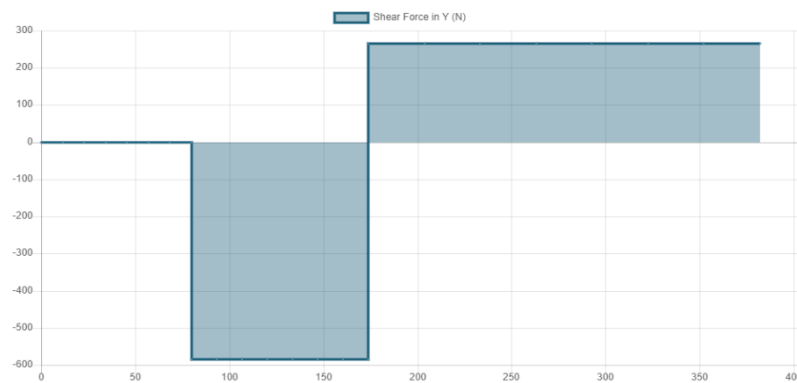
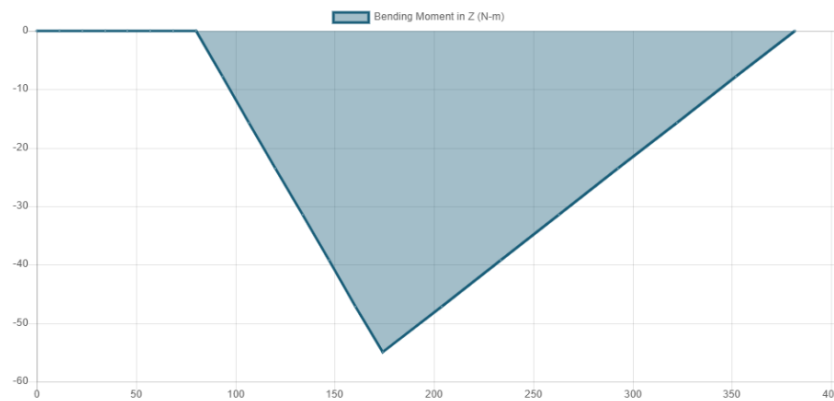
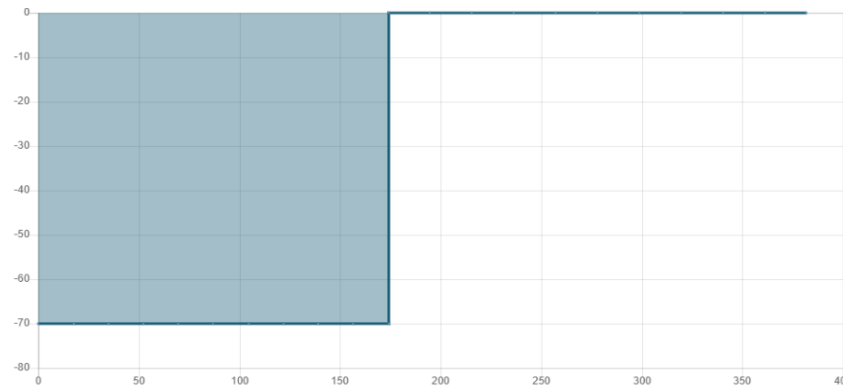
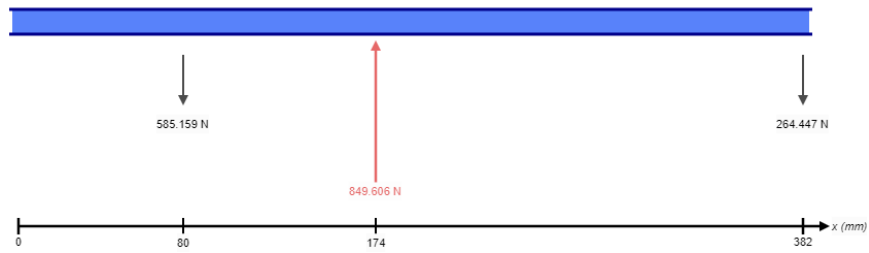
Para los ejes intermedios sometidos por 2 fuerzas (para los engranajes 2, 3, 4 y 5):

$\begin{aligned} [M_y]_{ENG2}, [M_y]_{ENG4} &= R_{AY} \cdot d_1 \\ [M_y]_{ENG3}, [M_y]_{ENG5} &= R_{BY} \cdot d_3 \\ [M_z]_{ENG2}, [M_z]_{ENG4} &= R_{AZ} \cdot d_1 \\ [M_z]_{ENG3}, [M_z]_{ENG5} &= R_{BZ} \cdot d_3 \end{aligned}$	(111)
--	-------

A continuación, se detallan en ambos planos (XY y XZ) los diferentes diagramas obtenidos para nuestros cuatro ejes, así como las diferentes ecuaciones obtenidas para cada tramo en [N] y [Nmm].

Como se puede apreciar en las ecuaciones, el cortante se corresponde con la derivada de los momentos.

6.7.1. Eje de entrada (eje 1).

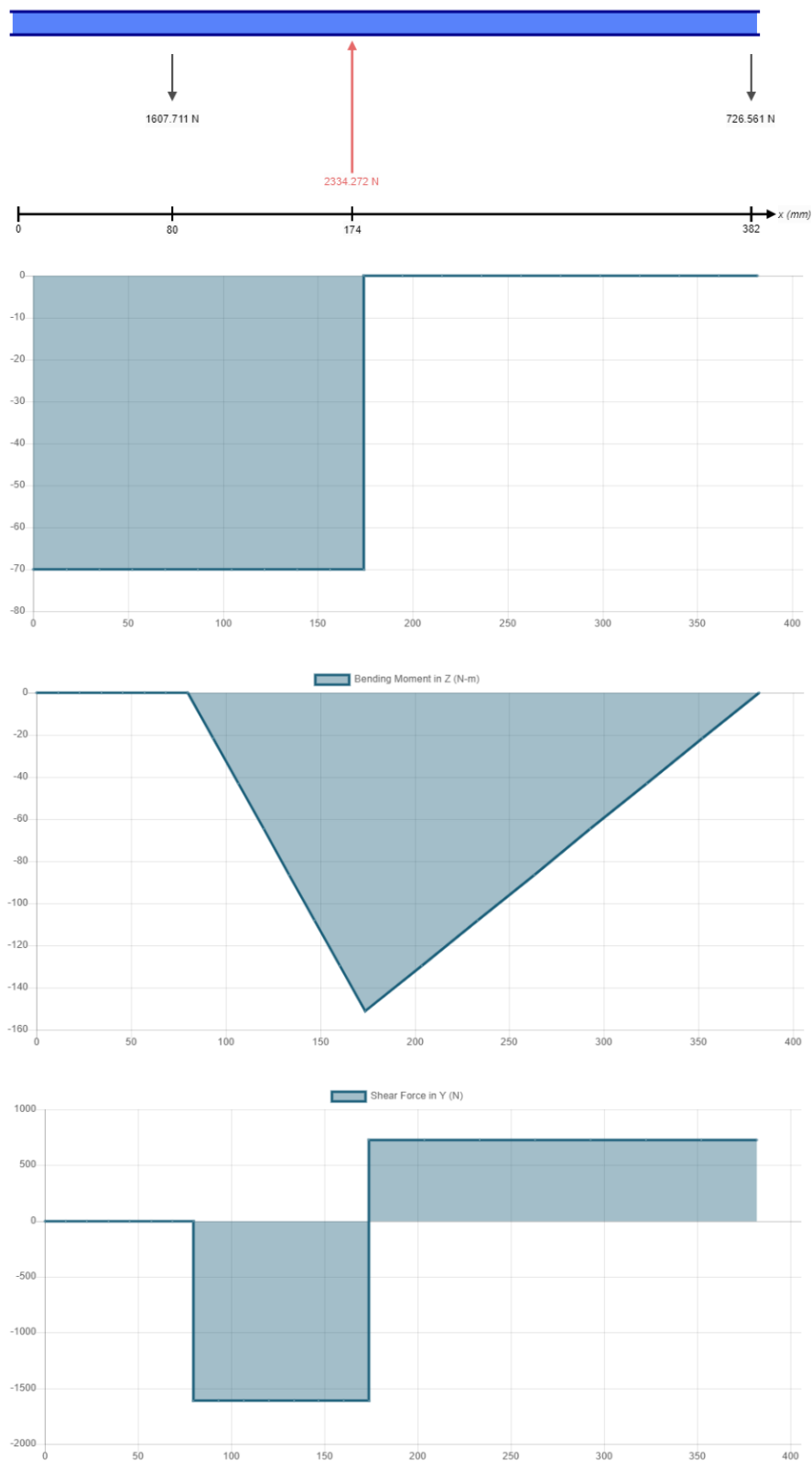


$$M = \begin{cases} 0 & 0 \leq x \leq 80 \\ -585,16x + 46812,8 & 80 \leq x \leq 174 \\ -264,446x + 101018,644 & 174 \leq x \leq 382 \end{cases}$$

EC 112: Momento en EJE 1 (PLANO XY)

$$V = \begin{cases} 0 & 0 \leq x \leq 80 \\ -585,16 & 80 \leq x \leq 174 \\ -264,446 & 174 \leq x \leq 382 \end{cases}$$

EC 113: Cortante en EJE 1 (PLANO XY).



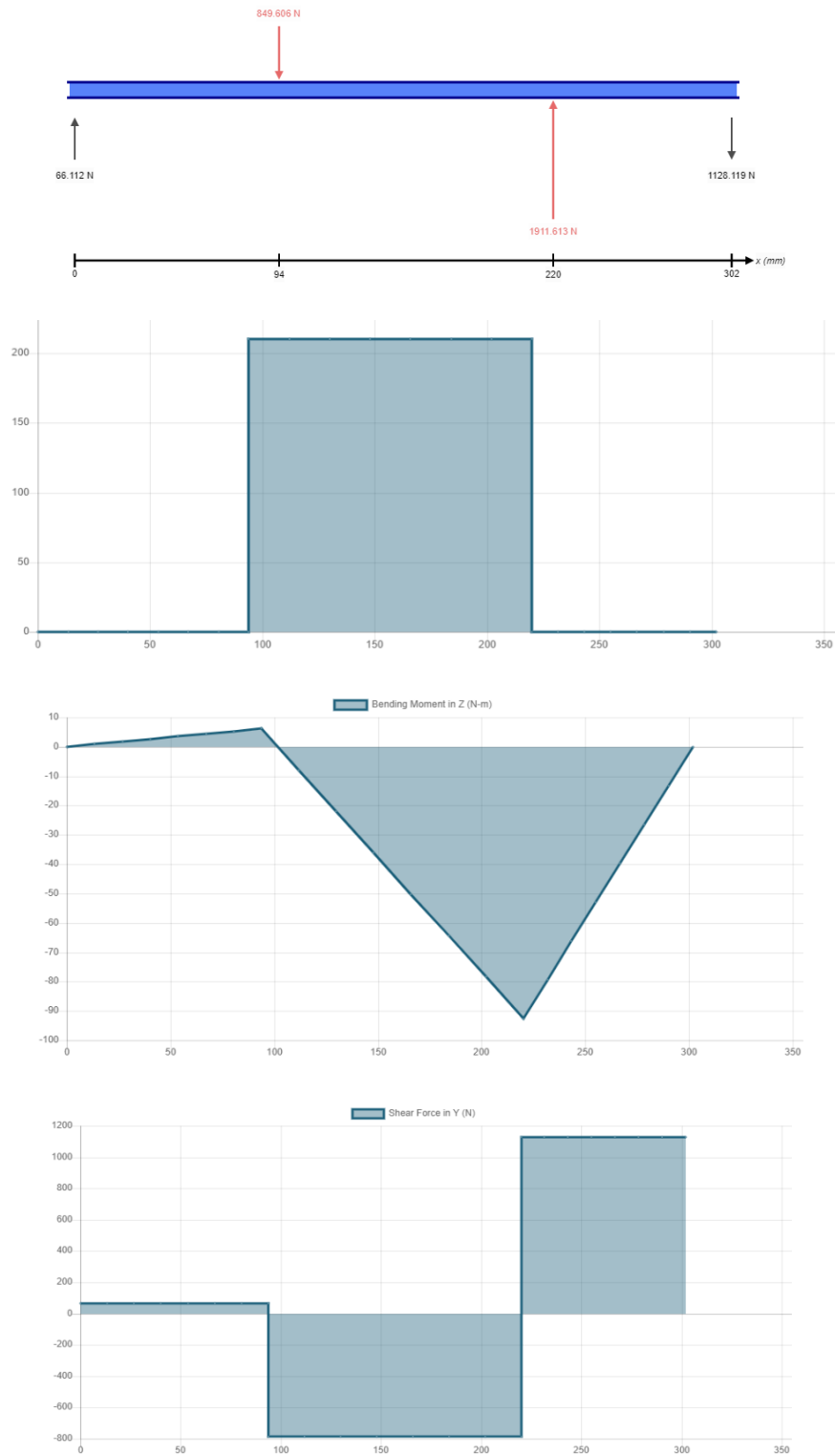
$$M = \begin{cases} 0 & 0 \leq x \leq 80 \\ -1607,7x + 128616 & 80 \leq x \leq 174 \\ 726,572x - 277547,328 & 174 \leq x \leq 382 \end{cases}$$

EC 114: Momento en EJE 1 (PLANO XZ).

$$V = \begin{cases} 0 & 0 \leq x \leq 80 \\ -1607,7 & 80 \leq x \leq 174 \\ 726,572 & 174 \leq x \leq 382 \end{cases}$$

EC 115: Cortante en EJE 1 (PLANO XZ).

6.7.2. Eje intermedio 1 (eje 2).

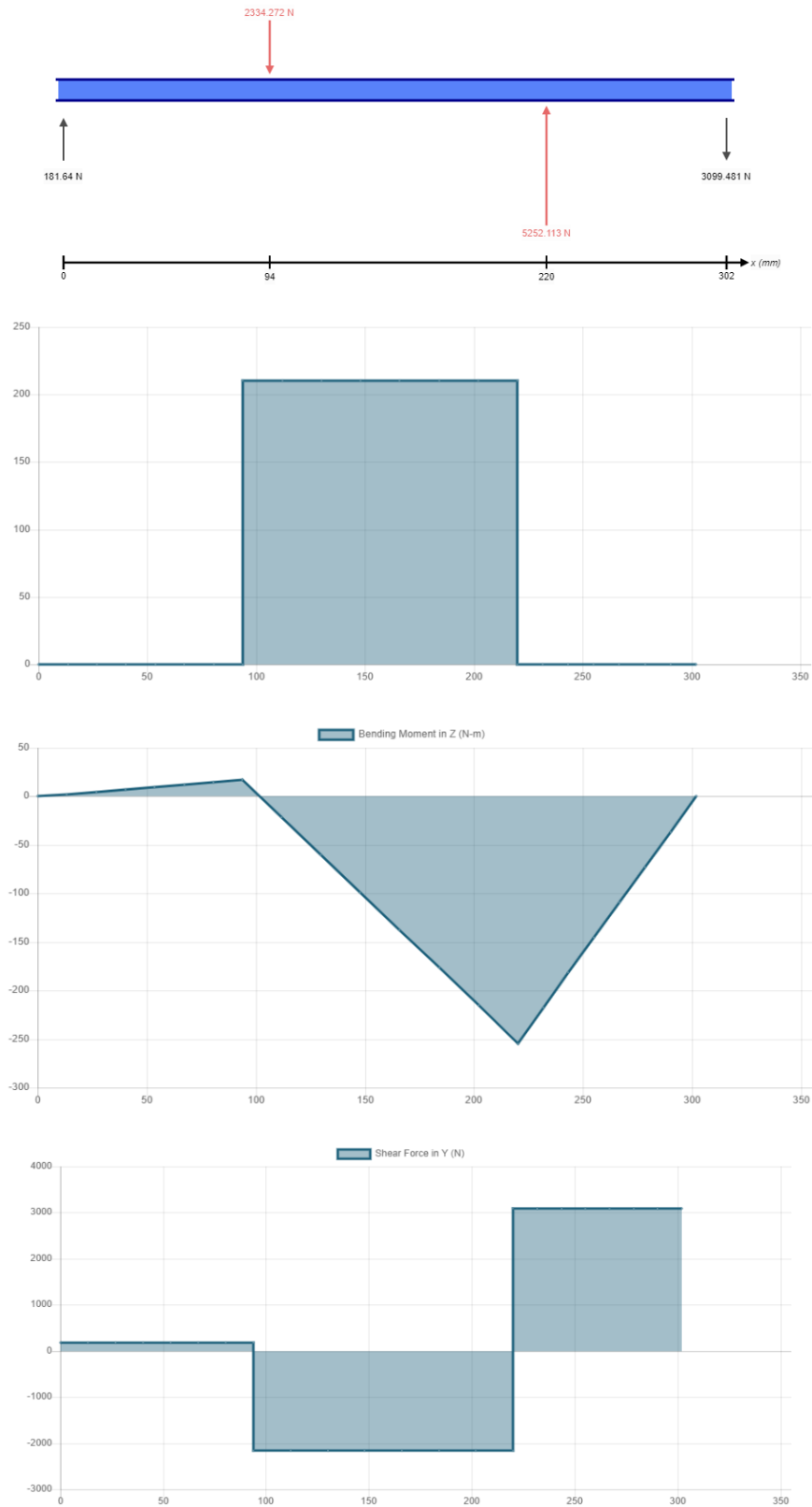


$$M = \begin{cases} 66,112x & 0 \leq x \leq 94 \\ -783,494x + 79862,964 & 94 \leq x \leq 220 \\ 1128,119x - 340691,896 & 220 \leq x \leq 302 \end{cases}$$

EC 116: Momento en EJE 2 (PLANO XY).

$$V = \begin{cases} 66,112 & 0 \leq x \leq 94 \\ -783,494 & 94 \leq x \leq 220 \\ 1128,119 & 220 \leq x \leq 302 \end{cases}$$

EC 117: Cortante en EJE 2 (PLANO XY).



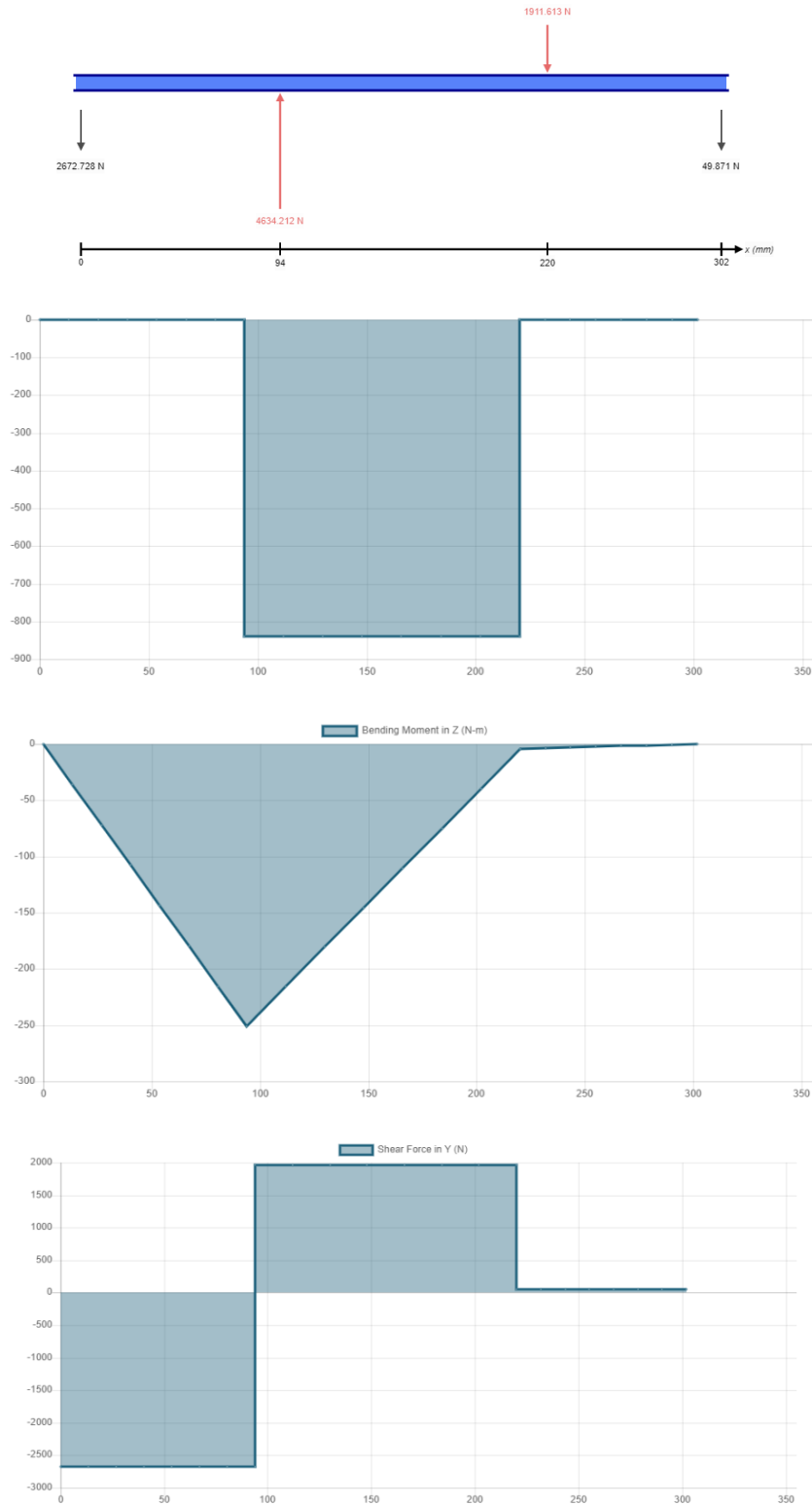
$$M = \begin{cases} 181,64x & 0 \leq x \leq 94 \\ -2152,632x + 219421,568 & 94 \leq x \leq 220 \\ 3099,481x - 936043,292 & 220 \leq x \leq 302 \end{cases}$$

EC 118: Momento en EJE 2 (PLANO XZ).

$$V = \begin{cases} 181,64 & 0 \leq x \leq 94 \\ -2152,632 & 94 \leq x \leq 220 \\ 3099,481 & 220 \leq x \leq 302 \end{cases}$$

EC 119: Cortante en EJE 2 (PLANO XZ).

6.7.3. Eje intermedio 2 (eje 3).

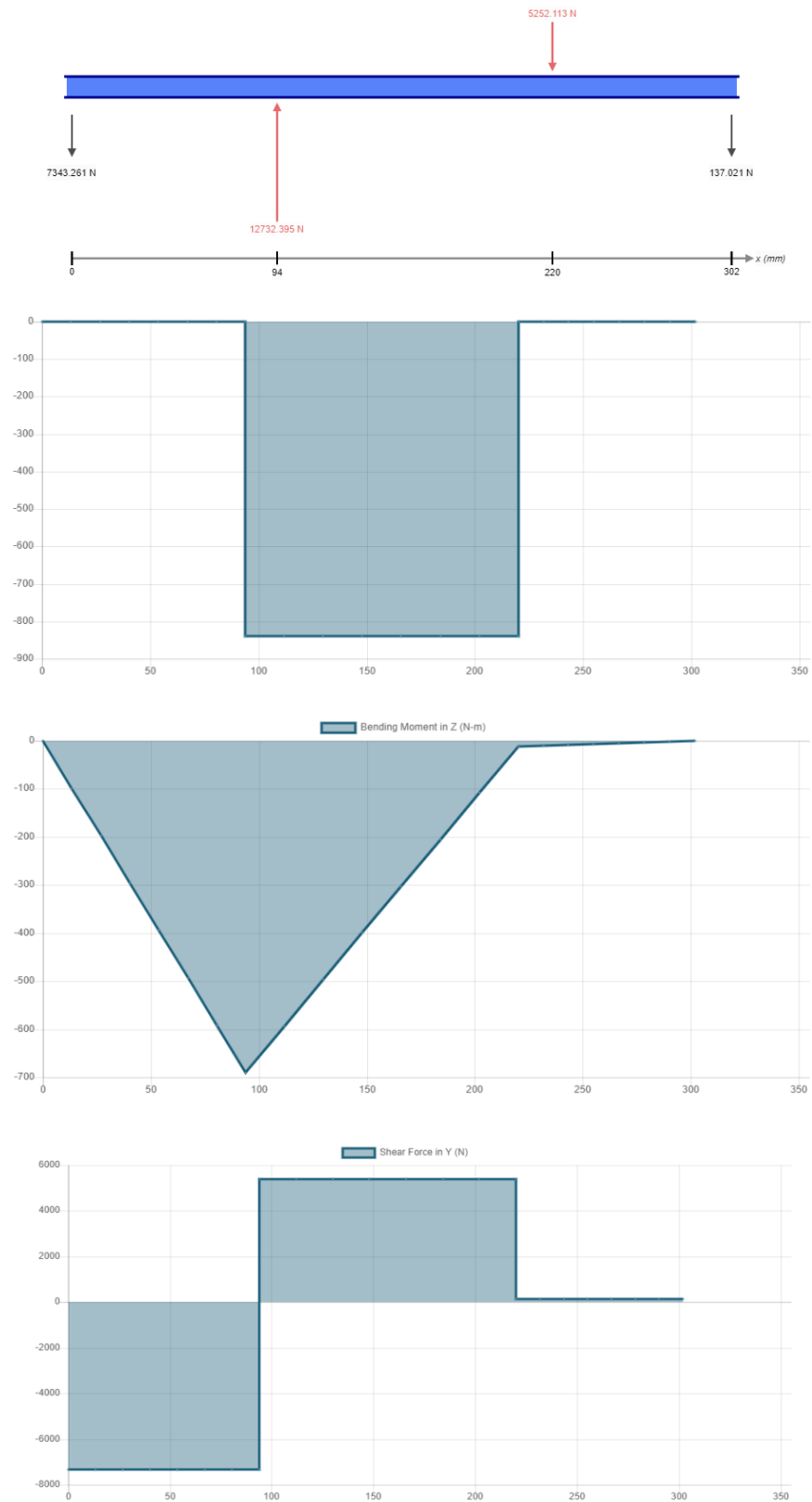


$$M = \begin{cases} -2672,7x & 0 \leq x \leq 94 \\ 1961,512x - 435615,928 & 94 \leq x \leq 220 \\ 49,899x - 15061,068 & 220 \leq x \leq 302 \end{cases}$$

EC 120: Momento en EJE 3 (PLANO XY).

$$V = \begin{cases} -2672,7 & 0 \leq x \leq 94 \\ 1961,512 & 94 \leq x \leq 220 \\ 49,899 & 220 \leq x \leq 382 \end{cases}$$

EC 121: Cortante en EJE 3 (PLANO XY).



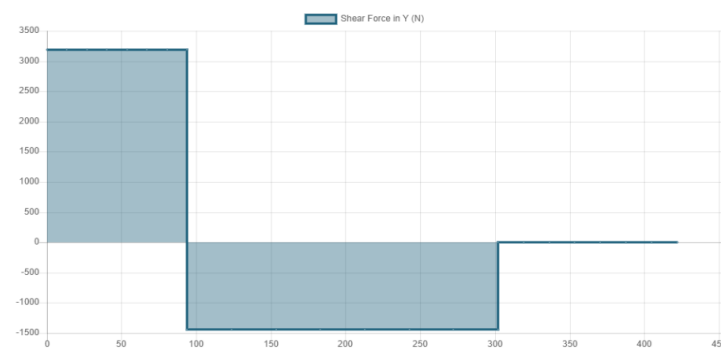
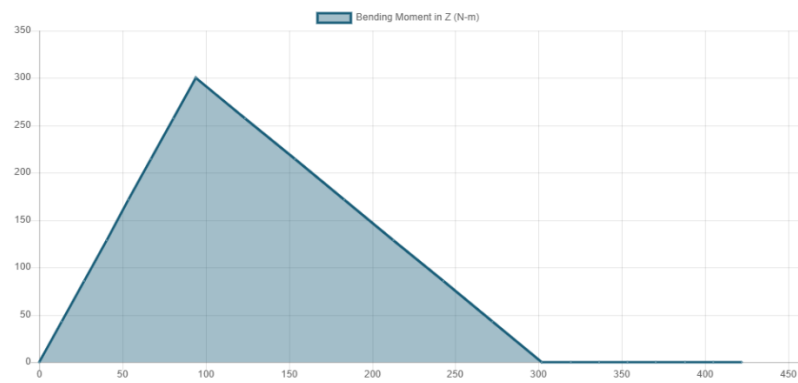
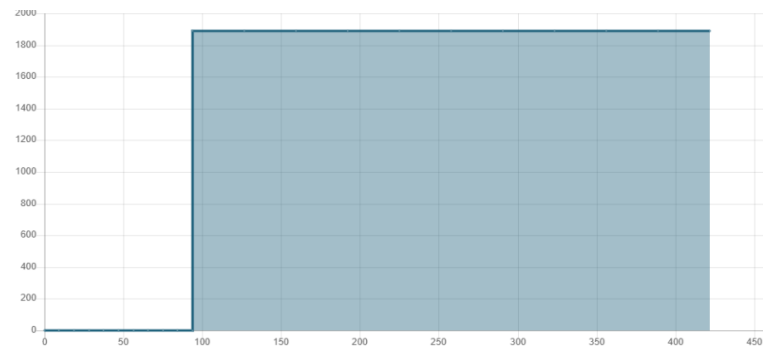
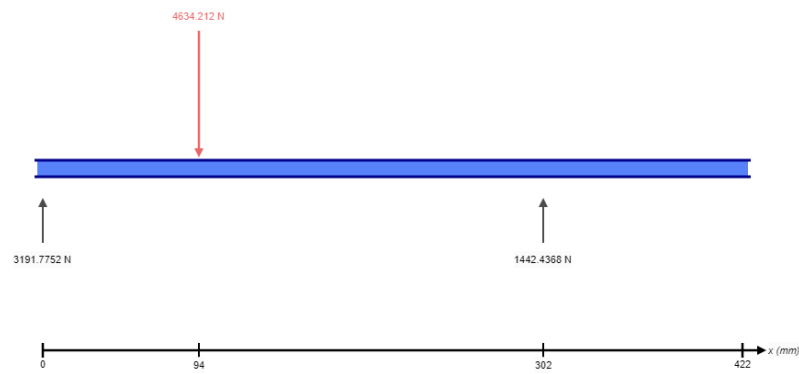
$$M = \begin{cases} -7343,3x & 0 \leq x \leq 94 \\ 5389,095x - 1196845,13 & 94 \leq x \leq 220 \\ 136,982x - 41380,27 & 220 \leq x \leq 302 \end{cases}$$

EC 122: Momento en EJE 3 (PLANO XZ).

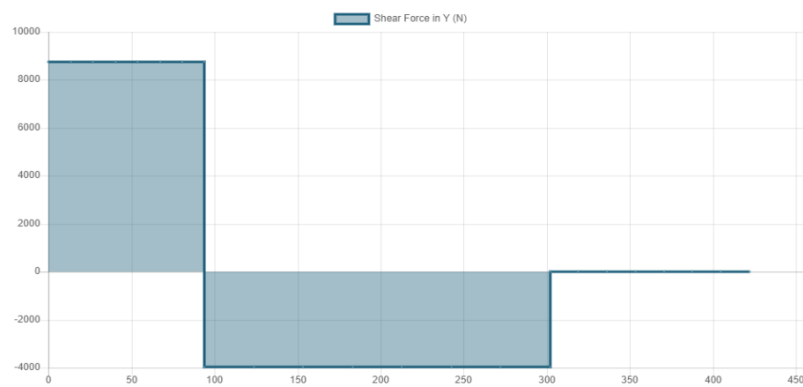
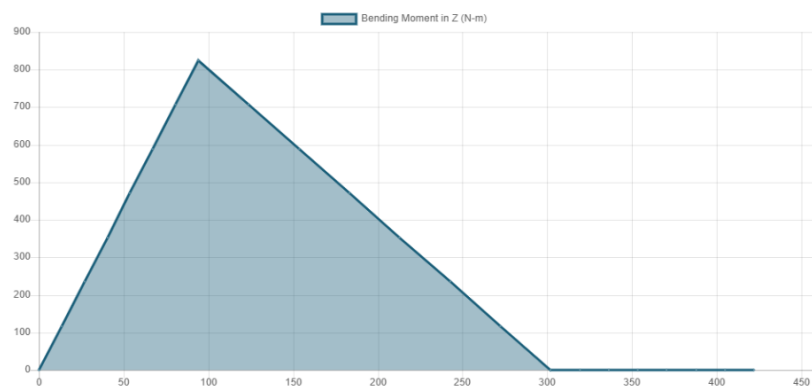
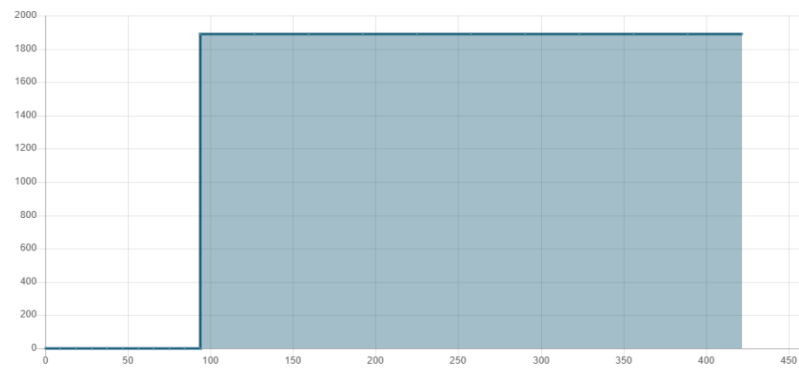
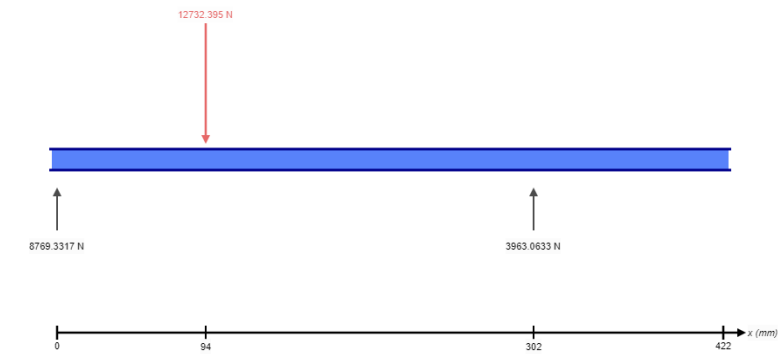
$$V = \begin{cases} -7343,3 & 0 \leq x \leq 94 \\ 5389,095 & 94 \leq x \leq 220 \\ 136,982 & 220 \leq x \leq 302 \end{cases}$$

EC 123: Cortante en EJE 3 (PLANO XZ).

6.7.4. Eje de salida (eje 4).



$M = \begin{cases} 3191,775x & 0 \leq x \leq 94 \\ -1442,437x + 435615,928 & 94 \leq x \leq 302 \\ 0 & 302 \leq x \leq 422 \end{cases}$ EC 124: Momento en EJE 4 (PLANO XY).	$V = \begin{cases} 3191,775 & 0 \leq x \leq 94 \\ -1442,437 & 94 \leq x \leq 302 \\ 0 & 302 \leq x \leq 422 \end{cases}$ EC 125: Cortante en EJE 4 (PLANO XY).
---	---



$$M = \begin{cases} 8769,332x & 0 \leq x \leq 94 \\ -3963,063x + 1196845,13 & 94 \leq x \leq 302 \\ 0 & 302 \leq x \leq 422 \end{cases}$$

EC 126: Momento en EJE 4 (PLANO XZ).

$$V = \begin{cases} 8769,332 & 0 \leq x \leq 94 \\ -3963,063 & 94 \leq x \leq 302 \\ 0 & 302 \leq x \leq 422 \end{cases}$$

EC 127: Cortante en EJE 4 (PLANO XZ).

A continuación, en los siguientes cuadros, se muestran a modo de resumen las fuerzas resultantes obtenidas en los engranajes, en los apoyos, y los momentos máximos en los engranajes.

CUADRO RESUMEN DE FUERZAS RESULTANTES EN ENGRANAJES		
$W_{12}^T = W_{21}^T = 2330 \text{ N}$	$W_{34}^T = W_{43}^T = 5250 \text{ N}$	$W_{56}^T = W_{65}^T = 12730 \text{ N}$
$W_{12}^R = W_{21}^R = 850 \text{ N}$	$W_{34}^R = W_{43}^R = 1912 \text{ N}$	$W_{56}^R = W_{65}^R = 4630 \text{ N}$
$ W_{12} = 2480 \text{ N}$	$ W_{34} = 5590 \text{ N}$	$ W_{56} = 13550 \text{ N}$

TABLA 54: Fuerzas en engranajes.

CUADRO RESUMEN DE REACCIONES EN APOYOS						
EJE	PLANO XY		PLANO XZ		REACCIONES RADIALES TOTALES	
	$R_{AY} \text{ [N]}$	$R_{BY} \text{ [N]}$	$R_{AZ} \text{ [N]}$	$R_{BZ} \text{ [N]}$	$ R_A \text{ [N]}$	$ R_B \text{ [N]}$
1	-585,159	-264,447	-1607,711	-726,561	1711	773
2	66,112	-1128,119	181,64	-3099,48	193,3	3300
3	-2672,728	-49,871	-7343,261	-137,021	7810	145,8
4	3191,7752	1442,4368	8769,332	3963,063	9330	4220

TABLA 55: Reacciones en apoyos.

CUADRO RESUMEN DE MOMENTOS EN ENGRANAJES			
ENG	PLANO XY (M_z) [Nm]	PLANO XZ (M_y) [Nm]	<u>MOMENTOS TOTALES</u> [Nm]
1	-55,005	-151,1248	161
2	6,2145	17,0742	18,2
3	-92,5057	-254,1575	270
4	-4,0894	-11,2357	12,0
5	-251,2364	-690,2666	735
6	300,0269	824,3172	877

TABLA 56: Momentos en engranajes.

6.8. Selección del lubricante.

Consultando con diferentes fabricantes el aceite que se elige inicialmente es el Shell Spirax S2 A 85W90, por ser específico para la lubricación de engranajes industriales con servicio severo. Además, también es válido para cojinetes, por lo que se estima apropiado para nuestro propósito.

Está formulado con básicos parafínicos altamente refinados con el añadido de un aditivo azufre-fósforo el cual le proporciona un mejor desempeño para engranajes. La normativa usada para la viscosidad del lubricante es la ISO 3448. [26]

Las principales características de este aceite son:

Shell Spirax S2 A 80W90		
Viscosidad cinemática a 40°C	146	[mm ² /s]=[cSt]
Viscosidad cinemática a 100°C	14.7	[mm ² /s]=[cSt]
Punto de inflamación	175	[°C]

TABLA 57: Características principales del lubricante inicialmente elegido. [27]

Tras elegir un lubricante inicial, se escoge el tipo de lubricación más apropiado.

Dentro de los diferentes tipos de sistemas de lubricación, se usará por simplicidad en la fabricación, además de ser el más recomendado para este propósito, el de lubricación por baño de aceite. Los engranajes estarán parcialmente sumergidos y gracias al movimiento de estos, hará que se transmita dicho aceite al resto de componentes.

El nivel de aceite se comprobará con un visor y será de 120mm. También existirá un orificio de vaciado en la parte inferior de la caja reductora.

Por otra parte, no se considera necesario el uso de retenes por la disposición horizontal de la reductora, por el posterior diseño de alojamientos sellados para los rodamientos, así como la utilización de rodamientos sellados en los ejes de entrada y salida.

A continuación, se comprueba el lubricante seleccionado para las diferentes etapas. Para la comprobación del lubricante se emplean dos métodos, por recomendación según AGMA para lubricantes de engranajes o bien por método UNITED.

6.8.1. Recomendación AGMA.

Según el primer método, observando la tabla 16, para triple reducción, temperatura +10°C/50°C y con una distancia entre ejes del engranaje de menor velocidad de 214,5mm:

El lubricante recomendado según AGMA es 4-5, el cual según la tabla 17 se corresponde con un SAE 90/110, o un ISO 150/200, cuyas viscosidades aproximadas son:

$$\nu_{40^{\circ}} = 200 \text{ cSt}$$

$$\nu_{100^{\circ}} = 20 \text{ cSt}$$

Tal y como podemos apreciar, el lubricante seleccionado inicialmente no es válido según recomendación AGMA, y por tanto se necesita un lubricante más viscoso.

6.8.2. Método UNITED.

A continuación, se comprueba el lubricante seleccionado mediante el método UNITED, para cada una de las diferentes etapas.

Para este caso, la viscosidad para el último tren es el valor crítico por ser el de menor velocidad tangencial y por tanto ser el requirente de una mayor viscosidad como es lógico. A continuación, en el cuadro siguiente se recogen los diferentes resultados obtenidos para cada tren según el procedimiento descrito en 4.8.2.

TREN	Ft [daN]	K	V _t [m/s]	K/v _t	Log(K/v _t)	Log(v ₃₈)	v ₃₈ [cSt]
1	233,43	0,1621	4,712	0,0344	-1,4634	2,384	242
2	525,21	0,1603	2,094	0,0766	-1,1158	2,547	352
3	1273,24	0,1979	0,8639	0,2291	-0,6400	2,762	578

TABLA 58: Resultados para método UNITED en cada tren.

Como podemos apreciar en base a los resultados, la viscosidad requerida para el tercer tren debe de ser superior a 578 cSt por lo que, con relación a este método y de igual forma que antes, se necesita un lubricante más viscoso que el escogido inicialmente, por lo que el lubricante seleccionado finalmente es:

Shell Omala S2 G 680		
Viscosidad cinemática a 40°C	680	[mm ² /s]=[cSt]
Viscosidad cinemática a 100°C	38	[mm ² /s]=[cSt]
Punto de inflamación	270	[°C]

TABLA 59: Características principales del lubricante finalmente elegido.

Este aceite según el fabricante, y gracias a los aditivos que posee, ha de sustituirse cada 3 años. Además de eso, por decisión personal, se decide fijar la revisión del nivel de aceite a un intervalo anual.

6.9. Elección de rodamientos.

Una vez tenemos las reacciones en los apoyos y el lubricante apropiado se procede a calcular los rodamientos necesarios para esta caja reductora. Para ello se tiene en cuenta que el número de ciclos ha de ser el mismo que el calculado para los ciclos de esfuerzo y picadura por el método AGMA. Con esto se asegurará que los rodamientos funcionen al menos durante los cinco años requeridos, sin ningún tipo de mantenimiento.

El número de ciclos de esfuerzo requerido, igual que el calculado anteriormente para esfuerzo y picadura, así como el múltiplo de vida (o millón de ciclos), para los distintos rodamientos, se recogen en la siguiente tabla:

ENGRANAJE	EJE	RODAMIENTO	CICLOS	Múltiplo de vida (x_D) [10^6 ciclos]
1	Entrada (1)	1	3369600000	3369,6≈3370
		2		
2	Intermedio 1 (2)	3	1123200000	1123,2≈1120
3		4		
4	Intermedio 2 (3)	5	280800000	280,8≈281
5		6		
6	Salida (4)	7	124800000	124,8≈125
		8		

TABLA 60: Número de ciclos y múltiplo de vida para cada rodamiento.

A continuación, se muestra el procedimiento calculado por Shigley, así como del fabricante seleccionado según normativa ISO 281. [18]

6.9.1. Shigley.

Con relación a lo descrito en 4.9.1 y como primera estimación, se escogen de la TABLA 18, los rodamientos con superior carga dinámica (C_{10}) obtenidas de (59).

En TABLA 61 se muestran los rodamientos inicialmente seleccionados según Shigley como primera estimación.

Para este caso, se han aplicado las siguientes consideraciones:

- Se ha aplicado un factor de multiplicación de carga (a_f) de 1.2 según TABLA 16.
- La fuerza de diseño para cada rodamiento se corresponde con la reacción total tangencial obtenida en cada uno de los apoyos de la TABLA 55.

- Se ha determinado que los rodamientos más oportunos para este caso son de bolas de ranura profunda por soportar exclusivamente componente radial.

ROD.	F_D [N]	C_{10} [N]	RODAMIENTO TABLA 11-2 SHIGLEY				
			C_{10} [kN]	C_0 [kN]	D_i [mm]	D_e [mm]	B [mm]
1	1710,89	36316	43.6	25.0	55	100	21
2	773,19	16412	19.5	10.0	30	62	16
3	193,297	2845	5.07	2.24	10	30	9
4	3298,399	48545	55.9	34.0	65	120	23
5	7814,535	72452	83.2	53.0	85	150	28
6	145,815	1352	5.07	2.24	30	62	16
7	9332,128	66029	66.3	40.5	75	130	25
8	4217,404	29840	30.7	16.6	40	80	18

TABLA 61: Rodamientos inicialmente seleccionados según Shigley.

6.9.2. SKF.

Como en este caso, se usan rodamientos del fabricante SKF, se buscan los rodamientos equivalentes en su catálogo, para determinar los que mejor se ajustan a este proyecto.

La carga dinámica equivalente P se corresponde nuevamente con las reacciones de los apoyos de la TABLA 55.

Por otra parte, ya que se desea que los rodamientos tengan una confiabilidad superior al 90% (95%), se procede con relación al procedimiento que aparece en el catálogo del fabricante. [19]

En los ejes de entrada y salida, concretamente con los rodamientos 1 y 8, se ha optado por un tipo de rodamiento sellado por uno de los lados. Gracias a esto se evitará que entre suciedad. Hay que tener especial cuidado en su instalación colocando el lado sellado para el exterior. El factor de contaminación considerado (η_c) será de la unidad.

El fabricante elegido (SKF) posee en su página web un configurador de rodamientos en el que se muestran los diferentes resultados, el cual se corresponde con las tablas indicadas anteriormente, pero con valores exactos.

A continuación, se recogen en los siguientes cuadros, las diferentes posibilidades de rodamientos, para cada eje, así como sus diferentes parámetros de cálculo, y su validez.

EJE DE ENTRADA (EJE 1).

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
16002-Z	15	32	8	5.85	2.85	0.12	23.5	20.1	33.6	0.0701	5.33	20.45	NO
6302-RSH	15	42	13	11.9	5.4	0.228	28.5	18.2	37.3	0.1333	18.88	14.28	NO
6204-RSH	20	47	14	13.5	6.55	0.28	33.5	16.8	40.4	0.1636	31.53	11.04	SI
6205-RSH	25	52	15	14.8	7.8	0.335	33.5	15.5	43.7	0.1958	50	9.68	SI

TABLA 62: Cálculo para rodamiento 1 según catalogo SKF para eje de entrada.

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
6000	10	26	8	4.75	1.96	0.083	18	23.3	29.1	0.1073	11.73	7.104	NO
6200	10	30	9	5.4	2.36	0.1	20	21.9	30.9	0.1293	17.63	6.204	NO
6300	10	35	11	8.52	3.4	0.143	22.5	20.7	32.6	0.1849	44.23	4.565	SI
16002	15	32	8	5.85	2.85	0.12	23.5	20.1	33.6	0.1552	27.47	5.352	SI

TABLA 63: Cálculo para rodamiento 2 según catalogo SKF para eje de entrada.

EJE INTERMEDIO 1 (EJE 2).

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
625	5	16	5	1.14	0.38	0.016	10.5	69.6	9.76	0.0828	7.11	1.344	NO
635	5	19	6	2.34	0.95	0.04	12	61.4	11	0.2069	50	0.7596	SI
626	6	19	6	2.34	0.95	0.04	12.5	61.4	11	0.2069	50	0.7596	SI
634	4	16	5	1.11	0.38	0.016	10	70.3	9.66	0.0828	5.2	1.615	NO

TABLA 64: Cálculo para rodamiento 3 según catalogo SKF para eje intermedio 1.

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
6304	20	52	15	16.8	7.8	0.335	36	36.2	18.7	0.1016	10.47	21.83	NO
6305	25	62	17	23.4	11.6	0.49	43.5	32.8	20.6	0.1486	24.58	16.42	SI
6205	25	52	15	14.8	7.8	0.335	33.5	34.7	19.5	0.1016	10.47	21.83	NO
6206	30	62	16	20.3	11.2	0.475	46	31.9	21.2	0.1440	22.76	16.85	SI

TABLA 65: Cálculo para rodamiento 4 según catalogo SKF para eje intermedio 1.

EJE INTERMEDIO 2 (EJE 3).

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
6211	55	100	21	46.2	29	1.25	77.5	81.2	8.37	0.1599	29.7	23	SI
6009	45	75	16	22.1	14.6	0.64	60	92.8	7.33	0.0819	6.96	37.32	NO
6209	45	85	19	35.1	21.6	0.915	65	89	7.64	0.1171	14.1	29.5	SI
6210	50	90	20	37.1	23.2	0.98	70	85.6	7.94	0.1254	16.42	28.03	SI

TABLA 66: Cálculo para rodamiento 5 según catalogo SKF para eje intermedio 2.

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
625	5	16	5	1.14	0.38	0.016	10.5	231	2.944	0.1097	9.82	0.6204	SI
623	3	10	4	0.54	0.18	0.007	6.5	303	2.244	0.048	1.78	1.097	NO
624	4	13	5	0.936	0.29	0.012	8.5	250	2.71	0.0823	4.09	0.8314	SI
634	4	16	5	1.11	0.38	0.016	10	233	2.918	0.1097	6.91	0.6980	SI

TABLA 67: Cálculo para rodamiento 6 según catalogo SKF para eje intermedio 2.

EJE DE SALIDA (EJE 4).

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
6208	40	80	18	32.5	19	0.8	60	188	3.62	0.0857	7.13	33.74	NO
16008	40	68	9	13.8	10.2	0.44	54	198	3.42	0.0472	2.74	46.40	NO
6308	40	90	23	42.3	24	1.02	65	180	3.77	0.1093	11.71	28.60	SI
6307	35	80	21	35.1	19	0.815	57.5	192	3.53	0.0873	7.28	33.50	SI

TABLA 68: Cálculo para rodamiento 7 según catalogo SKF para eje de salida.

ROD.	d	D	B	C ₁₀	C ₀	P _U	Dm	v ₁	k	P _U /P	a _{SKF}	C _{10C}	VAL.
6205-RSH	25	52	15	14.8	7.8	0.335	38.5	234	2.89	0.0794	5.41	16.72	NO
6305-RSH	25	62	17	23.4	11.6	0.49	43.5	222	3.06	0.1162	11.41	13.03	SI
6204-RSH	20	47	14	13.5	6.55	0.28	33.5	254	2.67	0.0664	3.87	18.68	NO
6304-RSH	20	52	15	16.8	7.8	0.335	36	244	2.77	0.0794	5.26	16.87	NO

TABLA 69: Cálculo para rodamiento 8 según catalogo SKF para eje de salida.

Dentro de las diferentes alternativas, se seleccionan inicialmente los siguientes rodamientos. Los resultados en millones de ciclos para rodamientos y manteniendo la confiabilidad del 95% (L₅) son los siguientes:

	RODAMIENTOS INICIALMENTE ELEGIDOS DE SKF										
	F _D =P [kN]	C=C ₁₀ [kN]	C ₀ [kN]	D _i [mm]	D _e [mm]	B [mm]	P _U [kN]	Modelo	L ₁₀ = (C/P) ³ [10 ⁶ ciclos]	a _{SKF}	L ₅ [ciclos]
1	1.711	14.8	7.8	25	52	15	0.335	6205-RSH	647	50	207·10 ⁸
2	0.7732	8.52	3.4	10	35	11	0.143	6300	1338	44.23	379·10 ⁸
3	0.1933	2.34	0.95	6	19	6	0.04	626	1774	50	568·10 ⁸
4	3.2984	23.4	11.6	25	62	17	0.49	6305	357	24.58	562·10 ⁷
5	7.8145	37.1	23.2	50	90	20	0.98	6210	107	16.42	112·10 ⁷
6	0.1458	1.14	0.38	5	16	5	0.016	625	478	9.82	300·10 ⁷
7	9.3321	42.3	24	40	90	23	1.02	6308	93.1	11.71	698·10 ⁶
8	4.2174	23.4	11.6	25	62	17	0.49	6305-RSH	170.8	11.41	125·10 ⁷

TABLA 70: Rodamientos inicialmente elegidos del fabricante SKF.

Como se puede apreciar, estos rodamientos superan holgadamente los ciclos necesarios ($L_5 > x_D$). Estos rodamientos en comparación con los obtenidos según Shigley, cumplen siendo más pequeños. Esto es debido a que por Shigley no se tiene en cuenta el lubricante, pero sí con el catálogo de SKF (según normativa ISO 281). A pesar de haber calculado estos rodamientos no serían los más adecuados para este caso.

Por condiciones de montaje y fabricación, se han seleccionado diferentes rodamientos. Si hay menos tipos de rodamientos existe mejor disponibilidad de reemplazo, y, por otro lado, se desperdicia menos material en la fabricación de los ejes.

Finalmente, los rodamientos elegidos, así como las esperanzas de vida (en millones de ciclos) con una confiabilidad del 95% (L_5) se recoge en la tabla siguiente:

	RODAMIENTOS FINALES DE SKF										
	$F_D=P$ [kN]	$C=C_{10}$ [kN]	C_0 [kN]	D_i [mm]	D_e [mm]	B [mm]	P_u [kN]	Modelo	$L_{10} =$ $(C/P)^3$ [10^6 ciclos]	a_{SKF}	L_5 [ciclos]
1	1.711	16.8	10.2	35	62	14	0.44	6007- RS1	946.6	50	$303 \cdot 10^8$
2	0.7732	14.8	7.8	25	52	15	0.335	6205	7013	50	$224 \cdot 10^9$
3	0.1933	16.8	10.2	35	62	14	0.44	6007	656500	50	$210 \cdot 10^{10}$
4	3.2984	16.8	10.2	35	62	14	0.44	6007	132.1	18.94	$125 \cdot 10^9$
5	7.8145	37.1	23.2	50	90	20	0.98	6210	107	16.42	$112 \cdot 10^7$
6	0.1458	37.1	23.2	50	90	20	0.98	6210	$165 \cdot 10^4$	50	$527 \cdot 10^6$
7	9.3321	39.7	31	70	110	20	1.32	6014	76.99	21.77	$107 \cdot 10^7$
8	4.2174	39.7	31	70	110	20	1.32	6014- RS1	834	50	$267 \cdot 10^8$

TABLA 71: Rodamiento finalmente elegidos del fabricante SKF.

6.10. Diseño de los ejes.

En esta fase, ya se puede realizar un prediseño de cada uno de los ejes, con sus diámetros correspondientes, chavetas y anillos de retención según la normativa aplicada.

En primer lugar, se definen los casquillos utilizados y a continuación se muestra la propuesta de diseño para cada uno de los ejes.

6.10.1. Casquillos.

Se ha optado por añadir un casquillo en el eje 2 (entre los engranajes 2 y 3) y otro casquillo en el eje 3 (entre los engranajes 4 y 5), para así reducir los concentradores de esfuerzo (al ahorrarnos los anillos de retención correspondientes) y para facilitar el mecanizado de los ejes en su fabricación. Las dimensiones de dichos casquillos son las siguientes:

Casquillo 1:

- Diámetro interior: 41mm.
- Diámetro exterior: 50mm.
- Longitud total: 74mm.

Casquillo 2:

- Diámetro interior: 51mm.
- Diámetro exterior: 60mm.
- Longitud total: 50mm.

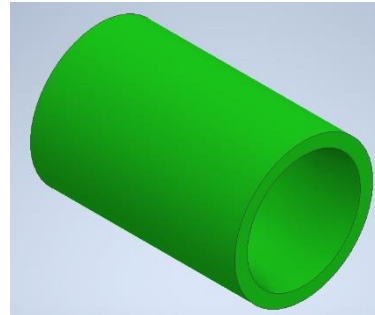


FIGURA 30: Detalle del casquillo 1.

6.10.2. Propuesta de diseño para los ejes.

A continuación, se muestran los diseños elegidos para cada uno de los ejes, así como las diferentes secciones críticas marcadas y enumeradas en rojo:

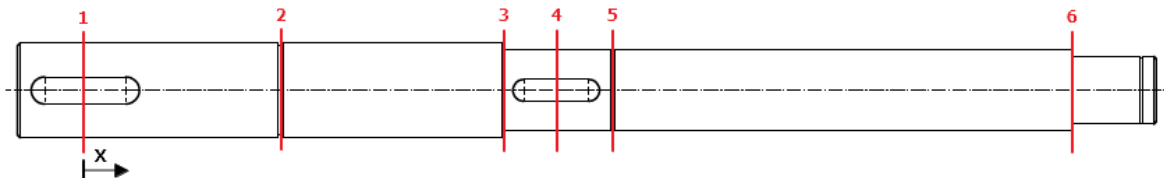


FIGURA 31: Eje de entrada (eje 1).

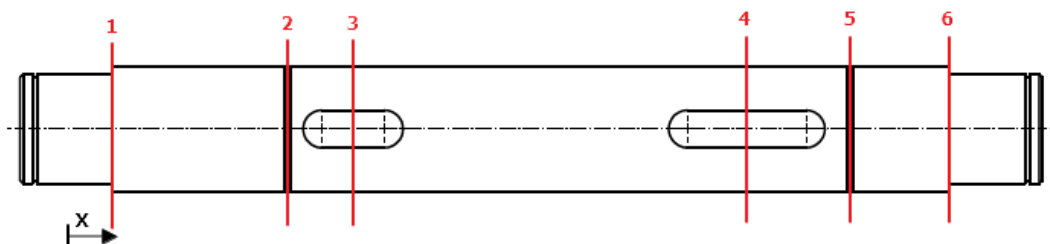


FIGURA 32: Eje intermedio 1 (eje 2).

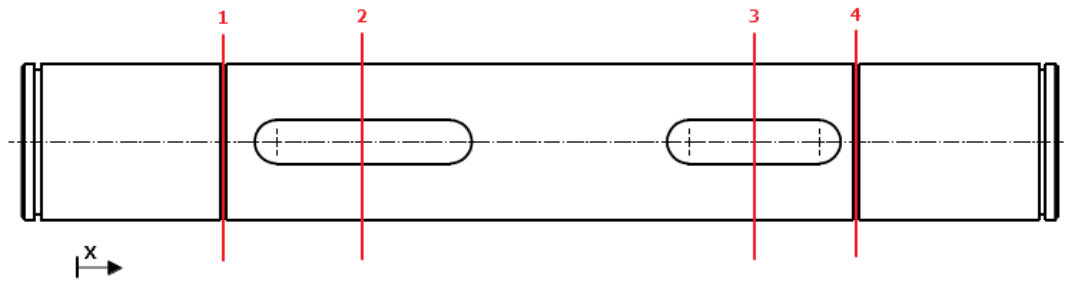


FIGURA 33: Eje intermedio 2 (eje 3).

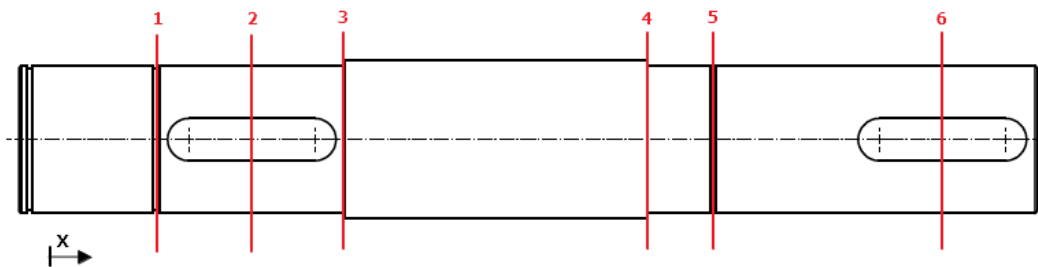


FIGURA 34: Eje de salida (eje 4).

A continuación, se calculan los momentos para cada una de las secciones críticas. En la siguiente tabla se muestran las distancias a dicha secciones críticas (d), así como los flectores y torsores existentes en base a las ecuaciones por tramos de cada eje.

CUADRO RESUMEN DE MOMENTOS CRITICOS EN EJE DE ENTRADA (EJE 1)					
SECCION	d [mm]	M_z [Nmm]	M_y [Nmm]	M_T [Nmm]	T_x [Nm]
1	0	0	0	0	-70,0
2	72,2	0	0	0	-70,0
3	154	-43301,8	-118969,8	127000	-70,0
4	174	-55005	-151123,8	161000	-70,0
5	194	-49716,1	-136592,4	145000	0
6	364,5	-4628,1	-12711,8	13500	0

TABLA 72: Momentos críticos en eje de entrada.

CUADRO RESUMEN DE MOMENTOS CRITICOS EN EJE INTERMEDIO 1 (EJE 2)					
SECCION	d [mm]	M _Z [Nmm]	M _Y [Nmm]	M _T [Nmm]	T _X [Nm]
1	17	1123,9	3087,9	3290	0
2	73,075	4831,5	13274,3	14100	0
3	94	6214,5	17074,2	18200	210
4	220	-92505,7	-254157,5	270000	210
5	252,925	-55356,8	-152091,6	162000	0
6	285	-19178,0	-52691,2	56100	0

TABLA 73: Momentos críticos en eje intermedio 1.

CUADRO RESUMEN DE MOMENTOS CRITICOS EN EJE INTERMEDIO 2 (EJE 3)					
SECCION	d [mm]	M _Z [Nmm]	M _Y [Nmm]	M _T [Nmm]	T _X [Nm]
1	48.925	-130775,2	-359307,7	382000	0
2	94	-251233,8	-690270,2	735000	-840
3	220	-4083,3	-11244,2	12000	-840
4	253.075	-2432,6	-6712,9	7140,0	0

TABLA 74: Momentos críticos en eje intermedio 2.

CUADRO RESUMEN DE MOMENTOS CRITICOS EN EJE DE SALIDA (EJE 4)					
SECCION	d [mm]	M _Z [Nmm]	M _Y [Nmm]	M _T [Nmm]	T _X [Nm]
1	48.675	155375,6	426891,1	454000	0
2	94	300026,9	824317,2	877000	1890
3	138	236559,6	649942,4	692000	1890
4	282	28848,7	79261,4	84300	1890
5	313.325	0	0	0	1890
6	422	0	0	0	1890

TABLA 75: Momentos críticos en eje de salida.

6.10.3. Concentradores de tensión.

6.10.3.1. Chaveteros.

En este caso solo se emplean chaveteros fresados por lo que los valores teóricos de concentrador de esfuerzo para tensión y flexión serán de: $K_T=2,2$ y $K_{TS}=3$ según 4.10.2.2.

Se emplea además una sensibilidad a la entalla para flexión y torsión de 0,9 en base al material según el procedimiento descrito. Con esto se obtienen los concentradores que se usarán para determinar los diferentes coeficientes de seguridad por Goodman:

- $K_f = 2,08$
- $K_{fs} = 2,8$

6.10.3.2. Anillas de retención.

En el caso de los concentradores para las anillas de retención se utilizan unos valores teóricos de concentradores de esfuerzo para tensión y flexión, así como de torsión de $K_t=5$ y $K_{ts}=3$ en relación con el procedimiento descrito en 4.10.2.3. Al ser las ranuras normalizadas, se han empleado los parámetros de la TABLA 27 por ser valores más restrictivos que los de la TABLA 28 y TABLA 29.

Debido al material, y en base a la metodología, se emplea una sensibilidad a la entalla para flexión (TABLA 25) y torsión (TABLA 26) de: $q=q_s \approx 0,9$. Con esto y aplicando (75) y (76) se obtienen los siguientes concentradores de esfuerzo reales siguientes, que se emplearán para determinar los diferentes coeficientes de seguridad por Goodman:

- $K_f = 4,6$
- $K_{fs} = 2,8$

6.10.3.3. Cambios de sección.

Para los concentradores de esfuerzo reales (K_f y K_{fs}) de los cambios de sección se procede según lo descrito en 4.10.2.1 en base a las geometrías de cada sección crítica.

6.10.4. Cálculo a fatiga y comprobación a fluencia.

Una vez obtenidos los concentradores de tensión, se calculan los diferentes coeficientes de seguridad para cada sección crítica.

En este caso, el factor de condición superficial siempre es el mismo (ya que es el mismo material y se va a mecanizar), por lo que $K_a=0,6815$.

Por otra parte, al igual que para el cálculo de los rodamientos, se aplica una confiabilidad del 95%, por lo que en todos los casos $K_e=0,868$ según la TABLA 22.

En los siguientes cuadros se recogen los diferentes resultados de cada sección crítica de cada eje, así como sus diferentes concentradores de tensión (teóricos y reales).

En las secciones donde no se muestra algún valor es debido a que esa sección no está sometida a esfuerzo de flexión o de torsión, y por tanto, ese término no participa, en la correspondiente ecuación (67).

EJE DE ENTRADA (EJE 1)											
	d	M _a [Nmm]	T _m [Nmm]	K _t	K _{ts}	K _f	K _{fs}	K _b	S _e	<u>n_f</u>	<u>n_y</u>
1	35	0	-70·10 ³	---	3	---	2,8	---	---	31,0	28,3
2	33	0	-70·10 ³	---	3	---	2,8	---	---	26,0	23,7
3	30	127000	-70·10 ³	2,4	1,9	2,26	1,81	0,8617	321,2	2,65	9,86
4	30	161000	-70·10 ³	2,2	3	2,08	2,8	0,8617	321,2	2,25	8,06
5	28,6	145000	0	5	---	4,6	---	0,8661	322,8	1,11	3,92
6	25	13500	0	2,4	---	2,26	---	0,8787	327,5	16,4	57,2

TABLA 76: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje de entrada.

Tal y como se puede apreciar, para el eje de entrada, la sección crítica es la 5 (correspondiente a uno de los anillos de retención). Por otra parte, se recuerda que se han utilizado unos valores de concentrador de tensiones muy restrictivo para anillas.

EJE INTERMEDIO 1 (EJE 2)											
	d	M _a [Nmm]	T _m [Nmm]	K _t	K _{ts}	K _f	K _{fs}	K _b	S _e	<u>n_f</u>	<u>n_y</u>
1	35	3290	0	2,4	---	2,26	---	0,8476	315,9	179	648
2	37,5	14100	0	5	---	4,6	---	0,8414	313,6	25,0	90,8
3	40	18200	210·10 ³	2,2	3	2,08	2,8	0,8356	311,4	11,9	14,0
4	40	270000	210·10 ³	2,2	3	2,08	2,8	0,8356	311,4	2,84	9,44
5	37,5	162000	0	5	---	4,6	---	0,8414	313,6	2,18	7,93
6	35	56100	0	2,4	---	2,26	---	0,8476	315,9	10,5	37,9

TABLA 77: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje intermedio 1.

En este caso, la sección crítica es la 5 (correspondiente a la anilla de retención que fija el engranaje 3) por ser donde existe menor coeficiente de seguridad.

EJE INTERMEDIO 2 (EJE 3)											
	d	M _a [Nmm]	T _m [Nmm]	K _t	K _{ts}	K _f	K _{fs}	K _b	S _e	<u>n_f</u>	<u>n_y</u>
1	47	382000	0	5	---	4,6	---	0,8213	306,1	1,77	6,60
2	50	735000	-840·10 ³	2,2	3	2,08	2,8	0,8159	304,1	1,84	5,49
3	50	12000	-840·10 ³	2,2	3	2,08	2,8	0,8159	304,1	7,17	6,86
4	47	7140,0	0	5	---	4,6	---	0,8213	306,1	95,0	354

TABLA 78: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje intermedio 2.

En este eje, la sección crítica es la 1 (correspondiente a la anilla de retención que fija el engranaje 5) por ser el de menor coeficiente de seguridad.

EJE DE SALIDA (EJE 4)											
	d	M_a [Nmm]	T_m [Nmm]	K_t	K_{ts}	K_f	K_{fs}	K_b	S_e	n_f	n_v
1	67	454000	0	5	---	4,6	---	0,7958	296,6	4,19	16,1
2	70	877000	$1890 \cdot 10^3$	2,2	3	2,08	2,8	0,7904	294,6	3,41	7,78
3	70	692000	$1890 \cdot 10^3$	2,1	1,5	1,99	1,45	0,7904	294,6	5,12	14,0
4	70	84300	$1890 \cdot 10^3$	2,1	1,5	1,99	1,45	0,7904	294,6	13,6	16,1
5	67	0	$1890 \cdot 10^3$	---	3	---	2,8	---	---	8,05	7,35
6	70	0	$1890 \cdot 10^3$	---	3	---	2,8	---	---	9,18	8,38

TABLA 79: Coeficientes de seguridad en secciones críticas del eje de salida.

En este eje de salida se puede apreciar que la sección crítica es la 2 (correspondiente con el chavetero del engranaje 6).

A continuación, se procede a comprobar por el método más exacto la sección crítica 5 del eje 1, con unos valores más aproximados de concentrador de tensiones para ranuras.

Observando las TABLA 28 y TABLA 29 con un $r/t=0,2$ y un $a/t=1,15$ con relación al catálogo de anillas de retención [28] se obtienen unos concentradores teóricos de: $K_T=4,3$ y $K_{TS}=2,6$.

Por otra parte, aplicando las correspondientes ecuaciones teniendo en cuenta la sensibilidad a la entalla del material: $K_F=3,97$ y $K_{FS}=2,44$.

Realizando de nuevo el cálculo se obtiene un factor de seguridad de: $n_f=1,3$. Por lo tanto queda validada la comprobación de esa sección crítica.

6.11. Cálculo de chavetas.

En este apartado se procede a comprobar las chavetas seleccionadas tanto a cizalladura como a aplastamiento según lo referido en 5.14. Así se determina la validez ante esos esfuerzos con relación a las chavetas elegidas inicialmente. Para su designación, estas se nombrarán, en sentido de izquierda a derecha de los ejes, y desde el eje de entrada hasta el de salida. por números ascendentes.

Según catálogo, se conoce el material de las chavetas, el cual es AISI 1045 (equivalente F-114). Este tiene una tensión de fluencia de 310MPa. También se aplicará un coeficiente de seguridad determinado ($n=2$).

A continuación, en la siguiente tabla, se recogen todos los resultados de longitudes mínimas necesarias para cada una de las chavetas seleccionadas:

EJE	Torsor [Nmm]	Nº	b [mm]	h [mm]	DIN 6885 (bxhxD)	Diámetro d [mm]	Cizalladura Lmin [mm]	Aplastamiento Lmin [mm]
1	70·10 ³	1	10	8	10X8X40	35	5,16	6,45
		2	8	7	8X7X32	30	7,53	8,61
2	210·10 ³	3	12	8	12X8X32	40	11,3	17,0
		4	12	8	12X8X50	40	11,3	17,0
3	840·10 ³	5	14	9	14X9X70	50	31,0	48,2
		6	14	9	14X9X56	50	31,0	48,2
4	1890·10 ³	7	20	12	20X12X80	70	34,9	58,1
		8	20	12	20X12X80	70	34,9	58,1

TABLA 80: Longitudes mínimas de chavetas a cizalladura y aplastamiento.

Ya que las longitudes de las chavetas escogidas inicialmente superan a las mínimas, estas chavetas cumplen tanto a cizalladura como a aplastamiento sin inconvenientes, y por tanto son válidas. Cabe destacar que la recomendación para escoger la longitud de las chavetas en la fase de prediseño es que esta sea 1.25 veces el diámetro, no obstante, se observa como con menores dimensiones, cumplen perfectamente.

Estas chavetas se han seleccionado de acuerdo con el catálogo del fabricante OPAC según normativa DIN 6885-1A, las cuales se corresponden con las de mayor altura, capaces de soportar mayores esfuerzos. [29]

6.12. Elección de anillos de retención.

Dichos anillos de retención permiten fijar axialmente la posición de los engranajes en sus ejes correspondientes. Para este propósito se usan anillos de retención externos estándar según normativa DIN 471.

El fabricante escogido para los anillos de retención es Rotorclip, y su catálogo puede obtenerse en [28]. Se seleccionan unos anillos de retención de sección decreciente montados axialmente. En concreto se escogen todos de la misma serie (DSH) para facilitar el montaje. Una vez instalados en sus respectivas ranuras, la porción del anillo que sobresale de la ranura (resalto) fija axialmente a su conjunto.

El parámetro principal que se debe tener en cuenta para la elección de dichos anillos de retención es el diámetro del eje. Con relación a esto, el catálogo nos proporciona las dimensiones tanto de ranura como de anillo, así como sus diferentes tolerancias y cargas axiales soportadas.

En este caso la carga axial no tiene especial relevancia por ser una caja reductora de dientes rectos. La misión exclusiva de estos anillos de retención es la fijar los engranajes axialmente, sin tener que soportar ninguna carga axial específica, como sí que ocurriría, por ejemplo, con engranajes cilíndricos con dientes helicoidales. También permitirán fijar los ejes axialmente dentro de la artesa.

Al igual que para las chavetas, a los anillos de retención se designará por números ascendentes en sentido de izquierda a derecha, y recorriendo los ejes desde el eje de entrada hasta el eje de salida. A continuación, en la TABLA 81, se muestran los anillos de retención elegidos, y las dimensiones más relevantes de ranuras y anillos.

EJE	Nº	NOMBRE	EJE	RANURA		ANILLO DE RETENCIÓN			
			Ds	Dg	W	Df	S	H	R
1	1	DSH-35	35	33	1,60	32,2	3,9	5,6	2,5
	2	DSH-30	30	28,6	1,60	27,9	3,5	5	2,0
	3	DSH-25	25	23,9	1,30	23,2	3,0	4,4	2,0
2	4	DSH-35	35	33	1,60	32,2	3,9	5,6	2,5
	5	DSH-40	40	37,5	1,85	36,5	4,4	6,0	2,5
	6	DSH-40	40	37,5	1,85	36,5	4,4	6,0	2,5
	7	DSH-35	35	33	1,60	32,2	3,9	5,6	2,5
3	8	DSH-50	50	47	2,15	45,8	5,1	6,9	2,5
	9	DSH-50	50	47	2,15	45,8	5,1	6,9	2,5
	10	DSH-50	50	47	2,15	45,8	5,1	6,9	2,5
	11	DSH-50	50	47	2,15	45,8	5,1	6,9	2,5
4	12	DSH-70	70	67	2,65	65,5	6,6	8,1	3,0
	13	DSH-70	70	67	2,65	65,5	6,6	8,1	3,0
	14	DSH-70	70	67	2,65	65,5	6,6	8,1	3,0

TABLA 81: Anillos de retención seleccionados.

En la FIGURA 35 se muestra en detalle a lo que corresponde cada parámetro en las anillas de retención, así como para sus correspondientes ranuras.

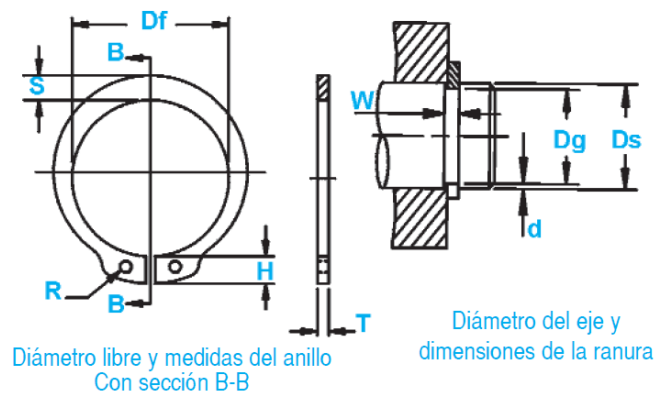


FIGURA 35: Dimensiones para anillos de retención y ranuras según catálogo. [28]

6.13. Flecha en ejes.

A continuación, se muestran las gráficas de deflexión obtenidas directamente del módulo correspondiente al generador de ejes de Autodesk Inventor.

6.13.1. Eje de entrada (eje 1).

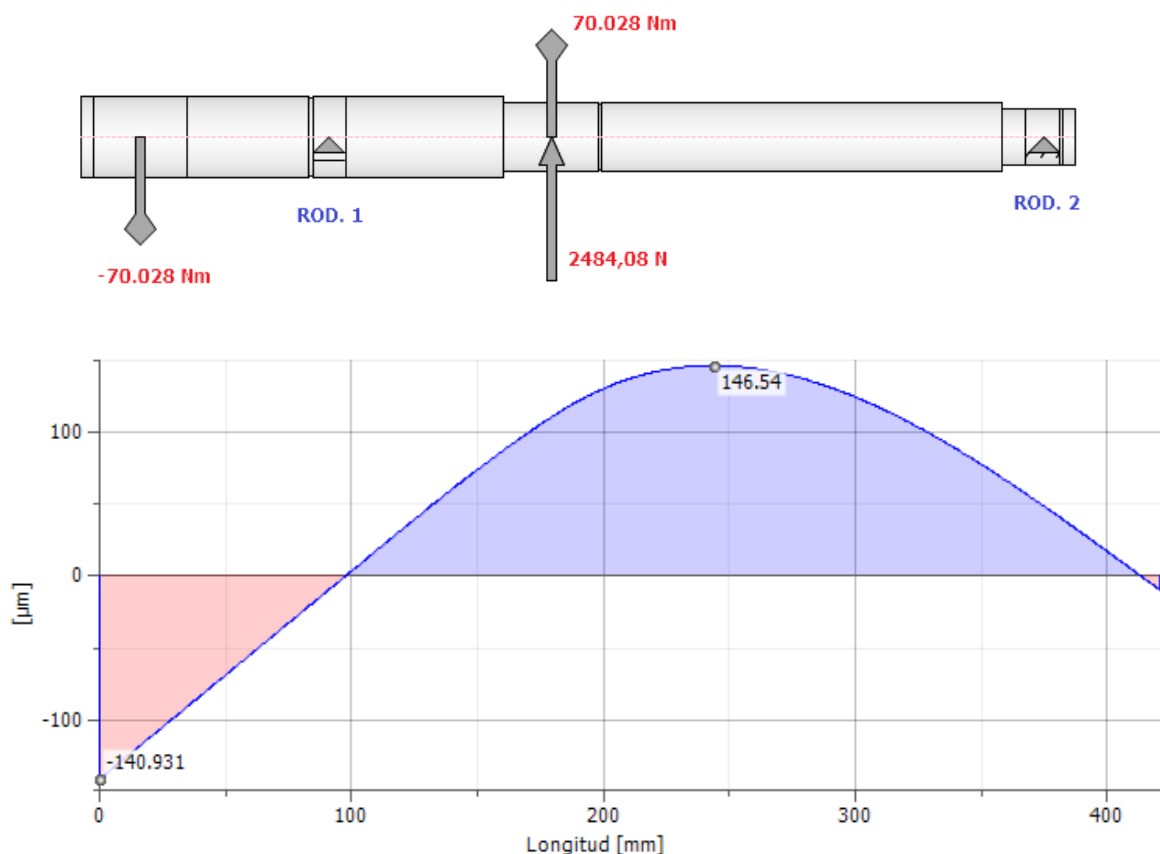


FIGURA 36: Gráfica de deflexión para el eje 1.

Como podemos apreciar, la deflexión máxima es de 0,150 mm en la ubicación del engranaje 1, cuyo paso diametral según (4) es de 10,16 dientes/in.

Según la TABLA 82 (para dientes rectos, con $P < 10$), la deflexión máxima permitida es de 0,01 in o lo que es lo mismo, 0,254 mm. Ya que la deflexión es inferior a la máxima permitida, este diseño es totalmente válido.

A continuación, se muestra la gráfica del diámetro ideal para el eje 1, por lo que se verifica la estimación inicial en el cálculo a rigidez torsional.

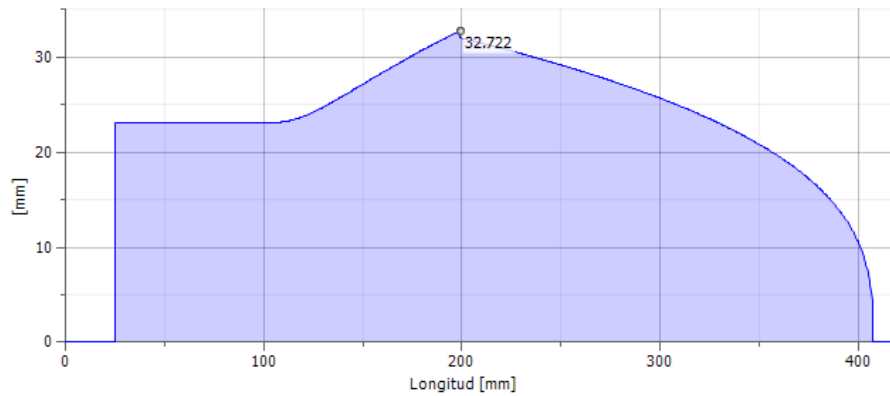


FIGURA 37: Gráfica del diámetro ideal para el eje 1.

6.13.2. Eje intermedio 1 (eje 2).

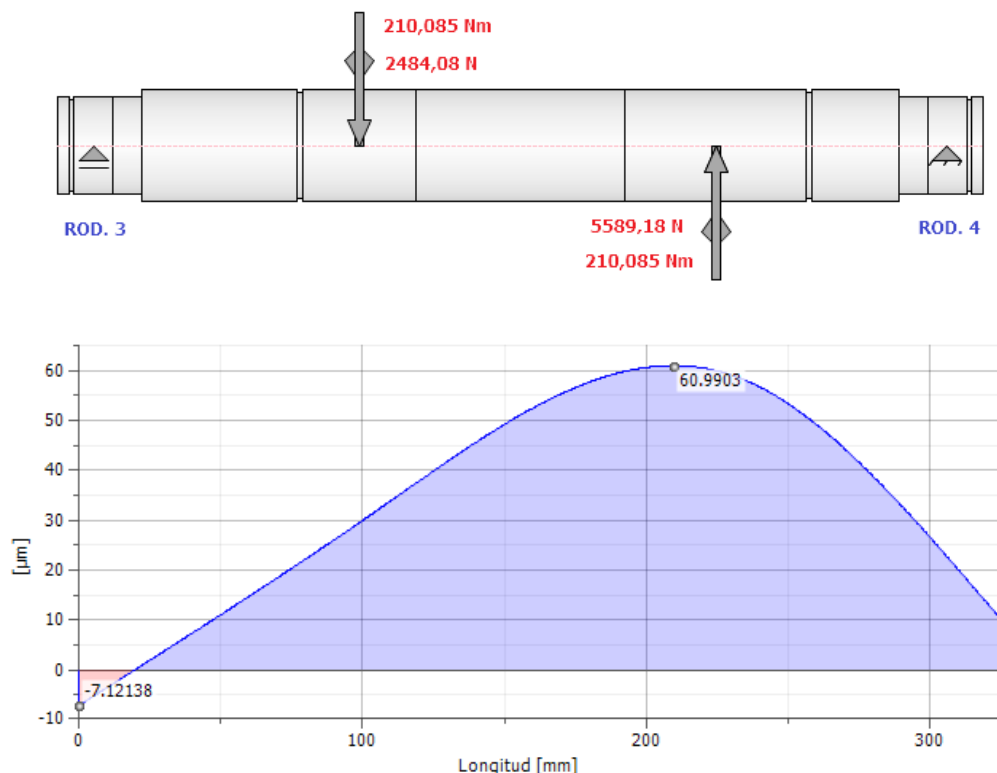


FIGURA 38: Gráfica de deflexión para el eje 2.

En este caso, la deflexión máxima es de 0,061 mm para la zona del engranaje 2, cuyo paso diametral es de 10,16 dientes/in, y de aproximadamente 0,03mm para la del

engranaje 3, cuyo paso diametral es de 6,35 dientes/in. Observando nuevamente la TABLA 82, las deflexiones en los engranajes son inferiores a las máximas típicas. Por último, se muestra la gráfica del diámetro ideal y se confirme la validez de la estimación inicial a rigidez torsional en este eje.

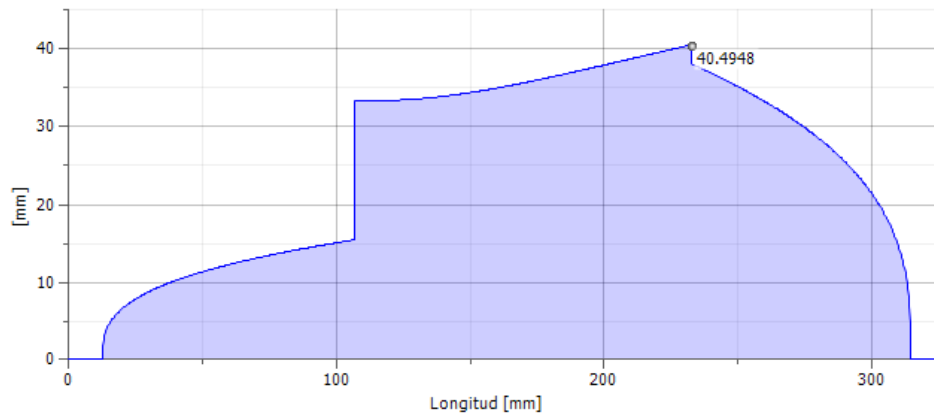


FIGURA 39: Gráfica del diámetro ideal para el eje 2.

6.13.3. Eje intermedio 2 (eje 3).

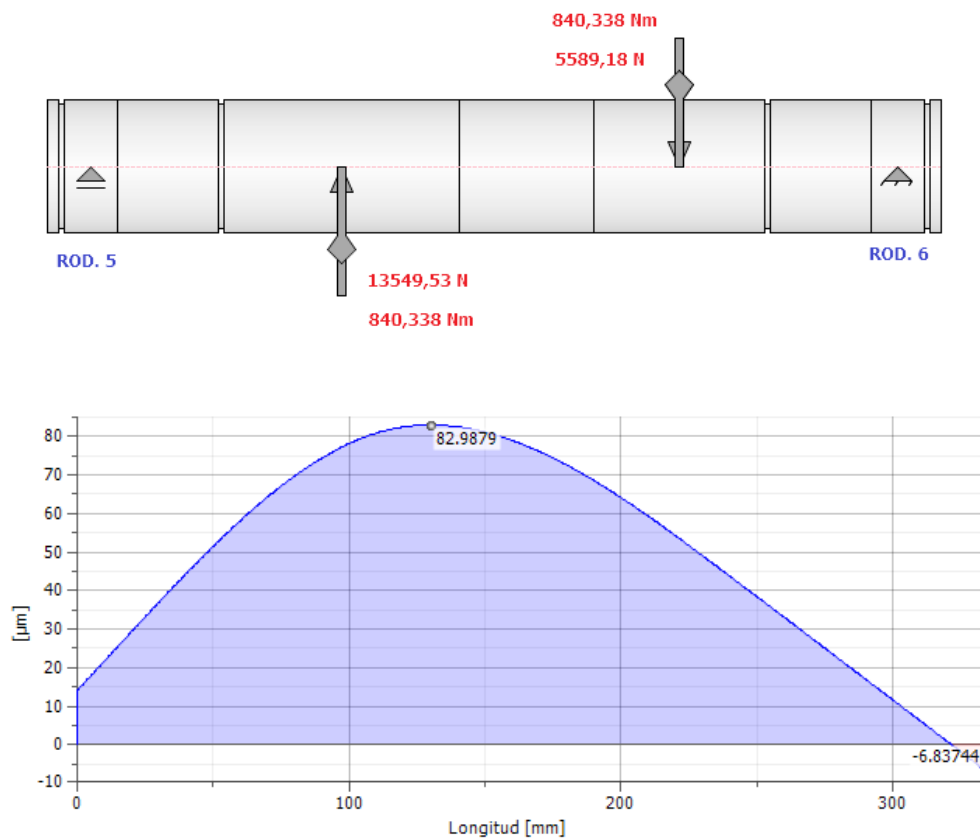


FIGURA 40: Gráfica de deflexión para el eje 3.

En este caso, la deflexión máxima es aproximadamente de 0,08mm para la ubicación del engranaje 5, cuyo paso diametral es de 4,62 dientes/in, y de

aproximadamente 0,06mm para la del engranaje 4, cuyo paso diametral es de 6,35 dientes/in. Observando nuevamente la TABLA 82, las deflexiones son inferiores a las máximas típicas, por lo que estamos ante un cálculo totalmente válido. De igual forma se muestra la gráfica del diámetro ideal.

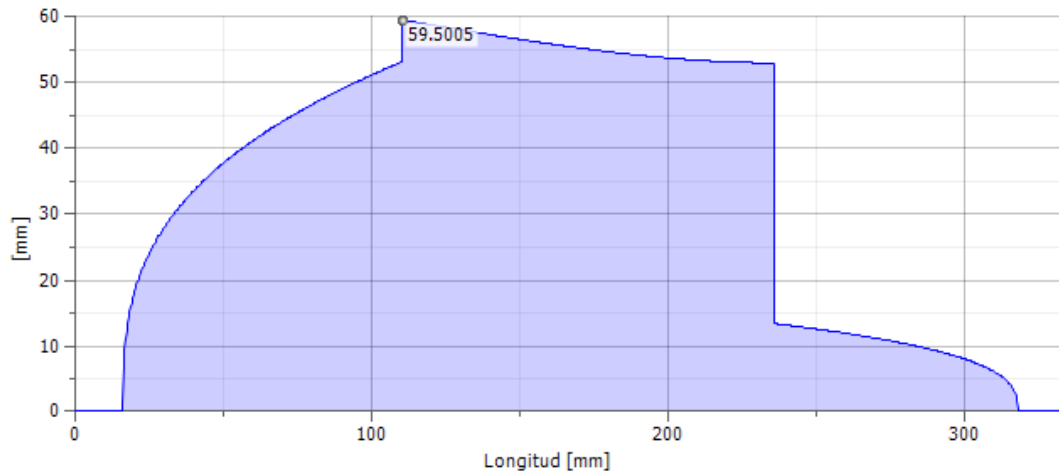


FIGURA 41: Gráfica de diámetro ideal para el eje 3.

6.13.4. Eje de salida (eje 4).

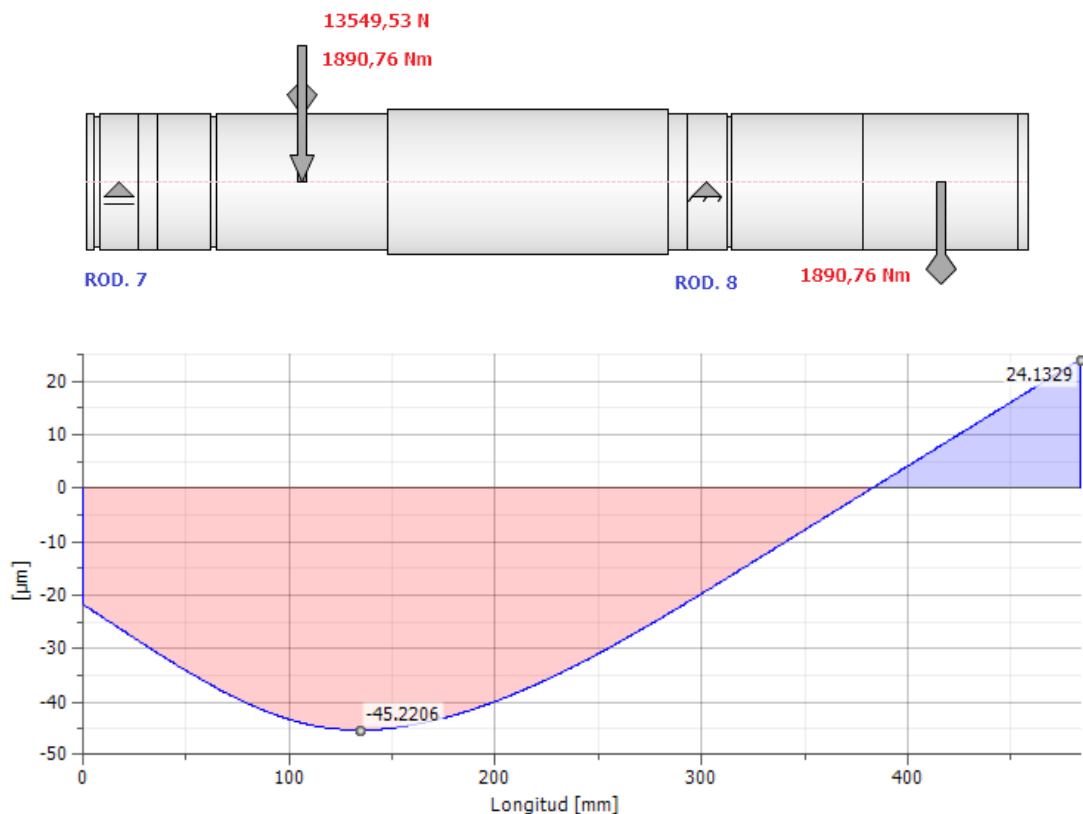


FIGURA 42: Gráfica de deflexión para el eje 4.

Para el eje de salida, la deflexión máxima es aproximadamente de 0,05mm para la ubicación del engranaje 6, cuyo paso diametral es de 4,62 dientes/in.

Observando nuevamente la TABLA 82, la deflexión del engranaje 6 es inferior al máximo permitido de 0,127mm.

De igual forma se muestra a continuación la gráfica del diámetro ideal para este eje y se verifican nuestros cálculos.

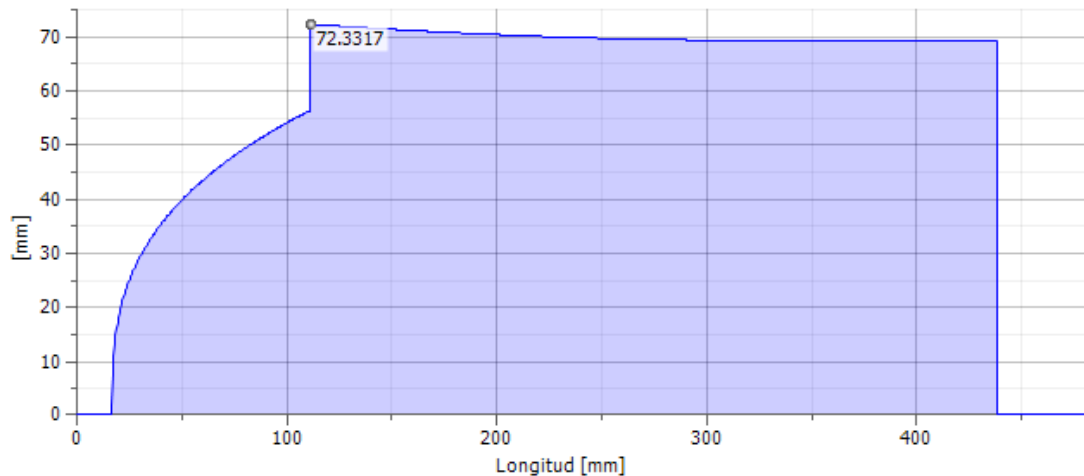


FIGURA 43: Gráfica de diámetro ideal para el eje 3.

Pendientes	
Rodillo ahusado	0.0005-0.0012 rad
Rodillo cilíndrico	0.0008-0.0012 rad
Bola con ranura profunda	0.001-0.003 rad
Bola esférica	0.026-0.052 rad
Bola autoalineante	0.026-0.052 rad
Engrane recto sin corona	< 0.0005 rad
Deflexiones transversales	
Engranes rectos con $P < 10$ dientes/pulg	0.010 pulg
Engranes rectos con $11 < P < 19$	0.005 pulg
Engranes rectos con $20 < P < 50$	0.003 pulg

TABLA 82: Intervalos máximos típicos de pendientes y deflexiones transversales. [1]

6.14. Juego lateral o backlash.

En este punto si se quiere mandar a fabricar los engranajes para la caja reductora se debe tener especial atención al juego lateral que deben tener estos.

Con relación a la normativa AGMA 2002-B88, existen unos valores mínimos recomendados de backlash con relación al módulo (m) y a la distancia entre centros (C). Para ello se puede recurrir a la TABLA 84 e interpolar, o aplicar la siguiente expresión: [25]

$B_{MIN} = 0,06 + 0,0005C + 0,03 \cdot m_N$	(128)
---	-------

Por otro lado, y puesto que el lubricante a utilizar se corresponde con uno muy viscoso y que esto es determinante para el cálculo del juego lateral, se redondea a un valor superior. Los datos finales de backlash de nuestra caja reductora son los siguientes:

TREN	Módulo m_N [mm/diente]	Distancia entre centros [mm]	Backlash mínimo recomendado [mm]	Backlash elegido [mm]
1	2,5	120	0,195	0,20
2	4	200	0,28	0,29
3	5,5	214,5	0,33225	0,34

TABLA 83: Juego mínimo recomendado y escogido para cada tren de engranajes.

En la FIGURA 44 se puede apreciar el detalle del juego lateral para el tren 1.

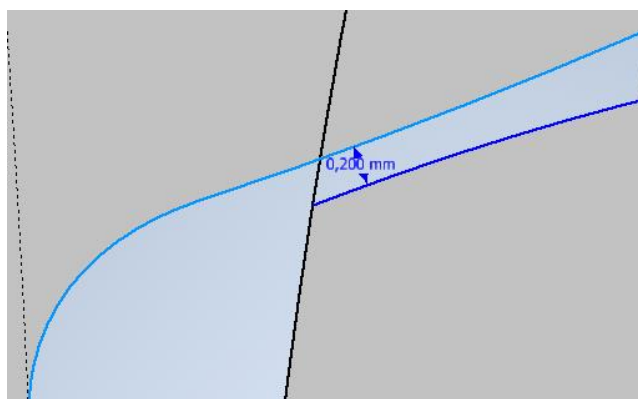


FIGURA 44: Detalle de juego lateral normal entre engranajes para el tren 1.

Módulo normal m_n	Distancia entre centros [mm]				
	50	100	200	400	800
1,5	0,13	0,16			
2	0,14	0,17	0,22		
3	0,18	0,20	0,25	0,35	
5		0,26	0,31	0,41	
8		0,35	0,40	0,50	0,70
12			0,52	0,62	0,82
18				0,80	1,00

TABLA 84: Margen de juego lateral recomendado para engranajes. [25]

6.15. Ajustes.

Para las **chavetas**, según catálogo [29], el ajuste que se debe aplicar en el chavetero del eje ha de ser P9 si se trata de un asiento fijo, y N9 si se trata de un asiento ligero. En cambio, para el chavetero del cubo, P9 si se trata de un asiento fijo, y JS9 si se trata de asiento ligero. Para este trabajo se considera un asiento fijo. Gracias a esto se facilita el montaje. Por tanto, se determina que los ajustes para nuestros chaveteros seleccionados son los siguientes:

Nº	DIN 6885 (bxhxL)	CHAVETERO DEL EJE P9		CHAVETERO DEL CUBO P9	
		b_{min}/b_{max}	t_1	b_{min}/b_{max}	t_2
1	10X8X40	9,949/9,985	5/5,2	9,949/9,985	3,3/3,5
2	8X7X32	7,949/7,985	4/4,2	7,949/7,985	3,3/3,5
3	12X8X32	11,939/11,982	5/5,2	11,939/11,982	3,3/3,5
4	12X8X50	11,939/11,982	5/5,2	11,939/11,982	3,3/3,5
5	14X9X70	13,939/13,982	5,5/5,7	13,939/13,982	3,8/4,0
6	14X9X56	13,939/13,982	5,5/5,7	13,939/13,982	3,8/4,0
7	20X12X80	19,926/19,978	7,5/7,7	19,926/19,978	4,9/5,1
8	20X12X80	19,926/19,978	7,5/7,7	19,926/19,978	4,9/5,1

TABLA 85: Ajustes para los chaveteros.

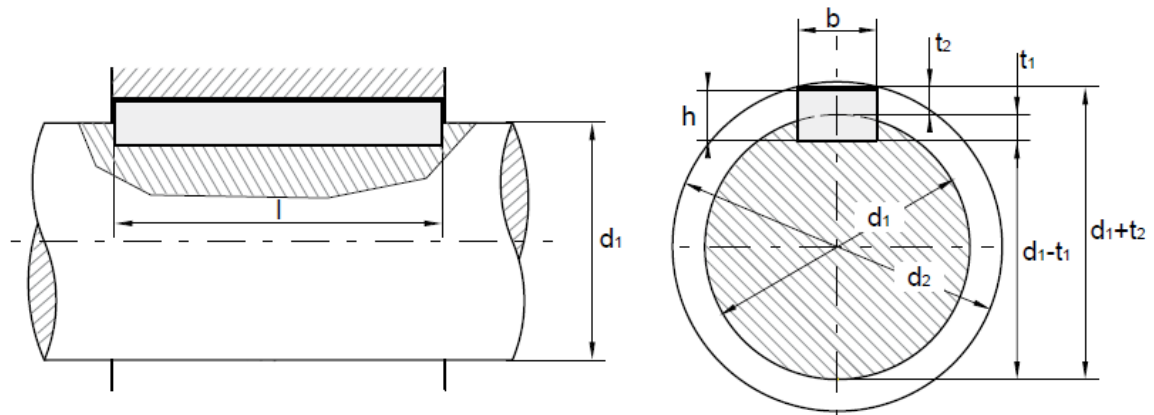


FIGURA 45: Detalle de dimensiones para el ajuste en los chaveteros. [29]

Para los **casquillos** no se han aplicado tolerancias por no ser relevante, además se han dejado una holgura de 1 mm entre diámetro de los ejes y diámetros interiores.

En el caso de las ranuras para los **anillos de retención**, el valor crítico por ser el que tiene la menor tolerancia admisible nos lo encontramos con el anillo de retención más pequeño (DSH-25).

No obstante, no tendría mucho sentido el aplicar también un rectificado específico en las ranuras ya que encarecería aún más la fabricación. Además, no es muy relevante ya que como se ha comentado en otras ocasiones, no existen esfuerzos axiales.

Según el catálogo del fabricante se puede apreciar que las tolerancias (T) para las ranuras seleccionadas son las siguientes:

Nº	NOMBRE	RANURA		
		Dg	T	D _{Gmin} /D _{Gmax}
1	DSH-35	33	-0,25	32,75/33
2	DSH-30	28,6	-0,21	28,39/28,6
3	DSH-25	23,9	-0,21	23,69/23,9
4	DSH-35	33	-0,25	32,75/33
5	DSH-40	37,5	-0,25	37,25/37,5
6	DSH-40	37,5	-0,25	37,25/37,5
7	DSH-35	33	-0,25	32,75/33
8	DSH-50	47	-0,25	46,75/47
9	DSH-50	47	-0,25	46,75/47
10	DSH-50	47	-0,25	46,75/47
11	DSH-50	47	-0,25	46,75/47
12	DSH-70	67	-0,30	67,7/67
13	DSH-70	67	-0,30	67,7/67
14	DSH-70	67	-0,30	67,7/67

TABLA 86: Ajustes para anillos de retención.

Para los **rodamientos** radiales de bolas, el fabricante recomienda las tolerancias para los ejes de acero, según condiciones y según el tipo de carga, así como las tolerancias para los alojamientos de los rodamientos.

En el caso de los alojamientos, según la TABLA 88 se aplica una tolerancia H7, y para los ejes se aplica un ajuste h8 (ligeramente holgado) según el selector de rodamientos de SKF. Haciendo uso del configurador del fabricante SKF, se recomiendan estas mismas tolerancias para un ajuste holgado.

	TOLERANCIAS DE AJUSTE PARA LOS RODAMIENTOS				
	Di [mm]	De [mm]	Modelo	dmin/dmax del eje	dmin/dmax alojamiento
1	35	62	6007-RS1	34,961/35	62/62,03
2	10	35	6300	9,978/10	35/35,025
3	6	19	626	5,982/6	19/19,021
4	25	62	6305	24,967/25	62/62,03
5	50	90	6210	49,961/50	90/90,035
6	5	16	625	4,982/5	16/16,018
7	40	90	6308	39,961/40	90/90,035
8	70	110	6014-RS1	69,954/70	110/110,035

TABLA 87: Ajustes para los rodamientos (ejes y alojamientos).

A los **engranajes** se le aplicará una tolerancia H9 respecto a ejes, por decisión personal, y para facilitar el montaje.

Tipo de Carga			Símbolo de Tolerancia	Anillo exterior ²⁾	Observaciones	Aplicación Típica
Soporte de Una Sola pieza	Carga giratoria en el anillo exterior	Carga fuerte o de impacto en el soporte de pared delgada	P7	No desplazable	Para rodamientos con un diámetro exterior más de 500mm se recomienda N7 en lugar de P7	Bujes de ruedas con rodamientos de rodillos de cabezas de biela.
		Carga normal y pesada	N7		Para rodamientos con un diámetro exterior más de 500mm se recomienda M7 en lugar de N7	Bujes de rueda con rodamientos de bolas.
		Carga ligera y carga fluctuante	M7		—	Rodillos de banda transportadora transportadores aéreos, poleas tensoras.
	Carga de impacto pesada	Motores de tracción.				
Soporte de una pieza o partido	Carga indeterminada	Carga pesada y normal: no se precisa desplazamiento axial del anillo exterior	K7	Normalmente no desplazable	Cuando se requiera un alto grado de precisión, utilizar soporte de una sola pieza y sustituir K7, J7 y H7 por K6, J6 y H6. Para aplicaciones tales como equipos de transmisión puede utilizarse H8 en lugar de H7	Motores eléctricos, bombas, cigüeñales.
		Carga normal y ligera: es deseable el desplazamiento axial del anillo exterior	J7	Desplazable		Motores eléctricos, bombas, cigüeñales.
	Carga giratoria en el anillo interior	Carga de impacto: llega a producirse pasajeramente descarga completa				Fácilmente desplazable
		Todos los tipos de carga	H7	Aplicaciones generales de rodam., ejes de vagón de ferrocarril, equipos de transmisión de potencia.		
		Transmisión de calor a través del eje	G7	Cilindros secadores.		
		Solamente carga axial	—	Utilizar una tolerancia adecuada para el diámetro interior del soporte de manera que se obtenga un juego radial entre el anillo exterior y el soporte.		

TABLA 88: Ajuste recomendado en los alojamientos para rodamientos radiales.

7. CONCLUSIONES.

Como se puede apreciar, el diseño y cálculo de una caja reductora es un proceso complejo e iterativo, el cual hay que ir optimizando, teniendo en cuenta muchos parámetros.

Para el diseño de los engranajes se realizó inicialmente una fase de prediseño por Lewis y posteriormente se comprobó con metodología AGMA. En base a los resultados podemos determinar que el método de Lewis para la obtención del módulo mínimo teniendo en cuenta el factor de esfuerzos dinámicos, así como el factor de guiado, permite realizar una fase de prediseño mucho más acertada que por el método tradicional de Lewis.

Por otro lado, inicialmente se calcularon unos rodamientos mínimos para que estos cumplieran con los requisitos iniciales, y posteriormente se observó que lo mejor era el seleccionar otros rodamientos diferentes para optimizar el diseño. En base a esto se observa la gran importancia del diseño y cálculo de cada uno de los elementos en su conjunto.

Gracias a la herramienta de selección de rodamiento de SKF se obtienen los valores exactos del parámetro a_{SKF} . No obstante, el procedimiento descrito observando las tablas, salvando la precisión, es también válido.

En el caso de las chavetas y los anillos de retención se ha realizado conforme normativa DIN por los catálogos empleados para la elección de estos componentes. Para los engranajes se ha aplicado normativa AGMA por ser la más adecuada para tal fin. Para el resto, se ha utilizado en la medida de lo posible normativa UNE e ISO.

Para el cálculo de las longitudes mínimas de las chavetas, aunque estas se han calculado como si fueran rectangulares en lugar de redondeadas, se aprecia como cumplen perfectamente, ya que se además se aplicó un coeficiente de seguridad de $n=2$.

También quiero mencionar, que como la primera etapa es la que gira a mayor velocidad, lo lógico habría sido el diseñarla con dientes helicoidales. Las principales ventajas respecto a los dientes rectos es la mayor suavidad y su menor sonoridad, también aguantan mayores esfuerzos por tener mayor superficie de contacto. Uno de los inconvenientes que tiene es la presencia de componente axial en los ejes participantes de ese tren (en nuestro caso, los ejes 1 y 2). No obstante, como no se disponía de una velocidad del motor excesivamente elevada (1500 rpm), se realizaron todos los cálculos con trenes rectos, para así reducir costes de fabricación.

En base a la relación de contacto, como norma general no se deben diseñar engranajes con relaciones de contacto inferiores a 1,2, ya que las inexactitudes en el montaje pueden reducir la relación de contacto aún más, y puede provocar un desgaste prematuro en los engranajes. Se podrían haber realizado los trenes con menor número de dientes, tal y como se calculó en el apartado de interferencia, pero esto a su vez habría provocado que la relación de contacto hubiera disminuido.

Con respecto al juego entre engranajes o backlash, tal y como se recoge en AGMA, se tiene que dar un mínimo juego recomendado en cada una de las etapas. Con ello ya se podría mandar a fabricar para el correcto desarrollo de este proyecto.

Al diseñar la carcasa con alojamientos específicos para los rodamientos nos ahorramos las tapas que sellan el conjunto en cada eje. No obstante, se deben tener en cuenta ciertas consideraciones, como por ejemplo las dimensiones de los resaltes de los rodamientos máximas para que no se vea afectada la vida de estos. Por otra parte, este diseño de carcasa limita que no puedan emplearse otros rodamientos.

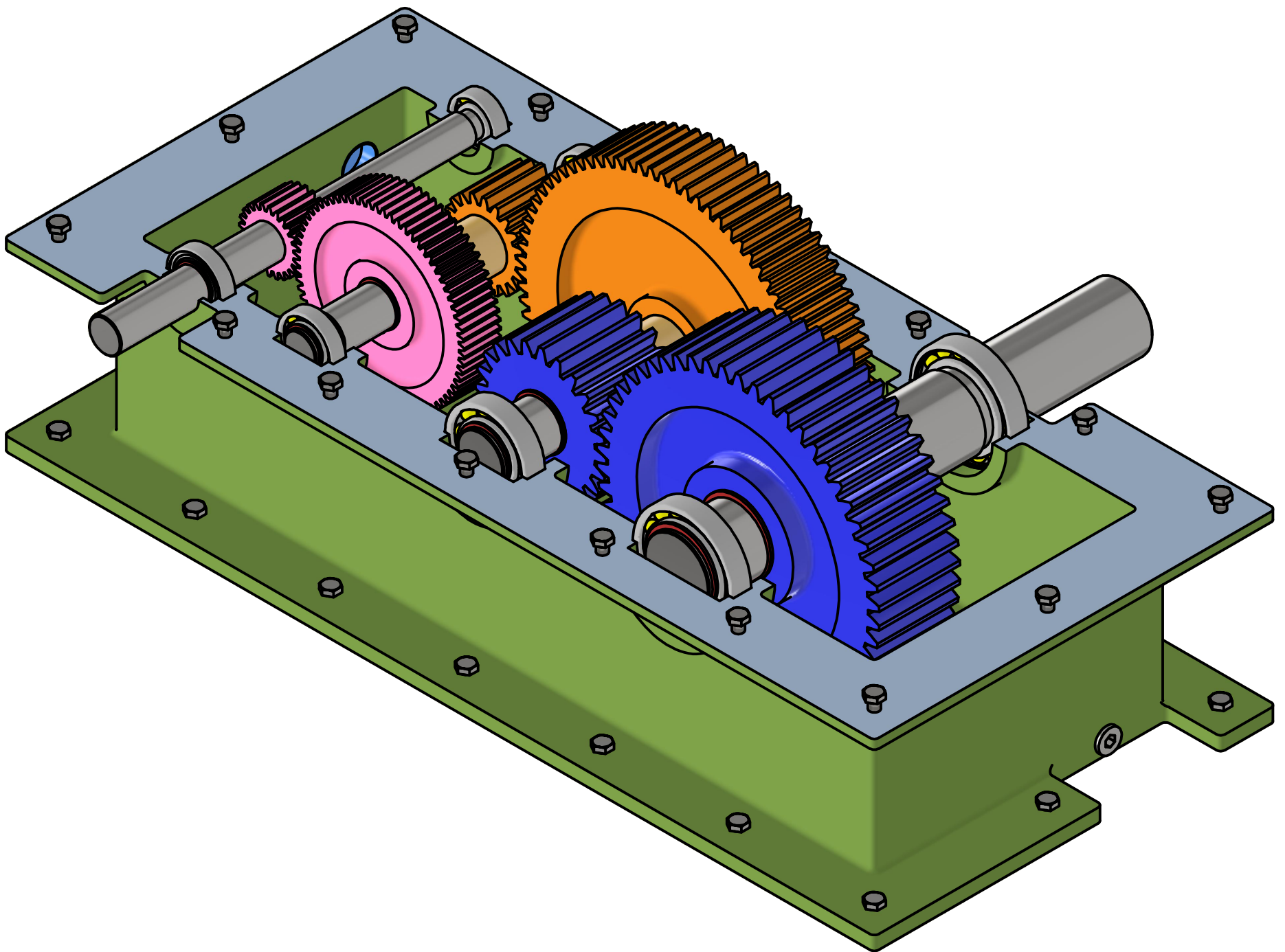
Por último, se ha ajustado el diseño para el requisito inicial marcado en 5 años. Esto se puede apreciar con los diferentes coeficientes de seguridad obtenidos. Tras la ejecución del trabajo se puede determinar que el diseño propuesto cumple con las condiciones de contorno inicialmente descritas.

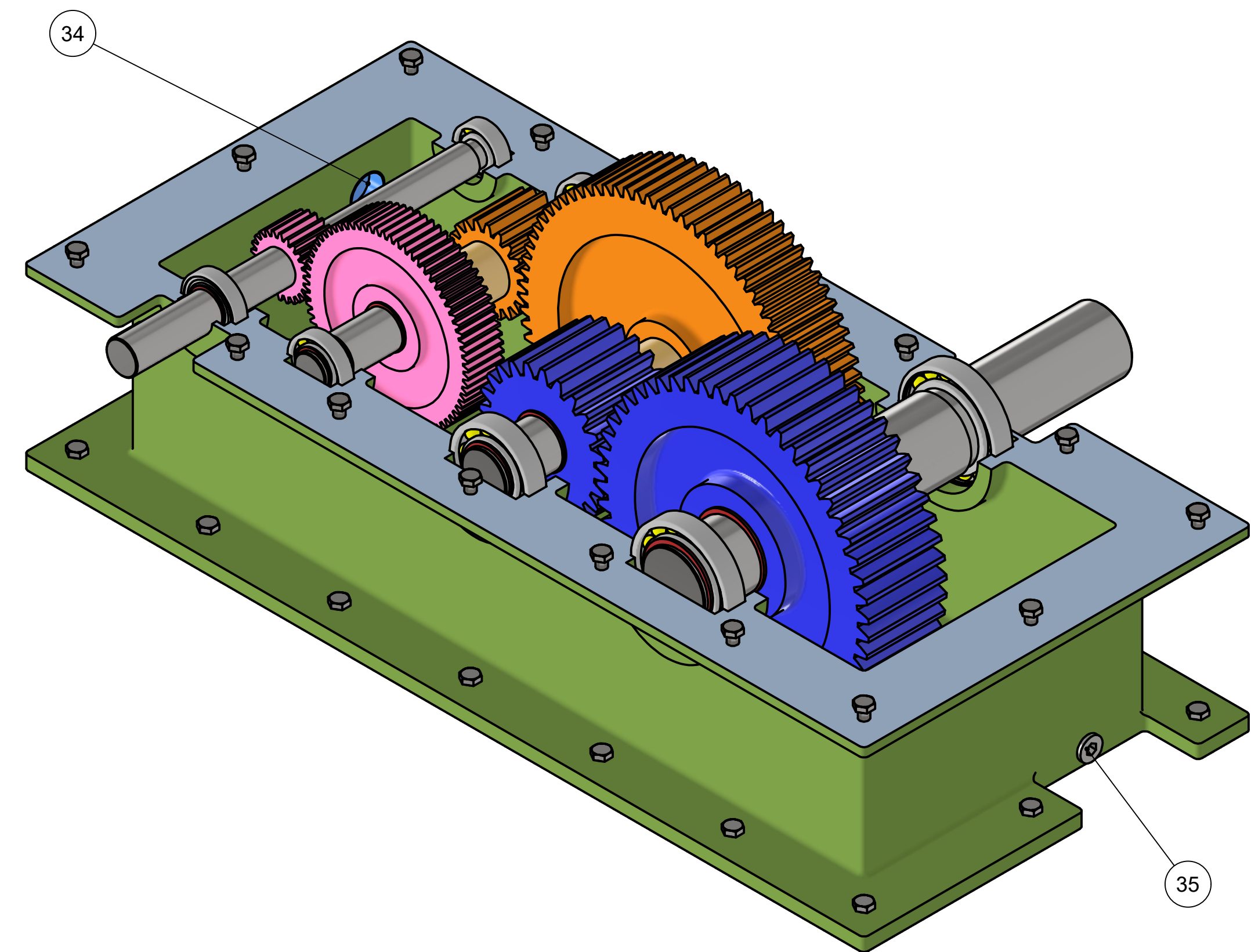
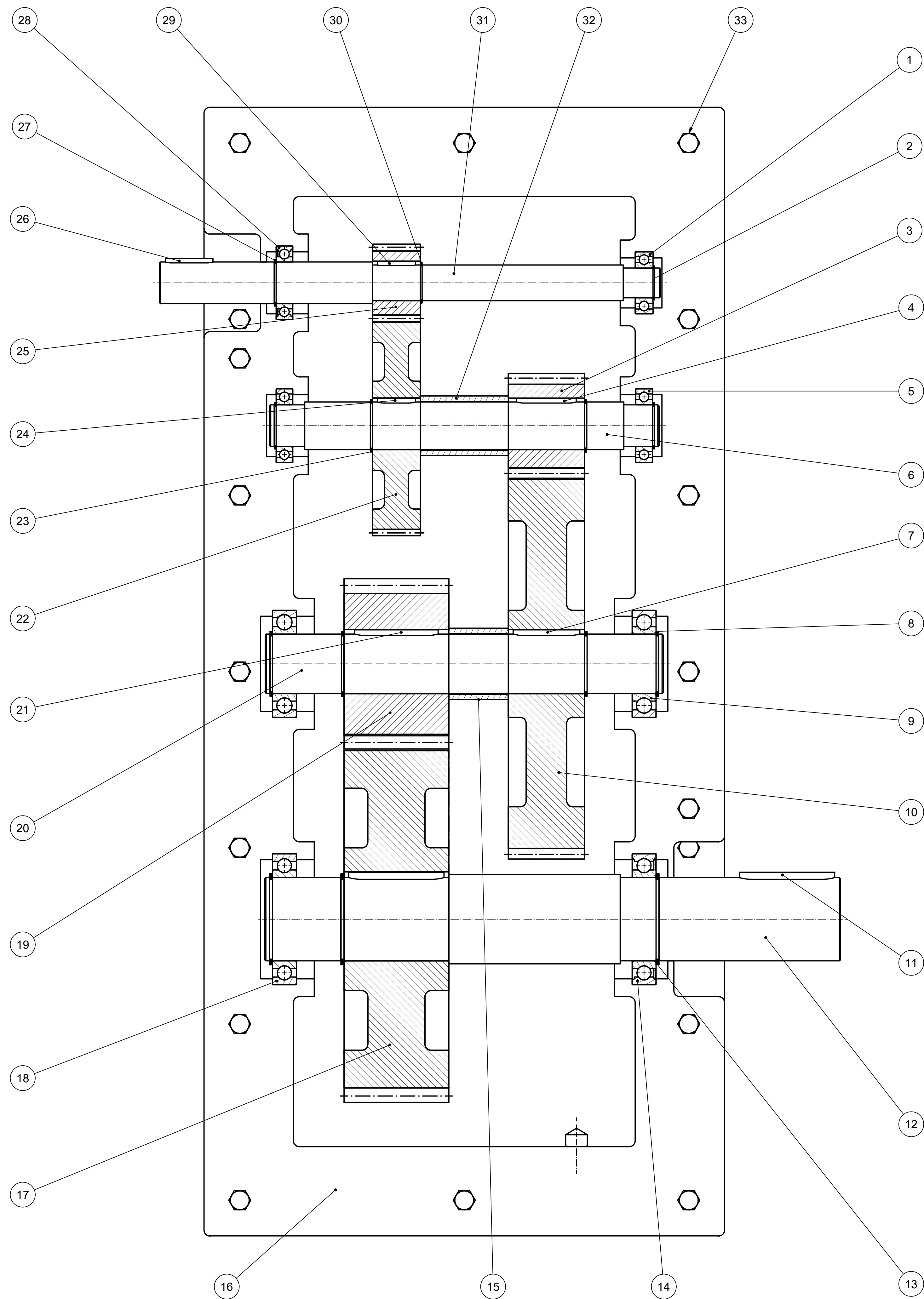
8. PLANOS.

A continuación, se muestran los diferentes planos referentes al diseño propuesto.

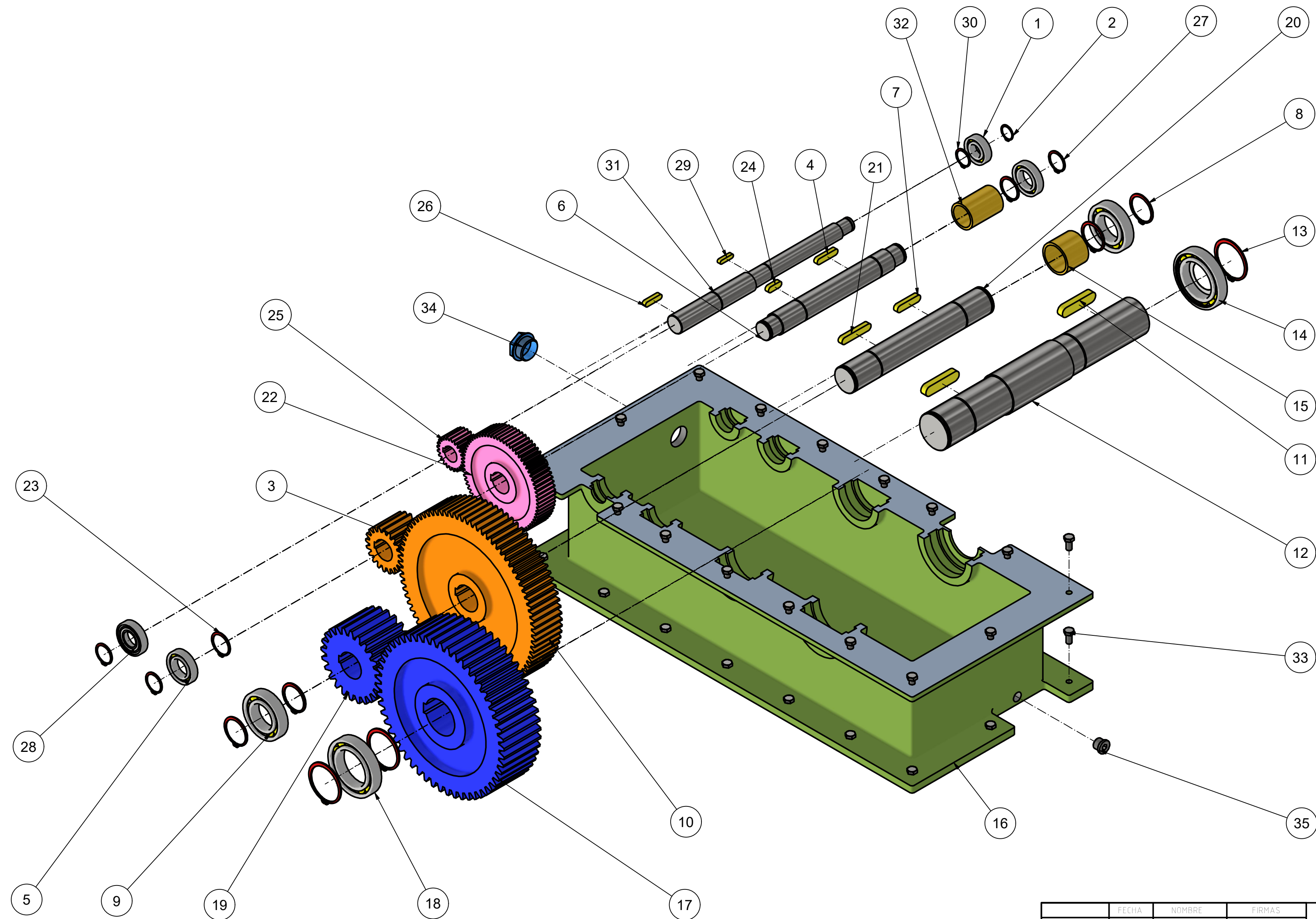
PLANOS

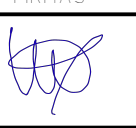
Diseño de una reductora de
velocidad para cinta
transportadora industrial.

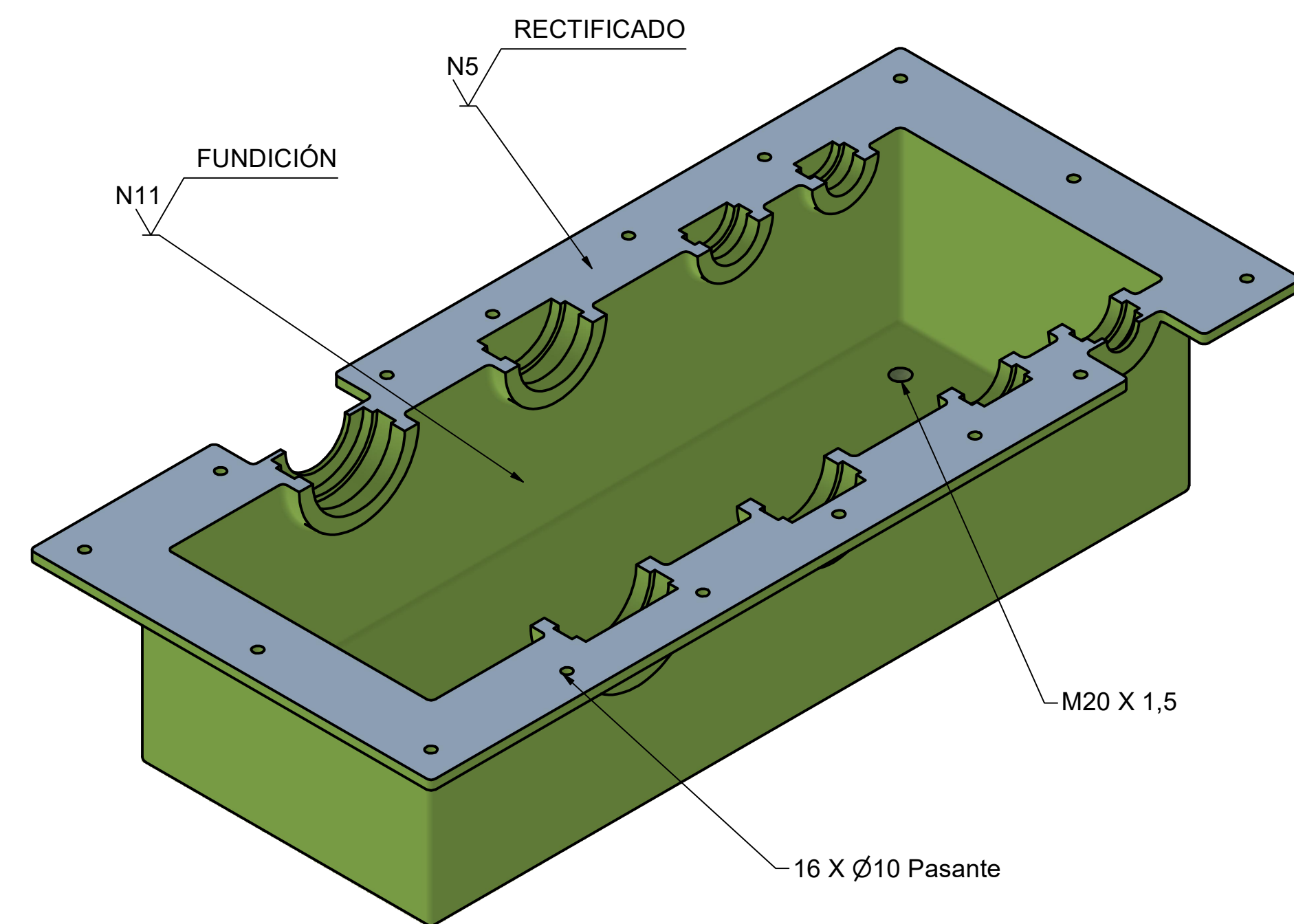
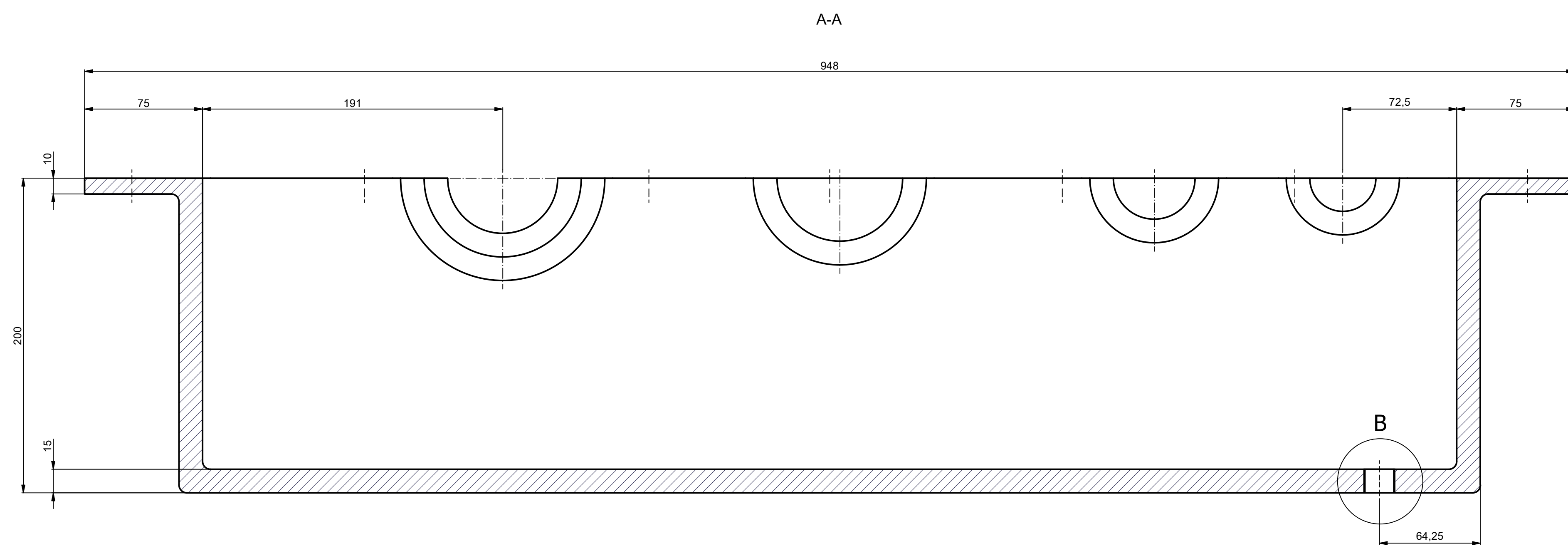




35	1	DIN 908 - M20 x 1.5	Tapón de vaciado
34	1	Visor de aceite	
33	32	ISO 4017 - M10 x 20	Perno de cabeza-hex
32	1	Casquillo 1	
31	1	Eje de entrada (eje 1)	
30	1	DIN 471 - 30x1,5	Anillas de retención para el eje
29	1	DIN 6885 - 1A 8 x 7 x 32	Chaveta paralela
28	1	SKF 6007-RS1	Rodamiento bolas ranura profunda sellado a un lado
27	3	DIN 471 - 35x1,5	Anillas de retención para el eje
26	1	DIN 6885 - 1A 10 x 8 x 40	Chaveta paralela
25	1	Engranaje 1	
24	1	DIN 6885 - 1A 12 x 8 x 32	Chaveta paralela
23	2	DIN 471 - 40x1,75	Anillas de retención para el eje
22	1	Engranaje 2	
21	1	DIN 6885 - 1A 14 x 9 x 70	Chaveta paralela
20	1	Eje intermedio 2 (eje 3)	
19	1	Engranaje 5	
18	1	SKF 6014	Rodamiento bolas ranura profunda
17	1	Engranaje 6	
16	1	Carcasa Inferior	
15	1	Casquillo 2	
14	1	SKF 6014-RS1	Rodamiento bolas ranura profunda sellado a un lado
13	3	DIN 471 - 70x2,5	Anillas de retención para el eje
12	1	Eje de salida (eje 4)	
11	2	DIN 6885 - 1A 20 x 12 x 80	Chaveta paralela
10	1	Engranaje 4	
9	2	SKF 6210	Rodamiento bolas ranura profunda
8	5	DIN 471 - 50x2	Anillas de retención para el eje
7	1	DIN 6885 - 1A 14 x 9 x 56	Chaveta paralela
6	1	Eje intermedio 1 (eje 2)	
5	2	SKF 6007	Rodamiento bolas ranura profunda
4	1	DIN 6885 - 1A 12 x 8 x 50	Chaveta paralela
3	1	Engranaje 3	
2	1	DIN 471 - 25x1,2	Anillas de retención para el eje
1	1	SKF 6205	Rodamiento bolas ranura profunda
Marca/Ctd.		Designación	Descripción
DIBUJADO		FECHA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
COMPROBADO		NOMBRE	
		FIRMAS	
ESCALA		Nº DE PLANO	
FORMATO		SUSTITUYE A	
A1		SUSTITUIDO POR	
		Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial	
		LISTADO PIEZAS	



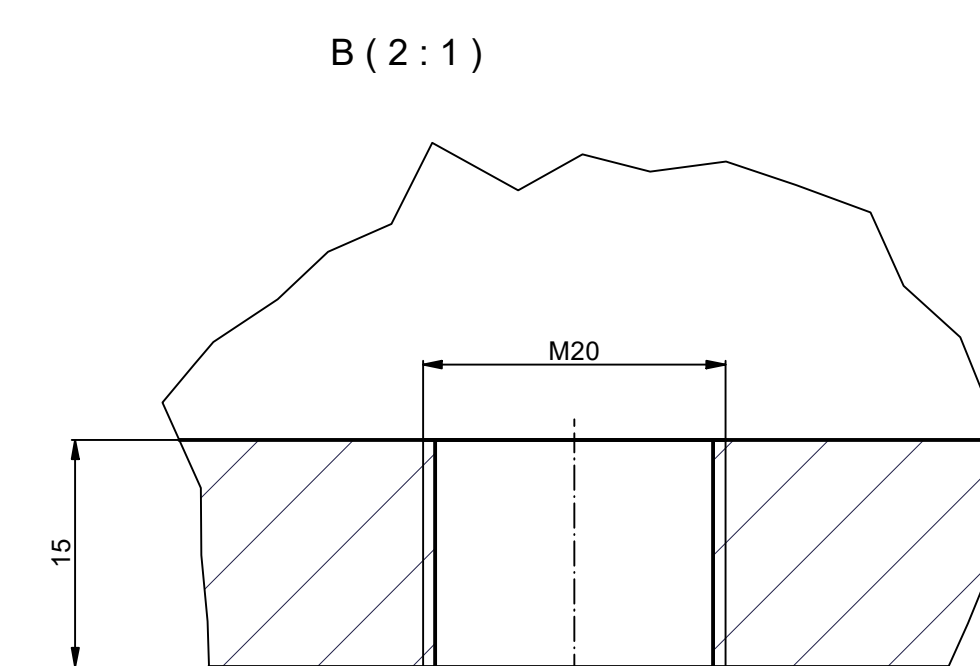
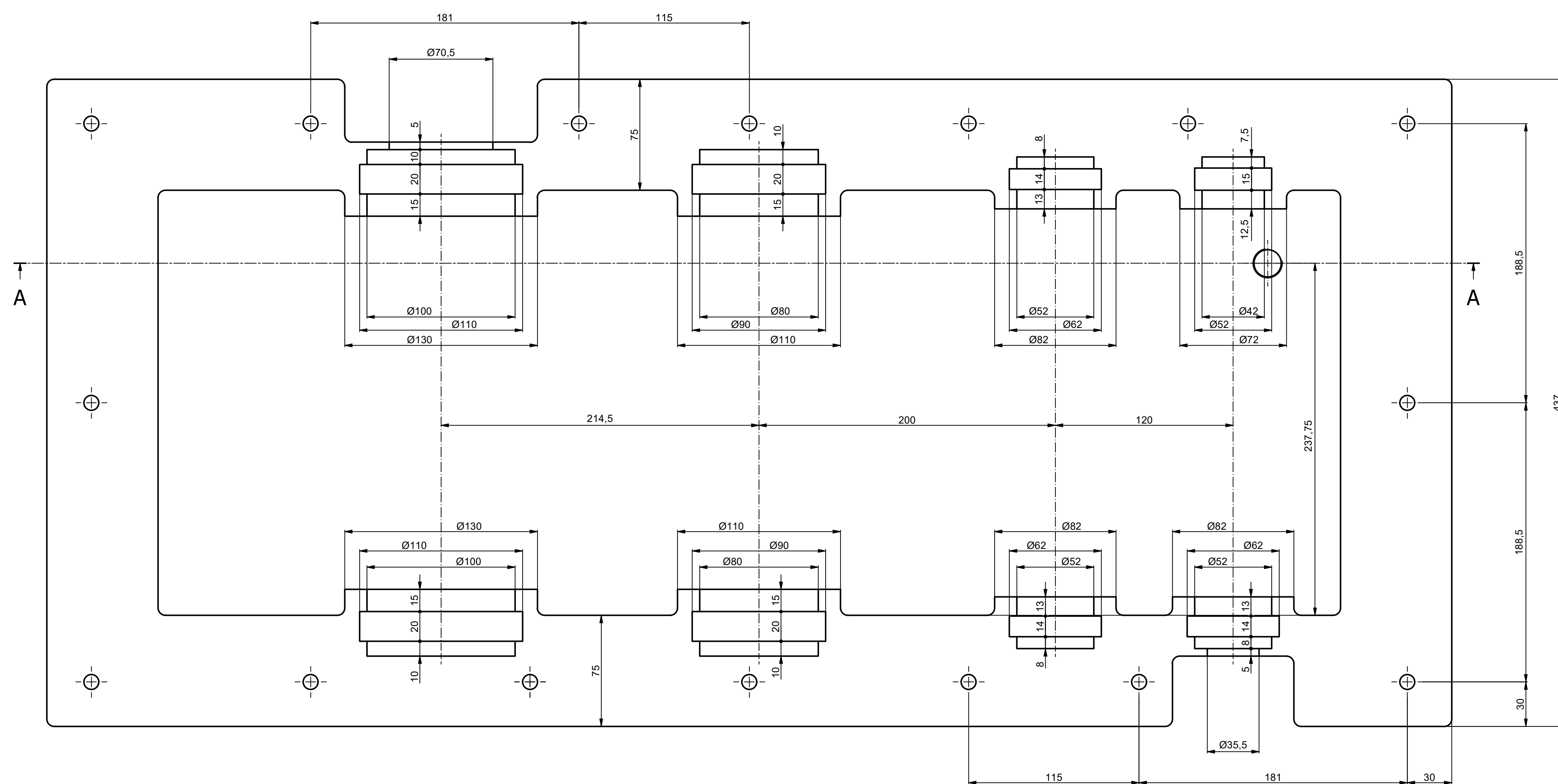
	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	10.12.21	J.M. Barroso			
COMPROBADO				Nº DE PLANO	
ESCALA:	1:5	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial VISTA EXPLOSIONADA			2 / 14
FORMATO:	A2				SUSTITUIYE A:
					SUSTITUIDO POR:



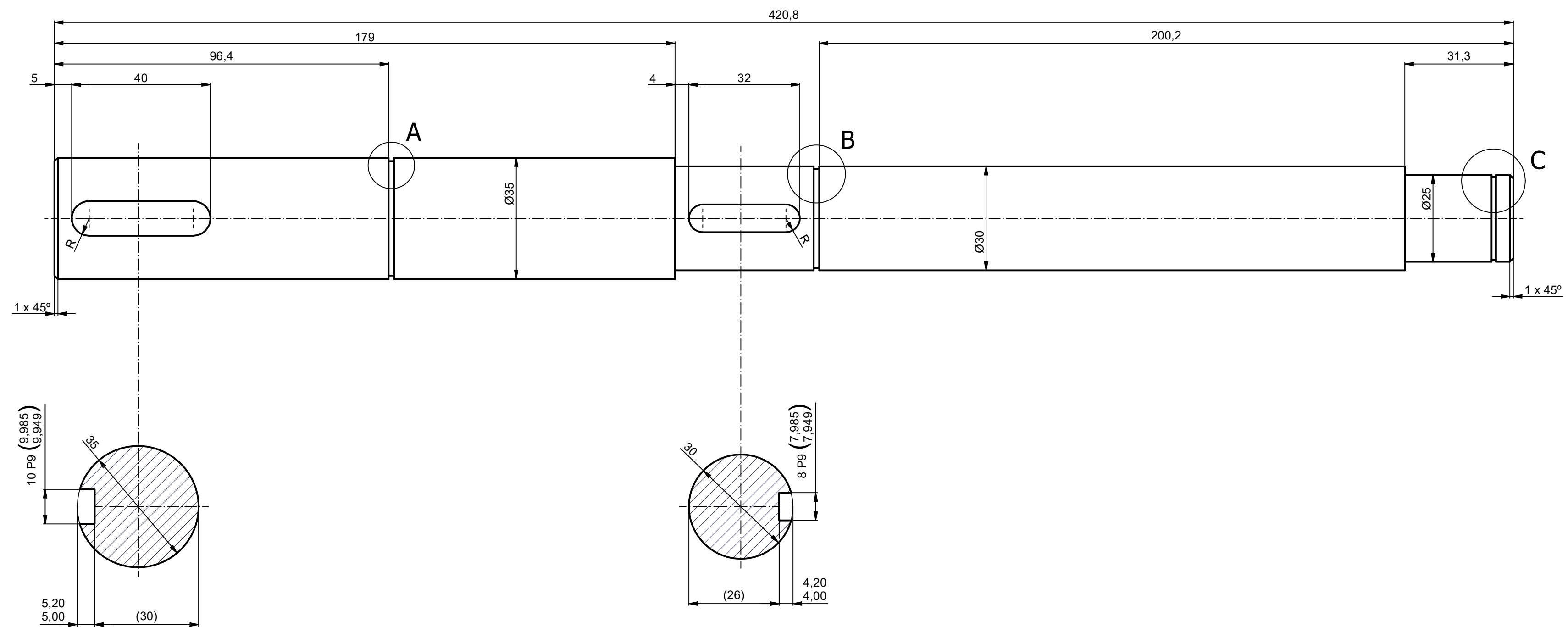
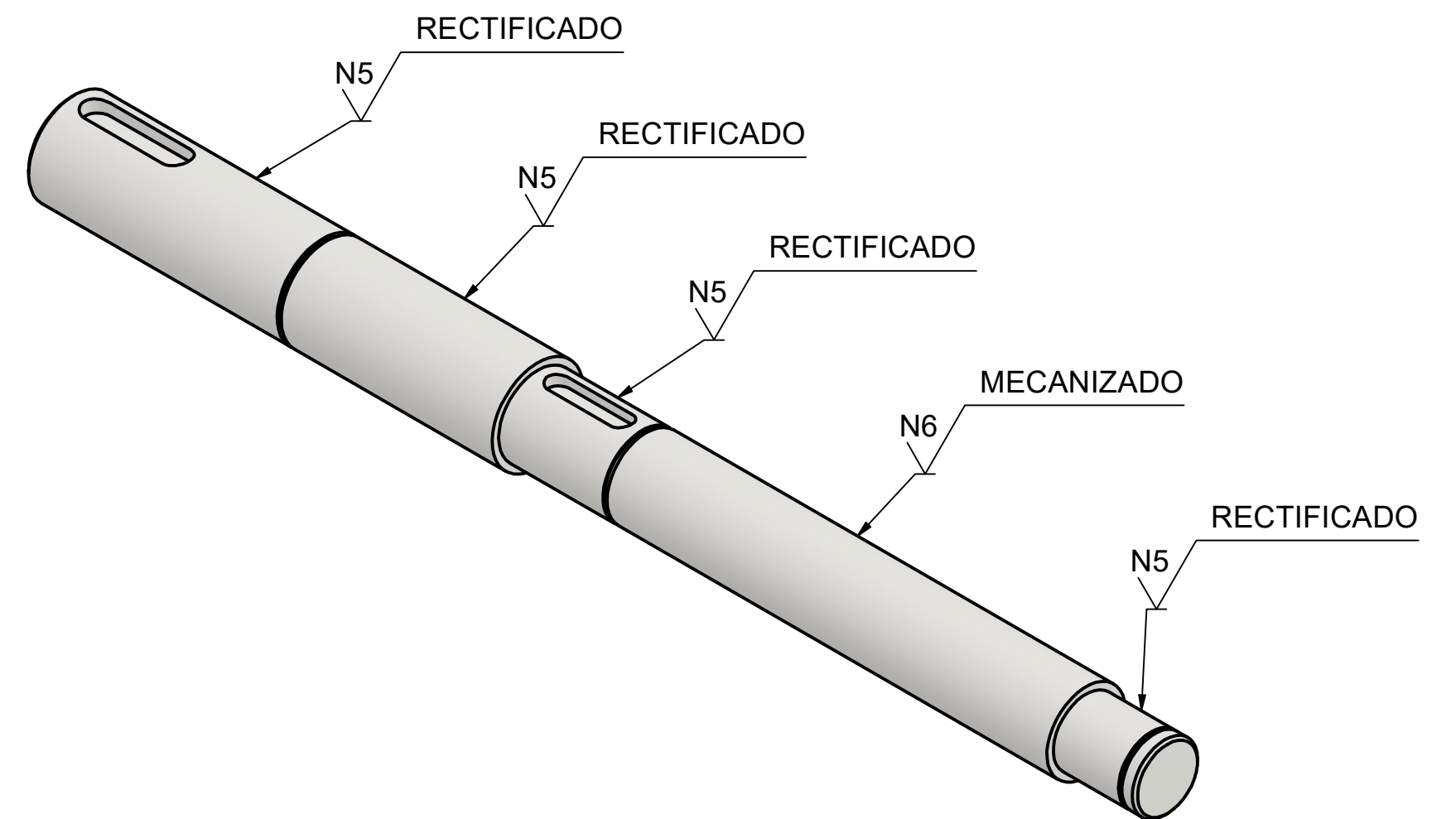
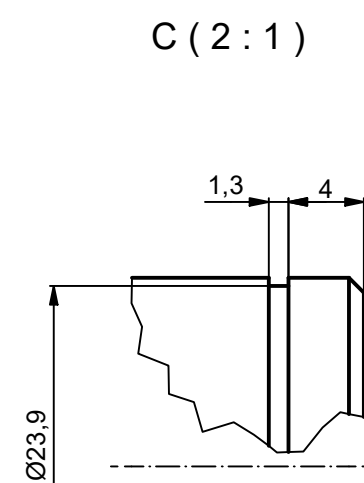
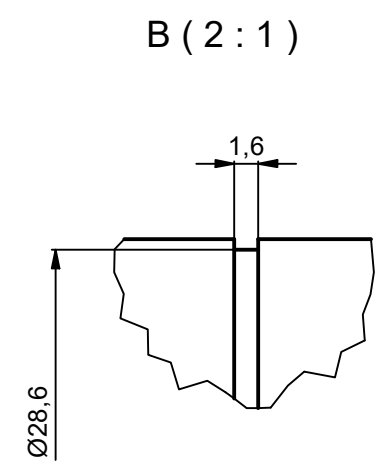
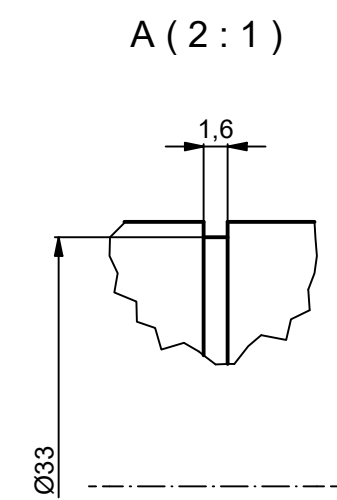
DIÁMETROS INTERIORES DE ALOJAMIENTOS H7

DISTANCIA TRASVERSAL ENTRE PERFORADOS DE 148mm SALVO LOS ACOTADOS

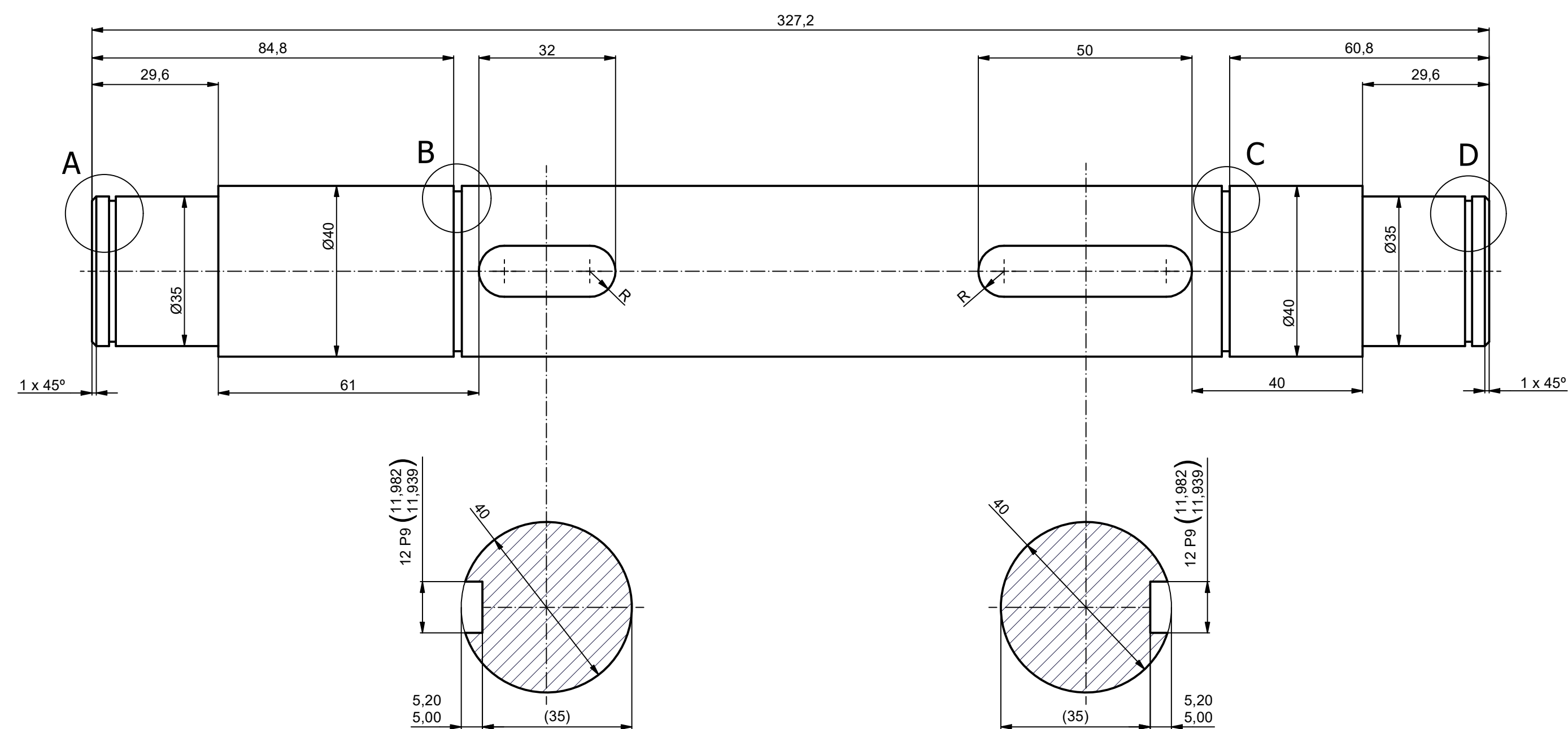
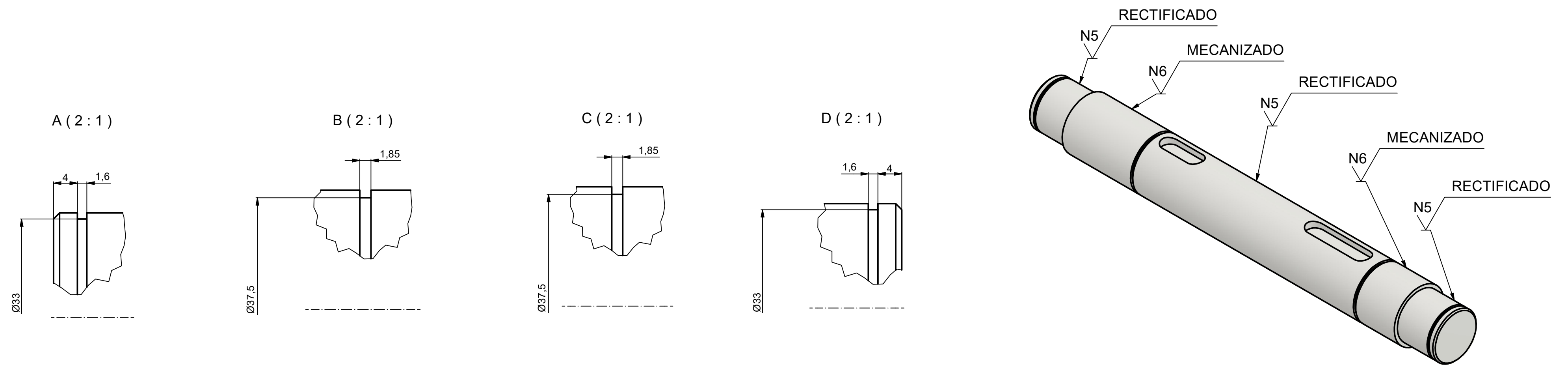
RADIOS DE ACUERDO NO ACOTADOS DE 5mm



DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
COMPROBADO	10 12 21	J.M. Barroso		
ESCALA	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Carcasa superior			Nº DE PLANO
1:2				4 / 14
FORMATO				SUSTITUYE A
A1				SUSTITUIDO POR

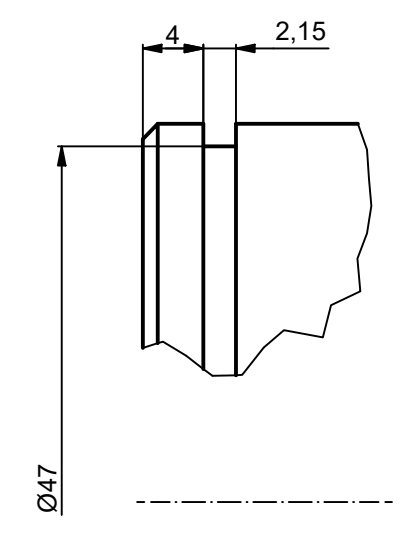


	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso			
COMPROBADO					
ESCALA: 1:1	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Eje de entrada (eje 1)			Nº DE PLANO 5 / 14	
FORMATO: A2				SUSTITUIYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	

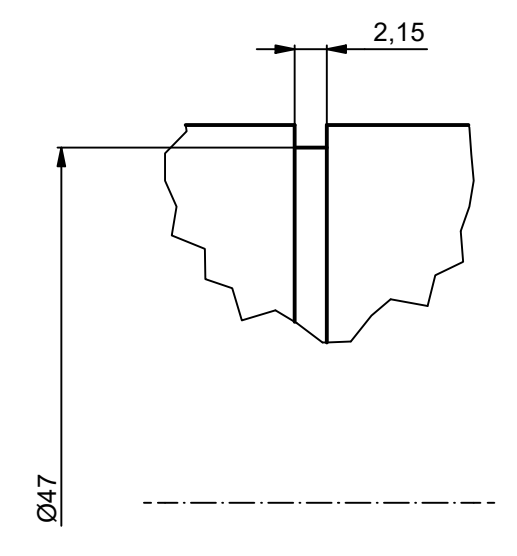


	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		
COMPROBADO				
ESCALA: 1:1	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Eje intermedio 1 (eje 2)			Nº DE PLANO 6 / 14
FORMATO: A2				SUSTITUIYE A:
				SUSTITUIDO POR:

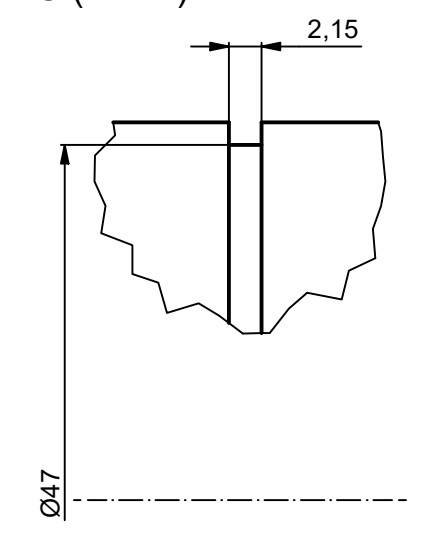
A (2 : 1)



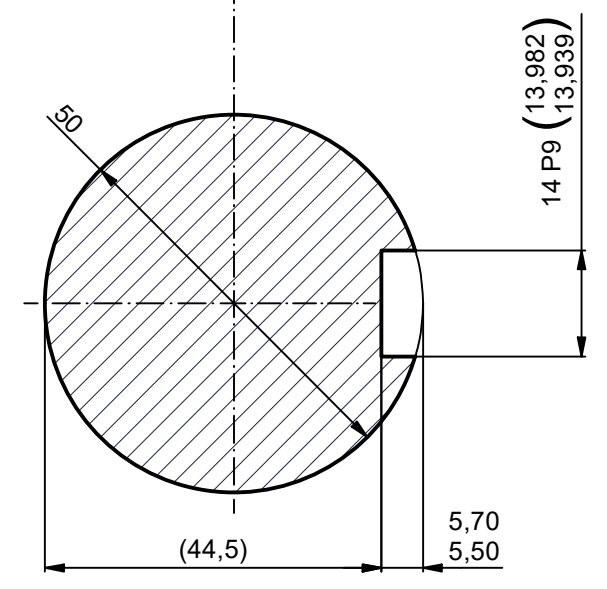
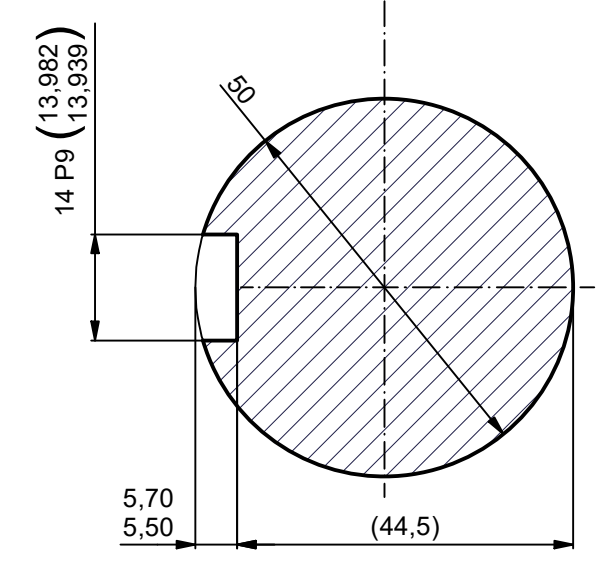
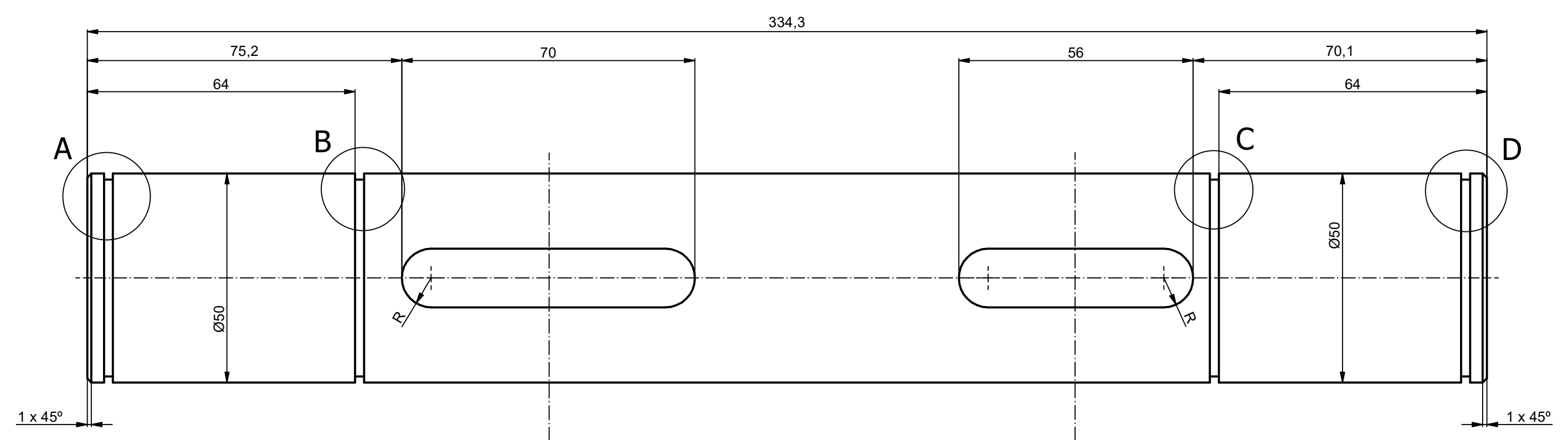
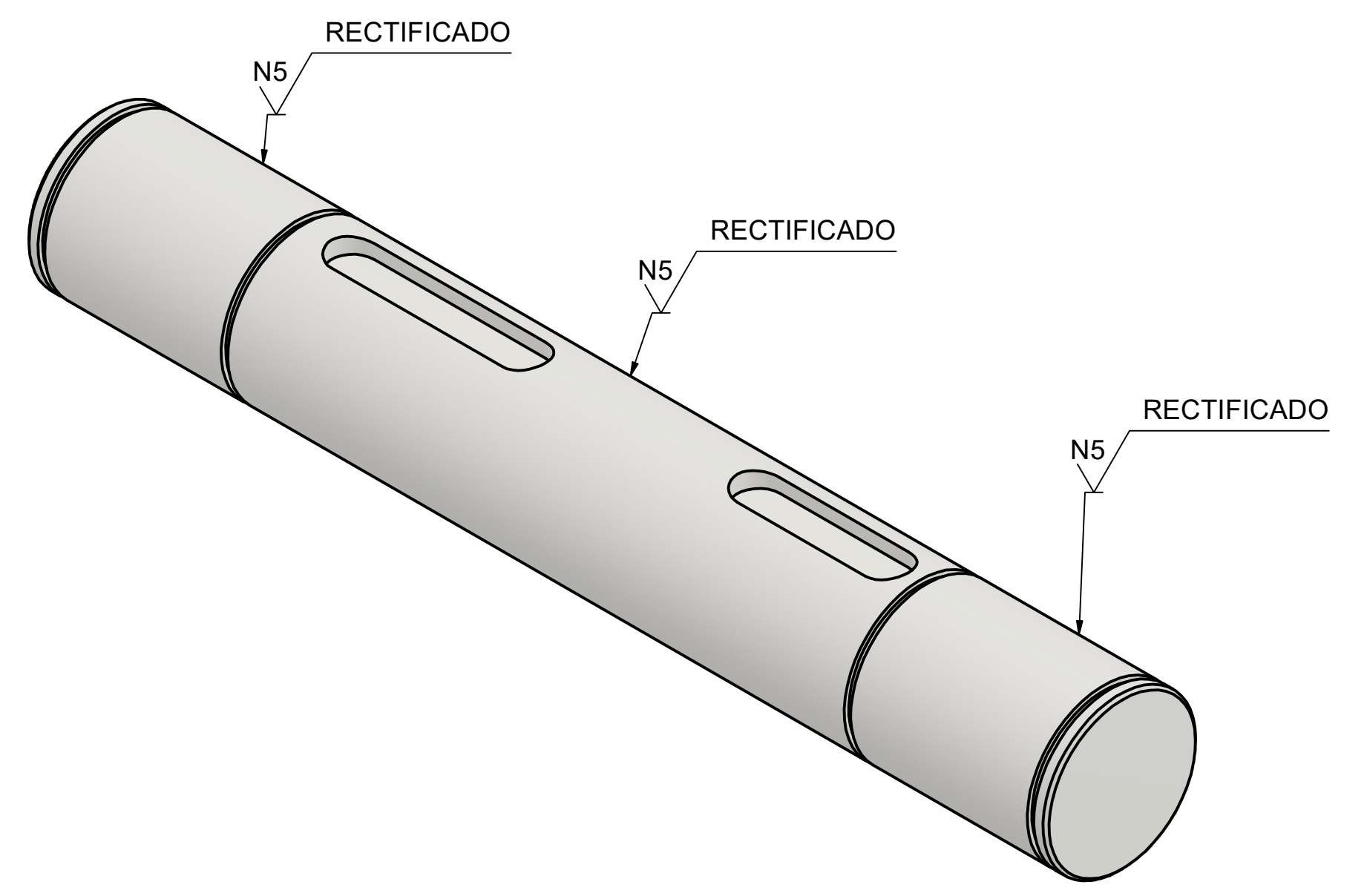
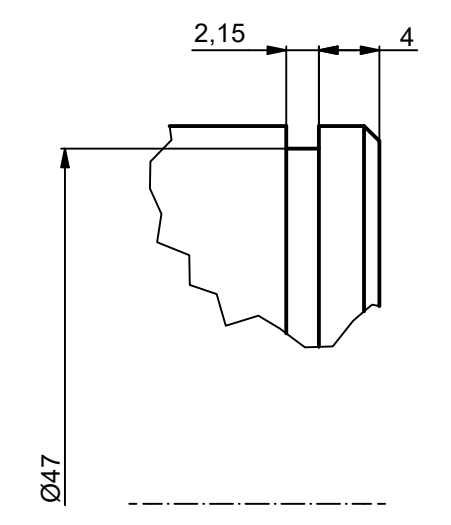
B (2 : 1)



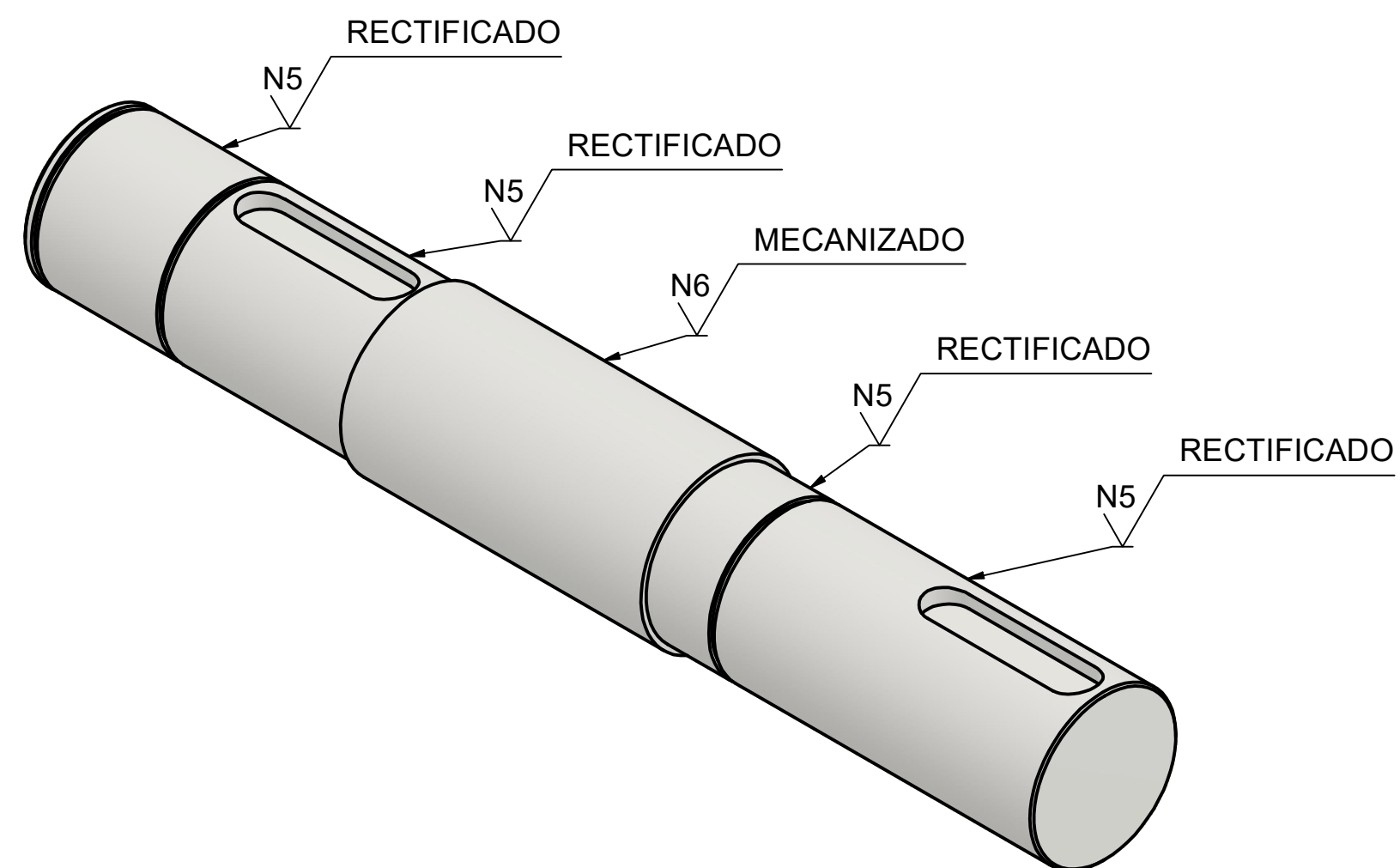
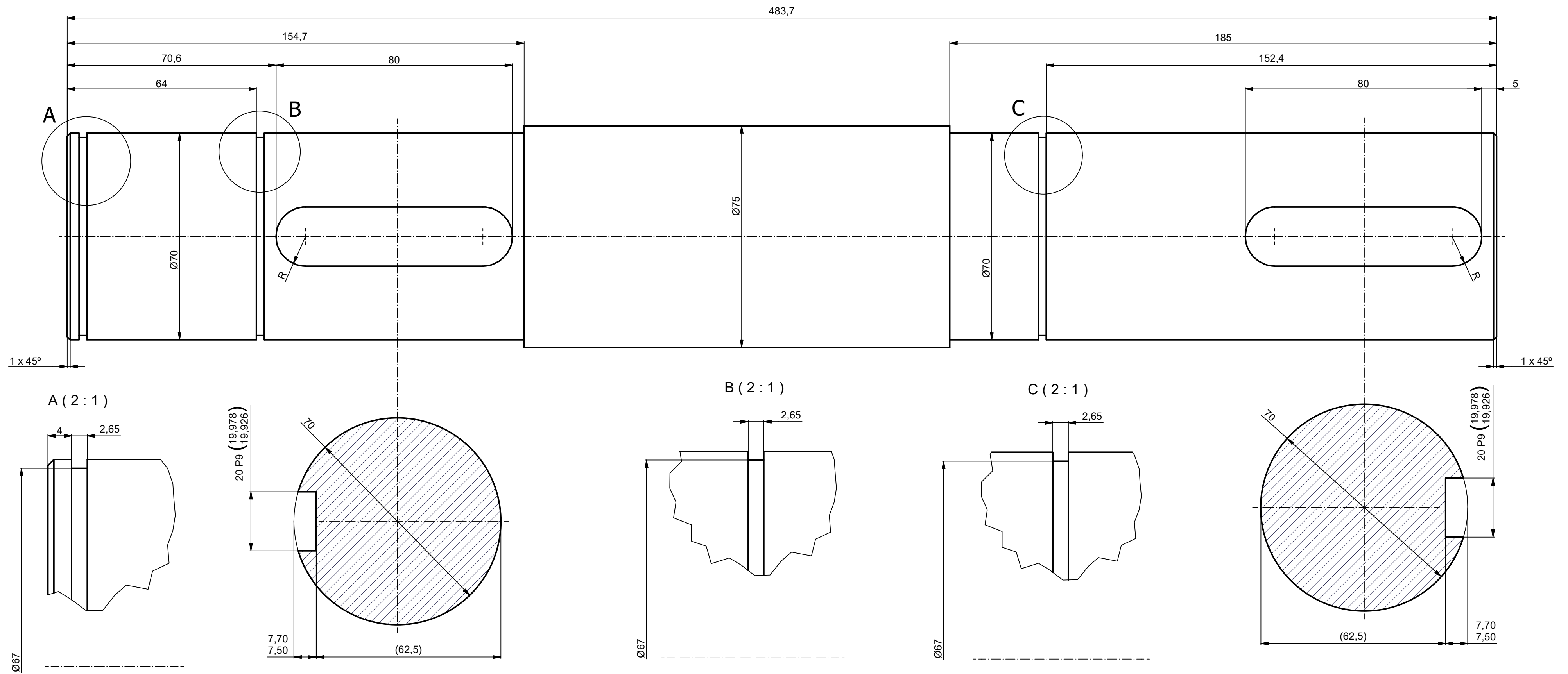
C (2 : 1)



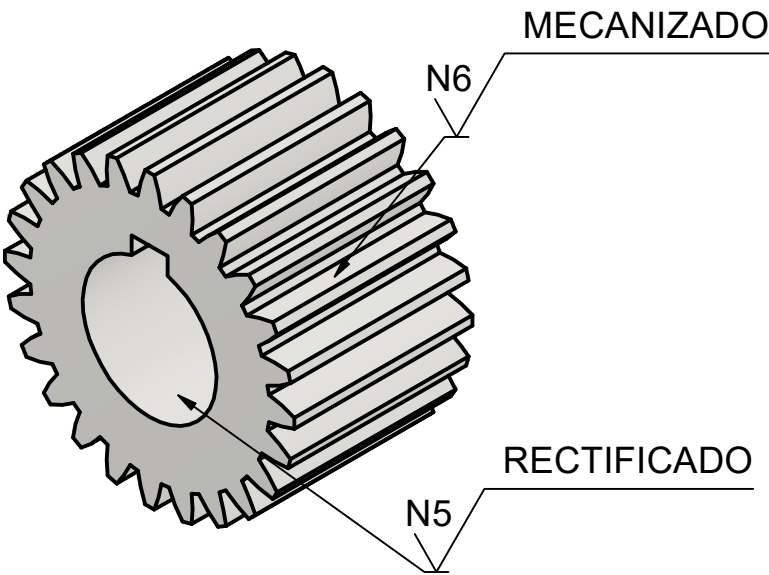
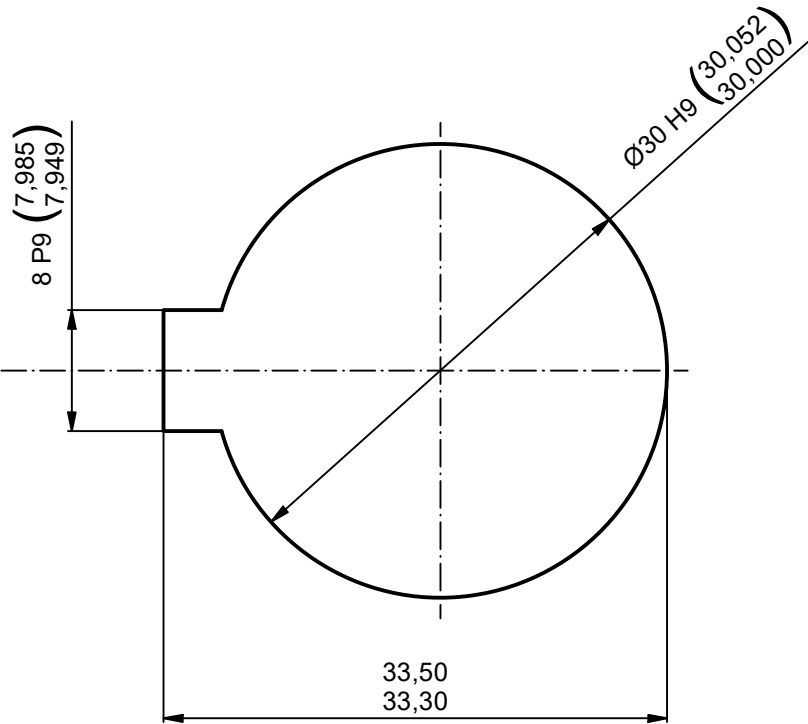
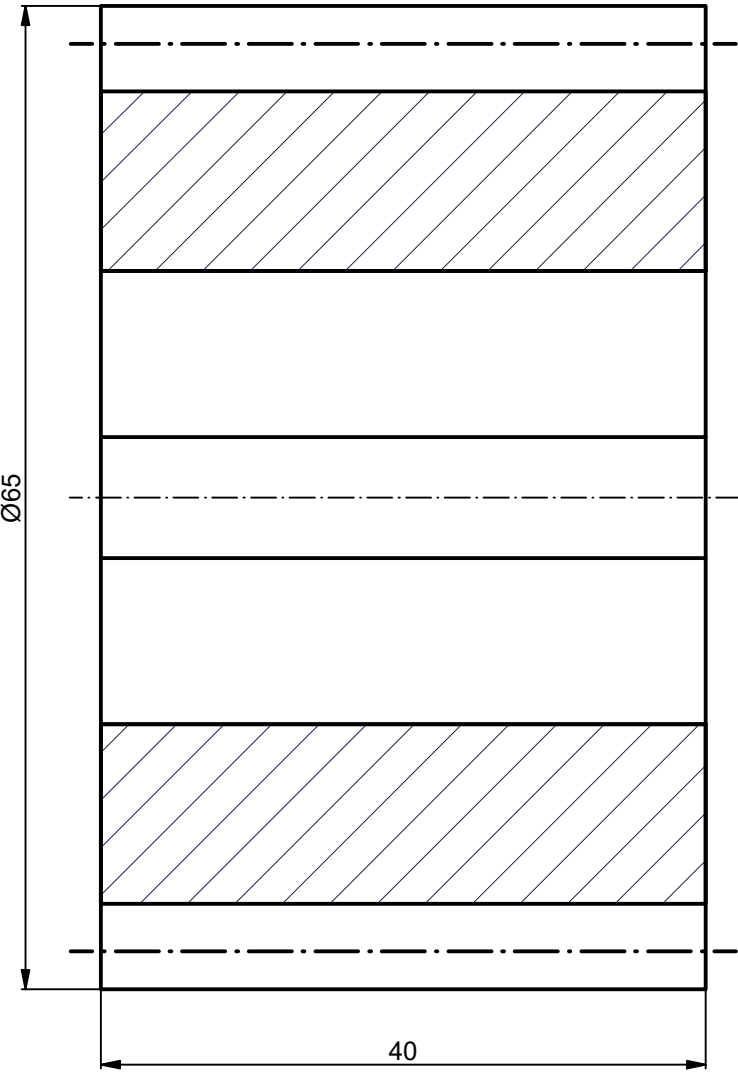
D (2 : 1)



	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		
COMPROBADO				
ESCALA: 1:1	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Eje intermedio 2 (eje 3)			Nº DE PLANO 7 / 14
FORMATO: A2				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

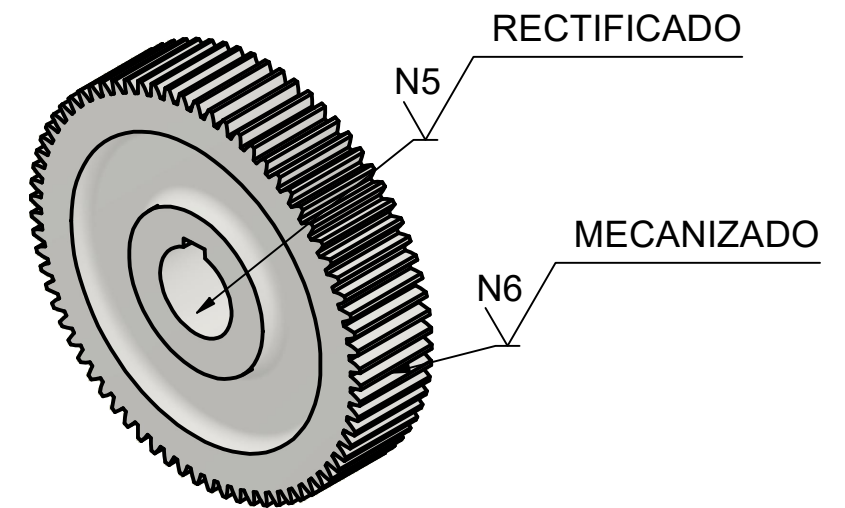
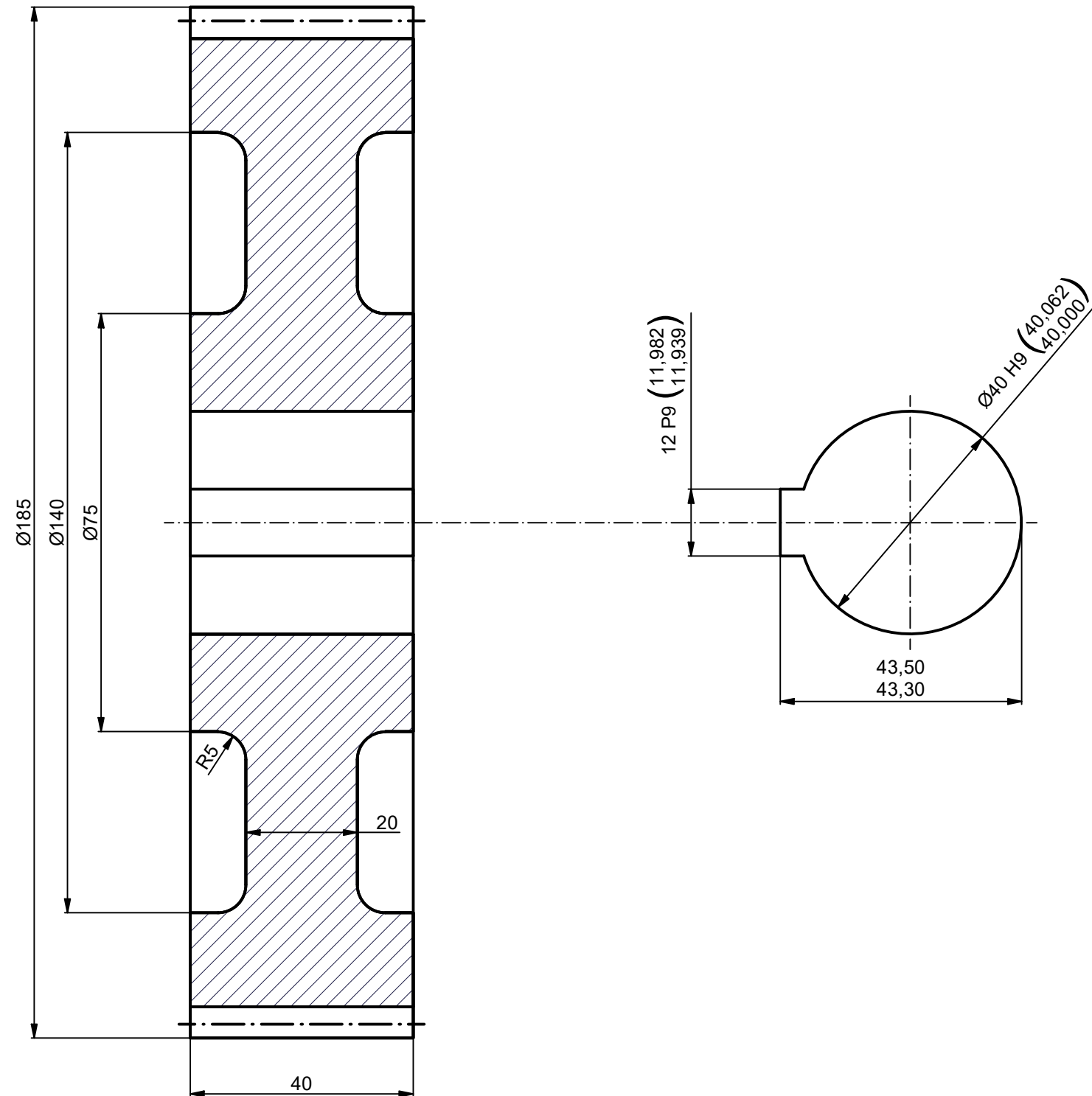


	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		Nº DE PLANO	
COMPROBADO				8 / 14	
				SUSTITUIYE A:	
ESCALA:	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Eje de salida (eje 4)			SUSTITUIDO POR:	
1:1					
FORMATO: A2					



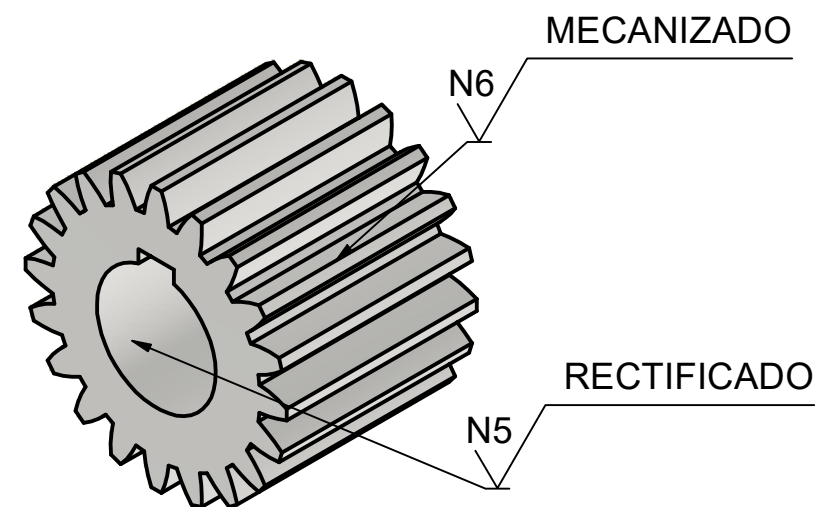
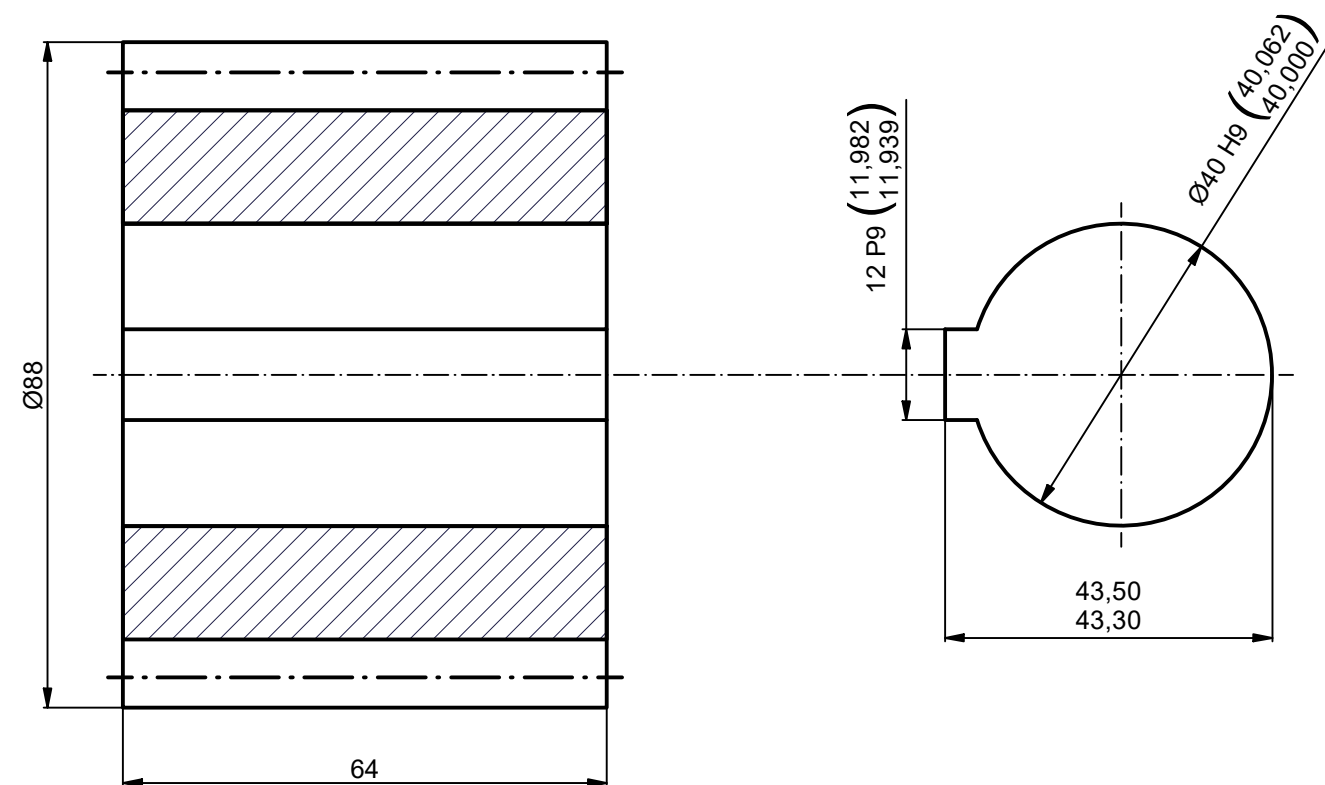
Datos del engranaje		
Variable	Símbolo	Valor
Número de dientes	Z1	24
Módulo	m	2,5 mm/diente
Paso	p=PI*m	7,854
Addendum	a=m	2,5 mm
Dedendum	b=1.25m	3,125 mm
Diámetro primitivo	dp=m*Z	60 mm
Diametro interior	di=m(Z-2.5)	53.75 mm
Diámetro exterior	de=m(Z+2)	65 mm
Diámetro base de centros	db=dp*cos(alfa)	56,382 mm
Ángulo de presión	alfa	20º
Ancho de cara	F=b	40 mm
Distancia entre ejes	C_2_1	120 mm
Cremallera tipo		UNE 18016
Normativa de representacion		UNE 2203
Engranaje acoplado	Engranaje 2	Z2=72
	Plano nº	10

	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		
COMPROBADO				
ESCALA: 2:1	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Engranaje 1			Nº DE PLANO 9 / 14
FORMATO: A3				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



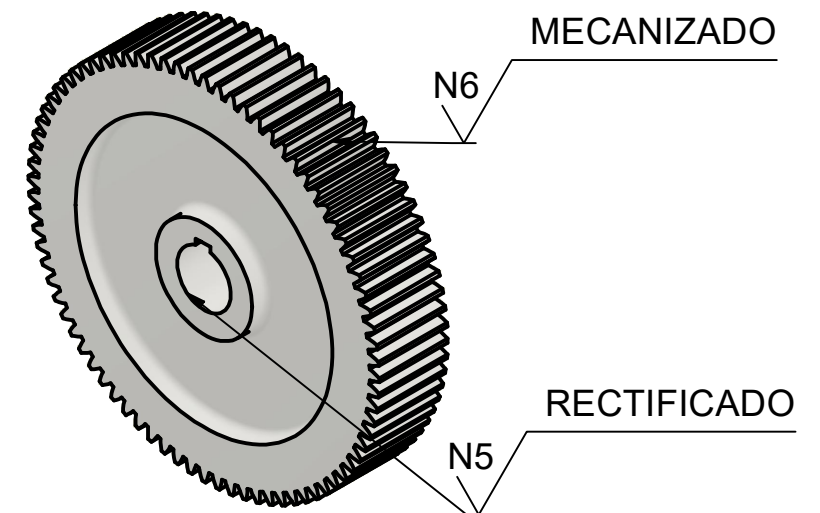
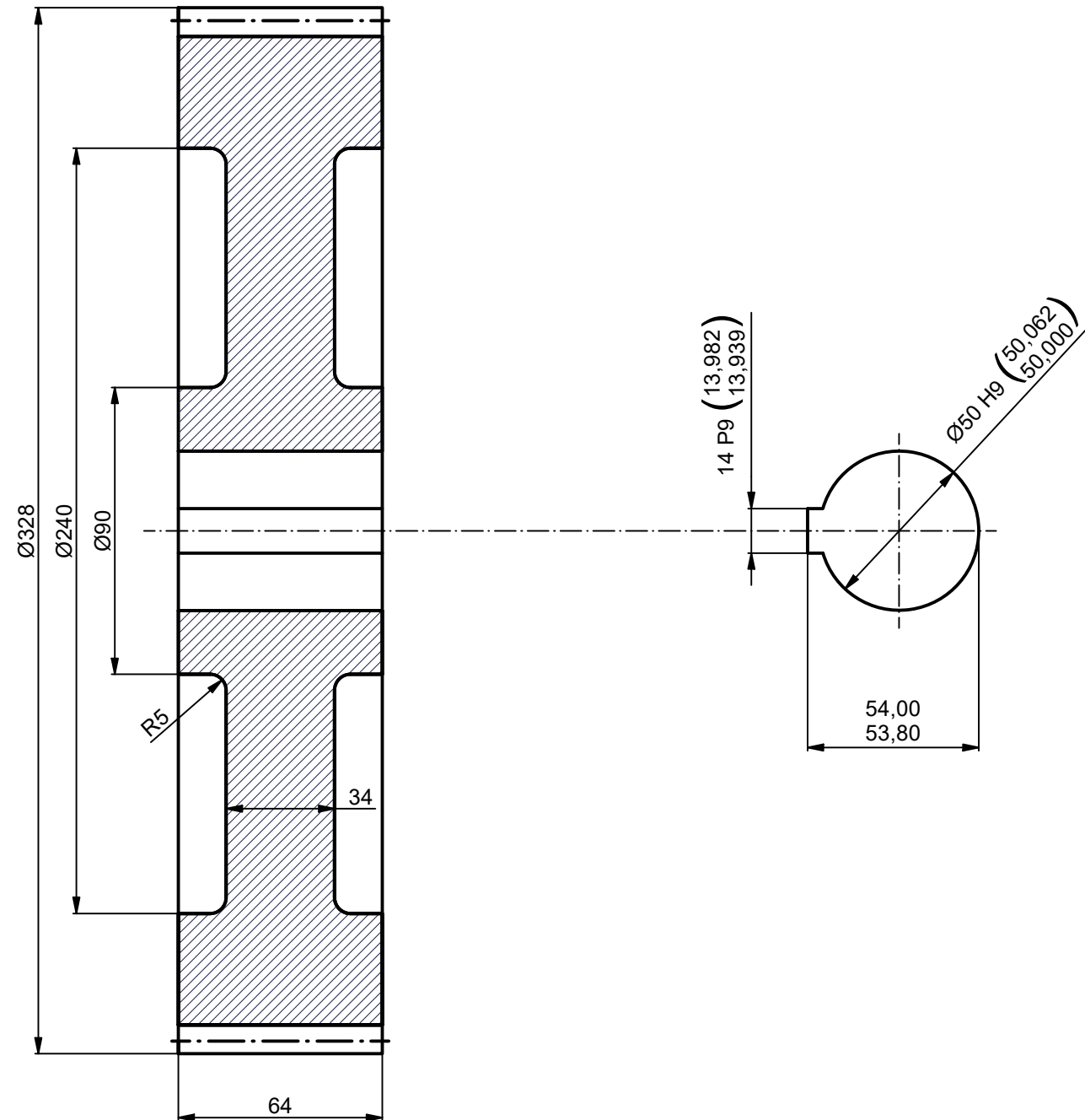
Datos del engranaje		
Variable	Símbolo	Valor
Número de dientes	Z2	72
Módulo	m	2,5 mm/diente
Paso	p=PI*m	7,854
Addendum	a=m	2,5 mm
Dedendum	b=1.25m	3,125 mm
Diámetro primitivo	dp=m*Z	180 mm
Diametro interior	di=m(Z-2.5)	173.75 mm
Diámetro exterior	de=m(Z+2)	185 mm
Diámetro base de centros	db=dp*cos(alfa)	169,145 mm
Ángulo de presión	alfa	20°
Ancho de cara	F=b	40 mm
Distancia entre ejes	C_2_1	120 mm
Cremallera tipo		UNE 18016
Normativa de representacion		UNE 2203
Engranaje acoplado	Engranaje 1	Z1=24
	Plano nº	9

	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		
COMPROBADO				
ESCALA: 1:1	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Engranaje 2			Nº DE PLANO 10 / 14
FORMATO: A3				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



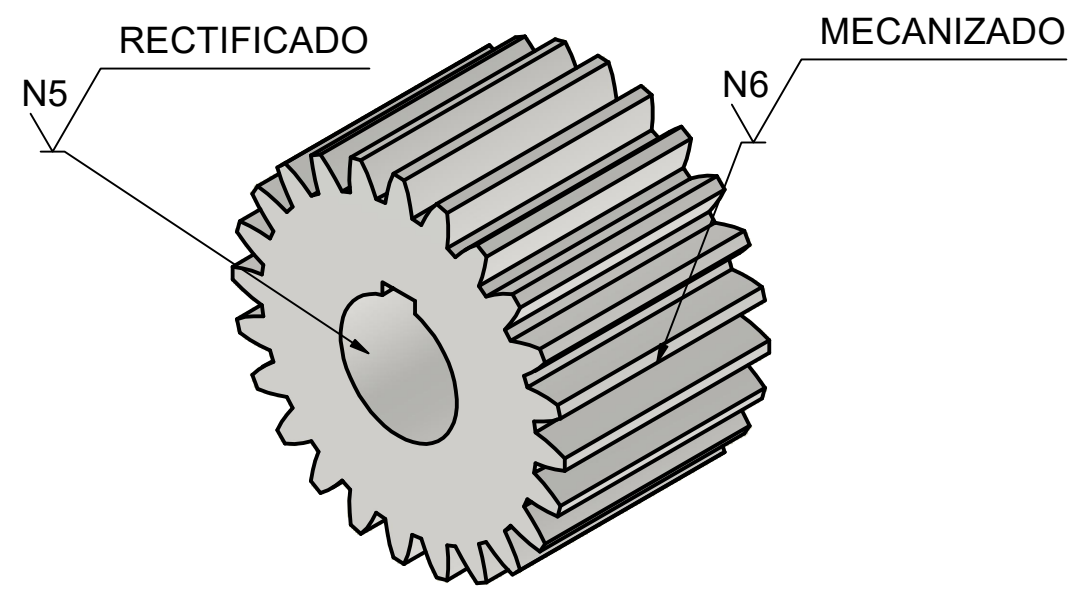
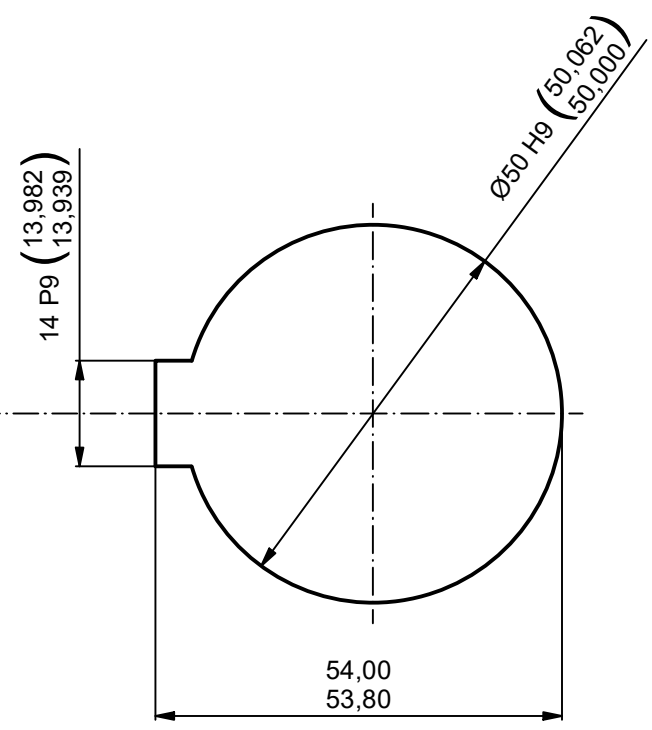
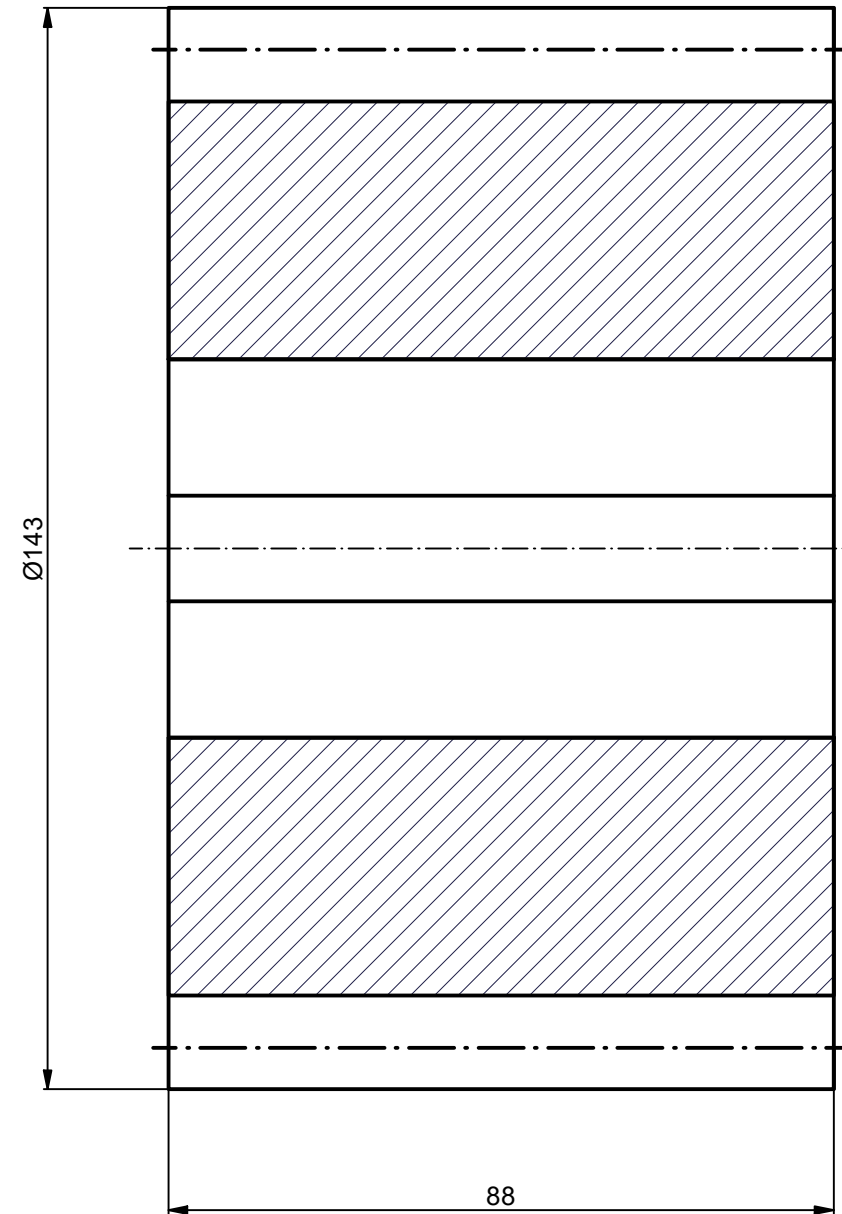
Datos del engranaje		
Variable	Símbolo	Valor
Número de dientes	Z3	20
Módulo	m	4 mm/diente
Paso	$p=PI*m$	12,567
Addendum	a=m	4 mm
Dedendum	b=1.25m	5 mm
Diámetro primitivo	$dp=m*Z$	80 mm
Diametro interior	$di=m(Z-2.5)$	70 mm
Diámetro exterior	$de=m(Z+2)$	88 mm
Diámetro base de centros	$db=dp*cos(alfa)$	75,175 mm
Ángulo de presión	alfa	20°
Ancho de cara	F=b	64 mm
Distancia entre ejes	C_3_4	200 mm
Cremallera tipo		UNE 18016
Normativa de representacion		UNE 2203
Engranaje acoplado	Engranaje 4	Z4=80
	Plano nº	12

	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		
COMPROBADO				
ESCALA: 1:1	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Engranaje 3			Nº DE PLANO 11 / 14
FORMATO: A3				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



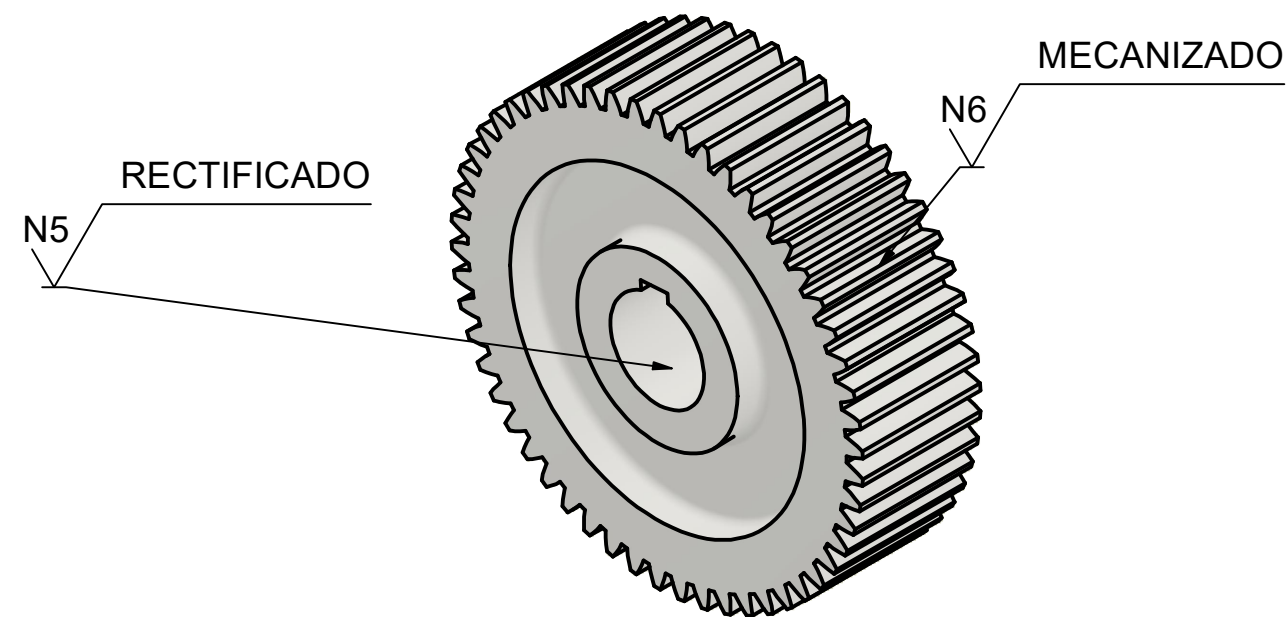
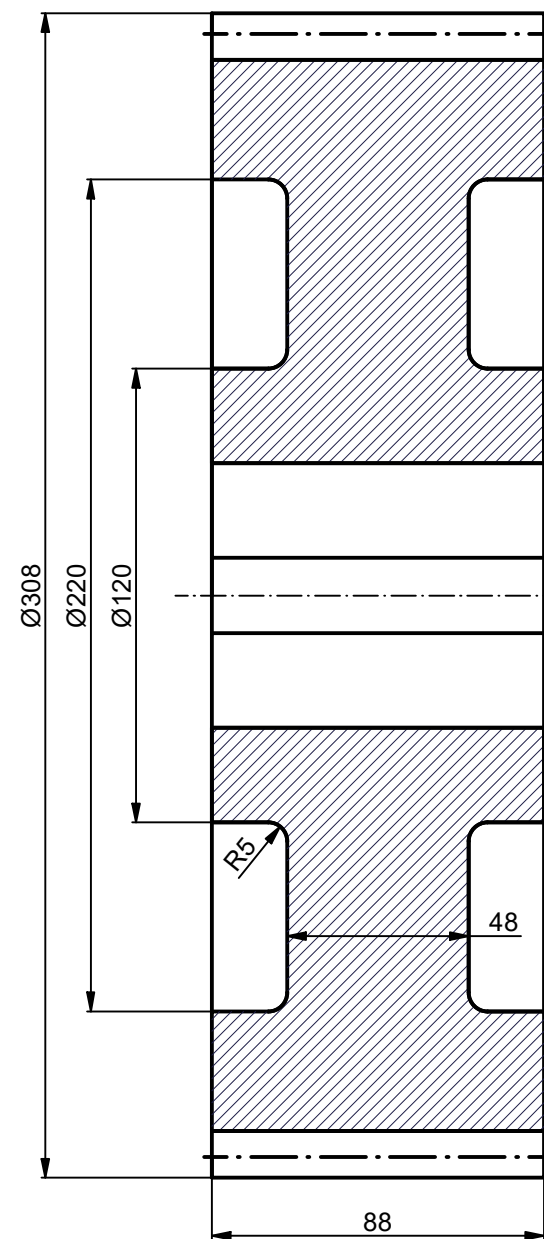
Datos del engranaje		
Variable	Símbolo	Valor
Número de dientes	Z4	80
Módulo	m	4 mm/diente
Paso	p=PI*m	12,567
Addendum	a=m	4 mm
Dedendum	b=1.25m	5 mm
Diámetro primitivo	dp=m*Z	320 mm
Diametro interior	di=m(Z-2.5)	310 mm
Diámetro exterior	de=m(Z+2)	328 mm
Diámetro base de centros	db=dp*cos(alfa)	300,702 mm
Ángulo de presión	alfa	20º
Ancho de cara	F=b	64 mm
Distancia entre ejes	C_3_4	200 mm
Cremallera tipo		UNE 18016
Normativa de representacion		UNE 2203
Engranaje acoplado	Engranaje 3	Z3=20
	Plano nº	11

	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		
COMPROBADO				
ESCALA: 1:2	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Engranaje 4			Nº DE PLANO 12 / 14
FORMATO: A3				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



Datos del engranaje		
Variable	Símbolo	Valor
Número de dientes	Z5	24
Módulo	m	5,5 mm/diente
Paso	p=PI*m	17,279
Addendum	a=m	5,5 mm
Dedendum	b=1.25m	6,875 mm
Diámetro primitivo	dp=m*Z	132 mm
Diametro interior	di=m(Z-2.5)	118,25 mm
Diámetro exterior	de=m(Z+2)	143 mm
Diámetro base de centros	db=dp*cos(alfa)	124,039 mm
Ángulo de presión	alfa	20º
Ancho de cara	F=b	88 mm
Distancia entre ejes	C_5_6	214,5 mm
Cremallera tipo		UNE 18016
Normativa de representacion		UNE 2203
Engranaje acoplado	Engranaje 6	Z6=54
	Plano nº	14

	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso			
COMPROBADO					
ESCALA:	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Engranaje 5				Nº DE PLANO
1:1					13 / 14
FORMATO:					SUSTITUYE A:
A3					SUSTITUIDO POR:



Datos del engranaje		
Variable	Símbolo	Valor
Número de dientes	Z6	54
Módulo	m	5,5 mm/diente
Paso	$p=\pi m$	17,279
Addendum	$a=m$	5,5 mm
Dedendum	$b=1.25m$	6,875 mm
Diámetro primitivo	$d_p=m \cdot Z$	297 mm
Diametro interior	$d_i=m(Z-2.5)$	283,25 mm
Diámetro exterior	$d_e=m(Z+2)$	308 mm
Diámetro base de centros	$d_b=d_p \cdot \cos(\alpha)$	279,089 mm
Ángulo de presión	α	20°
Ancho de cara	$F=b$	88 mm
Distancia entre ejes	C_5_6	214,5 mm
Cremallera tipo		UNE 18016
Normativa de representacion		UNE 2203
Engranaje acoplado	Engranaje 5	Z5=24
	Plano nº	13

	FECHA	NOMBRE	FIRMAS	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	10.12.21	J.M.Barroso		
COMPROBADO				
ESCALA: 1:2	Diseño de una reductora de velocidad para cinta transportadora industrial Engranaje 6			Nº DE PLANO 14 / 14
FORMATO: A3				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

9.1. Bibliografía principal.

- [1]. RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBETT. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. España. McGraw-Hill. 2012.
- [2]. JOSEPH E. SHIGLEY. JOHN J. UICKER. JR. Teoría de Máquinas y Mecanismos. México. McGraw-Hill. 1988. Capítulo VII.
- [3]. PILAR LAFONT MORGADO, ANDRÉS DIAZ LANTADA Y JAVIER ECHÉVARRI OTERO. Diseño y cálculo de transmisiones por engranajes. España Universidad Politécnica de Madrid. 2009.
- [4]. DUDLEY, DARLE W. Manual de engranajes: diseño, manufactura y aplicación de engranajes. México. Continental. 1980.
- [5]. UNE 18005. Engranajes cilíndricos para mecánica general. Módulos y diametrales Pitch.
- [6]. FERDINAND P. BEER ET AL. Mecánica de Materiales. México. McGraw-Hill. 2009. Capítulo III.
- [7]. AGMA 2001. Parámetros fundamentales y métodos de cálculo para engranajes rectos y engranajes helicoidales.

9.2. Bibliografía secundaria.

- [8]. Soluciones de transmisión de potencia [consulta: octubre 2021]. Disponible en: [Cross+Morse | Power Transmission Manufacturer](#)
- [9]. UNE 18066. Engranajes rectos y helicoidales.
- [10]. Papel y cartón. ¿Qué características tiene? [consulta: octubre 2021]. Disponible en: [PAPEL Y CARTÓN \(miteco.gob.es\)](#)
- [11]. Catálogo de palets de EUROPALET. [consulta: septiembre 2021]. Disponible en: [Catálogo Industrial.indd \(europalet.com\)](#)
- [12]. UNE-EN ISO 2203. Dibujos técnicos. Signos convencionales para engranajes.
- [13]. UNE 18016. Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Cremallera de referencia.
- [14]. UNE 18005. Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Módulos y diametrales Pitch.
- [15]. UNE 18018. Árboles para transmisiones.
- [16]. UNE-ISO 690. Información y documentación. Directrices para la redacción de referencias bibliográficas y de citas de recursos de información.

- [17]. AGMA 2015. Sistema de clasificación de precisión. Medidas tangenciales para engranajes cilíndricos.
- [18]. ISO 281. Rodamientos. Índices de carga dinámica y clasificación de vida.
- [19]. Catálogo de rodamientos SKF. Disponible en: [0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf \(skf.com\)](https://www.skf.com/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)
- [20]. Catálogo de motores eléctricos del fabricante Siemens (serie Simotics). Disponible en [Motors Catalogue \(siemens.com\)](https://www.siemens.com/Motors_Catalogue)
- [21]. Equivalencias de viscosidades entre grados ISO, SAE y AGMA. Disponible en: [Diferencias entre grados ISO, SAE y AGMA - DAKOLUB](https://www.dakolub.com/Diferencias-entre-grados-ISO-SAE-y-AGMA)
- [22]. Cálculo del módulo en engranajes cilíndricos. Universidad del País Vasco. [consulta: septiembre 2021]. Disponible en: [Tema 10. Cálculo del módulo de engranejes rectos.pdf \(ehu.eus\)](https://www.ehu.es/Tema10/C%C3%A1lculo%20del%20m%C3%B3dulo%20de%20engranajes%20rectos.pdf)
- [23]. AGMA 908-89, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth.
- [24]. AGMA 9005. Lubricación en engranajes industriales.
- [25]. AGMA 2002. Tooth Thickness and Backlash Measurement of Cylindrical Involute Gearing.
- [26]. ISO 3448. Lubricantes líquidos industriales.
- [27]. Catálogo de lubricantes para ejes y transmisiones. [consulta: diciembre 2021]. Disponible en: [Shell Spirax - Aceites para ejes y transmisiones | Shell España Spain](https://www.shell.es/ShellSpirax-Aceites-para-ejes-y-transmisiones)
- [28]. Catálogo de anillas de retención. Rotorclip. Disponible en: [SpanishMetricSection1.qxd \(rotorclip.com\)](https://www.rotorclip.com/SpanishMetricSection1.qxd)
- [29]. Catálogo de OPAC para chavetas paralelas redondeadas (DIN 6885-1A). Disponible en: [DIN 6885 A.pdf \(opac.net\)](https://www.opac.net/DIN_6885_A.pdf)
- [30]. Cálculo resistente de chavetas. Universitat Jaume I. Disponible en: [Mecapedia- Cálculo resistente de chavetas \(uji.es\)](https://www.mecapedia.com/C%C3%A1lculo%20resistente%20de%20chavetas)
- [31]. Herramienta de selección de rodamiento SKF. Disponible en: [SKF Bearing Select](https://www.skf.com/SKF-Bearing-Select)