

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS MANUAL
SECUENCIAL. ANÁLISIS DE SOLUCIONES
CONSTRUCTIVAS.

Curso 2019/2020

Alumno/a:

Juan Francisco Barazas López

Director/es:

Juan Antonio Martínez Lao
Javier López Martínez



AGRADECIMIENTOS

A mi familia, en especial a mis padres y a mi hermana, los responsables de haya llegado hasta aquí, por apoyarme siempre y exigir lo mejor de mí a lo largo de estos años, ayudándome a mejorar cada día.

A mis compañeros de clase, con los que he compartido las mayores hazañas y los más duros fracasos, Álvaro, Isra, Joaquín, Sheila e Ismael, cada uno de ellos me ha enseñado algo nuevo que me ha hecho crecer como persona, que empezaron siendo compañeros de clase y terminaron siendo amigos de los que recordaré toda la vida.

A mis amigos, mis compañeros de vida, los que sin estar estudiando conmigo, han vivido cada segundo de esta etapa como si estuviesen en mi misma clase. Jose y Vero, escuchando cada alegría y cada pena, no solo en el ámbito académico, sino también en el personal, los que me alegran cada fin de semana y de los que me siento verdaderamente orgulloso.

Y por supuesto a los profesores, a esos que les gusta enseñar, los que se ponen en el lugar del alumno y ponen de su parte para que aprenda todo lo que en un futuro va a necesitar saber.

RESUMEN

A lo largo de los años, son muchas las variantes de cajas de cambios que se han diseñado, buscando, dependiendo de su aplicación, convertir la potencia entregada por el motor en una determinada respuesta del vehículo. En este trabajo se pretende realizar el diseño de los principales elementos de una caja de cambios con accionamiento manual secuencial, tal y como dicta la normativa de la categoría R5 de Campeonato de Mundo de Rallyes (WRC).

En busca de una solución válida a esta cuestión, se obtendrán unos resultados en cuanto a características de dichos componentes, que son totalmente aptos para ser montados en un vehículo de esas características. Obteniéndose como principales resultados, la distancia entre ejes de 148,5 mm, el diámetro de los ejes en torno a 40 mm, y el diámetro de los engranajes que varía desde los 88 mm a los 198 mm.

Abstract

Over the years, there are many variants of gearboxes that have been designed, searching, depending on its application, convert the power delivered by the engine into a specific vehicle response. This project is intended to design the main elements of a gearbox with sequential manual operation, as dictated by the regulations of the R5 World Rally Championship (WRC) category.

Looking for a valid solution to this issue, results will be obtained regarding the characteristics of said components, which are totally suitable for being mounted on a vehicle of these characteristics. Getting as main results, the distance between axes of 148.5 mm, the diameter of the axes around 40 mm, and the diameter of the gears that varies from 88 mm to 198 mm.

INDICE

MEMORIA.....	13
1. INTERÉS.....	13
1.1. Evolución de la caja de cambios.....	13
1.2. Clasificación de las cajas de cambios.....	13
1.3. Las cajas de cambios en competición.....	16
2. OBJETIVOS.....	22
2.1. Objetivo principal.....	22
2.2. Planteamiento del problema.....	22
2.3. Fases de realización y cronograma.....	23
2.4. Competencias.....	23
3. NORMATIVA Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	26
3.1. Normativa aplicada a la caja de cambios.....	26
3.2. Normativa aplicada a la palanca del cambio.....	26
3.3. Normativa aplicada a las ruedas.....	27
3.4. Especificaciones técnicas del vehículo.....	27
4. DISEÑO CINEMÁTICO DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	27
4.1. Descripción del proceso de diseño.....	27
4.2. Cálculo de la relación del diferencial.....	28
4.3. Cálculo de la relación de cada marcha.....	28
4.4. Cálculo de fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo.....	30
4.4.1. Cálculo de la resistencia por rodadura.....	30
4.4.2. Cálculo de la resistencia del aire.....	31
4.4.3. Cálculo de la resistencia debida a la pendiente.....	32
4.4.4. Cálculo de la resistencia debida a la inercia.....	32
4.5. Verificación de la relación de velocidad de las marchas.....	33
5. DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES.....	34
5.1. Descripción del proceso de cálculo.....	34
5.2. Parámetros de inicio.....	34

5.2.1.	<i>Número de dientes y ángulo de presión.</i>	35
5.2.2.	<i>Módulo y ángulo de hélice de los engranajes.</i>	38
5.2.3.	<i>Ancho de cara de los engranajes.</i>	39
5.3.	Validación de parámetros de inicio.	39
5.3.1.	<i>Cálculo a flexión.</i>	39
5.3.2.	<i>Cálculo a picadura.</i>	44
5.3.3.	<i>Resultados obtenidos.</i>	50
6.	DIMENSIONADO DE LOS EJES.	50
6.1.	Descripción del proceso de cálculo.	50
6.2.	Parámetros de inicio.	51
6.3.	Cálculo de reacciones en los apoyos.	53
6.4.	Cálculo de leyes de esfuerzos.	58
6.5.	Dimensionado de las secciones de los ejes.	69
6.6.	Resultados obtenidos.	75
7.	RESULTADOS.	77
8.	CONCLUSIONES	80
	BIBLIOGRAFÍA	83
	ANEJO 1. CÁLCULO DETALLADO DE LOS ENGRANAJES	85
	Cálculo detallado de los engranajes.	87
	1ª Marcha:	87
	Cálculo de los engranajes a flexión:	87
	Cálculo de los engranajes a picadura:	90
	2ª Marcha:	94
	Cálculo de los engranajes a flexión:	94
	Cálculo de los engranajes a picadura:	98
	3ª Marcha:	102
	Cálculo de los engranajes a flexión:	102
	Cálculo de los engranajes a picadura:	105
	4ª Marcha:	109
	Cálculo de los engranajes a flexión:	109
	Cálculo de los engranajes a picadura:	113

5ª Marcha:	117
Cálculo de los engranajes a flexión:.....	117
Cálculo de los engranajes a picadura:	121
Marcha atrás:	125
Cálculo de los engranajes a flexión:.....	125
Cálculo de los engranajes a picadura:	130
Toma constante:	136
Cálculo de los engranajes a flexión:.....	136
Cálculo de los engranajes a picadura:	140
ANEJO 2. CÁLCULO DETALLADO DE LOS EJES.....	145
EJE PRIMARIO:.....	147
EJE SECUNDARIO:	160
EJE DE ENTRADA:.....	173
ANEJO 3. TABLAS Y GRÁFICOS.....	179

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ciclos de esfuerzo en el eje primario.	43
Tabla 2. Ciclos de esfuerzo en el eje secundario.....	43
Tabla 3. Ciclos de carga en el eje de entrada.	43
Tabla 4. Ciclos de carga en el eje del piñón inversor de la marcha atrás.....	43
Tabla 5. Ciclos de carga en los dientes de cada engranaje.....	44
Tabla 6. Ciclos de carga en los dientes de cada engranaje.....	49
Tabla 7. Resultados obtenidos para el dimensionado de los engranajes.....	50
Tabla 8. Posición de los engranajes a lo largo del eje primario.	51
Tabla 9. Posición de los engranajes a lo largo del eje secundario.	51
Tabla 10. Posición de los engranajes a lo largo del eje de entrada.	52
Tabla 11. Descomposición de las fuerzas que actúan sobre los engranajes.....	54
Tabla 12. Reacciones en los apoyos del eje primario.	56
Tabla 13. Reacciones en los apoyos del eje secundario.....	57
Tabla 14. Reacciones en los apoyos del eje de entrada.....	58
Tabla 15. Resultados obtenidos para el dimensionado del eje primario.	75
Tabla 16. Resultados obtenidos para el dimensionado del eje secundario.....	76
Tabla 17. Resultados obtenidos para el dimensionado del eje de entrada.	77
Tabla 18. Velocidad máxima y mínima de cada marcha.	77
Tabla 19. Características de los engranajes.....	78
Tabla 20. Factores de seguridad de los engranajes.	78
Tabla 21. Factores de seguridad en las secciones críticas del eje primario.	79
Tabla 22. Factores de seguridad en las secciones críticas del eje secundario.....	79
Tabla 23. Factores de seguridad en las secciones críticas del eje de entrada.....	79
Tabla 24. Esfuerzos máximos para cada una de las marchas en el eje primario.....	147
Tabla 25. Esfuerzos máximos para cada una de las marchas en el eje secundario.	160
Tabla 26. Esfuerzos máximos para cada una de las marchas en el eje de entrada.	173
Tabla 27. Módulos y pasos diametrales normalizados. UNE 18005:1984	181
Tabla 28. Factor de sobrecarga k_0	181
Tabla 29. A, B y C para c_{ma}	182

Tabla 30. Dureza superficial según el tratamiento térmico.....	182
Tabla 31. Equivalencias de durezas	183
Tabla 32. Constantes físicas de materiales.....	184
Tabla 33. Número de esfuerzo de contacto permisible	184
Tabla 34. Propiedades mecánicas de los aceros.....	185
Tabla 35. Factores a y b según acabado superficial	185

INDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Esfuerzo axil en el eje primario.....	58
Gráfica 2. Esfuerzo cortante en X del eje primario.....	59
Gráfica 3. Esfuerzo cortante en Y del eje primario.....	59
Gráfica 4. Esfuerzo cortante en el eje primario.....	60
Gráfica 5. Momento flector respecto a X en el eje primario.....	60
Gráfica 6. Momento flector respecto a Y en el eje primario.....	61
Gráfica 7. Momento flector en el eje primario.....	61
Gráfica 8. Momento torsor en el eje primario.....	62
Gráfica 9. Esfuerzo axil en el eje secundario.....	62
Gráfica 10. Esfuerzo cortante en X del eje secundario.....	63
Gráfica 11. Esfuerzo cortante en Y del eje secundario.....	63
Gráfica 12. Esfuerzo cortante en el eje secundario.....	64
Gráfica 13. Momento flector respecto a X en el eje secundario.....	64
Gráfica 14. Momento flector respecto a Y en el eje secundario.....	65
Gráfica 15. Momento flector en el eje secundario.....	65
Gráfica 16. Momento torsor en el eje secundario.....	66
Gráfica 17. Esfuerzo axil en el eje de entrada.....	66
Gráfica 18. Esfuerzo cortante en el eje de entrada.....	67
Gráfica 19. Momento flector en el eje de entrada.....	68
Gráfica 20. Momento torsor en el eje de entrada.....	68
Gráfica 21. Factor geométrico J.....	186
Gráfica 22. Factor de modificación.....	186
Gráfica 23. Factor de ciclos de esfuerzo.....	187
Gráfica 24. Factor de ciclos de esfuerzo a picadura.....	187
Gráfica 25. Factor de concentración de esfuerzos en cambio de sección sometida a flexión.....	188
Gráfica 26. Factor de concentración de esfuerzos en cambio de sección sometida a torsión.....	188
Gráfica 27. Factor de concentración de esfuerzos en chavetero.....	189

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Caja de cambios de dos ejes	14
Figura 2. Caja de cambios de tres ejes	15
Figura 3. Palanca selectora de cambio en H.....	15
Figura 4. Palanca selectora de cambio secuencial.....	16
Figura 5. Red Bull's RB15	17
Figura 6. Chevrolet Camaro ZL1- Daniel Hemric	17
Figura 7. Toyota Gazoo Racing LMP1- Fernando Alonso	18
Figura 8. Porsche 911 RSR LMGTE- Egidio Perfetti.....	18
Figura 9. Renault Twingo R1.....	19
Figura 10. Peugeot 208 VTI R2- Cedric Cardi.	19
Figura 11. Citroen DS3 R3- Andrea Coti Zelati	20
Figura 12. Mitsubishi Lancer EVO X R4- Cristian García.....	20
Figura 13. Skoda Fabia R5- Rhys Yates	21
Figura 14. Hyundai i20 WRC- Thierry Neuville	21
Figura 15. Abarth 124 RGT- Enrico Brazzoli.....	22
Figura 16. Cronograma	23
Figura 17. Diagrama de velocidades de la caja de cambios.....	29
Figura 18. Fuerzas debidas a la pendiente.....	32
Figura 19. Esquema de una caja de cambios de dos ejes	35
Figura 20. Disposición de los engranajes sobre los ejes.	51
Figura 21. Sincronizador de cono múltiple.	52
Figura 22. Sincronizador con garras de engrane	53
Figura 23. Fuerzas que actúan sobre el eje primario.....	55
Figura 24. Fuerzas que actúan sobre el eje secundario.	56
Figura 25. Fuerzas que actúan sobre el eje de entrada.	57
Figura 26. Parámetros que afectan a K_t en cambio de sección.	71
Figura 27. Parámetros que afectan a K_t en chaveteros.	72
Figura 28. Concentración de fuerzas en eje estriado.....	72
Figura 29. Esbozo del eje primario.	76
Figura 30. Esbozo del eje secundario.....	76

Figura 31. Esbozo del eje de entrada.....	77
Figura 32. Esbozo caja de cambios.	80

1. INTERÉS.

1.1. Evolución de la caja de cambios.

La caja de cambios de un automóvil es un sistema mecánico que se acopla entre la salida del motor y la entrada del sistema de transmisión para, a partir de un mismo par y una misma velocidad de salida del cigüeñal, conseguir distintos pares y velocidades en las ruedas, generalmente velocidades menores y pares mayores [1].

La caja de cambios no es para nada un invento moderno, ya que en torno al año 1500 ya se había inventado un elemento cuya función principal era la misma que la de las cajas de cambios actuales. Este mecanismo fue creado por Leonardo Da Vinci, quien a partir de una pieza cilíndrica y otra cónica acopladas mediante una serie de engranajes consiguió la transmisión de la velocidad de entrada con diferentes reducciones a la salida.

Al inicio del siglo XX, Fred Lanchester diseñó una caja de cambios con engranajes epicicloidales que supuso un gran impulso en la industria de la automoción.

En cuestión de dos décadas ya había una gran variedad de mecanismos reductores de velocidad dentro de la industria. Henry Ford diseñó en 1920 un modelo T que disponía de dos velocidades y marcha atrás, y fue en 1928 cuando se implementó por primera vez una caja de cambios con un mecanismo preselector accionado con una palanca. Ésta se encontraba bajo el volante, y con ella el conductor del vehículo podía iniciar la marcha o aminorarla, pero eso sí, de una forma brusca. Para solucionar este problema se añadió un tercer pedal, el de embrague, que a partir de un sistema hidráulico ayudaba a que el engrane de las marchas se produjese de forma más suave. Este sistema fue creado por Walter Gordon Wilson y ha sido perfeccionado a lo largo de los años hasta llegar al cambio de marchas síncrono que conocemos hoy día [2].

1.2. Clasificación de las cajas de cambios.

En la actualidad, han surgido muchas variantes de este mecanismo, aunque más que la propia caja de cambios, lo que diferencia unas de otras es la forma en la que se accionan:

Encontramos manuales, automáticas y semiautomáticas.

En el grupo de las automáticas se engloban la caja de cambios automática epicicloidal con convertidor de par, la caja de cambios variable continua y las cajas de cambios manual robotizada de disco simple, manual robotizada de doble disco húmedo y de doble embrague seco.

La caja con convertidor de par está formada por un conjunto de piñones que constituyen un tren epicicloidal. A estos piñones les llega el movimiento generado por el motor a través de un convertidor de par compuesto por dos turbinas emplazadas en un alojamiento estanco lleno de aceite. Es el aceite el que transmite la potencia, evitándose así la fricción producida por el contacto de los elementos mecánicos.

Un distribuidor hidráulico dirigido por una centralita electrónica se encarga de gestionar el engrane de las distintas marchas.

La caja de cambios variable continua consiste en la conexión de dos poleas mediante una correa. Estas poleas poseen unos platos cónicos que se abren o cierran progresivamente posibilitando un número infinito de relaciones de velocidad, al contrario de como ocurre en el resto de cambios, que funcionan de forma escalonada.

Las cajas de cambios robotizadas son como una caja de cambios manual a la que se le añade un sistema formado por electroválvulas y una unidad de control electrónica que acciona el embrague y el selector del cambio.

El modelo más habitual es el de dos embragues, uno para las relaciones impares y otro para las pares. Este tipo de caja en un principio se implementó en coches de competición, ya que al tratarse de un conjunto de dos cajas en una, el cambio de marcha se produce más rápido. Mientras una de las cajas transmite potencia, la otra tiene preparada la siguiente marcha [3].

Dentro de las manuales se pueden diferenciar las de dos y tres ejes, y según la forma en que el usuario selecciona la velocidad, se distingue entre cambio en H o cambio secuencial. Además, existen cajas de cambios con engranajes rectos o helicoidales.

La caja de cambios de dos ejes en realidad consta de tres, solo que uno de ellos es el de la toma constante y no se tiene en cuenta a la hora de la definición de la caja:

El primer eje se denomina árbol intermedio o primario y está compuesto por una serie de piñones solidarios al eje, los cuales, están siempre engranados con los piñones del árbol secundario. Todos los engranajes de este eje giran a la misma velocidad.

El segundo eje se denomina árbol secundario, y lo conforman una serie de piñones que están continuamente engranados con los del árbol intermedio. Sin embargo, estos engranajes no van solidarios al eje, es por eso que se denominan piñones locos. Cuando se selecciona una marcha, se desplaza el cubo dentado correspondiente que bloqueará uno de estos piñones haciéndolo girar a la velocidad del eje, definiendo así la relación de transmisión resultante del engrane de este piñón con el homólogo en el árbol intermedio.



Figura 1. Caja de cambios de dos ejes. [25]

El tercer eje se corresponde con el de la toma constante, y suele estar situado a la entrada de la caja de cambios. En él se monta un piñón que está continuamente engranado con su homólogo en el eje primario y es el que transmite la potencia desde el eje de salida del motor a la caja de cambios.

En algunos casos, este eje se sitúa a la salida de la caja, con su piñón engranado con la rueda correspondiente del árbol secundario [4].

El cubo dentado no es más que una corona solidaria al eje que se desplaza longitudinalmente y cuya misión es acoplar el piñón loco al árbol.

La caja de cambios de tres ejes se diferencia de la anterior en que posee dos árboles secundarios, de forma que los piñones locos se pueden repartir en estos y reducir así la longitud total de la caja de cambios.



Figura 2. Caja de cambios de tres ejes. [4]

En cuanto a la clasificación según el sistema de mando:



Figura 3. Palanca selectora de cambio en H. [26]

El cambio en H es el habitual en los coches de calle, con el que teóricamente se puede seleccionar cualquier marcha en todo momento, indistintamente de la marcha que esté engranada. Teóricamente no porque no se pueda físicamente, sino porque saltos de varias marchas sin pasar por otras intermedias pueden provocar daños al sistema de transmisión, el embrague, etc [5].

A diferencia del anterior, el cambio secuencial obliga a engranar las marchas consecutivamente una detrás de otra y en orden, ya que el usuario únicamente mueve la palanca del cambio hacia delante o hacia atrás según desee reducir o ampliar la relación de velocidades. Este cambio es el habitual en las motocicletas [6].



Figura 4. Palanca selectora de cambio secuencial. [27]

En las imágenes se aprecia que la palanca del cambio en H está ensamblada mediante una rótula en su base que le permite moverse en todas direcciones dentro del patrón H. Sin embargo, la de cambio secuencial, gira en torno a un eje transversal que únicamente le permite el movimiento hacia delante y hacia atrás.

1.3. Las cajas de cambios en competición.

En el mundo de la competición se utilizan todas las variantes posibles de la caja de cambios, según los requerimientos de cada modalidad, con el fin de exprimir al máximo el rendimiento de los vehículos.

Dentro del automovilismo se diferencian infinidad de disciplinas:

La Fórmula 1 es quizás la más conocida debido a su retransmisión en la TV en los últimos años. Consiste en una carrera de monoplazas equipados con la tecnología más novedosa sobre un circuito cerrado de asfalto, donde el ganador es el piloto que antes pase por línea de meta tras haber completado un número de vueltas. Estos vehículos se caracterizan por tener una excelente aerodinámica que les ayuda, junto con un potente motor, a alcanzar velocidades superiores a los 300 Km/h manteniendo una gran estabilidad en las rectas y en los paso por curva.



Figura 5. Red Bull's RB15. [28]

La caja de cambios de los monoplazas consta de ocho marchas montadas en dos ejes, el primario y el secundario, mientras que el mecanismo de selección es de tipo secuencial mediante unas levas situadas en la parte posterior del volante. Para minimizar el tiempo empleado en cambiar de marcha consta de un sistema hidráulico controlado electrónicamente mediante el cual los engranajes son comandados de forma alterna para que en el mismo instante que se selecciona una marcha, la siguiente queda preparada para ser engranada en el momento en que el piloto lo desee. Estas características son cruciales para conseguir la máxima aceleración, uno de las prestaciones más importantes de estos vehículos [7].

La NASCAR es una competición estadounidense en la que los coches corren en una pista de asfalto que generalmente es ovalada. En sus inicios estos vehículos eran de fábrica, y actualmente, a pesar de tener preparativos para la competición, nada tienen que ver con los Fórmula 1 en lo que a tecnología se refiere. Montan motores de unos 700 CV y constan de una caja de cambios de cuatro marchas con cambio manual en H. Esta relación de marchas es relativamente larga, ya que no es la aceleración lo más importante, si no conseguir una velocidad elevada con la cuarta marcha que permita completar el óvalo lo más rápido posible un grandísimo número de vueltas, que suman un total de unas 500 millas de distancia [8].



Figura 6. Chevrolet Camaro ZL1- Daniel Hemric. [30]

En el Campeonato del Mundo de Resistencia (WEC) [9] se distinguen cuatro categorías, los LMP1 y LMP2, dos variantes de monoplazas, y los GTE Pro y GTE Am, variantes de deportivos. Se corre en un circuito cerrado de asfalto y se llevan a cabo una serie de relevos con un mismo coche entre los pilotos de un equipo, ganando la carrera el equipo que más distancia haya recorrido después de transcurrir un tiempo determinado.

Los primeros poseen unas características similares a los F1 en lo que a estética se refiere, sin embargo, las prestaciones de estos van encaminadas a conseguir el máximo rendimiento a largo plazo, ya que estas carreras suelen tener una duración de 6, 12 o 24 horas. Estos monoplazas constan de una caja de cambios de siete velocidades con un mecanismo de selección que puede ser secuencial o en H.



Figura 7. Toyota Gazoo Racing LMP1- Fernando Alonso. [31]

Los GTE son superdeportivos de fábrica a los que solo se les permite realizarle unas pocas modificaciones pero que en todo caso son aptos para su conducción en la vía pública. Cada fabricante puede por tanto hacer su vehículo con prestaciones totalmente diferentes al resto, eso sí, dentro de unas limitaciones en cuanto a cilindrada del motor, peso total del coche, e incluso la caja de cambios, la cual está limitada a un máximo de 6 velocidades.



Figura 8. Porsche 911 RSR LMGTE- Egidio Perfetti. [32]

El Campeonato del Mundo de Rally (WRC) [10] es una disciplina en la que las carreras discurren por carreteras y caminos de uso público que se cortan al tráfico para estos eventos. En estas carreras los pilotos salen de uno en uno para completar el tramo en el menor tiempo posible. La principal característica de esta competición es la infinidad de condiciones a las que se enfrentan los pilotos a lo largo del campeonato, carreteras asfaltadas, caminos de tierra, tanto en climas desérticos como lluviosos o incluso con nieve y hielo.

En el campeonato se diferencian distintas categorías, todas ellas con coches basados en vehículos de calle con modificaciones para su aptitud en el mundo de los rallys. A continuación se enumeran las categorías actuales con sus principales características [11][12]:

❖ **R1:**

Son los más parecidos a los coches de calle, ya que sólo han sufrido ciertas modificaciones para el aumento de la seguridad de los participantes. Se les ha instalado barra antivuelco y jaula de seguridad, y se le han realizado algunos ajustes en suspensión y neumáticos.



Figura 9. Renault Twingo R1. [33]

❖ **R2:**

Al igual que los R1, este grupo tampoco ha sufrido apenas cambios con respecto a los coches originales. En esta categoría se admiten motores atmosféricos de hasta 2000cc que desarrollan una potencia de hasta 180 CV. Al igual que los R1, mantienen el cambio manual con selección en H.



Figura 10. Peugeot 208 VTI R2- Cedric Cardi. [34]

❖ R3:

Los vehículos siguen siendo de tracción a un único eje, delantero o trasero, y la cilindrada máxima permitida para su motor depende de si es atmosférico, sobrealimentado o turboalimentado. Esta categoría destaca porque a pesar de la gran competitividad de estos coches, siguen teniendo un precio relativamente bajo, actualmente unos 80000 euros.



Figura 11. Citroen DS3 R3- Andrea Coti Zelati. [35]

❖ R4:

Esta categoría es una derivada del conocido como grupo N instaurado en los rallies hasta hace unos pocos años y admite cambios en el chasis, tracción a las cuatro ruedas y motores turboalimentados con potencias cercanas a los 300 CV. Hay vehículos tanto con cambio en H como con cambio secuencial. A pesar de sus grandes prestaciones, se han diferenciado de sus hermanos mayores los R5 ya que siguen siendo vehículos con un gran número de componentes de fábrica.



Figura 12. Mitsubishi Lancer EVO X R4- Cristian García. [36]

❖ R5:

Esta categoría es la más joven en el mundial de rallys, se creó para dar ciertas posibilidades a equipos privados de competir a un alto nivel con unos vehículos que no se diferenciases tanto de los de los equipos oficiales de las grandes marcas. Su diferencia con estos últimos es de unos 20 CV, montando un motor de cuatro cilindros turboalimentado con 1600 cc y 280 CV de potencia. Tienen tracción integral y cambio secuencial, que les da una gran agilidad y aceleración, además de contar con variaciones en la carrocería para mejorar la aerodinámica.



Figura 13. Skoda Fabia R5- Rhys Yates [37]

❖ WRC:

Actualmente, la categoría reina del mundial de rallys está constituida por cuatro equipos oficiales con coches desarrollados por el propio fabricante. Esta competición sirve como escaparate a la hora de demostrar las prestaciones y fiabilidad de los vehículos fabricados por cada casa, aunque las variaciones con respecto a los de calle son enormes. Cuentan con un motor turboalimentado de 300 CV y 1600 cc que transmite su potencia a las cuatro ruedas. Su cambio es secuencial, en este caso con selección mediante levas en el volante para minimizar la pérdida de tiempo a la hora de engranar las marchas.



Figura 14. Hyundai i20 WRC- Thierry Neuville. [13]

❖ RGT:

Por último, y en una dirección distinta a esta cadena ascendente en cuanto a prestaciones, se encuentra la clase RGT, formada por vehículos con líneas más deportivas y sin límites en cuanto a motor se refiere. Sin embargo cuentan con diversas restricciones en otros aspectos para evitar que sean competidores serios de los WRC.



Figura 15. Abarth 124 RGT- Enrico Brazzoli. [38]

Como se ha podido ver, la variedad en cuanto a características es inmensa.

2. OBJETIVOS.

2.1. Objetivo principal.

El objetivo principal de este trabajo fin de grado es el diseño del mecanismo que conforma una caja de cambios secuencial. Objetivos secundarios, que se derivan del objetivo principal son:

- Análisis de las distintas soluciones constructivas utilizadas habitualmente en las cajas de cambios secuenciales.
- Estudio y selección de las relaciones de transmisión de las distintas marchas, número de marchas, así como el cálculo de la resistencia a la marcha del vehículo, par motor, etc.
- Selección de la mejor solución constructiva y diseño optimizado de los elementos que componen la caja de cambios.

2.2. Planteamiento del problema.

De todas las posibilidades constructivas habidas a la hora de diseñar una caja de cambios, se opta por la caja de cambios manual, más concretamente la de tipo secuencial. Queda aún determinar el número de ejes, el mecanismo de mando, el número de marchas y demás factores que definirán la caja.

Con el fin de ir definiendo el problema, se ha escogido la modalidad de los rallys. Dentro de esta, se observa que, excepto las categorías más pequeñas que montan una caja de cambios manual con selección en H, el resto incorporan cambio secuencial que puede ser mediante palanca o mediante levas dependiendo del fabricante y del equipo.

El estudio se centrará en el diseño de una caja de cambios para un vehículo de la categoría R5, ya que sin llegar a ser un bólido de altas prestaciones como los son los WRC, será muy exigente debido a las condiciones extremas en las que se desarrollan este tipo de carreras.

2.3. Fases de realización y cronograma.

A continuación se muestra el cronograma asociado a la realización del trabajo, dividido en las diferentes tareas llevadas a cabo durante las veinticinco semanas de duración que ha tenido su elaboración. Estimando una media de doce horas de trabajo por semana, suman las trescientas horas que vienen estipuladas por la guía docente de la asignatura Trabajo Fin de Estudios.

Semanas \ Tareas	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
1	■	■	■																						
2			■	■	■																				
3					■	■	■	■																	
4							■	■	■																
5									■	■	■	■													
6											■	■	■	■											
7														■	■	■	■	■							
8																			■	■	■				
9																				■	■	■	■		
10																					■	■	■	■	■
11																								■	■

Figura 16. Cronograma

Las tareas en que se ha dividido el cronograma son las siguientes:

1. Recopilación de información sobre funcionamiento y tipos de cajas de cambios.
2. Recopilación de información acerca de los vehículos en la competición.
3. Estudio de normativa y especificaciones técnicas.
4. Elaboración de objetivos.
5. Planteamiento del diseño de los engranajes.
6. Diseño cinemático de los engranajes.
7. Dimensionado de los engranajes.
8. Planteamiento del diseño de los ejes.
9. Dimensionado de los ejes.
10. Resultados.
11. Conclusiones.

2.4. Competencias

La elaboración de este proyecto conlleva la adquisición y aplicación de diversas competencias. A continuación, se enumeran dichas competencias conforme a su carácter, desde las más generales a las más específicas.

En primer lugar, se encuentran las competencias básicas aprobadas por el Real Decreto 1393/2007, de 29 de octubre, relacionadas con las enseñanzas universitarias oficiales en España:

- **RD1.** Poseer y comprender conocimientos: el hecho de realizar este trabajo demuestra posesión de conocimientos diversos pertenecientes, principalmente a la rama Mecánica, aunque también la Física, Matemáticas o Informática.

- **RD2.** Aplicación de conocimientos: cabe destacar la utilización de las aptitudes obtenidas tanto en Teoría de Mecanismos como en Cálculo de Máquinas, ya que todo el proceso de cálculo se basa en estas especialidades.
- **RD3.** Capacidad de emitir juicios: dentro del diseño de máquinas, existen numerosas formas de encontrar una solución a un mismo problema. Es de gran importancia decantarse por la solución más efectiva para el problema específico que se nos presenta.
- **RD4.** Capacidad de comunicar y aptitud social: la comunicación con los tutores, así como la misma defensa de este trabajo, demuestra la aptitud para exponer tanto el problema como su solución, de manera que cualquier persona que no haya formado parte del estudio y la elaboración del trabajo, tenga una idea clara de los objetivos y resultados obtenidos.
- **RD5.** Habilidad para el aprendizaje: una parte de los conocimientos necesarios han sido adquiridos durante la realización del trabajo. Como por ejemplo el cálculo de engranajes mediante un procedimiento diferente al aplicado en las asignaturas cursadas.

Después están las competencias transversales propias de la Universidad de Almería, aprobadas en Consejo de Gobierno de 17 de junio de 2008:

- **UAL1.** Conocimientos básicos de la profesión: relacionados con el diseño de máquinas, más concretamente, cajas de cambios y otro tipo de reductoras, junto con lo que ello conlleva, engranajes, ejes, rodamientos, etc.
- **UAL2.** Habilidad en el uso de las TIC: dentro de estas tecnologías se encuentran el programa ofimático para redacción del documento, el programa de cálculo utilizado, así como el software de diseño asistido por ordenador para la generación de un modelo 3D y sus planos correspondientes, páginas web para búsqueda de bibliografía, entre otras.
- **UAL3.** Capacidad para resolver problemas: mencionado en la RD3. Durante el desarrollo del proyecto, ha habido una continua aparición de problemas y errores. Esto ha obligado a llevar a cabo un proceso iterativo de análisis y corrección hasta obtener unos resultados convincentes.
- **UAL4.** Comunicación oral y escrita en la propia lengua: un Trabajo de Fin de Grado es un documento formal, cuya elaboración requiere del uso correcto de la lengua propia. Está relacionada también con la RD4.
- **UAL5.** Capacidad de crítica y autocrítica: crítica, ya que se trata de un trabajo con infinidad de soluciones correctas pero que a juicio personal, unas pueden resultar más válidas que otras, y autocrítica, esencial para encontrar los defectos del trabajo propio para que puedan ser mejorados.
- **UAL7.** Conocimiento de una segunda lengua: una parte de la normativa referente a los vehículos de competición se encuentra redactada tanto en inglés como francés, por lo que ha sido necesario el conocimiento suficiente de estas lenguas para su correcta interpretación.
- **UAL9.** Capacidad para aprender a trabajar de forma autónoma: al igual que la RD5.

Por último, se encuentran las competencias específicas, relacionadas con el Grado. Entre ellas se encuentran:

- Competencias generales ordenadas por el BOE de Ingeniero Técnico Industrial.

- **CT3.** Conocimiento en materias básicas y tecnológicas, que les capacite para el aprendizaje de nuevos métodos y teorías, y les dote de versatilidad para adaptarse a nuevas situaciones: relacionada con las RD1, RD5, UAL1 y UAL9.
- **CT4.** Capacidad de resolver problemas con iniciativa, toma de decisiones, creatividad, razonamiento crítico y de comunicar y transmitir conocimientos, habilidades y destrezas en el campo de la Ingeniería Industrial: relacionada con las RD3, RD4, UAL3 y UAL5.
- **CT6.** Capacidad para el manejo de especificaciones, reglamentos y normas de obligado cumplimiento. Tanto referente a los vehículos, como al propio diseño de la caja de cambios.

➤ Competencias de formación básica.

- **CB1.** Capacidad para la resolución de los problemas matemáticos que puedan plantearse en la ingeniería. Aptitud para aplicar los conocimientos sobre: álgebra lineal; geometría; geometría diferencial; cálculo diferencial e integral; ecuaciones diferenciales y en derivadas parciales; métodos numéricos; algorítmica numérica; estadística y optimización: relacionada con las RD2 y UAL3, en especial, los problemas de geometría y cálculo derivado e integral.
- **CB2.** Comprensión y dominio de los conceptos básicos sobre las leyes generales de la mecánica, termodinámica, campos y ondas y electromagnetismo y su aplicación para la resolución de problemas propios de la ingeniería: en relación con las RD2 y UAL3, a destacar los conceptos de mecánica tales como coordenadas generalizadas, aceleraciones, fuerzas, momentos o inercias, para la resolución de problemas como la cinemática o dinámica de los cuerpos.
- **CB3.** Conocimientos básicos sobre el uso y programación de los ordenadores, sistemas operativos, bases de datos y programas informáticos con aplicación en ingeniería: relacionada con la UAL2. Se puede destacar el uso del programa Microsoft Excel para el cálculo y de Solidwork para la creación del modelo 3D y generación de planos.
- **CB5.** Capacidad de visión espacial y conocimiento de las técnicas de representación gráfica, tanto por métodos tradicionales de geometría métrica y geometría descriptiva, como mediante las aplicaciones de diseño asistido por ordenador.

➤ Competencias comunes de la rama Industrial.

- **CR17.** Conocimiento de los principios de teoría de máquinas y mecanismos: fundamentales el diseño cinemático y dinámico de la caja de cambios.
- **CR18.** Conocimiento y utilización de los principios de la resistencia de materiales. Especialmente para la creación de los diagramas de cuerpo libre y aplicación de ecuaciones de la estática para el cálculo de engranajes y ejes.

➤ Competencias específicas de la rama mecánica.

- **CTEM2.** Conocimientos y capacidades para el cálculo, diseño y ensayo de máquinas.
- **CTEM7.** Conocimientos y capacidades para la aplicación de la ingeniería de materiales.

3. NORMATIVA Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.

Antes de nada se deben ver las restricciones que se tienen según la normativa vigente. Esta competición está regulada por la FIA, siglas de Federation Internationale de l'Automobile, y en España, por la Real Federación Española de Automovilismo (RFEA).

La normativa de la categoría R5 la encontramos en el Artículo 261 del Apéndice J del Código Deportivo Internacional [13] [14].

3.1. Normativa aplicada a la caja de cambios.

Dentro de este artículo, en el apartado 600-0 se encuentra el sistema de transmisión, y más concretamente, en el apartado 603 todo lo referente a la caja de cambios.

En dicho apartado aparecen algunas de las condiciones que la caja de cambios debe cumplir:

- Debe ser de tipo secuencial.
- Como máximo puede tener cinco marchas más la marcha atrás.
- Puede haber como máximo dos sets de relaciones distintos. (Esto es para permitir variar de un set a otro dependiendo de las características del tramo en el que se vaya a disputar la prueba. En nuestro caso sólo diseñaremos uno de estos sets).
- Precio máximo de la caja de cambios + diferencial + dispositivos de enfriamiento + sistema de desbloqueo delantero/trasero.
- Lubricación.

Por otra parte, dentro de la norma 190702 (Regulaciones Deportivas Regionales de Rally), en el apartado 63 (Componentes mecánicos), subapartado 63.3 (Transmisión), aparece una serie de aspectos a tener en cuenta:

- Para cada coche de la categoría principal del campeonato puede utilizarse una caja de cambios y un diferencial de repuesto en cada rally, quedando a discreción de los organizadores la aplicación de esta norma para el resto de coches.
- Las cajas de cambios y diferenciales podrán cambiarse en cualquier parque de servicios, siempre que los organizadores hayan sido informados de antemano de la intención de hacerlo.
- Si los sellos y las marcas de una caja de cambios o diferencial desmontados permanecen intactos, las piezas de los mismos pueden ser reutilizadas en el mismo coche.

3.2. Normativa aplicada a la palanca del cambio.

- La posición de la palanca de cambios debe ser en el suelo o en la columna de dirección y debe ser ajustable.
- En caso de acoplarse a la columna de dirección, el engrane entre palanca y caja de cambios no debe ser rígido.
- Los cambios de marchas deben efectuarse mecánicamente.

3.3. Normativa aplicada a las ruedas.

El cálculo de los engranajes se realizará a partir de las velocidades de entrada y salida. Para poder definir una velocidad de salida se necesita saber la reducción de velocidad que se produce en el diferencial, situado entre la caja de cambios y el eje de las ruedas, y el diámetro de estas, con lo que se calculará la velocidad de desplazamiento del vehículo.

Dentro del apartado 800-a0 "Running Gear", en el subapartado 801-a0 se encuentra todo lo referente a las ruedas: Material y dimensiones de las llantas, peso mínimo de las mismas, características de los neumáticos y dimensiones del conjunto de la rueda.

Únicamente es objeto de interés el diámetro exterior del conjunto, el cual está limitado a un máximo de 650 mm.

3.4. Especificaciones técnicas del vehículo.

Para poder definir el problema se debe tener una serie de referencias en lo que a motor y demás prestaciones del vehículo se refiere. Se toman como datos de inicio los de un coche que actualmente está participando en esta competición, y por tanto, se sabe que cumple con la normativa vigente para la categoría R5. El Volkswagen Polo GTI R5, actualmente a la venta, y cuyas principales características vienen dadas en la página oficial de Volkswagen Motorsports [15].

Los datos son:

- Potencia máxima: 272 CV a 5500 rpm
- Par máximo: 400 N·m a 4.000 rpm
- Aceleración: 0 a 100 km/h en 4,1 s
- Velocidad Máxima: 200 km/h
- Masa: 1230 kg
- Tracción: 4x4
- Longitud: 4067 mm
- Anchura: 1942 mm
- Altura: 1372 mm
- Coeficiente aerodinámico: 0,3

Estos datos serán necesarios para el cálculo de todos los parámetros a tener en cuenta en el diseño de la caja de cambios.

4. DISEÑO CINEMÁTICO DE LA CAJA DE CAMBIOS.

4.1. Descripción del proceso de diseño.

En primer lugar se calculará la relación de transmisión del diferencial, para, una vez conocidos los datos de velocidad del vehículo y esta relación, determinar el índice de reducción de cada una de las marchas.

Por otra parte, se han de calcular las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, las cuales deberán ser superadas para conseguir el avance del mismo.

A continuación se verificará si el par transmitido a las ruedas en cada una de las marchas supera el par resistente debido a las fuerzas mencionadas anteriormente.

4.2. Cálculo de la relación del diferencial.

La relación del diferencial es el cociente entre la velocidad de salida de la caja de cambios y la velocidad de giro de las ruedas. Se tienen datos de la potencia máxima entregada por el motor a un número de revoluciones también conocido, y además se sabe que la velocidad máxima del vehículo se alcanzará cuando su motor nos entregue dicha potencia con la marcha más larga engranada. Por tanto, la relación del diferencial resulta de dividir la velocidad de entrada a la caja de cambios para la máxima potencia, dividido entre la relación de transmisión de la quinta velocidad y entre la velocidad de giro de las ruedas [16].

$$r_d = \frac{n_{maxpot}}{r_5 \cdot n_r}$$

$$n_r = \frac{v_{max} \cdot 60}{\pi \cdot D_{rueda}}$$

D_{rueda}• Diámetro de la rueda.

v_{max}• Velocidad máxima del vehículo

n_r• Velocidad angular de las ruedas.

r₅• Relación de velocidades de la quinta marcha.

n_{maxpot}• Revoluciones por minuto del motor cuando entrega la máxima potencia.

r_d• Relación del diferencial.

$$n_r = \frac{200 \frac{km}{h} \cdot 1000 \frac{m}{km} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 60}{\pi \cdot 0,65 m} = 1632,358 rpm$$

Suponiendo una relación directa para la quinta marcha ($r_5=1$):

$$r_d = \frac{5500 rpm}{1 \cdot 1632,358 rpm} = 3,369$$

4.3. Cálculo de la relación de cada marcha.

Las relaciones de velocidades en una caja de cambios deben seguir una progresión geométrica definida por el cociente entre n (número máximo de revoluciones del motor) y n' (número mínimo de revoluciones del motor para régimen estable). Esto permite sacar el máximo rendimiento al motor [17].

Para los datos de partida $n=5500$ rpm.

El valor de n' viene dado por la velocidad de giro del motor cuando éste entrega el par máximo, en este caso a 4000 rpm, que además coincidirá con la velocidad mínima de trabajo en régimen estable, ya que el par transmitido es inversamente proporcional a la velocidad de giro.

$$\frac{n}{n'} = \frac{5500}{4000} = 1,375$$

Ahora se puede calcular la velocidad máxima del vehículo con cada una de las marchas engranada.

$$V_5 = 200 \text{ km/h}$$

$$V_4 = V_5 \cdot \frac{n'}{n} = 145,454 \text{ km/h}$$

$$V_3 = V_4 \cdot \frac{n'}{n} = 105,785 \text{ km/h}$$

$$V_2 = V_3 \cdot \frac{n'}{n} = 76,934 \text{ km/h}$$

$$V_1 = V_2 \cdot \frac{n'}{n} = 55,952 \text{ km/h}$$

También se debe calcular la marcha atrás, para la cual se supone una velocidad máxima de:

$$V_{ma} = 50 \text{ km/h.}$$

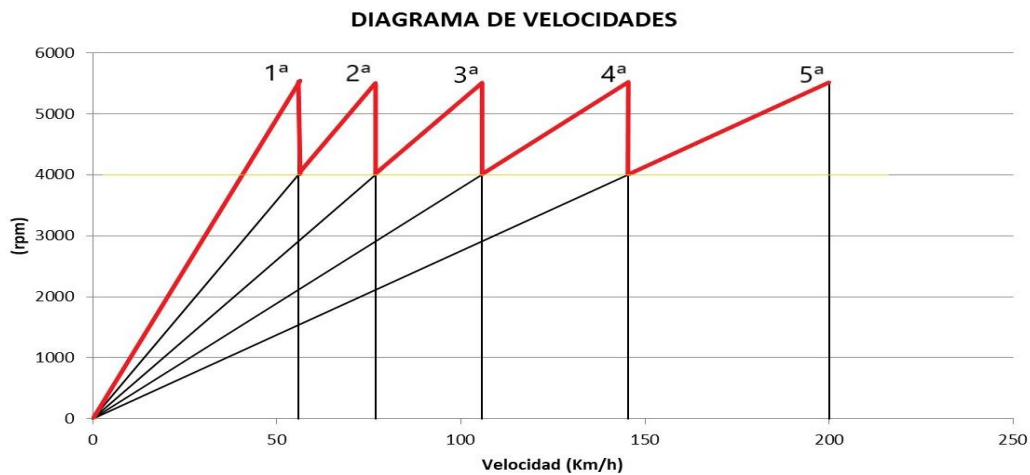


Figura 17. Diagrama de velocidades de la caja de cambios.

A continuación se calcula la velocidad de salida de la caja de cambios multiplicando la velocidad de giro de las ruedas por la relación del diferencial para cada marcha, para posteriormente, determinar la relación de velocidades de las mismas.

$$n_s = n_r \cdot r_d$$

$$n_{s5} = n_{r5} \cdot r_d = \frac{200 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{m}}{\text{km}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot 60}{\pi \cdot 0,65\text{m}} \cdot 3,37 = 5500 \text{ rpm}$$

$$n_{s4} = n_{r4} \cdot r_d = \frac{145,45 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{m}}{\text{km}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot 60}{\pi \cdot 0,65\text{m}} \cdot 3,37 = 4000 \text{ rpm}$$

$$n_{s3} = n_{r3} \cdot r_d = \frac{105,79 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot 1.000 \frac{\text{m}}{\text{km}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot 60}{\pi \cdot 0,65\text{m}} \cdot 3,37 = 2910 \text{ rpm}$$

$$n_{s2} = n_{r2} \cdot r_d = \frac{76,93 \frac{km}{h} \cdot 1000 \frac{m}{km} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 60}{\pi \cdot 0,65m} \cdot 3,37 = \mathbf{2116 rpm}$$

$$n_{s1} = n_{r1} \cdot r_d = \frac{55,95 \frac{km}{h} \cdot 1000 \frac{m}{km} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 60}{\pi \cdot 0,65m} \cdot 3,37 = \mathbf{1539 rpm}$$

$$n_{sma} = n_{rma} \cdot r_d = \frac{50 \frac{km}{h} \cdot 1000 \frac{m}{km} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 60}{\pi \cdot 0,65m} \cdot 3,37 = \mathbf{1250 rpm}$$

La relación de transmisión de cada marcha será el resultado de dividir la velocidad de entrada entre la de salida.

$$r = \frac{n_e}{n_s}$$

$$r_5 = \frac{5500}{5500} = \mathbf{1,000}$$

$$r_2 = \frac{5500}{2116} = \mathbf{2,600}$$

$$r_4 = \frac{5500}{4000} = \mathbf{1,375}$$

$$r_1 = \frac{5500}{1539} = \mathbf{3,574}$$

$$r_3 = \frac{5500}{2910} = \mathbf{1,890}$$

$$r_{ma} = \frac{5500}{1250} = \mathbf{4,400}$$

4.4. Cálculo de fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo.

Para que el vehículo logre moverse y lo haga de la forma en la que se ha diseñado, se deben superar una serie de fuerzas que se oponen al movimiento del mismo. Se diferencian las siguientes:

- La resistencia de rodadura, que depende del pavimento y los neumáticos.
- La resistencia del aire, que depende de la velocidad del vehículo y de la aerodinámica del mismo.
- La resistencia debida a la pendiente, que depende de la inclinación del suelo, del peso del vehículo, etc.
- La inercia debida a las aceleraciones y desaceleraciones del vehículo.

4.4.1. Cálculo de la resistencia por rodadura.

La resistencia por rodadura se debe a que cuando un cuerpo rueda sobre otro, y alguno de ellos no es rígido, se produce una deformación de este tal que haya un área de contacto entre ambos en la que la presión disminuye hasta alcanzar un equilibrio elastostático.

Esta fuerza se opone al movimiento del vehículo al dificultar que el neumático ruede de forma perfecta por efecto de la plasticidad del mismo. A causa del aplastamiento que se produce en la huella, durante la rotación de la rueda, la cintura, la banda de rodadura y los flancos se hallan sometidos a deformaciones que absorben cierto trabajo por histéresis [18].

Se calcula como el producto del peso de vehículo por el coeficiente de rodadura. En este caso, el vehículo tiene una masa de 1230 kg en vacío, puesto que se trata de un vehículo de competición, únicamente se le sumarán otros 200 kg debidos al piloto y el copiloto.

A diferencia del coeficiente de rozamiento, cuanto mayor es la adherencia, menor es el coeficiente de rodadura. Esto significa que se producirá menos deslizamiento y por tanto la fuerza necesaria para el avance del vehículo será menor.

El coeficiente de rodadura depende de la superficie sobre la que se desplaza el vehículo, y varía desde 0,01 (asfalto en buen estado) hasta 0,11 (nieve) aproximadamente. Se toma un valor medio de 0,07, equivalente a una superficie de grava o barro [23].

$$F_{rod} = m_v \cdot g \cdot \mu_r = (1230 + 200)kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,07 = \mathbf{981,981 N}$$

4.4.2. Cálculo de la resistencia del aire.

La resistencia aerodinámica se produce por el rozamiento que existe entre las capas fluidas del aire que se desplazan entre si al entrar en contacto con el vehículo [16].

La ecuación que define este parámetro es:

$$F_{ra} = v_{max}^2 \cdot \rho_a \cdot S_e$$

Donde:

v_{max} es la velocidad máxima del vehículo en m/s. (200 km/h)

ρ_a es la densidad del aire. (1,2 kg/m³)

S_e es la sección efectiva del vehículo, que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$S_e = S_v \cdot c_x$$

Donde:

S_v es la sección del vehículo.

c_x es el coeficiente aerodinámico del vehículo. (0,3)

La sección del vehículo se calcula como ancho por alto. Para los datos de partida:

$$S_v = 1,942 m \cdot 1,372 m = 2,664 m^2$$

$$S_e = 2,664 m^2 \cdot 0,3 = 0,799 m^2$$

La velocidad máxima en m/s es:

$$200 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000m}{1Km} \cdot \frac{1h}{3600s} = 55,556 m/s$$

$$F_{ra} = (55,556 m/s)^2 \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,799 m^2 = \mathbf{2960,471 N}$$

4.4.3. Cálculo de la resistencia debida a la pendiente.

Cuando el vehículo se dispone a ascender por una pendiente debe superar una fuerza que es directamente proporcional a su masa y al grado de inclinación de la rampa, expresado en tanto por 1 [4].

Se supone una pendiente máxima a superar del 40%, lo que significa que por cada 10 m que se avanza en la horizontal, se ascienden 4 m en la vertical.

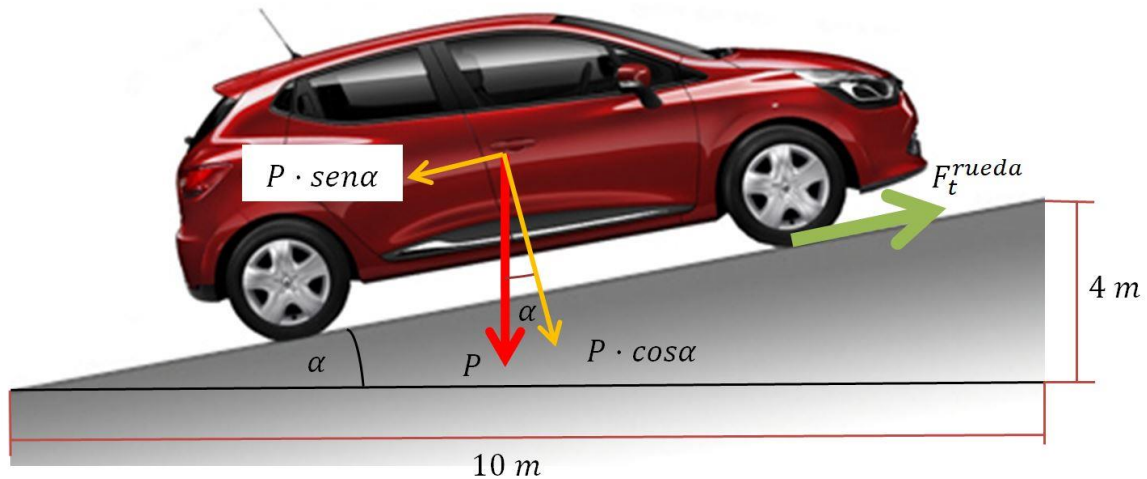


Figura 18. Fuerzas debidas a la pendiente.

$$\text{Pendiente } 40\% \rightarrow \alpha = \arctg\left(\frac{4}{10}\right) = 21,8^\circ$$

$$F_{pend} = m_v \cdot g \cdot \text{sen}\alpha = (1230 + 200)kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,37 = 5190,471 N$$

4.4.4. Cálculo de la resistencia debida a la inercia.

La resistencia debida a la inercia se produce cuando se pretende cambiar un cuerpo de su estado de movimiento, tanto si se quiere frenar como si se desea acelerar. Es decir el vehículo permanecerá en su estado inicial si no se le aplica una fuerza que lo evite [16].

Para el caso de un vehículo, cuando se desea aumentar la velocidad, la inercia opone resistencia a dicha aceleración ya que el cuerpo tiende a continuar con la velocidad que tenía. Dicha oposición alcanza su punto máximo cuando se desea emprender la marcha, desde una velocidad igual a cero.

Para calcularla se multiplica la masa del vehículo por la aceleración a la que es sometido en m/s^2 .

Se tiene como dato que la aceleración del vehículo es que pasa de 0 a 100 Km/h en 4,1 segundos.

$$100 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000m}{1Km} \cdot \frac{1h}{3600s} = 27,778 m/s$$

De la expresión:

$$v_f = v_i + a \cdot t$$

$$a = \frac{v_f - v_i}{t} = \frac{(27,778 - 0)m/s}{4,1s} = 6,775 \text{ m/s}^2$$

$$F_i = m_v \cdot a = (1230 + 200)kg \cdot 6,775 \frac{m}{s^2} = \mathbf{9688,250 N}$$

4.5. Verificación de la relación de velocidad de las marchas.

Para comprobar que las relaciones calculadas son aptas para el correcto funcionamiento de la caja de cambios se deben comparar las fuerzas generadas por el conjunto con las fuerzas resistentes que actúan sobre el vehículo y que se oponen al movimiento del mismo. Si el par transmitido a las ruedas es mayor que el par resistente que actúa sobre ellas, la relación de transmisión será válida [4].

Realizaremos el cálculo para la primera y la quinta marcha, ya que las resistencias debida a la inercia y aerodinámica son máximas para cada una de ellas respectivamente.

Para la primera velocidad no se tendrá en cuenta la resistencia aerodinámica ya que la velocidad del vehículo es muy pequeña.

$$F_r = F_{rod} + F_{pend} + F_i = \mathbf{15860,800 N}$$

Cada una de estas fuerzas está repartida en las 4 ruedas, ya que nuestro vehículo posee tracción 4x4.

$$F_{rueda} = \frac{F_r}{4} = \mathbf{3965,200 N}$$

El par resistente en las ruedas es el resultado de multiplicar esta fuerza por la distancia al eje de giro, es decir el radio de la rueda.

El diámetro es un dato de inicio, con un valor de 650 mm.

$$T_r = F_{rueda} \cdot r_{rueda} = 3965,200 N \cdot 650mm \cdot \frac{1m}{1000mm} \cdot \frac{1}{2} = \mathbf{1288,690 Nm}$$

Se conoce el par máximo entregado por el motor (400 Nm a 4000 rpm). Con este dato se calcula el par transmitido a la rueda con la primera marcha engranada.

$$T_{rueda1} = T_m \cdot r_1 \cdot r_d = 400 Nm \cdot 3,574 \cdot 3,37 = \mathbf{4817,752 Nm}$$

$$T_{rueda} = 4817,752 Nm > 1288,69 Nm = T_r$$

La relación de la primera marcha es válida.

Para la quinta velocidad sí se tendrá en cuenta la resistencia aerodinámica, es aquí donde alcanza su valor máximo. Sin embargo, se despreciará la resistencia debida a la pendiente, ya que en el caso de que el vehículo afrontase una rampa, lo haría con una marcha más corta engranada.

$$F_r = F_{rod} + F_{ra} + F_i = \mathbf{13630,802 N}$$

El resto del procedimiento sería el mismo:

$$F_{rueda} = \frac{F_r}{4} = \mathbf{3407,700\ N}$$

$$T_r = F_{rueda} \cdot r_{rueda} = 3407,7\ N \cdot 650\text{mm} \cdot \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} \cdot \frac{1}{2} = \mathbf{1107,503\ Nm}$$

La relación de transmisión para la quinta velocidad es 1.

$$T_{rueda5} = T_m \cdot r_5 \cdot r_d = 400\ Nm \cdot 1 \cdot 3,37 = \mathbf{1.348\ Nm}$$

$$T_{rueda} = 1.348\ Nm > 1.107,503\ Nm = T_r$$

La relación de la quinta marcha es válida.

5. DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES.

5.1. Descripción del proceso de cálculo.

Una vez verificadas las relaciones de velocidad, se procederá a definir los parámetros de inicio para el cálculo de los engranajes. Entre estos parámetros se encuentran el número de dientes, el ángulo de presión, el ángulo de hélice o el ancho de cara.

Posteriormente se realizará el cálculo a flexión y a picadura de los dientes de los engranajes para validar dichos parámetros de inicio. En el caso de que los engranajes no cumplan las especificaciones habrá que redefinir estos datos iniciales hasta hallar una configuración que cumpla los requisitos establecidos por la norma.

5.2. Parámetros de inicio.

Cuando se han validado las relaciones de transmisión de las distintas marchas se prosigue con el cálculo del número de dientes que tendrán los piñones para conseguir dichas reducciones.

Antes de ello se debe tener en cuenta ciertas características que definen los engranajes de la caja de cambios, cuyas expresiones de cálculo vienen dadas en la norma UNE 18066:196, Engranajes. Rectos y helicoidales.

Los engranajes estarán montados sobre ejes paralelos. Más concretamente se diseñará la caja de cambios para una constitución de dos ejes.

Se deberá definir el módulo de los engranajes, que es la relación que existe entre el diámetro primitivo de la rueda y el número de dientes de la misma. Dos engranajes que engranen entre sí deben tener el mismo módulo.

Se deberá definir también el ángulo de hélice, que suele variar entre los 5° y los 30°, siendo este dependiente de la velocidad de trabajo del eje, ángulo mayor a más velocidad.

El diámetro primitivo de un engranaje es el diámetro de la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Las circunferencias primitivas de dos ruedas engranadas deben ser tangentes [19].

Al estar los pares de engranajes de cada marcha montados sobre los mismos ejes, la suma de los radios primitivos de cada par deberá ser igual para todas las marchas.

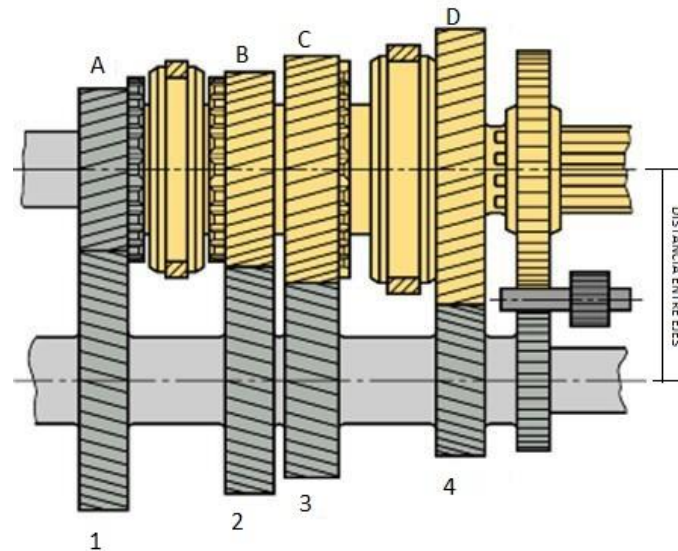


Figura 19. Esquema de una caja de cambios de dos ejes. [39]

En la figura se observa que se cumple la siguiente relación:

$$r_A + r_1 = r_B + r_2 = r_C + r_3 = r_D + r_4 = D_{ejes}$$

5.2.1. Número de dientes y ángulo de presión.

El número de dientes de un engranaje, definido por la letra Z, nunca debe ser menor que 18 cuando el ángulo de presión es 20° ni menor que 12 cuando el ángulo de presión es de 25°.

Para el caso estudiado se ha optado por la utilización de engranajes helicoidales, ya que al tener un contacto lineal entre dientes, se desgastarán en menor medida y tendrán capacidad para transmitir una mayor potencia. Además son más silenciosos, aunque al tratarse de un vehículo de competición el ruido no es un factor a tener en cuenta.

Aunque funcionalmente no es necesario, con este tipo de engranajes, si se desea asegurar con exactitud que la distancia entre ejes sea la misma para todos los pares, se deberán montar todos los engranajes con mismo módulo y mismo ángulo de hélice. Y se debe cumplir además, que la suma de los dientes del piñón y la corona de cada marcha sea la misma para todos los pares.

El resto de parámetros característicos se verán más adelante.

Por la propia constitución de la caja de dos ejes, existen dos engranajes que siempre estarán acoplados, toma constante, que son los que transmiten el giro desde el eje de entrada al árbol intermedio, también llamado eje primario. Se supone que esta transmisión tendrá una relación de 1:2. Es decir, el árbol intermedio girará a la mitad de velocidad que el eje de entrada.

Se opta por un ángulo de presión de $\phi = 20^\circ$ ya que en principio, no será necesario utilizar engranajes con un número de dientes muy pequeño. Excepto para la marcha atrás, que al necesitar una reducción más amplia, sí habrá que utilizar engranajes con un número pequeño de dientes. Para ese caso, el ángulo de presión será $\phi = 25^\circ$. Se supone un número de dientes dentro del intervalo

recomendado para el engranaje del eje de entrada, $Z_{ep}=18$ dientes, y para que se cumpla la relación definida, $Z_{ei}=36$ dientes.

Si sumamos todos los dientes nos da: $18+36=54$.

La nomenclatura utilizada será Z_1 para los engranajes del eje primario y $Z_{1'}$ para los engranajes del árbol secundario. Siendo "i" la marcha correspondiente a cada par de engranajes. La relación de transmisión final es el cociente entre el producto del número de dientes de los piñones de entrada y el producto del número de dientes de los de salida [20].

$$i_i = \frac{Z_{ep} \cdot Z_i}{Z_{ei} \cdot Z_{i'}}$$

Primera velocidad.

Se debe cumplir que:

$$i_1 = \frac{Z_{ep} \cdot Z_1}{Z_{ei} \cdot Z_{1'}} = \frac{1}{3,574}$$

$$\frac{18 \cdot Z_1}{36 \cdot Z_{1'}} = \frac{1}{3,574}$$

$$Z_{1'} = 1,787 \cdot Z_1$$

Puesto que el número de dientes es un número entero, se buscará una relación que cumpla esta ecuación o se aproxime a ella:

$$Z_1=20; Z_{1'}=34$$

$$\frac{18 \cdot 20}{36 \cdot 34} = \frac{1}{3,4}$$

$$20+34=54.$$

Segunda velocidad.

Se debe cumplir que:

$$i_1 = \frac{Z_{ep} \cdot Z_2}{Z_{ei} \cdot Z_{2'}} = \frac{1}{2,6}$$

$$\frac{18 \cdot Z_2}{36 \cdot Z_{2'}} = \frac{1}{2,6}$$

$$Z_{2'} = 1,3 \cdot Z_2$$

Puesto que el número de dientes es un número entero, se buscará una relación que cumpla esta ecuación o se aproxime a ella:

$$Z_2=24; Z_{2'}=30$$

$$\frac{18 \cdot 24}{36 \cdot 30} = \frac{1}{2,6}$$

$$24+30=54.$$

- **Tercera velocidad.**

Se debe cumplir que:

$$i_1 = \frac{Z_{ep} \cdot Z_3}{Z_{ei} \cdot Z_{3'}} = \frac{1}{1,89}$$

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{Z_3}{Z_{3'}} = \frac{1}{1,89}$$

$$Z_{3'} = 0,945 \cdot Z_3$$

Puesto que el número dientes es un número entero, se buscará una relación que cumpla esta ecuación o se aproxime a ella:

$$Z_3=28; Z_{3'}=26$$

$$28+26=54.$$

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{28}{26} = \frac{1}{1,89}$$

- **Cuarta velocidad.**

Se debe cumplir que:

$$i_1 = \frac{Z_{ep} \cdot Z_4}{Z_{ei} \cdot Z_{4'}} = \frac{1}{1,375}$$

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{Z_4}{Z_{4'}} = \frac{1}{1,375}$$

$$Z_{4'} = 0,6875 \cdot Z_4$$

Puesto que el número dientes es un número entero, se buscará una relación que cumpla esta ecuación o se aproxime a ella:

$$Z_4=32; Z_{4'}=22$$

$$32+22=54.$$

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{32}{22} = \frac{1}{1,375}$$

- **Quinta velocidad.**

Se debe cumplir que:

$$i_1 = \frac{Z_{ep} \cdot Z_5}{Z_{ei} \cdot Z_{5'}} = \frac{1}{1}$$

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{Z_5}{Z_{5'}} = \frac{1}{1}$$

$$Z_{5'} = 0,5 \cdot Z_5$$

Puesto que el número dientes es un número entero, se buscará una relación que cumpla esta ecuación o se aproxime a ella:

$$Z_5=18; Z_5'=36$$

$$18+36=54.$$

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{36}{18} = \frac{1}{1}$$

- **Marcha atrás.**

Hay que tener en cuenta que entre los engranajes del árbol intermedio y del árbol secundario se debe colocar un engranaje que invierta el sentido de giro del eje de salida. Sin embargo, la relación de transmisión no dependerá del número de dientes de este engranaje si no únicamente del de entrada y el de salida. Se escoge por ejemplo $Z_x=20$.

Se debe cumplir que:

$$i_1 = \frac{Z_{ep} \cdot Z_{ma}}{Z_{ei} \cdot Z_{ma'}} = \frac{1}{4}$$

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{Z_{ma}}{Z_{ma'}} = \frac{1}{4}$$

$$Z_{ma'} = 2 \cdot Z_{ma}$$

Puesto que el número dientes es un número entero, se buscará una relación que cumpla esta ecuación o se aproxime a ella:

$$Z_{ma}=16; Z_{ma'}=32$$

Para el caso de la marcha atrás no se debe cumplir que la suma de los dientes sea 54, sino que hay que asegurarse de que la suma de los radios sea menor que la distancia entre los ejes intermedio y secundario, para poder colocar el engranaje auxiliar.

$$\frac{18}{36} \cdot \frac{16}{32} = \frac{1}{4}$$

5.2.2. Módulo y ángulo de hélice de los engranajes.

El módulo de un engranaje es la relación que existe entre el diámetro de paso de la rueda y el número de dientes de la misma. Para el caso de los engranajes helicoidales se le añade a esta relación el coseno del ángulo de hélice quedando la siguiente expresión:

$$D_p = m \cdot \frac{Z}{\cos\beta}$$

Dentro de los módulos normalizados por la UNE 18005:1984 (Tabla 27) se puede seleccionar cualquiera de ellos. Teniendo en cuenta que el producto del este valor por el número de dientes da como resultado el diámetro de paso, se selecciona un módulo $m = 5 \text{ mm}$ para todos los engranajes, que nos dará unos valores razonables para los diámetros y por tanto para la distancia entre ejes,

entendiéndose como razonables que sean pequeños pero que no comprometan al buen funcionamiento de la caja de cambios.

Para el ángulo de hélice, se debe seleccionar un valor dentro del intervalo de 5°-30°, más cercano a los 30° ya que estos engranajes transmitirán grandes velocidades. Se busca un valor que junto con el módulo y el número de dientes de como resultado un diámetro de paso con un valor lo más exacto posible: $\beta = 24,62^\circ$, cuyo coseno es 0,909 y por tanto al hacer el cociente $\frac{1}{\cos\beta} = 1,1$; un factor que al ser multiplicado por el número de dientes y el módulo dará un valor exacto.

5.2.3. Ancho de cara de los engranajes.

El ancho de cara del diente es la longitud del engranaje medida a lo largo del eje sobre el que está montado. Se recomienda que $3P_c < b < 5P_c$.

Siendo P_c el paso circular del engranaje, cuya expresión de cálculo es la siguiente:

$$P_c = m \cdot \pi = 5 \cdot \pi = 15,708$$

Por tanto: $47,124 < b < 78,540$.

Sin embargo, este ancho de cara provocaría la necesidad un eje de una gran longitud que podría afectar negativamente al dimensionado y montaje del mismo. Por ello, se ha decidido tomar el valor de $b = 30 \text{ mm}$, que aligerará la caja de cambios y permitirá el montaje de un eje bastante más corto.

5.3. Validación de parámetros de inicio.

A continuación se procede a calcular las tensiones que se producen en la cara del diente de los engranajes para posteriormente compararlas con las tensiones admisibles de los mismos y así poder definir las dimensiones de las ruedas dentadas. Para el cálculo se llevará a cabo el método de la AGMA, que mediante gráficos y tablas obtenidas a partir de ensayos nos proporciona información sobre el diseño y análisis de engranajes [20]. Se realizarán los cálculos a flexión y a picadura superficial:

5.3.1. Cálculo a flexión.

La expresión de cálculo de la tensión debida a la flexión del diente es la siguiente:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial.

K_0 = Factor de sobrecarga.

K_v = Factor dinámico.

K_s = Factor de tamaño.

K_m = Factor de distribución de carga.

K_B = Factor de espesor del aro.

m = Módulo normal del engranaje.

b = Ancho de cara.

Y_J = Factor que depende de la geometría del diente.

Factor de sobrecarga K_0 .

Este factor tiene como finalidad tener en cuenta las situaciones en las que la fuerza tangencial es superior al valor calculado, debido a las variaciones en el par transmitido por ejemplo, en el momento del arranque del motor o en el instante justo en que se acopla el embrague. Se obtiene a partir de la Tabla 28:

Para el cálculo en cuestión se ha tomado un valor de $K_0 = 1,25$ ya que se supone que el movimiento principal es de impacto ligero debido a que se produce a través de una transmisión con embrague y que la carga impulsada es uniforme debido a la gran inercia que posee el vehículo. Este valor será el mismo para todos los engranajes.

Factor dinámico K_v .

Tiene en cuenta el aumento del esfuerzo resultante debido a la calidad del diente, la velocidad y la carga. La AGMA utiliza un número de exactitud de transmisión Q_v para describir la precisión con la que los perfiles de los dientes están espaciados a lo largo del círculo de paso. A partir de este número y la siguiente expresión se puede obtener el valor exacto del factor:

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

Donde V es la velocidad lineal en la circunferencia de paso del engranaje en (m/s) y donde A y B se calculan mediante las expresiones:

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

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

Q_v es un número que define la calidad según la AGMA, que para el caso de transmisión con engranajes debe tomar un valor entre 8 y 12. Se escoge un valor intermedio: $Q_v = 10$, a partir del cual se calculan A y B sustituyendo en las expresiones anteriores.

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = \mathbf{0,397}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = \mathbf{83,776}$$

El factor K_v será diferente para cada engranaje ya que depende de la velocidad del mismo.

Factor de tamaño K_s .

El factor de tamaño refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, debida al tamaño del diente, diámetro de la pieza, tratamiento térmico, ancho de cara, etc. Se puede considerar como el factor geométrico de Lewis incorporado en el factor de tamaño de Marin en fatiga. La AGMA sugiere como valor de este factor $K_s = 1$.

Factor de distribución de carga K_m .

Con este factor se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto. Se determina mediante la siguiente expresión:

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e)$$

Donde:

$C_{mc} = 1$, para dientes sin coronar.

$C_{mc} = 0,8$, para dientes coronados.

Se toma $C_{mc} = 0,8$.

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b \text{ para } 1 < b < 17 \text{ pulg.}$$

$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg.}$

$C_{pm} = 1$.

$$C_{ma} = A + B b + C b^2.$$

Donde los valores de A, B y C se obtienen de la Tabla 29:

Para unidades de precisión cerradas: $A=0,0675$, $B=0,0128$ y $C=-0,926 \cdot 10^{-4}$.

Con $b=1,181$ pulgadas, quedaría la expresión:

$$C_{ma} = 0,0675 + 0,0128 \cdot 1,181 + (-0,926 \cdot 10^{-4}) \cdot 1,181^2 = 0,082.$$

$C_e = 1$.

Puesto C_{pf} depende del diámetro de paso, K_m será distinto para cada engranaje.

Factor de espesor del aro K_B .

El espesor del aro es la distancia que hay desde la raíz del diente hasta el hueco de los engranajes que no tienen el alma maciza. Este factor tiene en cuenta las desventajas que este tipo de engranajes conllevan, que para el caso de estudio, al tratarse de engranajes con alma maciza tomará el valor de $K_B = 1$.

Factor que depende de la geometría del diente Y_J .

Este factor tiene como finalidad introducir en la tensión el efecto de la forma del diente, y se obtiene a partir del producto de un factor geométrico por un factor multiplicador, ambos

dependientes del número de dientes y del ángulo de hélice. Los valores de estos dos factores se obtienen a partir de Gráfica 21 y Gráfica 22, y claro está, serán distintos para cada engranaje:

La expresión de cálculo de la tensión admisible a flexión es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

S_t = Límite de resistencia a la flexión.

S_F = Coeficiente de seguridad.

Y_N = Factor de ciclos de esfuerzo de flexión.

K_T = Factor de temperatura.

K_R = Factor de confiabilidad.

Límite de resistencia a la flexión S_t .

El límite de esfuerzo a flexión que puede soportar el material que se va a utilizar para la fabricación de los engranajes se obtiene a partir de la Tabla 30:

Se desea utilizar un material resistente que asegure la durabilidad de los engranajes. Se ha optado por el Acero Nitruado, también conocido como Nitralloy (2,5% de cromo), de grado 3 para los engranajes de la marcha atrás y de la 5ª marcha, y de grado 2 para el resto de engranajes, ya que nos aportará una gran resistencia superficial, que para el caso estudiado, será el parámetro más restrictivo a la hora de determinar la vida útil de la caja de cambios.

El límite de resistencia a la flexión para engranes de Nitralloy. Se calcula a partir de las siguientes expresiones, facilitadas por la AGMA

$$S_t = 0,7255 HB + 153,63 MPa, \text{ para grado 2.}$$

$$S_t = 0,7255 HB + 201,91 MPa, \text{ para grado 3.}$$

Donde HB es la dureza Brinell del material. En la Tabla 30 se muestra la dureza Rockwell en escala 15 N, por tanto, se debe hallar su equivalencia en dureza Brinell:

Según la Tabla 31 la equivalencia de la dureza superficial 90R-15N es de aproximadamente 640 HB. Se sustituye en las expresiones anteriores y se obtiene:

$$S_t = 0,7255 \cdot 640 + 153,63 = \mathbf{617,950 MPa}, \text{ para grado 2.}$$

$$S_t = 0,7255 \cdot 640 + 201,91 = \mathbf{666,230 MPa}, \text{ para grado 3.}$$

Coeficiente de seguridad S_F .

Protege contra la falla por fatiga por flexión y se calcula como el cociente entre la tensión admisible y la tensión a la que está sometida la pieza. Se buscarán unas condiciones tales que: $S_F \geq 1,5$.

Factor de ciclos de esfuerzo de flexión Y_N .

Las tablas de parámetros suministradas por la AGMA se basan en ensayos donde se aplican 10^7 ciclos de esfuerzo. Si el número de ciclos al que se somete la pieza de cálculo es distinto, se deberá hacer una corrección mediante este factor.

Como se puede ver en la Gráfica 23, las expresiones que definen dicho factor dependen del número de ciclos de esfuerzo al que se somete el diente. Por tanto, se debe calcular el número de ciclos de esfuerzo para cada engranaje.

Se supone una vida útil de la caja de cambios de 1000 horas, de las cuales, cada una de las marchas estará engranada un porcentaje de ese tiempo. A continuación se presentan unas tablas donde aparece el número de ciclos calculado a partir de una distribución del tiempo de trabajo estimada.

Marcha	% tiempo	Horas	V _{máx} (km/h)	Ciclos
1ª	9	90	59	$1,485 \cdot 10^7$
2ª	17	170	80	$2,805 \cdot 10^7$
3ª	30	300	108	$4,950 \cdot 10^7$
4ª	30	300	145	$4,950 \cdot 10^7$
5ª	14	140	200	$2,310 \cdot 10^7$
Toma constante	100	1000	-	$1,650 \cdot 10^7$
Marcha atrás	-	10	50	$0,165 \cdot 10^7$

Tabla 1. Ciclos de esfuerzo en el eje primario.

Marcha	C. eje primario	Relación de transmisión	Ciclos eje secundario
1ª	$1,485 \cdot 10^7$	3,400	$0,874 \cdot 10^7$
2ª	$2,805 \cdot 10^7$	2,500	$2,244 \cdot 10^7$
3ª	$4,950 \cdot 10^7$	1,857	$5,331 \cdot 10^7$
4ª	$4,950 \cdot 10^7$	1,375	$7,200 \cdot 10^7$
5ª	$2,310 \cdot 10^7$	1,000	$4,620 \cdot 10^7$
Marcha atrás	$0,165 \cdot 10^7$	4,000	$0,083 \cdot 10^7$

Tabla 2. Ciclos de esfuerzo en el eje secundario.

Marcha	C. eje primario	Relación de transmisión	Ciclos eje entrada
Toma constante	$1,650 \cdot 10^7$	0,5	$3,300 \cdot 10^7$

Tabla 3. Ciclos de carga en el eje de entrada.

Marcha	C. eje primario	Relación de transmisión	Ciclos eje piñón inversor
Toma constante	$1,650 \cdot 10^7$	0,5	$1,320 \cdot 10^6$

Tabla 4. Ciclos de carga en el eje del piñón inversor de la marcha atrás.

Marcha	Z_i	Número de dientes	Ciclos por diente
1ª	Z_1	20	$0,743 \cdot 10^6$
	Z'_1	34	$0,257 \cdot 10^6$
2ª	Z_2	24	$1,169 \cdot 10^6$
	Z'_2	30	$0,748 \cdot 10^6$
3ª	Z_3	28	$1,768 \cdot 10^6$
	Z'_3	26	$2,050 \cdot 10^6$
4ª	Z_4	32	$1,547 \cdot 10^6$
	Z'_4	22	$3,273 \cdot 10^6$
5ª	Z_5	36	$0,642 \cdot 10^6$
	Z'_5	18	$2,567 \cdot 10^6$
Marcha atrás	Z_{ma}	16	$0,103 \cdot 10^6$
	Z'_{ma}	32	$0,026 \cdot 10^6$
	Z_x	20	$0,132 \cdot 10^6$
Toma constante	Z_e	18	$18,333 \cdot 10^6$
	Z'_e	36	$4,583 \cdot 10^6$

Tabla 5. Ciclos de carga en los dientes de cada engranaje.

$$Y_N = 1,3558 \cdot N^{-0,0178}$$

Factor de temperatura K_T .

Para engranajes cuya temperatura de trabajo es inferior a 120°C este factor toma un valor de 1. Si la temperatura es mayor hay que consultar las tablas suministradas por la AGMA. En el interior de las cajas de cambios, la temperatura de trabajo ronda los 80°C [21], por tanto, para el caso estudiado $K_T = 1$.

Factor de confiabilidad K_R .

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las resistencias dadas por la AGMA se basan en una confiabilidad de 99%. Para otras confiabilidades, la AGMA da una tabla a partir de la cual se puede extraer el factor. Se toma una confiabilidad del 99% lo que supone que $K_R = 1$.

5.3.2. Cálculo a picadura.

Se entiende por picadura como la deformación plástica que sufre la superficie del diente al someterse a un esfuerzo de contacto. Estas deformaciones dan lugar a pequeñas grietas que irán prolongándose hasta provocar el fallo de la pieza, de modo que, cuando dos superficies ruedan entre sí o se deslizan una contra otra, se producirá fallo por picadura al cabo de un número determinado de ciclos. Esto se conoce como fatiga superficial, y aunque es muy complicado determinar su funcionamiento exacto, sí se ha conseguido modelar de forma aproximada. [19]

La expresión de cálculo de la tensión debida a los esfuerzos de contacto en la superficie del diente es la siguiente:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

C_p = Coeficiente elástico.

F_t = Fuerza tangencial.

K_0 = Factor de sobrecarga.

K_v = Factor dinámico.

K_s = Factor de tamaño.

K_m = Factor de distribución de carga.

Z_R = Factor de condición superficial.

d_p = Diámetro de paso.

b = Ancho de cara.

I = Factor geométrico de resistencia a picadura.

Algunos de estos parámetros coinciden con los de la expresión del esfuerzo a flexión, por tanto sólo se han de calcular aquellos factores que aún se desconocen.

Coeficiente elástico C_p .

Este factor pretende combinar las propiedades de los materiales del piñón y la corona. La ecuación que lo define según la AGMA es la siguiente:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

ν_p = Coeficiente de Poisson del piñón.

ν_G = Coeficiente de Poisson de la corona.

E_p = Modulo de elasticidad del piñón.

E_G = Módulo de elasticidad de la corona.

El material de todos los engranajes es el mismo, acero al carbono. Consultando en la Tabla 32 se obtienen los siguientes valores:

La relación de Poisson es: $\nu_p = \nu_G = 0,292$.

El módulo de elasticidad es: $E_p = E_G = 207000 \text{ MPa}$.

Sustituyendo en la ecuación se obtiene el valor del coeficiente elástico:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0,292^2}{207000} + \frac{1 - 0,292^2}{207000} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} = 189,780$$

Factor de condición superficial Z_R .

El factor de condición superficial depende del acabado superficial, los esfuerzos residuales y los esfuerzos plásticos que provocan un endurecimiento por trabajo.

Las condiciones superficiales estándar de dientes de engranes aún no se han establecido, por tanto, cuando se sabe que puede haber algunos de estos efectos perjudiciales se sugiere que este factor tome un valor mayor a la unidad. Puesto que no existen referencias, se toma un valor totalmente aleatorio con el fin de tener en cuenta estos efectos adversos, $Z_R = 1,02$.

Factor geométrico de resistencia a picadura I .

El factor I de engranes helicoidales y rectos externos depende del ángulo de presión y del factor de repartición de la carga, entre otros parámetros. Su expresión de cálculo es la siguiente:

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Donde:

φ_t = Ángulo de presión transversal.

m_N = Relación de repartición de la carga.

m_G = Relación de velocidades.

El ángulo de presión transversal se calcula a partir del ángulo de presión normal y el ángulo de hélice mediante la expresión:

$$\varphi_t = \text{atan} \left(\frac{\tan(\beta)}{\cos(\varphi)} \right) = \text{atan} \left(\frac{\tan(24,62^\circ)}{\cos(20^\circ)} \right) = 26,00^\circ$$

Para la marcha atrás:

$$\varphi_t = \text{atan} \left(\frac{\tan(\beta)}{\cos(\varphi)} \right) = \text{atan} \left(\frac{\tan(24,62^\circ)}{\cos(25^\circ)} \right) = 26,82^\circ$$

La relación de repartición de carga para engranajes helicoidales se obtiene a partir del cociente entre el paso de base normal y la longitud de la línea de acción:

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z}$$

El paso de base normal p_N se calcula como el producto de paso circular por el coseno del ángulo de presión:

$$p_N = p_n \cdot \cos(\varphi) \cdot 25,4$$

Donde p_n se obtiene dividiendo el factor π entre el paso diametral del engranaje:

$$p_n = \frac{\pi}{P_n}$$

El paso diametral es el número de dientes que hay en una pulgada a lo largo de la longitud de la circunferencia de paso, por tanto, para hallar su valor, hay que dividir una pulgada (en mm) entre el largo del diente, es decir, el módulo:

$$P_n = \frac{25,4 \text{ mm/pulg}}{5 \text{ mm/diente}} = 5,080 \text{ dientes/pulg}$$

Sustituyendo en las ecuaciones anteriores:

$$p_n = \frac{\pi}{5,08} = 0,618 \text{ pulg/diente}$$

$$p_N = 0,618 \text{ pulg} \cdot \cos(20^\circ) \cdot 25,4 \text{ mm/pulg} = 14,761 \text{ mm}$$

Para la marcha atrás:

$$p_N = 0,618 \text{ pulg} \cdot \cos(25^\circ) \cdot 25,4 \text{ mm/pulg} = 14,236 \text{ mm}$$

Z es la longitud de la línea de acción en el plano transversal y se obtiene a partir de la expresión:

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \sin(\varphi_t)$$

Donde r_P y r_G son los radios de paso de los engranajes, y r_{bP} y r_{bG} los radios del círculo base. Este último se calcula multiplicado el radio de paso por el coseno del ángulo de presión transversal:

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

Y a es el addendum, cuyo valor se estimará según criterio propio ya que la AGMA no proporciona método de cálculo del mismo. Se opta por un valor de $a = 5\text{mm}$.

La relación de velocidades m_G es el resultado de dividir el diámetro de la corona entre el del piñón, o la misma operación pero con el número de dientes de los engranes:

$$m_G = \frac{Z_G}{Z_P} = \frac{d_G}{d_P}$$

La expresión de cálculo de la tensión admisible debida a picadura es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

S_C = Límite de resistencia a picadura.

Z_N = Factor de ciclos de esfuerzo de contacto.

C_H = Factor que relaciona la dureza con la resistencia a picadura.

S_H = Coeficiente de seguridad.

K_T = Factor de temperatura.

K_R = Factor de confiabilidad.

Límite de resistencia a picadura S_C .

Este parámetro viene determinado por el material, y su valor se puede extraer de la Tabla 33 con datos establecidos por la AGMA.

El límite de resistencia a fatiga es de 196000 psi para Nitralloy de grado 2 y 216000 psi para el de grado 3. Lo que en unidades del sistema internacional es:

Para los engranajes de la marcha atrás y 5ª marcha (Grado 3):

$$S_C = 1489,268 \text{ MPa}$$

Para el resto de engranajes (Grado 2):

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

Factor de ciclos de esfuerzo de contacto Z_N .

Las tablas de parámetros suministradas por la AGMA se basan en ensayos donde se aplican 10^7 ciclos de esfuerzo. Este factor tiene como finalidad modificar la resistencia de la pieza cuando la vida no sea de 10^7 ciclos.

En la Gráfica 21, se facilitan las expresiones de cálculo de este factor para vidas con distinto número de ciclos.

El valor de N es el mismo que para el cálculo de Y_N , que ya había sido definido anteriormente.

Marcha	Z_i	Número de dientes	Ciclos por diente
1ª	Z_1	20	$0,743 \cdot 10^6$
	Z'_1	34	$0,257 \cdot 10^6$
2ª	Z_2	24	$1,169 \cdot 10^6$
	Z'_2	30	$0,748 \cdot 10^6$
3ª	Z_3	28	$1,768 \cdot 10^6$
	Z'_3	26	$2,050 \cdot 10^6$
4ª	Z_4	32	$1,547 \cdot 10^6$
	Z'_4	22	$3,273 \cdot 10^6$
5ª	Z_5	36	$0,642 \cdot 10^6$
	Z'_5	18	$2,567 \cdot 10^6$
Marcha atrás	Z_{ma}	16	$0,103 \cdot 10^6$
	Z'_{ma}	32	$0,026 \cdot 10^6$
	Z_x	20	$0,132 \cdot 10^6$
Toma constante	Z_e	18	$18,333 \cdot 10^6$
	Z'_e	36	$4,583 \cdot 10^6$

Tabla 6. Ciclos de carga en los dientes de cada engranaje.

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

Factor que relaciona la dureza con la resistencia a picadura C_H .

Por lo general, el piñón tiene un número de dientes menor que la corona y por tanto sufre un mayor número de ciclos de esfuerzo de contacto. Si ambos se endurecen completamente, se obtiene una resistencia superficial uniforme si se hace el piñón más duro que la rueda. El objetivo de este factor consiste en ajustar las resistencias superficiales para este efecto. En el caso estudiado, al ser los engranajes del mismo material, tomo el valor de $C_H = 1$

Coefficiente de seguridad S_H .

Protege contra la falla por fatiga superficial y se calcula como el cociente entre la tensión admisible y la tensión a la que está sometida la pieza. Se buscarán unas condiciones tales que: $S_H \geq 1,5$.

Factor de temperatura K_T .

Coincide con el del cálculo a flexión. $K_T = 1$.

Factor de confiabilidad K_R .

Coincide con el del cálculo a flexión. $K_R = 1$.

5.3.3. Resultados obtenidos.

Se adjunta tabla con las dimensiones de cada engranaje y su coeficiente de seguridad frente a flexión (S_f) y a picadura (S_H):

	Z	D_p (mm)	S_f	S_H
Piñón 1ª	20	110	5,66	1,71
Piñón 2ª	24	132	7,01	1,90
Piñón 3ª	28	154	8,11	2,03
Piñón 4ª	32	176	9,56	2,13
Piñón 5ª	36	198	12,01	2,19
Piñón ma	16	88	4,96	1,50
Piñón tc	18	99	4,15	1,43
Corona 1ª	34	187	6,68	2,34
Corona 2ª	30	165	7,44	2,17
Corona 3ª	26	143	8,03	1,94
Corona 4ª	22	121	8,36	1,70
Corona 5ª	18	99	8,62	1,44
Corona ma	32	176	6,15	2,25
Corona tc	36	198	5,99	2,21
Piñón inversor	20	110	4,97	1,78

Tabla 7. Resultados obtenidos para el dimensionado de los engranajes.

6. DIMENSIONADO DE LOS EJES.

6.1. Descripción del proceso de cálculo.

Una vez se han dimensionado los engranajes, se procede con el cálculo de las medidas de los ejes. Habrá que determinar el tipo de sincronización de las marchas, el mecanismo de sujeción de los engranajes y su disposición a lo largo de los ejes.

Como bien es sabido, en la caja de cambios se diferencian los engranajes locos y los fijos; los engranajes fijos son aquellos que giran de forma solidaria al eje sobre el que van montados, mientras que los engranajes locos giran engranados con su pareja pero no arrastran al eje sobre el que están dispuestos ya que se colocan sobre un rodamiento.

De esta forma, los engranajes fijos giran siempre a la velocidad del eje concéntrico y los locos giran a la velocidad determinada por el coeficiente de reducción del par de engranes.

El eje sobre el que van montados los engranajes locos solo girará cuando se seleccione una marcha, proceso en el que mediante los elementos de sincronización se bloquea la rueda correspondiente obligando al eje a girar a la misma velocidad que esta.

Para dimensionar los ejes habrá que definir unos parámetros de inicio tales como la longitud del eje o la posición de los piñones sobre el mismo. A continuación, se hallarán las reacciones producidas en los apoyos cuando cada una de las marchas está engranada.

Se calcularán los esfuerzos a lo largo del eje para acto seguido, hallar las dimensiones del eje de forma que soporte las tensiones provocadas por dichos esfuerzos. Para ello, se determinarán las

secciones críticas de cada eje, que por lo general coincidirán con el punto donde están montados los engranajes. [24]

6.2. Parámetros de inicio.

En primer lugar, se ha decidido montar los engranajes fijos sobre el eje primario y los locos sobre el secundario. Ambos ejes tendrán sus apoyos en los extremos, con los que mediante los rodamientos pertinentes se fijarán a la carcasa de la caja de cambios.

En cuanto a la disposición de las marchas se ha optado por la forma más sencilla posible, empezando por un extremo y avanzando hacia el otro nos encontramos los engranajes de marcha atrás, primera, segunda... y así sucesivamente hasta el de quinta, junto al que para el caso del eje primario se encuentra la corona de la toma constante, engranada con su respectivo piñón, montado sobre el eje de entrada.

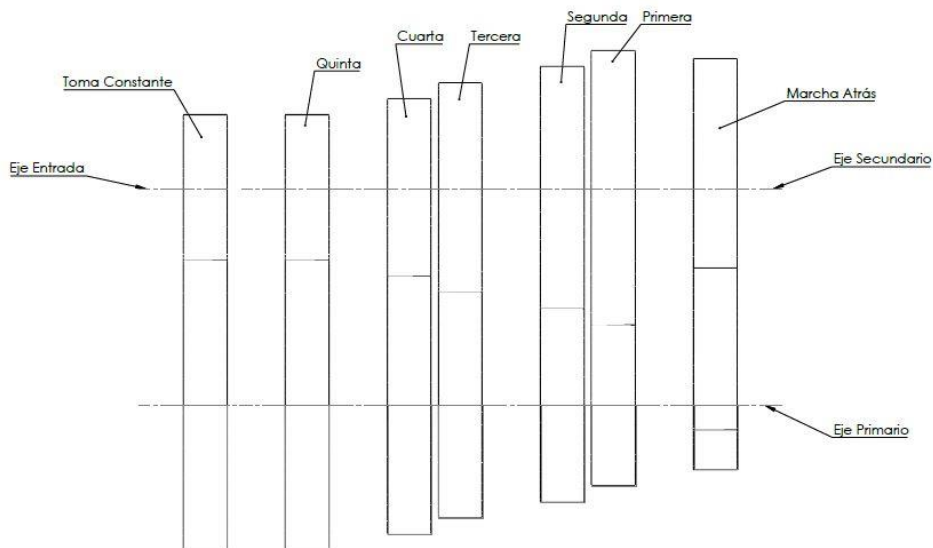


Figura 20. Disposición de los engranajes sobre los ejes.

Habrà que situar cada engranaje en su posición exacta a lo largo del eje para poder determinar el punto de actuación de cada fuerza. Para simplificar el cálculo se tomarán como dichos puntos los correspondientes a la sección media de cada una de las ruedas. Quedaría de la siguiente manera:

➤ EJE PRIMARIO

Engranaje	T. Cte.	Quinta	Cuarta	Tercera	Segunda	Primera	M.Atrás
z (mm)	45	115	185	220	290	325	395

Tabla 8. Posición de los engranajes a lo largo del eje primario.

➤ EJE SECUNDARIO

Engranaje	Quinta	Cuarta	Tercera	Segunda	Primera	M.Atrás
z (mm)	45	115	150	220	255	325

Tabla 9. Posición de los engranajes a lo largo del eje secundario.

➤ EJE DE ENTRADA

Engranaje	Toma Constante
z (mm)	50

Tabla 10. Posición de los engranajes a lo largo del eje de entrada.

Los engranajes del eje primario se fijarán mediante chavetas para bloquear el giro relativo respecto al eje y casquillos o anillos de retención para evitar su desplazamiento longitudinal. Por otra parte, los engranajes del secundario irán montados sobre rodamientos que permitirán la libertad de giro de los mismos.

Se dejarán huecos entre los pares de marcha atrás y primera; segunda y tercera; y cuarta y quinta, para montar los mecanismos de sincronización. Se ha optado por la utilización de un mecanismo típico en las cajas de cambios de algunas motocicletas y de muchos vehículos de competición, que a pesar de producir un cambio menos suave, permite que se realice de forma más rápida, pudiéndose efectuar la selección de la marcha incluso sin presionar el embrague.

Este mecanismo consiste en un anillo metálico que posee en sus laterales una serie de tetones de grandes dimensiones si los comparamos con los dientes de los sincronizadores utilizados habitualmente. Este anillo va montado sobre una sección del eje que debe ir estriada, de forma que giren de manera solidaria pero permita su desplazamiento longitudinal. Cuando el usuario selecciona una marcha el anillo se desplaza introduciéndose los tetones en el interior de unas ranuras que poseen los engranajes locos en su lateral, bloqueando así el giro del engranaje obligándolo a girar a la misma velocidad que el eje. A diferencia de los sincronizadores utilizados habitualmente, que hacen un acople progresivo, estos lo realizan de forma brusca y más ruidosa, pero al tratarse de un vehículo para competición, el ruido no es un factor a tener en cuenta.

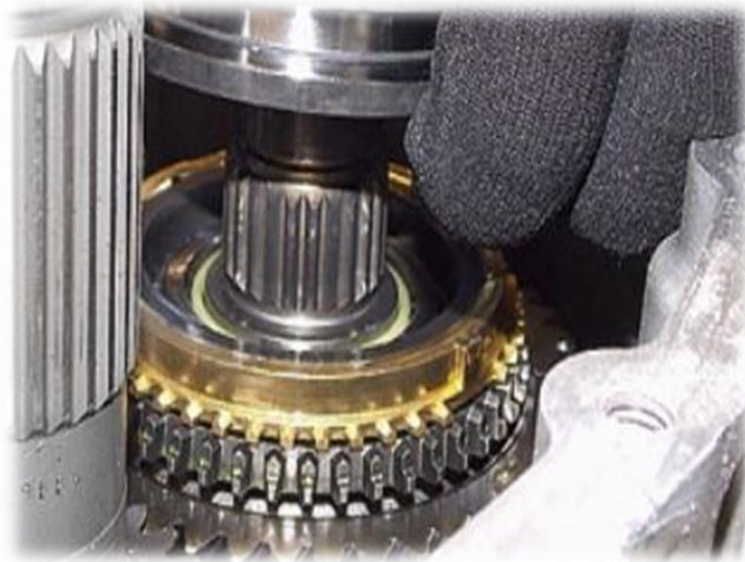


Figura 21. Sincronizador de cono múltiple. [40]



Figura 22. Sincronizador con garras de engrane. [41]

Puesto que estos sincronizadores no son objetivo de cálculo se les ha asignado unas dimensiones estimadas próximas a las utilizadas habitualmente. Estas dimensiones hay que tenerlas en cuenta para determinar la longitud de los ejes, que serán, sumando el ancho de los engranajes, el ancho de los sincronizadores y los casquillos correspondientes, **370 mm** para el secundario y **440 mm** para el primario.

Por otra parte, el eje de entrada tendrá una longitud **105 mm**. Una parte del eje (40 mm) quedará fuera de la caja de cambios, ya que aquí es donde se acoplará el eje de salida del motor, mientras que el resto será la suma del engranaje de entrada más el rodamiento del apoyo.

6.3. Cálculo de reacciones en los apoyos.

Una vez determinadas las longitudes de los ejes y las posiciones de los engranajes sobre los mismos, se pueden calcular a partir de las cargas transmitidas por los engranajes, las reacciones producidas en los apoyos.

Para ello se deberán dividir las fuerzas transmitidas por los engranajes en sus componentes tangencial, radial y axial, esta última solo se produce cuando los engranajes son helicoidales.

Hasta el momento solo se ha trabajado con la componente tangencial de las fuerzas, obtenida a partir del par transmitido y el diámetro del engranaje:

$$F_t = \frac{T}{d}$$

A partir de la componente tangencial se calcula el módulo de la fuerza total:

$$F = \frac{F_t}{\cos\varphi \cdot \cos\beta}$$

Donde:

φ = ángulo de presión

β = ángulo de hélice

Una vez se tiene el módulo de la fuerza se puede obtener las componentes radial y axial a partir de las siguientes expresiones:

$$F_r = F \cdot \operatorname{sen}\varphi$$

$$F_a = F \cdot \operatorname{cos}\varphi \cdot \operatorname{sen}\beta$$

La descomposición de las fuerzas para cada engranaje queda de la siguiente manera:

	F(N)	F_t (N)	F_r (N)	F_a (N)
Piñón 1ª	14676,73	12537,83	5019,74	5745,56
Piñón 2ª	12230,61	10448,19	4183,11	4787,97
Piñón 3ª	10483,38	8955,59	3585,53	4103,97
Piñón 4ª	9172,96	7836,14	3137,34	3590,98
Piñón 5ª	8153,74	6965,46	2788,74	3191,98
Piñón ma	19021,70	15672,29	8038,92	7181,95
Piñón tc	8153,74	6965,46	2788,74	3191,98
Corona 1ª	14676,73	12537,83	5019,74	5745,56
Corona 2ª	12230,61	10448,19	4183,11	4787,97
Corona 3ª	10483,38	8955,59	3585,53	4103,97
Corona 4ª	9172,96	7836,14	3137,34	3590,98
Corona 5ª	8153,74	6965,46	2788,74	3191,98
Corona ma	19021,70	15672,29	8038,92	7181,95
Corona tc	8153,74	6965,46	2788,74	3191,98

Tabla 11. Descomposición de las fuerzas que actúan sobre los engranajes.

A partir de los datos de inicio ya es posible hallar los valores de las reacciones en los apoyos de cada eje:

➤ EJE PRIMARIO

En primer lugar hay que tener en cuenta el tipo de apoyos que vamos a colocar en los extremos del eje. En este caso se ha decidido que la carga axial sea absorbida únicamente por uno de los rodamientos, esto simplificará bastante el cálculo y además facilitará el montaje del eje sobre la carcasa ya que se le puede dar algo de juego axial.

Se ha tenido el cuidado de diseñar los piñones de cada marcha con el ángulo de hélice en el sentido opuesto al de la corona de la toma constante. De esta forma, la fuerza axial ejercida sobre esta será opuesta a la ejercida sobre los piñones de las marchas, contrarrestándose así gran parte de ellas. Por lo tanto se consigue que la carga axial sobre el rodamiento sea menor.

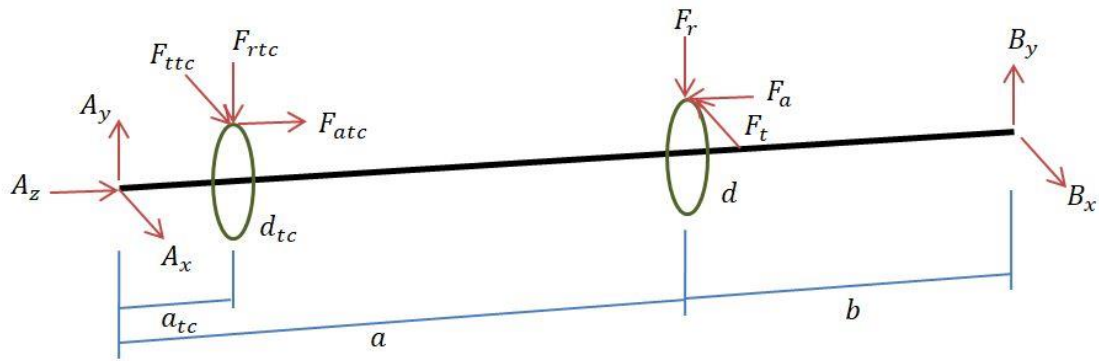


Figura 23. Fuerzas que actúan sobre el eje primario.

Para realizar el cálculo de las reacciones se asignan unos ejes de coordenadas que se utilizarán como referencia. Se tiene por tanto un sistema de cargas tridimensional, donde existen cinco incógnitas y cinco ecuaciones.

Las ecuaciones son las obtenidas a partir de:

- Equilibrio de fuerzas en el eje x:

$$A_x + B_x = -F_t - F_{ttc}$$

- Equilibrio de fuerzas en el eje y:

$$A_y + B_y = F_r + F_{rtc}$$

- Equilibrio de fuerzas en el eje z:

$$A_z = F_a - F_{atc}$$

- Equilibrio de momentos respecto al eje x:

$$B_y \cdot (a + b) = -F_a \cdot \left(\frac{d}{2}\right) + F_{atc} \cdot \left(\frac{d_{tc}}{2}\right) + F_r \cdot a + F_{rtc} \cdot a_{tc}$$

- Equilibrio de momentos respecto al eje y:

$$B_x \cdot (a + b) = -F_t \cdot a - F_{ttc} \cdot a_{tc}$$

Este mismo sistema de ecuaciones se repetirá para cada una de las marchas, ya que según cuál de ellas se encuentre engranada las reacciones serán distintas.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	A_x (N)	A_y (N)	B_x (N)	B_y (N)	A_z (N)
Marcha atrás	-7855,93	3325,69	-14781,82	7501,97	3989,97
Primera	-9530,01	3815,51	-9973,27	3992,97	2553,58
Segunda	-9814,97	3929,59	-7598,69	3042,27	1595,99
Tercera	-10730,88	4296,29	-5190,17	2077,98	911,99
Cuarta	-10794,49	4321,76	-4007,12	1604,32	399,00
Quinta	-11398,03	4563,40	-2532,90	1014,09	0,00

Tabla 12. Reacciones en los apoyos del eje primario.

➤ EJE SECUNDARIO

Al igual que para el eje primario, en este caso también se ha optado por unos apoyos en los que toda la carga axial caiga sobre uno de los extremos por la mayor facilidad de montaje mencionada anteriormente.

En este eje solo puede haber uno de los engranajes transmitiendo potencia, por lo que no se podrá contrarrestar su carga axial, de modo que toda ella recaerá sobre el apoyo.

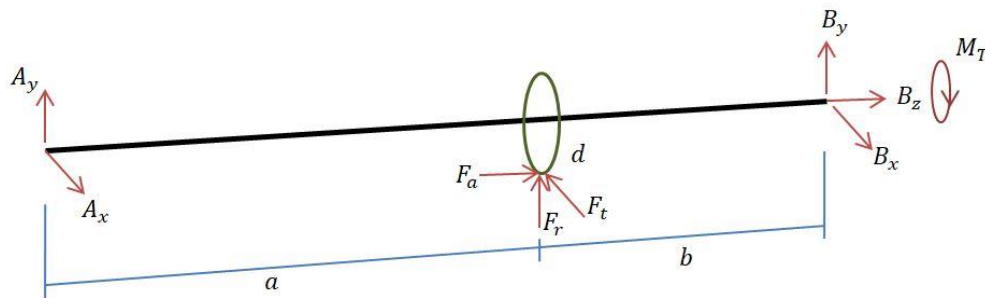


Figura 24. Fuerzas que actúan sobre el eje secundario.

Para realizar el cálculo se han de asignar los correspondientes ejes de coordenadas que no tienen por qué coincidir con los utilizados anteriormente. A partir de aquí se procede a calcular las reacciones en los apoyos de este eje mediante las ecuaciones de equilibrio estático:

- Equilibrio de fuerzas en el eje x:

$$A_x + B_x = F_t$$

- Equilibrio de fuerzas en el eje y:

$$A_y + B_y = -F_r$$

- Equilibrio de fuerzas en el eje z:

$$B_z = -F_a$$

- Equilibrio de momentos respecto al eje x:

$$B_y \cdot (a + b) = -F_a \cdot \left(\frac{d}{2}\right) - F_r \cdot a$$

- Equilibrio de momentos respecto al eje y:

$$B_x \cdot (a + b) = F_t \cdot a$$

Este mismo sistema de ecuaciones se repetirá para cada una de las marchas, ya que según cuál de ellas se encuentre engranada las reacciones serán distintas.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	A_x (N)	A_y (N)	B_x (N)	B_y (N)	B_z (N)
Marcha atrás	1906,08	730,43	13766,20	-8769,35	-7181,95
Primera	3896,89	-108,27	8640,94	-4911,47	-5745,56
Segunda	4235,75	-628,27	6212,44	-3554,85	-4787,97
Tercera	5324,95	-1338,87	3630,65	-2246,66	-4103,97
Cuarta	5400,59	-1575,06	2435,56	-1562,29	-3590,98
Quinta	6118,31	-2022,54	847,15	-766,21	-3191,98

Tabla 13. Reacciones en los apoyos del eje secundario.

➤ EJE DE ENTRADA

Este eje es el que transmite la potencia del motor a la caja de cambios, más concretamente, es el elemento de unión entre el embrague y el eje primario de la caja de cambios. Puesto que el embrague queda fuera del objetivo de estudio, se simplificará el cálculo del eje suponiéndolo como simplemente apoyado con un engranaje montado en su extremo.

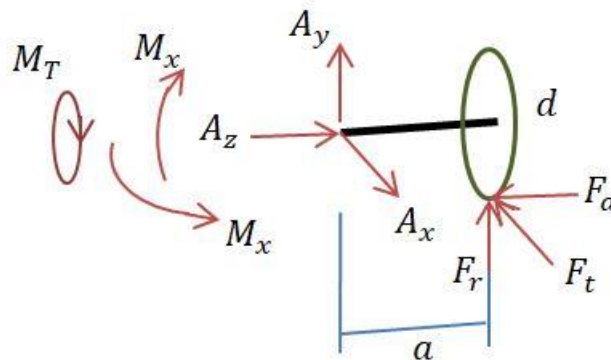


Figura 25. Fuerzas que actúan sobre el eje de entrada.

Para realizar el cálculo se han de asignar los correspondientes ejes de coordenadas. A partir de aquí se procede a calcular las reacciones en el apoyo del eje mediante las ecuaciones de equilibrio estático:

- Equilibrio de fuerzas en el eje x:

$$A_x = F_t$$

- Equilibrio de fuerzas en el eje y:

$$A_y = -F_r$$

- Equilibrio de fuerzas en el eje z:

$$A_z = -F_a$$

- Equilibrio de momentos respecto al eje x:

$$M_x = F_a \cdot \left(\frac{d}{2}\right) + F_r \cdot a$$

- Equilibrio de momentos respecto al eje y:

$$M_y = F_t \cdot a$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	A_x (N)	A_y (N)	A_z (N)	M_x (Nm)	M_y (Nm)
Toma constante	6965,46	-2788,74	3191,98	297,44	348,27

Tabla 14. Reacciones en los apoyos del eje de entrada.

6.4. Cálculo de leyes de esfuerzos.

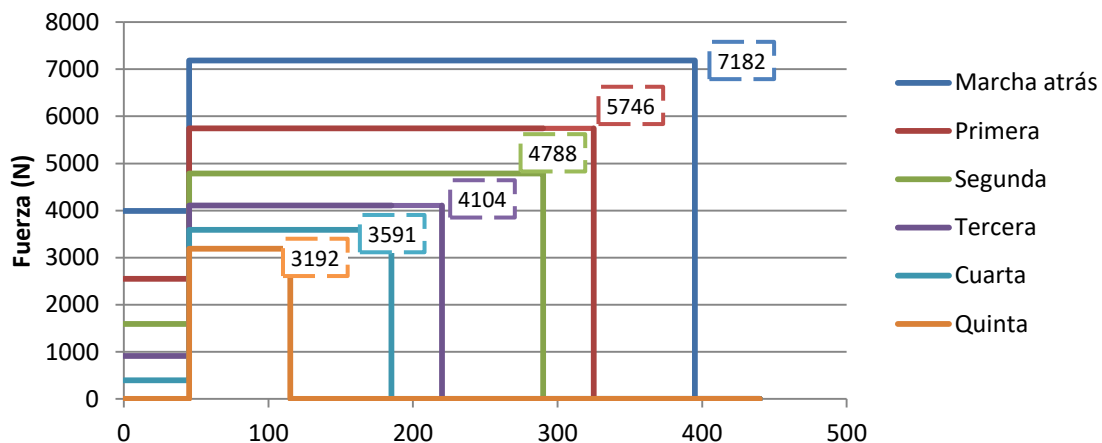
El hecho de estar sometidos a esas cargas producirá en los ejes unos determinados esfuerzos que se pueden diferenciar en axil, cortante, momento flector y momento torsor.

Estos esfuerzos quedan definidos por unas ecuaciones obtenidas a partir del equilibrio estático de fuerzas y momentos. A continuación se indican dichas ecuaciones junto con sus respectivas gráficas representativas, que aportarán una mayor claridad de los resultados:

➤ EJE PRIMARIO

- **AXIL:**

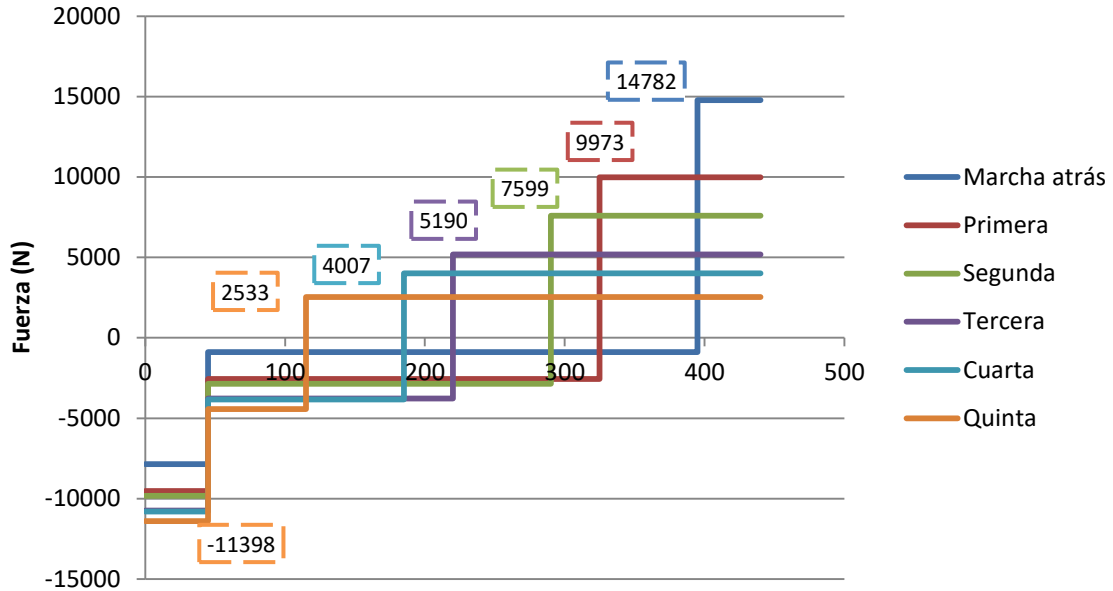
$$N = \begin{cases} 0 & z \leq a_{tc} \\ A_z & a_{tc} \leq z \leq a \\ 0 & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 1. Esfuerzo axil en el eje primario.

- **CORTANTE EN X:**

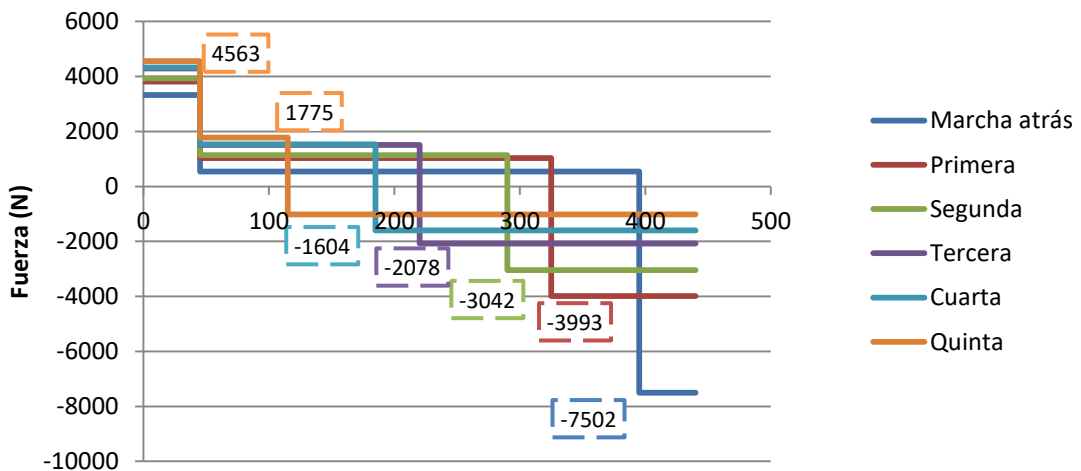
$$V_x = \begin{cases} A_x & z \leq a_{tc} \\ A_x + F_{ttc} & a_{tc} \leq z \leq a \\ A_x + F_{ttc} + F_t & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 2. Esfuerzo cortante en X del eje primario.

- **CORTANTE EN Y:**

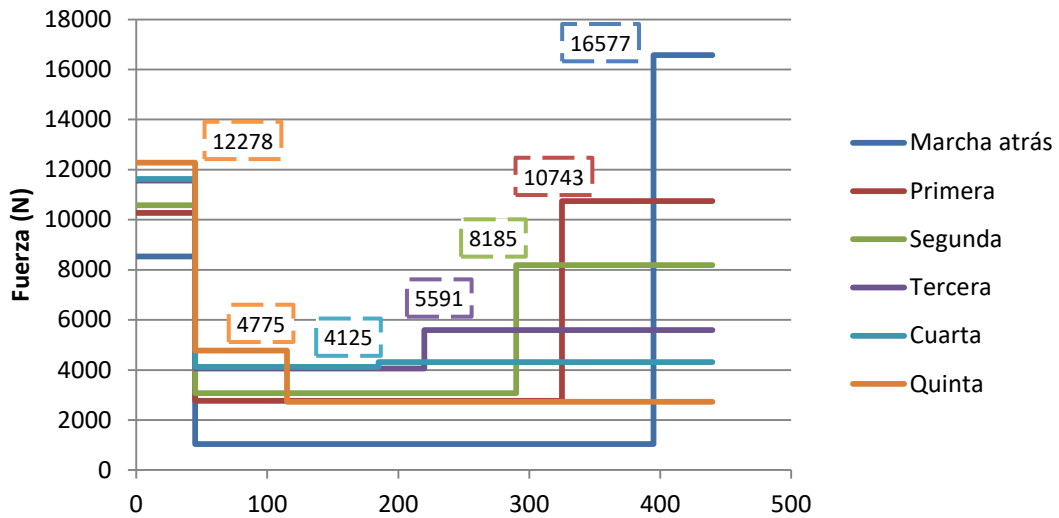
$$V_y = \begin{cases} A_y & z \leq a_{tc} \\ A_y - F_{rtc} & a_{tc} \leq z \leq a \\ A_y - F_{rtc} - F_r & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 3. Esfuerzo cortante en Y del eje primario.

- **CORTANTE:**

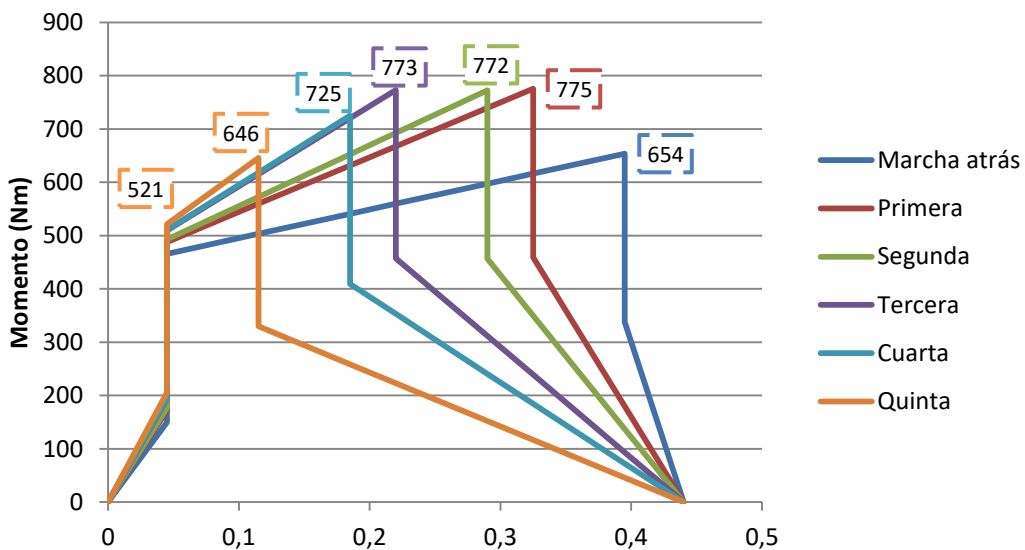
$$V = \sqrt{(V_x)^2 + (V_y)^2}$$



Gráfica 4. Esfuerzo cortante en el eje primario.

- **MOMENTO FLECTOR RESPECTO A X:**

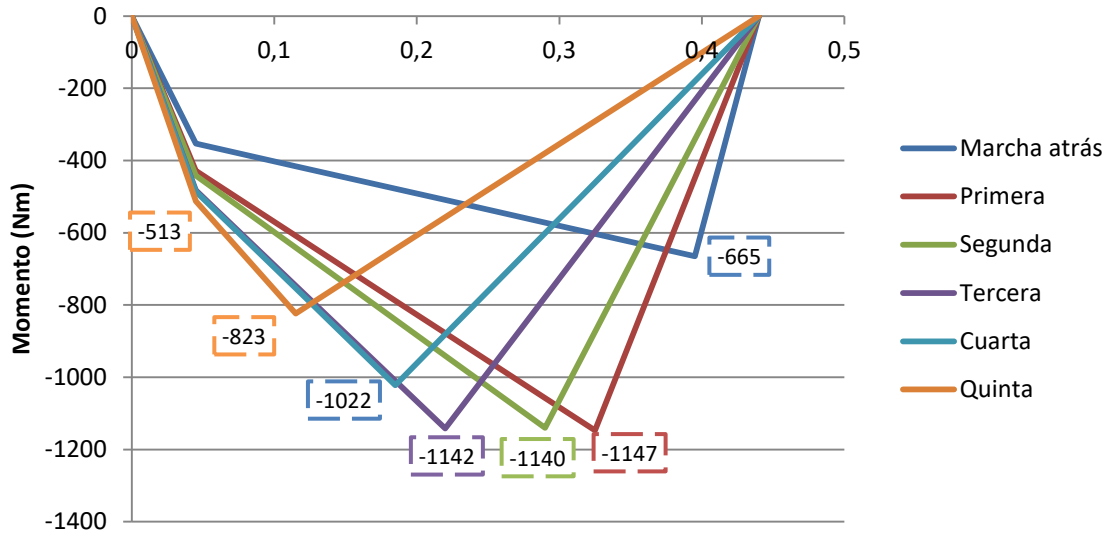
$$M_X = \begin{cases} A_y \cdot z & z \leq a_{tc} \\ A_y \cdot z - F_{rtc} \cdot (z - a_{tc}) + F_{atc} \cdot \left(\frac{d_{tc}}{2}\right) & a_{tc} \leq z \leq a \\ B_y \cdot (L - z) & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 5. Momento flector respecto a X en el eje primario.

- **MOMENTO FLECTOR RESPECTO A Y:**

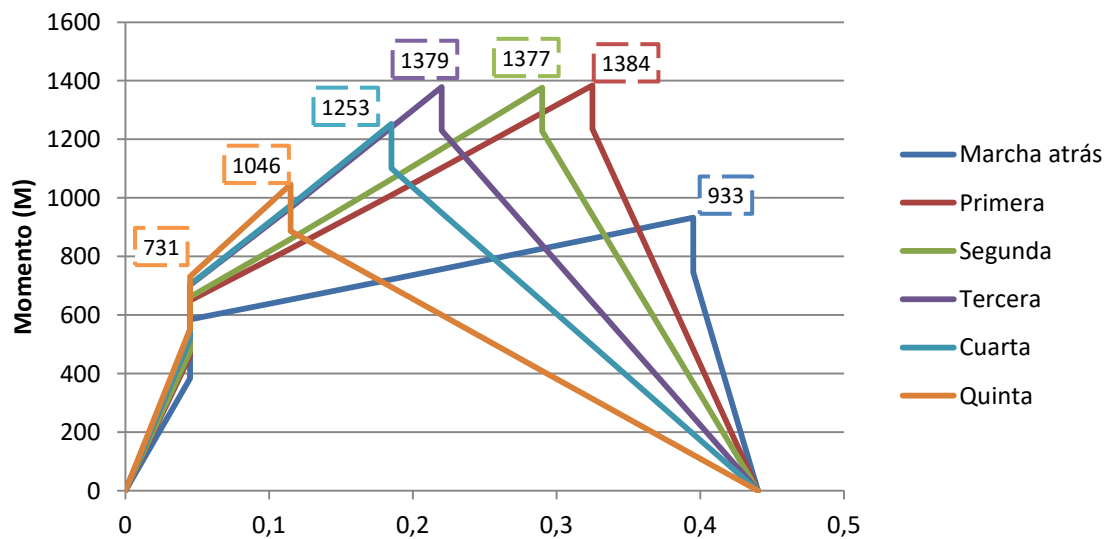
$$M_y = \begin{cases} A_x \cdot z & z \leq a_{tc} \\ A_x \cdot z + F_{ttc} \cdot (z - a_{tc}) & a_{tc} \leq z \leq a \\ B_x \cdot (L - z) & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 6. Momento flector respecto a Y en el eje primario.

- **MOMENTO FLECTOR:**

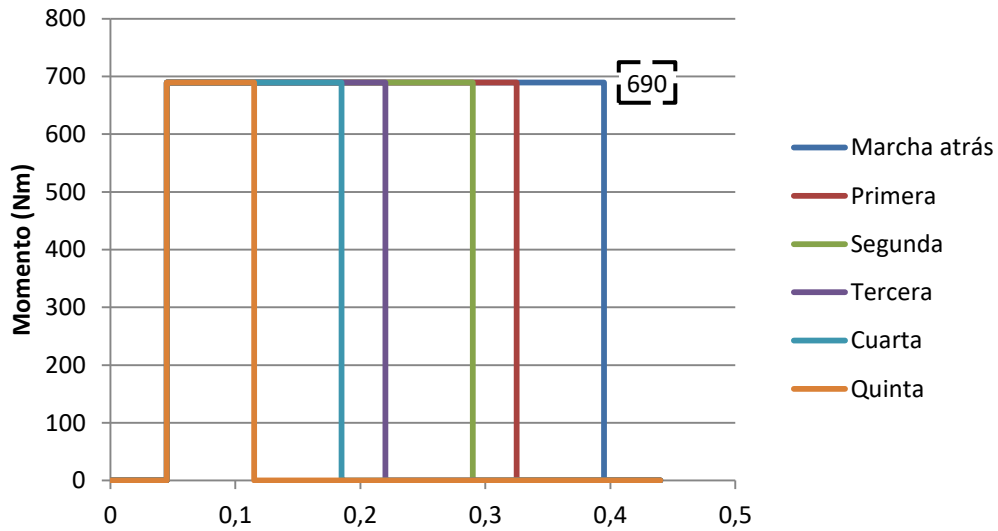
$$M = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2}$$



Gráfica 7. Momento flector en el eje primario.

- **MOMENTO TORSOR:**

$$T = \begin{cases} 0 & z \leq a_{tc} \\ F_{tc} \cdot \left(\frac{d_{tc}}{2}\right) & a_{tc} \leq z \leq a \\ 0 & z \geq a \end{cases}$$

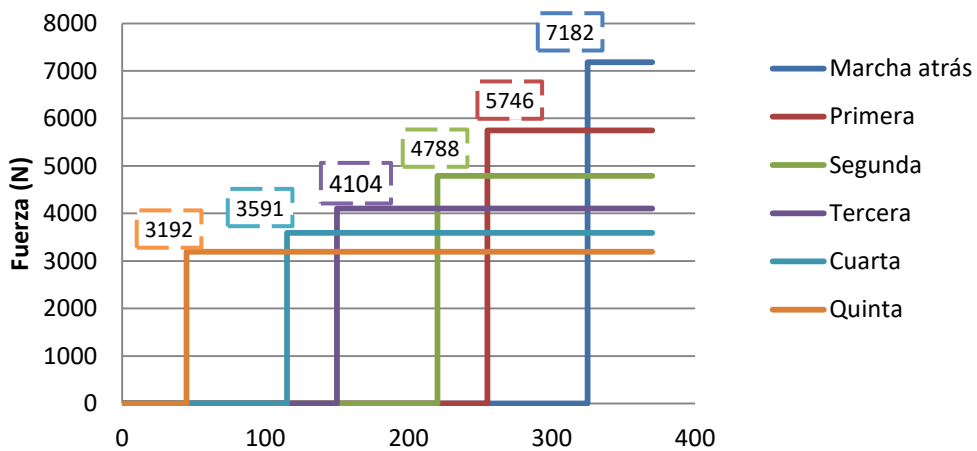


Gráfica 8. Momento torsor en el eje primario.

➤ **EJE SECUNDARIO**

- **AXIL:**

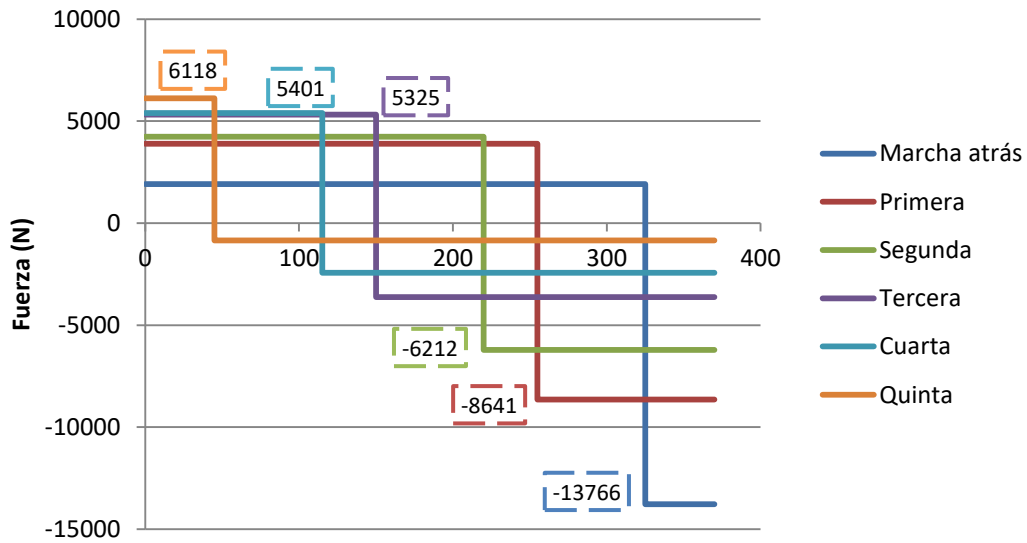
$$N = \begin{cases} 0 & z \leq a \\ F_a & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 9. Esfuerzo axil en el eje secundario.

- **CORTANTE EN X:**

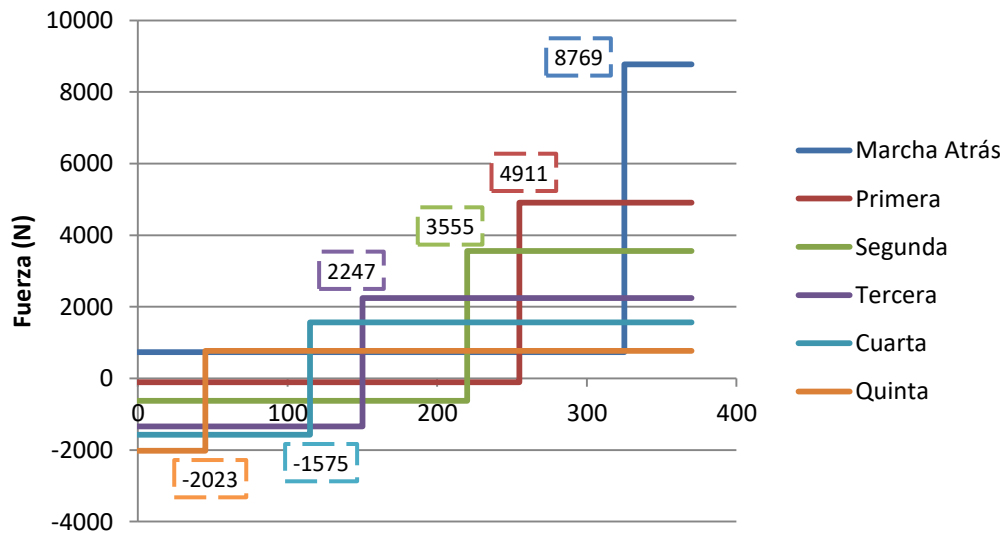
$$V_x = \begin{cases} A_x & z \leq a \\ -B_x & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 10. Esfuerzo cortante en X del eje secundario.

- **CORTANTE EN Y**

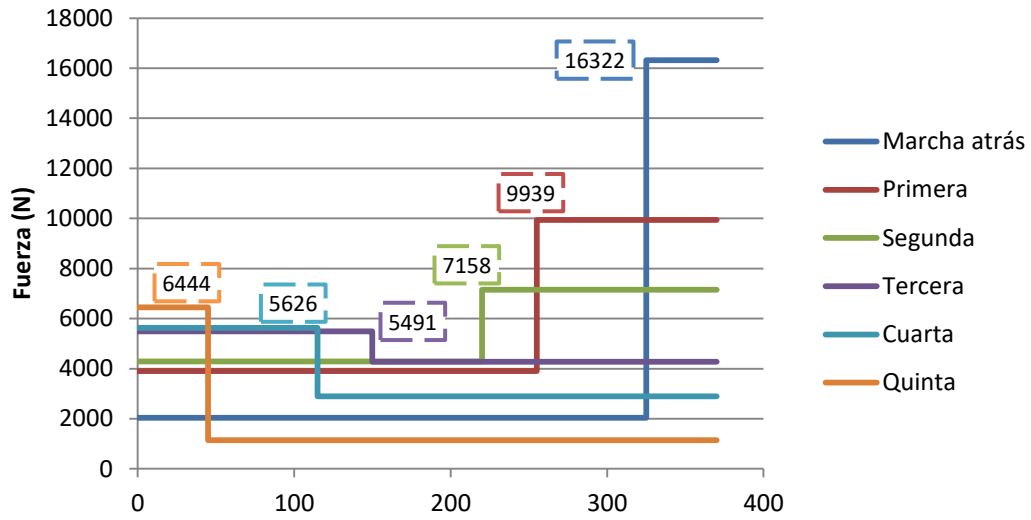
$$V_y = \begin{cases} A_y & z \leq a \\ -B_y & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 11. Esfuerzo cortante en Y del eje secundario.

- **CORTANTE**

$$V = \sqrt{(V_x)^2 + (V_y)^2}$$

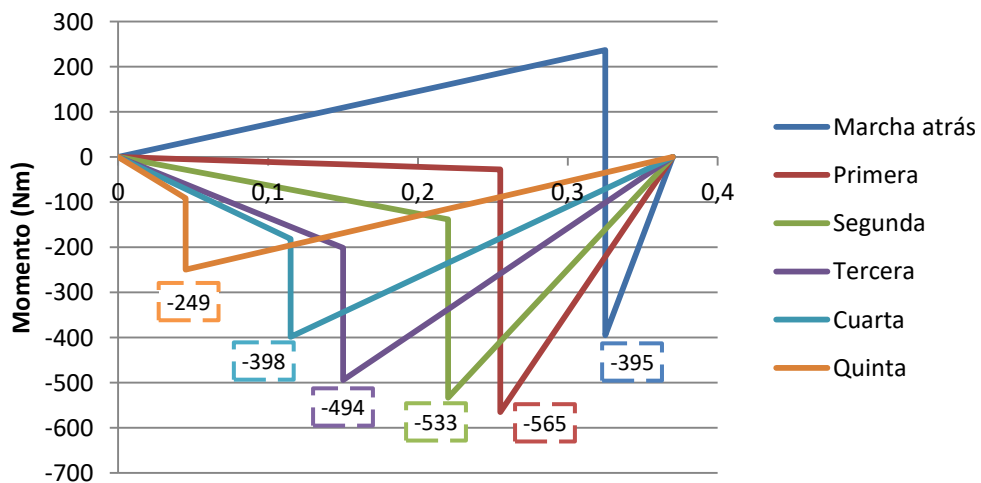


Gráfica 12. Esfuerzo cortante en el eje secundario.

- **MOMENTO FLECTOR RESPECTO A X**

$$M_x = \begin{cases} A_y \cdot z & z \leq a \\ -B_y \cdot (a - L) & z \geq a \end{cases}$$

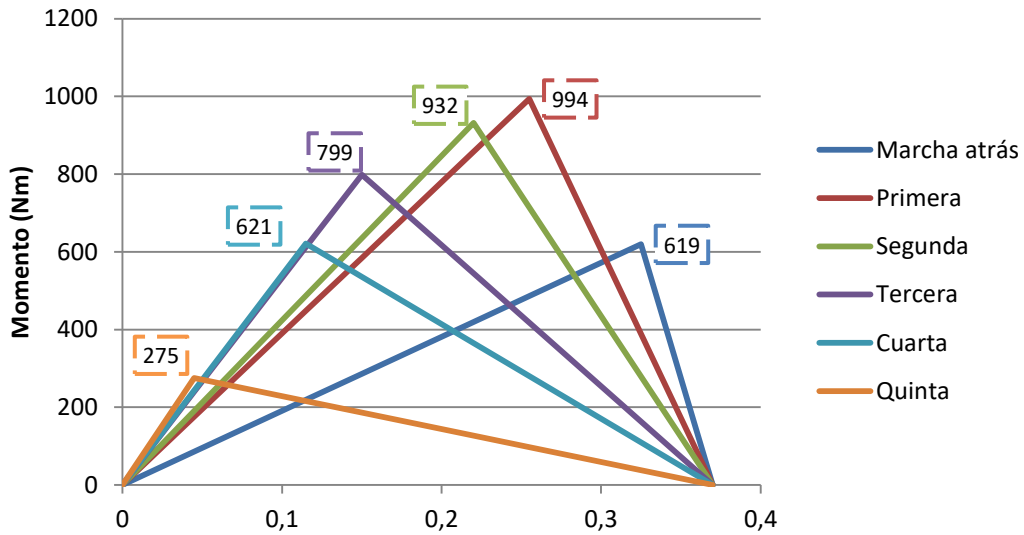
Momento flector (Mx)



Gráfica 13. Momento flector respecto a X en el eje secundario.

- **MOMENTO FLECTOR RESPECTO A Y**

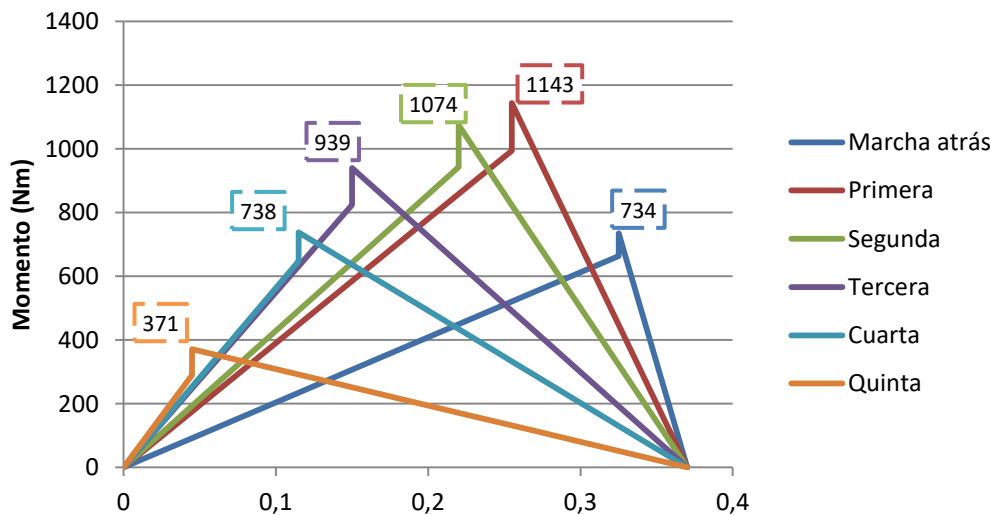
$$M_x = \begin{cases} A_y \cdot z & z \leq a \\ -B_y \cdot (a - L) & z \geq a \end{cases}$$



Gráfica 14. Momento flector respecto a Y en el eje secundario.

- **MOMENTO FLECTOR**

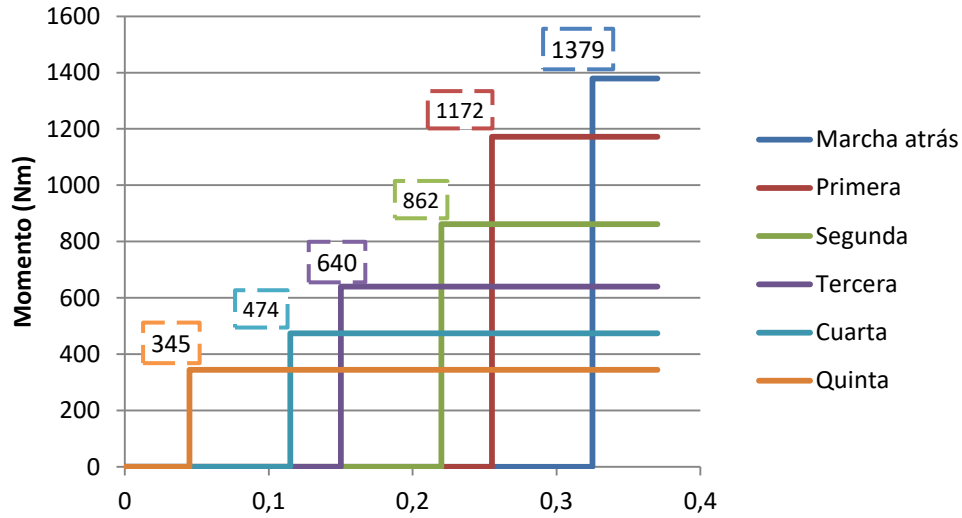
$$M = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2}$$



Gráfica 15. Momento flector en el eje secundario.

- **MOMENTO TORSOR**

$$T = \begin{cases} 0 & z \leq a \\ F_t \cdot \left(\frac{d}{2}\right) & z \geq a \end{cases}$$

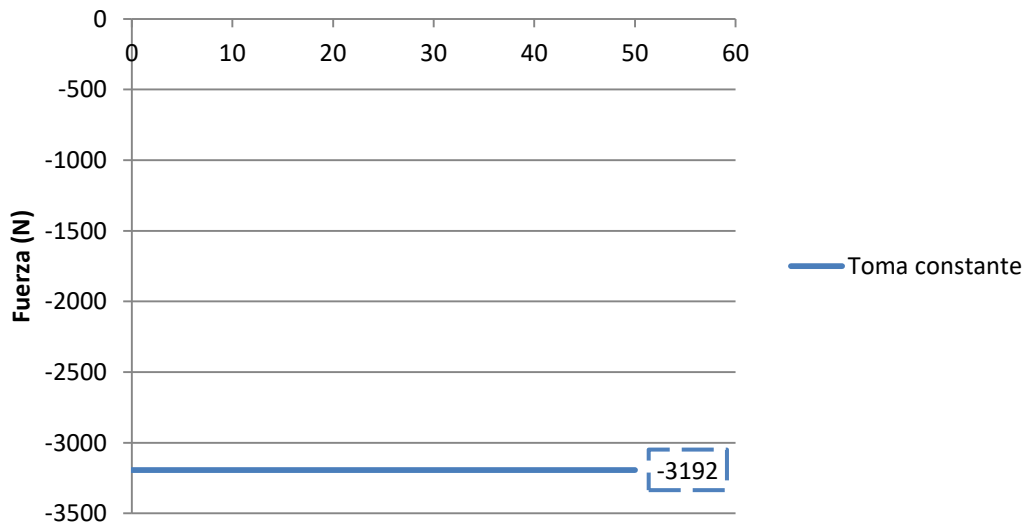


Gráfica 16. Momento torsor en el eje secundario.

➤ **EJE DE ENTRADA**

- **AXIL:**

$$N = F_a \cdot a \quad z \leq a$$



Gráfica 17. Esfuerzo axil en el eje de entrada.

- **CORTANTE EN X**

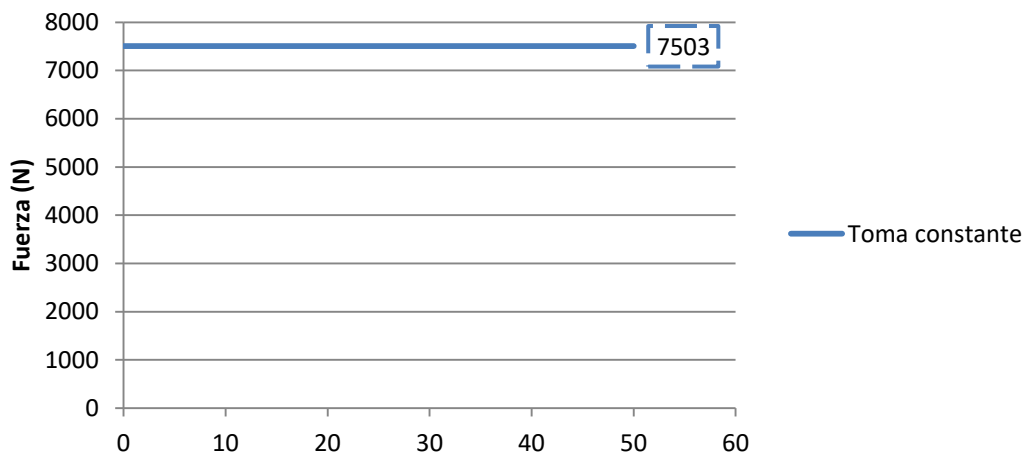
$$V_x = F_t \quad z \leq a$$

- **CORTANTE EN Y**

$$V_y = -F_r \quad z \leq a$$

- **CORTANTE**

$$V = \sqrt{(V_x)^2 + (V_y)^2}$$



Gráfica 18. Esfuerzo cortante en el eje de entrada.

- **MOMENTO FLECTOR RESPECTO A X**

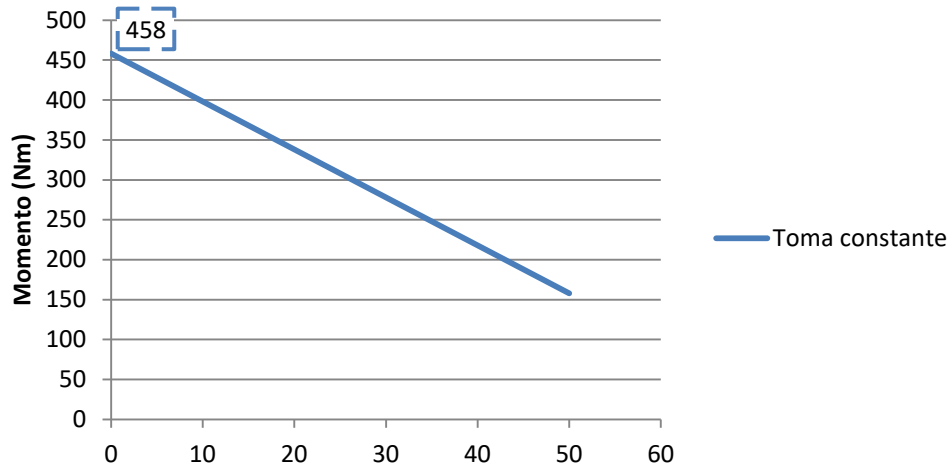
$$M_x = F_a \cdot \left(\frac{d}{2}\right) + F_r \cdot (L - z) \quad z \leq a$$

- **MOMENTO FLECTOR RESPECTO A Y**

$$M_y = F_t \cdot (L - z) \quad z \leq a$$

- **MOMENTO FLECTOR**

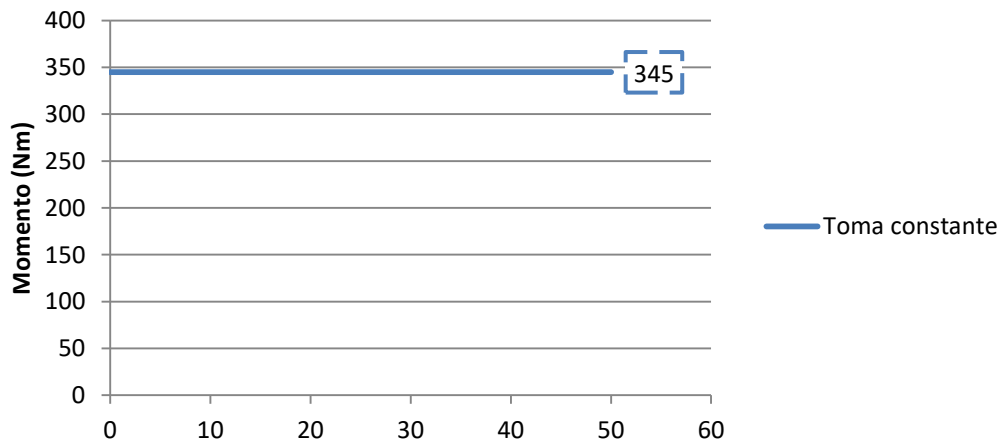
$$M = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2}$$



Gráfica 19. Momento flector en el eje de entrada.

- **MOMENTO TORSOR**

$$T = F_t \cdot \left(\frac{d}{2}\right) \quad z \leq a$$



Gráfica 20. Momento torsor en el eje de entrada.

6.5. Dimensionado de las secciones de los ejes.

Las gráficas representativas de las leyes de esfuerzos son muy útiles para tener una idea estimada de la forma que han tener cada uno de los ejes. El procedimiento de cálculo es el mismo para cada eje, aunque las características constructivas de ellos sean diferentes.

Aunque todo el eje estará sometido a tensiones sea cual sea la marcha que esté engranada, en los diagramas de esfuerzo se puede observar que el esfuerzo máximo en una sección se produce cuando está engranada la marcha cuyo piñón está montado en dicha sección. Por lo tanto, a la hora de realizar los cálculos, se simplificara de manera que cada sección se dimensionará teniendo en cuenta únicamente los esfuerzos producidos cuando su marcha correspondiente esté engranada. Excepto para el caso de la toma constante, que se tomará la marcha cuyos los valores de esfuerzo sean más desfavorables para esta sección.

Una vez se tienen los esfuerzos máximos en cada sección se combinan en componentes medias y alternativas según el criterio de Von Mises. Las definiciones de tensión media y alternativa son las siguientes:

- Tensión media:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

- Tensión alternativa:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Por un lado se tienen las tensiones medias debidas al axil y al torsor, ya que estos dos esfuerzos no varían, y por tanto la tensión alternante es cero.

El esfuerzo axil da lugar a una tensión normal cuyo valor medio se halla de la siguiente manera:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$

Donde:

σ_m^N = tensión normal media debida al axil (N/mm²).

N = esfuerzo axil máximo (N).

d = diámetro de la sección (mm).

El esfuerzo debido al momento torsor produce tensiones tangenciales en la sección que aumentan en función de la distancia a la fibra neutra de la misma:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

Donde:

τ_m^T = tensión tangencial media debida al torsor (N/mm²).

T = esfuerzo máximo debido al torsor (Nmm).

I_0 = momento de inercia de la sección (mm⁴).

d = diámetro de la sección (mm).

Por otra parte, el cortante y el momento flector generarán unas tensiones variables debido al propio giro del eje. Las componentes medias de estas secciones serán iguales a cero, ya que el valor de tensión máximo y mínimo será igual pero de sentido opuesto.

El momento flector da lugar a una tensión normal a la sección, cuyo valor máximo se da en un punto de la superficie exterior del eje y se calcula mediante la expresión definida por la ley de Navier:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

Donde:

σ_a^f = tensión normal alternativa debida al flector (N/mm²).

M = esfuerzo máximo debido al flector (Nmm).

I = momento de inercia polar de la sección (mm⁴).

d = diámetro de la sección (mm).

El cortante provoca unas tensiones tangenciales cuyo valor será el mismo a lo largo de la sección y su expresión de cálculo, dada por la ley de Colignon, es la siguiente:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

Donde:

τ_a^V = tensión tangencial alternativa debida al cortante (N/mm²).

V = esfuerzo máximo debido al cortante (Nmm).

d = diámetro de la sección (mm).

Tras hallar las tensiones debidas a los esfuerzos, se agrupan en medias y alternativas según el criterio de Von Mises de la siguiente manera:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_a^f{}^2 + 3 \cdot \tau_a^V{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$

A continuación se aplicará el criterio de Soderberg para dimensionar el eje a vida infinita. A partir de su expresión de cálculo se despejará el diámetro de la sección:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

k_f = factor de concentración de esfuerzos.

S_e = límite de fatiga de la pieza.

S_y = límite elástico del material.

n = coeficiente de seguridad.

Factor de concentración de esfuerzos k_f .

El factor de concentración de esfuerzos tiene como finalidad tomar en cuenta el aumento de tensión que se produce en una pieza sometida a algún tipo de esfuerzo cuando esta posee alguna discontinuidad en su forma. Para los ejes, estas discontinuidades se pueden deber entre otras razones a cambios de sección, chaveteros o estrías longitudinales [22].

Para el caso de cambio de sección, este factor se puede calcular a partir del diámetro mayor de la sección, el diámetro menor y el radio de acuerdo entre ambos diámetros. Con estos datos se puede extraer de la Gráfica 25 y de la Gráfica 26 el valor del factor de concentración de esfuerzos para una determinada sección de la pieza. Que además será distinto según el tipo de esfuerzo al que esté sometido la pieza. En el caso estudiado únicamente se tendrá en cuenta el de flexión y de torsión, puesto que son los esfuerzos más significantes [19].

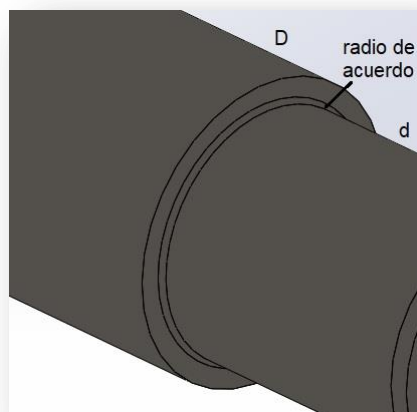


Figura 26. Parámetros que afectan a K_t en cambio de sección.

En cuanto a los chaveteros, también producen una concentración de tensiones ya que se trata de una entalla realizada en la superficie de la pieza cuyo tamaño depende del diámetro del eje. Su valor se puede extraer de la siguiente gráfica, donde como datos de entrada se tienen el diámetro del eje y

el radio de acuerdo en el fondo de la entalla. Y también tendrá un valor distinto para esfuerzo a torsión y para flexión [22] (Gráfica 27).

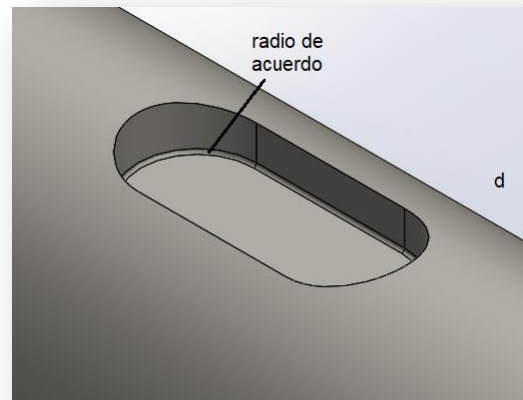


Figura 27. Parámetros que afectan a K_t en chaveteros.

Por último, cuando se tiene un eje estriado, no hay una gráfica o tabla que defina el valor que debe tomar el factor de concentración de esfuerzos. Sin embargo, se suele hacer una simplificación tal que cuando ese estriado supone un aumento en la sección nominal del eje, es decir, se tiene un diámetro d al que se solapa una parte con estrías de forma que el área de material aumenta, se tomara el diámetro inferior de la estría como el diámetro nominal de la misma, por tanto, no se produce concentración de tensiones. Si en cambio, ese estriado supone la realización de una serie de entallas en el diámetro nominal del eje, se tomará un factor de concentración de esfuerzos equivalente al que se produciría si hubiese un cambio de sección del diámetro mayor al menor del estriado [22].

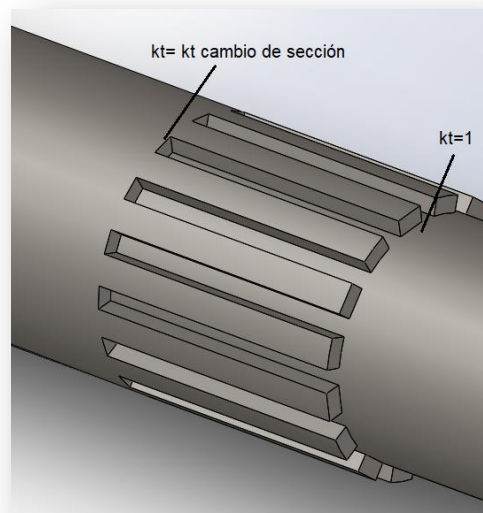


Figura 28. Concentración de fuerzas en eje estriado.

Cada uno de estos factores multiplicará al esfuerzo correspondiente dentro de la ecuación de Von Mises.

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N^2 + 3 \cdot (k_{ts} \cdot \tau_m^T)^2}$$

Sin embargo, al tratarse de un material dúctil, tal y como aparece en la ecuación de Soderberg, el factor de concentración de esfuerzos solo afecta a la componente alternativa de las tensiones, lo que significa que únicamente se tendrá en cuenta para el cálculo el factor k_t para esfuerzos de flexión. Que al extraerlo de la ecuación de Von Mises toma el nombre de k_f , con el que aparece en la expresión de Soderberg.

Límite de fatiga de la pieza S_e .

El límite de fatiga de la pieza se obtiene multiplicando el límite de fatiga del material por una serie de factores de corrección que dependen del tamaño y la forma de la misma, las condiciones de trabajo, etc. La ecuación de Marin, la cual lo define es:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e$$

Donde:

S'_e = límite de fatiga del material.

k_a = factor de acabado superficial.

k_b = factor de tamaño.

k_c = factor de carga.

k_d = factor de temperatura.

k_e = factor de efectos diversos.

- Límite de fatiga del material S'_e .

El límite de fatiga del material cuando se trata de algún tipo de acero se puede obtener según el siguiente criterio:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot S_u & S_u \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 & S_u > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Para el caso estudiado se ha optado por la utilización de un acero AISI 4130 templado y revenido a 425°C, el cual posee una resistencia a la tensión de $S_u=1280$ MPa (Tabla 27).

Por tanto, puesto que dicho valor es menor que 1400, se calculará el límite de fatiga como:

$$S'_e = 0,5 \cdot 1280 = 640 \text{ MPa}$$

- Factor de acabado superficial k_a .

Este factor pretende tener en cuenta las posibles imperfecciones debidas al tipo de acabado al que se ha sometido la pieza, de modo que cuanto mejor sea el acabado de la misma, en menor medida reducirá el límite de fatiga de la pieza, suponiéndose el factor igual a 1 para un acabado teóricamente perfecto. La expresión de cálculo es la siguiente:

$$k_a = a \cdot S_u^b$$

Donde los valores de los factores a y b se obtienen a partir de la Tabla 35.

Se decide realizar un esmerilado que consiga unas discontinuidades mínimas en la superficie de los ejes de forma que disminuya la posibilidad de falla superficial de los mismos. Esto significa que el factor de acabado será:

$$k_a = 1,58 \cdot 1280^{-0,085} = 0,860$$

- Factor de tamaño k_b .

Se utiliza este coeficiente para tener en cuenta la diferencia de tamaño entre la pieza en cuestión y la probeta utilizada para determinar los valores teóricos del límite de fatiga. Para piezas sometidas a flexión y a torsión, su valor se puede calcular utilizando la ecuación siguiente:

$$k_b = \begin{cases} 1 & d \leq 8mm \\ 1,189 \cdot d^{-0,097} & 8mm < d \leq 250mm \end{cases}$$

Donde:

d = diámetro de la sección (mm).

- Factor de carga k_c .

Este coeficiente pretende recoger la desviación de los valores del límite de fatiga obtenidos en los ensayos realizados con probetas rotativas. Para ejes sometidos a flexión y torsión se simplifica tomando $k_c = 1$.

- Factor de temperatura k_d .

Las propiedades mecánicas del material del que está construida la pieza pueden variar dependiendo de la temperatura a la que se somete, es por ello que se aplica este factor de corrección. Su expresión es:

$$k_d = \begin{cases} 1 & t \leq 450^\circ C \\ 1 - 0,0058 \cdot (t - 450) & 450^\circ C < t \leq 1520^\circ C \end{cases}$$

Donde:

t = temperatura de trabajo ($^\circ C$).

La caja de cambios trabajará a unos $90^\circ C$ aproximadamente como temperatura máxima, por lo que $k_d = 1$.

- Factor de efectos diversos k_e .

Los efectos diversos son aquellos que no quedan recogidos en los factores de corrección mencionados anteriormente, como pueden ser la concentración de esfuerzos debida entallas y muescas en la sección de la pieza. Sin embargo, estos efectos quedarán sujetos al factor de concentración de esfuerzos calculado anteriormente. De tal forma que el factor de efectos diversos toma el valor de $k_e = 1$.

Límite elástico del material S_y .

También conocido como resistencia a la fluencia, indica la tensión máxima que soporta el material sin que, al dejar de aplicar la fuerza, sufra deformaciones permanentes. El material con el que se fabricarán los ejes es acero AISI 4130 templado y revenido a 425°C, cuyo límite elástico se puede obtener de la Tabla 34 y es $S_y = 1190 \text{ MPa}$.

Coefficiente de seguridad n .

Se define como la relación que existe entre la tensión máxima que es capaz de soportar la pieza sin romperse debido a la fatiga, y la tensión a la que va a estar sometida la pieza durante su vida útil. Por lo tanto, este factor deberá ser mayor que uno para asegurar que la pieza siempre trabaja por debajo de sus posibilidades.

6.6. Resultados obtenidos.

➤ EJE PRIMARIO

Como ya se indicó anteriormente, los engranajes del eje primario se fijarán a este mediante chavetas, de forma que se facilite el montaje de los mismos. Se ha optado por un eje de una única sección para facilitar su fabricación, siempre y cuando esto no influya de forma excesiva en su peso y condiciones de funcionamiento. A continuación se indican las tensiones que se producen en las secciones críticas del eje, que coincidirán con el punto medio de la longitud de cada uno de los engranajes cuando su correspondiente marcha esté engranada. A partir de ellas se ha hallado el diámetro de la sección junto con su coeficiente de seguridad.

Sección	Diámetro (mm)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	N
Marcha atrás	40	239,42	95,21	1,7
Primera	40	353,07	95,15	1,2
Segunda	40	350,93	95,12	1,2
Tercera	40	351,30	95,10	1,2
Cuarta	40	319,16	95,10	1,3
Quinta	40	266,54	95,08	1,5
Toma constante	40	187,60	95,05	2,0

Tabla 15. Resultados obtenidos para el dimensionado del eje primario.

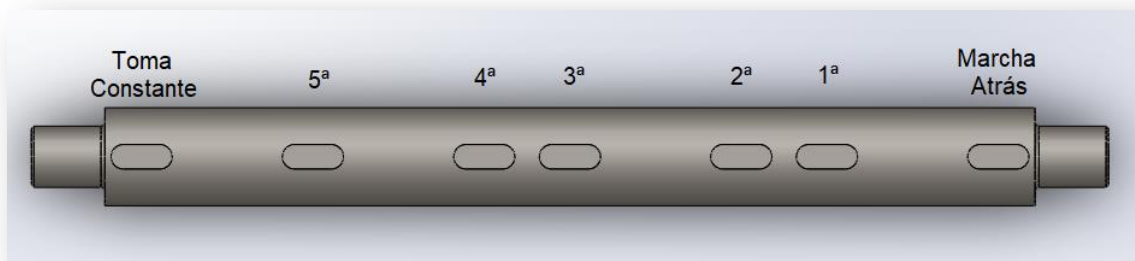


Figura 29. Esbozo del eje primario.

➤ **EJE SECUNDARIO**

En este eje se montarán los engranajes locos, que irán colocados sobre rodamientos. En este caso sí que se realizarán cambios de sección para bloquear el desplazamiento longitudinal de los rodamientos y poder realizar también el estriado necesario para la incorporación de los sincronizadores. A continuación se muestran los resultados obtenidos en cuanto a tensiones, diámetro y coeficiente de seguridad de cada sección.

Sección	Diámetro (mm)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	N
Marcha atrás	35	178,84	283,85	1,6
Primera	40	394,74	161,64	0,9
Segunda	40	171,38	118,87	2,1
Tercera	40	149,83	88,32	2,5
Cuarta	40	254,77	65,41	1,4
Quinta	30	141,62	112,74	2,5

Tabla 16. Resultados obtenidos para el dimensionado del eje secundario.

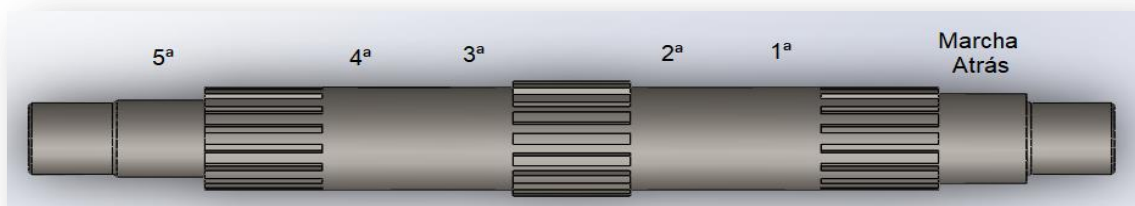


Figura 30. Esbozo del eje secundario.

➤ **EJE DE ENTRADA**

En este eje solo va montado el piñón de la toma constante que se sustentará mediante una chaveta y un anillo de retención, Poseerá un cambio de sección para hacer de tope del engranaje y los resultados obtenidos son los siguientes:

	Diámetro (mm)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	N
Apoyo	30	174,51	112,74	2,1
Cambio sección	30/25	265,00	112,74	1,5
Toma constante	25	108,88	194,71	1,9
Zona estriada	25	0,00	194,65	6,1

Tabla 17. Resultados obtenidos para el dimensionado del eje de entrada.

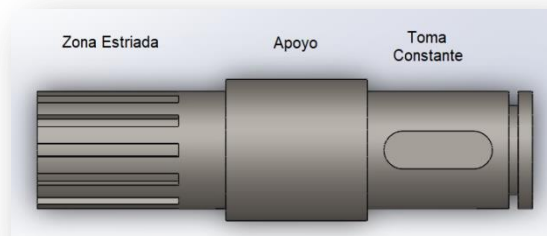


Figura 31. Esbozo del eje de entrada.

7. RESULTADOS

Tras la realización de los cálculos se han obtenido las siguientes soluciones para los distintos elementos que conforman la caja de cambios.

Por una parte se tiene el resultado del diseño cinemático de la caja, con el que se han hallado las relaciones de transmisión de cada marcha y las velocidades máximas y mínimas de las mismas:

	Relación de transmisión	Velocidad máxima (km/h)	Velocidad mínima (km/h)
1ª marcha	3,40	59,00	43,00
2ª marcha	2,50	80,00	58,00
3ª marcha	1,86	108,00	78,00
4ª marcha	1,38	145,00	106,00
5ª marcha	1,00	200,00	145,00
marcha atrás	4,00	50,00	36,00

Tabla 18. Velocidad máxima y mínima de cada marcha.

Por otra parte, se ha realizado el diseño geométrico de los engranajes, buscando la mayor homogeneidad en cuanto a dimensiones entre ellos y cumpliendo con los requisitos propios del funcionamiento de la caja de cambios.

		Nº de dientes	Módulo	Ángulo de hélice	Dp	Ángulo de presión	Ancho de cara	Material
1ª	Z ₁	20	5	24,62	110	20	30	Nitralloy grado 2
	Z' ₁	34			187			
2ª	Z ₂	24	5	24,62	132	20	30	Nitralloy grado 2
	Z' ₂	30			165			
3ª	Z ₃	28	5	24,62	154	20	30	Nitralloy grado 2
	Z' ₃	26			143			
4ª	Z ₄	32	5	24,62	176	20	30	Nitralloy grado 2
	Z' ₄	22			121			
5ª	Z ₅	36	5	24,62	198	20	30	Nitralloy grado 3
	Z' ₅	18			99			
Marcha atrás	Z _{ma}	16	5	24,62	88	25	30	Nitralloy grado 3
	Z' _{ma}	32			176			
	Z _x	20			110			
Toma constante	Z _e	18	5	24,62	99	20	30	Nitralloy grado 2
	Z' _e	36			198			

Tabla 19. Características de los engranajes.

Como se observa en los resultados, las dimensiones de los engranajes están dentro de los valores normales que se tratan en estos casos, de forma que la distancia entre los ejes es lo suficientemente pequeña como para conseguir construir una caja de cambios de tamaño normal.

Una vez determinada la geometría de los engranes, y decantándose por unos de los infinitos materiales aptos para este tipo de piezas, se han validado obteniendo como resultado los distintos coeficientes de seguridad, tanto para esfuerzos a flexión como a fatiga superficial.

	S _f	S _H
Piñón 1ª	5,66	1,71
Piñón 2ª	7,01	1,90
Piñón 3ª	8,11	2,03
Piñón 4ª	9,56	2,13
Piñón 5ª	12,01	2,19
Piñón ma	4,96	1,50
Piñón tc	4,15	1,43
Corona 1ª	6,68	2,34
Corona 2ª	7,44	2,17
Corona 3ª	8,03	1,94
Corona 4ª	8,36	1,70
Corona 5ª	8,62	1,44
Corona ma	6,15	2,25
Corona tc	5,99	2,21
Piñón inversor	4,97	1,78

Tabla 20. Factores de seguridad de los engranajes.

Los factores de seguridad obtenidos son muy amplios para esfuerzos de flexión y aunque menores, ya que es un criterio más restrictivo, también son muy buenos los coeficientes resultantes para fatiga superficial.

Por último, colocando estos engranajes en su posición sobre los ejes, se han podido dimensionar las diferentes secciones a partir de los esfuerzos a los que se encuentran sometidas y el material utilizado para su fabricación. Obteniéndose los resultados que se muestran a continuación.

En el eje primario, con una longitud total de 440 mm, se han analizado las siguientes secciones:

	Posición del piñón	Diámetro	Kt	N
Marcha atrás	395,0	40,0	1,6	1,7
Primera	325,0	40,0	1,6	1,2
Segunda	290,0	40,0	1,6	1,2
Tercera	220,0	40,0	1,6	1,2
Cuarta	185,0	40,0	1,6	1,3
Quinta	115,0	40,0	1,6	1,5
T. Cte	45,0	40,0	1,6	2,0

Tabla 21. Factores de seguridad en las secciones críticas del eje primario.

En el eje secundario, con una longitud total de 370 mm, se han analizado las siguientes secciones:

	Posición del piñón	Diámetro	Kt	N
Marcha atrás	325	35	1,00	1,6
Primera	255	40	2,17	1,0
Segunda	220	40	1,00	2,1
Tercera	150	40	1,00	2,5
Cuarta	115	40	2,17	1,6
Quinta	45	30	1,00	2,5

Tabla 22. Factores de seguridad en las secciones críticas del eje secundario.

En el eje de entrada, con una longitud de 105 mm, se han analizado únicamente las secciones que quedan dentro del bloque de la caja de cambios:

	Posición del piñón	Diámetro	Kt	N
T. Constante	15	25	1,60	1,5
Hombro apoyo	30	30	2,52	1,9

Tabla 23. Factores de seguridad en las secciones críticas del eje de entrada.

Se puede ver que los coeficientes de seguridad en las secciones de los ejes, aunque en algunos casos no tienen valores demasiado grandes, son suficientes para garantizar la vida útil para la cual han sido diseñados. Ya que en el proceso de cálculo siempre se ha buscado quedar del lado de la seguridad mayorando los factores adversos.

Se muestra un modelo aproximado de la caja de cambios diseñada:

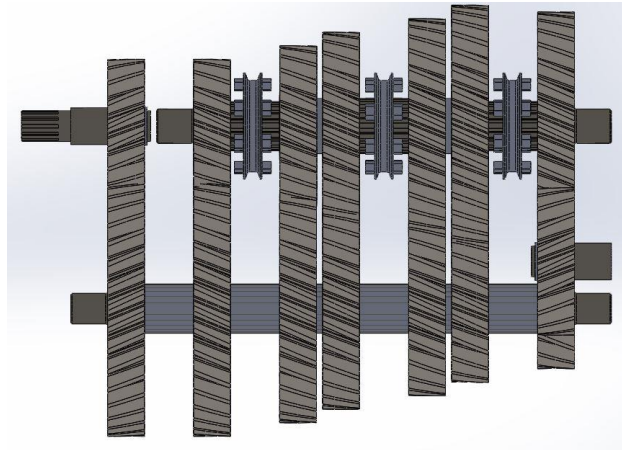


Figura 32. Esbozo caja de cambios.

8. CONCLUSIONES

El principal objetivo del trabajo ha sido el diseño de los elementos constructivos de una caja de cambios manual secuencial que es perfectamente útil para ser montada en un vehículo de rally de la categoría R5 del campeonato de WRC. Se ha partido de la normativa específica de esta competición para extraer los parámetros del coche, fundamentales para el diseño de la caja.

Se ha realizado el diseño cinemático del mecanismo, definiendo las distintas relaciones de transmisión de forma que se dé una progresión lineal entre ellas. Tras calcular las diferentes resistencias que se oponen al movimiento del vehículo, se ha verificado que las relaciones calculadas son válidas para, acto seguido, dimensionar los distintos elementos de la caja de cambios.

Estos componentes se han diseñado para una vida útil de unos 120000 km, un kilometraje menor al habitual, pero que teniendo en cuenta que se trata de un vehículo de competición, queda ampliamente sobredimensionado.

Este punto de partida ha condicionado el tipo de dimensionado a fatiga, pues como se ha podido ver, tanto los ejes como la mayoría de engranajes deberán soportar cargas para un número de ciclos mayor a 10^6 , condicionando el tipo de dimensionado a vida infinita.

Los engranajes han sido dimensionados utilizando el método definido por la AGMA, teniendo como fin minimizar su achura, permitiendo reducir los esfuerzos generados en los ejes ante flexión y reduciendo las dimensiones de la caja.

Al tratarse de una caja secuencial se limitan las posibilidades en la disposición de los engranajes a lo largo del eje, ya que elegir una distinta a la utilizada podría complicar bastante el diseño del mecanismo de selección. Esta disposición genera una determinada distribución de esfuerzos, a partir de la cual se han identificado las secciones y situaciones más desfavorables en los ejes, que han sido dimensionados a fatiga para vida infinita.

En cuanto a la realización de cálculos, se ha hecho uso de las hojas de cálculo de Microsoft Office Excel para introducir y programar los métodos de cálculo para los diferentes componentes. Facilitando sobre todo el trabajo a la hora de realizar el proceso iterativo de dimensionado de engranajes y ejes.

El software utilizado para la realización de los planos ha sido Solidworks, que con su herramienta Toolbox ha sido de gran ayuda para el modelado de los engranajes, ya que únicamente hay que introducir los parámetros característicos de los mismos en la tabla de datos y automáticamente se genera el modelo 3D. Pudiendo después trabajar sobre este y ensamblarlo en el conjunto de la caja de cambios.

Este software nos permite además hallar las propiedades físicas de los elementos, tales como masa o volumen, e incluso, si fuese necesario, realizar análisis de elementos finitos de los mismos.

En cuanto a los posibles elementos añadidos que se pueden diseñar a partir de este proyecto, se incluyen los rodamientos, tanto de los apoyos como de los piñones locos, elementos de sincronización, mecanismo de selección. Como por ejemplo el dotado de tambor desmodrómico, que consiste en un cilindro con una serie de ranuras que hacen de guía para los tetones de sujeción de los sincronizadores. De forma que cuando el tambor gira, obliga al sincronizador a desplazarse hacia un lado u otro.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Real Operativa de Desguaces Españoles. www.ro-des.com (Consultada Julio 2019)
- [2] HyD Motores. <https://hydmotores.com> (Consultada Julio 2019)
- [3] Autocasióm. www.autocasion.com (Consultada Julio 2019)
- [4] Eduardo Águeda Casado, José Martín Navarro, Tomás Gómez Morales. (2012). Sistemas de transmisión de fuerzas y trenes de rodaje. Madrid, Paraninfo.
- [5] Autobild.es www.autobild.es (Consultada Julio 2019)
- [6] AutoScout24 www.autoscout24.es (Consultada Agosto 2019)
- [7] Fórmula 1 TM www.formula1.com (Consultada Agosto 2019)
- [8] NASCAR www.nascar.com (Consultada Agosto 2019)
- [9] FIA World Endurance Championship. www.fiawec.com (Consultada Julio 2019)
- [10] FIA World Rally Championship. www.wrc.com (Consultada Julio 2019)
- [11] Scratch. www.revistascratch.com (Consultada Agosto 2019)
- [12] Motorpasión. www.motorpasion.com (Consultada Septiembre 2019)
- [13] FIA. www.fia.com (Consultada Septiembre 2019)
- [14] RFEDA. www.rfeda.es (Consultada Septiembre 2019)
- [15] Volkswagen Motorsports. <https://volkswagen-motorsport.com/> (Consultada Septiembre 2019)
- [16] Ingemecánica.com. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html> (Consultada Septiembre 2019)
- [17] Francisco Muñoz Gracia. (1974). Calculo teórico- práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil” Tomo II. Madrid. Dossat.
- [18] MotorGiga. <https://diccionario.motorgiga.com> (Consultada Octubre 2019)
- [19] Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. (2011). Shigley’s Mechanical Engineering Desing. Novena Edición. Nueva York, McGraw-Hill.
- [20] Apuntes Asignatura Cálculo y Diseño de Máquinas II, (curso 2018/2019). Almería.
- [21] Recambioscoches.es. www.recambioscoches.es (Consultada Noviembre 2019)
- [22] Juvinall, Robert C.(2013). Diseño de elementos de Máquinas. Segunda Edición. Limusa Wiley.
- [23] Thomas D. Gillespie. (1992). Fundamental of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers. Estados Unidos.

- [24] Apuntes Asignatura Cálculo y Diseño de Máquinas I, (curso 2018/2019). Almería.
- [25] HARDY ENGINEERING Transmissions Limited. <https://www.hardyengineering.co.uk> (Consultada 2019)
- [26] Recoautos Reciclados Autos 4 SL. <https://recoautos.com> (Consultada Agosto 2019)
- [27] Mercado libre. <https://articulo.mercadolibre.com.ar> (Consultada Septiembre 2019)
- [28] Fórmula 1 TM. <https://www.formula1.com> (Consultada Septiembre 2019)
- [30] Tradingpaints. <https://www.tradingpaints.com> (Consultada Septiembre 2019)
- [31] The Drive. <https://www.thedrive.com> (Consultada Octubre 2019)
- [32] Automoto news info. <http://www.autonewsinfo.com> (Consultada Octubre 2019)
- [33] La Gazzetta dello Sport. <https://red-live.it> (Consultada Septiembre 2019)
- [34] <https://forum.campeugeot.fr> (Consultada Agosto 2019)
- [35] RALLYssimo. <https://www.rallyssimo.it> (Consultada Septiembre 2019)
- [36] Diariomotor. <https://www.diariomotor.com> (Consultada Septiembre 2019)
- [37] <http://www.rhysyates.com> (Consultada Septiembre 2019)
- [38] Lanciapress. <http://www.lanciapress.com> (Consultada Noviembre 2019)
- [39] Slydeplayer. <http://slideplayer.es> (Consultada Noviembre 2019)
- [40] Omecanico. <https://www.omecanico.com> (Consultada Diciembre 2019)
- [41] https://www.youtube.com/watch?v=cGxufi_Nt24&t=293s (Consultada Diciembre 2019)
- [42] <https://www.redutec.com.mx/> (Consultada Diciembre 2019)

ANEJO 1. CÁLCULO DETALLADO DE LOS ENGRANAJES

Cálculo detallado de los engranajes.

Se procede a mostrar los cálculos anteriores realizados para cada engranaje y organizados por pares de la misma marcha.

1ª Marcha:

Cálculo de los engranajes a flexión:

- Dimensionado del piñón ($Z_1=20$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 6268,915 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 15,839}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,226$$

Donde:

$$V = 15,839 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (0,005 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,070$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 4,331} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = 0,005$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 110 \text{ mm} = 4,331 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,49 \cdot 0,94 = 0,461$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 6.268,915 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,226 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,070 \cdot 1}{0,461}$$

$$\sigma = 148,761 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,363$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,363}{1 \cdot 1} = \frac{842,266}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{842,266}{148,761} = 5,662$$

$$S_F = 5,662 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_1=34$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_J}$$

Donde:

$$F_t = 6.268,915 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 9,317}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,179$$

Donde:

$$V = 9,317 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,007 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,061$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 7,362} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,007$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 187 \text{ mm} = 7,362 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,53 \cdot 0,96 = 0,509$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 6.268,915 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,179 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,061 \cdot 1}{0,509}$$

$$\sigma = 128,427 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,389$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,389}{1 \cdot 1} = \frac{858,333}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{858,333}{128,427} = 6,683$$

$$S_F = 6,683 > 1,5$$

Cálculo de los engranajes a picadura:

- Dimensionado del piñón ($Z_1=20$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 6268,915 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,226$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,070$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 110 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,766} \cdot \frac{1,7}{1,7 + 1} = 0,162$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,287} = 0,766$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,287$$

$$r_P = 55 \text{ mm}$$

$$r_G = 93,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 55 \cdot 0,899 = 49,434 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 93,5 \cdot 0,899 = 84,037 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{187}{110} = 1,7$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{6268,915 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,226 \cdot 1 \cdot \frac{1,070}{110 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,162}}$$

$$\sigma = 840,511 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,062$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1.351,377 \cdot 1,062 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1434,693}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1434,693}{840,511} = 1,71$$

$$S_H = 1,71 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_1=34$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 6.68,915 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,179$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,061$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 187 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,766} \cdot \frac{1,7}{1,7 + 1} = 0,162$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,287} = 0,766$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,287$$

$$r_P = 55 \text{ mm}$$

$$r_G = 93,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 55 \cdot 0,899 = 49,434 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 93,5 \cdot 0,899 = 84,037 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{187}{110} = 1,7$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{6268,915N \cdot 1,25 \cdot 1,179 \cdot 1 \cdot \frac{1,070}{187 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,162}}$$

$$\sigma = 629,527 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,088$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,088 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1470,143}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1470,143}{629,527} = 2,108$$

$$S_H = 2,34 > 1,5$$

2ª Marcha:

Cálculo de los engranajes a flexión:

- Dimensionado del piñón ($Z_2=24$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 5224,096 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 19,007}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,245$$

Donde:

$$V = 19,007 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (0,001 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,066$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 5,197} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = 0,001$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 132 \text{ mm} = 5,197 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,51 \cdot 0,95 = 0,485$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 5224,096 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,245 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,066 \cdot 1}{0,485}$$

$$\sigma = 119,219 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,352$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,352}{1 \cdot 1} = \frac{835,468}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{835,468}{119,219} = 7,008$$

$$S_F = 7,008 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_2=30$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 5224,096 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 15,205}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,222$$

Donde:

$$V = 15,205 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,005 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,062$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 6,496} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,005$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 165 \text{ mm} = 6,496 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,52 \cdot 0,96 = 0,499$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 5224,096 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,222 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,062 \cdot 1}{0,499}$$

$$\sigma = 113,238 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,363$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,363}{1 \cdot 1} = \frac{842,266}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{842,266}{113,238} = 7,437$$

$$S_F = 7,437 > 1,5$$

Cálculo de los engranajes a picadura:

- Dimensionado del piñón ($Z_2=24$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 5.224,096 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,245$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,066$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 132 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \operatorname{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,763} \cdot \frac{1,25}{1,25 + 1} = 0,143$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,370} = 0,763$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \operatorname{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,370$$

$$r_P = 66 \text{ mm}$$

$$r_G = 82,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 66 \cdot 0,899 = 59,320 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 82,5 \cdot 0,899 = 74,151 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{165}{132} = 1,25$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{5224,096 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,245 \cdot 1 \cdot \frac{1,066}{132 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,143}}$$

$$\sigma = 748,455 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,051$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,051 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1419,801}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1.419,801}{748,455} = 1,90$$

$$S_H = 1,90 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_2=30$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 5244,096 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,222$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,062$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 165 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,763} \cdot \frac{1,25}{1,25 + 1} = 0,143$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,370} = 0,763$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,370$$

$$r_P = 66 \text{ mm}$$

$$r_G = 82,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 66 \cdot 0,899 = 59,320 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 82,5 \cdot 0,899 = 74,151 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{165}{132} = 1,25$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{5244,096 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,222 \cdot 1 \cdot \frac{1,062}{165 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,143}}$$

$$\sigma = 662,251 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,061$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,061 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1434,449}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1434,449}{662,251} = 2,17$$

$$S_H = 2,17 > 1,5$$

3ª Marcha:

Cálculo de los engranajes a flexión:

- Dimensionado del piñón ($Z_3=28$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 4477,796 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 22,174}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,261$$

Donde:

$$V = 22,174 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,003 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,063$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 6,063} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,003$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_P = 154 \text{ mm} = 6,063 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,51 \cdot 0,96 = 0,490$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 4477,796 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,261 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,063 \cdot 1}{0,490}$$

$$\sigma = 102,223 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,342$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,342}{1 \cdot 1} = \frac{829,289}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{829,289}{102,223} = 8,113$$

$$S_F = 8,113 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_3=26$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 4477,796N$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 23,880}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,270$$

Donde:

$$V = 23,880 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,002 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,065$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 5,630} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,002$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 143 \text{ mm} = 5,630 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,51 \cdot 0,96 = 0,490$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 4477,796 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,270 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,065 \cdot 1}{0,490}$$

$$\sigma = 103,014 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,339$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,339}{1 \cdot 1} = \frac{827,435}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{827,435}{103,014} = 8,030$$

$$S_F = 8,030 > 1,5$$

Cálculo de los engranajes a picadura:

- Dimensionado del piñón ($Z_3=28$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 4477,796 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,261$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,063$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 154 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \operatorname{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,762} \cdot \frac{0,929}{0,929 + 1} = 0,124$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,385} = 0,762$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \operatorname{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,385$$

$$r_P = 77 \text{ mm}$$

$$r_G = 71,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 77 \cdot 0,899 = 69,207 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 71,5 \cdot 0,899 = 64,264 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_p} = \frac{143}{154} = 0,929$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{4477,796 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,261 \cdot 1 \cdot \frac{1,063}{154 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,124}}$$

$$\sigma = 692,586 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,041$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,041 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1406,351}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1406,351}{692,586} = 2,03$$

$$S_H = 2,03 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_3=26$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 4477,796 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,270$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,065$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 143 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,762} \cdot \frac{0,929}{0,929 + 1} = 0,124$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,385} = 0,762$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,385$$

$$r_P = 77 \text{ mm}$$

$$r_G = 71,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 77 \cdot 0,899 = 69,207 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 71,5 \cdot 0,899 = 64,264 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{143}{154} = 0,929$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{4477,796 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,270 \cdot 1 \cdot \frac{1,065}{143 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,124}}$$

$$\sigma = 721,505 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,037$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,037 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1401,565}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1401,565}{721,505} = 1,94$$

$$S_H = 1,94 > 1,5$$

4ª Marcha:

Cálculo de los engranajes a flexión:

- Dimensionado del piñón ($Z_4=32$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 3918,072 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 25,324}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,276$$

Donde:

$$V = 25,324 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,006 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,061$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 6,929} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,006$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 176 \text{ mm} = 6,929 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,53 \cdot 0,96 = 0,509$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 3918,072 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,276 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,061 \cdot 1}{0,509}$$

$$\sigma = 82,946 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,345$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,345}{1 \cdot 1} = \frac{831,143}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{829,289}{82,946} = 9,562$$

$$S_F = 9,562 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_4=22$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 3918,072 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 36,861}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,323$$

Donde:

$$V = 36,861 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (0,002 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,068$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 4,764} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = 0,002$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 121 \text{ mm} = 4,764 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,50 \cdot 0,94 = 0,470$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 3918,072 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,323 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,068 \cdot 1}{0,470}$$

$$\sigma = 98,133 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,327$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,327}{1 \cdot 1} = \frac{820,020}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{820,020}{98,133} = 8,359$$

$$S_F = 8,359 > 1,5$$

Cálculo de los engranajes a picadura:

- Dimensionado del piñón ($Z_4=32$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 3918,072 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,276$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,061$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 176 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,764} \cdot \frac{0,688}{0,688 + 1} = 0,105$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,385} = 0,762$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,337$$

$$r_P = 88 \text{ mm}$$

$$r_G = 60,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 88 \cdot 0,899 = 79,094 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 60,5 \cdot 0,899 = 54,377 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{121}{176} = 0,688$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{3918,072 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,276 \cdot 1 \cdot \frac{1,061}{176 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,105}}$$

$$\sigma = 662,928 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,044$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,044 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1410,677}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1410,677}{662,928} = 2,13$$

$$S_H = 2,13 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_4=22$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 3918,072 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,323$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,068$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 121 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,764} \cdot \frac{0,688}{0,688 + 1} = 0,105$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,337} = 0,764$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,337$$

$$r_P = 88 \text{ mm}$$

$$r_G = 60,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 88 \cdot 0,899 = 79,094 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 60,5 \cdot 0,899 = 54,377 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{121}{176} = 0,688$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{3918,072 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,323 \cdot 1 \cdot \frac{1,068}{121 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,105}}$$

$$\sigma = 816,372 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,026$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,026 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1386,571}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1386,571}{816,372} = 1,70$$

$$S_H = 1,70 > 1,5$$

5ª Marcha:

Cálculo de los engranajes a flexión:

- Dimensionado del piñón ($Z_3=36$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 3482,730 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 28,510}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,290$$

Donde:

$$V = 28,510 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,008 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,060$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 7,795} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,008$$

$$b = 30 \text{ mm} = 2,362 \text{ pulg}$$

$$D_p = 198 \text{ mm} = 7,795 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,54 \cdot 0,97 = 0,524$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 3482,730 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,290 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,060 \cdot 1}{0,524}$$

$$\sigma = 75,787 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 666,23 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,367$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{666,23 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,367}{1 \cdot 1} = \frac{910,736}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{910,736}{75,787} = 12,013$$

$$S_F = 12,013 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_5=18$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 3482,730 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 57,020}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,386$$

Donde:

$$V = 57,020 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (0,008 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,072$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 3,898} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = 0,008$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 99 \text{ mm} = 3,898 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,45 \cdot 0,93 = 0,419$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 3482,730 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,386 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,072 \cdot 1}{0,419}$$

$$\sigma = 103,015 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 666,23 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,333$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{666,23 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,333}{1 \cdot 1} = \frac{888,085}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{888,085}{103,015} = 8,622$$

$$S_F = 8,622 > 1,5$$

Cálculo de los engranajes a picadura:

- Dimensionado del piñón ($Z_s=36$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 3,482,730 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,290$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,060$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 198 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,769} \cdot \frac{0,500}{0,500 + 1} = 0,085$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,217} = 0,769$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,217$$

$$r_P = 99 \text{ mm}$$

$$r_G = 49,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 99 \cdot 0,899 = 88,981 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 49,5 \cdot 0,899 = 44,490 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{99}{198} = 0,500$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{3482,730 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,290 \cdot 1 \cdot \frac{1,060}{198 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,085}}$$

$$\sigma = 656,501 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1489,268 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,065$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1489,268 \cdot 1,065 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1586,402}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1586,402}{656,501} = 2,42$$

$$S_H = 2,42 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_5=18$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 3482,730 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,386$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,072$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 99 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,769} \cdot \frac{0,500}{0,500 + 1} = 0,085$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,217} = 0,769$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,217$$

$$r_P = 99 \text{ mm}$$

$$r_G = 49,5 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 99 \cdot 0,899 = 88,981 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 49,5 \cdot 0,899 = 44,490 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_p} = \frac{99}{198} = 0,500$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{3482,730 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,386 \cdot 1 \cdot \frac{1,072}{99 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,085}}$$

$$\sigma = 967,541 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1489,268 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,032$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1489,268 \cdot 1,032 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1536,618}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1536,618}{967,541} = 1,59$$

$$S_H = 1,59 > 1,5$$

Marcha atrás:

Cálculo de los engranajes a flexión:

- Dimensionado del piñón ($Z_{ma}=16$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 7836,143 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 12,671}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,205$$

Donde:

$$V = 12,671 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (0,011 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,075$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 3,465} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = 0,011$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 88 \text{ mm} = 3,465 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,48 \cdot 0,93 = 0,446$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 7836,143 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,205 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,075 \cdot 1}{0,446}$$

$$\sigma = 189,556 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 666,23 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,412$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{666,23 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,412}{1 \cdot 1} = \frac{940,717}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{940,717}{189,556} = 4,962$$

$$S_F = 4,962 > 1,5$$

- Dimensionado del piñón inversor de sentido ($Z_x=20$).

Este engranaje, al tener dimensiones idénticas y transmitir la misma potencia que el piñón motriz de la marcha atrás, posee unos valores de los parámetros de cálculo que coinciden con los del anterior, excepto el de Y_N , ya que al estar este piñón engranado entre dos engranajes, el número de

ciclos de esfuerzo que sufren los dientes será el doble que el número de ciclos de los dientes del piñón motriz.

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 7836,143 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 12,671}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,205$$

Donde:

$$V = 12,671 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (0,005 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,070$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 4,331} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = 0,005$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 110 \text{ mm} = 4,331 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot f m = 0,48 \cdot 0,93 = 0,446$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 7836,143 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,205 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,070 \cdot 1}{0,446}$$

$$\sigma = 188,594 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 666,23 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,406$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{666,23 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,406}{1 \cdot 1} = \frac{936,719}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{936,719}{188,594} = 4,965$$

$$S_F = 4,965 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_{m\sigma}=32$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_J}$$

Donde:

$$F_t = 7836,143 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 6,336}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,151$$

Donde:

$$V = 6,336 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,006 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,061$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 6,929} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,006$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 176 \text{ mm} = 6,929 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,53 \cdot 0,96 = 0,509$$

$$\sigma = 7.836,143 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,151 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,061 \cdot 1}{0,509}$$

$$\sigma = 156,783 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 666,23 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,447$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{666,23 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,447}{1 \cdot 1} = \frac{964,034}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{964,034}{156,783} = 6,149$$

$$S_F = 6,149 > 1,5$$

Cálculo de los engranajes a picadura:

- *Dimensionado del piñón ($Z_{m0}=16$).*

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 7836,143 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,205$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,075$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 88 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,892 \cdot 0,451}{2 \cdot 0,766} \cdot \frac{2}{2 + 1} = 0,175$$

Donde:

$$\varphi_t = 26,82^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,236}{0,95 \cdot 19,568} = 0,769$$

$$p_N = 14,236 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 19,568$$

$$r_P = 44 \text{ mm}$$

$$r_G = 88 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 44 \cdot 0,892 = 39,267 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 88 \cdot 0,892 = 78,534 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{176}{88} = 2,000$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{7,836,143 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,205 \cdot 1 \cdot \frac{1,075}{88 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,175}}$$

$$\sigma = 1003,876 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1489,268 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,111$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1489,268 \cdot 1,111 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1654,527}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1654,527}{1003,876} = 1,50$$

$$S_H = 1,65 > 1,5$$

- Dimensionado del piñón inversor de sentido ($Z_x=20$).

Al igual que en el cálculo a flexión, los valores de todos los parámetros de cálculo de este engranaje coinciden con los del piñón motriz, excepto el de Z_N , ya que al estar este piñón engranado entre dos engranajes, el número de ciclos de esfuerzo que sufren los dientes será el doble que el número de ciclos a los que se someten los dientes del piñón motriz.

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 7836,143 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,205$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,070$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 110 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,892 \cdot 0,451}{2 \cdot 0,757} \cdot \frac{1,6}{1,6 + 1} = 0,164$$

Donde:

$$\varphi_t = 26,82^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,236}{0,95 \cdot 19,802} = 0,757$$

$$p_N = 14,236 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 19,802$$

$$r_P = 55 \text{ mm}$$

$$r_G = 88 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 55 \cdot 0,892 = 49,084 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 88 \cdot 0,892 = 78,534 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{176}{110} = 1,600$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{7836,143 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,205 \cdot 1 \cdot \frac{1,070}{110 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,175}}$$

$$\sigma = 926,653 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1489,268 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,105$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1489,268 \cdot 1,105 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1645,160}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1645,160}{926,653} = 1,78$$

$$S_H = 1,78 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_{m\sigma}=32$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 7836,143 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,151$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,061$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 176 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \operatorname{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,892 \cdot 0,451}{2 \cdot 0,766} \cdot \frac{2}{2 + 1} = 0,175$$

Donde:

$$\varphi_t = 26,82^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 19,568} = 0,769$$

$$p_N = 14,236 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \operatorname{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 19,568$$

$$r_P = 44 \text{ mm}$$

$$r_G = 88 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 44 \cdot 0,892 = 39,267 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 88 \cdot 0,892 = 78,534 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{176}{88} = 2,000$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{7836,143 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,151 \cdot 1 \cdot \frac{1,061}{176 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,175}}$$

$$\sigma = 689,219 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1489,268 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,147$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1489,268 \cdot 1,147 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1708,132}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1708,132}{689,219} = 2,48$$

$$S_H = 2,48 > 1,5$$

Toma constante:

Cálculo de los engranajes a flexión:

- Dimensionado del piñón ($Z_{tc}=18$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

Donde:

$$F_t = 6965,461 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 28,510}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,290$$

Donde:

$$V = 28,510 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (0,008 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,072$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 3,898} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = 0,008$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_p = 198 \text{ mm} = 3,898 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,45 \cdot 0,93 = 0,419$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 6965,461 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,290 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,072 \cdot 1}{0,419}$$

$$\sigma = 191,881 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,287$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,287}{1 \cdot 1} = \frac{795,302}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{795,302}{191,881} = 4,145$$

$$S_F = 4,145 > 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_{tc}=36$).

La tensión a la que se somete el diente debida a la flexión es:

$$\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m \cdot b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{Y_j}$$

$$F_t = 6965,461 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B = \left(\frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 7,127}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,159$$

Donde:

$$V = 7,127 \text{ m/s}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 10)^{\frac{2}{3}} = 0,397$$

$$Q_v = 10$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1 + 0,8 \cdot (-0,008 \cdot 1 + 0,082 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,060$$

Donde:

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 0,0125b = \frac{1,181}{10 \cdot 7,795} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 1,181$$

$$C_{pf} = -0,008$$

$$b = 30 \text{ mm} = 1,181 \text{ pulg}$$

$$D_P = 198 \text{ mm} = 7,795 \text{ pulg}$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0,082$$

$$C_e = 1$$

$$K_B = 1$$

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

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$Y_J = J \cdot fm = 0,54 \cdot 0,97 = 0,524$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que la tensión aplicada es:

$$\sigma = 6965,461 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,159 \cdot 1 \cdot \frac{1}{5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,060 \cdot 1}{0,524}$$

$$\sigma = 136,143 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_t = 617,95 \text{ MPa}$$

$$Y_N = 1,320$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la tensión admisible en la cara del diente por esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{adm} = \frac{617,95 \text{ MPa}}{S_F} \cdot \frac{1,320}{1 \cdot 1} = \frac{818,334}{S_F} \text{ MPa}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_F , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{818,334}{136,143} = 5,988$$

$$S_F = 5,988 > 1,5$$

Cálculo de los engranajes a picadura:

- Dimensionado del piñón ($Z_{tc}=18$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 6965,461 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,290$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,072$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 99 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \operatorname{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,769} \cdot \frac{2}{2 + 1} = 0,171$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,217} = 0,769$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \operatorname{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,217$$

$$r_P = 49,5 \text{ mm}$$

$$r_G = 99 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 49,5 \cdot 0,899 = 44,490 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 99 \cdot 0,899 = 88,981 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{198}{99} = 2,000$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{6965,461 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,290 \cdot 1 \cdot \frac{1,072}{198 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,171}}$$

$$\sigma = 933,726 \text{ MPa}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = 1351,377 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023} = 0,986$$

$$C_H = 1$$

$$K_T = 1$$

$$K_R = 1$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 0,986 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1332,389}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1332,389}{933,726} = 1,43$$

$$S_H = 1,43 < 1,5$$

- Dimensionado de la corona ($Z_{tc}=36$).

La tensión a la que se somete la cara del diente debido a la fatiga superficial es:

$$\sigma = C_p \sqrt{F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{I}}$$

Donde:

$$C_p = 189,78$$

$$F_t = 6965,461 \text{ N}$$

$$K_0 = 1,25$$

$$K_v = 1,159$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,060$$

$$Z_R = 1,02$$

$$d_p = 198 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\cos\varphi_t \cdot \text{sen}\varphi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{0,899 \cdot 0,438}{2 \cdot 0,769} \cdot \frac{2}{2 + 1} = 0,171$$

Donde:

$$\varphi_t = 26^\circ$$

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{14,761}{0,95 \cdot 20,217} = 0,769$$

$$p_N = 14,761 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_P + r_G) \cdot \text{sen}(\varphi_t)$$

$$Z = 20,217$$

$$r_P = 49,5 \text{ mm}$$

$$r_G = 99 \text{ mm}$$

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

$$r_b = r \cdot \cos(\varphi_t)$$

$$r_{bP} = 49,5 \cdot 0,899 = 44,490 \text{ mm}$$

$$r_{bG} = 99 \cdot 0,899 = 88,981 \text{ mm}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{198}{99} = 2,000$$

Sustituyendo valores obtenemos la tensión aplicada debida a los esfuerzos de contacto:

$$\sigma = 189,78 \cdot \sqrt{6965,461 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,159 \cdot 1 \cdot \frac{1,060}{198 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1,02}{0,171}}$$

$$\sigma = \mathbf{622,188 \text{ MPa}}$$

La tensión admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R}$$

Donde:

$$S_C = \mathbf{1351,377 \text{ MPa}}$$

$$Z_N = \mathbf{1,4488 \cdot N^{-0,023} = 1,018}$$

$$C_H = \mathbf{1}$$

$$K_T = \mathbf{1}$$

$$K_R = \mathbf{1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{1351,377 \cdot 1,018 \cdot 1}{S_H \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\mathbf{1375,556}}{S_H}$$

Igualando esta expresión a la resultante de la tensión aplicada se obtiene el valor del coeficiente de seguridad S_H , con el fin de asegurar que este es mayor que 1,5.

$$S_H = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{\mathbf{1375,556}}{\mathbf{622,188}} = \mathbf{2,21}$$

$$S_H = \mathbf{2,21} > \mathbf{1,5}$$

ANEJO 2. CÁLCULO DETALLADO DE LOS EJES

Cálculo detallado de los ejes.

Se procede a mostrar los cálculos anteriores realizados para cada eje y divididos en secciones de cada una de las marchas.

Partiendo de la distribución de fuerzas dada en cada uno de los engranajes para cada una de las marchas, se han obtenido las reacciones en los apoyos de cada eje aplicando las ecuaciones de la estática.

Conocidas las reacciones en los apoyos y las fuerzas aplicadas en los engranajes, que a su vez serán transmitidas a los ejes, se pueden determinar las leyes de esfuerzos que se producen a lo largo de los mismos. De esta forma, se podrá determinar cuáles son las secciones más críticas y que por tanto serán las utilizadas para el dimensionado de los árboles.

Si se observan los diagramas de esfuerzos se puede ver que las secciones más desfavorables son aquellas en las que hay un engranaje montado, y que además, su punto de funcionamiento crítico se da cuando dicho engranaje está transmitiendo potencia, es decir, su marcha correspondiente está engranada.

Para el dimensionado del eje se ha hallado el diámetro de cada sección partiendo de los esfuerzos a los que está sometida cuando el vehículo circula en esa marcha. Para quedar del lado de la seguridad se ha optado por, en el caso de haber algún cambio de sección, incluir su factor de concentración de esfuerzos en la sección de la marcha, aunque estas no coincidan exactamente.

Se procede a mostrar los cálculos realizados para el dimensionado de cada uno de los ejes, diferenciando cada una de las secciones según su marcha correspondiente:

EJE PRIMARIO:

Se presenta una tabla con los esfuerzos máximos para cada una de las marchas, obtenidos a partir de las leyes de esfuerzos:

	Axil	Cortante	Flector	Torsor
Marcha Atrás	7181,95	16576,54	932,55	689,58
Primera	5745,56	10742,91	1384,33	689,58
Segunda	4787,97	8185,07	1376,83	689,58
Tercera	4103,97	5590,7	1378,97	689,58
Cuarta	3590,98	4316,35	1252,95	689,58
Quinta	3191,99	4774,62	1046,15	689,58
Toma constante	0,00	12277,61	731,36	689,58

Tabla 24. Esfuerzos máximos para cada una de las marchas en el eje primario.

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 40 \text{ mm}$$

Por tanto, el límite de fatiga de la pieza será común para todas las secciones, y su valor se halla de la siguiente forma:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,831 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 40^{-0,097}$$

$$k_b = 0,831$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para cada sección.

- Sección Marcha Atrás:

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^v^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 148,42)^2 + 3 \cdot 17,59^2} = 239,42 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,0075 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 932,55 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 148,42 \text{ MPa}$$

$$M = 932,55 \text{ Nm}$$

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 16576,54}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 17,59 \text{ MPa}$$

$$V = 16576,54 \text{ N}$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{5,72^2 + 3 \cdot 54,88^2} = 95,22 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 7181,95}{\pi \cdot 40^2} = 5,72 \text{ MPa}$$

$$N = 7181,95 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 689,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 54,88 \text{ MPa}$$

$$T = 689,58 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{239,42}{457,62} + \frac{95,22}{1.190}$$

$$n = 1,7 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Primera marcha:**

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 220,32)^2 + 3 \cdot 11,40^2} = 353,07 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,0075 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 1384,33 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 220,32 \text{ MPa}$$

$$M = 1384,33 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 10742,91}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 11,40 \text{ MPa}$$

$$V = 10742,91 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{4,57^2 + 3 \cdot 54,88^2} = 95,16 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 5745,56}{\pi \cdot 40^2} = 4,57 \text{ MPa}$$
$$N = 5745,56 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 689,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 54,88 \text{ MPa}$$
$$T = 689,58 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{353,07}{457,62} + \frac{95,16}{1.190}$$
$$n = 1,2 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- Sección Segunda marcha:

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$
$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 219,13)^2 + 3 \cdot 8,68^2} = 350,93 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,0075 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 1376,83 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 219,13 \text{ MPa}$$
$$M = 1376,83 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 8185,07}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 8,68 \text{ MPa}$$
$$V = 8185,07 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N^2 + 3 \cdot \tau_m^T^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{3,81^2 + 3 \cdot 54,88^2} = 95,12 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 4787,97}{\pi \cdot 40^2} = 3,81 \text{ MPa}$$
$$N = 4787,97 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 689,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 54,88 \text{ MPa}$$
$$T = 689,58 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{350,93}{457,62} + \frac{95,12}{1.190}$$
$$n = 1,2 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Tercera marcha:**

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$
$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 219,47)^2 + 3 \cdot 5,93^2} = 351,30 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,0075 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 1378,97 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 219,47 \text{ MPa}$$
$$M = 1378,97 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 5590,70}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 5,93 \text{ MPa}$$
$$V = 5590,70 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{3,27^2 + 3 \cdot 54,88^2} = 95,10 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 4103,97}{\pi \cdot 40^2} = 3,27 \text{ MPa}$$
$$N = 4103,97 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 689,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 54,88 \text{ MPa}$$
$$T = 689,58 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{351,30}{457,62} + \frac{95,10}{1.190}$$

$$n = 1,2 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Cuarta marcha:**

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 199,41)^2 + 3 \cdot 4,58^2} = 319,16 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,0075 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{\max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 1252,95 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 199,41 \text{ MPa}$$

$$M = 1252,95 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 4316,35}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 4,58 \text{ MPa}$$
$$V = 4316,35 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{2,86^2 + 3 \cdot 54,88^2} = 95,09 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 3590,98}{\pi \cdot 40^2} = 2,86 \text{ MPa}$$
$$N = 3590,98 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 689,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 54,88 \text{ MPa}$$
$$T = 689,58 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{319,16}{457,62} + \frac{95,09}{1.190}$$
$$n = 1,3 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Quinta marcha:**

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 166,50)^2 + 3 \cdot 5,07^2} = 266,54 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,0075 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 1046,15 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 166,50 \text{ MPa}$$

$$M = 1046,15 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 4774,62}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 5,07 \text{ MPa}$$

$$V = 4774,62 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{2,54^2 + 3 \cdot 54,88^2} = 95,08 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 3191,99}{\pi \cdot 40^2} = 2,54 \text{ MPa}$$
$$N = 3191,99 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 689,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 54,88 \text{ MPa}$$
$$T = 689,58 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{266,54}{457,62} + \frac{95,08}{1.190}$$
$$n = 1,5 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- Sección Toma constante:

Se calculará cuando está engranada la quinta marcha, ya que es el momento en que la sección está sometida a mayores esfuerzos.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 116,40)^2 + 3 \cdot 13,03^2} = 187,60 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,0075 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 731,36 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 116,40 \text{ MPa}$$

$$M = 731,36 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 12.277,61}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 13,03 \text{ MPa}$$

$$V = 12.277,61 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N^2 + 3 \cdot \tau_m^T^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 54,88^2} = 95,05 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 0}{\pi \cdot 40^2} = 0 \text{ MPa}$$
$$N = 0 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 689,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 54,88 \text{ MPa}$$
$$T = 689,58 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{187,60}{457,62} + \frac{95,05}{1.190}$$
$$n = 2 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

EJE SECUNDARIO:

Se presenta una tabla con los esfuerzos máximos para cada una de las marchas, obtenidos a partir de las leyes de esfuerzos:

	Axil	Cortante	Flector	Torsor
Marcha Atrás	7181,95	16322,06	734,49	1379,16
Primera	5745,56	9939,23	1143,01	1172,29
Segunda	4787,97	7157,6	1073,64	861,98
Tercera	4103,97	5490,69	939,30	640,32
Cuarta	3590,98	5625,57	737,86	474,09
Quinta	3191,99	6443,94	371,23	344,79

Tabla 25. Esfuerzos máximos para cada una de las marchas en el eje secundario.

- **Sección Marcha Atrás:**

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 35 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,842 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 463,59 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 35^{-0,097}$$

$$k_b = 0,842$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(1 \cdot 148,42)^2 + 3 \cdot 22,62^2} = 178,83 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1$$

No existe discontinuidad alguna

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 734,49 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35^3} = 174,49 \text{ MPa}$$
$$M = 734,49 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 16322,06}{3 \cdot \pi \cdot 35^2} = 22,62 \text{ MPa}$$
$$V = 16322,06 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{7,46^2 + 3 \cdot 163,83^2} = 283,85 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 7181,95}{\pi \cdot 35^2} = 7,46 \text{ MPa}$$
$$N = 7181,95 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 1379,16 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35^3} = 163,83 \text{ MPa}$$
$$T = 1379,16 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{178,84}{463,59} + \frac{283,85}{1.190}$$

$$n = 1,6 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Primera marcha:**

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 40 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,831 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 40^{-0,097}$$

$$k_b = 0,831$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(2,17 \cdot 181,92)^2 + 3 \cdot 10,55^2} = 394,74 \text{ MP}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 2,17$$

$$\text{Cambio de sección (Gráfica 5)} \begin{cases} \frac{D}{d} = 1,14 \\ \frac{r}{d} = 0,03 \end{cases}$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 1143,01 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 181,92 \text{ MPa}$$
$$M = 1143,01 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 9939,23}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 10,55 \text{ MPa}$$
$$V = 9939,23 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{4,57^2 + 3 \cdot 93,29^2} = 161,64 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 5745,56}{\pi \cdot 40^2} = 4,57 \text{ MPa}$$
$$N = 5745,56 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 1172,29 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 93,29 \text{ MPa}$$

$$T = 1172,29 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{394,74}{457,62} + \frac{161,64}{1.190}$$

$$n = 1,0 = 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- Sección Segunda marcha:

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 40 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,831 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 40^{-0,097}$$

$$k_b = 0,831$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$
$$\sigma_a = \sqrt{(1 \cdot 170,88)^2 + 3 \cdot 7,59^2} = 171,38 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1$$

No existe discontinuidad alguna

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 1073,64 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 170,88 \text{ MPa}$$
$$M = 1073,64 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 7157,60}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 7,59 \text{ MPa}$$
$$V = 7157,60 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N^2 + 3 \cdot \tau_m^T^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{3,81^2 + 3 \cdot 68,60^2} = 118,87 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 4787,97}{\pi \cdot 40^2} = 3,81 \text{ MPa}$$
$$N = 4787,97 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 861,98 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 68,60 \text{ MPa}$$
$$T = 861,98 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{171,38}{457,62} + \frac{118,87}{1.190}$$
$$n = 2,1 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Tercera marcha:**

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 40 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,831 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 40^{-0,097}$$

$$k_b = 0,831$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$
$$\sigma_a = \sqrt{(1 \cdot 149,49)^2 + 3 \cdot 5,82^2} = 149,83 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1$$

No existe discontinuidad alguna

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 939,30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 149,49 \text{ MPa}$$
$$M = 939,30 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 5,490,69}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 5,82 \text{ MPa}$$
$$V = 5,490,69 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N^2 + 3 \cdot \tau_m^T^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{3,27^2 + 3 \cdot 50,96^2} = 88,32 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 4103,97}{\pi \cdot 40^2} = 3,27 \text{ MPa}$$
$$N = 4103,97 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 640,32 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 50,96 \text{ MPa}$$
$$T = 640,32 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{149,83}{457,62} + \frac{88,32}{1.190}$$
$$n = 2,5 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Cuarta marcha:**

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 40 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,831 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 457,62 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 40^{-0,097}$$

$$k_b = 0,831$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$
$$\sigma_a = \sqrt{(2,17 \cdot 117,43)^2 + 3 \cdot 5,97^2} = 254,76 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 2,17$$

$$\text{Cambio de sección (Gráfica 5)} \left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = 1,14 \\ \frac{r}{d} = 0,03 \end{array} \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 737,86 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 117,43 \text{ MPa}$$
$$M = 737,86 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 5625,57}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 5,97 \text{ MPa}$$
$$V = 5625,57 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N^2 + 3 \cdot \tau_m^T^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{2,86^2 + 3 \cdot 37,73^2} = 65,41 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 3590,98}{\pi \cdot 40^2} = 2,86 \text{ MPa}$$
$$N = 3590,98 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 474,09 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 37,73 \text{ MPa}$$
$$T = 474,09 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{254,76}{457,62} + \frac{65,41}{1.190}$$
$$n = 1,6 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- **Sección Quinta marcha:**

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 30 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,855 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 470,57 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 30^{-0,097}$$

$$k_b = 0,855$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$
$$\sigma_a = \sqrt{(1 \cdot 140,05)^2 + 3 \cdot 12,16^2} = 141,62 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1$$

No existe discontinuidad alguna

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$
$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 371,23 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30^3} = 140,05 \text{ MPa}$$
$$M = 371,23 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 6443,94}{3 \cdot \pi \cdot 30^2} = 12,16 \text{ MPa}$$
$$V = 6443,94 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N^2 + 3 \cdot \tau_m^T^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{4,52^2 + 3 \cdot 65,04^2} = 112,74 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 3191,99}{\pi \cdot 30^2} = 4,52 \text{ MPa}$$
$$N = 3191,99 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 344,79 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30^3} = 65,04 \text{ MPa}$$

$$T = 344,79 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{141,62}{470,57} + \frac{112,74}{1.190}$$

$$n = 2,5 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

EJE DE ENTRADA:

Se presenta una tabla con los esfuerzos máximos para la situación más desfavorable, cuando está engranada la quinta marcha.

	Axil	Cortante	Flector	Torsor
Hombro de apoyo del rodamiento	3191,98	7502,98	278,00	344,79
Toma constante	3191,98	7502,98	158,00	344,79

Tabla 26. Esfuerzos máximos para cada una de las marchas en el eje de entrada.

- Sección Toma constante

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 25 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,870 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 478,97 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 25^{-0,097}$$

$$k_b = 0,870$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^V^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(1,6 \cdot 103,00)^2 + 3 \cdot 20,38^2} = 108,88 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1,6$$

$$\text{Chavetero (Gráfica 7)} \left\{ \frac{r}{d} = 0,012 \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 158,00 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25^3} = 103,00 \text{ MPa}$$

$$M = 158,00 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 7502,98}{3 \cdot \pi \cdot 25^2} = 20,38 \text{ MPa}$$

$$V = 7502,98 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{4,52^2 + 3 \cdot 112,38^2} = 194,71 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 3191,98}{\pi \cdot 25^2} = 4,52 \text{ MPa}$$
$$N = 3191,98 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 344,79 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25^3} = 112,38 \text{ MPa}$$
$$T = 344,79 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{108,88}{478,97} + \frac{194,71}{1.190}$$
$$n = 1,9 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

- Sección hombro de apoyo del rodamiento.

Se calcula esta sección debido a que en este eje, el momento flector máximo se da en el apoyo.

Mediante un proceso iterativo se obtiene un diámetro constante a lo largo de todo el eje de:

$$d = 30 \text{ mm}$$

Se muestra el cálculo del factor de seguridad para el estado tensional dado.

A partir del criterio de fallo de Soderberg:

$$k_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

$$k_f = 1 \text{ (incluido en la tensión alternativa)}$$

$$S_y = 1190 \text{ MPa}$$

El límite de fatiga será:

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 640 \cdot 0,860 \cdot 0,855 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$S_e = 470,57 \text{ MPa}$$

Donde:

$$S'_e = 640 \text{ MPa}$$

$$k_a = 0,860$$

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 30^{-0,097}$$

$$k_b = 0,855$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Tensión alternativa (Von Mises):

$$\sigma_a = \sqrt{(k_t \cdot \sigma_a^f)^2 + 3 \cdot \tau_a^v^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{(2,52 \cdot 104,88)^2 + 3 \cdot 14,15^2} = 265,01 \text{ MPa}$$

Donde:

El factor de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 2,52$$

$$\text{Cambio de sección (Gráfica 5)} \left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = 1,2 \\ \frac{r}{d} = 0,02 \end{array} \right.$$

Tensión alternativa debida al flector:

$$\sigma_a^f = \frac{M}{I} \cdot y_{max} = \frac{M}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a^f = \frac{32 \cdot 278,00 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30^3} = 104,88 \text{ MPa}$$

$$M = 278,00 \text{ Nm}$$

Tensión alternativa debida al cortante:

$$\tau_a^V = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} = \frac{16 \cdot V}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$
$$\tau_a^V = \frac{16 \cdot 7502,98}{3 \cdot \pi \cdot 30^2} = 14,15 \text{ MPa}$$
$$V = 7502,98 \text{ N}$$

Tensión media (Von Mises):

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^N{}^2 + 3 \cdot \tau_m^T{}^2}$$
$$\sigma_m = \sqrt{4,52^2 + 3 \cdot 65,04^2} = 112,74 \text{ MPa}$$

Donde:

Tensión media debida al axil:

$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$
$$\sigma_m^N = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot 3191,98}{\pi \cdot 30^2} = 4,52 \text{ MPa}$$
$$N = 3191,98 \text{ N}$$

Tensión media debida al torsor:

$$\tau_m^T = \frac{T}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{T}{\pi \cdot \frac{d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$
$$\tau_m^T = \frac{16 \cdot 344,79 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30^3} = 65,04 \text{ MPa}$$
$$T = 344,79 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad queda:

$$\frac{1}{n} = 1 \cdot \frac{265,01}{470,57} + \frac{112,74}{1.190}$$

$$n = 1,52 > 1$$

El diámetro de esta sección es válido.

ANEJO 3. TABLAS Y GRÁFICOS

<i>Módulos m</i>		<i>Diámetros Pitch P</i>	
I	II	I	II
1		20	
1,25	1,125	16	18
1,5	1,375	12	14
2	1,75	10	11
2,5	2,25	8	9
3	2,75	6	7
4	3,5	5	5,50
5	4,5	4	4,50
6	5,5	3	3,50
8	(6,5)	2,50	2,75
10	7	2	2,25
12	9	1,50	1,75
16	11	1,25	
20	14	1	0,875
25	18	0,75	
32	22	0,625	
40	28	0,50	
50	36		
	45		

Tabla 27. Módulos y pasos diametrales normalizados. UNE 18005:1984

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Tabla 28. Factor de sobrecarga k_0 . [19]

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	-0.765(10 ⁻⁴)
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	-0.930(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	-0.926(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	-0.822(10 ⁻⁴)

Tabla 29. A, B y C para cma. [19]

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹
Acero ³	Endurecido ⁴ completamente	Vea la figura 14-5
	Endurecido por flama ⁵	50 HRC
	o por inducción ⁵	54 HRC
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9*
	Nitruado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N 84.5 HR15N
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	87.5 HR15N
Nitralloy 135M	Nitruado ⁵	90.0 HR15N
Nitralloy N	Nitruado ⁵	90.0 HR15N
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	90.0 HR15N

Tabla 30. Dureza superficial según el tratamiento térmico. [19]

DUREZA ROCKWELL				DUREZA SUPERFICIAL ROCKWELL			Dureza Vickers	Dureza Brinell P. 3 000 kg. bola de acero ϕ 10 mm		Resistencia a la Tracción Mpa
HRC	HRB	HRA	HRD				HV			
Escala C P. 150 kg Cono de diamante	Escala B P. 100 kg Bola de acero ϕ 1/16"	Escala A P. 60 kg Cono de diamante	Escala D P. 100 kg Cono de diamante	Escala 15-N P. 15 kg. Cono de diamante	Escala 30-N P. 30 kg. Cono de diamante	Escala 45-N P. 45 kg. Cono de diamante	P. 30 kg. Pirámide de diamante	Bola Standard	Bola Tungsteno	
68	---	85,6	76,9	93,2	84,4	75,4	940	---	---	---
67	---	85,0	76,1	92,9	83,6	74,2	900	---	---	---
66	---	84,5	75,4	92,5	82,8	73,3	865	---	---	---
65	---	83,9	74,5	92,2	81,9	72,0	832	---	(739)	---
64	---	83,4	73,8	91,8	81,1	71,0	800	---	(722)	---
63	---	82,8	73,0	91,4	80,1	69,9	772	---	(705)	---
62	---	82,3	72,2	91,1	79,3	68,8	746	---	(688)	---
61	---	81,8	71,5	90,7	78,4	67,7	720	---	(670)	---
60	---	81,2	70,7	90,2	77,5	66,6	697	---	(654)	---
59	---	80,7	69,9	89,8	76,6	65,5	674	---	(634)	---
58	---	80,1	69,2	89,3	75,7	64,3	653	---	615	---
57	---	79,6	68,5	88,9	74,8	63,2	633	---	595	---
56	---	79,0	67,7	88,3	73,9	62,0	613	---	577	---
55	---	78,5	66,9	87,9	73,0	60,9	595	---	560	2075
54	---	78,0	66,1	87,4	72,0	59,8	577	---	543	2015
53	---	77,4	65,4	86,9	71,2	58,6	560	---	525	1950
52	---	76,8	64,6	86,4	70,2	57,4	544	(500)	512	1880
51	---	76,3	63,8	85,9	69,4	56,1	528	(487)	496	1820
50	---	75,9	63,1	85,5	68,5	55,0	513	(475)	481	1760
49	---	75,2	62,1	85,0	67,6	53,8	498	(464)	469	1695
48	---	74,7	61,4	84,5	66,7	52,5	484	---	455	1635
47	---	74,1	60,8	83,9	65,8	51,4	471	442	443	1580
46	---	73,6	60,0	83,5	64,8	50,3	458	432	432	1530
45	---	73,1	59,2	83,0	64,0	49,0	446	421	421	1480
44	---	72,5	58,5	82,5	63,1	47,8	434	409	409	1435
43	---	72,0	57,7	82,0	62,2	46,7	423	400	400	1385
42	---	71,5	56,9	81,5	61,3	45,5	412	390	390	1340
41	---	70,9	56,2	80,9	60,4	44,3	402	381	381	1295
40	---	70,4	55,4	80,4	59,5	43,1	392	371	371	1250
39	---	69,9	54,6	79,9	58,6	41,9	382	362	362	1215
38	---	69,4	53,8	79,4	57,7	40,8	372	353	353	1180
37	---	68,9	53,1	78,8	56,8	39,6	363	344	344	1140
36	(109,0)	68,4	52,3	78,3	55,9	38,4	354	336	336	1115
35	(108,5)	67,9	51,5	77,7	55,0	37,2	345	327	327	1080
34	(108,0)	67,4	50,8	77,2	54,2	36,1	336	319	319	1055
33	(107,5)	66,8	50,0	76,6	53,3	34,9	327	311	311	1025
32	(107,0)	66,3	49,2	76,1	52,1	33,7	318	301	301	1000
31	(106,0)	65,8	48,4	75,6	51,3	32,5	310	294	294	980
30	(105,5)	65,3	47,7	75,0	50,4	31,3	302	286	286	950
29	(104,5)	64,7	47,0	74,5	49,5	30,1	294	279	279	930
28	(104,0)	64,3	46,1	73,9	48,6	28,9	286	271	271	910
27	(103,0)	63,8	45,2	73,3	47,7	27,8	279	264	264	880
26	(102,5)	63,3	44,4	72,8	46,8	26,7	272	258	258	860
25	(101,5)	62,8	43,8	72,2	45,9	25,5	266	253	253	840
24	(101,0)	62,4	43,1	71,6	45,0	24,3	260	247	247	825
23	100,0	62,0	42,1	71,0	44,0	23,1	254	243	243	805
22	99,0	61,5	41,6	70,5	43,2	22,0	248	237	237	785
21	98,5	61,0	40,9	69,9	42,3	20,7	243	231	231	770
20	97,8	60,5	40,1	69,4	41,5	19,6	238	226	226	760
(18)	96,7	---	---	---	---	---	230	219	219	730
(16)	95,5	---	---	---	---	---	222	212	212	705
(14)	93,9	---	---	---	---	---	213	203	203	675
(12)	92,3	---	---	---	---	---	204	194	194	650
(10)	90,7	---	---	---	---	---	196	187	187	620
(8)	89,5	---	---	---	---	---	188	179	179	600
(6)	87,1	---	---	---	---	---	180	171	171	580
(4)	85,5	---	---	---	---	---	173	165	165	550
(2)	83,5	---	---	---	---	---	166	158	158	530
(0)	81,7	---	---	---	---	---	160	152	152	515

Tabla 31. Equivalencias de durezas. [42]

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso unitario w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/pulg ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Fundición de hierro (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

Tabla 32. Constantes físicas de materiales. [19]

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible, ² S_c psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido ⁴ completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵	50 HRC	170 000	190 000	—
	o por inducción ⁵	54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Niturado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Niturado ⁵	84.5 HR15N	155 000	168 000	180 000
		87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Niturado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Niturado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Niturado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

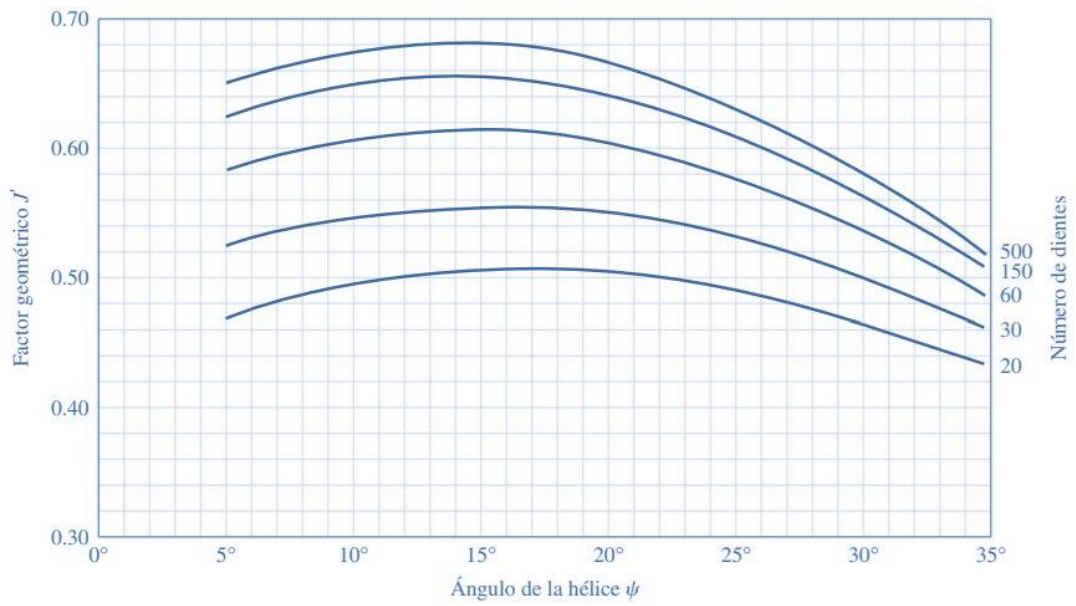
Tabla 33. Número de esfuerzo de contacto permisible. [19]

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

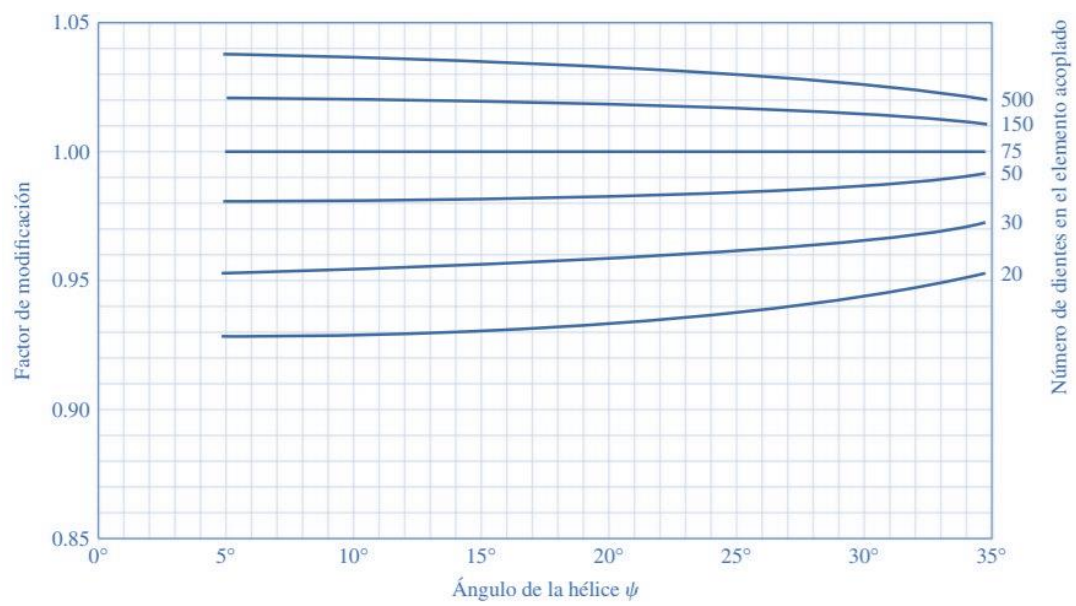
Tabla 34. Propiedades mecánicas de los aceros. [19]

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

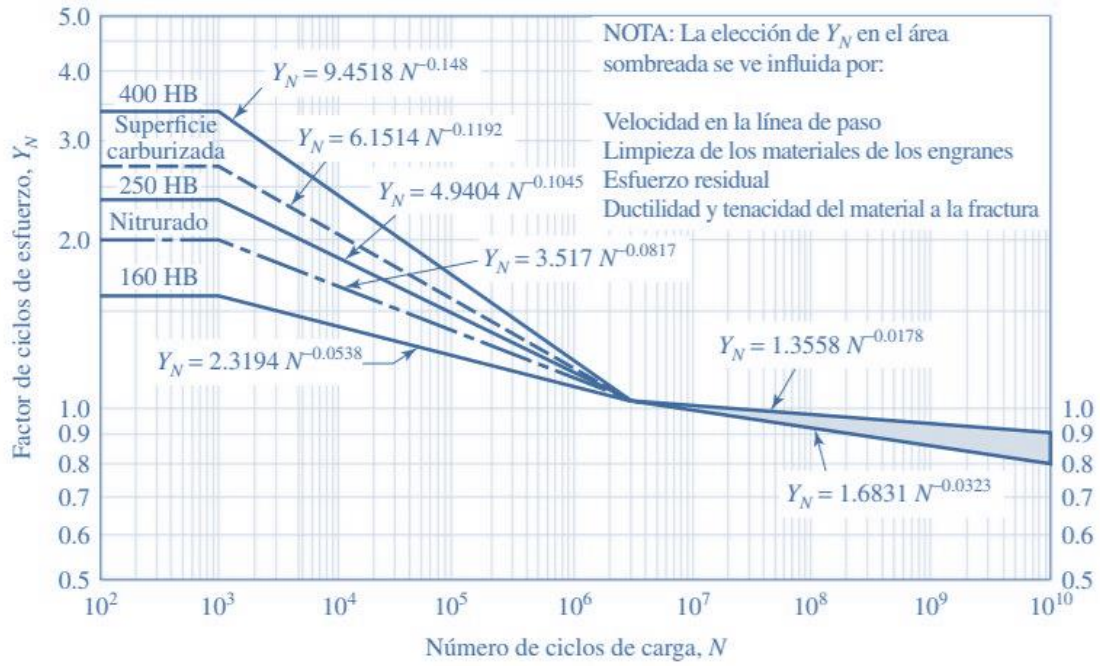
Tabla 35. Factores *a* y *b* según acabado superficial. [19]



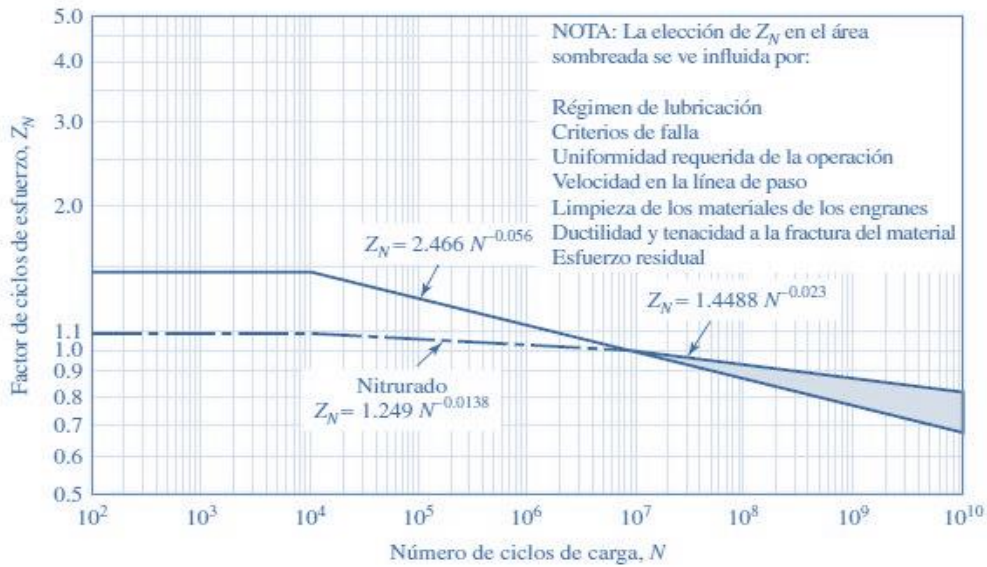
Gráfica 21. Factor geométrico J . [19]



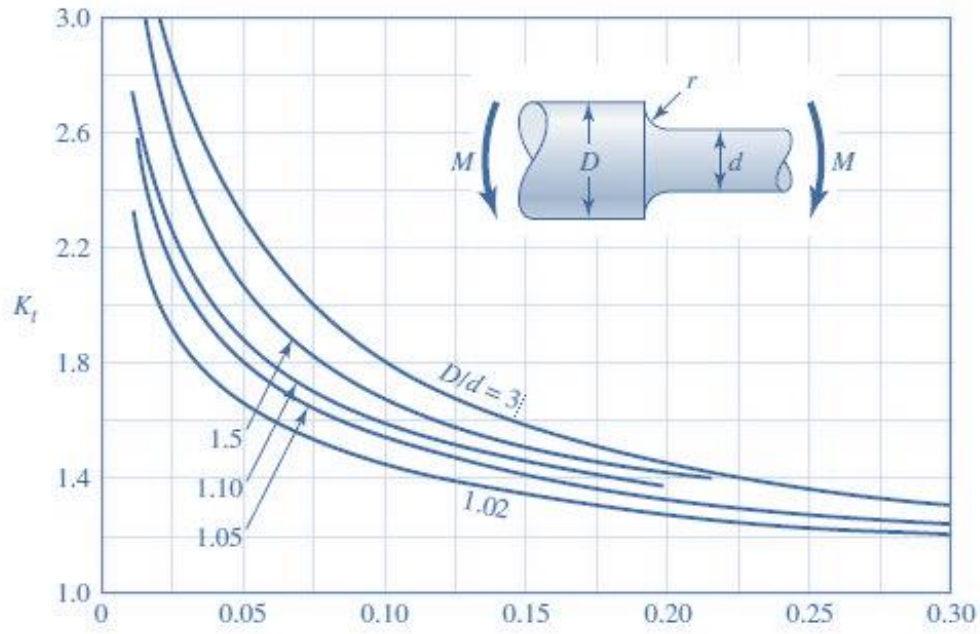
Gráfica 22. Factor de modificación. [19]



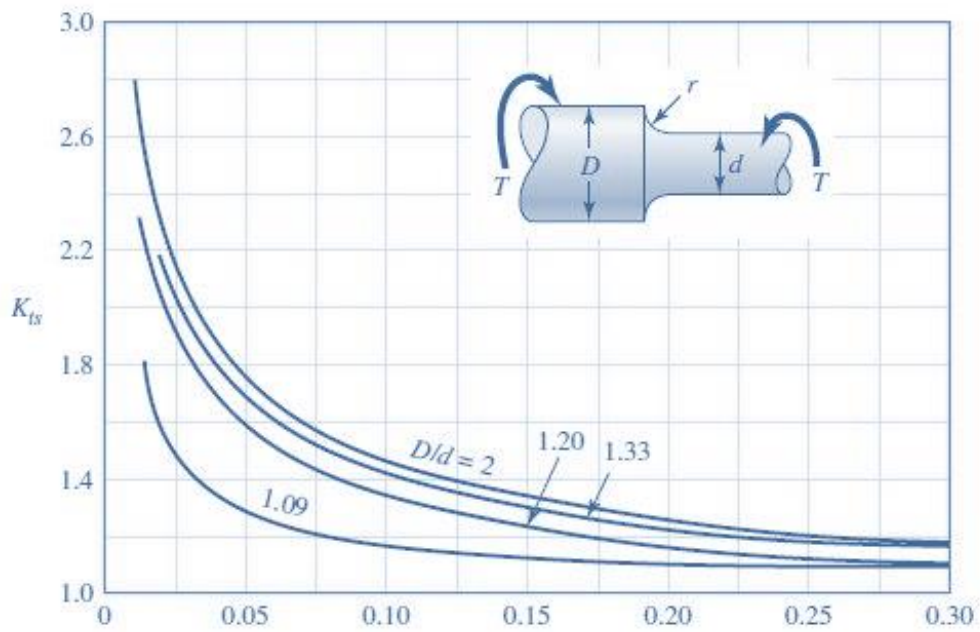
Gráfica 23. Factor de ciclos de esfuerzo. [19]



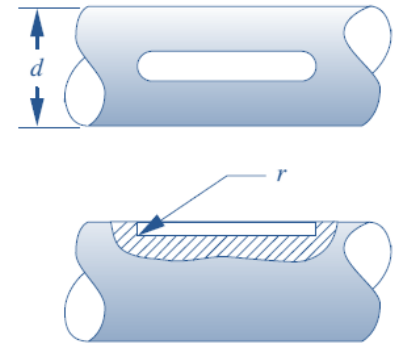
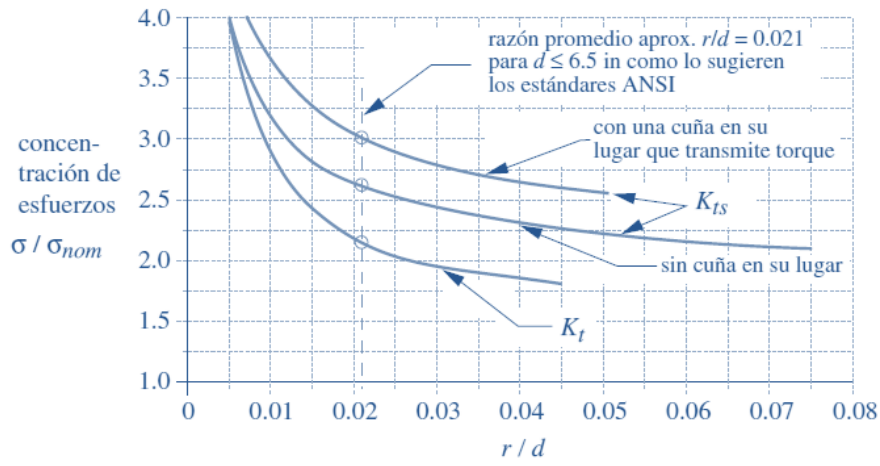
Gráfica 24. Factor de ciclos de esfuerzo a picadura. [19]



Gráfica 25. Factor de concentración de esfuerzos en cambio de sección sometida a flexión. [19]

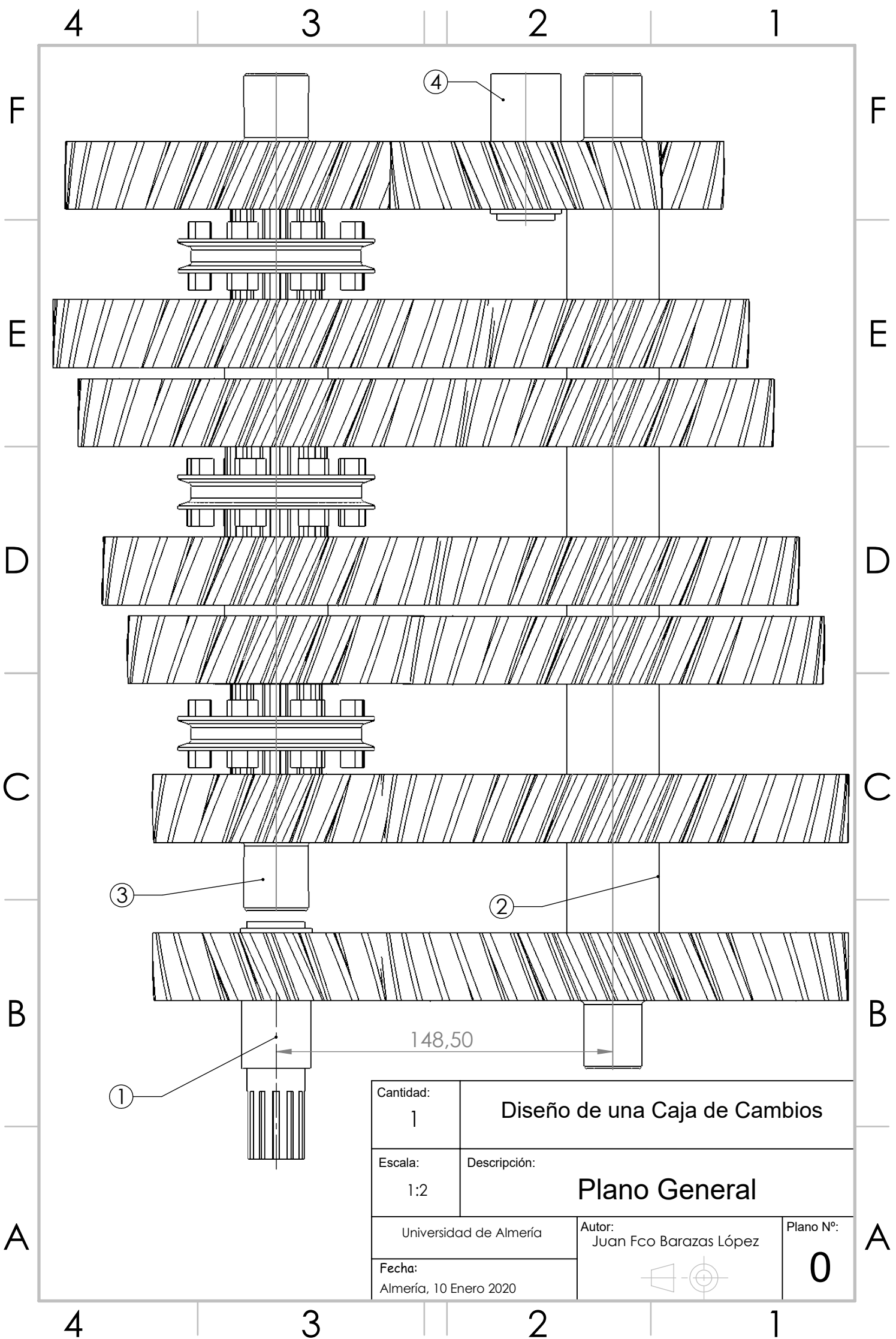


Gráfica 26. Factor de concentración de esfuerzos en cambio de sección sometida a torsión. [19]



Gráfica 27. Factor de concentración de esfuerzos en chavetero. [22].

PLANOS



Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Plano General	
Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano Nº: 0



4

3

2

1

F

F

Unds.	Descripción	Marca
1	Conjunto Eje Entrada	1
1	Conjunto Eje Primario	2
1	Conjunto Eje Secundario	3
1	Conjunto Eje Piñón Inversor	4

E

E

D

D

C

C

B

B

Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Plano General	
Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano N°: 0

A

A

4

3

2

1



4

3

2

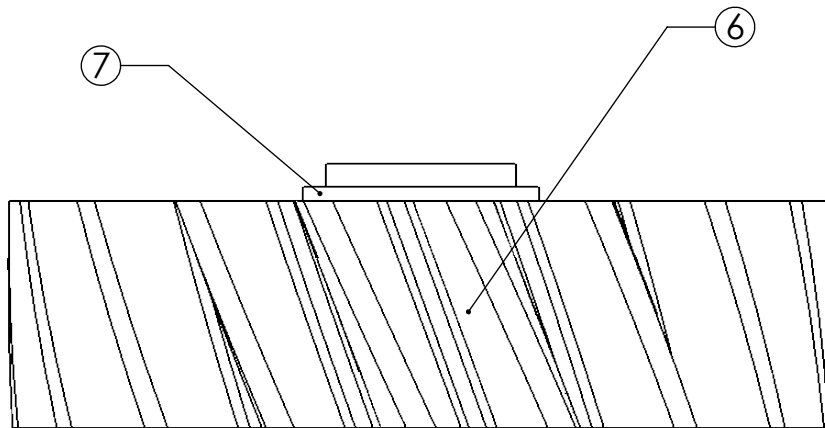
1

F

Elemento: ①

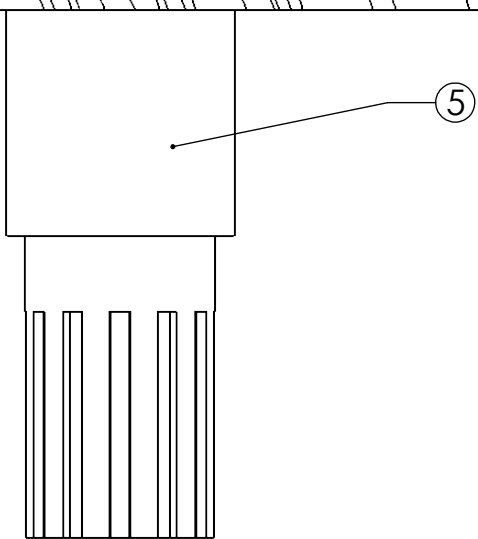
F

E



E

D



D

C

C

Unds.	Descripción	Marca
1	Eje de Entrada	5
1	Piñón Toma Constante	6
1	Anillo de Retención	7

B

B

Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:1	Descripción: Conjunto Eje de entrada	
Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano Nº: 1

A

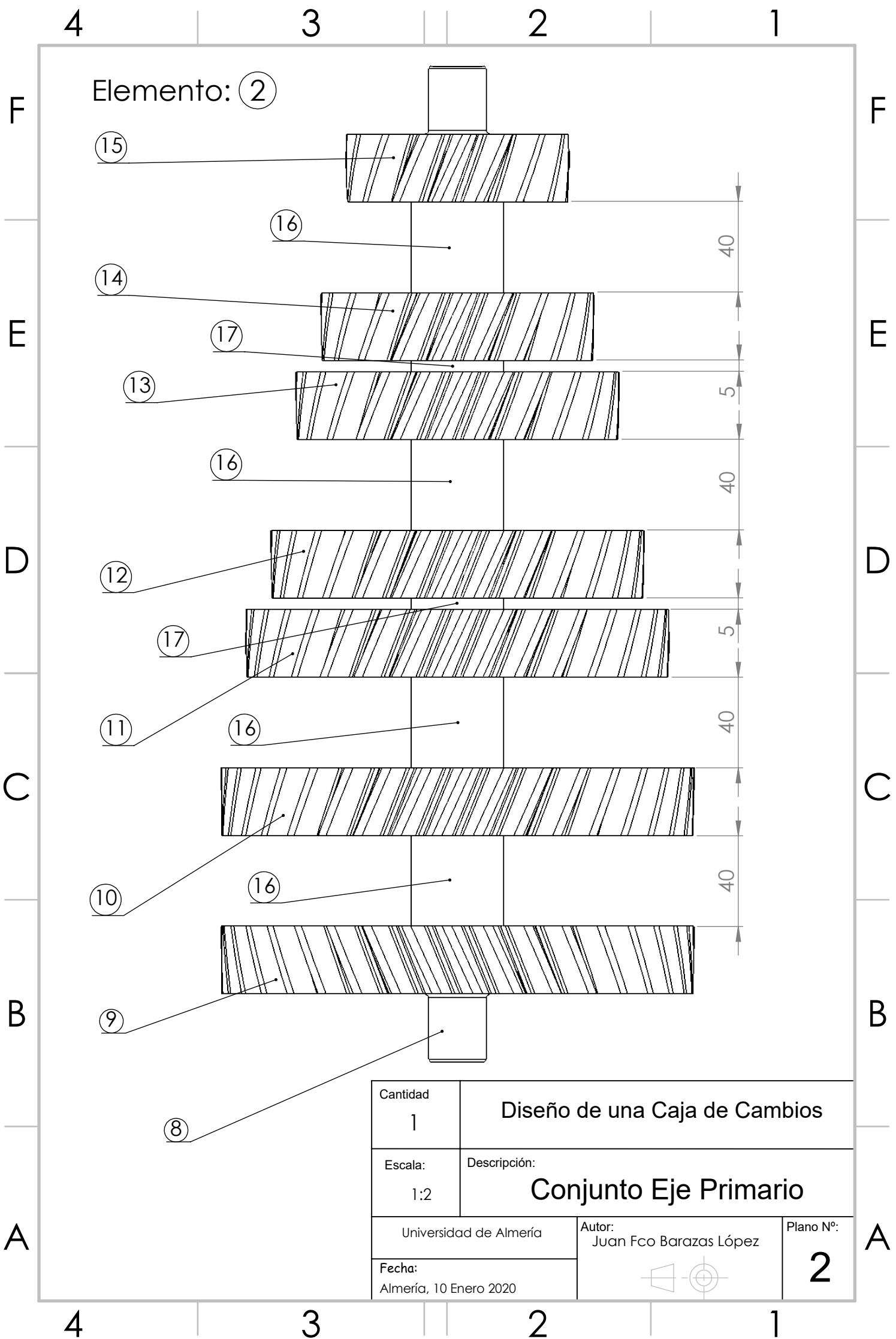
A

4

3

2

1



Cantidad 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Conjunto Eje Primario	
Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano Nº: 2



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

A

Unds.	Descripción	Marca
1	Eje Primario	8
1	Corona Toma Constante	9
1	Piñón Quinta Marcha	10
1	Piñón Cuarta Marcha	11
1	Piñón Tercera Marcha	12
1	Piñón Segunda Marcha	13
1	Piñón Primera Marcha	14
1	Piñón Marcha Atrás	15
4	Casquillo L=40mm	16
2	Casquillo L=5mm	17

Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Conjunto Eje Primario	
Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano N°: 2



4

3

2

1

4

3

2

1

F

Elemento: ③

F

E

E

D

D

C

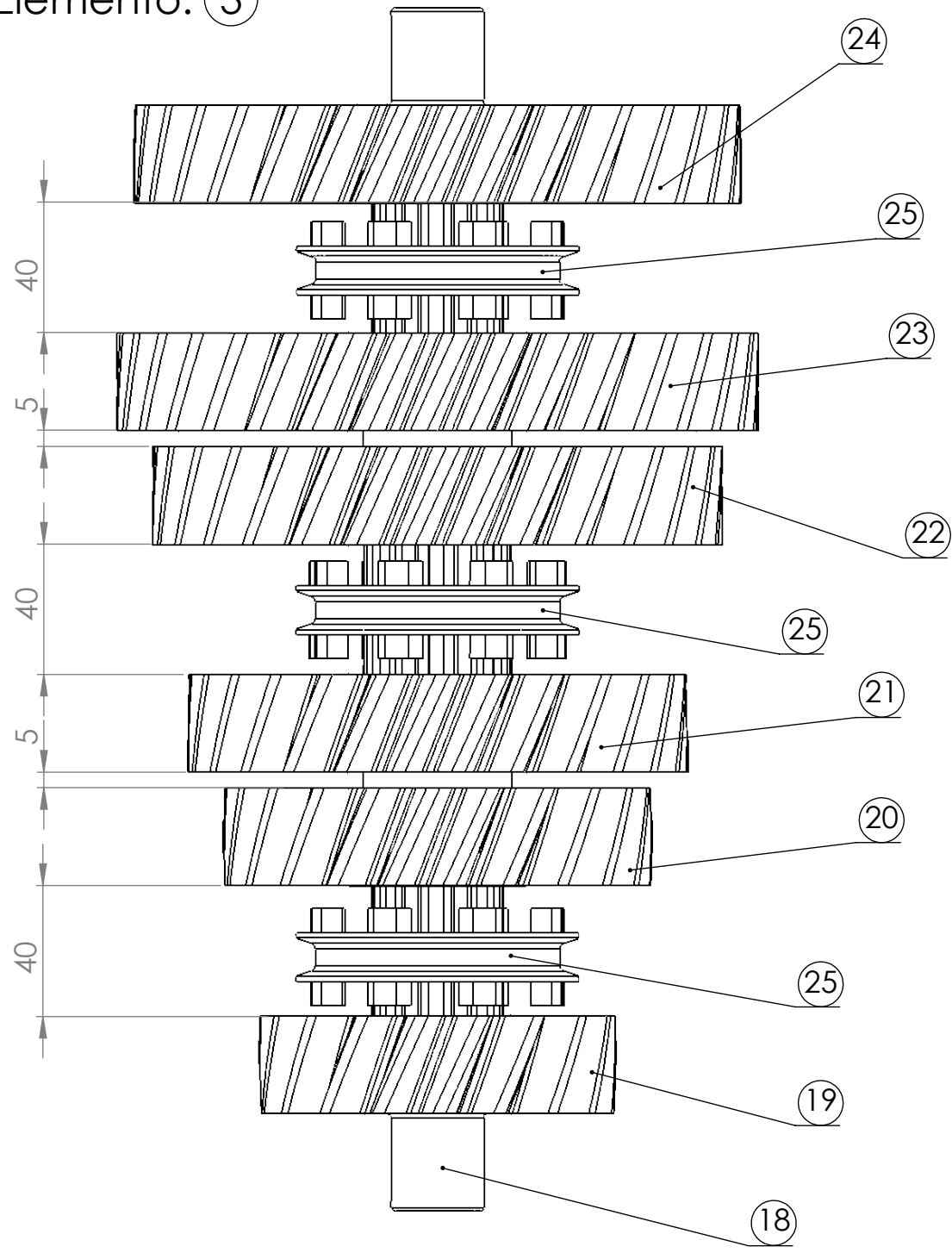
C


B

B

A

A



Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Conjunto Eje Secundario	
Universidad de Almería	Autor: Juan Fco Barazas López	Plano Nº: 3
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

Unds.	Descripción	Marca
1	Eje Secundario	18
1	Corona Quinta Marcha	19
1	Corona Cuarta Marcha	20
1	Corona Tercera Marcha	21
1	Corona Segunda Marcha	22
1	Corona Primera Marcha	23
1	Corona Marcha Atrás	24
3	Sincronizador de Tetones	25

E

E

D

D

C

C

B

B

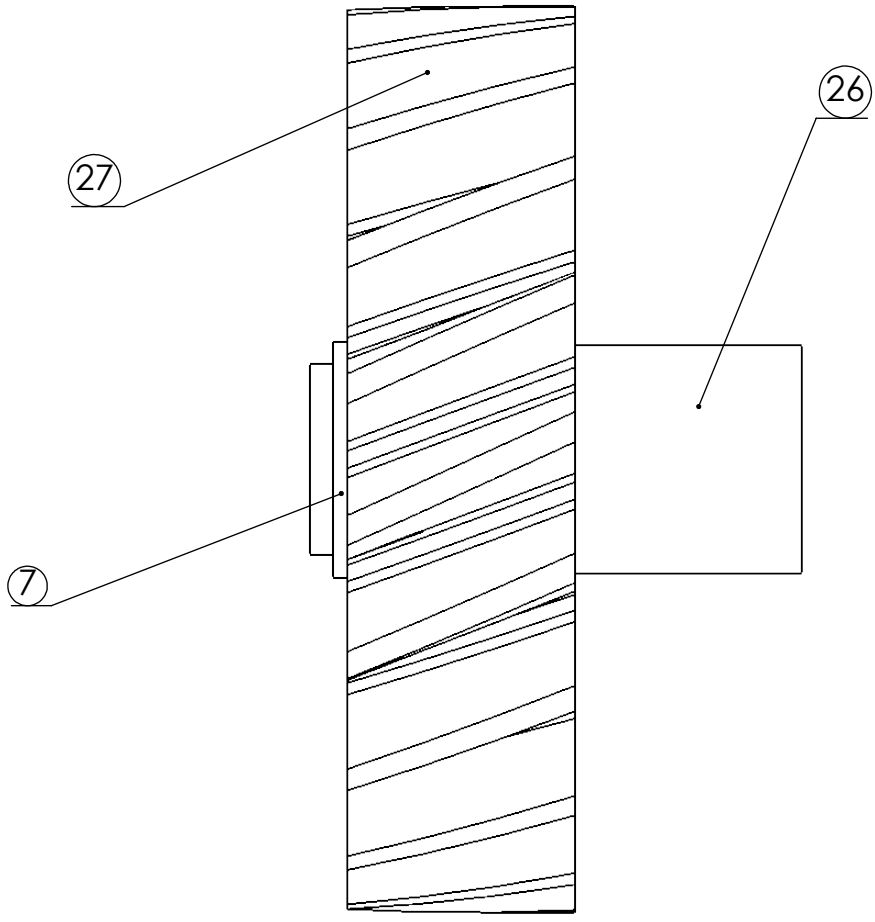
A

A

Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Conjunto Eje Secundario	
Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano N°: 3



Elemento: ④



Unds.	Descripción	Marca
1	Eje del Piñón Inversor	26
1	Piñón Inversor de la Marcha Atrás	27
1	Anillo de Retención	7

Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:1	Descripción: Conjunto Eje Piñón Inversor	
Universidad de Almería	Autor: Juan Fco Barazas López	Plano N°: 4
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		

4

3

2

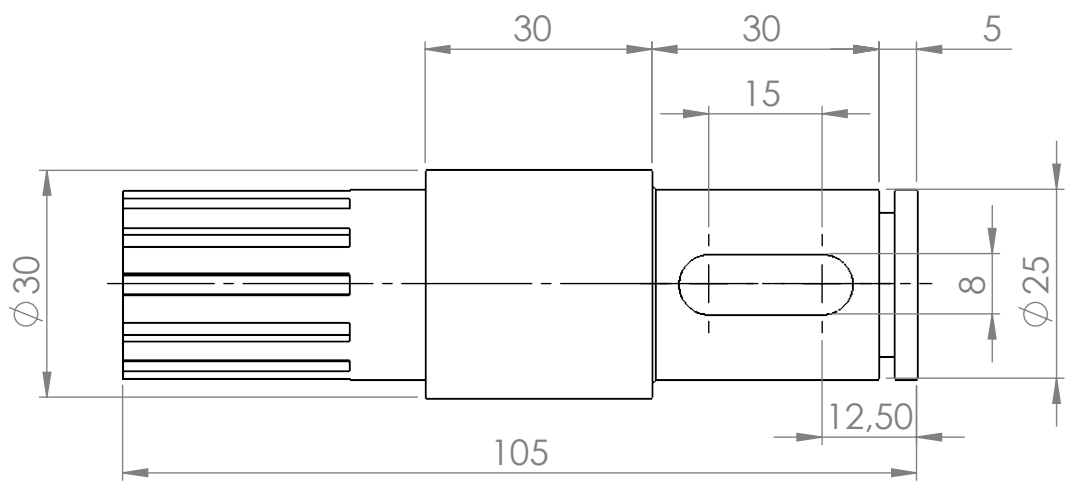
1

F

F

Elemento: ⑤

AISI 4130



E

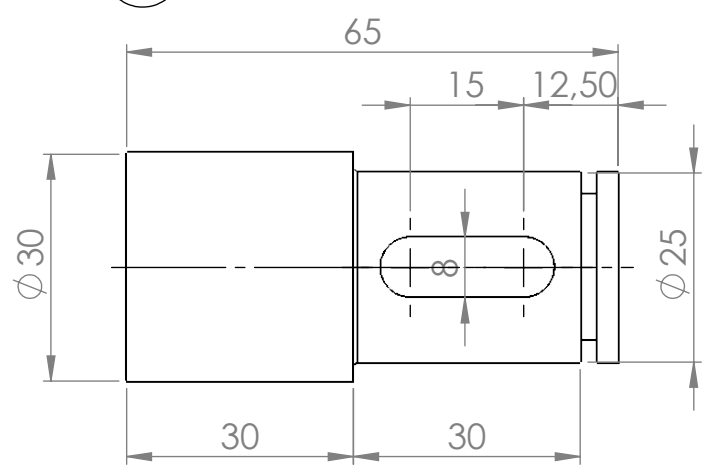
E

D

D

Elemento: ②⑥

AISI 4130



C

C

B

B

A

A

Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:1	Descripción: Eje de Entrada y de Piñón Inversor	
Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano N°: 5



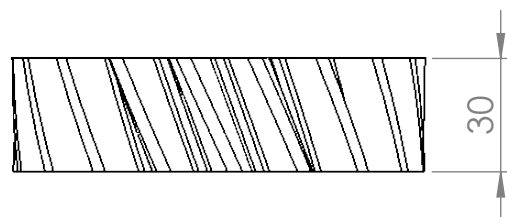
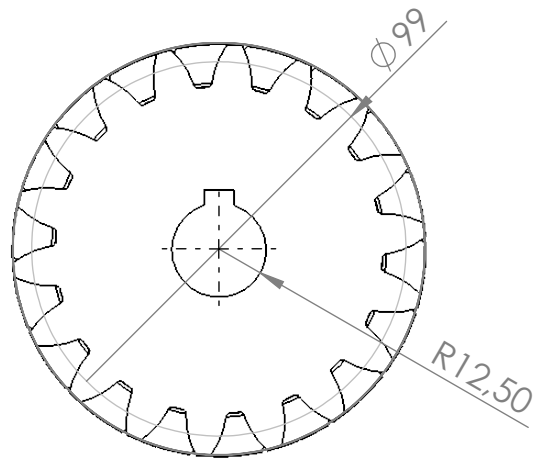
4

3

2

1

Elemento: ⑥



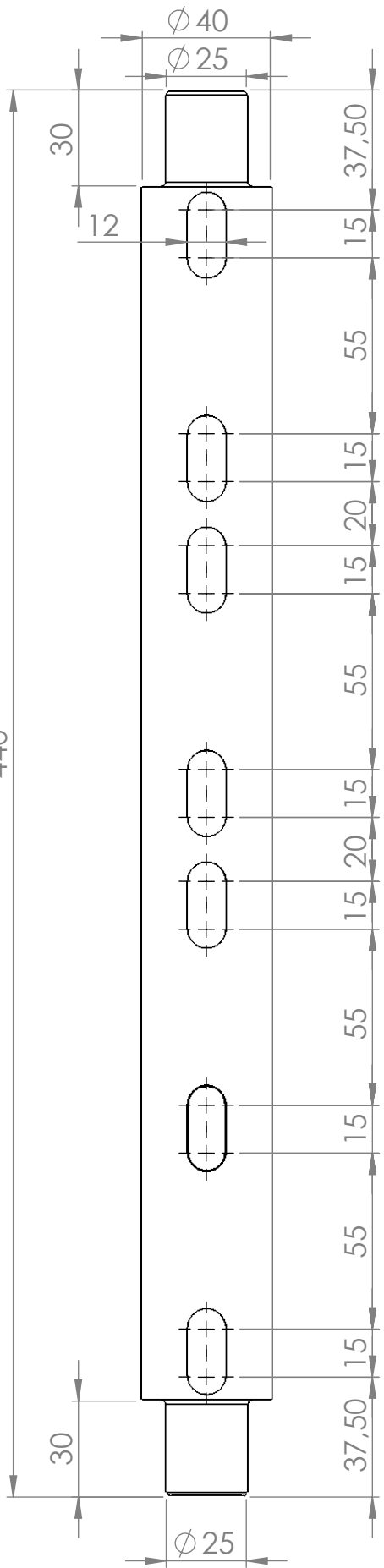
Z	18	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1	Descripción: Piñón Toma Constante	
Á. de Presión	20°	Escala:		
Á. de Héice	24,62°	Universidad de Almería		Autor:
Material	Nitralloy Grado 2	Fecha:		Juan Fco Barazas López
		Almería, 10 Enero 2020		Plano N°:
				6



F
E
D
C
B
A


4 3 2 1

440



Elemento: ⑧

AISI 4130

Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Eje Primario	
Universidad de Almería	Autor: Juan Fco Barazas López	Plano Nº: 7
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		

F
E
D
C
B
A

4

3

2

1

F Elemento: ⑨

F

E

E

D

D

C

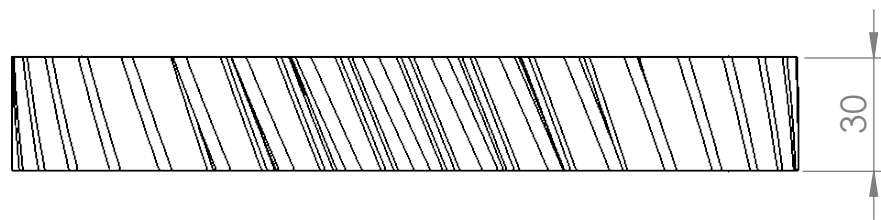
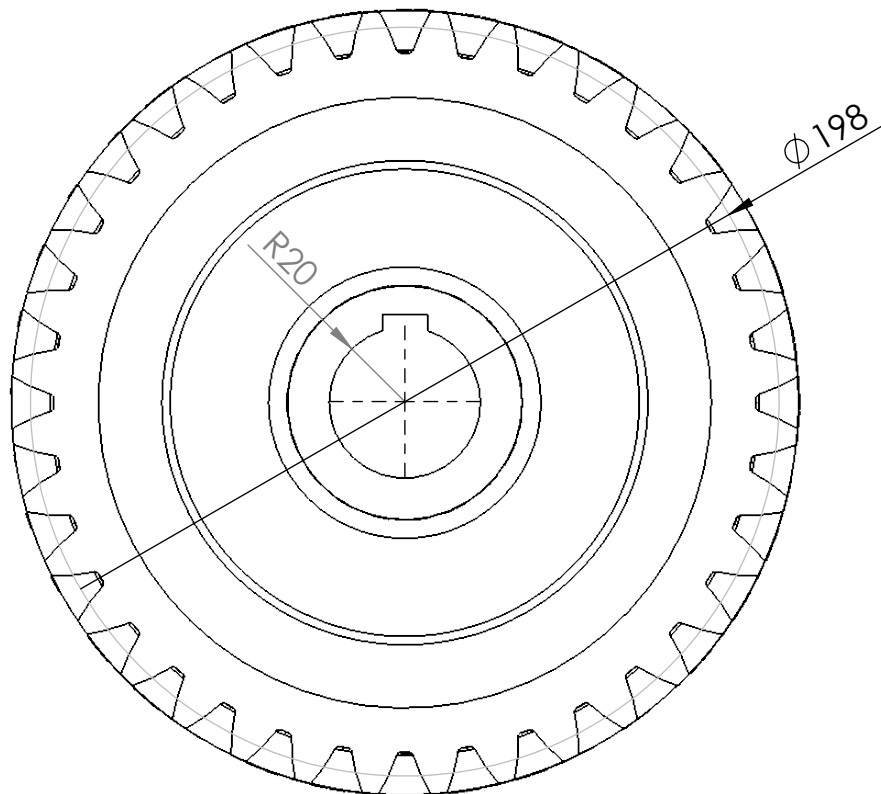
C

B

B

A

A



Z	36	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Hélice	24,62°	1:2	Corona Toma Constante	
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería		Autor:
		Fecha:		Juan Fco Barazas López
		Almería, 10 Enero 2020		Plano N°:
				8

4

3

2

1

4

3

2

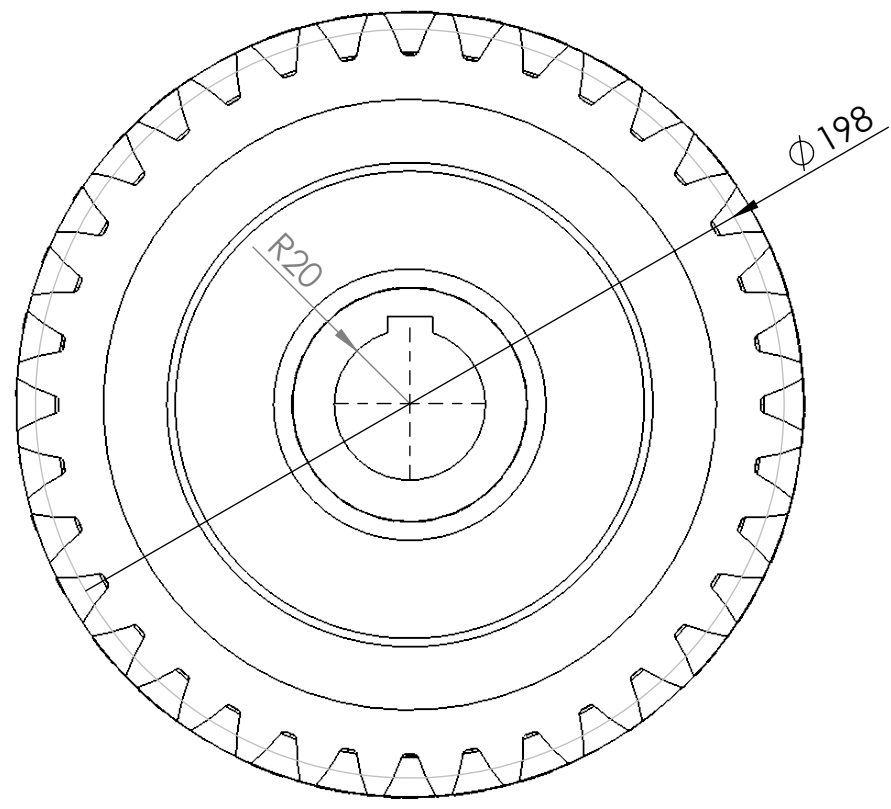
1

F

Elemento: (10)

F

E



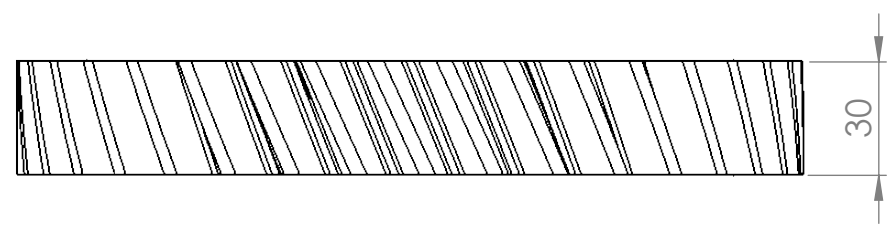
E

D

D

C

C



B

B

A

A

Z	36	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Hélice	24,62°	1:2	Piñón Quinta Marcha	
Material	Nitralloy Grado 3	Universidad de Almería		Autor:
		Fecha:		Juan Fco Barazas López
		Almería, 10 Enero 2020		Plano N°:
				9

4

3

2

1



4

3

2

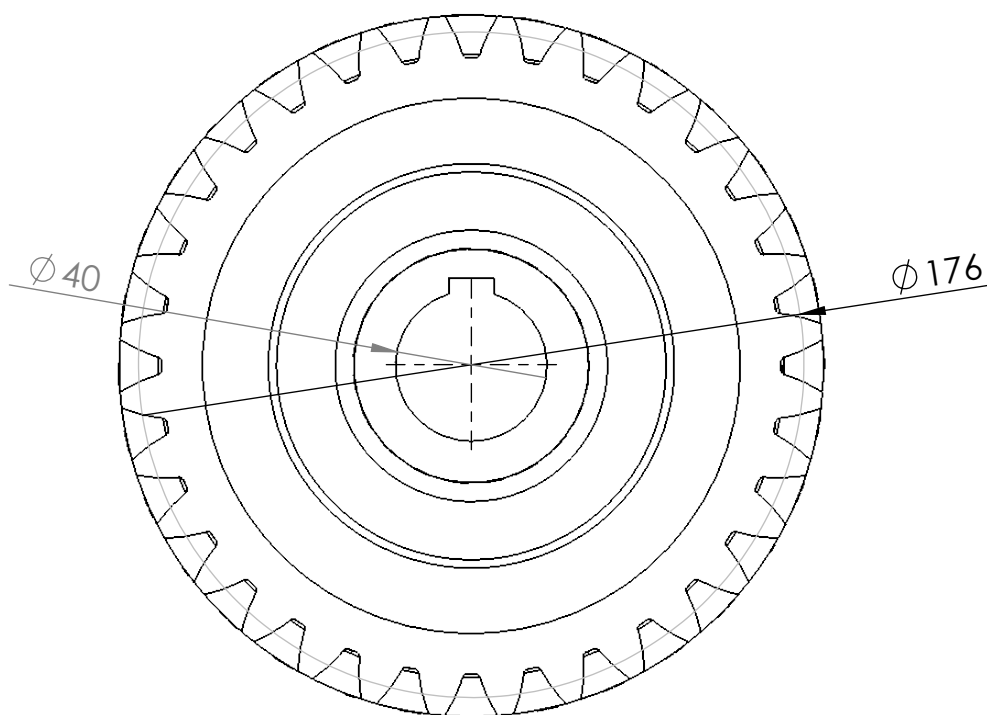
1

F

Elemento: (11)

F

E

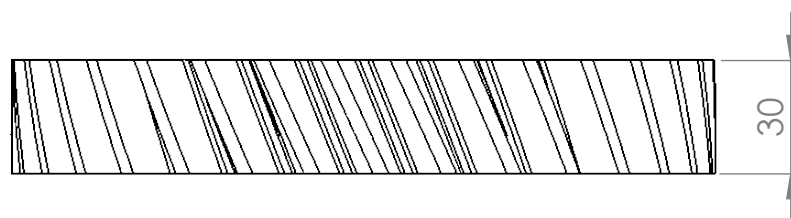


E

D

D

C



C

B

B

A

A

Z	32	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción: Piñón Cuarta Marcha	
Á. de Hélice	24,62°	1:2		
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
		Fecha: Almería, 10 Enero 2020	Plano Nº: 10	

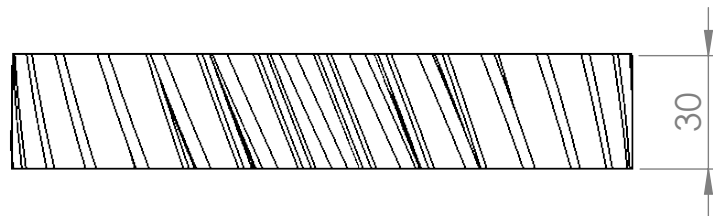
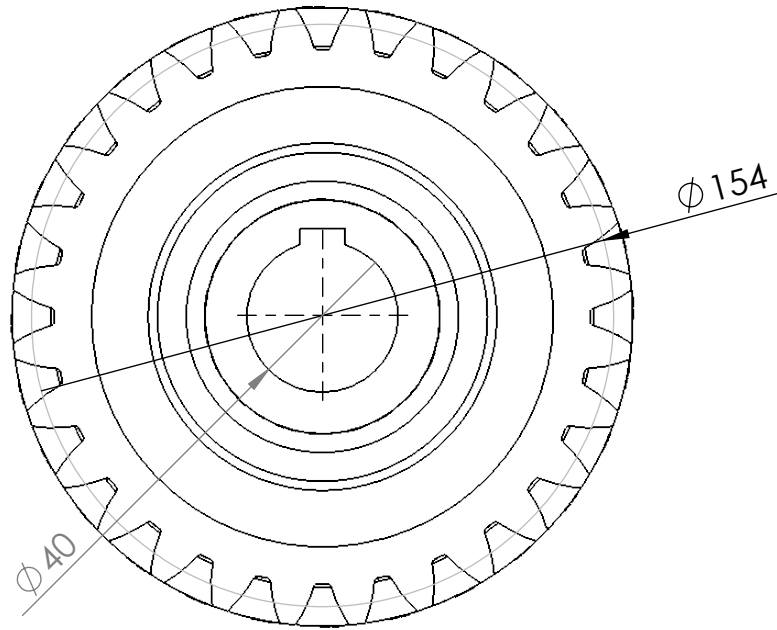
4

3

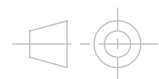
2

1

Elemento: (12)



Z	28	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Héice	24,62°	1:2	Piñón Tercera Marcha	
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
		Fecha:	Plano N°:	
		Almería, 10 Enero 2020	11	



4

3

2

1

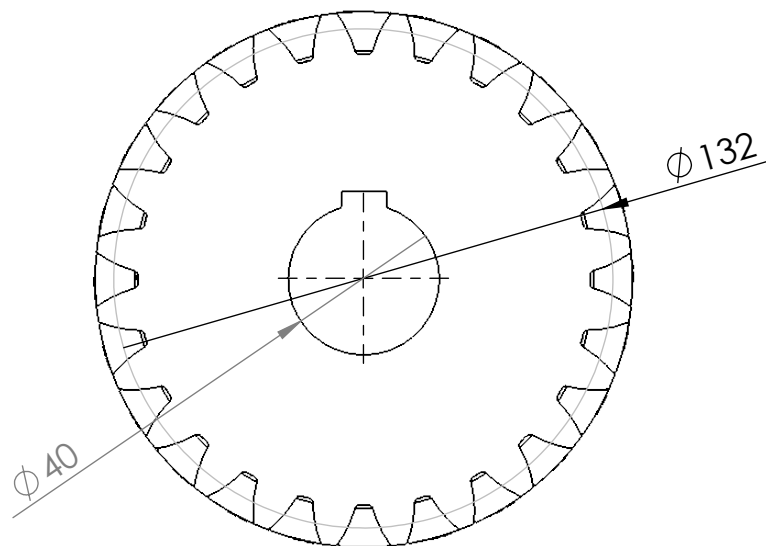
F

F

Elemento: 13

E

E

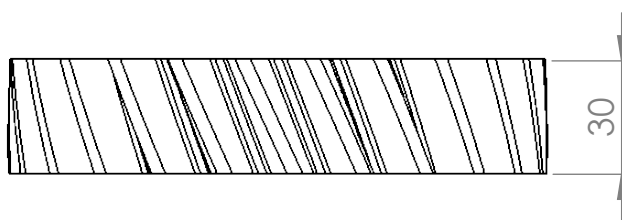


D

D

C

C



B

B

A

A

Z	24	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Hélice	24,62°	1:2	Piñón Segunda Marcha	
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería	Autor:	Plano Nº:
		Fecha:	Juan Fco Barazas López	12
		Almería, 10 Enero 2020		

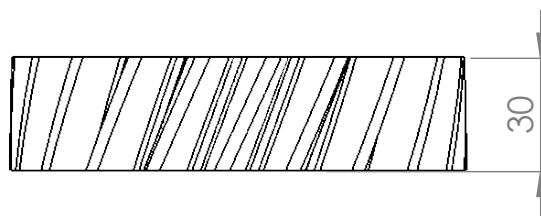
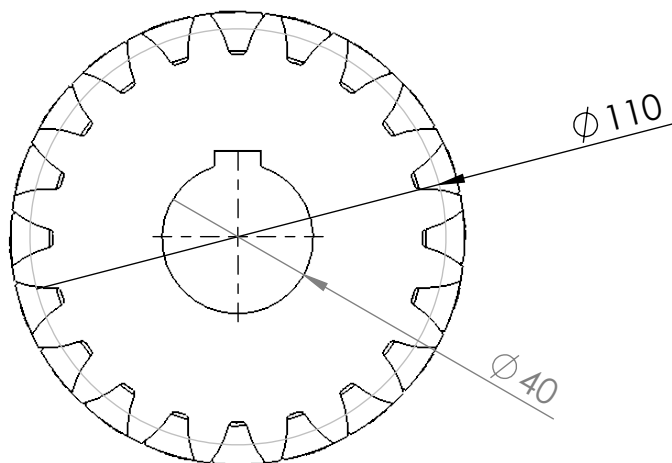
4

3

2

1

Elemento: 14



Z	20	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Héice	24,62°	1:2	Piñón Primera Marcha	
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
		Fecha:	Plano N°:	
		Almería, 10 Enero 2020	13	



4

3

2

1

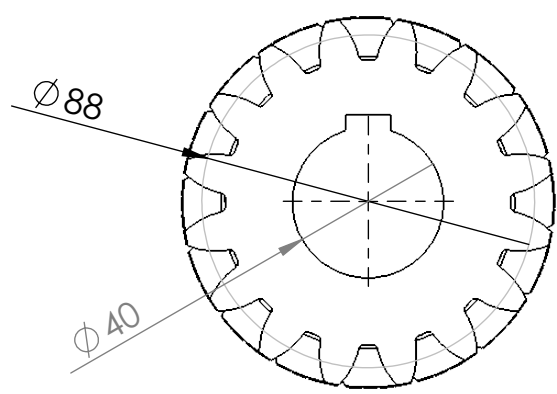
F

F

Elemento: (15)

E

E

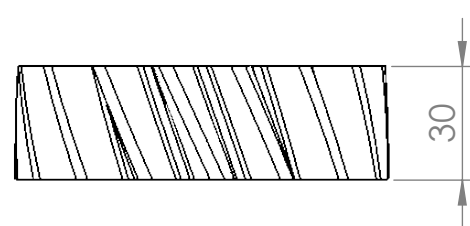


D

D

C

C



B

B

A

A

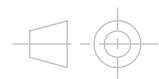
Z	16	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	25°	Escala:	Descripción:	
Á. de Héice	24,62°	1:2	Piñón Marcha Atrás	
Material	Nitralloy Grado 3	Universidad de Almería		Autor:
		Fecha:		Juan Fco Barazas López
		Almería, 10 Enero 2020		Plano Nº:
				14

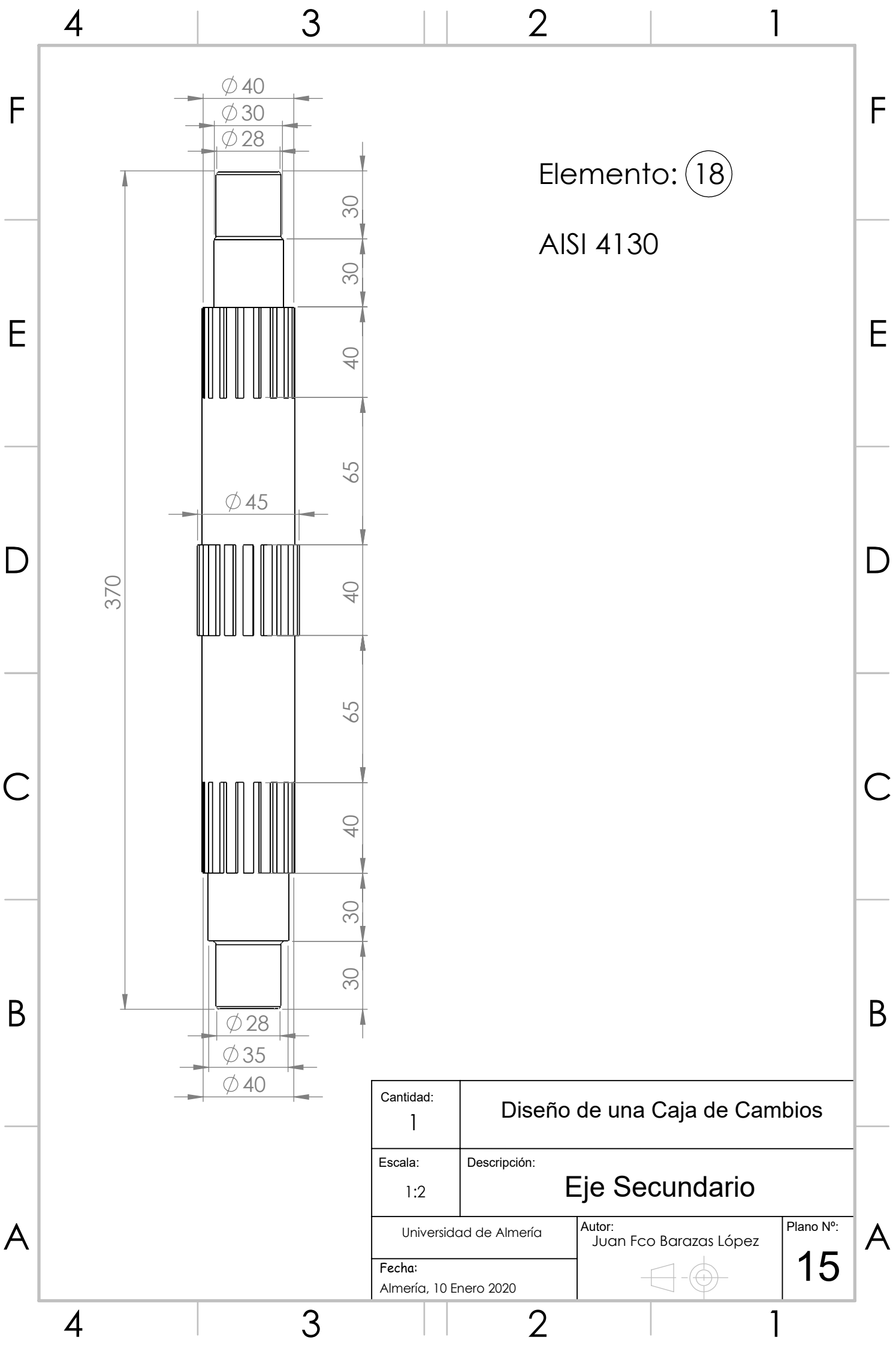
4


3

2

1





Cantidad: 1	Diseño de una Caja de Cambios	
Escala: 1:2	Descripción: Eje Secundario	
Universidad de Almería		Plano N°: 15
Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Autor: Juan Fco Barazas López 

4

3

2

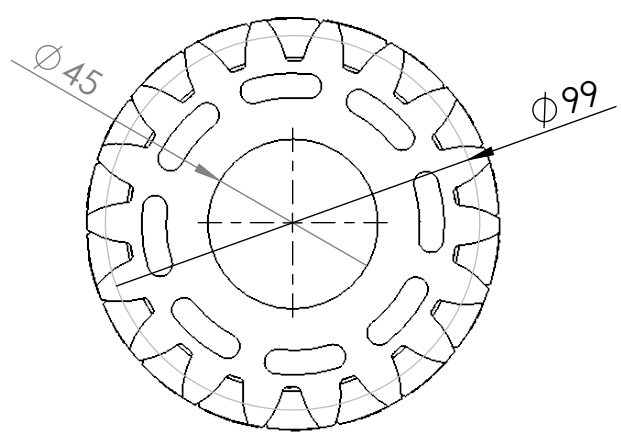
1

F

Elemento: (19)

F

E

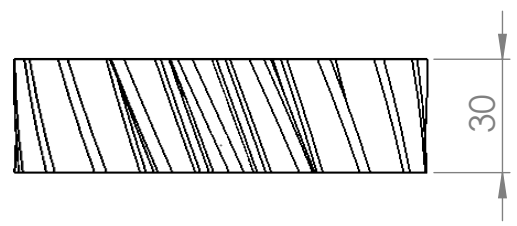


E

D

D

C



C

B

B

A

A

Z	18	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Hélice	24,62°	1:2	Corona Quinta Marcha	
Material	Nitralloy Grado 3	Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
		Fecha: Almería, 10 Enero 2020		Plano Nº: 16

4

3

2

1

4

3

2

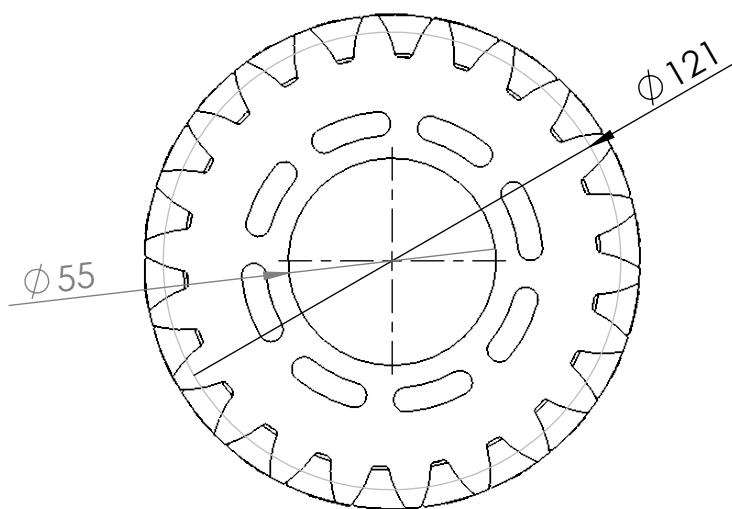
1

F

Elemento: (20)

F

E

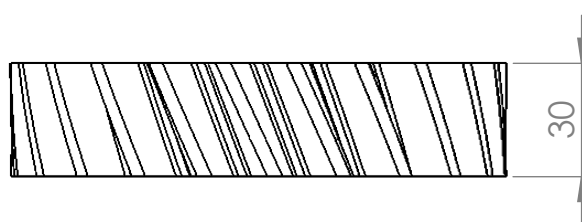


E

D

D

C



C

B

B

A

A

Z	22	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Hélice	24,62°	1:2	Corona Cuarta Marcha	
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería		Autor:
		Fecha:		Juan Fco Barazas López
		Almería, 10 Enero 2020		Plano Nº:
				17

4

3

2

1



4

3

2

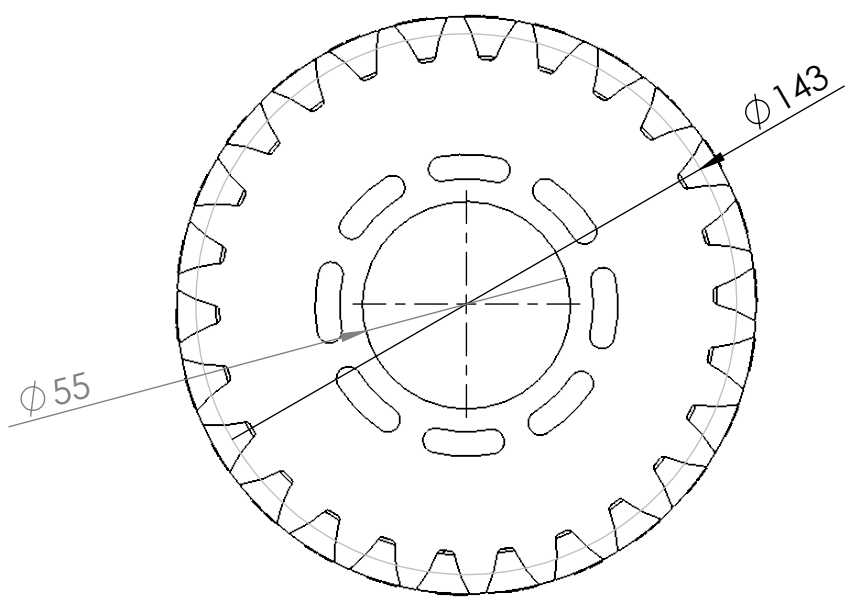
1

F

Elemento: (20)

F

E

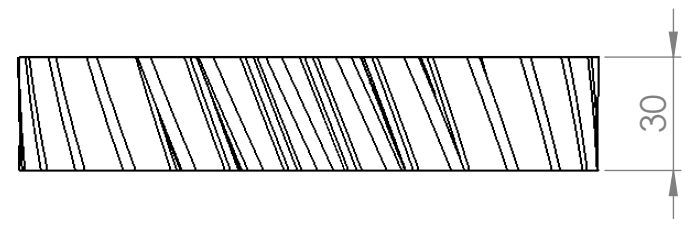


E

D

D

C



C

B

B

A

A

Z	26	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Héice	24,62°	1:2	Corona Tercera Marcha	
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería		Autor:
		Fecha:		Juan Fco Barazas López
		Almería, 10 Enero 2020		Plano Nº:
				18

4

3

2

1

4

3

2

1

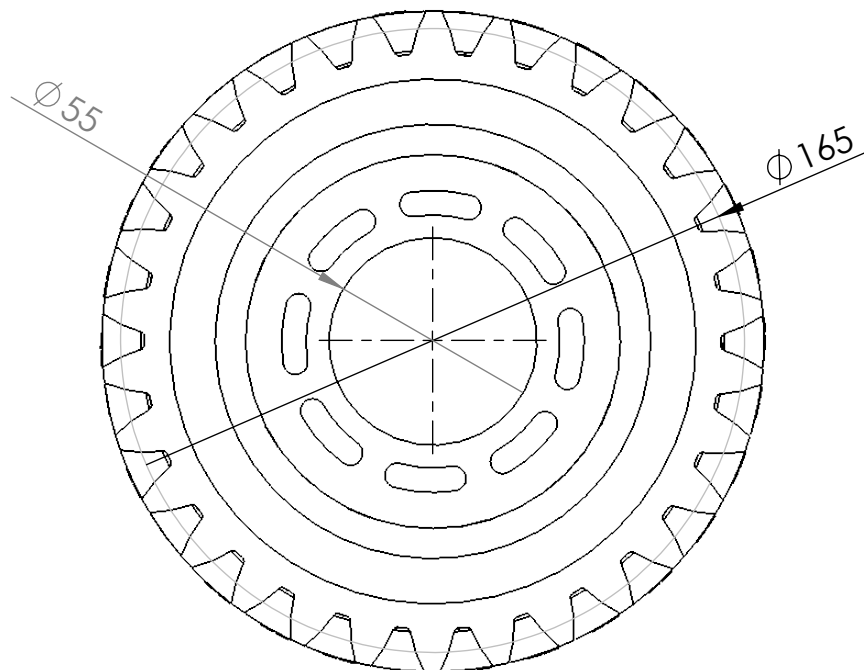
F

F

Elemento: (22)

E

E

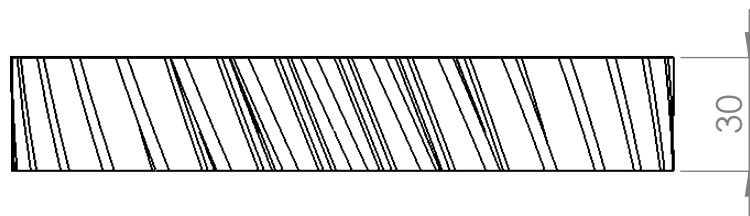


D

D

C

C



B

B

A

A

Z	30	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	20°	Escala:	Descripción:	
Á. de Hélice	24,62°	1:2	Corona Segunda Marcha	
Material	Nitralloy Grado 2	Universidad de Almería	Autor:	Plano N°:
		Fecha:	Juan Fco Barazas López	19
		Almería, 10 Enero 2020		

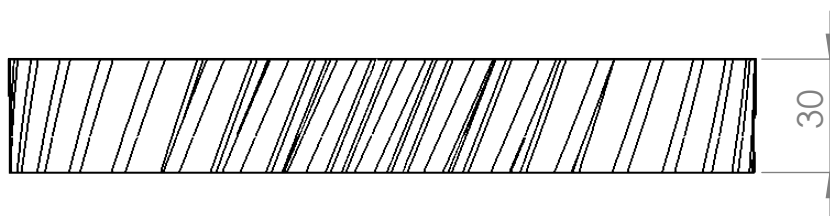
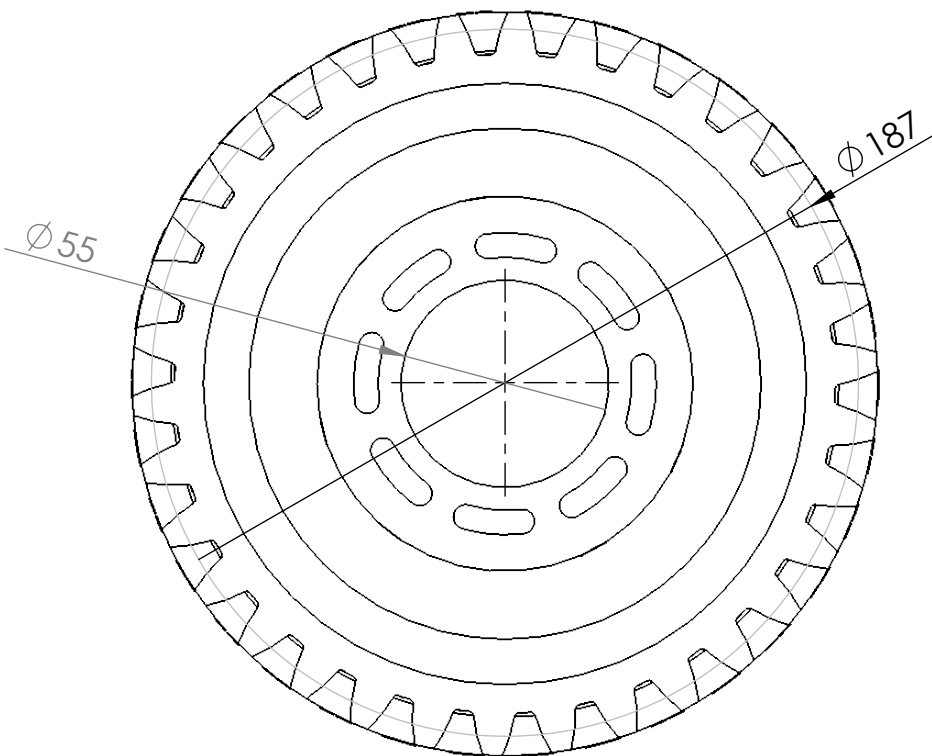
4

3

2

1

Elemento: (23)



Z	34	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1	Descripción:	
Á. de Presión	20°	Escala:	Corona Primera Marcha	
Á. de Héice	24,62°	1:2	Universidad de Almería	Autor:
Material	Nitralloy Grado 2	Fecha:	Juan Fco Barazas López	Plano N°:
		Almería, 10 Enero 2020		20



4

3

2

1

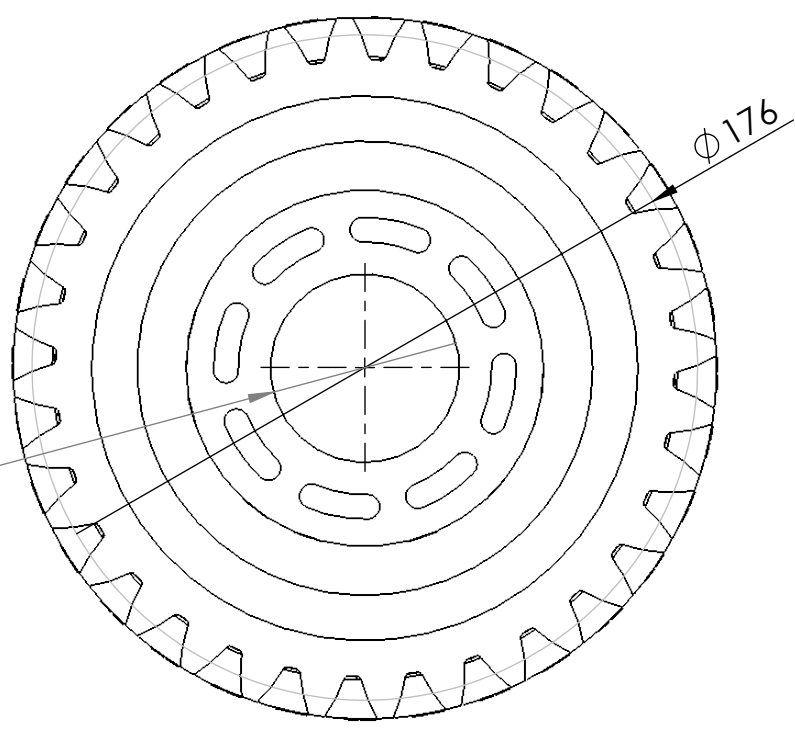
F

F

Elemento: (24)

E

E

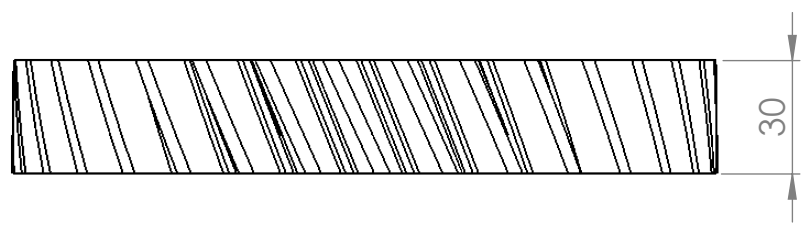


D

D

C

C



B

B

A

A

Z	32	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	25°	Escala:	Descripción:	
Á. de Héice	24,62°	1:2	Corona Marcha Atrás	
Material	Nitralloy Grado 3	Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
		Fecha:	Plano Nº:	
		Almería, 10 Enero 2020	21	

4

3

2

1



4

3

2

1

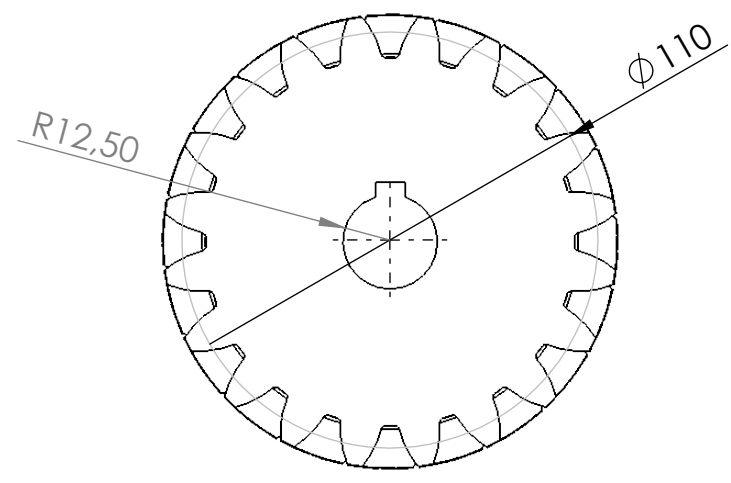
F

F

Elemento: (27)

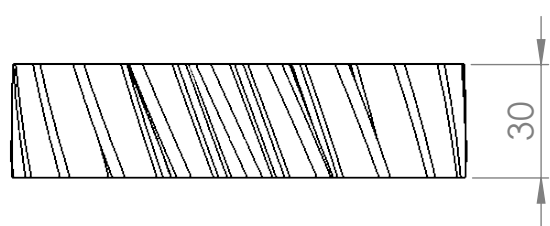
E

E



D

D



C

C

B

B

A

A

Z	20	Cantidad:	Diseño de una Caja de Cambios	
Módulo (mm)	5	1		
Á. de Presión	25°	Escala:	Descripción:	
Á. de Héice	24,62°	1:2	Piñón Inversor Marcha Atrás	
Material	Nitralloy Grado 3	Universidad de Almería		Autor: Juan Fco Barazas López
		Fecha:	Plano Nº:	
		Almería, 10 Enero 2020	22	



4

3

2

1

A lo largo de los años, son muchas las variantes de cajas de cambios que se han diseñado, buscando, dependiendo de su aplicación, convertir la potencia entregada por el motor en una determinada respuesta del vehículo. En este trabajo se pretende realizar el diseño de los principales elementos de una caja de cambios con accionamiento manual secuencial, tal y como dicta la normativa de la categoría R5 de Campeonato de Mundo de Rallyes (WRC).

En busca de una solución válida a esta cuestión, se obtendrán unos resultados en cuanto a características de dichos componentes, que son totalmente aptos para ser montados en un vehículo de esas características. Obteniéndose como principales resultados, la distancia entre ejes de 148,5 mm, el diámetro de los ejes en torno a 40 mm, y el diámetro de los engranajes que varía desde los 88 mm a los 198 mm.



Over the years, there are many variants of gearboxes that have been designed, searching, depending on its application, convert the power delivered by the engine into a specific vehicle response. This project is intended to design the main elements of a gearbox with sequential manual operation, as dictated by the regulations of the R5 World Rally Championship (WRC) category.

Looking for a valid solution to this issue, results will be obtained regarding the characteristics of said components, which are totally suitable for being mounted on a vehicle of these characteristics. Getting as main results, the distance between axes of 148.5 mm, the diameter of the axes around 40 mm, and the diameter of the gears that varies from 88 mm to 198 mm.

