

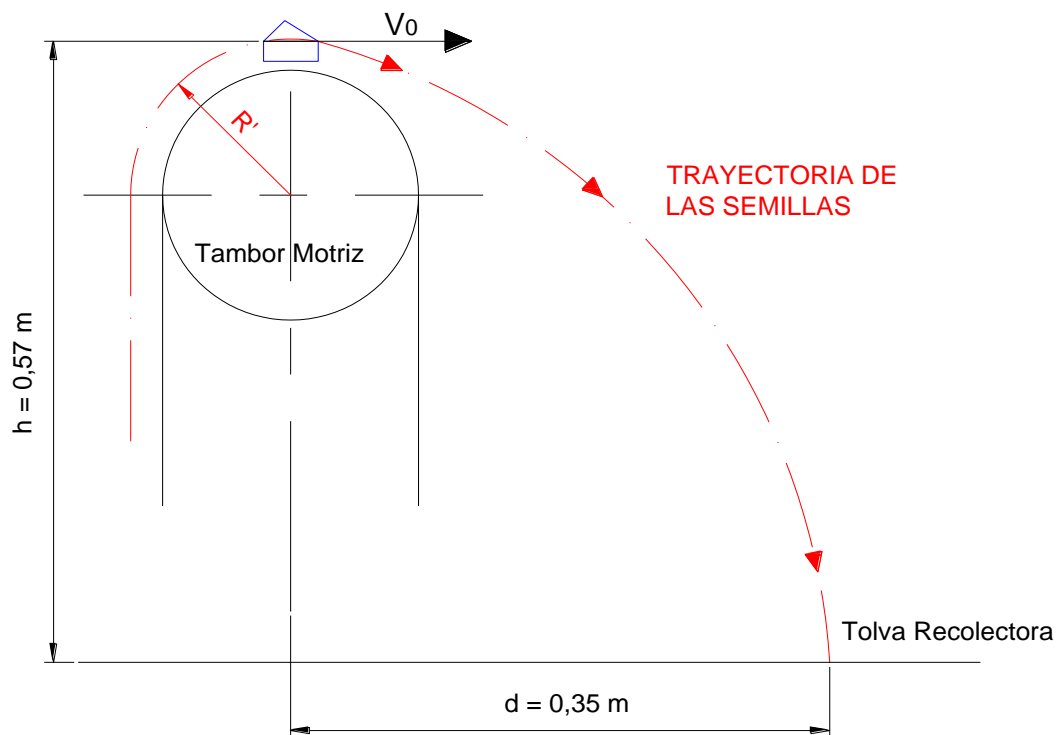
DISEÑO DEL ELEVADOR DE CANGILONES

Velocidad lineal y angular de los cangilones

El elevador de cangilones es de tipo centrífugo, por lo que, sus cangilones descargan en tiro parabólico.

El gráfico indica la distancia de los cangilones a la bandeja de la máquina empaquetadora en el instante de descarga.

Figura 1. Trayectoria de las Semillas



Fuente: Autores

Donde:

V_0 = velocidad lineal

h : distancia del cangilón a la bandeja

d : distancia del eje a la bandeja

R' : radio de curvatura

$R' =$ radio del tambor motriz + espesor de la banda
+ distancia de la banda al centroide del cangilón (estimado)

Velocidad lineal

De la figura:

$$V_0 = \frac{d}{t}$$

Donde t es el tiempo estimado en segundos

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

Reemplazando, tenemos:

$$V_0 = d * \sqrt{\frac{g}{2h}}$$

$$V_0 = 0,35\text{m} * \sqrt{\frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2 * 0,57\text{m}}}$$

$$V_0 = 1,024 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Antes de determinar la velocidad angular, debemos conocer el radio de curvatura.

Para el radio de curvatura tenemos:

$$g * R' = V^2$$

Donde:

$$R' = \frac{V^2}{g}$$

$$R' = \frac{\left(1,024 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$R' = 0,107\text{m}$$

Para conocer sólo el diámetro del tambor motriz, se debe restar el espesor de la banda y la distancia de la banda al centroide del cangilón.

Se selecciona una banda ENL-252 x 3Lonas x 4in de ancho, como lo indica la figura:

Figura 1. Características de las icobandas ENL

CARACTERÍSTICA	UNIDAD	icobandas ENL											
Tipo		168	252	336	420	220	330	440	550	280	420	560	700
Número de lonas		2	3	4	5	2	3	4	5	2	3	4	5
Espesor cojines	Pulgadas	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	1/16	5/64	5/64	5/64	5/64
Espesor total	mm	2,4	3,8	5,2	6,6	2,4	3,8	5,2	6,6	3,4	5,3	7,0	8,7
Peso	g/pulg/m	74	120	171	233	74	123	178	233	92	153	213	273
Carga de trabajo	lb/pulg	168	252	336	420	220	330	440	550	280	420	560	700
Carga de rotura	lb/pulg	1680	2520	3360	4200	2200	3300	4400	5500	2800	4200	5600	7000

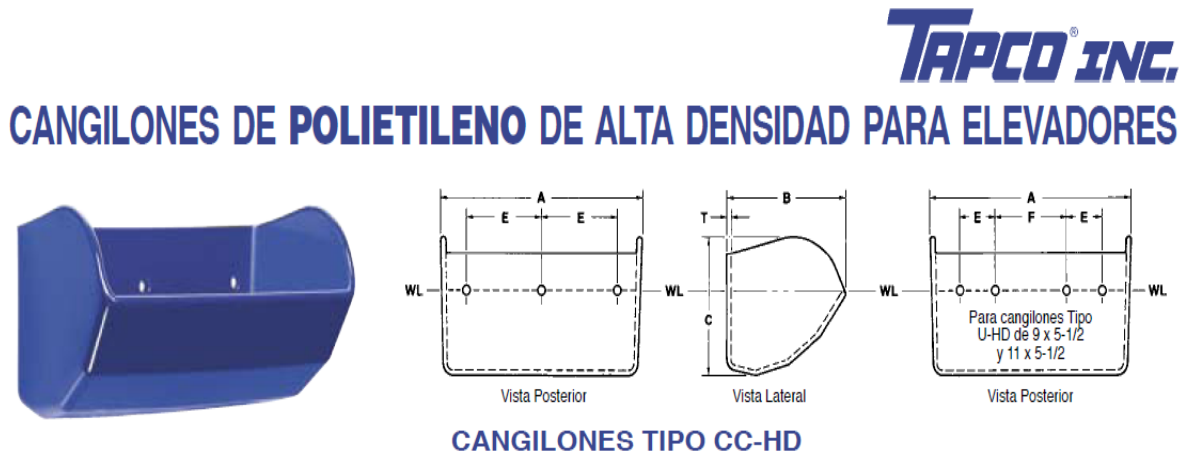
Fuente: Catálogo icobandas s.a.

De acuerdo a los datos de la figura tenemos el espesor total de la banda seleccionada:

$$\text{espesor} = 3,8 \text{ mm}$$

Ahora se selecciona el tipo de cangilón a utilizar, en nuestro caso se elige un cangilón TAPCO 4x3, como lo indica la figura:

Figura 1. Características de los cangilones TAPCO, tipo CC-HD



CANGILONES TIPO CC-HD

TAMAÑO (Nominal) Milímetros	TAMAÑO (Nominal) Pulgadas	Dimensiones Reales (Pulgadas) Tolerancia A, B, C ± 3/16" T ± 1/64"				Perforaciones Estándar (Pulgadas) Agujeros Perforados 1/32" más grandes			Capacidad (1) Tolerancia ± 3%				Espaciado (Mínimo) en Correa Pulgadas	Peso (Libras)		Cantidad por Caja
		Long. A	Proy. B	Prof. C	Espesor T	Centro a Centro E	Cant. Aguj.	Diám. Tornillo	WL Pulg. Cúb.	WL + 10% Pie Cúb.	Pie Cúb.	Pie Cúb.		C/U (Prom.)	Por caja (Prom.)	
80-60	3 X 2	3-1/4	2-1/2	2-1/16	11/64	1-3/4	2	1/4	6.0	.0035	6.6	.0038	3	0.13	3.6	24
120-80	4 X 3	4-1/4	3-1/2	3-1/16	3/16	2-1/2	2	1/4	16.8	.0097	18.5	.0107	4	0.26	7.1	24
140-120	5 X 4	5-1/4	4-1/2	4-1/16	13/64	3-3/16	2	1/4	35.8	.0207	39.4	.0228	5	0.46	12.6	24
160-120	6 X 4	6-1/4	4-1/2	4-1/16	13/64	4-3/8	2	1/4	43.3	.0251	47.6	.0276	5	0.53	13.8	24
180-120	7 X 4	7-1/4	4-1/2	4-1/16	13/64	2-11/16	3	1/4	49.7	.0288	54.7	.0316	5	0.60	15.9	24

Fuente: www.tapcoinc.com/media/Mini_Guia_2008.pdf

De la figura 1. podemos obtener los siguientes datos:

$$\text{altura} = C = 3 \text{ in}$$

capacidad = $WL = 0,0097 \text{ ft}^3$

espaciado mínimo en correa = 4 in

peso = 0,26 lb cada cangilón

Entonces, con los datos de la banda y del cangilón, obtenemos el diámetro del tambor motriz:

$R' = \text{radio del tambor motriz} + \text{espesor de la banda}$
 $+ \text{distancia de la banda al centroide del cangilón}$

Si:

$r_t = \text{radio del tambor motriz}$

$d_t = \text{diámetro del tambor motriz}$

$r_t = R' - \text{espesor de la banda} - \text{distancia de la banda al centroide del cangilón}$

$$r_t = 0,107 \text{ m} - 0,0038 \text{ m} - 0,0381 \text{ m}$$

$$r_t = 0,065 \text{ m}$$

Entonces el diámetro del tambor motriz es:

$$d_t = 0,13 \text{ m} = 13 \text{ cm}$$

Velocidad Angular

Usando la ecuación 1, tenemos:

$$\omega = \frac{30}{(R')^{1/2}}$$

Donde:

$\omega = \text{velocidad angular}$

Entonces:

$$\omega = \frac{30}{(0,107)^{1/2}}$$

$$\omega = 91,71 \text{ rpm}$$

$$\omega = 9,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Nótese que el valor de la velocidad angular calculada es la velocidad mínima a la que deben girar los cangilones.

Velocidad de la banda del elevador

$$V_B = \omega * r_t$$

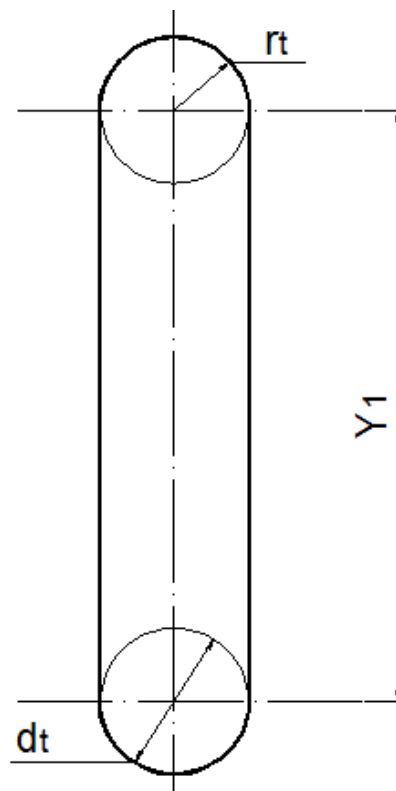
$$V_B = 9,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 0,065 \text{ m}$$

$$V_B = 0,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Longitud de la banda de los cangilones

De la figura 1:

Figura 1. Posición de la Banda en los Tambores



Fuente: Autores

Donde:

r_t = radio del tambor motriz

Y_1 = distancia entre centros = 2,63 m

d_t = diámetro del tambor motriz = 13 cm

$$L = 2 * Y_1 + \pi * d_t$$

$$L = 2 * 2,63 \text{ m} + \pi * 0,13 \text{ m}$$

$$\mathbf{L = 5,67 \text{ m}}$$

Paso entre cangilones

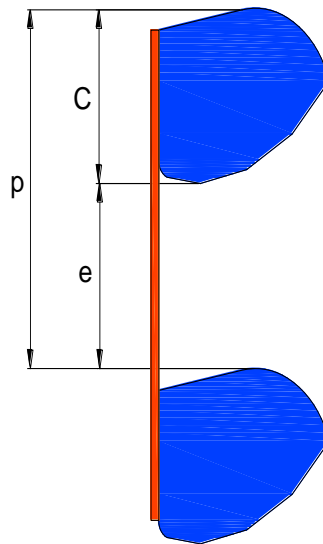
De la figura 1. tenemos:

p = paso entre cangilones

C = altura del cangilón

e = espaciamento entre cangilones

Figura 1. Paso entre Cangilones



Fuente: Autores

$$p = e + C$$

De acuerdo al catálogo Cangilones para elevadores TAPCO INC. se recomienda para un cangilón 4x3 un espaciamiento mínimo de 4 in; de acuerdo a la capacidad de diseño del elevador, asumo un espaciamiento de 6 in.

$$h_{\text{asumida}} = 6 \text{ in}$$

$$p = (6 + 3) \text{ in}$$

$$\mathbf{p = 9 \text{ in}}$$

Número de Cangilones

Para determinar el número de cangilones, se divide la longitud total de la banda para el paso, así tenemos:

$$N_c = \frac{L}{p}$$

$$N_c = \frac{223,228 \text{ in}}{9 \text{ in}}$$

$$\mathbf{N_c = 24,8}$$

Se obtienen 24,8 cangilones, por lo que se aproxima al inmediato superior, teniendo 25 cangilones para el elevador.

Determinación de la Potencia Requerida

La potencia requerida es:

$$P_T = P_{T_1} + P_{\text{inercia}}$$

Donde:

P_{T_1} = potencia total de transporte

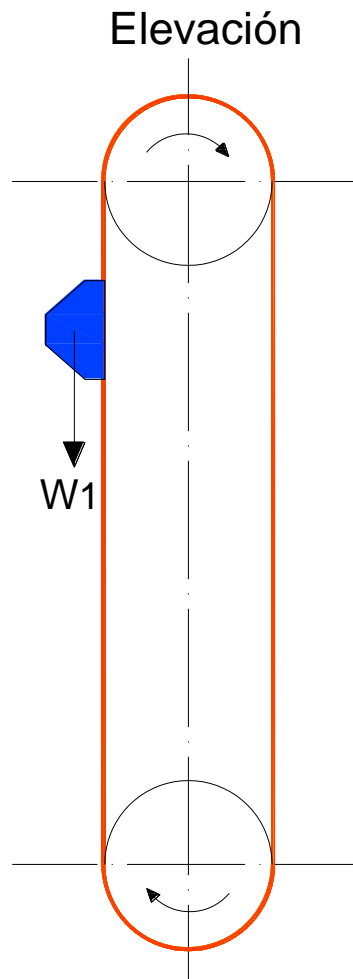
P_{inercia} = potencia inercial

Donde:

$$P_{T_1} = P_1 * V_0$$

La fuerza del elevador en la elevación es igual al peso de los cangilones llenos, considerando sólo los de un lado, como indica la figura:

Figura 1. Fuerzas en la Elevación



Fuente: Autores

Entonces:

$$P_1 = W_T * 13 \text{ cangilones}$$

Si:

$$W_T = W_t * C_S$$

y,

$$W_t = W_1 + W_2$$

Donde:

W_T = peso total

W_t = peso del cangilón lleno + peso del cangilón

W_1 = peso del cangilón lleno

W_2 = peso del cangilón

C_s = número de cangilones por segundo

Para conocer la capacidad de transporte de cada cangilón se hace uso de la siguiente ecuación:

$$W_1 = WL * \gamma * \emptyset$$

Donde:

WL = capacidad del cangilón

γ = densidad de la semilla de alfalfa

\emptyset = coeficiente de llenado

Así tenemos:

WL = 0,27467 lts

γ = 0,7857 kg/lit

\emptyset = 1, sólo para calcular la potencia

W_2 = 0,118 kg

$$W_1 = 0,27467 \text{ lt} * 0,7857 \frac{\text{kg}}{\text{lt}} * 1$$

$$W_1 = 0,216 \text{ kg}$$

Entonces:

$$W_t = (0,216 + 0,118) \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_t = 3,27 \frac{\text{N}}{\text{cangilón}}$$

El número de cangilones por segundo que llevan el peso W_t se determina haciendo uso de la ecuación 1:

$$\text{velocidad de la banda} = C_s * \text{paso}$$

$$C_s = \frac{\text{velocidad de la banda}}{\text{paso}}$$

$$C_s = \frac{0,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,2286 \text{ m}}$$

$$C_s = 2,712 \text{ cangilones}$$

Se necesitan 2,712 cangilones, por lo que se asume 3 cangilones.

Entonces el peso total queda:

$$W_T = 3,27 \frac{\text{N}}{\text{cangilón}} * 3 \text{ cangilones}$$

$$W_T = 9,82 \text{ N}$$

Reemplazando en la ecuación 1:

$$P_1 = 9,82 \text{ N} * 13 \text{ cangilones}$$

$$P_1 = 127,66 \text{ N}$$

La potencia total de transporte será:

$$P_{T_1} = 127,66 \text{ N} * 1,024 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{T_1} = 130,73 \text{ w}$$

$$P_{T_1} = 0,13073 \text{ Kw}$$

La potencia necesaria para vencer las fuerzas inerciales dependen del dimensionamiento y peso de las partes de los sistemas, por lo que será calculada después.

Tomaremos un valor de potencia inercial a comprobarse de:

$$P_{\text{inercia}} = 0,030 \text{ Kw}$$

Entonces:

$$P_T = 0,13073 \text{ Kw} + 0,030 \text{ Kw}$$

$$\mathbf{P_T = 0,16073 Kw}$$

Ahora, para conocer la potencia necesaria para elevar los cangilones, se procede a calcular la potencia real, la cuál será igual a 1,5 veces la potencia calculada; para evitar de esta manera la probabilidad de falla en los cálculos.

$$P_R = P_T * 1,5$$

$$P_R = 0,16073 \text{ Kw} * 1,5$$

$$\mathbf{P_R = 0,2411 Kw}$$

Selección del Motor:

Con la potencia real se procede a elegir un motor, con la ayuda del catálogo AEG.

De acuerdo al catálogo se tienen los siguientes datos del motor:

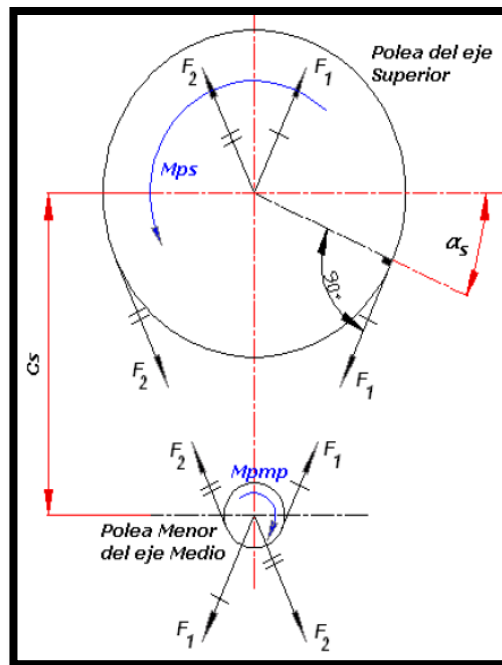
$$P = 0,37 \text{ Kw}$$

$$N = 1100 \text{ rpm}$$

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR BANDAS

Para la selección de la banda se realizará la reducción en una etapa, desde 1100 rpm a 183 rpm. De acuerdo al cálculo de potencia real, se seleccionó un motor de 0,37 Kw, trifásico de corriente alterna, con 1100 rpm. Con estos datos se realizará el diseño de todo el sistema de transmisión.

Figura 1. Relación de tensiones y fuerzas sobre el eje

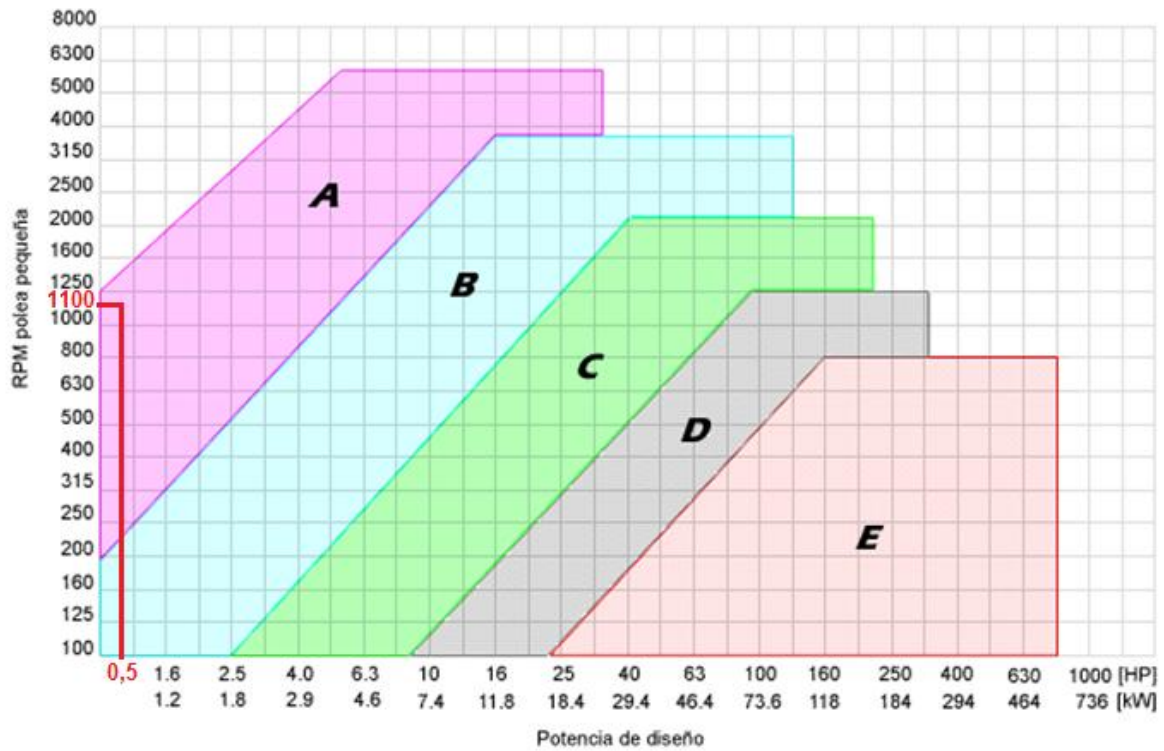


Fuente: No se

Selección de la correa más adecuada

En el siguiente gráfico se encuentra el perfil de la correa, para ello, en el eje vertical marcamos el número de revoluciones por minuto del motor seleccionado y, en el eje horizontal marcamos la potencia del mismo motor que se seccionó.

Figura 1. Gráfico de selección del perfil de la correa



Fuente: Catálogo de Diseño

Se obtiene una correa tipo A.

Correas y poleas a utilizar

Figura 1. Gráfico de selección del perfil de la correa

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

Fuente: Catálogo de Diseño

Para una correa tipo A, el diámetro primitivo mínimo es de 63 mm

$$d_{p\min} = 63\text{mm}$$

Se selecciona un diámetro de 63,5 mm = 2,5 in para la polea motriz.

Relación de transmisión

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_p}{d_p}$$

Donde:

i = relación de transmisión (1 a 6)

N_1 = número de revoluciones por minuto del eje del motor

N_2 = número de revoluciones por minuto del eje conducido

D_p = diámetro de la polea conducida

d_p = diámetro de la polea motriz

Asumo una relación de transmisión de $i=6$,

Entonces:

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i}$$

$$N_2 = \frac{1100}{6}$$

$$\mathbf{N_2 = 183,3 \text{ rpm}}$$

Como la velocidad angular mínima calculada es: $\omega = 91,71 \text{ rpm}$

Entonces asumo el valor de 183 rpm como velocidad angular del eje conducido.

$$D_p = i * d_p$$

$$D_p = 6 * 63,5 \text{ mm}$$

$$\mathbf{D_p = 381 \text{ mm}}$$

Se calcula un diámetro de la polea conducida de 381 mm = 15 in.

Distancia entre centros

Para i mayor que 3 tenemos:

$$C \geq D_p$$

De acuerdo a esta consideración asumo una distancia entre centros de 381 mm.

Longitud primitiva de la banda.

$$L = (2 * C) + (1.57 * (D_p + d_p)) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 * C}$$
$$L = (2 * 381) + (1.57 * (381 + 63,5)) + \frac{(381 - 63,5)^2}{4 * 381}$$

$$L = 1526 \text{ mm}$$

En la siguiente tabla se determina el número de correa más adecuada.

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS					
Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13.5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			
42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			
60	1554	1567	1576		
64	1656	1669			
68	1757	1770	1779		

#55 $L_n = 1427 \text{ mm}$

#60 $L_n = 1554 \text{ mm}$

Distancia entre centros recalculada

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - Ln}{2} \right|$$

Signo (+) cuando $L < Ln$

Signo (-) cuando $L > Ln$

Para la correa #55

$$C_c = C - \left| \frac{L - Ln}{2} \right|$$

$$C_c = 381 - \left| \frac{1526 - 1427}{2} \right|$$

$$C_c = 331,5 \text{ mm}$$

Para la correa #60

$$C_c = C + \left| \frac{L - Ln}{2} \right|$$

$$C_c = 381 + \left| \frac{1526 - 1554}{2} \right|$$

$$C_c = 395 \text{ mm}$$

Se selecciona la correa #60 ya que la distancia entre centros recalculada es mayor que la distancia entre centros C.

Entonces se utilizará una correa A 60 HANCHANG V-BELT.

Arco de contacto menor

$$\alpha_1 = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{D_P - d_P}{2 * C_c} \right) = 180 - 57 * \left(\frac{D_P - d_P}{C_c} \right) > 120$$

$$\alpha_1 = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{381 - 63,5}{2 * 395} \right) = 132,6^\circ$$

Potencia que transmite una correa (P_1) y el factor de corrección (C_2)

Con el dato del diámetro de la polea motriz y la relación de transmisión, haciendo uso de la tabla1 se tiene:

SECCION A (13x8)															
Diámetro polea chica		Relación de velocidad 1 : i	RPM DE LA POLEA PEQUEÑA												
mm	pulg		200	400	720	800	950	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600
63	2.50	1.00	0.17	0.28	0.40	0.44	0.49	0.55	0.61	0.63	0.67	0.69	0.72	0.74	0.75
		1.05	0.17	0.28	0.41	0.45	0.50	0.57	0.63	0.66	0.69	0.72	0.74	0.77	0.78
		1.20	0.18	0.29	0.43	0.46	0.51	0.58	0.64	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.80
		1.50	0.18	0.30	0.44	0.47	0.53	0.61	0.67	0.70	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83
		>=	3.00	0.19	0.32	0.45	0.50	0.55	0.62	0.69	0.73	0.77	0.79	0.81	0.84

Extrapolando para un $i = 6$ tenemos:

i	950	1200
1.5	0,53	0,61
3	0,55	0,62
6	0,59	0,64

Interpolando para 1100 rpm tenemos:

rpm	P1
950	0,59
1100	0,62
1200	0,64

$P_1 = 0,62$ HP; para un $i = 6$

Con el número de correa encontramos el factor de corrección C_2

CORREA No.	26	28	31	35	38	42	46	51	55	60	64	68	75
Longitud correa mm	690	741	817	917	995	1097	1198	1325	1427	1554	1656	1757	1935
Factor de corrección	0.81	0.82	0.84	0.87	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.00	1.02

El valor de C_2 para la correa #60 es $C_2 = 0,98$

Cantidad de correas necesarias

$$z = \frac{P_D}{C_2 C_3 P_1}$$

$$\alpha_1 = 132,6^\circ$$

Con el valor de $\alpha_1 = 132,6^\circ$ encontramos el factor de corrección C_3

(Dp-dp)/C	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales

Interpolando tenemos:

α_1	C_3
127	0,85
132,6	0,868
133	0,87

El valor de C_3 para la este ángulo es $C_3 = 0,868$

Número de correas:

$$z = \frac{0,5 \text{ HP}}{(0,98)(0,868)(0,62)\text{HP}}$$

$$z = 0,948$$

$$z = \mathbf{1 \text{ CORREA}}$$

Velocidad de la banda

$$v = N * r$$

$$v = 1100 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 31,75\text{mm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60\text{s}} * \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}}$$

$$v = 3,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Verificación de los ciclos de flexión por segundo y duración

$$i_f = 1000 * n_p * \frac{v}{L_n}$$

Donde:

i_f = flexiones por segundo de un segmento de correa (seg^{-1})

n_p = cantidad de poleas en contacto con la correa = 2

v = velocidad de la correa (m/s)

L_n = longitud normalizada de la correa (mm)

$$i_f = 1000 * 2 * \frac{3,66 \text{ m/s}}{1554 \text{ mm}}$$

$$i_f = 4,71 \text{ s}^{-1} \text{ Perfil normal}$$

Selección de poleas

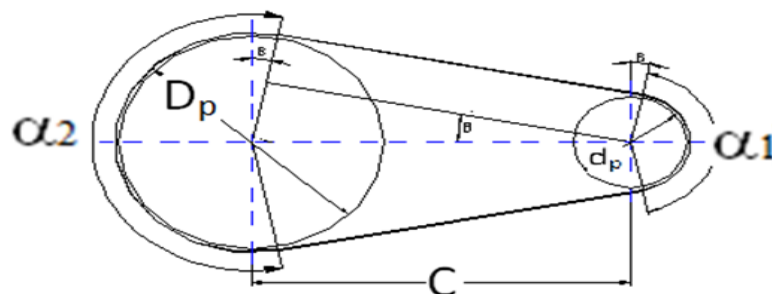
Control de tensión estática

$$y = t * \frac{16}{1000}$$

$$y = 395 * \frac{16}{1000}$$

$$y = 6,32 \text{ mm}$$

Relación de tensiones



$$\frac{T_1 - T_C}{T_2 - T_C} = e^{\frac{f \cdot \theta}{\sin(\alpha/2)}}$$

Donde:

T_1 = fuerza en el lado tirante

T_2 = fuerza en el lado flojo

f = coeficiente de rozamiento

θ = ángulo de contacto en el lado conductor en rad.

$$T_C = \rho * v^2$$

Figura 1. Valores de carga para correas

Perfil de la correa	ρ [kg/m]
SPZ	0.07
SPA	0.12
SPB	0.19
SPC	0.36
A	0.11
B	0.20
C	0.33
D	0.68

$$T_C = 0,11 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * \left(3,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$T_C = 1,47 \frac{\text{Kg m}}{\text{s}^2}$$

$$\frac{T_1 - 1,47}{T_2 - 1,47} = e^{\frac{0,3 * 2,31}{\sin(\frac{38}{2})}}$$

$$\frac{T_1 - 1,47}{T_2 - 1,47} = 8,41$$

$$T_1 - T_2 = \frac{P}{v}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{0,5 \text{ HP}}{3,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = \frac{373 \text{ W}}{3,66 \text{ m/s}}$$

$$T_1 - T_2 = 101,9 \text{ N}$$

$$T_1 = T_2 + 101,9 \text{ N}$$

Reemplazando tenemos:

$$\frac{T_1 - 1,47}{T_2 - 1,47} = 8,41$$

$$\frac{T_2 + 101,9 - 1,47}{T_2 - 1,47} = 8,41$$

$$T_2 + 100,43 = 8,41(T_2 - 1,47)$$

$$T_2 = 15,22 \text{ N}$$

$$T_1 = 117,12 \text{ N}$$

Torque

$$\tau = (T_1 - T_2) \frac{D_P}{2}$$

$$\tau = (117,12 - 15,22) \frac{0,381}{2}$$

$$\tau = 19,4 \text{ Nm}$$

Potencia

$$P = (T_1 - T_2) * v$$

$$P = (117,12 - 15,22) \text{ N} * 3,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 372,96 \text{ watts}$$

$$P = 0,5 \text{ HP}$$

Cálculo de la Durabilidad

$$H = 1477 * \frac{L_n^{1,25}}{v} \left(\frac{T_F^m}{T_1^m + T_2^m} \right)$$

tomamos el valor de $m = 6$ (correas Trapeciales)

Figura 1. Fuerza Límite por Fatiga

Perfil de la correa	Coeficientes			T_F [N]
	ρ [kg/m]	C_B	C_B	
		Flexión normal	Flexión inversa	
SPZ	0.07	563	732	474
SPA	0.12	2105	4320	858
SPB	0.19	4659	8926	1242
SPC	0.36	6304	12077	1680
A	0.11	399	479	418
B	0.20	1701	1943	727
C	0.33	5069	8926	1288
D	0.68	21561	25873	2664

$$H = 1477 * \frac{1554^{1,25}}{3,66} \left(\frac{418^6}{117,12^6 + 15,22^6} \right)$$

$$H = 8,14 \times 10^9 \text{ Horas}$$

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA BANDA DE LOS CANGILONES

El torque máximo en la polea superior del sistema de elevación es:

$$\tau = 19,4 \text{ Nm}$$

Las fuerzas que actúan en el tambor superior son:

$$(F_1 - F_2) = \frac{P_R}{V_0}$$

$$(F_1 - F_2) = \frac{0,37 \text{ Kw}}{1,024 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$(F_1 - F_2) = 361,33 \text{ N}$$

Valor de F_1

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \theta}$$

Donde:

F_1 = fuerza máxima que transmite la banda

F_2 = fuerza de lado flojo de la banda

f = coeficiente de rozamiento = 0,5

θ = ángulo de contacto = 180°

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{(0,50)(\pi)}}$$

$$F_2 = \frac{F_1}{4,81}$$

Reemplazando tenemos:

$$F_2 = 94,84 \text{ N}$$

$$F_1 = 456,18 \text{ N}$$

Cálculo y selección de los Tambores

El diámetro de las poleas fue establecido en la sección...

$$d_t = 0,13 \text{ m} = 13 \text{ cm}$$

Los tambores son planos y debe tener un ancho mayor al de la banda

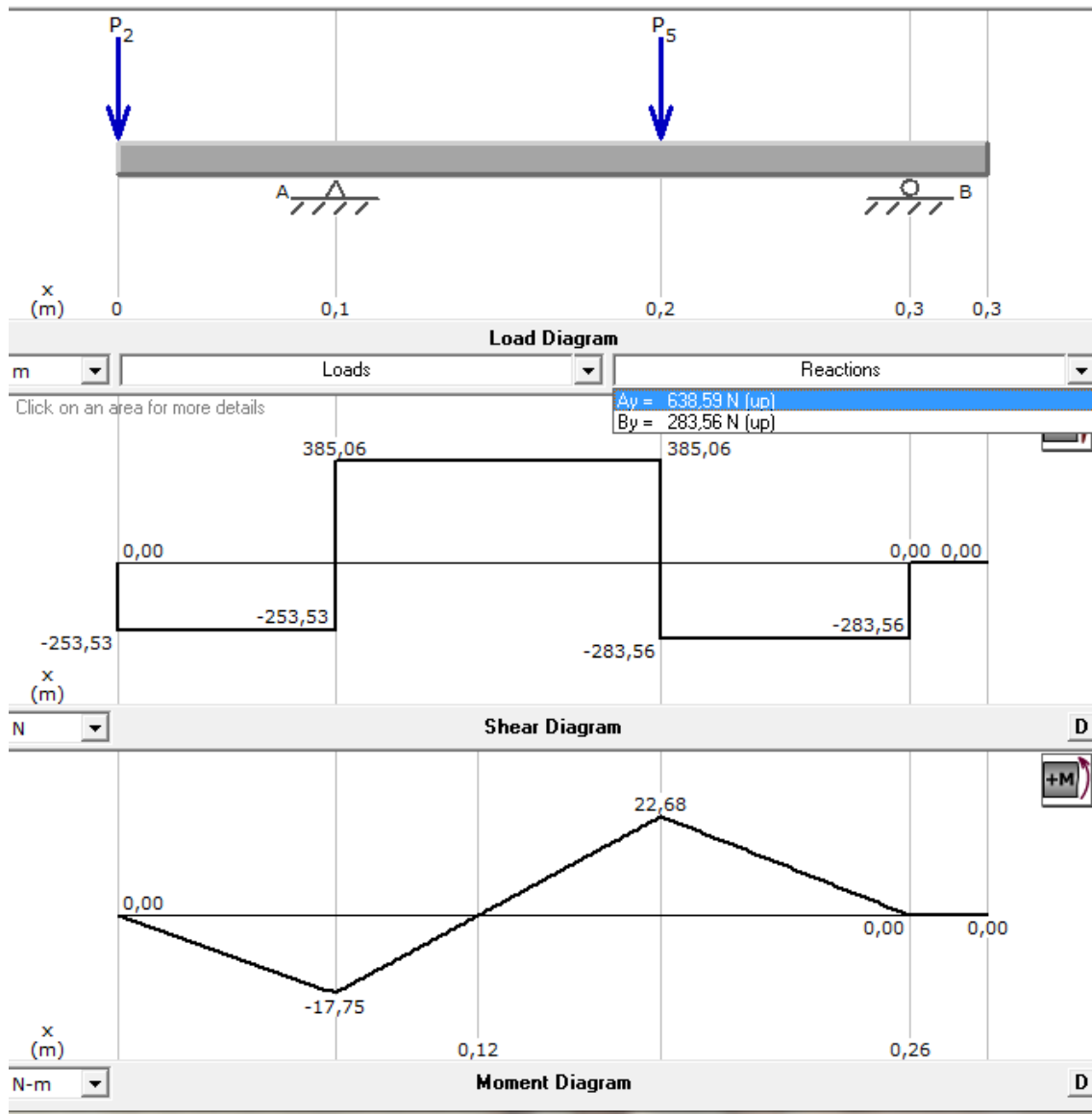
Ancho del tambor = 0,1016 m

El material de los tambores es de hierro fundido y tienen un peso de 117,6 N cada una.

DISEÑO Y CÁLCULO DEL EJE SUPERIOR DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

Cálculo de Fuerzas

Figura 1. Diagrama de Fuerzas en el Plano X-Y



Fuente: Autores

Con el uso del Software mdSolid se obtienen las siguientes reacciones:

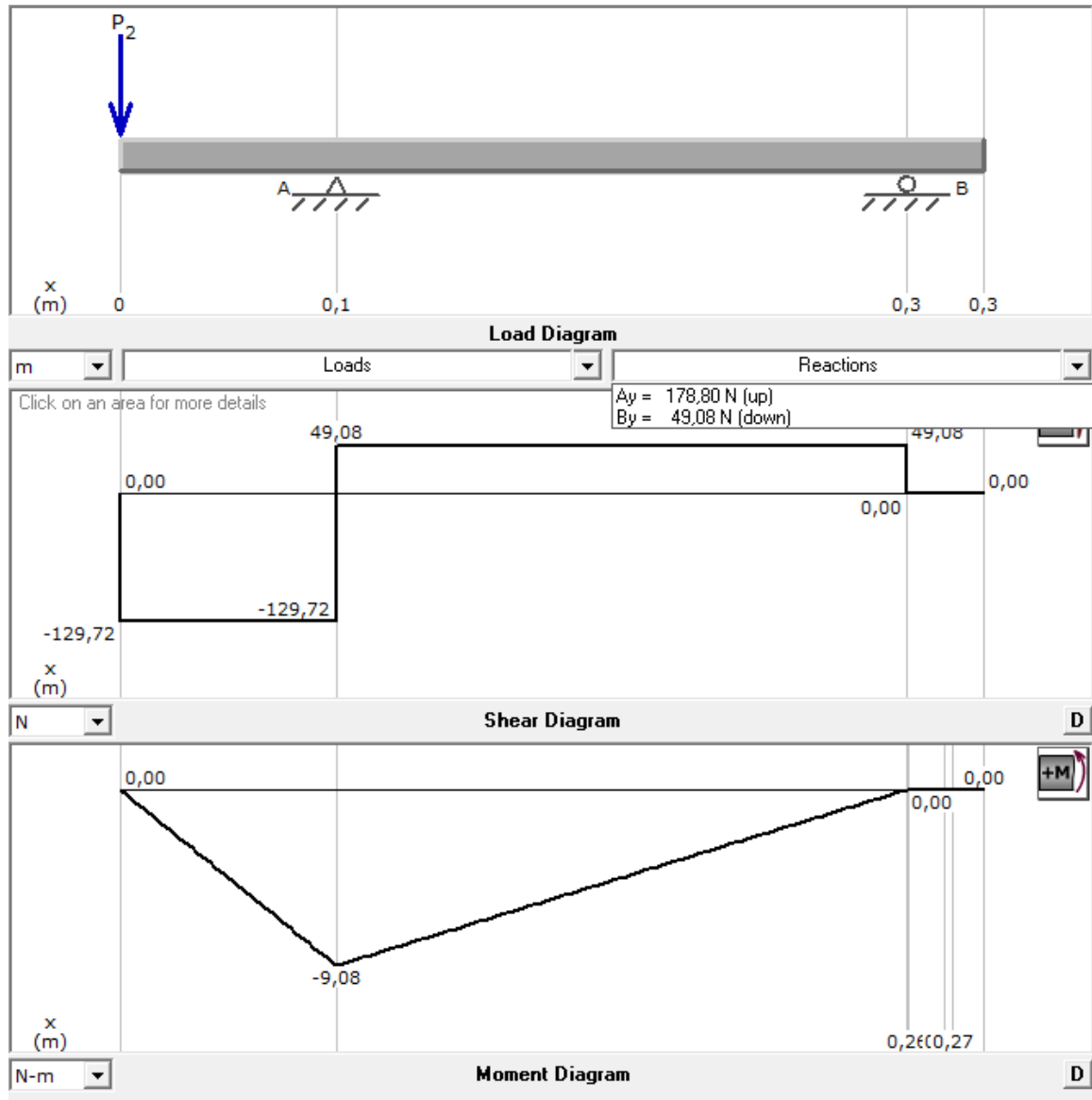
$$R_A = 638,59 \text{ N}$$

$$R_B = 283,56 \text{ N}$$

$$M_A = 17,75 \text{ N}$$

$$M_C = 22,68 \text{ N}$$

Figura 1. Diagrama de Fuerzas en el Plano X-Z



Fuente: Autores

Las reacciones obtenidas son:

$$R_A = 178,80 \text{ N}$$

$$R_B = 49,08 \text{ N} \downarrow$$

$$M_A = 9,08 \text{ N}$$

$$M_C = 3,93 \text{ N}$$

Se determina el punto donde se produce el momento flector máximo.

$$M_{Am\acute{a}x} = \sqrt{M_{Axy} + M_{Axz}} = \sqrt{17,75^2 + 9,08^2} = 19,94 \text{ N} - \text{m}$$

$$M_{Cm\acute{a}x} = \sqrt{M_{Dxy} + M_{Dxz}} = \sqrt{22,68^2 + 3,93^2} = 23,02 \text{ N} - \text{m}$$

El momento flector máximo se produce en el punto C.

El momento torsor en el eje es:

$$\tau = 19,4 \text{ N} - \text{m}$$

El cálculo del diámetro del eje para cargas estáticas se lo realiza aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo, que está en función de la resistencia a la fluencia, el momento torsor y el momento flector.

Se asume un Acero AISI 1018, tomando en cuenta que es un material que se lo puede conseguir fácilmente y de bajo costo en el mercado y adecuado para la construcción de ejes:

Las propiedades del Acero AISI 1018 laminado en caliente son:

$$S_y = 57 \text{ Kpsi} = 390 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 68 \text{ Kpsi} = 470 \text{ MPa}$$

El eje está sometido a flexión y torsión:

$$\text{Flexión} \quad \sigma = \frac{32 \cdot M_C}{\pi \cdot \phi_C^3}$$

$$\text{Torsión} \quad \tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \phi_C^3}$$

Coefficiente de seguridad $\eta = 3$

$$\phi_C = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{S_y \cdot \pi} \cdot \sqrt{M_C^2 + T^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3}{390 \cdot \pi} \cdot \sqrt{23020^2 + 19400^2}}$$

$$\phi_C = 13,31 \text{ mm}$$

Tomamos un $\phi_C = 3/4 \text{ in} = 19,05 \text{ mm} = 0,01905 \text{ m}$

El cálculo del diámetro del eje para cargas dinámicas se lo realiza aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma_{\text{eqa}} = \sqrt{(\sigma_{\text{a-trac}} + \sigma_{\text{a-flex}})^2 + 3(\tau_{\text{a-corte}} + \tau_{\text{a-torque}})^2}$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = \sigma_{\text{a-flex}} = \frac{32.M}{\pi.\phi^3}$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{32 * 23020}{\pi * 19,05^3} = \mathbf{33,92 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = \sqrt{(\sigma_{\text{m-trac}} + \sigma_{\text{m-flex}})^2 + 3(\tau_{\text{m-corte}} + \tau_{\text{m-torque}})^2}$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = \sqrt{3} * \frac{16T}{\pi\phi^3}$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = \sqrt{3} * \frac{16 * 19400}{\pi * 19,05^3} = \mathbf{24,75 \frac{N}{mm^2}}$$

Para el límite de fatiga tenemos:

$$Se = K * Se'$$

Donde:

$$Se' = 0,5 * S_{ut}$$

$$Se = k_a. k_b. k_c. k_d. k_{\text{carga}}. k_g. Se'$$

$$k_a = 0.9$$

$$k_b = 1,189\phi^{-0.097} = 1,189.(19,05)^{-0.097} = 0,909$$

$$k_c = 0.814 \quad \text{Para una confiabilidad de 99\%}$$

$$k_d = 1 \quad \text{Para un ambiente con una temperatura } < 450^\circ\text{C}$$

$$k_e = 1 \quad \text{Para un ambiente bajo condiciones controladas}$$

$$k_{\text{carga}} = 1$$

$$k_g = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{1 + q(kt - 1)} = \frac{1}{1 + 0.8(1.8 - 1)} = 0.609$$

$$Se = 0.9 * 0.909 * 0.814 * 1 * 1 * 1 * 0,609 * 0,5 * 470$$

$$\mathbf{Se = 95,30 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\frac{\sigma_{\text{eq-a}}}{S_e} + \frac{\sigma_{\text{eq-m}}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{33,92}{95,30} + \frac{24,75}{390} = \frac{1}{n}$$

$$\mathbf{n = 2,87}$$

El factor de seguridad n calculado resultó ser menor que el n asumido; entonces se debe aumentar el diámetro del eje y volver a calcular.

Para un diámetro de eje de 1 in = 25,4 mm tenemos:

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{32 * 23020}{\pi * 25,4^3} = \mathbf{14,3 \frac{N}{\text{mm}^2}}$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = \sqrt{3} * \frac{16 * 19400}{\pi * 25,4^3} = \mathbf{10,44 \frac{N}{\text{mm}^2}}$$

$$\frac{14,30}{95,30} + \frac{10,44}{390} = \frac{1}{n}$$

$$\mathbf{n = 5,66}$$

Se considera un factor de seguridad bastante aceptable; por lo que el diámetro será de 1 in.