

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA  
**TRABAJO FIN DE GRADO**

***CÁLCULO Y DISEÑO DE LA  
TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO DE 6  
VELOCIDADES***

***DOCUMENTO 3- ANEXO DE CÁLCULOS***

**Alumno/Alumna:** Cabrero, de Castro, David

**Director/Directora (1):** Pera, Santos, Juan Antonio

**Curso:** 2017-2018

**Fecha:** Bilbao, 25 de Julio de 2018

## DOCUMENTO 3: CÁLCULOS

<b>3.1 DATOS DE PARTIDA.....</b>	<b>3</b>
<b>3.2 DINÁMICA DEL VEHÍCULO.....</b>	<b>4</b>
3.2.1 Resistencia por rodadura.....	4
3.2.2 Resistencia a pendiente .....	5
3.2.3 Resistencia por inercia .....	6
3.2.4 Resistencia aerodinámica.....	7
<b>3.3 EMBRAGUE.....</b>	<b>9</b>
3.3.1 Material del embrague.....	9
3.3.2 Dimensiones del embrague .....	10
3.3.3 Estriado del embrague .....	13
<b>3.4 CAJA DE CAMBIOS .....</b>	<b>15</b>
3.4.1 Relación de transmisión .....	15
3.4.1.1 Gráfica de velocidades .....	19
3.4.2 Comprobación de la 1ª velocidad .....	20
3.4.3 Comprobación de la 6ª marcha .....	21
3.4.4 Cálculo de engranajes.....	23
3.4.4.1 Cálculo de dientes .....	23
3.4.4.2 Módulo de engranajes.....	27
3.4.4.3 Distancia entre ejes.....	34
3.4.4.4 Cálculo de los engranajes marcha atrás .....	35
3.4.4.5 Dimensionamiento de los engranajes .....	37
3.4.4.6 Fuerza sobre los dientes .....	39
3.4.4.7 Comprobación del piñón a resistencia .....	43
3.4.5 Calculo de ejes .....	48
3.4.5.1 Eje primario.....	50

3.4.5.2 Eje intermediario .....	52
3.4.5.3 Calculo diámetro del eje intermediario .....	70
3.4.5.4 Eje secundario .....	74
3.4.5.5 Cálculo diámetro del eje secundario .....	92
3.4.6 Cálculo de los rodamientos .....	95
3.4.6.1 Eje primario.....	95
3.4.6.2 Eje intermediario .....	98
3.4.6.3 Eje secundario .....	111
3.4.6.4 Elección de ruedas locas para el eje secundario.....	123
3.4.7 Calculo de los sincronizadores .....	129
3.4.7.1 Dimensionamiento de los sincronizadores .....	129
3.4.7.2 Capacidad de rozamiento de los sincronizadores .....	132
<b>3.5 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....</b>	<b>134</b>
3.5.1 Comprobación del eje a resistencia.....	135
3.5.2 Comprobación de las vibraciones.....	137
<b>3.6 JUNTAS CARDAN .....</b>	<b>139</b>
<b>3.7 DIFERENCIAL.....</b>	<b>141</b>
3.7.1 Dimensionamiento de los satélites .....	141
3.7.2 Dimensionamiento de los planetarios .....	143

### 3.1 DATOS DE PARTIDA

Para proceder con los cálculos de los elementos que forman la transmisión del BMW e46 330d (2004), es necesario conocer los datos de partida que facilita el cliente, siendo estos datos las especificaciones técnicas del vehículo.

Los datos se han obtenido de la ficha técnica del BMW e46 330d facilitados por las páginas web:

- [www.coches.net](http://www.coches.net)
- [www.ultimatespecs.com](http://www.ultimatespecs.com)

<b>DATOS DE PARTIDA</b>	
Tipo de motor	6 cilindros en línea
Tipo de tracción	Trasera
Caja de cambios	Manual de 6 velocidades
Cilindrada [cc]	2993
Potencia máxima del motor [cv]/[rpm]	204/4000
Par motor máximo [Nm]/[rpm]	410/1500
Velocidad máxima [km/h]	236
Aceleración [0-100 km/h en s]	7,2
Peso del vehículo [kg]	1600
Carga máxima el vehículo [kg]	840

*Tabla 3.1: Datos de partida.*

<b>RELACIÓN DE TRANSMISIONES</b>	
1ª marcha	5,08
2ª marcha	2,804
3ª marcha	1,783
4ª marcha	1,62
5ª marcha	1
6ª marcha	0,83
R marcha atrás	4,607

*Tabla 3.2: Relaciones de transmisiones.*

### 3.2 DINÁMICA DEL VEHÍCULO

En este apartado se analizarán las fuerzas resistentes que se oponen al giro del vehículo, siendo 4 fuerzas. Los cálculos de estas fuerzas se han obtenido según el libro de Francisco Muñoz Gracia.

#### 3.2.1 Resistencia por rodadura

La resistencia por rodadura trata el fenómeno que se da entre las ruedas del vehículo y el asfalto por el que anda. Debido al peso del vehículo (el suyo propio mas la carga que puede soportar) el neumático se deforma con el suelo, lo cual al ponerse en movimiento se genera un roce entre la rueda y el suelo que se opone al movimiento del vehículo.

$$R_r = Q_T \cdot \mu_r$$
$$R_r = (P_c + P) \cdot \mu_r$$

*Fórmula 3.1*

$R_r$  = Resistencia por rodadura (kg)

$P_c$  = Carga máxima del vehículo (kg)

$P$  = Peso del vehículo (kg)

$\mu_r$  = Coeficiente de rodadura del asfalto (0,02-0,03)

<u>Naturaleza del suelo</u>	<u>Coeficiente de rodadura(<math>\mu_r</math>)</u>
Cemento .....	0,0125
Empedrado seco .....	0,015
Carretera asfaltada .....	0,02÷0,03
Terreno natural duro.....	0,08
Terreno de consistencia media .....	0,110
Terreno arenoso .....	0,15÷0,30

*Imagen 3.1: Coeficientes de rodadura.*

Según las especificaciones técnicas del vehículo el peso de este es de 1600 kg y la carga máxima que puede soportar es de 840 kg. Teniendo en cuenta que este vehículo circulará principalmente por asfalto el valor normalizado de  $\mu_r$  es de 0,03, por lo tanto:

$$R_r = (840 + 1600) \cdot 0,03 \quad \text{Fórmula 3.2}$$

$$R_r = 73,2 \text{ kg}$$

### 3.2.2 Resistencia a pendiente

La resistencia a pendiente se trata de la fuerza que se opone al movimiento del vehículo cuando se encuentra en circulación por un tramo ascendente. La pendiente máxima por la que podría circular dicho vehículo será del 30%.

$$R_p = Q_T \cdot \sin \alpha \quad \text{Fórmula 3.3}$$

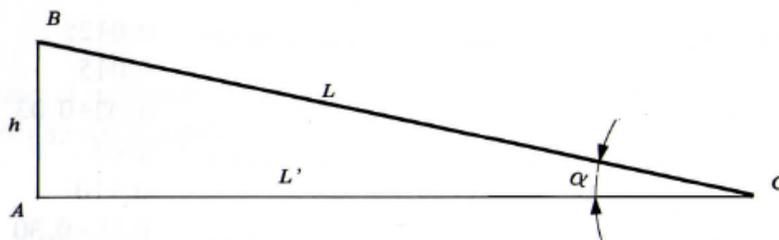
$$R_p = (P_c + P) \cdot i_{max}$$

$R_p =$  Resistencia a pendiente (kg)

$P_c =$  Carga máxima del vehículo (kg)

$P =$  Peso del vehículo (kg)

$i_{max} =$  Pendiente máxima del 30%



*Imagen 3.2: Cálculo de la pendiente.*

Según las especificaciones técnicas, el peso del vehículo es de 1600 kg y la carga máxima que soporta de 840 kg. Siendo la pendiente máxima anteriormente fijada del 30%:

$$R_p = (840 + 1600) \cdot 0,3 \quad \text{Fórmula 3.4}$$

$$R_p = 732 \text{ kg}$$

### 3.2.3 Resistencia por inercia

La resistencia por inercia es la fuerza que se opone al movimiento del vehículo cuando este minorra o acelera su velocidad. Es por ello que es una fuerza que se opone al realizarse variaciones en la velocidad.

$$R_i = P \cdot a \quad \text{Fórmula 3.5}$$

$$V = v_0 + a \cdot t \quad \text{Fórmula 3.6}$$

$R_i =$  Resistencia por inercia (kg)

$a =$  Aceleración ( $m/s^2$ )

$t =$  Tiempo (s)

$v =$  Velocidad (m/s)

$v_0 =$  Velocidad inicial (m/s)

$P =$  Peso del vehículo (kg)

El vehículo alcanza los 100 km/h, partiendo del estado de reposo (0 km/h), en un tiempo de 8,2 segundos. Con la siguiente ecuación se obtiene la velocidad del vehículo y la aceleración del mismo en ese intervalo de tiempo.

$$v = 100 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} = 27,77 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{27,77 \text{ m/s}}{7,2 \text{ s}} = 3,85 \text{ m/s}^2$$

Una vez obtenido el valor de la aceleración del vehículo se procede al cálculo de la resistencia por inercia, utilizando la fórmula 3.3:

$$R_i = 1600 \cdot 3,85 = 6160 \text{ N}$$

$$R_i = 6160 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} = 627,93 \text{ kg}$$

### 3.2.4 Resistencia aerodinámica

La resistencia aerodinámica es la fuerza que ejerce el aire y se opone al movimiento del vehículo. Esta resistencia depende de las dimensiones, la forma y la velocidad máxima del vehículo, así como de la densidad del aire.

$$R_a = \frac{\delta \cdot C \cdot S \cdot V_{max}}{2g}$$

*Fórmula 3.7*

$R_a =$  Resistencia aerodinámica (kg)

$\delta =$  Peso específico del aire (1,225 kg/m<sup>3</sup>)

$S =$  Superficie recto transversal del vehículo (m<sup>2</sup>)

$V_{max} =$  Velocidad máxima (m/s)

$C_x =$  Coeficiente de resistencia aerodinámico (0,32)

$c =$  Coeficiente (0,85-0,95)

Con la velocidad máxima del vehículo y las dimensiones de este, junto a la densidad del aire se obtiene la fuerza resistente aerodinámica:

$$V_{max} = 236 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} = 65,55 \text{ m/s}$$

$$S = c \cdot a \cdot e$$

*Fórmula 3.8*

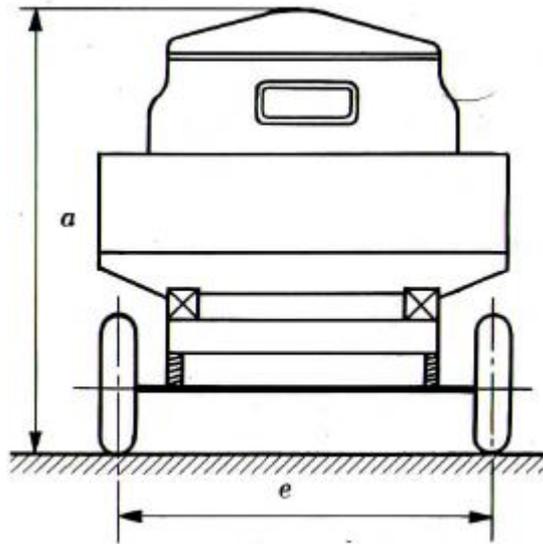


Imagen 3.3: Dimensiones del vehículo.

Se opta por una  $c$  de valor 0.9:

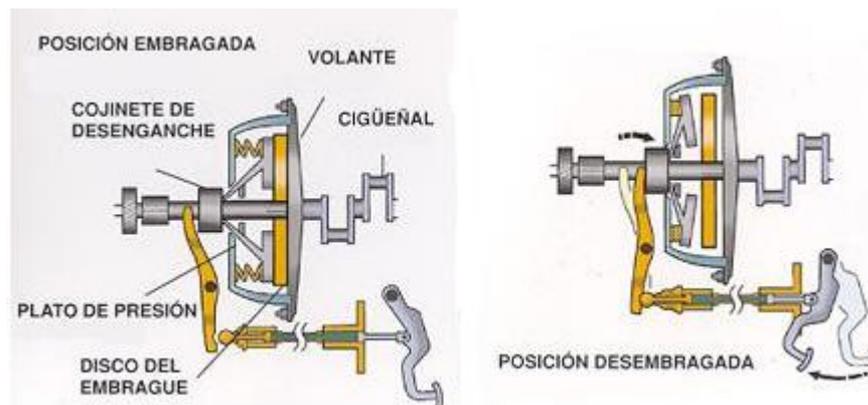
$$S = 0,9 \cdot 1739 \cdot 1415 = 2214616,5 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{1000\text{mm}^2} = 2,21 \text{ m}^2$$

$$R_a = \frac{1,225 \cdot 0,32 \cdot 2,21 \cdot 65,55^2}{2 \cdot 9,81} = 189,72 \text{ kg}$$

### 3.3 EMBRAGUE

El embrague es el mecanismo que permite transmitir la potencia del motor a la caja de cambios. Permite por tanto la unión temporal entre ejes para poder realizar el cambio de marchas en ausencia de par motor.

En este proyecto se va a diseñar un embrague mecánico de tipo fricción, ya que es de los más utilizados en este ámbito debido a su versatilidad. Este tipo de embragues acoplan dos ejes mediante el par de rozamiento desarrollado entre superficies con forma de disco. La principal ventaja de estos embragues es que el acoplamiento se produce de forma suave y progresiva.



*Imagen 3.4: Embrague de fricción.*

#### 3.3.1 Material del embrague

El material utilizado para los forros del embrague será de tipo orgánico compuesto por fibra de metal entre tejido compactado de aramida. Este material permite el accionamiento suave y progresivo, de larga vida útil, con un amplio rango de temperaturas de trabajo y un período de desgaste inicial casi nulo.

Por todo ello es típico utilizar en el sector de la automoción este tipo de material orgánico para la fabricación de embragues.

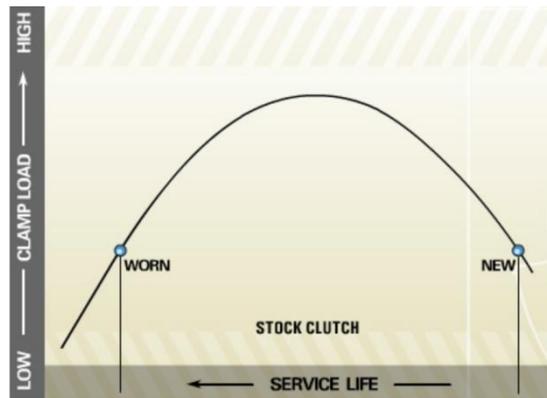


Imagen 3.5: Comportamiento del material de fricción.

### 3.3.2 Dimensiones del embrague

Para el cálculo de las dimensiones del embrague primero hay que determinar el radio exterior y radio interior del disco. Esta superficie será la que este en contacto con el volante de inercia y así permitir la transmisión de potencia.

Se utilizan las siguientes fórmulas para el cálculo del embrague:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{N}{2,75 \cdot P_{max} \cdot \mu}}$$

Fórmula 3.9

$$R_{int} = 0,7 \cdot R_{ext}$$

$R_{ext}$  = Radio exterior del embrague (cm)

$R_{int}$  = Radio interior del embrague (cm)

$P_{max}$  = Presión para un funcionamiento suave (2,4 kg/cm<sup>2</sup>)

$N$  = Par máximo del motor (kgcm)

$\mu$  = Coeficiente de rozamiento

El par máximo del motor son 410 Nm que se multiplica por un coeficiente de seguridad de 1,5 según el autor Francisco Muñoz Gracia. Sabiendo que el

coeficiente de rozamiento es de 0,4 y que la presión máxima para funcionamiento suave es de 2,4 kg/cm<sup>2</sup>, se obtienen las dimensiones del embrague:

$$2,4 \frac{kg}{cm^2} \cdot \frac{9,81 N}{1 kg} \cdot \frac{1 cm^2}{100 mm^2} = 0,235 N/mm^2$$

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 410 \cdot 10^3}{2,75 \cdot 0,235 \cdot 0,4}} = 133,4 mm = 13,34 cm$$

$$R_{int} = 0,7 \cdot 13,34 = 9,338 cm$$

A la hora de calcular el par se ha utilizado la hipótesis de cálculo de desgaste uniforme (embrague usado) debido a que es más conservador y la hipótesis de presión uniforme es tan solo valido para el primer embragado de un embrague nuevo.

- Cálculo de la presión:

$$P = P_{max} \cdot \frac{R_{int}}{R_{ext}} \quad \text{Fórmula 3.10}$$

Como los datos son conocidos se aplica directamente la fórmula obteniendo el siguiente valor de presión:

$$P = 2,4 \cdot \frac{9,338}{13,34} = 1,68 kg/cm^2$$

- Cálculo de la fuerza axial:

$$F = \int p \cdot d\Delta = \int p \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr = 2\pi \int \frac{P_{max} \cdot r_i}{r} \cdot r \cdot dr$$

$$F = 2\pi \cdot p_{max} \cdot r_i \cdot (r_e - r_i) \quad \text{Fórmula 3.11}$$

Como los datos son conocidos se aplica directamente la fórmula obteniendo el siguiente valor de fuerza axial:

$$F = 2\pi \cdot 2,4 \cdot 9,338 \cdot (13,34 - 9,338) = 563,53 \text{ kg}$$

- Cálculo par torsor:

$$T_{roz} = \int \mu \cdot p \cdot r \cdot d\Delta = \mu \int p \cdot r \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr = \mu \int \frac{p_{max} \cdot r_i}{r} \cdot r \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$$

$$T_{roz} = 2\pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot r_i \cdot \left( \frac{r_e^2 - r_i^2}{2} \right) \quad \text{Fórmula 3.12}$$

Como los datos son conocidos se aplica directamente la fórmula obteniendo el siguiente valor del par torsor:

$$T_{roz} = 2\pi \cdot 0,4 \cdot 2,4 \cdot 9,338 \cdot \left( \frac{13,34^2 - 9,338^2}{2} \right) = 2555,97 \text{ kgcm}$$

Como hay 2 caras en el disco:

$$T_{roz} \cdot n = T_{roz} \cdot 2 = 5111,94 \text{ kgcm}$$

$$T_{roz} = 5111,94 \text{ kgcm} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \cdot \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 501,48 \text{ Nm}$$

$$501,48 \text{ Nm} > 410 \text{ Nm}$$

Como el par torsor que ejerce el embrague ( $T_{roz}$ ) es mayor que el par que transmite el motor (N), el embrague es capaz de transmitir el par en su totalidad a la caja de cambios.

### 3.3.3 Estriado del embrague

La conexión entre el eje primario de la caja de cambios y el embrague se hará mediante un estriado. Se opta por esta opción debido a que los pares a transmitir son elevados. Dicho estriado seguirá la norma DIN 5480, que expresa lo siguiente:

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot p \cdot z} \quad \text{Fórmula 3.13}$$

$F_u$  = Fuerza tangencial en el eje (N)

$k$  = Factor de soporte (1,15)

$h$  = Altura portante de los nervios (mm)

$p$  = Presión en los flancos (100 N/mm<sup>2</sup>)

$z$  = Número de nervios

El diámetro del eje es de 30 mm y el módulo por el que se ha optado es de 1 mm. Siguiendo con la siguiente tabla se obtiene el número de dientes que tendrá el estriado, en este caso 28 dientes, aunque la norma DIN5480 da un valor de 26 dientes.

$d_B$	Number of teeth $z$ for module $m$									
mm	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5
6	10	8	6	6	6					
7	12	10	8	7	7					
8	14	12	9	8	6					
9	16	13	10	10	7					
10	18	15	12	11	8	6				
11	20	17	13	12	9	7				
12	22	18	14	13	10	8	6			
13	24	20	16	15	11	9	7	6		
14	26	22	17	16	12	10	8	6		
15	28	23	18	17	13	10	8	7	6	
16	30	25	20	18	14	11	9	8	6	
17	32	27	21	20	15	12	10	8	7	
18	34	28	22	21	16	13	10	9	7	
19	36	30	24	22	17	14	11	9		
20	38	32	25	23,24	18	14	12	10	8	6
21	40	34	26	25	19	15	12	10		
22	42	35	28	26	20	16	13	11	9	7
23	44	37	29	27	22	17	14	12		
24	46	38	30	28	22	18	14	12		
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8
26	50	42	33	31	24	19	16	13		
27	52	44	34	32	26	20	16	14		
28	54	45	36	34	26	21	17	14	12	10
29	56	47	37	35	28	22	18	15		
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10

Tabla 3.3: Número de dientes según el diámetro del eje.

Aplicando la siguiente fórmula se obtiene la fuerza tangencial que se dará en el eje:

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{ejeprim}} = \frac{501,48 \text{ Nm}}{0,03 \text{ m}} = 16716 \text{ N}$$

Una vez obtenido todos los datos necesarios se procede al cálculo de la longitud del estriado:

$$L_t = 1,15 \cdot \frac{16716}{2 \cdot 100 \cdot 14} = 6,86 \text{ mm}$$

### 3.4 CAJA DE CAMBIOS

La caja de cambios es elemento capaz de transformar el par motor según las necesidades de la conducción. Esta caja de cambios está compuesta por diferentes elementos: engranajes, elemento rodantes como rodamientos, ejes, y sincronizadores.

Esta caja de cambios tiene 6 velocidades hacia delante y una de marcha atrás. La relación de transmisión está establecida por el fabricante y es mediante dicho dato por el cual se dimensionan los engranajes. La relación de transmisión va disminuyendo a mayor marcha del coche.

La caja de cambios tiene que poder superar las resistencias previamente calculadas en el apartado 3.2 Calculo de las fuerzas resistentes. Las marchas más bajas tienen mayor fuerza y sirven para subir pendientes mientras que las marchas más altas sirven para alcanzar mayor velocidad.



Imagen 3.6: Caja de cambios.

#### 3.4.1 Relación de transmisión

En este apartado se procede al cálculo de la relación del diferencial, que sirve para el cálculo de la desmultiplicación del par motor a las ruedas:

$$w_{rueda} = \frac{V_{max} \cdot 60}{\pi \cdot \Phi_{rueda}}$$

*Fórmula 3.14*

$w_{rueda}$  = Velocidad angular de la rueda (rpm)

$V_{max}$  = Velocidad máxima del vehículo (m/s)

$\phi_{rueda}$  = Diámetro de la rueda (m)

Para calcular el diámetro de la rueda del vehículo se necesitan unos datos obtenidos de la ficha técnica del mismo. En este caso el vehículo lleva unas ruedas de 225/45/R17 delante y 245/40/R17 atrás, al ser un vehículo de tracción trasera se tendrán en cuenta las ruedas traseras:

- 245 mm de ancho
- Perfiles de 40% de ancho
- 17 pulgadas de radio

Con estos datos se obtiene el diámetro de la rueda del vehículo:

$$\phi_{rueda} = 17 \text{ plg} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ plg}} + 2 \cdot 0,4 \cdot 245 = 627,8 \text{ mm}$$

Teniendo cuenta el peso del vehículo se multiplica el diámetro por 0,95:

$$\phi_{rueda} = 627,8 \text{ mm} \cdot 0,95 = 596,41 \text{ mm} = 0,59641 \text{ m}$$

Una vez obtenido el diámetro real del vehículo, se procede al cálculo de la relación de diferencial. Para ello se calcula la velocidad angular de las ruedas con la velocidad máxima calculada en el apartado 3.2.4 de este documento.

$$w_{rueda} = \frac{65,55 \cdot 60}{\pi \cdot 0,59641} = 2099,08 \text{ rpm}$$

Para el cálculo de la relación de transmisión del diferencial se utiliza la siguiente fórmula:

$$r_{dif} = \frac{w_{max}}{r_6 \cdot w_{rueda}} \quad \text{Fórmula 3.15}$$

$r_{dif}$  = Relación diferencial

$w_{max}$  = Velocidad angular del motor (rpm)

$r_6$  = Relación de transmisión de la 6ª marcha

La velocidad angular de la rueda será de 2009,08 rpm cuando el motor proporciona un par máximo de 4000 rpm en la sexta marcha, cuyo valor de transmisión es de 0,83:

$$r_{dif} = \frac{4000}{0,83 \cdot 2099,08} = 2,29$$

Con los datos conseguidos anteriormente se calcula la velocidad angular de cada marcha y por tanto la velocidad máxima que pueda alcanzar el coche en cada marcha:

$$w_{rueda} = \frac{V_{coche}}{R_{rueda}} = w_{motor} \cdot i_{dif} \cdot i_{cc} \quad \text{Fórmula 3.16}$$

$w_{rueda}$  = Velocidad angular de las ruedas (rpm)

$w_{motor}$  = Velocidad angular del motor (rpm)

$i_{dif}$  = Relación del diferencial

$i_{cc}$  = Relación de transmisión de cada marcha

$V_{coche}$  = Velocidad del vehículo a 4000 rpm

Primero se calcula la velocidad angular de cada marcha mediante la fórmula 3.16, posteriormente se realizara el cambio a la velocidad máxima del vehículo en cada marcha:

1ª marcha:

$$W_1 = 4000 \cdot \frac{1}{5,08 \cdot 2,29} = 343,84 \text{ rpm}$$

$$V_1 = 343,84 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,59641 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 38,65 \text{ km/h}$$

2ª marcha:

$$W_2 = 4000 \cdot \frac{1}{2,804 \cdot 2,29} = 622,94 \text{ rpm}$$

$$V_2 = 622,94 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,59641 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 70,03 \text{ km/h}$$

3ª marcha:

$$W_2 = 4000 \cdot \frac{1}{1,783 \cdot 2,29} = 979,65 \text{ rpm}$$

$$V_3 = 979,65 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,59641 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 110,13 \text{ km/h}$$

4ª marcha:

$$W_4 = 4000 \cdot \frac{1}{1,62 \cdot 2,29} = 1078,22 \text{ rpm}$$

$$V_4 = 1078,22 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,59641 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 121,21 \text{ km/h}$$

5ª marcha:

$$W_5 = 4000 \cdot \frac{1}{1 \cdot 2,29} = 1746,72 \text{ rpm}$$

$$V_5 = 1746,72 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,59641 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 196,36 \text{ km/h}$$

6ª marcha:

$$W_6 = 4000 \cdot \frac{1}{0,83 \cdot 2,29} = 2104,48 \text{ rpm}$$

$$V_6 = 2104,48 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,59641 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 236,58 \text{ km/h}$$

Como se puede ver la velocidad máxima del vehículo dada por el fabricante es de 236 km/h. El valor obtenido en la 6 marcha 236,58 km/h por lo que los datos son correctos.

R marcha atrás:

$$W_R = 4000 \cdot \frac{1}{4,607 \cdot 2,29} = 379,14 \text{ rpm}$$

$$V_R = 379,14 \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,59641 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 42,62 \text{ km/h}$$

### 3.4.1.1 Gráfica de velocidades

Gráfica

### 3.4.2 Comprobación de la 1ª velocidad

Para que el vehículo se mueva es necesario que la 1ª marcha supere las fuerzas resistentes que se oponen al movimiento. La fuerza total que tiene que superar la 1ª marcha es la suma de todas las fuerzas resistentes que se oponen al movimiento, a excepción de la resistencia aerodinámica ya que solo se tendrá en cuenta a partir de los 80 km/h.

$$R_{resistente} = R_r + R_p + R_i + R_a \quad \text{Fórmula 3.17}$$

$$R_{resistente} = 73,2 + 732 + 627,93 = 1433,13 \text{ kg}$$

$$R_{resistente} = 1433,13 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 14059,005 \text{ N}$$

Una vez calculada la resistencia total se calcula el momento que se opone al avance del vehículo:

$$M_{resistente} = R_{resistente} \cdot r_{rueda} \quad \text{Fórmula 3.18}$$

$$M_{resistente} = 14059,005 \cdot 0,2982 = 4192,39 \text{ Nm}$$

Al haber dos ruedas:

$$M_{resistente} = \frac{4192,39}{2} = 2096,195 \text{ Nm}$$

Posteriormente se calcula la potencia que transmite el motor a las ruedas, la cual se reduce por un coeficiente del 0,95 debido a las pérdidas que pueda haber:

$$P_r = P_m \cdot \mu \quad \text{Fórmula 3.19}$$

$$M_{rueda} \cdot W_{rueda} = M_{motor} \cdot W_{motor} \cdot \mu$$

$$\frac{W_{rueda}}{W_{motor}} = \frac{M_{motor}}{M_{rueda}} \cdot \mu$$

$$W_{rueda} = W_{motor} \cdot i_{CM} \cdot r_{dif}$$

$$\frac{W_{rueda}}{W_{motor}} = i_{CM} \cdot r_{dif}$$

$$\frac{M_{motor}}{M_{rueda}} \cdot \mu = i_{CM} \cdot r_{dif}$$

$$M_{rueda} = \frac{M_{motor} \cdot \mu}{i_{CM} \cdot i_{dif}} = \frac{410 \cdot 0,95}{5,08 \cdot 2,29} = 4531,13 \text{ Nm}$$

$$4531,13 \text{ Nm} > 2096,19 \text{ Nm} \quad \text{OK}$$

El momento transmitido por la rueda supera al par resistente por lo que el resultado es correcto.

### 3.4.3 Comprobación de la 6ª marcha

Al igual que con la 1ª marcha, se debe comprobar la marcha más alta del vehículo supere las fuerzas resistentes. En este caso solo se tendrán en cuenta la resistencia por rodadura y la resistencia aerodinámica.

La resistencia por pendiente será de valor 0 debido a que no se va a utilizar la 6ª marcha para subir pendientes. Así mismo la resistencia por inercia también será de valor 0 debido a que a altas velocidades no habrá aceleraciones. Por lo que la resistencia total:

$$R_{resistente} = R_r + R_a$$

Fórmula 3.20

$$R_{resistente} = 73,2 + 189,72 = 262,92 \text{ kg}$$

$$R_{resistente} = 262,92 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 2579,24 \text{ N}$$

Una vez calculada la fuerza resistente total se calcula el momento que impide el avance del vehículo:

$$M_{resistente} = R_{resistente} \cdot r_{rueda}$$

*Fórmula 3.21*

$$M_{resistente} = 2579,24 \cdot 0,2982 = 769,12 \text{ Nm}$$

Al haber 2 ruedas:

$$M_{resistente} = \frac{769,12}{2} = 384,56 \text{ Nm}$$

Tras calcular el momento resistente se procede al cálculo del momento que ejerce la rueda en la 6ª marcha:

$$M_{rueda} = \frac{M_{motor} \cdot \mu}{i_{CM} \cdot i_{dif}} = \frac{410 \cdot 0,95}{0,83 \cdot 2,29} = 740,32 \text{ Nm}$$

$$740,32 \text{ Nm} > 384,56 \text{ Nm} \quad \text{OK}$$

El momento transmitido por la rueda supera al par resistente por lo que el resultado es correcto.

### 3.4.4 Cálculo de engranajes

En este apartado se procede al cálculo y dimensionamiento de los engranajes que completan la caja de cambios. Se intentará que los engranajes sean lo más pequeños posibles para reducir el volumen de la caja de cambios.

#### 3.4.4.1 Cálculo de dientes

El cálculo del número de dientes se ha basado en la norma UNE 18016. Los engranajes de las 6 velocidades estarán compuestos por dientes helicoidales debido a que transmiten mayor potencia que los engranajes rectos. Todos los engranajes tendrán:

- Misma distancia entre centros
- Mismo módulo

La suma de los dientes de los engranajes se mantendrá constante.

$$Z + Z' = cte \quad \text{Fórmula 3.22}$$

Para el cálculo de engranajes se debe cumplir la siguiente condición:

$$Z_n = \frac{z}{(\cos \beta)^3} \geq 14 \quad \text{Fórmula 3.23}$$

$\beta =$  Angulo de la hélice ( $20^\circ$ )

$z =$  Número de dientes real

$Z_n =$  Número de dientes virtual (14)

Por lo que se obtiene:

$$z = Z_n \cdot (\cos \beta)^3$$

$$z = 14 \cdot (\cos 20)^3 = 11,61 \text{ dientes} \approx 12 \text{ dientes}$$

Siendo 12 dientes el número de dientes mínimo del engranaje.

1ª marcha:

El cálculo anterior es asignado a esta 1ª marcha siendo 12 el número de dientes del piñón y mediante la relación de transmisión, siendo 5,08 para la 1ª marcha, se obtiene el número de dientes de la corona:

$$i = \frac{Z_1'}{Z_1} \quad \text{Fórmula 3.24}$$

$$Z_1' = 12 \cdot 5,08 = 60,96 \approx 61 \text{ dientes}$$

$$Z_1 + Z_1' = 12 + 61 = 73 \text{ dientes}$$

El número de dientes total por cada par de engranajes será 73 y se mantendrá constante para el resto de engranajes.

2ª marcha:

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente:

$$i = \frac{Z_2'}{Z_2} = 2,804$$

$$Z_2 + Z_2' = 73 \text{ dientes}$$

Resolviendo el sistema:

$$Z_2 = 20 \text{ dientes}$$

$$Z_2' = 53 \text{ diente}$$

3ª marcha:

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente:

$$i = \frac{Z_3'}{Z_3} = 1,783$$

$$Z_3 + Z_3' = 73 \text{ dientes}$$

Resolviendo el sistema:

$$Z_3 = 27 \text{ dientes}$$

$$Z_3' = 46 \text{ dientes}$$

4ª marcha:

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente:

$$i = \frac{Z_4'}{Z_4} = 1,62$$

$$Z_4 + Z_4' = 73 \text{ dientes}$$

Resolviendo el sistema:

$$Z_4 = 28 \text{ dientes}$$

$$Z_4' = 45 \text{ dientes}$$

5ª marcha:

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente:

$$i = \frac{Z_5'}{Z_5} = 1$$

$$Z_5 + Z_5' = 73 \text{ dientes}$$

Resolviendo el sistema:

$$Z_5 = 37 \text{ dientes}$$

$$Z_5' = 36 \text{ dientes}$$

6ª marcha:

Según las relaciones establecidas se debe cumplir lo siguiente:

$$i = \frac{Z_6'}{Z_6} = 0,83$$

$$Z_6 + Z_6' = 73 \text{ dientes}$$

Resolviendo el sistema:

$$Z_6 = 40 \text{ dientes}$$

$$Z_6' = 33 \text{ dientes}$$

El número de dientes de los engranajes tiene que ser un número entero por lo que en algunos casos se han tenido que redondear los valores obtenidos hacia el siguiente valor.

Una vez obtenido el número de dientes de los engranajes en cada marcha se calculan las relaciones de transmisiones reales que tendrá cada marcha y se comparan con las establecidas por el fabricante. La nueva relación se calcula mediante la fórmula 3.24:

Relación transmisión teórica	Número de dientes	Relación de transmisión real
$i_1 = 5.08$	$Z_1 = 12$ dientes $Z_1' = 61$ dientes	$i_1 = 5,08$
$i_2 = 2,804$	$Z_2 = 20$ dientes $Z_2' = 53$ dientes	$i_2 = 2,65$
$i_3 = 1,783$	$Z_3 = 27$ dientes $Z_3' = 46$ dientes	$i_3 = 1,703$
$i_4 = 1,62$	$Z_4 = 28$ dientes $Z_4' = 45$ dientes	$i_4 = 1,607$
$i_5 = 1$	$Z_5 = 37$ dientes $Z_5' = 36$ dientes	$i_5 = 0,97$
$i_6 = 0,83$	$Z_6 = 40$ dientes $Z_6' = 33$ dientes	$i_6 = 0,825$

Tabla 3.4: Relaciones de transmisiones reales.

Los resultados no varían demasiado, entre las relaciones de transmisión reales y teóricas, por lo que los resultados se dan por buenos.

#### 3.4.4.2 Módulo de engranajes

El módulo de engranajes se calcula mediante la siguiente fórmula, obtenida del libro “Diseño de máquinas”, el cual sigue la norma ISO. Se utiliza dicha fórmula debido a que evita el fallo superficial.

Como anteriormente mencionado todos los engranajes tendrán el mismo módulo:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot N(i \pm 1) \cdot (\cos \beta)^3}{k_{adm} \cdot \psi \cdot z^2 \cdot n \cdot i}} \quad \text{Fórmula 3.25}$$

$m =$  Módulo (mm)

$N =$  Potencia del vehículo (cv)

$i =$  Relación de transmisión

$z =$  Número de dientes

$\beta =$  Angulo de hélice (20°)

$k_{adm} =$  Presión admisible de rodadura (kg/cm<sup>2</sup>)

$\psi =$  Factor de guiado

$n =$  Velocidad angular (rpm)

Antes de comenzar con el cálculo de los engranajes, se precisa del material con el cual estarán fabricados. En este caso se utilizara un acero con dureza superficial y una resistencia a la fatiga media. El material es 16MnCr5 con una  $K_{adm}$  de 80 kg/cm<sup>2</sup>.

Este sistema de transmisión se ha diseñado para aguantar 320000 km, el cual será el tiempo de vida estimado para la caja de cambios. El vehículo circulara en una media de 65 km/h según el fabricante, por lo que:

$$\frac{320000 \text{ km}}{65 \text{ km/h}} = 4900 \text{ h}$$

APLICACIÓN	DURACIÓN REQUERIDA (EN H)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automóviles	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales y transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos y maquinaria industrial en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24h/día	100000-200000

*Imagen 3.7: Duración requerida.*

	PORCENTAJE	VIDA ÚTIL (H)
1ª MARCHA	10%	490
2ª MARCHA	15%	735
3ª MARCHA	17%	833
4ª MARCHA	25%	1225
5ª MARCHA	16%	784
6ª MARCHA	12%	588
R MARCHA ATRÁS	5%	245
		4900 h

*Tabla 3.5: Duración de cada marcha.*

La  $k_{adm}$  del material está definida para un servicio de aproximadamente 5000h. Cada marcha tendrá un valor de  $k_{adm}$ . Para calcular dicha  $k_{adm}$  se utiliza el valor del material anteriormente mencionado ( $80 \text{ kg/cm}^2$ ) por un factor de servicio obtenido de la siguiente tabla:

NOTAS:										
Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1.5.										
Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de $K_{adm}$ se hará = $\phi \cdot K_{5000}$ . Los valores se extraen de la siguiente tabla										
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
$\phi$	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

*Imagen 3.8: Valores del factor de servicio.*

Dependiendo del número de horas de cada marcha se obtendrán valores distintos del factor de servicio. En este caso el número de horas de servicio obtenido anteriormente es distinto de los establecidos en la tabla por lo que habrá que interpolar.

Interpolando obtenemos los  $\varphi$ :

$$\varphi_1 = 2,21$$

$$\varphi_4 = 1,59$$

$$\varphi_R = 2,78$$

$$\varphi_2 = 1,92$$

$$\varphi_5 = 1,88$$

$$\varphi_3 = 1,85$$

$$\varphi_6 = 2,05$$

A continuación se obtienen las  $k_{adm}$  para cada marcha:

$$k_{adm1} = 80 \cdot \varphi_1 = 80 \cdot 2,21 = 176,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{adm2} = 80 \cdot \varphi_2 = 80 \cdot 1,92 = 153,6 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{adm3} = 80 \cdot \varphi_3 = 80 \cdot 1,85 = 148 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{adm4} = 80 \cdot \varphi_4 = 80 \cdot 1,59 = 127,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{adm5} = 80 \cdot \varphi_5 = 80 \cdot 1,88 = 150,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{adm6} = 80 \cdot \varphi_6 = 80 \cdot 2,05 = 164 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{admR} = 80 \cdot \varphi_R = 80 \cdot 2,78 = 222,4 \text{ kg/cm}^2$$

El factor de guiado se escoge mediante la tabla 3.6, en este caso en calidad y condiciones normales, con un valor de 10:

<b>Factor de guiado <math>\psi</math></b>	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje muy deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales 30)

Tabla 3.6: Factor de guiado.

La potencia máxima del motor es de 204 cv con una velocidad angular de 4000 rpm, que es la situación más adversa en el régimen de potencia máxima. Mediante la fórmula 3.25 se obtiene el módulo de cada engranaje:

1ª marcha:

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 5,08$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 12$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 176,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (5,08 \pm 1) \cdot (\cos 20)^\beta}{176,8 \cdot 10 \cdot 12^2 \cdot 4000 \cdot 5,08}}$$

$$m_1 = 4,45 \text{ mm}$$

2ª marcha:

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 2,804$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 20$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 153,6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (2,804 \pm 1) \cdot (\cos 20)^\beta}{153,6 \cdot 10 \cdot 20^2 \cdot 4000 \cdot 2,804}}$$

$$m = 3,46 \text{ mm}$$

3ª marcha:

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 1,783$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 27$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 148 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (1,783 \pm 1) \cdot (\cos 20)^\beta}{148 \cdot 10 \cdot 27^2 \cdot 4000 \cdot 1,783}}$$

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

4ª marcha:

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 1,62$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 28$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 127,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (1,62 \pm 1) \cdot (\cos 20)^\beta}{127,2 \cdot 10 \cdot 28^2 \cdot 4000 \cdot 1,62}}$$

$$m = 3,12 \text{ mm}$$

5ª marcha:

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 1$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 37$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 150,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (1 \pm 1) \cdot (\cos 20)^\beta}{150,4 \cdot 10 \cdot 37^2 \cdot 4000 \cdot 1}}$$

$$m = 2,63 \text{ mm}$$

6ª marcha:

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 0,83$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 40$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 164 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (0,83 \pm 1) \cdot (\cos 20)^\beta}{164 \cdot 10 \cdot 40^2 \cdot 4000 \cdot 0,83}}$$

$$m = 2,51 \text{ mm}$$

El modulo más restrictivo lo marca la 1ª marcha y ya que es el engranaje que más sufre. Como se ha decidido que todos los engranajes tendrán el mismo módulo y el engranaje es de la Serie I, el valor tiene que ser superior a 4,45 mm. Se opta por un módulo de 5 mm.

#### 3.4.4.3 Distancia entre ejes

La distancia entre los ejes será la misma a lo largo de los ejes por lo que la distancia entre centros de los engranajes tiene que ser del mismo valor. Esa distancia se calcula mediante la fórmula XX y utilizando los datos obtenidos anteriormente:

$$d = R + R' = \frac{m}{2} \cdot \frac{Z + Z'}{\cos \beta}$$

Fórmula 3.26

$$d = \frac{5}{2} \cdot \frac{73}{\cos 20} = 194,21 \text{ mm}$$

La distancia entre ejes y por lo tanto también entre el centro de los engranajes será de 194,21 mm.

#### 3.4.4.4 Cálculo de los engranajes marcha atrás

La marcha atrás está compuesta por un conjunto de 3 engranajes. En este caso serán engranajes de dientes rectos ya que la marcha atrás no alcanza velocidades altas.

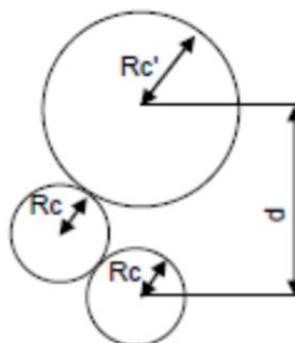
Para que el par de engranajes no sufra interferencias se ha de determinar un número mínimo de dientes, el cual será de 12. Se utilizará el mismo método de cálculo que en engranajes helicoidales:

$$i_R = \frac{Z_R'}{Z_R} = 4,607$$

$$Z_R = 12 \text{ dientes}$$

$$Z_R' = Z_R \cdot i_R = 12 \cdot 4,607 \approx 56 \text{ dientes}$$

La marcha atrás como anteriormente mencionado tiene tres engranajes de los cuales el piñón tendrá 12 dientes mientras que la corona 56. El piñón loco (engranaje que está entre la corona y el piñón, ver imagen 3.9) tendrá el mismo número de dientes que el piñón, 12.



*Imagen 3.9: distancia entre engranajes rectos*

Con los datos anteriormente obtenidos y de la misma manera que en los engranajes helicoidales se procede al cálculo del módulo tanto del piñón-piñón loco como del piñón loco-corona:

Piñón - Piñón loco

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 1$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 12$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 222,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (1 \pm 1) \cdot (\cos 0)^\beta}{222,4 \cdot 10 \cdot 12^2 \cdot 4000 \cdot 1}}$$

$$m = 4,801 \text{ mm}$$

Piñón loco – Corona

$$N = 204 \text{ cv}$$

$$i = 4,607$$

$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$z = 12$$

$$\psi = 10$$

$$k_{adm1} = 222,4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{445000000 \cdot 204 \cdot (4,607 \pm 1) \cdot (\cos 0)^\beta}{222,4 \cdot 10 \cdot 12^2 \cdot 4000 \cdot 4,607}}$$

$$m = 4,42 \text{ mm}$$

El módulo más alto lo ofrece la pareja de engranajes piñón-piñón loco de valor 4,801 mm. Se utilizara un módulo normalizado mayor de valor 5 mm.

Tras calcular el módulo de los engranajes hay que verificar que cumplen con las dimensiones entre engranajes anteriormente descritas:

$$d = 194,21 \text{ mm} > R_c + R'_c = \frac{m}{2} \cdot \frac{Z + Z'}{1} + 2 \cdot m \quad \text{Fórmula 3.27}$$

$$R_c + R'_c = \frac{5}{2} \cdot \frac{12 + 56}{1} + 2 \cdot 5 = 180 \text{ mm} < 194,21 \text{ mm}$$

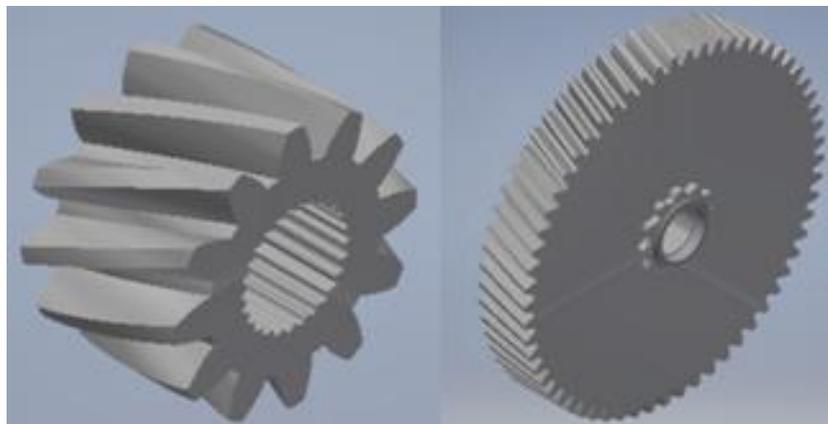
Distancia entre los ejes:

$$R_p + R_{pl} = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z') = \frac{5}{2} \cdot (12 + 12) = 60 \text{ mm}$$

$$R_c + R_{pl} = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z') = \frac{5}{2} \cdot (56 + 12) = 170 \text{ mm}$$

#### 3.4.4.5 Dimensionamiento de los engranajes

En este apartado se establecerán todas las dimensiones necesarias de los engranajes para su correcta fabricación.



*Imagen 3.10: Par de engranajes*

PIÑÓN (Z)		1ª marcha	2ª marcha	3ª marcha	4ª marcha	5ª marcha	6ª marcha	R marcha atrás
Nº dientes	Z	12	20	27	28	37	40	12
Angulo hélice	$\beta$	20	20	20	20	20	20	0
Angulo presión	$\alpha$	20	20	20	20	20	20	20
Ancho (mm)	$b = \psi \cdot m$	50	50	50	50	50	50	50
Paso (mm)	$p = \pi \cdot m$	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7
Módulo (mm)	m	5	5	5	5	5	5	5
Rprimitivo (mm)	$R = \frac{m}{2} \cdot \frac{z}{\cos \beta}$	31,92	53,2	71,83	74,49	98,43	106,41	30
Holgura (mm)	$j = 0,25 \cdot m$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Addendum (mm)	$h_c = m$	5	5	5	5	5	5	5
Deddendum (mm)	$h_f = m + j$	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
Altura (mm)	$h = h_c + h_f$	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25
Espesor (mm)	$s = \frac{p}{2}$	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85
Radio cabeza (mm)	$R_c = R + h_c$	36,92	58,2	76,83	79,49	103,43	111,41	35
Radio fondo (mm)	$R_f = R - h_f$	25,67	46,95	65,58	68,24	92,18	100,16	23,75
Radio base (mm)	$R_b = R \cdot \cos \alpha$	30	50	67	70	93	100	29

Tabla 3.7: Resumen especificaciones de los piñones.

CORONA (Z')		1ª marcha	2ª marcha	3ª marcha	4ª marcha	5ª marcha	6ª marcha	R marcha atrás
Nº dientes	$Z$	61	53	46	45	36	33	56
Angulo hélice	$\beta$	20	20	20	20	20	20	0
Angulo presión	$\alpha$	20	20	20	20	20	20	20
Ancho (mm)	$b = \psi \cdot m$	50	50	50	50	50	50	50
Paso (mm)	$p = \pi \cdot m$	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7
Módulo (mm)	$m$	5	5	5	5	5	5	5
Rprimitive (mm)	$R = \frac{m}{2} \cdot \frac{z}{\cos \beta}$	162,28	141	122,38	119,71	95,77	87,79	140
Holgura (mm)	$j = 0,25 \cdot m$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Addendum (mm)	$h_c = m$	5	5	5	5	5	5	5
Deddendum (mm)	$h_f = m + j$	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
Altura (mm)	$h = h_c + h_f$	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25
Espesor (mm)	$s = \frac{p}{2}$	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85
Radio cabeza (mm)	$R_c = R + h_c$	167,28	146	127,38	124,71	100,77	92,79	145
Radio fondo (mm)	$R_f = R - h_f$	156,03	134,75	116,13	113,46	89,52	81,54	133,77
Radio base (mm)	$R_b = R \cdot \cos \alpha$	153	133	115	113	90	83	131,45

Tabla 3.8: Resumen especificaciones de las coronas.

### 3.4.4.6 Fuerza sobre los dientes

En los engranajes con dientes helicoidales aparecen tres fuerzas: la fuerza radial ( $F_r$ ), la fuerza axial ( $F_a$ ) y la fuerza tangencial ( $U$ ).

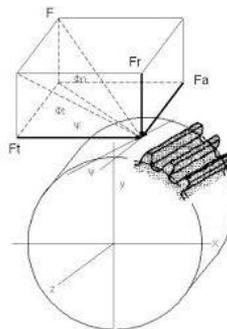


Imagen 3.11: Fuerzas en los engranajes.

Mediante las siguientes fórmulas se obtendrán las fuerzas que actuarán en cada uno de los engranajes de cada marcha:

$$U = \frac{T}{R} \quad \text{Fórmula 3.28}$$

$$F_r = U \cdot \tan \alpha \quad \text{Fórmula 3.29}$$

$$F_a = U \cdot \tan \beta$$

$$W = \sqrt{U^2 + F_r^2 + F_a^2}$$

1ª marcha:

$$T = 410 \text{ Nm} \rightarrow T = 410000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p1} = 31,92 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$U_1 = \frac{410000 \text{ Nmm}}{31,92 \text{ mm}} = 12844,61 \text{ N}$$

$$F_r = 12844,61 \cdot \tan 20 = 4675,05 \text{ N}$$

$$F_a = 12844,61 \cdot \tan 20 = 4675,05 \text{ N}$$

$$W_1 = \sqrt{12844,61^2 + 4675,05^2 + 4675,05^2} = 14446,32 \text{ N}$$

2ª marcha:

$$T = 410 \text{ Nm} \rightarrow T = 410000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p2} = 53,2 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$U_2 = \frac{410000 \text{ Nmm}}{53,2 \text{ mm}} = 7706,76 \text{ N}$$

$$F_r = 7706,76 \cdot \tan 20 = 2805,03 \text{ N}$$

$$F_a = 7706,76 \cdot \tan 20 = 2805,03 \text{ N}$$

$$W_2 = \sqrt{7706,76^2 + 2805,03^2 + 2805,03^2} = 8667,78 \text{ N}$$

3ª marcha:

$$T = 410 \text{ Nm} \rightarrow T = 410000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p3} = 71,83 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$U_3 = \frac{410000 \text{ Nmm}}{71,83 \text{ mm}} = 5707,92 \text{ N}$$

$$F_r = 5707,92 \cdot \tan 20 = 2077,51 \text{ N}$$

$$F_a = 5707,92 \cdot \tan 20 = 2077,51 \text{ N}$$

$$W_3 = \sqrt{5707,82^2 + 2077,51^2 + 2077,51^2} = 6419,69 \text{ N}$$

4ª marcha:

$$T = 410 \text{ Nm} \rightarrow T = 410000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p4} = 74,49 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$U_4 = \frac{410000 \text{ Nmm}}{74,49 \text{ mm}} = 5504,09 \text{ N}$$

$$F_r = 5504,09 \cdot \tan 20 = 2003,32 \text{ N}$$

$$F_a = 5504,09 \cdot \tan 20 = 2003,32 \text{ N}$$

$$W_4 = \sqrt{5504,09^2 + 2003,32^2 + 2003,32^2} = 6190,44 \text{ N}$$

5ª marcha:

$$T = 410 \text{ Nm} \rightarrow T = 410000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p5} = 98,43 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$U_1 = \frac{410000 \text{ Nmm}}{98,43 \text{ mm}} = 4165,39 \text{ N}$$

$$F_r = 4165,39 \cdot \tan 20 = 1516,07 \text{ N}$$

$$F_a = 4165,39 \cdot \tan 20 = 1516,07 \text{ N}$$

$$W_5 = \sqrt{4165,39^2 + 1516,07^2 + 1516,07^2} = 4684,80 \text{ N}$$

6ª marcha:

$$T = 410 \text{ Nm} \rightarrow T = 410000 \text{ Nmm}$$

$$R_{p6} = 106,41 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$U_1 = \frac{410000 \text{ Nmm}}{106,41 \text{ mm}} = 3853,02 \text{ N}$$

$$F_r = 3853,02 \cdot \tan 20 = 1402,38 \text{ N}$$

$$F_a = 3853,02 \cdot \tan 20 = 1402,38 \text{ N}$$

$$W_6 = \sqrt{3853,02^2 + 1402,38^2 + 1402,38^2} = 4333,48 \text{ N}$$

R marcha atrás:

Los engranajes de la marcha atrás son rectos por lo que su ángulo de hélice es 0, siendo así la fuerza axial 0.

$$T = 410 \text{ Nm} \rightarrow T = 410000 \text{ Nmm}$$

$$R_{pR} = 30 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$U_R = \frac{410000 \text{ Nmm}}{30 \text{ mm}} = 13666,66 \text{ N}$$

$$F_r = 13666,66 \cdot \tan 20 = 4974,25 \text{ N}$$

$$F_a = 13666,66 \cdot \tan 0 = 0 \text{ N}$$

$$W = \sqrt{13666,66^2 + 4974,25^2 + 0} = 14543,75 \text{ N}$$

#### 3.4.4.7 Comprobación del piñón a resistencia

En este apartado tras haber calculado las fuerzas que hay sobre los dientes de los engranajes, se calcula si dichos dientes pueden aguantar a flexión. Para ello solo se tendrá en cuenta la fuerza tangencial y se analizará el diente empotrado tan solo sometido a la fuerza tangencial:

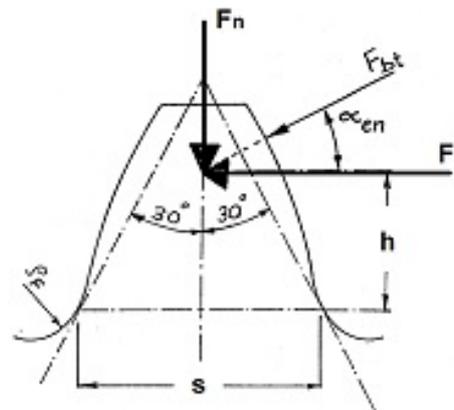


Imagen 3.12: Esfuerzo en un diente del engranaje

La comprobación es la siguiente:

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot U}{b \cdot m} \cdot q \leq \sigma_{adm}$$

Fórmula 3.30

$\sigma_{flex}$  = Tensión máxima admitida por flexión (kg/mm<sup>2</sup>)

$U$  = Fuerza tangencial (kg)

$b$  = Espesor del diente (mm)

$m$  = Módulo (mm)

$q$  = Coeficiente de Wissman (mm)

$\sigma_{adm}$  = Tensión admisible por el material (kg/mm<sup>2</sup>)

El material a utilizar como anteriormente mencionado será un acero con dureza superficial 16MnCr5 cuyo valor de  $\sigma_{adm}$  es el siguiente:

$$\sigma_{adm} = 3000 \frac{kg}{cm^2} \rightarrow 30 kg/mm^2$$

El coeficiente de Wissman ( $q$ ) se obtiene de la siguiente tabla partiendo del número de dientes de cada engranaje. Cada engranaje tiene un número de dientes que puede ser distinto de los aparecidos en la tabla, por lo que en dichos caso habrá que interpolar:

Ángulo de engrane $\alpha = 15^\circ$	Dentado exterior	$z$	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
		$q$	5,4	5,2	5,1	4,9	4,8	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	4,1	
	Dentado interior	$z$	26	28	30	33	36	40	48	60	76	100	140	200	$\infty$	
		$q$	4,0	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8	
Ángulo de engrane $\alpha = 20^\circ$	Dentado exterior	$z$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34	
		$q$	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	
	Dentado interior	$z$	40	50	65	80	100	$\infty$								
		$q$	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5								
Dentado interior	$z$	$\infty$	200	100	70	50	38	30	24	20						
	$q$	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7						

Tabla 3.9: Coeficiente  $q$  de Wissman

1ª marcha:

$$U_1 = 12844,61 \text{ N} \rightarrow 1309,33 \text{ kg}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

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

$$q \rightarrow Z_1 = 12 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n1} = \frac{Z_1}{(\cos \beta)^3} = 14,46 \rightarrow \text{Interpolando} \leftrightarrow q_1 = 4$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot 1309,33}{50 \cdot 5} \cdot 4 = 23,35 \text{ kg/mm}^2$$

$$23,35 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 30 \text{ kg/mm}^2$$

2ª marcha:

$$U_2 = 7706,76 \text{ N} \rightarrow 785,6 \text{ kg}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

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

$$q \rightarrow Z_2 = 20 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n2} = \frac{Z_2}{(\cos \beta)^3} = 24,1 \rightarrow \text{Interpolando} \leftrightarrow q_2 = 3,19$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot 785,6}{50 \cdot 5} \cdot 3,19 = 11,17 \text{ kg/mm}^2$$

$$11,17 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 30 \text{ kg/mm}^2$$

3ª marcha:

$$U_3 = 5707,92 \text{ N} \rightarrow 581,84 \text{ kg}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

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

$$q \rightarrow Z_3 = 27 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n3} = \frac{Z_3}{(\cos \beta)^3} = 32,53 \rightarrow \text{Interpolando} \leftrightarrow q_1 = 3,02$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot 581,84}{50 \cdot 5} \cdot 3,02 = 7,83 \text{ kg/mm}^2$$

$$7,83 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 30 \text{ kg/mm}^2$$

4ª marcha:

$$U_4 = 5504,09 \text{ N} \rightarrow 561,06 \text{ kg}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

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

$$q \rightarrow Z_4 = 28 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n4} = \frac{Z_4}{(\cos \beta)^3} = 33,74 \rightarrow \text{Interpolando} \leftrightarrow q_1 = 3$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot 561,06}{50 \cdot 5} \cdot 3 = 7,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$7,5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 30 \text{ kg/mm}^2$$

5ª marcha:

$$U_5 = 4165,39 \text{ N} \rightarrow 424,6 \text{ kg}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

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

$$q \rightarrow Z_5 = 37 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n5} = \frac{Z_5}{(\cos \beta)^3} = 44,59 \rightarrow \text{Interpolando} \leftrightarrow q_1 = 2,85$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot 424,6}{50 \cdot 5} \cdot 2,85 = 5,39 \text{ kg/mm}^2$$

$$5,39 \frac{kg}{mm^2} < 30 kg/mm^2$$

6ª marcha:

$$U_6 = 3853,02 N \rightarrow 392,76 kg$$

$$b = 50 mm$$

$$m = 5 mm$$

$$q \rightarrow Z_6 = 40 \text{ dientes} \rightarrow Z_{n6} = \frac{Z_6}{(\cos \beta)^3} = 48,2 \rightarrow \text{Interpolando} \leftrightarrow q_1 = 2,81$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot 392,76}{50 \cdot 5} \cdot 2,81 = 4,92 kg/mm^2$$

$$4,92 \frac{kg}{mm^2} < 30 kg/mm^2$$

R marcha atrás:

$$U_R = 13666,66 N \rightarrow 1393,13 kg$$

$$b = 50 mm$$

$$m = 5 mm$$

$$q \rightarrow Z_R = 12 \text{ dientes} \rightarrow Z_{nR} = \frac{Z_R}{(\cos \beta)^3} = 14,46 \rightarrow \text{Interpolando} \leftrightarrow q_1 = 4$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,115 \cdot 1393,13}{50 \cdot 5} \cdot 4 = 24,85 kg/mm^2$$

$$24,85 \frac{kg}{mm^2} < 30 kg/mm^2$$

Tras estos cálculos se demuestra que el material seleccionado y las dimensiones de los engranajes son correctos por lo que cumplen con su función.

### 3.4.5 Calculo de ejes

Después de calcular los engranajes se procede al cálculo de los ejes donde van colocados. Esta caja de cambios está formada por tres ejes: eje primario, eje secundario y eje intermediario.

- Eje primario: Es el eje que está conectado al embrague y al cual llega primero la potencia del motor. Está conectado mediante un engranaje con el eje intermediario.
- Eje intermediario: Es el eje que transmite la potencia al eje secundario. En este eje están montados los 6 engranajes helicoidales y el piñón de la marcha atrás. Esta apoyado sobre 2 rodamientos que posteriormente se calcularán.
- Eje secundario: Es el eje que transmite la potencia al árbol de transmisión. Sobre él hay 6 engranajes helicoidales y la corona de la marcha atrás. También están los sincronizadores montados. Esta apoyado sobre 2 rodamientos que posteriormente se calcularán.

Para el cálculo de los diámetros que tendrán los ejes se utilizara el código ASME que permite diseñar el eje de una forma mucho más sencilla y conservadora. Para el cálculo mínimo del diámetro se utilizará la siguiente fórmula:

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot C_s}{\pi \cdot \sigma_{yp}} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T + T)^2}} \quad \text{Fórmula 3.31}$$

$\phi$  = Diámetro mínimo del eje (mm)

$C_s$  = Coeficiente de seguridad (2)

$\sigma_{yp}$  = Tensión de fluencia del material (N/mm<sup>2</sup>)

$C_m$  = Coeficiente de fatiga para el momento flector

$C_t$  = Coeficiente de fatiga para el momento torsor

$M$  = Momento flector ( $N/mm^2$ )

$T$  = Momento torsor ( $N/mm^2$ )

Los coeficientes  $C_m$  y  $C_t$  se obtienen de la siguiente tabla. En este caso se trata de ejes giratorios con una carga aplicada gradualmente:

	<b><math>C_m</math></b>	<b><math>C_t</math></b>
<b>EJES FIJOS</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
<b>EJES GIRATORIOS</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, solo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

*Tabla 3.10: Coeficientes de fatiga.*

El material de fabricación que se utilizara en los ejes será un acero de baja aleación 42CrMo4. Dicho material tiene una tensión de fluencia de  $74 \text{ kg/mm}^2$ .

$$\sigma_{yp} = 74 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

### 3.4.5.1 Eje primario

El eje primario es el eje que va conectado al embrague. La relación de transmisión es de valor 1 por lo que el engranaje de toma constante es el mismo que el de la 5ª marcha. Las fuerzas están especificadas en el apartado 3.4.3 Cálculo de engranajes en este mismo documento.

$$U_E = 4165,39 \text{ N}$$

$$F_{rE} = 1516,07 \text{ N}$$

$$F_{aE} = 1516,07 \text{ N}$$

$$R_E = 98,43 \text{ mm}$$

$$F_{aE} \cdot R_E = 148931,48 \text{ Nmm}$$

$$a = 40 \text{ mm} \quad b = 50 \text{ mm}$$

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot a + U(a + b) = 0$$

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} + F_r = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot a + F_r(a + b) + F_a \cdot R_E = 0$$

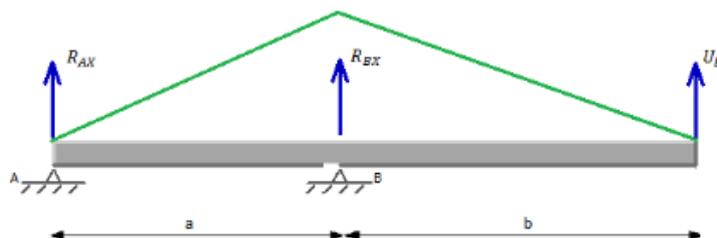


Diagrama 3.1: Eje primario X

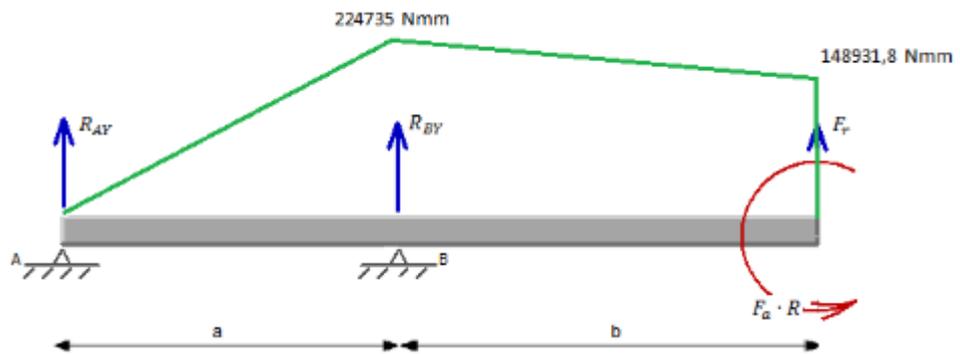


Diagrama 3.2: Eje primario Y

RESULTADOS	
$R_{BX}$	-9372,12 N
$R_{AX}$	5206,73 N
$R_{BY}$	-7134,44 N
$R_{AY}$	5618,37 N
$R_{BZ}$	1516,07 N
$M_{MAX X}$	208269 Nmm
$M_{MAX Y}$	224735 Nmm

Tabla 3.11: Resultados eje primario.

$$M = \sqrt{224735^2 + 208269^2} = 306401,36 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R = 4165,39 \cdot 98,43 = 409999,33 \text{ Nmm} \approx 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 306401,36)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 25,85 \text{ mm}$$

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

El diámetro escogido para el eje primario es de 30 mm.

### 3.4.5.2 Eje intermediario

El eje intermediario transmite la potencia que recibe del eje primario al eje secundario. El método de cálculo será el mismo utilizado en el eje anterior.

1ª marcha:

Datos de engranaje de la 1ª marcha			
Engranaje de entrada		Engranaje 1ª marcha	
$U_E$	4165,39 N	$U_1$	12844,61 N
$F_{rE}$	1516,07 N	$F_{r1}$	4675,05 N
$F_{aE}$	1516,07 N	$F_{a1}$	4675,05 N
$R_E$	98,43 mm	$R_1$	31,92 mm
$F_{aE} \cdot R_E$	148931,8 Nmm	$F_{a1} \cdot R_1$	149227,59 Nmm

Tabla 3.12: Datos de engranaje 1ª marcha

$$a = 45 \text{ mm} \quad b = 45 \text{ mm} \quad c = 450 \text{ mm}$$

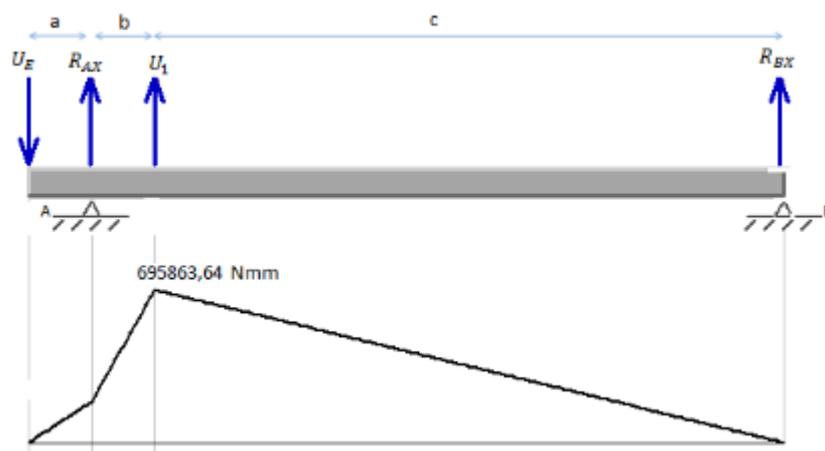


Diagrama 3.3: Eje intermediario 1ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_1 - U_E = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (b + c) + U_E \cdot a + U_1 \cdot b = 0$$

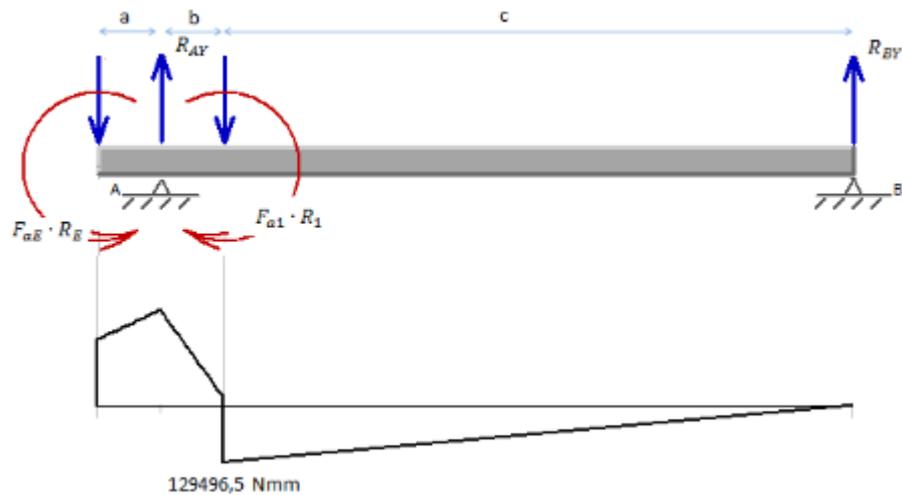
Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rE} - F_{r1} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{rE} \cdot a + R_{BY} \cdot (b + c) - F_{r1} \cdot b + F_{ae} \cdot R_E - F_{a1} \cdot R_1 = 0$$



*Diagrama 3.4: Eje intermedio 1ª marcha y*

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a1} + F_{aE} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-1546,36 N
$R_{AX}$	-7132,86 N
$R_{BY}$	287,77 N
$R_{AY}$	5903,35 N
$R_{BZ}$	5903,35 N
$M_{MAX X}$	695863,64 Nmm
$M_{MAX Y}$	129496,5 Nmm

Tabla 3.13: Resultados 1ª marcha

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{695863,64^2 + 129496,5^2} = 707810,39 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

2ª marcha:

<b>Datos de engranaje de la 2ª marcha</b>			
<b>Engranaje de entrada</b>		<b>Engranaje 2ª marcha</b>	
$U_E$	4165,39 N	$U_2$	7706,07 N
$F_{rE}$	1516,07 N	$F_{r2}$	2805,03 N
$F_{aE}$	1516,07 N	$F_{a2}$	2805,03 N
$R_E$	98,43 mm	$R_2$	53,2 mm
$F_{aE} \cdot R_E$	148931,8 Nmm	$F_{a2} \cdot R_2$	149227,59 Nmm

Tabla 3.14: Datos de engranaje 2ª marcha

$$a = 45 \text{ mm} \quad b = 140 \text{ mm} \quad c = 355 \text{ mm}$$

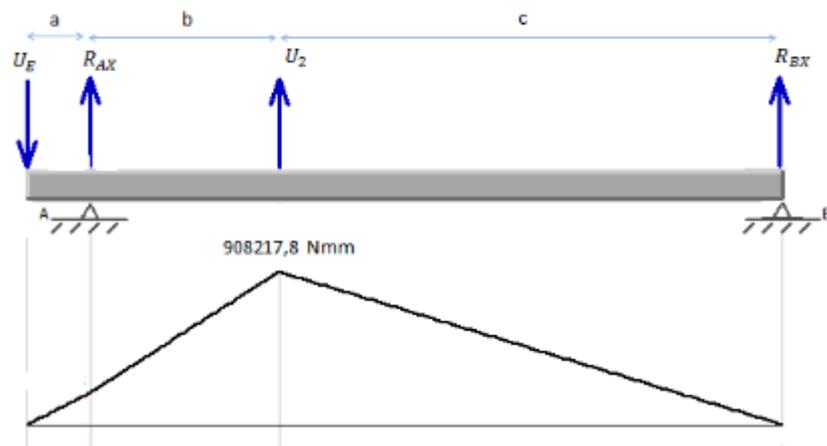


Diagrama 3.5: Eje intermediario 2ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_2 - U_E = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (b + c) + U_E \cdot a + U_2 \cdot b = 0$$

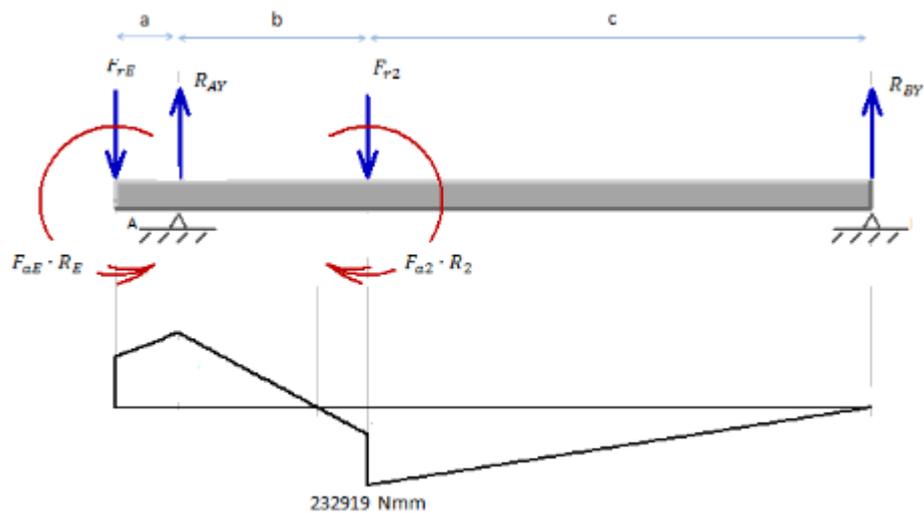


Diagrama 3.6: Eje intermediario 2ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rE} - F_{r2} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{RE} \cdot a + R_{BY} \cdot (b + c) - F_{r2} \cdot b + F_{aE} \cdot R_E - F_{a3} \cdot R_2 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a2} + F_{aE} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-2558,36 N
$R_{AX}$	-983,01 N
$R_{BY}$	656,11 N
$R_{AY}$	3664,99 N
$R_{BZ}$	1288,96 N
$M_{MAX X}$	908217,8 Nmm
$M_{MAX Y}$	232919 Nmm

*Tabla 3.15: Resultados 2ª marcha*

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{908217,8^2 + 232919^2} = 937609,1 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

3ª marcha:

Datos de engranaje de la 3ª marcha			
Engranaje de entrada		Engranaje 3ª marcha	
$U_E$	4165,39 N	$U_3$	5707,92 N
$F_{rE}$	1516,07 N	$F_{r3}$	2077,51 N
$F_{aE}$	1516,07 N	$F_{a3}$	2077,51 N
$R_E$	98,43 mm	$R_3$	71,83 mm
$F_{aE} \cdot R_E$	148931,8 Nmm	$F_{a3} \cdot R_3$	149227,54 Nmm

Tabla 3.16: Datos de engranaje 3ª marcha

$$a = 45 \text{ mm} \quad b = 195 \text{ mm} \quad c = 300 \text{ mm}$$

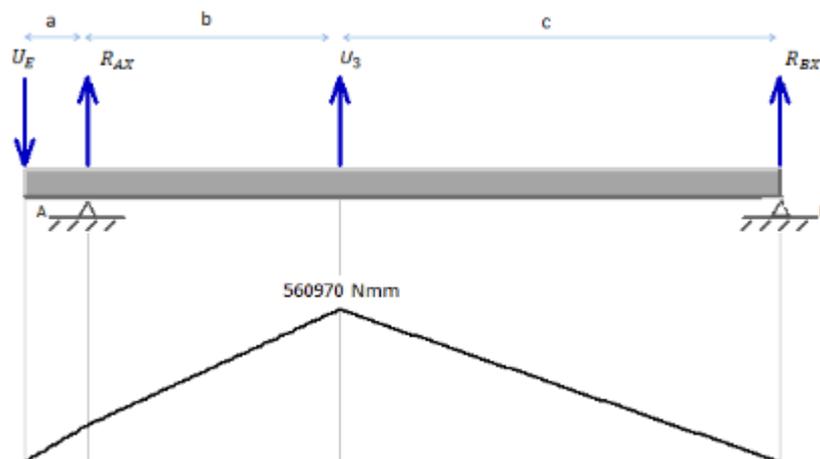


Diagrama 3.7: Eje intermediario 3ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_3 - U_E = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (b + c) + U_E \cdot a + U_3 \cdot b = 0$$

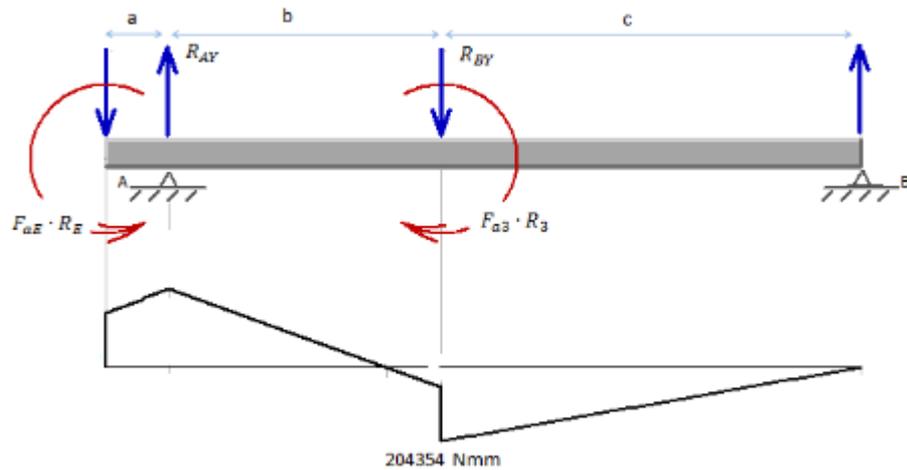


Diagrama 3.8: Eje intermedio 3ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rE} - F_{r3} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{rE} \cdot a + R_{BY} \cdot (b + c) - F_{r3} \cdot b + F_{aE} \cdot R_E - F_{a3} \cdot R_3 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a3} + F_{aE} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-1869,9 N
$R_{AX}$	327,37 N
$R_{BY}$	681,18 N
$R_{AY}$	2912,4 N
$R_{BZ}$	561,44 N
$M_{MAX X}$	560970 Nmm
$M_{MAX Y}$	204354 Nmm

Tabla 3.17: Resultados 3ª marcha

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{560970^2 + 204354^2} = 597032,57 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

4ª marcha:

<i>Datos de engranaje de la 4ª marcha</i>			
<i>Engranaje de entrada</i>		<i>Engranaje 4ª marcha</i>	
$U_E$	4165,39 N	$U_4$	5504,09 N
$F_{rE}$	1516,07 N	$F_{r4}$	2003,32 N
$F_{aE}$	1516,07 N	$F_{a4}$	2003,32 N
$R_E$	98,43 mm	$R_4$	74,49 mm
$F_{aE} \cdot R_E$	148931,8 Nmm	$F_{a4} \cdot R_4$	149227,3 Nmm

Tabla 3.18: Datos de engranaje 4ª marcha

$$a = 45 \text{ mm} \quad b = 270 \text{ mm} \quad c = 225 \text{ mm}$$

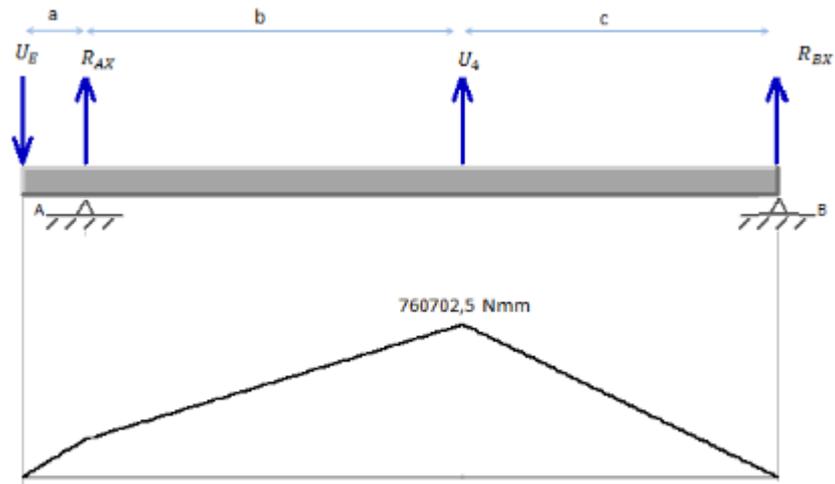


Diagrama 3.9: Eje intermediario 4ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_4 - U_E = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (b + c) + U_E \cdot a + U_4 \cdot b = 0$$

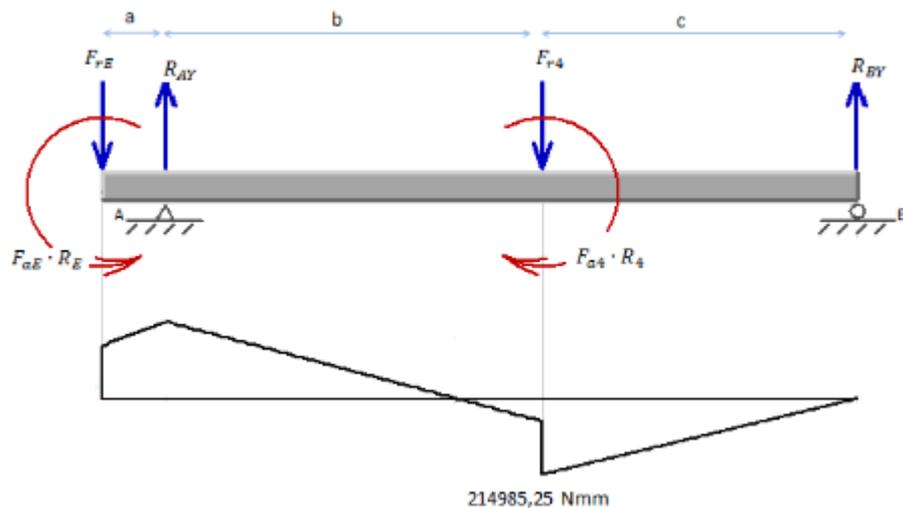


Diagrama 3.10: Eje intermediario 4ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rE} - F_{r4} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{RE} \cdot a + R_{BY} \cdot (b + c) - F_{r4} \cdot b + F_{aE} \cdot R_E - F_{a4} \cdot R_4 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a4} + F_{aE} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-3380,9 N
$R_{AX}$	2042,2 N
$R_{BY}$	955,49 N
$R_{AY}$	2563,9 N
$R_{BZ}$	487,25 N
$M_{MAX X}$	760702,5 Nmm
$M_{MAX Y}$	214985,25 Nmm

Tabla 3.19: Resultados 4ª marcha

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{760702,5^2 + 214985,25^2} = 790497,91 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

5ª marcha:

Datos de engranaje de la 5ª marcha			
Engranaje de entrada		Engranaje 5ª marcha	
$U_E$	4165,39 N	$U_5$	4165,39 N
$F_{rE}$	1516,07 N	$F_{r5}$	1516,07 N
$F_{aE}$	1516,07 N	$F_{a5}$	1516,07 N
$R_E$	98,43 mm	$R_5$	98,43 mm
$F_{aE} \cdot R_E$	148931,8 Nmm	$F_{a5} \cdot R_5$	148931,8 Nmm

Tabla 3.20: Datos de engranaje 5ª marcha

$$a = 45 \text{ mm} \quad b = 325 \text{ mm} \quad c = 170 \text{ mm}$$

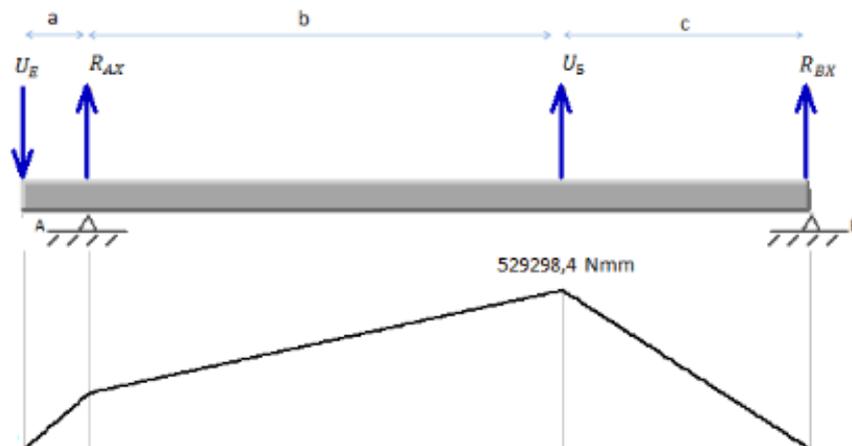


Diagrama 3.11: Eje intermediario 5ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_5 - U_E = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (b + c) + U_E \cdot a + U_5 \cdot b = 0$$

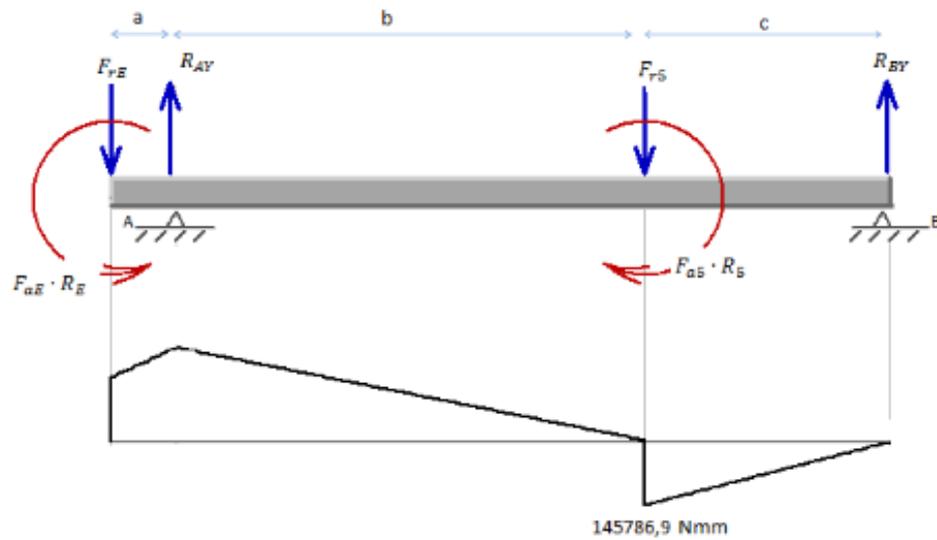


Diagrama 3.12: Eje intermediario 5ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rE} - F_{r5} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{rE} \cdot a + R_{BY} \cdot (b + c) - F_{r5} \cdot b + F_{aE} \cdot R_E - F_{a5} \cdot R_5 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a5} + F_{aE} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-3113,52 N
$R_{AX}$	3113,52 N
$R_{BY}$	857,57 N
$R_{AY}$	2174,57 N
$R_{BZ}$	0 N
$M_{MAX X}$	529298,4 Nmm
$M_{MAX Y}$	145786,9 Nmm

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{529298,4^2 + 145786,9^2} = 549008,75 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

6ª marcha:

<i>Datos de engranaje de la 6ª marcha</i>			
<i>Engranaje de entrada</i>		<i>Engranaje 6ª marcha</i>	
$U_E$	4165,39 N	$U_6$	3853,02 N
$F_{rE}$	1516,07 N	$F_{r6}$	1402,38 N
$F_{aE}$	1516,07 N	$F_{a6}$	1402,38 N
$R_E$	98,43 mm	$R_6$	106,41 mm
$F_{aE} \cdot R_E$	148931,8 Nmm	$F_{a6} \cdot R_6$	149227,25 Nmm

*Tabla 3.21: Datos engranaje 6ª marcha*

$$a = 45 \text{ mm} \quad b = 400 \text{ mm} \quad c = 95 \text{ mm}$$

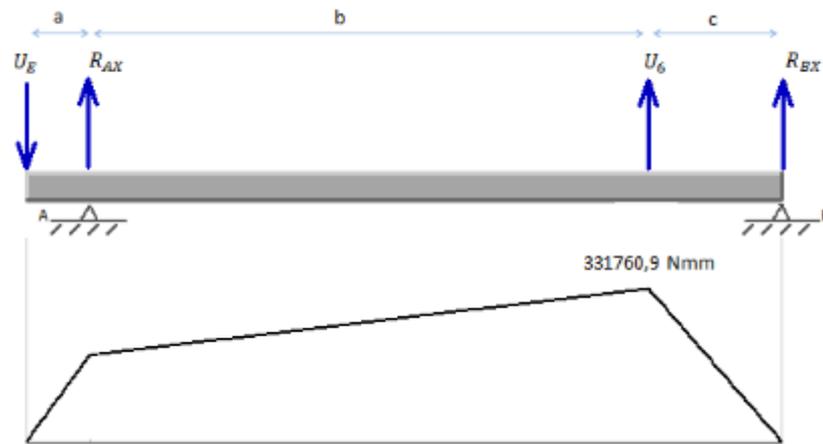


Diagrama 3.13: Eje intermediario 6ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_6 - U_E = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (b + c) + U_E \cdot a + U_6 \cdot b = 0$$

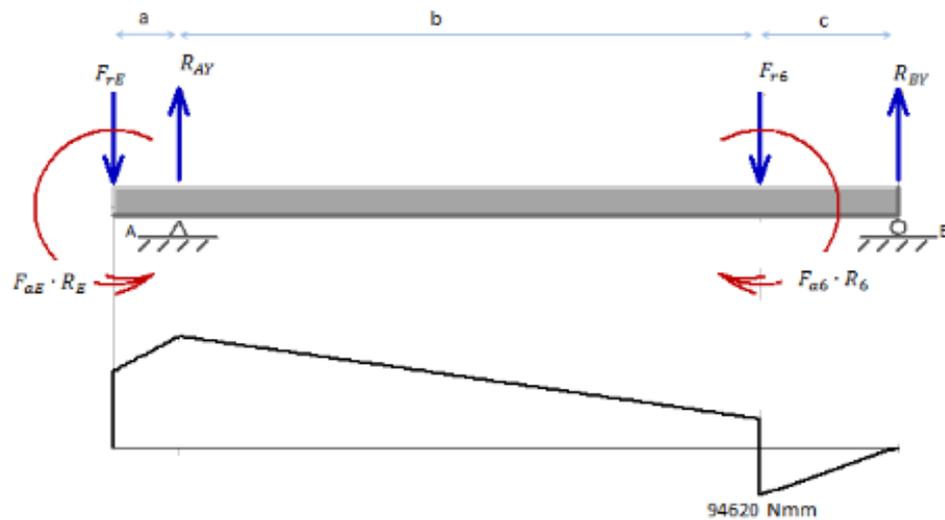


Diagrama 3.14: Eje intermediario 6ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rE} - F_{r6} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{rE} \cdot a + R_{BY} \cdot (b + c) - F_{r6} \cdot b + F_{aE} \cdot R_E - F_{a6} \cdot R_6 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a6} + F_{aE} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-3492,22 N
$R_{AX}$	3804,59 N
$R_{BY}$	996 N
$R_{AY}$	1922,45 N
$R_{BZ}$	-113,69 N
$M_{MAX X}$	331760,9 Nmm
$M_{MAX Y}$	94620 Nmm

*Tabla 3.22: Resultados 6ª marcha*

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{331760,9^2 + 94620^2} = 344990,2 \text{ Nmm}$$

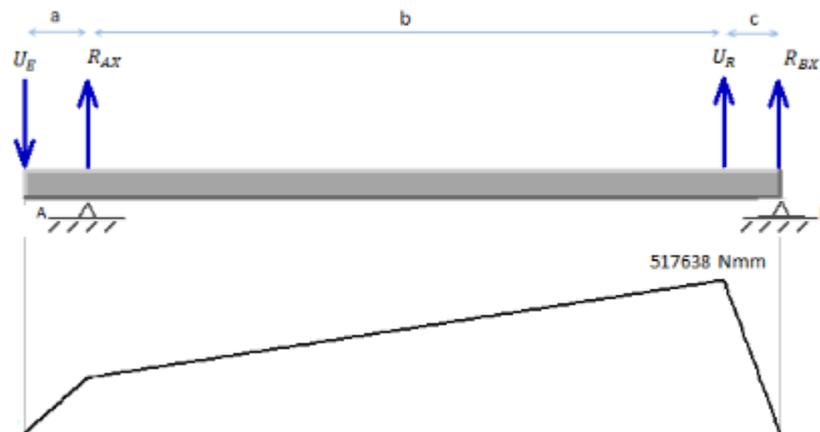
$$T = U \cdot R = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

R marcha atrás:

Datos de engranaje de la R marcha atrás			
Engranaje de entrada		Engranaje R marcha atrás	
$U_E$	4165,39 N	$U_R$	13666,66 N
$F_{rE}$	1516,07 N	$F_{rR}$	4974,25 N
$F_{aE}$	1516,07 N	$F_{aR}$	0 N
$R_E$	98,43 mm	$R_R$	30 mm
$F_{aE} \cdot R_E$	148931,8 Nmm	$F_{aR} \cdot R_R$	0 Nmm

*Tabla 3.23: Datos de engranaje R marcha atrás*

$$a = 45 \text{ mm} \quad b = 455 \text{ mm} \quad c = 40 \text{ mm}$$



*Diagrama 3.15: Eje intermediario R marcha atrás x*

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_R - U_E = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (b + c) + U_E \cdot a + U_R \cdot b = 0$$

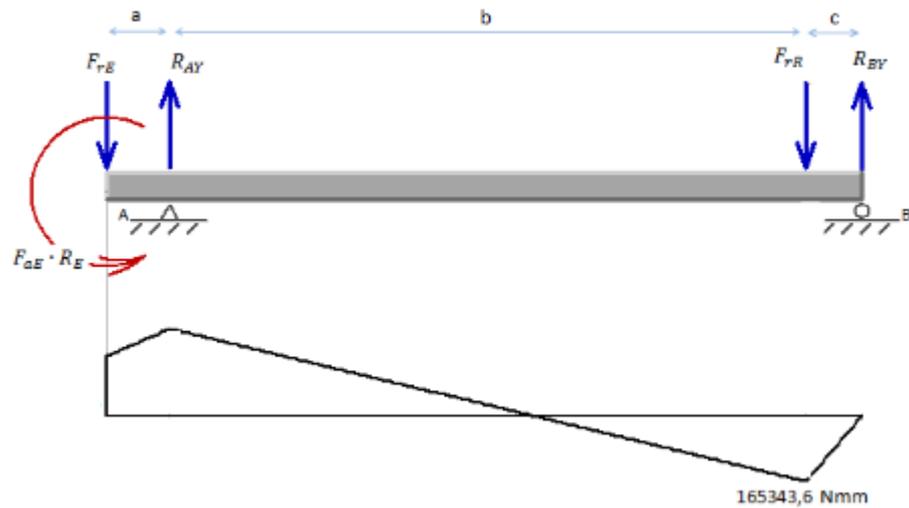


Diagrama 3.16: Eje intermediario R marcha atrás y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rE} - F_{rR} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{rE} \cdot a + R_{BY} \cdot (b + c) - F_{rR} \cdot b + F_{aE} \cdot R_E - F_{aR} \cdot R_R = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{aR} + F_{aE} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-12940,95 N
$R_{AX}$	3439,68 N
$R_{BY}$	4133,59 N
$R_{AY}$	2356,73 N
$R_{BZ}$	-1516,07 N
$M_{MAX X}$	517638 Nmm
$M_{MAX Y}$	165343,6 Nmm

Tabla 3.24: Resultado R marcha atrás

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{517638^2 + 165343,6^2} = 543403,72 \text{ Nmm}$$

$$T = U \cdot R = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

### 3.4.5.3 Calculo diámetro del eje intermediario

Como anteriormente mencionado en el apartado 3.4.4.3 el cálculo del diámetro se hará mediante el código ASME. Se utiliza la fórmula 3.31:

1ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 776326,63 \text{ Nmm}$$

$$T = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 776326,63)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 32,59 \text{ mm}$$

$$\phi = 33 \text{ mm}$$

2ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 937609,1 \text{ Nmm}$$

$$T = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 937609,1)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 34,51 \text{ mm}$$

$$\phi = 35 \text{ mm}$$

3ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 597032,57 \text{ Nmm}$$

$$T = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 597032,57)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 30,23 \text{ mm}$$

$$\phi = 33 \text{ mm}$$

4ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 790497,91 \text{ Nmm}$$

$$T = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 790497,91)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 32,77 \text{ mm}$$

$$\phi = 33 \text{ mm}$$

5ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 549008,75 \text{ Nmm}$$

$$T = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 549008,75)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 29,55 \text{ mm}$$

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

6ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 344990,2 \text{ Nmm}$$

$$T = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 344990,2)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 26,46 \text{ mm}$$

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

R marcha atrás:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 543403,72 \text{ Nmm}$$

$$T = 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 543403,72)^2 + (1 \cdot 410 \cdot 10^3)^2}} = 29,47 \text{ mm}$$

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

### 3.4.5.4 Eje secundario

El eje secundario es el eje que mediante los engranajes está conectado con el eje intermediario. Para el cálculo del diámetro del eje en cada sección primero se ha de calcular los momentos y fuerzas que actúan sobre el dependiendo de la marcha utilizada.

1ª marcha:

Datos del engranaje de la 1ª marcha	
$U_1$	12844,61 N
$F_{r1}$	4675,05 N
$F_{a1}$	4675,05 N
$R_1$	162,28 mm
$F_{a1} \cdot R_1$	758667,1 Nmm

Tabla 3.25: Datos de engranaje 1ª marcha

$$d = 45 \text{ mm} \quad e = 450 \text{ mm}$$

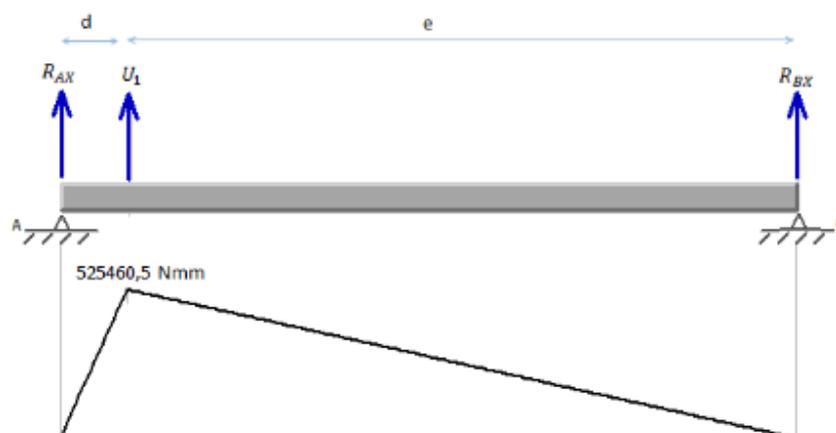


Diagrama 3.17: Eje secundario 1ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_1 = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) + U_1 \cdot d = 0$$

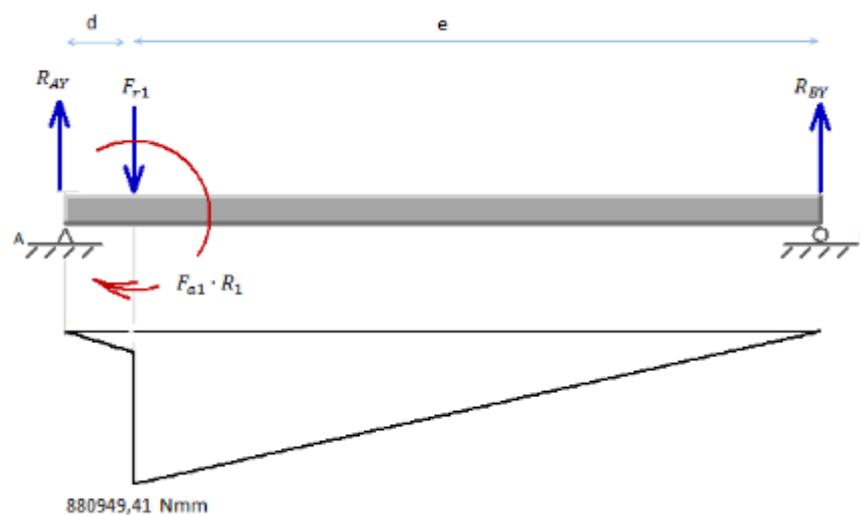


Diagrama 3.18: Eje secundario 1ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{r1} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) - F_{r1} \cdot d - F_{a1} \cdot R_1 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a1} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-1167,69 N
$R_{AX}$	-14012,3 N
$R_{BY}$	1957,66 N
$R_{AY}$	2717,38 N
$R_{BZ}$	4675,05 N
$M_{MAX X}$	525460,5 Nmm
$M_{MAX Y}$	880949,41 Nmm

Tabla 3.26: Resultados 1ª marcha

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{525460,5^2 + 880949,41^2} = 1025758,54 \text{ Nmm}$$

$$T = U_1 \cdot R_1 = 2084423,31 \text{ Nmm}$$

2ª marcha:

<b>Datos del engranaje de la 2ª marcha</b>	
$U_2$	7706,76 N
$F_{r2}$	2805,03 N
$F_{a2}$	2805,03 N
$R_2$	141 mm
$F_{a2} \cdot R_2$	395509,23 Nmm

Tabla 3.27: Datos de engranaje 2ª marcha

$$d = 140 \text{ mm} \quad e = 355 \text{ mm}$$

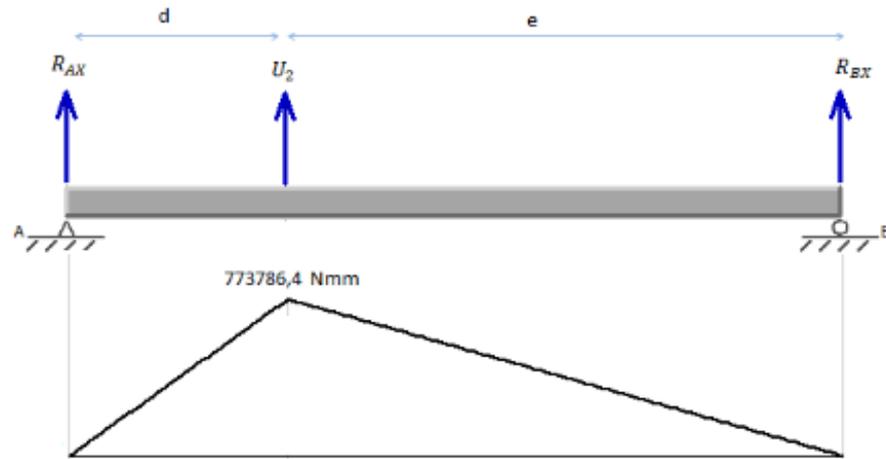


Diagrama 3.19: Eje secundario 2ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_2 = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) + U_2 \cdot d = 0$$

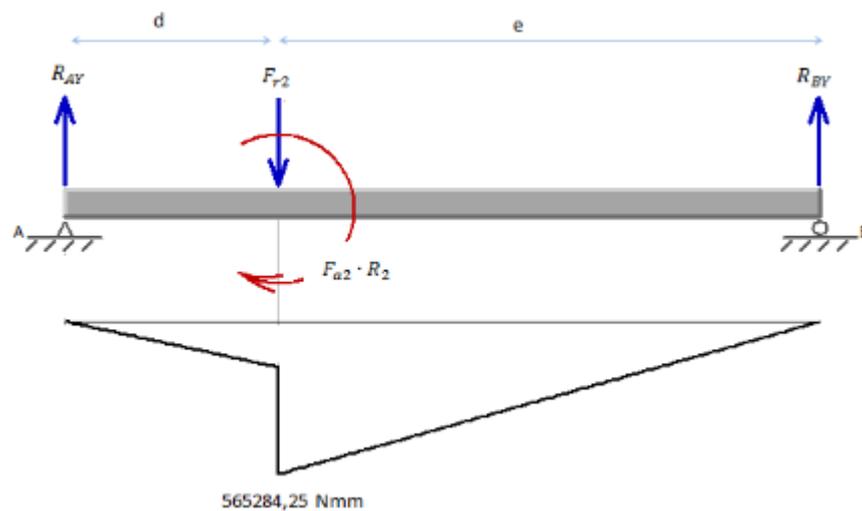


Diagrama 3.20: Eje secundario 2ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{r2} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) - F_{r2} \cdot e - F_{a2} \cdot R_2 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a2} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-2179,68 N
$R_{AX}$	-5527,08 N
$R_{BY}$	1592,35 N
$R_{AY}$	1212,68 N
$R_{BZ}$	2805,03 N
$M_{MAX X}$	773786,4 Nmm
$M_{MAX Y}$	565284,25 Nmm

Tabla 3.28: Resultado 2ª marcha

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{773786,4^2 + 565284,25^2} = 958275,36 \text{ Nmm}$$

$$T = U_2 \cdot R_2 = 1086653,16 \text{ Nmm}$$

3ª marcha:

Datos del engranaje de la 3ª marcha	
$U_3$	5707,92 N
$F_{r3}$	2077,51 N
$F_{a3}$	2077,51 N
$R_3$	122,38 mm
$F_{a3} \cdot R_3$	254245,67 Nmm

Tabla 3.29: Datos de engranaje 3ª marcha

$$d = 195 \text{ mm} \quad e = 300 \text{ mm}$$

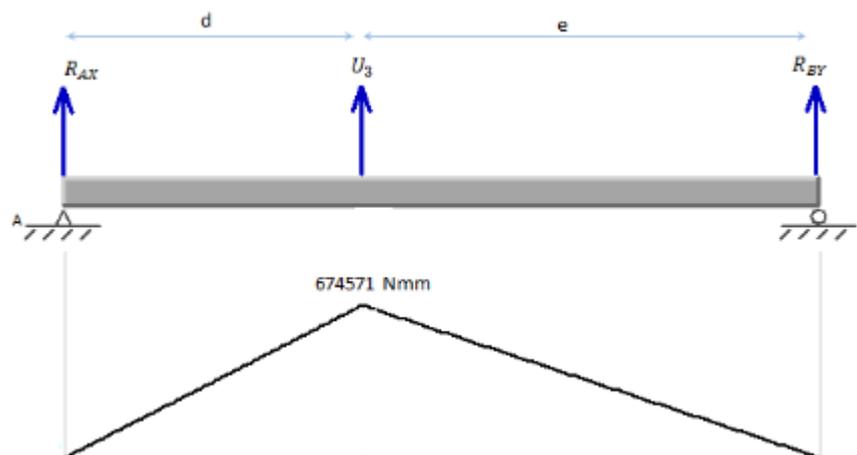


Diagrama 3.21: Eje secundario 3ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_3 = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) + U_3 \cdot d = 0$$

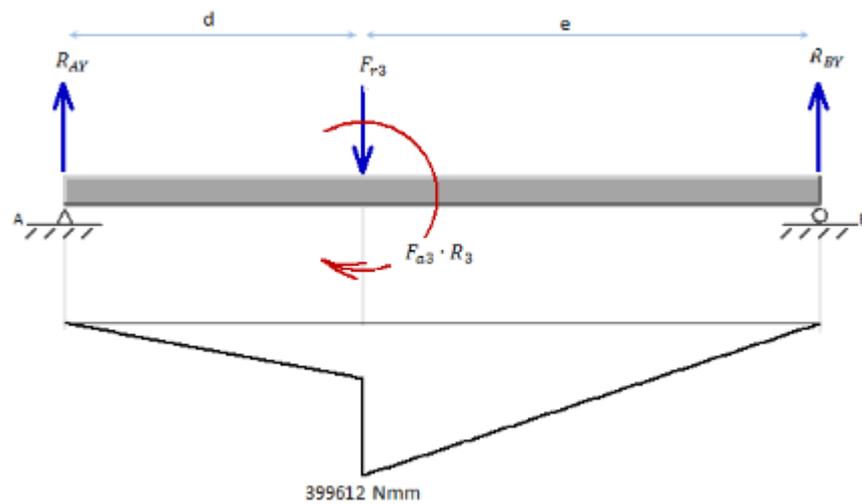


Diagrama 3.22: Eje secundario 3ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{r3} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) - F_{r3} \cdot d - F_{a3} \cdot R_3 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a3} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-2248,57 N
$R_{AX}$	-3459,35 N
$R_{BY}$	1332,04 N
$R_{AY}$	745,47 N
$R_{BZ}$	2077,51 N
$M_{MAX X}$	674571 Nmm
$M_{MAX Y}$	399612 Nmm

Tabla 3.30: Resultados 3ª marcha

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{674571^2 + 399612^2} = 784050,88 \text{ Nmm}$$

$$T = U_3 \cdot R_3 = 698535,24 \text{ Nmm}$$

4ª marcha:

<b>Datos del engranaje de la 4ª marcha</b>	
$U_4$	5504,09 N
$F_{r4}$	2003,32 N
$F_{a4}$	2003,32 N
$R_4$	119,71 mm
$F_{a4} \cdot R_4$	239817,43 Nmm

Tabla 3.31: Datos de engranaje 4ª marcha

$$d = 270 \text{ mm} \quad e = 225 \text{ mm}$$

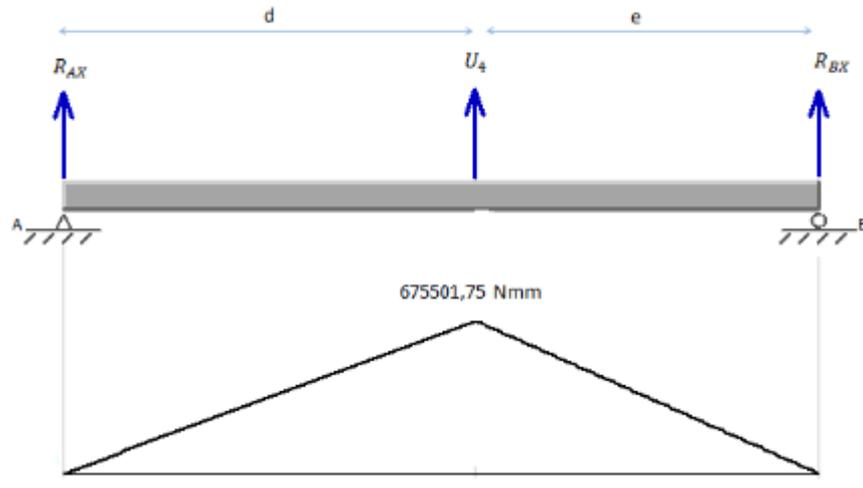


Diagrama 3.23: Eje secundario 4ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_4 = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) + U_4 \cdot d = 0$$

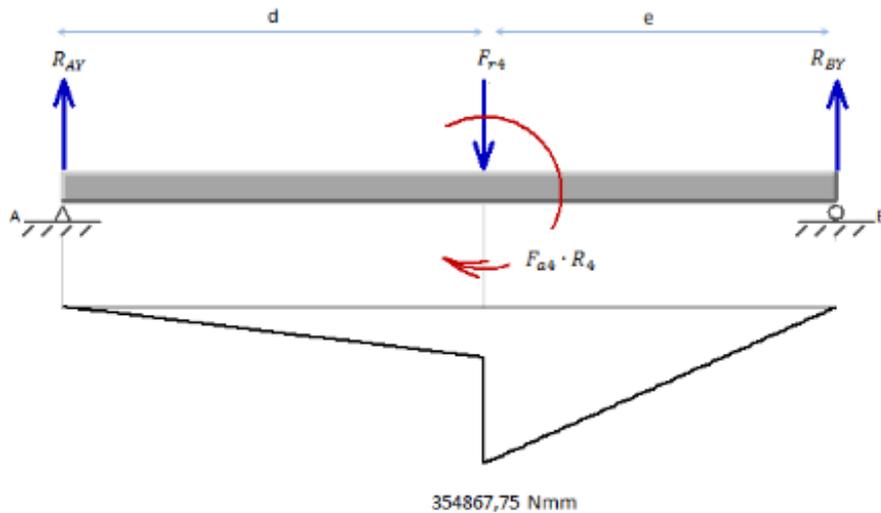


Diagrama 3.24: Eje secundario 4ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{r4} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) - F_{r4} \cdot d - F_{a4} \cdot R_4 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a4} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-3002,23 N
$R_{AX}$	-2501,86 N
$R_{BY}$	1577,19 N
$R_{AY}$	426,13 N
$R_{BZ}$	2003,32 N
$M_{MAX X}$	675501,75 Nmm
$M_{MAX Y}$	354867,75 Nmm

*Tabla 3.32: Resultado 4ª marcha*

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{675501,75^2 + 354867,75^2} = 763042,41 \text{ Nmm}$$

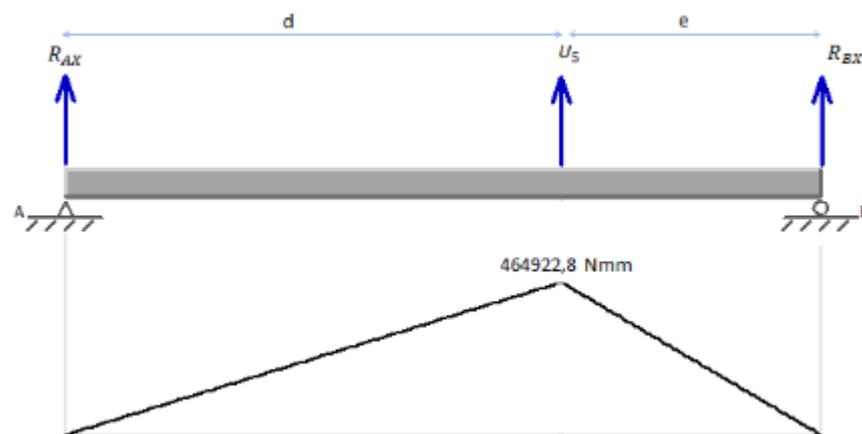
$$T = U_4 \cdot R_4 = 239817,43 \text{ Nmm}$$

5ª marcha:

Datos del engranaje de la 5ª marcha	
$U_5$	4165,39 N
$F_{r5}$	1516,07 N
$F_{a5}$	1516,07 N
$R_5$	95,77 mm
$F_{a5} \cdot R_5$	145194,02 Nmm

*Tabla 3.33: Datos de engranaje 5ª marcha*

$$d = 325 \text{ mm} \quad e = 170 \text{ mm}$$



*Diagrama 3.25: Eje secundario 5ª marcha x*

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_5 = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) + U_5 \cdot d = 0$$

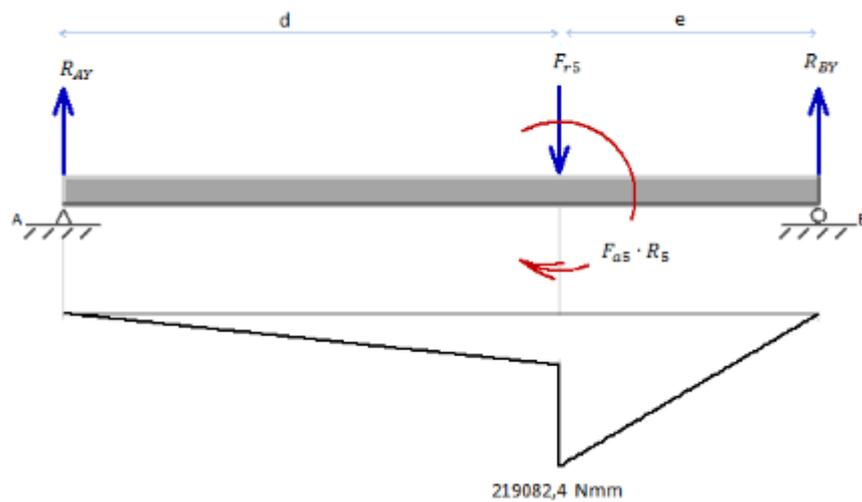


Diagrama 3.26: Eje secundario 5ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{r5} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) - F_{r5} \cdot d - F_{a5} \cdot R_5 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a5} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-2734,85 N
$R_{AX}$	-1430,54 N
$R_{BY}$	1288,72 N
$R_{AY}$	227,35 N
$R_{BZ}$	1516,07 N
$M_{MAX X}$	464922,8 Nmm
$M_{MAX Y}$	219082,4 Nmm

Tabla 3.34: Resultados 5ª marcha

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{464922,8^2 + 219082,4^2} = 513955,55 \text{ Nmm}$$

$$T = U_5 \cdot R_5 = 398919,4 \text{ Nmm}$$

6ª marcha:

<i>Datos del engranaje de la 6ª marcha</i>	
$U_6$	3853,02 N
$F_{r6}$	1402,38 N
$F_{a6}$	1402,38 N
$R_6$	87,79 mm
$F_{a6} \cdot R_6$	123114,94 Nmm

Tabla 3.35: Datos de engranaje 6ª marcha

$$d = 400 \text{ mm} \quad e = 95 \text{ mm}$$

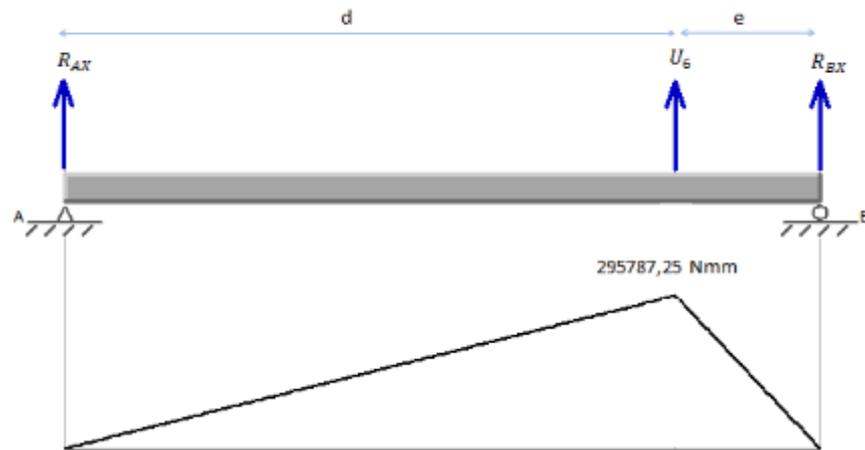


Diagrama 3.27: Eje secundario 6ª marcha x

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_6 = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) + U_6 \cdot d = 0$$

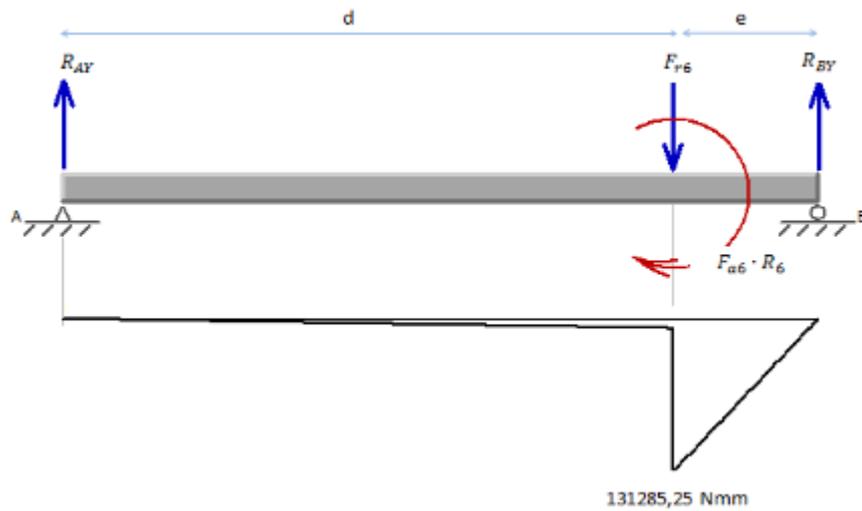


Diagrama 3.28: Eje secundario 6ª marcha y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{r6} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) - F_{r6} \cdot d - F_{a6} \cdot R_6 = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{a6} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-3113,55 N
$R_{AX}$	-739,47 N
$R_{BY}$	1381,95 N
$R_{AY}$	20,43 N
$R_{BZ}$	1402,38 N
$M_{MAX X}$	295787,25 Nmm
$M_{MAX Y}$	131285,25 Nmm

*Tabla 3.36: Resultados 6ª marcha*

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{295787,25^2 + 131285,25^2} = 323613,83 \text{ Nmm}$$

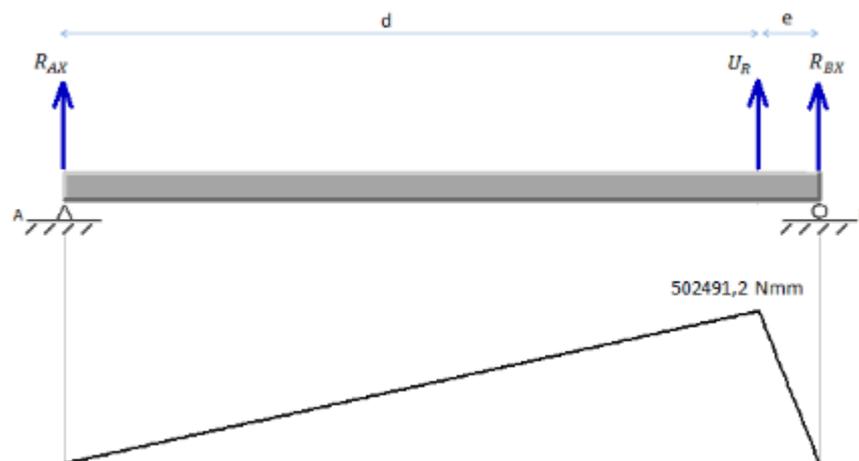
$$T = U_6 \cdot R_6 = 338256,62 \text{ Nmm}$$

R marcha atrás:

<i>Datos del engranaje de R marcha atrás</i>	
$U_R$	13666,66 N
$F_{TR}$	4974,25 N
$F_{aR}$	0 N
$R_R$	155 mm
$F_{aR} \cdot R_R$	0 Nmm

*Tabla 3.37: Datos de engranaje R marcha atrás*

$$d = 455 \text{ mm} \quad e = 40 \text{ mm}$$



*Diagrama 3.29: Eje secundario R marcha atrás x*

Eje X:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} + U_R = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) + U_R \cdot d = 0$$

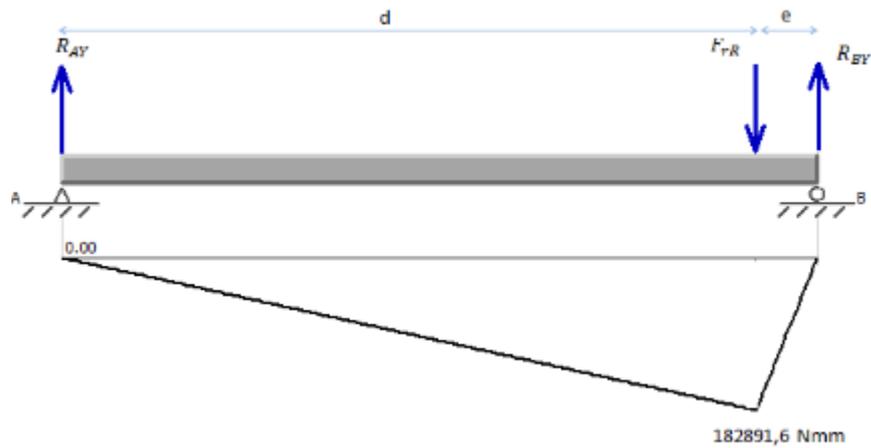


Diagrama 3.30: Eje secundario R marcha atrás y

Eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} - F_{rR} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (d + e) - F_{rR} \cdot d - F_{aR} \cdot R_R = 0$$

Eje Z:

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{BZ} - F_{aR} = 0$$

Resolviendo las ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

<b>RESULTADOS</b>	
$R_{BX}$	-12562,28 N
$R_{AX}$	-1104,38 N
$R_{BY}$	4572,29 N
$R_{AY}$	401,96 N
$R_{BZ}$	0 N
$M_{MAX X}$	502491,2 Nmm
$M_{MAX Y}$	182891,6 Nmm

Tabla 3.38: Resultados R marcha atrás

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{502491,2^2 + 182891,6^2} = 534739,88 \text{ Nmm}$$

$$T = U_R \cdot R_R = 193332,4 \text{ Nmm}$$

### 3.4.5.5 Cálculo diámetro del eje secundario

Como anteriormente mencionado en el apartado 3.4.4.3 el cálculo del diámetro se hará mediante el código ASME. Se utiliza la fórmula 3.31:

1ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 1025758,54 \text{ Nmm}$$

$$T = 2084423,31 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1025758,54)^2 + (1 \cdot 2084423,31)^2}} = 41,73 \text{ mm}$$

$$\phi = 42 \text{ mm}$$

2ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 958275,36 \text{ Nmm}$$

$$T = 1086653,16 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 958275,36)^2 + (1 \cdot 1086653,16)^2}} = 36,97 \text{ mm}$$

$$\phi = 42 \text{ mm}$$

3ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 784050,88 \text{ Nmm}$$

$$T = 698535,24 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 784050,88)^2 + (1 \cdot 698535,24)^2}} = 33,73 \text{ mm}$$

$$\phi = 35 \text{ mm}$$

4ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 763042,41 \text{ Nmm}$$

$$T = 239817,43 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 763042,41)^2 + (1 \cdot 239817,43)^2}} = 32,01 \text{ mm}$$

$$\phi = 35 \text{ mm}$$

5ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 513955,55 \text{ Nmm}$$

$$T = 398919,4 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 513955,55)^2 + (1 \cdot 398919,4)^2}} = 28,98 \text{ mm}$$

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

6ª marcha:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 323613,83 \text{ Nmm}$$

$$T = 338256,62 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 323613,83)^2 + (1 \cdot 338256,62)^2}} = 25,51 \text{ mm}$$

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

R marcha atrás:

$$C_s = 2$$

$$\sigma_{yp} = 725,94 \text{ N/mm}^2$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$M = 534739,88 \text{ Nmm}$$

$$T = 1913332,4 \text{ Nmm}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 725,94} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 534739,88)^2 + (1 \cdot 1913332,4)^2}} = 38,75 \text{ mm}$$

$$\phi = 39 \text{ mm}$$

### 3.4.6 Cálculo de los rodamientos

En este apartado se procede al cálculo de los rodamientos sobre los que estarán apoyados los ejes. Los rodamientos se calculan para que aguanten a fatiga. Existe una gran variedad de rodamientos dependiendo del uso, en este proyecto se utilizarán: Rodamientos de aguja, de bolas, de rodillos cilíndricos y cónicos.

Los rodamientos utilizados siguen la norma DIN y pertenecen al catálogo SKF.

#### 3.4.6.1 Eje primario

El eje primario está formado por dos rodamientos de rodillos cónicos con un montaje indirecto.

Las cargas que deben soportar los rodamientos son las siguientes:

- Carga radial (A) = 7660,03 N
- Carga radial (B) = 11778,66 N
- Carga axial (B) = 1516,07 N

Al utilizar rodamientos de rodillos cónicos se elige un rodamiento antes de ser calculado, y se calcula si es capaz de soportar las cargas anteriormente expuestas.

<b>REFERENCIA: 33206/Q del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	30 mm
$\varnothing_{ext}$	62 mm
Anchura (b)	25 mm
Capacidad de carga (C)	64,4 kN
Y	1,7

*Tabla 3.39: Elección de rodamiento eje primario*

Una vez obtenidos los datos del catálogo se procede a su comprobación:

$$k_{aA} \rightarrow 1516,07 \text{ N}$$

$$\frac{F_{rCt}}{Y} > < \frac{F_{rDl}}{Y} \rightarrow \frac{7660,03}{1,7} < \frac{11778,66}{1,7}$$

$$0,5 \cdot \left( \frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) < k_{aA}$$

$$0,5 \cdot \left( \frac{11778,66}{1,7} - \frac{7660,03}{1,7} \right) < 1516,07$$

$$1211,36 \text{ N} < 1516,07 \text{ N}$$

Tras saber que se encuentra en el caso 2ª según el catálogo de SKF se procede al cálculo de la fuerza equivalente:

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 7660,03}{1,7} = 2252,95 \text{ N} \rightarrow 2,25 \text{ kN}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + k_{aA} = 2252,95 + 1516,07 = 3769,02 \text{ N} \rightarrow 3,76 \text{ kN}$$

La vida útil de los rodamientos será de 5000 h, un 2% más que la vida útil de la caja de cambios a modo de seguridad. El eje gira a 4000 rpm y una fiabilidad del 90% en todo el grupo de rodamientos:

$$L = 5000 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 4000 \text{ rpm} = 1200 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

La vida nominal  $L_{10}$  se define como el número de revoluciones del anillo interior sin que aparezcan los primeros síntomas de fatiga en el 90 % (R) de un grupo de rodamientos iguales. La vida nominal de los rodamientos de rodillos cónicos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[ \ln \cdot \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{1/1,5}} \quad \text{Fórmula 3.32}$$

$$L_{10} = \frac{1200}{4,48 \cdot \left[ \ln \cdot \left( \frac{1}{0,9} \right) \right]^{1/1,5}} = 1200,76 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Tras calcular la vida nominal del rodamiento se calcula la capacidad dinámica de carga del mismo:

$$C = F_a \cdot (L_{10})^{1/a} \quad \text{Fórmula 3.33}$$

Para rodamientos de rodillos cónicos  $a = \frac{10}{3}$ .

$$C = 2,25 \cdot (1200,76)^{3/10} = 18,88 \text{ kN} < 64,4 \text{ kN}$$

$$C = 3,76 \cdot (1200,76)^{3/10} = 31,55 \text{ kN} < 64,4 \text{ kN}$$

### 3.4.6.2 Eje intermedio

El eje intermedio está apoyado sobre dos rodamientos, siendo uno de bolas y el otro de rodillos cilíndricos. Al igual que en el eje primario los rodamientos tienen que ser capaces de soportar las cargas que hay sobre el eje, siendo las calculas anteriormente:

	<b>Carga Radial (C)</b>	<b>Carga Radial (D)</b>	<b>Carga Axial (D)</b>
<b>1ª marcha</b>	9140,3 N	1725,17 N	3158,98 N
<b>2ª marcha</b>	3794,53 N	2641,15 N	1288,96 N
<b>3ª marcha</b>	2930,74 N	1990,1 N	561,44 N
<b>4ª marcha</b>	3277,82 N	3513,32 N	487,25 N
<b>5ª marcha</b>	3297,73 N	3229,46 N	0
<b>6ª marcha</b>	4262,71 N	3631,47 N	113,69 N
<b>R marcha atrás</b>	4169,6 N	13585,09 N	1516,07 N

*Tabla 3.40: Fuerzas en los apoyos C y D.*

Cada marcha tiene un porcentaje de horas dependiendo de su uso como ya se ha explicado en el apartado 3.4.4.2:

	PORCENTAJE	VIDA ÚTIL (H)
1ª MARCHA	10%	490
2ª MARCHA	15%	735
3ª MARCHA	17%	833
4ª MARCHA	25%	1225
5ª MARCHA	16%	784
6ª MARCHA	12%	588
R MARCHA ATRÁS	5%	245
		4900 h

*Tabla 3.41: Duración de cada marcha.*

Apoyo C:

En el apoyo C tan solo hay fuerza radial por lo que se opta por un rodamiento de rodillos cilíndricos soportando así la fuerza axial el rodamiento en el apoyo B que será de bolas. Según la norma ISO 281-1:

$$F_{ei} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Fórmula 3.34}$$

$F_{ei}$  = Fuerza equivalente de cada marcha

$F_r$  = Fuerza radial

$F_a$  = Fuerza axial

$X$  = Factor

$Y$  = Factor

$V$  = Factor de rotación

El valor de X e Y se obtiene a través de una tabla, la cual dice que si el rodamiento no soporta cargas axiales los valores son 1 y 0 respectivamente. En cambio el valor de V depende de que anillo del rodamiento gire, siendo de valor 1 cuando el anillo interior gira y 1,2 cuando el exterior gira. En este caso es el anillo interior el que gira junto al eje.

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 9140,30 + 0 = 9140,30 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 3794,53 + 0 = 3794,53 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 2930,74 + 0 = 2930,74 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 3277,82 + 0 = 3277,82 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 3797,73 + 0 = 3797,73 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 4262,71 + 0 = 4262,71 \text{ N}$$

$$F_{eR} = 1 \cdot 1 \cdot 4169,6 + 0 = 4169,6 \text{ N}$$

Los resultados obtenidos se mayoran por un factor de aplicación de carga de valor 1,2:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 9140,30 = 10968,36 \text{ N} \rightarrow 10,96 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 3794,53 = 4553,43 \text{ N} \rightarrow 4,55 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 2930,74 = 3516,88 \text{ N} \rightarrow 3,51 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 3277,82 = 3933,38 \text{ N} \rightarrow 3,93 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 3797,73 = 4557,27 \text{ N} \rightarrow 4,55 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 4262,71 = 5115,25 \text{ N} \rightarrow 5,11 \text{ kN}$$

$$F_{eR} = 1,2 \cdot 4169,6 = 5003,52 \text{ N} \rightarrow 5 \text{ kN}$$

A continuación se calcula la carga equivalente que soporta el rodamiento, mediante la siguiente fórmula:

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_{en}^3 \cdot \frac{q_n}{100}}$$

Fórmula 3.35

$$F_e = \sqrt[3]{10,96^3 \cdot 0,1 + 4,55^3 \cdot 0,15 + 3,51^3 \cdot 0,17 + 3,93^3 \cdot 0,25 + 4,55^3 \cdot 0,16 + 5,11^3 \cdot 0,12 + 5^3 \cdot 0,05}$$

$$F_e = 5,9 \text{ kN}$$

La vida de un rodamiento se cuantifica como el número de revoluciones completadas por el anillo interior hasta que aparecen los primeros síntomas de fatiga. Se define como vida nominal de un rodamiento el número de revoluciones del anillo interior sin que aparezcan síntomas de fatiga en el 90% de un grupo de rodamientos. La vida nominal de los rodamientos de rodillos cilíndricos y de bolas se calcula mediante la siguiente expresión:

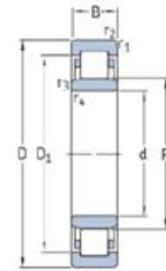
$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{1/1,483}} \quad \text{Fórmula 3.36}$$

$$L_{10} = \frac{441 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,9} \right) \right]^{1/1,483}} = 443,95 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

A continuación se procede al cálculo de la capacidad de carga dinámica del rodamiento para una determinada vida nominal:

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} \quad \text{Fórmula 3.37}$$

$$C = 5,9 \cdot 443,95^{3/10} = 36,73 \text{ kN}$$



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	Jaula estándar alternativa <sup>1)</sup>
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con jaula estándar	
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
35	62	14	35,8	38	4,55	13 000	13 000	0,16	NU 1007 ECP	PH
72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,29	† NU 207 ECP	J, M, ML, PH	
72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,3	† NJ 207 ECP	J, M, ML, PH	
72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,31	† NUP 207 ECP	J, M, ML, PH	
72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,3	† N 207 ECP	#	
72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,4	† NU 2207 ECP	J, ML, PH	
72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,41	† NJ 2207 ECP	J, ML, PH	
72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,42	† NUP 2207 ECP	J, ML, PH	

Imagen 3.13: Rodamiento apoyo C

**REFERENCIA: NU 207 ECP del catálogo SKF**

$\varnothing_{int}$	35 mm
$\varnothing_{ext}$	72 mm
Anchura (b)	17 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	56 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	48 kN

Tabla 3.42: Elección de rodamiento para apoyo C

Apoyo D:

En el apoyo D se utilizará un rodamiento de bolas para que soporte la carga axial y la carga radial. Primeramente se realizará el cálculo del rodamiento y tras su elección se procederá a su comprobación.

Los valores de X e Y variara dependiendo de la marcha, mediante la siguiente tabla obtendremos dichos los valores:

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

\*Utilice 0.014 si  $F_d/C_0 < 0.014$ .

Tabla 3.43: Valores de X e Y

Se parte de los siguientes valores, ya que se encuentran en el medio de la tabla y a la hora de la comprobación se agilizarán cálculos:

- $e = 0,27$
- $X = 0,56$
- $Y = 1,63$

1ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3158,98}{1 \cdot 1725,17} = 1,83 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 1725,17 + 1,63 \cdot 3158,98 = 6115,23 \text{ N}$$

2ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1288,96}{1 \cdot 2641,15} = 0,48 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2641,15 + 1,63 \cdot 1288,96 = 3580,04 \text{ N}$$

3ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{561,44}{1 \cdot 1990,1} = 0,28 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 1990,1 + 1,63 \cdot 561,44 = 2029,6 \text{ N}$$

4ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{487,25}{1 \cdot 3513,32} = 0,13 < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3513,32 + 0 = 3513,32 \text{ N}$$

5ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 3229,46} = 0 < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3229,46 + 0 = 3229,46 \text{ N}$$

6ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{113,69}{1 \cdot 3631,47} = 0,03 < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3631,47 + 0 = 3631,47 \text{ N}$$

R marcha atrás:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1516,07}{1 \cdot 13585,09} = 0,11 < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 13585,09 + 0 = 13585,09 \text{ N}$$

Como anteriormente se ha realizado, las cargas se mayoran por un coeficiente de factor de carga de valor 1,2:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 6115,23 = 7338,27 \text{ N} \rightarrow 7,33 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 3580,04 = \text{N} \rightarrow 4,29 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 2029,6 = \text{N} \rightarrow 2,43 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 3513,32 = 4215,98 \text{ N} \rightarrow 4,21 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 3229,46 = \text{N} \rightarrow 3,87 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 3631,47 = \text{N} \rightarrow 4,407 \text{ kN}$$

$$F_{eR} = 1,2 \cdot 13585,09 = \text{N} \rightarrow 16,3 \text{ kN}$$

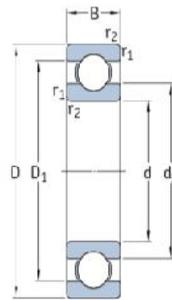
$$F_e = \sqrt[3]{7,33^3 \cdot 0,1 + 4,29^3 \cdot 0,15 + 2,43^3 \cdot 0,17 + 4,21^3 \cdot 0,25 + 3,87^3 \cdot 0,16 + 4,407^3 \cdot 0,12 + 16,3^3 \cdot 0,05}$$

$$F_e = 6,75 \text{ kN}$$

Al ser un rodamiento de bolas el valor de  $a$  es de 3:

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 6,75 \cdot 443,95^{1/3} = 51,49 \text{ kN}$$



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación		
	dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite				
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	r. p. m.	kg	-	
mm			kN		kN	r. p. m.	kg	-	
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	61007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

Imagen 3.14: Rodamiento apoyo D

<b>REFERENCIA: 6407 del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	35 mm
$\varnothing_{ext}$	100 mm
Anchura (b)	25 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	55,3 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	31 kN

Tabla 3.44: Elección de rodamiento para apoyo D

A continuación se procede a la comprobación del rodamiento. La elección de un rodamiento de bolas se trata por tanto de un proceso iterativo. Se calculan por cada marcha los nuevos valores de X e Y y por consiguiente el nuevo valor de fuerza equivalente:

1ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3158,98}{31 \cdot 10^3} = 0,1$$

*Interpolando* →  $X = 0,56$   $Y = 1,48$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 1725,17 + 1,48 \cdot 3158,98 = 5641,38 \text{ N}$$

2ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1288,96}{31 \cdot 10^3} = 0,041$$

*Interpolando* →  $X = 0,56$   $Y = 1,86$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2641,15 + 1,86 \cdot 1288,96 = 3876,5 \text{ N}$$

3ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{561,44}{31 \cdot 10^3} = 0,018$$

*Interpolando* →  $X = 0,56$   $Y = 2,21$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 1990,1 + 2,21 \cdot 561,44 = 2355,23 \text{ N}$$

4ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3513,32 + 0 = 3513,32 \text{ N}$$

5ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3229,46 + 0 = 3229,46 \text{ N}$$

6ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3631,47 + 0 = 3631,47 \text{ N}$$

R marcha atrás:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 13585,09 + 0 = 13585,09 \text{ N}$$

Como anteriormente hecho se mayoran los valores obtenidos por el coeficiente de factor de carga e 1,2:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 5641,38 = 6769,65 \text{ N} \rightarrow 6,76 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 3876,5 = 4651,8 \text{ N} \rightarrow 4,65 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 2355,23 = 2826,27 \text{ N} \rightarrow 2,82 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 3513,32 = 4215,98 \text{ N} \rightarrow 4,21 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 3229,46 = 3875,35 \text{ N} \rightarrow 3,87 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 3631,47 = 4357,76 \text{ N} \rightarrow 4,35 \text{ kN}$$

$$F_{eR} = 1,2 \cdot 13585,09 = 16302,1 \text{ N} \rightarrow 16,3 \text{ kN}$$

Se procede al cálculo de la fuerza equivalente para comprobar si el rodamiento seleccionado es válido:

$$F_e = \sqrt[3]{6,76^3 \cdot 0,1 + 4,65^3 \cdot 0,15 + 2,85^3 \cdot 0,17 + 4,21^3 \cdot 0,25 + 3,87^3 \cdot 0,16 + 4,35^3 \cdot 0,12 + 16,3^3 \cdot 0,05}$$

$$F_e = 6,72 \text{ kN}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 6,72 \cdot 443,95^{1/3} = 51,26 \text{ kN}$$

$$51,26 \text{ kN} < 55,3 \text{ kN} \quad \text{OK}$$

El rodamiento anteriormente seleccionado es válido.

### 3.4.6.3 Eje secundario

El eje secundario está formado por dos rodamientos uno en cada extremo, siendo las fuerzas de dichos apoyos las siguientes:

	<b>Carga Radial (C')</b>	<b>Carga Radial (D')</b>	<b>Carga Axial (D')</b>
<b>1ª marcha</b>	14273,35 N	2279,45 N	4675,05 N
<b>2ª marcha</b>	5658,55 N	2699,36 N	2805,03 N
<b>3ª marcha</b>	3538,76 N	2613,5 N	2077,51 N
<b>4ª marcha</b>	2537,89 N	3391,29 N	2003,32 N
<b>5ª marcha</b>	1448,49 N	3023,27 N	1516,07
<b>6ª marcha</b>	739,75 N	3406,46 N	1402,38 N
<b>R marcha atrás</b>	1175,25 N	13368,49 N	0 N

*Tabla 3.45: Fuerzas en los apoyos C' y D'.*

Apoyo C':

En el apoyo C tan solo hay fuerza radial por lo que se opta por un rodamiento de rodillos cilíndricos soportando así la fuerza axial el rodamiento en el apoyo B que será de bolas. El cálculo sigue la norma ISO 281-1.

El valor de X e Y se obtiene a través de una tabla, la cual dice que si el rodamiento no soporta cargas axiales los valores son 1 y 0 respectivamente. En cambio el valor de V depende de que anillo del rodamiento gire, siendo de valor 1 cuando el anillo interior gira y 1,2 cuando el exterior gira. En este caso es el anillo interior el que gira junto al eje.

$$F_{ei} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 14273,35 + 0 = 14273,35 \text{ N}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 5658,55 + 0 = 5658,55 \text{ N}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 3538,76 + 0 = 3538,76 \text{ N}$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 2537,89 + 0 = 2537,89 \text{ N}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 1448,49 + 0 = 1448,49 \text{ N}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 739,75 + 0 = 739,75 \text{ N}$$

$$F_{eR} = 1 \cdot 1 \cdot 1175,25 + 0 = 1175,25 \text{ N}$$

El valor obtenido se mayor por un factor de aplicación de carga de valor 1,2:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 14273,35 = 17128,02 \text{ N} \rightarrow 17,12 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 5658,55 = 6790,26 \text{ N} \rightarrow 6,79 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 3538,76 = 4246,51 \text{ N} \rightarrow 4,24 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 2537,89 = 3045,46 \text{ N} \rightarrow 3,04 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 1448,49 = 1738,18 \text{ N} \rightarrow 1,73 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 739,75 = 887,7 \text{ N} \rightarrow 0,88 \text{ kN}$$

$$F_{eR} = 1,2 \cdot 1175,25 = 1410,3 \text{ N} \rightarrow 1,41 \text{ kN}$$

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_{en}^3 \cdot \frac{q_n}{100}}$$

Se procede al cálculo de la carga equivalente:

$$F_e = \sqrt[3]{17,12^3 \cdot 0,1 + 6,79^3 \cdot 0,15 + 4,24^3 \cdot 0,17 + 3,04^3 \cdot 0,25 + 1,73^3 \cdot 0,16 + 0,88^3 \cdot 0,12 + 1,41^3 \cdot 0,05}$$

$$F_e = 8,29 \text{ kN}$$

La vida útil del rodamiento varía dependiendo de la marcha por lo que se calcula la vida de cada marcha mediante la siguiente fórmula:

$$L_n = t \cdot W_2' \quad \text{Fórmula 3.38}$$

$$W_2' = \frac{1500}{i_n}$$

$i_n$  = Relación de transmisión de cada marcha

$t$  = Tiempo de uso de cada marcha (min)

$$L_1 = 490 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 300 \text{ rpm} = 8,82 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_2 = 735 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 535,71 \text{ rpm} = 23,62 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_3 = 833 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 841,27 \text{ rpm} = 42,04 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_4 = 1225 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 925,92 \text{ rpm} = 68,05 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_5 = 784 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 1500 \text{ rpm} = 70,56 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_6 = 588 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 1807,22 \text{ rpm} = 63,75 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_R = 245 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot 326 \text{ rpm} = 4,79 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

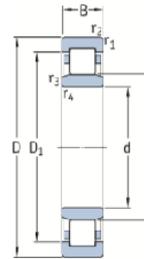
$$\Sigma L_i = 281,63 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{1/1,483}}$$

$$L_{10} = \frac{281,63 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,9} \right) \right]^{1/1,483}} = 283,51 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 8,29 \cdot 283,51^{3/10} = 45,11 \text{ kN}$$



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	Jaula estándar	Jaula alternativa
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con jaula estándar		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-		
30	55	13	17,9	17,3	1,86	15 000	15 000	0,12	NU 1006		=
62	16	44	36,5	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	* NU 206 ECP	J, ML, PH	
62	16	44	36,5	36,5	4,5	13 000	14 000	0,21	* NJ 206 ECP	J, ML, PH	
62	16	44	36,5	36,5	4,5	13 000	14 000	0,21	* NUP 206 ECP	J, ML, PH	
62	16	44	36,5	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	* N 206 ECP		=
62	20	55	49	49	6,1	13 000	14 000	0,26	* NU 2206 ECP	J, ML, PH	
62	20	55	49	49	6,1	13 000	14 000	0,26	* NJ 2206 ECP	J, ML, PH	
62	20	55	49	49	6,1	13 000	14 000	0,27	* NUP 2206 ECP	J, ML, PH	

Imagen 3.15: Rodamiento apoyo C'

<b>REFERENCIA: NU 2206 ECP del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	30 mm
$\varnothing_{ext}$	62 mm
Anchura (b)	20 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	55 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	49 kN

Tabla 3.46: Elección de rodamiento para apoyo C'

### Apoyo D':

En el apoyo D' se utilizara un rodamiento de bolas para que soporte la carga axial y la carga radial. Primeramente se realizara el cálculo del rodamiento y tras su elección se procederá a su comprobación.

Se parte de los siguientes valores de la tabla 3.43, ya que se encuentran en el medio de la tabla y a la hora de la comprobación se agilizaran cálculos:

$$e = 0,27 \quad X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

1ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{4675,05}{1 \cdot 2279,45} = 2,05 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2279,45 + 1,63 \cdot 4675,05 = 8896,82 \text{ N}$$

2ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2805,03}{1 \cdot 2699,36} = 1,03 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2699,36 + 1,63 \cdot 2805,03 = 6083,84 \text{ N}$$

3ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2077,51}{1 \cdot 2613,5} = 0,79 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2613,5 + 1,63 \cdot 2077,51 = 4849,9 \text{ N}$$

4ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2003,32}{1 \cdot 3391,29} = 0,59 < e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3391,29 + 1,63 \cdot 2003,32 = 5164,53 \text{ N}$$

5ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1516,07}{1 \cdot 3023,27} = 0,5 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3023,27 + 1,63 \cdot 1516,07 = 4164,22 \text{ N}$$

6ª marcha:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1402,38}{1 \cdot 3406,46} = 0,41 > e$$

$$X = 0,56 \quad Y = 1,63$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3406,46 + 1,63 \cdot 1402,38 = 4193,49 \text{ N}$$

R marcha atrás:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 13368,49} = 0 < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 13368,49 + 0 = 13368,49 \text{ N}$$

Como anteriormente realizado, las fuerzas se mayoran por un coeficiente de carga de 1,2:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 8896,82 = 10676,18 \text{ N} \rightarrow 10,67 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 6083,84 = 7300,6 \text{ N} \rightarrow 7,3 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 4849,9 = 5819,88 \text{ N} \rightarrow 5,81 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 5164,53 = 6197,43 \text{ N} \rightarrow 6,19 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 4164,22 = 4997,06 \text{ N} \rightarrow 4,99 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 4193,49 = 5032,18 \text{ N} \rightarrow 5,03 \text{ kN}$$

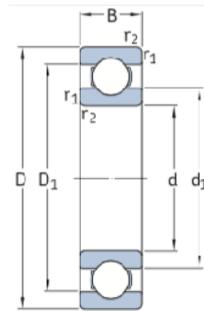
$$F_{eR} = 1,2 \cdot 13368,49 = 16042,18 \text{ N} \rightarrow 16,04 \text{ kN}$$

$$F_e = \sqrt[3]{7,33^3 \cdot 0,1 + 4,29^3 \cdot 0,15 + 2,43^3 \cdot 0,17 + 4,21^3 \cdot 0,25 + 3,87^3 \cdot 0,16 + 4,407^3 \cdot 0,12 + 16,3^3 \cdot 0,05}$$

$$F_e = 6,75 \text{ kN}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 6,75 \cdot 443,95^{1/3} = 51,49 \text{ kN}$$



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	66007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

Imagen 3.16: Rodamiento apoyo D'

<b>REFERENCIA: 6407 del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	35 mm
$\varnothing_{ext}$	100 mm
Anchura (b)	25 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	55,3 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	31 kN

Tabla 3.47: Elección de rodamiento para apoyo D'

A continuación se procede a la comprobación del rodamiento. La elección de un rodamiento de bolas se trata por tanto de un proceso iterativo. Se calculan por cada marcha los nuevos valores de X e Y y por consiguiente el nuevo valor de fuerza equivalente:

1ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{4675,05}{31 \cdot 10^3} = 0,15$$

$$\text{Interpolando} \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,35$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2279,45 + 1,35 \cdot 4675,05 = 7587,8 \text{ N}$$

2ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2805,03}{31 \cdot 10^3} = 0,09$$

$$\text{Interpolando} \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,52$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2699,36 + 1,52 \cdot 2805,03 = 5775,28 \text{ N}$$

3ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2077,51}{31 \cdot 10^3} = 0,067$$

$$\text{Interpolando} \rightarrow X = 0,56 \quad Y = 1,64$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 2613,5 + 1,64 \cdot 2077,51 = 4870,67 \text{ N}$$

4ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2003,32}{31 \cdot 10^3} = 0,064$$

*Interpolando* →  $X = 0,56$   $Y = 1,66$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3391,29 + 1,66 \cdot 2003,32 = 5224,63 \text{ N}$$

5ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1516,07}{31 \cdot 10^3} = 0,048$$

*Interpolando* →  $X = 0,56$   $Y = 1,79$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3023,27 + 1,79 \cdot 1516,07 = 4406,79 \text{ N}$$

6ª marcha:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1402,38}{31 \cdot 10^3} = 0,045$$

*Interpolando* →  $X = 0,56$   $Y = 1,82$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3406,46 + 1,82 \cdot 1402,38 = 4459,94 \text{ N}$$

R marcha atrás:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{31 \cdot 10^3}$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 13368,49 + 0 = 13368,49 \text{ N}$$

Como anteriormente hecho se mayoran los valores obtenidos por el coeficiente de factor de carga e 1,2:

$$F_{e1} = 1,2 \cdot 7587,8 = 9105,36 \text{ N} \rightarrow 9,1 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1,2 \cdot 5775,28 = 6930,33 \text{ N} \rightarrow 6,93 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1,2 \cdot 4870,67 = 5844,8 \text{ N} \rightarrow 5,84 \text{ kN}$$

$$F_{e4} = 1,2 \cdot 5224,63 = 6269,55 \text{ N} \rightarrow 6,26 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,2 \cdot 4406,79 = 5288,14 \text{ N} \rightarrow 5,28 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1,2 \cdot 4459,94 = 5351,92 \text{ N} \rightarrow 5,35 \text{ kN}$$

$$F_{eR} = 1,2 \cdot 13368,49 = 16042,18 \text{ N} \rightarrow 16,042 \text{ kN}$$

Se procede al cálculo de la fuerza equivalente para comprobar si el rodamiento seleccionado es válido:

$$F_e = \sqrt[3]{9,1^3 \cdot 0,1 + 6,93^3 \cdot 0,15 + 5,84^3 \cdot 0,17 + 6,26^3 \cdot 0,25 + 5,28^3 \cdot 0,16 + 5,35^3 \cdot 0,12 + 16,042^3 \cdot 0,05}$$

$$F_e = 7,83 \text{ kN}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 7,83 \cdot 283,51^{1/3} = 51,43 \text{ kN}$$

$$51,43 \text{ kN} < 55,3 \text{ kN} \quad \text{OK}$$

El rodamiento anteriormente seleccionado es válido.

#### 3.4.6.4 Elección de ruedas locas para el eje secundario

	<b>Fuerza Tangencial (U)</b>	<b>Fuerza radial (F<sub>r</sub>)</b>
<b>Engranaje 1ª marcha</b>	12844,61 N	4675,05 N
<b>Engranaje 2ª marcha</b>	7706,76 N	2805,03 N
<b>Engranaje 3ª marcha</b>	5707,92 N	2077,51 N
<b>Engranaje 4ª marcha</b>	5504,09 N	2003,32 N
<b>Engranaje 5ª marcha</b>	4165,39 N	1516,07 N
<b>Engranaje 6ª marcha</b>	3853,02 N	1402,38 N
<b>Engranaje R marcha atrás</b>	13666,66 N	4974,25 N

Tabla 3.48: Fuerzas en los engranajes locos

$$F_{ti} = \sqrt{U_i^2 + F_{ri}^2}$$

Fórmula 3.39

1ª marcha:

$$F_{r1} = \sqrt{U_i^2 + F_{ri}^2} = 13668,94 \text{ N} = 13,66 \text{ kN}$$

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad V = 1$$

$$F_{e1} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 13668,94 + 0 = 13668,94 \text{ N}$$

$$L_1 = 8,82 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{8,82}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1/1,483}} = 8,87 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 13,66 \cdot 8,87^{3/10} = 26,29 \text{ kN}$$

<b>REFERENCIA: k 42x47x30 ZW del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	42 mm
$\varnothing_{ext}$	47 mm
Anchura (b)	30 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	31,9 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	76,5 kN

Tabla 3.49: Elección de rodamiento engranaje 1ª marcha

2ª marcha:

$$F_{r2} = \sqrt{U_i^2 + F_{ri}^2} = 8201,36 \text{ N} = 8,20 \text{ kN}$$

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad V = 1$$

$$F_{e2} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 8201,36 + 0 = 8,20 \text{ N}$$

$$L_2 = 23,62 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{23,62}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1/1,483}} = 23,77 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 8,2 \cdot 23,77^{3/10} = 21,21 \text{ kN}$$

<b>REFERENCIA: k 42x47x30 ZW del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	42 mm
$\varnothing_{ext}$	47 mm
Anchura (b)	30 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	31,9 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	76,5 kN

Tabla 3.50: Elección de rodamiento engranaje 1ª marcha

3ª marcha:

$$F_{r3} = \sqrt{U_i^2 + F_{ri}^2} = 6074,24 \text{ N} = 6,07 \text{ kN}$$

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad V = 1$$

$$F_{e3} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 6074,24 + 0 = 6,07 \text{ N}$$

$$L_3 = 42,04 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{42,04}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1/1,483}} = 42,32 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 6,07 \cdot 42,32^{3/10} = 18,67 \text{ kN}$$

<b>REFERENCIA: k 40x45x17 del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	40 mm
$\varnothing_{ext}$	45 mm
Anchura (b)	17 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	20,5 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	41,7 kN

*Tabla 3.51: Elección de rodamiento engranaje 3ª marcha*

4ª marcha:

$$F_{r4} = \sqrt{U_i^2 + F_{ri}^2} = 5857,32 \text{ N} = 5,85 \text{ kN}$$

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad V = 1$$

$$F_{e4} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e4} = 1 \cdot 1 \cdot 5857,32 + 0 = 5857,32 \text{ N}$$

$$L_4 = 68,05 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{68,05}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1/1,483}} = 68,51 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 5,85 \cdot 68,5^{3/10} = 20,79 \text{ kN}$$

<b>REFERENCIA: k 40x45x27 del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	40 mm
$\varnothing_{ext}$	45 mm
Anchura (b)	27 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	31,4 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	73,5 kN

Tabla 3.52: Elección de rodamiento engranaje 4ª marcha

5ª marcha:

$$F_{r5} = \sqrt{U_i^2 + F_{ri}^2} = 4432,71 \text{ N} = 4,43 \text{ kN}$$

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad V = 1$$

$$F_{e5} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 4432,71 + 0 = 4432,71 \text{ N}$$

$$L_5 = 70,56 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{70,56}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1/1,483}} = 71,03 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 4,43 \cdot 64,17^{3/10} = 14,28 \text{ kN}$$

<b>REFERENCIA: k 40x45x13 del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	40 mm
$\varnothing_{ext}$	45 mm
Anchura (b)	13 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	16,8 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	32,5 kN

Tabla 3.53: Elección de rodamiento engranaje 5ª marcha

6ª marcha:

$$F_{r6} = \sqrt{U_i^2 + F_{ri}^2} = 4100,29 \text{ N} = 4,1 \text{ kN}$$

$$X = 1 \quad Y = 0 \quad V = 1$$

$$F_{e6} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 4100,29 + 0 = 4100,29 \text{ N}$$

$$L_6 = 63,75 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \frac{63,75}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1/1,483}} = 64,17 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a}$$

$$C = 4,1 \cdot 64,17^{3/10} = 14,28 \text{ kN}$$

<b>REFERENCIA: k 40x45x13 del catálogo SKF</b>	
$\varnothing_{int}$	40 mm
$\varnothing_{ext}$	45 mm
Anchura (b)	13 mm
Capacidad de carga dinámica (C)	16,8 kN
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	32,5 kN

*Tabla 3.54: Elección de rodamiento engranaje 6ª marcha*

### 3.4.7 Calculo de los sincronizadores

Los sincronizadores son elementos que se encargan de seleccionar el engranaje correspondiente a cada marcha. Primero se elegirá dependiendo del diámetro del eje donde valla el sincronizador el número de dientes del mismo. Después se procederá al cálculo del dimensionamiento del estriado.



*Imagen 3.17: Despiece del sincronizador.*

#### 3.4.7.1 Dimensionamiento de los sincronizadores

Primeramente se realizara el cálculo del número de dientes del estriado para cada sincronizador mediante la siguiente tabla. Dependiendo del diámetro en el que se encuentre el sincronizador en el eje y el módulo de los dientes tendrá un número de dientes determinado. En este proyecto todos los estriados de los sincronizadores tendrán un módulo de 1,25 mm:

$d_B$	Number of teeth $z$ for module $m$												
mm	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5
6	10	8	6	6									
7	12	10	8	7									
8	14	12	9	8	6								
9	16	13	10	10	7								
10	18	15	12	11	8	6							
34	66	55	44	41	32	26	21	18					
35	68	57	45	42	34	26	22	18	16	12	10	7	
36	70	58	46	44	34	27	22	19					
37	72	60	48	45	36	28	23	20	17	13	11	8	
38	74	62	49	46	36	29	24	20	18	14	11	8	
39	76	64	50	47	38	30	24	21					
40	78	64	52	48	38	30	25	21	18	14	12	8	6
42		68	54	51	40	32	26	22	20	15	12	9	7
45		74	58	55	44	34	28	24	21	16	13,14	10	7
47		76	60	57	46	36	30	25	22	17	14	10	8

Tabla 3.55: Número de dientes según diámetro del eje.

Sincronizador	$\emptyset$	Nº de dientes (tabla 3.55)
1ª y 2ª marcha	45 mm	34
3ª y 4ª marcha	40 mm	30
5ª y 6ª marcha	40 mm	30

Tabla 3.56: Número de dientes según diámetro

Para el cálculo de la longitud del estriado se aplica la siguiente expresión que sigue la norma DIN 5480:

$$L_t = k \cdot \frac{F_U}{h \cdot p \cdot z} \quad \text{Fórmula 3.40}$$

$F_U$  = Fuerza tangencial en el eje (N)

$h$  = altura portante de los nervios (mm)

$p$  = Presión en los flancos (100 N/mm<sup>2</sup>)

$k$  = Factor de soporte (1,5)

Sincronizador 1ª y 2ª marcha:

$$m = 1,25 \text{ mm} \quad \phi = 45 \text{ mm} \quad z = 34 \text{ dientes} \quad T = 2084423,31 \text{ Nmm}$$

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m$$

$$d_2 = 45 - 2 \cdot 1,25 = 42,5 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$h = 0,5 \cdot (45 - 42,5) = 1,25 \text{ mm}$$

$$F = \frac{T}{R} = \frac{2084423,31}{22,5} = 92641,056 \text{ N}$$

$$L_t = 1,5 \cdot \frac{92641,036}{1,25 \cdot 100 \cdot 34} = 32,69 \text{ mm}$$

Sincronizador 3ª y 4ª marcha:

$$m = 1,25 \text{ mm} \quad \phi = 40 \text{ mm} \quad z = 30 \text{ dientes} \quad T = 698535,241 \text{ Nmm}$$

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m$$

$$d_2 = 40 - 2 \cdot 1,25 = 37,5 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$h = 0,5 \cdot (40 - 37,5) = 1,25 \text{ mm}$$

$$F = \frac{T}{R} = \frac{698535,24}{20} = 34926,76 \text{ N}$$

$$L_t = 1,5 \cdot \frac{34926,76}{1,25 \cdot 100 \cdot 30} = 13,97 \text{ mm}$$

Sincronizador 5ª y 6ª marcha:

$$m = 1,25 \text{ mm} \quad \phi = 40 \text{ mm} \quad z = 30 \text{ dientes} \quad T = 398919,4 \text{ Nmm}$$

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m$$

$$d_2 = 40 - 2 \cdot 1,25 = 37,5 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$h = 0,5 \cdot (40 - 37,5) = 1,25 \text{ mm}$$

$$F = \frac{T}{R} = \frac{398919,4}{20} = 19945,97 \text{ N}$$

$$L_t = 1,5 \cdot \frac{19945,97}{1,25 \cdot 100 \cdot 30} = 7,97 \text{ mm}$$

### 3.4.7.2 Capacidad de rozamiento de los sincronizadores

La función de los sincronizadores es muy parecida a la que ejercería un embrague de tipo cónico por lo que las fórmulas de cálculo a utilizar serán las mismas:

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot d_i \cdot (d_e - d_i) \quad \text{Fórmula 3.41}$$

$$T_{roz} = \frac{\mu \cdot F_a \cdot (d_e + d_i)}{2 \cdot \sin \alpha} \quad \text{Fórmula 3.42}$$

$T_{roz}$  = Capacidad de rozamiento de los sincronizadores (N/mm)

$\mu$  = Coeficiente de rozamiento (0,4)

$\alpha$  = Angulo de conicidad (12°)

$p$  = Presión máxima (100 N/mm<sup>2</sup>)

$d_e$  = Diametro exterior (mm)

$d_i$  = Diametro interior (mm)

Sincronizador 1ª y 2ª marcha:

$$d_e = 45 \text{ mm} \rightarrow d_e = 1,2 \cdot d_i$$

$$d_i = \frac{d_e}{1,2} = \frac{45}{1,2} = 37,5 \text{ mm}$$

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot 37,5 \cdot (45 - 37,5) = 176714,58 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,4 \cdot 176714,58 \cdot (45 + 37,5)}{2 \cdot \sin 12} = 14024178,05 \text{ Nmm}$$

$$14024178,05 \text{ Nmm} > 2084423,31 \text{ Nmm}$$

Sincronizador 3ª y 4ª marcha:

$$d_e = 40 \text{ mm} \rightarrow d_e = 1,2 \cdot d_i$$

$$d_i = \frac{d_e}{1,2} = \frac{40}{1,2} = 33,33 \text{ mm}$$

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot 33,33 \cdot (40 - 33,33) = 139682,18 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,4 \cdot 139682,18 \cdot (40 + 33,33)}{2 \cdot \sin 12} = 9853120,06 \text{ Nmm}$$

$$9853120,06 \text{ Nmm} > 698535,24 \text{ Nmm}$$

Sincronizador 5ª y 6ª marcha:

$$d_e = 40 \text{ mm} \rightarrow d_e = 1,2 \cdot d_i$$

$$d_i = \frac{d_e}{1,2} = \frac{40}{1,2} = 33,33 \text{ mm}$$

$$F_a = 2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot 33,33 \cdot (40 - 33,33) = 139682,18 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,4 \cdot 139682,18 \cdot (40 + 33,33)}{2 \cdot \sin 12} = 9853120,06 \text{ Nmm}$$

$$9853120,06 \text{ Nmm} > 398919,4 \text{ Nmm}$$

### 3.5 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

El vehículo a estudiar en este proyecto es de tracción trasera como se ha mencionado a lo largo del proyecto. Los vehículos con tracción en las ruedas traseras utilizan un árbol que transmite la potencia de la caja de cambios al diferencial, situado en la parte trasera.

La distancia que tendrá desde la caja de cambios al diferencial será aproximadamente de 2 m por lo que se dispondrá de dos árboles de 1 m cada uno. Con la siguiente fórmula se obtendrá el radio exterior que deberá tener el árbol:

$$r_e \geq \sqrt[3]{\frac{T}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \tau_{yp}}} \quad \text{Fórmula 3.43}$$

$T$  = Par torsor máximo con la relación de marcha mas alta (Nmm)

$\tau_{yp}$  = Tensión cortante del material (N/mm<sup>2</sup>)

El material de fabricación del árbol de transmisión es el proporcionado por el fabricante Protubsa. Se tratara de un acero laminado en caliente E470, con una tensión de fluencia de 470 N/mm<sup>2</sup>. La relación de transmisión utilizada será la que fije la marcha más crítica, en este caso la 1ª marcha con un valor de 5,08:

$$r_e \geq \sqrt[3]{\frac{410 \cdot 10^3 \cdot 5,08}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \frac{470}{2}}} = 27,09 \text{ mm} \approx 28 \text{ mm}$$

$$\varnothing_e = 57 \text{ mm}$$

Diámetro exterior (mm.)	Espesor (mm.)	Diámetro interior (mm.)	Peso teórico (kg/m.)
<b>26,9</b>	6,3	14,3	3,2
<b>33,7</b>	6,3	21,1	4,3
	7,1	19,5	4,7
	8,0	17,7	5,1
	8,8	16,1	5,4
	10,0	13,7	5,8
<b>57</b>	6,3	44,4	7,9
	7,1	42,8	8,7
	8,0	41,0	9,7

Tabla 3.57: Dimensiones árbol de transmisión

### 3.5.1 Comprobación del eje a resistencia

Para la comprobación del árbol a resistencia se utilizara el código ASME. El momento flector se supondrá como nulo ya que será creado por el peso del propio árbol y comparándolo con el momento torsor es más pequeño, esto simplificara los cálculos:

$$\tau_{max} = \frac{r}{j} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

$C_t =$  Coeficiente momento torsor

$C_m =$  Coeficiente momento flector

$j =$  Momento estático del eje ( $mm^4$ )

$CS =$  Coeficiente de seguridad 1,2

	<b>Cm</b>	<b>Ct</b>
<b>EJES FIJOS</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
<b>EJES GIRATORIOS</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, solo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

*Tabla 3.58: Coeficientes de fatiga*

Mediante la siguiente fórmula se obtiene el momento estático de un eje:

$$j = \frac{\pi}{2} \cdot (r_e^4 - r_i^4) = \frac{\pi}{2} \cdot (28,5^4 - 22,2^4) = 654800,267 \text{ mm}^4$$

Aplicando el código ASME:

$$\tau_{max} = \frac{28,5}{654800,267} = \sqrt{0 + (1 \cdot 2084423,31)^2} \leq \frac{470}{2 \cdot 1,2}$$

$$90,72 \text{ N/mm}^2 \leq 195,83 \text{ N/mm}^2$$

El resultado es correcto por lo que se da por válida la comprobación a resistencia.

### 3.5.2 Comprobación de las vibraciones

También se deberá comprobar si el árbol es capaz de soportar las vibraciones que se generen. La frecuencia de giro  $f$  debe ser mucho más pequeña que la frecuencia crítica, ya que sino el eje podría entrar en resonancia llevando al sistema a un fallo catastrófico. Por lo que:

$$f \ll f_{crit}$$

$$f = \frac{W_{max}}{i_6} \cdot \frac{1}{2\pi}$$

Fórmula 3.44

$$f_{crit} = \sqrt{\frac{g \cdot w \cdot y}{w \cdot y^2}} \cdot \frac{1}{2\pi}$$

Fórmula 3.45

$W_{max}$  = Revoluciones máximas (rpm)

$w$  = Peso del eje (kg/m)

$g$  = Aceleración ( $m/s^2$ )

$$f = \frac{4000 \cdot \frac{2\pi}{60}}{0,83} \cdot \frac{1}{2\pi} = 80,32 \text{ Hz}$$

El peso del perfil es establecido por el fabricante siendo de 77,49 N/m. El desplazamiento máximo y se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$y = \frac{5 \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$$

Fórmula 3.46

El momento de inercia de un tubo hueco se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_e^2 - r_i^2)$$

Fórmula 3.47

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (28,5^2 - 22,2^2) = 327400,13 \text{ mm}^4 = 3,27 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

El módulo de elasticidad de Young (E) es de  $2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/mm}^2$ . Aplicando la fórmula 3.46:

$$y = \frac{5 \cdot 77,49 \cdot 1^4}{384 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 3,27 \cdot 10^{-7}} = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Tras calcular el desplazamiento y del árbol se procede al cálculo de la frecuencia crítica mediante la fórmula 3.45:

$$f_{crit} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 77,49 \cdot 1,46 \cdot 10^{-5}}{77,49 \cdot (1,46 \cdot 10^{-5})^2}} \cdot \frac{1}{2\pi} = 130,46 \text{ Hz}$$

$$80,32 \text{ Hz} \ll 130,46 \text{ Hz}$$

El valor es correcto por lo que se da por válida la comprobación a frecuencia del árbol de transmisión.

### 3.6 JUNTAS CARDÁN

Las juntas cardan son elementos de unión entre el árbol de transmisión con el eje de la salida de la caja de cambios, por lo que son elementos que transmiten el par total de la caja de cambios al árbol de transmisión. También une el árbol de transmisión con el diferencial. Son elementos comerciales que se han obtenido del catálogo Tecnopower.

Es necesario verificar que el diámetro del tubo es el adecuado, para evitar torsiones y flexiones críticas. La fórmula para calcular la velocidad crítica de una transmisión cardan es la siguiente, obtenida por el fabricante:

$$V_c = 1,22 \cdot 10^7 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \quad \text{Fórmula 3.48}$$

$D$  = diametro exterior del tubo (cm)

$d$  = diametro interior del tubo (cm)

$L$  = Longitud entre centros de crucetas (cm)

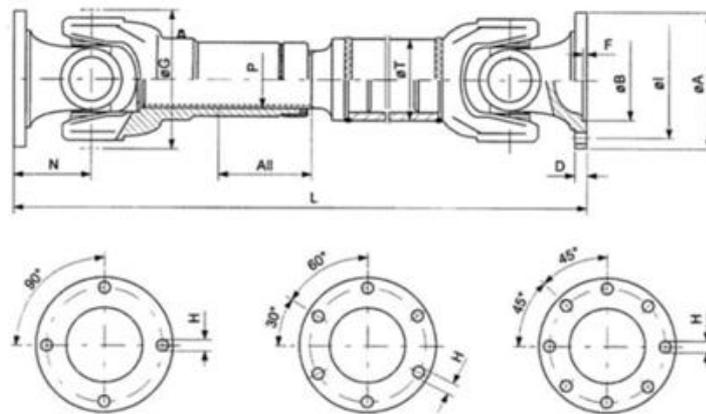
$$V_c = 1,22 \cdot 10^7 \cdot \frac{\sqrt{5,7^2 + 4,44^2}}{100^2} = 8814,75 \text{ rpm}$$

El número máximo de revoluciones, para evitar condiciones de velocidad crítica, no debe exceder del 65% del valor de  $V_c$ , por lo tanto:

$$V = 0,65 \cdot V_c = 0,65 \cdot 8814,75 = 5729,58 \text{ rpm}$$

Tras estos datos se opta por una junta cardan con las siguientes dimensiones:

- N° de agujeros: 8
- Dimensiones del estriado: 35x30x16
- Par máximo a transmitir: 1450 Nm



Conjunto de transmisión cardan con brida

trasmil

SERIE	07.058.	07.075.	07.090.	08.100.	08.108.	08.119.						
Mt <sup>1</sup> - Nm	190	320	700	700	920	920	1450	1450	1800	1800	2700	2700
B <sup>12</sup>	30	30	25	18	30	30	20	20	35	35	20	20
A	58	65	75	90	90	100	100	120	100	120	120	150
B <sup>13</sup>	30	35	42	47	47	57	57	75	57	75	75	90
D <sup>1</sup>	4	4	5	6	6	6,5	7	8	7	8	8	10
F <sup>14,3</sup>	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3
G	60	60	76	76	90	90	97	97	98	98	116	116
H <sup>15</sup>	5	6	6	8	8	8	8/10	8	8	10	10/8	12
I <sup>16,1</sup>	47	52	62	74,5	74,5	84	84	101,5	84	101,5	101,5	130
Nº Agujer.	4	4	6	4	4	6	6	8	6	8	8	8
N	32/37	32/37	42	30	47	47	46	46	58	58	60/70	60
P	25x22 DIN 5480		30x27x16		30x27x16		35x30x16		38x34x20		45x41 DIN 5482	
T	32x1,5-4x2		50x2-60x2		50x2-76x1,5		50x3		60x3		70x3-80x3-90x3	

Imagen 3.18: Elección de junta cardán.

### 3.7 DIFERENCIAL

El diferencial está formado por 2 satélites y 2 planetarios. Son engranajes cónicos que forman 90° entre sí. Se ha optado por usar el mismo módulo que en el resto de los engranajes del proyecto siendo de 5 mm de la serie I. Se opta por 15 dientes en los satélites y 17 en los planetarios

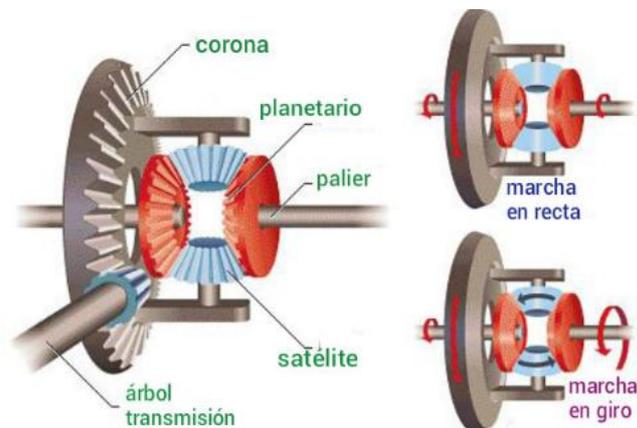


Imagen 3.19: Diferencial

#### 3.7.1 Dimensionamiento de los satélites

$$z_s = 15 \text{ dientes} \quad m = 5 \text{ mm} \quad \psi = 10$$

- Angulo primitivo:

$$\tan \theta_1 = i$$

Fórmula 3.49

$$i = \frac{z_s}{z_p} = \frac{15}{17} = 0,882$$

$$\theta = 41,41^\circ$$

- Angulo Addendum:

$$a_c = \arctan \frac{2 \cdot \sin \theta}{z_s}$$

Fórmula 3.50

$$a_c = \arctan \frac{2 \cdot \sin 41,41}{15} = 5,04^\circ$$

- Angulo Dedendum:

$$a_c = \arctan \frac{2,5 \cdot \sin \theta}{z_s}$$

Fórmula 3.51

$$a_c = \arctan \frac{2,5 \cdot \sin 41,41}{15} = 6,29^\circ$$

- Anchura del diente:

$$b = \psi \cdot m$$

Fórmula 3.52

$$b = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

- Radio primitivo:

$$R = \frac{m \cdot z_s}{2}$$

Fórmula 3.53

$$R = \frac{5 \cdot 15}{2} = 37,5 \text{ mm}$$

- Radio de cabeza:

$$R = \frac{m \cdot z_s}{2} + m \cdot \cos \theta$$

Fórmula 3.54

$$R = \frac{5 \cdot 15}{2} + 5 \cdot \cos 41,41 = 41,24 \text{ mm}$$

- Radio de fondo:

$$R = \frac{m \cdot z_s}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \theta \quad \text{Fórmula 3.55}$$

$$R = \frac{5 \cdot 15}{2} - 1,25 \cdot 5 \cdot \cos 41,41 = 32,81 \text{ mm}$$

### 3.7.2 Dimensionamiento de los planetarios

$$z_s = 17 \text{ dientes} \quad m = 5 \text{ mm} \quad \psi = 10$$

- Angulo primitivo:

$$\tan \theta_1 = \frac{1}{i}$$

$$i = \frac{z_s}{z_p} = \frac{15}{17} = 0,882$$

$$\theta = 48,58^\circ$$

- Angulo Addendum:

$$a_c = \arctan \frac{2 \cdot \sin \theta}{z_p}$$

$$a_c = \arctan \frac{2 \cdot \sin 48,58}{17} = 5,04^\circ$$

- Angulo Dedendum:

$$a_c = \arctan \frac{2,5 \cdot \sin \theta}{z_s}$$

$$a_c = \arctan \frac{2,5 \cdot \sin 48,58}{17} = 6,29^\circ$$

- Anchura del diente:

$$b = \psi \cdot m$$

$$b = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

- Radio primitivo:

$$R = \frac{m \cdot z_s}{2}$$

$$R = \frac{5 \cdot 17}{2} = 42,5 \text{ mm}$$

- Radio de cabeza:

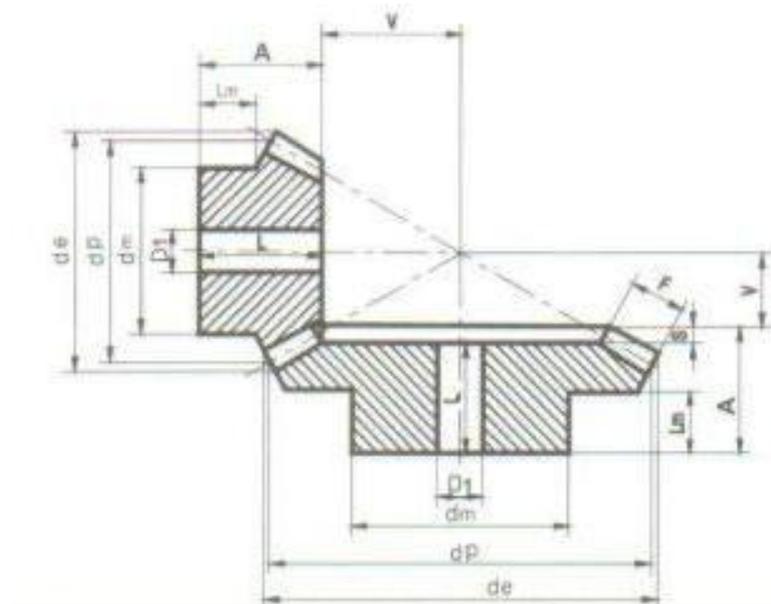
$$R = \frac{m \cdot z_p}{2} + m \cdot \cos \theta$$

$$R = \frac{5 \cdot 17}{2} + 5 \cdot \cos 48,58 = 45,8 \text{ mm}$$

- Radio de fondo:

$$R = \frac{m \cdot z_p}{2} - 1,25 \cdot m \cdot \cos \theta$$

$$R = \frac{5 \cdot 17}{2} - 1,25 \cdot 5 \cdot \cos 48,58 = 38,36 \text{ mm}$$



*Imagen 3.20: Dimensiones de los planetarios y satélites.*