

E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática
y de Telecomunicación

Cálculo y diseño de un reductor de velocidad de dos etapas



Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo Fin de Grado

Naroa Arandigoyen Pejenaute

Rodrigo Luri Irigoyen

Pamplona, 2 septiembre 2020

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

RESUMEN: El objetivo principal de este TFG es realizar el cálculo y diseño de un reductor de velocidad de dos etapas. El tipo de transmisión escogido es por engranajes directos de dientes rectos, siendo los ejes de entrada y de salida coaxiales. La relación de transmisión del mecanismo será igual a 12. El mecanismo es requerido para ser acoplado a una máquina herramienta genérica, que cumpla que la velocidad de entrada sea de 1500 rpm, cuando se entrega el par máximo, 1800 N·m, y la de salida sea de 125 rpm. El proceso de diseño ha comenzado con el dimensionamiento de los engranajes atendiendo a las ecuaciones de resistencia AGMA. Posteriormente, se han diseñado los ejes en base al cálculo de fatiga. Más tarde, se han calculado y seleccionado los rodamientos, anillos de sujeción, chavetas y tuercas. Seguidamente, se ha hecho una simulación por elementos finitos de cada eje con ayuda del programa Marc Mentat con el objetivo de acercarse más a la realidad y ver si sufren fallos por fatiga. Una vez conocidas todas las dimensiones finales de todos los componentes, se ha diseñado la carcasa donde irán apoyados. Más tarde, se ha descrito la fabricación de cada elemento así como el montaje final del mecanismo. Y por último, se ha realizado un presupuesto del reductor de velocidad y se han realizado los planos correspondientes de todos los componentes que lo forman.

PALABRAS CLAVE: Reductor de velocidad, transmisión de potencia, engranaje, eje, fatiga

ABSTRACT: The main objective of this TFG is to calculate and design a two-stage speed reducer. The type of transmission chosen is by direct gears with straight teeth, being the input and output shafts coaxial. The gear ratio of the mechanism will be equal to 12. The mechanism is required to be coupled to a generic machine tool, which fulfills that the input speed is 1500 rpm, when the maximum torque is delivered, which is 1800 Nm, and the output speed is 125 rpm. The design process has started with the sizing of the gears according to the AGMA resistance equations. Subsequently, the axles have been designed based on the fatigue calculation. Later the bearings, clamping rings, cotter pins and nuts have been calculated and selected. Next, a finite element simulation of each axis was carried out with the help of the Marc Mentat program in order to get closer to reality and see if they suffer fatigue failures. Once all the final dimensions of all the components are known, the casing where they will be supported has been designed. Later, the manufacturing of each element as well as the final assembly of the mechanism has been described. And finally, a budget has been made for the speed reducer and the corresponding plans have been made for all the components that comprise it.

KEYWORDS: Speed reducer, power transmission, gear, shaft, fatigue

ÍNDICE DE DOCUMENTOS

1. DOCUMENTO 1: MEMORIA
2. DOCUMENTO 2: PLANOS
3. DOCUMENTO 3: ANEXOS

MEMORIA

DOCUMENTO 1

ÍNDICE: MEMORIA

I. INTRODUCCIÓN	7
1. OBJETO.....	7
2. NECESIDADES Y CONDICIONES DE PARTIDA.....	7
2.1. NECESIDAD DE PAR.....	7
2.2. NECESIDAD DE VELOCIDAD.....	7
2.3. CONDICIONES DE GEOMETRÍA.....	8
2.4. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACION.....	8
2.5. CONDICIONES AMBIENTALES.....	8
II. MARCO TEÓRICO	9
1. DEFINICIÓN REDUCTOR DE VELOCIDAD.....	9
2. BENEFICIOS.....	9
3. APLICACIONES.....	9
4. CLASIFICACIÓN.....	10
5. TIPO DE TRANSMISIÓN.....	11
5.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO.....	11
5.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE.....	11
5.2.1. TRANSMISIÓN POR CADENAS.....	12
5.2.2. TRANSMISIÓN POR CORREAS DENTADAS.....	12
5.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANE DIRECTO.....	12
6. EJES.....	12
6.1. COMPONENTES DIVERSOS DE LOS EJES.....	12
6.2. TRATAMIENTOS TÉRMICOS EJES.....	13
6.3. ESTUDIO DE FATIGA.....	14
7. PROCESOS DE FABRICACIÓN.....	15
7.1. EJES.....	15
7.2. ENGRANAJES.....	15
8. TRATAMIENTOS TÉRMICOS DEL ACERO.....	15
III. SOLUCIÓN ADOPTADA	17
1. SECUENCIA DE DISEÑO.....	17
1.1. REQUISITOS DE POTENCIA Y PAR DE TORSIÓN.....	17

1.2.	ESPECIFICACIONES DE ENGRANES	18
1.2.1.	ANÁLISIS DE FUERZAS: ENGRANES RECTOS	20
1.2.2.	ECUACIONES DE ESFUERZO Y RESISTENCIA AGMA.....	21
1.2.3.	ESFUERZO DE CONTACTO PERMISIBLE	23
1.2.4.	CÁLCULO DE FACTORES	24
1.3.	DISEÑO DEL EJE	31
1.3.1.	ANÁLISIS DE FUERZAS.....	32
1.3.2.	SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL EJE	32
1.3.3.	CÁLCULO A FATIGA.....	32
1.4.	SELECCIÓN DE COJINETES.....	37
1.5.	SELECCIÓN DE CUÑA Y ANILLO DE RETENCIÓN.....	37
2.	DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS	39
2.1.	CARÁCTERÍSTICAS DE CADA ETAPA	39
2.2.	DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES	40
2.2.1.	MATERIAL	40
2.2.2.	ENGRANAJE 2	40
2.2.3.	ENGRANAJE 3	44
2.2.4.	ENGRANAJE 4	48
2.2.5.	ENGRANAJE 5	52
2.3.	DIMENSIONADO DE LOS EJES	55
2.3.1.	DIAGRAMAS DE ESFUERZOS	56
2.3.2.	MATERIAL SELECCIONADO.....	64
2.3.3.	CÁLCULO A FATIGA.....	64
2.3.4.	CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES	71
2.4.	DISEÑO CARCASA	72
2.4.1.	SELECCIÓN DE MATERIAL	73
2.5.	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	73
2.5.1.	CÁLCULO DE RODAMIENTOS.....	74
2.6.	SELECCIÓN DE CHAVETAS	77
2.7.	SELECCIÓN ANILLOS DE SUJECIÓN.....	78
2.8.	SELECCIÓN TUERCAS.....	78
IV.	ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS Y RESULTADOS.	79
1.	PASOS INICIALES	79
2.	EJE DE ENTRADA.....	80

2.1.	FIJACIONES	80
2.2.	FUERZAS	81
2.2.1.	FLEXIÓN.....	82
2.2.2.	TORSIÓN.....	82
2.3.	RESULTADOS	82
3.	EJE INTERMEDIO.....	86
3.1.	FIJACIONES	87
3.2.	FUERZAS	88
3.2.1.	FLEXIÓN.....	88
3.2.2.	TORSIÓN.....	89
3.3.	RESULTADOS	89
4.	EJE DE SALIDA.....	92
4.1.	FIJACIONES	93
4.2.	FUERZAS	94
4.2.1.	FLEXIÓN.....	94
4.2.2.	TORSIÓN.....	94
4.3.	RESULTADOS	95
V.	FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	98
1.	TORNEADO.....	98
1.1.	EJE DE ENTRADA.....	98
1.2.	EJE INTERMEDIO.....	100
1.3.	EJE DE SALIDA	100
2.	FRESADORA.....	101
3.	TRATAMIENTO TÉRMICO.....	102
4.	MONTAJE	104
VI.	PRESUPUESTO.....	104
VII.	CONCLUSIÓN	108
VIII.	BIBLIOGRAFÍA.....	109

ÍNDICE: FIGURAS

<i>Figura 1: Diagrama de fatiga [7]</i>	14
<i>Figura 2: Factor geométrico Y_f de engranes rectos. [8]</i>	24
<i>Figura 3: Factor dinámico. [9]</i>	26
<i>Figura 4: Factor de relación de la dureza Z_w. [9]</i>	29
<i>Figura 5: Representación de factor de esfuerzos Y_N. [9]</i>	29
<i>Figura 6: Representación de factor de esfuerzos Z_N. [9]</i>	30
<i>Figura 7: Factor del espesor del aro. [9]</i>	31
<i>Figura 8: Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión. [7]</i>	34
<i>Figura 9: Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión. [7]</i>	34
<i>Figura 11: Fuerzas actuantes en la chaveta. [7]</i>	38
<i>Figura 12: Ejemplo de anillo de retención. [7]</i>	38
<i>Figura 13: Disposición de los engranajes y de los ejes. [7]</i>	39
<i>Figura 14: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 2</i>	44
<i>Figura 15: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 3</i>	46
<i>Figura 16: Solicitaciones del eje de entrada</i>	56
<i>Figura 17: Reacciones en los rodamientos del eje de entrada</i>	56
<i>Figura 18: Diagrama de corte en el plano x-z del eje de entrada</i>	57
<i>Figura 19: Diagrama de corte en el plano x-y del eje de entrada</i>	57
<i>Figura 20: Momento flector en el plano x-z del eje de entrada</i>	57
<i>Figura 21: Momento flector en el plano x-y del eje de entrada</i>	58
<i>Figura 22: Momento flector resultando del eje de entrada</i>	58
<i>Figura 23: Par torsor del eje de entrada</i>	58
<i>Figura 24: Solicitaciones del eje intermedio</i>	59
<i>Figura 25: Reacciones en los rodamientos del eje intermedio</i>	59
<i>Figura 26: Diagrama de corte en el plano x-z del eje intermedio</i>	59
<i>Figura 27: Diagrama de corte en el plano x-y del eje intermedio</i>	60
<i>Figura 28: Momento flector en el plano x-z en el eje intermedio</i>	60
<i>Figura 29: Momento flector en el plano x-y del eje intermedio</i>	60
<i>Figura 30: Momento flector resultante del eje intermedio</i>	61
<i>Figura 31: Par torsor del eje intermedio</i>	61
<i>Figura 32: Solicitaciones en el eje de salida</i>	61
<i>Figura 33: Diagrama de corte del plano x-z del eje de salida</i>	62
<i>Figura 34: Diagrama de corte en el plano x-y del eje de salida</i>	62
<i>Figura 35: Diagrama flector en el plano x-z del eje de salida</i>	63
<i>Figura 36: Diagrama flector en el plano x-y del eje de salida</i>	63
<i>Figura 37: Momento flector resultante del diagrama de salida</i>	63
<i>Figura 38: Par torsor del eje de salida</i>	64
<i>Figura 39: Diagrama de fatiga del eje de entrada</i>	67
<i>Figura 40: Diagrama de fatiga del eje intermedio</i>	69
<i>Figura 41: Diagrama de fatiga del eje de salida</i>	71
<i>Figura 42: Eje de entrada dibujado en SolidWorks</i>	72
<i>Figura 43: Eje intermedio dibujado en SolidWorks</i>	72
<i>Figura 44: Eje de salida dibujado en SolidWorks</i>	72
<i>Figura 45: Diseño de la carcasa</i>	73
<i>Figura 46: Condiciones iniciales para el cálculo de rodamientos del eje de entrada [10]</i>	74
<i>Figura 47: Condiciones iniciales para el cálculo de rodamientos del eje intermedio [10]</i>	75
<i>Figura 48: Condiciones iniciales para el cálculo de rodamientos del eje de salida [7.]</i>	76
<i>Figura 49: Mallado del eje de entrada</i>	80
<i>Figura 50: Detalle de la fijación en el apoyo A del eje de entrada</i>	80
<i>Figura 51: Fijación del apoyo B del eje de entrada</i>	81
<i>Figura 52: Sujeción frente al giro en el eje de entrada</i>	81
<i>Figura 53: Carga aplicada en el caso de flexión del eje de entrada</i>	82
<i>Figura 54: Cargas aplicadas en el caso de torsión del eje de entrada</i>	82
<i>Figura 55: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de entrada</i>	83

Figura 56: Equivalente de Von-Mises en el caso de flexión del eje de entrada	83
Figura 57: Tensión máxima de flexión de la sección 1 del eje de entrada.....	84
Figura 58: Tensión máxima de flexión de la sección 2 del eje de entrada.....	84
Figura 59: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de entrada	84
Figura 60: Equivalente de Von-Mises en el caso de flexión	85
Figura 61: Tensión máxima de torsión en la sección 2 del eje de entrada	85
Figura 62: Tensión máxima de torsión en la sección 2 del eje de entrada	85
Figura 63: Diagrama de fatiga del eje de entrada con los resultados de Marc Mentat	86
Figura 64: Mallado del eje intermedio	86
Figura 65: Detalle de la fijación en el apoyo A del eje intermedio.....	87
Figura 66: Detalle de la fijación en el apoyo B del eje intermedio.....	87
Figura 67: Sujeción frente al giro del eje intermedio	87
Figura 68: Carga aplicada en el caso de flexión de la primera etapa del eje intermedio	88
Figura 69: Carga aplicada en el caso de flexión de la segunda etapa del eje intermedio.....	88
Figura 70: Carga aplicada en el caso de torsión de la primera etapa del eje intermedio.....	89
Figura 71: Carga aplicada en el caso de torsión de la segunda etapa del eje intermedio	89
Figura 72: Cargas aplicadas en el caso de flexión del eje intermedio	89
Figura 73: Equivalente de Von-Mises del caso de flexión del eje intermedio.....	90
Figura 74: Tensión máxima de flexión de la sección 1 del eje intermedio.....	90
Figura 75: Tensión máxima de torsión en la sección 2 del eje intermedio	90
Figura 76: Cargas aplicadas en el caso de flexión del eje intermedio	91
Figura 77: Equivalente de Von-Mises del caso de torsión del eje intermedio	91
Figura 78: Tensión máxima de torsión de la sección 1 del eje intermedio	91
Figura 79: Tensión máxima de torsión de la sección 2 del eje intermedio	92
Figura 80: Diagrama de fatiga del eje intermedio con los resultados de Marc Mentat	92
Figura 81: Mallado del eje de salida.....	93
Figura 82: Detalle de la fijación en el apoyo A del eje de salida	93
Figura 83: Detalle de la fijación en el apoyo B del eje de salida	93
Figura 84: Sujeción frente al giro en el eje de salida	94
Figura 85: Carga aplicada en el caso de flexión del eje de salida	94
Figura 86: Carga aplicada en el caso de torsión del eje de salida	95
Figura 87: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de salida.....	95
Figura 88: Equivalente de Von-Mises en el caso de flexión del eje de salida.....	95
Figura 89: Tensión máxima de Von-Mises en el caso de flexión del eje de salida.....	96
Figura 90: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de salida.....	96
Figura 91: Equivalente de Von-Mises del caso de torsión del eje de salida	96
Figura 92: Equivalente de Von-Mises en el caso de torsión del eje de salida	97
Figura 93: Diagrama de fatiga del eje de salida	97
Figura 94: Esquema del torneado del eje de entrada	99
Figura 95: Esquema del torneado del eje intermedio	100
Figura 97: Croquis de los chaveteros.....	101
Figura 98: Fabricación del eje	102
Figura 99: Diagrama TTT del acero SAE 4140. [12].....	102
Figura 100: Curva de revenido para temple en aceite. [12].....	103
Figura 101: Temple y revenido de los ejes.....	103

ÍNDICE: TABLAS

Tabla 1: Resistencia a la flexión aplicada a 10^7 ciclos y confiabilidad 0,99 para engranes de acero. [5].....	22
Tabla 2: Resistencia de contacto a 10^7 ciclos y confiabilidad 0,99 para engranes de acero. [5].....	23
Tabla 3: Coeficiente elástico Z_E (MPa). [9].....	25
Tabla 4: Factor de carga K_o . [9]	26
Tabla 5: Constantes empericas A, B y C. [5].....	28
Tabla 6: Factor de confiabilidad Y_z . [9]	30
Tabla 7: Constantes a y b según acabado. [6].....	35

Tabla 8: Factor de temperatura. [6].....	36
Tabla 9: Factor de multiplicación de la desviación. [6].....	37
Tabla 10: Características de cada etapa	39
Tabla 11: Análisis de fuerzas ejercidas por los engranes.....	39
Tabla 12: Especificaciones de los engranajes.....	40
Tabla 13: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 2	42
Tabla 14: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 2.....	42
Tabla 15: Cálculo de esfuerzo de contacto del engranaje 2	43
Tabla 16: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 3	46
Tabla 17: Cálculo de esfuerzo de contacto del engranaje 2	47
Tabla 18: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 2.....	48
Tabla 19: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 4	50
Tabla 20: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 4.....	50
Tabla 21: Cálculo de esfuerzo de contacto del engranaje 4	51
Tabla 22: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 4.....	51
Tabla 23: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 5	53
Tabla 24: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 5.....	54
Tabla 25: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 5.....	55
Tabla 26: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 5.....	55
Tabla 27: Reacciones en los rodamientos del eje de salida	62
Tabla 28: Rodamientos seleccionados para el reductor de velocidad	74
Tabla 29: Cotas para el fresado de los chaveteros	101
Tabla 30: Coste de la carcasa.....	104
Tabla 31: Coste de las tapas	105
Tabla 32: Coste de los ejes	106
Tabla 33: Coste elementos comprados.....	106
Tabla 34: Coste del montaje	107
Tabla 35: Coste neto del producto	107
Tabla 36: Coste del producto.....	107

I. INTRODUCCIÓN

1. OBJETO

El objetivo principal de este proyecto es calcular y diseñar un reductor de velocidad, que cumpla con las siguientes especificaciones:

- Velocidad de entrada: 1500 rpm
- Par máximo de salida: 1800 N·m
- Relación de transmisión total: 12
- Etapas: 2

La finalidad del mecanismo a diseñar es disminuir la velocidad de salida del mismo, y de este modo aumentar el par de giro a la salida, y así poder conectarse de manera directa al motor que se encuentra a la salida del reductor.

En primer lugar, se hará un proceso de iteración en el que se establezcan las geometrías principales en base a una serie de cálculos. Una vez establecido el prototipo inicial, se someterá a una simulación por elementos finitos con ayuda del programa informático Marc Mentat y de este modo poder acercarnos más a la realidad. Ahí veremos si los elementos son válidos y en caso contrario se harán las modificaciones pertinentes. Seguidamente, se describirá el proceso de fabricación de todos los elementos que la componen y el montaje del mismo. Y por último, se hará un presupuesto del coste final del producto.

2. NECESIDADES Y CONDICIONES DE PARTIDA

El diseño del reductor de velocidad surge a partir de la necesidad de un mecanismo de transmisión de potencia para poder acoplarse de manera directa al motor de una máquina herramienta genérica.

2.1. NECESIDAD DE PAR

Una de las funciones de este reductor es conseguir transformar un par de entrada en un par máximo de salida de 1800. El par estimado a la entrada del mecanismo será de 150 N·m.

2.2. NECESIDAD DE VELOCIDAD

El otro objetivo del reductor es proporcionar al motor que se encuentra a la salida del mecanismo una velocidad óptima para su correcto funcionamiento cuando la velocidad de la máquina motriz es superior. Esta disminución de la velocidad va unida directamente de un aumento del par, nombrado en el apartado anterior.

El reductor se ha diseñado para una velocidad de entrada de 1500 rpm cuando se entrega el par máximo de salida. Teniendo en cuenta que la relación de transmisión es igual a 12, la velocidad de salida será de 125 rpm.

2.3. CONDICIONES DE GEOMETRÍA

El mecanismo se ha diseñado lo más reducido y compacto posible. De este modo se abaratarán costes y su fabricación será más sencilla.

2.4. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACION

El reductor trabajará de forma continua, por lo que será necesario revisar y sustituir los rodamientos que lo precisen cada 30000 horas. Además, se aconseja revisar el nivel de aceite cada 3000 horas.

2.5. CONDICIONES AMBIENTALES

La ubicación del reductor de velocidad será una nave industrial por lo que no operará en condiciones ambientales agresivas. Se estima que la temperatura media de trabajo sea de 25°C.

II. MARCO TEÓRICO

1. DEFINICIÓN REDUCTOR DE VELOCIDAD

En la actualidad, el rango de velocidades producidas por la mayoría de motores industriales, ya sean eléctricos, de explosión u otros, son demasiado altos para la aplicación directa a la que están destinados. Por este motivo, la mayoría de máquinas que están accionadas por un motor necesitan un mecanismo que adapte la velocidad para su correcto funcionamiento. [1]

Esta adaptación, junto con el aumento del par torsor y, manteniendo una misma potencia de transmisión, la desempeña un mecanismo denominado reductor de velocidad o caja reductora.

Existen diversos tipos de reductores de velocidad y se clasifican en muchos tipos como por ejemplo, por tipo de engrane, por disposición de los ejes lento y rápido o por sistemas de fijación.

En resumen, un reductor de velocidad es un sistema que permite el correcto funcionamiento de motores a diferentes velocidades para los que estaban diseñados.

Para seleccionarlo adecuadamente debe tenerse en cuenta las siguientes características de operación:

- Potencia, de entrada y de salida.
- Velocidad, de entrada y de salida.
- Par, a la salida del mismo.
- Relación de transmisión.

2. BENEFICIOS

El diseño de los reductores de velocidad debe integrarse a la perfección en todo tipo de motores. Su amplia tipología permite elegir el reductor idóneo para cada aplicación. Los beneficios que se obtienen al emplear los reductores de velocidad son los siguientes [2], [3]:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo costes en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

3. APLICACIONES

Los reductores de velocidad se emplean para conseguir la velocidad óptima de funcionamiento al accionar cualquier tipo de máquina. Estos sistemas mejoran la eficiencia de los motores, alargan su vida útil y los hacen más seguros [3].

Hoy en día, se emplean en diversos campos, minería, pesca, industria agroalimentaria, industria textil, siderurgia, y muchos más. Algunos ejemplos de aplicación son:

- Motorización del transporte del pienso de animales
- Apertura de ventanas en el sector avícola
- Control de velocidad de giro en los camiones hormigonera
- Hacer girar los hornos rotatorios de las fábricas de cemento
- Controlar la velocidad de las agujas en el sector textil
- Dispensar alimentos o bebidas en máquinas expendedoras
- Controlar la velocidad de giro de los toldos automáticos
- Dosificar con precisión las sustancias en la industria farmacéutica
- Dosificar las cantidades de producto en la industria alimentaria
- Desplazar materiales o productos por cintas transportadoras a velocidad constante
- Controlar el movimiento de retroexcavadoras y grúas
- Embotellado de líquidos y colocación de tapones

4. CLASIFICACIÓN

Los reductores de velocidad se pueden clasificar en distintos grupos en función a que criterio se atienda. Si se atiende al mecanismo interno utilizado, se obtienen cuatro grupos [1], [4]:

- **Reductores de velocidad de corona sin fin**

Este mecanismo comienza con una corona dentada, en cuyo centro va instalado un eje. La corona siempre está en contacto con un husillo de acero en forma de tornillo sin fin enviando la fuerza mecánica. Una vuelta de ese tornillo sin fin causa que un diente de la corona se mueva a su vez y, en consecuencia, comience la reducción de velocidad.

El coeficiente de reducción de la velocidad es función del número de dientes de la corona. Este tipo de reductor a pesar de ser el más usado, lo consideran el más obsoleto por su bajo rendimiento energético.

- **Reductores de velocidad de engranajes**

Se trata del conjunto de un par o más de engranajes, de cualquier tipo excepto los basados en tornillo sin fin, que permiten que cada engranaje tenga una relación de reducción con el anterior. Siendo así la velocidad de salida más lenta que la de entrada. Estos sistemas son muy eficientes, tienen poco mantenimiento y un tamaño compacto.

- **Reductores cicloidales**

Este mecanismo está formado por una leva excéntrica, un disco cicloidal, un conjunto de cojinetes y un eje de salida. En este caso, no existe tanta fricción como en los engranajes, pues no hay tantos dientes en los discos.

- **Reductores de velocidad planetarios**

Los conforman varios engranajes que giran entre un anillo y un piñón llamado sol. Tienen más dientes en contacto y por ello, soportan más par.

Los reductores también se pueden clasificar según la posición del eje lento respecto al eje rápido:

- **Paralelos**

Los ejes de entrada y de salida se encuentran distanciados uno del otro, pero sobre planos paralelos. Esta disposición permite un diseño muy compacto, reduciendo peso y espacio. Además, alcanzan un rango de potencia de hasta 200 kW y no producen a penas vibración ni ruido [5].

- **Ortogonales**

Los ejes se cortan formando un ángulo de 90°. Aportan mayor duración y resistencia cuando se trabaja con cargas externas elevadas.

- **Coaxiales**

Como su nombre indica, el eje de motor y el de salida del reductor están alineados. Esta solución permite reducciones extremas, pudiendo alcanzar una potencia máxima de 160 kW y un par nominal de salida de hasta 26000 N·m. Además, están muy solicitados por su alta eficiencia.

Por último, según su sistema de fijación existen dos tipos, fijos o pendulares.

5. TIPO DE TRANSMISIÓN

Los reductores de velocidad son mecanismos de transmisión de potencia. Dentro de este gran grupo existen distintas alternativas además de las ya nombradas. Los más comunes, atendiendo a sus principios básicos de funcionamiento, son los siguientes [6]:

5.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO

Este método se caracteriza por estar compuesto de una correa colocada con una cierta tensión sobre dos o más poleas, transmitiendo el movimiento rotatorio de la rueda conductora al resto por fricción de la correa con las poleas.

Este tipo de transmisión tiene un rendimiento de entre el 85 y 98%. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, debido al deslizamiento de entre correa y poleas.

Este mecanismo es válido para relaciones de transmisión $e \leq 6$. Además, puede utilizarse tanto en árboles paralelos como entrecruzados o que se corten. Igualmente, le afecta la humedad y la temperatura ambiente, además de ocupar grandes dimensiones.

Por otro lado, sus ventajas principales son su reducido coste y su silencioso funcionamiento.

Los tres tipos más usuales son correas planas, correas trapezoidales y ruedas de fricción

5.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

Dentro de este grupo existen dos tipos, transmisión por cadenas o transmisión por correas dentadas.

5.2.1. TRANSMISIÓN POR CADENAS

Este tipo se emplea entre árboles paralelos, ya que puede transmitir mayores fuerzas que las correas pero con menor distancia entre ejes. La relación de transmisión suele ser de $i \leq 7$, aunque cuando se trata de velocidades pequeñas, puede llegar a alcanzar valores de hasta $i = 10$.

En cuanto al rendimiento, se encuentra entre 97 – 98%. Su coste es inferior en comparación con los engranajes y también se mantienen relaciones de transmisión constantes.

Por otro lado, este tipo de transmisión usualmente es rechazado debido a la vida limitada que tienen, a la necesidad de lubricación y protección frente al polvo y a los grandes requerimientos de espacio.

5.2.2. TRANSMISIÓN POR CORREAS DENTADAS

A través de este tipo de transmisión, se puede conseguir unas características similares a las de las cadenas pero suprimiendo problemas de lubricación y permitiendo operar en velocidades superiores. Como inconveniente, estas necesitan mayor espacio en las mismas condiciones que una cadena y además, son más ruidosas que el resto de correas.

5.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANE DIRECTO

Este tipo de transmisión es el más utilizado, pues sirven para una amplia gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión. Además, sirven para árboles paralelos, cruzados como que se corten. Dentro de este grupo, los tipos más comunes son engranajes rectos, engranajes helicoidales, engranajes cónicos y tornillo sin fin.

Sus principales ventajas son: relación de transmisión constante e independiente de la carga, elevada fiabilidad y larga duración, dimensiones reducidas, elevado rendimiento, mantenimiento reducido y capacidad para soportar sobrecargas.

Mientras que sus principales desventajas son: su elevado coste, generación de ruidos durante su funcionamiento y transmisión muy rígida, en la mayoría de casos se requiere de un acoplamiento elástico para la absorción de choques y vibraciones.

6. EJES

Dependiendo el tipo de reductor del que se trate se compondrá de unos elementos o de otros. Sin embargo, todos ellos tendrán al menos dos ejes, uno conectado a la entrada y otro a la salida. El caso de que haya más dependerá de las etapas que tenga el reductor.

Los ejes son elementos rotatorios, por lo general, de sección transversal circular, que se emplean para transmitir potencia o movimiento. Constituye el eje de rotación y oscilación de elementos como engranajes, poleas, manivelas, ruedas dentadas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento [7].

6.1. COMPONENTES DIVERSOS DE LOS EJES

Todos los elementos que van montados en el eje deben ir fijados en algún plano dependiendo la función que cumplan. Las diferentes variantes que existen son:

- **TORNILLOS DE FIJACIÓN**

Los tornillos de fijación se basan en la compresión para desarrollar la fuerza de sujeción. Los tornillos sirven como sujeción axial, para resistir el empuje, así como la capacidad de sujeción tangencial, para resistir la torsión. Los factores usuales de seguridad son de 1,5 a 2,0 para cargas estáticas y de 4 a 8 para cargas dinámicas diversas [7].

- **CUÑAS Y PASADORES**

Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranajes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Los pasadores se usan para posicionar axialmente y para transferir el par de torsión o empuje, o ambos [7].

Los pasadores resultan útiles cuando la carga principal es de cortante y cuando existe rotación o torsión y empuje.

Por otro lado, la sección transversal de las cuñas viene estandarizada en función del diámetro del eje que se aplica. Sin embargo, la longitud es escogida por el diseñador, pero esta deberá ser suficiente para que no haya falla en la cuña por cortante directo o por esfuerzo de apoyo.

- **ANILLOS DE RETENCIÓN**

A diario se emplea anillos de retención, en lugar de hombros de eje, para posicionar axialmente un componente sobre un eje o en un agujero de alojamiento. Se corta una ranura en el eje o en el agujero de alojamiento para hacer que penetre. Para determinar los tamaños, dimensiones y capacidades, se deben consultar los catálogos de los fabricantes [7].

A fin de que los anillos se asienten adecuadamente en el fondo de la ranura, y soporten las cargas axiales que se ejercen en contra de los lados de la ranura, el radio del fondo de la ranura debe ser razonadamente agudo. Esto es causa de valores altos de los factores de concentración del esfuerzo. Alrededor de 5 para el esfuerzo de flexión y axial y 3 para la torsión. Además, debe tenerse cuidado en ubicaciones con esfuerzos de flexión altos.

- **SUJETADORES ROSCADOS**

El objetivo de un tornillo sujetador es unir dos o más partes. En este grupo se incluyen tornillos, pernos y tuercas. Estos se producen mediante formado en frío. Aunque algunos son maquinados, este proceso es más costoso para la elaboración de roscas. Son manufacturados a partir del acero, debido a su buena resistencia y bajo coste [7].

En este caso la amenaza se debe a la sobrecarga de los sujetadores y en menor medida a la fatiga. Además, Los puntos de concentración del esfuerzo se encuentran en el filete, al inicio de las roscas.

6.2. TRATAMIENTOS TÉRMICOS EJES

Gran parte de los ejes están fabricados de acero bajo en carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050 [7].

Una buena secuencia de diseño consiste en partir de un acero de bajo o medio carbono de bajo coste. Si las consideraciones de resistencia resultan dominar sobre las de deflexión, entonces debe probarse un material con mayor resistencia, lo que permite que los tamaños del eje se reduzcan hasta que el exceso de deflexión adquiera importancia. Cuando están garantizadas, las aleaciones de acero típicas para tratamiento térmico incluyen ANSI 1340-50, 3140-50, 4140, 4340, 5140 y 8650.

Por lo general, los ejes no requieren endurecimiento superficial a menos que sirvan como un recubrimiento real en una superficie de contacto. Las elecciones típicas del material para el endurecimiento superficial incluyen grados de carburización ANSI 1020, 4340, 4820 y 8620.

Habitualmente, el acero estirado en frío se usa para diámetros menores a 3 pulgadas. El diámetro nominal de la barra puede dejarse sin maquinarse en áreas que no requieran ajuste con los componentes. Por otro lado, si la concentricidad es importante, puede ser necesario maquinarse las rugosidades y después tratarlo térmicamente para remover los esfuerzos residuales.

6.3. ESTUDIO DE FATIGA

El diseño de los ejes es en base a estudios de fallo por fatiga, ya que es la razón más usual por la que un eje deja de funcionar correctamente [7].

En la rotura por fatiga aparece una microgrieta que se inicia en pequeños defectos o concentradores de tensión, que crece a medida que se realizan ciclos de carga hasta alcanzar un tamaño tal que la sección residual es incapaz de soportar la carga máxima en el ciclo y finalmente rompe.

Los fallos por fatiga son provocados por los esfuerzos de flexión, torsión o axiales que pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos equivalentes de Von Mises alternantes y medios.

En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera del cálculo.

Una vez conocido el valor del esfuerzo medio y del esfuerzo alterno, se puede saber si estos valores son seguros o inseguros para el eje. En la siguiente figura se muestra un diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. Para cada criterio existe un lugar geométrico que divide las combinaciones seguras de las que sí producen falla. Todo punto que quede arriba de la recta respectiva indicará falla.

Si se considera la recta de Goodman modificada como un criterio, el punto A representa un punto límite con una resistencia alterna S_a y una resistencia media S_m .

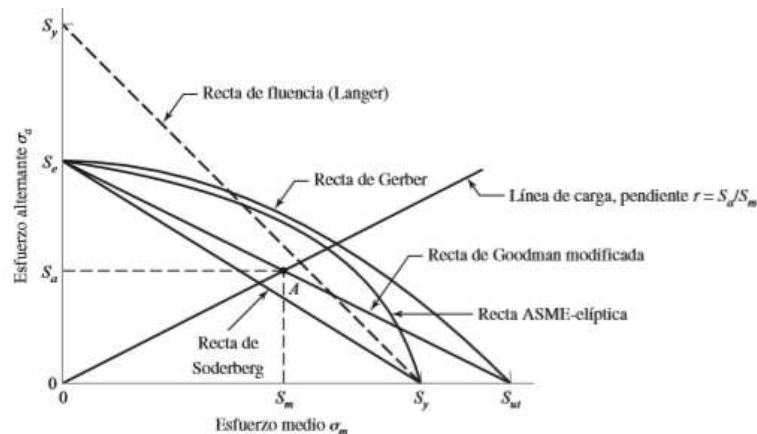


Figura 1: Diagrama de fatiga [7]

7. PROCESOS DE FABRICACIÓN

En este apartado se va a describir el proceso de fabricación de los elementos principales del reductor de velocidad.

7.1. EJES

El proceso de fabricación más común en pequeñas producciones de ejes es el torneado. Un punto de vista económico puede requerir la eliminación de una cantidad mínima de material [7].

La alta producción puede permitir un método de conformado conservador de volumen (formado en caliente o en frío, fundición) y un mínimo de material en el eje puede convertirse en una meta de diseño. Se puede especificar el hierro fundido si la cantidad de producción es alta, y los engranes deberán fundirse de manera integral con el eje.

7.2. ENGRANAJES

En el caso de los engranajes, los dientes pueden fabricarse a través de fundición en arena, moldeo en cáscara, fundición por revestimiento, fundición en molde permanente, fundición en matriz y fundición centrífuga. Los dientes se forman también mediante el proceso de metalurgia de polvos o por extrusión [7].

Los engranes que soportan grandes cargas, en comparación con su tamaño, suelen fabricarse de acero y se cortan con cortadoras formadoras o con cortadoras generadoras.

Uno de los métodos más recientes y prometedores de formado de dientes se llama formado en frío o laminado en frío, en el que unos dados ruedan contra discos de acero para formar los dientes.

Los dientes de engranes se maquinan por fresado, cepillado o con fresa madre. Se terminan mediante cepillado, bruñido, esmerilado o pulido.

Por otro lado, están los engranajes hechos a partir de termoplásticos, que hoy en día cada vez son más populares. Estos se fabrican fácilmente mediante moldeo por inyección. Se caracterizan por ser engranes de baja a mediana precisión, de bajo coste para cantidades de alta producción y una gran capacidad de carga ligera.

8. TRATAMIENTOS TÉRMICOS DEL ACERO

A diario, los aceros son tratados térmicamente con el objetivo de proporcionar a los materiales unas propiedades específicas adecuadas para su conformación o uso final. Las operaciones más comunes de tratamiento térmico son recocido, templeado, revenido y endurecimiento superficial.

- **Recocido**

Cuando un material se trabaja en frío o en caliente, se inducen esfuerzos residuales. Además, el material suele adquirir una mayor dureza, que cambia de tal modo la estructura del material que ya no puede ser representado por el diagrama de equilibrio. El recocido completo y el normalizado son operaciones de calentamiento que permiten que el material se transforme de

acuerdo con el diagrama de equilibrio. El material que se va a recocer se calienta a una temperatura aproximadamente de 100°F por encima de la temperatura crítica. Se mantiene hasta que el carbono se disuelva y se difunda por el material y por último, se deja enfriar lentamente en el horno en el que se trató [7].

El recocido se utiliza para suavizar un material y hacerlo más dúctil, eliminar los esfuerzos residuales y refinar la estructura del grano.

El término recocido incluye el proceso de normalizado. En este caso, se calienta a una temperatura superior a la del recocido. Esto produce una estructura de grano más gruesa, que permite ser maquinada con mayor facilidad si se trata de un acero de bajo carbono. A diferencia del recocido, el material se enfría a temperatura ambiente. A menudo, el normalizado se usa como la operación de tratamiento final del acero.

- **Templado**

El templado se obtiene al enfriar el acero a temperatura ambiente, lo que, como se ha dicho, se obtiene mediante el proceso de normalizado. Los dos medios más usados para el templado son el aire y el aceite. El templado con aceite resulta muy lento pero evita las grietas causadas por la rápida dilatación del elemento tratado. El temple en agua se usa para aceros al carbono y para aceros al medio carbono de baja aleación [7].

A través de la temperatura de transformación y del tiempo de enfriamiento se puede obtener casi cualquier variación de la estructura y cualquier dureza del material.

- **Revenido**

Cuando una pieza se ha endurecido por completo es muy dura y frágil y tiene altos esfuerzos residuales. Por otra parte, cuando envejece, el acero es inestable y tiende a concentrarse. Esta tendencia se incrementa si la pieza está sometida a cargas externas. Dichos esfuerzos internos pueden eliminarse mediante un proceso de bajo calentamiento llamado revenido [7].

Después de que la pieza se ha endurecido al templarse por encima de la temperatura crítica, se recalienta hasta determinada temperatura menor que la crítica durante un cierto tiempo y luego se permite que se enfríe en el aire. La temperatura a la cual se recalienta depende de la composición y del grado de dureza o tenacidad deseados.

- **Endurecimiento superficial**

El objetivo del endurecimiento superficial es producir una superficie exterior dura sobre un elemento de acero al bajo carbono, mientras que al mismo tiempo se retiene su ductilidad y la tenacidad del núcleo [7].

Este proceso se basa en el incremento de contenido de carbono en la superficie. Algunos de los procesos de endurecimiento superficial más utilizados son el carburizado en caja, el carburizado en gas, nitrurado, cianurado, endurecimiento por inducción y endurecimiento por flama.

III. SOLUCIÓN ADOPTADA

Una vez estudiadas todas las opciones, se ha optado por un reductor de velocidad de engrane directo mediante dientes rectos y ejes coaxiales. Además, todos los elementos irán unidos por cuñas, anillos de retención o tuercas. De este modo se obtendrá una relación de transmisión constante, una fiabilidad alta y un volumen compacto.

El reductor de velocidad estará compuesto por dos etapas que incluirán cuatro engranajes, dos piños y dos ruedas, y tres ejes.

Como ya se ha comentado en el apartado 2. *Necesidades y condiciones de partida*, el reductor debe ser fiable, duradero, de mantenimiento reducido y elevado rendimiento. Además, la transmisión de velocidad ha de ser constante e independiente de la carga. Por estas razones, quedan descartadas todas las soluciones posibles exceptuando los engranajes.

Por otro lado, dentro de los tipos de engranajes se ha optado por los dientes rectos. Esta selección se debe a que pueden transmitir gran cantidad de potencia, son muy fiables, son los más sencillos de diseñar y fabricar, ofrecen una velocidad constante y estable, tienden a ser más eficientes que los helicoidales del mismo tamaño y por último, al tener los dientes paralelos al eje, no se produce empuje axial [5].

1. SECUENCIA DE DISEÑO

A lo largo de este apartado se va a describir las diversas facetas del proceso de diseño del reductor de velocidad de una transmisión de potencia de dos etapas.

El diseño es un proceso iterativo en el que es necesario realizar algunas selecciones de prueba y construir un esquema previo para determinar las partes cruciales del mismo. Sin embargo, para ahorrar tiempo es necesario conocer las dependencias entre las piezas del problema, pues ello permite conocer las partes que serán afectadas por cualquier cambio [7].

1.1. REQUISITOS DE POTENCIA Y PAR DE TORSIÓN

Normalmente, los sistemas de transmisión de potencia se especifican mediante la capacidad de potencia, lo que especifica la combinación de par de torsión y velocidad que la unidad puede resistir [7]. Estos valores determinarán las necesidades globales de dimensionamiento de todo el sistema.

En este caso, la reducción de velocidad se llevará a cabo en dos etapas. Por otro lado, la potencia de salida es aproximadamente 2 por ciento menos que la potencia de entrada. Debido a que este porcentaje implica una pérdida muy pequeña, se considera que la potencia de entrada es igual a la potencia de salida. Por tanto, se puede hablar simplemente de la potencia del sistema.

Al contrario, el par de torsión no es constante a lo largo de un sistema de transmisión. Ya que, la potencia es igual al producto del par de torsión y la velocidad angular. Por tanto, sabemos que en el caso de un tren de engranes:

$$H = T_i w_i = T_o w_o$$

Ecuación 1

Por otro lado, se conoce la relación de engranes o relación de transmisión como:

$$e = \frac{w_o}{w_i} = \frac{T_o}{T_i}$$

Ecuación 2

1.2. ESPECIFICACIONES DE ENGRANES

Una vez conocido los requisitos de partida, el paso siguiente es determinar el valor del tren de engranes y los engranes apropiados [7].

Debido a que el número de dientes de engranes ha de ser un número entero, es mejor diseñar con número de dientes en vez de diámetros. Debe tenerse cuidado para encontrar la mejor combinación del número de dientes para minimizar el tamaño del paquete.

Para establecer el número de dientes de cada engrane es preciso saber que el valor del tren o relación de transmisión, e , se define como:

$$e = \frac{\text{producto de los números de dientes impulsores}}{\text{producto de los números de dientes impulsados}}$$

Ecuación 3

A continuación se va a describir el diseño de trenes de engranes.

En primer lugar, es necesario determinar el número de etapas para poder obtener la relación total. Posteriormente, se divide esta relación en partes a conseguir en cada etapa.

$$e = m_{G1} * m_{G2} = \frac{N_2}{N_3} * \frac{N_4}{N_5}$$

Ecuación 4

Siendo m_{G1} la relación de engranes en la etapa 1 y m_{G2} la relación de engranes en la etapa 2.

A continuación, para evitar interferencia, de los engranes más pequeños, el que cumpla una relación de engranes mayor deberá cumplir la siguiente ecuación:

$$N_p = \frac{2k}{(1 + 2m)\text{sen}^2\phi} (m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m)\text{sen}^2\phi})$$

Ecuación 5

donde $k = 1$ en el paso de dientes de profundidad completa y 0.8 en dientes cortos, ϕ =ángulo de presión y $m = m_G = N_G/N_P$.

Por último, aplicando la relación de cada etapa, se determina el número necesario de dientes para los engranes acoplados. Se redondea al entero más próximo y se verifica que la relación total resultante se encuentra dentro de una tolerancia aceptable.

En esta ocasión, se desea que el eje de entrada y el eje de salida del tren estén en línea. Esto implica que las distancias entre los ejes sean las mismas para ambas etapas del tren. La condición que se debe cumplir respecto a la distancia es:

$$\frac{d_2}{2} + \frac{d_3}{2} = \frac{d_4}{2} + \frac{d_5}{2}$$

Ecuación 6

Po otro lado, el paso diametral relaciona el diámetro y el número de dientes. Al reemplazar todos los diámetros se tiene:

$$P = \frac{N}{d}$$

Ecuación 7

$$m = \frac{d}{N} = \frac{1}{P}$$

Ecuación 8

En este caso, al no tener un módulo constante en las dos etapas y por consiguiente el paso diametral cambia, se obtiene la siguiente condición geométrica en términos del número de dientes y del módulo de cada etapa:

$$\frac{N_2}{(2P_1)} + \frac{N_3}{(2P_1)} = \frac{N_4}{(2P_2)} + \frac{N_5}{(2P_2)}$$

Ecuación 9

$$m_1(N_2 + N_3) = m_2(N_4 + N_5)$$

Ecuación 10

A partir de las *ecuaciones 4,5 y 10* y los valores de relación de engrane establecidos (m_{G1} , m_{G2}) ya somos capaces de conocer el número de dientes de cada engrane. Una vez establecidos el número de dientes de cada engrane, podemos calcular sus respectivos diámetros primitivos:

$$d = N * m$$

Ecuación 11

Siendo N = número de dientes y m = módulo métrico.

Además, se es capaz de conocer la velocidad de revolución de cada engrane. Por ejemplo, si se considera un piñón 2 que impulsa un engrane 3. La velocidad del engrane impulsado será:

$$n_3 = \left| \frac{N_2}{N_3} n_2 \right|$$

Ecuación 12

Siendo n = revoluciones y N = número de dientes.

1.2.1. ANÁLISIS DE FUERZAS: ENGRANES RECTOS

Una vez se han establecido las características de los engranes se procede a realizar el análisis de fuerzas del tren.

Previo al cálculo, se va a explicar la notación que se empleará. Se va a utilizar el número 2 para el engrane de entrada y luego se numeran los engranes de manera sucesiva 3, 4 y 5. A los ejes se les designará con letras minúsculas a , b y c .

En cuanto a las fuerzas, se le designará F_{23} a la fuerza ejercida por el engrane 2 contra el engrane 3. La fuerza del engrane 2 contra un eje a es F_{2a} . Aunque también es necesario utilizar superíndices para indicar direcciones radial y tangencial por superíndices r y t . Por ejemplo, F_{43}^t indica la componente tangencial de la fuerza del engrane 4 que actúa contra el engrane 3 [10].

Por otro lado, en este caso, se define la carga transmitida como:

$$W_t = F_{32}^t$$

Ecuación 13

Mientras que la componente radial es la siguiente:

$$F_{32}^r = F_{32}^t \cdot \tan 20$$

Ecuación 14

$$F_{32} = \frac{F_{32}^t}{\cos 20}$$

Ecuación 15

La carga tangencial es la componente útil porque la componente radial no transmite potencia. El par de torsión que se aplica y la carga que se transmite se relacionan mediante la ecuación:

$$T = \frac{d}{2} W_t$$

Ecuación 16

A su vez, la potencia transmitida H a través de un engrane rotatorio se puede obtener del producto del par de torsión T y la velocidad angular w .

$$H = T \cdot w = \left(\frac{d}{2} W_t \right) w$$

Ecuación 17

Se puede hacer uso de cualquier unidad en esta expresión. De este modo, las unidades de la potencia resultante dependerán de las unidades del resto de parámetros.

Por otra parte, frecuentemente los datos de engranes se tabulan mediante la velocidad de la línea de paso, velocidad lineal de un punto sobre el engrane en el radio del círculo de paso. De este modo:

$$V = \left(\frac{d}{2} \right) \cdot w$$

Ecuación 18

Asimismo, muchos problemas de diseño de engranes especifican la potencia y la velocidad, de modo que será conveniente resolver la *ecuación 17* para W_t . Con la velocidad de línea de paso y los apropiados factores de conversión incorporados, la *ecuación 17* puede adecuarse y expresarse como:

$$W_t = \frac{60000 H}{\pi d n}$$

Ecuación 19

Siendo:

- W_t = carga transmitida, Kn
- H = potencia, kW
- d = diámetro del engrane, mm
- n = velocidad del engrane, rpm

1.2.2. ECUACIONES DE ESFUERZO Y RESISTENCIA AGMA

Este apartado se dedica principalmente al análisis y diseño de engranes rectos para resistir la falla por flexión de los dientes, así como la falla por picadura de las superficies de los mismos. Con ayuda de este análisis y de forma iterativa, se va a obtener el módulo y el ancho de cara de cada engrane [7].

Para realizar el análisis se emplean dos ecuaciones fundamentales del esfuerzo, esfuerzo de flexión y resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto).

a) ESFUERZO DE FLEXIÓN EN ENGRANES RECTOS

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

Ecuación 20

Donde, según las unidades del Sistema Internacional:

- W^t es la carga tangencial transmitida [N]
- K_o es el factor de carga
- K_v es el factor dinámico
- K_s es el factor de tamaño
- b es el ancho de la cara del elemento más angosto [mm]
- m_t es el módulo transversal métrico
- K_H es el factor de distribución de la carga
- K_B es el factor del espesor del aro
- Y_j es el factor geométrico de resistencia a la flexión que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f

b) ESFUERZO DE CONTACTO EN ENGRANES RECTOS

La ecuación fundamental de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto) se expresa como:

$$\sigma_C = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H Z_R}{d_{w1} b Z_I}}$$

Ecuación 21

Donde W^t, K_o, K_v, K_s, b son los mismos términos que los que se definieron en la ecuación 20. Para las unidades del SI, los términos adicionales son:

- Z_E es un coeficiente elástico [$\sqrt{N/mm^2}$]
- Z_R es el factor de condición superficial
- d_{w1} es el diámetro de paso del piñón [mm]
- Z_I es el factor geométrico de resistencia a la picadura

Por otro lado, se va a utilizar el término resistencia de engrane, a lo referente a el esfuerzo permisible. Además, se va a usar la letra mayúscula S para asignar la resistencia y las letras minúsculas s y t para el esfuerzo.

Las resistencias se modifican mediante diversos factores que producen valores limitantes del esfuerzo de flexión y de contacto.

c) ESFUERZO DE FLEXIÓN PERMISIBLE

La ecuación del esfuerzo de flexión permisible resulta ser:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z}$$

Ecuación 22

Siendo:

- S_t es el esfuerzo de flexión permisible, [N/mm^2]
- Y_N es el factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión
- Y_θ es los factores de temperatura
- Y_Z es los factores de confiabilidad
- S_F es el factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo

Para conocer el esfuerzo de flexión permisible es necesario saber de qué tipo de acero se trata, la dureza Brinell y el grado.

Material	Tratamiento térmico	Esfuerzo de flexión permisible (MPa)		
		Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero	Endurecido completamente	0,533H _B +88,3	0,703H _B +113	-
	Endurecido por flama o por inducción	310,26	379,21	-

Tabla 1: Resistencia a la flexión aplicada a 10^7 ciclos y confiabilidad 0,99 para engranes de acero. [5]

1.2.3. ESFUERZO DE CONTACTO PERMISIBLE

La ecuación del esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{c,perm}$ viene dada por:

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_C Z_N Z_W}{S_H Y_\theta Y_Z}$$

Ecuación 23

Asimismo,

- S_C son los esfuerzos de contacto permisibles [N/mm^2]
- Z_N es el factor de vida de ciclos de esfuerzo
- Z_W son los factores de la relación de durezas de resistencia a la picadura
- Y_θ son los factores de temperatura
- Y_Z son los factores de confiabilidad
- S_H es el factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo

Los valores del esfuerzo de contacto permisible, S_C , vienen dados en la siguiente figura:

Material	Tratamiento térmico	Esfuerzo de contacto permisible (MPa)		
		Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero	Endurecido completamente	2,22 H _B +200	2,41 H _B +237	-
	Endurecido por flama o por inducción	1172,19	1310,00	-
		1206,58	1344,48	-
	Carburizado y endurecido	1241,06	1551,32	1896,06
	Nitrurado (completamente endurecido)	1034,21	1123,85	1206,58
		1068,69	1158,32	1241,06

Tabla 2: Resistencia de contacto a 10^7 ciclos y confiabilidad 0,99 para engranes de acero. [5]

Igualmente, los números valores de esfuerzos permisible AGMA (resistencias) de esfuerzos de flexión y de contacto son para:

- Carga unidireccional
- 10 millones de ciclos de esfuerzo
- Confiabilidad 99%

1.2.4. CÁLCULO DE FACTORES

a) FACTORES GEOMÉTRICOS Y_J Y Z_I

- Factor geométrico Y_J de resistencia a la flexión

El factor geométrico Y_J evalúa la forma del diente, la posición en que la carga resulta más perjudicial y la distribución de la carga. Dicho factor se puede obtener de la *figura 2* si se trata de engranes rectos con un ángulo de presión de 20° y dientes de tamaño completo [6], [7].

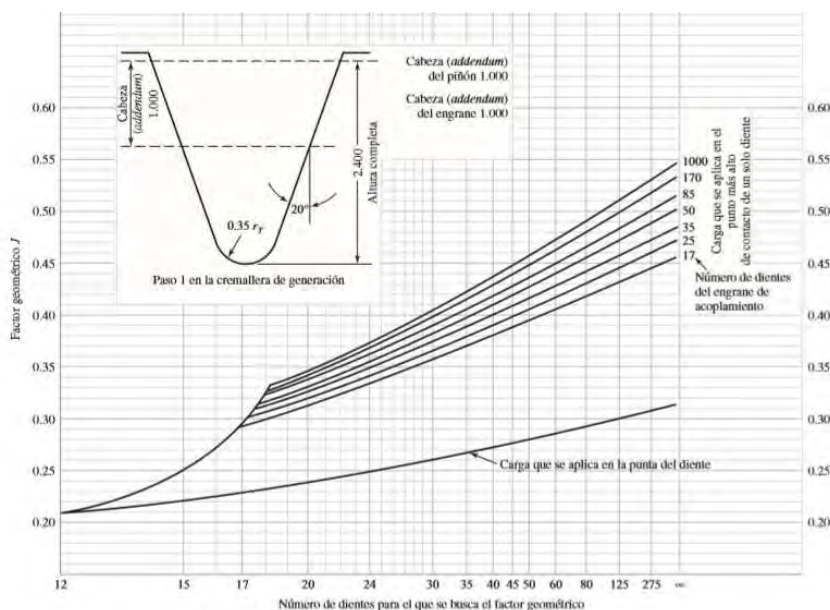


Figura 2: Factor geométrico Y_J de engranes rectos. [8]

- Factor geométrico Z_I de resistencia superficial

El factor Z_I también se conoce como factor geométrico de resistencia a la picadura. Este factor evalúa los radios de curvatura de los perfiles de los dientes en contacto basado en su geometría.

Según AGMA [9] se puede expresar como

$$I = \frac{\cos \theta_t \sin \theta_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Ecuación 24

Donde los engranes han de ser externos, $m_N = 1$ en engranes rectos, $\theta_t =$ ángulo de presión y $m_G = N_G/N_P$.

b) COEFICIENTE ELÁSTICO Z_E

Conociendo el material del piñón y de la corona, se puede obtener el valor de Z_E directamente de la *tabla 3*.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón (MPa)	Material y modulo de elasticidad de la corona (MPa)					
		Acero 2×10^5	Hierro maleable $1,7 \times 10^5$	Hierro modular $1,7 \times 10^5$	Hierro fundido $1,5 \times 10^5$	Bronce al aluminio $1,2 \times 10^5$	Bronce al estaño $1,1 \times 10^5$
Acero	2×10^5	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	$1,7 \times 10^5$	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	$1,7 \times 10^5$	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	$1,5 \times 10^5$	174	168	166	163	154	149
Bronce al aluminio	$1,2 \times 10^5$	162	158	156	154	145	141
Bronce al estaño	$1,1 \times 10^5$	158	154	152	149	141	137

Tabla 3: Coeficiente elástico Z_E (MPa). [9]

c) FACTOR DINÁMICO K_V

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento. Algunos de los efectos que se producen son [7]:

- Imprecisiones producidas en la generación del perfil del diente
- Vibración de los dientes durante el acoplamiento debida a su rigidez
- Magnitud de la velocidad en la línea de paso
- Desequilibrio dinámico de los elementos rotatorios
- Desgaste y deformación permanente de las partes en contacto de los dientes
- Desalineamiento del eje del engrane y la deflexión lineal y angular del eje
- Fricción entre dientes

La norma AGMA ha definido un conjunto de números de control de calidad. Estos números definen las tolerancias para engrase de diversos tamaños fabricados con una clase de calidad específica [6], [9]:

- Números de calidad del 3 al 7: engranes de calidad comercial
- Números de calidad del 8 al 12: calidad de precisión.

El número de nivel de exactitud en la transmisión Q_v de AGMA se puede considerar igual al número de calidad.

El factor dinámico se puede obtener a partir de la *figura 3*, donde viene representado como función de la velocidad en la línea de paso y el número de nivel de exactitud de transmisión Q_v .

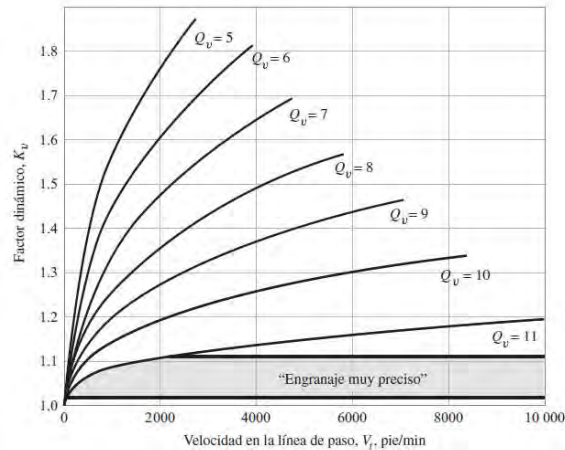


Figura 3: Factor dinámico. [9]

Otra forma de obtener este valor es de forma analítica a partir de la siguiente ecuación:

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

Ecuación 25

Donde

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

Ecuación 26

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Ecuación 27

d) FACTOR DE SOBRECARGA K_o

Este factor de sobrecarga tiene como finalidad tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal W^t en una aplicación particular [6].

Este valor puede ser obtenido a partir de la siguiente tabla:

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 4: Factor de carga K_o . [9]

e) FACTOR DE LA CONDICIÓN SUPERFICIAL Z_R

El factor de condición superficial Z_R depende de [9]:

- Acabado superficial
- Esfuerzos residuales
- Efectos plásticos (endurecimiento por trabajo)

Las condiciones superficiales estándar de dientes de engrane aún no se han establecido. Por lo que se supondrá $Z_R=1$. En el momento en que se tenga el conocimiento de que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, Z_R será mayor que la unidad.

f) FACTOR DE TAMAÑO K_S

El factor de tamaño refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, debida al tamaño [9]. Depende de:

- Tamaño del diente
- Diámetro de la pieza
- Relación del tamaño del diente con el diámetro de la pieza
- Ancho de la cara
- Área del patrón de esfuerzo
- Relación de la profundidad de la superficie con el tamaño del diente
- Templabilidad y tratamiento térmico

Se puede establecer el factor $K_S = 1$ o se puede utilizar la ecuación 26. Pero si K_S en la ecuación es menor que 1, se emplea $K_S = 1$.

$$K_S = \frac{1}{k_b} = 1.192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535}$$

Ecuación 28

g) FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA K_H

Mediante el factor de distribución de carga se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto [5].

El factor de distribución de carga bajo estas condiciones viene dado por:

$$K_H = 1 + K_{Hmc} (K_{Hpf} K_{Hpm} + K_{Hma} K_{He})$$

Ecuación 29

donde

$$K_{Hmc} = \begin{cases} 1 & \text{para engranes sin modificaciones en el avance} \\ 0.8 & \text{para engranes modificados por coronación} \end{cases}$$

Ecuación 30

$$K_{Hpf} = \begin{cases} \frac{b}{10d_{w1}} - 0.025 & b \leq 25 \\ \frac{b}{10d_{w1}} - 0.0375 + 0.000492b & 25 < b \leq 432 \\ \frac{b}{10d_{w1}} - 0.1109 + 0.000815b - 0.000492b^2 & 432 < b \leq 1020 \end{cases}$$

Ecuación 31

$$K_{Hpm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S \geq 0.175 \end{cases}$$

Ecuación 32

El valor de K_{Hma} se puede obtener a partir de la siguiente ecuación:

$$K_{Hma} = A + Bb + Cb^2$$

Ecuación 33

Las constantes empíricas A, B y C se obtendrán de la siguiente tabla.

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	$2,47 \times 10^{-1}$	$0,167 \times 10^{-1}$	$-0,765 \times 10^{-4}$
Unidades comerciales	$1,27 \times 10^{-1}$	$0,158 \times 10^{-1}$	$-1,093 \times 10^{-4}$
Unidades de precisión	$0,675 \times 10^{-1}$	$0,128 \times 10^{-1}$	$-0,926 \times 10^{-4}$
Unidades de precisión extrema	$0,380 \times 10^{-1}$	$0,102 \times 10^{-1}$	$-0,822 \times 10^{-4}$

Tabla 5: Constantes empíricas A, B y C. [5]

$$K_{He} = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble} \\ & \text{o si la compatibilidad se mejora mediante lapeado} \\ 1 & \text{para engranajes entodas las otras condiciones} \end{cases}$$

Ecuación 34

h) FACTOR DE RELACIÓN DE LA DUREZA Z_w

El factor de relación de la dureza Z_w (C_H) se emplea solo para la corona. Su objetivo consiste en ajustar la resistencia superficial para este efecto. Los valores de C_H se obtienen a partir de [8]:

- Los términos H_{BP} y H_{BG} que representan los grados de dureza Brinell del piñón y de la corona, respectivamente.
- El término m_G que simboliza la relación de la velocidad.

Conociendo estos términos podemos entrar en la gráfica que se representa en la *figura 8* y obtener el valor de Z_w (C_H).

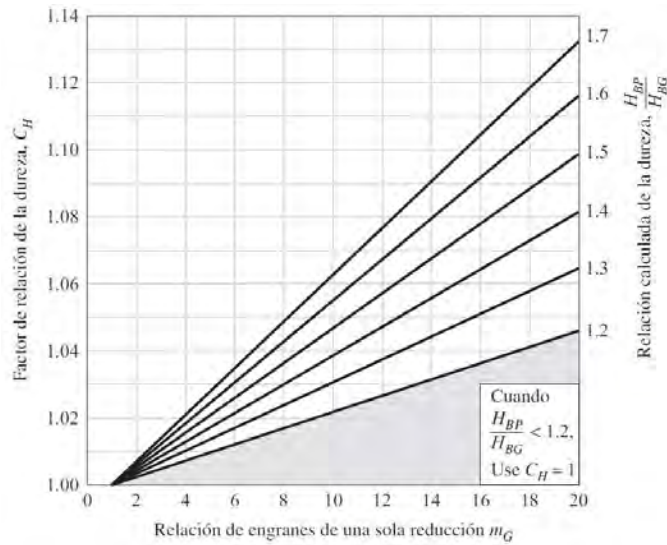


Figura 4: Factor de relación de la dureza Z_w . [9]

Mientras que, si $\frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1.7$ se empleará la siguiente ecuación:

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

Ecuación 35

Siendo $A' = 0.00698$ y $m_G = N_G/N_P$

i) FACTORES DE LOS CICLOS DE ESFUERZOS Y_N Y Z_N

El propósito de los factores de los ciclos de carga Y_N y Z_N es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean para 10^7 ciclos. Los valores para dichos factores se presentan en las figuras 5 y 6. Se puede observar como para ciclos de 10^7 , $Y_N = Z_N = 1$ [7].

El factor de duración ajusta el valor de la tensión admisible según el número de ciclos para los que se desee diseñar la transmisión. De la misma manera, se puede observar que las ecuaciones de Y_N y Z_N cambian a ambos lados del valor de 10^7 ciclos.

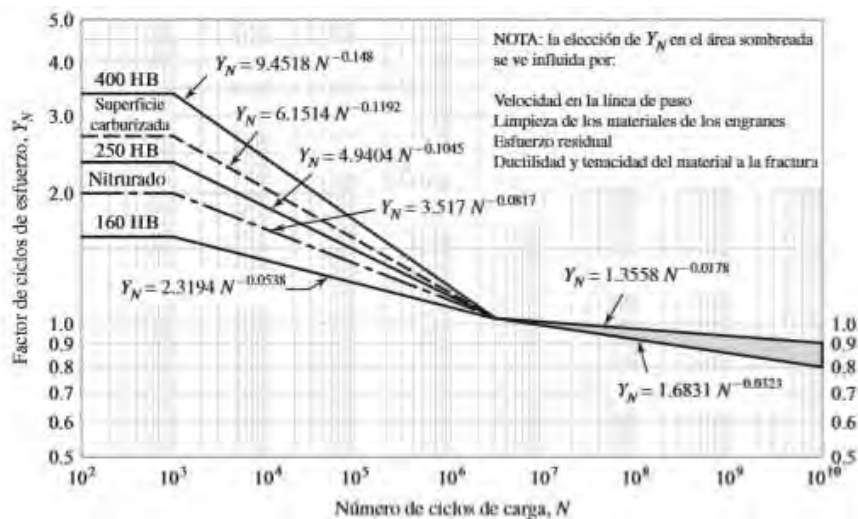


Figura 5: Representación de factor de esfuerzos Y_N . [9]

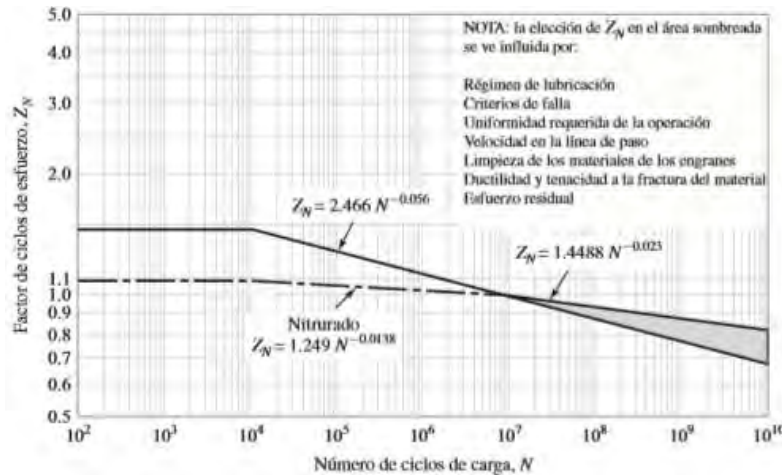


Figura 6: Representación de factor de esfuerzos Z_N . [9]

j) FACTOR DE CONFIABILIDAD Y_Z

El factor de confiabilidad considera el efecto de la distribución estadística normal de fallas por fatiga del material. Los valores de esfuerzos límites se basan en una probabilidad estadística de falla de 1 en 100 para 10^7 ciclos [6], [9].

La siguiente tabla contiene factores de confiabilidad para algunos requerimientos de operación.

CONFIABILIDAD	Y_Z
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Tabla 6: Factor de confiabilidad Y_Z . [9]

k) FACTORES DE TEMPERATURA Y_Q

El factor de temperatura se toma como unidad, $K_T = Y_Q = 1$, cuando los engranajes funcionan con temperaturas de aceite o del disco del engrane inferiores a 120°C . Si se opera a temperaturas superiores, este factor debe ser mayor, con el fin de considerar el efecto de la temperatura sobre la película de aceite y las propiedades del material [9].

l) FACTOR DE ESPESOR DEL ARO K_B

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga debido a la flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo K_B . Dicho factor, ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado y es una función de la relación de apoyo m_B [7].

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Ecuación 36

Siendo

- t_R = espesor del aro debajo del diente
- h_t = profundidad total

Mientras que, el factor del espesor del aro K_B viene dado por:

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

Ecuación 37

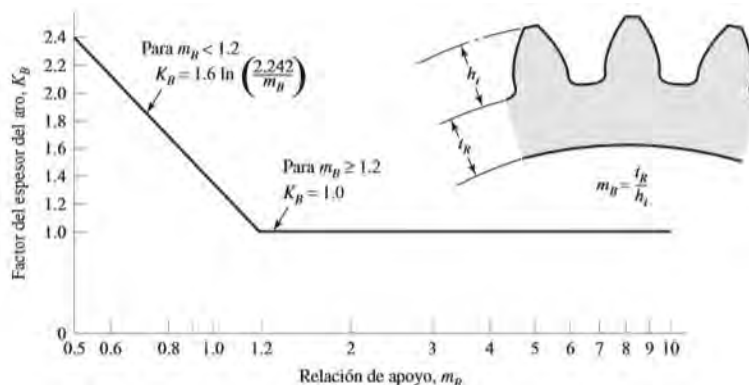


Figura 7: Factor del espesor del aro. [9]

m) FACTORES DE SEGURIDAD S_F Y S_H

Se tratan de factores de seguridad adicionales que permiten consideraciones de seguridad y de riesgo económico, junto con otros aspectos no cuantificables durante el diseño. Un factor de seguridad pretende considerar las incertidumbres o variaciones estadísticas en el análisis del diseño, las características del material y las tolerancias de fabricación [7].

Los factores de seguridad también deben considerar el riesgo de la seguridad humana y las consecuencias económicas de una falla. A mayores incertidumbres, más alto debe ser el factor de seguridad.

Existe un factor de seguridad S_F que protege contra la falla por fatiga por flexión y el factor de seguridad S_H que resguarda contra la falla por picadura.

Por un lado está el factor de sobrecarga K_o que consiste en incluir desviaciones predecibles de la carga más allá de W^t con base en la experiencia. Mientras que, un factor de seguridad tiene como objetivo tomar en cuenta elementos que no se pueden cuantificar, además de K_o .

1.3. DISEÑO DEL EJE

Para comenzar con una primera iteración en el dimensionamiento del eje, es necesario conocer la ubicación axial de los componentes del eje. De este modo, se podrá realizar el diagrama de cuerpo libre para un análisis de fuerzas y así, obtener la fuerza de corte y los diagramas de momento de flexión [7].

Es posible realizar el análisis de fuerzas sin conocer los diámetros del eje, pero no sin conocer las distancias axiales entre los componentes. Por ello, en este momento es necesario examinar la longitud del eje y la ubicación de sus respectivos componentes.

Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros es un medio excelente para localizar de forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria. Además, es importante mantener los ejes cortos para minimizar los momentos flectores y las deflexiones.

1.3.1. ANÁLISIS DE FUERZAS

Una vez se han establecido las ubicaciones axiales de los componentes y se conocen las cargas transmitidas (axial y radial) a través de los engranes, se calculan las fuerzas de reacción ejercidas en los cojinetes.

A partir de ahí, se pueden realizar los diagramas de cuerpo libre, fuerza de corte y momento flector. En este caso, las fuerzas y momentos tendrán componentes en dos planos. También se debe estudiar el par de torsión, con el fin de visualizar claramente la transferencia de par de torsión desde un componente de entrada hacia un componente de salida.

1.3.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL EJE

La selección del material del eje también es un proceso iterativo. Puesto que se puede seleccionar el material en cualquier punto antes del diseño de esfuerzo del eje, y modificarse cuando sea necesario durante el proceso de diseño de esfuerzos con el objetivo de llegar al material óptimo [7].

Por otro lado, la deflexión no se ve afectada por la resistencia del material sino por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, que es constante en todos los aceros. Por esa razón, la rigidez no se puede controlar mediante el material, sino sólo por decisiones geométricas.

Asimismo, la resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga sí se ve afectada por la elección de los materiales y sus tratamientos. A menudo no está garantizado el incremento significativo de la resistencia proveniente del tratamiento térmico ni el contenido de alta aleación. Por lo general, los ejes no requieren endurecimiento superficial a menos que sirvan como un recubrimiento real en una superficie de contacto.

1.3.3. CÁLCULO A FATIGA

En primer lugar, para poder realizar un diseño inicial de los ejes se va a basar en el análisis del esfuerzo a fatiga.

Los diámetros críticos del eje se deben determinar mediante análisis de esfuerzo en las ubicaciones críticas. Por otro lado, el proceso de análisis del esfuerzo de la fatiga depende en gran medida de las concentraciones del esfuerzo [7].

Los esfuerzos axiales, de flexión o de torsión pueden estar presentes tanto medios como alternos. Para el análisis, se ha de combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios equivalentes.

Generalmente, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de los cálculos [6].

En este caso, el esfuerzo de flexión solo presenta un esfuerzo alternado mientras que el esfuerzo de torsión solo presenta esfuerzo medio. A continuación se van a mostrar las ecuaciones necesarias para realizar los cálculos pertinentes.

$$\sigma_a = \frac{M}{I} R = \frac{M D}{I 2}$$

Ecuación 38

Siendo:

- M : momento flector del punto a estudiar
- $I = \frac{\pi d^4}{64}$
- R : radio del eje de la sección

Mientras que para la componente media existen dos casos, la provocada a partir de la fuerza de cortadura y la de torsión:

$$\tau_m = \frac{4 T}{3 A} \text{ (cortadura)}$$

Ecuación 39

Siendo:

- T : fuerza de corte
- A : área de la sección

$$\tau_m = \frac{T}{J} R \text{ (torsión)}$$

Ecuación 40

Siendo:

- T : par torsor
- $J = \frac{\pi d^4}{32}$
- R : radio de la sección

Los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, vienen dados por

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

Ecuación 41

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

Ecuación 42

En este caso, donde solo tenemos esfuerzo alterno de flexión y esfuerzo medio de torsión se simplifican las ecuaciones anteriores, quedando

$$\sigma'_a = \sigma_a$$

Ecuación 43

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_m^2}$$

Ecuación 44

Además, se ha de tener en cuenta los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión, K_f , y la torsión, K_{fs} . En el caso de la flexión, al tratarse de un esfuerzo variable, K_f se obtiene de las siguientes ecuaciones

$$K_f = 1 + q(K_{t-1})$$

Ecuación 45

Donde q se calcula a partir de la siguiente expresión

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{p}}$$

Ecuación 46

Siendo p = radio de entalle y $\alpha = 0,025 \cdot \frac{2070}{S_{ut}}$. Además, el valor K_t se debe obtener de la siguiente figura.

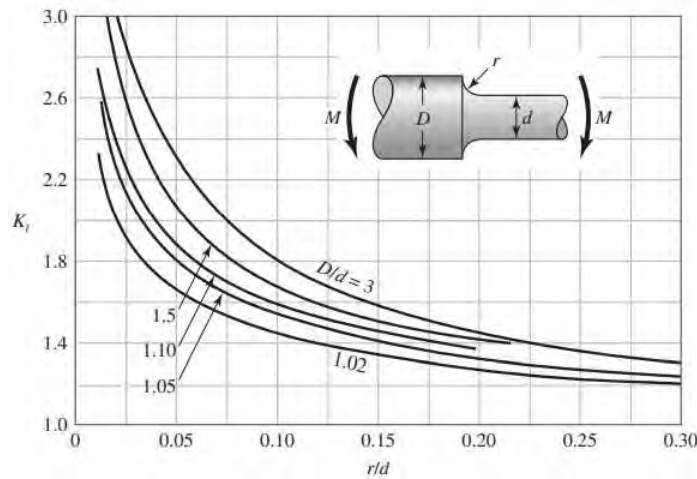


Figura 8: Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión.[7]

Mientras que el factor de concentración de esfuerzo por fatiga la torsión, K_{fs} , se obtiene directamente de la tabla ya que, al ser un esfuerzo contante, es un caso de estática.

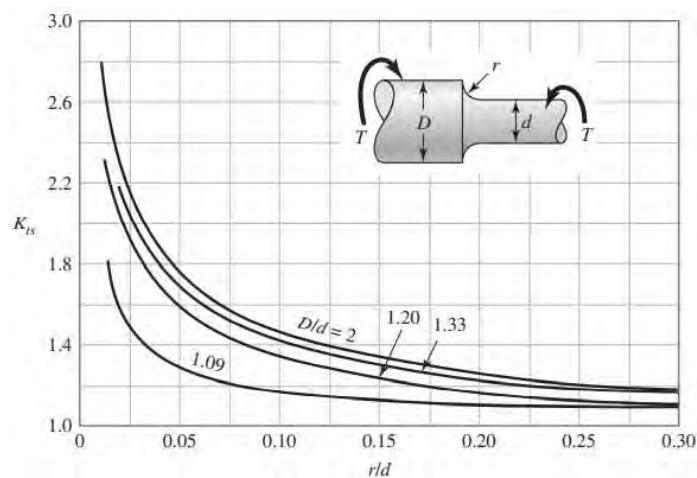


Figura 9: Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión. [7]

➤ **GOODMAN MODIFICADO**

En este caso, los esfuerzos medios y alternantes equivalentes calculados van a ser evaluados usando una curva de falla apropiada sobre la recta de Goodman modificada. El criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman modificada es:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

Ecuación 47

Siendo S_{ut} = resistencia de tensión última. Mientras que, S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso [6]. El cual se calcula de la siguiente forma

$$S_e = S_e' \cdot K$$

Ecuación 48

Siendo S_e' = límite de resistencia a la fatiga en vida giratoria

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

Ecuación 49

K corresponde al producto de los factores modificadores del Límite de Resistencia a Fatiga. Se emplean una serie de factores modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico.

$$K = k_a \cdot k_b \cdot k_q \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_c$$

Ecuación 50

❖ **Factor superficie: k_a**

La superficie de la probeta corresponde a un pulido especular. La de la pieza, en general, presenta una rugosidad mayor. La sensibilidad a la rugosidad superficial es mayor cuanto mayor es la resistencia del material [6].

$$k_a = a \cdot (S_{ut})^b$$

Ecuación 51

Acabado superficial	Factor a	Exponente b
Esmerilado (rectificado)	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,70	-0,718
Forjado	272,00	-0,995

Tabla 7: Constantes a y b según acabado. [6]

❖ **Factor tamaño: k_b**

Cuanto mayor sea el volumen de la pieza sometida a tensiones elevadas, mayor será la probabilidad de encontrar un defecto de tamaño crítico que provoque el inicio de la grieta de fatiga [6].

Al tratarse de un caso de flexión alternada, la ecuación a utilizar es la siguiente

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} & 2,79 < d < 51 \text{ mm} \\ 0,6 - 0,75 & d > 51 \text{ mm} \end{cases}$$

Ecuación 52

❖ **Factor carga: k_q**

Considera los distintos esfuerzos actuantes frente a la flexión rotativa. En este estudio, al estar en un caso de flexión rotativa, $k_q = 1$.

❖ **Factor temperatura: k_d**

Este factor considera la diferencia de temperatura entre el ensayo realizado y la temperatura de operación.

El límite elástico disminuye con la temperatura.

Temperatura (°C)	S_{ut}/S_u
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

Tabla 8: Factor de temperatura. [6]

❖ **Factor concentración de tensiones: k_e**

Las entallas producen concentración de tensiones y por ello, se define el factor de concentración de tensiones como $k_e = \frac{1}{k_f}$. Sin embargo, al ya tenerse en cuenta cuando se calculaban los esfuerzos anteriormente y se mayoraban con este factor, en este apartado se considera $k_e = 1$.

❖ **Factor confiabilidad: k_c**

La distribución de las resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos, con una desviación típica o standard σ [6].

Si se adopta el valor medio de resistencia, significa que el diseño se realiza con una confianza del 50%. Funcionalmente, se diseña para una seguridad funcional del 90%.

Un enfoque sencillo de abordar este tema consiste en considerar un valor medio de la resistencia a la tracción y un factor de confianza que reste un número de desviaciones típicas del límite de fatiga medio hasta alcanzar la confianza deseada.

$$k_c = 1 - \sigma \cdot D$$

Ecuación 53

Siendo la desviación típica de los aceros del 8%, $\sigma = 0,08$, y obteniendo el factor de multiplicación de la desviación de la siguiente tabla:

Probabilidad de vida	Factor de multiplicación de la desviación D
50,00	0,0
85,00	1,0
90,00	1,3
95,00	1,6
99,00	2,3
99,90	3,1
99,99	3,7

Tabla 9: Factor de multiplicación de la desviación. [6]

1.4. SELECCIÓN DE COJINETES

Una vez conocidas las fuerzas de reacción y los diámetros interiores de los cojinetes se pueden seleccionar los cojinetes más adecuados.

En este punto, las dimensiones reales de los cojinetes pueden verificarse de nuevo comparándolas con los supuestos iniciales.

Además se va a realizar el cálculo de diferentes parámetros de los rodamientos seleccionados [10].

1.5. SELECCIÓN DE CUÑA Y ANILLO DE RETENCIÓN

El elemento seleccionado para fijar los engranes es la chaveta rectangular.

El tamaño de la sección transversal y la profundidad de la cuña esta normalizado y viene impuesto por la correlación con el diámetro del eje. La decisión que se debe tomar en el diseño es la longitud de la cuña y su respectivo material.

La longitud de cuña apropiada viene dada por la falla por cortante y la resistencia al aplastamiento, dadas las ecuaciones a continuación respectivamente:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t \cdot l}$$

Ecuación 54

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t \cdot l/2}$$

Ecuación 55

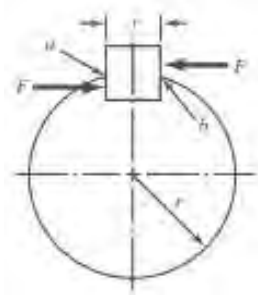


Figura10: Fuerzas actuantes en la chaveta. [7]

Siendo $S_{sy} = 0.577 \cdot S_y$, S_y = resistencia a la fluencia, F = fuerza tangencial en la superficie, t = ancho de la sección transversal de la cuña, n = factor de seguridad y l = longitud a calcular.

Cabe destacar que el material más usado en las chavetas es el acero laminado en frío de bajo carbono, y se fabrica de manera que sus dimensiones nunca exceden la dimensión nominal.

Por otro lado, se va a emplear anillos de retención externos, separadores y tuercas para posicionar axialmente los rodamientos sobre el eje.

Los anillos de retención se seleccionan verificando las especificaciones de los catálogos. Los anillos de retención se enumeran por diámetro nominal de eje, y están disponibles con diferentes capacidades de carga axial. Una vez seleccionado, se debe tomar nota de la profundidad, ancho de la ranura y radio de entalle [7].

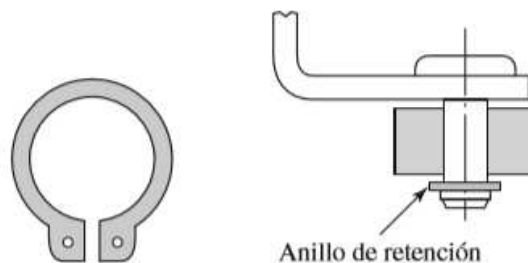


Figura 11: Ejemplo de anillo de retención. [7]

2. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS

Una vez realizados los cálculos pertinentes y las simulaciones por elementos finitos, se obtiene el diseño final del reductor de velocidad. En este apartado se va a describir y justificar las características del mecanismo así como de cada componente.

2.1. CARÁCTERÍSTICAS DE CADA ETAPA

La relación de transmisión del reductor se conoce que es $e = 12$. A partir de este dato se ha decidido que la relación de transmisión de la primera etapa será de $m_{G1} = 3$ y de la segunda de $m_{G2} = 4$.

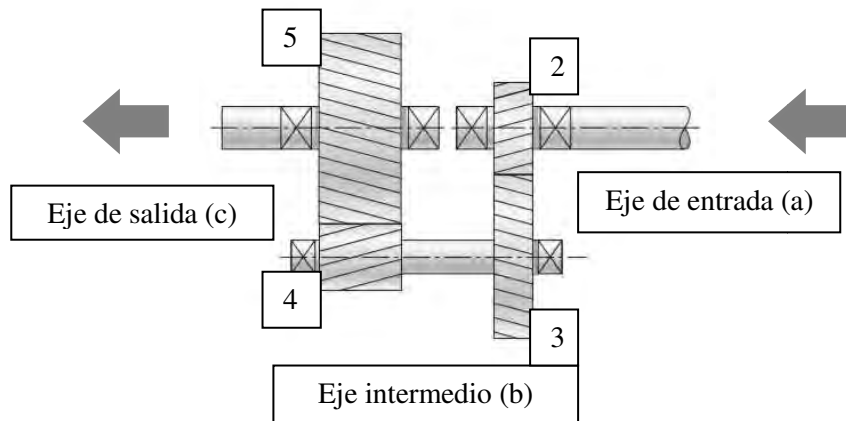


Figura 12: Disposición de los engranajes y de los ejes. [7]

Una vez establecidos estos valores se ha calculado para cada eje la velocidad de giro (w), el par torsor (T) y la potencia (P).

Eje	w (rpm)	T (N·m)	P (kW)
Entrada	1500	150	23,56
Intermedio	500	450	23,56
Salida	125	1800	23,56

Tabla 10: Características de cada etapa

Así como las fuerzas transmitidas en cada etapa:

Análisis de fuerzas de los engranajes (kN)			
F_{23}^t	2,500	F_{23}^t	9,375
F_{23}^r	0,910	F_{23}^r	3,412
F_{23}	2,660	F_{23}	9,977

Tabla 11: Análisis de fuerzas ejercidas por los engranes

2.2. DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES

En este apartado se va a describir las características específicas de cada engranaje. Todos los parámetros exceptuando el ancho de cara se han establecido al inicio del estudio.

El diseño se ha realizado a partir de dos métodos de estudio, fallo superficial y fallo por flexión, aunque se va a observar que el fallo por flexión es más crítico. Esto evitará que se produzca una rotura en momentos inesperados que puedan interrumpir el correcto funcionamiento del mecanismo. Con este estudio se obtendrá el ancho de cara óptimo.

En la siguiente tabla se resumen las especificaciones de diseño de cada engranaje:

Engranaje	Módulo (m) [mm]	Nº dientes (N)	Ángulo de presión (α)	Diámetro primitivo (d) [mm]	Ancho de cara (b) [mm]
2	3	40	20 ⁰	120	20
3	3	120	20 ⁰	360	20
4	6	16	20 ⁰	96	70
5	6	64	20 ⁰	384	70

Tabla 12: Especificaciones de los engranajes

A continuación se va a nombrar el material empleado para la fabricación de dichos engranajes y la justificación de las dimensiones de estos.

2.2.1. MATERIAL

El material empleado para la fabricación de los engranes trata de un acero aleado AISI 4140 con las siguientes características [7]:

- Resistencia a la tensión, $S_u = 1770$ MPa
- Resistencia a la fluencia, $S_y = 1640$ MPa
- Módulo de elasticidad, $E = 210 \cdot 10^3$ MPa

Variando la dureza superficial en cada etapa:

- Engrane 2: endurecido por inducción, grado 1, HP=200
- Engrane 3: endurecido por inducción, grado 1, HB=240
- Engrane 4: endurecido por inducción, grado 1, HP=200
- Engrane 5: endurecido por inducción, grado 1, HB=240

2.2.2. ENGRANAJE 2

Una vez acotados los posibles módulos y diámetros de los engranajes, se procede a calcular el ancho de cara de los mismos. Para ello, como ya se ha explicado en el apartado 1.2.2. Ecuaciones de esfuerzo y resistencia AGMA, se deben cumplir dichas ecuaciones.

Con los valores previamente calculados y tomando como referencia un coeficiente de seguridad de 1,5 se procede al cálculo de los diferentes anchos posibles.

a) ESFUERZO DE FLEXIÓN

Para analizar el cálculo a flexión se empleará la *ecuación 20*. A continuación se explicará cada uno de los términos de la ecuación:

- W^t : Corresponde con F_{23}^t .
- K_o : En este caso se puede considerar que la máquina motriz es del tipo uniforme y la impulsada tendrá choques uniformes en su funcionamiento. Por tanto, el valor correspondientes de este factor es 1, tal y como se muestra en la *tabla 4*.
- K_v : Se trata de un engrane de calidad comercial.
 - o $Q_v = 7$
 - o Velocidad de línea de paso es $V = 1,5$ m/s
 - o $A = 65,06$ y $B = 0,73$

Con estos valores y con ayuda de la *ecuación 25* ya se puede obtener el factor dinámico que es 1,19.

- K_s : Al no haberse establecido factores de tamaño que produzcan un efecto perjudicial, se toma la unidad. Además para la mayoría de engranajes, suponiendo una adecuada elección del acero, de tamaño de pieza, de tratamiento térmico y de proceso de endurecimiento, el factor es igual a la unidad.
- K_H : Para poder calcular este factor de ha de hacer uso de la *ecuación 29*.
 - o K_{Hmc} se tomará igual a la unidad ya que se trata de un engrane sin modificaciones en el avance.
 - o K_{Hpf} se obtiene con ayuda del segundo caso de la *ecuación 31* ya que $b = 20$ mm.

$$K_{Hpf} = \frac{20}{10 \cdot 60} - 0.0375 + 0.000492 \cdot 20 = -0,01$$
 - o K_{Hpm} también es igual a la unidad.
 - o K_{Hma} se calcula con ayuda de la *ecuación 33* y de las constantes obtenidas en la *tabla 5* sabiendo que se trata de engranajes cerrados de calidad comercial

$$K_{Hma} = 1,27 \cdot 10^{-1} + 0,622 \cdot 10^{-3} \cdot 20 + (-1,69 \cdot 10^{-7}) \cdot 20^2 = 1,39 \cdot 10^{-1}$$
 - o $K_{He} = 1$

$$K_H = 1 + 1(-0,01 \cdot 1 + 0,14 \cdot 1) = 1,13$$

- K_B : Para obtener este factor se ha de calcular m_B para ver en qué caso de la *ecuación 35* nos encontramos. Para ello, se ha de calcular t_R y h_t , y previo a ello el addendum y el dedendum.
 - o $h_a = \text{addendum} = m = 3$ mm
 - o $h_f = \text{dedendum} = 1,25 \cdot m = 3,75$ mm
 - o $t_R = 83,25$ mm
 - o $h_t = 6,75$ mm

Realizando el cociente de estos dos últimos términos se observa que nos encontramos en el caso de $m_B \geq 1,2$, por lo que K_B es igual a la unidad.

- b : Corresponde con el ancho de cara y es el objetivo de este cálculo.
- m_t : Al tratarse de engranes rectos el módulo transversal métrico coincide con el módulo normal, 3 mm en este caso.

- Y_J : Conociendo el número de dientes para el que se busca el factor, 40 en este caso, y el número de dientes del engrane de acoplamiento, 120, podemos introducirnos en la *figura 2* y obtener el factor geométrico que corresponde a 0,33.
- S_t : Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de flexión permisible es 310,26 MPa. Valor obtenido de la *tabla 1*.
- Y_N : De la *figura 5* se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión
 - o $N_p = 108$ números de carga
 - o $Y_N = 1,3558 \cdot N - 0,0178 = 0,976$
- S_F : Se ha tomado como factor de seguridad de flexión 1,50.
- Y_0 : Se estima que la temperatura de funcionamiento será de 25° ya que la máquina se va a situar en una nave industrial. Por esta razón, el factor de temperatura es igual a la unidad.
- Y_Z : Considerando una confiabilidad del 0,99 se puede obtener el factor de confiabilidad igual a 1 a partir de la *tabla 6*.

Aplicando los términos descritos en las *ecuaciones 20* y *22* se obtienen los siguientes resultados:

Comp. Tangencial de la carga	W^t	2500,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,19
F. tamaño	K_s	1,00
F. distribución carga	K_H	1,13
F. espesor de aro	K_B	1,00
Ancho de la cara	b	20,00
Modulo transversal métrico	m_t	3,00
F. geométrico flexión	Y_J	0,33
ESFUERZO DE FLEXIÓN	σ (MPa)	168,28

Tabla 13: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 2

Resistencia a la flexión	S_t	310,26
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión	Y_N	0,98
F. de seguridad de flexión	S_F	1,50
F. temperatura	Y_0	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO FLEXIÓN PERMISIBLE	σ_{perm} (MPa)	202,04

Tabla 14: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 2

Para que el cálculo sea válido se debe cumplir $\sigma < \sigma_{perm}$, pero también es más óptimo cuanto más se acerque σ a σ_{perm} .

b) ESFUERZO DE CONTACTO

El cálculo de esfuerzo de contacto es similar al esfuerzo de flexión pero empleando en este caso la *ecuación 21*. Los factores que intervienen en este estudio de fallo que todavía no han sido nombrados son:

- Z_E : Conociendo el material, acero en este caso, este coeficiente se obtiene a partir de la *tabla 1*. Este corresponde a 191 MPa.
- Z_R : Debido a que no se haya ningún efecto perjudicial en el acabado superficial, este factor es igual a la unidad.
- d_{w1} : Corresponde con el valor del diámetro del piñón de la etapa 1.
- Z_I : Teniendo en cuenta que se trata de engranes rectos externos con un ángulo de presión de 20° , 0,349 rad, y una relación de transmisión de 3.

$$Z_I = \frac{\cos 0,349 \sin 0,349}{2 \cdot 1} \frac{3}{3 + 1} = 0,12$$
- S_c : Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de contacto permisible es 1172,11 MPa. Valor obtenido de la *tabla 2*.
- Z_N : De la *figura 6* se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura.
 - o $N_p = 10^8$ números de carga
 - o $Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 0,948$
- Z_W : Este factor solo afecta a la corona. El engranaje que se está estudiando es el piñón por lo que en este caso no se tendrá en cuenta.
- S_H : Se ha tomado como factor de seguridad a la picadura 1,50.

Aplicando los términos descritos en las *ecuaciones 21 y 23* se obtienen los siguientes resultados:

Coeficiente elástico	Z_E	191,00
Comp. Tangencial de carga	W^t	2500,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,19
F. de tamaño	K_s	1,00
F. de distribución de carga	K_H	1,13
F. condición superficial	Z_R	1,00
Diámetro de paso del piñón	d_{w1}	120,00
Ancho de la cara	b	20,00
F. geométrico de picadura	Z_I	0,12
ESFUERZO DE CONTACTO	σ_c (MPa)	650,22

Tabla 15: Cálculo de esfuerzo de contacto del engranaje 2

Resistencia a fatiga superficial	S_c	1172,11
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura	Z_N	0,95
F. de la relación de dureza	Z_W	-
F. de seguridad de picadura	S_H	1,50
F. de temperatura	Y_θ	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO CONTACTO PERMISIBLE	$\sigma_{c,perm}$ (MPa)	741,11

Figura13: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 2

En este cálculo se debe cumplir la misma relación, $\sigma_c \leq \sigma_{c,perm}$. Puesto que, se cumple la condición en ambos estudios, el ancho de cara establecido es válido.

2.2.3. ENGRANAJE 3

En la corona de la primera etapa se va a llevar a cabo el mismo cálculo que con el piñón pero se va a calcular directamente con el ancho de cara de 20 mm para ver si en este engranaje también es válido.

a) ESFUERZO DE FLEXIÓN

Para analizar el cálculo a flexión se empleará la *ecuación 18*. A continuación se explicará cada uno de los términos de la ecuación:

- W^t : Corresponde con F_{23}^t .
- K_o : En este caso se puede considerar que la máquina motriz es del tipo uniforme y la impulsada tendrá choques uniformes en su funcionamiento. Por tanto, el valor correspondientes de este factor es 1, tal y como se muestra en la *tabla 4*.
- K_v : Se trata de un engrane de calidad comercial.
 - o $Q_v = 7$
 - o Velocidad de línea de paso es $V = 1,5$ m/s
 - o $A = 65,06$ y $B = 0,73$

Con estos valores y con ayuda de la *ecuación 25* ya se puede obtener el factor dinámico que es 1,19.

- K_s : Al no haberse establecido factores de tamaño que produzcan un efecto perjudicial, se toma la unidad. Además para la mayoría de engranajes, suponiendo una adecuada elección del acero, de tamaño de pieza, de tratamiento térmico y de proceso de endurecimiento, el factor es igual a la unidad.
- K_H : Para poder calcular este factor se ha de hacer uso de la *ecuación 29*.
 - o K_{Hmc} se tomará igual a la unidad ya que se trata de un engrane sin modificaciones en el avance.
 - o K_{Hpf} se obtiene con ayuda del segundo caso de la *ecuación 31* ya que $b=20$ mm.

$$K_{Hpf} = \frac{20}{10 \cdot 60} - 0.0375 + 0.000492 \cdot 20 = -0,01$$

- K_{Hpm} también es igual a la unidad.
- K_{Hma} se calcula con ayuda de la *ecuación 33* y de las constantes obtenidas en la *tabla 5* sabiendo que se trata de engranajes cerrados de calidad comercial

$$K_{Hma} = 1,27 \cdot 10^{-1} + 0,622 \cdot 10^{-3} \cdot 20 + (-1,69 \cdot 10^{-7}) \cdot 20^2 = 1,39 \cdot 10^{-1}$$

- $K_{He} = 1$

$$K_m = 1 + 1(-0,01 \cdot 1 + 0,14 \cdot 1) = 1,13$$

- **K_B :** Para obtener este factor se ha de calcular m_B para ver en qué caso de la *ecuación 35* nos encontramos. Para ello, se ha de calcular t_R y h_t , y previo a ello el addendum y el dedendum.

- $h_a = \text{addendum} = m = 3 \text{ mm}$
- $h_f = \text{dedendum} = 1,25 \cdot m = 3,75 \text{ mm}$
- $t_R = 313,25 \text{ mm}$
- $h_t = 6,75 \text{ mm}$

Realizando el cociente de estos dos últimos términos se observa que nos encontramos en el caso de $m_B \geq 1,2$, por lo que K_B es igual a la unidad.

- **b :** Corresponde con el ancho de cara y en este caso va a ser igual al calculado en el engranaje 2 para comprobar si es válido. Esto se debe a que normalmente los engranajes de la misma etapa tienen el mismo valor de b .

- **m_t :** Al tratarse de engranes rectos el módulo transversal métrico coincide con el módulo normal, 3 mm en este caso.

- **Y_J :** Conociendo el número de dientes para el que se busca el factor, 120 en este caso, y el número de dientes del engrane de acoplamiento, 40, podemos introducirnos en la *figura 3* y obtener el factor geométrico que corresponde a 0,41.

- **S_t :** Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de flexión permisible es 310,26 MPa. Valor obtenido de la *tabla 1*.

- **Y_N :** De la *figura 5* se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión
 - $N_G = N_P / m_G = 10^8 / 3 = 3,33 \cdot 10^7$ números de carga
 - $Y_N = 1,3558 \cdot N^{-0,0178} = 0,996$

- **S_F :** Se ha tomado como factor de seguridad de flexión de 1,50.

- **Y_θ :** Se estima que la temperatura de funcionamiento será de 25^0 ya que la máquina se va a situar en una nave industrial. Por esta razón, el factor de temperatura es igual a la unidad.

- **Y_Z :** Considerando una confiabilidad del 0,99 se puede obtener el factor de confiabilidad igual a 1 a partir de la *tabla 6*.

Aplicando los términos descritos en las *ecuaciones 20* y *22* se obtienen los siguientes resultados:

Comp. Tangencial de la carga	W^t	2500,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,19
F. tamaño	K_s	1,00
F. distribución carga	K_H	1,13
F. espesor de aro	K_B	1,00
Ancho de la cara	b	20,00
Modulo transversal métrico	m_t	3,00
F. geométrico flexión	Y_J	0,41
ESFUERZO DE FLEXIÓN	σ (MPa)	136,27

Tabla 16: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 3

Resistencia a la flexión	S_t	310,26
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión	Y_N	1,00
F. de seguridad de flexión	S_F	1,50
F. temperatura	Y_θ	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO FLEXIÓN PERMISIBLE	σ_{perm} (MPa)	206,03

Tabla 17: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 3

Para que el cálculo sea válido se debe cumplir $\sigma < \sigma_{perm}$, pero también es más óptimo cuanto más se acerque σ a σ_{perm} .

b) ESFUERZO DE CONTACTO

El cálculo de esfuerzo de contacto es similar al esfuerzo de flexión pero empleando en este caso la *ecuación 21*. Los factores que intervienen en este estudio de fallo que todavía no han sido nombrados son:

- Z_E : Conociendo el material, acero en este caso, este coeficiente se obtiene a partir de la *tabla 3*. Este corresponde a 191 MPa.
- Z_R : Debido a que no se haya ningún efecto perjudicial en el acabado superficial, este factor es igual a la unidad.
- d_{w1} : Corresponde con el valor del diámetro del piñón de la etapa 1.

- Z_I : Teniendo en cuenta que se trata de engranes rectos externos con un ángulo de presión de 20° , $0,349$ rad, y una relación de transmisión de 3.

$$Z_I = \frac{\cos 0,349 \sin 0,349}{2 \cdot 1} \frac{3}{3 + 1} = 0,12$$

- S_c : Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de contacto permisible es $1172,11$ MPa. Valor obtenido de la *tabla 2*.

- Z_N : De la *figura 6* se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura

- o $N_G = N_P / m_G = 10^8 / 3 = 3,33 \cdot 10^7$ números de carga

- o $Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 0,972$

- Z_W : Este factor depende directamente del cociente de la dureza del piñón y de la corona.

- o $H_{BP} = 240$

- o $H_{BP} = 200$

- o $\frac{H_{BP}}{H_{BP}} = 1,2$

Como se puede observar en la *figura 3*, al ser el cociente 1,2 el factor de relación de la dureza es igual a la unidad.

- S_H : Se ha tomado como factor de seguridad a la picadura 1,50.

Aplicando los términos descritos en las *ecuaciones 21 y 23* se obtienen los siguientes resultados

Coefficiente elástico	Z_E	191,00
Comp. Tangencial de carga	W^t	2500,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,19
F. de tamaño	K_s	1,00
F. de distribución de carga	K_H	1,13
F. condición superficial	Z_R	1,00
Diámetro de paso del piñón	d_{w1}	120,00
Ancho de la cara	b	20,00
F. geométrico de picadura	Z_I	0,12
ESFUERZO DE CONTACTO	σ_c (MPa)	650,22

Tabla 18: Cálculo de esfuerzo de contacto del engranaje 2

Resistencia a fatiga superficial	S_c	1172,11
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura	Z_N	0,97
F. de la relación de dureza	Z_W	1,00
F. de seguridad de picadura	S_H	1,50
F. de temperatura	Y_θ	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO CONTACTO PERMISIBLE	$\sigma_{c,perm}$ (MPa)	760,08

Tabla 19: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 2

En este cálculo se debe cumplir la misma relación, $\sigma_c \leq \sigma_{c,perm}$. Puesto que, se cumple la condición en ambos estudios, el ancho de cara establecido en el engranaje 2 también es válido para el engranaje 3. Por tanto, el ancho de cara de la primera etapa será de 20 mm.

2.2.4. ENGRANAJE 4

El engranaje 4 corresponde al piñón de la segunda etapa. A continuación se va a realizar el mismo cálculo que para los engranajes de la etapa 2 pero en este caso para obtener el ancho de cara de la segunda etapa.

a) ESFUERZO DE FLEXIÓN

Para analizar el cálculo a flexión se empleará la *ecuación 20*. A continuación se explicará cada uno de los términos de la ecuación:

- W^t : Corresponde con F_{45}^t
- K_o : En este caso se puede considerar que la máquina motriz es del tipo uniforme y la impulsada tendrá choques uniformes en su funcionamiento. Por tanto, el valor correspondientes de este factor es 1, tal y como se muestra en la *tabla 4*.
- K_v : Se trata de un engrane de calidad comercial.
 - o $Q_v = 7$
 - o Velocidad de línea de paso es $V = 0,4$ m/s
 - o $A = 65,06$ y $B = 0,73$

Con estos valores y con ayuda de la *ecuación 25* ya se puede obtener el factor dinámico que es 1,10.

- K_s : Al no haberse establecido factores de tamaño que produzcan un efecto perjudicial, se toma la unidad. Además para la mayoría de engranajes, suponiendo una adecuada elección del acero, de tamaño de pieza, de tratamiento térmico y de proceso de endurecimiento, el factor es igual a la unidad.
- K_H : Para poder calcular este factor de ha de hacer uso de la *ecuación 29*.
 - o K_{Hmc} se tomará igual a la unidad ya que se trata de un engrane sin modificaciones en el avance.
 - o K_{Hpf} se obtiene con ayuda del segundo caso de la *ecuación 31* ya que $b=70$

$$K_{Hpf} = \frac{70}{10 \cdot 96} - 0.0375 + 0.000492 \cdot 70 = 0,07$$

- K_{Hpm} también es igual a la unidad.
- K_{Hma} se calcula con ayuda de la *ecuación 33* y de las constantes obtenidas en la *tabla 2* sabiendo que se trata de engranajes cerrados de calidad comercial

$$K_{Hma} = 1,27 \cdot 10^{-1} + 0,622 \cdot 10^{-3} \cdot 70 + (-1,69 \cdot 10^{-7}) \cdot 70^2 = 1,70 \cdot 10^{-1}$$
- $K_{He} = 1$

$$K_m = 1 + 1(0,07 \cdot 1 + 0,17 \cdot 1) = 1,24$$

- **K_B :** Para obtener este factor se ha de calcular m_B para ver en qué caso de la *ecuación 37* nos encontramos. Para ello, se ha de calcular t_R y h_t , y previo a ello el addendum y el dedendum.
 - $h_a = \text{addendum} = m = 6 \text{ mm}$
 - $h_f = \text{dedendum} = 1,25 \cdot m = 7,5 \text{ mm}$
 - $t_R = 42,5 \text{ mm}$
 - $h_t = 13,5 \text{ mm}$
 Realizando el cociente de estos dos últimos términos se observa que nos encontramos en el caso de $m_B \geq 1,2$, por lo que K_B es igual a la unidad.
- **b :** Corresponde con el ancho de cara y es el objetivo de este cálculo.
- **m_t :** Al tratarse de engranes rectos el módulo transversal métrico coincide con el módulo normal, 6 mm en este caso.
- **Y_J :** Conociendo el número de dientes para el que se busca el factor, 16 en este caso, y el número de dientes del engrane de acoplamiento, 64, podemos introducirnos en la *figura 2* y obtener el factor geométrico que corresponde a 0,40.
- **S_t :** Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de flexión permisible es 310,26 MPa. Valor obtenido de la *tabla 1*.
- **Y_N :** De la *figura 5* se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión
 - $N_p = 10^8$ números de carga
 - $Y_N = 1,3558 \cdot N^{-0,0178} = 0,976$
- **S_F :** Se ha tomado como factor de seguridad de flexión 1,50.
- **Y_θ :** Se estima que la temperatura de funcionamiento será de 25^0 ya que la máquina se va a situar en una nave industrial. Por esta razón, el factor de temperatura es igual a la unidad.
- **Y_Z :** Considerando una confiabilidad del 0,99 se puede obtener el factor de confiabilidad igual a 1 a partir de la *tabla 6*.

Aplicando los términos descritos en las *ecuaciones 20* y *22* se obtienen los siguientes resultados:

Comp. Tangencial de la carga	W^t	9375,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,10
F. tamaño	K_s	1,00
F. distribución carga	K_H	1,24
F. espesor de aro	K_B	1,00
Ancho de la cara	b	70,00
Modulo transversal métrico	m_t	6,00
F. geométrico flexión	Y_j	0,40
ESFUERZO DE FLEXIÓN	σ (MPa)	76,00

Tabla 20: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 4

Resistencia a la flexión	S_t	310,26
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión	Y_N	0,98
F. de seguridad de flexión	S_F	1,50
F. temperatura	Y_θ	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO FLEXIÓN PERMISIBLE	σ_{perm} (MPa)	202,04

Tabla 21: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 4

Para que el cálculo sea válido se debe cumplir $\sigma < \sigma_{perm}$, pero también es más óptimo cuanto más se acerque σ a σ_{perm} .

b) ESFUERZO DE CONTACTO

El cálculo de esfuerzo de contacto es similar al esfuerzo de flexión pero empleando en este caso la ecuación 21. Los factores que intervienen en este estudio de fallo que todavía no han sido nombrados son:

- Z_F : Conociendo el material, acero en este caso, este coeficiente se obtiene a partir de la tabla 1. Este corresponde a 191 MPa.
- Z_R : Debido a que no se haya ningún efecto perjudicial en el acabado superficial, este factor es igual a la unidad.
- d_{w1} : Corresponde con el valor del diámetro del piñón de la etapa 2.
- Z_I : Teniendo en cuenta que se trata de engranes rectos externos con un ángulo de presión de 20° , 0,349 rad, y una relación de transmisión de 4.

$$Z_I = \frac{\cos 0,349 \sin 0,349}{2 \cdot 1} \frac{4}{4 + 1} = 0,13$$
- S_c : Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de contacto permisible es 1172,11 MPa. Valor obtenido de la tabla 2.

- Z_N : De la *figura 5* se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura.
 - o $N_p = 10^8$ números de carga
 - o $Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 0,948$
- Z_W : Este factor solo afecta a la corona. El engranaje que se está estudiando es el piñón por lo que en este caso no se tendrá en cuenta.
- S_H : Se ha tomado como factor de seguridad a la picadura 1,50.

Aplicando los términos descritos en las *ecuaciones 21* y *23* se obtienen los siguientes resultados:

Coefficiente elástico	Z_E	191,00
Comp. Tangencial de carga	W^t	9375,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,10
F. de tamaño	K_s	1,00
F. de distribución de carga	K_H	1,24
F. condición superficial	Z_R	1,00
Diámetro de paso del piñón	d_{wl}	96,00
Ancho de la cara	b	70,00
F. geométrico de picadura	Z_I	0,13
ESFUERZO DE CONTACTO	σ_c (MPa)	734,29

Tabla 22: Cálculo de esfuerzo de contacto del engranaje 4

Resistencia a fatiga superficial	S_c	1172,11
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura	Z_N	0,95
F. de la relación de dureza	Z_W	-
F. de seguridad de picadura	S_H	1,50
F. de temperatura	Y_θ	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO CONTACTO PERMISIBLE	$\sigma_{c,perm}$ (MPa)	741,11

Tabla 23: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 4

En este cálculo se debe cumplir la misma relación, $\sigma_c \leq \sigma_{c,perm}$. Puesto que, se cumple la condición en ambos estudios, el ancho de cara establecido es válido.

2.2.5. ENGRANAJE 5

En la corona de la primera etapa se va a llevar a cabo el mismo cálculo que con el piñón pero se va a calcular directamente con el ancho de cara de 20 mm para ver si en este engranaje también es válido.

a) ESFUERZO DE FLEXIÓN

Para analizar el cálculo a flexión se empleará la *ecuación 20*. A continuación se explicará cada uno de los términos de la ecuación:

- W^t : Corresponde con F_{45}^t .
- K_o : En este caso se puede considerar que la máquina motriz es del tipo uniforme y la impulsada tendrá choques uniformes en su funcionamiento. Por tanto, el valor correspondientes de este factor es 1, tal y como se muestra en la *tabla 4*.
- K_v : Se trata de un engrane de calidad comercial.
 - o $Q_v = 7$
 - o Velocidad de línea de paso es $V = 0,4$ m/s
 - o $A = 65,06$ y $B = 0,73$

Con estos valores y con ayuda de la *ecuación 25* ya se puede obtener el factor dinámico que es 1,10.

- K_s : Al no haberse establecido factores de tamaño que produzcan un efecto perjudicial, se toma la unidad. Además para la mayoría de engranajes, suponiendo una adecuada elección del acero, de tamaño de pieza, de tratamiento térmico y de proceso de endurecimiento, el factor es igual a la unidad.
- K_H : Para poder calcular este factor de ha de hacer uso de la *ecuación 29*.
 - o K_{Hmc} se tomará igual a la unidad ya que se trata de un engrane sin modificaciones en el avance.
 - o K_{Hpf} se obtiene con ayuda del segundo caso de la *ecuación 31* ya que $b=70$ mm

$$K_{Hpf} = \frac{70}{10 \cdot 96} - 0.0375 + 0.000492 \cdot 70 = 0,07$$
 - o K_{Hpm} también es igual a la unidad.
 - o K_{Hma} se calcula con ayuda de la *ecuación 33* y de las constantes obtenidas en la *tabla 5* sabiendo que se trata de engranajes cerrados de calidad comercial

$$K_{Hma} = 1,27 \cdot 10^{-1} + 0,622 \cdot 10^{-3} \cdot 70 + (-1,69 \cdot 10^{-7}) \cdot 70^2 = 1,69 \cdot 10^{-1}$$
 - o $K_{He} = 1$

$$K_m = 1 + 1(0,07 \cdot 1 + 0,17 \cdot 1) = 1,24$$

- K_B : Para obtener este factor se ha de calcular m_B para ver en qué caso de la *ecuación 37* nos encontramos. Para ello, se ha de calcular t_R y h_t , y previo a ello el addendum y el dedendum.
 - o $ha = \text{addendum} = m = 6$ mm
 - o $hf = \text{dedendum} = 1,25 \cdot m = 7,5$ mm
 - o $t_R = 330,5$ mm
 - o $h_t = 13,5$ mm

Realizando el cociente de estos dos últimos términos se observa que nos encontramos en el caso de $m_B \geq 1,2$, por lo que K_B es igual a la unidad.

- **b:** Corresponde con el ancho de cara y en este caso va a ser igual al calculado en el engranaje 4 para comprobar si es válido.
- **m_t :** Al tratarse de engranes rectos el módulo transversal métrico coincide con el módulo normal, 6 mm en este caso.
- **Y_J :** Conociendo el número de dientes para el que se busca el factor, 64 en este caso, y el número de dientes del engrane de acoplamiento, 16, podemos introducirnos en la *figura 2* y obtener el factor geométrico que corresponde a 0,27.
- **S_t :** Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de flexión permisible es 310,26 MPa. Valor obtenido de la *tabla 1*.
- **Y_N :** De la *figura 5* se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión
 - o $N_G = N_P / m_G = 10^8 / 4 = 2,5 \cdot 10^7$ números de carga
 - o $Y_N = 1,3558 \cdot N^{-0,0178} = 1,001$
- **S_F :** Se ha tomado como factor de seguridad de flexión de 1,50.
- **Y_θ :** Se estima que la temperatura de funcionamiento será de 25^0 ya que la máquina se va a situar en una nave industrial. Por esta razón, el factor de temperatura es igual a la unidad.
- **Y_Z :** Considerando una confiabilidad del 0,99 se puede obtener el factor de confiabilidad igual a 1 a partir de la *tabla 6*.

Aplicando los términos descritos en las *ecuaciones 20* y *22* se obtienen los siguientes resultados:

Comp. Tangencial de la carga	W^t	9375,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,10
F. tamaño	K_s	1,00
F. distribución carga	K_H	1,12
F. espesor de aro	K_B	1,00
Ancho de la cara	b	70,00
Modulo transversal métrico	m_t	6,00
F. geométrico flexión	Y_J	0,27
ESFUERZO DE FLEXIÓN	σ (MPa)	112,60

Tabla 24: Cálculo de esfuerzo de flexión del engranaje 5

Resistencia a la flexión	S_t	310,26
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a flexión	Y_N	1,00
F. de seguridad de flexión	S_F	1,50
F. temperatura	Y_θ	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO FLEXIÓN PERMISIBLE	σ_{perm} (MPa)	207,09

Tabla 25: Cálculo de esfuerzo de flexión permisible del engranaje 5

Para que el cálculo sea válido se debe cumplir $\sigma < \sigma_{perm}$, pero también es más óptimo cuanto más se acerque σ a σ_{perm} .

b) ESFUERZO DE CONTACTO

El cálculo de esfuerzo de contacto es similar al esfuerzo de flexión pero empleando en este caso la ecuación 21. Los factores que intervienen en este estudio de fallo que todavía no han sido nombrados son:

- Z_R : Conociendo el material, acero en este caso, este coeficiente se obtiene a partir de la tabla 3. Este corresponde a 191 MPa.
- Z_R : Debido a que no se haya ningún efecto perjudicial en el acabado superficial, este factor es igual a la unidad.
- d_{w1} : Corresponde con el valor del diámetro del piñón de la etapa 2.
- Z_I : Teniendo en cuenta que se trata de engranes rectos externos con un ángulo de presión de 20° , 0,349 rad, y una relación de transmisión de 4.

$$Z_I = \frac{\cos 0,349 \sin 0,349}{2 \cdot 1} \frac{4}{4 + 1} = 0,13$$

- S_c : Al tratarse de un acero endurecido por inducción de grado 1, el número de esfuerzo de contacto permisible es 1172,11 MPa. Valor obtenido de la tabla 2.
- Z_N : De la figura 6 se obtiene el factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura
 - o $N_G = N_P / m_G = 10^8 / 3 = 2,50 \cdot 10^7$ números de carga
 - o $Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 0,98$
- Z_W : Este factor depende directamente del cociente de la dureza del piñón y de la corona.
 - o $H_{BP} = 240$
 - o $H_{BP} = 200$
 - o $\frac{H_{BP}}{H_{BP}} = 1,2$

Como se puede observar en la figura 3, al ser el cociente 1,2 el factor de relación de la dureza es igual a la unidad.

- S_H : Se ha tomado como factor de seguridad a la picadura 1,50.

Aplicando los términos descritos en las ecuaciones 21 y 23 se obtienen los siguientes resultados:

Coefficiente elástico	Z_E	191,00
Comp. Tangencial de carga	W^t	9375,00
F. sobrecarga	K_o	1,00
F. velocidad	K_v	1,10
F. de tamaño	K_s	1,00
F. de distribución de carga	K_H	1,24
F. condición superficial	Z_R	1,00
Diámetro de paso del piñón	d_{w1}	96,00
Ancho de la cara	b	70,00
F. geométrico de picadura	Z_I	0,13
ESFUERZO DE CONTACTO	σ_c (MPa)	734,29

Tabla 26: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 5

Resistencia a fatiga superficial	S_c	1172,11
F. ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura	Z_N	0,98
F. de la relación de dureza	Z_W	1,00
F. de seguridad de picadura	S_H	1,50
F. de temperatura	Y_θ	1,00
F. confiabilidad	Y_Z	1,00
ESFUERZO CONTACTO PERMISIBLE	$\sigma_{c,perm}$ (MPa)	765,13

Tabla 27: Cálculo de esfuerzo de contacto permisible del engranaje 5

En este cálculo se debe cumplir la misma relación, $\sigma_c \leq \sigma_{c,perm}$.

Puesto que, se cumple la condición en ambos estudios, el ancho de cara establecido en el engranaje 4 también es válido para el engranaje 5. Por tanto, el ancho de cara de la segunda etapa será de 70 mm.

2.3. DIMENSIONADO DE LOS EJES

Una vez se han especificado las características de los engranajes y se conocen las fuerzas actuantes, el siguiente paso es el diseño de los ejes. Para comenzar, se ha de establecer las ubicaciones axiales de los componentes. Con ello, se realizarán los diagramas de esfuerzos. A continuación, se hará ya un diseño más en detalle del eje, así como la selección del material. Y por último, se estudiará si el eje diseñado es válido en cuanto a fallos por fatiga.

2.3.1. DIAGRAMAS DE ESFUERZOS

El proceso de cálculo de las componentes de la fuerza normal de contacto transmitida en el punto primitivo de los engranajes, se realiza siguiendo el proceso descrito en el apartado 1.2.1. *Análisis de fuerzas: Engranajes rectos*. Una vez calculadas estas fuerzas y se ha establecido las ubicaciones axiales de los componentes en los ejes, se puede calcular las fuerzas de reacción que aparecen en los rodamientos.

A partir de ahí, se realizan los diagramas de cuerpo libre, fuerza de corte y momento flector de los tres ejes.

a) EJE DE ENTRADA

En la siguiente imagen se muestra un esquema de las sollicitaciones del eje de entrada

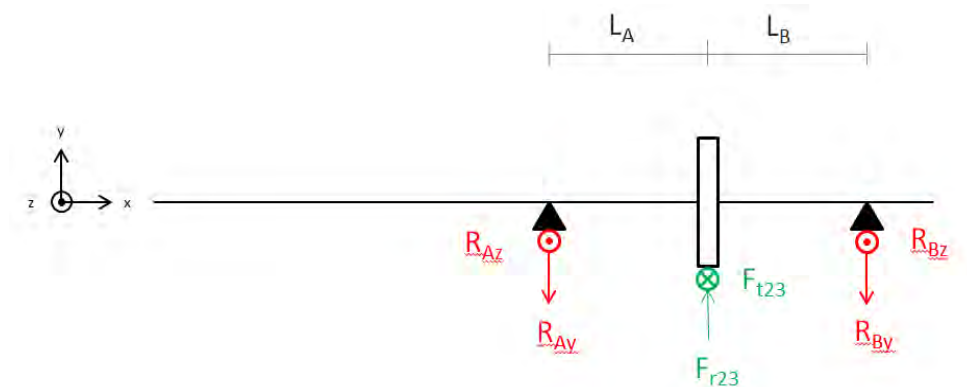


Figura 14: Sollicitaciones del eje de entrada

REACCIONES APOYOS (N, mm)	
R_{Ay}	454,96
R_{Az}	1250,00
R_{By}	454,96
R_{Bz}	1250,00
L_A	30,30
L_B	30,30

Tabla 28: Reacciones en los rodamientos del eje de entrada

Siendo los diagramas de solicitaciones del eje de entrada:

DIAGRAMA DE CORTE	
Plano $x-z$	
X (mm)	Z (N)
0,00	1250,00
30,30	1250,00
30,30	-1250,00
60,60	-1250,00
60,60	0,00

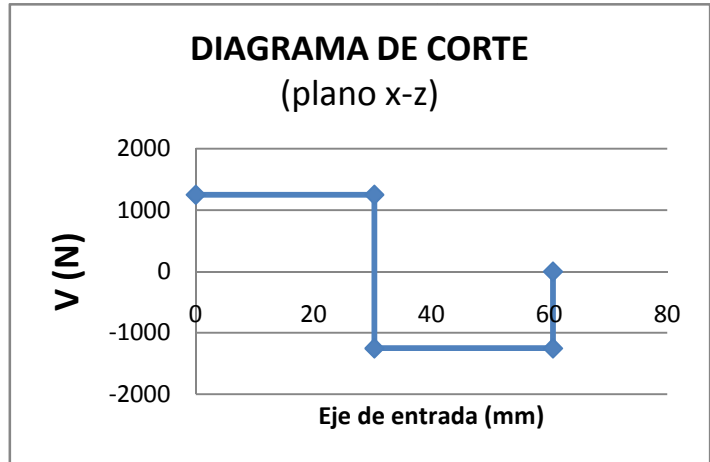


Figura 15: Diagrama de corte en el plano $x-z$ del eje de entrada

DIAGRAMA DE CORTE	
Plano $x-y$	
X (mm)	Y (N)
0,00	-454,96
30,30	-454,96
30,30	454,96
60,60	454,96
60,60	0,00

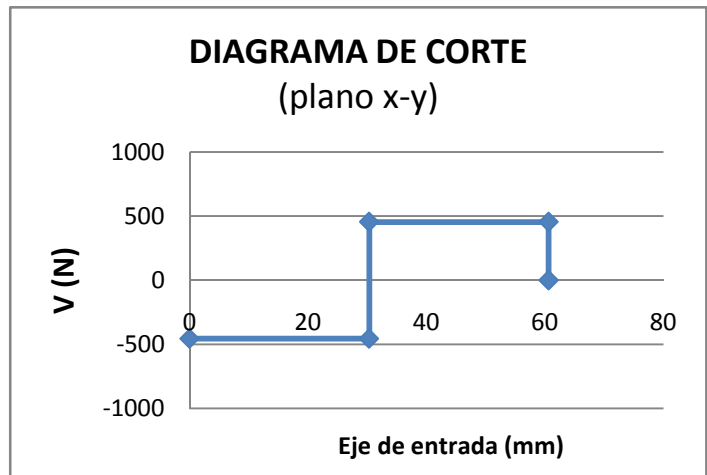


Figura 16: Diagrama de corte en el plano $x-y$ del eje de entrada

MOMENTO FLECTOR	
Plano $x-z$	
X (mm)	Z (N·mm)
0,00	0,00
30,30	37875,00
60,60	0,00

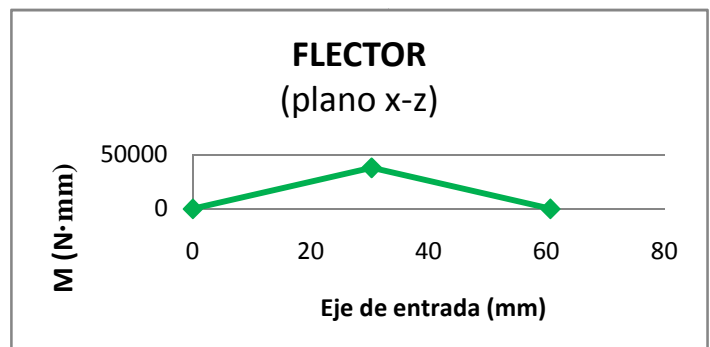


Figura 17: Momento flector en el plano $x-z$ del eje de entrada

MOMENTO FLECTOR	
Plano x-y	
X (mm)	Y(N·mm)
0,00	0,00
30,30	13785,37
60,60	0,00

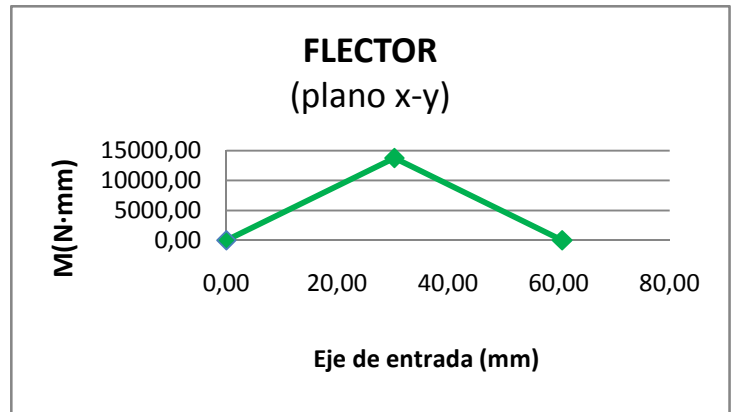


Figura18: Momento flector en el plano x-y del eje de entrada

FLECTOR RESULTANTE	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	0,00
30,30	40305,73
60,60	0,00

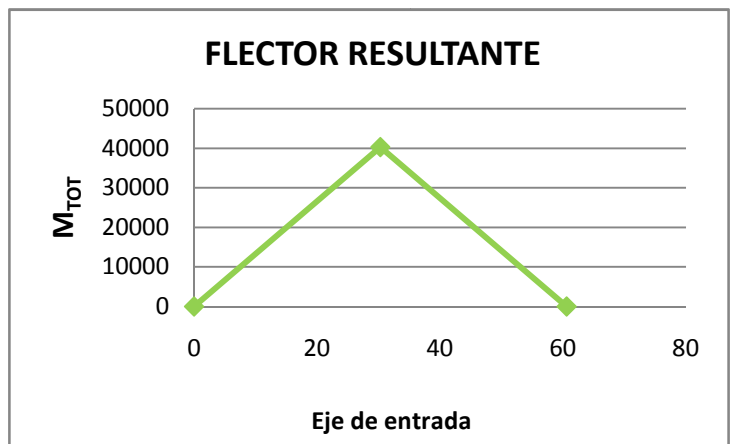


Figura19: Momento flector resultando del eje de entrada

PAR TORSOR	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	150000,00
30,30	150000,00
30,30	0,00
60,60	0,00

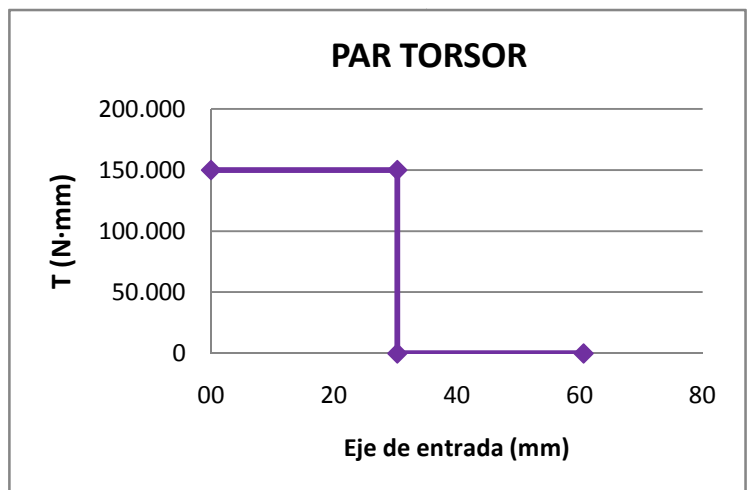


Figura 20: Par torsor del eje de entrada

b) EJE INTERMEDIO

En la siguiente imagen se muestra un esquema de las solicitaciones del eje intermedio

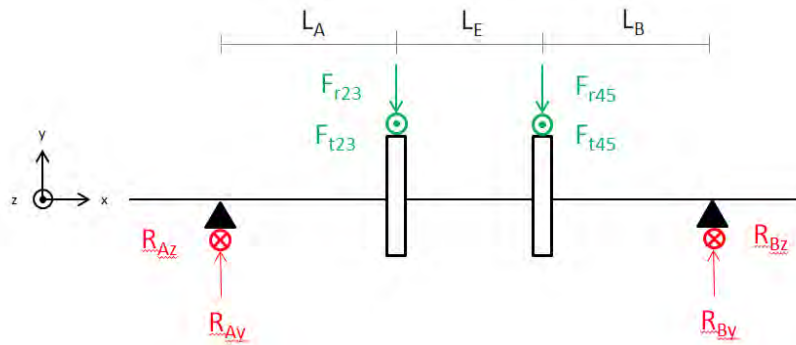


Figura 21: Solicitaciones del eje intermedio

REACCIONES APOYOS (N, mm)	
R_{Ay}	1627,67
R_{Az}	4471,98
R_{By}	2694,48
R_{Bz}	7403,02
L_A	35,10
L_B	54,50
L_E	130,00

Tabla 29: Reacciones en los rodamientos del eje intermedio

Siendo los diagramas de solicitaciones del eje intermedio

DIAGRAMA DE CORTE	
Plano x-z	
X(mm)	Z (N)
0,00	-4471,98
35,10	-4471,98
35,10	-1971,98
165,10	-1971,98
165,10	7403,02
219,60	7403,02
219,60	0.00

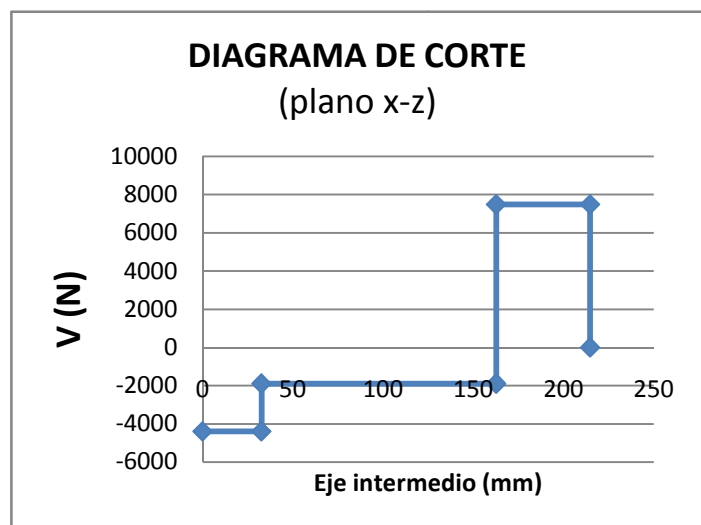


Figura 22: Diagrama de corte en el plano x-z del eje intermedio

DIAGRAMA DE CORTE	
Plano x-y	
X(mm)	Y (N)
0,00	1627,67
35,10	1627,67
35,10	717,74
165,10	717,74
165,10	-2694,48
219,60	-2694,48
219,60	0,00

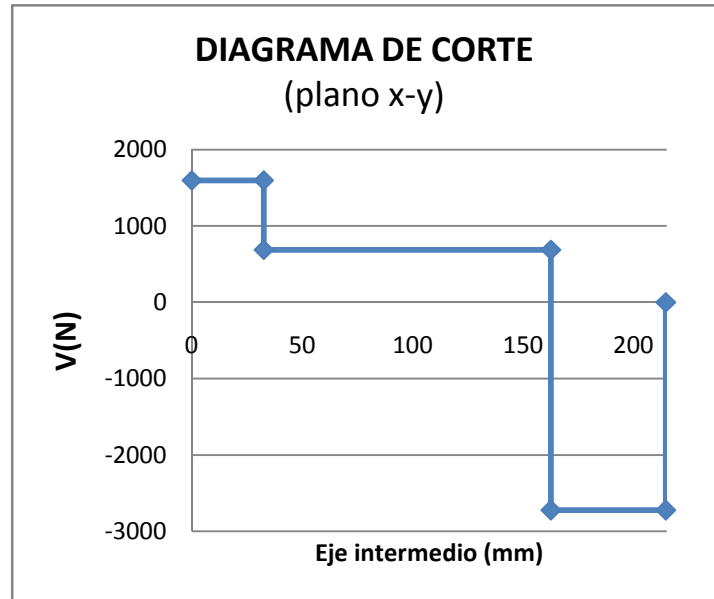


Figura 23: Diagrama de corte en el plano x-y del eje intermedio

MOMENTO FLECTOR	
Plano x-z	
X (mm)	Z (N·mm)
0,00	0,00
35,10	156966,59
165,10	403464,44
219,60	0,00

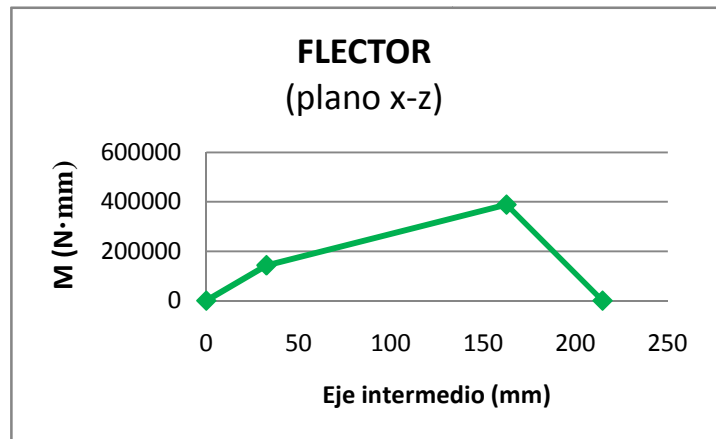


Figura 24: Momento flector en el plano x-z en el eje intermedio

MOMENTO FLECTOR	
Plano x-y	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	0,00
35,10	57131,17
165,10	146849,05
219,60	0,00

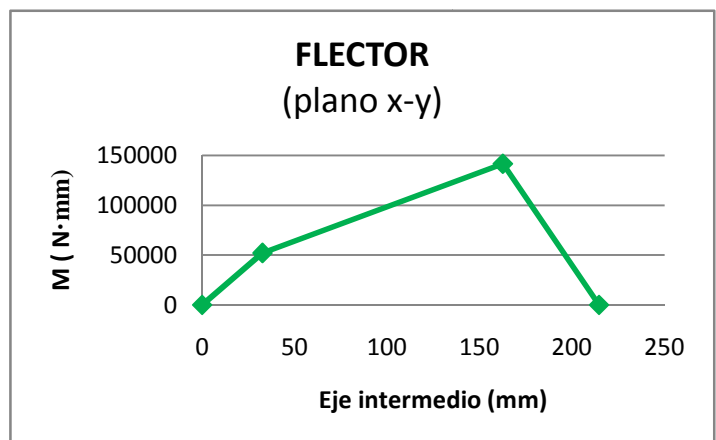


Figura 25: Momento flector en el plano x-y del eje intermedio

FLECTOR RESULTANTE	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	0,00
35,10	167040,36
165,10	429357,89
219,60	0,00

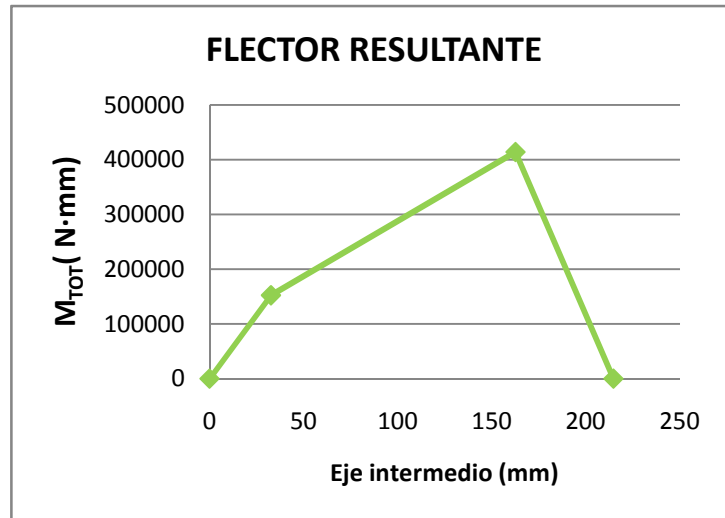


Figura 26: Momento flector resultante del eje intermedio

PAR TORSOR	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	0,00
35,10	0,00
35,10	450000,00
165,10	450000,00
165,10	0,00
219,60	0,00

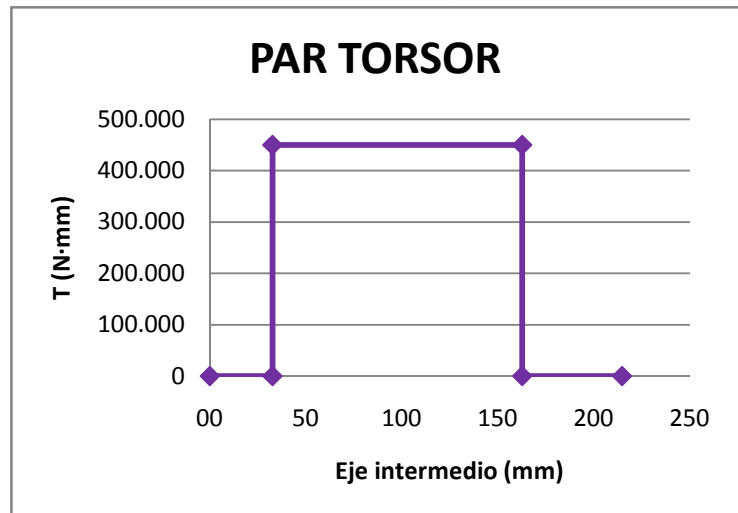


Figura 27: Par torsor del eje intermedio

c) EJE DE SALIDA

En la siguiente imagen se muestra un esquema de las solicitaciones del eje de entrada

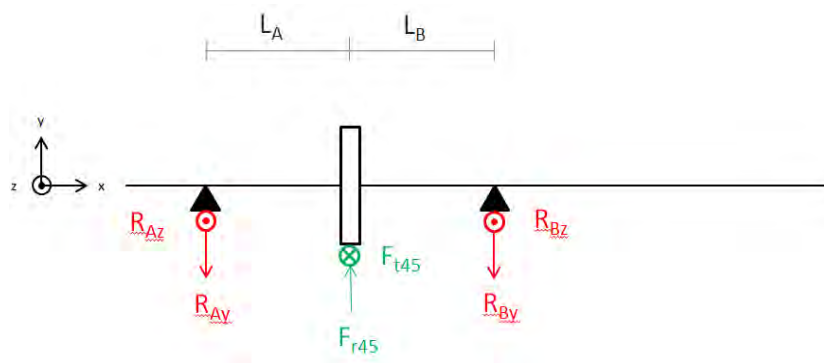


Figura28: Solicitaciones en el eje de salida

REACCIONES APOYOS (N, mm)	
R_{Ay}	1706,11
R_{Az}	4687,50
R_{By}	1706,11
R_{Bz}	4687,50
L_A	60,10
L_B	60,10

Tabla 30: Reacciones en los rodamientos del eje de salida

Siendo los diagramas de solicitaciones del eje de salida:

DIAGRAMA DE CORTE	
Plano x-z	
X (mm)	Z (N)
0,00	4687,50
60,10	4687,50
60,10	-4687,50
120,20	-4687,50
120,20	0,00

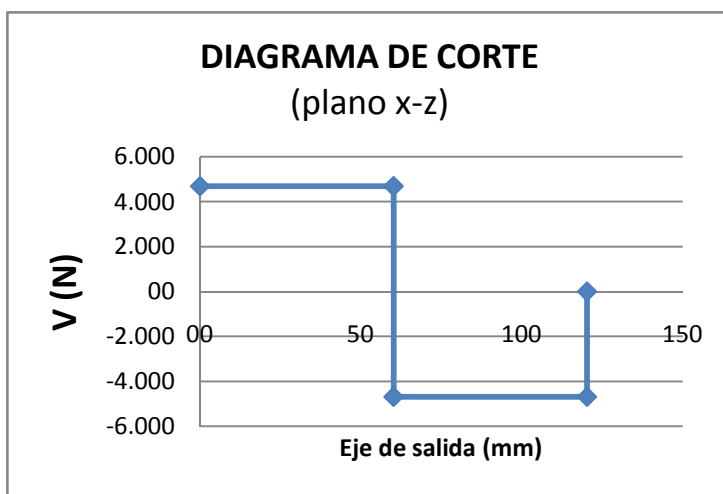


Figura 29: Diagrama de corte del plano x-z del eje de salida

DIAGRAMA DE CORTE	
Plano x-y	
X (mm)	Z (N)
0,00	-1706,10
60,10	-1706,10
60,10	1706,10
120,20	1706,10
120,20	0,00

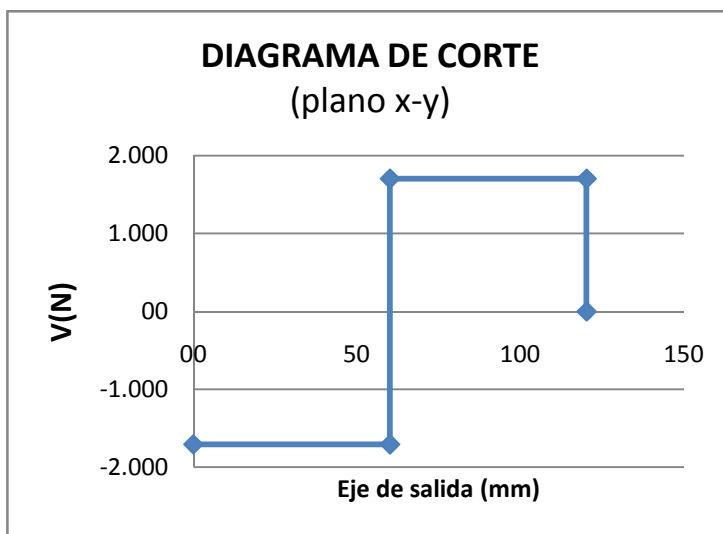


Figura 30: Diagrama de corte en el plano x-y del eje de salida

MOMENTO FLECTOR	
Plano x-z	
X (mm)	Z (N·mm)
0,00	0,00
60,10	281718,80
120,20	0,00

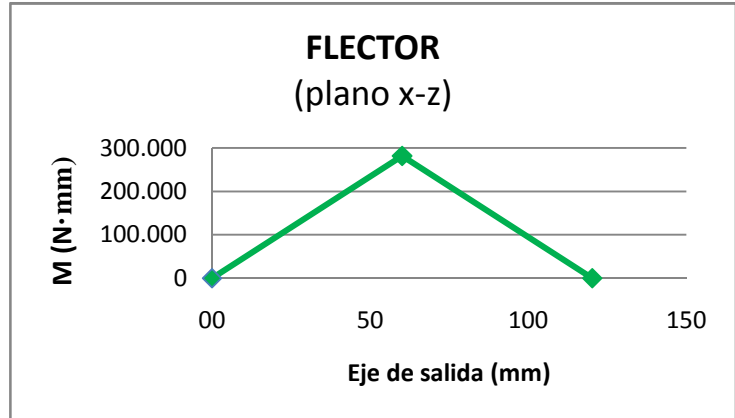


Figura 31: Diagrama flector en el plano x-z del eje de salida

MOMENTO FLECTOR	
Plano x-y	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	0,00
60,10	102537,20
120,20	0,00

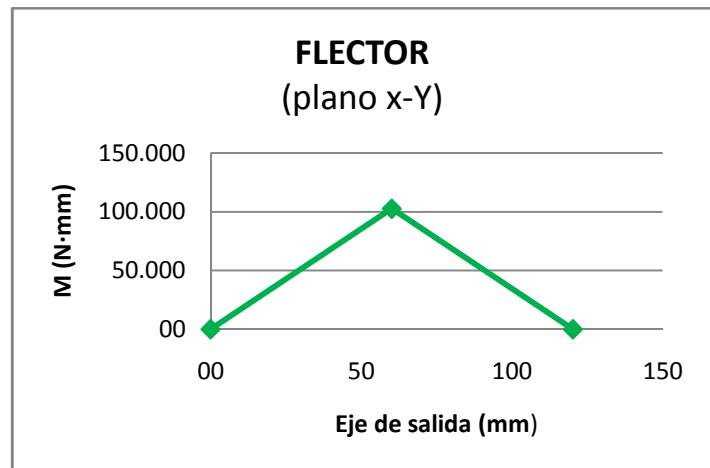


Figura 32: Diagrama flector en el plano x-y del eje de salida

FLECTOR RESULTANTE	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	0,00
60,10	3,00 E+05
120,20	0,00

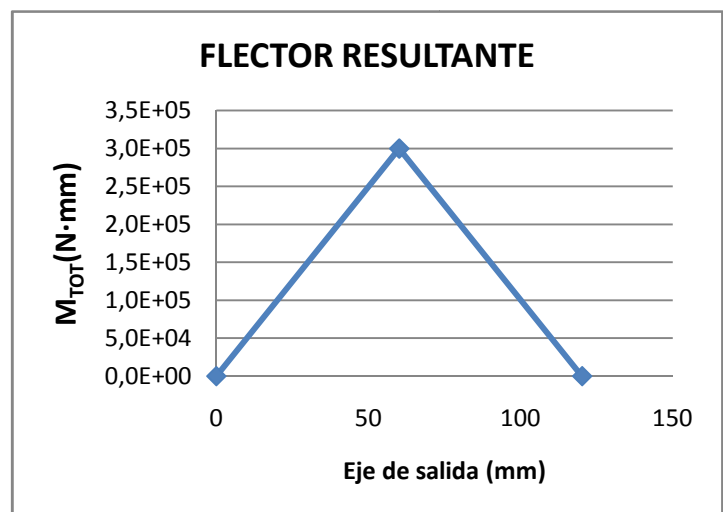


Figura 33: Momento flector resultante del diagrama de salida

PAR TORSOR(N·mm)	
X (mm)	Y (N·mm)
0,00	0,00
60,10	0,00
60,10	1,8 E+06
120,20	1,8 E+06

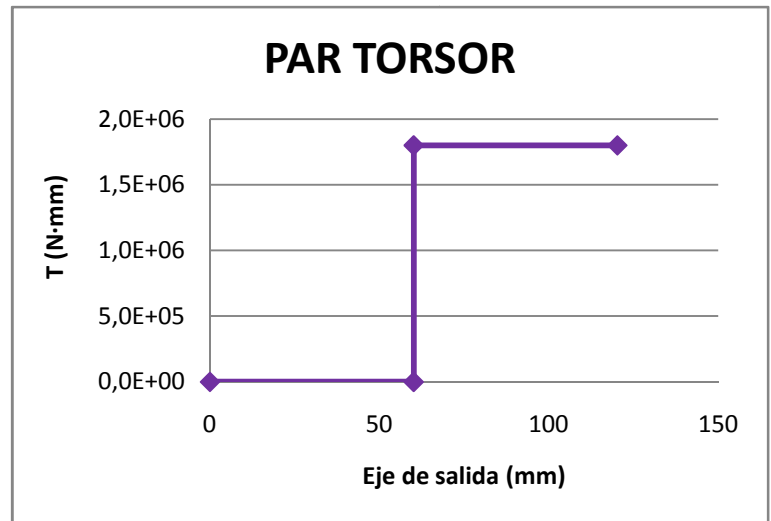


Figura 34: Par torsor del eje de salida

2.3.2. MATERIAL SELECCIONADO

El material empleado para la construcción de los árboles es un acero aleado rectificado denominado AISI 4140 [7]. Cuya composición química es:

- C → 0,38 - 0,43 %
- Mn → 0,75-1,00 %
- Si → 0,15-0,35 %
- P→ Máximo de 0,035 %
- S → Máximo de 0,04 %
- Cr → 0,80-1,10 %
- Mo → 0,15-0,25 %

Sus propiedades mecánicas se detallan a continuación:

- Dureza: HB = 510
- Resistencia a la tensión: Su = 1770 MPa
- Resistencia a la fluencia: Sy = 1640 MPa
- Resistencia a la tensión última: Sut = 1075 MPa
- Módulo de Young: E = 210 GPa
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$

2.3.3. CÁLCULO A FATIGA

El cálculo a fatiga se realizará en los puntos más críticos del eje con el fin de comprobar si los diámetros diseñados cumplen con los requisitos establecidos.

Como ya se ha explicado en el apartado 1.3.3. *Cálculo a fatiga*, en los ejes solamente aparecen momentos flectores que producen tensiones alternadas debido al giro del eje y momentos torsores medios, por lo que los cálculos se simplifican.

a) EJE DE ENTRADA

El diseño del eje se ha decidido que sea un eje escalonado con diferentes diámetros. El diámetro mayor donde irá apoyado el engranaje 2 será de 30 mm mientras que el siguiente diámetro donde se situarán los rodamientos será de 20 mm. El radio de acuerdo entre estas dos secciones será de 1 mm.

Una vez establecidas estas medidas se obtienen los siguientes valores:

- $I = 39760,78 \text{ mm}^4$
- $J = 79521,56 \text{ mm}^4$
- $A = 706,86 \text{ mm}^2$
- $D/d = 1,50$
- $r/d = 0,05$

Ahora se van a deducir los factores que intervienen en el cálculo del límite fatiga, Se [7].

- ❖ k_a : Se considera acabado de superficie rectificado, por tanto:

$$k_a = 1,58 \cdot (1075)^{-0,085} = 0,873$$

- ❖ k_b : En este caso, el diámetro es de 30 mm por lo que se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,856$$

- ❖ k_q : Al ser un caso de flexión rotativa, el factor de carga es igual a la unidad
- ❖ k_d : Este factor está relacionado directamente con la temperatura y puesto que el mecanismo va a trabajar en condiciones normales, este factor se puede considerar igual a la unidad.
- ❖ k_e : Se va a considerar igual a 1 ya que ya se ha tenido en cuenta en el cálculo de los esfuerzos.
- ❖ k_c : Al tratarse de un acero su desviación típica es de 0,08. Por otro lado, se está haciendo el estudio para una probabilidad de vida de 99% por lo que el factor de multiplicación será de 2,3. De este modo se obtiene que:

$$k_c = 1 - 0,08 \cdot 2,3 = 0,816$$

Una vez se conocen todos los factores podemos obtener K:

$$K = 0,873 \cdot 0,856 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,816 = 0,610$$

Seguidamente, se obtienen los valores límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica así como el límite de resistencia a la fatiga en vida giratoria.

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 0,504 \cdot 1075 = 541,8$$

$$S_e = S'_e \cdot K = 541,8 \cdot 0,601 = 330,434$$

El siguiente paso ya es calcular la componente variable y constante de Von Mises para poder representarlo en la gráfica y observar si se cumple el criterio de Goodman o no:

➤ **COMPONENTE ALTERNA**

$$\sigma_{flex}^{x-z} = \frac{37875}{39760} 15 = 14,29 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flex}^{x-y} = \frac{13785}{39760} 15 = 5,20 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flex}^{tot} = 19,49 \text{ MPa}$$

Equivalente de Von-Mises: $\sigma_a = 19,49 \text{ MPa}$

Para tener en cuenta los factores de concentración del esfuerzo se calcula el factor k_f a partir de las ecuaciones 45 y 46 y de la figura 8.

$$K_f = 1 + 0,032(2,075 - 1) = 1,035$$

Por tanto, la componente alterna teniendo en cuenta todos los factores es:

$$\sigma_a' = 19,49 \cdot 1,035 = 20,155 \text{ MPa}$$

➤ **COMPONENTE MEDIA**

$$\tau_{cortadura}^{x-z} = \frac{4 \cdot 1250}{3 \cdot 706,86} = 2,36 \text{ MPa}$$

$$\tau_{cortadura}^{x-y} = \frac{4 \cdot 454,96}{3 \cdot 706,86} = 0,86 \text{ MPa}$$

$$\tau_{torsion} = \frac{150000}{79521,56} 15 = 28,29 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tot} = 31,51 \text{ MPa}$$

Equivalente de Von-Mises: $\sigma_m = \sqrt{3 \cdot 31,51^2} = 54,58 \text{ MPa}$

En el caso de la componente media, se emplea como factor de carga K_t ya que es un caso de estática. Este factor se toma directamente de la figura 9.

$$K_t = 1,7$$

Por tanto, la componente media del eje de entrada será:

$$\sigma_m' = 54,58 \cdot 1,7 = 92,78 \text{ MPa}$$

Una vez calculados todos los términos, podemos representar la recta de Goodman modificada y el punto estudiado para observar si sufrirá fallos por fatiga.

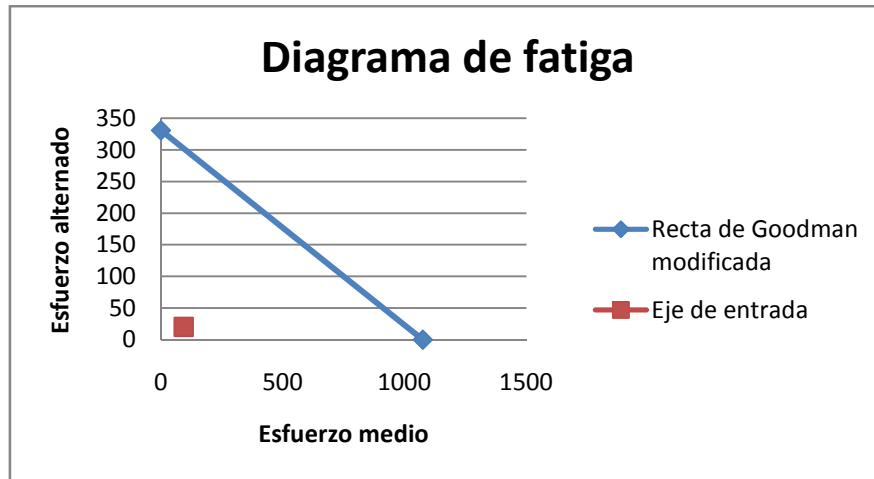


Figura 35: Diagrama de fatiga del eje de entrada

Como se puede observar el punto queda debajo de la recta lo que significa que no sufrirá fallos por fatiga.

Por tanto el diámetro del eje donde apoye el engranaje 2 será de 30 mm y donde apoyen los rodamientos será de 20 mm.

b) EJE INTERMEDIO

El eje intermedio también será escalonado. El diámetro donde irán apoyados el engranaje 3 y 4 será de 40 mm mientras que el siguiente diámetro donde se situarán los rodamientos será de 30 mm. El radio de acuerdo entre estas dos secciones será de 1 mm.

Una vez establecidas estas medidas se obtienen los siguientes valores:

- $I = 125663,71 \text{ mm}^4$
- $J = 251327,41 \text{ mm}^4$
- $A = 1256,64 \text{ mm}^2$
- $D/d = 1,33$
- $r/d = 0,03$

Ahora se van a deducir los factores que intervienen en el cálculo del límite fatiga, S_e .

- ❖ k_a : Se considera acabado de superficie rectificado, por tanto:

$$k_a = 1,58 \cdot (1075)^{-0,085} = 0,873$$

- ❖ k_b : En este caso, el diámetro es de 30 mm por lo que se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,829$$

- ❖ k_q : Al ser un caso de flexión rotativa, el factor de carga es igual a la unidad
- ❖ k_d : Este factor está relacionado directamente con la temperatura y puesto que el mecanismo va a trabajar en condiciones normales, este factor se puede considerar igual a la unidad.
- ❖ k_e : Se va a considerar igual a 1 ya que ya se ha tenido en cuenta en el cálculo de los esfuerzos.

- ❖ k_c : Al tratarse de un acero su desviación típica es de 0,08. Por otro lado, se está haciendo el estudio para una probabilidad de vida de 99% por lo que el factor de multiplicación será de 2,3. De este modo se obtiene que:

$$k_c = 1 - 0,08 \cdot 2,3 = 0,816$$

Una vez se conocen todos los factores podemos obtener K:

$$K = 0,873 \cdot 0,829 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,816 = 0,590$$

Seguidamente, se obtienen los valores límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica así como el límite de resistencia a la fatiga en vida giratoria.

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 0,504 \cdot 1075 = 541,8 \text{ MPa}$$

$$S_e = S'_e \cdot K = 541,8 \cdot 0,59 = 319,84 \text{ MPa}$$

El siguiente paso ya es calcular la componente variable y constante de Von Mises para poder representarlo en la gráfica y observar si se cumple el criterio de Goodman o no.

➤ COMPONENTE ALTERNA

$$\sigma_{flex}^{x-z} = \frac{403464}{125664} 20 = 64,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flex}^{x-y} = \frac{146849}{125664} 20 = 23,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flex}^{tot} = 87,58 \text{ MPa}$$

Equivalente de Von-Mises: $\sigma_a = 87,58 \text{ MPa}$

Para tener en cuenta los factores de concentración del esfuerzo se calcula el factor k_f a partir de las ecuaciones 45 y 46 y de la figura 8.

$$K_f = 1 + 0,038(2,4 - 1) = 1,053$$

Por tanto, la componente alterna teniendo en cuenta todos los factores es:

$$\sigma_a' = 87,58 \cdot 1,053 = 92,26 \text{ MPa}$$

➤ COMPONENTE MEDIA

$$\tau_{cortadura}^{x-z} = \frac{4 \cdot 7403,02}{3 \cdot 1256,64} = 7,85 \text{ MPa}$$

$$\tau_{cortadura}^{x-y} = \frac{4 \cdot 2694,48}{3 \cdot 1256,64} = 2,86 \text{ MPa}$$

$$\tau_{torsion} = \frac{450000}{251327} 20 = 35,81 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tot} = 46,52 \text{ MPa}$$

$$\text{Equivalente de Von-Mises: } \tau_m = \sqrt{3 \cdot 46,52^2} = 80,58 \text{ MPa}$$

En el caso de la componente media, se emplea como factor de carga K_t , ya que es un caso de estática. Este factor se toma directamente de la *figura 9*.

$$K_t = 2,05$$

Por tanto, la componente media del eje de entrada será:

$$\tau_m' = 80,58 \cdot 2,05 = 165,19 \text{ MPa}$$

Una vez calculados todos los términos, podemos representar la recta de Goodman modificada y el punto estudiado para observar si sufrirá fallos por fatiga.

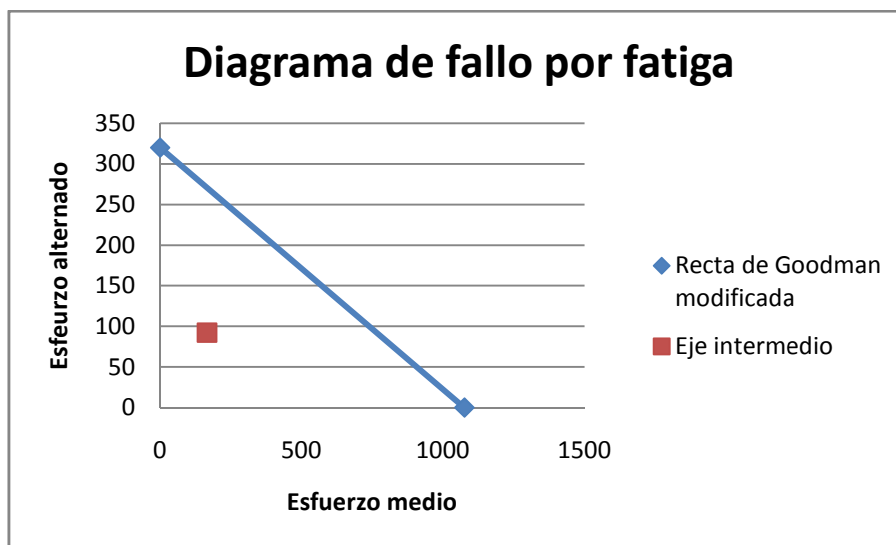


Figura 36: Diagrama de fatiga del eje intermedio

De igual modo, el punto queda debajo de la recta. Por tanto el diámetro del eje donde apoye el engranaje 3 y 4 será de 40 mm y donde apoyen los rodamientos será de 30 mm.

c) EJE DE SALIDA

El eje de salida también será escalonado. El diámetro donde irá apoyado el engranaje 5 será de 55 mm mientras que el siguiente diámetro donde se situarán los rodamientos será de 45 mm. El radio de acuerdo entre estas dos secciones será de 1 mm.

Una vez establecidas estas medidas se obtienen los siguientes valores:

- $I = 449180,30 \text{ mm}^4$
- $J = 898360,50 \text{ mm}^4$
- $A = 2375,83 \text{ mm}^2$
- $D/d = 1,22$
- $r/d = 0,02$

Ahora se van a deducir los factores que intervienen en el cálculo del límite fatiga, S_e .

- ❖ k_a : Se considera acabado de superficie rectificado, por tanto:

$$k_a = 1,58 \cdot (1075)^{-0,085} = 0,873$$

- ❖ k_b : En este caso, el diámetro es de 30 mm por lo que se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,799$$

- ❖ k_q : Al ser un caso de flexión rotativa, el factor de carga es igual a la unidad
- ❖ k_d : Este factor está relacionado directamente con la temperatura y puesto que el mecanismo va a trabajar en condiciones normales, este factor se puede considerar igual a la unidad.
- ❖ k_e : Se va a considerar igual a 1 ya que ya se ha tenido en cuenta en el cálculo de los esfuerzos.
- ❖ k_c : Al tratarse de un acero su desviación típica es de 0,08. Por otro lado, se está haciendo el estudio para una probabilidad de vida de 99% por lo que el factor de multiplicación será de 2,3. De este modo se obtiene que:

$$k_c = 1 - 0,08 \cdot 2,3 = 0,816$$

Una vez se conocen todos los factores podemos obtener K:

$$K = 0,873 \cdot 0,799 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,816 = 0,569$$

Seguidamente, se obtienen los valores límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica así como el límite de resistencia a la fatiga en vida giratoria.

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 0,504 \cdot 1075 = 541,8 \text{ MPa}$$

$$S_e = S'_e \cdot K = 541,8 \cdot 0,569 = 308,5 \text{ MPa}$$

El siguiente paso ya es calcular la componente variable y constante de Von Mises para poder representarlo en la gráfica y observar si se cumple el criterio de Goodman o no:

➤ COMPONENTE ALTERNA

$$\sigma_{flex}^{x-z} = \frac{281718,8}{449180,3} 27,5 = 17,25 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{flex}^{x-y} = \frac{102537,2}{449180,3} 27,5 = 6,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flex}^{tot} = 23,53 \text{ MPa}$$

Equivalente de Von-Mises: $\sigma_a = 23,53 \text{ MPa}$

Para tener en cuenta los factores de concentración del esfuerzo se calcula el factor k_f a partir de las ecuaciones 45 y 46 y de la figura 13.

$$K_f = 1 + 0,039(2,65 - 1) = 1,064$$

Por tanto, la componente alterna teniendo en cuenta todos los factores es:

$$\sigma_a' = 23,53 \cdot 1,064 = 25,04 \text{ MPa}$$

➤ **COMPONENTE MEDIA**

$$\tau_{cortadura}^{x-z} = \frac{4 \cdot 4687,5}{3 \cdot 2375,8} = 2,63 \text{ MPa}$$

$$\tau_{cortadura}^{x-z} = \frac{4 \cdot 1706,1}{3 \cdot 2375,8} = 0,96 \text{ MPa}$$

$$\tau_{torsion} = \frac{1800000}{898360,5} 27,5 = 55,10 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tot} = 58,69 \text{ MPa}$$

$$\text{Equivalente de Von-Mises: } \tau_m = \sqrt{3 \cdot 58,69^2} = 101,65 \text{ MPa}$$

En el caso de la componente media, se emplea como factor de carga K_t , ya que es un caso de estática. Este factor se toma directamente de la figura 9.

$$K_t = 2,1$$

Por tanto, la componente media del eje de entrada será:

$$\tau_m' = 101,65 \cdot 2,1 = 213,47 \text{ MPa}$$

Una vez calculados todos los términos, podemos representar la recta de Goodman modificada y el punto estudiado para observar si sufrirá fallos por fatiga.

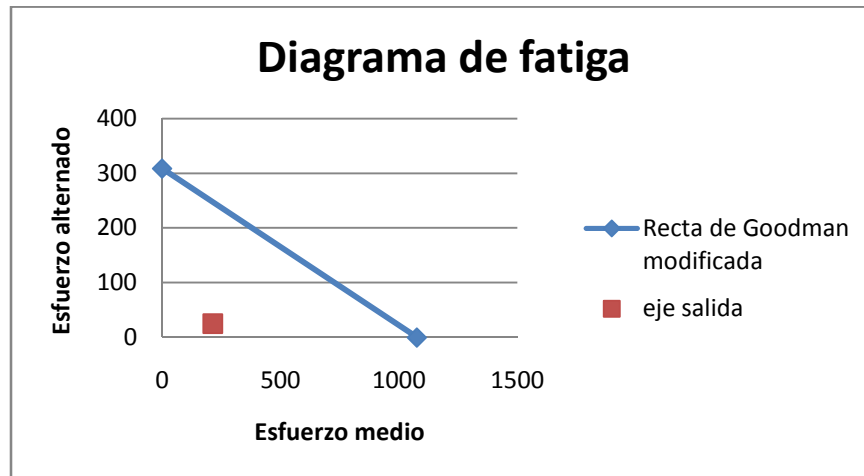


Figura 37: Diagrama de fatiga del eje de salida

Igualmente, el punto queda debajo de la recta. Por tanto el diámetro del eje donde apoye el engranaje 5 será de 55 mm y donde apoyen los rodamientos será de 45 mm.

2.3.4. CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES

Los tres ejes tienen una geometría similar. Se tratan de ejes escalonados cuyas componentes irán apoyadas en los distintos hombres. A continuación se muestran unas figuras de cada uno de ellos.

a) EJE DE ENTRADA

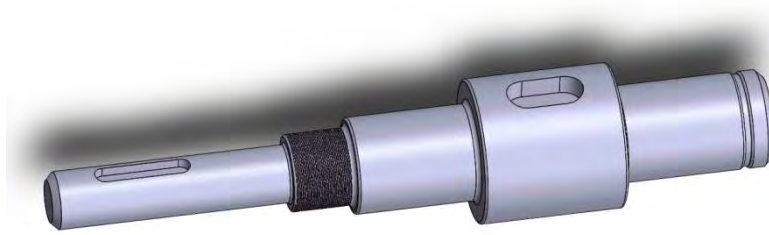


Figura 38: Eje de entrada dibujado en SolidWorks

b) EJE INTERMEDIO

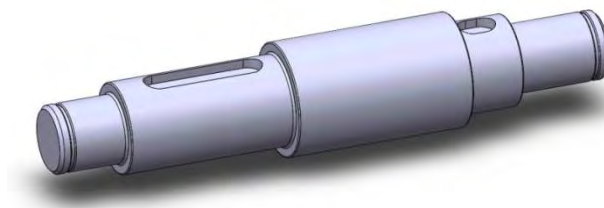


Figura 39: Eje intermedio dibujado en SolidWorks

c) EJE DE SALIDA

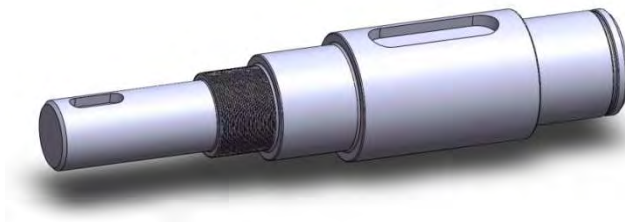


Figura 40: Eje de salida dibujado en SolidWorks

2.4. DISEÑO CARCASA

La carcasa es el exterior del reductor que contiene todos los elementos. Además, protege y aísla a los elementos internos de los agentes corrosivos externos. Asimismo, la carcasa también almacena en su interior lubricante con el fin de un buen funcionamiento del mecanismo. Además, debe ser resistente ya que absorbe las reacciones que provocan los rodamientos sobre él.

La carcasa ha de ser lo suficientemente rígida, pues absorbe todas las reacciones que provocan los rodamientos sobre ella. También deberá absorber las vibraciones que puedan producirse.

La carcasa estará compuesta por dos partes simétricas, inferior y superior, las cuales irán unidas a través de una solapa en el borde de la misma donde se unirán por medio de tuercas y tornillos. El espesor de todas las paredes de la carcasa será de 16mm, a excepción de aquellas donde apoyan los rodamientos que serán de 16 mm.

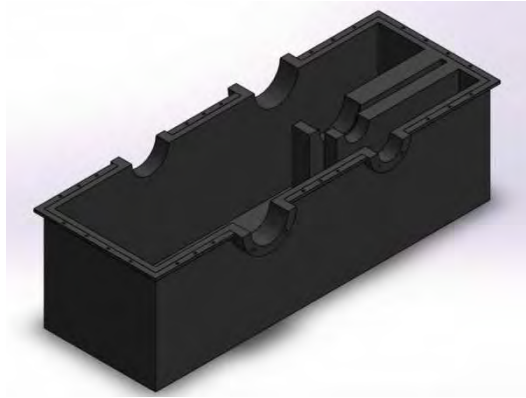


Figura 41: Diseño de la carcasa

2.4.1. SELECCIÓN DE MATERIAL

El material empleado para la fabricación de la carcasa debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Debe tener un coeficiente de dilatación bajo.
- Ha de tener unas características mecánicas suficientes para resistir las cargas a las que se ve expuesto
- Debe ser apto para conformarlo por moldeo

Por estas razones, el material empleado será fundición gris. Este material es óptimo gracias a su buena aptitud para moldearlo y es fácil mecanizarlo. Además, no presenta inconvenientes de dilatación o conductividad térmica. Asimismo, otra ventaja es su bajo coste.

El material a emplear será fundición gris FG-25, que presenta las siguientes características [11]:

- Resistencia a la tracción: 250-350 MPa
- Dureza: 180-250 HB

El método de fabricación empleado será la técnica de moldeo y para obtener un buen acabado superficial, se mecanizarán los alojamientos de los rodamientos y cualquier otra zona que se vea conveniente.

2.5. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Con el objetivo de disminuir la fricción de los ejes al girar, se utilizan rodamientos de bolas de contacto angular y rodamientos de rodillo cilíndricos, en los puntos del eje dónde apoya con la carcasa.

Los rodamientos se disponen para que uno actúe como extremo fijo y el opuesto como un apoyo libre similar a una corredera.

Los rodamientos empleados en cada eje se detallan a continuación:

EJE	APOYO	MODELO	TIPO
Entrada	A	3204 A-2RS1	Bolas contacto angular
	B	3204 A-2RS1	Bolas contacto angular
Intermedio	A	3306 ATN9	Bolas contacto angular
	B	N 306 ECP	Rodillos cilíndricos
Salida	A	3209 A-2Z-25	Bolas contacto angular
	B	3209 A-2Z-25	Bolas contacto angular

Tabla 31: Rodamientos seleccionados para el reductor de velocidad

Siendo el apoyo A el extremo del eje del lado del motor de inducción, mientras que el B es el opuesto.

Todos los rodamientos seleccionados pertenecen a SKF. Además, en la página web de SKF existe una herramienta de cálculo de los rodamientos donde te calcula distintos parámetros para cada caso de carga [10].

2.5.1. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Con ayuda de la herramienta nombrada se ha calculado la carga equivalente, la vida de los rodamientos y sus respectivos coeficientes de seguridad [10].

Además, se ha considerado una temperatura de 65°C dentro de los rodamientos y 50°C fuera.

a) EJE DE ENTRADA

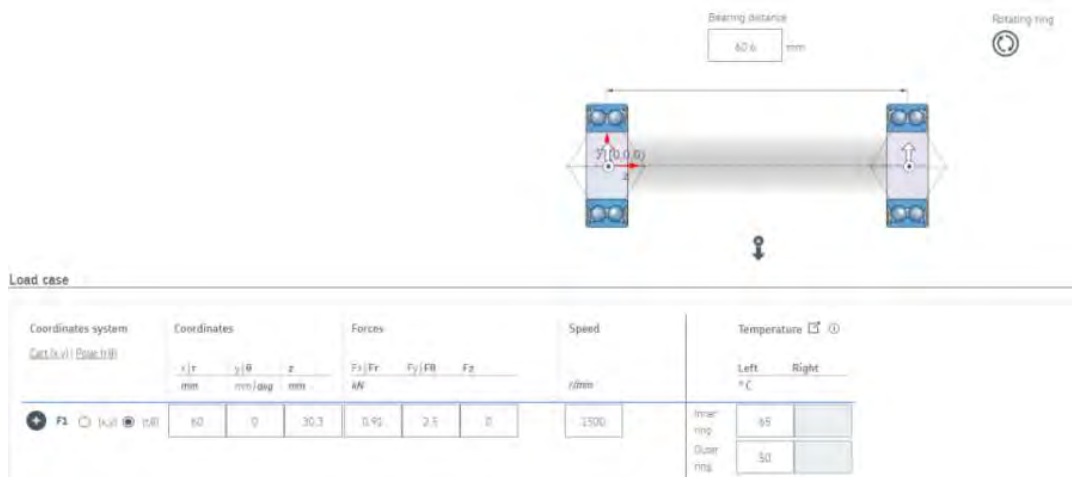


Figura 42: Condiciones iniciales para el cálculo de rodamientos del eje de entrada [10].

A partir del cálculo se obtienen los siguientes resultados:

- Carga mínima requerida:
 - o Apoyo A: 0,0976 kN
 - o Apoyo B: 0,0976 kN
- Carga equivalente dinámica :
 - o Apoyo A: P = 1,33 kN
 - o Apoyo B: P = 1,33 kN

- Relación de carga :
 - o Apoyo A: $C/P = 15,34$
 - o Apoyo B: $C/P = 15,34$
- Carga equivalente estática :
 - o Apoyo A: $P_o = 1,33 \text{ kN}$
 - o Apoyo B: $P_o = 1,33 \text{ kN}$
- Factor de seguridad estático :
 - o Apoyo A: $S_o = 9,7$
 - o Apoyo B: $S_o = 9,7$
- Vida nominal :
 - o Apoyo A: $L_{10h} = 40000 \text{ h}$
 - o Apoyo B: $L_{10h} = 40000 \text{ h}$

b) EJE INTERMEDIO



Figura 43: Condiciones iniciales para el cálculo de rodamientos del eje intermedio [10].

A partir del cálculo se obtienen los siguientes resultados:

- Carga mínima requerida:
 - o Apoyo A: $0,125 \text{ kN}$
 - o Apoyo B: $0,125 \text{ kN}$
- Carga equivalente dinámica :
 - o Apoyo A: $P = 4,32 \text{ kN}$
 - o Apoyo B: $P = 7,73 \text{ kN}$
- Relación de carga :
 - o Apoyo A: $C/P = 9,85$
 - o Apoyo B: $C/P = 7,57$
- Carga equivalente estática :
 - o Apoyo A: $P_o = 4,32 \text{ kN}$
 - o Apoyo B: $P_o = 7,73 \text{ kN}$
- Factor de seguridad estático :
 - o Apoyo A: $S_o = 6,95$
 - o Apoyo B: $S_o = 6,21$
- Vida nominal :
 - o Apoyo A: $L_{10h} = 31800 \text{ h}$
 - o Apoyo B: $L_{10h} = 31800 \text{ h}$

c) EJE DE SALIDA

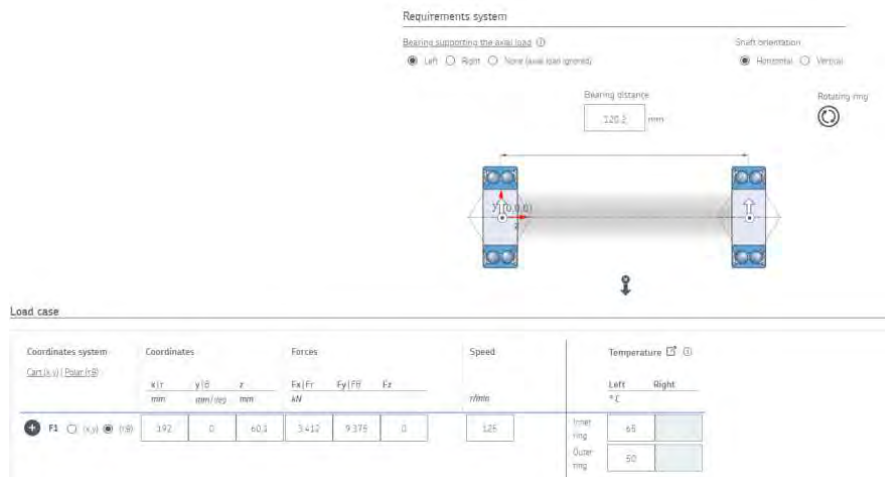


Figura 44: Condiciones iniciales para el cálculo de rodamientos del eje de salida [7.]

A partir del cálculo se obtienen los siguientes resultados:

- Carga mínima requerida:
 - o Apoyo A: 0,0669 kN
 - o Apoyo B: 0,0669 kN
- Carga equivalente dinámica :
 - o Apoyo A: P = 4,99 kN
 - o Apoyo B: P = 4,99 kN
- Relación de carga :
 - o Apoyo A: C/P = 10,42
 - o Apoyo B: C/P = 10,42
- Carga equivalente estática :
 - o Apoyo A: P_o = 4,99 kN
 - o Apoyo B: P_o = 4,99 kN
- Factor de seguridad estático :
 - o Apoyo A: S_o = 8,32
 - o Apoyo B: S_o = 8,32
- Vida nominal :
 - o Apoyo A: L_{10h} = 151000 h
 - o Apoyo B: L_{10h} = 151000 h

Una de las condiciones de diseño era que los rodamientos debían de tener una vida nominal mayor a 30000h. En los cálculos anteriores todos cumplen esta condición por lo que son válidos.

2.6. SELECCIÓN DE CHAVETAS

Las chavetas encargadas de unir los engranajes con sus respectivos ejes serán chavetas normalizadas paralelas S/DIN 6885/1. El material empleado es un acero F-1140.

La sección transversal viene dada por el catálogo mientras que la longitud queda en manos del diseñador. Sin embargo, se deben cumplir las ecuaciones 54 y 56 para que no se produzcan fallas por cortante ni resistencia al aplastamiento. Aplicando estas ecuaciones, las longitudes mínimas que han de tener las chavetas de cada eje son:

- Chavetas eje de entrada:

$$\frac{259,65}{2,8} = \frac{2500}{8 \cdot l} \rightarrow l \geq 3,4 \text{ mm}$$

$$\frac{450}{2,8} = \frac{2500}{8 \cdot l/2} \rightarrow l \geq 3,9 \text{ mm}$$

- Chavetas eje intermedio:

- Primera etapa

$$\frac{259,65}{2,8} = \frac{2500}{12 \cdot l} \rightarrow l \geq 2,3 \text{ mm}$$

$$\frac{450}{2,8} = \frac{2500}{12 \cdot l/2} \rightarrow l \geq 2,6 \text{ mm}$$

- Segunda etapa:

$$\frac{259,65}{2,8} = \frac{9375}{12 \cdot l} \rightarrow l \geq 8,4 \text{ mm}$$

$$\frac{450}{2,8} = \frac{9375}{12 \cdot l/2} \rightarrow l \geq 9,7 \text{ mm}$$

- Chavetas eje de salida:

$$\frac{259,65}{2,8} = \frac{9375}{16 \cdot l} \rightarrow l \geq 6,3 \text{ mm}$$

$$\frac{450}{2,8} = \frac{9375}{16 \cdot l/2} \rightarrow l \geq 7,3 \text{ mm}$$

Las dimensiones finales de las chavetas empleadas para fijar los engranajes son:

- Eje de entrada: 16 mm de longitud, 8 x 7 mm de sección.
- Eje intermedio: 17 mm de longitud, 12 x 8 mm de sección (1ª etapa); 54 mm de longitud, 12 x 8 mm de sección (2ª etapa)
- Eje de salida: 58 mm de longitud, 16 x 10 mm de sección.

El material utilizado presenta las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 640 N/mm²
- Resistencia a rotura: 850N/mm²
- Dureza Brinell: HB 248
- Elongación máxima: 14%

2.7. SELECCIÓN ANILLOS DE SUJECIÓN

Los anillos de retención son elementos indispensables en el montaje de ejes ya que limitan el desplazamiento longitudinal de los engranajes, rodamientos o cualquier otro elemento.

Todos los anillos de retención son exteriores y son anillos de seguridad DSH que cumplen con la normativa DIN 471.

El anillo de seguridad sujeción seleccionado para el eje de entrada es:

- Rodamiento derecho: Circlip DIN 471 (20 x 1,2 mm)

Los anillos de seguridad seleccionados para el eje intermedio son:

- Rodamiento izquierdo: Circlip DIN 471 (30 x 1,5 mm)
- Rodamiento derecho: Circlip DIN 471 (30 x 1,5 mm)

El anillo de seguridad sujeción seleccionado para el eje de salida es:

- Rodamiento izquierdo: Circlip DIN 471 (45 x 1,75 mm)

2.8. SELECCIÓN TUERCAS

Las tuercas son otro elemento comúnmente usada para la fijación de otros elementos. En este caso se han empleado tuercas para fijar longitudinalmente los rodamientos del apoyo A del eje de entrada y del apoyo B del eje de salida.

El uso de estas se debe a que no se es posible colocar un anillo de retención entre distintos elementos un eje, por esta razón en vez de fijar los rodamientos nombrados con anillos se harán con tuercas roscadas.

La tuerca seleccionada para el eje de entrada es:

- Tuerca hexagonal ISO - 8675 - M16 x 1,5 mm - N

La tuerca seleccionada para el eje de salida es:

- Tuerca hexagonal ISO - 8675 - M30 x 3 mm - N

IV. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS Y RESULTADOS

Una vez se ha diseñado el reductor de velocidad al completo, se van a someter los ejes a una simulación por elementos finitos con ayuda del soporte informático Marc Mentat.

La finalidad de este análisis es conocer las ubicaciones de los puntos más críticos y las tensiones máximas de flexión y torsión producidas. De este modo, se podrá acercarse más a la realidad, conocer si los ejes sufren algún fallo a fatiga y a partir de los resultados obtenidos, estudiar si se es necesario realizar alguna modificación en el diseño de los ejes.

1. PASOS INICIALES

Para comenzar la simulación es necesario mallar los ejes con elementos homogéneos. Los tres ejes se mallarán de igual modo con elementos tetraédricos. Además, para tener una malla más fina, siendo así en los lugares donde más tensiones aparecen, se emplearán semillas y se dividirán las aristas según convenga. Posterior a ello, se realizará un mallado automático a todo el volumen con las siguientes características:

- Tamaño de elemento: 3 mm
- Internal coarsening: 1,7
- Chordal deviation: 0,025
- Min. Element size: 0,25

El siguiente paso será introducir las características del material a emplear. Como ya se ha nombrado en apartados anteriores, se va a emplear un acero aleado AISI 4140. Las propiedades del material que se han de introducir en el programa son:

- Módulo de Young = 210000 MPa
- Coeficiente de Poisson = 0,3

Después, al tratarse de un eje cilíndrico se debe crear un sistema de coordenadas cilíndrico. Asimismo, se deberá transformar todos los nodos que sean necesarios en este sistema de coordenadas.

Seguidamente se aplicarán las sujeciones pertinentes y las fuerzas actuantes en cada caso.

A continuación se describe más en detalle el análisis de cada eje.

2. EJE DE ENTRADA

El análisis del eje de entrada comienza a partir del siguiente mallado:

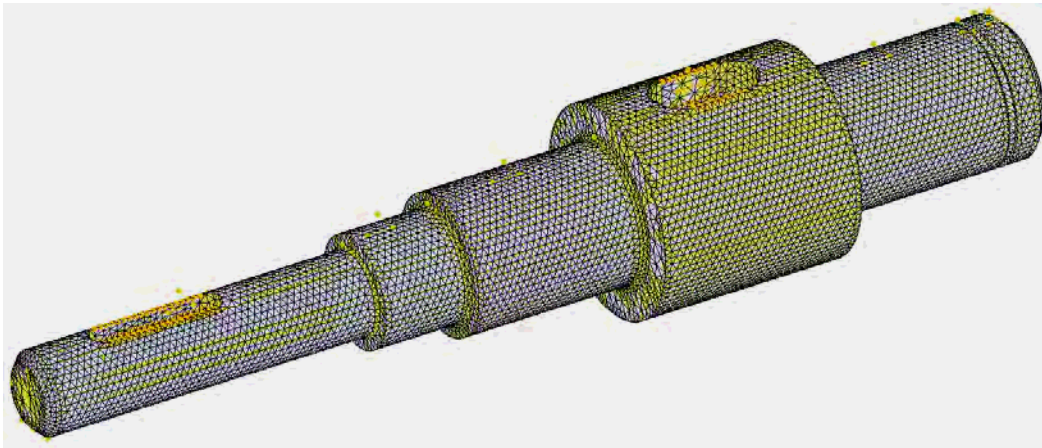


Figura 45: Mallado del eje de entrada

Tras el mallado se han obtenido 19249 nodos y 79948 elementos.

2.1. FIJACIONES

En primer lugar se crean las siguientes sujeciones:

- **Sujeción axial y vertical**

Esta sujeción se aplica en el rodamiento del apoyo B y solo permite el giro sobre el eje X. Para ello, se seleccionan todos los nodos de la superficie donde se aloja el rodamiento y se aplica “fixed displacement” (fijación de desplazamiento) sobre estos nodos en el eje X y Z.

Después, los nodos seleccionados son transformados en coordenadas cilíndricas.

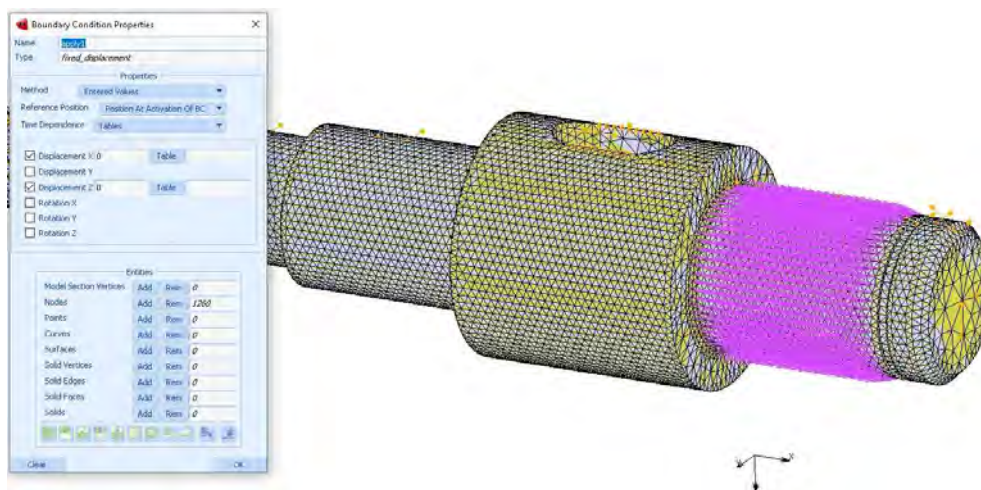


Figura 46: Detalle de la fijación en el apoyo A del eje de entrada

○ **Sujeción vertical**

En el caso del apoyo A, es un apoyo libre que actúa como corredera. Por esta razón, se vuelve a aplicar “fixed displacement” (fijación de desplazamiento) sobre los nodos donde se aloja el rodamiento, pero esta vez solo en el eje X.

Asimismo, los nodos seleccionados también deberán ser transformados en coordenadas cilíndricas.

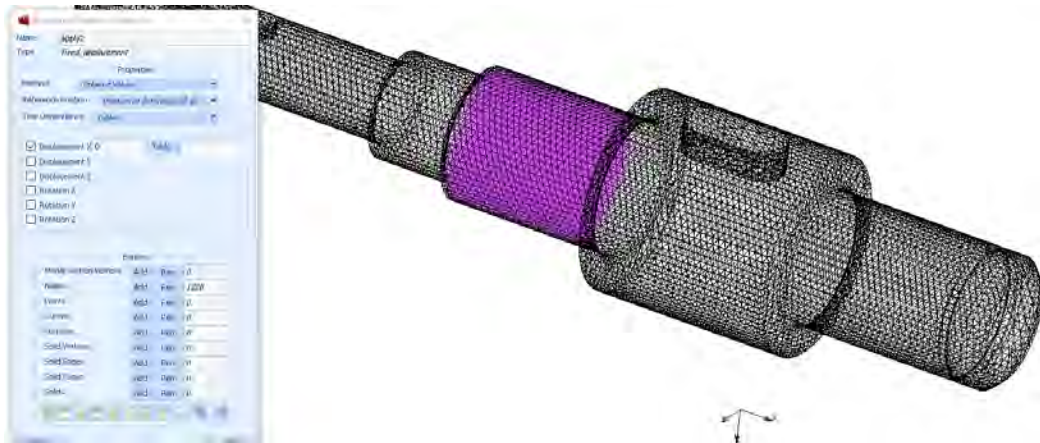


Figura 47: Fijación del apoyo B del eje de entrada

○ **Sujeción giro**

Por último, uno de los extremos debe impedir el giro en el eje X. Por consiguiente, se ha de aplicar “fixed displacement” (fijación de desplazamiento) en los nodos seleccionados del extremo. De igual modo, se han de transformar estos nodos en coordenadas cilíndricas.

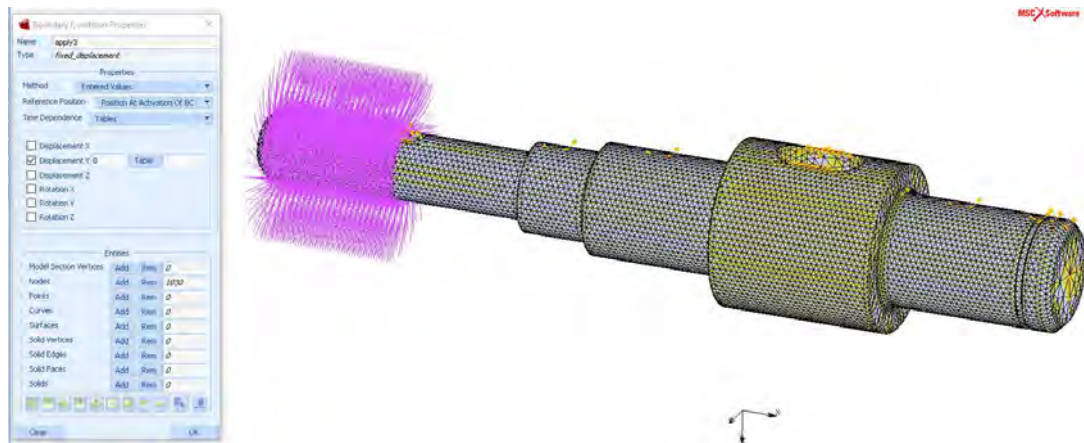


Figura 48: Sujeción frente al giro en el eje de entrada

2.2. FUERZAS

Una vez, se han establecido las fijaciones se procede a aplicar las fuerzas dibujadas en el esquema de la figura 16. Al estar realizando un estudio de fatiga, será necesario hacer dos simulaciones por separado. Una primera aplicando la fuerza tangencial, la cual provoca las tensiones alternadas y otra simulación aplicando la fuerza radial, la cual nos dará la componente media.

2.2.1. FLEXIÓN

La fuerza que se ha de aplicar en este caso es de 2500 N y debe ir en el eje Z. Asimismo, se aplicará en la cara donde irá el engranaje y solo en la mitad superior de la cara. El valor que se debe introducir en el programa es el cociente entre el valor de la fuerza (2500 N) y el número de nodos (865) en los que se aplica, es decir, 2,89 N.

En este caso, no se ha de cambiar los nodos a coordenadas cilíndricas, ya que la dirección de esta fuerza ha de ser vertical.

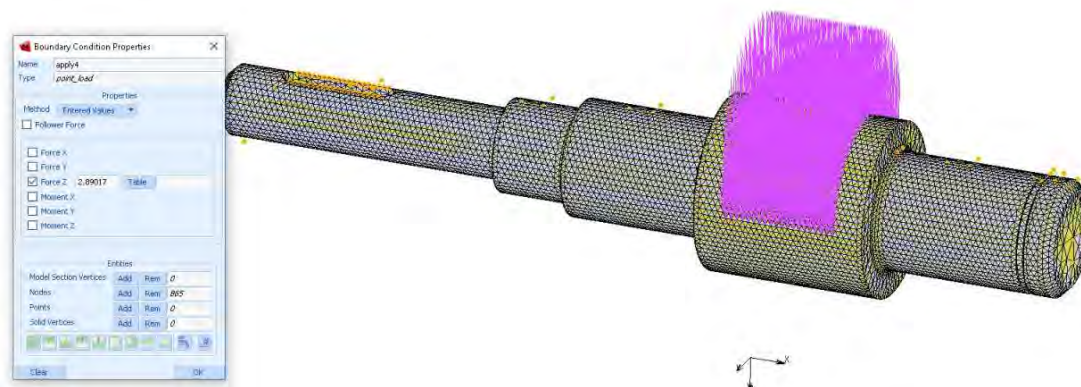


Figura 49: Carga aplicada en el caso de flexión del eje de entrada

2.2.2. TORSIÓN

Sin embargo, la fuerza que se ha de aplicar en este caso es de 910 N y deberá ir en el eje Y. Además, esta será aplicada en toda la cara donde ira apoyado el engranaje. Asimismo, la carga introducida en el programa será el cociente entre este valor 910 N, y el número de nodos seleccionados (2021), es decir, 0,45 N.

En este caso, sí se deberá transformar los nodos a coordenadas cilíndricas.

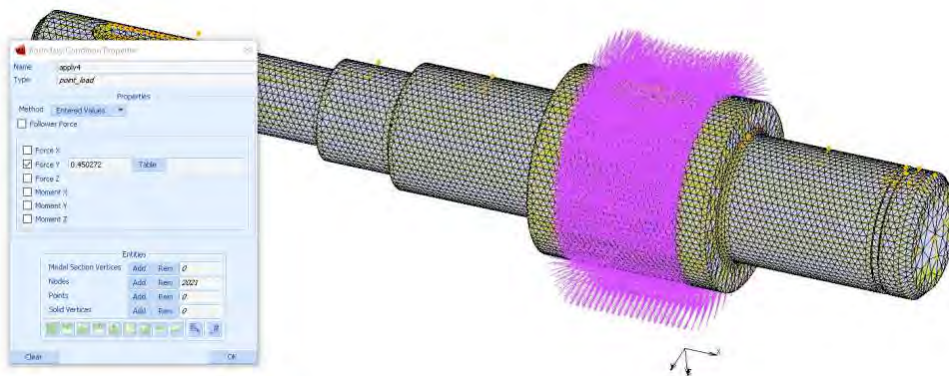


Figura 50: Cargas aplicadas en el caso de torsión del eje de entrada

2.3. RESULTADOS

En este apartado se van a analizar los resultados obtenidos en el eje de entrada.

Por un lado, en la siguiente imagen se muestran todas las sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión.

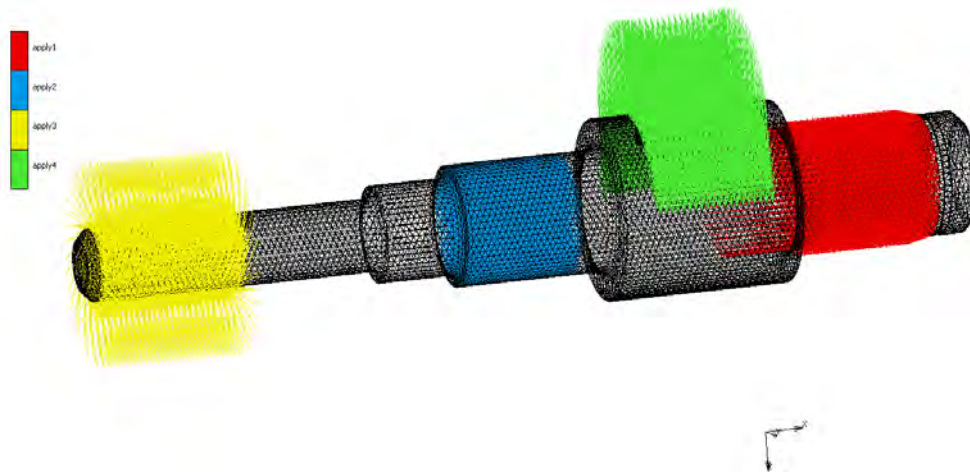


Figura 51: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de entrada

Una vez realizada la simulación, se estudian los valores obtenidos a partir del equivalente de Von-Mises. Los puntos más críticos se analizarán en detalle.

El punto más crítico es el radio de acuerdo entre el diámetro donde apoya el engranaje y el diámetro donde apoyan los rodamientos. Sin embargo, la zona donde aparece el color rojo en la figura 56 es insignificante ya que se debe a que no se ha introducido ningún elemento elástico en el estudio.

Asimismo, también se va a estudiar el radio de acuerdo entre el diámetro más pequeño y el consiguiente.

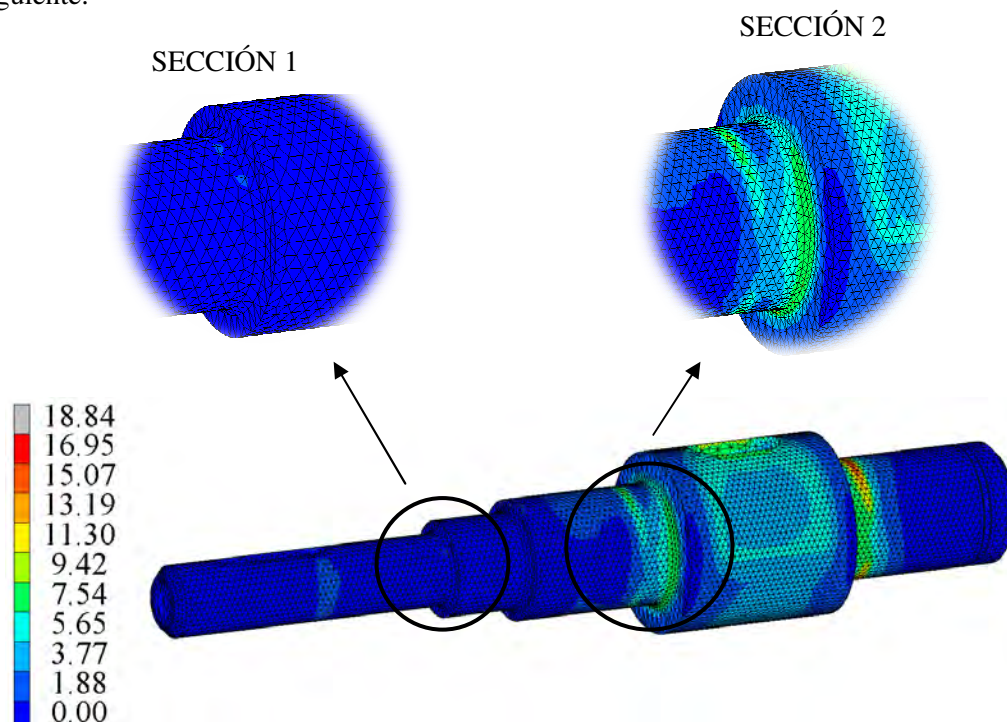


Figura 52: Equivalente de Von-Mises en el caso de flexión del eje de entrada

Se hace un corte y una vista más en detalle de cada sección con el fin de obtener los valores máximos de cada una de ellas.

➤ SECCIÓN 1

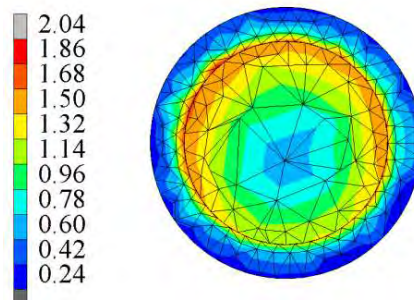


Figura 53: Tensión máxima de flexión de la sección 1 del eje de entrada

La tensión máxima alcanzada en la sección 1 es de 2,04 MPa, lo que corresponde a

$$\sigma_a = 2,04 \text{ MPa}$$

➤ SECCIÓN 2

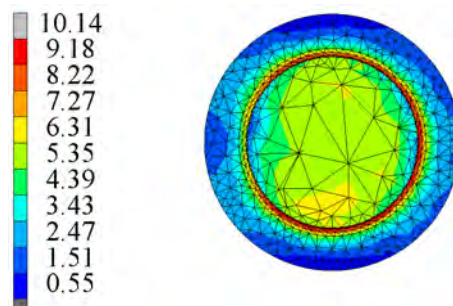


Figura 54: Tensión máxima de flexión de la sección 2 del eje de entrada

En este segundo caso, la tensión máxima alcanzada es de 10,14 MPa, lo que corresponde a

$$\sigma_a = 10,14 \text{ MPa}$$

En cuanto al caso de torsión, en la siguiente imagen se muestran todas las sujeciones y fuerzas actuantes.

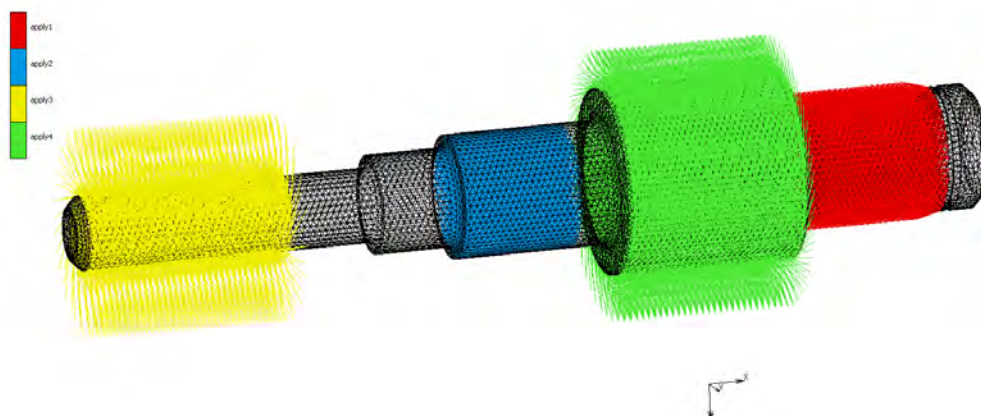


Figura 55: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de entrada

De igual modo, se estudian los valores obtenidos a partir del equivalente de Von-Mises.

En este caso, el punto más crítico corresponde a la sección 1. De la misma manera, se va a estudiar también la sección 2 ya nombrada.

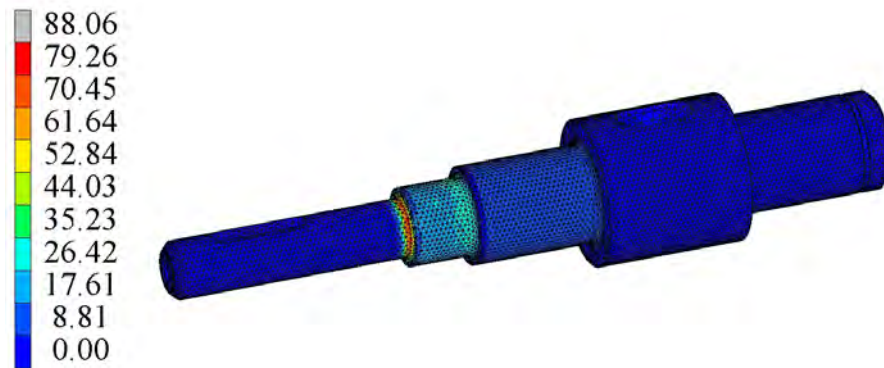


Figura 56: Equivalente de Von-Mises en el caso de flexión

➤ SECCIÓN 1

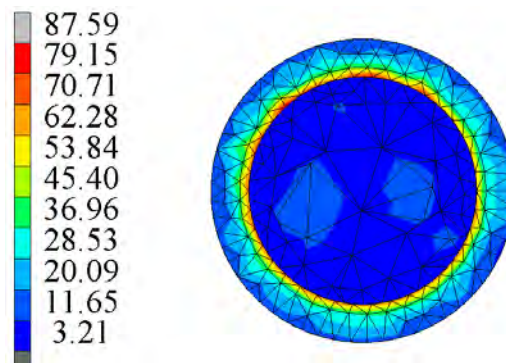


Figura 57: Tensión máxima de torsión en la sección 2 del eje de entrada

La tensión máxima alcanzada en la sección 1 es de 87,54 MPa, lo que corresponde a

$$\sigma_m = 87,54 \text{ MPa}$$

➤ SECCIÓN 2

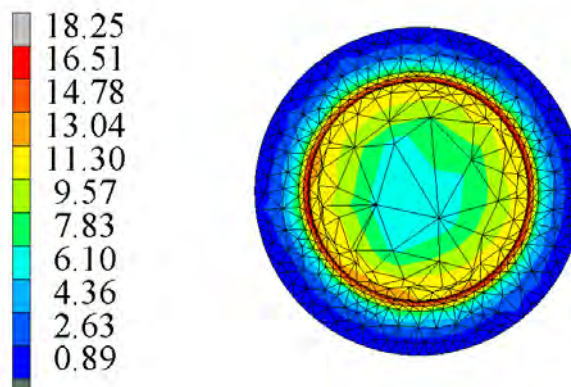


Figura 58: Tensión máxima de torsión en la sección 2 del eje de entrada

En este segundo caso, la tensión máxima alcanzada es de 18,25 MPa, lo que corresponde a

$$\sigma_m = 18,25 \text{ MPa}$$

Una vez tomados los valores de las tensiones máximas, se introducen en la gráfica correspondiente al diagrama de falla del eje de entrada ya calculada en el apartado 2.3.3. *Calculo a fatiga*.

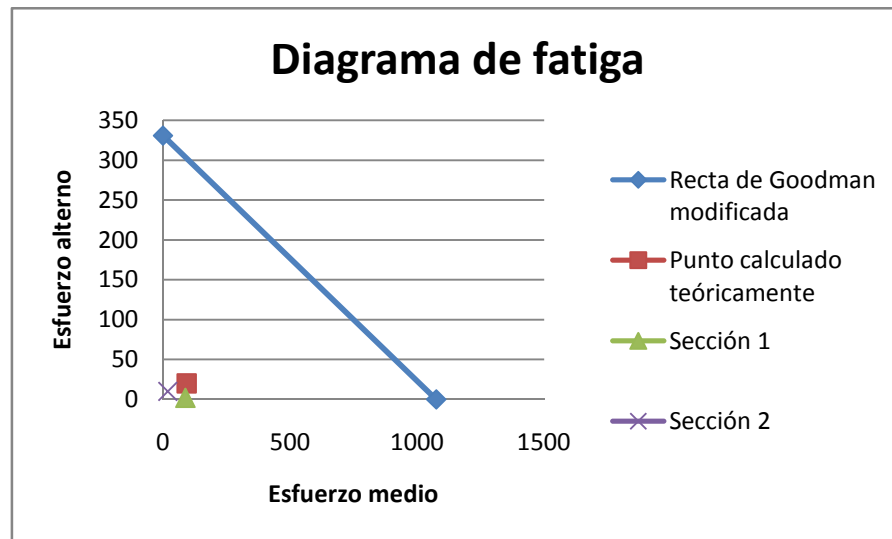


Figura 59: Diagrama de fatiga del eje de entrada con los resultados de Marc Mentat

En la grafica se puede observar como el punto de la sección 1 se aproxima al obtenido teóricamente. Además, todos quedan por debajo de la recta de Goodman lo que significa que el eje no sufrirá fallos por fatiga, su diseño es válido.

3. EJE INTERMEDIO

La secuencia de diseño del eje intermedio es idéntica a la ya nombrada. La única diferencia es que en vez de haber un caso de carga en cada estudio habrá dos.

El mallado del eje intermedio es el siguiente

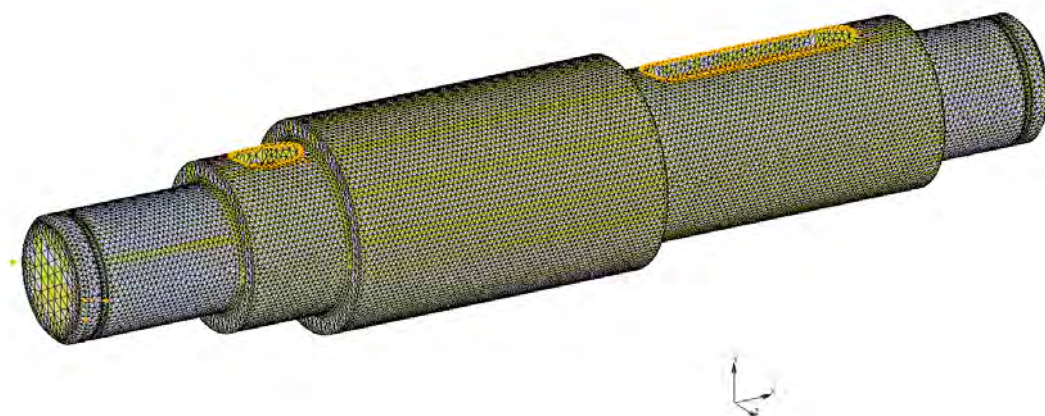


Figura 60: Mallado del eje intermedio

Del cual se han obtenido 173546 elementos y 42207 nodos.

3.1. FIJACIONES

Las sujeciones aplicadas son:

- **Sujeción axial y vertical**

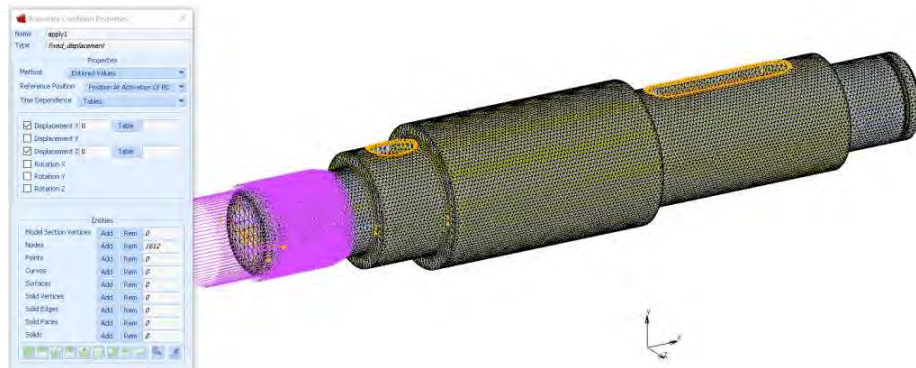


Figura 61: Detalle de la fijación en el apoyo A del eje intermedio

- **Sujeción vertical**

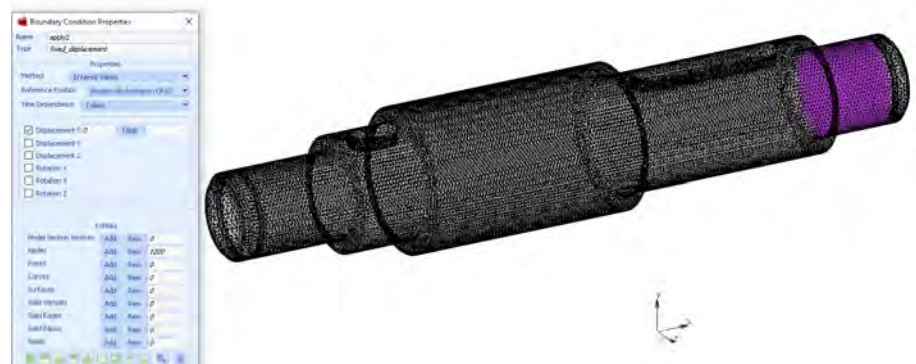


Figura 62: Detalle de la fijación en el apoyo B del eje intermedio

- **Sujeción giro**

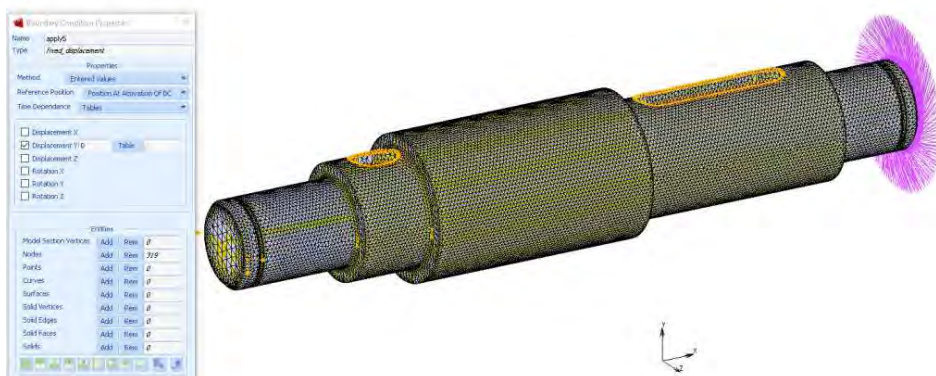


Figura 63: Sujeción frente al giro del eje intermedio

3.2. FUERZAS

En este apartado se van a especificar las fuerzas aplicadas en cada caso

3.2.1. FLEXIÓN

La fuerza ejercida por el engranaje 3 es de 2500 N. Asimismo, el valor que se debe introducir en el programa es el cociente entre el valor de la fuerza (2500 N) y el número de nodos (667) en los que se aplica, es decir, 3,74 N.

En este caso, no se ha de cambiar los nodos a coordenadas cilíndricas.

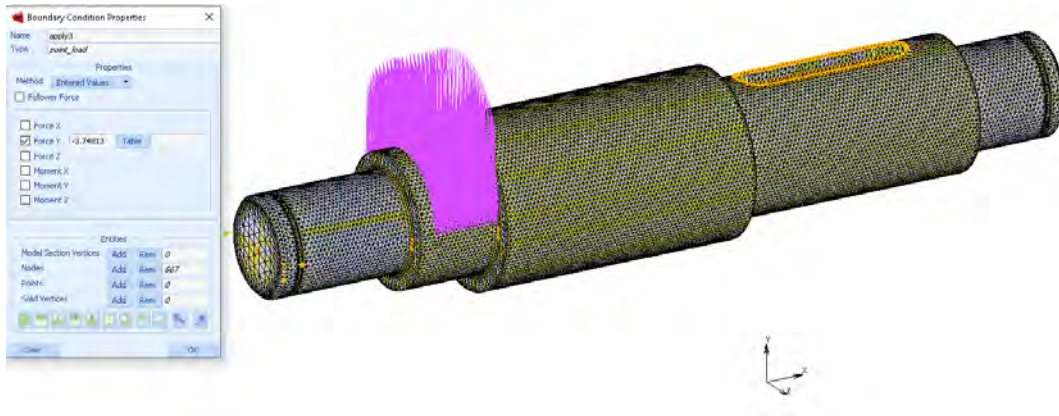


Figura 64: Carga aplicada en el caso de flexión de la primera etapa del eje intermedio

Mientras que la fuerza ejercida por el engranaje 4 es de 9375 N. Esta carga irá aplicada sobre 2424 nodos, es decir, 3,87 N en cada nodo.

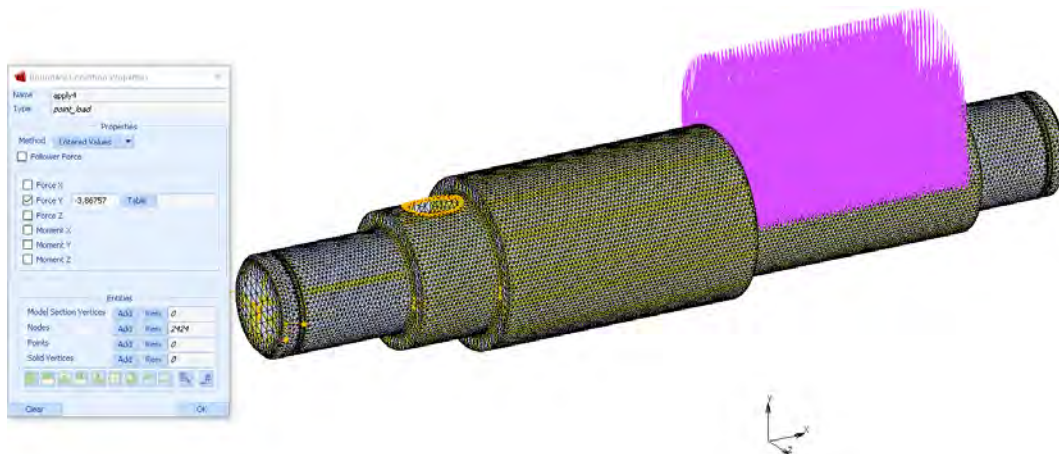


Figura 65: Carga aplicada en el caso de flexión de la segunda etapa del eje intermedio

3.2.2. TORSIÓN

Por otro lado, la componente de la fuerza de la primera etapa que genera la torsión es de 910 N. Si se aplica en 1570 nodos, el valor a introducir será de 0,52 N.

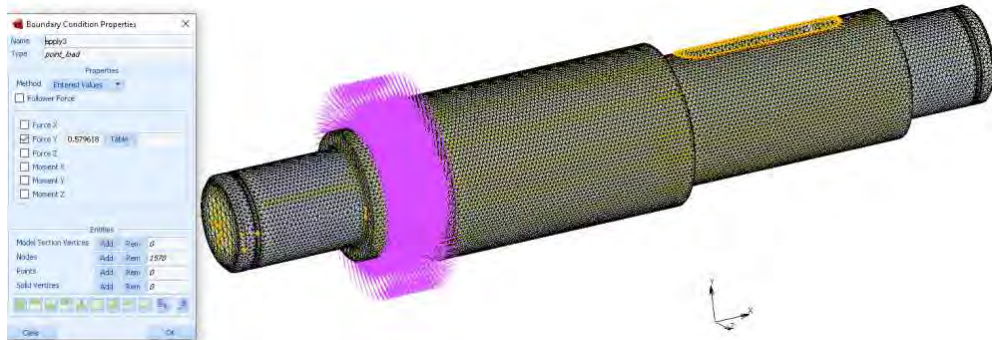


Figura 66: Carga aplicada en el caso de torsión de la primera etapa del eje intermedio

Además, el valor de la carga de la segunda etapa es de 3412 N. La cual irá aplicada en 5094 nodos.

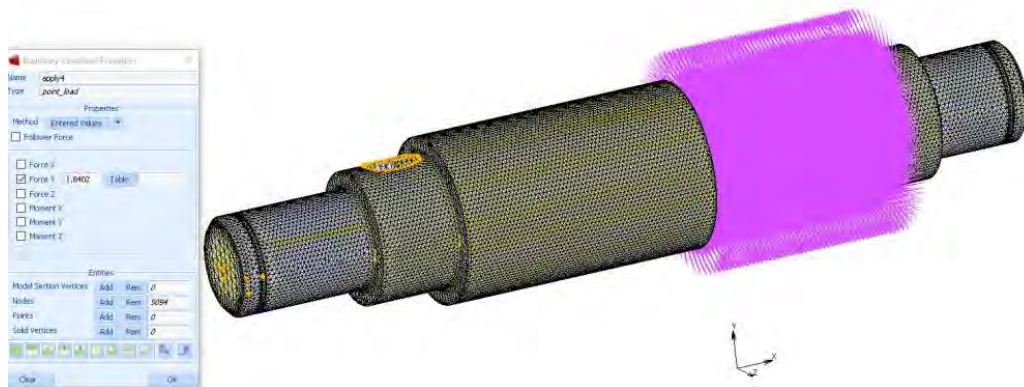


Figura 67: Carga aplicada en el caso de torsión de la segunda etapa del eje intermedio

3.3. RESULTADOS

Una vez se han establecido todas las condiciones se realiza la simulación.

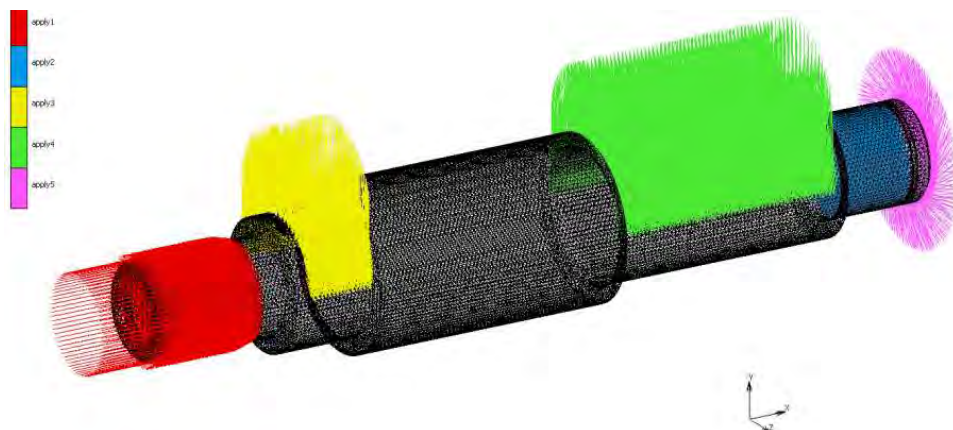


Figura 68: Cargas aplicadas en el caso de flexión del eje intermedio

Los resultados que se han obtenido en este primer caso, el caso de flexión, son

SECCIÓN 1

SECCIÓN 2

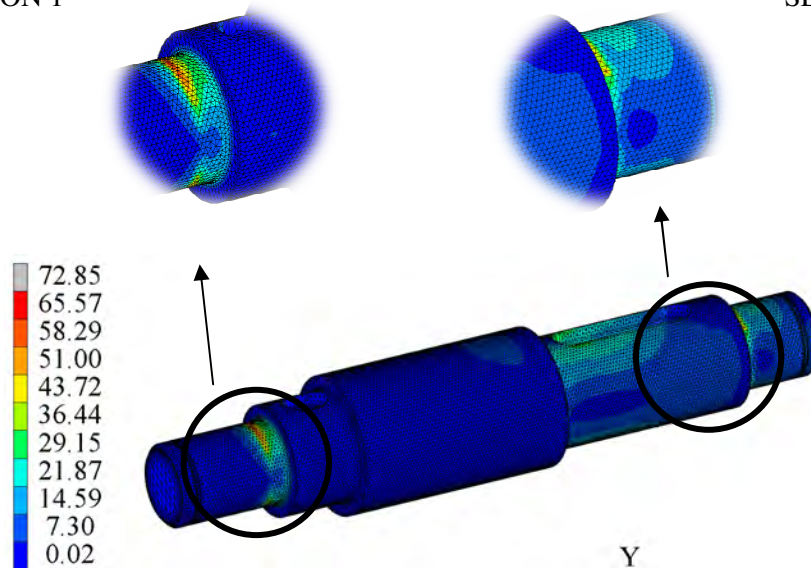


Figura 69: Equivalente de Von-Mises del caso de flexión del eje intermedio

Como se puede observar en la figura las dos secciones marcadas son las zonas más críticas. Por ello, se va a hacer un corte y una vista en detalle de cada una de ellas.

➤ SECCIÓN 1

$$\sigma_a = 35,76 \text{ MPa}$$

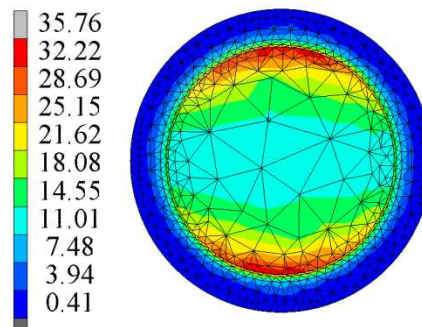


Figura 70: Tensión máxima de flexión de la sección 1 del eje intermedio

➤ SECCIÓN 2

$$\sigma_a = 61,29 \text{ MPa}$$

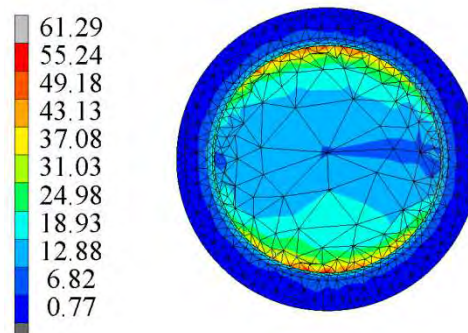


Figura 71: Tensión máxima de torsión en la sección 2 del eje intermedio

Por otro lado, las fuerzas actuantes en el caso de flexión son

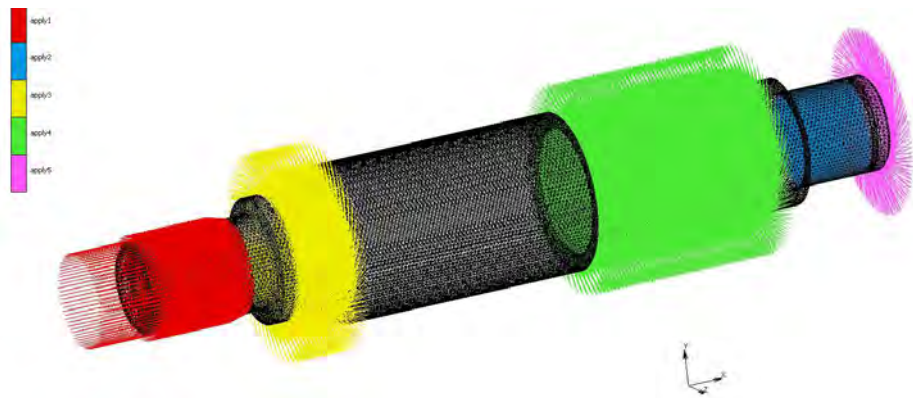


Figura 72: Cargas aplicadas en el caso de flexión del eje intermedio

Mientras que los resultados obtenidos son los siguientes:

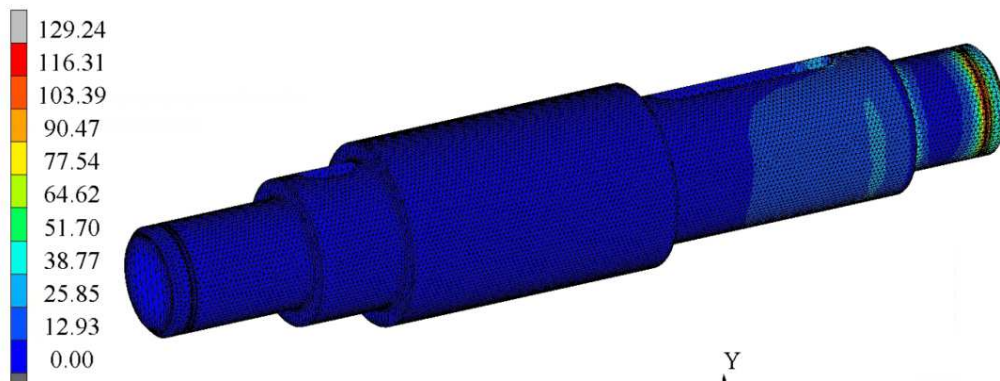


Figura 73: Equivalente de Von-Mises del caso de torsión del eje intermedio

Las tensiones máximas que aparecen en el alojamiento del anillo de retención del apoyo B no son representativas. Pues se deben a que se ha colocado alrededor de él un elemento de rigidez 1000 kN/mm y por ello se generan en esa zona falsas tensiones.

Por esta razón, se toman los valores de las dos secciones ya nombradas.

➤ **SECCIÓN 1**

$$\sigma_m = 1,81 \text{ MPa}$$

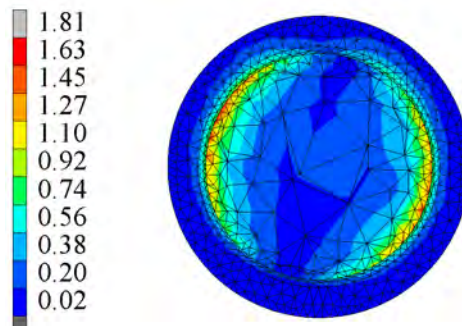


Figura 74: Tensión máxima de torsión de la sección 1 del eje intermedio

➤ SECCIÓN 2

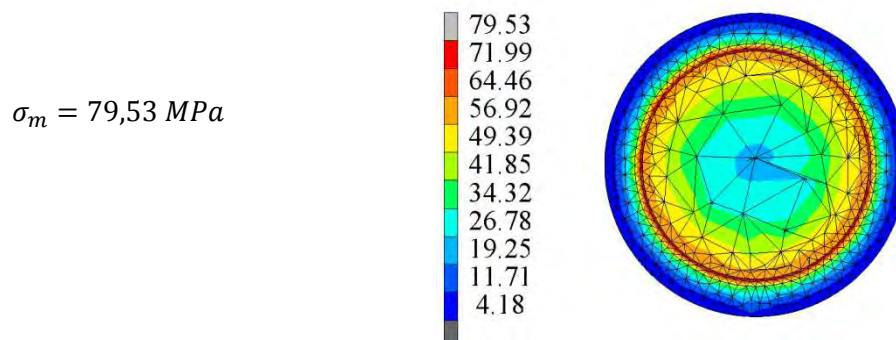


Figura 75: Tensión máxima de torsión de la sección 2 del eje intermedio

Una vez tomados los valores de las tensiones máximas, se introducen en la gráfica correspondiente al diagrama de falla del eje intermedio.

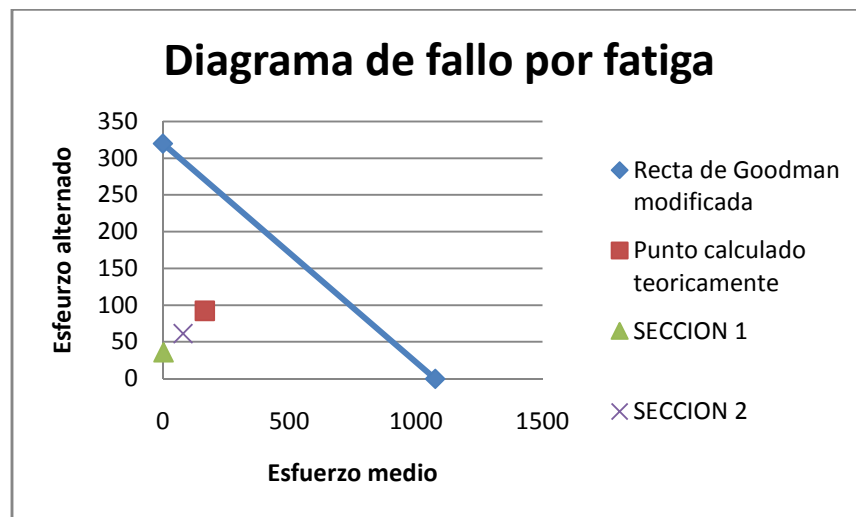


Figura 76: Diagrama de fatiga del eje intermedio con los resultados de Marc Mentat

En este caso, todos los puntos también quedan por debajo de la línea. Además, lo hacen con un coeficiente de seguridad elevado.

4. EJE DE SALIDA

El caso de estudio del eje de salida es idéntico al eje de entrada, es decir, la secuencia de la simulación es similar a la del eje de entrada. El único cambio es que los valores de las fuerzas son diferentes. Por esta misma razón, en este apartado solo se va a nombrar el valor de las fuerzas aplicadas así como imágenes de cada paso.

El estudio del eje de salida parte del siguiente mallado.

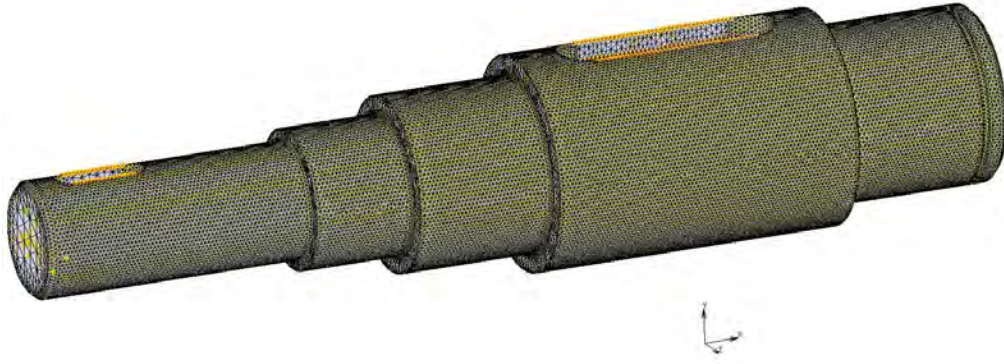


Figura 77: Mallado del eje de salida

A partir del mallado se obtienen 67414 nodos y 278506 elementos.

4.1. FIJACIONES

Las fijaciones aplicadas son:

- Sujeción axial y vertical

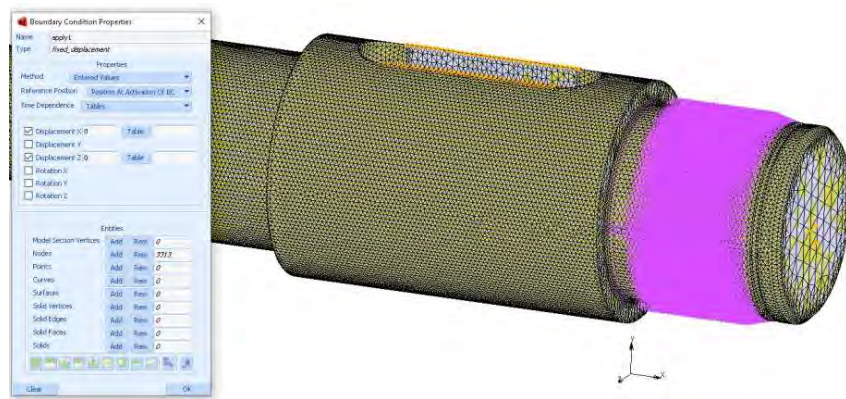


Figura 78: Detalle de la fijación en el apoyo A del eje de salida

- Sujeción vertical

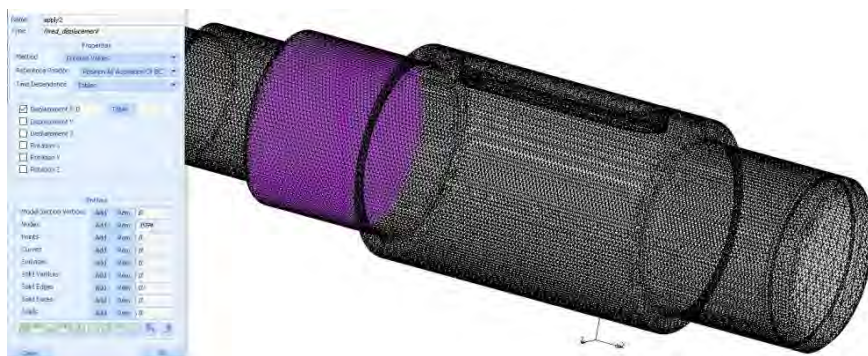


Figura 79: Detalle de la fijación en el apoyo B del eje de salida

○ Sujeción giro

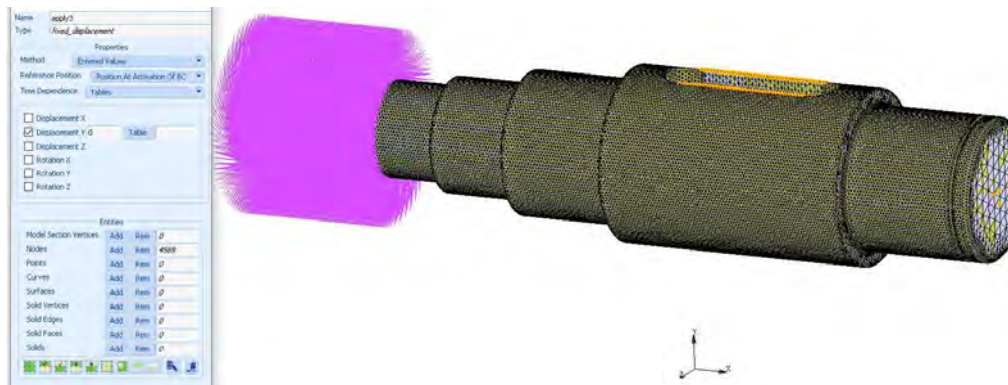


Figura 80: Sujeción frente al giro en el eje de salida

4.2. FUERZAS

Los dos casos de fuerza a estudiar son:

4.2.1. FLEXIÓN

La fuerza que se ha de aplicar en este caso es de 9375 N y debe ir en el eje Y. El valor que se debe introducir en el programa es el cociente entre el valor de la fuerza (9375 N) y el número de nodos (4463) en los que se aplica, es decir, 2,10 N.

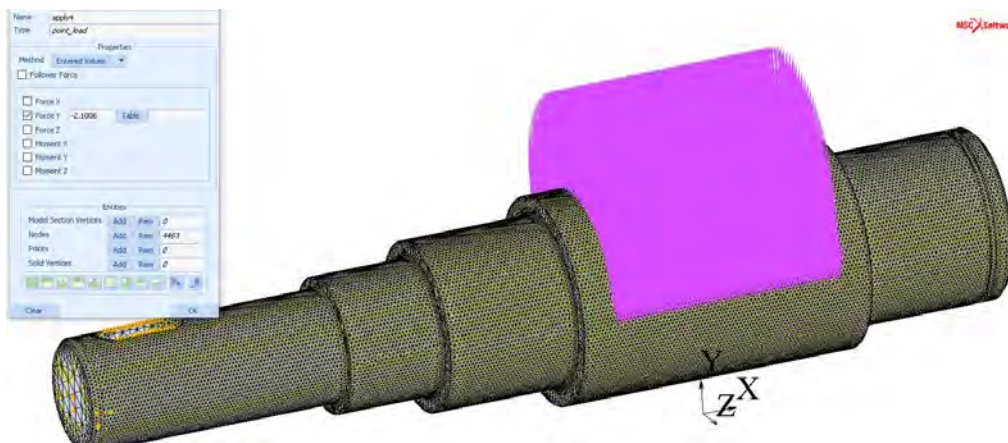


Figura 81: Carga aplicada en el caso de flexión del eje de salida

4.2.2. TORSIÓN

La fuerza actuante en el caso de torsión es de 3412 N y deberá ir en el eje Y. Asimismo, la carga introducida en el programa será el cociente de este el valor, 3412 N, y el número de nodos seleccionados (10745), es decir, 0,32 N.

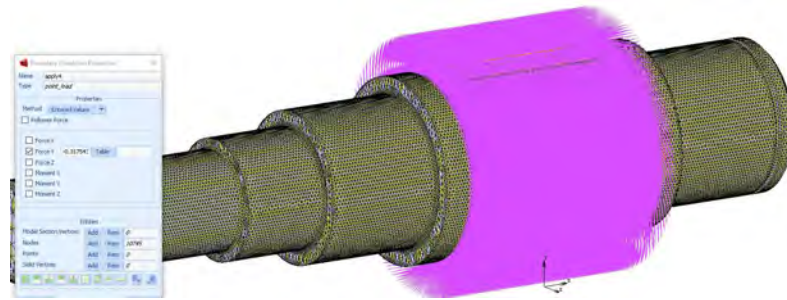


Figura 82: Carga aplicada en el caso de torsión del eje de salida.

4.3. RESULTADOS

En la siguiente imagen se pueden observar todas las fuerzas actuantes en el caso de flexión.

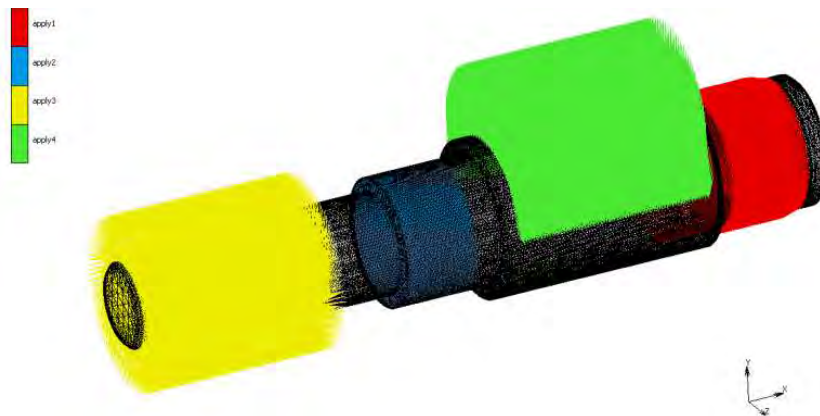


Figura 83: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de salida

A partir del estudio descrito, se obtienen los siguientes resultados. En la próxima imagen viene representado el equivalente de Von-Mises. Al no haber colocado ningún elemento elástico ocurre lo mismo que en los casos anteriores, por lo que los puntos con mayores tensiones no son los más críticos como así se muestra. Por ello, la zona a estudiar es el radio de acuerdo entre el diámetro donde apoyan los engranajes con el diámetro donde apoyan los rodamientos.

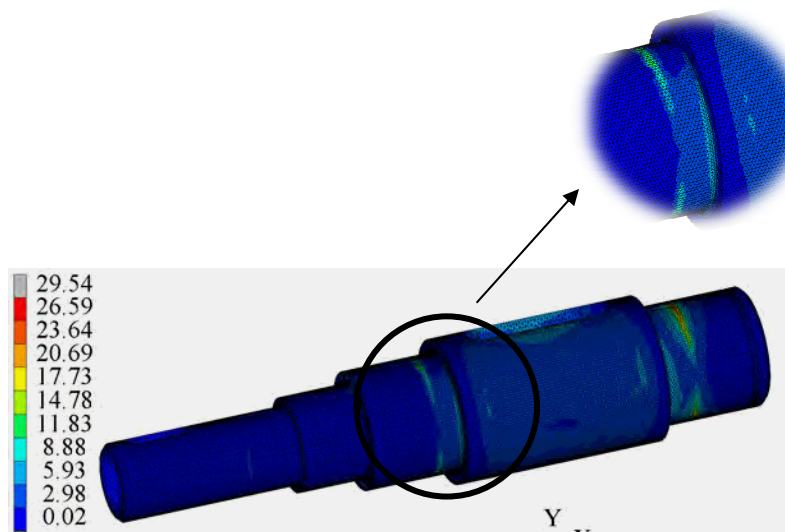


Figura 84: Equivalente de Von-Mises en el caso de flexión del eje de salida

A continuación se muestra un corte de la zona a estudiar.

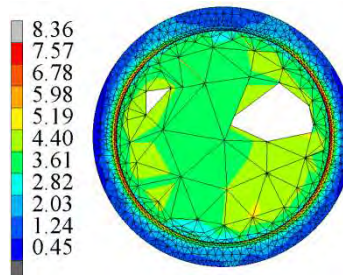


Figura 85: Tensión máxima de Von-Mises en el caso de flexión del eje de salida

La tensión máxima alcanzada en la sección es de 8,36 MPa, lo que corresponde a

$$\sigma_a = 8,36 \text{ MPa}$$

En cuanto al caso de torsión, en la siguiente imagen se muestran todas las sujeciones y fuerzas actuantes.

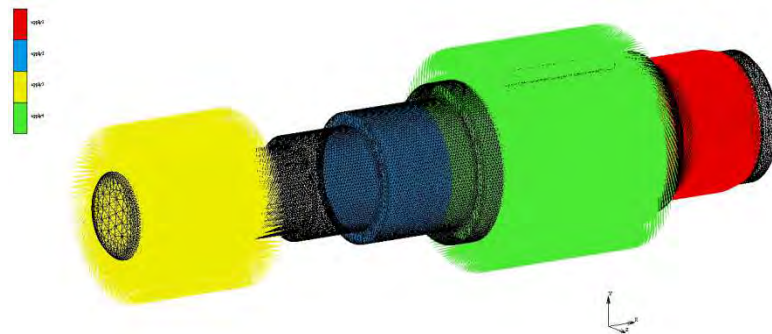


Figura 86: Sujeciones y fuerzas actuantes en el caso de flexión del eje de salida

Asimismo, a continuación se muestran los resultados obtenidos.

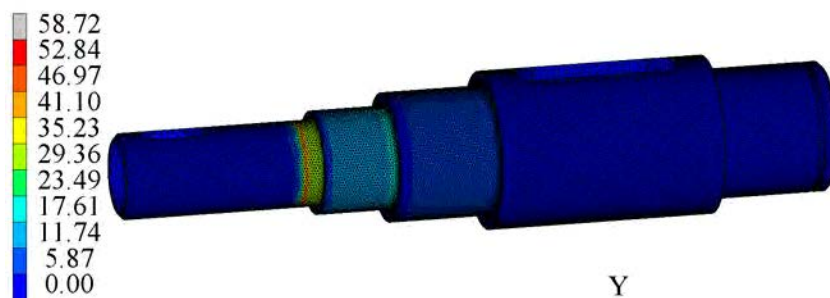


Figura 87: Equivalente de Von-Mises del caso de torsión del eje de salida

En la zona del diámetro menor ocurre como en el caso anterior. La zona representada del color verde-amarillento se debe a la ausencia del elemento elástico, por lo que no representa la realidad. De tal modo, la zona respectiva a estudiar corresponde con la siguiente figura.

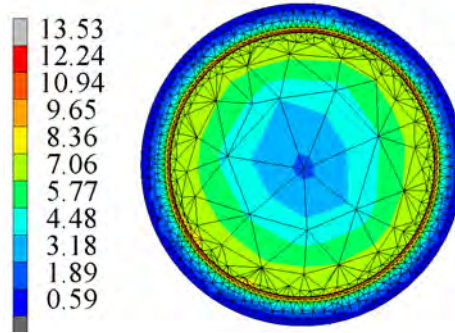


Figura 88: Equivalente de Von-Mises en el caso de torsión del eje de salida

Obteniendo así una tensión máxima de 13,53 MPa, lo que significa que

$$\sigma_m = 13,53 \text{ MPa}$$

Una vez calculadas la componente media y alterna, se introducen en el diagrama de fatiga calculado en el apartado 2.3.3. *Cálculo de fatiga* y así observar si el punto queda dentro de los límites.

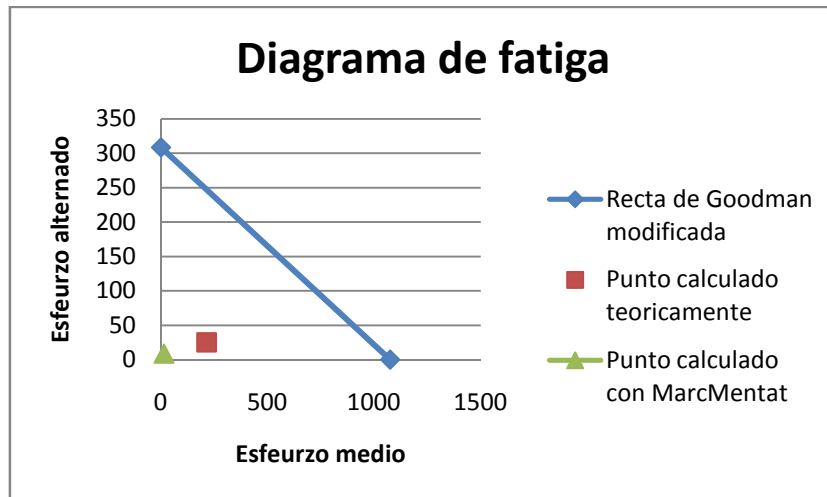


Figura 89: Diagrama de fatiga del eje de salida

En el diagrama se observa como el punto calculado queda dentro del rango válido, incluso podría estar sobredimensionado.

V. FABRICACIÓN Y MONTAJE

En este apartado se va a describir el proceso de fabricación de los tres ejes. Todos ellos se fabricarán a partir de un troncho de acero AISI 4140 con dimensiones superiores y se mecanizará con ayuda de un torno y una fresadora. Y para finalizar, se tratarán térmicamente.

1. TORNEADO

A continuación se describe el proceso de torneado de cada eje por separado.

1.1. EJE DE ENTRADA

1. Carga herramienta T1.1. Velocidad de corte: 1000
2. Cilindrado de diámetro 30 mm por toda la superficie en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 1000
3. Cilindrado de diámetro 20 mm y profundidad 95.5 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
4. Cilindrado de diámetro 16 mm y profundidad 70 mm en una pasada. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
5. Cilindrado de diámetro 12 mm y profundidad 60 en una pasada. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
6. Suelto la pieza y la sujeto del extremo opuesto.
7. Cilindrado de diámetro 20 mm y profundidad 42 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
8. Descarga herramienta. T1.1
9. Carga herramienta T3.3.
10. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
11. Ranurado 1,5 mm. Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
12. Descarga herramienta. T3.3
13. Carga herramienta. T7.7.
14. Roscado de 10 mm en dos pasadas. Herramienta T7.7. Velocidad de corte: 1000
15. Descarga herramienta. T7.7
16. Carga herramienta T5.5.
17. Tronzado de material sobrante de ambos lados
18. Descarga herramienta. T5.5.
19. Carga herramienta. T3.3.
20. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
21. Doy la vuelta a la pieza
22. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
 - Herramienta de desbaste (T1.1.)
 - Tipo: rómbica
 - Anchura de placa: 9
 - Angulo de corte: 95°
 - Angulo placa: 80°
 - Herramienta de acabado (T3.3.)
 - Tipo: rómbica
 - Anchura de placa: 7

- Angulo de corte: 93°
- Angulo placa: 55°
- Herramienta de tronzado y ranurado (T5.5.)
 - Tipo: ranurar-tronzar
 - Altura de placa: 8
 - Diámetro: 2,2
 - Angulo placa: 0°
- Herramienta de roscado (T7.7.)
 - Tipo: roscar
 - Altura de placa: 15
 - Angulo de corte: 60°
 - Angulo placa: 60°

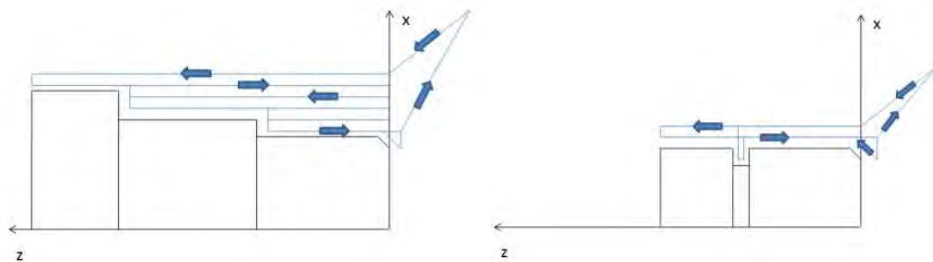


Figura 90: Esquema del torneado del eje de entrada

N010 G54 X0 Z0
 N020 G54
 N030 G95 F0.04 S1000 T1.1. M4
 N040 G00 X30 Z170
 N45 G01 X0 Z0
 N50 G00 X20 Z95.5
 N55 G01 X0 Z0
 N60 G00 X16 Z70
 N65 G01 X0 Z0
 N70 G00 X12 Z60
 N75 G01 X0 Z0
 N80 G00 X10 Z2
 N85 G01 X0 Z0
 N90 T7.7.
 N95 G76 X16 Z60
 N100 G76 X16 Z70
 N105 G01 X0 Z0
 N110 T1.1.
 N115 G00 X20 Z95.5
 N120 G01 X0 Z0
 N125 G00 X10 Z2
 N130 T5.5.
 N135 G01 X15 Z5
 N140 G00 X11.5 Z5
 N145 G00 X15 Z5
 N150 G00 X0 Z0

1.2. EJE INTERMEDIO

En este caso se van a utilizar las mismas herramientas que para el eje de entrada. El proceso que debe realizar el torno en el eje intermedio es:

1. Carga herramienta T1.1. Velocidad de corte: 1000
2. Cilindrado de diámetro 50 mm por toda la superficie en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 1000
3. Cilindrado de diámetro 40 mm y profundidad 77 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
4. Cilindrado de diámetro 30 mm y profundidad 52 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
5. Suelto la pieza y la sujeto del extremo opuesto.
6. Cilindrado de diámetro 40 mm y profundidad 115 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
7. Cilindrado de diámetro 30 mm y profundidad 40 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
8. Descarga herramienta. T1.1
9. Carga herramienta T3.3.
10. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
11. Ranurado 1,5 mm. Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
12. Suelto la pieza y la sujeto del extremo opuesto.
13. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
14. Ranurado 1,5 mm. Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
15. Descarga herramienta. T3.3.
16. Carga herramienta T5.5.
17. Tronzado de material sobrante de ambos lados

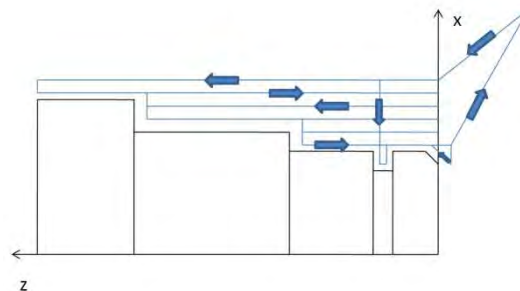


Figura 91: Esquema del torneado del eje intermedio

1.3. EJE DE SALIDA

El mecanizado del eje de salida es idéntico al de entrada solo cambian los puntos.

1. Carga herramienta T1.1. Velocidad de corte: 1000
2. Cilindrado de diámetro 55 mm por toda la superficie en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 1000
3. Cilindrado de diámetro 45 mm y profundidad 130 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100

4. Cilindrado de diámetro 36 mm y profundidad 95 mm en una pasada. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
5. Cilindrado de diámetro 30 mm y profundidad 80 en una pasada. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
6. Suelto la pieza y la sujeto del extremo opuesto.
7. Cilindrado de diámetro 45 mm y profundidad 52 mm en dos pasadas. Herramienta: T1.1. Velocidad de corte: 100
8. Descarga herramienta. T1.1
9. Carga herramienta T3.3.
10. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
11. Ranurado 1,5 mm. Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
12. Descarga herramienta. T3.3
13. Carga herramienta. T7.7.
14. Roscado de 18 mm en dos pasadas. Herramienta T7.7. Velocidad de corte: 1000
15. Descarga herramienta. T7.7
16. Carga herramienta T5.5.
17. Tronzado de material sobrante de ambos lados
18. Descarga herramienta. T5.5.
19. Carga herramienta. T3.3.
20. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000
21. Doy la vuelta a la pieza
22. Chaflanado 2mm . Herramienta: T3.3. Velocidad de corte: 1000

2. FRESADORA

Una vez se ha mecanizado el eje, queda hacer los chaveteros de los ejes con la fresadora. El proceso es el mismo para todos los chaveteros.

El croquis de la pieza que se va a mecanizar es el siguiente. El origen de coordenadas corresponde con la arista de cambio de diámetro del lado izquierdo en los tres ejes.

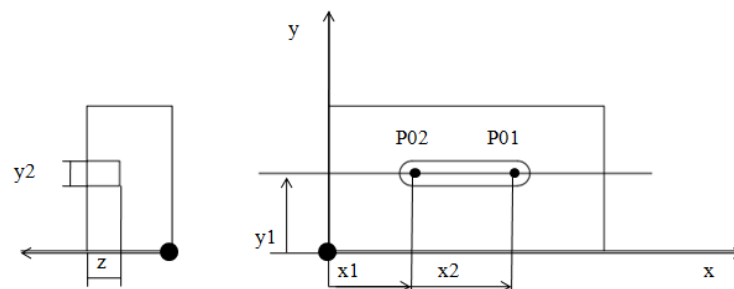


Figura 92: Croquis de los chaveteros

CHAVETA	x1	x2	y1	y2	z
Eje entrada	10	26	6	4	2,5
Engranaje 2	11	19	15	8	5
Engranaje 3	12	17	20	12	5
Engranaje 4	14	56	20	12	5
Engranaje 5	14	56	27.5	16	6
Eje salida	10	26	15	8	5

Tabla 32: Cotas para el fresado de los chaveteros

En las siguientes figuras se puede observar el proceso que va sufriendo el eje, parte de un troncho cilíndrico, es mecanizado con el torno y finalmente la fresadora se encarga de los chaveteros.

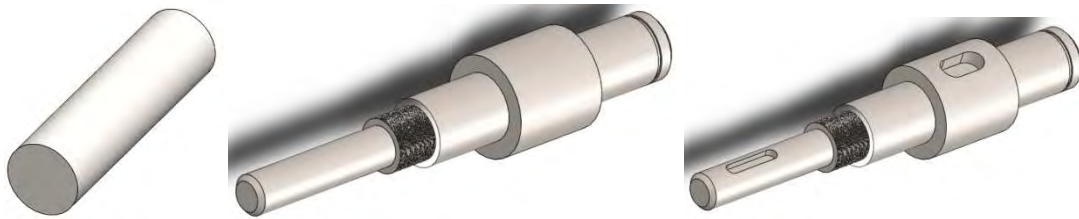


Figura 93: Fabricación del eje

3. TRATAMIENTO TÉRMICO

Una vez mecanizados los ejes, se tratarán térmicamente. El tratamiento térmico a realizar se debe seleccionar en función de las propiedades mecánicas que se quieran conseguir en el acero. En el caso de querer aumentar la dureza de la pieza, se debe realizar un temple y posteriormente, se debe revenir con el fin de aliviar las tensiones producidas en el temple.

El siguiente paso es seleccionar la temperatura. Para ello, se debe utilizar el diagrama Hierro-Carbono. Esta temperatura se seleccionará en función del % de carbono del acero.

La temperatura crítica superior para 0,40% C es de 790°C aproximadamente. A esta temperatura se le suma entre 30°C y 60°C para obtener una austenización completa. Por esta razón, la temperatura para el templado de los tres ejes será de 840°C.

Por otro lado, el tiempo dentro del horno va a depender de la geometría de la pieza y de su espesor. Aproximadamente se va a tomar 1 minuto por cada 1mm de espesor. Por esta razón cada eje se mantendrá un tiempo determinado, siendo 30 minutos para el eje de entrada, 40 minutos para el eje intermedio y 55 minutos para el eje de salida.

Asimismo, la velocidad y el medio de enfriamiento definen el tipo de microestructura que se va a obtener. En el caso del acero SAE 4140 el medio de enfriamiento recomendado es el aceite. Pues el agua es un medio muy violento para enfriar y la pieza podría fracturarse debido al cambio tan brusco de temperatura.

Por otra parte, el tiempo que debe tardar el enfriamiento se determina utilizando las curvas TTT (tiempo temperatura transformación).

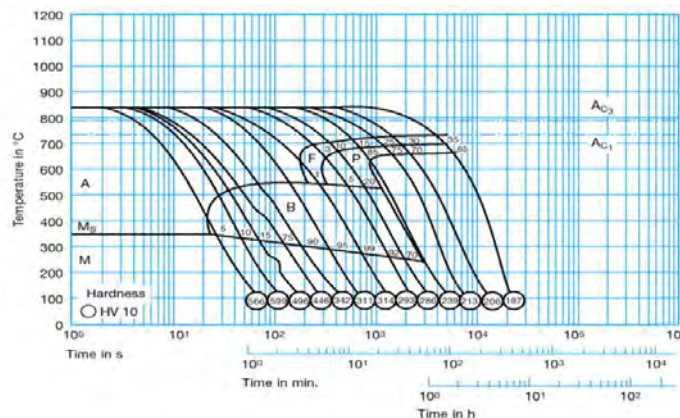


Figura 94: Diagrama TTT del acero SAE 4140. [12]

Cada curva trazada representa la velocidad de enfriamiento y cada círculo la dureza Vickers que se alcanza. En este caso, se quiere tener una dureza de 510 HB lo que equivale a 567 Hv. Esto significa que se debe tardar 3 minutos en enfriarse.

Posterior al temple se realiza un segundo tratamiento térmico, el revenido. Este tratamiento se realiza para aliviar tensiones producidas en el enfriamiento. Se debe realizar a una temperatura menor a 723°C. En este caso si se atiende a la siguiente figura, se va a calentar a 280°C durante 1 hora y posteriormente se enfriará en el aire.

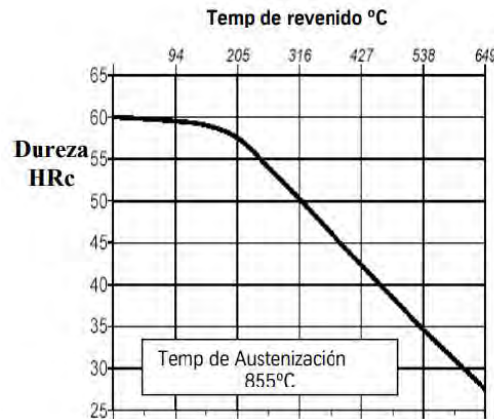


Figura 95: Curva de revenido para temple en aceite. [12]

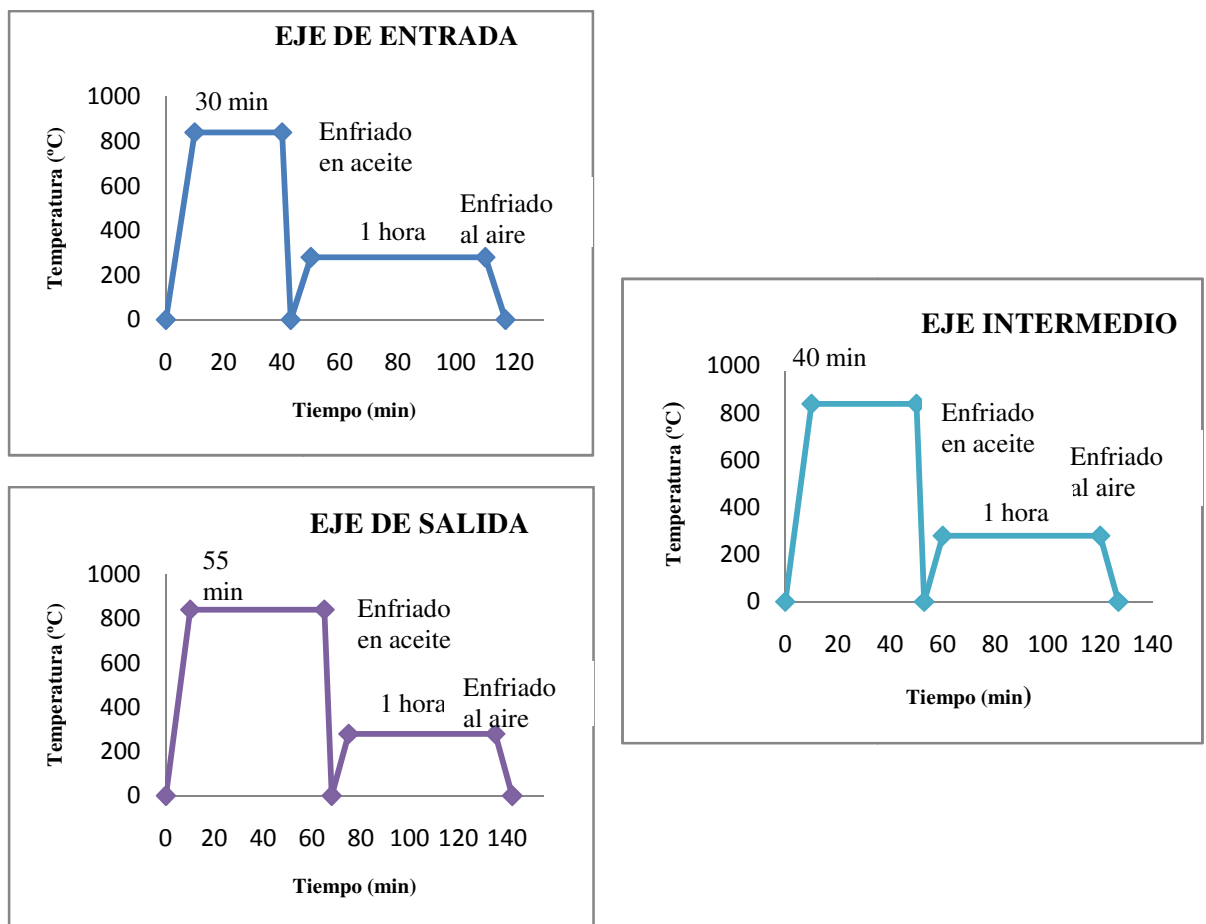


Figura 96: Temple y revenido de los ejes

4. MONTAJE

El montaje de la reductora se va a realizar siguiendo los siguientes pasos.

1. Se va a colocar las chavetas en los tres ejes.
2. Se introduce el engranaje 2 en el eje de entrada. Se colocan los anillos separadores y los rodamientos. Por un lado, se sujeta con el anillo de retención y por el otro se coloca la arandela y la tuerca.
3. Se repite este paso para los ejes restantes. Es decir, se colocan todos los elementos en sus respectivos ejes.
4. Una vez colocados los elementos en los ejes, estos se colocan en la carcasa inferior apoyando los rodamientos en sus respectivos alojamientos.
5. Se coloca la carcasa superior.
6. Se colocan todos los tornillos, arandelas y tuercas correspondientes para unir las dos partes de la carcasa.
7. Finalmente, se colocan las tapas de la carcasa y se atornillan.

VI. PRESUPUESTO

El cálculo del presupuesto del reductor de velocidad se ha realizado a partir del precio de los materiales necesarios, los procesos de mecanizado y conformado necesarios y los elementos comprados.

- COSTE CARCASA

El coste de la carcasa es el resultante de las dos partes simultáneamente.

Carcasa	Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
	Fundición Gris FG 25	1,12	80	89,60

Proceso de conformado y mecanizado de la carcasa				
Operación	Coste (€/und)	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Fabricación del molde	1500	-	-	1500,0
Desmoldado y desbarbado	60	-	-	60,0
Fresado	-	30	1	30,0
Taladrado	-	12	0,3	3,6
Rectificado	-	12	0,5	6,0
				1599,6

Carcasa	Coste material (€)	Coste conformado (€)	Coste total (€)
	89,60	1599,6	1689,20

Tabla 33: Coste de la carcasa

- COSTE TAPAS

En este caso, el coste por material de las tapas se ha calculado para cada una pero todas tienen el mismo coste por conformado y mecanizado.

Tapa	Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Entrada	Fundición Gris FG 25	1,12	0,3	0,34
Intermedio (x2)	Fundición Gris FG 25	1,12	1,2	1,34
Salida	Fundición Gris FG 25	1,12	0,2	0,22
				1,90

Proceso de conformado y mecanizado de las tapas			
Operación	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Moldeo y desbarbado	90	1	90
Fresado	30	0,7	21
Taladrado	12	0,2	2,4
Rectificado	12	0,3	3,6
			117

Tapas	Coste material (€)	Coste conformado (€)	Coste total (€)
Entrada	0,34	117	117,34
Intermedio (x2)	1,34	117	118,34
Salida	0,22	117	117,22
			471,25

Tabla 34: Coste de las tapas

- COSTE EJES

El caso de los ejes es similar al de las tapas, la necesidad de material es distinta para cada eje mientras que el proceso de mecanizado es el mismo.

Ejes	Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Entrada	Acero AISI 4140	2,75	0,83	2,28
Intermedio	Acero AISI 4141	2,75	3,4	9,35
Salida	Acero AISI 4142	2,75	4,7	12,93

Proceso de mecanizado de los ejes			
Operación	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado	25	0,6	15,00
Fresado	30	0,2	6,00
Rectificado	12	0,3	3,60
Tratamiento térmico	10	1,5	15,00
			39,60

Eje	Coste material (€)	Coste conformado (€)	Coste total (€)
Entrada	2,28	39,60	41,88
Intermedio	9,35	39,60	48,95
Salida	12,93	39,60	51,53
			142,36

Tabla 35: Coste de los ejes

- ELEMENTOS COMPRADOS

Los elementos que se compran ya fabricados son

Elementos normalizados y comprados				
Elemento	Referencia	Precio Und.	Und.	Total (€)
Engranaje 2	196CR340	29,9647	1	29,9647
Engranaje 3	196CR3120	186,9851	1	186,9851
Engranaje 4	196CR616	37,1537	1	37,1537
Engranaje 5	ECR 6/65	170,3003	1	170,3003
Rodamiento	3204 A-2RS1	27,2076	2	54,4152
Rodamiento	3306 ATN9	48,1031	1	48,1031
Rodamiento	N 306 ECP	58,5864	1	58,5864
Rodamiento	3209 A-2Z-25	59,9531	2	119,9062
Anillo de seguridad entrada	Circlip DIN 471-20x1.2	0,48	1	0,48
Anillo de seguridad intermedio	Circlip DIN 471-30x1.5	1,07	2	2,14
Anillo de seguridad salida	Circlip DIN 471-45x1.75	1,58	1	1,58
Chaveta entrada	DIN 6885 4x4x20	0,93	1	0,93
Chaveta engrane 2	DIN 6885 8x7x16	1,33	1	1,33
Chaveta engrane 3	DIN 6885 12x8x17	0,99	1	0,99
Chaveta engrane 4	DIN 6885 12x8x54	1,23	1	1,23
Chaveta engrane 5	DIN 6885 16x10x58	1,54	1	1,54
Chaveta salida	DIN 6885 8x7x24	1,33	1	1,33
Tuerca	ISO-8675-M16x1.5-N	0,23	1	0,23
Tuerca	ISO-8675-M36x3.0-N	0,48	1	0,48
Arandela	ISO 8738 -16	0,24	1	0,24
Arandela	ISO 8738 -36	0,36	1	0,36
Tornillo tapa	ISO 14581 M5x25x25-C	0,18	16	2,88
tornillo carcasa	ISO 4014 - M4 x 25 x 14-N	0,15	26	3,9
Tuerca	ISO - 4032 - M4 - W - N	0,12	26	3,12
Arandela	Washer ISO 7092 - 4	0,08	26	2,08
				730,2547

Tabla 36: Coste elementos comprados

- COSTE DE MONTAJE

El coste del montaje del reductor de velocidad es

Operación	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Montaje	25	0,6	15

Tabla 37: Coste del montaje

- COSTE NETO DEL PRODUCTO

El coste neto total de todos los productos además del montaje es:

COSTE NETO DEL PRODUCTO	
Elemento	Coste (€)
Ejes	142,36
Carcasa	1689,20
Tapas	471,25
Elementos comprados	730,25
Montaje	15,00
TOTAL	3048,06

Tabla 38: Coste neto del producto

- COSTE DEL PRODUCTO

COSTE DEL PRODUCTO	
Concepto	Coste (€)
Coste neto del producto	3048,06
Beneficios industriales 6%	182,88
Honorarios proyectista 5%	152,40
Gastos generales 10%	304,81
<i>Subtotal</i>	3688,15
<i>I.V.A. 21%</i>	774,51
TOTAL	4462,66

Tabla 39: Coste del producto

El coste final del producto será aproximadamente 4460 €.

VII. CONCLUSIÓN

El presente TFG me ha permitido conocer el proceso de diseño de un mecanismo partiendo desde cero. Se trata de un proceso iterativo bastante subjetivo, ya que cuando se parte desde cero, el diseñador debe tomar diversas decisiones a lo largo del proceso. Una vez se ha realizado el proceso de diseño por primera vez, solo queda repetirlo cambiando diferentes parámetros para llegar a la solución óptima. Además, es muy importante conocer cuáles son las variables dependientes ya que se ha conocido de primera mano el ahorro de tiempo que eso conlleva.

Una vez se ha realizado el diseño, se debe simular para tener un resultado más cercano a la realidad, ya que muchas veces cuando se calcula teóricamente hay factores que no se toman en cuenta. Además, en diversas ocasiones se obtienen resultados no válidos y se debe volver a rediseñar cambiando lo que fuese oportuno ya sea dimensiones, geometría, materiales...

En este proyecto se ha utilizado el programa Marc Mentat, en el que se han podido simular los ejes con gran precisión. Se ha visto que se trata de un programa con gran utilidad y potencial para realizar todo tipo de simulaciones. Sí que es cierto que no es tan manejable como otros programas de cálculo de elementos finitos.

El primer paso de la secuencia de diseño realizado fue establecer los requisitos iniciales a satisfacer. Con ellos, se pudo calcular el número de dientes de cada engranaje. Con este dato y el módulo de cada etapa, se obtuvo los diámetros primitivos. Después, con ayuda de las ecuaciones de esfuerzo AGMA se estableció los anchos de cara óptimos.

Una vez definidas las especificaciones de los engranajes, se hace una primera iteración de las ubicaciones axiales de los elementos del eje. Entonces, se calculan los diagramas de esfuerzo de cada eje. Con ello y con ayuda del cálculo de fatiga se estudian los diámetros más críticos.

Una vez conocidos los diámetros, se establecen las dimensiones reales del eje. A partir de este punto ya es posible someterlos a una simulación en Marc Mentat y observar si son válidos. En caso contrario se repetirá el proceso desde el punto que sea pertinente.

Y por último, con propósitos de documentación y a fin de verificar el trabajo de diseño, se realizó un análisis completo del diseño final.

Ya establecidas todas las dimensiones finales de los componentes, se es posible realizar los planos correspondientes y un presupuesto del coste final del mecanismo.

En cuanto al diseño final obtenido, he de decir que es satisfactorio. Lo único que puede que mejoraría del diseño serían los ejes, ya que están algo sobredimensionados.

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Tercesa S.L. Tercesa.com. “Reductores de velocidad”. [En línea]. Disponible en: <https://tercesa.com/reductores-de-velocidad/> [Accedido 2-may-2020]
- [2] Roydisa. “El reductor de velocidad”. [En línea]. Disponible en: <https://www.roydisa.es/archivos/3356>. [Accedido en 28-may-2020]
- [3] Gamb Power Transmission. Gamb.com. “Por que usar un reductor de velocidad”. [En línea]. Disponible en: <https://www.gamb.com.es/single-post/2019/09/23/%C2%BFPor-qu%C3%A9-usar-un-reductor-de-velocidad-Principales-aplicaciones-en-la-industria> [Accedido 17-aug-2020]
- [4] Maquiclick Maquinas industriales. fabricantes-maquinaria-industrial.es. “Tipos de reductores mecánicos”. [En línea]. Disponible en: <https://www.fabricantes-maquinaria-industrial.es/tipos-de-reductores-mecanicos/> [Accedido 17-aug-2020]
- [5] Compañía Levantina de Reductores. Clr.es. “Engranajes rectos o engranajes helicoidales” [En línea]. Disponible en: <https://clr.es/blog/es/engranajes-rectos-engranajes-helicoidales/> [Accedido en 20-may-2020]
- [6] J. L. Laborda. “Apuntes Cálculo y diseño de máquinas”
- [7] R. G. Budynas y J. K. Nisbett. *Diseño en ingeniería mecánica de SHIGLEY*. Nueva York. 2012.
- [8] *Standard for rating the pitting resistance and bending strength of spur and helical involute gear teeth*. AGMA 218.01: 1982
- [9] *Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth*. ANSI/AGMA 2001-D04, 2004.
- [10] Grupo SKF. Skf.com “Selección de rodamientos”. [En línea]. Disponible en: <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing> [Accedido: 30-jul-2020]
- [11] *Fundición. Fundición gris*. Norma UNE-EN 1561:2012
- [12] ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A. “AISI 4140”. [En línea]. Disponible en: https://www.thyssenkruppsteel.com/media/cl/media/aceros/aceros_de_f_cil_mecanizaci_n/aceros_aleados/sae_4140.pdf/ [Accedido 24-aug-2020]
- [13] Biblioteca de la Universidad Pública de Navarra. Oficina de Referencia. “Guía para citar y referenciar. IEEE Style”, 2016. [En línea]. Disponible en: [http://www2.unavarra.es/gesadj/servicioBiblioteca/tutoriales/Citar_referenciar_\(IEEE\)](http://www2.unavarra.es/gesadj/servicioBiblioteca/tutoriales/Citar_referenciar_(IEEE)). [Accedido 18-aug-2020]