SOLUCIÓN

a)

$$F_{LAVADO} = F_{ACLARADO} = F_C + P_R + P_A + P_T = 0 + \left(5 + \frac{1}{5}\cdot 60 + 3\right)\cdot 9{,}8 = 196\ \text{N.}$$

$$F_{CENTRIFUGADO} = F_C + P_R + P_A + P_T = (0{,}1\cdot m\cdot \omega^2\cdot r) + P_R + P_A + P_T$$

$$F_{CENTRIFUGADO} = \left((0{,}1\cdot 2\cdot 5)\cdot\left(\frac{1000}{60}\cdot 2\pi\right)^2\cdot 0{,}3\right) + (2\cdot 5 + 0 + 3)\cdot 9{,}8 = 3417{,}3\ \text{N.}$$

Aunque la duración del proceso lavado más el de aclarado es 11 veces mayor que el proceso de centrifugado, solo se considerará el proceso de centrifugado, pues la carga soportada por los rodamientos es mucho más elevada.

El cociente entre la fuerza involucrada en el centrifugado y en el lavado es $\frac{F_{CENTRIFUGADO}}{F_{LAVADO}} = 17{,}4$

NOTA.- Recordar que la fuerza, en la formula de la estimación de la vida del rodamiento, va elevada a un exponente “3”.

Así: $\mathbf{F \approx F_{CENTRIFUGADO}}$

La fuerza que soporta cada rodamiento se determinará estableciendo el equilibrio de momentos:

$$F_A = \frac{l_2}{a}\cdot F = \frac{25}{10}\cdot 3417{,}3 = 8543\ \text{N.}$$

$$F_B = \frac{l_1}{a}\cdot F = \frac{15}{10}\cdot 3417{,}3 = 5126\ \text{N.}$$

A Se utilizará un rodamiento del tipo **6306**, con viscosidad del aceite $\boldsymbol{\upsilon_{40^o}}$ = 68 mm^2/s.

Con los datos de la tabla del catálogo (**d** = 30 mm y **D** = 72 mm) se estima el diámetro medio:

$$d_{mA} = \frac{d_A + D_A}{2} = \frac{30 + 72}{2} = 51\text{mm.}$$

Con el diámetro medio y la velocidad de giro (1000 r.p.m.) se determina, en el diagrama correspondiente, la viscosidad adecuada para una buena lubricación $\boldsymbol{\upsilon_1}$ y conocida la viscosidad del aceite (68 mm^2/s) proporcionada a la máquina y la temperatura de funcionamiento (60º C) se determina, en el diagrama oportuno, la viscosidad operativa del citado aceite $\boldsymbol{\upsilon}$, resultando:

$$\upsilon_{1A} = 18\ \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \qquad\qquad \upsilon_A = 30\ \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Luego la relación de viscosidades será: $\kappa_A = \frac{\upsilon_A}{\upsilon_{1A}} = \frac{30}{18} = 1{,}66$

La carga límite de fatiga del rodamiento es $\mathbf{P_{uA}}$ = 670 N, la carga dinámica equivalente para este régimen es $\mathbf{P_A} = \mathbf{F_A}$ = 8543 N y el ambiente es normal ($\boldsymbol{\eta_c}$ = 0,6). Luego el otro

término necesario para determinar el coeficiente operativo de vida útil, en este caso $\mathbf{a_{SKF}}$ será: (En los diagramas, son las líneas en color rojo).

$$\eta_c \cdot \frac{P_{uA}}{P_A} = 0,6 \cdot \frac{670}{8543} = 0,047$$

Del correspondiente diagrama, se obtiene que $\mathbf{a_{SKF_A}} = 1,3$

B Se utilizará un rodamiento del tipo **6205**, con viscosidad del aceite υ_{40^o} = 68 mm^2/s.

Con los datos del catálogo (**d** = 25 mm y **D** = 52 mm) se estima el diámetro medio:

$$d_{mB} = \frac{d_B + D_B}{2} = \frac{25 + 52}{2} = 38,5 \text{ mm.}$$

Al igual que antes, con el diámetro medio y la velocidad de giro (1000 r.p.m.) se calcula la viscosidad υ_1 y con la viscosidad del aceite (68 mm^2/s) y la temperatura operativa (68º C) se determina la viscosidad υ , resultando:

$$\upsilon_{1B} = 20 \frac{mm^2}{s} \qquad \upsilon_B = 30 \frac{mm^2}{s}$$

Siendo la relación de viscosidades: $\kappa_B = \frac{\upsilon_B}{\upsilon_{1B}} = \frac{30}{20} = 1,5$

Conocida la carga límite de fatiga del rodamiento ($\mathbf{P_{uB}}$ = 335 N), la carga dinámica equivalente ($\mathbf{P_B}$ = 5126 N) y que el ambiente es normal (η_c = 0.6), se opera:

$$\eta_c \cdot \frac{P_{uB}}{P_B} = 0,6 \cdot \frac{335}{5126} = 0,039$$

Del correspondiente diagrama (líneas en color azul), se obtiene que $\mathbf{a_{SKF_B}} = 1$

Para el caso A, conocida la capacidad dinámica de carga (del catálogo, $\mathbf{C_A}$ = 28100 N) y sustituyendo el resto de parámetros por los valores determinados anteriormente, se calcula la vida útil ajustada ampliada, en revoluciones, con fiabilidad del 95 % ($\mathbf{a_{F_A}}$ = 0,62):

$$L_A = a_{F_A} \cdot a_{SKF_A} \cdot \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^3 \cdot 10^6 = 0,62 \cdot 1,3 \cdot \left(\frac{28100}{8543}\right)^3 \cdot 10^6 = 28,68 \cdot 10^6 \text{ rev.}$$

Para el caso B, conocida la capacidad dinámica de carga (del catálogo, $\mathbf{C_B}$ = 14000 N) y sustituyendo el resto de parámetros, se calcula la vida útil ajustada ampliada, en revoluciones, con fiabilidad del 95 % ($\mathbf{a_{F_B}}$ = 0,62):

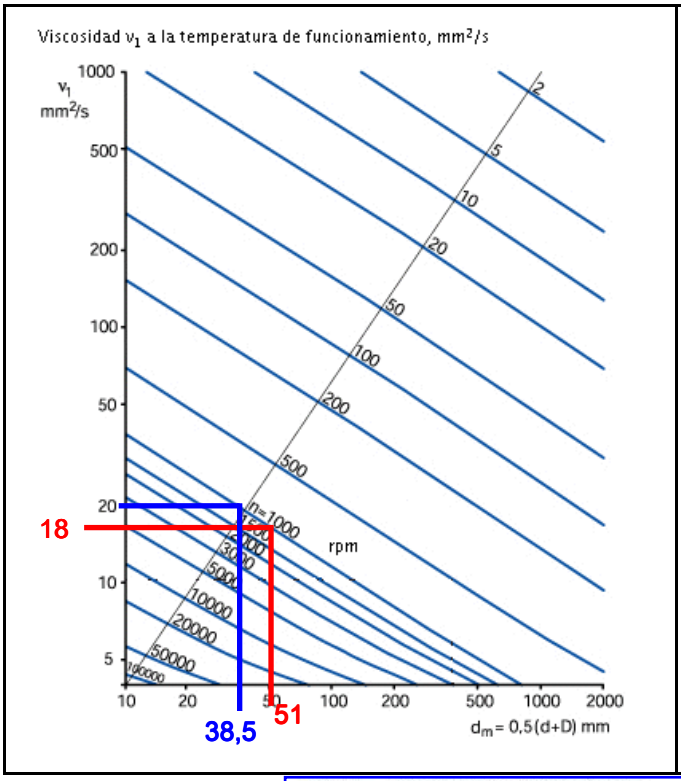
$$L_B = a_{F_B} \cdot a_{SKF_B} \cdot \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^3 \cdot 10^6 = 0,62 \cdot 1 \cdot \left(\frac{14000}{5126}\right)^3 \cdot 10^6 = 12,63 \cdot 10^6 \text{ rev.}$$

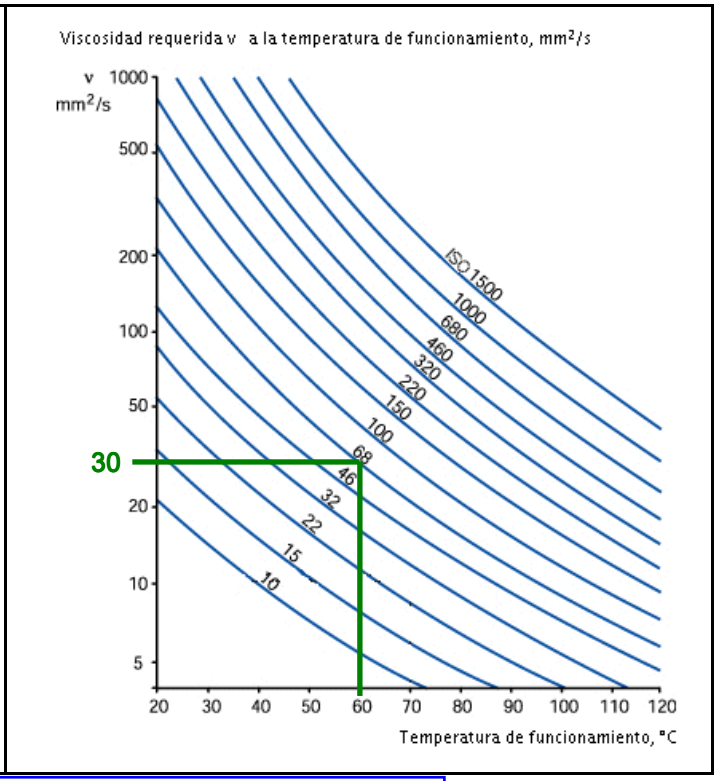
La duración del proceso de centrifugado es igual a:

$$Q_{CENTRIFUGADO} = T_{CENTRIFUGADO} \cdot n_{CENTRIFUGADO} = 5 \text{ minutos} \cdot 1000 \text{ rpm.} = 5000 \text{ rev.}$$

Y el número aproximado de procesos de lavado que soportaría el rodamiento B en condiciones idóneas sería:

$$\text{Nº de lavados} = \frac{12,63 \cdot 10^6}{5000} = 2526 \text{ procesos de lavado}$$


Viscosidad ν_1 a la temperatura de funcionamiento, mm²/s
ν_1 mm²/s
1000
500
200
100
50
20
10
5
2
5
10
20
50
100
200
500
n=1000
1500
2000
3000
5000
10000
20000
50000
100000
rpm
18
38,5
51
10
20
50
100
200
500
1000
2000
d_m = 0,5(d+D) mm


Viscosidad requerida ν a la temperatura de funcionamiento, mm²/s
ν mm²/s
1000
500
200
100
50
20
10
5
ISO 1500
1000
680
460
320
220
150
100
68
46
32
22
15
10
30
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
Temperatura de funcionamiento, °C

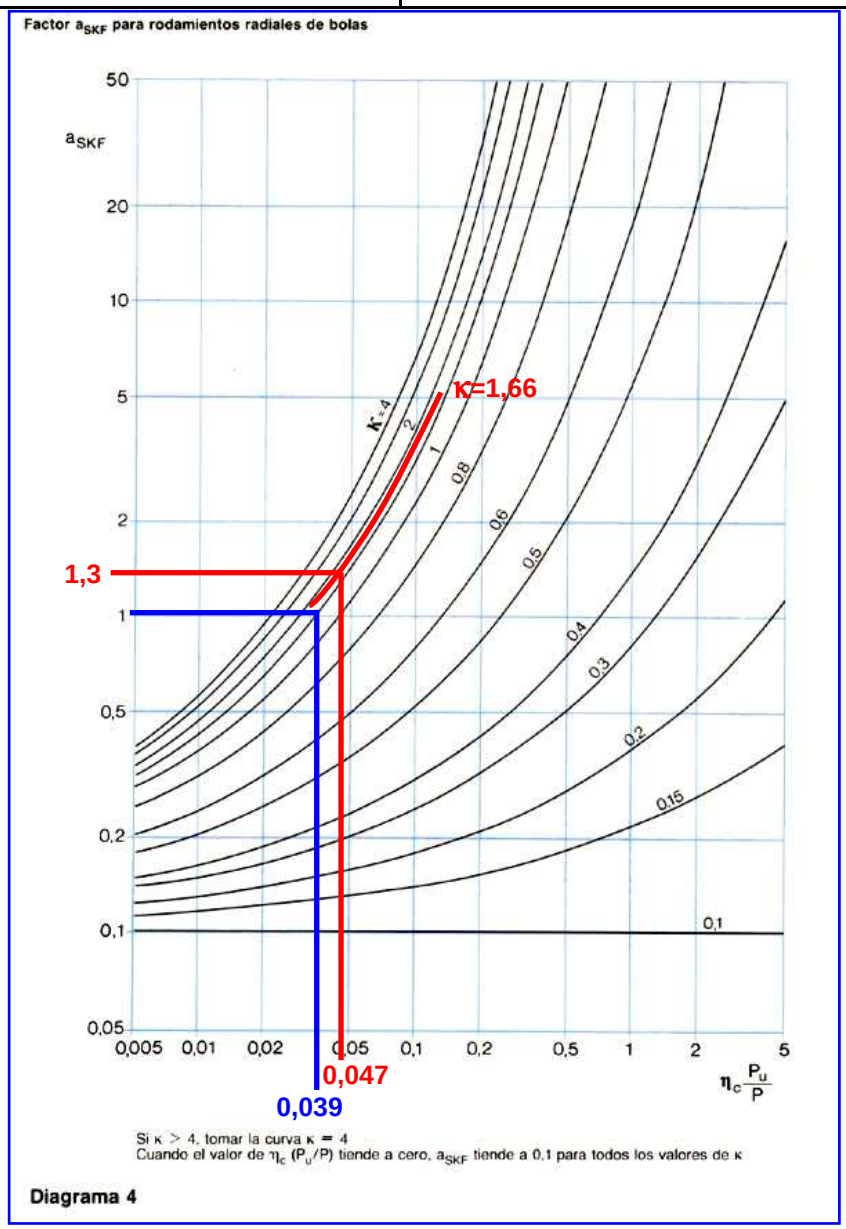
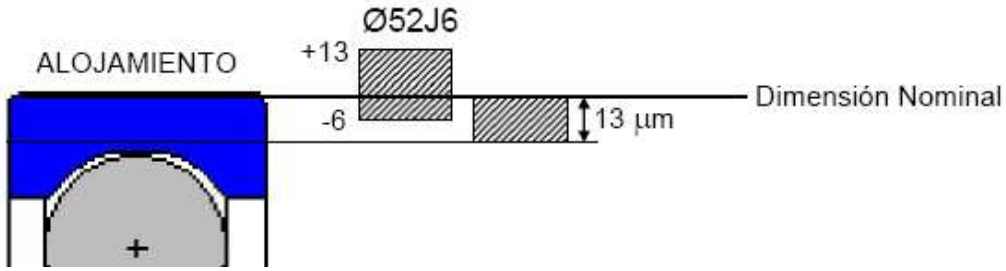

Factor a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas
a_{SKF}
50
20
10
5
2
1
0,5
0,2
0,1
0,05
κ=4
2
1
0,8
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,15
0,1
κ=1,66
1,3
0,039
0,047
0,005
0,01
0,02
0,05
0,1
0,2
0,5
1
2
5
$\eta_c \frac{P_u}{P}$
Si κ > 4, tomar la curva κ = 4
Cuando el valor de η_c (P_u/P) tiende a cero, a_{SKF} tiende a 0,1 para todos los valores de κ

Diagrama 4

b)



De las tablas se extraen los valores de la tolerancia del alojamiento **Ø62J6**, que será $\varnothing 62J6^{+13}_{-6}$ como aparece representada en la figura anterior.

Puede observarse que <u>el ajuste es indeterminado</u> con un juego máximo de **26 µm** :

-13-13 = - 26 µm

y un aprieto máximo de **6 µm.**

6 - 0 = 6 µm

---

c)

Como es sabido la diferencia entre el valor de aprieto máximo y mínimo es igual a la suma de la tolerancia de los dos elementos implicados en el ajuste (rodamiento y árbol):

$27 - 8 = 10 + T_A$ ➔ $T_A = 9$ µm

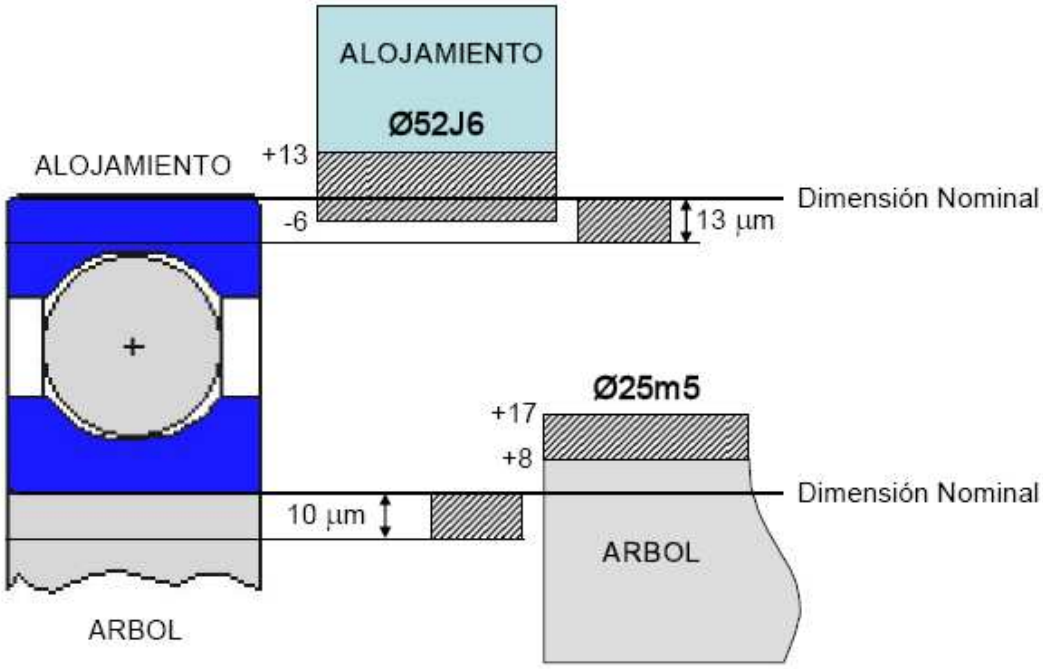
En la tabla de calidades de la tolerancia se observa que **9 µm**, para el rango de la dimensión nominal del diámetro interior del rodamiento **Ø25** (18 a 30), corresponde a una **"calidad 5"**.

El valor del aprieto mínimo será la diferencia entre el diámetro mínimo del árbol y el diámetro máximo interior del rodamiento o, lo que es lo mismo, la resta entre la diferencia inferior del diámetro del árbol y la diferencia superior del diámetro interior del rodamiento:

di - Ds = di - 0 = 8 ➔ di = 8 µm

Y mirando en la tabla de diferencias fundamentales para ejes se observa que **8 µm**, para el rango de **Ø25** (24 a 30) corresponde a la **posición de la tolerancia "m"**.

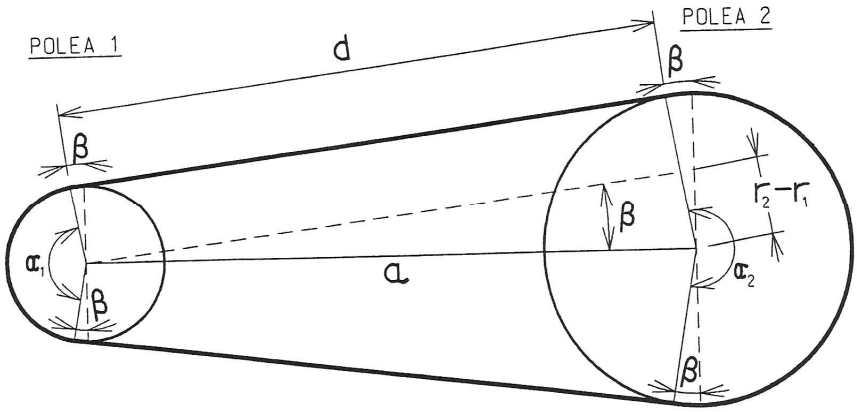
Luego el eje se debiera fabricar con una tolerancia dimensional: **Ø25m5** .



d)

Conocidos los diámetros primitivos de las poleas (**D = 200 mm** y **d = 80 mm**) y la distancia entre ejes **a = 280 mm**, se puede determinar la longitud de la correa:

$$L_p = \frac{\pi}{2}\cdot(D+d) + 2\cdot a + \frac{(D-d)^2}{4\cdot a} = \frac{\pi}{2}\cdot(200+80) + 2\cdot 280 + \frac{(200-80)^2}{4\cdot 280} = 1012{,}68 \text{ mm}$$



El ángulo **β** se calculará como:

$$\beta = \text{arcsen}\left(\frac{r_2 - r_1}{a}\right) = \text{arcsen}\left(\frac{D-d}{2\cdot a}\right) = \text{arcsen}\left(\frac{200-80}{2\cdot 280}\right) = 12{,}374^o$$

Siendo el arco abrazado por la correa mayor igual a:

$$\alpha_1 = 180^o + 2\cdot\beta = 180^o + 2\cdot 12{,}374^o = 204{,}75^o = 3{,}5736 \text{ rad.}$$

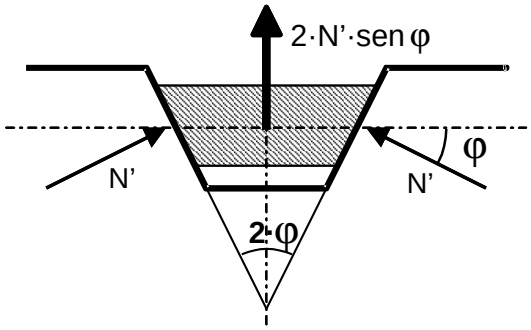
$$s_1 = \alpha_1 \cdot r_1 = 3{,}5736 \cdot 100 = 357{,}36 \text{ mm.}$$

Y el ángulo abrazado por la correa menor:

$$\alpha_2 = 180^o - 2\cdot\beta = 180^o - 2\cdot 12{,}374^o = 155{,}25^o = 2{,}7096 \text{ rad.}$$

$$s_2 = \alpha_2 \cdot r_2 = 2{,}7096 \cdot 40 = 108{,}38 \text{ mm.}$$

El coeficiente de rozamiento equivalente para una correa trapezoidal, considerando un coeficiente de rozamiento entre correa y pared de la garganta de la polea μ_0 **= 0,28** y el ángulo del canal de la polea de **γ =35º** ($\gamma = 2\,\varphi$).



$$\mu = \frac{\mu_0}{\text{sen}\frac{\gamma}{2}} = \frac{0{,}28}{\text{sen}\frac{35^o}{2}} = 0{,}9311$$

Y el coeficiente de Euler será:

$$m = e^{\mu\cdot\alpha_1} = e^{0{,}9311\cdot 2{,}7096} = 12{,}4648$$

Finalmente, el coeficiente teórico de tracción de la transmisión será:

$$\varphi_0 = \frac{m-1}{m+1} = \frac{12{,}4648-1}{12{,}4648+1} = 0{,}8515$$

e)

La velocidad lineal de la correa será:

$$v = \omega_2 \cdot r_2 = 261{,}8 \cdot 0{,}1 = 26{,}18\ m/s \qquad (\omega_2 = 2500\ rpm. = \frac{2500 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 261{,}8\ rad/s)$$

Cuando la lavadora está centrifugando, el motor gira a **2500 rpm** transmitiendo una potencia de **2,4 kW**. Si no se suponen pérdidas, la fuerza tangencial transmitida por la correa será:

$$F_T = \frac{P}{v} = \frac{2400}{26{,}18} = 91{,}67\ N.$$

Y la tensión inicial que se debe proporcionar a la correa será:

$$\varphi = \frac{F_T}{2 \cdot T_0} = \varphi_0 \qquad \Rightarrow \qquad T_0 = \frac{F_T}{2 \cdot \varphi_0} = \frac{91{,}67}{2 \cdot 0{,}8515} = 53{,}83\ N. \qquad \Rightarrow \qquad T_0 \approx 54\ N.$$