



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***DISEÑO Y CALCULO DE LA
TRANSMISION DE UN VEHICULO DE
TRACCION TRASERA***

Documento nº 3 – ANEXO DE CALCULOS

Alumno/Alumna: Zulueta Lopez, Mikel

Director/Directora: Abasolo Bilbao, Mikel

Curso: 2018 - 2019

Fecha: Junio 2019

DOCUMENTO 3: ANEXO DE CALCULOS

1	DATOS DE PARTIDA	5
2	DINAMICA DEL VEHICULO	5
2.1	RESISTENCIA POR RODADURA	5
2.2	RESISTENCIA DE LA PENDIENTE	5
2.3	RESISTENCIA POR INERCIA	6
2.4	RESISTENCIA DEL AIRE	6
3.	DIMENSIONAMIENTO DEL EMBRAGUE	7
3.1	MATERIAL DEL EMBRAGUE	7
3.2	CALCULO DE LAS DIMENSIONES DEL EMBRAGUE	8
3.3	ELECCION DEL EMBRAGUE	10
3.4	ESTRIADO DEL EMBRAGUE	10
4.	DIMENSIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	11
4.1	RELACIONES DE TRANSMISION	11
	5ª marcha:.....	13
	4ª marcha:.....	13
	3ª marcha:.....	13
	2ª marcha:.....	13
	1ª marcha:.....	13
	Marcha atrás:	13
4.1.1	Diagrama de velocidades.....	14
4.2	COMPROBACIÓN DE LA 1ª Y 5ª MARCHA	14
4.2.1	Comprobación 1 marcha:.....	14
4.2.2	Comprobación 5 marcha:.....	15
4.3	NUMERO DE DIENTES EN CADA ENGRANAJE	16
	1 marcha:	17
	2 marcha:	17
	3 marcha:	17
	4 marcha:	17
	5 marcha:	18
	Toma constante.....	18
4.4	CALCULO DE LA β_a	18
4.5	DETERMINACIÓN DEL MÓDULO DE LOS ENGRANAJES	19
	1ª marcha.....	22

2ª marcha	23
3ª marcha	23
5ª marcha	23
Toma constante.....	24
4.6 DISTANCIA ENTRE EJES	25
4.7 CALCULO DE ENGRANAJES MARCHA ATRÁS.....	25
Piñón – piñón loco.....	25
Piñón loco - corona	26
Piñón – piñón loco.....	27
Piñón loco - corona	27
Posicionamiento del piñón loco.....	27
4.8 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES	28
4.9 CALCULO DE FUERZAS SOBRE LOS DIENTES DE LOS ENGRANAJES	29
1ª marcha	30
2ª marcha	30
3ª marcha	31
5ª marcha	31
Toma constante.....	31
Marcha atrás	32
4.10 COMPROBACIÓN DEL PIÑÓN A RESISTENCIA.....	32
1ª marcha	34
2ª marcha	34
3ª marcha	35
5ª marcha	35
Toma constante.....	35
Marcha atrás	35
4.11 CALCULO DE LOS EJES	35
4.11.1 Eje primario.....	37
4.11.2 Eje intermedio	38
4.11.3 Eje secundario	46
4.11.4 Eje del piñón de la marcha atrás.....	54
4.12 CALCULO DE LOS RODAMIENTOS	55
4.12.1 Eje primario.....	56
4.12.2 Eje intermedio	59
4.12.3 Eje secundario	69
4.12.4 Ruedas locas del eje secundario	75

4.12.5	Eje del piñón loco de la marcha atrás	79
4.13	CALCULO DE LOS SINCRONIZADORES	80
4.13.1	Longitud del estriado.....	80
4.13.2	Capacidad de rozamiento de los sincronizadores.....	83
4.14	3CALCULO DE LAS CHAVETAS	84
4.14.1	Eje primario.....	85
4.14.2	Eje intermedio	86
4.14.3	Eje del piñón loco de la marcha atrás	86
4.15	EJE DE TRASMISIÓN	87
2.4.1	Cálculo y elección del perfil del eje	87
2.4.2	Comprobación del eje a resistencia	89
2.4.3	Comprobación de las vibraciones del eje.....	90

1 DATOS DE PARTIDA

Masa en vacío (Kg)	1250
Max. capacidad de carga (Kg)	580
Potencia máxima (Cv/kW/rpm)	122/90/5500
Par máximo (Nm/rpm)	170/4200
Aceleración 0-100 km/h (s)	12.0
Velocidad máxima (km/h)	193
Largo (mm)	4487
Batalla (mm)	2690
alto(mm)	1424
Ancho (mm)	1720

Tabla 1. Datos de partida

2 DINAMICA DEL VEHICULO

2.1 RESISTENCIA POR RODADURA

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

R_r : resistencia por rodadura (kg)
 P : masa en vacío del vehículo (kg)
 P_c : max. capacidad de carga (Kg)
 μ_r : coeficiente de rodadura

Para μ_r usaremos 0,015 de una superficie de hormigón o asfalto según el libro *Ingeniería del automóvil, sistemas y comportamiento dinámico*

$$R_r = (1250 \text{ kg} + 580 \text{ kg}) \cdot 0,015 = 27,45 \text{ kg}$$

2.2 RESISTENCIA DE LA PENDIENTE

$$R_p = (P + P_c) \cdot \frac{x}{100}$$

R_p : resistencia de la pendiente (kg)
 P : masa en vacío del vehículo (kg)
 P_c : max. capacidad de carga (Kg)
 x : pendiente

Se ha considerado una pendiente del 20% como aproximación a la pendiente máxima que se pueda encontrar.

$$R_p = (1250 \text{ kg} + 580 \text{ kg}) \cdot \frac{20}{100} = 366 \text{ kg}$$

2.3 RESISTENCIA POR INERCIA

$$R_j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g}$$

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t}$$

R_j : resistencia de la inercia (kg)
 M : masa del vehículo con carga incluida (kg)
 j : aceleración (m/s^2)
 V_1 : velocidad inicial (m/s)
 V_2 : velocidad final (m/s)
 t : tiempo (s)

para realizar este cálculo utilizaremos el tiempo necesario que necesita el coche pasar para alcanzar los 100 km/h desde una situación inicial estática.

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

$$j = \frac{(27,77 m/s - 0)}{12 s} = 2,314 m/s^2$$

$$R_j = 1830 kg \cdot 2,314 \frac{m}{s^2} = 4234.62 N = 431,66 kg$$

2.4 RESISTENCIA DEL AIRE

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2$$

$$K = \delta \cdot \frac{C}{2g}$$

R_a : resistencia del aire (kg)
 S : superficie frontal del vehículo (m^2)
 V : velocidad máxima (km/h)
 δ : peso específico del aire en condiciones normales (kg/m^3)
 C : constante (coeficiente de resistencia aerodinámica)
 g : gravedad (m/s^2).

El peso específico del aire es $1,2 kg/m^3$. La constante aerodinámica del vehículo será 0.32 y para la superficie frontal utilizaremos la multiplicación entre anchura y altura. Esto simplificará notablemente los cálculos y se obtendrán valores mayores que a la hora de diseñar estaremos del lado de la seguridad.

$$V = 193 \frac{km}{h} = 53,61 \frac{m}{s}$$

$$R_a = \frac{1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,32 \cdot 2.449 m^2 \cdot 53,61 \frac{m}{s}}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 137,75 kg$$

3. DIMENSIONAMIENTO DEL EMBRAGUE

El embrague es un elemento que es capaz de unir dos ejes y desacoplar los mismos en base a los requerimientos de cada situación. En el caso de un automóvil su función es la de desacoplar el eje que transmite par motor de la caja de cambios, de esta forma permite al conductor cambiar de marcha sin generar golpes bruscos entre engranajes. También permite conseguir un arranque sin carga, ya que un arranque con los ejes acoplados no es posible en la mayoría de las situaciones.

El tipo de embrague más empleado en automóviles el embrague de fricción de disco. Su principio básico se basa en acoplamiento del eje mediante dos superficies que generan un par de rozamiento al entrar en contacto.

Al accionar el pedal del embrague lo que se consigue es que el disco se separe y no haya contacto entre superficies y por tanto no se traspase el par motor. Por otro lado, al soltar este mismo pedal el disco irá aproximándose mediante unos muelles volviendo a crear fricción entre las superficies hasta volver a girar solidariamente y transmitir el par motor entre los ejes. Es importante tener cierta elasticidad en el embrague para lograr cambios de marcha suaves y progresivos y al mismo tiempo permitan una conducción agradable.

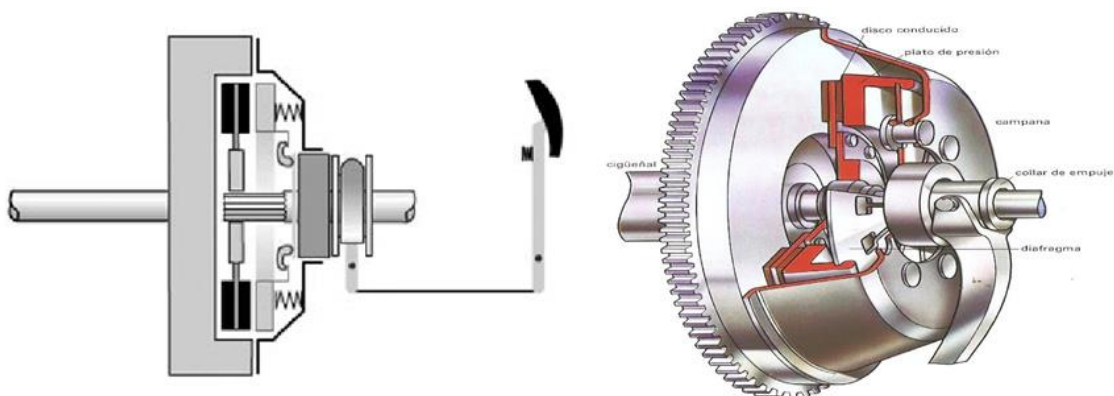


Imagen 1. Embrague cónico

3.1 MATERIAL DEL EMBRAGUE

Para el forro de embrague de fricción se empleará un material de tipo orgánico. Este tejido estará compuesto por fibras de amianto en su mayor parte, por otro lado, el mejor material para crear fricción con el forro anteriormente mencionado

es el hierro fundido. Este material soportara las altas temperaturas mejor que otros materiales lo que conlleva un desgaste menor a lo largo del tiempo.

El coeficiente de fricción que se puede llegar a lograr es de 0,4 aproximadamente, utilizando este valor se puede considerar que se está realizando un cálculo seguro

3.2 CALCULO DE LAS DIMENSIONES DEL EMBRAGUE

En primer lugar, se procede a calcular los diámetros del disco que se encuentra en el embrague. Esto se debe a que este es el encargado de transmitir el movimiento al volante de inercia, siendo este el que transmite al mismo tiempo el giro al eje. Para calcular estos diámetros se conocen las siguientes ecuaciones:

$$R_{interior} = 0,7 \cdot R_{exterior}$$

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

N: par máximo (kg·cm)

P_{max}: presión máxima de contacto (kg/cm²)

μ: coeficiente de rozamiento

Es conocido que el par máximo capaz de desarrollar el motor es de 170 Nm, sin embargo, para que el trabajo del disco se reduzca y realizar cálculos más conservadores este valor se multiplicara por un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$170 \text{ Nm} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 1732,92 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$1,5 \cdot 1732,92 \text{ kgcm} = 2599,68 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Los valores seleccionados para la presión máxima de contacto y el coeficiente de rozamiento serán P_{max}=2,4 kg/ cm² y μ=0,4. Estos datos se han obtenido de diferentes manuales los cuales aconsejan como representativos estos valores para un automóvil.

$$R_{exterior} = \sqrt[3]{\frac{N}{2,75 \cdot P_{max} \cdot \mu}} = \sqrt[3]{\frac{2599,68 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{2,75 \cdot 2,4 \text{ kg/ cm}^2 \cdot 0,4}} = 9,948 \text{ cm}$$

$$R_{interior} = 0,7 \cdot R_{exterior} = 0,7 \cdot 9,948 \text{ cm} = 6,964 \text{ cm}$$

Durante la vida de un embrague este trabajara bajo dos situaciones, embrague nuevo y usado. Cuando el embrague es nuevo las dos caras que entran en contacto serán superficies con una planitud casi perfecta, por lo cual la presión

todos los puntos del disco es uniforme. Por otro lado, cuando el embrague está más usado y la planitud de estas superficies está más desgastada, en esta situación el desgaste es uniforme. Dado que todos los embragues siempre acaban en un estado usado y el cálculo para esta situación es más conservador la hipótesis a utilizar es la de desgaste uniforme. Con esta hipótesis se plantea la situación en la que va a trabajar más a lo largo de su vida y además se tiende a sobredimensionar el embrague, lo cual favorecerá la seguridad.

Para este cálculo se necesitará obtener la presión, la fuerza axial y el par de rozamiento que es capaz de soportar el embrague, siendo este último valor superior al par que es capaz de transmitir el motor.

$$P = \frac{P_{max} \cdot R_{interior}}{R_{exterior}}$$

$$F = \frac{\pi}{2} \cdot P_{max} \cdot d \cdot (D - d)$$

$$T_{roz} = n \cdot \mu \cdot \frac{F}{4} \cdot (D + d)$$

P: presión (kg/cm²)

F: fuerza axial (kg)

d: diámetro interior (cm)

D: diámetro exterior (cm)

T_{roz}: par de rozamiento (Nm)

n: número de caras en contacto

$$P = \frac{P_{max} \cdot R_{interior}}{R_{exterior}} = \frac{2,4 \text{ kg/cm}^2 \cdot 6,964 \text{ cm}}{9,948 \text{ cm}} = 1,68 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\begin{aligned} F &= \frac{\pi}{2} \cdot P_{max} \cdot d \cdot (D - d) = 2 \cdot \pi \cdot P_{max} \cdot R_{interior} \cdot (R_{exterior} - R_{interior}) \\ &= 2 \cdot \pi \cdot 2,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 6,964 \text{ cm} \cdot (9,948 \text{ cm} - 6,964 \text{ cm}) = 313,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{roz} &= n \cdot \mu \cdot \frac{F}{4} \cdot (D + d) = n \cdot \mu \cdot \frac{F}{2} \cdot (R_{exterior} + R_{interior}) \\ &= 2 \cdot 0,4 \cdot \frac{313,36 \text{ kg}}{2} \cdot (9,948 \text{ cm} + 6,964 \text{ cm}) = 2119,81 \text{ kg} \cdot \text{cm} \end{aligned}$$


$$T_{roz} = 2119,81 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \cdot \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 207,95 \text{ Nm}$$

$$207,95 \text{ Nm} > 170 \text{ Nm}$$

El par de rozamiento que es capaz de soportar el embrague es superior a los 170 Nm que tiene el automóvil de par máximo, lo que significa que el embrague será capaz de transmitir en su totalidad el par a la caja de cambios.

3.3 ELECCION DEL EMBRAGUE

Como el radio mínimo para el embrague es de 9,948 cm, el diámetro mínimo será 198,96. Por tanto, se selecciona un embrague con un diámetro 215 mm, el cual es mayor al mínimo calculado.



MERCEDES-BENZ









C-KLASSE (W202)		03.93 - 05.00						
C 180 (202.018), 90 kW	03.93-05.00	M111.920		3000 705 001	Getr. Nr. / GBox No.: ->717.416.6.410204 für Motoren ohne Zweimassenschwungrad / for engines without dual-mass flywheel	(224)	215	26
				3000 705 102	Getr. Nr. / GBox No.: 717.416.6.410205-> für Motoren ohne Zweimassenschwungrad / for engines without dual-mass flywheel	(224)	215	26
				3000 317 001 	->Mot. 027960 für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel Fahrzeug kann mit unterschiedlichen Kupplungsgrößen ausgerüstet sein / vehicle can be mounted with different clutch sizes	(223) (44)	228	26
				3000 773 001 	->Mot. 154485 für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel Fahrzeug kann mit unterschiedlichen Kupplungsgrößen ausgerüstet sein / vehicle can be mounted with different clutch sizes	(223) (44)	220	26
				3000 824 101 	Mot. 154486-> für Motoren mit Zweimassenschwungrad / for engines with dual-mass flywheel	(223)	215	26

Imagen 2. Catalogo comercial de SACHS

El modelo seleccionado será por tanto el 3000 705 001 del catálogo comercial de SACHS.

3.4 ESTRIBADO DEL EMBRAGUE

Como el embrague necesita transmitir mucho par al eje primario estos soportaran grandes cargas. Para transmitir este par torsor estos irán montados con un estriado el cual se diseñará siguiendo la norma DIN5480. Para este cálculo se supondrá un factor de soporte $k=1,15$ y un módulo de $m=2$.

Para la obtención de la largura mínima del estriado se emplearán las siguientes formulas:

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje}}$$

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot z \cdot P}$$

$$d_{eje} = d_{int} - 2 \cdot m$$

L_t : longitud del estriado (mm)

F_u : fuerza tangencial en el eje (N)

k : factor de soporte

h: altura portante de los nervios (mm)
P: presión que soporta la chaveta (100 N/mm²)
z: número de dientes
T_{max}: torsor que soporta el eje (Nm)
r_{eje}: radio del eje (mm)

Como se demuestra en apartados posteriores el eje primario tendrá un diámetro de 20 mm, por tanto, mediante la tabla de la norma DIN5480 se deduce que el eje deberá tener 8 dientes.

d _B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
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								
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	6			

Tabla 2. Numero de dientes según modulo

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje}} = \frac{170 \text{ Nm}}{0,010 \text{ mm}} = 17000 \text{ N}$$

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot z \cdot P} = 1,15 \cdot \frac{17000 \text{ N}}{2 \text{ mm} \cdot 16 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 6,11 \text{ mm}$$

$$d_{int} = d_{eje} - 2 \cdot m = 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ mm}$$

Para estandarizar la medida para la longitud del estriado se opta por una largura de 7 mm.

4. DIMENSIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS

4.1 RELACIONES DE TRANSMISION

Se va a calcular la relación del diferencial y mediante este se obtendrá el cálculo de desmultiplicación de la velocidad angular de las ruedas.

Engranaje 1	3,91:1
Engranaje 2	2,17:1
Engranaje 3	1,37:1
Engranaje 4	1,00:1
Engranaje 5	0,81:1
Marcha atrás	4,27:1

Tabla 3. Relaciones de transmisión

Calculamos la relación del grupo:
(Manual Francisco Muñoz Gracia)

$$n_r = \frac{V_{max} \cdot 60}{\pi \cdot \varnothing_r}$$

$$r_d = \frac{n_m}{n_r \cdot r_c}$$

n_r : velocidad de la rueda (rpm)

V_{max} : velocidad máxima del vehículo (m/s)

r_c : relación de transmisión de la caja de cambios

\varnothing_r : diámetro de la rueda (m)

r_d : relación del diferencial

n_m : velocidad del motor (rpm)

Para calcular el diámetro sabemos que tenemos un neumático de tamaño 195/65/15 lo que significa que la anchura será de 195mm, un perfil del 65% de ancho y la llanta de 15 pulgadas. Sin embargo, al estar está sometida al peso del vehículo se le multiplica por un factor de 0,9 para compensar

$$\varnothing_r = 15 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} + 0,65 \cdot 195 \cdot 2 = 634,5 \text{ mm} = 0,6345 \text{ m}$$

$$n_r = \frac{193 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot 60}{\pi \cdot (0,9 \cdot 0,6345 \text{ m})} = 1793,01 \text{ rpm}$$

Para obtener la relación que tendremos siempre en el diferencial utilizaremos la relación de transmisión de la última marcha con la velocidad del motor máxima que conocemos y la velocidad angular máxima de las ruedas

$$r_d = \frac{5500}{1793,01 \cdot 0,81} = 3,787$$

Mediante esta relación podremos obtener la velocidad angular de las ruedas en cada marcha, y al mismo tiempo de esta obtendremos la velocidad del coche también en cada marcha

$$n_r = n_m \cdot \frac{1}{r_c \cdot r_d} = \frac{V_{coche}}{R_{rueda}}$$

5ª marcha:

$$n_{5^a r} = 5500 \cdot \frac{1}{0,81} \cdot \frac{1}{3,787} = 1793,008 \text{ rpm}$$

$$V_{5^a coche} = 1793,008 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 193 \text{ km/h}$$

Se aprecia que es la misma velocidad que la mostrada en la ficha técnica.

4ª marcha:

$$n_{4^a r} = 5500 \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{1}{3,787} = 1452,337 \text{ rpm}$$

$$V_{4^a coche} = 1452,337 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 168,27 \text{ km/h}$$

3ª marcha:

$$n_{3^a r} = 5500 \cdot \frac{1}{1,37} \cdot \frac{1}{3,787} = 1060,01 \text{ rpm}$$

$$V_{3^a coche} = 1060,01 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 114,11 \text{ km/h}$$

2ª marcha:

$$n_{2^a r} = 5500 \cdot \frac{1}{2,17} \cdot \frac{1}{3,787} = 669,27 \text{ rpm}$$

$$V_{2^a coche} = 669,27 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 72,04 \text{ km/h}$$

1ª marcha:

$$n_{1^a r} = 5500 \cdot \frac{1}{3,91} \cdot \frac{1}{3,787} = 371,441 \text{ rpm}$$

$$V_{1^a coche} = 371,441 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 39,982 \text{ km/h}$$

Marcha atrás:

$$n_{R^a r} = 5500 \cdot \frac{1}{4,27} \cdot \frac{1}{3,787} = 340,125 \text{ rpm}$$

$$V_{R^{\text{coche}}} = 371,441 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} = 36,611 \text{ km/h}$$

4.1.1 Diagrama de velocidades

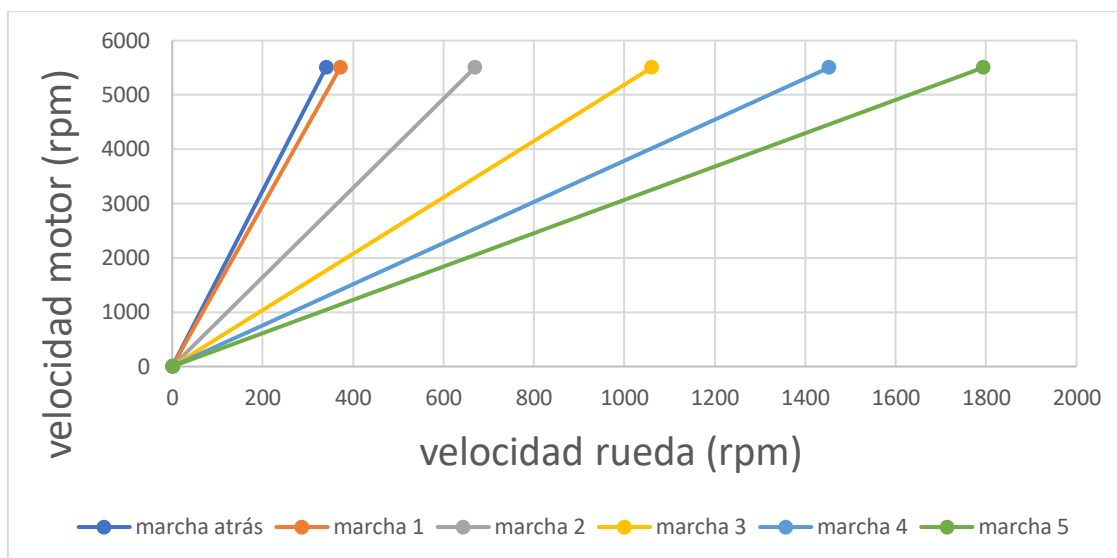


Imagen 3. Diagrama de velocidades

4.2 COMPROBACIÓN DE LA 1ª Y 5ª MARCHA

El par transmitido a las ruedas deberá ser mayor que el par resistente en las ruedas motrices creado por las resistencias calculadas al inicio. Por tanto:

$$T_{\text{rueda}} > T_{\text{resistente}}$$

Para ello se comprobará si la primera marcha es capaz de superar una situación de pendiente máxima a plena carga. No se tendrá en cuenta la resistencia aerodinámica al no encontrarnos en una situación en la que el vehículo circula por encima de los 80 km/h. Después se procederá a comprobar la quinta marcha, en esta la resistencia de la pendiente será despreciada ya que esta relación no será utilizada para afrontar grandes pendiente. Tampoco se utilizará la resistencia por inercia ya que tampoco serán posibles grandes aceleraciones en esta marcha.

4.2.1 Comprobación 1 marcha:

$$R_{\text{resistente}} = R_r + R_p + R_j$$

$$R_{\text{resistente}} = 27,45 \text{ kg} + 366 \text{ kg} + 431,66 \text{ kg} = 825.11 \text{ kg} = 8094.33 \text{ N}$$

$$T_{\text{resistente}} = R_{\text{resistente}} \cdot R_{\text{rueda}}$$

$$T_{\text{resistente}} = 8094.33 \text{ N} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} = 2311,133 \text{ Nm}$$

Se sabe que la relación de la caja de cambios es igual a la velocidad angular de la caja de cambios entre la del eje del motor y a su vez esta es igual al par transmitido por el motor entre el par de la caja de cambios. A lo largo del sistema de transmisión se producirán pérdidas durante la transmisión de potencia entre el motor y las ruedas, por tanto, este valor se multiplica por un coeficiente de seguridad de 0,95.

$$r_c = \frac{n_c}{n_m} = \frac{T_m}{T_c}$$

Además, es conocido que la relación del diferencial es igual a la velocidad angular de la rueda dividido entre la de la caja de cambios y al mismo tiempo es igual al par que ejerce la caja de cambios entre el par de las ruedas

$$r_d = \frac{n_r}{n_c} = \frac{T_c}{T_{rueda}}$$

$$r_c \cdot r_d = \frac{T_m \cdot T_c}{T_c \cdot T_r} \rightarrow T_{rueda} = \frac{T_m}{r_c \cdot r_d}$$

$$T_{rueda} = \frac{170 \text{ Nm} \cdot 0,95}{\frac{1}{3,91} \cdot \frac{1}{3,787}} = 2391,358 \text{ Nm}$$

$$2391,358 \text{ Nm} > 2311,133 \text{ Nm}$$

Queda demostrado que el momento de las ruedas es superior al que el momento resistente que se genere a la hora de iniciar la marcha.

4.2.2 Comprobación 5 marcha:

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

$$R_{resistente} = 27,45 \text{ kg} + 137,75 \text{ kg} = 165,2 \text{ kg} = 1620,612 \text{ N}$$

$$T_{resistente} = R_{resistente} \cdot R_{rueda}$$

$$T_{resistente} = 1620,612 \text{ N} \cdot \frac{0,6345 \text{ m} \cdot 0,9}{2} = 462,72 \text{ Nm}$$

Utilizando las mismas relaciones y cálculos que los utilizados para calcular el par en las ruedas en la 1ª marcha:

$$r_d = \frac{n_r}{n_c} = \frac{T_c}{T_{rueda}}$$

$$r_c \cdot r_d = \frac{T_m \cdot T_c}{T_c \cdot T_r} \rightarrow T_{rueda} = \frac{T_m}{r_c \cdot r_d}$$

$$T_{rueda} = \frac{170 \text{ Nm} \cdot 0,95}{\frac{1}{0,81} \cdot \frac{1}{3,787}} = 495,379 \text{ Nm}$$

$$495,379 \text{ Nm} > 462,72 \text{ Nm}$$

Ahora ya se sabe que el par ejercido en las ruedas superara en todo momento al resistente que se oponga al movimiento del vehículo durante su marcha.

4.3 NUMERO DE DIENTES EN CADA ENGRANAJE

Se trata de una caja de cambios de 3 ejes, por tanto, un par de engranajes se encontrarán siempre en contacto. Estos engranajes son denominados de toma constante (tc) y tendrán una relación de 2:1 que afecta a toda la caja de cambios. Gracias a esta primera relación necesitaremos engranajes menos voluminosos en nuestra caja de cambios con todas las ventajas que esto conlleva, menos pesados y voluminosos, más económicos etc...

Para definir el número de dientes la distancia entre los ejes será constante, por tanto, la suma de los radios de cada par de engranajes será también constante. También contaremos con que todos los engranajes tengan el mismo modulo

La caja de cambios estará formada por engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. Este tipo de dentado es el más utilizado debido a que vibra menos por lo que resulta más silencioso y al mismo tiempo presentar un desgaste menor que el resto.

Utilizaremos la siguiente fórmula para calcular el número mínimo de dientes del engranaje para que estos no sufran interferencias, partiendo de un ángulo de hélice de 20°:

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3(\beta_a)} \geq 14$$

Z_n : número de dientes virtual (14 para engranajes con Angulo de presión de 20°)

Z : número de dientes real

β_a : Angulo de hélice

$$Z = 14 \cdot \cos^3(20^\circ) = 11,62 \approx 12 \text{ dientes}$$

Serán necesarios 12 dientes como mínimo en cada engranaje para que no se produzcan interferencias durante su giro.

Para obtener la distancia entre los ejes se utilizará esta ecuación que relaciona esta distancia con el número de dientes y modulo.

$$d = \frac{m_n}{2 \cdot \cos\beta_a} \cdot (Z + Z')$$

Se tendrá en cuenta la relación 2:1 de la toma constante en todas las marchas. La relación de cada marcha será el producto de la relación de la toma constante por la relación del par de engranajes de esa marcha.

Para lograr la caja de cambios más pequeña posible asignaremos el mínimo de dientes, 12, al piñón de la quinta marcha. A partir de este se obtendrán los dientes de la corona mediante la relación de transmisión.

$$r_c = \frac{Z}{Z'}$$

1 marcha:

$$\frac{Z_1}{Z'_1} = 3,91 \cdot \frac{1}{2} = 1,955$$

$$Z_1 = 15 \text{ dientes}$$

$$Z'_1 = 29 \text{ dientes}$$

$$r_{c2} = \frac{29}{15} = 1,933$$

2 marcha:

$$\frac{Z_2}{Z'_2} = 2,17 \cdot \frac{1}{2} = 1,085$$

$$Z_2 = 21 \text{ dientes}$$

$$Z'_2 = 23 \text{ dientes}$$

$$r_{c2} = \frac{23}{21} = 1,095$$

3 marcha:

$$\frac{Z_3}{Z'_3} = 1,37 \cdot \frac{1}{2} = 0,685$$

$$Z_3 = 25 \text{ dientes}$$

$$Z'_3 = 17 \text{ dientes}$$

$$r_{c3} = \frac{17}{25} = 0,68$$

4 marcha:

Esta marcha será la directa, por tanto, no habrá par de engranajes. Se obtiene acoplado directamente el árbol primario con el secundario, por tanto, la relación será 1:1. Esta caja se suele utilizar en automóviles con motor delantero longitudinal y propulsión.

5 marcha:

$$\frac{Z_5}{Z'_5} = 0,81 \cdot \frac{1}{2} = 0,405$$

$$Z_5 = 30 \text{ dientes}$$

$$Z'_5 = 12 \text{ dientes}$$

$$r_{c5} = \frac{30}{12} = 0,4$$

Toma constante

$$\frac{Z_{tc}}{Z'_{tc}} = 0,5$$

$$Z_{tc} = 14 \text{ dientes}$$

$$Z'_{tc} = 28 \text{ dientes}$$

$$r_{ctc} = \frac{14}{28} = 0,5$$

Al obtenerse número de dientes con valores con decimales los valores obtenidos han tenido que modificarse por tanto las relaciones de transmisión teóricas también tendrán que ser modificadas.

Relación de transmisión total de la caja teórica	Relación de transmisión de engranajes real	Numero de dientes en los engranajes	Relación de transmisión total de la caja real
$r_{c1} = 3,91:1$	$r'_{c1} = 1,933:1$	$Z_1 = 15$ $Z'_1 = 29$	$r_{c1} = 3,866:1$
$r_{c2} = 2,17:1$	$r'_{c2} = 1,095:1$	$Z_2 = 21$ $Z'_2 = 23$	$r_{c2} = 2,19:1$
$r_{c3} = 1,37:1$	$r'_{c3} = 0,68:1$	$Z_3 = 25$ $Z'_3 = 17$	$r_{c3} = 1,36:1$
$r_{c4} = 1,00:1$	$r'_{c4} = 1,00:1$	-	$r_{c4} = 1,00:1$
$r_{c5} = 0,81:1$	$r'_{c5} = 0,4:1$	$Z_5 = 30$ $Z'_5 = 12$	$r_{c5} = 0,8:1$
$r_{ctc} = 0,5:1$	$r'_{ctc} = 0,5:1$	$Z_{tc} = 28$ $Z'_{tc} = 14$	$r_{ctc} = 0,5:1$

Tabla 4. relaciones y nº de dientes de los engranajes

4.4 14CALCULO DE LA β_a

El ángulo β_a indica el ángulo de las hélices de cada engranaje para tener un funcionamiento correcto. Los pares de engranajes que estén en contacto deberán tener el mismo ángulo β_a . Para ello se utilizará la fórmula de distancia

entre los centros de los engranajes ya que será siempre constante a lo largo de los ejes.

$$d = \frac{m_n}{2 \cdot \cos\beta_a} \cdot (Z + Z')$$

$$Z_n = \frac{12}{\cos^3(\beta_a)} \geq 14 \rightarrow \beta_{a5} = 18,21^\circ$$

$$\frac{Z_5 + Z'_5}{\cos^3(\beta_{a5})} = \frac{Z_1 + Z'_1}{\cos^3(\beta_{a5})} \rightarrow \frac{12 + 30}{\cos^3(18,21)} = \frac{15 + 29}{\cos^3(\beta_{a1})} \rightarrow \beta_{a1} = 15,25^\circ$$

$$\frac{Z_5 + Z'_5}{\cos^3(\beta_{a5})} = \frac{Z_2 + Z'_2}{\cos^3(\beta_{a2})} \rightarrow \frac{12 + 30}{\cos^3(18,21)} = \frac{21 + 23}{\cos^3(\beta_{a2})} \rightarrow \beta_{a2} = 15,25^\circ$$

$$\frac{Z_5 + Z'_5}{\cos^3(\beta_{a5})} = \frac{Z_3 + Z'_3}{\cos^3(\beta_{a3})} \rightarrow \frac{12 + 30}{\cos^3(18,21)} = \frac{25 + 17}{\cos^3(\beta_{a3})} \rightarrow \beta_{a3} = 18,21^\circ$$

$$\frac{Z_5 + Z'_5}{\cos^3(\beta_{a5})} = \frac{Z_{tc} + Z'_{tc}}{\cos^3(\beta_{atc})} \rightarrow \frac{12 + 30}{\cos^3(18,21)} = \frac{28 + 14}{\cos^3(\beta_{atc})} \rightarrow \beta_{atc} = 18,21^\circ$$

4.5 DETERMINACIÓN DEL MÓDULO DE LOS ENGRANAJES

Todos los pares de engranajes deberán tener el mismo modulo, para obtener dicho modulo se utilizarán las fórmulas recomendadas por la norma DIN a duración y desgaste. También se sabe que se utilizara para la fabricación de estos engranajes un acero aleado, cementado y templado con una resistencia de $K_{adm}=80 \text{ kg/cm}^2$.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot bd_1^2 \cdot \cos^3\beta}{\Psi \cdot Z^2}}$$

$$bd_1^2 = 445000 \cdot \frac{N(r \pm 1)}{K \cdot n \cdot r}$$

m: modulo del engranaje
N: potencia (Cv)
r: relación de transmisión
K: resistencia (kg/cm^2)
n: revoluciones (rpm)
 β : Angulo de hélice
Z: número de dientes
 Ψ : factor de guiado

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

Tabla 5. Horas de uso de engranajes según la aplicación

De esta tabla se obtiene el dato de que los engranajes de un coche están diseñados para aguantar 5000 horas en los casos más optimistas; además se sabe que la velocidad media de un automóvil se aproxima a los 60 km/h. Por tanto:

$$5000 \text{ h} \cdot 60 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 300000 \text{ km}$$

Teniendo en cuenta que los automóviles están diseñados para durar aproximadamente esa misma cantidad de kilómetros se darán estos datos como válidos.

Se tendrá en cuenta que no todas las marchas se utilizarán durante el mismo periodo de tiempo. Por lo que se dividirán estas horas de manera razonable según las relaciones que más se utilicen a lo largo de la vida útil de un coche.

Marcha atrás	100 horas
1ª marcha	300 horas
2ª marcha	500 horas
3ª marcha	1400 horas
4ª marcha	1450 horas
5ª marcha	1250 horas

Tabla 6. Número de horas de funcionamiento de cada marcha

La $K_{adm}=80 \text{ kg/cm}^2$ de este material será para una duración de 5000 horas, pero como se ha dicho anteriormente cada marcha tendrá un tiempo de uso diferente. Por tanto, la K_{adm} de cada marcha será diferente y esta se obtendrá multiplicando este primer valor por un factor de servicio ϕ que dependerá de la duración de cada marcha.

VALORES DE K_{ADM} [kg/cm ²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										K min
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
Fundición	GG-18	170	32	24	19	15	11	8.8	7.7	-	-	-	3.5
	GG-26	220	60	44	35	28	21	16.5	14.4	13	11.5	-	7
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	St 50	155	53	39	31	25	18	14	12.5	11.5	10	8.5	5.3
	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

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 $= \varphi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Tabla 7. elección de K_{adm} y φ

En esta tabla se muestra como el material utilizado tendrá una $K_{adm}=80$ kg/cm² para una duración de servicio de 5000 horas. Mientras tanto de la tabla inferior se obtienen los factores de servicio para diferentes duraciones, sin embargo, no muestra los mismos valores que los establecidos para cada marcha. Para obtener el factor específico para estas duraciones se deberá interpolar.

$\varphi_{MA} = 3,41$	$\varphi_1 = 2,55$	$\varphi_2 = 2,2$	$\varphi_3 = 1,54$	$\varphi_4 = 1,53$	$\varphi_5 = 1,58$
-----------------------	--------------------	-------------------	--------------------	--------------------	--------------------

Tabla 8. factores de servicio correspondientes a cada marcha

$$K_{adm1} = 80 \cdot \varphi_1 = 80 \frac{kg}{cm^2} \cdot 2,55 = 204 \frac{kg}{cm^2}$$

$$K_{adm2} = 80 \cdot \varphi_2 = 80 \frac{kg}{cm^2} \cdot 2,2 = 176 \frac{kg}{cm^2}$$

$$K_{adm3} = 80 \cdot \varphi_3 = 80 \frac{kg}{cm^2} \cdot 1,54 = 123,2 \frac{kg}{cm^2}$$

$$K_{adm4} = 80 \cdot \varphi_4 = 80 \frac{kg}{cm^2} \cdot 1,53 = 122,4 \frac{kg}{cm^2}$$

$$K_{adm5} = 80 \cdot \varphi_5 = 80 \frac{kg}{cm^2} \cdot 1,58 = 126,4 \frac{kg}{cm^2}$$

$$K_{admMA} = 80 \cdot \varphi_{MA} = 80 \frac{kg}{cm^2} \cdot 3,41 = 272,8 \frac{kg}{cm^2}$$

Por último, mediante la siguiente tabla se obtiene el factor de guiado entre engranajes (Ψ). Este se elige en consecuencia a la función que vaya a tener el engranaje.

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

Tabla 9. Factor de guiado

Para esta situación se utilizará un factor de guiado para una calidad y condiciones normales, con valor 10.

Se tendrá en cuenta que el número de revoluciones del engranaje no es el mismo que el del motor. En las 2 primeras marchas se tendrá en cuenta los engranajes de toma constante (2:1), ya que los engranajes más pequeños se encuentran en el eje intermedio. La 4 se trata de una unión entre el primario y el secundario por lo que no varía. La 3ª y 5ª marcha se verán afectadas por la toma constante y además su propia relación ya que el engranaje más pequeño está en el eje secundario.

1ª marcha

$$N = 122 \text{ Cv}$$

$$\beta = 15,25^\circ$$

$$r = 1,933$$

$$K_{adm} = 204 \text{ kg/cm}^2$$

$$n = 5500 \cdot (1/2) = 2750 \text{ rpm}$$

$$\Psi = 10$$

$$Z = 15$$

$$bd^2 = 445000 \cdot \frac{122cv(1,933 \pm 1),}{204 \frac{kg}{cm^2} \cdot 2750rpm \cdot 1,933} = 146,83$$

$$m_1 \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 146,83 \cdot \cos^3(15,25^\circ)}{10 \cdot 15^2}} = 3,88 \text{ mm}$$

2ª marcha

N = 122 Cv
 $\beta = 15,25^\circ$
 $r = 1,095$
 $K_{adm} = 176 \text{ kg/cm}^2$
 $n = 5500 \cdot (1/2) = 2750 \text{ rpm}$
 $\Psi = 10$
 $Z = 21$

$$bd^2 = 445000 \cdot \frac{122cv(1,095 \pm 1)}{176 \frac{kg}{cm^2} \cdot 2750rpm \cdot 1,095} = 214,60$$

$$m_2 \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 214,60 \cdot \cos^3(15,25^\circ)}{10 \cdot 21^2}} = 3,52 \text{ mm}$$

3ª marcha

N = 122 Cv
 $\beta = 18,21^\circ$
 $r = 0,68 \rightarrow 1/0,68 = 1,47$
 $K_{adm} = 123,2 \text{ kg/cm}^2$
 $n = 5500 \cdot (1/1.36) = 4044,11 \text{ rpm}$
 $\Psi = 10$
 $Z = 17$

$$bd^2 = 445000 \cdot \frac{122cv(1,47 \pm 1)}{123,2 \frac{kg}{cm^2} \cdot 4044,11rpm \cdot 1,47} = 183,09$$

$$m_3 \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 183,09 \cdot \cos^3(18,21^\circ)}{10 \cdot 17^2}} = 3,78 \text{ mm}$$

5ª marcha

N = 122 Cv
 $\beta = 18,21^\circ$
 $r = 0,8 \rightarrow 1/0,8 = 1,25$
 $K_{adm} = 126,4 \text{ kg/cm}^2$
 $n = 5500 \cdot (1/0,8) = 6875 \text{ rpm}$
 $\Psi = 10$
 $Z = 12$

$$bd^2 = 445000 \cdot \frac{122cv(1,25 \pm 1)}{126,4 \frac{kg}{cm^2} \cdot 6875rpm \cdot 1,25} = 112,45$$

$$m_5 \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 112,45 \cdot \cos^3(18,21^\circ)}{10 \cdot 12^2}} = 4,06 \text{ mm}$$

Toma constante

N = 122 Cv
 $\beta = 18,21^\circ$
 $r = 0,5 \rightarrow 1/0,5 = 2$
 $K_{adm} = 80 \text{ kg/cm}^2$
 $n = 5500 \text{ rpm}$
 $\Psi = 10$
 $Z = 14$

$$bd^2 = 445000 \cdot \frac{122cv(2 \pm 1)}{80 \frac{kg}{cm^2} \cdot 5500rpm \cdot 2} = 185,07$$

$$m_{tm} \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 185,07 \cdot \cos^3(18,21^\circ)}{10 \cdot 14^2}} = 4,32 \text{ mm}$$

El módulo más restrictivo está en la toma constante, por lo tanto, el módulo a utilizar será el inmediatamente superior a 4,32 mm. En definitiva, el módulo a utilizar será de 4,5 mm perteneciente a la serie II.

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	

Tabla 10. Módulos para cada serie

4.6 DISTANCIA ENTRE EJES

La distancia entre el eje intermedio y el secundario será siempre constante a lo largo de los dos ejes. Al mismo tiempo la distancia entre los centros de los engranajes también será constante, por tanto, mediante los datos de cualquier par de engranajes se obtendrá la distancia entre los ejes.

$$d = R + R' = \frac{m_n}{2 \cdot \cos \beta_a} \cdot (Z + Z')$$

$$d = \frac{4,5}{2 \cdot \cos 18,21^\circ} \cdot (42) = 99,48 \text{ mm}$$

4.7 CALCULO DE ENGRANAJES MARCHA ATRÁS

La marcha atrás estará formada por 3 engranajes cilíndricos con dientes rectos. Al tratarse de este tipo de engranajes y sumado a que nunca serán utilizados en movimiento los cálculos se simplifican notablemente. La función de este tercer piñón, llamado piñón loco, es únicamente la encontrarse entre los otros dos engranajes para que el sentido de la rotación sea el contrario al resto de pares de engranajes.

Para que estos engranajes funcionen correctamente sin sufrir interferencias se deberá cumplir:

$$Z_n = Z \geq 14$$

Utilizaremos el número menor posible para el piñón, además, se sabe que el piñón y el piñón loco tendrán el mismo tamaño. Al igual que en el resto de las marchas (salvo la directa) se deberá tener en cuenta la toma constante 2:1.

$$r_{cMA} = 4,27 \rightarrow \frac{4,27}{2} = 2,135$$

$$Z' = Z \cdot r_{cMA} = 14 \cdot 2,135 = 29,89 \approx 30 \text{ dientes}$$

$$r'_{cMA} = \frac{30}{14} = 2,14$$

Piñón – piñón loco

$$N = 122 \text{ Cv}$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$r = 1$$

$$K_{adm} = 272,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$n = 5500 \cdot (1/2) = 2750 \text{ rpm}$$

$$\Psi = 10$$

$$Z = 14$$

$$bd^2 = 445000 \cdot \frac{122cv(1 \pm 1)}{272,8 \frac{kg}{cm^2} \cdot 2750rpm \cdot 1} = 144,73$$

$$m_{MA} \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 144,73 \cdot \cos^3(0^\circ)}{10 \cdot 14^2}} = 4,19 \text{ mm}$$

Piñón loco - corona

$N = 122 \text{ Cv}$

$\beta = 0^\circ$

$r = 1$

$K_{adm} = 272,8 \text{ kg/cm}^2$

$n = 5500 \cdot (1/2) = 2750 \text{ rpm}$

$\Psi = 10$

$Z = 14$

$$bd^2 = 445000 \cdot \frac{122cv(2,14 \pm 1)}{272,8 \frac{kg}{cm^2} \cdot 2750rpm \cdot 2,14} = 106,18$$

$$m_{MA} \geq \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 106,18 \cdot \cos^3(0^\circ)}{10 \cdot 14^2}} = 3,78 \text{ mm}$$

El módulo más alto está en la pareja del piñón y el piñón loco con un valor de 4,19 mm. Por tanto, se elegirá un módulo normalizado de 4,5 de la serie II.

Para poder montar estos engranajes se debe verificar que la suma de los radios del piñón y la corona es menor que la distancia entre los ejes. De no ser así se podrían generar problemas a la hora del montaje.

$$d = 99,48 \text{ mm} > R + R' = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z') + 2 \cdot m$$

$$R + R' = \frac{4,5}{2} \cdot (14 + 30) + 2 \cdot 4,5 = 108 \text{ mm}$$

No se cumple, la distancia entre ejes es menor que la distancia necesaria para que el piñón y la corona no se toquen. Por tanto, se deberá disminuir la relación de transmisión.

$$r'_{cMA} = \frac{25}{14} = 1,78$$

$$r_{cMA} = 1,78 \cdot 2 \rightarrow 3,57$$

Los módulos no variaran, puesto que el módulo determinante lo marca la transmisión entre el piñón y el piñón loco y estos no se ven influenciados por este cambio. Por otra parte, el módulo entre el piñón loco y la corona si varia, pero solo se verá reducido en cuanto al calculado al principio.

Entonces se vuelve a comprobar si la distancia entre el piñón y la corona es aceptable.

$$d = 99,48 \text{ mm} > R + R' = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z') + 2 \cdot m$$

$$R + R' = \frac{4,5}{2} \cdot (14 + 25) + 2 \cdot 4,5 = 96,75 \text{ mm}$$

$$d = 99,48 \text{ mm} > R + R' = 96,75 \text{ mm}$$

Relación de transmisión total de la caja teórica	Relación de transmisión de engranajes real	Numero de dientes en los engranajes	Relación de transmisión total de la caja real
$r_{MA} = 4,27:1$	$r'_{MA} = 1,78:1$	$Z_{MA} = 14$ $Z'_{MA} = 25$	$r_{MA} = 3,57:1$

Tabla 11. Relaciones de transmisión y numero de dientes de la marcha atrás

Una vez que la distancia entre piñón y corona es aceptable se procede a calcular la distancia entre los 3 engranajes.

Piñón – piñón loco

$$R_p + R_{pl} = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z) = \frac{4,5}{2} (14 + 14) = 63 \text{ mm}$$

Piñón loco - corona

$$R_{pl} + R_c = \frac{m}{2} \cdot (Z + Z') = \frac{4,5}{2} (14 + 25) = 87,75 \text{ mm}$$

Posicionamiento del piñón loco

Se calculará el ángulo entre las líneas que unen los centros del piñón loco y el piñón y el piñón loco y la corona mediante el teorema del coseno:

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \gamma$$

$$d^2 = (R_p + R_{pl})^2 + (R_{pl} + R_c)^2 - 2 \cdot (R_p + R_{pl}) \cdot (R_{pl} + R_c) \cdot \cos \gamma \rightarrow$$

$$99,48^2 = 63^2 + 87,75^2 - 2 \cdot 63 \cdot 87,75 \cdot \cos \gamma \rightarrow \gamma = 80,77^\circ$$

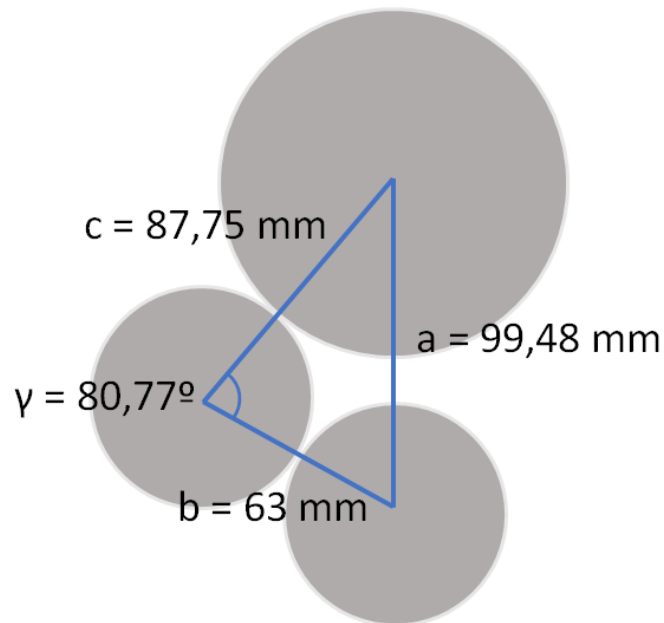


Imagen 4. Dimensiones de la marcha atrás

4.8 1DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES

Conociendo el número de dientes y el módulo de todos los engranajes se obtiene el radio primitivo de estos mismos:

$$d = R + R' = \frac{m_n}{2 \cdot \cos\beta_a} \cdot (Z + Z') \rightarrow R = \frac{m_n \cdot Z}{2 \cdot \cos\beta_a}$$

$$R_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{2 \cdot \cos\beta_{a1}} = \frac{4,5 \cdot 15}{2 \cdot \cos 15,25^\circ} = 34,98 \text{ mm}$$

$$R'_1 = \frac{m_n \cdot Z'_1}{2 \cdot \cos\beta_{a1}} = \frac{4,5 \cdot 29}{2 \cdot \cos 15,25^\circ} = 67,69 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{2 \cdot \cos\beta_{a2}} = \frac{4,5 \cdot 21}{2 \cdot \cos 15,25^\circ} = 48,97 \text{ mm}$$

$$R'_2 = \frac{m_n \cdot Z'_2}{2 \cdot \cos\beta_{a2}} = \frac{4,5 \cdot 23}{2 \cdot \cos 15,25^\circ} = 53,63 \text{ mm}$$

$$R_3 = \frac{m_n \cdot Z_3}{2 \cdot \cos\beta_{a3}} = \frac{4,5 \cdot 25}{2 \cdot \cos 18,21^\circ} = 59,21 \text{ mm}$$

$$R'_3 = \frac{m_n \cdot Z'_3}{2 \cdot \cos\beta_{a3}} = \frac{4,5 \cdot 17}{2 \cdot \cos 18,21^\circ} = 40,26 \text{ mm}$$

$$R_5 = \frac{m_n \cdot Z_5}{2 \cdot \cos\beta_{a5}} = \frac{4,5 \cdot 30}{2 \cdot \cos 18,21^\circ} = 70,05 \text{ mm}$$

$$R'_5 = \frac{m_n \cdot Z'_5}{2 \cdot \cos\beta_{a5}} = \frac{4,5 \cdot 12}{2 \cdot \cos 18,21^\circ} = 28,42 \text{ mm}$$

$$R_{tm} = \frac{m_n \cdot Z_{tm}}{2 \cdot \cos\beta_{atm}} = \frac{4,5 \cdot 28}{2 \cdot \cos 18,21^\circ} = 66,32 \text{ mm}$$

$$R'_{tm} = \frac{m_n \cdot Z'_{tm}}{2 \cdot \cos\beta_{atm}} = \frac{4,5 \cdot 14}{2 \cdot \cos 18,21^\circ} = 33,16 \text{ mm}$$

$$R_{MA} = \frac{m_n \cdot Z_{MA}}{2} = \frac{4,5 \cdot 14}{2} = 31,5 \text{ mm}$$

$$R'_{MA} = \frac{m_n \cdot Z'_{MA}}{2} = \frac{4,5 \cdot 25}{2} = 56,25 \text{ mm}$$

Se calcula el ancho de los engranajes:

$$b = \Psi \cdot m = 10 \cdot 4,5 = 45 \text{ mm}$$

Los engranajes rectos y helicoidales tienen el mismo modulo, por lo que ambos poseerán la misma medida de anchura.

Ahora se calcula el ángulo α_a de los engranajes helicoidales, se sabe que el Angulo de presión $\alpha_r=20^\circ$ es un valor normalizado:

$$\cos(\beta_{a1}) = \frac{\tan(\alpha_{r1})}{\tan(\alpha_{a1})} \rightarrow \cos(15,25^\circ) = \frac{\tan(20^\circ)}{\tan(\alpha_{a1})} \rightarrow \alpha_{a1} = 20,66^\circ$$

$$\cos(\beta_{a2}) = \frac{\tan(\alpha_{r2})}{\tan(\alpha_{a2})} \rightarrow \cos(15,25^\circ) = \frac{\tan(20^\circ)}{\tan(\alpha_{a2})} \rightarrow \alpha_{a2} = 20,66^\circ$$

$$\cos(\beta_{a3}) = \frac{\tan(\alpha_{r3})}{\tan(\alpha_{a3})} \rightarrow \cos(18,21^\circ) = \frac{\tan(20^\circ)}{\tan(\alpha_{a3})} \rightarrow \alpha_{a3} = 20,96^\circ$$

$$\cos(\beta_{a5}) = \frac{\tan(\alpha_{r5})}{\tan(\alpha_{a5})} \rightarrow \cos(18,21^\circ) = \frac{\tan(20^\circ)}{\tan(\alpha_{a5})} \rightarrow \alpha_{a5} = 20,96^\circ$$

$$\cos(\beta_{atc}) = \frac{\tan(\alpha_{rtc})}{\tan(\alpha_{atc})} \rightarrow \cos(18,21^\circ) = \frac{\tan(20^\circ)}{\tan(\alpha_{atc})} \rightarrow \alpha_{atc} = 20,96^\circ$$

4.9 CALCULO DE FUERZAS SOBRE LOS DIENTES DE LOS ENGRANAJES

Los engranajes rectos deben soportar una fuerza radial (F_r) y otra fuerza tangencial (U), pero en el caso de las ruedas helicoidales también se crea una fuerza axial (F_a). Esta última fuerza se debe al ángulo de los dientes de los

engranajes. Estas fuerzas se generan una única vez por cada par de engranajes, por tanto, estas se suponen situadas en los engranajes del eje intermedio.

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

$$U = \frac{T}{R}$$

$$F_r = U \cdot \tan(\alpha_a)$$

$$F_a = U \cdot \tan(\beta_a)$$

1ª marcha

T=170 Nm x 2 = 340 Nm (incremento por la toma constante)

$\beta_a=15,25^\circ$

$\alpha_a=20,66^\circ$

R = 34,98 mm = 0,03498 m

$$U_1 = \frac{T}{R_1} = \frac{370 \text{ Nm}}{0,03498 \text{ m}} = 10577,47 \text{ N}$$

$$F_{r1} = U_1 \cdot \tan(\alpha_{a1}) = 10577,47 \text{ N} \cdot \tan(20,66^\circ) = 3988,45 \text{ N}$$

$$F_{a1} = U_1 \cdot \tan(\beta_{a1}) = 10577,47 \text{ N} \cdot \tan(15,25^\circ) = 2883,75 \text{ N}$$

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + F_{r1}^2 + F_{a1}^2} = \sqrt{(10577,47 \text{ N})^2 + (3988,45 \text{ N})^2 + (2883,75 \text{ N})^2}$$

$$W_1 = 11666,56 \text{ N}$$

2ª marcha

T=170 Nm x 2 = 340 Nm (incremento por la toma constante)

$\beta_a=15,25^\circ$

$\alpha_a=20,66^\circ$

R = 48,97 mm = 0,04897 m

$$U_2 = \frac{T}{R_2} = \frac{370 \text{ Nm}}{0,04897 \text{ m}} = 7555,64 \text{ N}$$

$$F_{r2} = U_2 \cdot \tan(\alpha_{a2}) = 7555,64 \text{ N} \cdot \tan(20,66^\circ) = 2849,014 \text{ N}$$

$$F_{a2} = U_2 \cdot \tan(\beta_{a2}) = 7555,65 \text{ N} \cdot \tan(15,25^\circ) = 2059,9 \text{ N}$$

$$W_2 = \sqrt{U_2^2 + F_{r2}^2 + F_{a2}^2} = \sqrt{(7555,64 \text{ N})^2 + (2849,014 \text{ N})^2 + (2059,9 \text{ N})^2}$$

$$W_2 = 8333,53 \text{ N}$$

3ª marcha

$T=170 \text{ Nm} \times 2 = 340 \text{ Nm}$ (incremento por la toma constante)

$\beta_a=18,21^\circ$

$\alpha_a=20,96^\circ$

$R = 59,21 \text{ mm} = 0,05921 \text{ m}$

$$U_3 = \frac{T}{R_3} = \frac{370 \text{ Nm}}{0,05921 \text{ m}} = 6248,94 \text{ N}$$

$$F_{r3} = U_3 \cdot \tan(\alpha_{a3}) = 6248,94 \text{ N} \cdot \tan(20,96^\circ) = 2393,72 \text{ N}$$

$$F_{a3} = U_3 \cdot \tan(\beta_{a3}) = 6248,94 \text{ N} \cdot \tan(18,21^\circ) = 2055,74 \text{ N}$$

$$W_3 = \sqrt{U_3^2 + F_{r3}^2 + F_{a3}^2} = \sqrt{(6248,94 \text{ N})^2 + (2393,72 \text{ N})^2 + (2055,74 \text{ N})^2}$$

$$W_3 = 7000,37 \text{ N}$$

5ª marcha

$T=170 \text{ Nm} \times 2 = 340 \text{ Nm}$ (incremento por la toma constante)

$\beta_a=18,21^\circ$

$\alpha_a=20,96^\circ$

$R = 70,05 \text{ mm} = 0,07005 \text{ m}$

$$U_5 = \frac{T}{R_5} = \frac{370 \text{ Nm}}{0,07005 \text{ m}} = 5281,94 \text{ N}$$

$$F_{r5} = U_5 \cdot \tan(\alpha_{a5}) = 5281,94 \text{ N} \cdot \tan(20,96^\circ) = 2023,31 \text{ N}$$

$$F_{a5} = U_5 \cdot \tan(\beta_{a5}) = 5281,94 \text{ N} \cdot \tan(18,21^\circ) = 1737,63 \text{ N}$$

$$W_5 = \sqrt{U_5^2 + F_{r5}^2 + F_{a5}^2} = \sqrt{(5281,94 \text{ N})^2 + (2023,31 \text{ N})^2 + (1737,63 \text{ N})^2}$$

$$W_5 = 5917,09 \text{ N}$$

Toma constante

$T=170 \text{ Nm} \times 2 = 340 \text{ Nm}$ (incremento por la toma constante)

$\beta_a=18,21^\circ$

$\alpha_a=20,96^\circ$

$R = 66,32 \text{ mm} = 0,06632 \text{ m}$

$$U_{tc} = \frac{T}{R_{tm}} = \frac{370 \text{ Nm}}{0,06632 \text{ m}} = 5579,01 \text{ N}$$

$$F_{rtc} = U_{tc} \cdot \tan(\alpha_{atc}) = 5579,01 \text{ N} \cdot \tan(20,96^\circ) = 2137,11 \text{ N}$$

$$F_{atc} = U_{tc} \cdot \tan(\beta_{atc}) = 5579,01 \text{ N} \cdot \tan(18,21^\circ) = 1835,36 \text{ N}$$

$$W_{tc} = \sqrt{U_{tc}^2 + F_{rtc}^2 + F_{atc}^2} = \sqrt{(5579,01 \text{ N})^2 + (2137,11 \text{ N})^2 + (1835,36 \text{ N})^2}$$

$$W_{tc} = 6249,89 \text{ N}$$

Anteriormente se ha mencionado que los engranajes rectos solo aparecerán una fuerza radial y otra tangencial, por tanto, se utilizarán las fórmulas anteriores simplificadas. Al igual que con el resto de las marchas también se calcularán las fuerzas del engranaje que está en el eje intermedio.

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

$$U = \frac{T}{R}$$

$$F_r = U \cdot \tan(\alpha_a)$$

Marcha atrás

$T=170 \text{ Nm} \times 2 = 340 \text{ Nm}$ (incremento por la toma constante)

$\alpha_a=20^\circ$ (normalizado)

$R = 31,5 \text{ mm} = 0,0315 \text{ m}$

$$U_{MA} = \frac{T}{R_{MA}} = \frac{370 \text{ Nm}}{0,0315 \text{ m}} = 11746,03 \text{ N}$$

$$F_{rMA} = U_{MA} \cdot \tan(\alpha_{aMA}) = 11746,03 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ) = 4275,205 \text{ N}$$

$$W_{MA} = \sqrt{U_{MA}^2 + F_{rMA}^2} = \sqrt{(11746,03 \text{ N})^2 + (4275,205)^2} = 12499,86 \text{ N}$$

4.10 COMPROBACIÓN DEL PIÑÓN A RESISTENCIA

En este apartado se dispone a calcular las fuerzas que hay sobre los dientes de los engranajes. Se basa una comprobación a flexión en la cual solo se tendrá en cuenta la fuerza tangencial aplicada en la cabeza del diente, generando una flexión en la base de este. Por otro lado, la tensión cortante se desprecia ya que se considera prácticamente nula. Entonces se utilizará un modelo de un diente empotrado sobre el cual actúa una fuerza tangencial en la cabeza.

Se deberá cumplir la siguiente comprobación de la fórmula de Lewis:

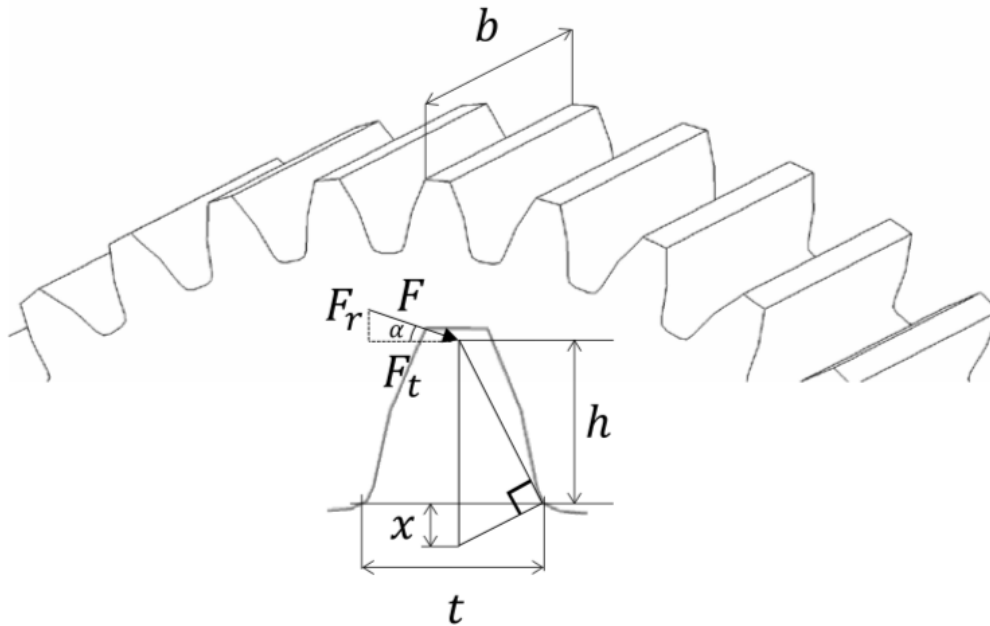


Imagen 5. Esquema del diente de un engranaje

$$\alpha_{flexion} = \frac{M \cdot t/2}{I} = \frac{U \cdot h \cdot t/2}{1/12 \cdot b \cdot t^3} = \frac{6 \cdot U \cdot h}{b \cdot t^2}$$

Mediante semejanza de triángulos sabemos que:

$$\frac{h}{t/2} = \frac{t/2}{x}$$

$$\alpha_{flexion} = \frac{U}{b \cdot 2 \cdot x/3}$$

Multiplicando dividendo y divisor por el paso ($p = \pi \cdot m$) y empleando el factor de forma de Lewis (Y) el cual es adimensional y esta tabulado en la tabla 12:

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

Tabla 12. Factor de Lewis en función del número de dientes

$$\alpha_{flexion} = \frac{U}{p \cdot b \cdot 2 \cdot \frac{x}{3 \cdot p}} \rightarrow y = \frac{2x}{3p} \rightarrow \frac{U}{p \cdot b \cdot y} \rightarrow Y = \pi \cdot y \rightarrow \alpha_{flexion} = \frac{U}{b \cdot m \cdot Y}$$

1ª marcha

U=10577,47 N
b=45 mm
m=4,5 mm
Y=0,29

$$\alpha_{flexion1} = \frac{U_1}{b \cdot m \cdot Y} = \frac{10577,47 \text{ N}}{45 \text{ mm} \cdot 4,5 \text{ mm} \cdot 0,29} = 180 \text{ kg/cm}^2$$

2ª marcha

U=7555,64 N
b=45 mm
m=4,5 mm
Y=0,328

$$\alpha_{flexion2} = \frac{U_2}{b \cdot m \cdot Y} = \frac{7555,64 \text{ N}}{45 \text{ mm} \cdot 4,5 \text{ mm} \cdot 0,328} = 113,75 \text{ kg/cm}^2$$

3ª marcha

U=6248,94 N
b=45 mm
m=4,5 mm
Y=0,303

$$\alpha_{flexion3} = \frac{U_3}{b \cdot m \cdot Y} = \frac{6248,94 \text{ N}}{45 \text{ mm} \cdot 4,5 \text{ mm} \cdot 0,303} = 101,84 \text{ kg/cm}^2$$

5ª marcha

U=5281,94 N
b=45 mm
m=4,5 mm
Y=0,245

$$\alpha_{flexion5} = \frac{U_5}{b \cdot m \cdot Y} = \frac{5281,94 \text{ N}}{45 \text{ mm} \cdot 4,5 \text{ mm} \cdot 0,245} = 106,46 \text{ kg/cm}^2$$

Toma constante

U=5579,01 N
b=45 mm
m=4,5 mm
Y=0,277

$$\alpha_{flexiontc} = \frac{U_{tc}}{b \cdot m \cdot Y} = \frac{5579,01 \text{ N}}{45 \text{ mm} \cdot 4,5 \text{ mm} \cdot 0,277} = 99,46 \text{ kg/cm}^2$$

Marcha atrás

U=11746,03 N
b=45 mm
m=4,5 mm
Y=0,277

$$\alpha_{flexionMA} = \frac{U_{MA}}{b \cdot m \cdot Y} = \frac{11746,03 \text{ N}}{45 \text{ mm} \cdot 4,5 \text{ mm} \cdot 0,277} = 209,4 \text{ kg/cm}^2$$

4.11 CALCULO DE LOS EJES

Una vez calculadas las dimensiones de los engranajes y las fuerzas que actúan sobre ellos se procede a calcular los ejes en los que estos irán situados. En esta

caja de cambios como ya se ha mencionado anteriormente habrá un eje primario, otro intermediario y finalmente el secundario.

Para el cálculo de estos tres ejes se empleará el código ASME. Dicho método permite diseñar los ejes de manera sencilla y conservadora al mismo tiempo.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \geq \frac{R}{J} \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}$$

$$J = \frac{\pi \cdot \phi^4}{32}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Ø: diámetro del eje (mm)

CS: coeficiente de seguridad (1,5)

σ_{yp} : tensión de fluencia del material (N/mm²)

C_t : coeficiente de fatiga para el momento torsor

C_m : coeficiente de fatiga para el momento flector

M: momento flector (N/mm²)

T: momento torsor (N/mm²)

Los valores de los coeficientes C_m y C_t se obtendrán de la siguiente tabla 13.

	C_m	C_t
EJES FIJOS (NO GIRATORIOS):		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1,5	1,0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

Tabla 13. Coeficientes para el cálculo de ejes

En el caso de los ejes a calcular serán ejes giratorios con una carga aplicada gradualmente (constante), por lo que los valores que se utilizarán $C_m=1,5$ y $C_t=1$

Se deberá tener en cuenta que el material utilizado para estos ejes será un 34CR4 el cual tiene un límite de fluencia de 100 kg/mm²

$$\sigma_{yp} = 100 \frac{kg}{mm^2} = 981 \frac{N}{mm^2}$$

4.11.1 Eje primario

Este eje es el que está conectado al embrague. A diferencia del resto solo tiene un engranaje, el de la toma constante. El otro engranaje de este par será el que está montado en el eje intermedio. Este ira apoyado sobre dos rodamientos en los cuales se generarán las reacciones.

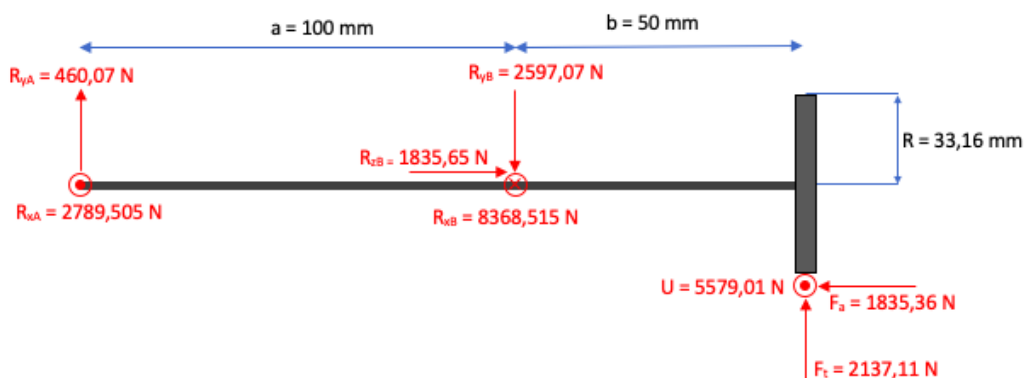


Imagen 6. Cargas y dimensiones del eje primario

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zB} = 1835,36 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yA} + R_{yB} = 2137,11 \text{ N} \rightarrow R_{yB} = 2597,18 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xA} + 5579,01 = R_{xB} \rightarrow R_{xB} = 8368,515 \text{ N}$$

$$\sum M_{yB} = 0 \rightarrow R_{xA} \cdot 100 - 5579,01 \cdot 50 = 0 \rightarrow R_{xA} = 2789,505 \text{ N}$$

$$\sum M_{xB} = 0 \rightarrow -R_{yA} \cdot 100 + 2137,11 \cdot 50 = 1835,36 \cdot 33,16 \rightarrow R_{yA} = 460,07 \text{ N}$$

$$T = 5579,01 \text{ N} \cdot 33,16 \text{ mm} = 185000 \text{ Nmm}$$

Diagramas de momentos

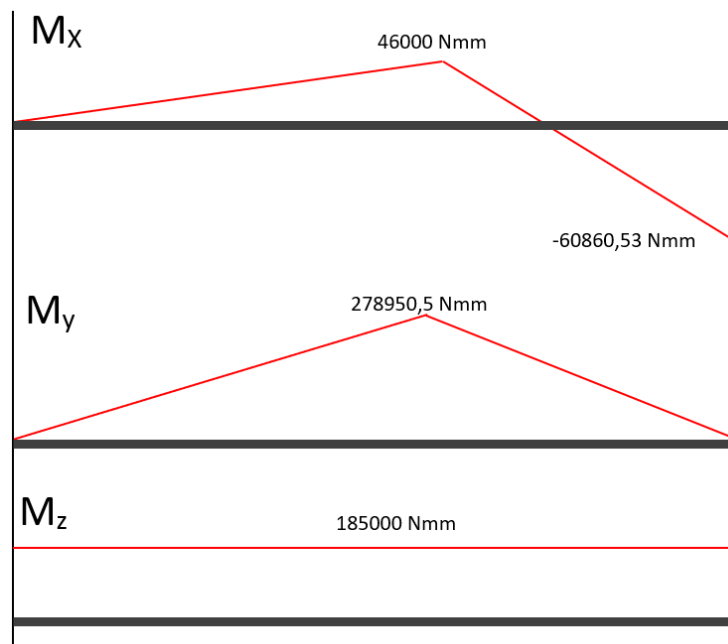


Imagen 7. Diagrama de momento del eje primario

Una vez calculados todos los valores necesarios se emplea el código ASME, este se aplicará en el extremo donde se sitúa el engranaje y en punto más solicitado del eje.

Diámetro en el extremo:

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 60860,53)^2 + (1 \cdot 185000)^2}} = 12,75 \text{ mm}$$

Diámetro en el punto más crítico del eje:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{46000^2 + 278950,5^2} = 282717,85 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 282717,85)^2 + (1 \cdot 185000)^2}} = 16,7 \text{ mm}$$

Se utilizará un eje comercial de 20 milímetros de diámetro. Con esta dimensión se supera la medida mínima calculada para que el eje no falle.

4.11.2 Eje intermedio

El eje intermedio es el que está conectado al eje primario y al secundario. En él está montada la corona de la toma constante por la cual se conecta al eje primario. Al mismo tiempo montan un engranaje de cada marcha por la cuales se conecta al eje de salida. Este ira apoyado sobre dos rodamientos en los cuales se generarán las reacciones.

1ª marcha

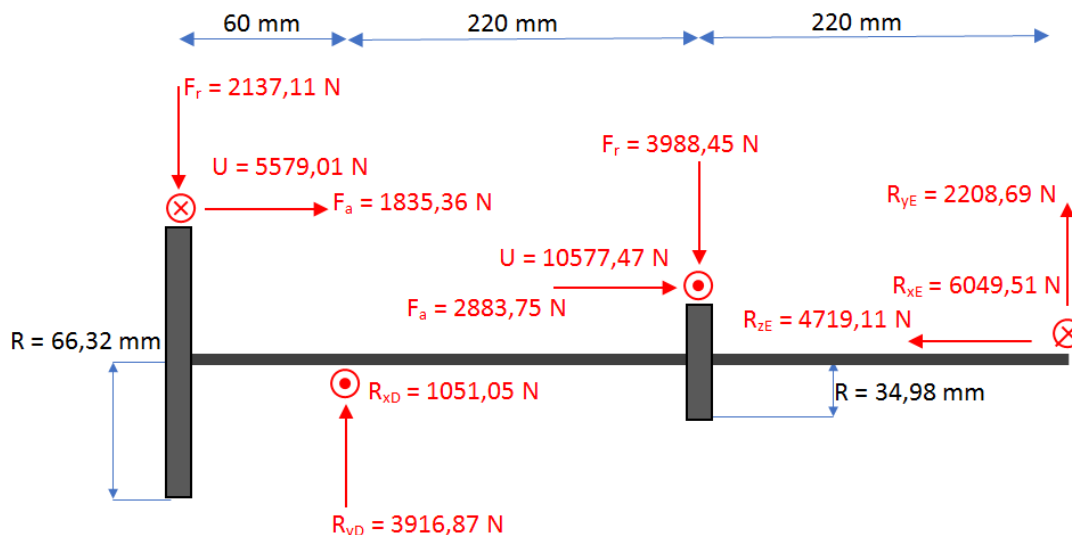


Imagen 8. Cargas y dimensiones del eje intermedio 1ª marcha

$$\sum F_z = 0 \rightarrow 1835,36 + 2883,75 = R_{zE} \rightarrow R_{zE} = 4719,11 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yD} + R_{yE} = 2137,11 + 3988,45 \rightarrow R_{yD} = 3916,87 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xD} + 10577,47 = R_{xE} + 5579,01 \rightarrow R_{xD} = 1051,05 \text{ N}$$

$$\sum M_{xD} = 0 \rightarrow 2137,11 \cdot 60 - 3988,45 \cdot 220 + R_{yE} \cdot 440 - 1835,36 \cdot 66,32 - 2883,75 \cdot 34,98 = 0 \rightarrow R_{yE} = 2208,69 \text{ N}$$

$$\sum M_{yD} = 0 \rightarrow 10577,47 \cdot 220 + 5579,01 \cdot 60 = R_{xE} \cdot 440 \rightarrow R_{xE} = 6049,51 \text{ N}$$

$$T = 5579,01 \text{ N} \cdot 66,32 \text{ mm} = 370000 \text{ Nmm}$$

Diagramas de momentos

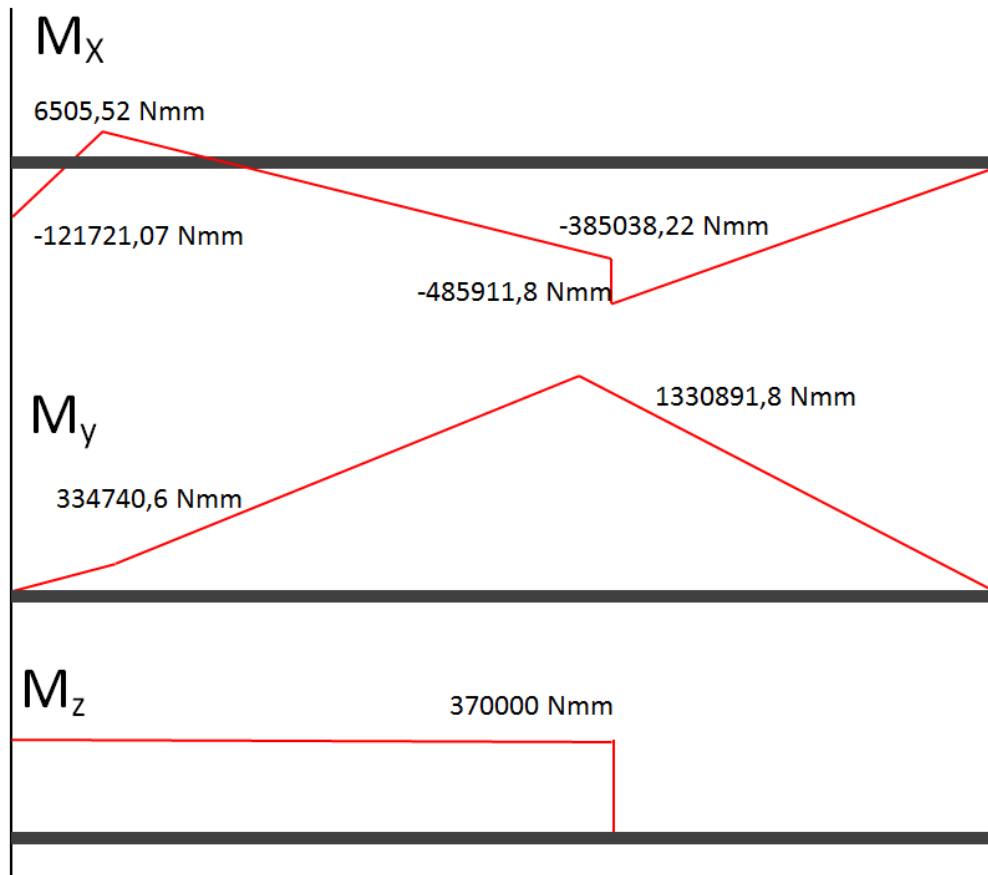


Imagen 9. Diagrama de momentos del eje intermedio 1ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{485911,8^2 + 1330891,8^2} = 1416821,53 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1416821,53)^2 + (1 \cdot 370000)^2}} = 28,18 \text{ mm}$$

2ª marcha

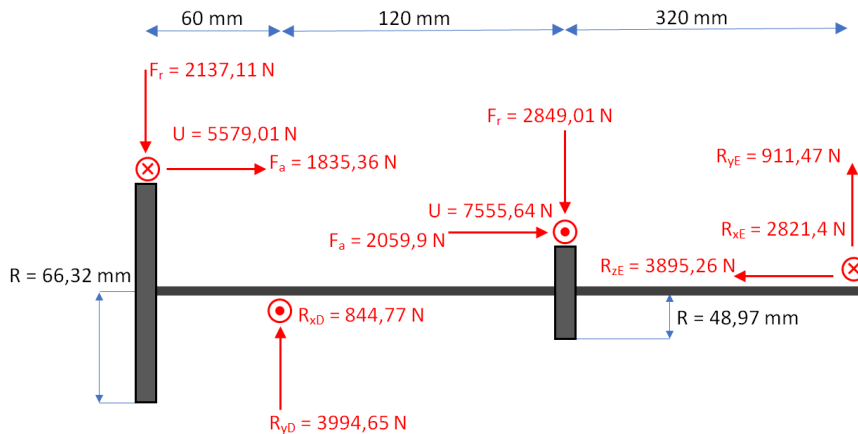


Imagen 10. Cargas y dimensiones del eje intermedio 2ª marcha

$$\sum F_z = 0 \rightarrow 1835,36 + 2059,9 = R_{zE} \rightarrow R_{zE} = 3895,26 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yD} + R_{yE} = 2137,11 + 2849,01 \rightarrow R_{yD} = 3994,65 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xD} + 7555,64 = R_{xE} + 5579,01 \rightarrow R_{xD} = 844,77 \text{ N}$$

$$\sum M_{xD} = 0 \rightarrow 2137,11 \cdot 60 - 1835,36 \cdot 66,32 - 2849,01 \cdot 120 - 2059,9 \cdot 48,97 + R_{yE} \cdot 440 = 0 \rightarrow R_{yE} = 991,47 \text{ N}$$

$$\sum M_{yD} = 0 \rightarrow 7555,64 \cdot 120 + 5579,01 \cdot 60 = R_{xE} \cdot 440 \rightarrow R_{xE} = 2821,4 \text{ N}$$

$$T = 5579,01 \text{ N} \cdot 66,32 \text{ mm} = 370000 \text{ Nmm}$$

Diagramas de momentos

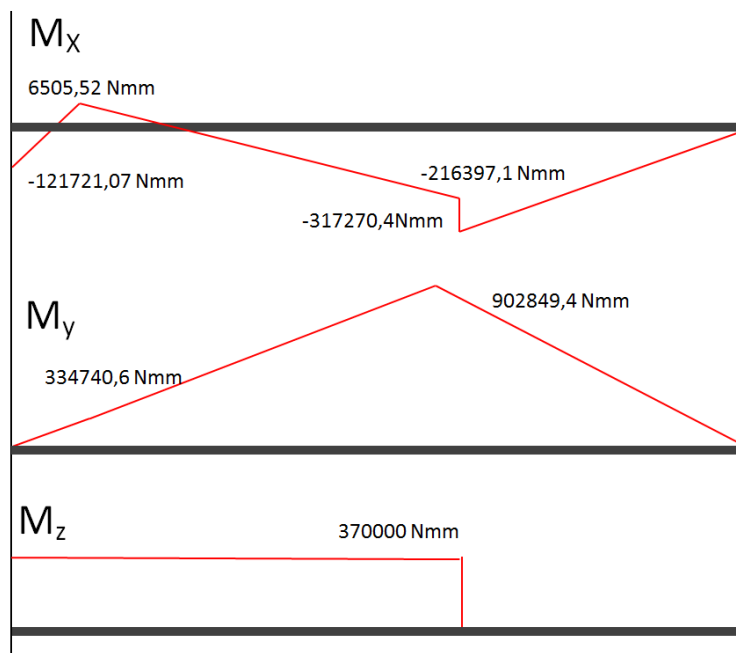


Imagen 11. Diagrama de momentos del eje intermedio 2ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{317270,4^2 + 902849,4^2} = 956973,116 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 956973,116)^2 + (1 \cdot 370000)^2}} = 24,87 \text{ mm}$$

3ª marcha

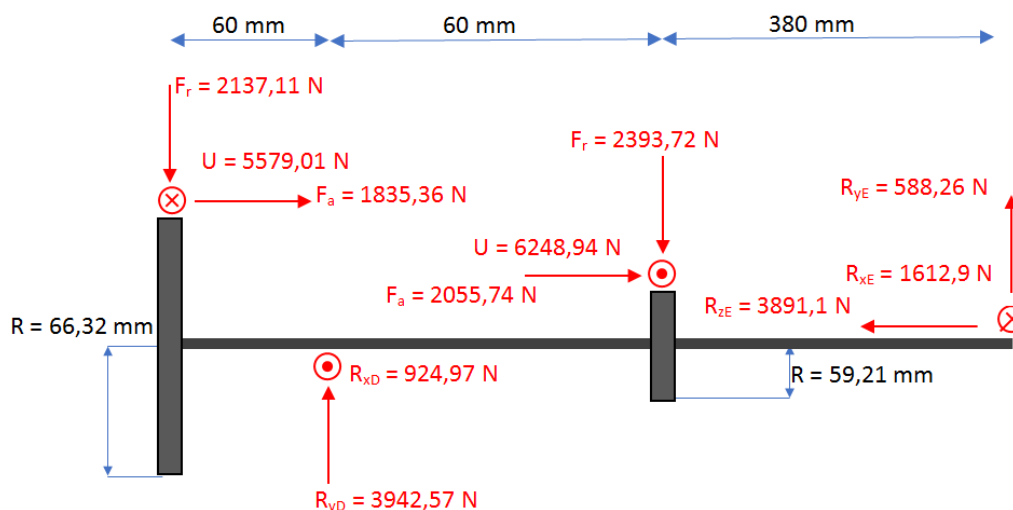


Imagen 12. Cargas y dimensiones del eje intermedio 3ª marcha

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 &\rightarrow 1835,36 + 2055,74 = R_{zE} \rightarrow R_{zE} = 3891,1 \text{ N} \\ \sum F_y = 0 &\rightarrow R_{yD} + R_{yE} = 2137,11 + 2393,72 \rightarrow R_{yD} = 3942,57 \text{ N} \\ \sum F_x = 0 &\rightarrow R_{xD} + 6248,94 = R_{xE} + 5579,01 \rightarrow R_{xD} = 924,97 \text{ N} \\ \sum M_{xD} = 0 &\rightarrow 2137,11 \cdot 60 - 1835,36 \cdot 66,32 - 2393,72 \cdot 60 - 2055,74 \cdot 59,21 \\ &\quad + R_{yE} \cdot 440 = 0 \rightarrow R_{yE} = 588,26 \text{ N} \\ \sum M_{yD} = 0 &\rightarrow 6248,94 \cdot 60 + 5579,01 \cdot 60 = R_{xE} \cdot 440 \rightarrow R_{xE} = 1612,9 \text{ N} \\ T &= 5579,01 \text{ N} \cdot 66,32 \text{ mm} = 370000 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Diagramas de momentos

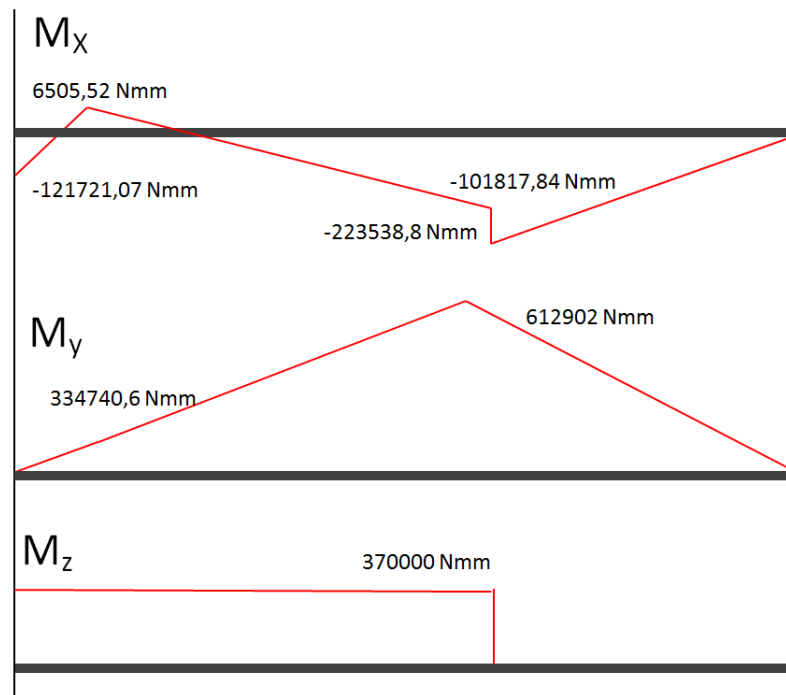


Imagen 13. Diagrama de momentos del eje intermedio 3ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{223538,8^2 + 612902^2} = 652394,4 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 652394,4)^2 + (1 \cdot 370000)^2}} = 22,14 \text{ mm}$$

5ª marcha

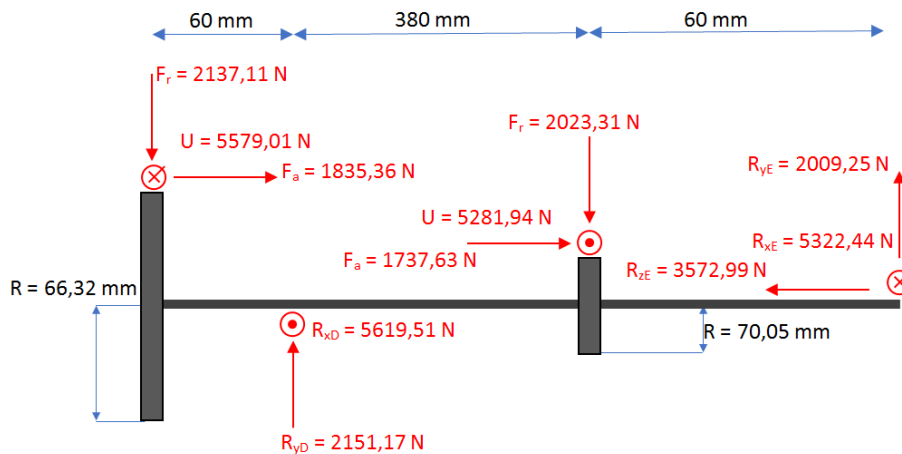


Imagen 14. Cargas y dimensiones del eje intermedio 5ª marcha

$$\sum F_z = 0 \rightarrow 1835,36 + 1737,63 = R_{zE} \rightarrow R_{zE} = 3572,99 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yD} + R_{yE} = 2137,11 + 2023,31 \rightarrow R_{yD} = 2151,17 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xD} + 5281,94 = R_{xE} + 5579,01 \rightarrow R_{xD} = 5619,51 \text{ N}$$

$$\sum M_{xD} = 0 \rightarrow 2137,11 \cdot 60 - 1835,36 \cdot 66,32 - 1737,63 \cdot 70,05 - 2023,31 \cdot 380 + R_{yE} \cdot 440 = 0 \rightarrow R_{yE} = 2009,25 \text{ N}$$

$$\sum M_{yD} = 0 \rightarrow 5281,94 \cdot 380 + 5579,01 \cdot 60 = R_{xE} \cdot 440 \rightarrow R_{xE} = 5322,44 \text{ N}$$

$$T = 5579,01 \text{ N} \cdot 66,32 \text{ mm} = 370000 \text{ Nmm}$$

Diagramas de momentos

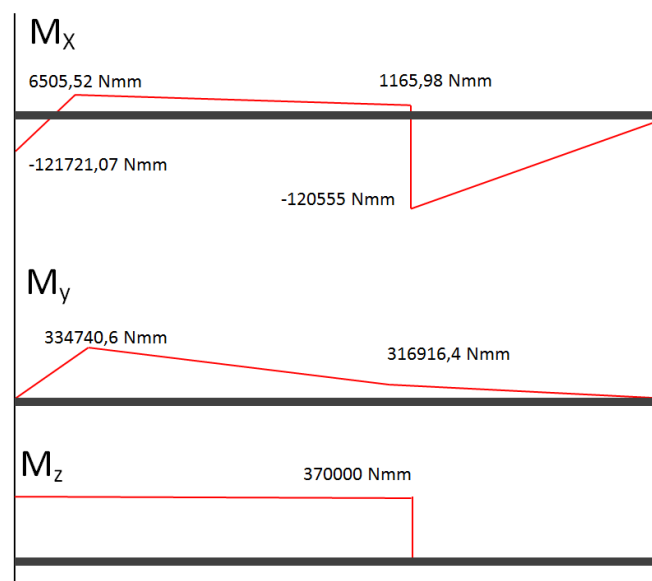


Imagen 15. Diagrama de momentos del eje intermedio 5ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{120555^2 + 316916,4^2} = 339071,54 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 339071,54)^2 + (1 \cdot 370000)^2}} = 18,69 \text{ mm}$$

Marcha Atrás

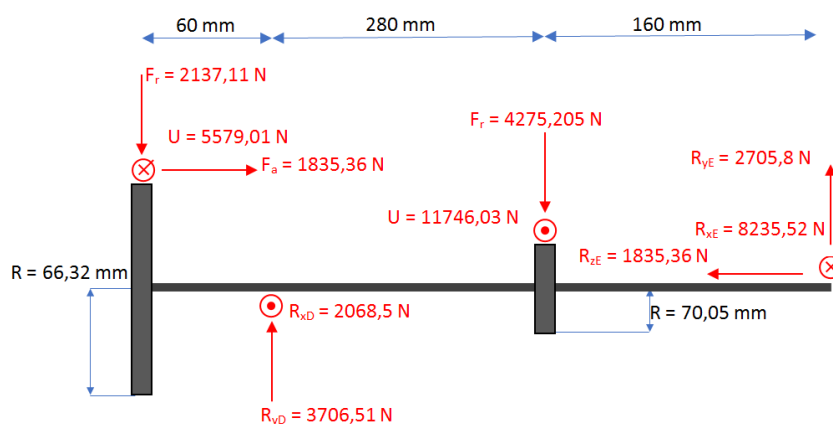


Imagen 16. Cargas y dimensiones del eje intermedio marcha atrás

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zE} = 1835,36 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yD} + R_{yE} = 2137,11 + 4275,205 \rightarrow R_{yD} = 3706,51 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xD} + 11746,03 = R_{xE} + 5579,01 \rightarrow R_{xD} = 2068,5 \text{ N}$$

$$\sum M_{xD} = 0 \rightarrow 2137,11 \cdot 60 - 1835,36 \cdot 66,32 - 4275,205 \cdot 280 + R_{yE} \cdot 440 = 0$$

$$\rightarrow R_{yE} = 2705,8 \text{ N}$$

$$\sum M_{yD} = 0 \rightarrow 11746,03 \cdot 280 + 5579,01 \cdot 60 = R_{xE} \cdot 440 \rightarrow R_{xE} = 8235,52 \text{ N}$$

$$T = 5579,01 \text{ N} \cdot 66,32 \text{ mm} = 370000 \text{ Nmm}$$

Diagramas de momentos

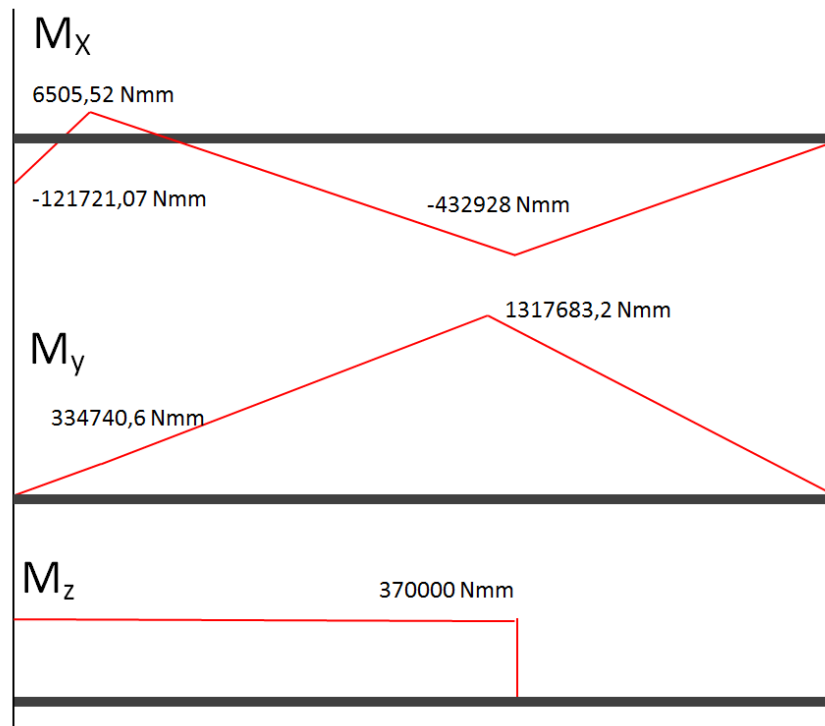


Imagen 17. Diagrama de momentos del eje intermedio marcha atrás

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{432928^2 + 1317683,2^2} = 1386980,774 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1386980,774)^2 + (1 \cdot 370000)^2}} = 27,99 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos todos los resultados de los diámetros mínimos necesarios se deduce que la situación más exigente se dará con la marcha atrás. Por tanto, el diámetro mínimo del eje debería ser 27,99 mm, por lo que se utilizara un eje comercial de 35 mm de diámetro. Con este valor el cálculo se encontrará del lado de la seguridad

4.11.3 Eje secundario

El eje secundario monta los engranajes que se conectan con el eje intermedio. Estos engranajes giraran sueltos hasta que se sincronicen con el eje para girar solidarios a este. Este eje será el que transmita la potencia al diferencial

mediante el eje diferencial y las uniones cardan. Este ira apoyado sobre dos rodamientos en los cuales se generarán las reacciones.

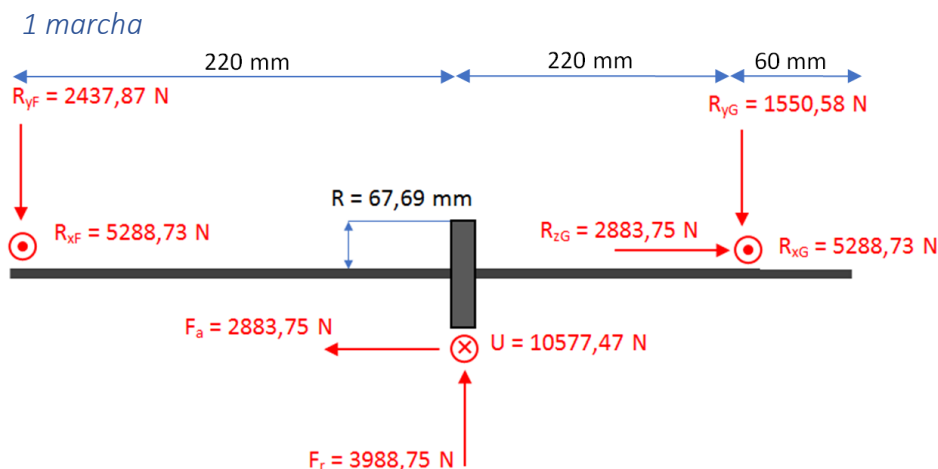


Imagen 18. Cargas y dimensiones del eje secundario 1ª marcha

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zG} = 2883,75 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yF} + R_{yG} = 3988,45 \rightarrow R_{yF} = 2437,87 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 10577,47 = R_{xF} + R_{xG} \rightarrow R_{xF} = 5288,73 \text{ N}$$

$$\sum M_{xF} = 0 \rightarrow 3988,45 \cdot 220 - 2883,75 \cdot 67,69 = R_{yG} \cdot 440 \rightarrow R_{yG} = 1550,58 \text{ N}$$

$$\sum M_{yF} = 0 \rightarrow 10577,47 \cdot 220 = R_{xG} \cdot 440 \rightarrow R_{xG} = 5288,73 \text{ N}$$

$$T = 10577,47 \text{ N} \cdot 67,69 \text{ mm} = 715988,94 \text{ Nmm}$$

Diagramas de momentos

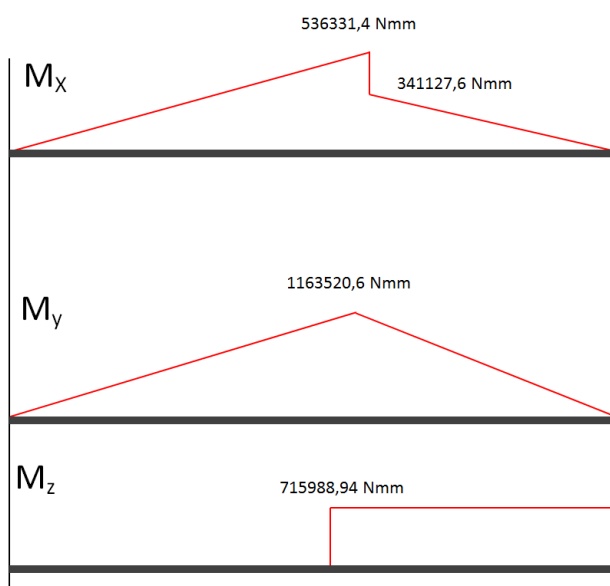


Imagen 19. Diagrama de momentos del eje secundario 1ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{536331,4^2 + 1163520,6^2} = 1281183,655 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1281183,655)^2 + (1 \cdot 715988,94)^2}} = 27,71 \text{ mm}$$

2ª marcha

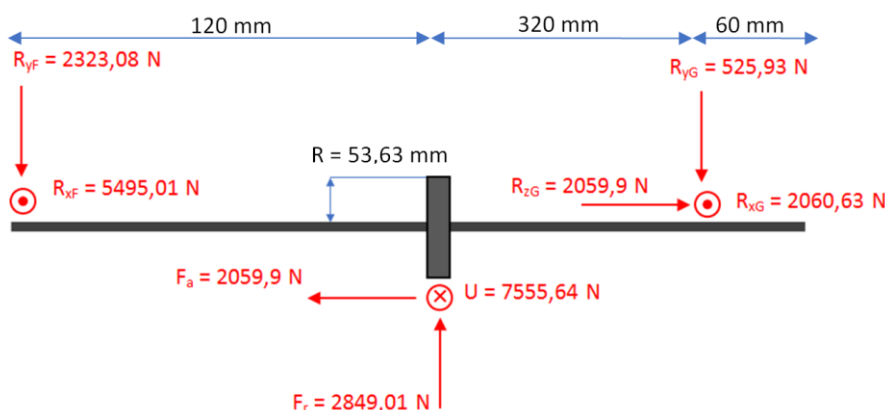


Imagen 20. Cargas y dimensiones del eje secundario 2ª marcha

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 &\rightarrow R_{zG} = 2059,9 \text{ N} \\ \sum F_y = 0 &\rightarrow R_{yF} + R_{yG} = 2849,01 \rightarrow R_{yF} = 2323,08 \text{ N} \\ \sum F_x = 0 &\rightarrow 7555,64 = R_{xF} + R_{xG} \rightarrow R_{xF} = 5495,01 \text{ N} \\ \sum M_{xF} = 0 &\rightarrow 2849,01 \cdot 120 - 2059,9 \cdot 53,63 = R_{yG} \cdot 440 \rightarrow R_{yG} = 525,93 \text{ N} \\ \sum M_{yF} = 0 &\rightarrow 7555,64 \cdot 120 = R_{xG} \cdot 440 \rightarrow R_{xG} = 2060,63 \text{ N} \\ T &= 7555,64 \text{ N} \cdot 53,63 \text{ mm} = 405205,97 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Diagramas de momentos

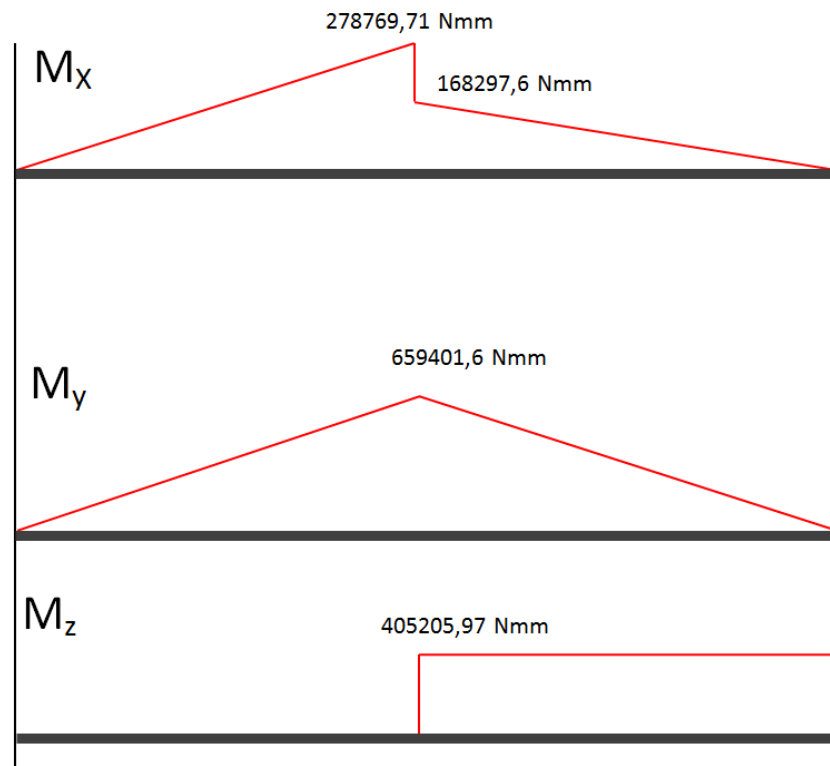


Imagen 21. Diagrama de momentos del eje secundario 2ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{278769,71^2 + 659401,6^2} = 715907,13 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 715907,13)^2 + (1 \cdot 405205,97)^2}} = 22,84 \text{ mm}$$

3ª marcha

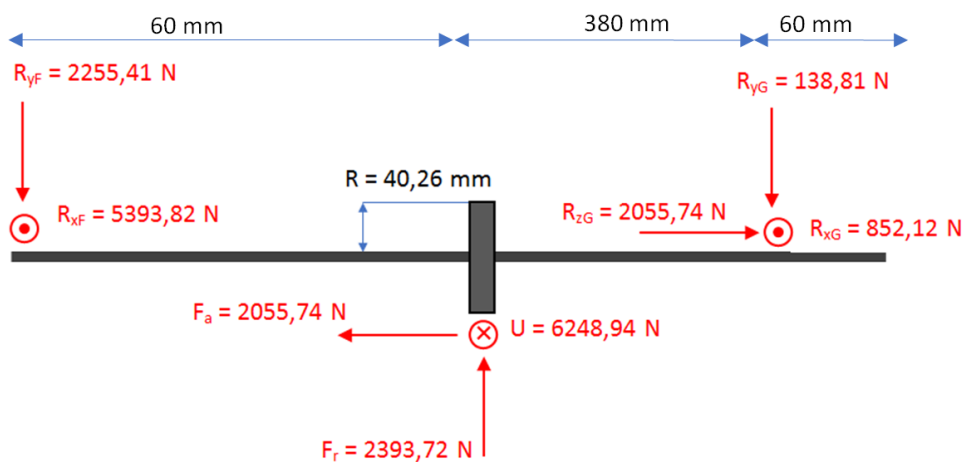


Imagen 22. Cargas y dimensiones del eje secundario 3ª marcha

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zG} = 2055,74 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yF} + R_{yG} = 2393,72 \rightarrow R_{yF} = 2255,41 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 6248,94 = R_{xF} + R_{xG} \rightarrow R_{xF} = 5396,82 \text{ N}$$

$$\sum M_{xF} = 0 \rightarrow 2393,72 \cdot 60 - 2055,74 \cdot 40,26 = R_{yG} \cdot 440 \rightarrow R_{yG} = 138,31 \text{ N}$$

$$\sum M_{yF} = 0 \rightarrow 6248,94 \cdot 60 = R_{xG} \cdot 440 \rightarrow R_{xG} = 852,12 \text{ N}$$

$$T = 6248,94 \text{ N} \cdot 40,26 \text{ mm} = 251582,34 \text{ Nmm}$$

Diagramas de momentos

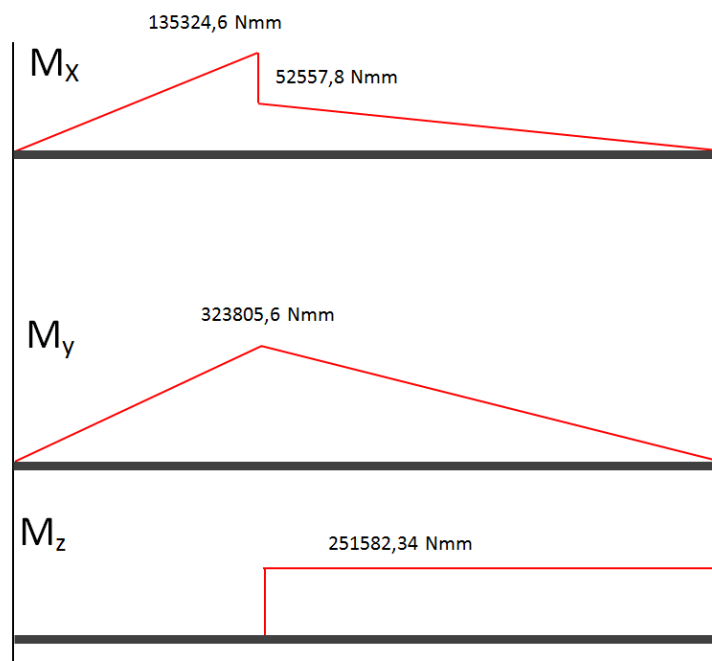


Imagen 23. Diagrama de momentos del eje secundario 3ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{135324,6^2 + 52557,8^2} = 145172,55 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 145172,55)^2 + (1 \cdot 251582,34)^2}} = 15,11 \text{ mm}$$

5ª marcha

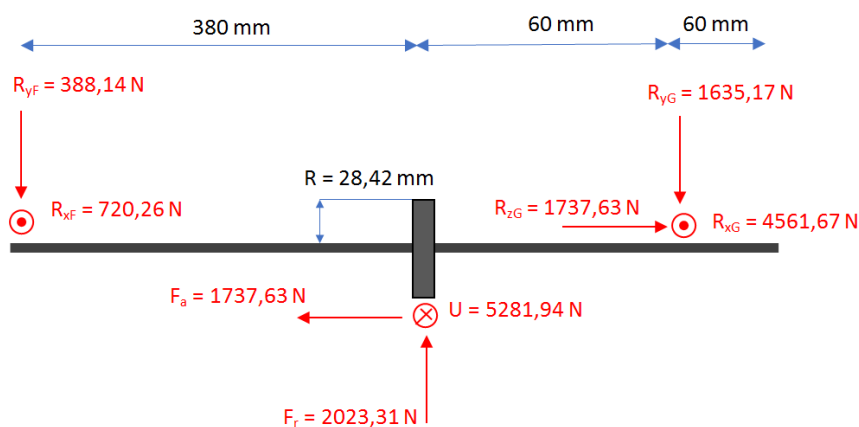


Imagen 24. Cargas y dimensiones del eje secundario 5ª marcha

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 &\rightarrow R_{zG} = 1737,63 \text{ N} \\ \sum F_y = 0 &\rightarrow R_{yF} + R_{yG} = 2023,31 \rightarrow R_{yF} = 388,14 \text{ N} \\ \sum F_x = 0 &\rightarrow 5281,94 = R_{xF} + R_{xG} \rightarrow R_{xF} = 720,26 \text{ N} \\ \sum M_{xF} = 0 &\rightarrow 2023,31 \cdot 380 - 1737,63 \cdot 28,42 = R_{yG} \cdot 440 \rightarrow R_{yG} = 1635,17 \text{ N} \\ \sum M_{yF} = 0 &\rightarrow 5281,94 \cdot 380 = R_{xG} \cdot 440 \rightarrow R_{xG} = 4561,67 \text{ N} \\ T &= 5281,94 \text{ N} \cdot 28,42 \text{ mm} = 150112,73 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Diagramas de momentos

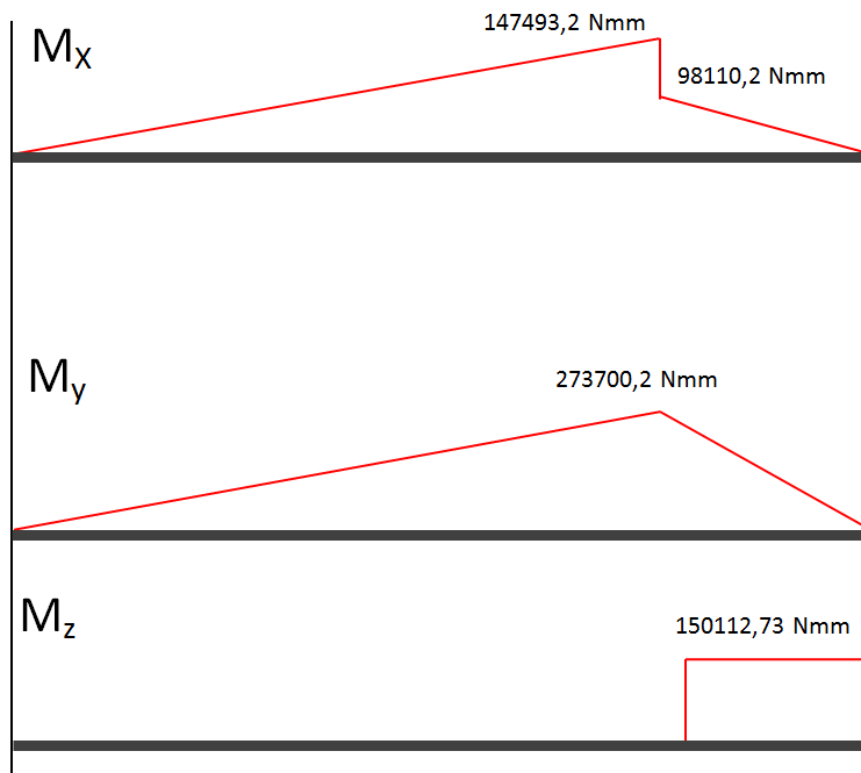


Imagen 25. Diagrama de momentos del eje secundario 5ª marcha

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{147493,2^2 + 273700,2^2} = 310911,63 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 310911,63)^2 + (1 \cdot 150112,73)^2}} = 17,19 \text{ mm}$$

Marcha Atrás

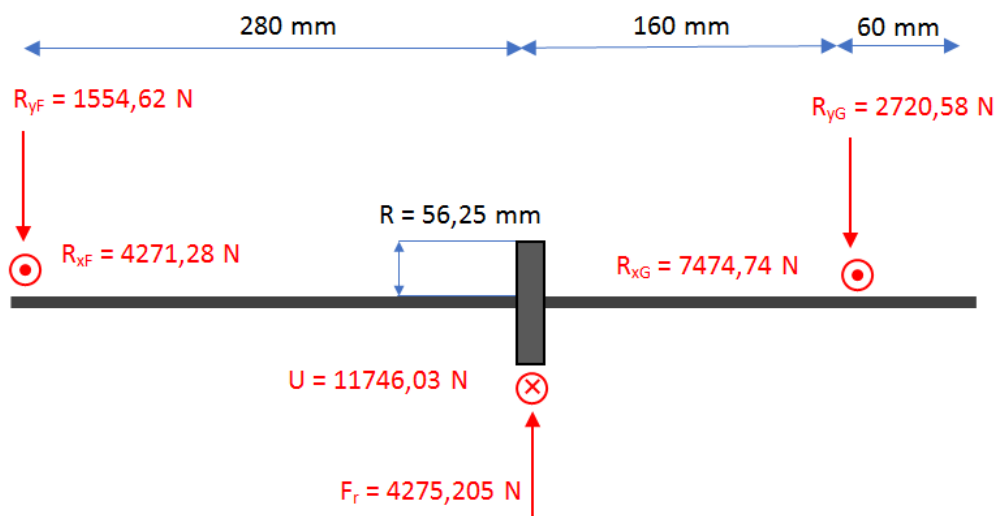


Imagen 26. Cargas y dimensiones del eje secundario marcha atrás

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 &\rightarrow R_{yF} + R_{yG} = 4275,205 \rightarrow R_{yF} = 1554,62 \text{ N} \\ \sum F_x = 0 &\rightarrow 11746,03 = R_{xF} + R_{xG} \rightarrow R_{xF} = 4271,28 \text{ N} \\ \sum M_{xF} = 0 &\rightarrow 4275,205 \cdot 280 = R_{yG} \cdot 440 \rightarrow R_{yG} = 2720,58 \text{ N} \\ \sum M_{yF} = 0 &\rightarrow 11746,03 \cdot 280 = R_{xG} \cdot 440 \rightarrow R_{xG} = 7474,74 \text{ N} \\ T &= 11746,03 \text{ N} \cdot 56,25 \text{ mm} = 660719,81 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Diagramas de momentos

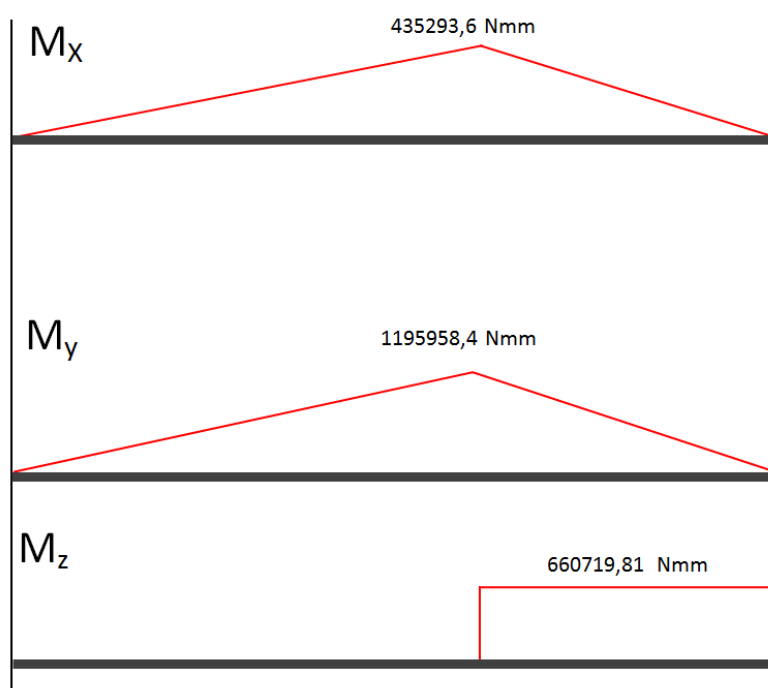


Imagen 27. Diagrama de momentos del eje secundario marcha atrás

Después de calcular todos los valores de las reacciones con este par de engranajes se emplea el código ASME para obtener el diámetro en el punto más crítico:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{435293,6^2 + 1195958,4^2} = 1272712,463 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1272712,463)^2 + (1 \cdot 660719,81)^2}} = 27,57 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos todos los resultados de los diámetros mínimos necesarios se deduce que la situación más exigente se dará con la primera marcha. Por tanto, el diámetro mínimo del eje debería ser 27,71 mm, por lo que se utilizara un eje comercial de 35 mm de diámetro al igual que en el eje intermedio. Utilizando este diámetro se situará del lado de la seguridad.

4.11.4 154,66

4.11.5 Eje del piñón de la marcha atrás

Como se ha mencionado anteriormente la marcha atrás tendrá un tercer engranaje para invertir el giro, este engranaje, denominado piñón loco, ira situado en otro eje. Por tanto, será necesario obtener el diámetro mínimo necesario del eje sobre el que ira este piñón. Para ello se utilizará el método del código ASME.

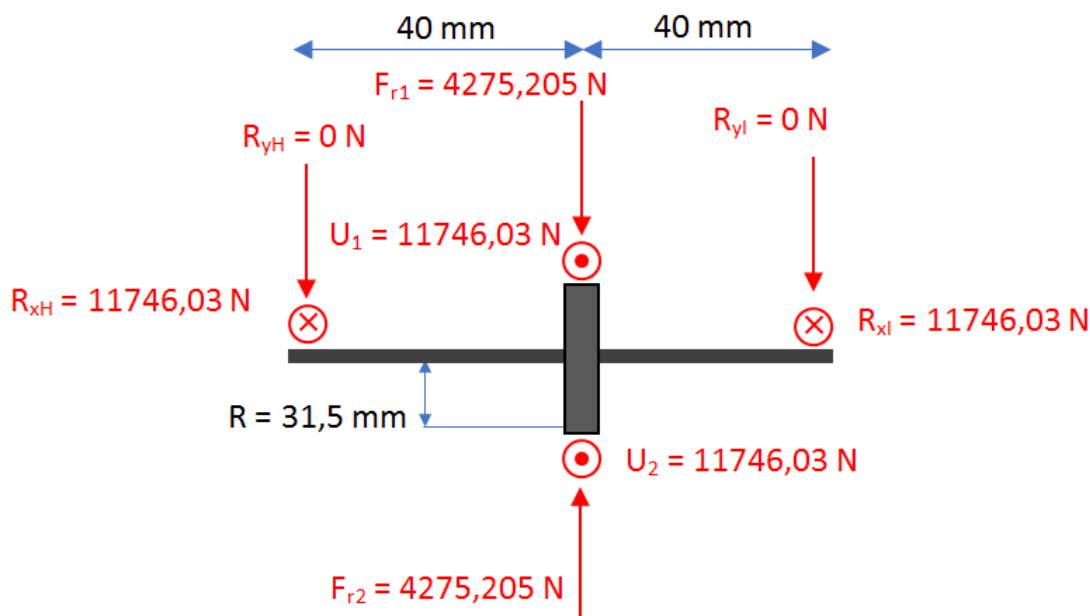


Imagen 28. Cargas y dimensiones del eje de la marcha atrás

Al aplicarse las mismas fuerzas en Y se deduce que las reacciones en los apoyos son nulas. Al mismo tiempo las fuerzas en X son iguales y de mismo sentido, a

la vez que están separadas a la misma distancia de los apoyos, por lo que se deduce también que las reacciones en los apoyos son iguales a las fuerzas, pero con sentido contrario.

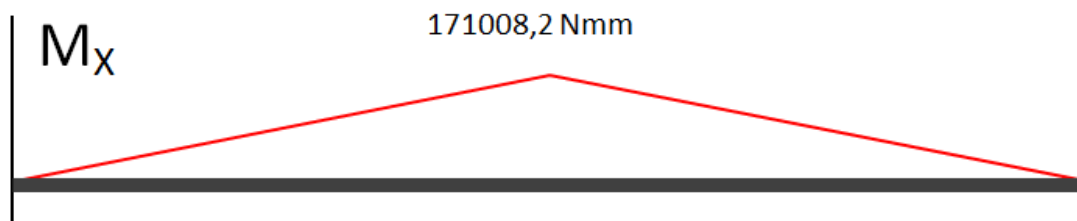


Imagen 29. Diagrama de momentos del eje de la marcha atrás

Con los valores obtenidos se emplea el código ASME:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{171008,2^2 + 0^2} = 171008,2 \text{ Nmm}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1}{981 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 171008,2)^2 + (1 \cdot 0)^2}} = 13,86 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo para el eje sobre el que ira apoyado el piñón loco será de 13,86 mm, sin embargo, se utilizará un eje comercial de 20 mm por lo que se posicionará del lado de la seguridad.

4.12 CALCULO DE LOS RODAMIENTOS

Todos los ejes anteriormente calculados deberán ir biapoyados sobre un par de engranajes cada uno para poder tener permitido el giro. Como ya se ha mencionado, en estos rodamientos aparecerán las reacciones generas por las fuerzas creadas en las ruedas dentadas. En cada eje se presenta una situación diferente y además en el eje intermedio y en el secundario la situación variara también en función de la marcha engranada. Por esta razón los rodamientos presentes en cada eje serán diferentes.

En el eje primario se emplearán un par de rodamientos cónicos con montaje directo. Estos rodamientos serán capaces de soportar tanto la carga axial como la radial.

En el eje intermedio y en el eje secundario se utilizará un rodamiento de bolas, capaz de soportar carga axial y radial, y un rodamiento de rodillos el cual se colocará para que se le ejerza solo una carga radial.

Por último, en el de la rueda loca de la marcha atrás irán situados dos rodamientos de rodillos ya que solo hay presente carga radial.

4.12.1 Eje primario

Se tratarán de dos rodamientos de rodillos cónicos en montaje directo, al tratarse de este tipo de rodamientos no solo tendremos las fuerzas externas que hay sobre ellos, si no que la carga radial inducirá una carga axial. Esto se debe a la conicidad del propio rodamiento, que si el anillo exterior se comprime la forma cónica tiende a desplazarlo axialmente.

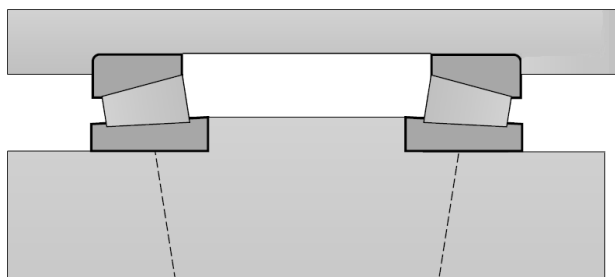


Imagen 30. Sección de rodamientos cónicos en montaje directo

Las cargas sobre estos rodamientos serán:

Rodamiento A			Rodamiento B	
Carga radial		Carga axial	Carga radial	
460,07 N	2789,505 N	1835,65 N	2597,07 N	8368,515

Tabla 14. cargas sobre los rodamientos cónicos en el eje primario

$$F_{rA} = \sqrt{460,07^2 + 2789,505^2} = 2827,18 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{2597,07^2 + 8368,515^2} = 8762,23 \text{ N}$$

Para calcular la carga radial equivalente en los rodamientos se seguirán los pasos mostrados en la siguiente tabla 15:

Condición de empuje	Carga de empuje	Carga dinámica radial equivalente
$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA}$
	$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B}$	$P_B = F_{rB}$
$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A}$	$P_A = F_{rA}$
	$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - mF_{ae}$	$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB}$

Tabla 15. Pasos para calcular la carga radial equivalente en los rodamientos de rodillos cónicos

Se sabe que un automóvil deberá tener una duración aproximada a 5000 horas. Al mismo tiempo también es conocido que el par máximo del automóvil se lograra con 4200 rpm, que al ser el valor máximo de revoluciones al utilizarlos en cálculos se obtendrán valores conservadores. Mediante estos dos valores se obtendrá la vida del automóvil en número de revoluciones.

$$L = 5000 \text{ horas} \cdot 4200 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 1260 \text{ millones de revoluciones}$$

Se requerirá una fiabilidad del 90% en cada rodamiento por lo que la fiabilidad en el conjunto será:

$$R = \sqrt[n]{R_N} = \sqrt[2]{0,90} = 0,948$$

R: fiabilidad del conjunto de rodamientos

R_N : fiabilidad de un rodamiento

n: número de rodamientos en el conjunto

Conocida la fiabilidad se obtiene la vida nominal del rodamiento (L_{10}). Esta se define como el número de revoluciones que es capaz de completar el anillo interior de un rodamiento sin que se produzcan síntomas asociados a la fatiga en el 90% de un grupo de rodamientos iguales.

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,5}}} = \frac{1260}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,948} \right) \right]^{\frac{1}{1,5}}} = 1983,32 \text{ millones de rev.}$$

Al estar cada rodamiento sometido a cargas diferentes cada uno necesitara una capacidad de carga diferente. Se aplicará un factor de aplicación de la carga (F.A.) de 1,2 y el valor de "a" al tratarse de un rodamiento de rodillos cónicos será de 10/3

$$C = \frac{(F.A.) \cdot P \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_A = \frac{1,2 \cdot 2827,18 \cdot (1983,32)^{3/10}}{90^{3/10}} = 8579,85 \text{ N}$$

$$C_B = \frac{1,2 \cdot 8762,23 \cdot (1983,32)^{3/10}}{90^{3/10}} = 26591,38 \text{ N}$$

Se utilizará un eje de 20 mm de diámetro, el cual cumple con el mínimo calculado anteriormente. Por tanto, el rodamiento seleccionado será el 32004 X de la marca SKF. Este rodamiento se utilizará para los dos que se montan sobre este eje.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	T	dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN	kN	kN	r/min		
20	52	22.25	54.3	45.5	5	11000	14000	▶ 32304
20	47	15.25	34.1	28	3	12000	15000	▶ 30204
20	52	16.25	41.9	32.5	3.55	12000	14000	▶ 30304
20	42	15	29.7	27	2.65	13000	16000	▶ 32004 X

Imagen 31. Rodamiento de rodillos cónicos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cónicos SKF 32004 X $\rightarrow \begin{cases} C = 29,7 \text{ KN} \\ K = 1,6 \end{cases}$

Siguiendo los pasos de la tabla 15:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 2827,18}{1,6} = 860,48$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae} = \frac{0,47 \cdot 8762,23}{1,6} - 1 \cdot (-1835,65) = 4409,55 \text{ N}$$

$$860,48 \text{ N} \leq 4409,55 \text{ N}$$

Se trata de la primera condición de la tabla.

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} - mF_{ae} = 4409,55 \text{ N}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} = \frac{0,47 \cdot 8762,23}{1,6} = 2573,9 \text{ N}$$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 2827,18 + 1,6 \cdot 4409,55 = 8186,15 \text{ N} \rightarrow P_A > F_{rA}$$

$$P_B = F_{rB} = 8762,48$$

$$L_{10A} = 90 \left[\frac{C}{(F.A.) \cdot P} \right]^{1/a} = 90 \left[\frac{29700}{1,2 \cdot 8186,15} \right]^{10/3} = 3596,61 \text{ millones de rev.}$$

$$(3596,61 \text{ millones de rev}) \cdot \frac{1 \text{ min}}{4200 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ h}} = 14272,26 \text{ horas}$$

$$L_{10A} = 90 \left[\frac{C}{(F.A.) \cdot P} \right]^{1/a} = 90 \left[\frac{29700}{1,2 \cdot 8762,48} \right]^{10/3} = 2866,83 \text{ millones de rev.}$$

$$(2866,83 \text{ millones de rev}) \cdot \frac{1 \text{ min}}{4200 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ h}} = 11376,33 \text{ horas}$$

Este modelo de rodamiento se considera aceptable ya que es capaz de trabajar más de 5000 horas supuestas para la vida de los engranajes de la caja de cambios.

4.12.2 Eje intermedio

En este eje se situará un rodamiento de rodillos cilíndricos, el cual soportará carga radial, y un rodamiento de bolas que sin embargo soportará carga radial y toda la axial.

Este eje, como ya se ha calculado antes, soportara cargas diferentes en función de la marcha que se encuentre engranada, que al mismo tiempo cada marcha actuara durante un porcentaje de horas también calculado anteriormente.

Las cargas sobre estos rodamientos serán:

Marcha	Rodamiento de bolas y rodillos		Rodamiento de rodillos	% horas (q)
	Carga radial	Carga axial	Carga radial	
1	6440,09 N	4719,11 N	4055,43 N	6%
2	2964,97 N	3895,26 N	4082,99 N	10%
3	1706,48 N	3891,1 N	4049,62 N	28%
4	756,82 N	1835,36 N	6691,15 N	29%
5	5689,06 N	3572,99 N	6017,17 N	25%
M.A.	8668,62 N	1835,36 N	4244,63 N	2%

Tabla 16. Cargas sobre los rodamientos del eje intermedio

4.12.2.1 Apoyo D – Rodamiento de rodillos cilíndricos

En este apoyo al encontrarse el rodamiento de rodillos solo se soportará la carga radial.

Primero se obtiene la carga equivalente sobre el rodamiento. En este cálculo se tiene en cuenta tanto la carga axial como la radial.

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

V es el factor de rotación; su valor es 1 cuando es el anillo interior el que gira y 1,2 cuando es el exterior. En este caso será 1 ya que es el interior. Por otro lado, los valores X e Y se obtienen mediante la tabla 17 en la cual se encuentran dos situaciones para estos parámetros:

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X	Y	X	Y
0,014*	0,19	1	0	0,56	2,30
0,021	0,21	1	0	0,56	2,15
0,028	0,22	1	0	0,56	1,99
0,042	0,24	1	0	0,56	1,85
0,056	0,26	1	0	0,56	1,71
0,07	0,27	1	0	0,56	1,63
0,084	0,28	1	0	0,56	1,55
0,11	0,30	1	0	0,56	1,45
0,17	0,34	1	0	0,56	1,31
0,28	0,38	1	0	0,56	1,15
0,42	0,42	1	0	0,56	1,04
0,56	0,44	1	0	0,56	1

*Usar 0,014 si $F_a/C_0 < 0,014$

Tabla 17. Valores X, Y para calcular la carga radial equivalente F_e

La situación de este rodamiento al no soportar carga axial será la de la primera columna de la tabla, por tanto, X será 1 e Y será 0.

Esta fuerza equivalente también se multiplicará por un factor de aplicación de 1,2 para mayor seguridad en los cálculos.

$$F_e = (F.A.) \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$F_{e1} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 4055,43 + 0) = 4866,58 \text{ N}$$

$$F_{e2} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 4082,99 + 0) = 4899,58 \text{ N}$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 4049,62 + 0) = 4859,54 \text{ N}$$

$$F_{e4} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 6691,15 + 0) = 8029,38 \text{ N}$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 6017,17 + 0) = 7220,6 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 4244,63 + 0) = 5093,55 \text{ N}$$

Se ha mencionado anteriormente que todas las marchas no trabajaran durante el mismo número de horas, es por ello por lo que hay que calcular la carga equivalente de todas las marchas teniendo en cuenta el tiempo de trabajo de cada una:

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{4866,58^3 \cdot \frac{6}{100} + 4899,58^3 \cdot \frac{10}{100} + 4859,54^3 \cdot \frac{28}{100} + 8029,38^3 \cdot \frac{29}{100} + 7220,6^3 \cdot \frac{25}{100} + 5093,55^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 6677,09 \text{ N}$$

Una vez lograda la carga equivalente se calcula vida nominal del rodamiento para que con esta se calcule la capacidad de carga mínima que deberá tener el rodamiento. A diferencia del eje primario este realizara la mitad de las revoluciones a lo largo de su vida (L) debido a la toma constante que conecta estos dos ejes.

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1,483}} = \frac{1260/2}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,483}} = 634,21 \text{ mill de rev}$$

$$C = Fe \cdot L_{10}^{1/a} = 6677,09 \cdot 634,21^{3/10} = 46265,48 \text{ N}$$

Se elige un rodamiento de 35 mm de diámetro. Dicho diámetro es superior al diámetro mínimo calculado para el eje primario, por tanto, el rodamiento es válido.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECPH
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	N 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ N 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	NUP 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECJ

Imagen 32. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF N 207 ECP $\rightarrow \begin{cases} C = 56 \text{ KN} \\ C_0 = 48 \text{ KN} \end{cases}$

4.12.2.2 Apoyo E – Rodamiento de bolas rígidas

Este rodamiento de bolas soportara tanto carga axial como radial. Debido a esto el cálculo se hará mediante un proceso de iteración donde primero se calculará el rodamiento y una vez realizada la elección de este se pasará su comprobación.

$$F_e = (F \cdot A_e) \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

En esta ocasión los valores de X e Y para la segunda columna de la tabla 17 serán X=0,56 e Y=1,63 (e=0,27). Esto se debe a que no conocemos el valor de C₀ y hay que iterar. Esta elección se basa en que estos valores se encuentran

en la zona media de dicha tabla y esto facilitara la iteración hasta la obtención de C_0 .

Cálculo del rodamiento

1ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{4719,11}{1 \cdot 6440,09} = 0,73$$

$$0,73 > e = 0,27$$

$$F_{e1} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 6440,09 + 1,63 \cdot 4719,11) = 13558,308 \text{ N}$$

2ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3895,26}{1 \cdot 2964,97} = 1,31$$

$$1,31 > e = 0,27$$

$$F_{e2} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2964,97 + 1,63 \cdot 3895,26) = 9611,58 \text{ N}$$

3ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3891,1}{1 \cdot 1706,48} = 2,27$$

$$2,27 > e = 0,27$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 1706,48 + 1,63 \cdot 3891,1) = 8757,93 \text{ N}$$

4ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1835,36}{1 \cdot 756,82} = 2,42$$

$$2,42 > e = 0,27$$

$$F_{e4} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 756,82 + 1,63 \cdot 1835,36) = 4098,54 \text{ N}$$

5ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3572,99}{1 \cdot 5689,06} = 0,62$$

$$0,62 > e = 0,27$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 5689,06 + 1,63 \cdot 3572,99) = 10811,808 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1835,36}{1 \cdot 8668,62} = 0,21$$

$$0,21 < e = 0,27 \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 8668,62 + 0 \cdot 1835,36) = 10402,34 \text{ N}$$

Se calcula la carga equivalente en función del tiempo de cada marcha:

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{13558,308^3 \cdot \frac{6}{100} + 9611,58^3 \cdot \frac{10}{100} + 8757,93^3 \cdot \frac{28}{100} + 4098,54^3 \cdot \frac{29}{100} + 10811,808^3 \cdot \frac{25}{100} + 10402,34^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 9224,26 \text{ N}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 9224,26 \cdot 634,21^{1/3} = 79251,81 \text{ N}$$

El rodamiento con el diámetro más adecuado que tenga una capacidad de carga suficiente para aguantar la carga calculada tendrá un diámetro de 50 mm.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Capacidades de carga de fatiga		Velocidades nominales		Designación Designaciones	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Bearing	Anillo elástico	
mm			kN		kN	r/min				
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	
50	130	31	87.1	52	2.2	12000	7500	6410		
50	130	31	87.1	52	2.2	12000	7500	6410 NR	SP 130	
50	130	31	87.1	52	2.2	12000	7500	6410 N		
50	110	40	81.9	69.5	2.9	10000	5300	4310 ATN9		
45	120	29	76.1	45	1.9	13000	8500	6409		
45	120	29	76.1	45	1.9	13000	8500	6409 NR	SP 120	
45	120	29	76.1	45	1.9	13000	8500	6409 N		
50	110	27	65	38	1.6	13000	8500	▶ 6310		
50	110	27	65	38	1.6	13000	8500	6310 N		

Imagen 33. Rodamiento de bolas elegido del catálogo SKF

Para el diámetro del eje intermedio anteriormente se había seleccionado un eje comercial de 35 milímetros, por tanto, este rodamiento no es válido.

Como las cargas sobre este apoyo son demasiado grandes se optará por colocar conjuntamente un rodamiento de bolas rígidas y un rodamiento de rodillos. Como

se suponen que ambos rodamientos entran fabricados del mismo material y poseen propiedades similares, la carga radial se dividirá entre ambos rodamientos.

Conjunto de rodamiento de bolas rígidas y rodamiento de rodillos

Rodamiento de bolas rígidas

Se repetirá el cálculo realizado anteriormente, pero en este caso como se utilizará un rodamiento de rodillos en conjunto la fuerza axial será la mitad.

1ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{4719,11}{1 \cdot \left(\frac{6440,09}{2}\right)} = 1,46$$

$$1,46 > e = 0,27$$

$$F_{e1} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \left(\frac{6440,09}{2}\right) + 1,63 \cdot 4719,11\right) = 11394,44 \text{ N}$$

2ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3895,26}{1 \cdot \left(\frac{2964,97}{2}\right)} = 2,62$$

$$2,62 > e = 0,27$$

$$F_{e2} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \left(\frac{2964,97}{2}\right) + 1,63 \cdot 3895,26\right) = 8615,35 \text{ N}$$

3ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3891,1}{1 \cdot \left(\frac{1706,48}{2}\right)} = 4,54$$

$$4,54 > e = 0,27$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1706,48}{2}\right) + 1,63 \cdot 3891,1\right) = 8184,36 \text{ N}$$

4ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1835,36}{1 \cdot \left(\frac{756,82}{2}\right)} = 4,84$$

$$4,84 > e = 0,27$$

$$F_{e4} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \left(\frac{756,82}{2}\right) + 1,63 \cdot 1835,36\right) = 3844,25 \text{ N}$$

5ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3572,99}{1 \cdot \left(\frac{5689,06}{2}\right)} = 1,24$$

$$1,24 > e = 0,27$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \left(\frac{5689,06}{2}\right) + 1,63 \cdot 3572,99\right) = 8900,29 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1835,36}{1 \cdot \left(\frac{8668,62}{2}\right)} = 0,42$$

$$0,42 > e = 0,27$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \left(\frac{8668,62}{2}\right) + 1,63 \cdot 1835,36\right) = 6502,62 \text{ N}$$

Se calcula la carga equivalente en función del tiempo de cada marcha:

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{11394,44^3 \cdot \frac{6}{100} + 8615,35^3 \cdot \frac{10}{100} + 8184,36^3 \cdot \frac{28}{100} + 3844,25^3 \cdot \frac{29}{100} + 8900,29^3 \cdot \frac{25}{100} + 6502,62^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 7931,42 \text{ N}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 7931,42 \cdot 634,21^{1/3} = 68144,17 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Capacidades de carga de fatiga	Velocidades nominales		Designación	Designaciones
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Bearing	Anillo elástico
mm			kN		kN	r/min			
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 N	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 NR	SP 100
35	80	31	50.7	38	1.63	14000	7500	4307 ATN9	

Imagen 34. Rodamiento de bolas elegido del catálogo SKF

Rodamiento de bolas rígidas SKF 6407 N → $\begin{cases} C = 55,3 \text{ KN} \\ C_0 = 31 \text{ KN} \end{cases}$

Una vez elegido el rodamiento se comprueba si este es adecuado. Con el valor C₀ correspondiente a este rodamiento se obtienen, interpolando si es necesario, los nuevos valores de “e” y de X e Y.

Comprobación del rodamiento

1ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{4719,11}{31000} = 0,152$$

Se interpola:

e = 0,32
X = 0,56
Y = 1,35

$$F_{e1} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \frac{6440,09}{2} + 1,35 \cdot 4719,11 \right) = 8174,02 \text{ N}$$

2ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3895,26}{31000} = 0,125$$

e = 0,31
X = 0,56
Y = 1,41

$$F_{e2} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \frac{2964,97}{2} + 1,41 \cdot 3895,26 \right) = 6322,50 \text{ N}$$

3ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3891,1}{31000} = 0,125$$

Se interpola:

$$e = 0,31$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,41$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \frac{1706,48}{2} + 1,41 \cdot 3891,1 \right) = 5970,13 \text{ N}$$

4ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1835,36}{31000} = 0,06$$

Se interpola:

$$e = 0,262$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,68$$

$$F_{e4} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \frac{756,82}{2} + 1,68 \cdot 1835,36 \right) = 3507,224 \text{ N}$$

5ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3572,99}{31000} = 0,11$$

Se interpola:

$$e = 0,3$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,45$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \frac{5689,06}{2} + 1,45 \cdot 3572,99 \right) = 6773,77 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1835,36}{31000} = 0,06$$

$$e = 0,262$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,68$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot \left(0,56 \cdot 1 \cdot \frac{8668,62}{2} + 1,68 \cdot 1835,36 \right) = 5510,61 N$$

Se calcula la carga equivalente en función del tiempo de cada marcha:

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{8174,02^3 \cdot \frac{6}{100} + 6322,50^3 \cdot \frac{10}{100} + 5970,13^3 \cdot \frac{28}{100} + 3507,224^3 \cdot \frac{29}{100} + 6773,77^3 \cdot \frac{25}{100} + 5510,61^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 5955,06 N$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 5955,06 \cdot 634,21^{1/3} = 51163,94 N$$

$$51163,94 N < 55000 N$$

El rodamiento elegido será apropiado ya que su capacidad de carga es ligeramente superior a la capacidad de carga mínima calculada. Además, se debe tener en cuenta que durante el cálculo estas cargas han sido mayoradas mediante un factor de aplicación, asegurando así la fiabilidad del rodamiento.

Rodamiento de rodillos cilíndricos

La situación de este rodamiento al no soportar carga axial será la de la primera columna de la tabla, por tanto, X será 1 e Y será 0.

$$F_e = (F \cdot A) \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$F_{e1} = (1,2) \cdot \left(1 \cdot 1 \cdot \frac{6440,09}{2} + 0 \right) = 3864,05 N$$

$$F_{e2} = (1,2) \cdot \left(1 \cdot 1 \cdot \frac{2964,97}{2} + 0 \right) = 1778,98 N$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot \left(1 \cdot 1 \cdot \frac{1706,48}{2} + 0 \right) = 1023,88 N$$

$$F_{e4} = (1,2) \cdot \left(1 \cdot 1 \cdot \frac{756,82}{2} + 0 \right) = 454,092 N$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot \left(1 \cdot 1 \cdot \frac{5689,06}{2} + 0 \right) = 3413,43 N$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot \left(1 \cdot 1 \cdot \frac{8668,62}{2} + 0 \right) = 5201,17 N$$

$$Fe = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{3864,05^3 \cdot \frac{6}{100} + 1778,98^3 \cdot \frac{10}{100} + 1023,88^3 \cdot \frac{28}{100} + 454,092^3 \cdot \frac{29}{100} + 3413,43^3 \cdot \frac{25}{100} + 5201,17^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 2563,72 \text{ N}$$

$$C = Fe \cdot L_{10}^{1/a} = 2563,72 \cdot 634,21^{3/10} = 17762,23 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
d	D	B	C	C ₀	P _u			
mm			kN		kN	r/min		
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECPH
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	N 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ N 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	NUP 207 ECM

Imagen 35. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF 1007 ECP → $\begin{cases} C = 55,3 \text{ KN} \\ C_0 = 31 \text{ KN} \end{cases}$

Para un diámetro 35 mm que tendrá el eje todos los rodamientos tienen una capacidad de carga muy superior a la necesaria, por tanto, se elige el rodamiento con la menor capacidad de carga posible

4.12.3 Eje secundario

Este eje al igual que el intermedio soportara tanto carga axial como radial. Por esa razón el tipo de rodamientos que se montarán en el serán los mismos tipos, uno de rodillos que soporta carga radial y uno de bolas que soporta tanto carga axial como radial. Cabe decir que la diferencia respecto a los cálculos del eje intermedio es que sobre este eje no habrá cargas cuando se engrane la cuarta marcha o directa y que en este caso el eje girara a diferentes rpm en función de la marcha.

Marcha	Rodamiento de bolas		Rodamiento de rodillos	% horas (q)
	Carga radial	Carga axial	Carga radial	
1	3274,58 N	5288,73 N	5823,56 N	6%
2	2125,97 N	2060,63 N	5965,88 N	10%
3	2060,42 N	852,12 N	5846,38 N	28%
4	-	-	-	-
5	2386,03 N	4561,67 N	818,18 N	25%
M.A.	7954,45 N	-	4545,4 N	2%

Tabla 18. Cargas sobre los rodamientos del eje secundario

4.12.3.1 Apoyo F – Rodamiento de rodillos cilíndricos

$$F_e = (F \cdot A) \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$F_{e1} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 5823,56 + 0) = 6988,27 \text{ N}$$

$$F_{e2} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 5965,88 + 0) = 7159,05 \text{ N}$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 5846,38 + 0) = 7015,65 \text{ N}$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 818,18 + 0) = 981,81 \text{ N}$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 4545,4 + 0) = 5454,48 \text{ N}$$

$$F_e = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{6988,27^3 \cdot \frac{6}{100} + 7159,05^3 \cdot \frac{10}{100} + 7015,65^3 \cdot \frac{28}{100} + 981,81^3 \cdot \frac{25}{100} + 5454,48^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 5416,31 \text{ N}$$

Una vez obtenida la fuerza equivalente se deberá calcular la vida de cada marcha, esto se debe a que cada marcha el eje girará a unos rpm diferentes y durante un tiempo diferente a lo largo de su vida

$$L = t \cdot n'$$

$$n' = \frac{4200}{r}$$

t: tiempo de uso de la marcha (min)

n': velocidad angular del eje (rpm)

r: relación de transmisión de total de la caja

$$L_1 = 300 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{4200 \text{ rpm}}{3,866} = 19,55 \text{ millones de rev.}$$

$$L_2 = 500 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{4200 \text{ rpm}}{2,19} = 57,53 \text{ millones de rev.}$$

$$L_3 = 1400 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{4200 \text{ rpm}}{1,36} = 259,41 \text{ millones de rev.}$$

$$L_5 = 1250 h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 h} \cdot \frac{4200 \text{ rpm}}{0,8} = 393,75 \text{ millones de rev.}$$

$$L_{MA} = 100 h \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 h} \cdot \frac{4200 \text{ rpm}}{3,57} = 7,05 \text{ millones de rev.}$$

$$L_1 + L_2 + L_3 + L_5 + L_{MA} = 19,55 + 57,53 + 259,41 + 393,75 + 7,05 \\ = 737,29 \text{ millones de rev.}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1,483}} = \frac{737,29}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,483}} \\ = 742,22 \text{ millones de rev.}$$

$$C = Fe \cdot L_{10}^{1/a} = 5416,31 \cdot 742,22^{3/10} = 39342,62 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECPH
35	62	14	35.8	38	4.55	13000	13000	▶ NU 1007 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	N 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ N 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	NUP 207 ECM
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECP
35	72	17	56	48	6.1	11000	12000	▶ NUP 207 ECJ

Imagen 36. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF N 207 ECP → $\begin{cases} C = 56 \text{ KN} \\ C_0 = 48 \text{ KN} \end{cases}$

Se utilizará el mismo rodamiento que el empleado en el eje primario.

4.12.3.2 Apoyo G – Rodamiento de bolas rígidas

Se utiliza un rodamiento de bolas para que sea capaz de soportar carga axial y radial. El método de cálculo será igual al empleado en el apoyo E del eje intermedio. Primero se selecciona un rodamiento y después se procede a su comprobación.

Los valores que se utilizarán serán X=0,56 e Y=1,63 (e=0,27). V=1 ya que el giro será en el aro interior del rodamiento.

Cálculo del rodamiento.

1ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{5288,73}{1 \cdot 3274,58} = 1,61$$

$$1,61 > e = 0,27$$

$$F_{e1} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 3274,58 + 1,63 \cdot 5288,73) = 12543,25 \text{ N}$$

2ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2060,63}{1 \cdot 2125,97} = 0,96$$

$$0,96 > e = 0,27$$

$$F_{e2} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2125,97 + 1,63 \cdot 2060,63) = 5459,24 \text{ N}$$

3ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{852,12}{1 \cdot 2060,42} = 0,41$$

$$0,41 > e = 0,27$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2060,42 + 1,63 \cdot 852,12) = 3051,34 \text{ N}$$

5ª marcha

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{4561,67}{1 \cdot 2386,03} = 1,91$$

$$1,91 > e = 0,27$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2386,03 + 1,63 \cdot 4561,67) = 10526,05 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 7954,45} = 0$$

$$0 < e = 0,27 \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 7954,45 + 0 \cdot 1835,36) = 9545,34 \text{ N}$$

Se calcula la carga equivalente en función del tiempo de cada marcha:

$$Fe = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{12543,25^3 \cdot \frac{6}{100} + 5459,24^3 \cdot \frac{10}{100} + 3051,34^3 \cdot \frac{28}{100} + 10526,05^3 \cdot \frac{25}{100} + 9545,34^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 7672,12 \text{ N}$$

$$C = Fe \cdot L_{10}^{1/a} = 7672,12 \cdot 742,22^{1/3} = 69463,97 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Capacidades de carga de fatiga	Velocidades nominales		Designación	Designaciones
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite	Bearing	Anillo elástico
d	D	B	C	C ₀	P _u				
mm			kN		kN	r/min			
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 N	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407	
35	100	25	55.3	31	1.29	16000	10000	6407 NR	SP 100
35	80	31	50.7	38	1.63	14000	7500	4307 ATN9	

Imagen 37. Rodamiento de bolas elegido del catálogo SKF

Rodamiento de bolas rígidas SKF 6407 N → $\begin{cases} C = 55,3 \text{ KN} \\ C_0 = 31 \text{ KN} \end{cases}$

El rodamiento que se empleará será el mismo que el que forma el conjunto de rodamiento de bolas y de rodillos en el eje primario.

Una vez elegido el rodamiento se comprueba si este es adecuado. Con el valor C₀ correspondiente a este rodamiento se obtienen, interpolando si es necesario, los nuevos valores de "e" y de X e Y.

Comprobación del rodamiento

1ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{5288,73}{31000} = 0,17$$

Se interpola:

e = 0,34
X = 0,56
Y = 1,31

$$F_{e1} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 3274,58 + 1,31 \cdot 5288,73) = 8762 \text{ N}$$

2ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2060,63}{31000} = 0,066$$

$$e = 0,267$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,65$$

$$F_{e2} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2125,97 + 1,65 \cdot 2060,63) = 4590,03 \text{ N}$$

3ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{852,12}{31000} = 0,028$$

Se interpola:

$$e = 0,22$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,99$$

$$F_{e3} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2060,42 + 1,99 \cdot 852,12) = 2849,55 \text{ N}$$

5ª marcha

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{4561,67}{31000} = 0,147$$

Se interpola:

$$e = 0,325$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,36$$

$$F_{e5} = (1,2) \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2386,03 + 1,36 \cdot 4561,67) = 7540,48 \text{ N}$$

Marcha atrás

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{31000} = 0$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 7954,45} = 0$$

$$\begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

$$F_{eMA} = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 7954,45 + 0 \cdot 1835,36) = 9545,34$$

Se calcula la carga equivalente en función del tiempo de cada marcha:

$$Fe = \sqrt[3]{F_{e1}^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_{e2}^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_{e3}^3 \cdot \frac{q_3}{100} + F_{e4}^3 \cdot \frac{q_4}{100} + F_{e5}^3 \cdot \frac{q_5}{100} + F_{eMA}^3 \cdot \frac{q_{MA}}{100}} \rightarrow$$

$$\sqrt[3]{8762^3 \cdot \frac{6}{100} + 4590,03^3 \cdot \frac{10}{100} + 2849,55^3 \cdot \frac{28}{100} + 0^3 \cdot \frac{29}{100} + 7540,48^3 \cdot \frac{25}{100} + 9545,34^3 \cdot \frac{2}{100}}$$

$$= 5657,58 N$$

$$C = Fe \cdot L_{10}^{1/a} = 5657,58 \cdot 634,21^{1/3} = 48608,15 N$$

$$48608,15 N < 55000 N$$

El rodamiento elegido será apropiado ya que su capacidad de carga es superior a la capacidad de carga mínima calculada. Además, se debe tener en cuenta que durante el cálculo estas cargas han sido mayoradas mediante un factor de aplicación, asegurando así la fiabilidad del rodamiento.

4.12.4 Ruedas locas del eje secundario

Debido a que los engranajes que se encuentran sobre el eje secundario giran locos, estos necesitarán ir apoyados sobre unos rodamientos que les permite dicho giro. Para esta labor se utilizan rodamientos de aguja por su buena capacidad de carga y pequeño espacio radial, sin embargo, no son capaces de soportar carga axial. Estos rodamientos deberán ser capaces de soportar la carga axial que se genere en cada marcha.

N.º marcha	Fuerza Radial (F _r)	Fuerza Tangencial (U)
1ª	3988,75 N	10577,47 N
2ª	2849,01 N	7555,64 N
3ª	2393,72 N	6248,94 N
5ª	2023,31 N	5281,94 N
MA	4275,205 N	11746,03 N

Tabla 19. Cargas sobre los rodamientos de las ruedas locas del eje secundario

Se obtiene la fuerza total ejercida sobre el engranaje:

$$F_{r\ tot} = \sqrt{F_r^2 + U^2}$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Como ya se hay mencionado estos rodamientos no trabajan con carga axial, por lo que se trata de la primera situación de la tabla 17. Por tanto, X=1 e Y=0. Cabe recordar que como es el anillo interior el que gira V=1.

1ª marcha

$$F_{r\ tot} = \sqrt{F_r^2 + U^2} = \sqrt{3988,75^2 + 10577,47^2} = 11304,55\ N$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 11304,55 + 0 = 11304,55\ N$$

$$L_1 = 19,55\ \text{millones de rev.}$$

$$L_{10} = \frac{19,55}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 19,68\ \text{millones de rev.}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 11304,55 \cdot 19,68^{3/10} = 27635,08\ N$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga limite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	E _w	U	dinámica	estática	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN	C ₀	kN	r/min		
◆	◆	◆	▼	◆	◆	◆	◆	◆
35	45	30	50.1	80	10	11000	12000	K 35x45x30
35	42	30	37.4	68	8.5	11000	13000	K 35x42x30
35	45	20	35.2	50	6.2	11000	12000	K 35x45x20
35	42	20	29.2	50	6	11000	13000	K 35x42x20
35	40	25	28.1	60	7.35	12000	13000	K 35x40x25
35	42	18	26.4	44	5.3	11000	13000	K 35x42x18
35	40	27	23.8	49	6	12000	13000	K 35x40x27 TN
35	42	16	23.3	37.5	4.5	11000	13000	K 35x42x16
35	40	17	19.8	39	4.65	12000	13000	K 35x40x17
35	40	13	15.4	28	3.25	12000	13000	K 35x40x13

Imagen 38. Rodamiento de aguja elegido del catálogo SKF

$$\text{Rodamiento de agujas SKF Kx35x40x25} \rightarrow \begin{cases} C = 28,1\ \text{KN} \\ C_0 = 60\ \text{KN} \end{cases}$$

2ª marcha

$$F_{r\ tot} = \sqrt{F_r^2 + U^2} = \sqrt{2849,01^2 + 7555,64^2} = 8074,93\ N$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 8074,93 + 0 = 8074,93\ N$$

$$L_2 = 57,53\ \text{millones de rev.}$$

$$L_{10} = \frac{57,53}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 57,91\ \text{millones de rev.}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 8074,93 \cdot 57,91^{3/10} = 27287,56\ N$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	E _w	U	dinámica	estática	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
35	45	30	50.1	80	10	11000	12000	K 35x45x30
35	42	30	37.4	68	8.5	11000	13000	K 35x42x30
35	45	20	35.2	50	6.2	11000	12000	K 35x45x20
35	42	20	29.2	50	6	11000	13000	K 35x42x20
35	40	25	28.1	60	7.35	12000	13000	K 35x40x25
35	42	18	26.4	44	5.3	11000	13000	K 35x42x18
35	40	27	23.8	49	6	12000	13000	K 35x40x27 TN
35	42	16	23.3	37.5	4.5	11000	13000	K 35x42x16
35	40	17	19.8	39	4.65	12000	13000	K 35x40x17
35	40	13	15.4	28	3.25	12000	13000	K 35x40x13

Imagen 39. Rodamiento de aguja elegido del catálogo SKF

$$\text{Rodamiento de agujas SKF Kx35x40x25} \rightarrow \begin{cases} C = 28,1 \text{ KN} \\ C_0 = 60 \text{ KN} \end{cases}$$

3ª marcha

$$F_{r \text{ tot}} = \sqrt{F_r^2 + U^2} = \sqrt{2393,72^2 + 6248,94^2} = 6691,72 \text{ N}$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 6691,72 + 0 = 6691,72 \text{ N}$$

$$L_3 = 259,41 \text{ millones de rev.}$$

$$L_{10} = \frac{259,41}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1,483}} = 261,14 \text{ millones de rev.}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 6691,72 \cdot 261,14^{3/10} = 35530,66 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	E _w	U	dinámica	estática	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
35	45	30	50.1	80	10	11000	12000	K 35x45x30
35	42	30	37.4	68	8.5	11000	13000	K 35x42x30
35	45	20	35.2	50	6.2	11000	12000	K 35x45x20
35	42	20	29.2	50	6	11000	13000	K 35x42x20
35	40	25	28.1	60	7.35	12000	13000	K 35x40x25
35	42	18	26.4	44	5.3	11000	13000	K 35x42x18
35	40	27	23.8	49	6	12000	13000	K 35x40x27 TN
35	42	16	23.3	37.5	4.5	11000	13000	K 35x42x16
35	40	17	19.8	39	4.65	12000	13000	K 35x40x17
35	40	13	15.4	28	3.25	12000	13000	K 35x40x13

Imagen 40. Rodamiento de aguja elegido del catálogo SKF

$$\text{Rodamiento de agujas SKF Kx35x42x30} \rightarrow \begin{cases} C = 37,4 \text{ KN} \\ C_0 = 68 \text{ KN} \end{cases}$$

5ª marcha

$$F_{r\ tot} = \sqrt{F_r^2 + U^2} = \sqrt{2023,31^2 + 5281,94^2} = 5656,2\ N$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 5656,2 + 0 = 5656,2\ N$$

$$L_5 = 393,75\ \text{millones de rev.}$$

$$L_{10} = \frac{393,75}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 396,38\ \text{millones de rev.}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 5656,2 \cdot 396,38^{3/10} = 34037,54\ N$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga limite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	E _w	U	dinámica	estática	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN	C ₀	kN	r/min		
♠	♠	♠	▼	♠	♠	♠	♠	♠
35	45	30	50.1	80	10	11000	12000	K 35x45x30
35	42	30	37.4	68	8.5	11000	13000	K 35x42x30
35	45	20	35.2	50	6.2	11000	12000	K 35x45x20
35	42	20	29.2	50	6	11000	13000	K 35x42x20
35	40	25	28.1	60	7.35	12000	13000	K 35x40x25
35	42	18	26.4	44	5.3	11000	13000	K 35x42x18
35	40	27	23.8	49	6	12000	13000	K 35x40x27 TN
35	42	16	23.3	37.5	4.5	11000	13000	K 35x42x16
35	40	17	19.8	39	4.65	12000	13000	K 35x40x17
35	40	13	15.4	28	3.25	12000	13000	K 35x40x13

Imagen 41. Rodamiento de aguja elegido del catálogo SKF

$$\text{Rodamiento de agujas SKF Kx35x42x30} \rightarrow \begin{cases} C = 37,4\ \text{KN} \\ C_0 = 68\ \text{KN} \end{cases}$$

Marcha atrás

$$F_{r\ tot} = \sqrt{F_r^2 + U^2} = \sqrt{4275,205^2 + 11746,03^2} = 12499,86\ N$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 12499,86 + 0 = 12499,86\ N$$

$$L_{MA} = 7,05\ \text{millones de rev.}$$

$$L_{10} = \frac{7,05}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 7,09\ \text{millones de rev.}$$

$$C = F_e \cdot L_{10}^{1/a} = 12499,86 \cdot 7,09^{3/10} = 22502,53\ N$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F_w	E_w	U	dinámica	estática	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
♠	♠	♠	♠	♠	♠	♠	♠	♠
35	45	30	50.1	80	10	11000	12000	K 35x45x30
35	42	30	37.4	68	8.5	11000	13000	K 35x42x30
35	45	20	35.2	50	6.2	11000	12000	K 35x45x20
35	42	20	29.2	50	6	11000	13000	K 35x42x20
35	40	25	28.1	60	7.35	12000	13000	K 35x40x25
35	42	18	26.4	44	5.3	11000	13000	K 35x42x18
35	40	27	23.8	49	6	12000	13000	K 35x40x27 TN
35	42	16	23.3	37.5	4.5	11000	13000	K 35x42x16
35	40	17	19.8	39	4.65	12000	13000	K 35x40x17
35	40	13	15.4	28	3.25	12000	13000	K 35x40x13

Imagen 42. Rodamiento de aguja elegido del catálogo SKF

$$\text{Rodamiento de agujas SKF Kx35x40x25} \rightarrow \begin{cases} C = 28,1 \text{ KN} \\ C_0 = 60 \text{ KN} \end{cases}$$

4.12.5 Eje del piñón loco de la marcha atrás

Este eje soporta solo un engranaje de dientes rectos. Esto conlleva que no se provocan cargas axiales y por lo tanto se utilizaran un rodamiento de rodillos cilíndricos en ambos apoyos.

Apoyo H	Apoyo I
Rodamiento de rodillos	Rodamiento de rodillos
Carga radial	Carga radial
11746,03 N	11746,03 N

Tabla 20. Cargas sobre los rodamientos del eje del piñón loco de la marcha atrás

$$F_e = (F \cdot A) \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$F_e = (1,2) \cdot (1 \cdot 1 \cdot 11746,03 + 0) = 14095,23 \text{ N}$$

La vida de estos rodamientos depende solamente del tiempo de uso de la marcha atrás. Anteriormente se ha establecido que aproximadamente la marcha atrás se utiliza 100 horas. También se debe tener en cuenta que la toma constante que transmite el giro del eje primario al intermediario es 2:1. Por tanto la velocidad angular que llegará a este será de exactamente la mitad, y al mismo tiempo el engranaje de la marcha atrás acoplado en este eje transmitirá con una relación unitaria (1:1) al piñón loco.

$$L = 100 \text{ horas} \cdot 2100 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 12,60 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1,483}} = \frac{12,6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,9} \right) \right]^{1,483}} = 12,68 \text{ mill de rev}$$

$$C = Fe \cdot L_{10}^{1/a} = 14095,23 \cdot 12,68^{3/10} = 30200,06 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga limite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
♠	♠	♠	▼	♠	♠	♠	♠	♠
20	52	21	47.5	38	4.8	15000	18000	▶ NU 2304 ECP
20	52	21	47.5	38	4.8	15000	18000	▶ NJ 2304 ECP
20	52	21	47.5	38	4.8	15000	18000	▶ NUP 2304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ N 304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ NUP 304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ NU 304 ECP
20	52	15	35.5	26	3.25	15000	18000	▶ NJ 304 ECP
20	47	18	34.5	27.5	3.45	17000	19000	▶ NU 2204 ECP
20	47	18	34.5	27.5	3.45	17000	19000	▶ NJ 2204 ECP
20	47	14	28.5	22	2.75	17000	24000	▶ NUP 204 ECPHA

Imagen 43. Rodamiento de rodillos elegido del catálogo SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos SKF NJ 2204 ECP → $\begin{cases} C = 34,5 \text{ KN} \\ C_0 = 27,5 \text{ KN} \end{cases}$

4.13 CALCULO DE LOS SINCRONIZADORES

Los sincronizadores son los elementos encargados de unir el eje secundario y los engranajes montados en este para que ambos giren solidariamente. Estos están unidos al eje mediante un estriado y habrá uno por cada par de engranajes. Para su cálculo se utiliza la norma DIN 5480 para los estriados.

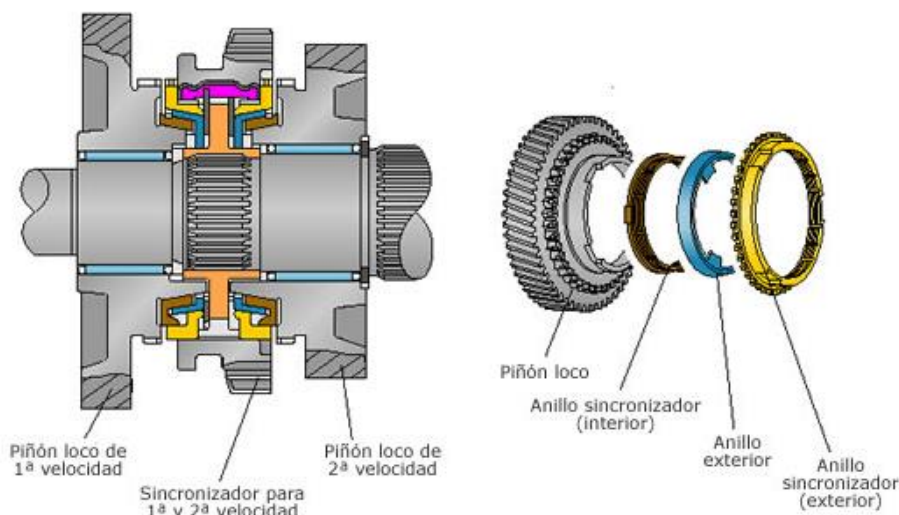


Imagen 44. vistas de un sincronizador

4.13.1 Longitud del estriado

Para que el estriado encargado de unir el eje con los sincronizadores sea capaz de aguantar el par y las fuerzas que se deben transmitir a las ruedas, este deberá tener una longitud mínima. Esta longitud se calcula en función del diámetro del eje en la posición donde se encuentran los engranajes. Dado que el diámetro será siempre 30 milímetros para todas las ruedas dentadas y un módulo de 1,5 mm y un factor de soporte $k=1,15$, se utiliza la tabla 21 de la norma DIN 5480 para obtener el número de dientes del estriado.

d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
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								
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	6			
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	7			
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	8			
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						
32	62	52	41	38	30	24	20	17	14	11	9	6		

Tabla 21. tabla para obtener el número de dientes de un nervado según el módulo según la DIN 5480

Se obtiene que el estriado deberá tener 18 dientes.

Una vez obtenidos todos los datos previos se obtiene la longitud mediante las siguientes formulas:

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje}}$$

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot z \cdot P}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2)$$

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m$$

L_t : longitud del estriado (mm)
 F_u : fuerza tangencial en el eje (N)
 k : factor de soporte
 h : altura portante de los nervios (mm)
 P : presión que soporta la chaveta (100 N/mm²)
 z : número de dientes
 T_{max} : torsor que soporta el eje (Nm)
 r_{eje} : radio del eje (mm)
 d_1 : diámetro exterior (mm)
 d_2 : diámetro interior (mm)

4.13.1.1 Sincronizador directa y 3ª marcha

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m = 30 - 2 \cdot 1,5 = 27 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2) = 0,5 \cdot (30 - 27) = 1,5 \text{ mm}$$

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje}} = \frac{251582,34 \text{ Nmm}}{15} = 16772,156 \text{ N}$$

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot z \cdot P} = 1,15 \cdot \frac{16772,156 \text{ N}}{1,5 \text{ mm} \cdot 18 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 7,14 \text{ mm}$$

4.13.1.2 Sincronizador 2º y 1ª marcha

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m = 30 - 2 \cdot 1,5 = 27 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2) = 0,5 \cdot (30 - 27) = 1,5 \text{ mm}$$

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje}} = \frac{715988,94 \text{ Nmm}}{15} = 47732,59 \text{ N}$$

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot z \cdot P} = 1,15 \cdot \frac{47732,59 \text{ N}}{1,5 \text{ mm} \cdot 18 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 20,33 \text{ mm}$$

4.13.1.3 Sincronizador 5º y marcha atrás

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m = 30 - 2 \cdot 1,5 = 27 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 \cdot (d_1 - d_2) = 0,5 \cdot (30 - 27) = 1,5 \text{ mm}$$

$$F_u = \frac{T_{max}}{r_{eje}} = \frac{660719,81 \text{ Nmm}}{15} = 44047,98 \text{ N}$$

$$L_t = k \cdot \frac{F_u}{h \cdot z \cdot P} = 1,15 \cdot \frac{44047,98 \text{ N}}{1,5 \text{ mm} \cdot 18 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 18,76 \text{ mm}$$

4.13.2 Capacidad de rozamiento de los sincronizadores

Debido a su forma y funcionamiento, los sincronizadores se calculan mediante el mismo método que los embragues cónicos. Su conicidad logra que estos se unan de forma solidaria al engranaje. Como los embragues cónicos no poseen un dentado como los sincronizadores, a la hora de realizar el cálculo se supone que este dentado no existe. Por tanto, se comprueba que la conicidad de estos es suficiente para transmitir el par requerido.

$$F = 2 \cdot \pi \cdot p_{max} \cdot r \cdot (R - r)$$

$$T_{roz} = \mu \cdot \frac{F}{2} \cdot (R + r) \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$$

$$R = 1,2 \cdot r$$

F: fuerza aplicada (N)

p_{max} : presión máxima (85 N/mm²)

r: diámetro interior (mm)

R: diámetro exterior (mm)

T_{roz} : capacidad de rozamiento del sincronizador (N/mm)

μ : coeficiente de rozamiento (0,4)

α : ángulo de la conicidad del sincronizador (12°)

Dado que todos los sincronizadores irán sobre puntos del eje con un mismo diámetro de 30 milímetros, los cálculos que van a ser realizados serán válidos para todos los sincronizadores. Por ello, los estos deberán tener una capacidad de rozamiento superior al mayor de los pares que se pueda llegar a transmitir.

$$R = 1,2 \cdot r \rightarrow \frac{R}{1,2} = \frac{30 \text{ mm}}{1,2} = 25 \text{ mm}$$

$$F = 2 \cdot \pi \cdot p_{max} \cdot r \cdot (R - r) = 2 \cdot \pi \cdot 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 25 \text{ mm} \cdot (30 \text{ mm} - 25 \text{ mm}) \\ = 66768,84 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \mu \cdot \frac{F}{2} \cdot (R + r) \cdot \frac{1}{\sin \alpha} = 0,4 \cdot \frac{66768,84 \text{ N}}{2} \cdot (30 \text{ mm} + 25 \text{ mm}) \cdot \frac{1}{\sin 12^\circ} \\ = 3532544,212 \text{ Nmm}$$

$$T_{roz} > T_{max} \rightarrow 3532544,212 \text{ Nmm} > 251582,34 \text{ Nmm} \quad \text{OK}$$

4.14 3CALCULO DE LAS CHAVETAS

Para el cálculo de las chavetas se seguirá la norma DIN 6885, ya que mediante esta norma se establecerá una longitud, altura y base para la chaveta según el diámetro del eje. Los cálculos por realizar serán necesarios para comprobar que las chavetas son capaces de soportar los esfuerzos de aplastamiento y cortadura.

Las chavetas deberán ser de un material con peores propiedades mecánica que los empleados para los ejes y engranajes, de este modo, en caso de fallo mecánico ser la chaveta la que rompa. Por ello también se utilizará un coeficiente de seguridad bajo. El material seleccionado será un acero sin tratar C45 con un límite de fluencia de entre 60 y 80 kg/mm² (Se supondrá el caso menos favorable con 60 kg/mm² = 588 N/mm²).

Las fórmulas que se emplearán para realizar dichas comprobaciones serán las siguientes.

Para calcular la longitud de la chaveta para no darse el fallo a cortante.

$$\tau = \frac{T/R}{w \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS}$$

τ : tensión cortante (N/mm²)

T: par máximo en el eje (N·mm)

R: radio del eje (mm)

w: ancho de la chaveta (mm)

L: longitud de la chaveta

τ_{yp} : tensión cortante de fluencia del material (N/mm²)

CS: coeficiente de seguridad (2)

Para calcular la longitud de la chaveta para no darse el fallo a aplastamiento.

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

σ : tensión normal (N/mm²)

h: altura de la chaveta (mm)

L: longitud de la chaveta

σ_{yp} : tensión cortante de fluencia del material (N/mm²)

Se deberá tener en cuenta que la longitud de la chaveta no podrá sobrepasar la longitud del elemento y que tampoco supere 1,5 veces el diámetro del eje para evitar deformaciones provocadas por la torsión.

DIN 6885

Descripción	b h9	h	l	Para eje-Ø de...a	△△
DIN 6885-5-5-8-A	5	5	8	12...17	2
DIN 6885-5-5-10-A	5	5	10	12...17	2
DIN 6885-5-5-12-A	5	5	12	12...17	2
DIN 6885-5-5-14-A	5	5	14	12...17	2
DIN 6885-5-5-16-A	5	5	16	12...17	3
DIN 6885-5-5-18-A	5	5	18	12...17	4
DIN 6885-5-5-20-A	5	5	20	12...17	4
DIN 6885-5-5-22-A	5	5	22	12...17	4
DIN 6885-5-5-25-A	5	5	25	12...17	5
DIN 6885-5-5-28-A	5	5	28	12...17	5
DIN 6885-5-5-32-A	5	5	32	12...17	6
DIN 6885-5-5-36-A	5	5	36	12...17	7
DIN 6885-5-5-40-A	5	5	40	12...17	7
DIN 6885-5-5-45-A	5	5	45	12...17	8
DIN 6885-5-5-50-A	5	5	50	12...17	9
DIN 6885-6-6-12-A	6	6	12	17...22	3
DIN 6885-6-6-14-A	6	6	14	17...22	3
DIN 6885-6-6-16-A	6	6	16	17...22	4
DIN 6885-6-6-18-A	6	6	18	17...22	5
DIN 6885-6-6-20-A	6	6	20	17...22	5
DIN 6885-6-6-22-A	6	6	22	17...22	6
DIN 6885-6-6-25-A	6	6	25	17...22	6
DIN 6885-6-6-28-A	6	6	28	17...22	7
DIN 6885-6-6-32-A	6	6	32	17...22	8
DIN 6885-6-6-36-A	6	6	36	17...22	10
DIN 6885-6-6-40-A	6	6	40	17...22	10
DIN 6885-6-6-45-A	6	6	45	17...22	13
DIN 6885-6-6-50-A	6	6	50	17...22	14
DIN 6885-6-6-56-A	6	6	56	17...22	15
DIN 6885-6-6-63-A	6	6	63	17...22	17
DIN 6885-8-7-12-A	8	7	12	22...30	4
DIN 6885-8-7-14-A	8	7	14	22...30	6
DIN 6885-8-7-16-A	8	7	16	22...30	6
DIN 6885-8-7-18-A	8	7	18	22...30	7
DIN 6885-8-7-20-A	8	7	20	22...30	8
DIN 6885-8-7-22-A	8	7	22	22...30	9
DIN 6885-8-7-25-A	8	7	25	22...30	10
DIN 6885-8-7-28-A	8	7	28	22...30	11
DIN 6885-8-7-32-A	8	7	32	22...30	13
DIN 6885-8-7-36-A	8	7	36	22...30	15
DIN 6885-8-7-40-A	8	7	40	22...30	18

DIN 6885

Descripción	b h9	h	l	Para eje-Ø de...a	△△
DIN 6885-8-7-45-A	8	7	45	22...30	18
DIN 6885-8-7-50-A	8	7	50	22...30	21
DIN 6885-8-7-56-A	8	7	56	22...30	23
DIN 6885-8-7-63-A	8	7	63	22...30	27
DIN 6885-8-7-70-A	8	7	70	22...30	29
DIN 6885-8-7-80-A	8	7	80	22...30	34
DIN 6885-8-7-90-A	8	7	90	22...30	38
DIN 6885-10-8-16-A	10	8	16	30...38	10
DIN 6885-10-8-18-A	10	8	18	30...38	11
DIN 6885-10-8-20-A	10	8	20	30...38	13
DIN 6885-10-8-22-A	10	8	22	30...38	14
DIN 6885-10-8-25-A	10	8	25	30...38	16
DIN 6885-10-8-28-A	10	8	28	30...38	16
DIN 6885-10-8-32-A	10	8	32	30...38	18
DIN 6885-10-8-36-A	10	8	36	30...38	21
DIN 6885-10-8-40-A	10	8	40	30...38	23
DIN 6885-10-8-45-A	10	8	45	30...38	28
DIN 6885-10-8-50-A	10	8	50	30...38	29
DIN 6885-10-8-56-A	10	8	56	30...38	33
DIN 6885-10-8-63-A	10	8	63	30...38	37
DIN 6885-10-8-70-A	10	8	70	30...38	42
DIN 6885-10-8-80-A	10	8	80	30...38	50
DIN 6885-10-8-90-A	10	8	90	30...38	54
DIN 6885-10-8-100-A	10	8	100	30...38	61
DIN 6885-10-8-110-A	10	8	110	30...38	67
DIN 6885-12-8-20-A	12	8	20	38...44	15
DIN 6885-12-8-25-A	12	8	25	38...44	16
DIN 6885-12-8-28-A	12	8	28	38...44	19
DIN 6885-12-8-32-A	12	8	32	38...44	21
DIN 6885-12-8-36-A	12	8	36	38...44	27
DIN 6885-12-8-40-A	12	8	40	38...44	27
DIN 6885-12-8-45-A	12	8	45	38...44	31
DIN 6885-12-8-50-A	12	8	50	38...44	35
DIN 6885-12-8-56-A	12	8	56	38...44	39
DIN 6885-12-8-63-A	12	8	63	38...44	45
DIN 6885-12-8-70-A	12	8	70	38...44	50
DIN 6885-12-8-80-A	12	8	80	38...44	60
DIN 6885-12-8-90-A	12	8	90	38...44	68
DIN 6885-12-8-100-A	12	8	100	38...44	75
DIN 6885-12-8-125-A	12	8	125	38...44	94

Tabla 22. Catalogo comercial de chavetas de acero de ELESA y GANTER

4.14.1 Eje primario

En este eje se utilizará una única chaveta que será la encargada de transmitir el giro del eje a la toma constante. El par máximo que se transmitirá en este eje será 185000 N·mm con un diámetro de 20 mm.

4.14.1.1 Fallo a cortante

$$\tau = \frac{T/R}{w \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow L = \frac{T/R}{w \cdot \tau/CS} = \frac{185000 \text{ N} \cdot \text{mm}/10 \text{ mm}}{6 \text{ mm} \cdot \frac{(588 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}/2)}{2}} = 20,97 \text{ mm}$$

4.14.1.2 Fallo a aplastamiento

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow L = \frac{T/R}{\sigma/c_s \cdot h/2} = \frac{185000 \text{ N} \cdot \text{mm}/10 \text{ mm}}{\frac{6 \text{ mm}}{2} \cdot \frac{588 \text{ N/mm}^2}{2}} = 20,97 \text{ mm}$$

Una vez obtenida la longitud mínima para la chaveta se escoge de la tabla 22 la chaveta DIN 6885-6-6-22-A.

DIN 6885-6-6-22-A	h = 6 mm	w = 6 mm	L = 22 mm	∅ = 17 - 22 mm
-------------------	----------	----------	-----------	----------------

4.14.2 Eje intermedio

Sobre este eje irán colocadas 6 chavetas, una para cada engranaje que hay en el eje: para la 1ª, 2ª, 3ª, 5ª marcha; la marcha atrás y para el engranaje de salida de la toma constante. El par máximo que se transmitirá en este eje será 370000 N·mm con un diámetro de 30 mm en todas las zonas en las que se encuentra una rueda.

4.14.2.1 Fallo a cortante

$$\tau = \frac{T/R}{w \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow L = \frac{T/R}{w \cdot \tau/CS} = \frac{370000 \text{ N} \cdot \text{mm}/15 \text{ mm}}{8 \text{ mm} \cdot \frac{(588 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}/2)}{2}} = 20,97 \text{ mm}$$

4.14.2.2 Fallo a aplastamiento

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow L = \frac{T/R}{\sigma/c_s \cdot h/2} = \frac{370000 \text{ N} \cdot \text{mm}/15 \text{ mm}}{\frac{7 \text{ mm}}{2} \cdot \frac{588 \text{ N/mm}^2}{2}} = 23,97 \text{ mm}$$

Una vez obtenida la longitud mínima para la chaveta se escoge de la tabla 22 la chaveta DIN 6885-8-7-25-A.

DIN 6885-8-7-25-A	h = 7 mm	w = 8 mm	L = 25 mm	∅ = 22 - 30 mm
-------------------	----------	----------	-----------	----------------

4.14.3 Eje del piñón loco de la marcha atrás

En este eje habrá una única chaveta la cual unirá el eje con el único piñón que hay sobre él, el piñón loco para la marcha atrás. El par máximo que se transmitirá en este eje será 370000 N·mm con un diámetro de 20 mm.

4.14.3.1 Fallo a cortante

$$\tau = \frac{T/R}{w \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow L = \frac{T/R}{w \cdot \tau/CS} = \frac{370000 \text{ N} \cdot \text{mm}/10 \text{ mm}}{6 \text{ mm} \cdot \frac{(588 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}/2)}{2}} = 41,95 \text{ mm}$$

4.14.3.2 Fallo a aplastamiento

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow L = \frac{T/R}{\sigma/c_s \cdot h/2} = \frac{370000 \text{ N} \cdot \text{mm}/10 \text{ mm}}{\frac{6 \text{ mm}}{2} \cdot \frac{588 \text{ N}/\text{mm}^2}{2}} = 41,95 \text{ mm}$$

Como la longitud obtenida es excesiva se opta por emplear en su lugar dos chavetas de longitud L/2 colocadas a 180° entre sí. Por tanto, la chaveta elegida es la misma que la seleccionada para el eje primario, DIN 6885-6-6-22-A.

DIN 6885-6-6-22-A	h = 6 mm	w = 6 mm	L = 22 mm	∅ = 17 - 22 mm
-------------------	----------	----------	-----------	----------------

4.15 EJE DE TRASMISIÓN

2.4.1 Cálculo y elección del perfil del eje

Al tratarse de un vehículo de tracción trasera y motor en la parte delantera se necesita un eje que transmita el par desde la caja de cambios hasta el diferencial. El encargado de esta tarea es el árbol de transmisión, el cual estará unido a estos dos elementos mediante juntas cardan.

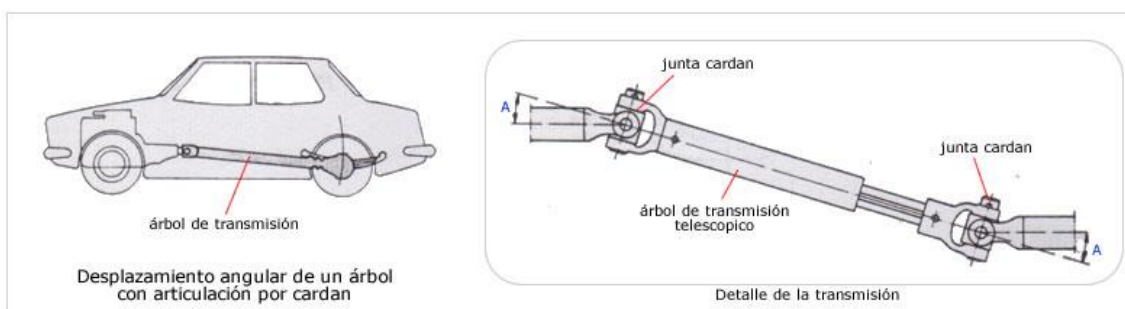


Imagen 45. detalle del eje de transmisión

Para empezar con el dimensionamiento de este eje se calcula el diámetro de este. Para ello será necesario conocer cuál será el par máximo que se llegue a transmitir, en este caso con la 1ª marcha, y la tensión de fluencia del material de este. El material del eje se obtendrá de un catálogo comercial de la casa PROTUBSA. La fórmula para obtener el radio exterior del eje es la siguiente:

$$r_e \geq \sqrt[3]{\frac{T}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \tau_{yp}}}$$

r_e : radio exterior mínimo para el perfil tubular (mm)

T: par de torsión máximo (Nmm)

τ_{yp} : tensión cortante de fluencia del material (N/mm²)

El par máximo se logrará en la primera marcha. Sabiendo que el par máximo que genera el motor es 170 Nmm:

$$T = 170 \text{ Nm} \cdot 3,866 = 657,22 \text{ Nm} = 657220 \text{ Nmm}$$

El material empleado para el eje se obtiene de la siguiente tabla 23 del catálogo de PROTUBSA:

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS

TIPO DE ACERO	Norma	Resistencia Rotura Rm mín. (N/mm ²)				Límite Elástico Rs mín. (N/mm ²)				
		≤ 16	> 16 ≤ 40	> 40 ≤ 65	> 65 ≤ 100	≤ 16	> 16 ≤ 40	> 40 ≤ 65	> 65 ≤ 80	> 80 ≤ 100
E355	EN10297	490	490	490	470	355	345	335	315	295
E470	EN10297	650	600			470	430			
E355K2	EN10297	490	490	470	470	355	345	335	315	295
	Espesores	≤ 16	> 16 ≤ 25	> 25 ≤ 40	> 40 ≤ 50	≤ 16	> 16 ≤ 25	> 25 ≤ 40	> 40 ≤ 50	
E355	EN10294	490	490	470	470	355	345	335	335	
E470	EN10294	650	620	600	550	470	490	430	430	
	Espesores	≤ 3	> 3 ≤ 100	> 100 ≤ 120		≤ 16	> 16 ≤ 40	> 40 ≤ 63	> 63 ≤ 80	> 80 ≤ 120
S355J2H	EN10210	510 ÷ 680	470 ÷ 630	450 ÷ 600		355	345	335	325	295 a 315
	Espesores	≤ 20	> 20 ≤ 40	> 40 ≤ 65	> 65 ≤ 100	≤ 12 ≤ 20	> 20 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 65	> 65 ≤ 100
S355NH	EN10210		hasta 65 mm.	470 ÷ 630		355	345	335	335	
S355NLH	EN10210		hasta 65 mm.	470 ÷ 630		355	345	335	335	
P355N	EN10216	490 ÷ 650	490 ÷ 630	490 ÷ 630	450 ÷ 590	355	345	335	325	305

• Espesores expresados en mm.

Tabla 23. Catálogo de ejes de la marca PROTUBSA

Se empleará un tipo de acero E355 con una tensión de fluencia mínima de $\sigma_{yp}=335 \text{ N/mm}^2$.

$$r_e \geq \sqrt[3]{\frac{T}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \tau_{yp}}} \rightarrow \sqrt[3]{\frac{657220}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \frac{335}{2}}} = 20,65 \text{ mm}$$

Se selecciona un eje con diámetro mayor del catálogo comercial:

Ø Ext.	Esp.	Ø Int.	Kg/Mt.	Tol.Esp.
44,5	2,6	39,3	2,7	± 12,5%
	2,9	38,7	3,0	
	3,2	38,1	3,3	
	3,6	37,3	3,6	
	4,0	36,5	4,0	
	4,5	35,5	4,4	
	5,0	34,5	4,9	
	5,6	33,3	5,4	
	6,3	31,9	5,9	
	7,1	30,3	6,5	
	8,0	28,5	7,2	
	8,8	26,9	7,7	
	10,0	24,5	8,5	
	11,0	22,5	9,1	
12,5	19,5	9,9		

Tabla 24. Diámetros del eje ofrecidos por el catalogo

2.4.2 Comprobación del eje a resistencia

Una vez obtenido un diámetro mínimo para el eje y seleccionado uno comercial se calculará el eje a resistencia mediante el código ASME.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \geq \frac{R}{J} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}$$

Como se trata de un perfil tubular en momento estático se obtiene mediante la siguiente formula:

$$j = \frac{\pi}{2} \cdot (r_e^4 + r_i^4)$$

Los valores de los coeficientes C_m y C_t se obtendrán de la siguiente tabla 25:

	C_m	C_t
EJES FIJOS (NO GIRATORIOS):		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1,5	1,0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

Tabla 25. Coeficientes para el cálculo de ejes

En el caso de los ejes a calcular serán ejes giratorios con una carga aplicada gradualmente (constante), por lo que los valores que se utilizarán $C_m=1,5$ y $C_t=1$

$$j = \frac{\pi}{2} \cdot (r_e^4 + r_i^4) = \frac{\pi}{2} \cdot (22,25^4 - 18,65^4) = 194945,85 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \geq \frac{R}{J} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \rightarrow$$

$$\frac{335}{2 \cdot 1,5} \geq \frac{22,5}{194945,85} \cdot \sqrt{(0)^2 + (1 \cdot 657220)^2} \rightarrow$$

$$111,667 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq 75,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El resultado obtenido demuestra que el eje es válido y aguantará a resistencia.

2.4.3 Comprobación de las vibraciones del eje

El árbol de transmisión deberá de ser capaz de soportar las vibraciones que se generan. Es necesario evitar un exceso de vibraciones en este eje puesto que si este llega a resonancia el eje podría fallar. Por esto se deberá mantener lejos de la zona de riesgo o amplificación dinámica mostrada en la figura 46. En conclusión, la frecuencia de giro debe ser muy inferior a la frecuencia crítica.

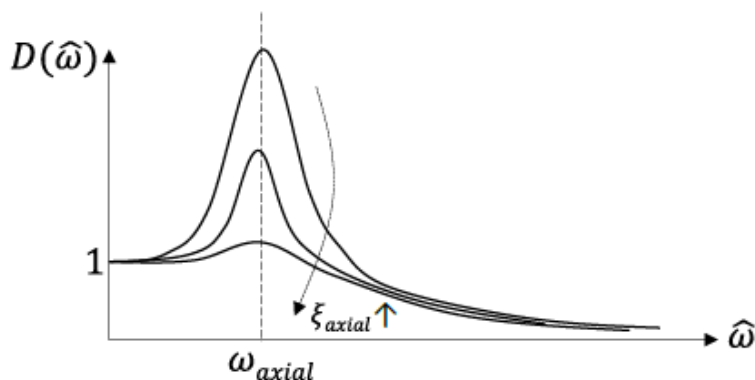


Imagen 46. Diagrama de las vibraciones de un eje

$$f_{crit} \gg f$$

$$f = \frac{w_{max}}{r_5} \cdot \frac{1}{2\pi}$$

$$f_{crit} = \sqrt{\frac{g \cdot w \cdot y}{w \cdot y^2}} \cdot \frac{1}{2\pi}$$

f: frecuencia de giro (Hz)

f_{crit}: frecuencia crítica (Hz)

w_{max}: velocidad de giro máxima del vehículo (rpm)

w: peso del eje (kg)

y: desplazamiento máximo (m)

La fórmula del desplazamiento máximo del eje es la siguiente:

$$y = \frac{5 \cdot w \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$$

La longitud del eje será de 1 metro y el peso de este vendrá especificado en el catálogo comercial (w = 3,6 kg = 35,31 N)

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_e^2 + r_i^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,02225^2 - 0,01865^2) = 9,74 \cdot 10^{-8} m^4$$

El módulo de Young (E) es de 210·10⁹ N/m²

$$y = \frac{5 \cdot w \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} = \frac{5 \cdot 35,31 \text{ N} \cdot (1 \text{ m})^4}{384 \cdot 210 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 \cdot 9,74 \cdot 10^{-8} m^4} = 2,24 \cdot 10^{-5} m$$

$$f = \frac{w_{max}}{r_5} \cdot \frac{1}{2\pi} = \frac{5500 \cdot \frac{2\pi}{60}}{0,8} \cdot \frac{1}{2\pi} = 114,58 \text{ Hz}$$

$$f_{crit} = \sqrt{\frac{g \cdot w \cdot y}{w \cdot y^2}} \cdot \frac{1}{2\pi} = \sqrt{\frac{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 35,31 \text{ N} \cdot 2,24 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{35,31 \text{ N} \cdot (2,24 \cdot 10^{-5} \text{ m})^2}} \cdot \frac{1}{2\pi} = 143,24 \text{ Hz}$$

$$f_{crit} \gg f \rightarrow 143,24 \text{ Hz} \gg 114,58 \text{ Hz}$$

El resultado es válido, además el cálculo se ha realizado para el máximo de rpm del vehículo en la 5ª velocidad. Esta situación solo se dará en momento puntuales y no serán persistentes en el tiempo. Se puede decir que las vibraciones del eje son seguras.