

Anexo A – Cálculo de la faja transportadora del caso 1

Para el desarrollo del diseño del **Caso 1** indicado en el Capítulo 2, se considera dos metodologías conocidas en nuestro medio: Las recomendaciones dadas por CEMA¹⁷, para determinar la capacidad de la faja transportadora y la norma DIN 22101¹⁸, para determinar las resistencias al movimiento, tensiones actuantes durante la operación y el arranque de la faja transportadora.

Para el desarrollo del cálculo se tiene en cuenta los datos de entrada dados en la ingeniería del proyecto, Capítulo 2.

A.1 Capacidad de la faja transportadora

Capacidad de diseño:

$$Q_d = Q_n * FD = 3\,000 \frac{t}{h} \quad (\text{A.1})$$

Donde:

Q_n : Capacidad nominal, $Q_n = 2\,500 \text{ t/h}$, Tabla 2.2

FD : Factor de diseño, $FD = 1,2$, Tabla 2.2

Capacidad volumétrica:

$$Q_v = \frac{Q_n * FD}{\delta} = 0,613 \frac{m^3}{s} \quad (\text{A.2})$$

Donde:

δ : Densidad del material, $\delta = 1,36 \text{ t/m}^3$, Tabla 2.2

¹⁷ Se utiliza las recomendaciones dadas por CEMA en su sexta edición (2007).

¹⁸ Se utiliza las recomendaciones dadas por DIN 22101 (2002), que considera las normas: ISO 5048:1989 "Continuous mechanical handling equipment – Belt conveyors with carrying idlers – calculation of operating power and tensile forces" y ISO 3684:1990 "Conveyor belts – determination of minimum pulley diameter". Su entendimiento y aplicación se realiza con los manuales de cálculo y diseño desarrollados por los fabricantes Dunlop – Enerka (1994) y Phoenix (2006).

Ahora se comprueba si la capacidad volumetrica esta dentro de porcentaje normalmente utilizado en la industria que es 85% de llenado.

Para ello se relaciona la capacidad de llenado real y teorico a una velocidad de 100 ft/min :

$$Q_{100} = Q_v * \frac{100 \frac{ft}{min}}{V} = 19\,786,6 \frac{ft^3}{h} = 0,16 \frac{m^3}{s} \tag{A.3}$$

Donde :

Q_{100} : Capacidad por 100 ft/min(0,51 m/s)

V : Velocidad de la faja transportadora, $V = 2\,m/s$, Tabla 2.2

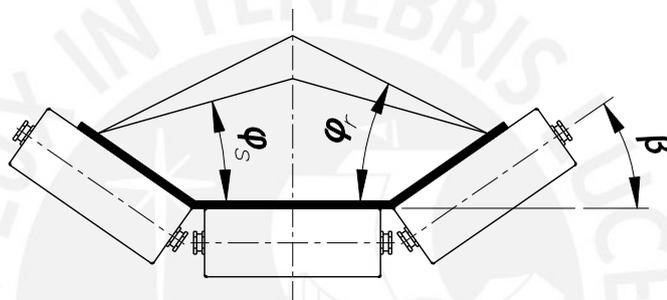


Figura A.1 Angulo de reposo (ϕ_r), ángulo de sobrecarga (ϕ_s) y abarquillado de rodillos (β) representados en una estación de carga, valores en Tabla 2.2

Ahora para una velocidad 100 ft/min con un ancho de correa de 72 pulgadas y estación de rodillos triple con abarquillado $\beta = 35^\circ$ de acuerdo a la Figura A.1 y la Tabla A.1:

Tabla A.1 Capacidad y área de la sección de rodillos abarquillados a 35° (CEMA 2007: 59)

Belt Width (in)	Capacity (ft ³ /hr) at 100 fpm						
	Surcharge Angle (deg)						
	0	5	10	15	20	25	30
18	864	965	1,066	1,169	1,274	1,381	1,492
24	1,668	1,858	2,049	2,242	2,438	2,640	2,848
30	2,733	3,039	3,347	3,658	3,976	4,301	4,636
36	4,059	4,508	4,961	5,419	5,886	6,364	6,858
42	5,645	6,266	6,892	7,525	8,169	8,830	9,512
48	7,491	8,312	9,138	9,974	10,826	11,699	12,599
54	9,599	10,646	11,701	12,768	13,855	14,969	16,119
60	11,966	13,269	14,580	15,906	17,258	18,643	20,071
72	17,484	19,379	21,286	23,216	25,182	27,197	29,275
84	24,043	26,642	29,256	31,902	34,598	37,361	40,210
96	29,647	32,846	36,064	39,321	42,639	46,040	49,548
108	40,290	44,627	48,990	53,408	57,907	62,518	67,274
120	49,976	55,349	60,754	66,226	71,799	77,512	83,404

$$Q_{100t} = 23\,216 \frac{ft^3}{h} = 0,18 \frac{m^3}{s} \tag{A.4}$$

Donde:

Q_{100t} : Capacidad a 100 ft/min

Comprobándose que: $Q_{100t} > Q_{100}$

Por tanto la capacidad de llenado es:

$$\frac{Q_{100}}{Q_{100t}} * 100 = 85 \% \tag{A.5}$$

A.2 Resistencia al movimiento de la correa

Resistencias principales (F_H)

Corresponden a las resistencias que se producen por la fricción existente internamente en los rodamientos de los rodillos, así como la resistencia que hay por el propio avance de la correa debida al rozamiento entre la correa, rodillos y poleas, tanto para la correa cargada, como para la correa descargada (retorno).

Tabla A.2 Valores guía para la masa de rodillos (Dunlop - Enerka 1994: B1)

Belt width B (mm)	Idler Rollers	Idler Roller Diameter							
		51	63.5	88.9	108	133	159	193.7	219.1
1400	flat					21.8	29.3		
	2 part					23.3	31.6		
	3 part					25.0	35.5		
	5 part					24.3	35.0		
1600	flat					25.1	33.4		
	2 part					26.5	35.0		
	3 part					28.0	38.7		
	5 part					28.5	39.3		
1800	flat					27.6	37.8		
	2 part					29.1	39.9		
	3 part					30.7	42.4		
	5 part					31.5	42.5		
2000	flat					30.2	40.2	69.1	
	2 part					31.8	43.3	76.4	
	3 part					33.3	47.0	80.1	
	5 part					33.8	46.5	89.5	
2200	flat						46.5	77.8	88.0
	2 part						49.0	82.6	97.1
	3 part						50.1	93.2	111.0
	5 part						51.0	95.5	111.8

Masa de partes giratorias (rodillos) por metro (m_R)

Teniendo que se utilizara estaciones de rodillos de clasificación CEMA E6, según la Tabla 2.2 y de acuerdo a la Figura A.2, se obtiene la masa de los componentes giratorios de una estación de rodillos de carga:

$$m_{Ro} = 42,4 \text{ kg}$$

Masa relativa a la longitud entre las estaciones de rodillos de carga:

$$m'_{Ro} = \frac{m_{Ro}}{S_c} = 42,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (\text{A.6})$$

Masa de los componentes de la estaciones de rodillos de retorno (Tabla A.2):

$$m_{Ru} = 37,8 \text{ kg}$$

Masa relativa a la longitud entre las estaciones de rodillos de retorno:

$$m'_{Ru} = \frac{m_{Ru}}{S_r} = 15,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (\text{A.7})$$

Masa relativa a la longitud entre las estaciones de rodillos en ambos recorridos, superior y de retorno:

$$m_R = m'_{Ro} + m'_{Ru} = 57,52 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (\text{A.8})$$

Masa de correa por metro lineal (m_G)

El peso de la correa puede ser dado por cualquier fabricante, teniendo previamente el valor de la tensión al que estará sometida, dado que este valor aun es una incógnita se realizará una aproximación del peso con la Tabla A.3, el cual considera un 50% más cuando se selecciona una correa reforzada con cables de acero, por tanto el peso aproximado de la correa por metro lineal será:

$$W_b = 24 \frac{\text{lb}}{\text{ft}} + 50\% = 525,38 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (\text{A.9})$$

Masa de la correa por metro lineal:

$$m_G = \frac{W_b}{g} = 53,57 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (\text{A.10})$$

Tabla A.3 Valores para peso estimado de correa transportadora (CEMA 2007: 79)

Belt Width (in (BW))	Material Carried, lbf/ft ³		
	30-74	75-129	130-200
36	9.0	10.0	12.0
42	11.0	12.0	14.0
48	14.0	15.0	17.0
54	16.0	17.0	19.0
60	18.0	20.0	22.0
72	21.0	24.0	26.0
84	25.0	30.0	33.0
96	30.0	35.0	38.0

Masa del material por metro lineal (m_L)

$$m_L = \frac{Q_d}{3,6 * V} = 416,67 \frac{kg}{m} \tag{A.11}$$

Ahora, teniendo un coeficiente de fricción cuyo valor es hipotético y dado por DIN 22101, el cual es generado por el peso de la correa con las partes giratorias de la faja transportadora (rodillos y poleas). Para nuestras condiciones de trabajo según la Tabla A.4, se asumirá el valor de:

$$f = 0,02$$

Tabla A.4 Valores estándar para el coeficiente de fricción en fajas transportadoras (DIN 22101: 2002: 15)

Criterion	Classification		
Internal friction of material to be conveyed	medium	low	high
Belt conveyor alignment	medium	good	bad
Belt tension	medium	high	low
Operating conditions (dusty, sticky)	Medium	good	bad
Idler diameter	108 to 159	>159	<108
Spacing of upper strand idlers in m	1.0 to 1.5	<1.0	>1.5
Spacing of lower strand idlers in m	2.5 to 3.5	<2.5	>3.5
Belt speed in m/s	4 to 6	<4	>6
Trough angle in °	25 to 35	<25	>35
Ambient temperature in °C	15 to 25	>25	<15
Friction coefficient f	standard value ≈ 0.020	means	
		decreasing	increasing
		friction coefficient f	
		down to / up to	
		0.010	0.040

Se obtiene la resistencia principal:

$$F_H = f * L * g * [m_R + (2 * m_G + m_L) * \cos \lambda] \quad (A.12)$$

Donde:

λ : Angulo de inclinación de la faja transportadora, $\lambda = 5^\circ$, Tabla 2.2

Resolviendo:

$$F_H = 34,09 \text{ kN}$$

Resistencias secundarias (F_N)

Se producen generalmente en la zona de carga por causas como la aceleración del material y la resistencia debido al enrollamiento de la correa en las poleas y sus rodamientos. Para determinar su valor cuando la longitud es $\geq 80m$, se utiliza el factor de corrección de longitud, dado por la Tabla A.5.

Entonces, dado que es una faja transportadora de $L = 300 \text{ m}$ (Tabla 2.2)

El factor de corrección de longitud es:

$$C_L = 1,31$$

Y de acuerdo a la ecuación:

$$F_N = (C_L - 1) * F_H = 10,57 \text{ kN} \quad (A.13)$$

Tabla A.5 Valores estándar del coeficiente C_L (DIN 22101 2002: 17)

L in m	80	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	≥ 2000
C	1.92	1.78	1.58	1.45	1.31	1.25	1.20	1.17	1.14	1.12	1.10	1.09	1.06	1.05

Resistencias debidas a la pendiente (F_{St})

Se determinan cuando se tiene una faja inclinada.

Resistencia a la pendiente - lado de carga:

$$F_{Sto} = H * g * (m_G + m_L) = 112,58 \text{ kN} \quad (A.14)$$

Donde:

H : Altura de la faja transportadora, $H = 26,15m$, Tabla 2.2

Resistencia a la pendiente - lado de retorno:

$$F_{Stu} = H * g * m_G = 13,74 \text{ kN} \quad (\text{A.15})$$

Por consiguiente se tiene la resistencia debida a la pendiente:

$$F_{St} = F_{Sto} - F_{Stu} = 106,84 \text{ kN} \quad (\text{A.16})$$

A.3 Fuerzas periféricas o tangenciales

Una vez calculadas las resistencias al movimiento se puede definir la fuerza periferica de la polea motriz en operación y arranque.

Cálculo de la fuerza periférica – En operación (F_U)

$$F_U = F_H + F_N + F_{St} + F_S \quad (\text{A.17})$$

Donde:

F_U : Fuerza tangencial en la polea motriz

F_H : Resistencias principales

F_N : Resistencias secundarias

F_{St} : Resistencia debida a la pendiente

F_S : Resistencias especiales (no consideradas para esta tesis)

Remplazando valores obtenidos:

$$F_U = 151,49 \text{ kN}$$

Cálculo de la fuerza periférica – Arranque (F_A)

La fuerza periférica (F_U) se incrementa durante la puesta en marcha tomando en cuenta el factor de arranque (p_A), el cual es un dato (Tabla 2.2), que se puede comprobar según DIN 22101 (2002: 21) $\leq 1,7$, además de acuerdo a Dunlop – Enerka (1994: 12.7) este varía según el tipo de acoplamiento entre la transmisión motor - reductor y como en este caso se seleccionó un acople hidrodinámico, se considera que este factor debe estar entre 1,2 y 1,5.

Entonces teniendo:

$$p_A = 1,4$$

La fuerza periférica de la polea motriz, utilizando acoplamiento hidrodinámico es:

$$F_A = p_A * F_U = 212,09 \text{ kN} \quad (\text{A.18})$$

Siendo su aceleración necesaria durante el arranque:

$$a_A = \frac{F_A - F_U}{L * (C_{Ri} * m_R + 2 * m_G + m_L)} \quad (\text{A.19})$$

Donde:

C_{Ri} : Coeficiente para calcular las masas de los rodillos reducidas a su periferia ($C_{Ri} \approx 0,9$). (DIN 22101 2002: 26).

Por lo tanto:

$$a_A = 0,35 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Tiempo de arranque, con valores constantes de p_A respecto de a_A :

$$t_A = \frac{V}{a_A} = 5,7 \text{ s} \quad (\text{A.20})$$

A.4 Resistencia a la fricción y carga de inercia

Resistencia a la fricción (F_o y F_u)

En lado de carga:

$$F_o = f * L * g * [(m'_{Ro} + m_G + m_L) * \cos \lambda] = 30,05 \text{ kN} \quad (\text{A.21})$$

En retorno:

$$F_u = f * L * g * [(m'_{Ru} + m_G) * \cos \lambda] = 4,03 \text{ kN} \quad (\text{A.22})$$

Resistencias a las cargas de inercia (F_{ao} y F_{au})

Masa reducida de los rodillos de carga:

$$m'_{Redo} = C_{Ri} * m'_{Ro} = 38,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (\text{A.23})$$

Masa reducida de los rodillos de retorno:

$$m'_{Redu} = C_{Ri} * m'_{Ru} = 13,61 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (\text{A.24})$$

Resistencia a la inercia en lado de carga:

$$F_{ao} = a_A * L * (m'_{Redo} + m_G + m_L) = 53,52 \text{ kN} \quad (\text{A.25})$$

Resistencia a la inercia en lado de retorno:

$$F_{au} = a_A * L * (m'_{Redu} + m_G) = 7,07 \text{ kN} \tag{A.26}$$

A.5 Tensiones en la polea motriz

Tensiones requeridas en operación

Las tensiones de entrada y salida de la polea motriz se encuentran relacionadas por la ecuación de Euler - Eytelwein y están representadas en la Figura A.2:

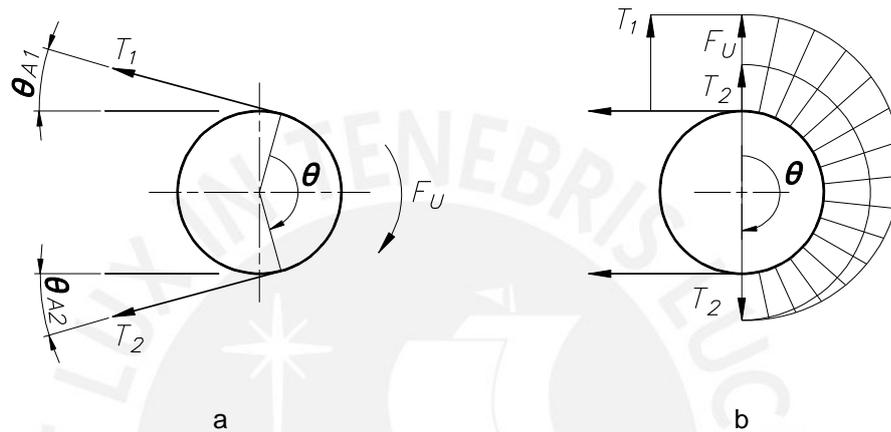


Figura A.2 a: Acción de fuerza periférica y tensiones en la polea motriz, b: Distribución de las tensiones radialmente en polea motriz y ángulo de abrazamiento de la correa

Para determinar la ecuación de Euler - Eytelwein, se considera un elemento diferencial de amplitud angular $d\phi$, el cual está en equilibrio bajo la acción de las fuerzas indicadas en la Figura A.3:

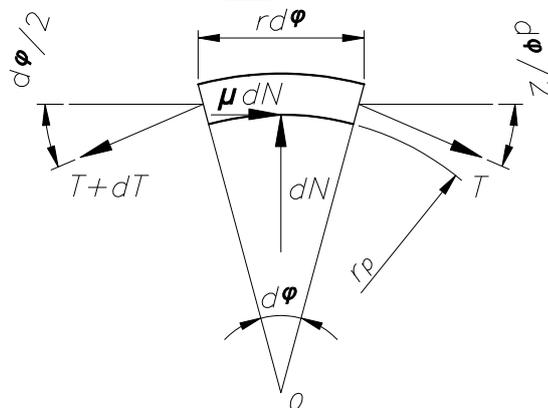


Figura A.3 Acción de tensiones de la correa en un elemento diferencial del cilindro

Sumando las fuerzas verticales:

$$(T + dT) * \operatorname{sen}\left(\frac{d\varphi}{2}\right) + T * \operatorname{sen}\left(\frac{d\varphi}{2}\right) - dN = 0 \quad (\text{A.27})$$

Dado que el ángulo $d\varphi$ es muy pequeño:

$$\operatorname{sen}\left(\frac{d\varphi}{2}\right) \approx \frac{d\varphi}{2} \quad (\text{A.28})$$

Se tiene:

$$T * d\varphi = dN \quad (\text{A.29})$$

Ahora, sumando las fuerzas horizontales:

$$(T + dT) * \operatorname{cos}\left(\frac{d\varphi}{2}\right) - T * \operatorname{cos}\left(\frac{d\varphi}{2}\right) - \mu * dN = 0 \quad (\text{A.30})$$

Dado que el ángulo $d\varphi$ es muy pequeño:

$$\operatorname{cos}\left(\frac{d\varphi}{2}\right) \approx 1 \quad (\text{A.31})$$

Se tiene:

$$dT = \mu * dN \quad (\text{A.32})$$

Sustituyendo el valor de dN de (A.29) en (A.32)

$$dT = \mu * T * d\varphi \quad (\text{A.33})$$

Integrando, se obtiene finalmente la ecuación de Euler - Eytelwein:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu * \theta} \quad (\text{A.34})$$

Donde:

T_1 : Tensión del lado de carga de polea motriz en operación

T_2 : Tensión del lado de retorno de polea motriz en operación

μ : Coeficiente de fricción correa – polea motriz en operación, $\mu = 0,3$, Tabla 2.2

θ : Angulo de abrazamiento entre polea motriz y correa transportadora, $\theta = 180^\circ$,
Tabla 2.2

Ahora, relacionando las tensiones actuantes en la polea motriz con la fuerza periférica que se genera al accionar el sistema, se puede deducir lo siguiente:

$$T_1 = F_U * 1 + \frac{1}{e^{\mu * \theta} - 1} = F_U * C_1 \quad (\text{A.35})$$

$$T_2 = F_U * \frac{1}{e^{\mu * \theta} - 1} = F_U * C_2 \quad (\text{A.36})$$

Donde:

C_1 : Factor de apriete en el lado de carga de la correa en operación

C_2 : Factor de apriete en el lado de retorno de la correa en operación

Teniendo la fricción de la correa - polea motriz en operación dado por la Tabla 2.2:

$$\mu = 0,3$$

El factor de apriete en el lado de carga de la correa en operación:

$$C_1 = 1 + \frac{1}{e^{\mu * \theta} - 1} = 1,638 \quad (\text{A.37})$$

Factor de apriete en el lado holgado de la correa en operación:

$$C_2 = \frac{1}{e^{\mu * \theta} - 1} = 0,638 \quad (\text{A.38})$$

Por consiguiente las tensiones en la correa son:

$$T_1 = C_1 * F_U = 248,21 \text{ kN} \quad (\text{A.39})$$

$$T_2 = C_2 * F_U = 96,72 \text{ kN} \quad (\text{A.40})$$

Tensiones requeridas en arranque

Teniendo la fricción de la correa - polea motriz en arranque dado por la Tabla 2.2:

$$\mu_A = 0,35$$

Factor de apriete en el lado de carga de la correa en el arranque:

$$C_{A1} = 1 + \frac{1}{e^{\mu_A * \theta} - 1} = 1,499 \quad (\text{A.41})$$

Factor de apriete en el lado holgado de la correa en el arranque:

$$C_{A2} = \frac{1}{e^{\mu_A * \theta} - 1} = 0,499 \quad (\text{A.42})$$

Por consiguiente:

$$T_{A1} = C_{A1} * F_A = 317,99 \text{ kN} \tag{A.43}$$

$$T_{A2} = C_{A2} * F_A = 105,9 \text{ kN} \tag{A.44}$$

Donde:

T_{A1} : Tensión del lado de carga de polea motriz en arranque

T_{A2} : Tensión del lado de retorno de polea motriz en arranque

Cálculo secuencial de tensiones

Para determinar las tensiones faltantes del sistema, se realiza el cálculo secuencial a partir de un diagrama de cuerpo libre (Figura A.4) con el sentido en el que operan las resistencias secundarias, resistencias debidas a la pendiente, resistencias a la fricción, resistencias a la inercial y tensiones determinadas.

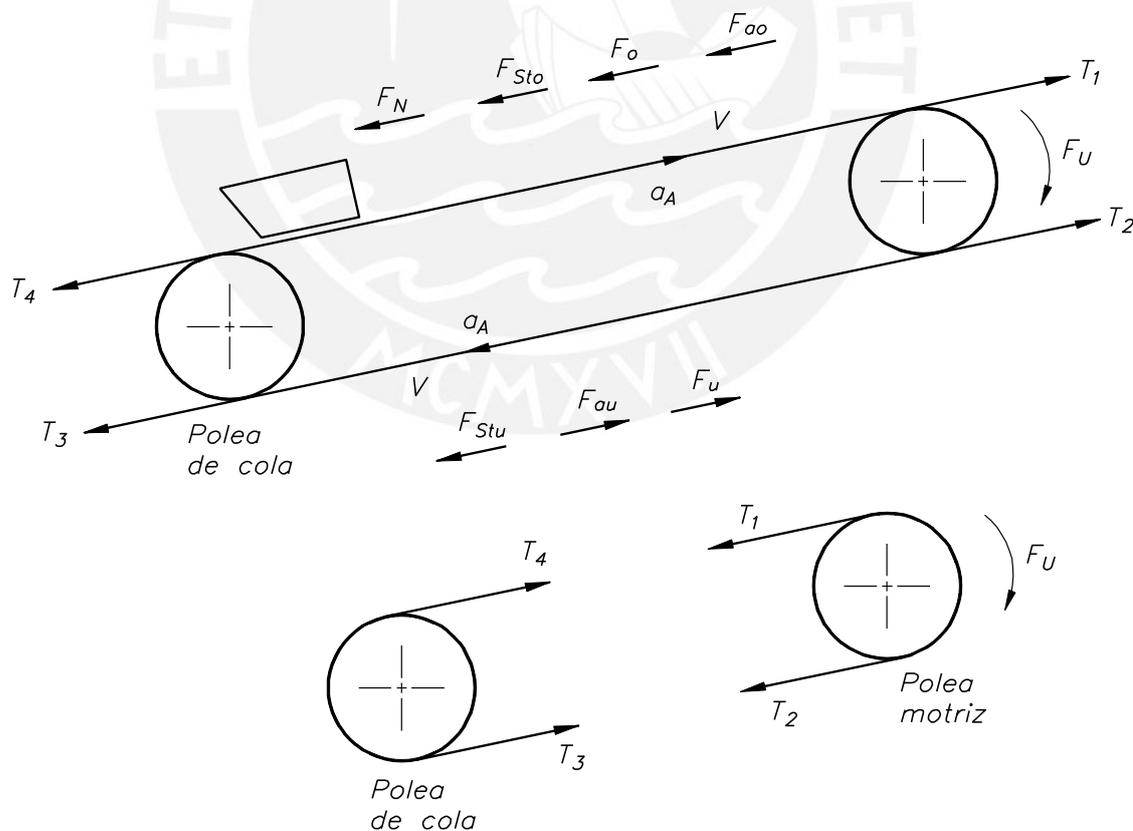


Figura A.4 Diagrama de cuerpo libre de resistencias al movimiento y tensiones actuantes en la faja transportadora determinadas en las secciones A.2, A.3, A.4 y A.5

De acuerdo a la metodología de Dunlop – Enerka (1994: 12.7), para fajas transportadoras con simple accionamiento en la polea motriz, se tendrá la siguiente secuencia de tensiones según la Figura A.4:

- Para operación

$$T_3 = T_2 + F_u - F_{Stu} \quad (\text{A.45})$$

$$T_3 = T_4 \quad (\text{A.46})$$

Donde:

T_3, T_4 : Tensiones en la polea de cola en operación

- Para arranque

$$T_{A3} = T_{A2} + F_u - F_{Stu} + F_{au} \quad (\text{A.47})$$

$$T_{A3} = T_{A4} \quad (\text{A.48})$$

Donde:

T_{A3}, T_{A4} : Tensiones en la polea de cola en el arranque

Resistencias individuales en operación

Reemplazando valores en las ecuaciones:(A.45) y (A.46)

$$T_3 = T_4 = 87,01 \text{ kN}$$

Comprobando – Control T_1 :

$$T_1 = T_4 + F_N + F_o - F_{Sto} = 248,2 \text{ N} \quad (\text{A.49})$$

Resistencias individuales en arranque

Reemplazando valores en las ecuaciones:(A.47) y (A.48)

$$T_{A3} = T_{A4} = 103,26 \text{ kN}$$

Comprobando – Control T_{A1} :

$$T_{A1} = T_{A4} + F_N + F_o + F_{Sto} + F_{ao} = 317,97 \text{ kN} \quad (\text{A.50})$$

A.6 Corrección de la tensión

De acuerdo a la metodología de Dunlop – Enerka (1994: 12.13), las tensiones que se han calculado hasta el momento no pueden ser definitivas puesto que hay que realizar correcciones dependiendo del tipo de tensor utilizado.

Como se utilizará un sistema templador de contrapeso en la zona de cabeza de la faja transportadora (Tabla 2.2) se realizarán dos ajustes, el primero por uso de contrapeso y el segundo por tensión mínima.

1er ajuste - Por uso de contrapeso

Con el contrapeso ubicado en la zona de cabeza se obtiene un valor de tensión teórico de acuerdo a la siguiente condición (1994: 12.15):

$$T_g = 2 * T_2 \tag{A.51}$$

Donde:

T_g : Tensión del contrapeso

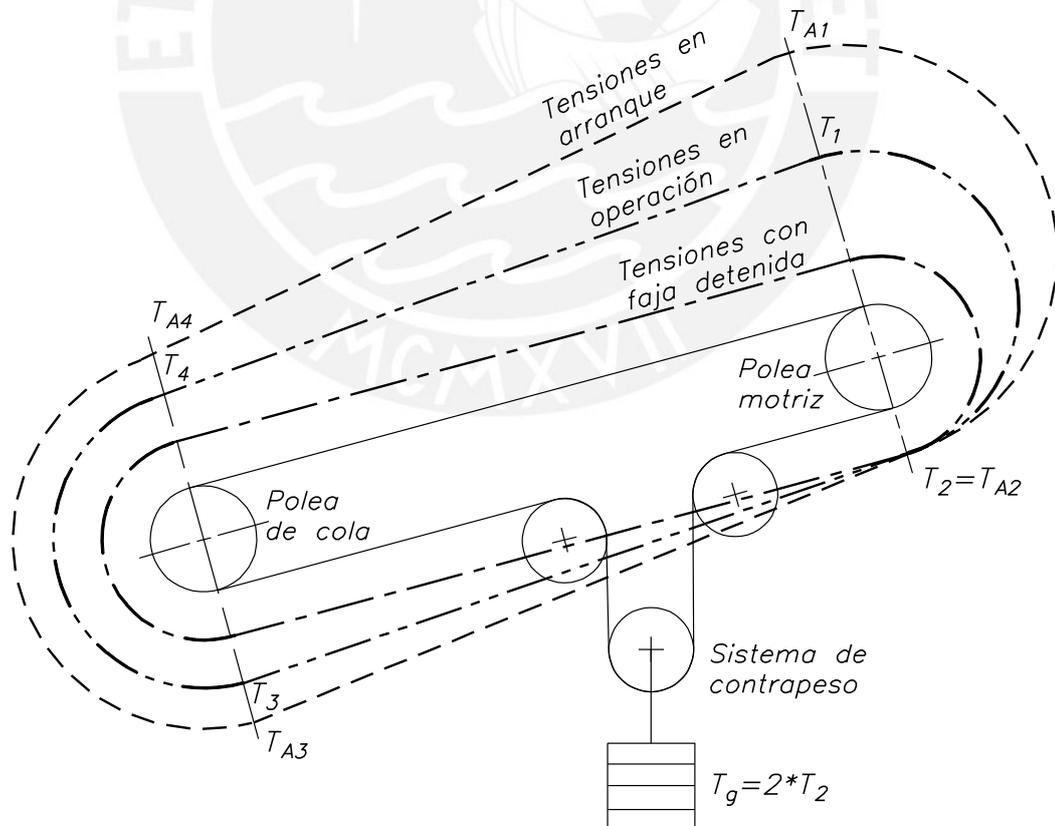


Figura A.5 Distribución de tensiones en la faja transportadora con sistema de contrapeso.

Adaptado de: Spriggs 1999: 9

Ahora, solo las tensiones en operación (T_1 a T_4) son incrementadas de forma constante al utilizar el templador por contrapeso, por ello todas las tensiones se incrementaran un ΔT , asumiendo la tensión constante (1994: 13.3):

$$T_{A2} = T_2 \tag{A.52}$$

$$\Delta T = T_{A2} - T_2 = 9,18 \text{ kN} \tag{A.53}$$

Por lo que se obtiene:

$$\begin{aligned} T_1 &= T_1 + \Delta T = 257,38 \text{ kN} & T_{A1} &= 317,97 \text{ kN} \\ T_2 &= T_2 + \Delta T = 105,9 \text{ kN} & \leftarrow \Rightarrow & & T_{A2} &= 105,9 \text{ kN} \\ T_3 &= T_3 + \Delta T = 96,19 \text{ kN} & & & T_{A3} &= 103,26 \text{ kN} \\ T_4 &= T_4 + \Delta T = 96,19 \text{ kN} & & & T_{A4} &= 103,26 \text{ kN} \end{aligned} \tag{A.54}$$

2do ajuste - Por tensión mínima

Debido a que no se tiene una certeza de que las tensiones calculadas cumplirán el valor de hundimiento máximo o curva catenaria máxima entre rodillos, es necesario realizar una evaluación por la tensión mínima.

De acuerdo a Dunlop – Enerka (1994:12.15), el valor de la flecha admisible de la correa o valor de comprobación del hundimiento de correa de aproximadamente (h_{rel}) debe estar entre 0,5% y 1,5% de la separación entre rodillos de carga (Figura A.6).

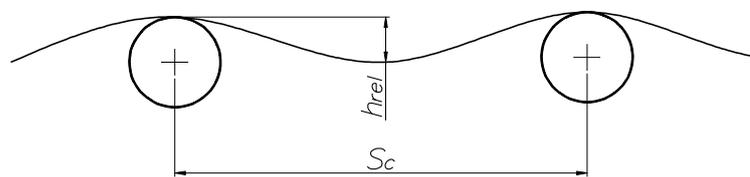


Figura A.6 Hundimiento de correa entre estaciones de carga

Según lo indicado debe cumplirse la condición:

$$T_4 \geq T_m \tag{A.55}$$

Donde:

T_4 : Tensión en operación a la salida de la polea de cola

T_m : Tensión mínima necesaria

Entonces considerando:

$$T_4 = T_m \tag{A.56}$$

El valor de hundimiento será:

$$h_{rel} = \frac{g * (m_L + m_G) * S_c}{8 * T_m} = 0,006 \approx 0,6 \% \tag{A.57}$$

Donde:

S_c : Espaciamiento entre estaciones de carga, $S_c = 1\ 000\text{mm}$, Tabla 2.2

m_L : Masa del material por metro lineal, $m_L = 416,67\ \text{kg/m}$, Sección A.2

m_G : Masa de la correa por metro lineal, $m_G = 53,57\ \text{kg/m}$, Sección A.2

Lo cual comprueba que el hundimiento de la correa se encuentra dentro del rango dado establecido para h_{rel} , por lo que no se considerará una tensión adicional.

Finalmente, luego del cálculo secuencial y las correcciones necesarias, las tensiones en la polea motriz se indican en Tabla A.6:

Tabla A.6 Tensiones de operación y arranque en la polea motriz

Abreviatura	Valor	Descripción
T_1	257,38 kN	Tensión de operación lado de carga en operación
T_2	105,9 kN	Tensión de operación lado de retorno en operación
T_{A1}	317,97 kN	Tensión de arranque lado de carga en arranque
T_{A2}	105,9 kN	Tensión de arranque lado de retorno en arranque

A.7 Tensión admisible en la correa (PIW)

La tensión admisible se determina durante la operación:

$$PIW = \frac{T_1}{BW} \quad (A.58)$$

Donde:

BW : Ancho de la correa transportadora, $BW = 1\,800\text{mm}$, Tabla 2.2

T_1 : Tensión de operación lado de carga en operación, $T_1 = 257,38\text{kN}$, Tabla A.6

Remplazando valores, se obtiene:

$$PIW = 816,49 \frac{\text{lbf}}{\text{in}} = 142,99 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Valor con el cual según la Tabla 1.2, determina que la polea motriz será una polea de Ingeniería de sección T.

Los resultados principales de este anexo se muestran en la Tabla 2.3.

Anexo B – Proyecto preliminar del sistema de transmisión del caso 1

En esta etapa se determinará una configuración aproximada de los principales componentes del sistema de transmisión para el **Caso 1**, para lo cual se selecciona y evalúa alternativas normalmente utilizados en sistemas de transmisión de servicio medio y pesado de fajas transportadoras.

B.1 Selección de alternativas

Las alternativas para cada función del sistema de transmisión son mostradas en la Tabla B.1 y se desarrollan como resultado del estudio del estado del arte. Aquí se eligen tres soluciones en un proceso iterativo de acuerdo con los resultados obtenidos en el Anexo A.

B.2 Evaluación de alternativas

Las tres soluciones seleccionadas para la estructura constructiva del sistema de transmisión serán evaluadas de manera técnica y económica en la Tabla B.2 y Tabla B.3.

Los resultados de la evaluación técnica – económica se muestran gráficamente en la Figura B.1, en la cual se observa la ventaja que tiene la solución 1 (V1), respecto a las otras dos soluciones.

Por lo tanto, el proyecto preliminar óptimo del sistema de transmisión para el **Caso 1**, tendrá una configuración del sistema dual con dos reductores para la polea motriz, para cumplir con todas las necesidades a las cuales estará sometido y teniendo en cuenta los parámetros de diseño dados en la Tabla 2.1 y Tabla 2.2, para el desarrollo de los cálculos de selección.

Tabla B.1 Selección de alternativas para configuración del sistema de transmisión de servicio medio y pesado

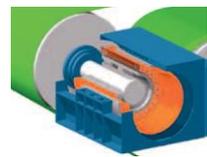
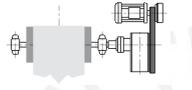
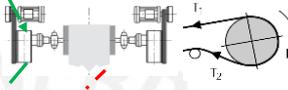
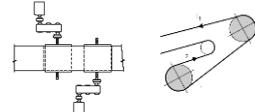
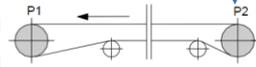
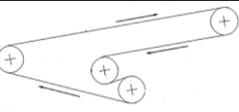
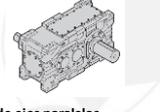
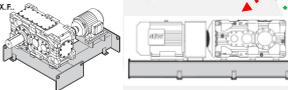
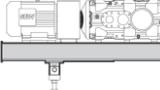
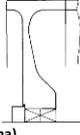
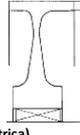
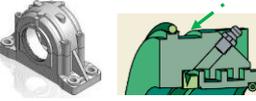
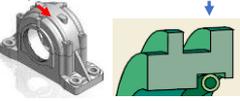
Alternativas / Funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1 Cambio de energía eléctrica a mecánica	 Motor de alta eficiencia ≤ 200 kW	 Motor de media tensión > 200 kW	 Motor gearless $> 3\ 500$ kW
2 Tipo de sistema motriz según la cantidad de motores	 Sistema simple: Un solo motor	 Sistema dual: dos motores en un mismo eje	 Sistema dual: Motores en ejes separados
3 Ubicación de polea motriz	 Zona de Cabeza	 Zona de cola	 Zona intermedia
4 Reducción de velocidad	 De ejes ortogonales	 Helicoidal de ejes paralelos	
5 Reducción de velocidad: Base de motor - reductor	 Base anclada	 Base con brazo de torque	
6 Reducción de velocidad: Acoplamiento de alta velocidad	 Fluido	 Con acoplamiento flexible - Grid	
7 Reducción de velocidad: Acoplamiento de baja velocidad	 Reductor sin acoplamiento (eje montado)	 Con acoplamiento flexible - Engranajes	 Rígido (brida rígida por interferencia)
8 Transmisión de torque para movilizar la correa: Tipo de polea motriz (Tambor + dispositivo de fijación + árbol)	 Sección T (turbina)	 Sección T (Simétrica)	
9 Transmisión de torque para movilizar la correa: Soportar el árbol de la polea	 Chumacera con rodamiento oscilante de rodillos con sello taconite TSN..ND	 Chumacera con rodamiento oscilante de rodillos y sello de laberinto TSN..5	
Solución	Solución 1 	Solución 2 	Solución 3 

Tabla B.2 Evaluación técnica de alternativas

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)			Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	
1	Confiabilidad	3	10	6	8	10
2	Seguridad	3	9	9	9	10
3	Estabilidad	3	10	7	8	10
4	Rigidez	3	8	7	7	10
5	Fácil manufactura	2	9	7	6	10
6	Fácil operación	2	9	9	9	10
7	Fácil ensamble	2	7	7	8	10
8	Fácil limpieza	1	9	9	9	10
9	Transportabilidad	1	9	9	9	10
10	Poco espacio requerido	1	7	7	9	10
11	Simple mantenimiento	1	10	8	8	10
12	Complejidad	1	7	7	8	10
Puntaje Total = $\sum (Fi \times Pi)$			203	173	185	230
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0,88	0,75	0,80	1,00

0 = No satisface, 3 = Aceptable a las justas, 5 = Suficiente, 7 = Bien, 10 = Muy bien (ideal)

Tabla B.3 Evaluación económica de alternativas

Puntos de evaluación		Factor de Importancia (Fi)	Puntaje (Pi)			Proyecto Ideal
			Variante 1	Variante 2	Variante 3	
1	Materiales	3	7	9	7	10
2	Fabricación	3	10	5	8	10
3	Mantenimiento	2	10	8	7	10
4	Operación	2	10	8	10	10
5	Costo de la tecnología	1	8	9	9	10
Puntaje Total = $\sum (Fi \times Pi)$			99	83	88	110
Coeficiente técnico = puntaje total / puntaje ideal			0,90	0,75	0,80	1,00

0 = No satisface, 3 = Aceptable a las justas, 5 = Suficiente, 7 = Bien, 10 = Muy bien (ideal)

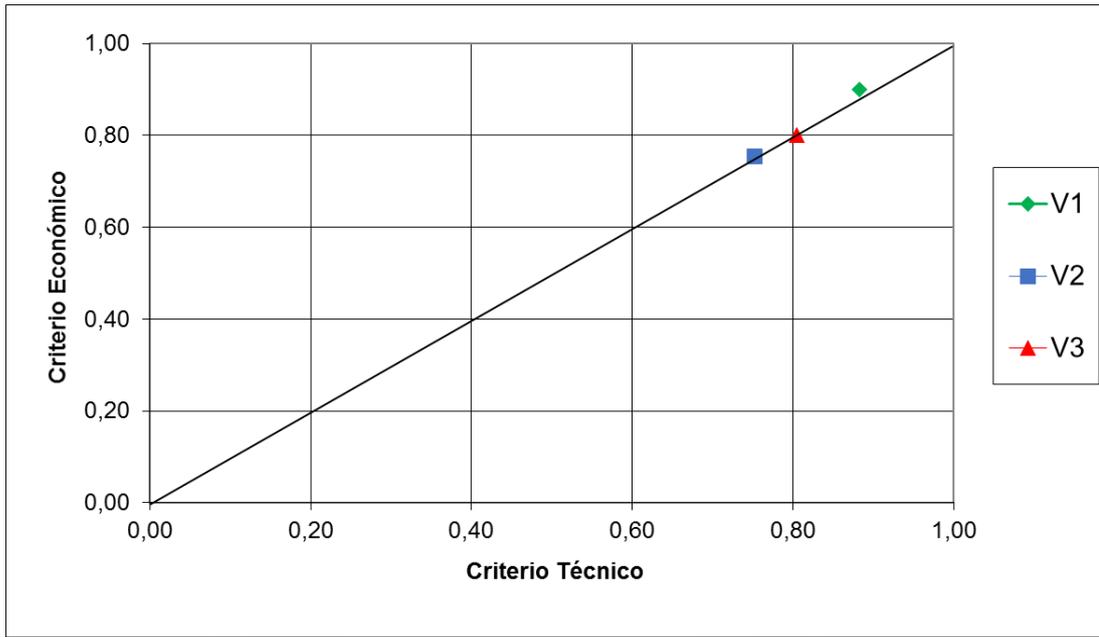


Figura B.1 Diagrama de evaluaciones según VDI 2225 (Barriga 2015)

De acuerdo a lo indicado se representa el proyecto óptimo del sistema de transmisión en la Figura B.2.

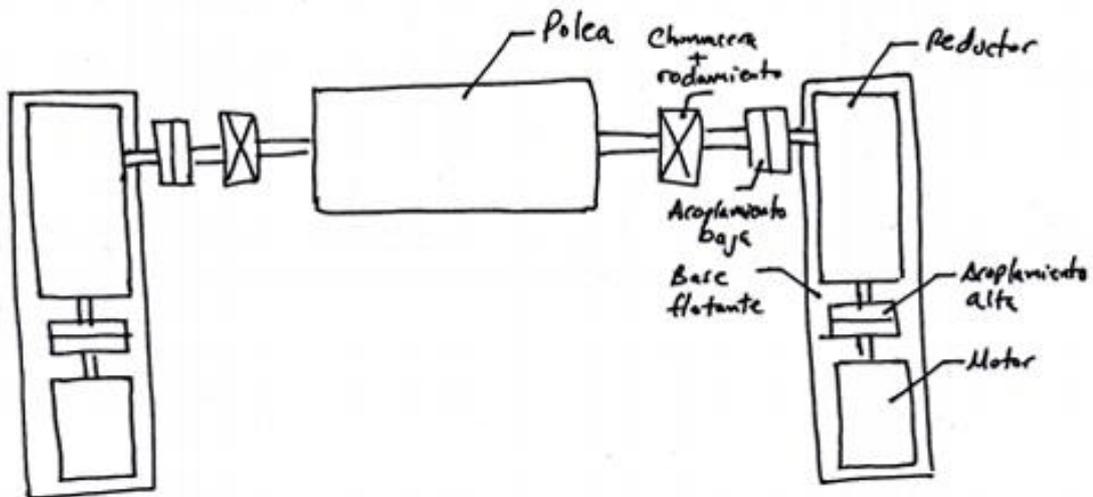


Figura B.2 Bosquejo de proyecto óptimo del sistema de transmisión

La selección de los elementos de la transmisión se realiza de manera iterativa. Para obtener la solución más adecuada entre todos los elementos de la transmisión, para ello se utilizan manuales y catálogos de diversos fabricantes de equipos y suministros conocidos y utilizados en nuestro mercado industrial.

Anexo C – Cálculo del sistema de transmisión del caso 1

C.1 Selección de la correa

Para fajas transportadoras de servicio medio y pesado es recomendable utilizar correa de cables de acero, que son capaces de resistir alta tensión admisible.

Según el fabricante Goodyear, se incorpora un factor de seguridad de 6.67 veces la tensión de operación PIW , lo que determina la tensión de deformación o tensión de rotura de la correa (2001: 68):

$$6.67 * PIW = 953,74 \frac{kN}{m} \quad (C.1)$$

Con el valor de la tensión de deformación y la Tabla C.1, se selecciona la correa ST1000, el cual tiene una tensión de rotura de:

$$T_u = 1\,000 \frac{kN}{m}$$

Siendo el espesor mínimo o diámetro del cable de acero:

$$d_{GK} = 3,6 \text{ mm}$$

Tabla C.1 Correas reforzadas con cables de acero (Goodyear 2001: 69)

Belt Tension Rating	Minimum Ultimate Tension kN/m	Operating Tension kN/m	Cable Diameter (nominal) mm.	Cable Pitch (approximate) mm.	Belt Modulus kN/m
ST800	800	120	3.6	17.5	58000
ST1000	1000	150	3.6	13.9	72000
ST1250	1250	187	5.2	21.7	90000
ST1600	1600	240	5.2	16.9	115000
ST2000	2000	300	5.2	13.5	144000
ST2500	2500	375	5.2	11.4	180000
ST3150	3150	472	8	19.5	227000
ST3500	3500	525	8	17.5	252000
ST4000	4000	600	9.2	20.1	288000
ST4500	4500	675	10	20.4	324000
ST5000	5000	750	11	27.9	360000
ST5400	5400	810	11	26	389000

C.2 Dimensiones del tambor de la polea motriz

Diametro del tambor

Según la norma DIN 22101, para determinar el diámetro mínimo estándar de la polea Tabla C.3, se debe seleccionar un coeficiente de determinación del diámetro mínimo del tambor (C_{Tr}): Tabla C.2 de acuerdo al tipo de material interno de la correa y luego multiplicarlo por el diámetro del refuerzo interno de la correa seleccionada, en ambos casos cables de acero.

$$C_{Tr} = 145$$

Tabla C.2 Parámetro C_{Tr} para determinar diámetro mínimo del tambor (DIN 22101 2002:39)

Material of longitudinal tension member	C_{Tr}
B (cotton)	80
P (polyamide)	90
E (polyester)	108
St (steel cords)	145

Entonces el diámetro teórico del tambor de la polea motriz es:

$$D_{Tr} = C_{Tr} * d_{GK} = 522 \text{ mm} \quad (\text{C.2})$$

Por lo que su diámetro estándar superior más cercano es determinado por la Tabla C.3:

$$D_{min} = 630 \text{ mm}$$

Este valor puede ser dado por el cliente.

Siendo:

$$K_{max} = PIW \quad \text{y} \quad K_N = T_u$$

Donde:

K_{max} : Tensión de la correa en operación respecto al ancho de la polea (igual a PIW)

K_N : Resistencia a la rotura nominal de la correa (igual a T_u)

Determinamos con la Tabla C.3, el factor de carga de la polea (%):

$$FC = \frac{K_{max} * 8}{K_N} * 100 = 114,39 \% \quad (\text{C.3})$$

Dado que el grupo A, esta designado para poleas motrices y toda polea ubicada en la zona de alta tensión de correa, con la Tabla C.3, determinamos el diámetro del tambor:

$$DP = 800 \text{ mm}$$

Tabla C.3 Diámetro mínimo del tambor (DIN 22101 2002: 39)

D_{Tr} as per equat. (76)	Minimum diameter in mm (without lagging)											
	Pulley load factor = $\frac{k_{max}}{k_x} \cdot s \cdot 100$ in %											
	over 100%			over 60% up to 100%			over 30% up to 60%			up to 30%		
	Pulley group			Pulley group			Pulley group			Pulley group		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
500	630	500	400	500	400	315	400	315	250	315	315	250
630	800	630	500	630	500	400	500	400	315	400	400	315
800	1000	800	630	800	630	500	630	500	400	500	500	400
1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	630	500	630	630	500
1250	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	800	630
1400	1600	1400	1000	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1600	1800	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1800	2000	1800	1250	1800	1400	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000
2000	2200	2000	1400	2000	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000

Ancho del tambor

Según CEMA, el ancho del tambor (WP) se selecciona de acuerdo al ancho de la correa (BW) y se define por la Tabla C.4:

$$WP = 2\ 000 \text{ mm}$$

Tabla C.4 Recomendaciones del ancho de polea y espacio libre entre el chute y el ancho de la polea (CEMA 2007: 207)

Conveyor Belt Widths BW (in)	Pulley Face Width pf (in)	Distance Between Discharge Chute Plates (in)	Return Belt Clearance* Minimum Each Side (in)
42 and under	$BW + 2$	$pf + 3$	2-1/2
over 42	$BW + 3$	$pf + 4$	3

C.3 Cálculo del torque requerido en la polea motriz

Velocidad requerida en la polea y árbol:

$$N2 = \frac{V}{DP/2} = 47,75 \text{ rpm} \tag{C.4}$$

Donde:

V : Velocidad de la faja transportadora, $V = 2 \text{ m/s}$, Tabla 2.2

Tensión efectiva en operación, en cada extremo del arbol de la polea:

$$T_{e_1} = \frac{T_1}{2} - \frac{T_2}{2} = 75,74 \text{ kN} \quad (\text{C.5})$$

Torque requerido en operación, en cada extremo del arbol de la polea:

$$TR_1 = T_{e_1} * \left(\frac{DP}{2}\right) = 30,3 \text{ kN} * \text{m} \quad (\text{C.6})$$

Tensión efectiva en el arranque, en cada extremo del arbol de la polea:

$$T_{e_{A1}} = \frac{T_{A1}}{2} - \frac{T_{A2}}{2} = 106,04 \text{ kN} \quad (\text{C.7})$$

Torque requerido en el arranque, en cada extremo del arbol de la polea:

$$TR_{A1} = T_{e_{A1}} * \left(\frac{DP}{2}\right) = 42,41 \text{ kN} * \text{m} \quad (\text{C.8})$$

C.4 Cálculo de la potencia requerida en la polea motriz

Teniendo la fuerza periférica (F_U) y la velocidad de la faja transportadora (V), la potencia requerida por la polea es:

$$P_T = F_U * V = 302,99 \text{ kW} \quad (\text{C.9})$$

Por lo que la potencia requerida en cada extremo de la polea:

$$P_{T1} = \frac{P_T}{2} = 151,49 \text{ kW} \quad (\text{C.10})$$

Tomando inicialmente la eficiencia del reductor de la Tabla C.6, como si este fuera de 3 etapas (este valor luego se fija en el cálculo iterativo).

Entonces, la potencia nominal mínima requerida en cada motor es:

$$P_{M1} = \frac{P_{T1}}{\eta_r} = 158,63 \text{ kW} \quad (\text{C.11})$$

Donde:

η_r : Eficiencia de la transmisión, reductor ortogonal SEW de tres etapas (Tabla C.6)

C.5 Selección del motor

De acuerdo al tipo de motor recomendado en las especificaciones técnicas de la Tabla 2.2, la potencia requerida y utilizando el catálogo WEG, se selecciona el motor de la línea: TEFC - W22 NEMA Eficiencia Súper Premium, cuyas especificaciones técnicas se dan en Tabla C.5:

Tabla C.5 Características del motor seleccionado (WEG 2016)

	PUCP	Nr.:
		Fecha: 05-MAY-2016
HOJA DE DATOS Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula		
Cliente	: César Lengua Huertas	
Línea del producto	: TEFC - W22 Super Premium Efficiency	
Carcasa	: 447/9T	
Potencia	: 185 kW	
Frecuencia	: 60 Hz	
Polos	: 4	
Rotación nominal	: 1785	
Deslizamiento	: 0,83 %	
Voltaje nominal	: 460 V	
Corriente nominal	: 286 A	
Corriente de arranque	: 2150 A	
Ip/In	: 7,5	
Corriente en vacío	: 120 A	
Par nominal	: 726 lb.ft	
Par de arranque	: 270 %	
Par máxima	: 290 %	
Categoría	: A	
Clase de aislación	: F	
Elevación de temperatura	: 80 K	
Tiempo de rotor bloqueado	: 21 s (caliente)	
Factor de servicio	: 1,25	
Régimen de servicio	: S1	
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C	
Altitud	: 1000	
Protección	: IP55	
Masa aproximada	: 2536 lb	
Momento de inercia	: 0,00000 sq.ft.lb	
Nivel de ruido	: 75 dB(A)	

C.6 Selección del reductor

El reductor a utilizar sera del tipo: ejes ortogonales, por lo que empleara el metodo de la marca de reductores SEW serie X. Teniendo para dicho reductor los siguientes datos de eficiencia y factores según nuestra configuración y aplicación:

Tabla C.6 Eficiencia de reductores de ejes ortogonales (SEW 2014: 45)

Abreviatura	Valor	Descripción
η_r	0,97	Eficiencia de reductores ortogonales de 2 etapas: X2K..
η_r	0,955	Eficiencia de reductores ortogonales de 3 etapas: X3K.. / X3T..
η_r	0,935	Eficiencia de reductores ortogonales de 4 etapas: X4K.. / X4T..

Tabla C.7 Factor de servicio de reductor (SEW 2014: 47)

Field of application	Type of application (driven machine)	Application-specific service factor $F_{S \min}$ Operating period / day		
		< 3 h	3-10 h	> 10 h
Conveyors	Belt conveyors ≤ 100 kW	1.15	1.25	1.40
	Belt conveyors > 100 kW	1.15	1.30	1.50
	Apron feeders	-	1.25	1.50

Tabla C.8 Factor de carga pico del reductor (SEW 2014: 49)

Frequency of peak load per hour					
1...5	6...20	21...40	41...80	81...160	> 160
1.0	1.2	1.3	1.5	1.75	2.0

Tabla C.9 Factor de arranque del reductor (SEW 2014: 49)

Start mode	Start factor - F_{start}
Direct	3.0
Soft start	1.8
Frequency inverter	1.5...2.0 ¹⁾
Star / delta	1.3
Hydraulic coupling without delay chamber	2.0
Hydraulic coupling with delay chamber	1.6

1) Dependent on setting

Por lo tanto, el factor de servicio, con tiempo de operación y aplicación, Tabla C.7:

$$F_{Smin} = 1,5$$

Factor de carga pico, Tabla C.8:

$$F_F = 1$$

Factor de arranque, acoplamiento hidrodinámico con cámara, Tabla C.9:

$$F_{start} = 1,6$$

Deslizamiento del acoplamiento (%), se asume inicialmente 3% y el valor se fija luego que se selecciona el acoplamiento hidrodinámico, Tabla C.11:

$$slip = 3$$

Eficiencia de acople hidrodinámico (entre motor – reductor):

$$\eta_{slip} = \frac{100 - slip}{100} = 0,97 \quad (C.12)$$

Velocidad de entrada al reductor:

$$N1 = N_{m1} * \eta_{slip} = 1\,731,45 \text{ rpm} \quad (C.13)$$

Donde:

N_{m1} : Velocidad de cada motor, $N_{m1} = 1785 \text{ rpm}$, Tabla C.5

Torque nominal requerido en el reductor:

$$M_{N2} = TR_1 * F_{Smin} = 45,44 \text{ kN} * m \quad (C.14)$$

Con el manual de reductores SEW, se secciona de la Tabla C.10:

Reductor de ángulo perpendicular **X3KR 180, tres etapas, con eje solido liso.**

Torque nominal del reductor seleccionado, Tabla C.10:

$$M_{N2} = 58 \text{ kN} * m$$

Relacion de transmision del reductor seleccionado, Tabla C.10:

$$i_{ex} = 36,24$$

Velocidad de salida del reductor:

$$N2 = \frac{N1}{i_{ex}} = 47,78 \text{ rpm} \quad (C.15)$$

Ahora, se realiza una comprobación para condiciones de cargas pico.

Torque pico permitido:

$$M_{K2zul} = \frac{2 * M_{N2}}{F_F} = 116 \text{ kN} * m \tag{C.16}$$

Torque pico máximo, basado en la potencia nominal del motor:

$$M_{K2max} = \frac{P_{N1} * \eta_r}{N2} * F_{start} = 56,5 \text{ kN} * m \tag{C.17}$$

Donde:

P_{N1} : Potencia nominal de cada motor, $P_{N1} = 185kW$ (250 hp), Tabla C.5

Comprobación para condiciones de arranque:

$$M_{K2max} < M_{K2zul}$$

Por consiguiente, comprobamos que la selección del reductor es correcta.

Tabla C.10 Características del reductor SEW serie X.K (SEW 2014: 193)

X.K180..., $n_1 = 1800$ 1/min					58 kNm															
					P _{TH} [kW] 20 °C															
i _N	i _{ex}	n ₂ [min ⁻¹]	M _{N2} [kNm]	P _{N1} [kW]	M1				M5 M4				M4				2/3/4			
12.5	12.57	143	50.1	780	↻	235	290	325	520	↻	↻	↻	↻	220	↻	320	395	485	680	
14	14.08	128	51.1	710	↻	250	285	325	520	↻	↻	↻	↻	195	↻	335	390	470	670	
16	16.17	111	51.4	620	↻	290	290	325	495	↻	↻	↻	430	590	↻	345	370	420	600	
18	18.11	99	54.8	590	↻	300	290	325	500	↻	↻	↻	420	590	↻	355	375	410	600	
20	19.74	91	56.0	550	↻	285	280	295	460	↻	↻	↻	380	540	↻	335	340	365	540	
22.4	22.10	81	58.0	510	↻	300	285	300	470	↻	↻	↻	140	375	540	130	350	350	550	
25	25.55	70	58.0	445	↻	270	225	260	410	↻	↻	↻	130	315	465	120	315	305	470	
28	28.61	63	58.0	395	↻	275	220	255	410	↻	↻	↻	135	305	455	125	320	300	465	
31.5	32.36	56	58.0	350	↻	250	195	225	355	↻	145	220	330	455	125	290	265	250	395	
35.5	36.24	50	58.0	310	↻	260	195	225	365	↻	150	225	330	460	135	300	270	250	400	
40	38.93	46	58.0	290	↻	235	170	200	325	↻	140	205	285	405	120	270	240	220	355	
45	43.60	41	58.0	260	↻	235	170	195	320	↻	140	200	275	395	125	270	235	215	350	
50	47.57	38	58.0	240	↻	215	150	175	285	↻	165	210	265	370	115	245	210	190	310	
56	53.27	34	58.0	215	↻	99	220	150	175	290	↻	165	215	265	375	120	250	210	190	310
63	60.90	30	58.0	190	↻	91	195	130	150	245	↻	165	205	235	325	105	215	180	160	265
71	68.20	26	58.0	165	↻	93	200	130	150	250	↻	56	170	205	235	110	220	180	155	265
80	79.89	23	58.0	145	↻	-	-	140	-	54	↻	-	-	205	-	105	-	-	140	-
90	89.46	20	58.0	130	↻	-	-	145	-	57	↻	-	-	205	-	105	-	-	140	-
100	103.42	17	58.0	110	↻	-	-	130	-	54	↻	-	-	180	-	98	-	-	130	-
112	115.81	16	58.0	99	↻	-	-	130	-	55	↻	-	-	180	-	100	-	-	130	-
125	124.41	14	58.0	92	↻	-	-	115	-	50	↻	-	-	155	-	91	-	-	115	-
140	139.32	13	58.0	82	↻	-	-	115	-	51	↻	-	-	155	-	93	-	-	115	-

C.7 Selección de acoplamientos:

Se seleccionaran los acoplamientos de alta (motor - reductor) y acoplamientos de baja (reductor – polea motriz) utilizando el torque y velocidad calculados según corresponda.

Selección de acoplamiento de Motor – Reductor

Con el manual acoplamientos Falk, se selecciona el acoplamiento hidrodinámico de la Tabla C.11, con tuercas expuestas modelo: HFD 1480 20, este utiliza un factor de arranque de 140% sugerido por Falk para fajas transportadoras (2007: 16).

Tabla C.11 Selección de acoplamiento hidrodinámico (Falk 2007: 16)

Load Horse-power	START FACTOR 140% FOR BELT CONVEYORS †															Load Horse-power
	1775RPM			1450RPM			1170 RPM			970 RPM			870 RPM			
	COUPLING SIZE	% SLIP	FILL ANGLE	COUPLING SIZE	% SLIP	FILL ANGLE	COUPLING SIZE	% SLIP	FILL ANGLE	COUPLING SIZE	% SLIP	FILL ANGLE	COUPLING SIZE	% SLIP	FILL ANGLE	
100.0	370	4.1	63	1480	2.7	84	1480	3.8	64	1584	2.8	78	1584	3.5	67	100.0
112.5	1420	2.8	79	1480	2.7	81	1584	2.4	89	1584	3.0	75	1584	4.6	61	112.5
125.0	1420	2.9	76	1480	2.8	77	1584	2.6	87	1584	3.0	71	1660	2.7	79	125.0
137.5	1420	3.0	72	1480	2.9	74	1584	2.8	85	1584	3.3	68	1660	2.8	76	137.5
150.0	1420	3.2	70	1480	3.1	72	1584	2.6	82	1584	3.7	66	1660	3.1	73	150.0
175.0	1420	3.7	65	1480	3.5	67	1584	2.8	77	1660	2.8	80	1660	3.3	69	175.0
200.0	1480	2.7	82	1584	2.6	91	1584	3.0	73	1660	2.9	76	1660	3.8	65	200.0
225.0	1480	2.8	78	1584	2.5	88	1584	3.2	69	1660	3.0	72	1660	4.2	61	225.0
250.0	1480	3.0	75	1584	2.7	86	1584	3.6	66	1660	3.3	69	1760	2.8	80	250.0
275.0	1480	3.1	72	1584	2.7	83	1660	2.6	82	1760	2.6	87	1760	2.9	77	275.0
300.0	1480	3.3	69	1584	2.7	81	1660	2.8	80	1760	2.8	85	1760	3.0	74	300.0
325.0	1584	2.6	93	1584	2.8	78	1660	2.8	77	1760	2.6	82	1760	3.0	71	325.0
350.0	1584	2.6	92	1584	2.9	76	1660	3.0	75	1760	2.7	80	1760	3.2	69	350.0
375.0	1584	2.7	91	1584	3.0	74	1660	3.1	73	1760	2.8	78	1760	3.5	67	375.0

Selección del acoplamiento: Reductor - Polea

La reducción requerirá un acoplamiento rígido tipo FARR.

El acople es seleccionado mediante el método de la marca Loveloy y la Tabla C.12.

Acople seleccionado: Tamaño 5.5

Tabla C.12 Selección de acoplamiento rígido (Lovejoy 2009: 4)

Size	Torque Capacity		Torque Peak	
	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
1	11,300	1 277	22,600	2 554
1.5	22,700	2 565	45,400	5 130
2	39,000	4 407	78,000	8 814
2.5	69,300	7 830	138,600	15 660
3	118,000	13 333	236,000	26 667
3.5	177,000	20 000	354,000	40 000
4	263,400	29 763	526,800	59 525
4.5	354,000	40 000	708,800	80 000
5	508,600	57 469	1,017,200	114 938
5.5	670,700	75 785	1,341,400	151 570
6	877,100	99 107	1,754,200	198 215
7	1,179,300	133 254	2,358,600	266 508

C.8 Determinación de carga en voladizo

De acuerdo al artículo publicado por Tim Wolf (2000), la carga en voladizo (over hung) es necesaria calcularla debido a la importancia de determinar la carga que transmite el sistema de transmisión al árbol del reductor durante el arranque, el cual transmitirá una carga y momento al árbol de la polea motriz. Para ello se requiere determinar previamente las masas de los componentes (Tabla C.13) y su ubicación del centro de gravedad (Figura C.1), para posteriormente determinar la distancia del centro de gravedad del sistema al árbol de salida del reductor.

Tabla C.13 Masas de partes del sistema de transmisión

Abreviatura	Valor	Descripción
m_{RE}	1 400 kg	Masa del reductor (SEW 2014: 237)
m_{AA}	154 kg	Masa del acoplamiento de alta Motor – Reductor (Falk 2007: 23)
m_S	400 kg	Masa de la base soporte flotante (<i>swing base</i>) (SEW 2014: 382)
m_M	1 150 kg	Masa del motor (WEG 2016)

Determinando el centro de gravedad de la transmisión, por distribución discreta de la materia:

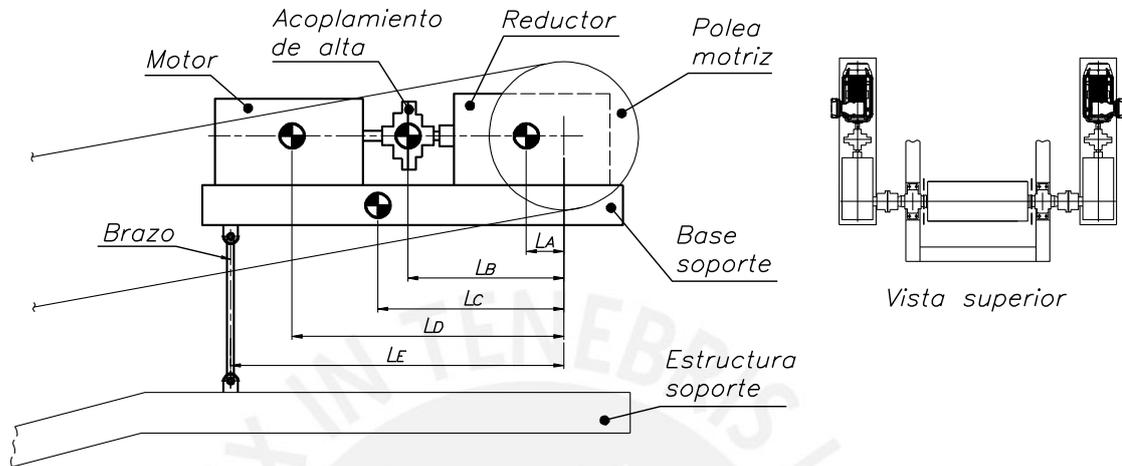


Figura C.1 Partes del sistema de transmisión asociado a sus centros de gravedad

De acuerdo a la Figura C.1 con las medidas y las distancias del centro de gravedad al árbol de salida del reductor obtenidas de los catálogos técnicos de los componentes se obtiene la Tabla C.14:

Tabla C.14 Distancias de los centro de gravedad de cada parte del sistema de transmisión al árbol de salida del reductor

Abreviatura	Valor	Descripción
L_A	416,3 mm	Distancia entre el eje de salida y centro de gravedad del reductor
L_B	1 135 mm	Distancia entre el eje de salida y centro de gravedad del acoplamiento de alta
L_C	1 312,5 mm	Distancia entre el eje de salida y centro de gravedad de la base soporte
L_D	2 181 mm	Distancia entre el eje de salida y centro de gravedad del motor
L_E	1 600 mm	Distancia entre el eje de salida y brazo del reductor (SEW 2014: 390)

Masa total del sistema de transmisión:

$$m_T = m_{RE} + m_{AA} + m_S + m_M = 3\,104\text{ kg} \quad (\text{C.18})$$

Asumiendo la altura del centrodeide:

$$z = 0 \quad (\text{C.19})$$

Distancia del centro de gravedad del sistema al arbol de salida del reductor:

$$L_{CG} = \frac{m_{RE} * L_A + m_{AA} * L_B + m_S * L_C + m_M * L_D}{m_T} = 1\,221,25\text{ mm} \quad (\text{C.20})$$

Se representa en la Figura C.2, las reacciones que actuan durante el arranque de la faja transportadora. Donde el signo del momento torsor dependerá de la sentido de giro de la correa (para la tesis sera positivo a la derecha).

Las cargas axiales son nulas para este tipo de sistema de transmisión.

Ahora teniendo:

$$\sum M R_A = 0$$

Se determina la reacción en el arbol o carga en voladizo durante el arranque:

$$P_A = \frac{m_T * g * (L_E - L_{CG}) - T_{RA1}}{L_E} = 33,71\text{ kN} \quad (\text{C.21})$$

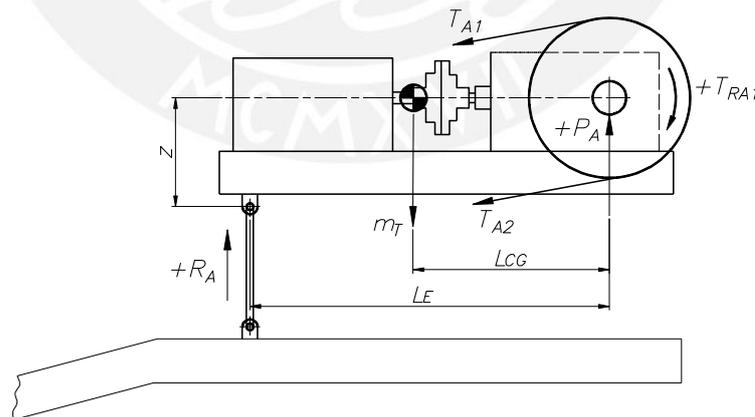


Figura C.2 Diagrama de cuerpo libre para análisis de cargas durante arranque

Finalmente, se representa el mecanismo del sistema completo con sus cargas y reacciones actuantes en la transmisión (Figura C.3), pudiéndose apreciar que la carga

en voladizo tendrá componente nulo en el eje z, por la traslación que admite el brazo de la base soporte:

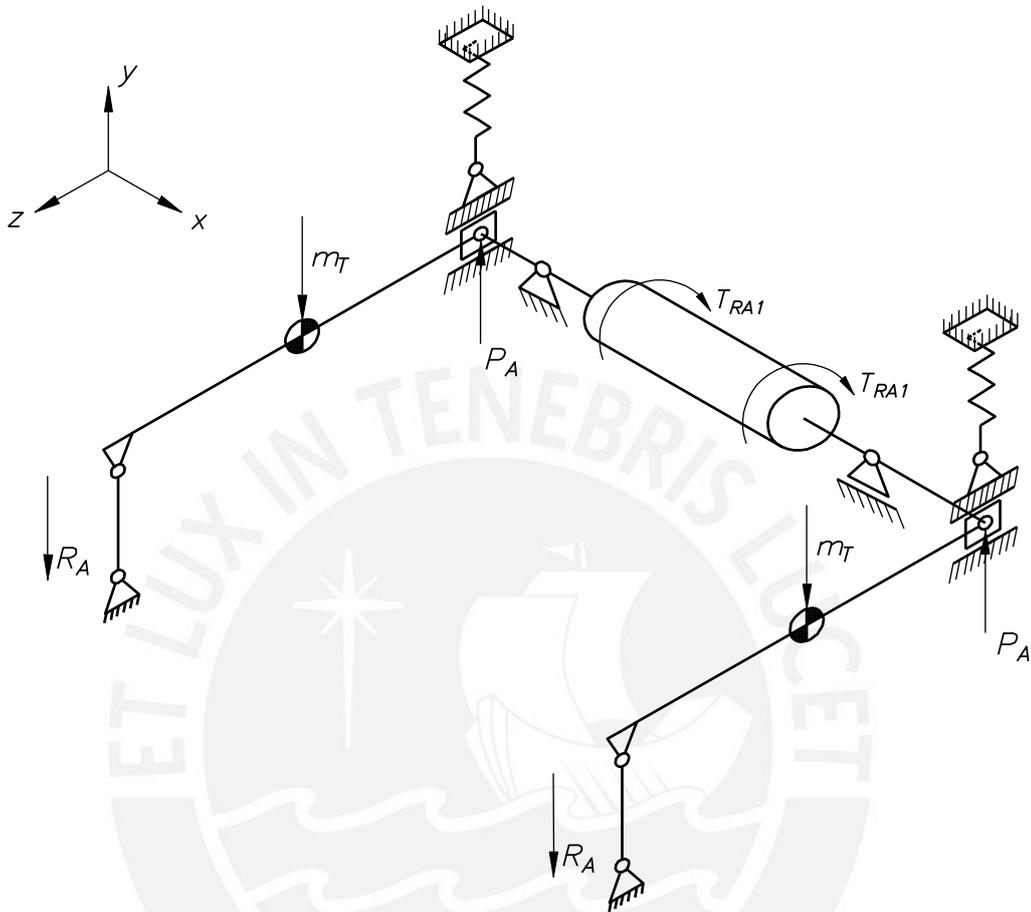


Figura C.3 Diagrama de cuerpo libre para análisis de cargas

Los resultados principales de este anexo se muestran en la Tabla 2.4.

Anexo D – Tablas y figuras para cálculo de la polea motriz

D.1 Materiales de fabricación de la polea

Tabla D.1 Propiedades mecánicas de los materiales considerados en la polea de sección T

Fuentes: Rodríguez: 2008: A-1, A-4

Id	Parte	Material	σ_B (N/mm^2)	σ_F (N/mm^2)
1	Árbol	Ck45 (DIN EN 10083)	650	390
2	Cilindro	S235 (DIN EN 10025)	360	235
3	Disco lateral	GS-60 (DIN 1681)	600	360

Tabla D.2 Propiedades mecánicas adicionales para los materiales considerados en la polea de sección T. Fuente: Rodríguez: 2008: A-1, A-4

Descripción	Símbolo	Ck45 (N/mm^2)	S235 (N/mm^2)	GS-60 (N/mm^2)
Resistencia a la fatiga alternante tracc.-comp.	σ_{Alt}	290	170	210
Resistencia a la fatiga en flexión pulsante	$\sigma_{f Pul}$	530	320	500
Resistencia a la fatiga en flexión alternante	$\sigma_{f Alt}$	350	190	260
Resistencia a la fatiga en torsión pulsante	$\tau_{t Pul}$	220	140	210
Resistencia a la fatiga en torsión alternante	$\tau_{t Alt}$	170	110	140

Tabla D.3 Propiedades mecánicas del material de aporte de clasificación para soldadura por arco sumergido AWS: EM13K-H400, según AWS 5.17 (Indura 2013: 115)

Descripción	Símbolo	Valor
Resistencia a la tracción	σ_B	540 N/mm^2
Esfuerzo de fluencia	σ_F	440 N/mm^2

D.2 Dimensiones principales de la polea

Tabla D.4 Dimensiones recomendadas para dimensiones generales de la polea
(SANS 1669-1 2005: 8)

1	2	3
Belt width	Face width	Preferred bearing centre dimensions
a	b	c
500	600	1 050
600	700	1 150
750	900	1 350
900	1 050	1 550
1 050	1 200	1 700
1 200	1 350	1 850
1 350	1 500	2 050
1 500	1 700	2 300
1 650	1 850	2 450
1 800	2 000	2 600
2 100	2 300	2 900
2 400	2 600	3 200
2 401 and more	$a + 200$ mm	$b + 600$ mm

Nota: Dimensiones en milímetros; para la tesis: $a = BW$, $b = WP$, $c = BE$

Tabla D.5 Diámetros recomendados para diámetros en zona de dispositivo de fijación y rodamiento (SANS 1669-1 2005: 6)

1	2
Preferred shaft diameter	Preferred bearing journal diameter
$d_2^{a, b}$	$d_3^{a, b}$

170	170
180	180
190	–
200	200
220	220
240	240
260	260
280	280
300	300
320	320
340	340
360	360
380	380
400	400

Nota: Dimensiones en milímetros; para la tesis: el diámetro d_2 corresponde a D_3 y d_3 a D_2 (ver Figura 3.1). ^a : Según Figura 3.1, ^b: El comprador puede especificar otros diámetros a los indicados en la tabla.

D.3 Dimensionado del árbol

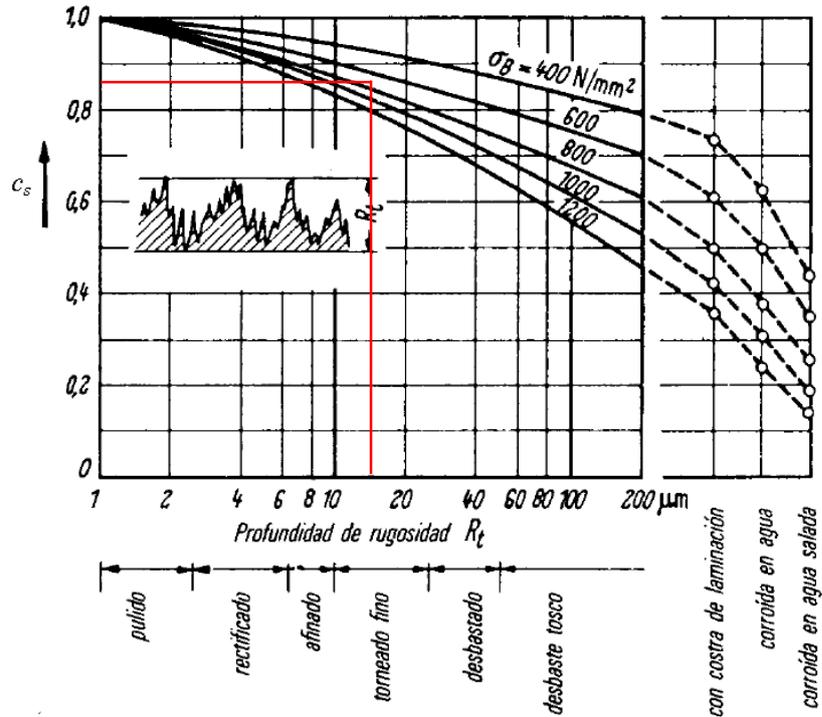


Figura D.1 Factores de superficie para varios acabados en acero (Rodríguez 2008: 3-29)

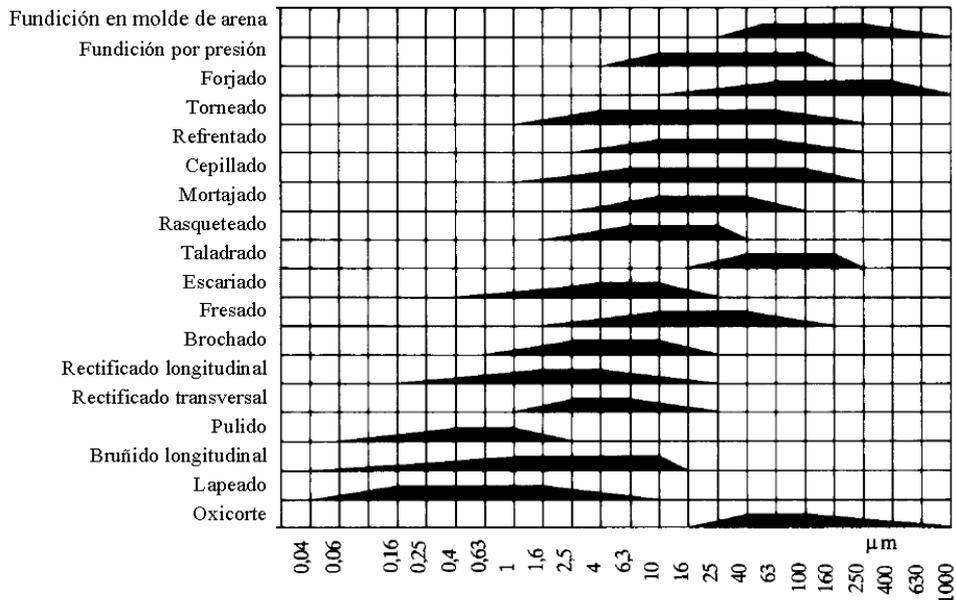


Figura D.2 Profundidad promedio de la rugosidad R_z (Rodríguez 2008: 3-29)

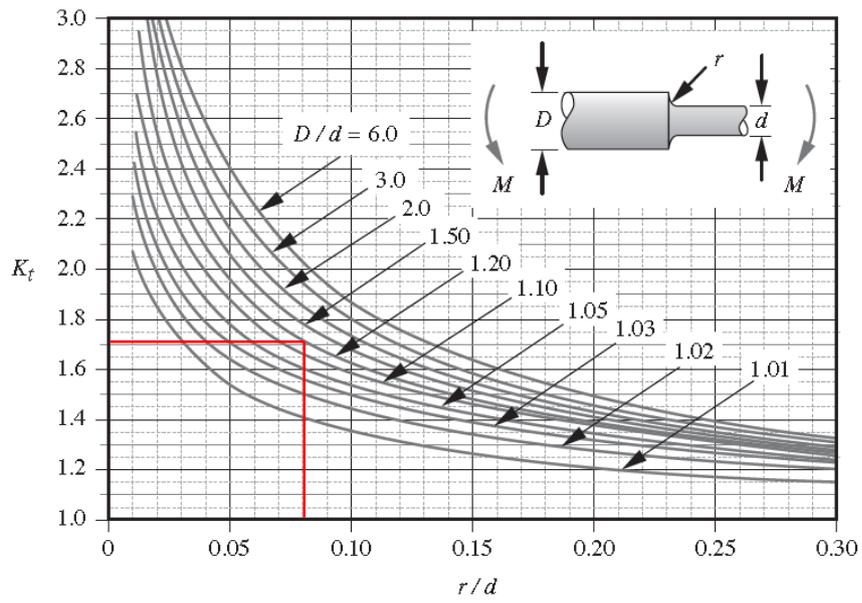


Figura D.3 Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un árbol con filete de hombro en flexión (Norton 2011: 998)

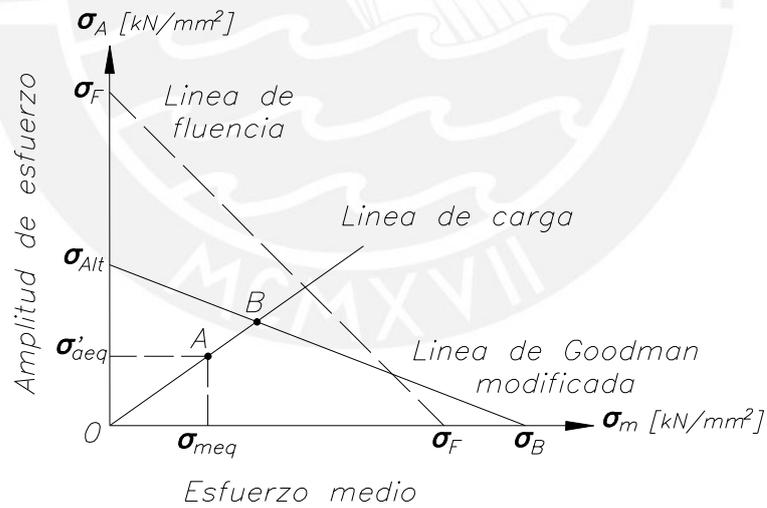


Figura D.4 Diagrama de Goodman modificado

D.4 Dimensionado del cilindro

Tabla D.6 Coeficiente de compresión circunferencial, según el ángulo de abrazamiento
Sitzwohl

	Angle of Wrap 2θ			
	Smaller than 30°	From 30° to 125°	From 126° to 225°	Larger than 225°
$K_1 =$	0.10	0.13	0.10	0.13
Usual Application	Bend and Snub Pulleys	Snub and Tripper Pulleys	Head (Drive), Tail, Take-up and Tripper Pulleys	

Nota: Para la tesis el ángulo de abrazamiento 2θ esta representado por θ

Verificación aproximada de la resistencia al pandeo del cilindro

Esta verificación es realizada en la sección transversal media del tambor, utilizando de manera aproximada¹⁹ la “Teoría de estabilidad elástica” desarrollada por Timoshenko y Gere (2013: 297-300), donde se determina la carga crítica (q_{cr}) que se requiere para que el arco del cilindro donde actuaría presión uniforme de la correa (Figura D.5) falle por inestabilidad o pandeo.

Entonces utilizando la siguiente ecuación:

$$q_{cr} = \frac{E * t_c^3}{12 * (1 - \nu^2) * r_p^3} * (k^2 - 1) \quad (D.1)$$

Donde:

k : Coeficiente de cambio de curvatura del arco, que es obtenido de la ecuación:

$$k * tg\left(\frac{\theta}{2}\right) * ctg\left(k * \frac{\theta}{2}\right) = 1 \quad (D.2)$$

Teniendo para $\theta/2 = 90^\circ$:

$$k = 3$$

¹⁹ Un cálculo analítico con mejor aproximación es posible realizarlo por estudio de láminas cilíndricas, la cual utilizaría la circunferencia completa del cilindro y la carga variable como realmente ocurre.

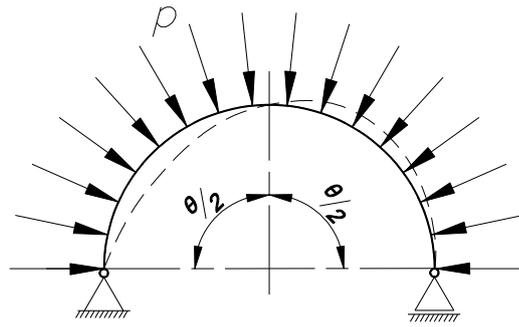


Figura D.5 Arco circular bajo presión radial uniforme

Reemplazando valores en la ecuación (D.1) se obtiene el comparativo:

$$q_{cr} = 19,23 \frac{N}{mm^2} > p = 0,29 \frac{N}{mm^2}$$

Verificando que el cilindro no fallara por pandeo.

D.5 Dimensionado del disco lateral

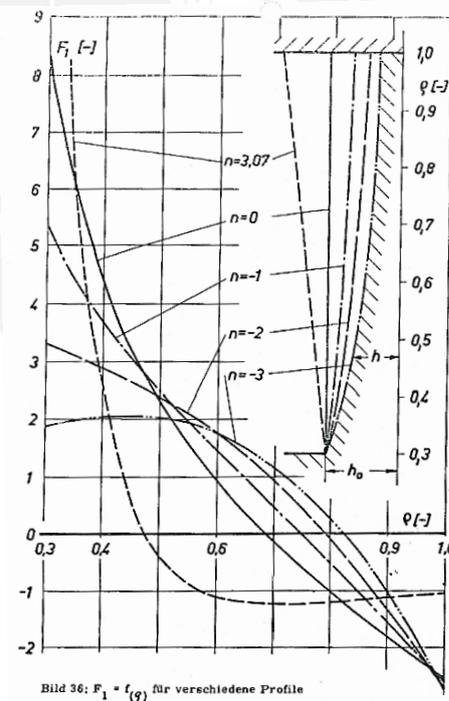


Figura D.6 Perfil de disco de sección espesor variable (Lange 1963: 60)

Nota: F_1 es un coeficiente vinculado al esfuerzo radial que está en función de la relación de radios ρ

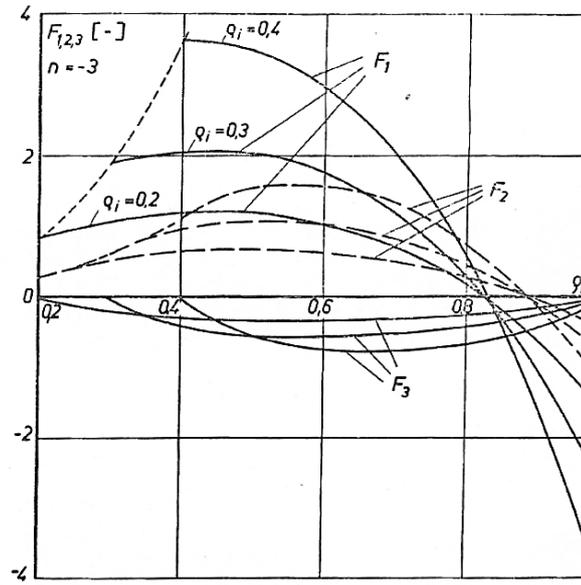


Bild 37: $F_{1,2,3} = f(\rho)$ für $n = -3$

Figura D.7 Grafica de coeficientes de esfuerzos en perfil de espesor variable (Lange 1963: 63)

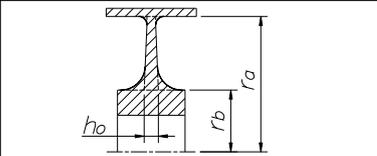
Nota: F_1 , F_2 y F_3 son coeficientes que están en función de la relación de radios ρ y están vinculados al esfuerzo radial, circunferencial y cortante respectivamente

Tabla D.7 Relaciones de radios y coeficientes de rigidez (adaptado de Schmoltzi 1974: 127)

$\rho i = \frac{r_b}{r_a}$	K_{C3}
0,1	52,3
0,2	6,23
0,3	1,63
0,4	0,551
0,5	0,199
0,6	0,068
0,7	0,020
0,8	0,004
0,9	0,000

Nota: Valores válidos para un factor de perfil $n = -3$

Tabla D.8 Relaciones de radios y coeficientes de esfuerzos (adaptado de Schmoltzi 1974: 130)

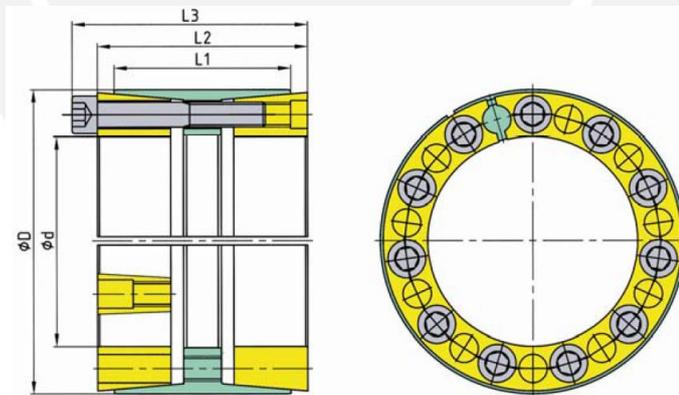


$\rho_i = \frac{r_b}{r_a}$	K_{S3b}	K_{S3a}
0,1	10,9	-40,7
0,2	5,15	-10,2
0,3	3,10	-4,47
0,4	2,02	-2,44
0,5	1,33	-1,46
0,6	0,862	-0,897
0,7	0,526	-0,533
0,8	0,286	-0,287
0,9	0,117	-0,117

Nota: Valores válidos para un factor de perfil $n = -3$

D.6 Selección del dispositivo de fijación

Tabla D.9 Características principales del dispositivo de fijación: DOBIKON 1012, (BIKON 2014: 18)



Spannsatz Abmessungen Dimensions Locking Device Dimensioni					übertr. Kräfte transm. Forces Forze trasmissibili			Flächenpressung Surface Pressure Presione superf. Welle Nabe Shaft Hub Albero Mozzo		Schrauben Screws Viti di serraggio		Gewicht Weight Peso	
Ød	ØD	L1 mm	L2	L3	T (F _{ax} = 0) Nm	M _H Nm	F _{ax} (T = 0) kN	p _v N/mm ²	p _N N/mm ²	n	DIN 912-12.9	T _A Nm	G kg
220	285	128	150	166	178 800	80 400	1 600	182	122	18	M16	355	27,50
240	305	128	150	166	205 900	92 600	1 700	176	120	19	M16	355	29,40
260	325	128	150	166	234 800	105 600	1 800	171	119	20	M16	355	31,60
280	355	156	180	200	354 000	159 300	2 500	189	126	18	M20	690	47,00
300	375	156	180	200	400 300	180 100	2 650	186	126	19	M20	690	50,00
320	405	156	180	200	449 500	202 200	2 800	183	123	20	M20	690	62,00
340	425	156	180	200	501 500	225 600	2 950	181	123	21	M20	690	65,00

Nota: Para la tesis: $\phi d = D_3$ y $T = M_t$

Cálculo de la carga radial transmitida por el dispositivo de fijación

De acuerdo BIKON, la carga radial proveniente del tambor que se transmite al árbol está asociada a la presión generada por el dispositivo de fijación y durante la acción de la carga perpendicular en la línea central de árbol. Por lo que se debe considerarse la presión mínima y máxima según la Figura D.8. Por lo tanto considerando nuevamente la presión equivalente de contacto (p_f) y la presión de contacto del dispositivo de fijación sobre el árbol (P_w) (Tabla D.9):

La presión mínima:

$$P_{min} = P_w - P_f \quad (D.3)$$

$$P_{min} = 165,56 \frac{N}{mm^2}$$

La presión máxima:

$$P_{max} = P_w + P_f \leq \sigma_F \text{ del arbol} \quad (D.4)$$

$$P_{max} = 176,45 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_F = 390 \frac{N}{mm^2}$$

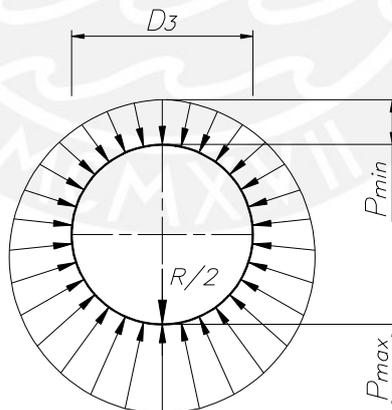


Figura D.8 Distribución típica de la presión en la holgura durante la operación del dispositivo de fijación.

D.7 Uniones soldadas

Tabla D.10 Factor de carga estática (Paulsen 2014: 19)

TIPO DE UNIÓN	ESFUERZO	v
A tope	Tracción	1,0
	Compresión	1,0
	Flexión	1,0
	Corte	0,8
En ángulo	Todos	0,8

Tabla D.11 Factor de forma o factor de concentración de esfuerzos efectivo (Paulsen 2014: 19)

Unión a tope	Denominación	Chapa entera	Cordón en V	Cordón en V, raíz soldada	Cordón en V mecanizado	Cordón en X	Cordón oblicuo en V
	Representación del cordón						
v_1	Tracción-compresión	1	0,5	0,7	0,92	0,7	0,8
	Flexión	1,2	0,6	0,84	1,1	0,84	0,98
	Cortadura	0,8	0,42	0,56	0,73	0,56	0,65

Tabla D.12 Factor de calidad de unión (Paulsen 2014: 19)

CALIDAD	v_2
I	1,0
II	0,8
III	0,5

Tabla D.13 Guía para determinar la calidad de uniones soldadas según DIN 1912 (Paulsen 2014: 19)

		Calidad		
		I	II	III
Material	Garantizado para soldar	•	•	•
Preparación	Dirigida por especialista	•	•	•
	Vigilada	•	•	
Método de soldadura	Seleccionado de acuerdo con las propiedades del material, el espesor de las piezas y las cargas de la unión soldada.	•	•	•
Material de aporte	Seleccionado de acuerdo al material base	•	•	•
	Selección verificada y garantizada.	•	•	
Personal	Soldador calificado con supervisión en su Trabajo	•	•	
Verificación	Comprobación de ausencia de fallas (ultrasonido, rayos x, etc.)	•		

Anexo E – Resultados por MEF del caso 1

E.1 Cilindro – Deformaciones y esfuerzos longitudinales para $\varphi = +70^\circ$ y $+110^\circ$ en MEF ensamble

Deformación

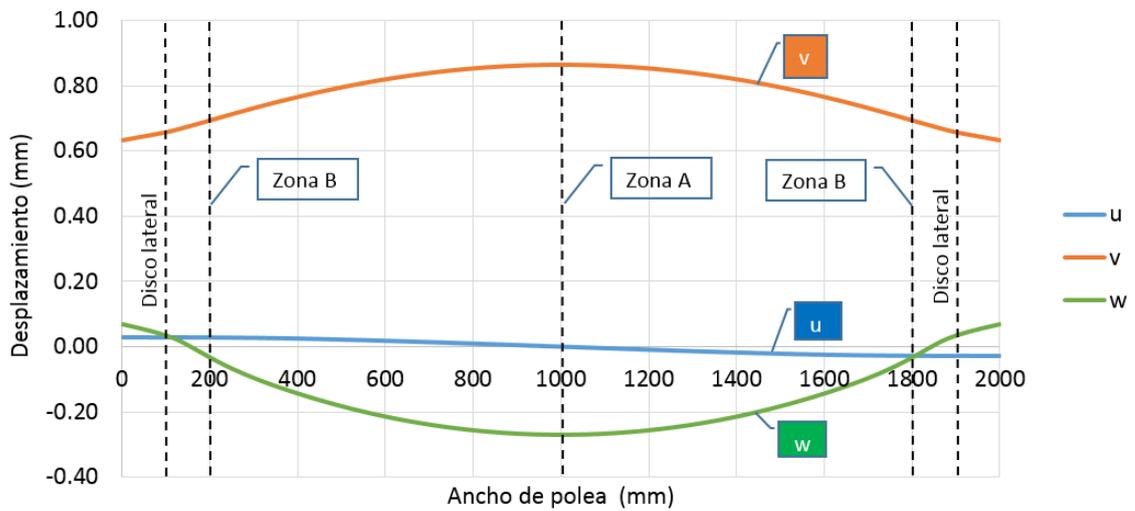


Figura E.1 Desplazamientos en fibra neutra a $\varphi = 70^\circ$ - MEF ensamble

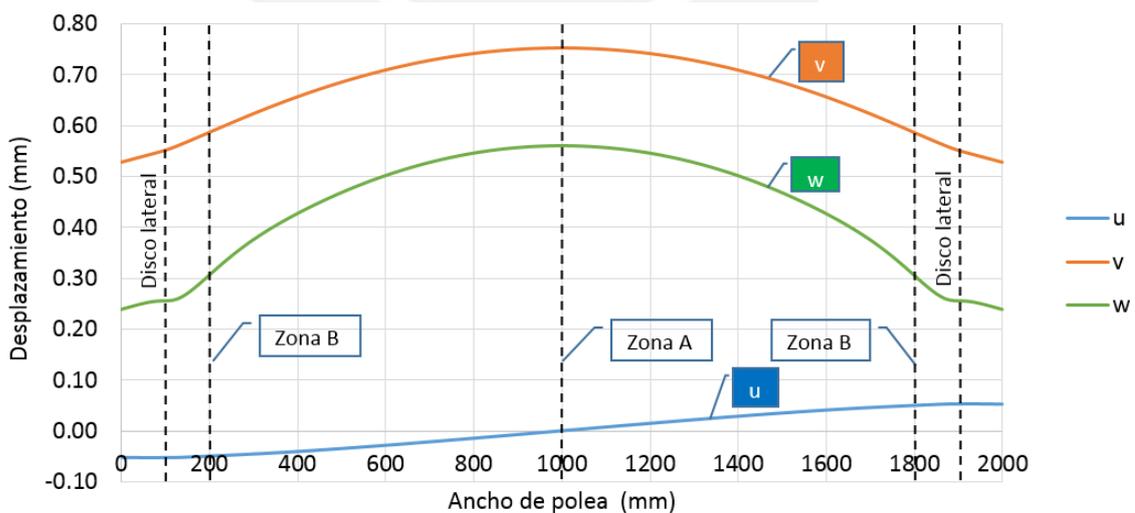


Figura E.2 Desplazamientos en fibra neutra a $\varphi = 110^\circ$ - MEF ensamble

Esfuerzos

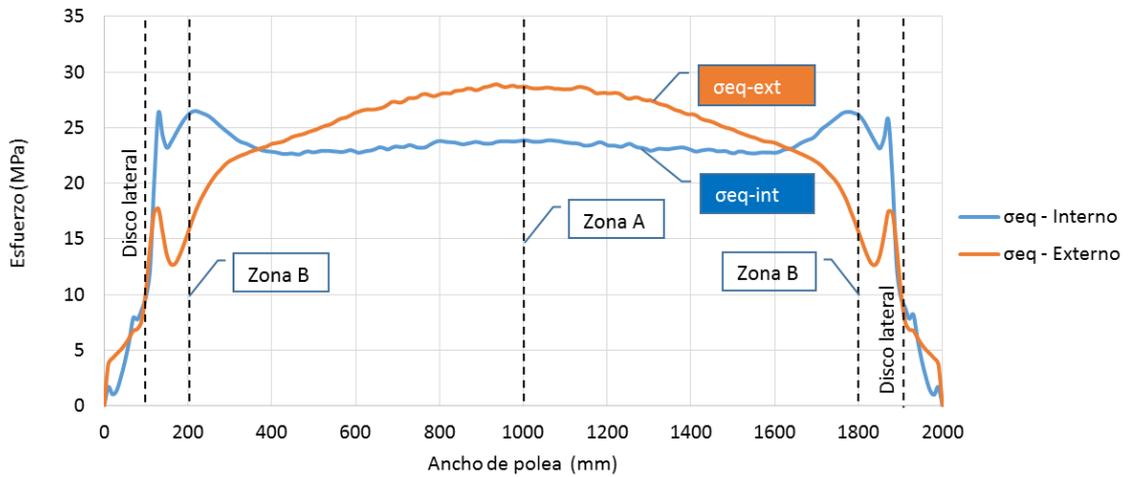


Figura E.3 Esfuerzos equivalentes a $\varphi = 70^\circ$ - MEF ensamble

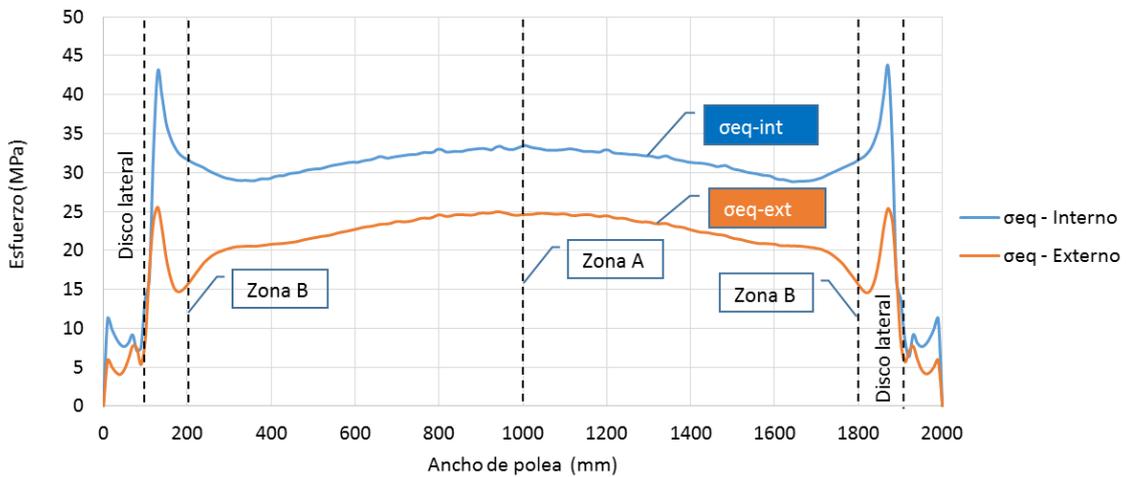


Figura E.4 Esfuerzos equivalentes a $\varphi = 110^\circ$ - MEF ensamble

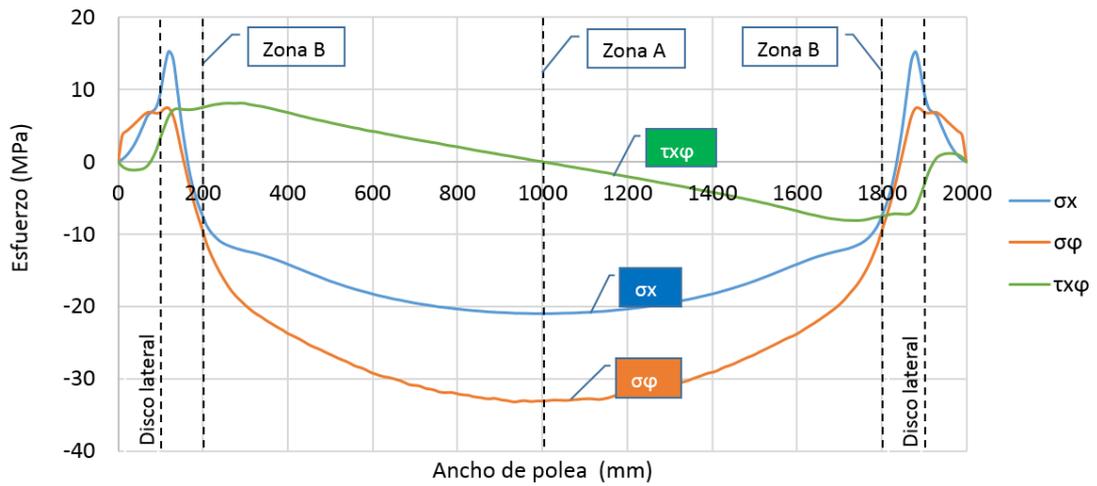


Figura E.5 Esfuerzos en radio externo a $\varphi = 70^\circ$ - MEF ensamble

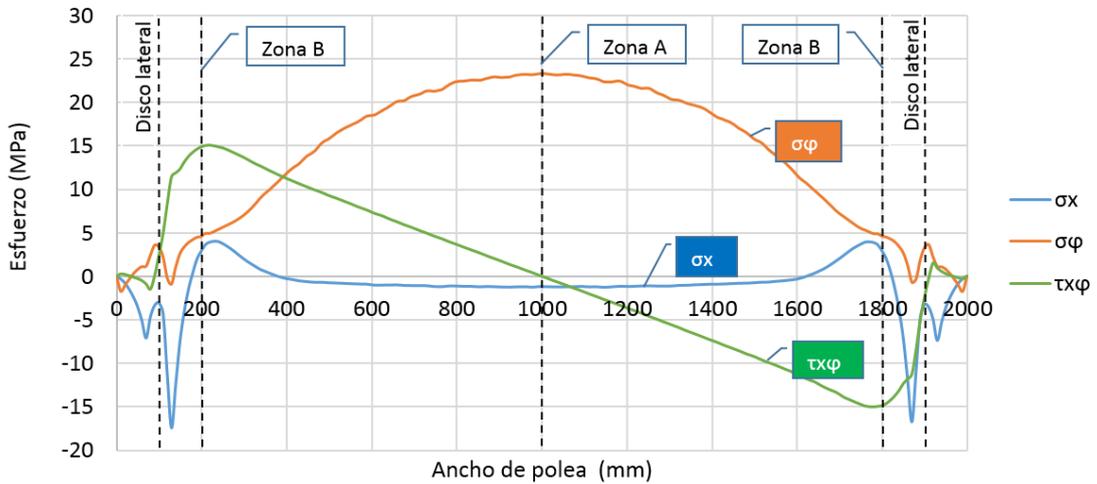


Figura E.6 Esfuerzos en radio interno a $\varphi = 70^\circ$ - MEF ensamble

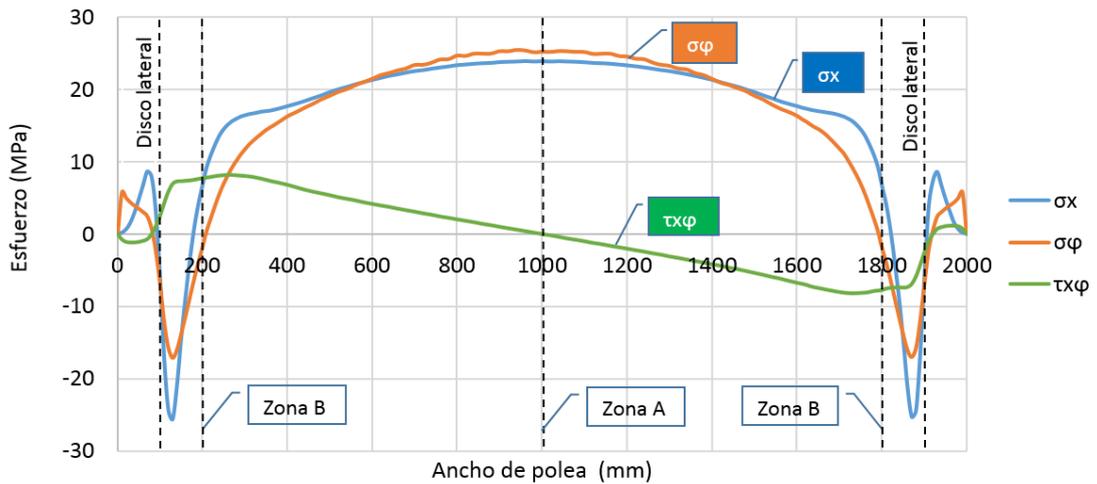


Figura E.7 Esfuerzos en radio externo a $\varphi = 110^\circ$ - MEF ensamble

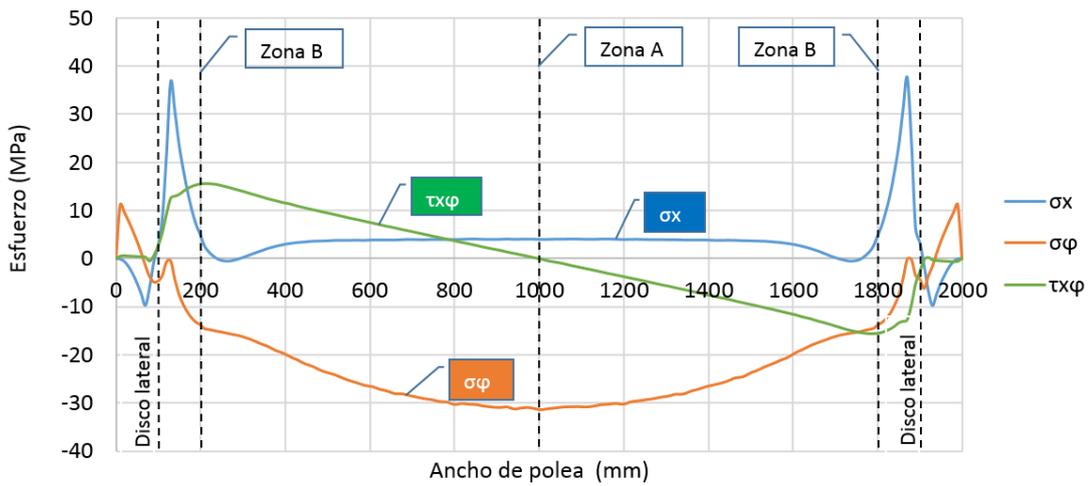


Figura E.8 Esfuerzos en radio interno a $\varphi = 110^\circ$ - MEF ensamble

E.2 Zona A (corte medio transversal del cilindro)

Deformación

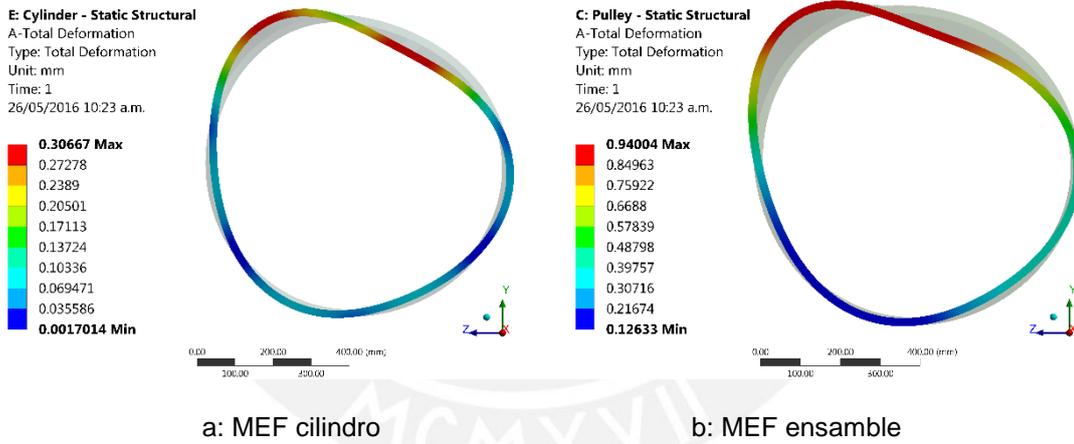


Figura E.9 Deformación total de la zona A

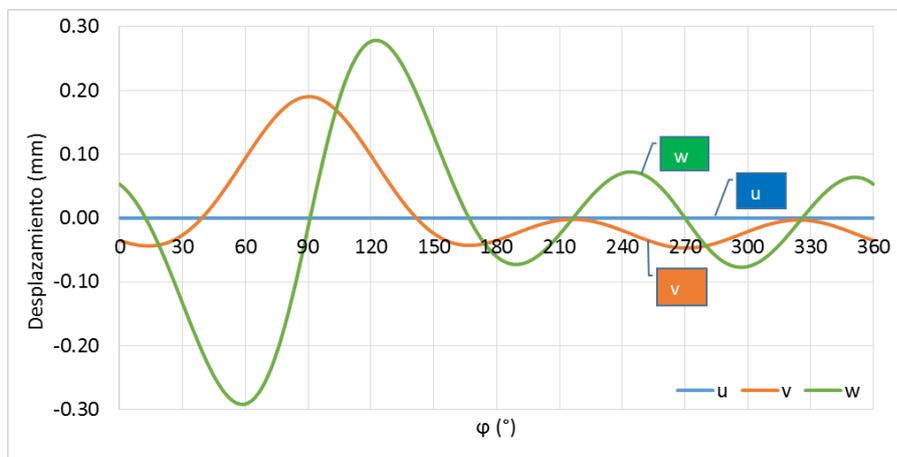


Figura E.10 Desplazamientos en cilindro – MEF cilindro - Zona A

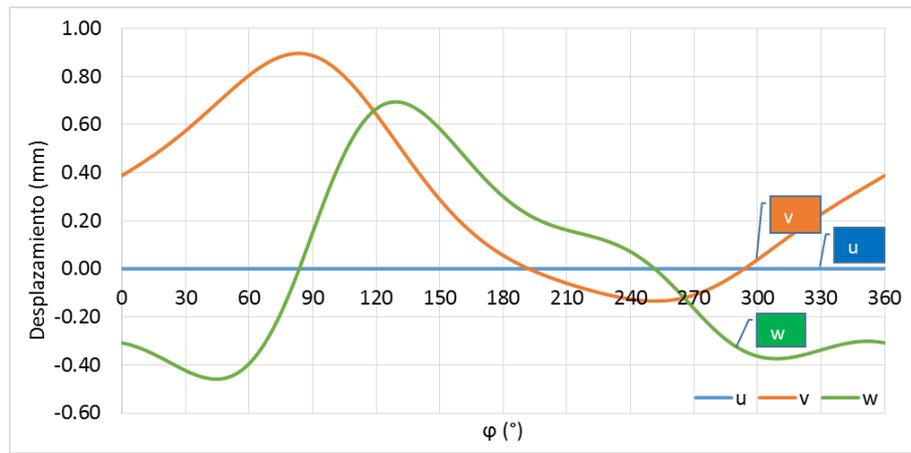


Figura E.11 Desplazamientos en cilindro – MEF ensamble - Zona A

Esfuerzos

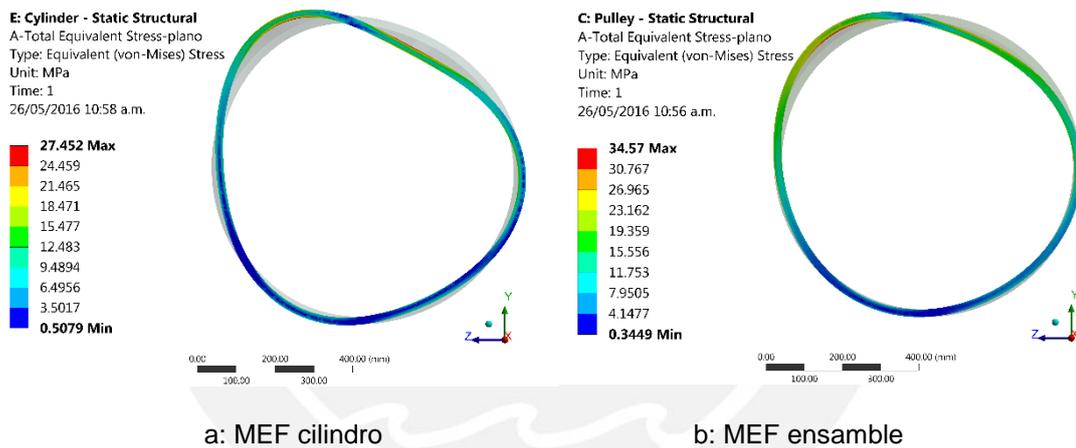


Figura E.12 Esfuerzos totales en la zona A

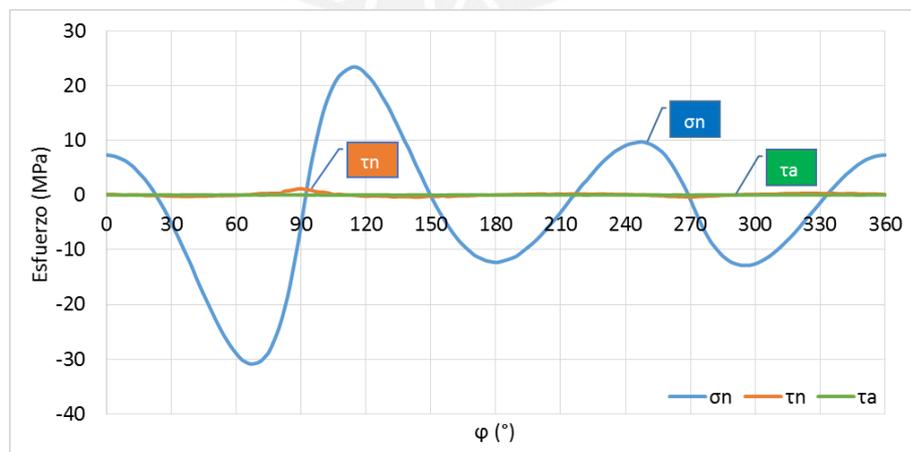


Figura E.13 Esfuerzos para soldadura longitudinal – MEF cilindro - Zona A – radio exterior

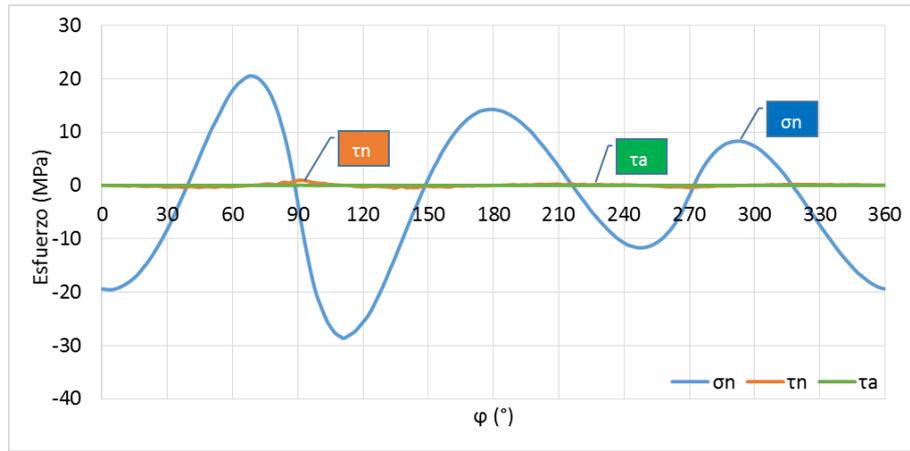


Figura E.14 Esfuerzos para soldadura longitudinal – MEF cilindro - Zona A – radio interior

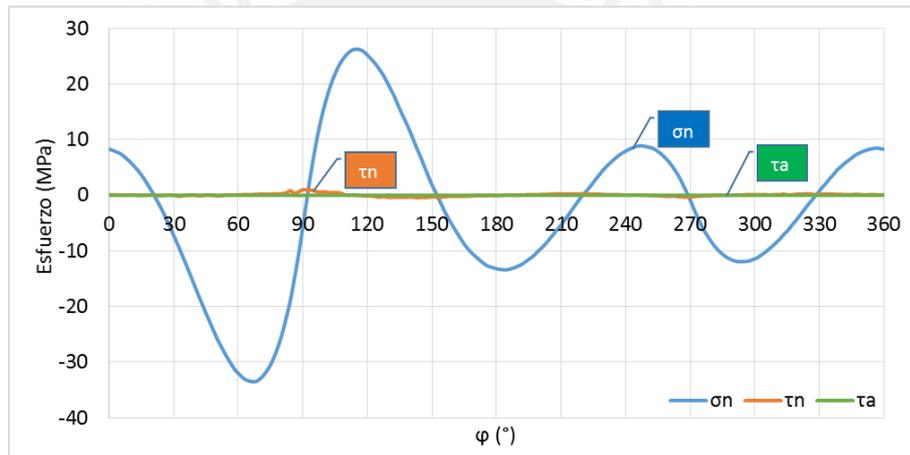


Figura E.15 Esfuerzos para soldadura longitudinal – MEF ensamble - Zona A – radio exterior

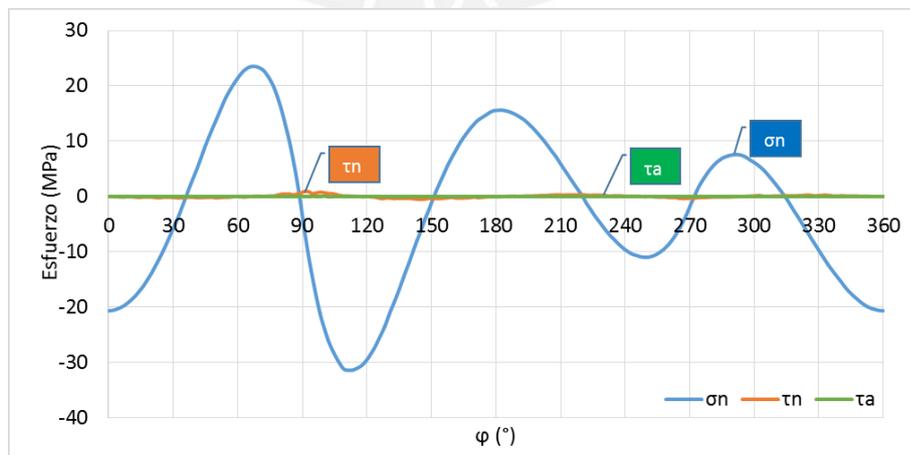
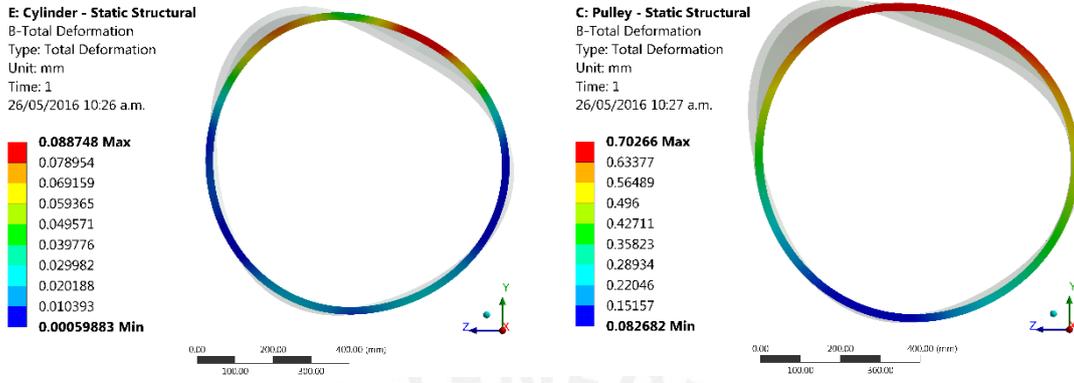


Figura E.16 Esfuerzos para soldadura longitudinal – MEF ensamble - Zona A – radio interior

E.3 Zona B (Unión circunferencial entre cilindro y disco lateral)

Deformación



a: MEF cilindro

b: MEF ensamble

Figura E.17 Deformación total de la zona B

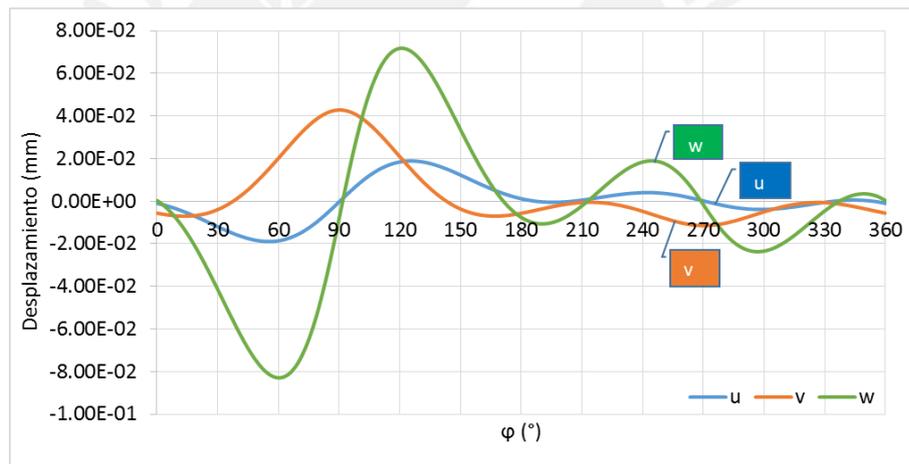


Figura E.18 Desplazamientos en cilindro – MEF cilindro - Zona B

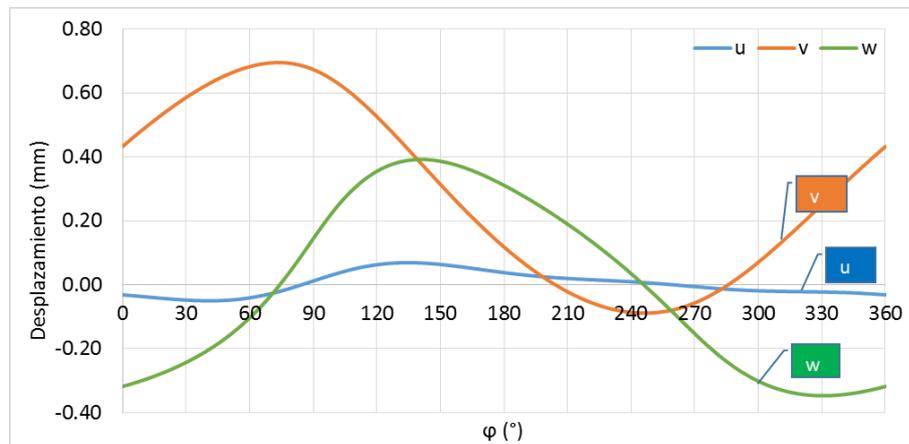
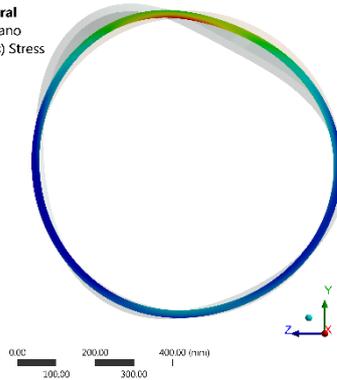
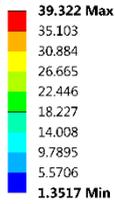


Figura E.19 Desplazamientos en cilindro – MEF ensamble - Zona B

Esfuerzos

E: Cylinder - Static Structural

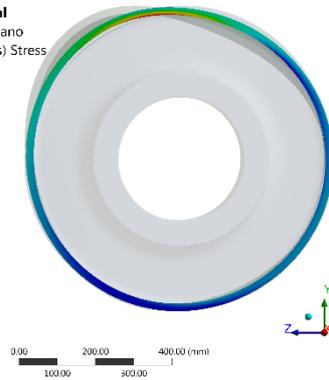
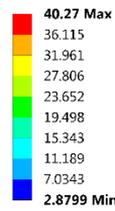
B-Total Equivalent Stress-plano
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
26/05/2016 11:00 a.m.



a: MEF cilindro

C: Pulley - Static Structural

B-Total Equivalent Stress-plano
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
26/05/2016 11:01 a.m.



b: MEF ensamble

Figura E.20 Esfuerzos totales en la zona B

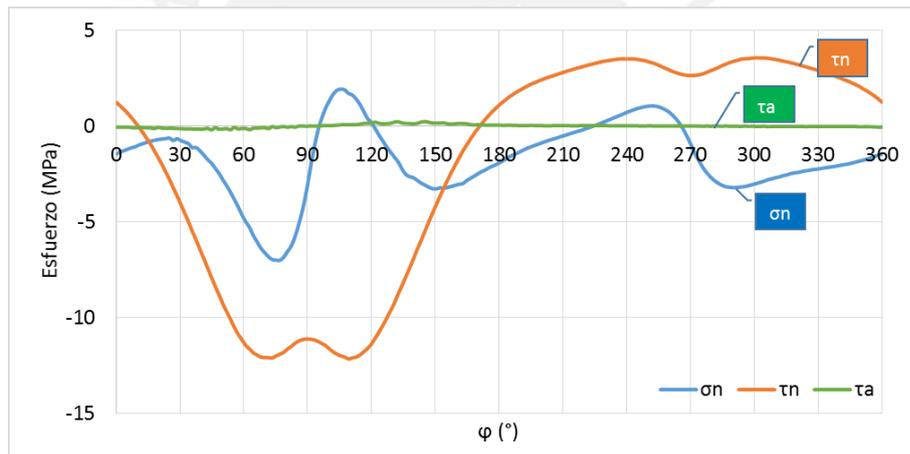


Figura E.21 Esfuerzos para soldadura circunferencial – MEF cilindro - Zona B – radio exterior

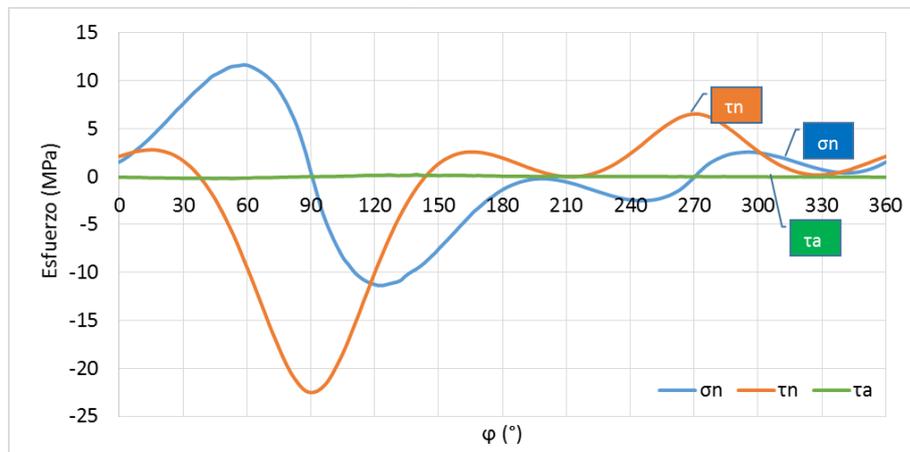


Figura E.22 Esfuerzos para soldadura circunferencial – MEF cilindro - Zona B – radio interior

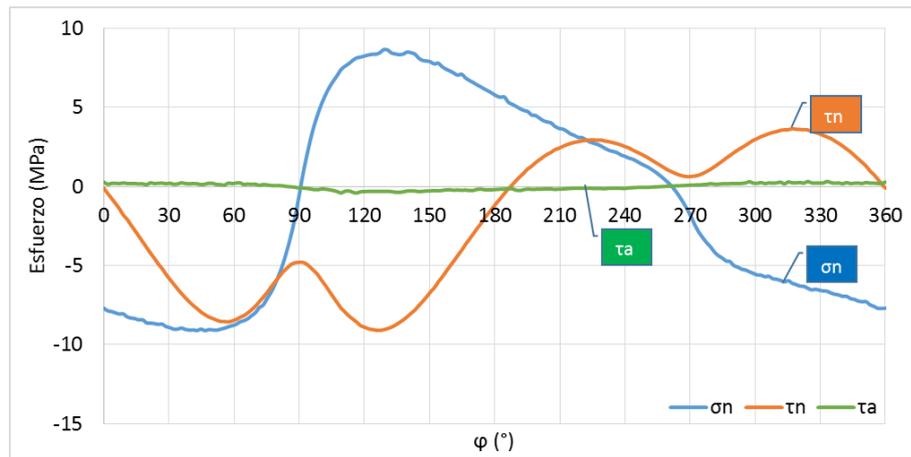


Figura E.23 Esfuerzos para soldadura circunferencial – MEF ensamble - Zona B – radio exterior

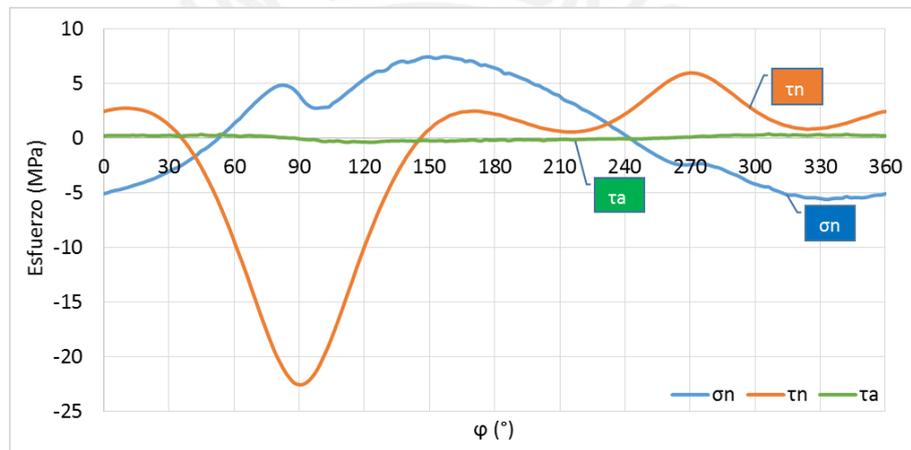


Figura E.24 Esfuerzos para soldadura circunferencial – MEF ensamble - Zona B – radio interior

E.4 Zona C y D (disco lateral)

Deformación

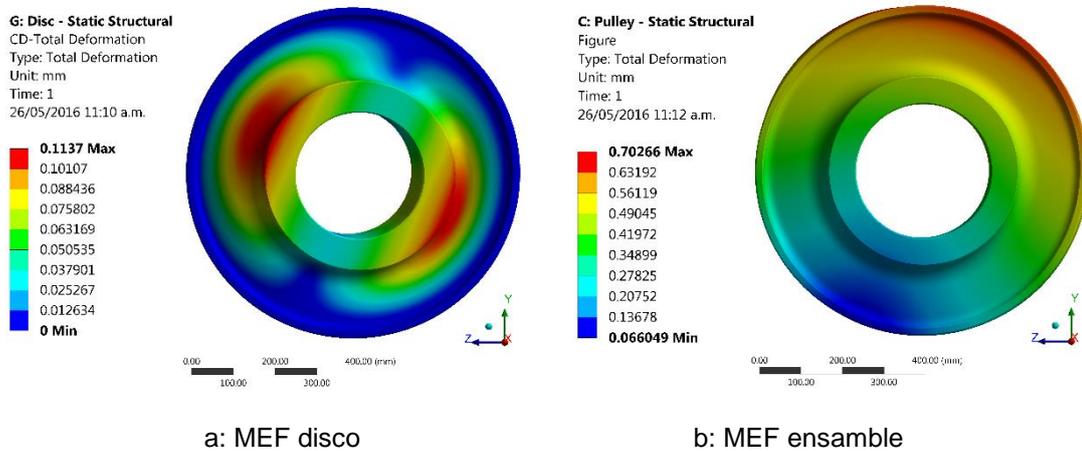


Figura E.25 Deformación total del disco lateral

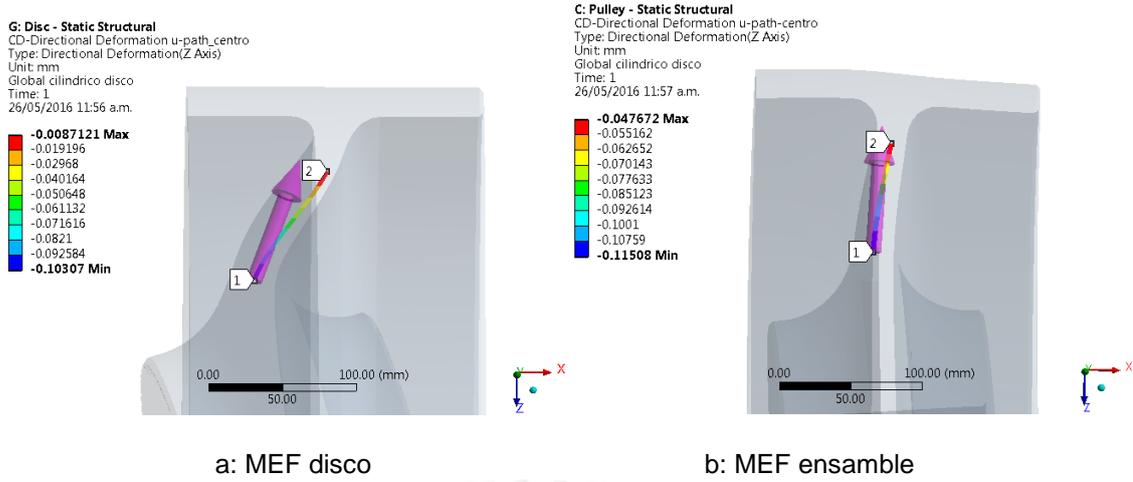


Figura E.26 Deformación lateral de disco.

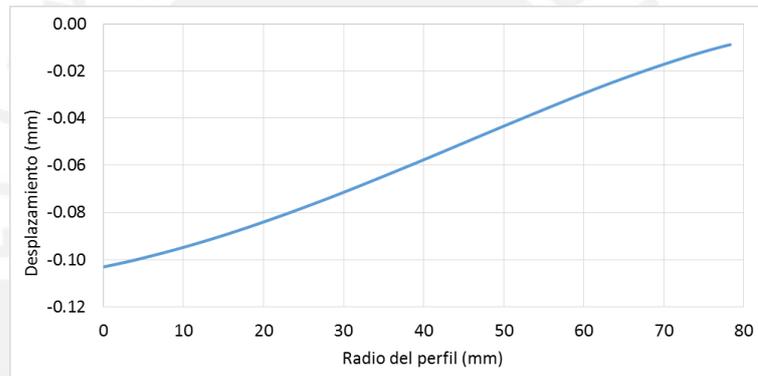


Figura E.27 Deformación lateral del disco – MEF disco

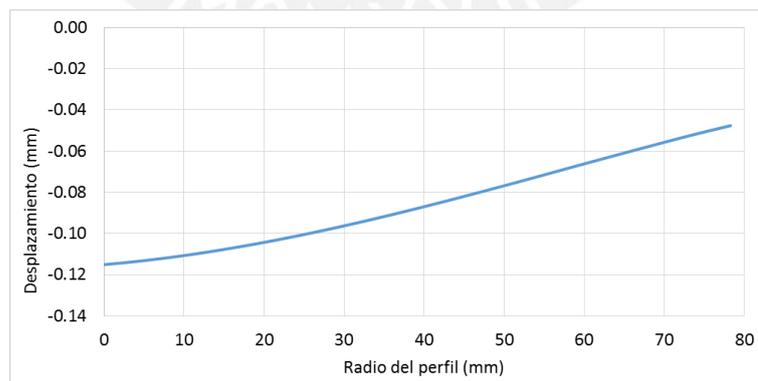


Figura E.28 Deformación lateral del disco – MEF ensamble

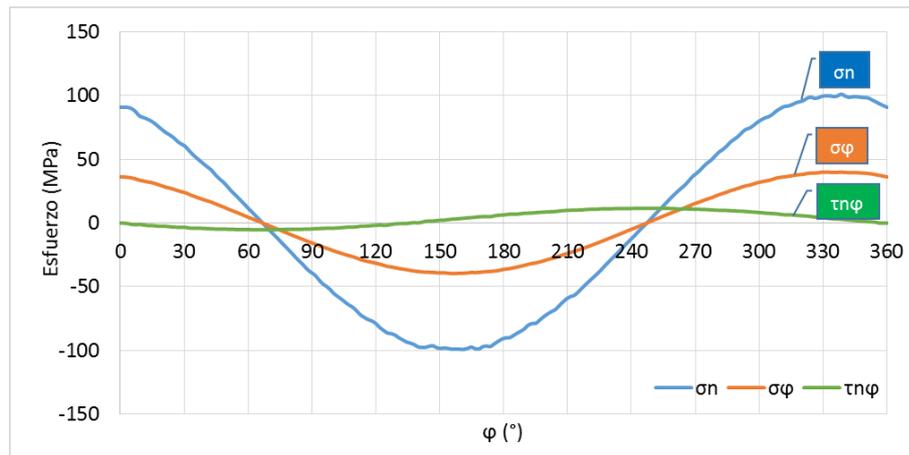


Figura E.32 Esfuerzos en perfil – MEF disco - Zona D – radio interior

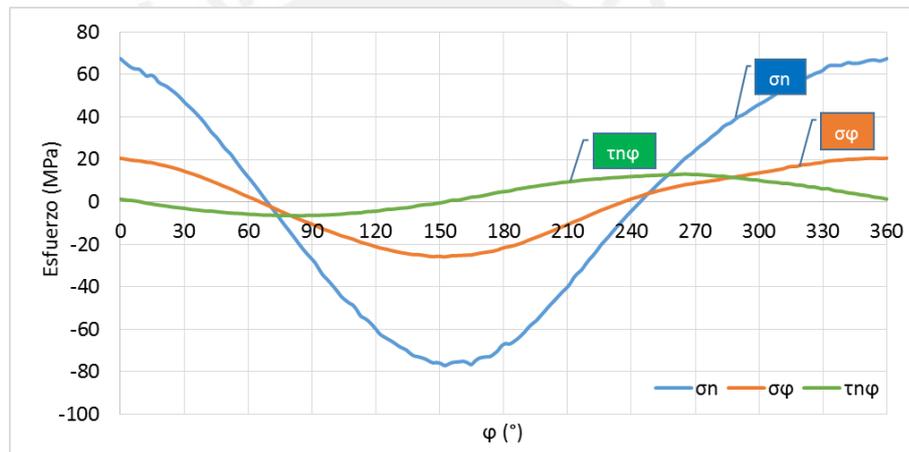


Figura E.33 Esfuerzos en perfil – MEF ensamble - Zona D – radio interior

E.5 Zona E (árbol de transmisión)

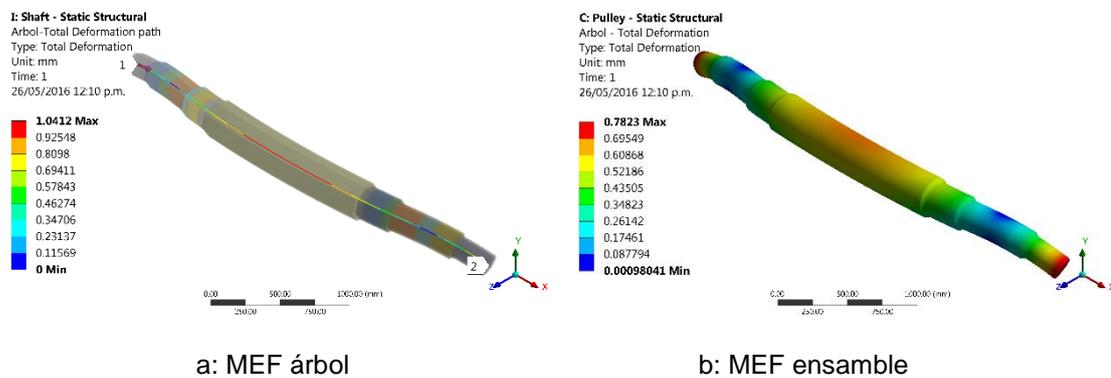


Figura E.34 Deformación del árbol

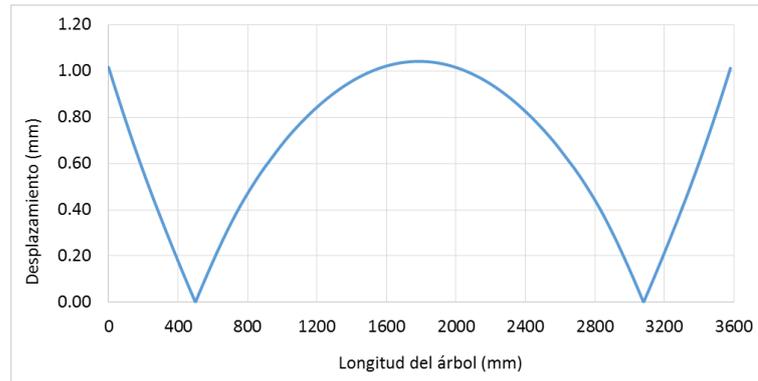


Figura E.35 Deformación del árbol – MEF árbol

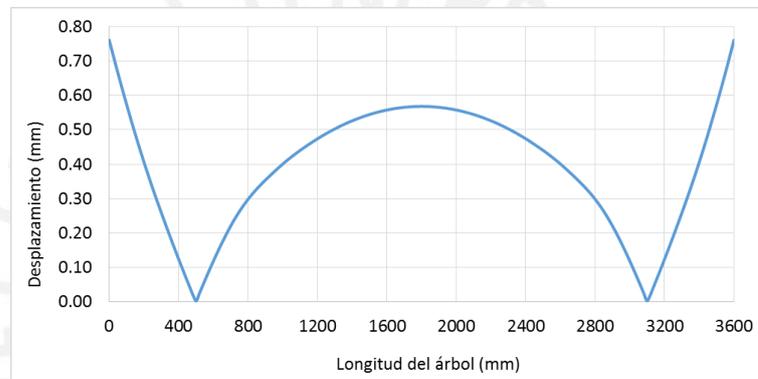
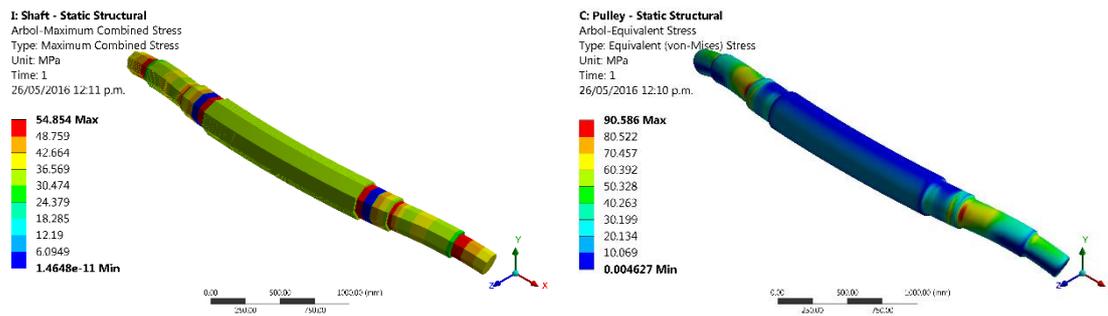


Figura E.36 Deformación del árbol – MEF ensamble



a: MEF árbol

b: MEF ensamble

Figura E.37 Esfuerzos equivalentes del árbol

Anexo F – Selección de rodamientos del caso 1

De acuerdo a Bell y Schenck (1991) Los fabricantes de fajas transportadoras recomiendan el uso de un rodamiento oscilante de rodillos con una vida nominal de:

$$L_h = 100\ 000 \text{ horas}$$

Además recomendaciones específicas indicadas en la Tabla F.1:

Tabla F.1 Serie de rodamiento y chumacera (Bell y Schenck: 1991)

Diámetro de árbol en zona de rodamiento	Serie de rodamiento y manguito de montaje	Fijación de Chumacera	Sello
$< 150 \text{ mm}$	22 / No especifica	De 2 agujeros	Laberinto
$\geq 150 \text{ mm}$	23 / Hidráulico	De 4 agujeros	Laberinto

Entonces teniendo:

$$D_2 := 220 \text{ mm}$$

Ahora utilizando la teoría de fatiga dada por DIN ISO 281 y utilizada por fabricante FAG para el cálculo de duración de vida de rodamientos y capacidades de carga dinámica. FAG ha reducido las ecuaciones utilizando factores en base a su experiencia dando así la ecuación reducida para el cálculo de capacidad de carga dinámica:

$$f_L = \frac{C_r}{P} * f_L \quad (\text{F.1})$$

Donde:

C_r : Capacidad de carga dinámica

P : Carga dinámica equivalente

f_L : Factor de vida $f_L = 4,9$, Tabla F.2

f_n : Factor de velocidad, a una velocidad $N_2 = 47,78 \text{ rpm}$, se obtiene $f_n = 0,9$, Tabla F.2

Teniendo la ecuación general de la carga dinámica equivalente:

$$P = X_r * F_r + Y_r * F_a \quad (F.2)$$

Donde:

X_r : Factor radial

Y_r : Factor axial

F_r : Carga radial

F_a : Carga axial (para la Tesis no hay carga axial)

Ahora para un rodamiento oscilante de rodillos esta ecuación se reduce a:

$$P = F_r \quad (F.3)$$

La carga radial es:

$$F_r = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad (F.4)$$

Donde:

R_{By} : Reacción en la sección B – eje y

R_{Bz} : Reacción en la sección B – eje z

Remplazando valores, se obtiene:

$$F_r = 217,69 \text{ kN}$$

Despejando la capacidad de carga dinámica de la ecuación reducida y remplazando valores se obtiene:

$$C_r = \frac{f_L * P}{f_n} = 1\,185,2 \text{ kN} \quad (F.5)$$

Con esta capacidad ingresamos a la Tabla F.3 y seleccionamos el rodamiento oscilante de rodillos de doble hilera de serie: 24048 con manguito de montaje: H24018 y de la Tabla F.4 se selecciona chumacera SD 3048.

Tabla F.2 Factor de vida (f_h) y factor de velocidad (f_L) (FAG 2000: 35)

▼ Valores f_L para rodamientos de rodillos

$$f_L = \sqrt[10]{\frac{L_h}{500}}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

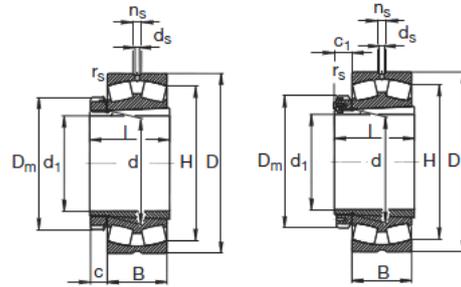
▼ Valores f_n para rodamientos de rodillos

$$f_n = \sqrt[10]{\frac{33 \frac{1}{2}}{n}}$$

n	f_n								
min ⁻¹									
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1800	0,302	9500	0,183
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1900	0,297	10000	0,181
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2000	0,293	11000	0,176
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2200	0,285	12000	0,171
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2400	0,277	13000	0,167
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2600	0,270	14000	0,163
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2800	0,265	15000	0,16
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3000	0,259	16000	0,157
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3200	0,254	17000	0,154
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3400	0,25	18000	0,151
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3600	0,245	19000	0,149
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3800	0,242	20000	0,147
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4000	0,238	22000	0,143
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4200	0,234	24000	0,139
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4400	0,231	26000	0,136
30	1,03	160	0,625	850	0,378	4600	0,228	28000	0,133
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4800	0,225	30000	0,13
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5000	0,222	32000	0,127
36	0,977	190	0,593	1000	0,36	5500	0,216	34000	0,125
38	0,961	200	0,584	1100	0,35	6000	0,211	36000	0,123
40	0,947	220	0,568	1200	0,341	6500	0,206	38000	0,121
42	0,933	240	0,553	1300	0,333	7000	0,201	40000	0,119
44	0,92	260	0,54	1400	0,326	7500	0,197	42000	0,117
46	0,908	280	0,528	1500	0,319	8000	0,193	44000	0,116
48	0,896	300	0,517	1600	0,313	8500	0,19	46000	0,114
50	0,885	320	0,507	1700	0,307	9000	0,186	50000	0,111

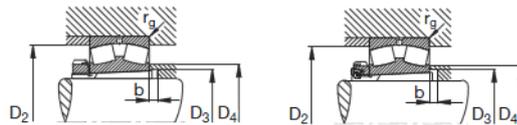
Tabla F.3 Dimensionamiento de rodamientos oscilantes de rodillos con manguito de montaje (FAG 2000: 414-415)

Rodamientos FAG oscilantes de rodillos con manguito de montaje



Eje	Dimensiones											Peso	
	d	d ₁	D	B	r _s min	H ∞	n _s	d _s	D _m	l	c ∞	c ₁ ∞	Roda- miento kg
200	220	200	460	145	5	391,1	23,5	12,5	280	186	35	114	17,5
220	240	220	320	60	2,1	297,8	12,2	6,3	290	101	45	13,4	11,7
	240	220	360	92	3	322,1	15	8	290	133	45	31,9	13,4
	240	220	360	118	3	318,9	12,2	6,3	290	167	45	42,5	14,9
	240	220	400	128	4	346,1	17,7	9,5	300	172	37	65,3	18,1
	240	220	440	120	4	380,6	23,5	12,5	300	172	37	81,2	18,1
	240	220	440	160	4	371	23,5	12,5	300	199	37	105	20,6
240	220	500	155	5	420	23,5	12,5	300	199	37	145	20,6	

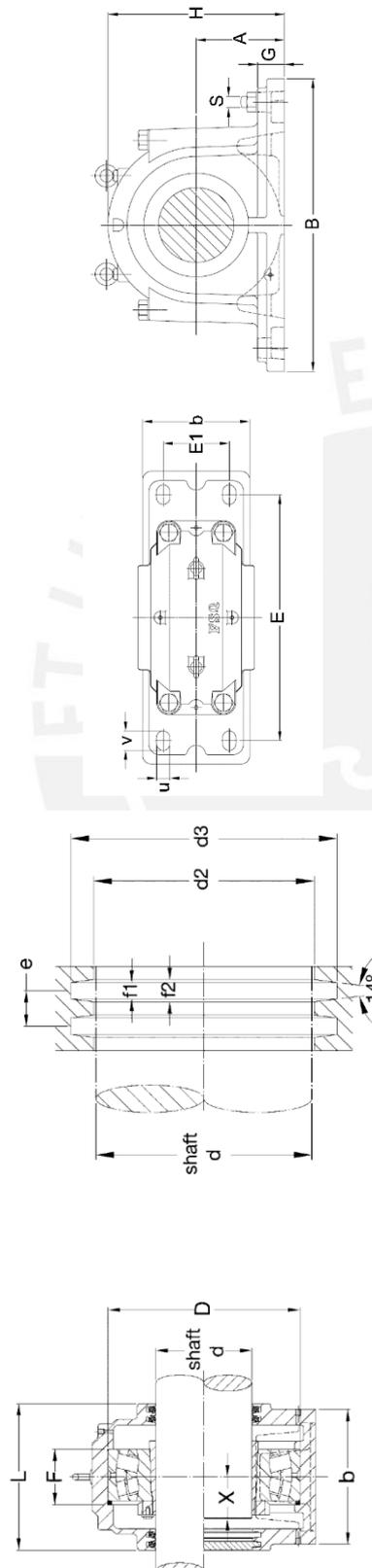
Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.



Eje	Capacidad de carga - Factor						Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares					
	din. C	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	estát. C ₀	Y ₀	Y ₀					Rodamiento FAG	Manguito de montaje*) FAG	D ₂ max mm	D ₃ min mm	D ₄ max mm
200	2320	0,35	1,95	2,9	3350	1,91	1300	950	22344K.MB	H2344X	440	236	272	10	4
220	640	0,17	4,05	6,04	1370	3,96	1500	1300	23948K.MB	H3948	309,8	250	261	11	2,1
	1160	0,25	2,74	4,08	2200	2,68	1400	1300	23048K.MB	H3048	347,6	251	268	11	2,6
	1500	0,32	2,1	3,13	2900	2,06	1300	950	24048BK30MB	H24048	347,6	253	263	12	2,5
	1860	0,33	2,06	3,06	3250	2,01	1300	950	23148BK.MB	H3148X	383	254	276	11	3
	1960	0,29	2,35	3,5	3050	2,3	1300	1200	22248BK.MB	H3148X	423	254	283	19	3
	2450	0,37	1,8	2,69	4250	1,76	1300	750	23248BK.MB	H2348X	423	257	284	6	3
2650	0,35	1,95	2,9	3900	1,91	1500	850	22348K.MB	H2348X	480	257	296	11	4	

Tabla F.4 Chumaceras partidas FSQ Serie SD 3000 (FSQ 2015: 26-27)

Housing No.	Dimensions mm																	ZF Seal	Bolt S	WT. kg	Bearing No.	Adapter Sleeve	Locating Ring		End Cover			
	d	D	A	B	E	b	G	F	H	H	L	E1	u	v	d2	H12	d3						H12	t		f1	f2	e
SD 3034	150	260	160	540	450	200	50	77	320	230	110	35	52	153	183	60	M24	10	13.7	20	ZF34	M30	71	23034K	H3034	SR260x10	1	EP3034
SD 3036	160	280	170	560	470	220	50	84	340	250	120	35	52	163	193	70	M24	10	13.7	20	ZF36	M30	77	23036K	H3036	SR260x10	1	EP3036
SD 3038	170	290	170	560	470	220	50	85	345	250	120	35	52	173	203	72	M24	10	13.7	20	ZF38	M30	78	23038K	H3038	SR290x10	1	EP3038
SD 3040	180	310	180	620	510	230	60	92	360	270	140	35	55	183	213	76	M24	10	13.7	20	ZF40	M30	85	23040K	H3040	SR310x10	1	EP3040
SD 3044	200	340	200	700	570	260	65	100	400	290	160	35	55	203	240	79	M30	11	15.5	22	ZF44	M30	118	23044K	H3044	SR340x10	1	EP3044
SD 3048	220	360	210	740	610	270	65	102	420	300	170	35	55	223	260	84	M30	11	15.5	22	ZF48	M30	136	23048K	H3048	SR360x10	1	EP3048
SD 3052	240	400	240	820	680	300	70	114	475	330	190	42	62	243	266	90	M30	12	17.3	24	ZF52	M36	160	23052K	H3052	SR400x10	1	EP3052
SD 3056	260	420	250	860	710	320	85	116	500	350	200	42	62	263	306	95	M36	12	17.3	24	ZF56	M36	242.2	23056K	H3056	SR420x10	1	EP3056
SD 3060	280	460	280	920	770	330	85	128	550	360	210	42	62	283	332	105	M36	13	19.0	25	ZF60	M36	295	23060K	H3060	SR460x10	1	EP3060
SD 3064	300	480	280	940	790	340	85	131	560	370	210	42	62	303	352	108	M36	13	19.0	25	ZF64	M36	291	23064K	H3064	SR480x10	1	EP3064
SD 3068	320	520	310	1020	860	370	100	143	615	400	230	50	70	323	372	117	M36	13	19.0	25	ZF68	M42	386	23068K	H3068	SR520x10	1	EP3068
SD 3072	340	540	325	1060	890	390	100	144	640	410	250	50	70	343	392	117	M36	13	19.0	25	ZF72	M42	434	23072K	H3072	SR540x10	1	EP3072
SD 3076	360	560	340	1080	900	390	100	145	665	410	260	50	70	363	412	121	M36	13	19.0	25	ZF76	M42	453	23076K	H3076	SR560x10	1	EP3076



SD 3000 Series

FSQ FSQ

SD 3000 Series