

emeri ta zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO

INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO ATALA

SECCIÓN INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL

--

FDO.: FECHA:	FDO.: FECHA:
-----------------	-----------------

Documento 3: Anexos

Índice de los Cálculos

3.1. DATOS DE PARTIDA	1
3.2. UBICACIÓN DEL AEROGENERADOR.....	2
3.3. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL AEROGENERADOR.....	2
3.3.1. Velocidad específica (TSR)	2
3.3.2. Coeficiente de potencia (C_p)	2
3.3.3. Coeficiente de par (C_m)	3
3.4. DISEÑO DEL ROTOR.....	3
3.4.1. Área de barrido	3
3.4.2. Velocidad de giro.....	4
3.4.3. Palas y peso del rotor	5
3.4.4. Par generado en la entrada de la transmisión.....	5
3.4.5. Características del rotor.....	6
3.5. EJE DE BAJA VELOCIDAD.....	6
3.5.1. Cargas sobre el eje.....	7
3.5.2. Diseño del eje según las tensiones.....	9
3.5.3. Rodamientos eje de baja velocidad.....	13
3.5.4. Dimensionamiento según deflexiones	20
3.5.5. Dimensionamiento según vibraciones.....	24
3.5.6. Anillos de retención.....	25
3.5.7. Cálculo de chavetas	26
3.6. CAJA MULTIPLICADORA.....	28
3.6.1. Número de dientes.....	30
3.6.2. Relación de transmisión y velocidades de salida	30
3.6.3. Diseño del módulo.....	31
3.6.4. Dimensiones generales.....	38
3.6.5. Ejes intermedios.....	40
3.6.6. Rodamientos	42
3.6.7. Anillos de retención.....	46

3.6.8. Cálculo de chavetas	47
3.6.9. Acoplamientos y ejes planetarios.....	51
3.7. FRENO.....	62
3.7.1. Cálculo de la fuerza de frenado.....	62
3.7.2. Selección del freno	64
3.7.3. Comprobación aproximada (T_{Roz})	64
3.8. EJE ALTA VELOCIDAD.....	65
3.8.1. Diagramas de esfuerzos.....	66
3.8.2. Diseño a fatiga según el código ASME.....	66
3.8.3. Rodamientos	67
3.8.4. Anillos de retención.....	69
3.8.5. Cálculo de chavetas	69
3.9. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ORIENTACIÓN	71
3.9.1. Cargas actuantes	71
3.9.2. Coeficientes y combinaciones de carga.....	72
3.9.3. Selección del rodamiento: curvas de carga estática	74
3.9.4. Comprobación de la vida útil	75
3.10. SISTEMA DE CAMBIO DE PASO DE PALAS.....	77
3.10.1. Fuerzas actuantes	78
3.10.2. Combinaciones de carga.....	80
3.10.3. Selección del rodamiento: curvas de carga estática	81
3.10.4. Comprobación de la vida útil	83

ANEXOS

3. CÁLCULOS

3.1. DATOS DE PARTIDA

Los datos de partida son los siguientes:

- Potencia del aerogenerador eólico: 1.5 MW.
- Orientación a Barlovento.
- Localización: Pena Ventosa (Lugo).
- Velocidad nominal del viento: 8,5-9 m/s.
- Velocidades de funcionamiento: 3,5-25 m/s.
- Altura de la torre: 80 m.
- Tipo de palas: Naca 4415.
- Caja multiplicadora: tres etapas planetarias (engranajes cilíndricos de dientes rectos).
- Freno de disco.
- Motor eléctrico a 1500 rpm.

3.2. UBICACIÓN DEL AEROGENERADOR

Como ya se ha explicado en el apartado 2.1 de la memoria, el lugar escogido es Pena Ventosa (Lugo). La velocidad media del viento en la ubicación escogida es de:

$$v_{media} = 8,5 - 9 \text{ (m/s)}$$

A la hora de realizar los cálculos se utilizara la velocidad más alta del rango mencionado es decir $v=9$ (m/s).

3.3. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL AEROGENERADOR

En el siguiente apartado se van a calcular y a especificar los diferentes parámetros de diseño del aerogenerador eólico tripala. Estos parámetros están definidos en diferentes tablas y figuras dependiendo del tipo de aerogenerador y el número de palas.

3.3.1. Velocidad específica (TSR)

La velocidad específica o "tip speed ratio" (λ) se define como la relación entre la velocidad lineal (u) del extremo de la pala y la velocidad del viento (v). El valor de λ está definido por la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega \cdot R}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R}{60 \cdot v}$$

En este caso, como ya se ha mencionado en el apartado 2.6.8 de la memoria, al tratarse de un aerogenerador tripala de eje horizontal se ha tomado este valor:

$$\lambda = 7$$

El coeficiente potencia (C_p) tomará su máximo valor.

3.3.2. Coeficiente de potencia (C_p)

Como se ha explicado en el apartado 2.6.6 de la memoria, el máximo valor del coeficiente de potencia viene definido por el límite de Betz y dependiendo del tipo de turbina ó tipo de aerogenerador eólico y la velocidad específica (λ), el coeficiente de potencia cambia. En la figura 1 se puede observar:

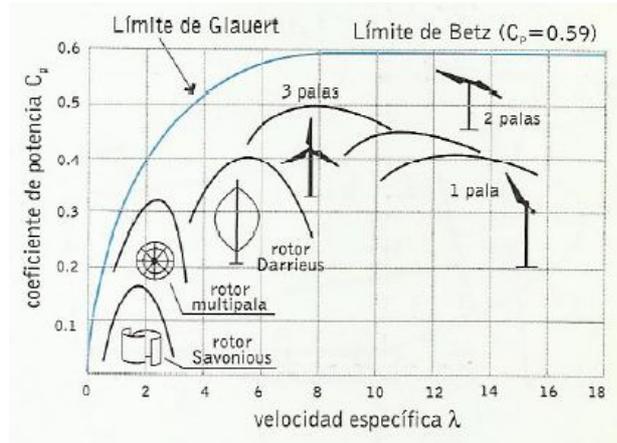


Figura 1. Coeficiente de potencia, diferentes rotores

En este caso, el tipo de rotor escogido para el aerogenerador a diseñar es el tripala. Teniendo en cuenta que el coeficiente de velocidad específica escogido es $\lambda=7$, el coeficiente de potencia es:

$$C_p = 0,5$$

3.3.3. Coeficiente de par (C_m)

El coeficiente de par es un parámetro que influye directamente al par que generará el aerogenerador eólico. Usando la expresión que lo relaciona con el coeficiente de potencia y con la velocidad específica, se calculo el siguiente coeficiente de par:

$$C_m = \frac{C_p}{\lambda}$$

$$C_m = \frac{0,5}{7} = 0,0714$$

3.4. DISEÑO DEL ROTOR

3.4.1. Área de barrido

El aerogenerador eólico tiene una potencia nominal de 1.5 MW a una velocidad media del viento anual de $v=9$ m/s. Por ello habrá que calcular el área de barrido del rotor para lograr esa potencia con un viento a esa velocidad nominal.

El cálculo se realizará despejando el área de barrido de la ecuación desarrollada en el apartado 2.6.9 de la memoria:

$$P_{real} = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Los datos conocidos serían los siguientes:

- $C_p = 0.5$
- $\rho = 1.23 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$
- $v = 9 \left(\frac{m}{s}\right)$
- $P_{real} = 1.5 (MW) = 1500 (kW) = 1500000 (W)$

El área de barrido del rotor:

$$A = \frac{P_{real}}{\frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot v^3}$$

$$A = \frac{1500000}{\frac{1}{2} \cdot 0.5 \cdot 1.23 \cdot 9^3} = 6691,43 (m^2) = 6692 (m^2)$$

Sabiendo que el área de un círculo es:

$$A = \pi \cdot R^2$$

$$R = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{6692}{\pi}} = 46,15 (m)$$

Las palas del aerogenerador eólico deberán tener un radio $R=46,15 (m)$.

3.4.2. Velocidad de giro

Conociendo la velocidad específica seleccionada para nuestro aerogenerador ($\lambda = 7$) y su expresión:

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega \cdot R}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R}{60 \cdot v}$$

Despejando la velocidad de giro del rotor (n):

$$n = \frac{60 \cdot \lambda \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{60 \cdot \lambda \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 7 \cdot 9}{\pi \cdot 92,3} = 13 \text{ (rpm)}$$

Las palas que forman el rotor del aerogenerador girarán a una velocidad de 13 rpm con una velocidad nominal media del viento de $v=9$ m/s.

3.4.3. Palas y peso del rotor

El tipo de pala escogido es el siguiente:

- Perfil NACA 4415.

El peso del rotor completo se ha obtenido de un aerogenerador eólico con unas características muy similares (mismo área de barrido y mismo tipo de pala):

$$m_{Rotor} = m_{Buje} + 3 \cdot m_{Pala} = 38070 \text{ (kg)}$$

3.4.4. Par generado en la entrada de la transmisión

Debido a las fuerzas del viento sobre las palas que forman el rotor, se genera un par de entrada. El viento genera dos tipos de fuerza sobre las palas, la fuerza de arrastre y la fuerza de sustentación. La fuerza de arrastre es la causante del esfuerzo axial en el eje de entrada de la transmisión. La fuerza de sustentación en cambio, es la fuerza que genera el momento torsor.

La potencia es el producto del par por la velocidad de giro:

$$P = M \cdot \Omega$$

Por otro lado, tenemos la expresión para el cálculo del par generado utilizando el coeficiente par para aerogeneradores eólicos tripala:

$$M = \frac{1}{2} \cdot C_m \cdot \rho \cdot v^2 \cdot R \cdot A$$

Momento torsor o par en la entrada de la transmisión:

$$M = \frac{1}{2} \cdot 0,07 \cdot 1,23 \cdot 9^2 \cdot 46,15 \cdot 6692 = 1018681,17 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$m_{Torsor} = T = 1018,7 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

3.4.5. Características del rotor

En este apartado se van a resumir todas las características y parámetros del rotor del aerogenerador. Son las siguientes:

- Velocidad específica: $\lambda=7$
- Coeficiente de potencia: $C_p=0,5$
- Coeficiente de par: $C_m=0,07$
- Área de barrido: $A=6692 \text{ (m}^2\text{)}$
- Longitud de las palas: $R=46,15 \text{ (m)}$
- Masa del rotor completo: $m_{\text{Rotor}}=38070 \text{ (kg)}$
- Velocidad de giro: $n=13 \text{ (rpm)}$
- Par generado a la velocidad nominal: $m_{\text{TorSOR}}=T=1018,7 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$

3.5. EJE DE BAJA VELOCIDAD

El eje de baja velocidad, es el eje de entrada a la transmisión, se trata del eje que está unido al rotor. Este eje recibe el par de entrada, es decir, el par generado en las palas debido al viento. Será el encargado de transmitir la potencia generada en el rotor a la caja multiplicadora, donde se aumentara la velocidad de giro para transmitir al eje de alta velocidad, el cual estará unido al motor eléctrico que generará la energía eléctrica.

En primer lugar se ha de definir el esquema de diseño para el eje de baja velocidad. En este caso se ha escogido un esquema de diseño muy típico dejando parte del eje en voladizo. En el extremo de dicho voladizo estaría colocado el rotor del aerogenerador. Por otro lado se ha escogido una disposición de dos apoyos de los cuales uno absorberá el esfuerzo axial (A). En la figura 2 se puede observar el diseño:

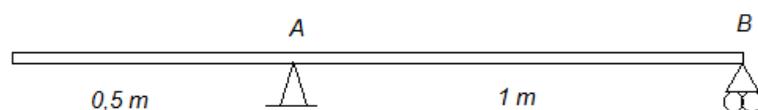


Figura 2. Esquema de diseño eje baja velocidad.

Las características de los dos apoyos (A y B) se detallarán más adelante en su correspondiente apartado.

3.5.1. Cargas sobre el eje

El eje de baja velocidad tendrá que soportar distintas fuerzas. En la figura 3 se pueden observar las fuerzas sobre el eje:

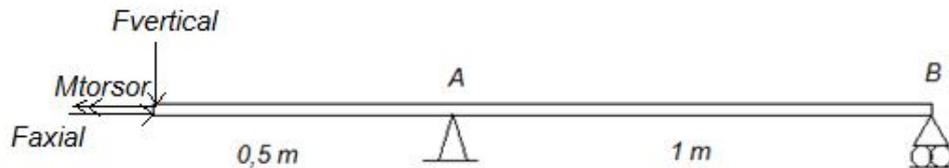


Figura 3. Fuerzas sobre el eje de baja velocidad.

Fuerza axial

Cálculo de la fuerza axial aproximada mediante la siguiente expresión:

$$F_{Axial} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_{Diseño} \cdot Q_{Diseño}}{R}$$

Dónde:

- $\lambda_{Diseño} = 7$
- $Q_{Diseño} = m_{Torsor} = 1018,7 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$
- $Radio \text{ de pala (R)} = 46,15 \text{ (m)}$

Fuerza axial:

$$F_{Axial} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7 \cdot 1018,7}{46,15} = 231,78 \text{ (kN)}$$

Fuerza vertical

La fuerza vertical es debida a la masa del conjunto del rotor, es decir, debidas a las masas de las tres palas y la masa del buje. Para el cálculo de la fuerza vertical siguiendo la normativa UNE-EN 61400-2 (2006) se usará la siguiente expresión:

$$F_{Vertical} = m_{Rotor} \cdot g$$

Dónde:

- $m_{Rotor} = 38070 \text{ (Kg)}$
- $g = 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$

Aplicando la ecuación anterior se obtiene el siguiente valor:

$$F_{Vertical} = 38070 \text{ (Kg)} \cdot 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right) = 373466,7 \text{ (N)} = 373,47 \text{ (kN)}$$

Momento flector

El momento flector aplicado en el eje de baja velocidad, es debido a la fuerza vertical calculada anteriormente. Como se puede ver en la figura 4, el momento flector tendrá su máximo valor en la sección A:

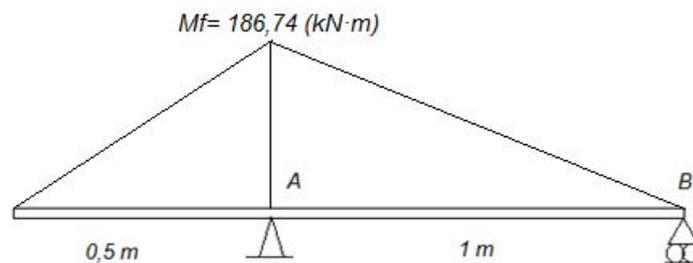


Figura 4. Diagrama momentos flectores.

Momento flector:

$$m_{flector} = F_{Vertical} \cdot d$$

Dónde:

- Fuerza vertical= 373,47 (kN)
- Distancia hasta la sección A=d= 0,5 (m)

El momento flector crítico de la sección A:

$$m_{flector} = 373,47 \text{ (kN)} \cdot 0,5 \text{ (m)} = 186,74 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

Momento torsor

El momento torsor generado en el eje de baja velocidad, es el par generador por el viento en el rotor eólico, por lo que ya está calculado en el apartado 3.5.4 de este anexo. El momento torsor tiene el siguiente valor:

$$m_{Torsor} = T = 1018,7 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

En la figura 5 se puede observar el diagrama del momento torsor:

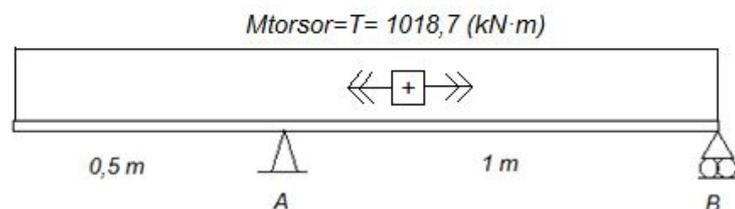


Figura 5. Diagrama momento torsor.

3.5.2. Diseño del eje según las tensiones

El eje de entrada de la transmisión tiene que soportar las cargas calculadas anteriormente siendo dichas cargas, alternas en el tiempo, es decir, no son cargas constantes. Por ello, el eje se diseñará a fatiga mediante las expresiones del código ASME. Este método está basado en la teoría del fallo estático de Tresca.

Ya que el momento torsor que tiene que soportar es bastante elevado y que es una combinación de momento flector y torsor, se utilizará un perfil tubular de grande espesor con intención de reducir el peso que tendría usar un eje macizo. Para ello se hará uso de un catálogo de perfiles tubulares.

Cálculo de fatiga: código ASME

La expresión del código ASME para el cálculo a fatiga es la siguiente:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Los valores de los coeficientes de mayoración se obtienen de la siguiente tabla 1 dependiendo de las cargas:

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
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 1. Coeficientes de mayoración ASME.

En este caso se trata de un eje giratorio con cargas aplicadas gradualmente sin ningún impacto, por lo que se obtienen los siguientes coeficientes de mayoración:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,0$$

Material escogido

En la siguiente tabla 2 se pueden observar sus características mecánicas del material seleccionado:

AISI 4340	Valor
Límite de fluencia	104 (Kg/mm ²)= 1020 (MPa)
Límite de rotura	143 (Kg/mm ²)= 1403 (MPa)
Dureza Brinell	415

Tabla 2. Características del material AISI 4340.

Coefficiente de seguridad (CS)

El coeficiente de seguridad se obtiene de la normativa UNE-EN 61400-2:2006. En dicha normativa se pueden obtener los coeficientes de seguridad parciales para materiales según la resistencia a la fatiga o al límite de rotura. En la tabla 3 de la normativa se pueden observar dichos valores:

Caracterización del material	Resistencia a la fatiga, γ_m	Resistencia a límite de rotura, γ_m
Caracterización completa	1,25*	1,1
Caracterización mínima	10,0 ^b	3,0

* El factor se aplica a la resistencia a fatiga medida del material.
^b El factor se aplica a la resistencia límite de rotura medida del material.

Tabla 3. Coeficiente de seguridad según normativa.

Dimensionamiento

Para los perfiles se utilizará un catalogo de perfiles tubulares, en este caso, se ha utilizado el catalogo del Grupo Almesa en concreto perfiles de acero sin soldadura para usos mecánicos. En la tabla 4 se pueden observar los distintos diámetros exteriores y los espesores:

Dimensiones en milímetros

T Espesor de pared																D Diámetro exterior		
17,5	20	22,5	25	28	30	32	36	40	45	50	55	60	65	70	80		90	100
																		203
																		219,1
																		229
																		244,5
																		273
																		298,5
																		323,9
																		355,6
																		368
																		406,4
																		419
																		457
																		508
																		521
																		559
																		610

Tabla 4. Catálogo perfiles tubulares de uso mecánico.

En primer lugar se aplicará el coeficiente de seguridad a fatiga a la resistencia del material escogido para después poder hacer el cálculo según el código ASME:

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{1020}{1,25} = 816 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_{admissible} = \frac{\sigma_{yp}/2}{CS} = \frac{\tau_{yp}}{CS} = \frac{1020/2}{1,25} = 408 \text{ (MPa)}$$

Una vez obtenidos los valores de tensión de fluencia del material según el coeficiente de seguridad, se seleccionará un diámetro exterior con su respectivo espesor y comprobará a fatiga hasta lograr un diámetro que soporte las cargas.

Primer cálculo

- $D_{\text{exterior}} = 273$ (mm)
- $t = 80$ (mm)
- $d_{\text{interior}} = 113$ (mm)

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \frac{136,5}{\frac{\pi}{2} \cdot (136,5^4 - 56,5^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 186,74 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 1018,7 \cdot 10^6)^2} \\ &= 272,45 \text{ (MPa)} \ll \tau_{\text{adm}} = 408 \text{ (MPa)}\end{aligned}$$

Aguanta por lo que se seguirá buscando un diámetro menor que soporte.

Segundo cálculo

- $D_{\text{exterior}} = 203$ (mm)
- $t = 65$ (mm)
- $d_{\text{interior}} = 73$ (mm)

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \frac{101,5}{\frac{\pi}{2} \cdot (101,5^4 - 36,5^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 186,74 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 1018,7 \cdot 10^6)^2} \\ &= 654,15 \text{ (MPa)} \gg \tau_{\text{adm}} = 408 \text{ (MPa)}\end{aligned}$$

Este perfil no aguanta lo suficiente las cargas fatiga.

Tercer cálculo

- $D_{\text{exterior}} = 244,5$ (mm)
- $t = 70$ (mm)
- $d_{\text{interior}} = 104,5$ (mm)

$$\tau_{max} = \frac{122,25}{\frac{\pi}{2} \cdot (122,25^4 - 52,25^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 186,74 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 1018,7 \cdot 10^6)^2}$$

$$= 380,84 \text{ (MPa)} < \tau_{adm} = 408 \text{ (MPa)}$$

Este perfil aguanta la carga a fatiga por lo que este es el diámetro del eje de baja velocidad.

3.5.3. Rodamientos eje de baja velocidad

Los rodamientos son los apoyos que tendrá el eje, en este caso, como ya se ha mencionado anteriormente, el eje consta de dos apoyos, es decir, dos rodamientos (A y B). En este caso se ha optado por un rodamiento de rodillos cónicos y otro de rodillos cilíndricos. El rodamiento de rodillos cónicos será el encargado de absorber el esfuerzo axial, mientras que el rodamiento de rodillos cilíndricos solo tendrá que soportar la carga radial. En la figura 6 se puede observar la disposición del eje:



Figura 6. Rodamientos A y B.

Cálculo de reacciones

Una vez seleccionado el esquema de diseño, para poder calcular y seleccionar los rodamientos el primer paso será calcular las fuerzas radiales y axiales que tendrán que soportar. Ver figura 7:

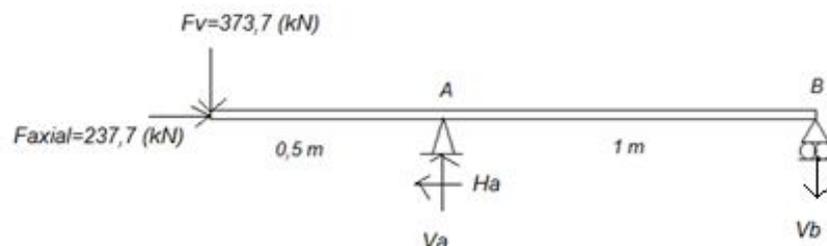


Figura 7. Reacciones en los apoyos.

Para ello se harán los sumatorios de fuerzas en los ejes X e Y:

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow V_A - V_B = 373,47 \text{ (kN)}$$

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_{AXIAL} = H_A = 237,7 \text{ (kN)}$$

Sumatorio de momentos en B:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow 373,47 \text{ (kN)} \cdot 1,5 \text{ (m)} = V_A \cdot 1 \text{ (m)}$$

$$V_A = 560,21 \text{ (kN)}$$

Una vez obtenida la fuerza radial en A se podrá calcular la fuerza radial del rodamiento B:

$$V_A - V_B = 373,47 \text{ (kN)}$$

$$V_B = 560,21 \text{ (kN)} - 373,47 \text{ (kN)} = 186,74 \text{ (kN)}$$

Cálculo de la vida nominal (L₁₀)

En este caso se ha escogido un término medio para la vida L:

$$\begin{aligned} L &= 85000 \text{ (h)} \cdot 13 \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \cdot \frac{60 \text{ (min)}}{1 \text{ (h)}} = 66300000 \text{ (revoluciones)} \\ &= 66,3 \cdot 10^6 \text{ (revoluciones)} \end{aligned}$$

Por otro lado la fiabilidad (R) se calcula de la siguiente forma:

$$R_{\text{grupo}} = 0,95$$

$$R = \sqrt{R_{\text{grupo}}} = \sqrt{0,95} = 0,98$$

Rodamiento de rodillos cónicos

$$L_{10} = \frac{66,3 \text{ (rev.)}}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,98} \right) \right]^{1/1,5}} = 199,51 \text{ (millones de rev.)}$$

Rodamiento de rodillos cilíndricos

$$L_{10} = \frac{66,3}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,98}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 195,23 \text{ (millones de rev.)}$$

Cálculo rodamiento rodillos cónicos (A)Rodamiento cónico de una hilera

Para el cálculo se utilizarán las expresiones sacadas del catálogo de TIMKEN. En la tabla 5 se pueden observar las hipótesis:

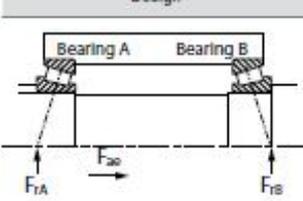
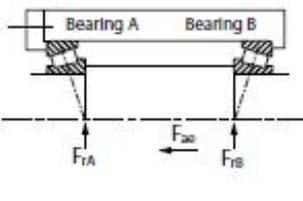
Design	Thrust Condition	Axial Load	Dynamic Equivalent Radial Load
	$\frac{0,47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0,47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0,4 F_{rA} + K_A F_{aA}^{(1)}$ $P_B = F_{rB}$
	$\frac{0,47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0,47 F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0,4 F_{rB} + K_B F_{aB}^{(1)}$

Tabla 5. Hipótesis para el cálculo.

En primer lugar se calculará la condición de empuje:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 560,21 \text{ (kN)}}{1,5} = 175,53 \text{ (kN)}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} = \frac{0,47 \cdot 186,74 \text{ (kN)}}{1,5} + 237,7 \text{ (kN)} = 296,21 \text{ (kN)}$$

Por lo que se cumpliría la primera hipótesis:

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} < \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$$

Calculo de la carga axial:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} = 296,21 \text{ (kN)}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot 186,74 \text{ (kN)}}{1,5} = 58,51 \text{ (kN)}$$

Carga radial equivalente:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 560,21 \text{ (kN)} + 1,5 \cdot 296,21 \text{ (kN)} = 668,4 \text{ (kN)}$$

$$P_B = F_{rB} = 186,74 \text{ (kN)}$$

La carga radial equivalente de A es mayor a la carga radial en A (F_{rA}) por lo que se utilizará $P_A=668,4$ (kN). El cálculo de la capacidad dinámica según TIMKEN:

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

Siendo el coeficiente $a=10/3$ por ser un rodamiento de rodillos cónicos. La capacidad sería la siguiente:

$$C = \frac{668,4 \cdot (199,51)^{3/10}}{90^{3/10}} = 848,69 \text{ (kN)}$$

El valor de la capacidad obtenido no se puede soportar con los rodamientos de una sola hilera por lo que se deberá calcular una nueva capacidad según los cálculos de los rodamientos cónicos de doble hilera TIMKEN.

Rodamiento cónico doble hilera

Los cálculos se realizarán siguiendo la tabla del catálogo TIMKEN mostrada en la tabla 6:

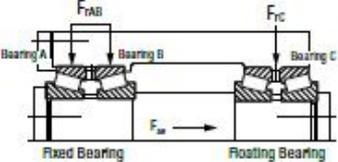
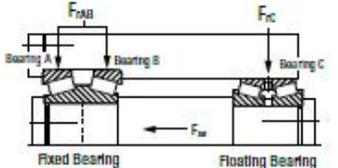
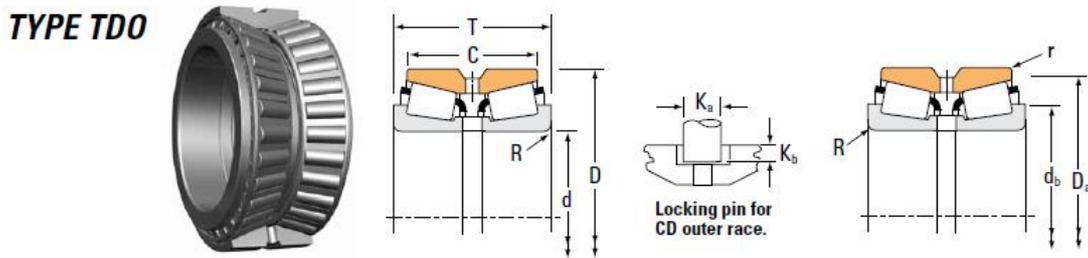
Design – Similar Bearing Series	Thrust Condition	Dynamic Equivalent Radial Load
	$F_{ae} \leq \frac{0.6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0.5 F_{rAB} + 0.83 K_A F_{ae}$ $P_B = 0.5 F_{rAB} - 0.83 K_A F_{ae}$
	$F_{ae} > \frac{0.6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0.4 F_{rAB} + K_A F_{ae}$ $P_B = 0$

Tabla 6. Hipótesis de cálculo rodamientos dos hileras TIMKEN.

En este caso se ha preseleccionado un rodamiento y se comprobará si aguanta. En la tabla 7 se muestra el rodamiento escogido:



Bearing Dimensions				Load Ratings							
Bore d	O.D. D	Width T	Double Outer Ring Width C	Dynamic ⁽¹⁾				Dynamic ⁽³⁾			
				C ₁₍₂₎	e	Y ₁	Y ₂	C ₉₀	C ₉₀	C ₉₀₍₂₎	K
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	N lbf				N lbf	N lbf	N lbf	
254.000 10.0000	495.300 19.5000	162.245 6.3876	120.650 4.7500	2700000 607000	0.40	1.68	2.50	402000 90300	277000 62200	700000 157000	1.45
254.000 10.0000	495.300 19.5000	168.595 6.6376	127.000 5.0000	2700000 607000	0.40	1.68	2.50	402000 90300	277000 62200	700000 157000	1.45
254.000 10.0000	533.400 21.0000	276.225 10.8750	165.100 6.5000	4670000 1050000	0.94	0.72	1.07	696000 156000	1120000 251000	1210000 272000	0.62
260.350 10.2500	365.125 14.3750	130.175 5.1250	98.425 3.8750	1180000 266000	0.37	1.80	2.69	176000 39600	113000 25400	307000 68900	1.56

Tabla 7. Rodamiento de dos hileras tipo TDO de TIMKEN.

En este caso los rodamientos con diámetro interior igual al diámetro del eje calculado anteriormente, no podían soportar las cargas tan elevadas. Por ello se comprobaba el rodamiento escogido y en caso de soportar las cargas se escogerá el diámetro de eje

calculado en primer lugar en el anexo 3.8.2.4 ($D_{\text{exterior}}=273$ (mm)). Calculo de la condición de empuje:

$$F_{ae} 237,7 \text{ (kN)} \ll \frac{0,6 \cdot 560,21 \text{ (kN)}}{0,61} = 551 \text{ (kN)}$$

Como se puede observar se calculará siguiendo la primera hipótesis. Calculo de la fuerza radial equivalente (P_A):

$$P_A = 0,5 \cdot F_{rA} + 0,83 \cdot K_A \cdot F_{ae}$$

$$P_A = 0,5 \cdot 560,21 \text{ (kN)} + 0,83 \cdot 0,61 \cdot 237,7 \text{ (kN)} = 400,45 \text{ (kN)}$$

Por último el cálculo de la capacidad (C):

$$C = \frac{400,45 \cdot (199,51)^{3/10}}{90^{3/10}} = 508,46 \text{ (kN)}$$

La capacidad del rodamiento pre-seleccionado era la siguiente:

$$C = 696 \text{ (kN)}$$

El rodamiento escogido esta dentro de dicha capacidad. Una vez comprobado y seleccionado el rodamiento se hará una comprobación del diámetro del eje a fatiga según el código ASME. En este caso se escogerá el diámetro exterior de 273 (mm) y se calculara si dicho eje mecanizado hasta lograr un diámetro exterior de 254 (mm) soporta las cargas. Los cálculos son los siguientes:

- $D_{\text{ext. mecanizado}}=254$ (mm)
- $t=80$ (mm)
- $d_{\text{interior}}=113$ (mm)

$$\tau_{max} = \frac{127}{\frac{\pi}{2} \cdot (127^4 - 56,5^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 186,74 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 1018,7 \cdot 10^6)^2} = 341,64 \text{ (MPa)}$$

$$\ll \tau_{adm} = 408 \text{ (MPa)}$$

El eje de baja velocidad soporta las cargas a fatiga, por lo que dicho diámetro exterior e interior serán los definitivos.

Cálculo rodamiento de rodillos cilíndricos (B)

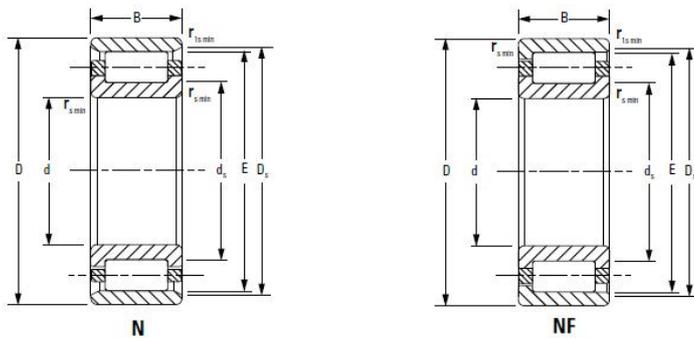
Los rodamientos de rodillos cilíndricos solo pueden absorber cargas radiales, por lo que en este caso sí podrían utilizarse ya que el esfuerzo axial es absorbido por el rodamiento A (rodillos cónicos). El cálculo de la capacidad según TIMKEN es el siguiente:

$$C = F_{rB} \cdot (L_{10})^{1/a}$$

Siendo el parámetro a=10/3 por ser rodillos. Cálculo de la capacidad rodamiento B:

$$C = 186,74 (kN) \cdot (195,23)^{3/10} = 908,66 (kN)$$

Una vez calculada la capacidad se escogerá un rodamiento del catálogo. En la tabla 8 se puede observar el rodamiento escogido:



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number ²⁾	Mounting Data				s ⁽³⁾	Geo-metry Factor C _g	Thermal Speed Ratings		Weight
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static C ₀	Dynamic C ₁ ⁽¹⁾		Chamfer		Backing Diameter				Oil	Grease	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		r _{smin} mm in.	r _{1smin} mm in.	Shaft d _s mm in.	Housing D _s mm in.					
240.000 9.4488	360.000 14.1732	56.000 2.2047	270.000 10.6299	838 188000	595 134000	NU1048MA	3.0 0.12	3.0 0.12	262.6 10.34	330.0 12.99	7.0 0.28	0.140	1900	1500	19.70 43.40
240.000 9.4488	440.000 17.3228	72.000 2.8346	293.000 11.5354	1570 352000	1250 281000	NU248EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	285.5 11.24	393.0 15.47	6.0 0.24	0.159	1300	1100	50.30 110.60
240.000 9.4488	440.000 17.3228	72.000 2.8346	293.000 11.5354	1570 352000	1250 281000	NJ248EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	285.5 11.24	393.0 15.47	6.0 0.24	0.159	1300	1100	51.10 112.50

Tabla 8. Rodamiento rodillos cilíndricos TIMKEN.

Como se puede observar el diámetro interior del rodamiento es menor que el exterior del eje dimensionado. Por ello habrá que calcular a fatiga el extremo B donde ira colocado el rodamiento estando este extremo mecanizado hasta lograr un diámetro exterior de 240 (mm). Comprobación a fatiga según el código ASME:

- D_{ext. mecanizado}=240 (mm)

- $t = 80$ (mm)
- $d_{\text{interior}} = 113$ (mm)

$$\tau_{\max} = \frac{120}{\frac{\pi}{2} \cdot (120^4 - 56,5^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 1018,7 \cdot 10^6)^2} = 394,55 \text{ (MPa)} \ll \tau_{\text{adm}}$$

$$= 408 \text{ (MPa)}$$

El extremo B mecanizado soporta las cargas a fatiga ya que la tensión es menor que la admisible para el material utilizado.

3.5.4. Dimensionamiento según deflexiones

Las fuerzas que actúan sobre el eje de baja velocidad se pueden observar en la figura 8:

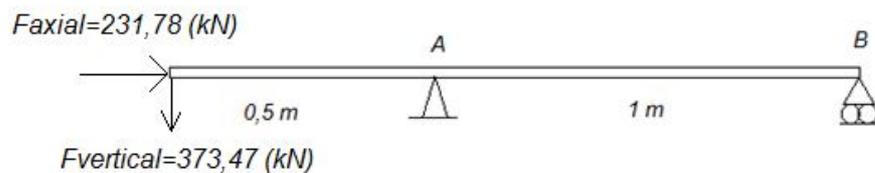


Figura 8. Fuerzas sobre el eje de baja velocidad.

Por otro lado, en la figura 9 se puede ver el diagrama de momentos flectores:

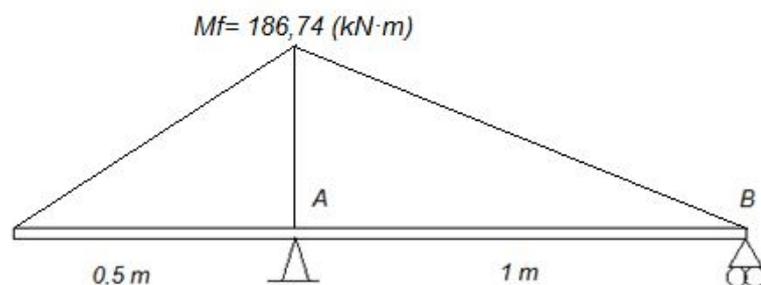


Figura 9. Diagrama de momentos flectores eje de baja velocidad.

En primer lugar se dibuja un aproximado de la deformada del eje y se expresan las tangencias de los puntos para el cálculo de las deflexiones. En la figura 10 se puede ver la deformada y las tangentes en los puntos necesarios:

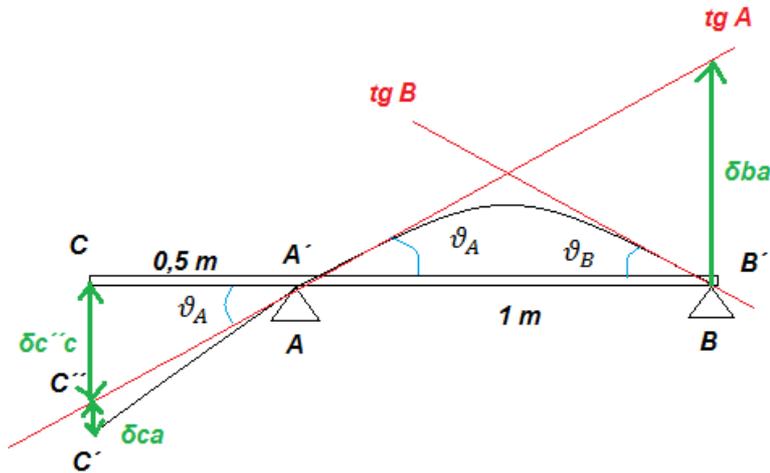


Figura 10. Deformada y teorema de Morh eje de baja velocidad.

Los cálculos son los siguientes:

$$\vartheta_A = \frac{\delta_{BA}}{L_2}$$

$$\vartheta_B = \frac{\delta_{AB}}{L_2}$$

$$\delta_{C'} = \delta_{C''C'} + \delta_{CA}$$

$$\delta_{C''C'} = \vartheta_A \cdot L_1$$

En primer lugar se calculará delta BA y después el giro en A:

$$\delta_{BA} = \frac{1}{E \cdot I_Z} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot 186,74 \cdot 10^6 (N \cdot mm) \cdot 1000 (mm) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 1000 (mm) \right) \right]$$

$$\delta_{BA} = \frac{6,2246 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z}$$

$$\vartheta_A = \frac{\delta_{BA}}{L_2} = \frac{\frac{6,2246 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z}}{1000 (mm)} = \frac{6,2246 \cdot 10^{10}}{E \cdot I_Z}$$

Delta AB y giro en B:

$$\delta_{AB} = \frac{1}{E \cdot I_Z} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot 186,74 \cdot 10^6 (N \cdot mm) \cdot 1000 (mm) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 1000 (mm) \right) \right]$$

$$\delta_{AB} = \frac{3,1123 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z}$$

$$\vartheta_B = \frac{\delta_{AB}}{L_2} = \frac{\frac{3,1123 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z}}{1000 (mm)} = \frac{3,1123 \cdot 10^{10}}{E \cdot I_Z}$$

Flecha en el extremo C:

$$\delta_{CA} = \frac{1}{E \cdot I_Z} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot 186,74 \cdot 10^6 (N \cdot mm) \cdot 500 (mm) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 500 (mm) \right) \right]$$

$$\delta_{CA} = \frac{1,5561 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z}$$

$$\delta_{C'C'} = \vartheta_A \cdot L_1 = \frac{6,2246 \cdot 10^{10}}{E \cdot I_Z} \cdot 500 (mm) = \frac{3,11 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z}$$

$$\delta_{C'} = \frac{3,11 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z} + \frac{1,5561 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z} = \frac{4,6684 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_Z}$$

El momento de inercia de un perfil de sección tubular es la siguiente:

$$I_Z = \frac{\pi}{2} \cdot (r_2^4 - r_1^4)$$

Siendo r_2 el diámetro mayor y r_1 el menor. Para el cálculo de la inercia se utilizarán los diámetros menores ya que son más conservadores (eje de baja es un eje con cambios de diámetro).

Extremo A (rodamientos rodillos cónicos):

$$r_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{113}{2} \text{ (mm)} = 56,5 \text{ (mm)}$$

$$r_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{254}{2} \text{ (mm)} = 127 \text{ (mm)}$$

$$I_Z = \frac{\pi}{2} \cdot (127^4 - 56,5^4) = 392627109,3 \text{ (mm}^4\text{)}$$

Extremo B (rodamiento rodillos cilíndricos):

$$r_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{113}{2} \text{ (mm)} = 56,5 \text{ (mm)}$$

$$r_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{240}{2} \text{ (mm)} = 120 \text{ (mm)}$$

$$I_Z = \frac{\pi}{2} \cdot (120^4 - 56,5^4) = 309713189,1 \text{ (mm}^4\text{)}$$

El material del eje es AISI 4340 con un módulo de elasticidad (E) de:

$$E = 210 \text{ (GPa)} = 210000 \text{ (MPa)}$$

Giro en el extremo A:

$$\vartheta_A = \frac{6,2246 \cdot 10^{10}}{E \cdot I_Z} = \frac{6,2246 \cdot 10^{10} \text{ (N} \cdot \text{mm)}}{210000 \text{ (MPa)} \cdot 392627109,3 \text{ (mm}^4\text{)}} = 0,000754 \text{ (rad)}$$

Giro en el extremo B:

$$\vartheta_B = \frac{3,1123 \cdot 10^{10}}{E \cdot I_Z} = \frac{3,1123 \cdot 10^{10} \text{ (N} \cdot \text{mm)}}{210000 \text{ (MPa)} \cdot 309713189,1 \text{ (mm}^4\text{)}} = 0,000478 \text{ (rad)}$$

Una vez calculados los giros en los extremos donde irán los rodamientos A y B, se compararán con los valores aproximados admisibles para cada tipo de rodamiento. Ver tabla 9:

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad

Tabla 9. Valores máximos admisibles para rodamientos.

Comprobación según los valores máximos admisibles para el rodamiento de rodillos cónicos del extremo A:

$$\vartheta_A = 0,000754 \text{ (rad)} \ll \vartheta_{admisible} = 0,0012 \text{ (rad)}$$

Comprobación según los valores máximos admisibles para el rodamiento de rodillos cilíndricos del extremo B:

$$\vartheta_B = 0,000478 \text{ (rad)} \ll \vartheta_{admisible} = 0,0012 \text{ (rad)}$$

Como se puede comprobar, los rodamientos A y B del eje de baja velocidad están dentro de los valores admisibles.

3.5.5. Dimensionamiento según vibraciones

Una vez dimensionado el eje a fatiga y comprobando las deflexiones se realizará el cálculo de la velocidad crítica del eje. En este caso el único elemento montado sobre el eje es el rotor del aerogenerador cuya masa es $m_{Rotor}=38070$ (Kg). Dado que solo hay un elemento la expresión se simplifica de tal manera:

$$w_{critica} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

El cálculo es el siguiente:

$$\delta_{c'} = \frac{3,11 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_z} + \frac{1,5561 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_z} = \frac{4,6684 \cdot 10^{13}}{E \cdot I_z}$$

$$\delta_{c'} = \frac{4,6684 \cdot 10^{13} \text{ (N} \cdot \text{mm}^3\text{)}}{210000 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) \cdot 392627109,3 \text{ (mm}^4\text{)}} = 0,56 \text{ (mm)}$$

La velocidad crítica:

$$w_{crítica} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)}{0,56 \cdot 10^{-3}(m)}} = 132,35 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$w_{crítica} = 1265,28 (rpm) \gg w_{eje} = 13 (rpm)$$

Como se puede comprobar la velocidad crítica es muchísimo mayor a la velocidad del eje por lo que no entrará en resonancia.

3.5.6. Anillos de retención

En este caso, para lograr la sujeción de los rodamientos respecto al eje, se ha optado por los anillos de retención. En concreto, se han seleccionado los anillos de retención para ejes DIN 471 de la empresa BENERI. Ver figura 11:

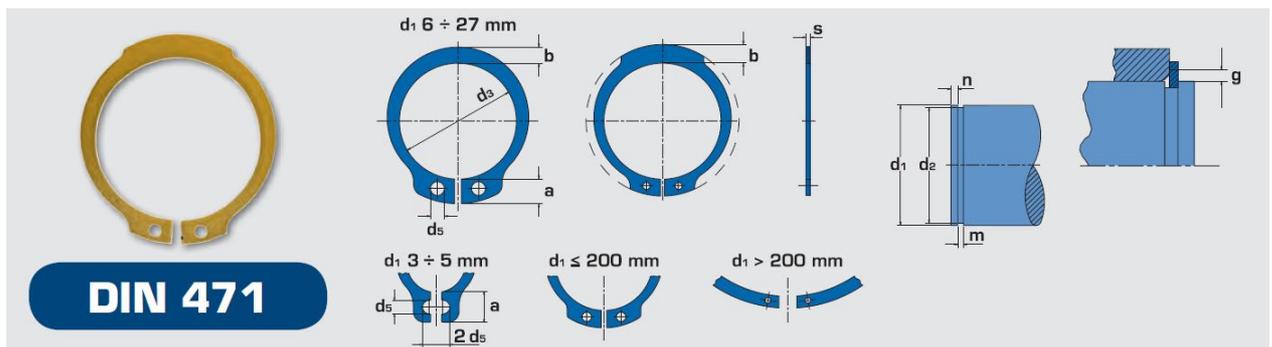


Figura 11. Anillos de retención DIN 471 empresa BENERI.

Los anillos de retención para ejes, se escogen en función del diámetro del eje. Por ello se han escogido dos anillos de retención (uno para cada extremo del eje) según el diámetro del eje rebajado. Un anillo de retención para un diámetro de $D= 240$ (mm) en el extremo donde ira colocado el rodamiento de rodillos cilíndricos, y otro de diámetro $D= 254$ (mm) en el extremo donde irá colocado el rodamiento de rodillos cónicos.

En la tabla 10 se muestran las características del anillo escogido para un diámetro de $D= 240$ (mm):

d₁	s		d₃		a max	b ~	d₅ min.	d₂		m H13	n min.
240	5,00	0 / -0,12	228,0	0,72 / - 1,70	14,2	14,0	4,0	234,0	0 / - 0,720	5,15	9,0

Tabla 10. Anillo de retención DIN 471, extremo B, eje de baja velocidad.

Para un diámetro de $D=254$ (mm), no hay anillos de retención DIN 471 normalizados, por lo que se ha decidido utilizar un anillo de retención para un diámetro de eje de $D=255$ (mm). Ver tabla 11:

d₁	s		d₃		a max	b ~	d₅ min.	d₂		m H13	n min.
255 *	5,00	0 / -0,12	240,0	0,72 / - 1,70	16,2	16,0	5,0	247,0	0 / - 0,810	5,15	12,0

Tabla 11. Anillo de retención DIN 471, extremo A, eje de baja velocidad.

3.5.7. Cálculo de chavetas

La transmisión del par del eje de baja velocidad al portasatelites que contiene los ejes que hacen girar los engranajes planetarios, se realizará mediante chavetas paralelas DIN 6885 –A.

Como ya se ha mencionado en la memoria, las chavetas pueden fallar por dos causas: fallo por aplastamiento o fallo por cortadura. Por ello se realizarán los cálculos apropiados para dichos fallos y se escogerá la longitud de chaveta más restrictiva.

Normalmente el coeficiente de seguridad para el cálculo de las chavetas suele ser $CS=1,1$ por lo que se utilizará dicho coeficiente. Los parámetros b y h , son el ancho y la altura de la chaveta. Estos parámetros vienen definidos en la norma para las chavetas y chaveteros DIN 6885.

En este caso el eje de baja velocidad es un eje compuesto por distintos diámetros pero la chaveta como ya se ha mencionado anteriormente irá en el extremo B, es decir, en el extremo dónde irá unido mediante la chaveta al portasatelites. Esa sección tiene un diámetro exterior de $D=240$ (mm) por lo que los parámetros b y h son los marcados en la tabla 12:

<i>D</i>		<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t</i> ₁	<i>t</i> ₂
<i>de</i>	<i>ote</i>				
200	230	50	28	17	<i>D</i> +11,4
230	260	56	32	20	<i>D</i> +12,4
260	290	63	32	20	<i>D</i> +12,4

Tabla 12. Altura y anchura de la chaveta.

Los valores:

$$b = 56 \text{ (mm)}$$

$$h = 32 \text{ (mm)}$$

La selección de las chavetas se realizará mediante el catálogo de la empresa OPAC. Según el catálogo las chavetas serán de acero (C-45/ F-114) con una resistencia mecánica mínima de:

$$\sigma_{YP} = 600 \text{ (MPa)}$$

La fuerza actuante sobre la chaveta:

$$F = \frac{2 \cdot 1018,7 \cdot 10^6 \text{ (N} \cdot \text{mm)}}{240 \text{ (mm)}} = 8489166,67 \text{ (N)}$$

Cálculo de longitud a cortante:

$$\tau = \frac{8489166,67 \text{ (N)}}{56 \text{ (mm)} \cdot L} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \leq 550,84 \text{ (mm)}$$

Cálculo de longitud a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{8489166,67 \text{ (N)}}{32 \text{ (mm)} \cdot L/2} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)}{1,1}$$

$$L \leq 972,71 \text{ (mm)}$$

Como se puede observar el fallo por aplastamiento es mucho más restrictivo que el fallo por cortante, por ello se tendrá que escoger una chaveta y una disposición de chavetas según el fallo por aplastamiento. Es importante destacar que la longitud máxima recomendable para

las chavetas no supere 1.5 veces el diámetro del eje para que no sufra demasiadas deformaciones por el par torsor del eje.

En este caso la longitud máxima a escoger en el catalogo para la chaveta con $b=56$ (mm) y $h=32$ (mm) es de $L=400$ (mm). Ver tabla 13:

b	25		28		32		36		40	45	50	56
h	9	14	10	16	11	18	12	20	22	25	28	32
70	• 65		80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	• 120	140	160
80	70		90	80	100	90	110	100	• 120	125	160	180
90	• 75		100	• 85	110	• 95	125	110	125	• 130	180	200
100	80		110	90	125	100	140	• 120	• 130	140	200	220
110	• 85		125	• 95	140	110	160	125	140	• 150	220	250
125	90		140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	160	250	280
140	• 95		160	110	180	125	200	140	160	• 170	280	320
160	100		180	• 120	200	140	220	• 150	• 170	180	320	360
180	110		200	125	220	• 150	250	160	180	200	360	400

Tabla 13. Catálogo OPAC chavetas paralelas DIN 6885-A.

Por ello, se colocarán tres chavetas, una a 0° , otra a 90° y una tercera a 180° de $L=360$ (mm) cada una.

3.6. CAJA MULTIPLICADORA

La caja multiplicadora, es la encargada de aumentar la velocidad de giro del eje de baja velocidad para lograr la velocidad de giro nominal del motor en el eje de alta. En este caso se ha seleccionado uno con una velocidad de giro nominal de 1500 (rpm).

Como se puede observar en el documento de la memoria, para el diseño de la caja multiplicadora se ha optado por utilizar una caja de engranajes planetarios con engranajes de dientes rectos. Para poder realizar el aumento de velocidad en su totalidad será necesario utilizar una caja formada por tres etapas planetarias ya que la velocidad de salida de la caja tiene que ser 1500 rpm y la de entrada es 15 rpm.

Para realizar el cálculo de las relaciones de transmisión se ha seguido el esquema de la figura 12:

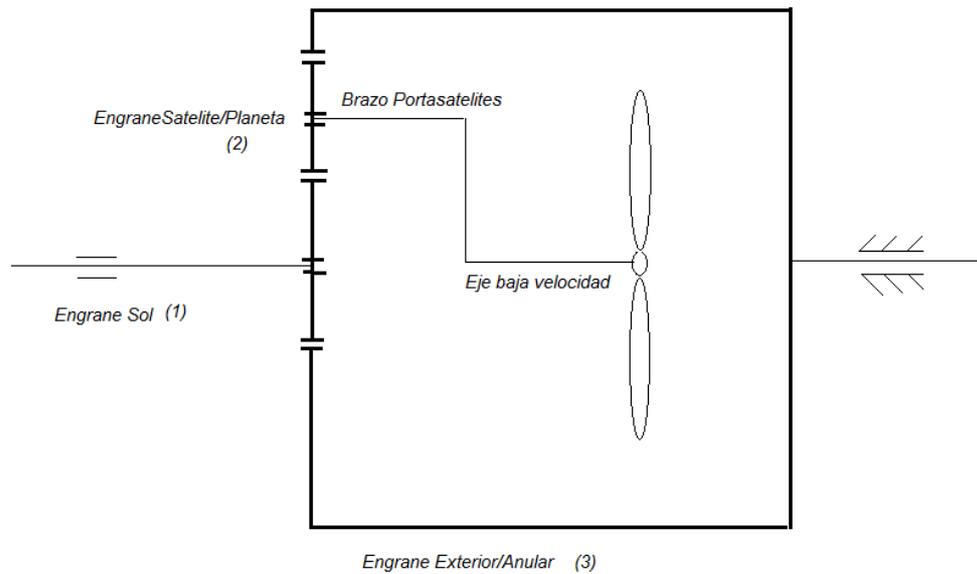


Figura 12. Esquema de diseño primera etapa.

Como hipótesis de cálculo inicial el anillo exterior se encuentra estacionado por lo que su velocidad de giro será igual a cero:

$$\omega_{anillo-exterior} = \omega_3 = 0 \left(\frac{rad}{s} \right)$$

Se realizará el cálculo de la relación de transmisión aparente, es decir, se le restarán a todas las velocidades de giro la velocidad de giro de las palas. Se ha denominado ω_c a dicha velocidad de giro. La figura 13 muestra la nueva situación:

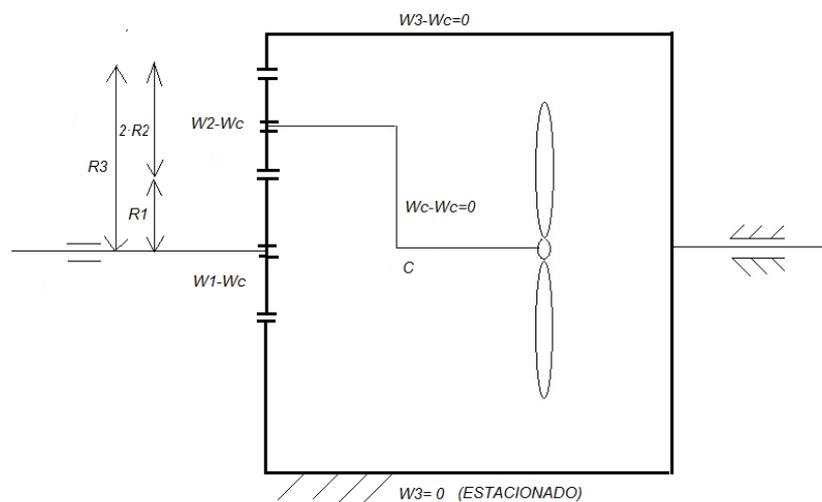


Figura 13. Esquema relación de transmisión aparente.

3.6.1. Número de dientes

Para lograr el aumento de velocidad deseado en las distintas etapas que forman la caja multiplicadora se ha optado por los siguientes números de dientes para los engranajes:

$$z_1 = z_{Sol} = 20 \text{ (dientes)}$$

$$z_2 = z_{Planeta} = 30 \text{ (dientes)}$$

$$z_3 = z_{Exterior} = 80 \text{ (dientes)}$$

Una vez conocidos los números de dientes se hace la siguiente comprobación:

$$z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3$$

$$20 + 2 \cdot 30 = 80 \text{ (dientes)}$$

Como se puede observar, los números de dientes escogidos son validos entre ellos mismos ya que cumplen dicha condición.

3.6.2. Relación de transmisión y velocidades de salida

Una vez obtenidas las expresiones para el cálculo, se calcularan las distintas velocidades de giro de salida de las tres etapas comprobando que las velocidades de salida de las etapas cumplen la multiplicación necesaria con el número de dientes escogido.

Primera etapa

$$i_{13a} = \frac{\omega_3 - \omega_C}{\omega_1 - \omega_C} = -\frac{z_1}{z_3}$$

$$i_{13a} = \frac{0 - 15 \text{ (rpm)}}{\omega_1 - 15 \text{ (rpm)}} = -\frac{20}{80}$$

$$\omega_1 = 75 \text{ (rpm)}$$

Esa es la velocidad de giro que tendrá el eje de salida de la primera etapa.

Segunda etapa

La velocidad de entrada de la segunda etapa, será la velocidad de salida de la primera, por lo que en este caso $\omega_C = 75 \text{ (rpm)}$. El cálculo es el siguiente:

$$i_{13a} = \frac{0 - 75 \text{ (rpm)}}{\omega_1 - 75 \text{ (rpm)}} = -\frac{20}{80}$$

$$\omega_1 = 375 \text{ (rpm)}$$

El eje de salida de la segunda etapa o eje de entrada de la tercera etapa tendrá esa velocidad de giro.

Tercera etapa

En esta etapa la velocidad de entrada será $\omega_c = 375 \text{ (rpm)}$ por lo que el cálculo es el siguiente:

$$i_{13a} = \frac{0 - 375 \text{ (rpm)}}{\omega_1 - 375 \text{ (rpm)}} = -\frac{20}{80}$$

$$\omega_1 = 1500 \text{ (rpm)}$$

El eje de salida de la tercera etapa, es el eje de alta velocidad, el cual debe tener la velocidad de giro nominal del motor de 1500 (rpm).

Como se puede observar, haciendo la multiplicación diseñada en cada etapa, se consiguen los rpm necesarios.

3.6.3. Diseño del módulo

Cálculo del módulo a fallos superficiales (ecuación de Hertz)

Para que no se produzca el fallo superficial, la presión K debe tener un máximo valor admisible (K_{adm}) por lo que el módulo tendrá un valor mínimo:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Las unidades serian las siguientes: T (Kg·cm) y K_{adm} (Kg/cm²). Por otro lado la relación de transmisión de la etapa correspondiente: $i \geq 1$. El módulo (m) estaría calculado en cm. Dónde: Ψ es el factor de guiado, α el ángulo de presión de los engranajes y z el número de dientes del engranaje a calcular.

En la tabla 14 se pueden observar los diferentes valores del factor de guiado:

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 14. Valores del factor de guiado Ψ .

Se ha optado por un factor de guiado para un tallado y montaje preciso. En este caso, el engranaje más crítico de los tres (sol, planeta y exterior), es el engranaje sol ya que es el engranaje más pequeño que más par torsor transmite. Los engranajes planetarios son un poco más grandes y transmiten el par entre los tres. Por ello, el cálculo de los módulos se realizará en base al engranaje sol.

Primera etapa

En la primera etapa la multiplicación de velocidad es $i=5$, por otro lado, la velocidad del engranaje sol es de $\omega_1 = 75$ (rpm) y $Z_1=20$ (dientes).

Sabiendo la velocidad de giro del engranaje se puede calcular el par torsor que transmitirá despejando el par de la ecuación de la potencia:

$$T = P/\omega$$

Por otro lado, sabiendo que la multiplicación de velocidad es $x5$, y que la potencia es de 1500(kW), el par a transmitir será 5 veces más pequeño:

$$T_{Etapa\ 1} = \frac{T_{Entrada}}{5}$$

La potencia de entrada es un dato conocido:

$$T_{Entrada} = 1018,7 \text{ (kN} \cdot \text{m)} = 10384302 \text{ (Kg} \cdot \text{cm)}$$

La potencia que transmite el engranaje es la siguiente:

$$T_{Etapa\ 1} = \frac{10384302}{5} \text{ (Kg} \cdot \text{cm)} = 2076860,4 \text{ (Kg} \cdot \text{cm)}$$

Por otro lado el parámetro de presión y presión admisible se ha obtenido de la tabla 15:

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 = $\phi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla										
Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
ϕ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Tabla

15. Material y factor de presión engranajes.

Se ha seleccionado un acero aleado y cementado con una presión $K_{5000}=370$ (Kg/cm²). Se trata de una presión para una duración de servicio de 5000 horas por lo que se tendrá que mayorar usando el parámetro de la tabla de debajo. En este caso se ha decidido una duración de 60000 horas por lo que el factor de mayoración es $\phi=0,45$. El cálculo de la presión admisible es la siguiente:

$$K_{adm} = \phi \cdot K_{5000} = 0,45 \cdot 370 = 166,5 \left(\frac{Kg}{cm^2}\right)$$

Cálculo del módulo:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2076860,4 \cdot (5 + 1)}{166,5 \cdot 20^2 \cdot 20 \cdot 5 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 2,26 \text{ (cm)} = 22,6 \text{ (mm)}$$

Por lo que el módulo nominal es el siguiente:

$$m_n = 25 \text{ (mm)} = 2,5 \text{ (cm)}$$

Segunda etapa

En la segunda etapa, al igual que en la primera, la multiplicación de la velocidad de giro es $i=5$. En este caso la velocidad de salida (velocidad del engrane sol) es $\omega_1 = 375 \text{ (rpm)}$ y el número de dientes $Z_1=20$ (dientes). El par tursor a transmitir, será el par tursor de entrada (el de salida de la primera etapa) entre el aumento de velocidad realizado, es decir, 5:

$$T_{Etapa 2} = \frac{T_{Entrada}}{5} = \frac{2076860,4}{5} \text{ (Kg} \cdot \text{cm)} = 415372,08 \text{ (Kg} \cdot \text{cm)}$$

El parámetro de presión K en la segunda etapa, es diferente, ya que cambia debido al cambio de la velocidad de giro (ver tabla 10). Por ello, el parámetro de presión a 375 (rpm) se ha de interpolar entre 500 (rpm) y 250 (rpm):

$$\frac{500(\text{rpm}) - 250(\text{rpm})}{215 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right) - 270 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)} = \frac{375(\text{rpm}) - 250(\text{rpm})}{K_{5000} - 270 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}$$

$$K_{5000} = 242,5 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Una vez obtenido dicho valor, se mayor como en la primera etapa para una duración de 60000 horas:

$$K_{adm} = \phi \cdot K_{5000} = 0,45 \cdot 242,5 = 109,125 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Cálculo del módulo:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 415372,08 \cdot (5 + 1)}{109,125 \cdot 20^2 \cdot 20 \cdot 5 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 1,53 \text{ (cm)} = 15,3 \text{ (mm)}$$

El módulo nominal es el siguiente:

$$m_n = 16 \text{ (mm)} = 1,6 \text{ (cm)}$$

Tercera etapa

En la tercera etapa, la multiplicación de velocidad, es menor que en las anteriores dos etapas, es $i=4$. La velocidad de giro del engrane sol es de $\omega_1 = 1500$ (rpm) y $Z_1=20$ (dientes). En este caso el par torsor a transmitir será el siguiente:

$$T_{Etapa\ 3} = \frac{T_{Entrada}}{4} = \frac{415372,08}{4} \text{ (Kg} \cdot \text{cm)} = 103843,02 \text{ (Kg} \cdot \text{cm)}$$

El parámetro de presión K en la última etapa, también es diferente, ya que cambia debido al cambio de la velocidad de giro (ver tabla 15). Por ello, el parámetro de presión a 1500 (rpm) es el siguiente:

$$K_{5000} = 150 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Una vez obtenido dicho valor, se mayor como en la primera y segunda etapa para una duración de 60000 horas:

$$K_{adm} = \phi \cdot K_{5000} = 0,45 \cdot 150 = 67,5 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Cálculo del módulo:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 103843,02 \cdot (4 + 1)}{67,5 \cdot 20^2 \cdot 20 \cdot 4 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20}} = 1,14 \text{ (cm)} = 11,4 \text{ (mm)}$$

El módulo nominal es el siguiente:

$$m_n = 12 \text{ (mm)} = 1,2 \text{ (cm)}$$

Cálculo del módulo a rotura de diente (formula de Lewis)

La ecuación de Lewis para el cálculo a rotura de diente es la siguiente:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{\text{Potencia}}{\omega \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Los materiales seleccionados para obtener el valor de la tensión admisible de obtienen de la tabla 16:

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

Tabla 16. Valores de tensión admisible para rotura de diente.

En este caso se ha seleccionado un acero carburizado con una tensión admisible de $\sigma_{adm} = 482$ (MPa). En la ecuación de Lewis el valor de la tensión es en kg/cm² por lo que se hará el cambio de unidad:

$$\sigma_{adm} = 482 \text{ (MPa)} = 4913,35 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Como se puede comprobar en el documento de la memoria, el factor de forma de Lewis (Y) para un engranaje con un número de dientes de Z=20:

$$Y = 0,322$$

Primera etapa

En la primera etapa en engranaje sol tiene una velocidad angular de $\omega_1 = 75$ (rpm) por lo que la potencia en cv es la siguiente:

$$P = T \cdot \omega = \frac{1018,7 \cdot 10^3}{5} \text{ (N} \cdot \text{m)} \cdot 75 \cdot \frac{2 \cdot \pi \text{ (rad)}}{60 \text{ (s)}} = 1600170,22 \text{ (wattio)}$$

$$P = 1600170,22 \text{ (wattio)} \cdot \frac{1 \text{ cv}}{735,5 \text{ wattio}} = 2175 \text{ (cv)}$$

El factor de guiado para el cálculo será el mismo utilizado en el cálculo del modulo a desgaste por lo que el cálculo del modulo es el siguiente:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{2175}{75 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 4913,35 \cdot 0,322}} = 1,87 \text{ (cm)} = 18,7 \text{ (mm)}$$

El modulo nominal del engranaje tendrá que ser superior a dicho valor para no llegar a la rotura del diente:

$$m_n = 2,5 \text{ (cm)} \gg m_{Rotura} = 1,87 \text{ (cm)}$$

Como se puede comprobar, el modulo nominal seleccionado a desgaste es capaz de soportar los esfuerzos a rotura del diente.

Segunda etapa

En la segunda etapa, la velocidad angular del engranaje sol es de $\omega_1 = 375 \text{ (rpm)}$ por lo que la potencia en cv es la siguiente:

$$P = T \cdot \omega = \frac{203740}{5} (N \cdot m) \cdot 375 \cdot \frac{2 \cdot \pi \text{ (rad)}}{60 \text{ (s)}} = 1600170,22 \text{ (wattio)}$$

$$P = 1600170,22 \text{ (wattio)} \cdot \frac{1 \text{ cv}}{735,5 \text{ wattio}} = 2175 \text{ (cv)}$$

Como se puede comprobar, aunque la velocidad angular aumente x5 la potencia se mantiene constante en todo momento.

Cálculo del módulo a rotura del diente:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{2175}{375 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 4913,35 \cdot 0,322}} = 1,09 \text{ (cm)} = 10,9 \text{ (mm)}$$

El modulo nominal del engranaje tendrá que ser superior a dicho valor para no llegar a la rotura del diente:

$$m_n = 1,6 \text{ (cm)} \gg m_{Rotura} = 1,09 \text{ (cm)}$$

El engranaje es capaz de soportar el esfuerzo a rotura del diente con el módulo nominal seleccionado a desgaste.

Tercero etapa

En la última etapa, la velocidad angular del engranaje sol es de $\omega_1 = 1500(\text{rpm})$ y el número de dientes $Z=20$ (dientes). La potencia en cv se mantiene constante.

$$P = 2175 \text{ (cv)}$$

Cálculo del módulo a rotura del diente:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{2175}{1500 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 4913,35 \cdot 0,322}} = 0,69(\text{cm}) = 6,9 \text{ (mm)}$$

El modulo nominal del engranaje tendrá que ser superior a dicho valor para no llegar a la rotura del diente:

$$m_n = 1,2 \text{ (cm)} \gg m_{\text{Rotura}} = 0,69(\text{cm})$$

El engranaje es capaz de soportar el esfuerzo a rotura del diente con el módulo nominal seleccionado a desgaste.

3.6.4. Dimensiones generalesPrimera etapa

Los engranajes tendrán los siguientes diámetros primitivos:

$$D_{P.\text{sol}} = 2,5(\text{cm}) \cdot 20(\text{dientes}) = 50 \text{ (cm)}$$

$$D_{P.\text{planetas}} = 2,5(\text{cm}) \cdot 30(\text{dientes}) = 75 \text{ (cm)}$$

$$D_{P.\text{exterior}} = 2,5(\text{cm}) \cdot 80(\text{dientes}) = 200 \text{ (cm)}$$

Diámetros exteriores:

$$D_{E.\text{sol}} = 50 \text{ (cm)} + 2 \cdot 2,5 \text{ (cm)} = 55 \text{ (cm)}$$

$$D_{E.\text{planetas}} = 75 \text{ (cm)} + 2 \cdot 2,5 \text{ (cm)} = 80 \text{ (cm)}$$

$$D_{E.\text{exterior}} = 200 \text{ (cm)} + 2 \cdot 2,5 \text{ (cm)} = 205 \text{ (cm)}$$

Diámetros interiores:

$$D_{I.sol} = 50 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,5 (cm) = 43,75 (cm)$$

$$D_{I.planetas} = 75 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,5 (cm) = 68,75 (cm)$$

$$D_{I.exterior} = 200 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,5 (cm) = 193,75 (cm)$$

La anchura de los engranajes es la siguiente:

$$b = 20 \cdot 2,5 (cm) = 50 (cm)$$

Segunda etapa

Los engranajes tendrán los siguientes diámetros primitivos:

$$D_{P.sol} = 1,6 (cm) \cdot 20 (dientes) = 32 (cm)$$

$$D_{P.planetas} = 1,6 (cm) \cdot 30 (dientes) = 48 (cm)$$

$$D_{P.exterior} = 1,6 (cm) \cdot 80 (dientes) = 128 (cm)$$

Diámetros exteriores:

$$D_{E.sol} = 32 (cm) + 2 \cdot 1,6 (cm) = 35,2 (cm)$$

$$D_{E.planetas} = 48 (cm) + 2 \cdot 1,6 (cm) = 51,2 (cm)$$

$$D_{E.exterior} = 128 (cm) + 2 \cdot 1,6 (cm) = 131,2 (cm)$$

Diámetros interiores:

$$D_{I.sol} = 32 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 1,6 (cm) = 28 (cm)$$

$$D_{I.planetas} = 48 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 1,6 (cm) = 44 (cm)$$

$$D_{I.exterior} = 128 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 1,6 (cm) = 124 (cm)$$

La anchura de los engranajes es la siguiente:

$$b = 20 \cdot 1,6 (cm) = 32 (cm)$$

Tercera etapa

Los engranajes tendrán los siguientes diámetros primitivos:

$$D_{P.sol} = 1,2(cm) \cdot 20(dientes) = 24 (cm)$$

$$D_{P.planetas} = 1,2(cm) \cdot 30(dientes) = 36 (cm)$$

$$D_{P.exterior} = 1,2(cm) \cdot 80(dientes) = 96 (cm)$$

Diámetros exteriores:

$$D_{E.sol} = 24 (cm) + 2 \cdot 1,2 (cm) = 26,4(cm)$$

$$D_{E.planetas} = 36 (cm) + 2 \cdot 1,2 (cm) = 38,4(cm)$$

$$D_{E.exterior} = 96 (cm) + 2 \cdot 1,2 (cm) = 98,4(cm)$$

Diámetros interiores:

$$D_{I.sol} = 24 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 1,2 (cm) = 21 (cm)$$

$$D_{I.planetas} = 36 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 1,2 (cm) = 33(cm)$$

$$D_{I.exterior} = 96 (cm) - 2 \cdot 1,25 \cdot 1,2 (cm) = 93(cm)$$

La anchura de los engranajes es la siguiente:

$$b = 20 \cdot 1,2 (cm) = 24 (cm)$$

3.6.5. Ejes intermedios

La caja multiplicadora está formada por cuatro ejes. El eje de entrada o eje de baja velocidad, el eje de salida o eje de alta velocidad y dos ejes intermedios entre las etapas. Los ejes intermedios son los ejes que se encuentran entre la primera y segunda etapa y la segunda y tercera etapa.

Para el dimensionamiento de los ejes intermedios se empleará lo mismo que para el eje de baja velocidad. Es decir, se calcularán a fatiga mediante el código ASME. Cada eje transmitirá un par torsor diferente ya que cada eje tendrá una velocidad de giro distinta tal y como ya se

ha visto en el cálculo de los módulos de los engranajes (la potencia total se mantiene constante 1,5 MW).

El material a utilizar será el mismo que el utilizado para el eje de baja velocidad (AISI 4340). El coeficiente de seguridad a utilizar también será el mismo $CS=1,25$.

Se utilizarán perfiles de sección circular, perfiles macizos, ya que el momento torsor a transmitir es mucho menor que en el eje de entrada o eje de baja velocidad.

Primer eje intermedio

Para el cálculo a fatiga se utilizará la siguiente expresión del código ASME:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Donde los coeficientes de mayoración son los siguientes:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

Al tratarse del cálculo de un perfil circular el momento de inercia polar (J) será el siguiente:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4$$

Sustituyendo dicha expresión en la ecuación del código ASME:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Por otro lado, el momento torsor que transmitirá este eje es el siguiente:

$$T_{Etapa\ 1} = \frac{T_{Entrada}}{5}$$

$$T_{Entrada} = 1018,7 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

$$T_{Etapa\ 1} = \frac{1018,7}{5} \text{ (kN} \cdot \text{m)} = 203,740 \text{ (kN} \cdot \text{m)} = 203,740 \cdot 10^6 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

Este eje solo tendrá un momento torsor ya que al tratarse de una caja multiplicadora de engranajes planetarios y rectos los otros componentes como la fuerza axial o radial se

contrarrestan entre ellas. Para el cálculo del diámetro del eje necesario, se despejará el valor del radio de la ecuación.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 203,740 \cdot 10^6)^2} < \tau_{yp} = 408 \text{ (MPa)}$$

$$r = 68,25 \text{ (mm)} = 6,825 \text{ (cm)}$$

Segundo eje intermedio

El momento torsor que transmitirá el segundo eje intermedio es el siguiente:

$$T_{Etapa\ 2} = \frac{T_{Entrada}}{5}$$

$$T_{Entrada} = 203,740 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

$$T_{Etapa\ 2} = \frac{203,740}{5} \text{ (kN} \cdot \text{m)} = 40,748 \text{ (kN} \cdot \text{m)} = 40,748 \cdot 10^6 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

Para el cálculo del diámetro del eje necesario, se despejará el valor del radio de la ecuación:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 40,748 \cdot 10^6)^2} < \tau_{yp} = 408 \text{ (MPa)}$$

$$r = 39,91 \text{ (mm)} \approx 4 \text{ (cm)}$$

3.6.6. Rodamientos

En este caso, los ejes intermedios, solo tienen que soportar un par torsor (T) por lo que los rodamientos no tendrán que soportar cargas axiales ni radiales. Aun así, los ejes tendrán dos apoyos por cuestiones de seguridad y de diseño.

Se ha optado por utilizar rodamientos de rodillos cónicos. Al igual que para el eje de baja velocidad, los rodamientos de rodillos cónicos estarán calculados para una duración de 85.000 horas. El cálculo es el siguiente:

$$L = 85000 \text{ (h)} \cdot 13 \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \cdot \frac{60 \text{ (min)}}{1 \text{ ()}} = 66300000 \text{ (revoluciones)}$$

$$= 66,3 \cdot 10^6 \text{ (revoluciones)}$$

Por otro lado la fiabilidad (R) se calcula de la siguiente forma:

$$R_{grupo} = 0,95$$

$$R = \sqrt{R_{grupo}} = \sqrt{0,95} = 0,98$$

Al tratarse de rodamientos de rodillos cónicos el cálculo es el siguiente:

$$L_{10} = \frac{66,3 \text{ (rev.)}}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,98}\right) \right]^{1/1,5}} = 199,51 \text{ (millones de rev.)}$$

Una vez calculado L_{10} de ambos rodamientos, se podrán realizar los respectivos cálculos de capacidad según el catalogo de la empresa TIMKEN.

Rodamientos del primer eje intermedio

El primer eje intermedio, según el cálculo a fatiga, debe tener un diámetro mínimo de $D=136,5$ (mm). Por ello, se escogerá un perfil de sección circular de un diámetro mayor al calculado para el eje y se escogerá un rodamiento con un diámetro interior igual al mínimo calculado o se mecanizará hasta lograr el diámetro nominal del rodamiento.

Como se trata de un eje sin ninguna carga axial ni radial no es necesario el cálculo para la selección del rodamiento ya que solo se van a colocar estos rodamientos por seguridad. El eje será un eje bi-apoyado y los rodamientos de rodillos cónicos estarán montados según el montaje indirecto. En la figura 14 se muestra el montaje mencionado:

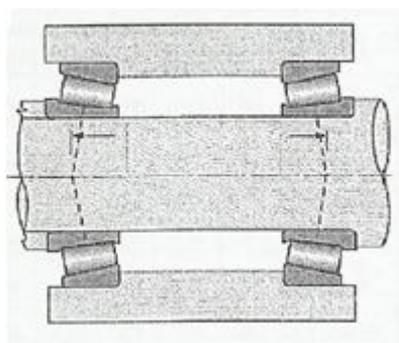
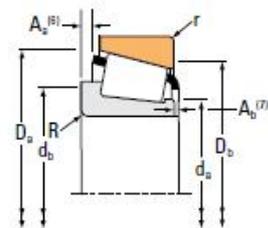


Figura 14. Montaje indirecto rodamientos cónicos.

En la tabla 17 se puede observar el rodamiento seleccionado:

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number		
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e Y		Dynamic ⁽³⁾ C ₅₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf		
170.000 6.6929	240.000 9.4488	46.000 1.8110	401000 90200	0.44	1.37	104000 23400	77900 17500	1.34 171000	JM734449	JM734410

Tabla 17. Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera TIMKEN.

Como se puede observar en la tabla 17, el rodamiento seleccionado tiene un diámetro interior de D=170 (mm). En la tabla 18 se pueden ver algunos parámetros geométricos del rodamiento escogido:

Bearing Dimensions											Geometry Factors			Bearing Weight
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂	C _g	
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
44.500 1.7520	37.000 1.4567	5.1 0.20	3.0 0.12	180.0 7.09	185.0 7.28	2.5 0.10	232.0 9.13	222.0 8.74	2.6 0.10	4.1 0.16	548.5	117.5	0.1164	6.25 13.76

Tabla 18. Parámetros geométricos rodamientos cónicos de una hilera TIMKEN.

Para una buena sujeción será necesario que el rodamiento este apoyado sobre un eje de diámetro D=185 mm para que no se desmonte el anillo interior ya que el parámetro D_b es igual a 185 mm. Por ello el primer eje intermedio tendrá un diámetro de 185 (mm), un rebaje para los rodamientos de D=170 (mm) y otro rebaje de 140 (mm) para los engranajes: Ver figura 15:

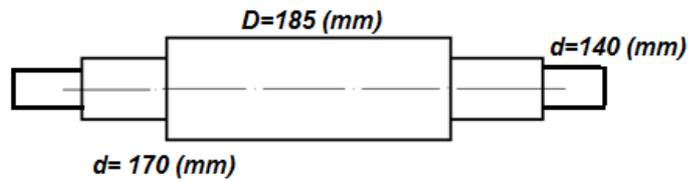
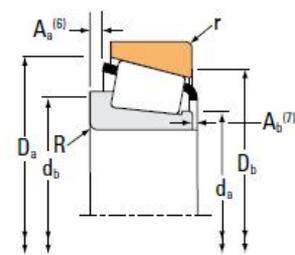
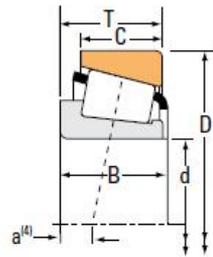


Figura 15. Croquis del primer eje intermedio.

Rodamientos del segundo eje intermedio

El segundo eje intermedio, según lo calculado a fatiga, debe tener un diámetro mínimo de $D=80$ mm. Al igual que en el primer eje intermedio de la caja multiplicadora, se han escogido rodamientos de rodillos cónicos de una hilera. Para realizar el cálculo se ha utilizado de igual forma la empresa TIMKEN. En este otro eje intermedio solamente habrá un par torsor por lo que la forma para la selección del los dos rodamientos será la misma que para el anterior eje. En la tabla 19 se puede observar el rodamiento escogido:

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e Y		Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀ C ₉₀		Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
110.000 4.3307	165.000 6.4961	35.000 1.3780	227000 51100	0.50	1.21	58900 13200	50100 11300	1.18	356000 80100	JM822049	JM822010

Tabla 19. Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera TIMKEN.

Por otro lado, en la tabla 20 se muestran algunos de los parámetros geométricos del rodamiento escogido:

Bearing Dimensions											Geometry Factors			Bearing Weight
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂	C _g	
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a d _b		Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a D _b		A ₀ ⁽⁶⁾	A ₀ ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
35.000 1.3780	26.500 1.0433	3.0 0.12	3.0 0.12	119.0 4.69	125.0 4.92	2.5 0.10	159.0 6.26	149.0 5.87	2.9 0.11	2.0 0.08	191.5	45.8	0.1585	2.44 5.39

Tabla 20. Parámetros geométricos rodamiento rodillos cónicos TIMKEN.

Como se puede observar en las figuras 36 y 37 los rodamientos de rodillos cónicos escogidos tienen un diámetro interior de $D=110$ (mm).

El segundo eje intermedio deberá tener un diámetro principal de $D=125$ (mm) para poder sujetar de forma correcta el anillo interior del los rodamientos ($D_b=125$ mm). Por otro lado, tendrá un mecanizado de diámetro $d=80$ (mm) donde irá el engrane y el porta-planetas. En la figura 16 se puede ver un croquis del eje:

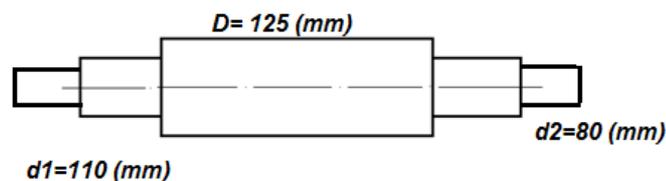


Figura 16. Croquis segundo eje intermedio.

3.6.7. Anillos de retención

Para retener los rodamientos cónicos seleccionados, en los respectivos ejes intermedios, se ha optado por los anillos de retención. En concreto, los anillos de retención escogidos son los DIN 471 y la empresa suministradora es BENERI, al igual que en el eje de baja velocidad ya calculado.

Primer eje intermedio

El primer eje intermedio de la caja multiplicadora, es un eje con cambios de diámetro. Los anillos de retención, irán en el diámetro pequeño para retener los rodamientos. Para la selección de los anillos de retención adecuados, se utilizará el catálogo

escogiendo según el diámetro del eje. En este caso, se escogerá el anillo adecuado para un eje de diámetro $D=170$ (mm).

En la tabla 21 se muestra la selección:

Dimensions in mm - Dimensions en mm - Medidas en mm

d_1	s		d_3		a max	b -	d_5 min.	d_2		m H13	n min.
170	4,00	0/-0,10	160,5	0,63/-1,50	13,5	12,9	4,0	165,0	0/-0,630	4,15	7,5

Tabla 21. Datos de los anillos de retención DIN 471 escogidos.

Segundo eje intermedio

El segundo eje intermedio, también es un eje formado por diferentes diámetros. Los anillos de retención estarán en el diámetro menor para la correcta sujeción de los rodamientos. El diámetro de eje para la selección es de $D=110$ (mm).

En la tabla 22 se muestran los datos de los anillos escogidos para dicho diámetro de eje:

Dimensions in mm - Dimensions en mm - Medidas en mm

d_1	s		d_3		a max	b -	d_5 min.	d_2		m H13	n min.
110	4,00	0/-0,10	103,0	0,54/-1,30	10,1	9,6	3,5	106,0	0/-0,540	4,15	6,0

Tabla 22. Datos de los anillos de retención DIN 471, segundo eje intermedio.

3.6.8. Cálculo de chavetas

Las chavetas que se van a utilizar para transmitir el par de los ejes intermedios de la caja al porta-planetas que contiene los ejes que hacen girar los planetas se realizará con chavetas paralelas DIN 6885-A (igual que el eje de baja velocidad). Se utilizarán las chavetas de la empresa OPAC. Las dimensiones están normalizadas por la norma mencionada para chavetas y chaveteros.

Los ejes intermedios tendrán chavetas en ambos extremos ya que en el extremo izquierdo irán montadas con el engrane sol y en el extremo derecho unido al porta-planetas.

Primer eje intermedio

El primer eje intermedio está compuesto por distintos cambios de diámetro. Los extremos dónde irán las chavetas tienen un diámetro de $D=140$ (mm). Según la normativa DIN 6885-A de chavetas y chaveteros, para un diámetro de eje de $D=140$ (mm), los parámetros b y h de la chaveta son los que se muestran en la tabla 23:

Chaveta Paralela de Ajuste (fixas e móveis) DIN 6885

D		b	h	t ₁	t ₂	D		b	h	t ₁	t ₂
de	até					de	até				
6	8	2	2	1,2	$D + 1$	85	95	25	14	9	$D + 5,4$
8	10	3	3	1,8	$D + 1,4$	95	110	28	16	10	$D + 6,4$
10	12	4	4	2,5	$D + 1,8$	110	130	32	18	11	$D + 7,4$
12	17	5	5	3	$D + 2,3$	130	150	36	20	12	$D + 8,4$
17	22	6	6	3,5	$D + 2,8$	150	170	40	22	13	$D + 9,4$
22	30	8	7	4	$D + 3,3$	170	200	45	25	15	$D + 10,4$
30	38	10	8	5	$D + 3,3$	200	230	50	28	17	$D + 11,4$
38	44	12	8	5	$D + 3,3$	230	260	56	32	20	$D + 12,4$
44	50	14	9	5,5	$D + 3,8$	260	290	63	32	20	$D + 12,4$
50	58	16	10	6	$D + 4,3$	290	330	70	36	22	$D + 14,4$
58	65	18	11	7	$D + 4,4$	330	380	80	40	25	$D + 15,4$
65	75	20	12	7,5	$D + 4,9$	380	440	90	45	28	$D + 17,4$
75	85	22	14	9	$D + 5,4$	440	500	100	50	31	$D + 19,5$

Tabla 23. Valores normalizados para chavetas paralelas DIN 6885-A del eje intermedio.

En primer lugar se calculará la fuerza que actúa sobre la chaveta:

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} = \frac{2 \cdot 203,740 \cdot 10^6 (N \cdot mm)}{140 (mm)} = 2910571,43 (N)$$

Fallo por cortante:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L} \leq \frac{\tau_{YP}}{CS} = \frac{\sigma_{YP}}{2 \cdot CS}$$

$$\tau = \frac{2910571,43 \text{ (N)}}{36 \text{ (mm)} \cdot L} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \leq 296,45 \text{ (mm)}$$

Por otro lado, el cálculo a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{YP}}{CS}$$

$$\sigma = \frac{2910571,43 \text{ (N)}}{20 \text{ (mm)} \cdot L/2} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)}{1,1}$$

$$L \leq 533,60 \text{ (mm)}$$

El fallo por aplastamiento es más crítico que el fallo por cortante por lo que se escogerá una longitud de chaveta siguiendo el fallo por aplastamiento. En este caso, las longitudes a escoger según el catálogo para unas dimensiones de $b=36$ (mm) y $h=20$ (mm) son las de las que se pueden observar en la tabla 24:

b	36	
h	12	20
	100	• 95
	110	100
	125	110
	140	• 120
	160	125
	180	• 130
	200	140
	220	• 150
	250	160
	280	• 170
	315	180
	355	200
	400	220
		250
		280
		320
		360
		400

Tabla 24. Longitudes de chavetas DIN 6885-A de la empresa OPAC.

Se ha optado por seleccionar dos chavetas de $L=280$ (mm) una a 0° y otra a 90° . Las chavetas calculadas irán en la misma disposición en los dos extremos del eje intermedio.

Segundo eje intermedio

Las chavetas del segundo eje intermedio, serán el mismo tipo de chaveta que las utilizadas en el resto de los ejes. Chavetas paralelas DIN 6885-A de la empresa OPAC.

El segundo eje intermedio también está compuesto por diferentes cambios de diámetro. Las chavetas irán en ambos extremos de igual forma que en el anterior eje intermedio. Los diámetros donde irán colocadas ambas chavetas son de $D = 80$ (mm).

Según la normativa DIN 6885-A de chavetas y chaveteros, para un diámetro de eje de $D = 80$ (mm), los parámetros b y h de la chaveta son los que se muestran en la tabla 29. Ver tabla 25:

D		b	h	t_1	t_2
de	até				
75	85	22	14	9	$D + 5A$

Tabla 25. Dimensiones normalizadas chavetas paralelas DIN 6885-A eje intermedio dos.

En primer lugar se realizará el cálculo de la fuerza que actúa sobre la chaveta:

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} = \frac{2 \cdot 40,748 \cdot 10^6 (N \cdot mm)}{80 (mm)} = 1018700 (N)$$

Fallo por cortante:

$$\tau = \frac{1018700 (N)}{22 (mm) \cdot L} \leq \frac{600 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \leq 169,80 (mm)$$

Por otro lado, el cálculo a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{1018700 (N)}{14 (mm) \cdot L/2} \leq \frac{600 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}{1,1}$$

$$L \leq 266,80 (mm)$$

El fallo por aplastamiento es más crítico que el fallo por cortante, por ello, se seleccionará una longitud de chaveta según el valor obtenido por dicho fallo. Según el catálogo para unos

parámetros de $b=22$ (mm) y $h=14$ (mm) las longitudes de chaveta normalizadas son las que se pueden ver en la tabla 26:

b	22
h	14
	63
	70
	80
	90
	100
	110
	125
	140
	160
	180
	200
	220
	250
	130
	140
	150
	160
	170
	180
	200
	220
	250

Tabla 26. Longitudes de chaveta normalizadas DIN 6885-A empresa OPAC.

En este caso, se seleccionarán dos chavetas de $L=140$ (mm) una a 0° y otra a 90° . Se utilizarán las mismas chavetas y la misma disposición en ambos extremos.

3.6.9. Acoplamientos y ejes planetarios

Para poder acoplar el eje de baja velocidad, el primer eje intermedio y el segundo eje intermedio a un porta-planetas que contendrá los ejes que transmitirán el par a los engranajes planetarios, es necesario un acoplamiento mecánico.

Ya que no se han encontrado acoplamientos mecánicos comerciales de este tipo, se realizará el diseño y el cálculo del mismo. En primer lugar se realizará el cálculo de los ejes que transmitirán el par a los engranajes planetarios y las chavetas para la unión con los engranajes. Estos ejes, se calcularán a cortante ya que no se trata de ejes esbeltos, si no que

son ejes de gran diámetro y pequeña longitud. Por último se realizará el diseño y el cálculo del porta-planetas.

Cálculo a cortante ejes planetarios

Al tratarse de ejes de gran diámetro y pequeña longitud, se calcularán a cortante. Una vez desarrollada la expresión (ver apartado 2.7.6 de la memoria):

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_y}{\pi \cdot r^2}$$

En primer lugar se tendrá que calcular la fuerza de cortadura sobre los ejes. La fuerza de cortadura será un tercio por cada eje ya que son tres ejes los encargados de transmitir el par torsor total. En la siguiente figura 17 se puede observar el esquema para el cálculo:

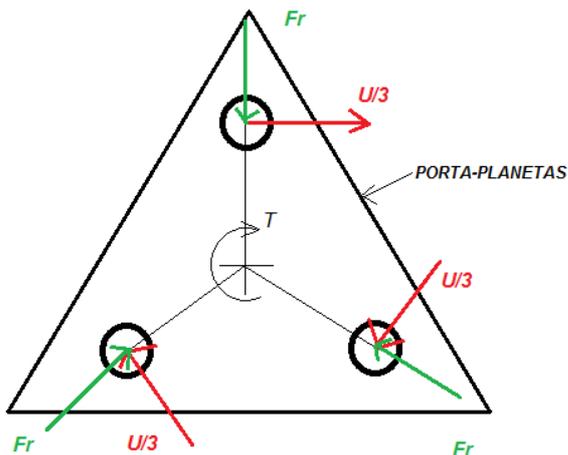


Figura 17. Esquema de cálculo porta-planetas y ejes planetarios.

Como se puede observar en el esquema, las fuerzas radiales se anulan entre ellas mientras que el resto de fuerzas generan tensión cortante. Se utilizará el mismo material que para el resto de los ejes: AISI 4350. El coeficiente de seguridad también será el mismo que en los cálculos anteriores ($CS=1,25$).

Ejes planetarios de la primera etapa

Sabiendo que el par torsor total, se transmite por tres ejes, el par torsor a transmitir por cada uno de ellos, será un tercio:

$$T = \frac{T_{Total}}{3} = \frac{1018,7 \cdot 10^3 (N \cdot m)}{3} = 339566,67 (N \cdot m)$$

Por otro lado, sabemos que el momento torsor es la fuerza por la distancia, por lo que calcularemos la distancia desde el centro hasta el centro del eje sabiendo que esa distancia es el radio del sol más el radio del planeta.

$$D_{sol} = 0,55 (m)$$

$$D_{planeta} = 0,80(m)$$

$$d = 0,275 + 0,4 = 0,675 (m)$$

La fuerza cortante es la siguiente:

$$V_y = \frac{T}{d} = \frac{339566,67 (N \cdot m)}{0,675 (m)} = 503061,74 (N)$$

La tensión cortante:

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_y}{\pi \cdot r^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{503061,74 (N)}{\pi \cdot r^2} \leq \frac{408 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}{1,25}$$

$$r \geq 25,57(mm) \approx 26(mm)$$

$$D_{eje-planet.} = 52 (mm)$$

Como se puede comprobar el diámetro del eje planetario en comparación con el diámetro del planeta es muy pequeño, por ello se ha optado por utilizar un diámetro más grande para no tener tanta diferencia. El diámetro escogido es:

$$D_{eje-planet.} = 240 (mm)$$

Ejes planetarios de la segunda etapa

Sabiendo que el par torsor total, se transmite por tres ejes, el par torsor a transmitir por cada uno de ellos, será un tercio:

$$T = \frac{T_{Total}}{3} = \frac{203,740 \cdot 10^3 (N \cdot m)}{3} = 67913,34(N \cdot m)$$

Por otro lado, sabemos que el momento torsor es la fuerza por la distancia, por lo que calcularemos la distancia desde el centro hasta el centro del eje sabiendo que esa distancia es el radio del sol más el radio del planeta.

$$D_{sol} = 0,352 (m)$$

$$D_{planeta} = 0,412(m)$$

$$d = 0,176 + 0,206 = 0,382 (m)$$

La fuerza cortante es la siguiente:

$$V_y = \frac{T}{d} = \frac{67913,34(N \cdot m)}{0,382 (m)} = 177783,61(N)$$

La tensión cortante:

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_y}{\pi \cdot r^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{177783,61 (N)}{\pi \cdot r^2} \leq \frac{408 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}{1,25}$$

$$r \geq 15,20(mm) \approx 15,5(mm)$$

$$D_{eje-planet.} = 31(mm)$$

Como se puede comprobar el diámetro del eje planetario en comparación con el diámetro del planeta es muy pequeño, por ello se ha optado por utilizar un diámetro más grande para no tener tanta diferencia. El diámetro escogido es:

$$D_{eje-planet.} = 130(mm)$$

Ejes planetarios de la tercera etapa

Sabiendo que el par torsor total, se transmite por tres ejes, el par torsor a transmitir por cada uno de ellos, será un tercio:

$$T = \frac{T_{Total}}{3} = \frac{40,748 \cdot 10^3 (N \cdot m)}{3} = 13582,67(N \cdot m)$$

Por otro lado, sabemos que el momento torsor es la fuerza por la distancia, por lo que calcularemos la distancia desde el centro hasta el centro del eje sabiendo que esa distancia es el radio del sol más el radio del planeta.

$$D_{sol} = 0,264 (m)$$

$$D_{Planeta} = 0,384(m)$$

$$d = 0,132 + 0,192 = 0,324(m)$$

La fuerza cortante es la siguiente:

$$V_y = \frac{T}{d} = \frac{13582,67(N \cdot m)}{0,324(m)} = 41921,82(N)$$

La tensión cortante:

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_y}{\pi \cdot r^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{41921,82(N)}{\pi \cdot r^2} \leq \frac{408 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}{1,25}$$

$$r \geq 7,38(mm) \approx 7,5(mm)$$

$$D_{eje-planet.} = 15(mm)$$

Como se puede comprobar el diámetro del eje planetario en comparación con el diámetro del planeta es muy pequeño, por ello se ha optado por utilizar un diámetro más grande para no tener tanta diferencia. El diámetro escogido es:

$$D_{eje-planet.} = 100(mm)$$

Cálculo de chavetas ejes planetarios

El par torsor de los ejes planetarios se transmitirá a los engranajes planetarios mediante la unión con chavetas paralelas DIN 6885-A. El catálogo para la selección de las chavetas será el de empresa OPAC.

Al calcular los ejes planetarios a cortante se ha comprobado que no necesitan un diámetro muy grande en comparación con el engranaje al que van a ir unidos. Por otro lado, el par torsor que van a transmitir es grande por lo que a la hora de calcular las chavetas se tendrá que escoger un diámetro de eje mayor para poder escoger una chaveta de una longitud no muy elevada.

Primera etapa

Según la normativa para chavetas y chaveteros DIN 6885, los valores de los parámetros b y h para ese diámetro de eje (D=240 mm) son las que se pueden observar en la tabla 27:

D		b	h	t ₁	t ₂
d _e	d _{te}				
85	95	25	14	9	D + 5,4
95	110	28	16	10	D + 6,4
110	130	32	18	11	D + 7,4
130	150	36	20	12	D + 8,4
150	170	40	22	13	D + 9,4
170	200	45	25	15	D + 10,4
200	230	50	28	17	D + 11,4
230	260	56	32	20	D + 12,4

Tabla 27. Valores normalizados para chavetas paralelas DIN 6885-A.

Primero se calculará la fuerza en la chaveta con el diámetro de eje seleccionado:

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} = \frac{2 \cdot 339566,67 \cdot 10^3 \text{ (N} \cdot \text{mm)}}{240 \text{ (mm)}} = 2829722,25 \text{ (N)}$$

Cálculo a fallo por cortante:

$$\tau = \frac{2829722,25 \text{ (N)}}{56 \text{ (mm)} \cdot L} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \leq 185,27 \text{ (mm)}$$

Por otro lado, el cálculo a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{2829722,25 \text{ (N)}}{32 \text{ (mm)} \cdot L/2} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)}{1,1}$$

$$L \leq 317,30 \text{ (mm)}$$

El fallo por aplastamiento es más crítico que el fallo por cortante. Por ello, se necesitara la longitud mínima de L=317,30 (mm) para soportar ese tipo de fallo. Según el catálogo para unos parámetros de b=56 (mm) y h=32 (mm) las longitudes que se pueden escoger son las que se pueden ver en la tabla 28:

b	56
h	32
	160
	180
	200
	220
	250
	280
	320
	360
	400

Tabla 28. Longitudes normalizadas para chavetas DIN 6885-A.

Se ha optado por seleccionar una chaveta de $L=320$ (mm) en el extremo donde ira alojado el engranaje. En el extremo del porta-planetas se ha escogido utilizar dos chavetas cada una de una longitud $L=160$ (mm) una a 0° y otra a 90° .

Segunda etapa

Según la normativa para chavetas y chaveteros DIN 6885, los valores de los parámetros b y h para ese diámetro de eje ($D=130$ mm) son las que se pueden observar en la tabla 29:

D		b	h	t_1	t_2
d_e	d_e				
85	95	25	14	9	$D + 5,4$
95	110	28	16	10	$D + 6,4$
110	130	32	18	11	$D + 7,4$
130	150	36	20	12	$D + 8,4$

Tabla 29. Valores normalizados para chavetas paralelas DIN 6885-A.

Primero se calculará la fuerza en la chaveta con el diámetro de eje seleccionado:

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} = \frac{2 \cdot 67913,334 \cdot 10^3 \text{ (N} \cdot \text{mm)}}{130 \text{ (mm)}} = 1044820,462 \text{ (N)}$$

Cálculo a fallo por cortante:

$$\tau = \frac{1044820,462 \text{ (N)}}{36 \text{ (mm)} \cdot L} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \leq 106,42(\text{mm})$$

Por otro lado, el cálculo a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{1044820,462(N)}{20(\text{mm}) \cdot L/2} \leq \frac{600 \left(\frac{N}{\text{mm}^2}\right)}{1,1}$$

$$L \leq 191,55(\text{mm})$$

El fallo por aplastamiento es más crítico que el fallo por cortante. Por ello, se necesitara la longitud mínima de $L=191,55$ (mm) para soportar ese tipo de fallo. Según el catálogo para unos parámetros de $b=36$ (mm) y $h=20$ (mm) las longitudes que se pueden escoger son las que se pueden ver en la tabla 30:

b	36	
h	12	20
l	100	• 95
	110	100
	125	110
	140	• 120
	160	125
	180	• 130
	200	140
	220	• 150
	250	160
	280	• 170
	315	180
	355	200
	400	220
		250
		280
	320	
	360	
	400	

Tabla 30. Longitudes normalizadas para chavetas DIN 6885-A.

Se ha optado por seleccionar una chaveta de $L=200$ (mm) en el extremo donde ira alojado el engranaje. En el extremo opuesto, donde ira el porta-planetas, se ha optado por dos chavetas cada una de longitud $L=100$ (mm), una a 0° y otra a 90° .

Tercera etapa

Según la normativa para chavetas y chaveteros DIN 6885, los valores de los parámetros b y h para ese diámetro de eje ($D=100$ mm) son las que se pueden observar en la tabla 31:

D		b	h	t_1	t_2
d_e	d_e'				
85	95	25	14	9	$D + 5,4$
95	110	28	16	10	$D + 6,4$

Tabla 31. Valores normalizados para chavetas paralelas DIN 6885-A.

Primero se calculará la fuerza en la chaveta con el diámetro de eje seleccionado:

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} = \frac{2 \cdot 13582,67 \cdot 10^3 \text{ (N} \cdot \text{mm)}}{100 \text{ (mm)}} = 276653,4 \text{ (N)}$$

Cálculo a fallo por cortante:

$$\tau = \frac{276653,4 \text{ (N)}}{28 \text{ (mm)} \cdot L} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \leq 36,22 \text{ (mm)}$$

Por otro lado, el cálculo a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{276653,4 \text{ (N)}}{16 \text{ (mm)} \cdot L/2} \leq \frac{600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)}{1,1}$$

$$L \leq 62,26 \text{ (mm)}$$

El fallo por aplastamiento es más crítico que el fallo por cortante. Por ello, se necesitara la longitud mínima de $L=62,26$ (mm) para soportar ese tipo de fallo. Según el catálogo para unos parámetros de $b=28$ (mm) y $h=16$ (mm) las longitudes que se pueden escoger son las que se pueden ver en la tabla 32:

b	28	
h	10	16
	80	• 75
	90	80
	100	• 85
	110	90
	125	• 95
	140	100

Tabla 32. Longitudes normalizadas para chavetas DIN 6885-A.

Se ha optado por seleccionar una chaveta de $L=80$ (mm) para los dos extremos, el extremo donde ira alojado el engranaje y el extremo donde ira el porta-planetas.

Acoplamiento mecánico: porta-satélites

Al tratarse de un elemento de bastante espesor y un material resistente (AISI 4340), la zona más crítica a calcular, será la chaveta. Por ello, se realizará el cálculo de la chaveta y se diseñara con la forma adecuada.

En este caso, la caja multiplicadora está formada por tres etapas por lo que habrá un acoplamiento de este tipo por cada etapa. El acoplamiento principal o primer acoplamiento irá unido con unas chavetas al eje de baja velocidad y el resto de acoplamientos irán unidos a los ejes intermedios de la caja.

Las chavetas de unión entre el acoplamiento mecánico o porta-satélites y el eje de baja velocidad y ejes intermedios ya están calculadas en los apartados correspondientes a dichos ejes. Por otro lado, la unión entre los ejes planetarios y el porta-satélites también será mediante chavetas, las cuales también están calculadas en el respectivo apartado. En la figura 18 se pueden ver los parámetros normalizados para el chaveteros de chavetas paralelas DIN 6885:

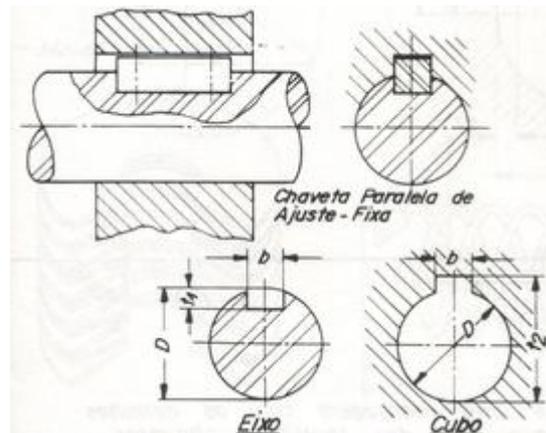


Figura 18. Valores normalizados para chaveteros DIN 6885.

Primer acoplamiento: eje de entrada con diámetro exterior de $D=240$ (mm) por lo que los valores normalizados son los de la siguiente tabla 33:

D		b	h	t_1	t_2
d_e	d_i				
230	260	56	32	20	$D + 124$

Tabla 33. Valores para chavetero del primer acoplamiento.

El eje planetario tiene un diámetro de $D=240$ (mm) por lo que los valores del chavetero son los mismos que muestran la tabla 33.

Segundo acoplamiento: eje de entrada con diámetro exterior de $D=140$ (mm) por lo que los valores normalizados son los de la siguiente tabla 34:

D		b	h	t_1	t_2
d_e	d_i				
130	150	36	20	12	$D + 84$

Tabla 34. Valores para chavetero del segundo acoplamiento.

El eje planetario tiene un diámetro de $D=130$ (mm) por lo que la chaveta para acoplarlo tendrá las mismas dimensiones que los valores de la tabla 34.

Último acoplamiento: eje de entrada con diámetro exterior de $D=80$ (mm) por lo que los valores normalizados son los de la siguiente tabla 35:

D		b	h	t ₁	t ₂
d _e	d _{t_e}				
75	85	22	14	9	D + 54

Tabla 35. Valores para chavetero del tercer acoplamiento

Los ejes planetarios que se unen a este acoplamiento tienen un diámetro de $D=100$ (mm) por lo que los valores del chavetero se pueden ver en la siguiente tabla 36:

D		b	h	t ₁	t ₂
d _e	d _{t_e}				
85	95	25	14	9	D + 54
95	110	28	16	10	D + 64

Tabla 36. Valores para chavetero unión con ejes planetarios.

3.7. FRENO

3.7.1. Cálculo de la fuerza de frenado

En este caso, para escoger el freno de disco hidráulico, se calculará la fuerza de frenada necesaria (F_B) y se escogerá del catálogo un freno capaz de lograr dicha fuerza. Por otro lado, el disco del freno también es proporcionado por la misma empresa, en la tabla 37 se muestran los distintos tipos de disco:

- 300 x 20 mm
- 400 x 20 mm
- 400 x 30 mm
- 350 x 30 mm
- 440 x 30 mm
- 400 x 30 mm
- 580 x 30 mm
- 600 x 25 mm
- 630 x 30 mm
- 710 x 30 mm
- 800 x 30 mm
- 900 x 30 mm
- 1000 x 30 mm
- 1200 x 35 mm
- 1400 x 40 mm
- 1500 x 40 mm
- 1800 x 40 mm
- 2000 x 50 mm
- 2200 x 50 mm
- 2400 x 50 mm
- 2500 x 60 mm
- Customer specific

Tabla 37. Disco de freno según diámetro y espesor.

Para el cálculo de la fuerza de frenada necesaria se despeja F_B logrando la siguiente expresión:

$$F_B = \frac{2 \cdot M_B}{a \cdot (D_0 - 0,13)}$$

La pinza o pastilla de frenado genera una fuerza axial sobre el disco para lograr la frenada deseada mediante el par de rozamiento (T_{ROZ}). En la figura 19 se puede observar:

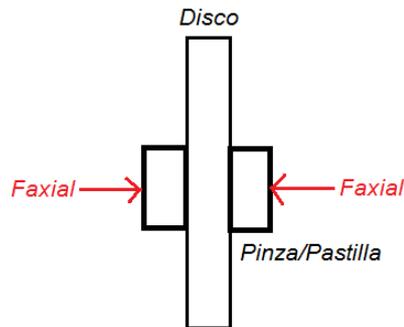


Figura 19. Fuerzas axiales sobre disco de freno.

En este caso, dado que no se sabe con exactitud el valor del par resistente, se ha optado por una hipótesis conservadora:

$$T_{Resistente} = 2 \cdot T_{Actuante}$$

$$T_{Resistente} = 2 \cdot 10187 \text{ (N} \cdot \text{m)} = 20374 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

En primer lugar se realizará el cálculo seleccionando el disco de freno de menor diámetro y menor espesor: $D_0=300$ (mm) y $e=20$ (mm).

$$F_B = \frac{2 \cdot 20374}{1 \cdot (0,3 - 0,13)} = 239694,12 \text{ (N)}$$

Como se puede observar la fuerza de frenada necesaria es muy elevada por lo que se volverá a calcular seleccionando otro disco de mayor diámetro. Se calculará con un disco de las siguientes dimensiones: $D_0=440$ (mm) y $e=20$ (mm).

$$F_B = \frac{2 \cdot 20374}{1 \cdot (0,44 - 0,13)} = 131445,16 \text{ (N)}$$

Como se puede ver en la tabla 13 tampoco habría un freno con capacidad suficiente por lo que se calculará de nuevo utilizando un tamaño de disco de $D_0=580$ (mm) y $e=30$ (mm):

$$F_B = \frac{2 \cdot 10187}{1 \cdot (0,58 - 0,13)} = 90551,12 \text{ (N)}$$

3.7.2. Selección del freno

Una vez obtenido el valor de frenado deseado mediante un tamaño de disco escogido, se seleccionará del catálogo el freno adecuado. El freno seleccionado es el siguiente (ver tabla 38):

CALIPER TYPE	CLAMPING FORCE ¹⁾ [N]		BRAKING FORCE ³⁾ [N]	LOSS OF FORCE PER 1MM [%]	OPERATING PRESSURE ³⁾ MPa	BALANCING PRESSURE ¹⁾ MIN MPa	PAD SURFACE PRESSURE ⁴⁾ [N/mm ²]
	MIN	MAX					
BSFI 3090	90,000	98,500	72,000	13.0	14.5	10.24	1.65 - 2.74
BSFI 3100	100,000	109,000	80,000	11.0	16.0	11.37	1.83 - 3.03
BSFI 3110	110,000	119,000	88,000	10.0	17.5	12.51	2.00 - 3.31
BSFI 3120	120,000	130,000	96,000	9.0	19.0	13.65	2.18 - 3,61

Tabla 38. Características del freno seleccionado.

Como se puede observar el freno escogido tiene una capacidad de frenada mayor a la necesaria para la transmisión, por lo que, el freno escogido es válido. Freno escogido:

- BSFI-3120 con un disco de $D_0=580$ (mm) y $e=30$ (mm).

Dentro de la categoría BSFI están las sub-categorías BSFI-100, BSFI-200, BSFI-300, BSFI 345 y BSFI-3000. En este caso las categorías inferiores a la BSFI 3000 no tenían fuerza de frenada necesaria por lo que por ello se ha seleccionado un freno BSFI-3000 dentro del cual el adecuado era el BSFI-3120.

3.7.3. Comprobación aproximada (T_{ROZ})

Una vez seleccionado el freno se comprobará mediante las formulas de diseño de máquinas una aproximación del par de rozamiento. Se utilizará la siguiente expresión:

$$T_{ROZ.} = N^{\circ} \text{pastillas} \cdot \mu \cdot F_{\text{pastilla}} \cdot d$$

Se hará un cálculo sin tener en cuenta el área de las pastillas y como si la fuerza fuese puntual en el extremo del disco. En la figura 20 se puede observar el esquema para el cálculo:

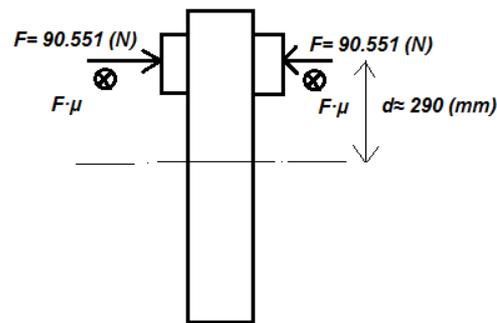


Figura 20. Esquema del freno de disco con las fuerzas actuantes.

El cálculo sería el siguiente:

$$T_{ROZ.} = 2 \cdot 0,4 \cdot 90551,12 \text{ (N)} \cdot 290 \text{ (mm)} = 21007,85 \cdot 10^3 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

$$T_{ROZ.} = 21007 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

Como se puede comprobar el par de rozamiento calculado es mayor al par actuante por lo que el freno es capaz de frenar el par del eje de alta velocidad.

3.8. EJE ALTA VELOCIDAD

El eje de baja velocidad es el eje de salida de la caja multiplicadora, el eje encargado de transmitir el par torsor al motor eléctrico que generará la energía eléctrica. El eje se calculará a fatiga según el código ASME utilizando el mismo material y el mismo coeficiente de seguridad que en el resto de ejes ya calculados:

- Material: AISI 4340
- CS=1,25.

En primer lugar, se tendrá que especificar el diseño inicial, es decir, la longitud y la disposición de los apoyos. Ya que el eje gira a una velocidad angular de 1500 rpm el par torsor es mucho menor que en el eje de baja velocidad, se ha optado por un perfil de sección circular (macizo). En la figura 21 se puede observar el diseño inicial del eje:

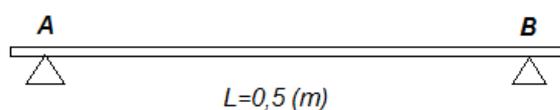


Figura 21. Disposición general eje de alta velocidad.

3.8.1. Diagramas de esfuerzos

El diagrama del momento torsor es el que se puede observar en la figura 22:

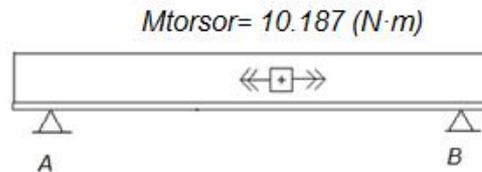


Figura 22. Diagrama de momento torsor eje alta velocidad.

Como ya se ha podido observar en apartados anteriores, el eje de alta velocidad, tiene un par torsor menor y una velocidad de giro mucho mayor (1500 rpm), manteniendo la potencia de 1,5 MW.

3.8.2. Diseño a fatiga según el código ASME

El eje se dimensionara siguiendo el código ASME, por lo que se utilizará la siguiente expresión:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp}$$

Donde los coeficientes de mayoración son los siguientes:

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

Cálculo del diámetro del eje de alta velocidad:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi \cdot r^3} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 10187 \cdot 10^3)^2} < \tau_{yp} = \frac{510}{1,25} = 408 \text{ (MPa)}$$

$$r_{\text{Alta Velocidad}} = 25,14 \text{ (mm)} = 2,514 \text{ (cm)}$$

El eje de alta velocidad necesita un diámetro mínimo de:

$$D_{\text{Alta Velocidad}} \approx 5,1 \text{ (cm)}$$

3.8.3. Rodamientos

El eje de alta velocidad, al igual que los ejes intermedios de la caja multiplicadora, solo tiene aplicado un par torsor. Por ello, los rodamientos son simplemente apoyos para el eje. En este caso, se ha optado por un eje con dos apoyos. Los rodamientos escogidos serán de rodillos cónicos de una hilera al igual que en los anteriores ejes. Para la selección de dichos rodamientos se utilizarán los catálogos y expresiones de la empresa TIMKEN. Los rodamientos estarán diseñados para una vida (L) de 85.000 horas, al igual que el resto de rodamientos de la transmisión:

$$L = 85000 (h) \cdot 13 \left(\frac{rev}{min} \right) \cdot \frac{60 (min)}{1 ()} = 66300000 (revoluciones)$$

$$= 66,3 \cdot 10^6 (revoluciones)$$

Por otro lado la fiabilidad (R) se calcula de la siguiente forma:

$$R_{grupo} = 0,95$$

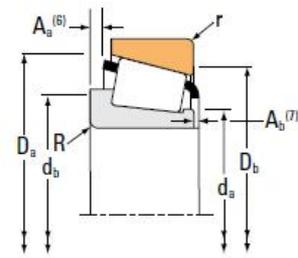
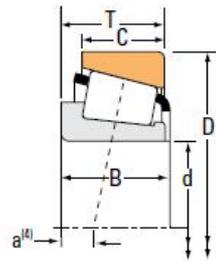
$$R = \sqrt{R_{grupo}} = \sqrt{0,95} = 0,98$$

Al tratarse de rodamientos de rodillos cónicos el cálculo es el siguiente:

$$L_{10} = \frac{66,3 (rev.)}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,98} \right) \right]^{1/1,5}} = 199,51 (millones de rev.)$$

Sabiendo que el diámetro mínimo del eje de alta velocidad es D=5,1 (cm), se escogerá un rodamiento con un diámetro interior igual o mayor al mínimo. Por otro lado, el diámetro mayor del eje será según las características que marque el catálogo del rodamiento escogido ya que será donde dicho rodamiento vaya apoyado. En la tabla 39 se pueden observar los rodamientos escogidos:

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number			
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ e	Y	Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀	C ₉₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
65.000 2.5591	105.000 4.1339	24.000 0.9449	128000 28800	0.45	1.32	33200 7470	25800 5810	1.29	139000 31300	JLM710949C	JLM710910

Tabla 39. Rodamientos rodillos cónicos una hilera TIMKEN.

Se han escogido unos rodamientos con un diámetro interior $D=65$ (mm) con una anchura de $T=24$ (mm) y un diámetro exterior de $D=105$ (mm). En la tabla 40 se pueden observar las características geométricas de los rodamientos escogidos:

Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
Width B	Width C	Eff. Ctr. a ⁽⁴⁾	Shaft			Housing			Cage		G ₁	G ₂		C _g
			Max Shaft Fillet Radius R ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. d _a	d _b	Max Housing Fillet Radius r ⁽⁵⁾	Backing Shoulder Dia. D _a	D _b	A _a ⁽⁶⁾	A _b ⁽⁷⁾				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
23.000 0.9055	18.500 0.7283	-0.3 -0.01	3.0 0.12	72.0 2.83	78.0 3.07	1.0 0.04	100.5 3.96	96.0 3.78	1.5 0.06	3.0 0.12	55.5	24.5	0.1023	0.76 1.66

Tabla 40. Características geométricas rodamientos cónicos TIMKEN escogidos.

Como se puede observar en la tabla 41, el diámetro mayor del eje donde los rodamientos irán apoyados o sujetos, debe tener un diámetro de $D=72$ (mm) (parámetro d_a , ver imagen de la tabla 15).

Una vez escogidos los rodamientos, el eje de alta velocidad estaría definido. En la figura 23 se puede observar un croquis con los distintos diámetros que forman el eje:

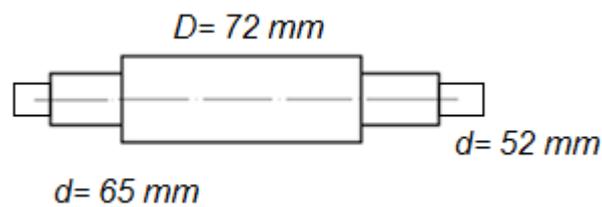


Figura 23. Croquis eje alta velocidad.

3.8.4. Anillos de retención

Los rodamientos del eje de alta velocidad, irán sujetos mediante anillos de retención al igual que en el resto de ejes que forman la transmisión. Los anillos de retención son anillos de retención para ejes DIN 471 de la empresa BENERI. Los anillos, se escogen del catálogo mediante el diámetro exterior del eje. Por ello, en este caso, se escogerán dos anillos de retención de ejes DIN 471 para un diámetro de eje de $D=65$ (mm). En la tabla 41 se pueden ver los anillos de retención escogidos:

Dimensions in mm - Dimensions en mm - Medidas en mm

d_1	s		d_3		a max	b ~	d_5 min.	d_2		m H13	n min.
65	2,50	0 / -0,07	60,8	0,46 / - 1,10	7,8	6,3	3,0	62,0	0 / -0,300	2,65	4,5

Tabla 41. Características anillos de retención DIN 471 escogidos.

3.8.5. Cálculo de chavetas

Al igual que en el resto de ejes que forman parte de la transmisión se utilizarán chavetas paralelas DIN 6885-A del mismo fabricante (OPAC). En primer lugar se realizará el cálculo de la fuerza que actúa sobre la chaveta:

$$F = \frac{2 \cdot 10187 \cdot 10^3 (N \cdot mm)}{52 (mm)} = 391808 (N)$$

Para un diámetro de eje de $D=52$ (mm) los valores de b y h normalizados son estos:

$$b = 16 (mm)$$

$$h = 10 (mm)$$

En la tabla 42 de la norma se puede observar lo mencionado:

D		b	h
de	ate		
6	8	2	2
8	10	3	3
10	12	4	4
12	17	5	5
17	22	6	6
22	30	8	7
30	38	10	8
38	44	12	8
44	50	14	9
50	58	16	10

Tabla 42. Normativa para chavetas DIN 6885.

Cálculo a cortante:

$$\tau = \frac{391808 (N)}{16 (mm) \cdot L} \leq \frac{600 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}{2 \cdot 1,1}$$

$$L \leq 89,80 (mm)$$

Por otro lado, el cálculo a aplastamiento:

$$\sigma = \frac{391808 (N)}{10 (mm) \cdot L/2} \leq \frac{600 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}{1,1}$$

$$L \leq 143,70 (mm)$$

Como se puede comprobar el fallo por aplastamiento es el más crítico. Siguiendo el catalogo de la empresa OPAC, las longitudes de chavetas normalizadas son las de la tabla 43:

b	16
h	7 10
l	80
	• 85
	90
	• 95
	100

Tabla 43. Longitudes de chaveta DIN 6885-A OPAC.

En este caso se podría seleccionar una chaveta de $L=160$ (mm) pero se ha optado por seleccionar dos chavetas de $L= 80$ (mm) una a 0° y otra a 90° . De esta forma nos aseguramos que no sufra deformaciones tan grandes debido al par torsor.

El eje de alta velocidad será el encargado de transmitir el par torsor al generador eléctrico mediante un sistema de engrane. Por ello, el eje de alta velocidad deberá tener las chavetas calculas en ambos extremos.

3.9. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ORIENTACIÓN

El sistema de orientación del aerogenerador es el sistema que se utiliza para girar el rotor eólico y la góndola. El sistema de orientación une la góndola con la parte superior de la torre mediante un rodamiento de bolas de grandes dimensiones.

3.9.1. Cargas actuantes

En este caso se utilizará el catálogo de rodamientos de grandes dimensiones de la empresa ROTHE ERDE. Los rodamientos seleccionados, están formados por el rodamiento de bolas y una corona dentada. Como se puede comprobar en la memoria se ha optado por utilizar rodamientos con dentado interior de la serie KD 600. En la figura 24 se pueden observar las diferentes cargas actuantes:

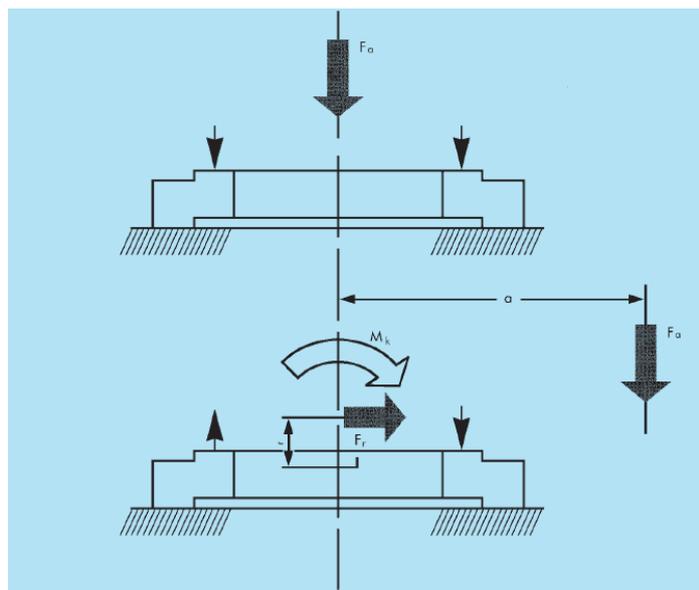


Figura 24. Cargas actuantes sobre el rodamiento ROTHE ERDE.

En primer lugar se tendrán que obtener las cargas representadas en la anterior figura. La fuerza radial que aparece en la figura, es la fuerza de arrastre generada por el viento sobre las palas del rotor ya que las fuerzas de sustentación encargadas de hacer girar las palas, se anulan entre sí. La fuerza radial, sería la siguiente:

$$F_{Radial} = 231,78 \text{ (KN)} \approx 232 \text{ (KN)}$$

Por otro lado, la fuerza axial (N) será la fuerza generada por el peso de la góndola. La masa de la góndola se ha obtenido de forma aproximada de aerogeneradores de características similares:

$$m_{Góndola} \approx 70000 \text{ (Kg)}$$

$$m_{Rotor} = 38070 \text{ (Kg)}$$

$$m_{Total} = 70000 + 38070 \text{ (Kg)} = 108070 \text{ (Kg)}$$

En este caso, se ha optado por posicionar el centro de gravedad justo en el eje de la torre, en el centro del rodamiento. Se trata de una aproximación ya que en la realidad habría una desalineación por la que el peso total generaría un momento de vuelco. La carga axial sobre el rodamiento es la siguiente:

$$N = 108070 \text{ (Kg)} \cdot 9,81 \left(\frac{m}{s^2} \right) = 1060166,7 \text{ (N)} = 1060,16 \text{ (kN)}$$

Al considerar el centro de gravedad en el eje del rodamiento, la única fuerza que generaría el momento de vuelco sería la fuerza radial. Esto ocurre debido a que dicha fuerza está aplicada en el centro del rotor a una distancia de 2 metros respecto al rodamiento. Cálculo del momento de vuelco (m_k):

$$m_k = 232 \text{ (kN)} \cdot 2 \text{ (m)} = 464 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

3.9.2. Coeficientes y combinaciones de carga

En primer lugar se tienen que determinar los factores de carga dependiendo de la aplicación. Para ello se utilizará la tabla 44:

Casos de aplicación	$f_{stat.}$	f_L	Vida útil, giros a plena carga
Mecanismo principal de giro de rotopalas			
Retro-cargadores	1,45**	2,15	300.000
Apiladores			
Cintas transportadoras en voladizo			

Tabla 44. Factores de carga para el cálculo del rodamiento.

Los factores de carga son los que se pueden observar en la tabla 40:

$$f_{stat.} = 1,45$$

$$f_L = 2,15$$

Para la correcta selección del rodamiento se deberán realizar dos hipótesis o combinaciones de cargas para el cálculo a estática según el catálogo. Una vez calculadas ambas hipótesis se utilizarán los valores más grandes ya que serán los más críticos. Las combinaciones de carga son las siguientes:

Combinación I

$$N' = (1060,16 + 5,046 \cdot 232) \cdot 1,45 = 3234,70 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 464 \cdot 1,45 = 672,8 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

Combinación II

$$N' = (1,225 \cdot 1060,16 + 2,676 \cdot 232) \cdot 1,45 = 2783,31 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 1,225 \cdot 464 \cdot 1,45 = 824,18 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

Como se puede comprobar la primera hipótesis de carga es la más crítica según la fuerza axial (N) pero la segunda hipótesis es la más crítica según el momento de vuelco (m_K). Por ello, se realizará la selección del rodamiento utilizando los valores más críticos:

$$N' = 3234,70 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 824,18 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

3.9.3. Selección del rodamiento: curvas de carga estática

Para seleccionar el rodamiento adecuado, se utilizarán las curvas de carga estática del rodamiento de serie KD 600. Según el catálogo, la curva apropiada capaz de soportar dichas cargas será la que quede por encima del punto obtenido mediante las cargas críticas. En la figura 25 se pueden ver dichas curvas:

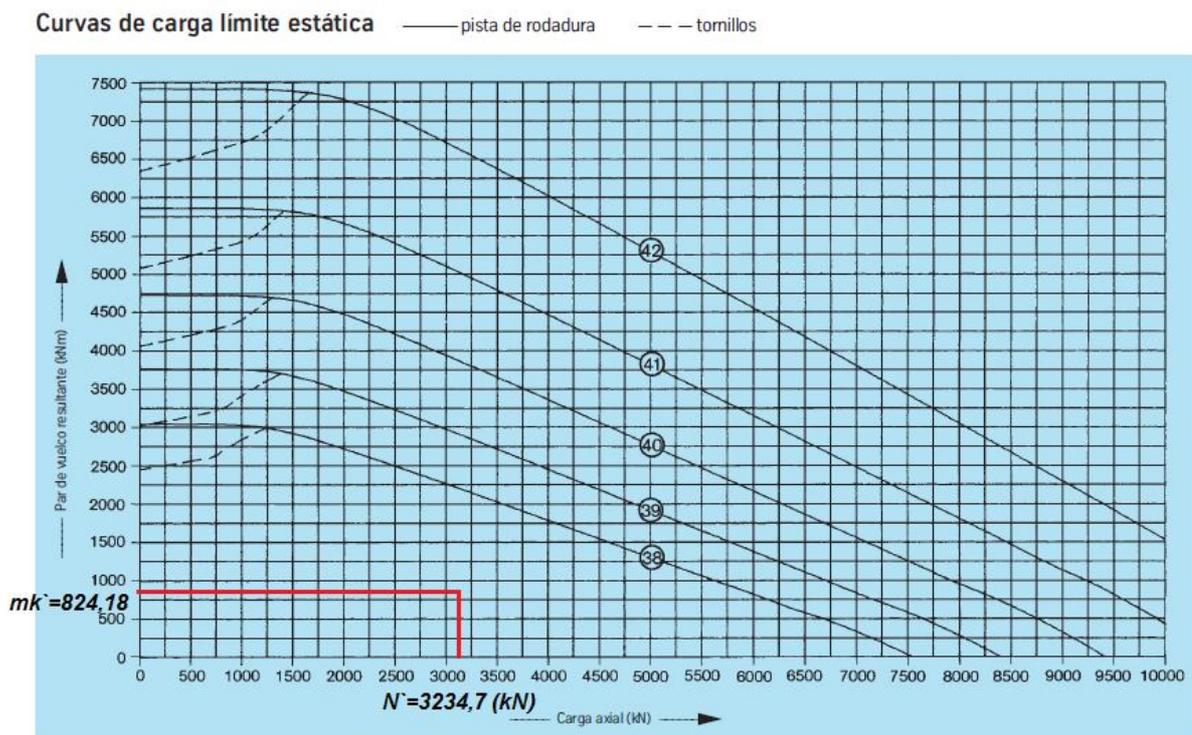


Figura 25. Curvas de carga límite estática serie KD 600.

La curva capaz de soportar las cargas de la combinación más crítica, es la curva 38. Para seleccionar el rodamiento se utilizará la tabla 46 y se seleccionará el rodamiento de la curva 38. Ver tabla 45:

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Altura total			Diámetro del taladro			Medida del tornillo		Cantidad de engrasabores		Separación abajó aros exterior/interior				Diámetro primitivo		Ajuste cabeza de diente		Fuerza tangencial admisible		Curvas			
D _e [mm]	[kg]	D _a [mm]	D _i [mm]	H [mm]	L _e [mm]	L _i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n ₁	O [mm]	U [mm]	H ₁ [mm]	H ₂ [mm]	H _u [mm]	H _b [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]	
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0	38
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0	39
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6	40
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6	41
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6	42

Tabla 45. Selección del rodamiento serie KD 600 con dentado interior.

El rodamiento con dentado interior de la serie KD 600 escogido es el siguiente:

062.50.1800.001.49.1504

3.9.4. Comprobación de la vida útil

Una vez realizado el cálculo del rodamiento a estática se debe comprobar la vida útil del rodamiento. Para ello se utilizará el factor f_L y se calcularán las cargas de lectura:

$$N' = (1060,16 + 232) \cdot 2,15 = 2778,144 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 464 \cdot 2,15 = 997,6 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

Estas cargas se deben comprobar en la curva de vida útil del rodamiento escogido, es decir, la curva 38. En la siguiente figura 26 se puede observar la comprobación:

Curvas de vida útil · 30 000 giros

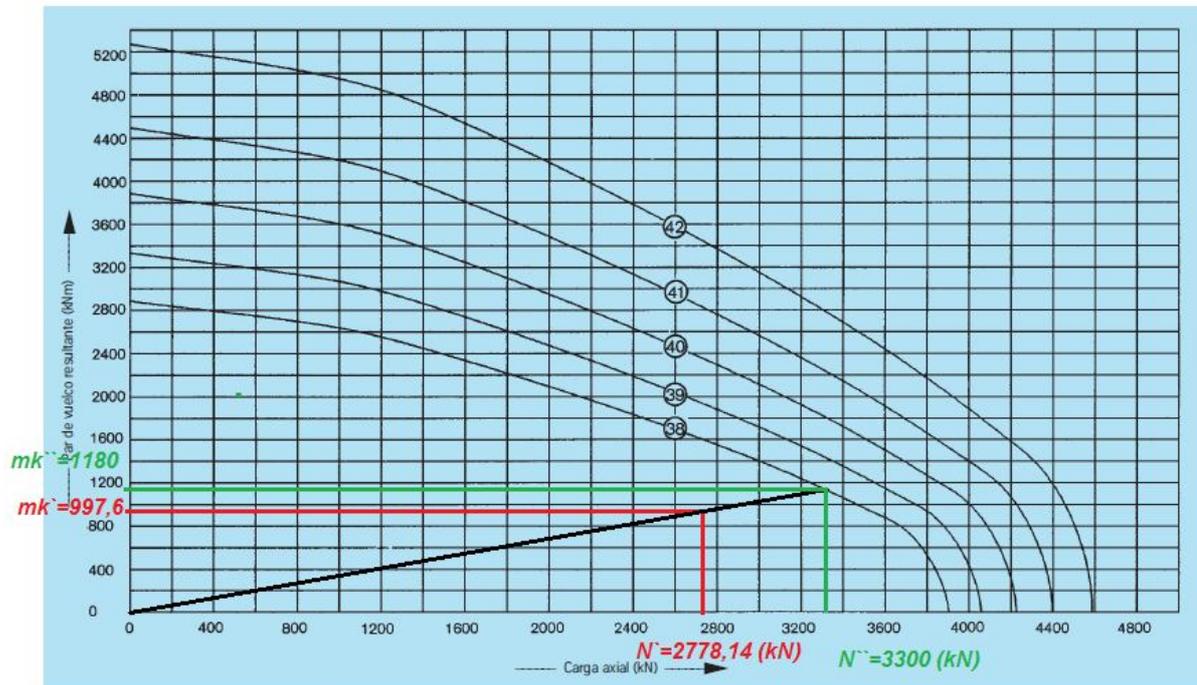


Figura 26. Curvas de vida útil rodamiento serie KD 600.

Como se puede comprobar, las cargas siguen por debajo de la curva 38 correspondiente al rodamiento escogido por lo que el rodamiento sigue siendo válido. Las curvas de vida útil marcadas en la tabla son para una vida de 30000 giros, en este caso, al estar por debajo de esas curvas, el rodamiento escogido tiene una vida útil mayor.

Para realizar el cálculo aproximado de la vida útil del rodamiento escogido se harán los siguientes cálculos:

$$f_L = \frac{3300}{2778,14} = 1,187$$

$$f_L = \frac{1180}{997,6} = 1,183$$

La expresión para el cálculo de la vida útil del rodamiento es la siguiente:

$$G = (f_L)^p \cdot 30000$$

Dónde $p=3$ por ser un rodamiento de bolas. Mediante el coeficiente menor la vida útil del rodamiento escogido es la siguiente:

igual que el rodamiento de giro de la góndola, se calculan a estática. Para el cálculo del rodamiento de las palas se utilizará el catálogo de la empresa ROTHE ERDE.

3.10.1. Fuerzas actuantes

El primer paso para el cálculo de las fuerzas sobre las palas es analizar las distintas posiciones para realizar el cálculo en la posición más crítica. En este caso, se ha seleccionado la posición vertical baja como posición crítica ya que en dicha posición el peso de la pala y la fuerza centrífuga generada por el giro de la misma se suman tomando un valor elevado. En la figura 28 se puede observar la posición crítica y las fuerzas que actúan sobre la pala:

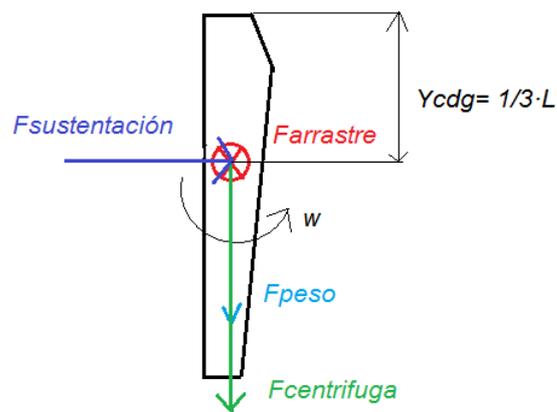


Figura 28. Posición crítica y fuerzas actuantes.

Las fuerzas actuantes sobre el rodamiento de las palas se pueden observar en la siguiente figura 29:

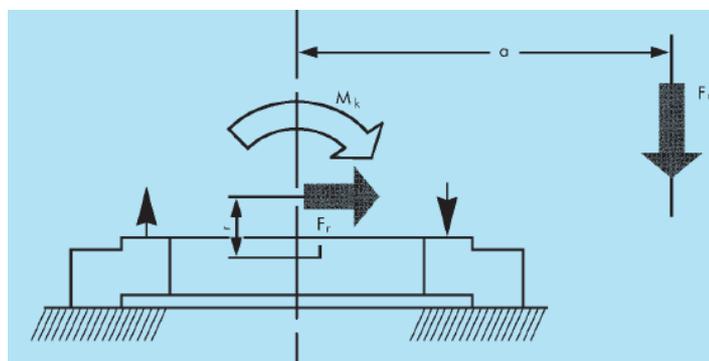


Figura 29. Fuerzas y momentos actuantes sobre el rodamiento.

Fuerzas

- Fuerza causa por la masa de la pala:

$$F_{Peso} = m_{pala} \cdot g = 2250 \text{ (Kg)} \cdot 9,81 \left(\frac{m}{s^2} \right) = 22072,5 \text{ (N)} = 22,072 \text{ (kN)}$$

- Fuerza de arrastre causada por el viento:

$$F_{Arrastre} = \frac{F_{Arrastre \text{ total}}}{3} = \frac{232}{3} \text{ (kN)} = 77,33 \text{ (kN)}$$

- La fuerza centrífuga:

$$F_{cent.} = m_{pala} \cdot \omega_n^2 \cdot y_{cdg}$$

$$\omega_n = 13 \text{ (rpm)} = 13 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 1,36 \left(\frac{rad}{s} \right)$$

$$y_{cdg} = \frac{1}{3} \cdot L = \frac{1}{3} \cdot 46,15 \text{ (m)} = 15,39 \text{ (m)}$$

$$F_{cent.} = 2250 \cdot 1,36^2 \cdot 15,39 = 64019,28 \text{ (N)} = 64,019 \text{ (kN)}$$

- La fuerza de sustentación:

$$F_{Sustentación} = \frac{T_{torsor}}{3 \cdot y_{cdg}} = \frac{1018,7 \text{ (kN} \cdot \text{m)}}{3 \cdot 15,39 \text{ (m)}} = 22,073 \text{ (kN)}$$

- Módulo de la fuerza resultante total es el siguiente:

$$F_{Radial} = \sqrt{F_{Arrastre}^2 + F_{Sustentación}^2}$$

$$F_{Radial} = \sqrt{77,33^2 + 22,073^2} = 80,41 \text{ (kN)}$$

- La fuerza axial total es la suma de la fuerza del peso más la centrífuga:

$$N = F_{Peso} + F_{Centrífuga}$$

$$N = 22,072 + 64,019 = 86,091 \text{ (kN)}$$

Momentos

- Momento debido a la fuerza de arrastre:

$$m_{\text{Arrastre}} = F_{\text{Arrastre}} \cdot y_{cdg}$$

$$m_{\text{Arrastre}} = 77,33 \text{ (kN)} \cdot 15,39 \text{ (m)} = 1189,60 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

- Momento debido a la fuerza de sustentación:

$$m_{\text{Sustentación}} = F_{\text{Sustentación}} \cdot y_{cdg}$$

$$m_{\text{Sustentación}} = 22,073 \text{ (kN)} \cdot 15,39 \text{ (m)} = 339,71 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

- El momento resultante es el siguiente:

$$m_k = \sqrt{m_{\text{Arrastre}}^2 + m_{\text{Sustentación}}^2}$$

$$m_k = \sqrt{1189,60^2 + 339,71^2} = 1237,15 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

3.10.2. Combinaciones de carga

En este caso, al igual que para el rodamiento de orientación de la góndola se va a utilizar la serie KD 600 con dentado interior para la selección del rodamiento de las palas.

Para la selección del rodamiento se seguirán las pautas que marca el catálogo, por ello, se realizarán dos combinaciones de carga. Una vez calculadas las dos combinaciones, se seleccionará el rodamiento según las curvas de carga estática. Para ello se escogerá la combinación más crítica.

El coeficiente de carga estática f_{stat} será el mismo que el utilizado en el cálculo del rodamiento de giro de la góndola:

$$f_{\text{stat}} = 1,45$$

Las combinaciones de carga son las siguientes:

Combinación I

$$N' = (86,091 + 5,046 \cdot 80,41) \cdot 1,45 = 713,16 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 1237,15 \cdot 1,45 = 1793,86 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

Combinación II

$$N' = (1,225 \cdot 86,091 + 2,676 \cdot 80,41) \cdot 1,45 = 464,92 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 1,225 \cdot 1237,15 \cdot 1,45 = 2197,48 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

Como se puede comprobar la combinación de carga más crítica según el momento o la fuerza axial, es diferente. Por ello con el fin de ser más conservador, se realizará el cálculo utilizando la fuerza axial y el momento de vuelco más grandes. Estos son los valores que se van a utilizar:

$$N' = 713,16 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 2197,48 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

3.10.3. Selección del rodamiento: curvas de carga estática

Una vez calculadas las dos combinaciones de carga y obtenidos los valores más críticos, se seleccionará la curva de carga estática apropiada.

La curva capaz de soportar las cargas en la pala, será la curva que quede por encima del punto de cargas. Una vez obtenida la curva, cada curva corresponde a un tipo de rodamiento por lo que ya estaría seleccionado. En la figura 30 se pueden observar las curvas de carga estática:

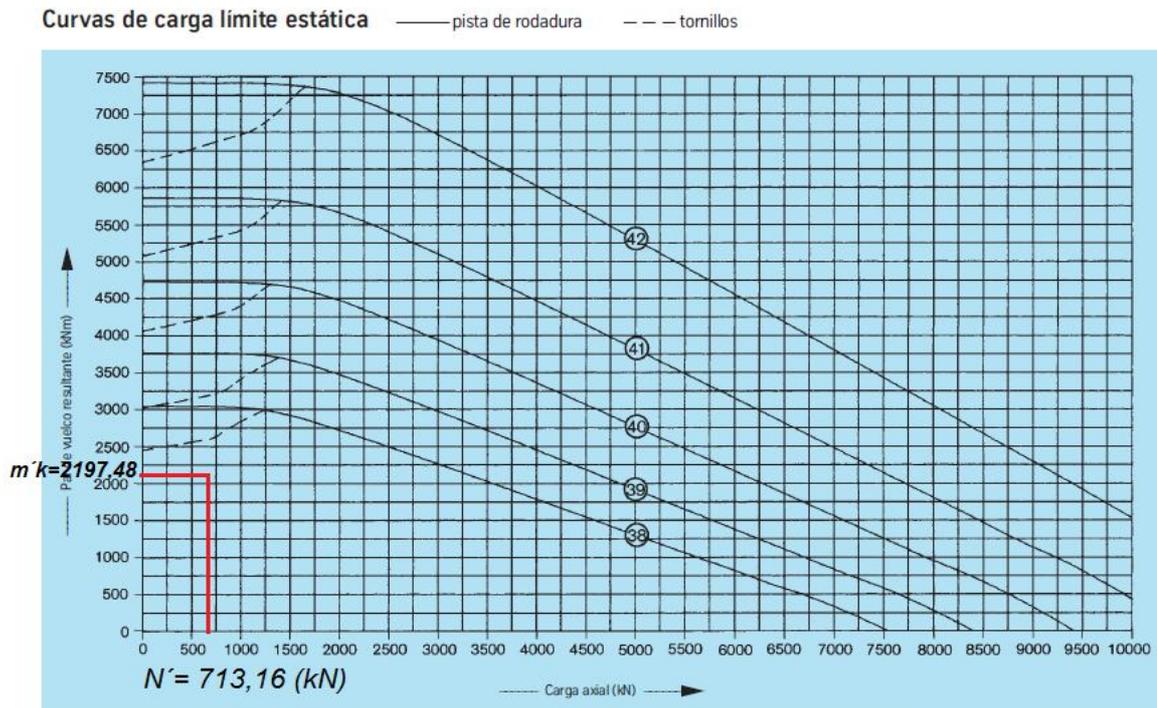


Figura 30. Curvas de carga estática para la selección del rodamiento.

La curva adecuada es la curva 38. Las líneas discontinuas son los límites de carga de las uniones atornilladas, como se puede ver el punto correspondiente a la combinación crítica queda por debajo de esa línea por lo que sería la curva correcta. El rodamiento adecuado para la curva 38 es el siguiente (ver tabla 46):

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Diámetro exterior	Diámetro interior	Altura total	Diámetro círculo tallados exterior	Diámetro círculo tallados interior	Cantidad tallados por círculo	Diámetro del tallado	Medida del tornillo	Cantidad de engranajes	Diámetro	Diámetro	Altura del aro	Altura del aro	Separación sobre aros exterior	Separación entre aros exterior	Diámetro primitivo	Módulo	Cantidad de dientes	Corrección perfil, según ISO 5300, Octubre 1976	Ajuste calzas de diente	Altura del diente	Fuerza tangencial admisible normal	Fuerza tangencial admisible máxima	Curvas
D_e [mm]	[kg]	D_e [mm]	D_i [mm]	H [mm]	L_e [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_e	O [mm]	U [mm]	H_e [mm]	H_i [mm]	H_a [mm]	H_b [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]	
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0	38
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0	39
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6	40
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6	41
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6	42

Aros en material bonificado

Tabla 46. Rodamiento seleccionado.

El rodamiento seleccionado es:

062.50.1800.001.49.1504

En la figura 31 se pueden ver las dimensiones y características generales del rodamiento escogido junto con la tabla anterior:

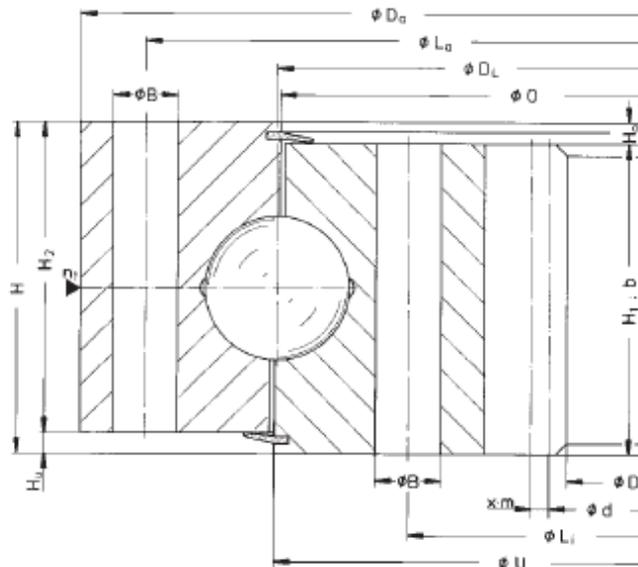


Figura 31. Dimensiones del rodamiento serie KD 600 escogido.

3.10.4. Comprobación de la vida útil

Una vez seleccionado el rodamiento se tendrá que comprobar con las curvas de la vida útil. Para ello se tendrá que realizar otra combinación de carga diferente con un factor de mayoración para la vida útil. El factor de vida útil (f_L) será el mismo que el utilizado en el cálculo del rodamiento de giro de la góndola:

$$f_L = 2,15$$

Combinación:

$$N' = (86,091 + 80,41) \cdot 2,15 = 358 \text{ (kN)}$$

$$m_K' = 1237,15 \cdot 2,15 = 2659,87 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

Una vez obtenidos los valores de la combinación se tendrán que comprobar con las curvas de la vida útil. En la siguiente figura 32 se muestra la comprobación:

Curvas de vida útil · 30 000 giros

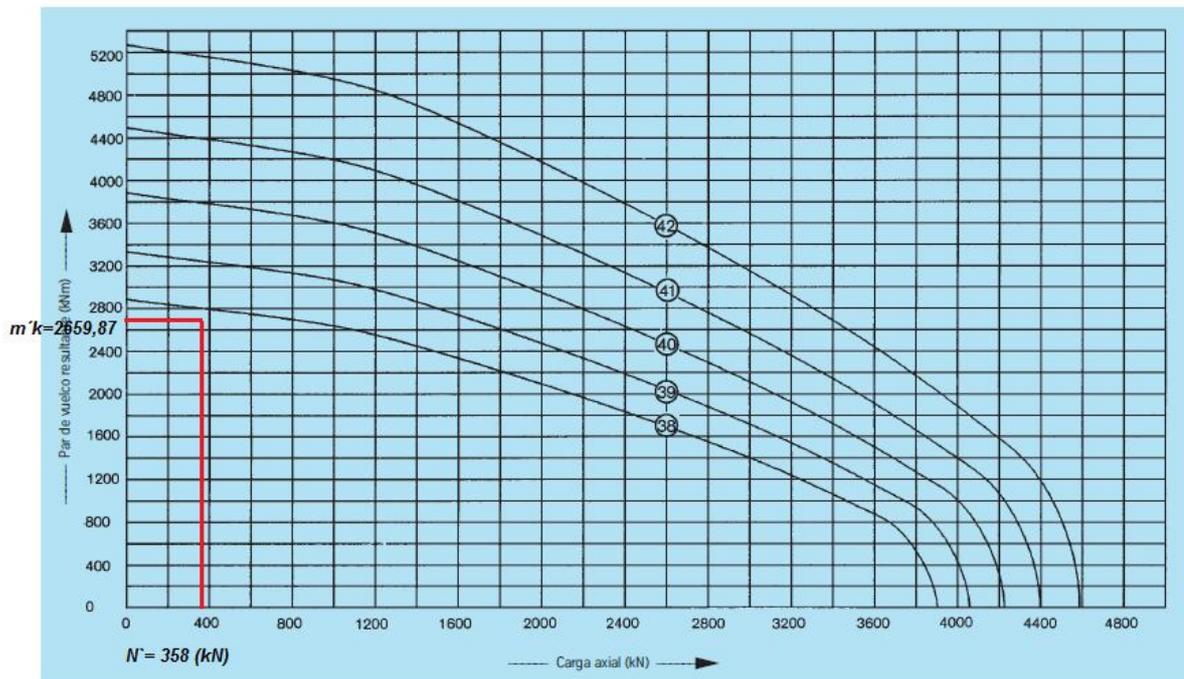


Figura 32. Comprobación de la vida útil del rodamiento escogido.

Como se puede comprobar las cargas quedan por debajo de los valores de la curva de vida útil por lo que el rodamiento escogido es el adecuado. Una vez comprobada la vida útil del rodamiento, se realizará el cálculo aproximado de la vida útil ya que al quedar por debajo de la curva el rodamiento tendrá una vida útil superior.

Para ello se utilizará la siguiente expresión sacada del catalogo:

$$G = (f_L)^P \cdot 30000$$

En primer lugar se calculará un nuevo factor f_L . Para ello, se utilizarán de nuevo las curvas de la vida útil. Una vez dibujado el punto correspondiente a las cargas de la combinación, se alargará desde el origen pasando por el punto una línea hasta llegar a la curva 38. Después, se calculará el nuevo factor y la vida útil aproximada. Ver figura 33:

Curvas de vida útil · 30 000 giros

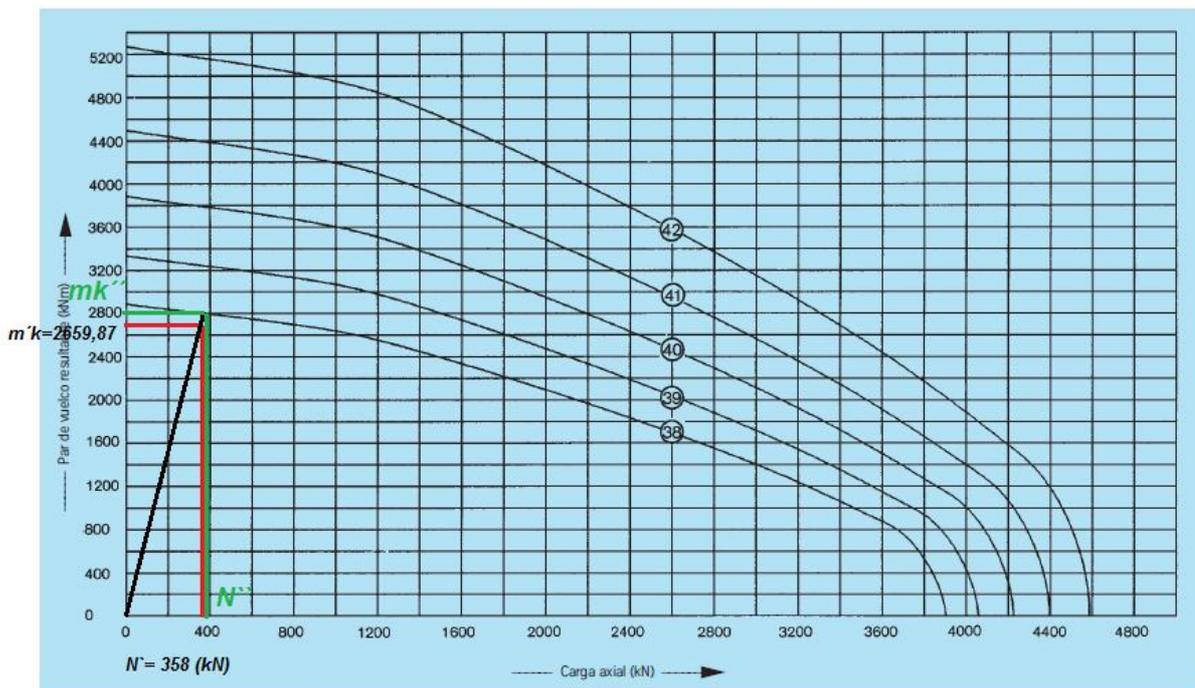


Figura 33. Curvas de la vida útil para nuevo factor.

Cálculo del nuevo factor de vida útil f_L :

$$f_L = \frac{2800}{2659,87} = 1,05$$

$$f_L = \frac{400}{358} = 1,11$$

El cálculo de la vida útil aproximada se realizará con el factor más pequeño por ser el más conservador:

$$G = (1,05)^3 \cdot 30000 = 34728,75 \text{ (giros)}$$

El rodamiento escogido tendrá una vida útil mínima de 34728,75 giros.