



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Mecánica

“Implementación de una cinta transportadora para un sistema desaguador de pesca.”

Seminario de titulación presentado en conformidad a los requisitos para obtener el título de Ingeniero Ejecución en Mecánica.

Profesor guía:

Sr. Osvaldo Amigo Riquelme

Héctor Andrés Mora Sanhueza.

2012

RESUMEN

Este seminario busca proponer una solución a un problema detectado en la pesquera Blumar, en una de las etapas del proceso de descarga de la pesca, desde las bodegas de los PAM (Pesquero de alta mar) a las tolvas de los camiones de transporte que distribuyen la pesca a las distintas plantas de producción (congelados y/o apanados). Se plantea como alternativa de solución la implementación de un sistema formado por una cinta transportadora capaz de transportar y eliminar de mejor manera el exceso de agua con que llega la pesca a las torres de descarga, esto sin permitir que restos pequeños de pesca se filtren entre los espacios abiertos de la cinta y terminen por saturar el agua utilizada en la descarga y finalmente la capacidad de la planta de riles.

Para llevar esto a cabo se hace necesario comprender el proceso de descarga y como éste va variando a medida que las bodegas se van vaciando y el agua se va contaminando con restos de pesca, problemática que se abordara más profundamente en capítulos posteriores. Además es necesario determinar los requisitos de diseño necesarios para que el nuevo sistema sea capaz de dar solución a la problemática en cuestión, determinando algunas variables como: las dimensiones tentativas y velocidad de la cinta, características físicas de la carga, forma en que se carga la cinta, el ambiente en que opera, entre otras variables, que sustentan la selección de la mejor opción entre las distintas cintas transportadoras y el cálculo realizado para las partes que forman este sistema como ejes y polines, rodamientos, sistema de transmisión, y actividades de mantenimiento. Todo esto lleva a una mejora del proceso de descarga, optimizando el trabajo de las bombas de vacío, en el pontón; la eficiencia del desaguador en las torres de descarga, favorecer el trabajo de la planta de RILES y permitir que la relación entre la cantidad de agua y pesca disminuya consiguiendo que a la planta de procesos llegue mayor cantidad de pesca y menos de agua, bajando los costos involucrados en el secado de la pesca. Así se busca dar solución al problema específico y aportar en el mejoramiento del proceso de producción desde la captura de la pesca hasta conseguir el producto terminado.

SÍMBOLOS TÉCNICOS		UNIDADES
BP	Tracción de la banda	Kg/m ²
M	Carga del producto	Kg/m ²
W	Peso de la banda	Kg/m ²
L	Longitud	m
H	Cambio de elevación	m
ABP	Tracción ajustada	Kg/m
ABS	Tracción permitida por la cinta	Kg/m
CF	Resistencia permitida	Kg/m
B	Ancho de la cinta	Pies
V	Velocidad de la cinta	pies/min
HP	Potencia motor	HP
Φ_{max}	Diámetro máximo	mm
Φ_{paso}	Diámetro de paso	m
n	Velocidad de giro	RPM
Z	Número de dientes	
i	Relación de trasmisión	
FAM	Factor de anchos múltiples	
LCP	Largo de cadena en pasos	pasos
LC	Largo de cadena	mm
T	Tención	N
F	Fuerza	N
P	Carga radial	KN
C	Carga dinámica	KN
L ₁₀	Vida nominal del rodamiento	millones rev.
L _{10m}	Vida nominal corregida	millones rev.
L _{10mh}	Vida nominal corregida en horas	Horas
V	Viscosidad	mm ² /s
n _c	Nivel de contaminación	

TABLA DE CONTENIDOS

INTRODUCCIÓN	07
OBJETIVOS	09
CAPÍTULO 1) SELECCIÓN DE LA CINTA TRANSPORTADORA.....	10
1.1. Requisitos de diseño para el nuevo sistema de transporte.....	11
1.2. Selección de la mejor superficie	11
1.3. Selección del sistema de transporte	12
1.4. Selección del material	12
1.5. Consideraciones importantes	12
CAPITULO 2) CÁLCULOS DE LA CINTA TRANSPORTADORA SEGÚN	
APLICACIÓN	13
2.1. Tracción de la banda (BP)	13
2.2. Ajuste del valor BP.....	14
2.3. Resistencia permitida por la banda (ABS)	14
2.4. Conclusión	15
2.5. Distancia máxima entre los engranajes	15
2.6. Cálculo de la potencia necesaria para el accionamiento de la banda	15
2.7. Calculo sistema de transmisión.....	16
2.7.1.Cálculo de la potencia del motor	16
2.7.2. Selección de cadena.....	16
2.7.3. Cálculo selección.	17
2.7.4. Selección del paso de la cadena	17
2.7.5. Selección de la rueda dentada motriz	18
2.7.6. Verificación del diámetro máximo que permite el orificio	18
2.7.7. Selección de la rueda dentada conducida	19
2.7.8. Verificación del orificio máximo para ambos orificios	20
2.7.9. Cálculo del largo de la cadena	21
a) Largo de la cadena en paso	21
b) Largo de la cadena en pulgadas	21
2.8. Selección de rodamientos.....	22

2.8.1. Cálculo de la tensión de la cadena	22
2.8.2. Cálculo de las fuerzas resultantes en los puntos de apoyo	22
2.8.3. Cálculo para el rodamiento en “A”	24
a) Verificación de la capacidad de carga dinámica en “A”	24
b) Cálculo de la vida nominal del rodamiento en “A” (L_{10})	24
c) Cálculo de la vida nominal corregida (L_{10m}).....	25
c.1. Determinación del factor (a_1)	25
c.2. Determinación del factor (a_{sk})	25
c.2.1. Cálculo del factor viscosidad (k)	25
c.2.2. Estimación del nivel de contaminación (n_c)	26
2.8.4. Cálculo de la vida nominal del rodamiento en “B”	27
a) Cálculo de la vida nominal (L_{10})	27
b) Cálculo de la vida nominal corregida (L_{10m})	28
b.1. Factor (a_1)	28
b.2. Factor (a_{sk})	28
b.2.1. Factor de viscosidad	28
b.2.2. Nivel de contaminación	29
2.8.5. Cálculo de la vida nominal de los rodamientos en los polines.....	29
a) Cálculo de la vida nominal (L_{10})	30
b) Cálculo de la vida nominal corregida (L_{10m})	30
CAPÍTULO 3) INSTALACIÓN DE EQUIPOS	32
3.1. Instalación del motoreductor	32
3.1.1. Recomendaciones generales	32
3.1.2. Lubricación del motoreductor	33
3.2. Conexión a elementos de transmisión	33
3.3. Alineación de la cadena	34
3.3.1. Los ejes deberían estar paralelos y a nivel	34
3.3.2. Alineación axial de la rueda dentada	35
CAPITULO 4) INSTALACIÓN DE LA CINTA	36
4.1. Proceso de instalación	36
4.2. Verificación de la instalación	37

CAPÍTULO 5) ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO	38
5.1. Intervalos de cambio de aceite motoreductor	38
5.1.1. Comprobación del nivel de aceite	38
5.1.2. Comprobación del aceite	39
5.1.3. Cambio de aceite	39
5.2. Mantenimiento de la banda transportadora	39
5.2.1. Inspección de rutina	39
5.2.2. Inspección al final de temporada	40
5.3. Mantenimiento Rodamientos Y	40
5.3.1. Determinación Intervalo de lubricación	41
5.3.2. Recomendación para la grasa a utilizar	42
5.4. Mantenimiento de la transmisión.....	43
5.4.1. Inspección	43
a) Alineación	43
b) Tención y estiramiento	43
c) Lubricación y el estado general de la cadena y piñones	44
CONCLUSIÓN	45
CAPÍTULO 6) ANEXOS	46
PLANOS CINTA TRANSPORTADORA	46
TABLAS.....	58
GRAFICOS.....	70
BIBLOGRAFIA.....	76

INTRODUCCION

Para mayor comprensión del problema detectado y plantear una solución que solucione eficazmente el problema, por medio de una solución sencilla y que aproveche de la mejor manera la estructura existente del desagador, es que se hace necesario analizar el proceso de descarga desde que se descargan las bodegas de los PAM hasta que la pesca llega a los camiones de distribución.

La velocidad de descarga es variable y depende de factores como: la eficiencia de las bombas de vacío, hermeticidad del sistema en general, tamaño del pescado (demasiado grande y mezclado con manta rayas etc. dificultan la succión); la relación de agua utilizada debe ser ajustada para facilitar el desplazamiento; la altura de succión o columna de agua/pescado debe ser la más baja posible, (promedio de altura de las bodegas 8,5 mts.); lo que implica una mayor destreza de los descargadores.

El chorizo se introduce en las bodegas por medio de las grúas a unos 40 centímetros bajo la mezcla de agua y pescado para producir un sello en la boquilla impidiendo la entrada de aire, producto de la presión negativa (-29 pulg.Hg) en los estanques del pontón, con respecto de la presión atmosférica, en todo momento de la descarga se va agregando agua a las bodegas para mantener la relación de más o menos 2:1 con respecto a la pesca, esto tanto para mantener un bajo daño mecánico de la pesca como para mantener lubricado el trayecto de 120 mts. desde el pontón hasta las torres de descarga, esta agua se obtiene del barco debido a que ya viene fría y es recuperada en la torre de descarga para ser reenviada al pontón por medio de un circuito independiente adaptado para su uso, esta recirculación se lleva a cabo hasta que alcanza un nivel tal de restos de pescado que se hace imposible su reutilización. Cuando esto ocurre se hace llegar por medio de tuberías al estanque ecualizador en espera de ser tratada y limpiada, en la planta de RILES antes de ser enviada al emisor de ESSBIO.

Una vez iniciada la descarga, se llena el ducto y comienza a llegar la pesca a las torres, esta es desaguada por un sistema de varillas de acero inoxidable antes

de ser enviada a los camiones de distribución, este sistema no es el más adecuado para la descarga de sardinas o anchoas debido a que presenta deficiencias al momento de separar la pesca del agua, ya que deja pasar demasiados restos de pescado por sus intersticios, y los que no logran pasar, tapan estos espacios disminuyendo el área disponible para desaguar la pesca, terminando el exceso de agua al interior de los camiones. El agua que es desaguada, es recolectada en su parte inferior y enviada por ductos a los tambores rotatorios separadores de sólidos con un tamiz de 1 mm. con los cuales se separa el sólido del agua antes de ser retornada por un sistema de bombas al pontón. Por lo tanto de los sistemas existentes y utilizables se utilizara una cinta transportadora para desaguar la pesca, la cual se deberá diseñar.



Pontón, (Sala de bombas) utilizado para la descarga de los PAM



Agua utilizada en la descarga de los PAM, recuperada por el desaguador



Desaguador de la torre de descarga, formado por varillas de acero inoxidable



Camiones que transportan la pesca luego que pasar por el desaguador

OBJETIVOS

Objetivo Principal:

Modificar la forma en que se desagua la pesca y diseñar un sistema de banda transportadora capaz de soportar y transportar la pesca, desaguando la mayor cantidad de agua antes que sea descargada en los camiones de transporte, sin que las áreas libres de la cinta transportadora sean obstruidas por los restos de pesca presentes en el agua utilizada en la descarga de las bodegas.

Objetivos secundarios:

- Conseguir que el agua no se sature durante la descarga y evitar así utilizar agua de mar a temperatura ambiente para continuar con la descarga.
- Evitar que el exceso de agua caiga en la tolva de los camiones de transportes.

CAPÍTULO I

SELECCIÓN DE LA CINTA TRANSPORTADORA

1.1. Requisitos de diseño para el nuevo sistema de transporte.

Las bandas transportadoras en general se pueden encontrar de muchas formas, materiales y opciones de trabajo. A fin de elegir la más adecuada para el transporte de pesca, es de suma importancia conocer:

- El tipo de sistema de banda transportadora
- Dimensiones generales del largo de banda instalada
- Velocidad
- Características del producto
- Método para la carga y retiro de los productos
- Características del ambiente operativo
- Tipo de sistema de transmisión

1.2. Selección de la mejor superficie:

De acuerdo al tamaño de la pesca y por efecto de las malas condiciones físicas con que llega el molido, se hace necesario que la banda transportadora sea capaz de secar la pesca permitiendo el escurrimiento del agua y sin permitir el escurrimiento de la pesca o restos sólidos que saturen la planta de RILES, por esto el área libre por donde escurre el exceso de agua no debe ser demasiado pequeño para que dificulte el paso de agua y a la vez muy grande para que deje pasar la pesca u otros residuos. Por las razones anteriores se optó por la

banda serie 400 que posee un área abierta del 17% con orificios rectangulares de 5x7mm, lo que permite un adecuado secado de la pesca y disminuir la cantidad de sólido que se filtra al agua de retorno. Esta selección se realizó basándose en los productos ofrecidos por Intralox, empresa proveedora de cintas transportadoras que ya han sido probadas en la pesquera, y con muy buenos resultados en otras aplicaciones

1.3. Selección del sistema de transporte:

Para este proyecto es necesario utilizar la estructura soportante del desaguador y solo modificar o agregar lo que sea pertinente, es por esta razón, que la única modificación factible en el diseño es prolongar el desaguador hacia la playa en línea recta y bajar su altura, buscando con esto disminuir las pérdidas de carga por diferencia de alturas, acortando los tiempos de vaciado de los estanques acumuladores de pesca, que se encuentran en el pontón.

1.4. Selección del material:

Otro aspecto importante a considerar es el material de la banda, considerando que la pesca llega a las torres de descarga a aproximadamente 1 °C, y que no cae fuertemente a la banda debido a que posee una textura blanda y suave, y además basados en la experiencia y buenos resultados obtenidos por el mismo tipo de banda, que se encuentra trabajando en la otra torre, (torre número 2 “Torre Alimar”), se optara tentativamente por una banda de polipropileno de uso general, liviano; resistente a ácidos, bases, sales y alcoholes; y de resistencia moderada.

1.5. Consideraciones importantes:

- La velocidad de la banda afecta el desgaste y la expectativa de vida útil de los módulos y las varillas de articulación. Para evitar que se deteriore por este efecto se deberá utilizar el engranaje con mayor cantidad de dientes que permita el espacio disponible, debido a que los engranajes con más dientes causan menos rotación en las articulaciones de los módulos. Por esta razón, por el espacio disponible y para normalizar los repuestos de las bandas transportadoras ya existentes en “Muelle Blanco” sector ASIPES, y “Torre Bío-Bío” descarga San Miguel se optó por el engranaje $Z=10$ de Acetal, resistente a la fatiga y el desgaste, trabaja entre los -46 y 93 °C y es sumamente adaptable.

- El desgaste por partículas abrasivas se desestima debido a que al descargar directamente de las bodegas de los barcos no existiría la presencia de sustancias abrasivas.
- Para evitar los efectos de la fricción deslizante y aumentar la vida útil de la cinta transportadora, se instalarán guías de desgaste de UHMW (peso molecular ultra alto) entre la estructura de acero soportante de la banda y la banda en sí, con el objetivo de desgastar las guías de desgaste y no la banda transportadora. Además todo líquido como agua o aceite actuará como refrigerante y producirá una película de separación entre la banda y las guías de UHMW. Los factores de fricción serán proporcionados por los fabricantes para cada material y condición de trabajo.
- El eje debe ser capaz de tensionar la banda sin una excesiva flexión, debido a que el eje se comporta como un una viga soportada en rodamientos y tensionada por la banda. Además debe ser capaz de transmitir el torque desde la corona, a los engranajes de la banda transportadora.
- La banda debe ser capaz de mover 2500 kg de pesca.
- El ancho de banda no debe exceder los 1440mm.
- El largo total de la banda transportadora que soportará la pesca, será de 8700(mm).
- La banda tendrá una inclinación ascendente de 2° (en el sentido de avance de la pesca), con el objetivo de aumentar el secado y disminuir el exceso de agua.

CAPÍTULO II

CÁLCULOS DE LA CINTA TRANSPORTADORA SEGÚN APLICACIÓN

Los datos necesarios para establecer la tracción de la banda y la tracción de la banda ajustada, son datos establecidos como condición del diseño. Al definir estos valores serán contrastados con los valores máximos admisibles definidos para la banda seleccionada inicialmente, las formulas de diseño se basan en el trabajo realizado por el fabricante de cintas transportadoras INTRALOX.

2.1. Tracción de la banda (BP):

Según la fórmula: $BP=(M+2 \times W) \times F_w \times L+M \times H \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$

Donde: M : Carga del producto $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$

W : Peso de la banda $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$

F_w : Coeficiente de elevación de la banda

L : Longitud del transportador con carga $[m]$

H : Cambio de elevación $[m]$

Desarrollo:

- $M = \text{Produc. en la cinta/superficie cinta} = \frac{2500}{1,435 \times 8,7} = 200,24 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$

- $W = 8,89 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$; Datos de la banda según catalogo.

- $L = 8,7 [m]$

- $\text{sen}(2) = \frac{H}{8700}$

$H = 0,3 [m]$

- $F_w = 0,11$; (Ver tabla N°1, pág. 58)

$$BP = (200,24 + 2 \times 8,89) \times 0,11 \times 8,7 + 200,24 \times 0,3$$

Entonces: $BP = 268,72 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$

2.2. Ajuste del valor BP (tracción de la banda), según las condiciones específicas de servicio. (Ver tabla N°2, pág. 58)

$$\text{Tracción ajustada (ABP), } ABP=BP \times SF \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$$

Sumatoria de los factores de servicio (SF):

Arranques con carga aplicada gradualmente	1,0
Arranques bajo carga	0,2
Velocidades mayores a 30m/min	0,2
Bandas para elevación	0,2
Sumatoria:	1.6

Entonces se tiene que:

$$ABP=268,72 \times 1,6=430 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]=289 \left[\frac{\text{Lb}}{\text{pie}} \right]$$

2.3. Resistencia permitida por la banda (ABS):

$$ABS=CF \times T \times S \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$$

Donde:

CF: Resistencia permitida, ver Tabla N°3, pág. 59

T : Factor de temperatura, ver Grafico N°1, pág. 70

S : Factor de resistencia, ver Grafico N°2, pág. 70

Desarrollo:

$$CF=3570 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$$

T=1, Según grafico.

$$\text{Relación de vel.} = \frac{\text{Velocidad}}{\text{longitud}} = \frac{70 \left(\frac{\text{m}}{\text{min}} \right)}{10(\text{m})} = \frac{229.658 \left(\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right)}{32.81(\text{pies})} = 7 \left(\text{min}^{-1} \right)$$

$$\text{N}^\circ \text{dientes}(Z)=10$$

Entonces según el gráfico N°2, pág. 70, el factor de resistencia es $S=0.5$

$$\text{Luego se tiene que: } \quad \text{ABS}=3570 \times 1 \times 0.5=1785 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$$

2.4. Conclusión:

Por lo tanto como la tracción ajustada $\text{ABP}=430$ (kg/m) es menor que la resistencia permitida de la banda $\text{ABS}=1785$ (kg/m), se tiene que la banda es adecuada para la aplicación.

2.5. Distancia máxima entre los engranajes.

Según la tabla N°4, pág. 60 (referencia de cantidad de engranajes y soportes) para un ancho de banda de 1435 (mm) se recomienda como mínimo usar 11 engranajes por eje, de acuerdo a esta recomendación se dispondrán los engranajes cada 143,5 (mm)

2.6. Cálculo de la potencia necesaria para el accionamiento de la banda.

$$\text{Potencia motriz (HP)} = \frac{\text{ABP} \times \text{B} \times \text{V}}{33000} (\text{hp})$$

Donde: ABP =Potencia ajustada en (lb/pie)

B = Ancho de la banda (pie)

V = velocidad de la banda (pie/min)

Desarrollo:

$$\text{HP} = \frac{289 \times 4.735 \times 229,67}{33000} = 9,52 (\text{hp})$$

2.7. Cálculo sistema de transmisión.

2.7.1. Cálculo de la potencia del motor.

Considerando las pérdidas de eficiencia mecánica, la potencia necesaria será:

(Considerando las estimaciones de la tabla N°6, pág. 61)

Rodamientos de bolas	1%
Reductor	2%
<u>Cadenas de rodillos</u>	<u>3%</u>
Total pérdidas	6%

$$HP = \frac{9,52}{100-6} * 100 \approx 10[\text{hp}]$$

2.7.2. Selección de cadena.

Para la transmisión del torque del motoreductor al eje principal de la banda se utilizará una cadena de rodillos. Para su correcta selección y montaje es necesario conocer la potencia del motor, posición de los ejes, relación de transmisión, y distancia entre ejes.

A fin de prevenir fallas debido a golpes vibraciones y/o tirones es que se debe considerar un factor de servicio que prevé estas situaciones, considerando entonces:

- Potencia requerida en la máquina conducida=10 [HP]
- Tipo de máquina motora = máquina de carga constante
- Velocidad de la máquina motora= 112 [rpm]

(Se utilizara un motoreductor Sumitomo de 1450 RPM, ratio 13 y una potencia de 10 hp)

- Velocidad de la banda= 70 (m/min)
- Distancia tentativa entre ejes= 780 (mm)

2.7.3. Cálculo selección.

- **Factor de Servicio (FS):**

Para este equipo se considera una carga suave y sin impactos, por lo que de la tabla N°7 pág. 62, se recoge que el factor de servicio para la banda transportadora debe de ser: FS=1,0

- **Potencia de diseño (PD):**

La potencia a transmitir o potencia de diseño se obtiene multiplicando la potencia por el factor de servicio.

$$PD=FS \times potencia(Hp)$$

$$PD=1,0 \times 10$$

$$PD=10(Hp)$$

2.7.4. Selección del paso de la cadena:

Para un piñón que gira a 112 RPM y transmite una potencia de 10(Hp), se obtiene del grafico N°3 pág. 71, por la intersección de los puntos, el número y paso de la cadena. Por lo tanto se selecciona una cadena doble de número 80 y paso 1”

2.7.5. Selección de la rueda dentada motriz (corona):

Considerando una potencia de diseño de 10 (Hp) y una cadena número 80, de paso 1”, se obtendrá el número de dientes adecuado para la corona, según tabla N°8 pág. 63; y multiplicando la potencia de diseño por el factor de anchos múltiples (FAM), debido a que los valores que muestra la tabla N°9, pág. 64, son para ruedas dentadas simples.

$$FAM=1,7 \text{ (Ver tabla N°9, pág. 64)}$$

Y como no se encuentra en la tabla N°8, pág. 63 la velocidad de 112 rpm, se deberá iterar entre 100 y 200 rpm. En primera instancia se iterara para una rueda dentada $Z=17$ ya que su potencia de diseño entre 100 y 200 rpm está entre 6,22 y 12,10 (Hp)

Datos:

$$rpm_1 = 100$$

$$rpm_2 = 200$$

$$rpm_x = 112$$

$$PD_1 = 6,22(Hp)$$

$$PD_2 = 12,10(Hp)$$

Iteración:

$$\frac{rpm_1 - rpm_2}{PD_1 - PD_2} = \frac{rpm_1 - rpm_x}{PD_1 - PD_x}$$

$$PD_x = PD_1 - \frac{(PD_1 - PD_2) \times (rpm_1 - rpm_x)}{(rpm_1 - rpm_2)}$$

$$PD_x = 6,22 - \frac{(6,22 - 12,10) \times (100 - 112)}{(100 - 200)}$$

$$PD_x = 6,926(Hp)$$

Esta potencia de diseño se debe corregir, multiplicando el valor por el factor de anchos múltiples $FAM=1,7$ (Ver tabla N°8 pág. 64); entonces se tiene que la potencia corregida será de:

$$PD' = FAM \times PD_x = 1,7 \times 6,926$$

$$PD' = 11,77(Hp)$$

Por lo tanto es adecuado seleccionar una rueda dentada de $Z=17$, ya que su potencia de diseño es suficiente.

$$PD < PD'_x$$

$$10(Hp) < 11,77(Hp)$$

2.7.6. Verificación del diámetro máximo que permite el orificio.

El diámetro máximo admisible para una corona de $Z=17$ y un paso de cadena 1", es de: (ver tabla N°10 pág. 64)

$$\phi_{\max} = 2 \frac{13}{16} \approx 71.44(mm)$$

Y como este diámetro máximo es mayor que el diámetro del eje a utilizar, es correcta su selección.

2.7.7. Selección de la rueda dentada conducida.

Por condición del diseño se desea que la banda transportadora tenga una velocidad lineal de 70 (m/min). Para ello se debe considerar que:

- La velocidad de salida del motoreductor es de 112 rpm
- El diámetro de paso del sprocket es de 163 (mm), ver tabla N°5 pág. 61

Para que la velocidad de la banda sea de 70(m/min), la velocidad de giro (n_2) debe ser:

$$\bar{V} = \phi_{\text{paso}} \times \pi \times n_2 \left(\frac{m}{\text{min}} \right)$$

$$n_2 = \frac{\bar{V}}{\phi_{\text{paso}} \times \pi} = \frac{70}{0.163 \times \pi} = 136,7 (\text{rpm})$$

Entonces la cantidad de dientes para la rueda dentada conducida (piñón) será:

$$Z_2 = \frac{n_1 \times Z_1}{n_2} = \frac{112 \times 17}{136,7} = 14 (\text{dientes})$$

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{17}{14} = 1,21$$

Debido a que no es recomendable utilizar menos de 15 dientes, se deberá recalcular la cantidad de dientes de ambas ruedas dentadas, respetando la relación de transmisión.

Conocida entonces la relación de transmisión “i” se puede adoptar arbitrariamente una cantidad de dientes para el piñón $Z_2=15$, lo que nos da un Z, para la corona de:

$$Z_1 = i \times Z_2 = 1,21 \times 15 = 18 (\text{dientes})$$

Recalculando la potencia de diseño para la corona, será:

Datos:

$$rpm_1 = 100$$

$$rpm_2 = 200$$

$$rpm_x = 112$$

$$PD_1 = 6,59(Hp)$$

$$PD_2 = 12,81(Hp)$$

Iteración:

$$\frac{rpm_1 - rpm_2}{PD_1 - PD_2} = \frac{rpm_1 - rpm_x}{PD_1 - PD_x}$$

$$PD_x = PD_1 - \frac{(PD_1 - PD_2) \times (rpm_1 - rpm_x)}{(rpm_1 - rpm_2)}$$

$$PD_x = 6,59 - \frac{(6,59 - 12,81) \times (100 - 112)}{(100 - 200)}$$

$$PD_x = 7,34(Hp)$$

Corrigiendo la potencia de diseño con el factor de anchos múltiples, quedara:

$$PD'_x = PD_x \times FAM = 7,34 \times 1,7 = 12,47(Hp)$$

Este valor es adecuado ya que solo se necesitan 10(Hp)

2.7.8. Verificación del orificio máximo para ambos orificios.

De acuerdo a la tabla N°9, pág. 64, se tiene que:

$$Z_1 = 18; \text{ permite un orificio máximo de: } 3 \frac{1}{8}(\text{pulg.}) \approx 79,375(\text{mm})$$

$$Z_2 = 15; \text{ permite un orificio máximo de: } 2 \frac{13}{32}(\text{pulg.}) \approx 61,118(\text{mm})$$

Ambos engranajes son adecuados para ser montados en ejes de 50(mm) de diámetro.

2.7.9. Cálculo del largo de la cadena.

a) Largo de la cadena en paso

$$\text{Largo de la cadena en pasos: } LCP = 2 \times C + \frac{M}{2} + \frac{T}{C}$$

Donde: C: Distancia entre ejes en pasos.

M: Número total de dientes de ambas ruedas.

T: Se obtiene de la tabla N°11 pág. 65, a la cual se entra con la diferencia de dientes entre la rueda mayor y la menor.

$$\text{Entonces: } S = 18 - 15 = 3 \text{ (dientes)}$$

$$T = 0.23$$

El factor "C" se obtiene dividiendo la distancia ente centros (en pulgadas), por el paso de la cadena usada. $C = \frac{780}{25,4} \times 1 = 30,7 \approx 31$

$$\text{Cálculo de M: } M = Z_1 + Z_2 = 18 + 15 = 33$$

Ahora sustituyendo cada valor, se obtiene el largo de la cadena en pasos:

$$LCP = 2 \times C + \frac{M}{2} + \frac{T}{C} = 2 \times 31 + \frac{33}{2} + \frac{0,23}{31} = 78,5$$

$$LCP = 80 \text{ (pasos)}$$

Como el largo de la cadena debe ser par se obtiene un LCP=80 (pasos)

b) Largo de la cadena en pulgadas

El largo de la cadena (LC) debe ser:

$$LC = N^{\circ} \text{ de pasos} \times \text{Paso de cadena}$$

$$LC = 80 \times 1" = 80" \approx 2032 \text{ (mm)}$$

2.8. Selección de rodamientos.

2.8.1. Cálculo de la tensión de la cadena

El cálculo de la tensión de la cadena es fundamental para conocer las reacciones, o fuerzas de apoyo del eje motriz, debido a que la tensión de la cadena se transmite directamente al eje, dando origen a las cargas a que se someterán los rodamientos durante su funcionamiento

Entonces conociendo:

- ❖ La potencia del motor: HP=10 (hp)
- ❖ El número de dientes de la corona: Z=18
- ❖ Diámetro de paso, en pulgadas: $\phi_{PASO} = 1''$
- ❖ Revoluciones por minuto: RPM=112 (rpm)

Se tiene que la tensión (T) será de:

$$V = \frac{RPM \times \phi_{PASO} \times Z}{12} = \frac{112 \times 1 \times 18}{12} = 168 \left(\frac{\text{pies}}{\text{min.}} \right)$$

$$HP = \frac{T \times V}{33000} \Rightarrow T = \frac{HP \times 33000}{V} = \frac{10 \times 33000}{168}$$

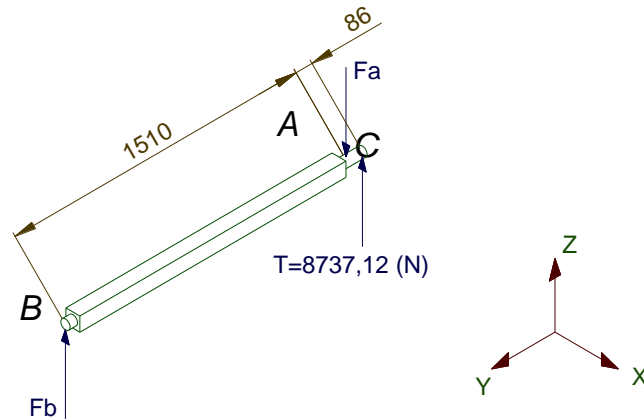
$$T = 1964.28(Lbf) = 8737.12(N)$$

Esta tensión en definitiva es la que establece la carga a que se someterán los rodamientos. Las reacciones producto del peso propio del eje son despreciables con respecto de la fuerza ejercida por la cadena de trasmisión.

2.8.2. Cálculo de las fuerzas resultantes en los puntos de apoyo

Una vez conocida la tensión de la cadena, y sabiendo además que el eje, provisto por el fabricante de la banda transportadora, posee un diámetro de 50(mm), se procederá a calcular las reacciones en los apoyos y si estas no sobrepasan las capacidades de un rodamiento YAT 210 de SKF que posee un diámetro interior de 50 (mm). (De acuerdo a catálogo

“Y-Bearings and Y-Bearings units” catálogo 5001 E-septiembre 2004), ver Tabla N°15, pág. 68, se seleccionara para estos fines el rodamiento en cuestión.



Sumatoria de fuerzas:

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \\ 8737,12 - F_A + F_B &= 0 \\ F_B &= F_A - 8737,12\end{aligned}$$

Sumatoria de momentos en B:

$$\begin{aligned}\sum M &= 0 \\ 8737,12 \times 1,596 - F_A \times 1,51 &= 0 \\ F_A &= 9234,73 \text{ (N)}\end{aligned}$$

Entonces se tiene que

$$\begin{aligned}F_B &= 9234,73 - 8737,12 \\ F_B &= 497,61 \text{ (N)}\end{aligned}$$

Ahora se puede conocer las cargas radiales a que se encuentran sometidos los rodamientos en “A” y “B”

$$\begin{aligned}F_{R_A} &= 9234,73 \text{ (N)} \\ F_{R_B} &= 497,61 \text{ (N)}\end{aligned}$$

2.8.3. Cálculos para el rodamiento en “A”.

a) Verificación de la capacidad de carga dinámica en “A”.

Conocida la carga a que se encuentra sometido el rodamiento (carga radial) y la dirección en que actúa, se debe conocer la carga dinámica a que se encuentra sometido durante el funcionamiento. Debido a que solo existen cargas radiales la carga dinámica es igual a la carga radial.

$$P = F_{R_A} = 9,23473(kN)$$

Por lo tanto el rodamiento YAT 210 antes seleccionado, es apropiado ya que es capaz de resistir una carga dinámica $C=35,1(kN)$. La determinación de la carga estática es relevante cuando la velocidad de giro es menor a 10(rpm)

b) Cálculo de la vida nominal del rodamiento, en A (L_{10}):

La vida nominal de un rodamiento, según la normativa ISO 281:1990 en millones de revoluciones es: (El valor del exponente “p”, para rodamientos de bolas se considera igual a 3); otros valores consultar tabla N°14, pág. 67.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{35,1}{9,23473}\right)^3 = 54,9 \text{ (millones de revoluciones)}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times RPM} \times L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 136} \times 54,9 = 6727,94 \text{ (hrs)}$$

c) Cálculo de la vida nominal corregida (L_{10m}):

Para los rodamientos modernos, la vida nominal se puede alejar considerablemente de la vida de servicio real. La vida de servicio depende de una variedad de factores, entre los que se encuentra la lubricación, el grado de contaminación, un montaje adecuado y las condiciones ambientales. Esta vida se determina de la manera

siguiente: $L_{10m} = a_1 \times a_{sk} \times L_{10}$

c.1 Determinación del factor (a_1):

Sabiendo que por requerimiento de diseño se desea una fiabilidad para el rodamiento del 90%, se obtiene de la tabla N°12 pág. 65, el valor del factor a_1 para una vida nominal corregida (L_{10m}):

$$a_1 = 1$$

c.2 Determinación del factor (a_{sk}):

Este factor representa la relación existente entre el coeficiente de la carga límite de fatiga (P_u/P), las condiciones de lubricación (factor “k”) y el nivel de contaminación del rodamiento (n_c)

c.2.1 Cálculo del factor viscosidad (k):

Según la tabla N°15, pág. 68, se tiene que el diámetro medio (d_m) es:

$$d_m = 70(mm)$$

Ahora, del gráfico N°4 pág. 72, se obtiene la viscosidad que debiera tener el aceite a la temperatura de funcionamiento ($T=30^\circ\text{C}$), para las siguientes condiciones:

$$\left. \begin{array}{l} RPM = 136(rpm) \\ d_m = 70(mm) \end{array} \right\} \Rightarrow \nu_1 \approx 80 \left(\frac{mm^2}{s} \right)$$

Con este valor de la viscosidad y la temperatura de funcionamiento del rodamiento, se obtiene la viscosidad real del

lubricante (ν) a la temperatura de referencia ($T=40(^{\circ}\text{C})$) del grafico N°5, pág. 73:

$$\left. \begin{array}{l} \nu_1 \approx 80 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right) \\ T_{\text{Funcionamiento}} = 30(^{\circ}\text{C}) \end{array} \right\} \Rightarrow \nu = \text{ISO VG 46}$$

Por lo tanto debe utilizarse un lubricante de viscosidad $46 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)$.

Conocida ambas viscosidades se obtiene el factor "k"

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{46}{80} = 0,58$$

c.2.2 Estimación del nivel de contaminación (n_c):

Este factor ha sido creado con el fin de tener en cuenta el nivel de contaminación del lubricante a la hora de calcular la vida del rodamiento. Por esta razón se obtienen valores orientativos para el valor (n_c) de la tabla N° 13. Pág. 66.

Considerando las condiciones a que se someterán los rodamientos durante su trabajo, se considerara un factor correspondiente a un lubricante ligeramente contaminado:

$$(n_c) = 0,5$$

Obtenido este valor, y el valor de la carga límite de fatiga (P_u) de la tabla N°14, pág. 67, se está en condiciones de conocer la relación

$$\left(\frac{n_c \times P_u}{P} \right)$$

$$\left. \begin{array}{l} n_c = 0,5 \\ P_u = 0,98 \text{ (kN)} \\ P = 9,23473 \text{ (kN)} \end{array} \right\} \Rightarrow \left(\frac{n_c \times P_u}{P} \right) = \frac{0,5 \times 0,98}{9,23473} = 0,053$$

Con los valores de “k” y la relación $\left(\frac{n_c \times P_u}{P}\right)$ se obtiene del gráfico N°6, pág. 74, el factor de corrección (a_{sk}), $a_{sk} = 0,55$

Ahora entonces se puede determinar la vida nominal corregida (L_{10m}):

$$L_{10m} = a_1 \times a_{sk} \times L_{10} = 1 \times 1.1 \times 54,9 = 30,195 \text{ (millones de revoluciones)}$$

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \times RPM} \times L_{10m} = \frac{10^6}{60 \times 136} \times 30,195 = 3700,37 \text{ (Horas)}$$

Entonces se concluye que el rodamiento ubicado en la posición “A” (más cercano a la rueda dentada) tendrá una vida estimada de 3700,37 horas. Considerando que la banda transportadora trabajara en promedio 8 hrs. por día y 30 días por mes durante 6 meses al año, el rodamiento en “A” deberá ser reemplazado al 2^a año.

$$\frac{L_{10mh}}{\text{hrs} \times \text{año}} = \frac{3700,37}{8 \times 30 \times 6} = 2,57 \text{ (años)} \approx 2 \frac{1}{2} \text{ (años)}$$

2.8.4. Cálculo de la vida nominal del rodamiento en “B”.

La carga P que soportara el rodamiento ubicado en el punto B, será:

$$F_{RB} = 497,61 \text{ (N)}$$

a) Cálculo de la vida nominal (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{35,1}{0,49761}\right)^3 = 350957,1 \text{ (Millones de revoluciones)}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times RPM} \times L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 136} \times 350957,11 = 43009449,8 \text{ (hrs)}$$

b) Cálculo de la vida nominal corregida (L_{10m})**b.1. Determinación factor (a_1)**

Ver Tabla N°12, pág. 65, para una fiabilidad del 90%

$$a_1=1$$

b.2. Determinación factor (a_{sk}):

Para su determinación es necesario conocer los siguientes factores:

b.2.1. Factor de viscosidad (k)

De acuerdo a la tabla N°15 pág. 68, se tiene que el diámetro medio d_m es:

$$d_m=70(\text{mm})$$

Ahora del grafico N°4, pág. 72, la viscosidad que deberá tener el lubricante a la temperatura de funcionamiento será de:

$$\left. \begin{array}{l} RPM = 136(\text{rpm}) \\ d_m = 70(\text{mm}) \end{array} \right\} \Rightarrow \nu_1 \approx 80 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)$$

Por lo tanto el lubricante deberá tener una viscosidad real de:

$$\left. \begin{array}{l} \nu_1 \approx 80 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right) \\ T_{\text{Funcionamiento}} = 30(\text{C}^\circ) \end{array} \right\} \Rightarrow \nu = \text{ISO VG 46}$$

Entonces se deberá utilizar un lubricante que posea una viscosidad de 46 (mm^2/s).

Conociendo ambas viscosidades se está en condiciones de determinar el factor k

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{46}{80} = 0,58$$

b.2.2. Nivel de contaminación

El factor de contaminación o nivel de contaminación permanece igual al factor determinado para el rodamiento en “A”, entonces $n_c=0,5$

Conociendo el valor de P_u de la tabla N°14, pág. 67, se puede obtener el factor a_{sk} y determinar L_{10m}

$a_{sk}>50$, (el valor no se encuentra en el grafico)

Tomando el valor mínimo de 50 para el factor se tendrá:

$$L_{10m} = a_1 \times a_{sk} \times L_{10} = 1 \times 50 \times 350957,1 = 17547855 \text{ (Mill. de rev.)}$$

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \times RPM} \times L_{10m} = \frac{10^6}{60 \times 136} \times 17547855 = 2150472426 \text{ (hrs)}$$

Entonces como trabaja el mismo tiempo que el rodamiento en A, tendrá una duración en años de:

$$\frac{L_{10mh}}{\text{hrs} \times \text{año}} = \frac{2150472426}{8 \times 30 \times 6} = 1493383,6 \text{ (años)}$$

Lo que indica que el rodamiento esta sobre dimensionado para las condiciones de trabajo, pero como el diámetro del eje motriz es de 50(mm), es este el rodamiento más indicado sin entrar a modificar las dimensiones del eje motriz.

2.8.5. Cálculo de la vida nominal de los rodamientos en los polines

La carga (P) que deben soportar los rodamientos de los polines, no es más que el peso de la banda en su recorrido de regreso, como se determina a continuación:

$$P = \frac{W \times Area}{N^{\circ} \text{ rodamientos}} = \frac{8,89 \times (1,435 \times 10)}{16} = 7,97 \text{ (kgf)}$$

$$P = 78 \text{ (N)}$$

a) Cálculo de la vida nominal (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{19500}{78}\right)^3 = 15625000$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times RPM} \times L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 74,3} \times 15625000 = 3504934948.41(hrs)$$

Ver valor de "C" en tabla N°14, pág. 67

b) Cálculo de la vida nominal corregida (L_{10m}):

- Factor (a_1) : $a_1 = 1$; Ver tabla N°12 pág. 65.
- Diámetro medio: $d_m = 46(mm)$; Ver tabla N°15 pág. 68.
- Viscosidad a la temperatura de funcionamiento: Ver grafico N°4, pág. 72.

$$\left. \begin{array}{l} RPM = 371,36(rpm) \\ d_m = 46(mm) \end{array} \right\} \Rightarrow \nu_1 \approx 45 \left(\frac{mm^2}{s} \right)$$

- Viscosidad real del lubricante: Ver grafico N°5

$$\left. \begin{array}{l} \nu_1 \approx 45 \left(\frac{mm^2}{s} \right) \\ T = 30(C^\circ) \end{array} \right\} \Rightarrow \nu = ISO VG 22$$

- Factor (k) : $k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{22}{45} = 0,49$

- Nivel de contaminación (n_c): $(n_c) = 0,5$; Ver tabla N°13 pág. 66.

- Factor carga limite de fatiga (P_u): $P_u = 0,475(kN)$; Ver tabla N°14, pág. 67.

- Factor $\left(\frac{n_c \times P_u}{P}\right)$: $\left(\frac{n_c \times P_u}{P}\right) = \frac{0,5 \times 0,475}{0,068} = 3,49$

- Factor (a_{sk}): De acuerdo al grafico N°6, pág. 74, se ve que el valor de este factor se incrementa notablemente para esta condición, aumentando el valor de la vida nominal significativamente.

Considerando el valor del factor a_{sk} y el valor de la vida (L_{10}) nominal se puede concluir que estos rodamientos exceden los requerimientos de la aplicación, pero si son los adecuados para el diámetro de los polines, por esto solo podrían fallar por una inadecuada lubricación.

CAPÍTULO III

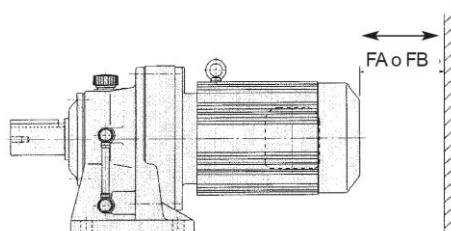
INSTALACIÓN DE EQUIPOS

3.1. Instalación del motoreductor:

Debido a la disposición del sistema transportador, el motoreductor que mejor se adapta a esta condición, es un motoreductor del tipo horizontal, es por esta razón que la superficie donde se fijará deberá estar totalmente horizontal y alineada con el eje de la banda transportadora, para este fin el motoreductor se soportará sobre una plancha lisa de 10(mm) de espesor que a su vez estará fijada a la estructura por cuatro espárragos inoxidables, previamente soldados a la estructura, lo que permitirán por un sistema de tuercas alinear la base y ajustar la tensión de la cadena. Esta base deberá ser capaz de soportar las vibraciones y la tensión

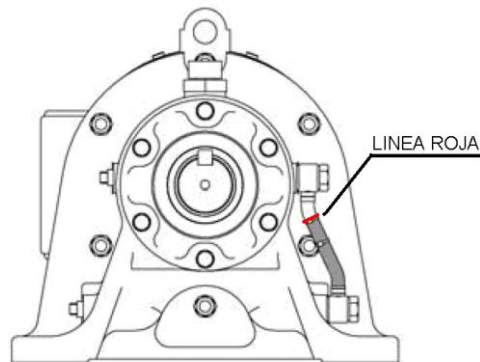
3.1.1. Recomendaciones generales:

- Si el motoreductor trabaja a su máximo par, se tiene que prever para la fijación pernos de clase de resistencia 8,8 o superior
- Si se encuentra a la intemperie, se debe cubrir con una protección, que no obstaculice la libre circulación del aire por la superficie del motoreductor
- Los niveles de aceite y de purga de aceite, así como el filtro de ventilación tienen que estar accesibles
- La cubierta de ventilación debe permanecer sin obstáculos para una correcta ventilación, de acuerdo a la distancia FA; y FB es la distancia para el desmontaje de la cubierta, ver tabla N°16 pág. 69.



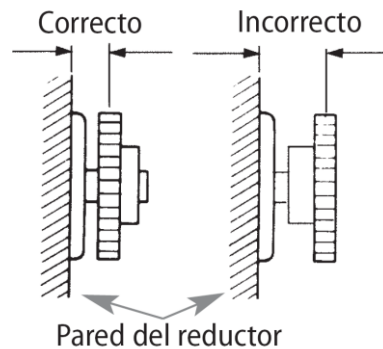
3.1.2. Lubricación del motoreductor.

Al salir de fábrica muchos reductores no traen aceite, por lo que es primordial verificar el nivel de aceite antes de la puesta en marcha, y si fuese este el caso, se deberá quitar el tapón y llenar hasta la línea roja superior del nivel de aceite con el lubricante recomendado según la tabla N°17 pág. 69. Para la aplicación se recomienda un aceite Mobilgear 629



3.2. Conexión a elementos de transmisión:

Los engranajes que se acoplen en el eje del reductor deben ser fabricados con las tolerancias recomendadas por el fabricante y para que las cargas radiales sean las mínimas, han de ser colocados lo más cerca del rodamiento como se indica en la figura.



El montaje debe realizarse con la ayuda de los taladros de centraje, en el extremo del eje, o calentando los elementos a montar a un máximo de 100 (°C). El eje del reductor se encuentra dotado de un chavetero según las normas DIN 6885, ver Tabla N°18 pág. 69.

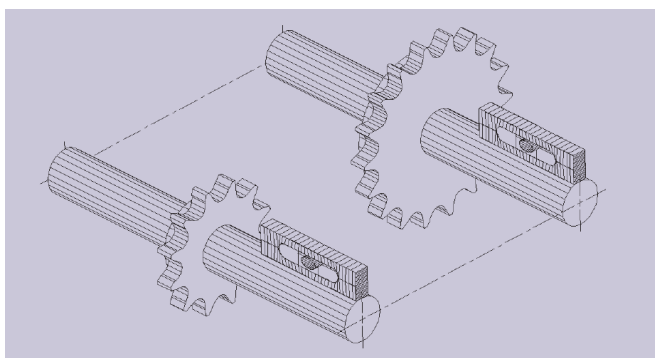
3.3. Alineación de la cadena:

Para maximizar la vida útil en servicio así como la eficacia de una cadena es necesario tomar ciertas precauciones en su instalación, una mala alineación da como resultado una carga inestable en toda la anchura de la cadena y podría causar desgaste en la malla de unión del rodillo y en los dientes de la rueda. La alineación de la transmisión implica dos cosas: alineación paralela del eje y alineación axial de la rueda dentada.

3.3.1. Los ejes deberían estar paralelos y a nivel:

Este estado puede comprobarse fácilmente por medio del uso de una barra calibradora y un nivel de operador. Si se produce un movimiento axial del eje (como en el caso de un motor eléctrico), bloquee el eje en la posición de funcionamiento normal antes de alinear las ruedas dentadas.

La mayoría de las cadenas simples tendrán un rendimiento aceptable si los ejes están paralelos en el mismo plano y con una variación permisible de hasta 0,4 mm por metro de eje, para la distancia entre sus extremos. Sin embargo, las cadenas para alta velocidad, alta potencia o múltiples deben alinearse respetando las tolerancias obtenidas de la siguiente fórmula:



$$\text{Tolerancia} = \frac{0,11 \times C}{P \times n}$$

Donde:

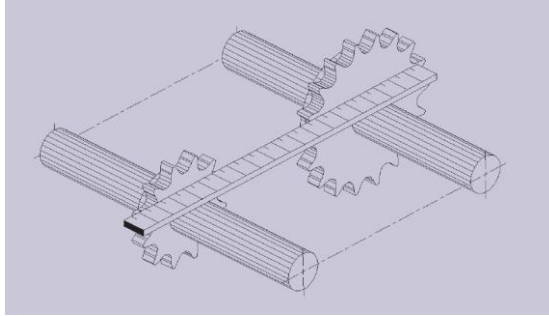
C = distancia entre centros, en mm.

P = paso de cadena, en mm.

n = número de pasos de cadena.

3.3.2. Alineación axial de la rueda dentada

La alineación axial puede comprobarse con un borde recto que se extenderá por los lados acabados de las dos ruedas dentadas.



Para largas distancias entre centros, utilice una cuerda tensa o un cable suficientemente largo para llegar más allá de cada una de las ruedas dentadas. La cantidad máxima permisible de una mala alineación axial se obtiene de la siguiente fórmula:

$$\text{Descentrado máximo} = 0,04 \times P \text{ mm}$$

Donde: P = paso de cadena, en mm.

CAPÍTULO IV

INSTALACIÓN DE LA CINTA.

Este sistema de bandas está construida por módulos de plástico moldeados por inyección. Estos módulos se ensamblan en forma de ladrillos alternados por medio de varillas de articulación de plástico, además se construyen alternando en cada hilera las uniones de los módulos de tal modo que sigan un patrón intercalado. Esta estructura de entrelazado de los módulos proporciona la resistencia lateral de la banda. Las varillas de articulación actúan a modo de eje en el movimiento de articulación. La banda resultante de este proceso de construcción es intrínsecamente fuerte, tanto lateralmente, debido al patrón intercalado tipo ladrillo, como longitudinalmente, debido a que la fuerza se reparte sobre las articulaciones múltiples.

4.1. Proceso de instalación.

- Se deben unir cada sección de la banda, por medio de pasadores de plástico; para un fácil montaje se recomienda que los extremos de los pasadores se encuentre en ángulo.
- Un vez armada se debe hacer pasar por el recorrido de retorno y los engranajes motores
- Envolver los engranajes motores, manteniendo los engranajes fijos en la posición correcta
- Verificar que los extremos de la banda se encuentren completamente lisos a fin de evitar que se trabe con alguna arista de la estructura que la soporta.
- Unir ambos extremos libres completando el armado de la banda transportadora.
- Por medio de los soportes de rodamientos tensores se debe realizar el tensado de la banda, a fin de corregir y adecuar la curva catenaria o seno que se forma en el recorrido de retorno sobre los polines.

4.2. Verificación de la instalación.

- Girar el eje motor a mano o con movimiento lento para asegurarse de que exista un acoplamiento correcto entre los engranajes y la banda en ambos ejes, motor y conducido, poniendo atención en los posibles puntos de atascamiento.
- Si la banda y los engranajes están instalados correctamente, se debe verificar la alineación de los soportes de los polines y los ejes.
- Inspeccionar que ninguna parte de la banda se encuentre en contacto con alguna parte de la estructura, y respetar los márgenes destinados a absorber las dilataciones producto del funcionamiento.

CAPÍTULO V

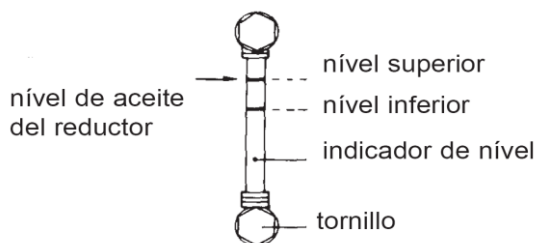
Actividades de mantenimiento

5.1. Intervalos de cambio de aceite motoreductor.

El nivel de aceite correcto se debería comprobar cada 5000 horas. Si el aceite está contaminado, quemado o espeso, se debe cambiar inmediatamente. En condiciones de servicio normales recomendamos efectuar un cambio de aceite cada 10000 horas. Los intervalos no deberían ser mayores a 2 años, intervalos más cortos (cada 3000 a 5000 horas) alargan la vida útil. Es muy recomendable efectuar un cambio de aceite al cabo de las primeras 500 horas.

5.1.1. Comprobación del nivel de aceite

El nivel de aceite se puede comprobar en el indicador de nivel de aceite.



El nivel de aceite debe quedar en línea con la raya roja superior mientras el equipo está sin funcionar y por encima de la marca roja inferior durante el funcionamiento, esto no tiene importancia, dado que el nivel volverá a subir cuando la viscosidad del aceite se vaya reduciendo por causa del calentamiento durante el funcionamiento.

5.1.2. Comprobación del aceite

Para comprobar el estado del aceite se debe:

- Comprobar las condiciones del aceite y su viscosidad
- Si el aceite se muestra contaminado, se recomienda cambiarlo y disminuir los intervalos de inspección.

5.1.3. Cambio de aceite

Para realizar un adecuado cambio de aceite se recomienda seguir las siguientes indicaciones:

- Efectuar el cambio de aceite cuando el reductor está todavía templado, ello facilita el drenaje.
- Retirar el indicador de nivel de aceite, cualquier purgador de aire, válvula y el tornillo de drenaje.
- Evacuar el aceite por completo.
- Colocar el tornillo de drenaje y apretarlo.
- Introducir el aceite nuevo conforme a las recomendaciones indicadas anteriormente a través del indicador de nivel.
- Apretar la válvula que permite la purga de aire.

5.2. Mantenimiento de la banda transportadora.

5.2.1. Inspección de rutina

- Es de suma importancia una vez terminada la descarga realizar una limpieza general utilizando las líneas de agua a presión que se encuentran al costado del transportador, a fin de quitar todo resto de pesca de entre los orificios de la banda transportadora, tanto en la superficie de contacto con la pesca, como también la superficie que tiene contacto con los engranajes, utilizando para ello las tapas de registro que se encuentran dispuestas a lo largo del transportador.
- Se debe prestar especial atención en la presencia de módulos que se encuentren en malas condiciones y que puedan dar origen a fallas mayores, en tal caso se deberá cambiar al término de la descarga o antes de que comience la próxima sin perjuicio de retardar o postergar la descarga.

- Verificar la tensión de la banda, y si fuese necesario se deberá tensar ajustando la posición de los soportes tensores ubicados en el eje conducido.

5.2.2. Inspección al final de temporada

Al final de cada temporada se deberá realizar las siguientes actividades:

- Desmontar la banda y cambiar los módulos dañados.
- Inspeccionar los engranajes en busca de dientes rotos, torcidos o desgastados prematuramente, razones por las cuales se procederá a su reemplazo.
- Verificar el espesor de las guías de desgaste (UHMW) si es menor a 10mm se recomienda el cambio.
- Inspeccionar el estado de los pasadores de articulación y reemplazar los que se encuentren cortados.
- Reensamblar la banda transportadora siguiendo el proceso de instalación.

5.3. Mantenimiento Rodamientos Y

Para una correcta lubricación es imprescindible determinar los intervalos de lubricación. Un intervalo adecuado, depende de muchos factores, como el tipo de rodamiento, la velocidad, la temperatura de funcionamiento, al tipo de grasa, el espacio que rodea al rodamiento y su entorno. Siguiendo las recomendaciones de fabricantes de rodamientos, que definen el periodo de lubricación como el tiempo final, del cual un 99% de los rodamientos sigue correctamente lubricado, a lo que se le llamara la vida de las grasas (L1).

5.3.1. Determinación Intervalo de lubricación Rodamientos.

Al lubricar los rodamientos por la grasera, se debe realizar lentamente hasta que la grasa fresca comience a escaparse por los sellos, asegurando con esto la renovación completa de la grasa al interior del rodamiento, un bombeado demasiado rápido podría dañar los sellos. El intervalo lubricación (T_f) se determina del grafico N°7, pág. 75, como una función de la velocidad rotatoria (RPM), el diámetro (dm) y la temperatura de funcionamiento ($^{\circ}\text{C}$). Por lo tanto el periodo de lubricación para los rodamientos de los ejes y polines, es el siguiente:

Datos conocidos para los ejes.

- Designación rodamiento: YAT 210
- RPM: 136,7 (rpm)
- dm: 70 (mm) (ver tabla N°15 pág. 68)
- Temperatura ($^{\circ}\text{C}$): < 40 ($^{\circ}\text{C}$)

Datos conocidos para los polines.

- Designación rodamiento: YAT 206
- RPM: 37,14 (rpm)
- dm: 46 (mm) (ver tabla N°15 pág. 68)
- Temperatura ($^{\circ}\text{C}$): < 40 ($^{\circ}\text{C}$)

Para utilizar el grafico N°7, pág. 75, se debe conocer el valor de:

$$RPM \times d_m$$

- Para los eje:

$$RPM \times d_m = 136,7 \times 70 = 9569 \text{ (mm/min)}$$

- Para los polines:

$$RPM = \frac{\bar{V}}{\pi \times \phi} = \frac{70 \left(\frac{m}{min} \right)}{\pi \times 0,6 (m)} = 37,14 (rpm)$$

Entonces se tendrá que $RPM \times d_m = 37,14 \times 46 = 1708,44 (mm/min)$

Se puede concluir del gráfico N°7, pág. 75, que para estas condiciones el rodamiento se encontraría lubricado de por vida, debido a que el valor es sumamente inferior a los establecidos, pero debido a que los niveles de contaminación y humedad son considerablemente altos durante la temporada de descarga, se recomienda engrasar los rodamientos de los polines dos veces por semana y tres veces los rodamientos de los ejes, como se indica continuación.

Rod.	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes
EJES	SI		SI		SI
POLINES	SI			SI	

5.3.2. Recomendación para la grasa a utilizar:

Seleccionar la grasa adecuada para su aplicación supone una medida más para maximizar la vida útil de los rodamientos, es por esta razón que se recomienda utilizar una grasa mineral libre de hidrocarburos basada en un aceite vegetal adecuada para trabajar con alimentos, y cumpla con ciertas condiciones:

- Con una viscosidad de $46 \left(\frac{mm^2}{s} \right)$
- Presente una buena resistencia a la corrosión
- Apta para temperaturas y velocidades medias
- Cargas baja a medias
- Resistente al lavado con agua

Se recomienda entonces usar la grasa LGFP 2 de SKF o un similar que cumpla con estas condiciones.

5.4. Mantenimiento de la transmisión

5.4.1. Inspección

La inspección periódica para realizar los ajustes necesarios dará como resultado un incremento en la vida de servicio y una reducción de costos. La inspección debe incluir la revisión de:

- La alineación de piñones
- La tensión y estiramiento de la cadena
- La lubricación y el estado general de la cadena y piñones.

a) Alineación.

Los piñones deben de estar alineados para así obtener un funcionamiento óptimo de la transmisión y una buena duración de la cadena. Hay que examinar también el estado de las partes de la cadena para comprobar el desgaste; este suele ser síntoma de una mala alineación de los piñones.

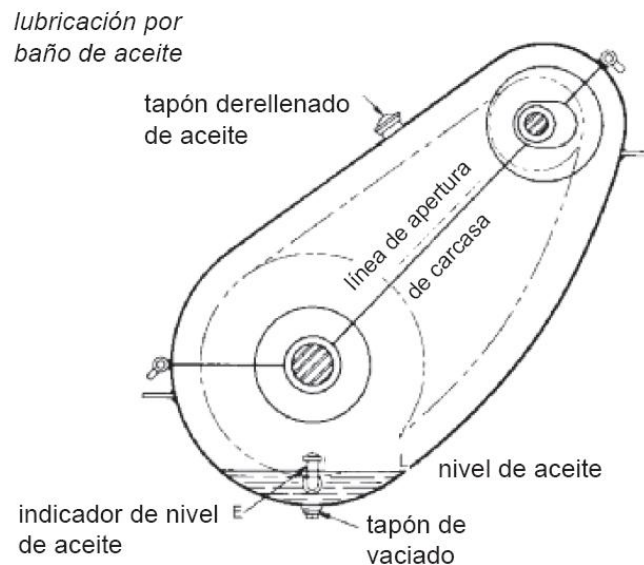
Comprobar periódicamente que los piñones estén bien sujetos, y si la posición de los piñones ha cambiado desde la instalación revise de nuevo los pasos de alineación empleados durante la instalación, (ver punto 5.3)

b) Tensión y estiramiento

A medida que la cadena se va desgastando el paso se alarga y aumenta el diámetro de paso con el que la cadena engrana en el piñón. El ajuste de la tensión de la cadena normalmente elimina los problemas relacionados con el estiramiento, de forma que se mantiene la eficiencia y la suavidad de funcionamientos, aun así, cuando el estiramiento es excesivo la cadena puede no engranar correctamente y dañar el piñón por ello es recomendable reemplazar la cadena antes de que esto ocurra. Para esto se recomienda un estiramiento máximo admisible de un 3% de su longitud inicial.

c) Lubricación y el estado general de la cadena y piñones

La lubricación juega un papel fundamental en el funcionamiento de las transmisiones por cadenas, pues su función es atenuar el inevitable desgaste en las articulaciones de la cadena, por lo que tiene gran influencia en la duración y buen funcionamiento de la transmisión. El tipo de lubricación puede ser periódica o continua, en función de la velocidad de la cadena y de la potencia transmitida. Es práctica usual de los fabricantes y las normas internacionales recomendar el tipo de lubricación a utilizar de acuerdo a las condiciones antes mencionadas. Considerando que la transmisión trabajará cerca de los 10(hp), se recomienda un sistema de lubricación por baño de aceite, (según tabla N°8 pág. 63). De acuerdo a la norma ISO 10823:1996, correspondiente al método número tres, como se indica a continuación.



Se recomienda un aceite para cadenas de uso general como un aceite de viscosidad ISO VG 68, para temperaturas medias con un aceite a base mineral y con buenas propiedades antidesgaste y anticorrosión.

CONCLUSIÓN

- Se puede concluir una vez finalizados los trabajos de modificación al desaguador y ya puesto en marcha, que el sistema de banda transportadora propuesto en primera instancia es capaz de soportar y transportar la totalidad de la pesca vertida sobre ella, modificando tan solo una parte del antiguo desaguador, además es capaz desaguar una mayor cantidad de agua debido a que las áreas libres de la cinta transportadora no se tapan como sucedía con las varillas de acero inoxidable del antiguo sistema y que la distancia que se tenía para que la pesca se desaguara se aumento en 4 mts. Cuantificar el aumento de la eficiencia del desaguador no fue posible debido a que no existen registros del porcentaje de agua, pero por la experiencia de los operadores de la planta de RILES así también como de los cargadores, se puede concluir por su testimonio que la pesca en los camiones es más espesa que antes producto que va con menos agua, y que la planta de RILES procesa menos sólidos ya que la pasta formada por los restos de pesca que antes se filtraban por el desaguador, ahora en su mayor parte llegan a ser cargados en los camiones, evitando saturar tempranamente la planta de tratamiento de residuos industriales.
- El agua utilizada para la descarga de las bodegas de los PAM no se satura tan rápidamente, alcanzando a descargar una mayor cantidad de bodegas antes que se deba utilizar agua de mar para continuar, esto permite que se asegure la cadena de frio hasta las distintas plantas donde es procesada la pesca
- Al transportar en los camiones un mayor porcentaje de pesca, en relación al agua, se producen dos ahorros considerables. Primeramente debido a que el camión se paga por el peso que transporta y al transportar menos agua baja el valor pagado por la pesca. Y en segundo lugar los costos involucrados en el secado de la pesca en los hornos de secado, disminuyen debido a que el tiempo de secado se reducen y por ende los gastos energéticos.

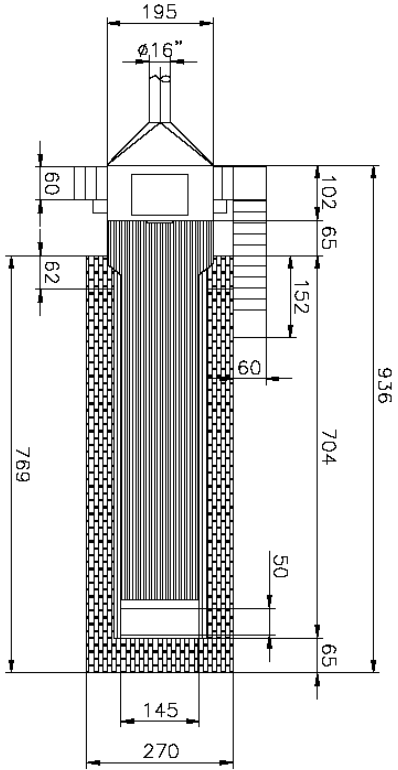
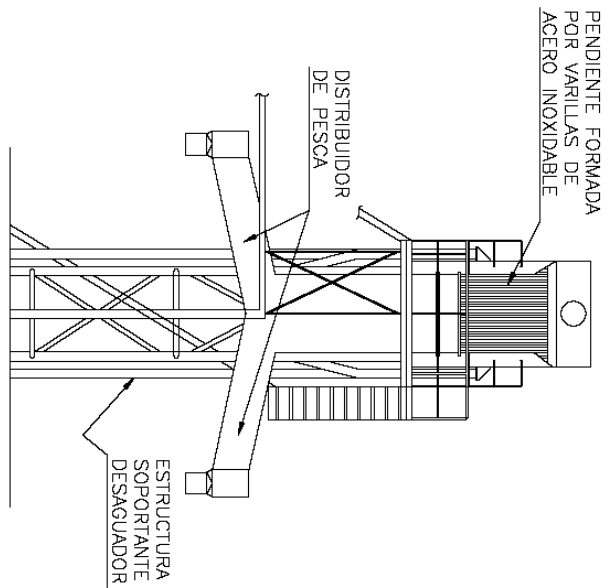
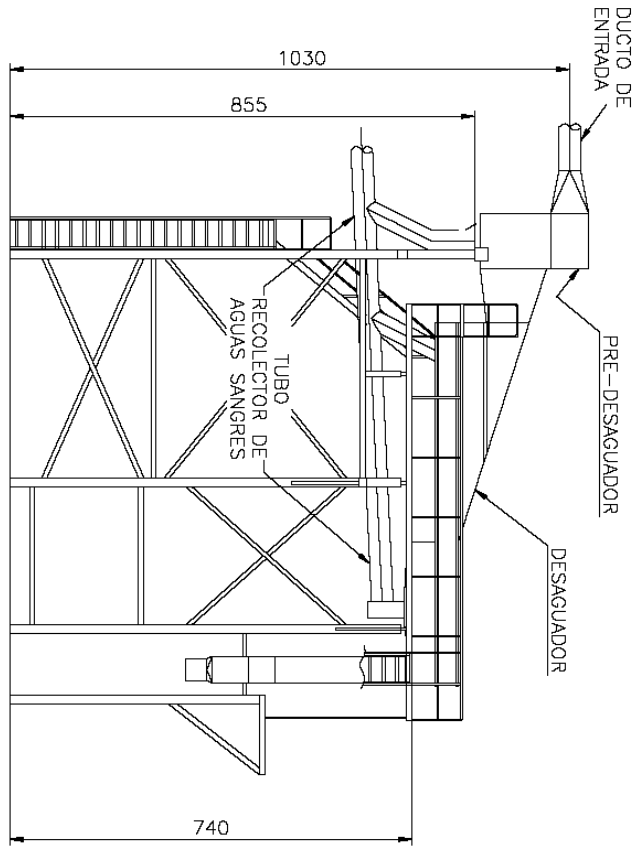
ANEXOS

PLANOS CINTA TRANSPORTADORA.

Nota:

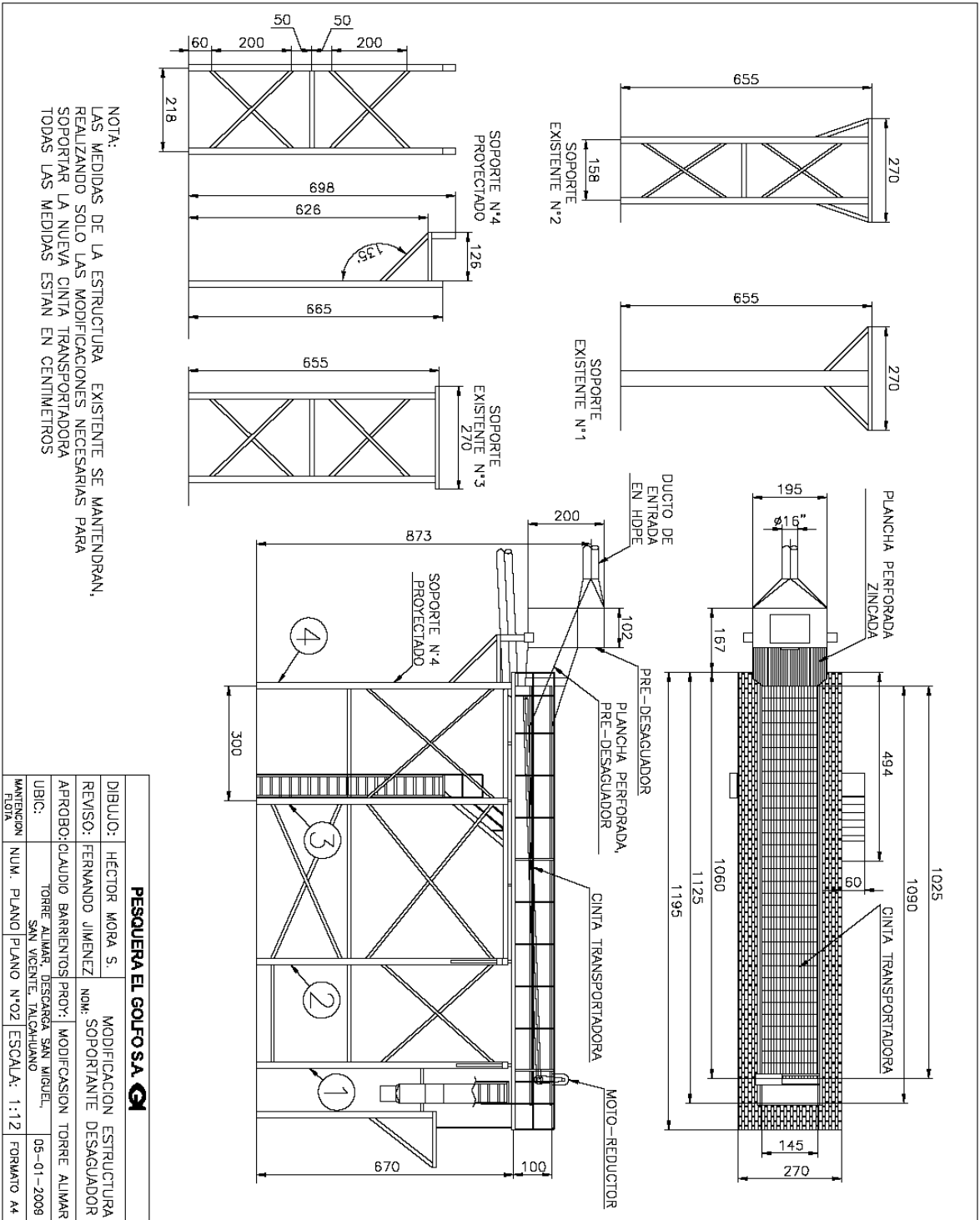
Los planos se encuentran en la carpeta “Planos pdf” adjunta a este seminario de título.

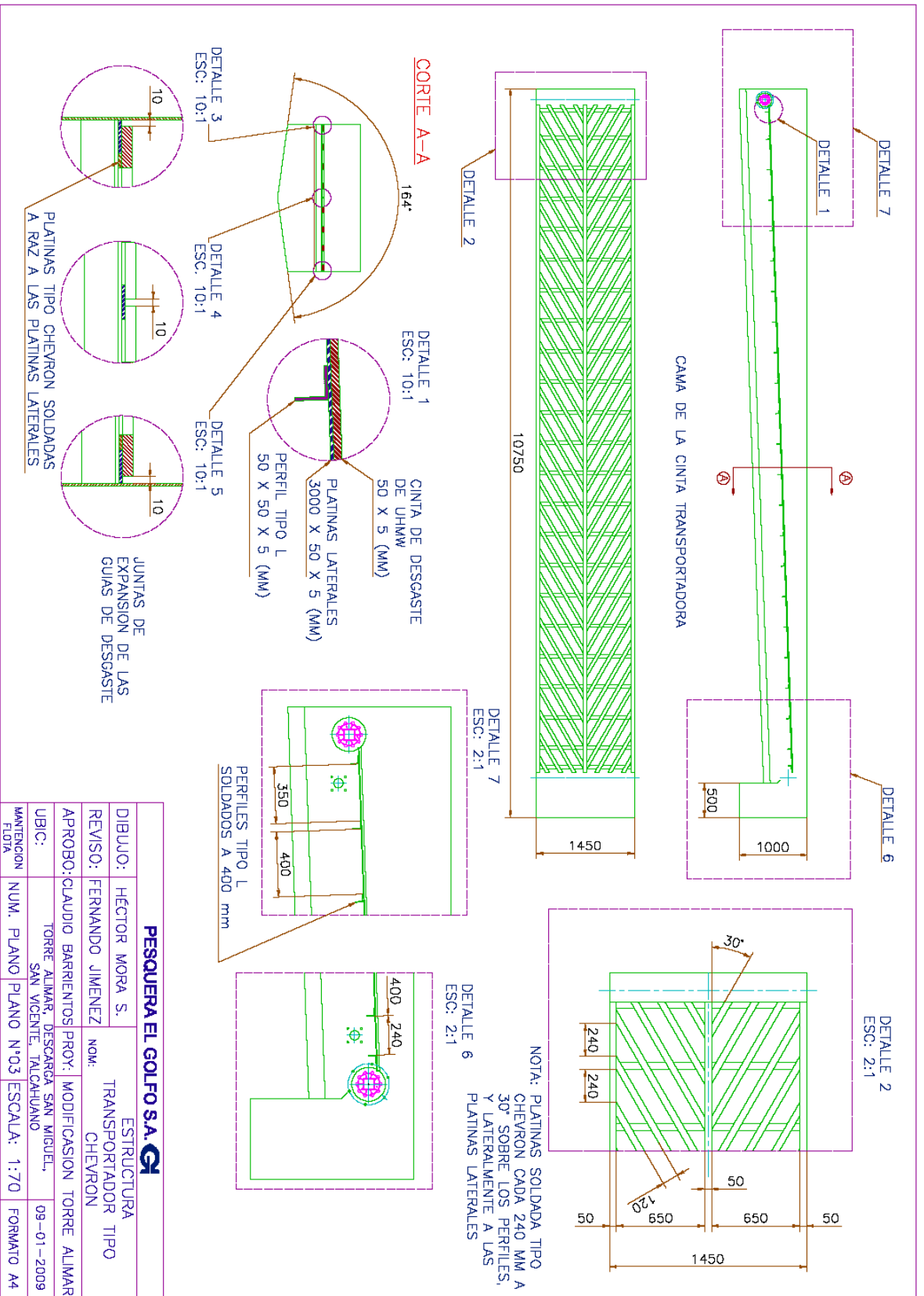
<u>N°PLN:</u>	<u>Nombre del plano</u>
01.-	Estructura soportante desaguador (actual)
02.-	Estructura soportante desaguador (proyectada)
03.-	Estructura transportador tipo chevrón
04.-	Distribución de ejes y polines
05.-	Ejes y polines
06.-	Detalle montaje eje motriz
07.-	Detalle montaje eje conducido
08.-	Base unidad de rodamiento FY 50 TF
09.-	Base unidad de rodamiento TU 50 TF
10.-	Guías de desgaste de UHMW
11.-	Detalle plancha perforada



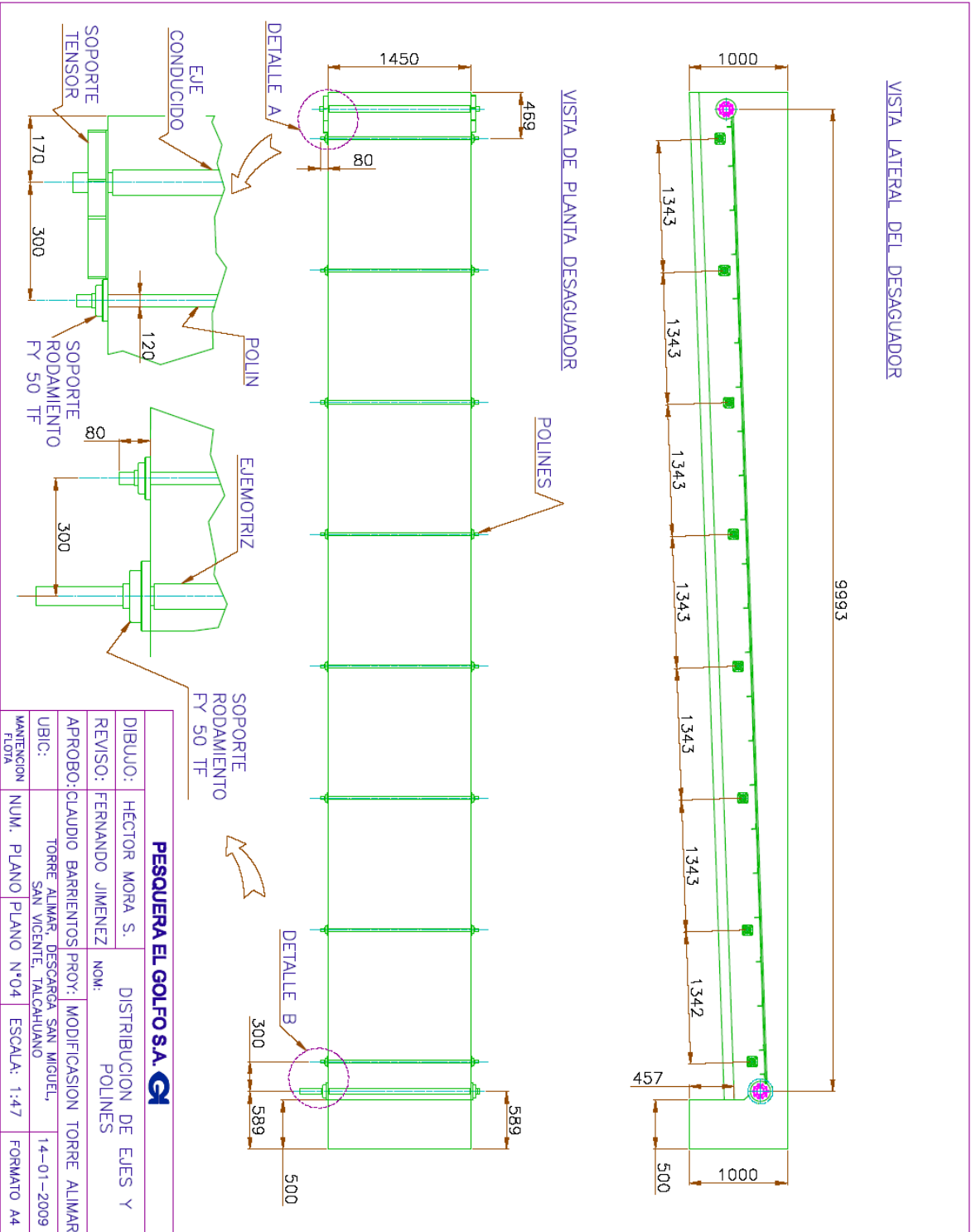
NOTA:
LAS MEDIDAS SE ENCUENTRAN EN
CENTIMETROS

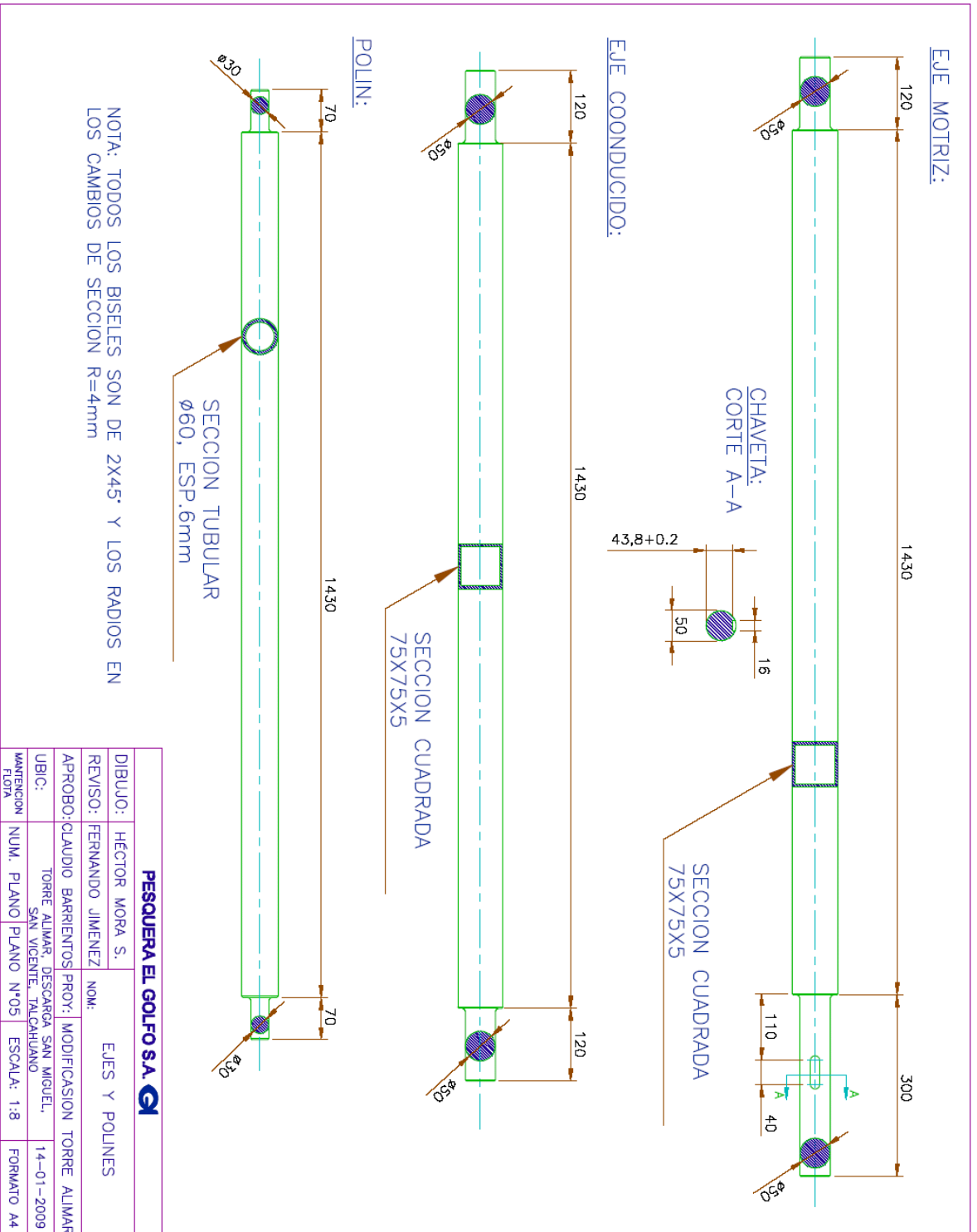
PESQUERA EL GOLFO S.A.	
DIBUJO:	HÉCTOR MORA S.
REVISO:	FERNANDO JIMENEZ
APROBO:	CLAUDIO BARRIENTOS
UBIC.:	TORRE ALIMAR, DESCARGA SAN MIGUEL, SAN VICENTE, TALCAHUANO
MANTENCION FLOTA	NUM. PLANO PLANO N°01 ESCALA: 1:10 FORMATO A4
	ESTRUCTURA SOPORTANTE DESAGUADOR (ACTUAL)
	MODIFICACION TORRE ALIMAR
	05-01-2009

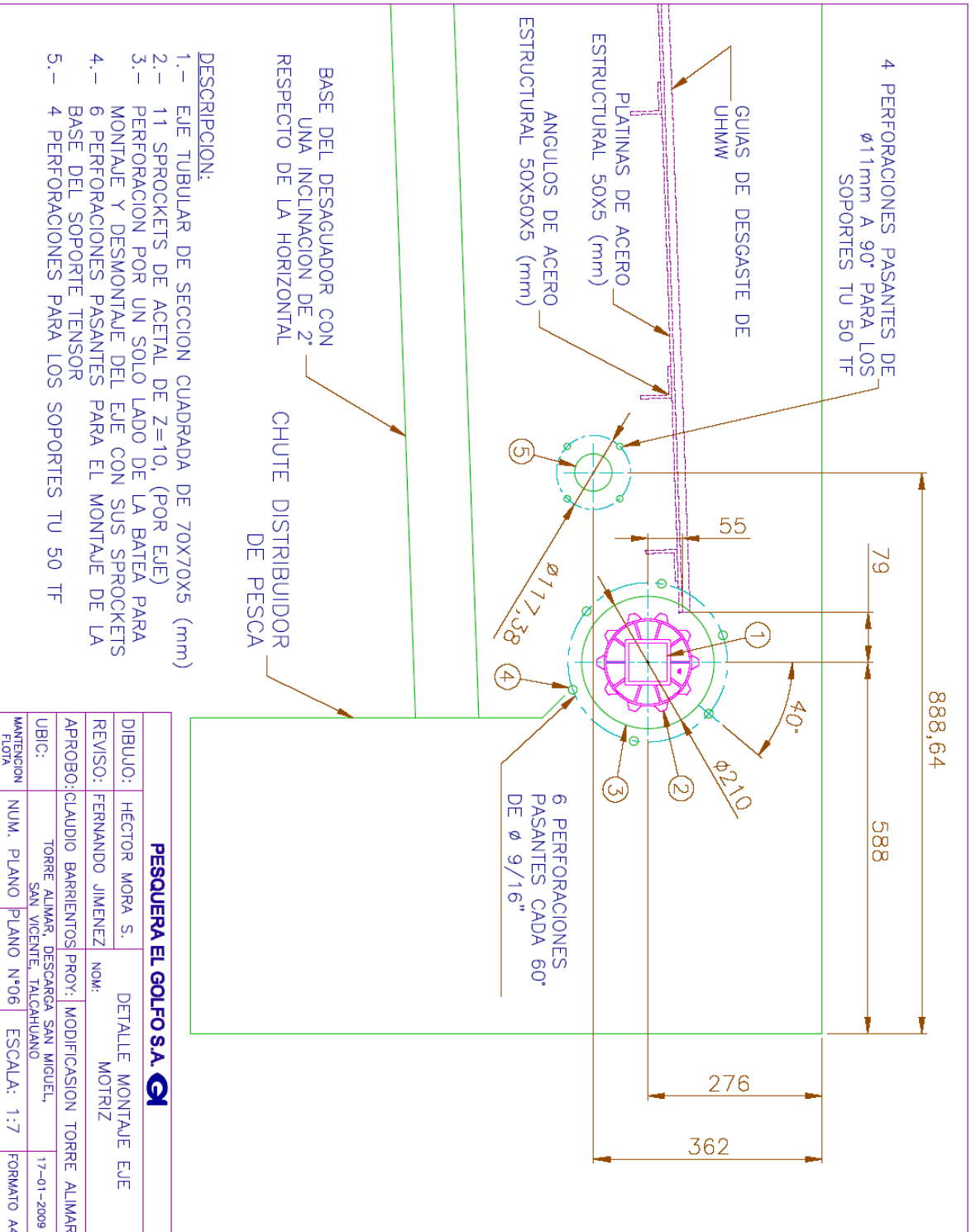


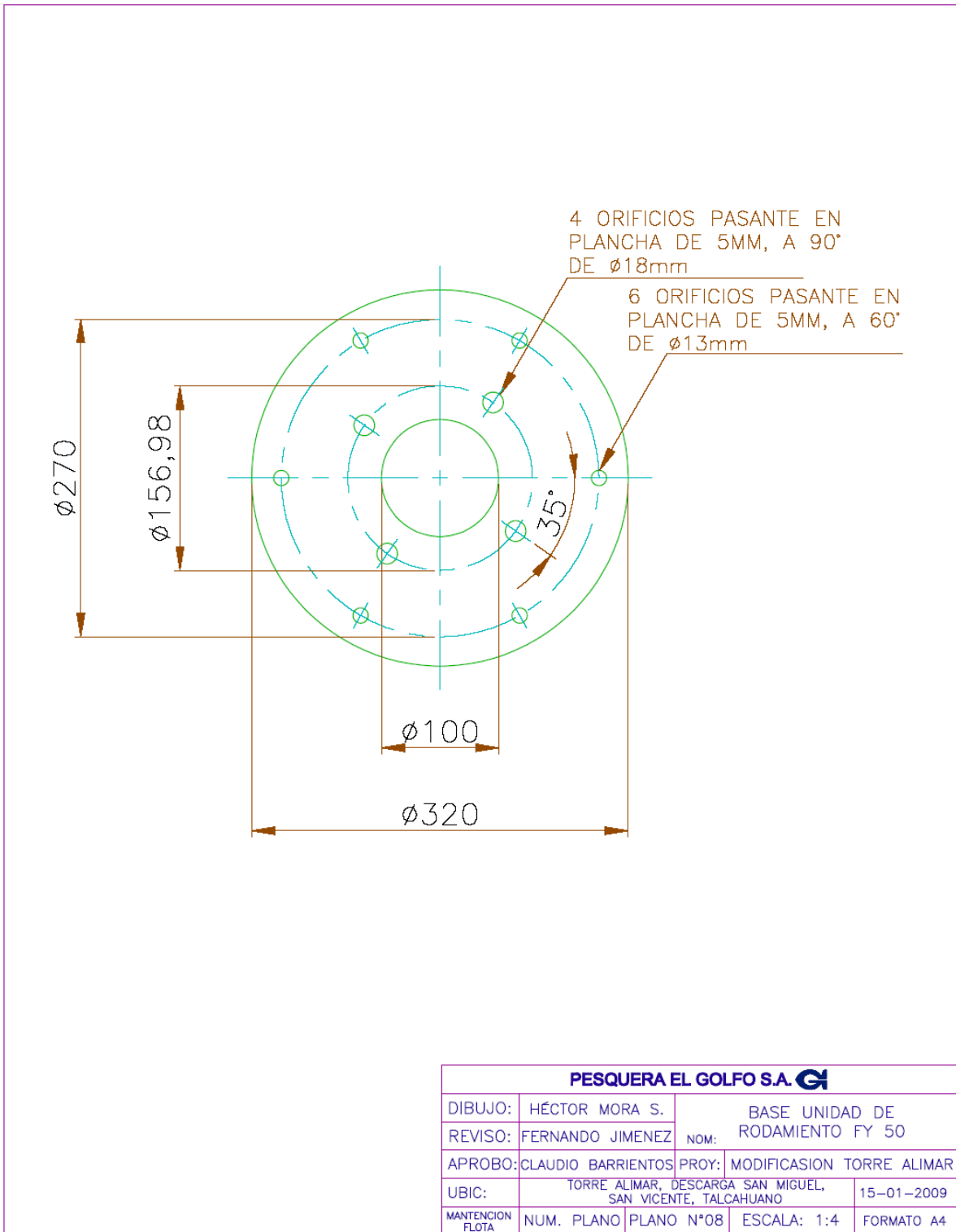


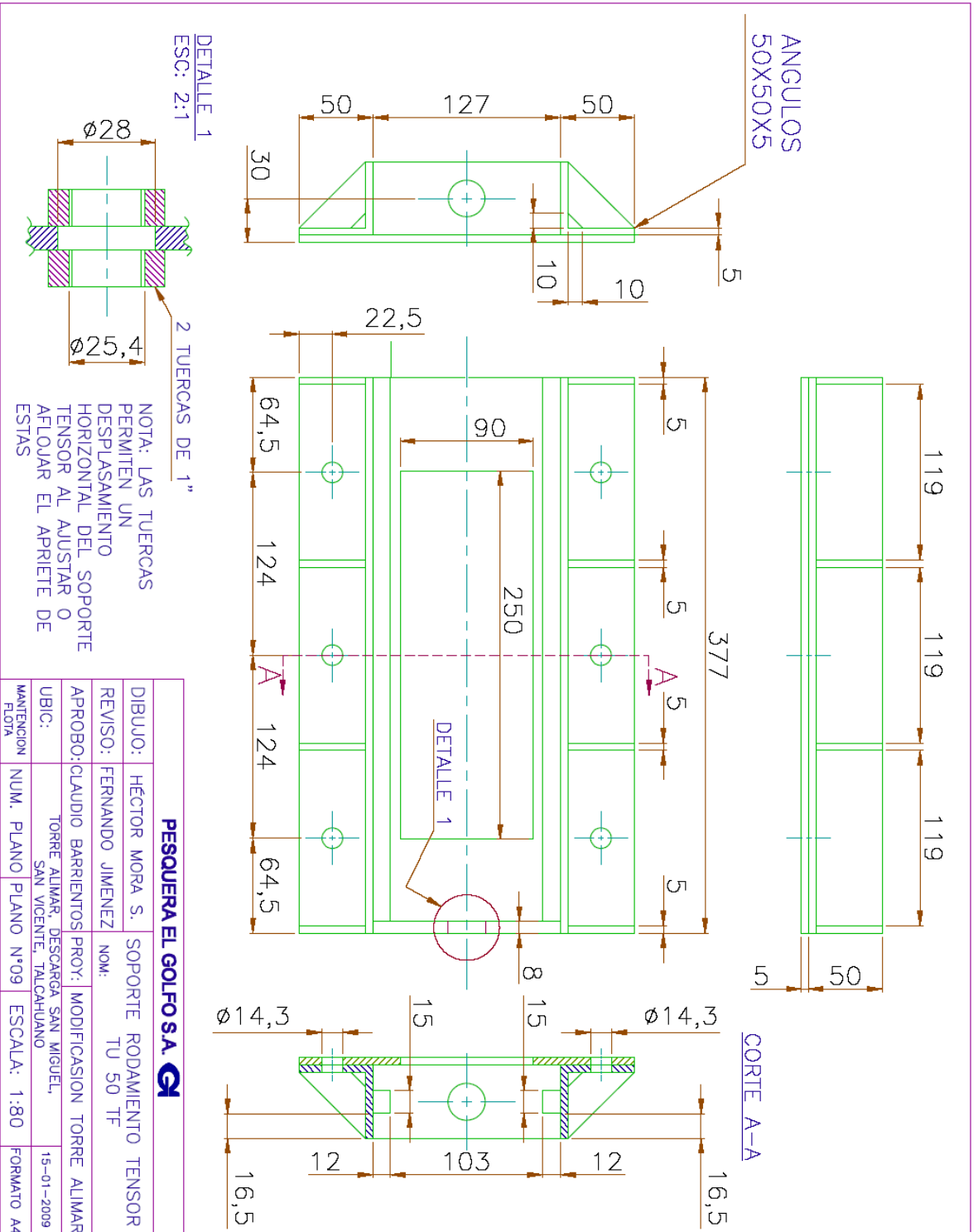
PESQUERA EL GOLFO S.A.		ESTRUCTURA	
DIBUJO:	HÉCTOR MORA S.	TRANSPORTADOR TIPO	CHEVRON
REVISO:	FERNANDO JIMENEZ	PROY:	MODIFICACION TORRE ALIMAR
APROBO:	CLAUDIO BARRIENTOS	DESCARGA SAN MIGUEL,	
UBIC.:	TORRE ALIMAR,	SAN VICENTE, TALCAHUANO	
MANTENCION FLOTA	NUM. PLANO	PLANO N°03	ESCALA: 1:70
			FORMATO A4

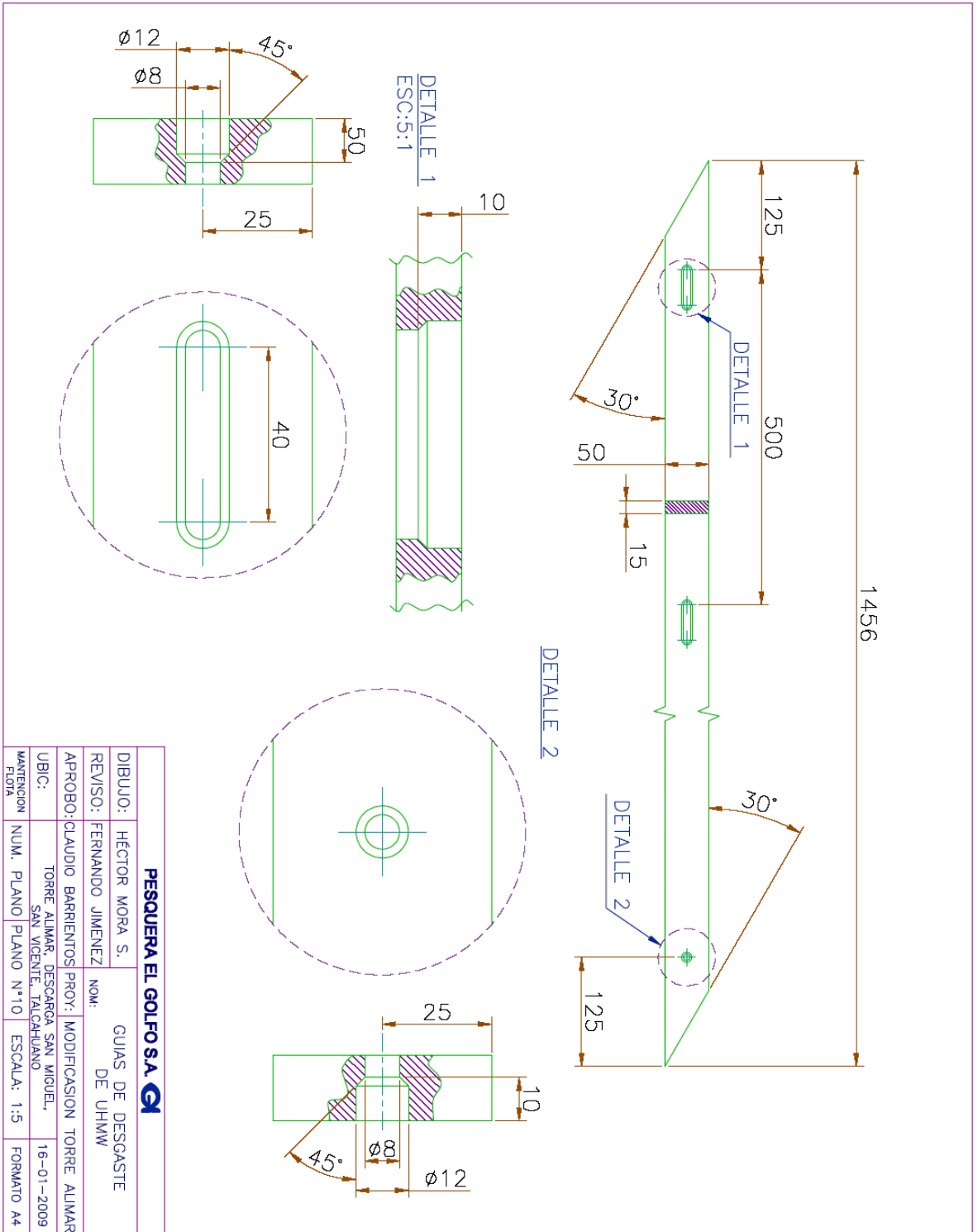


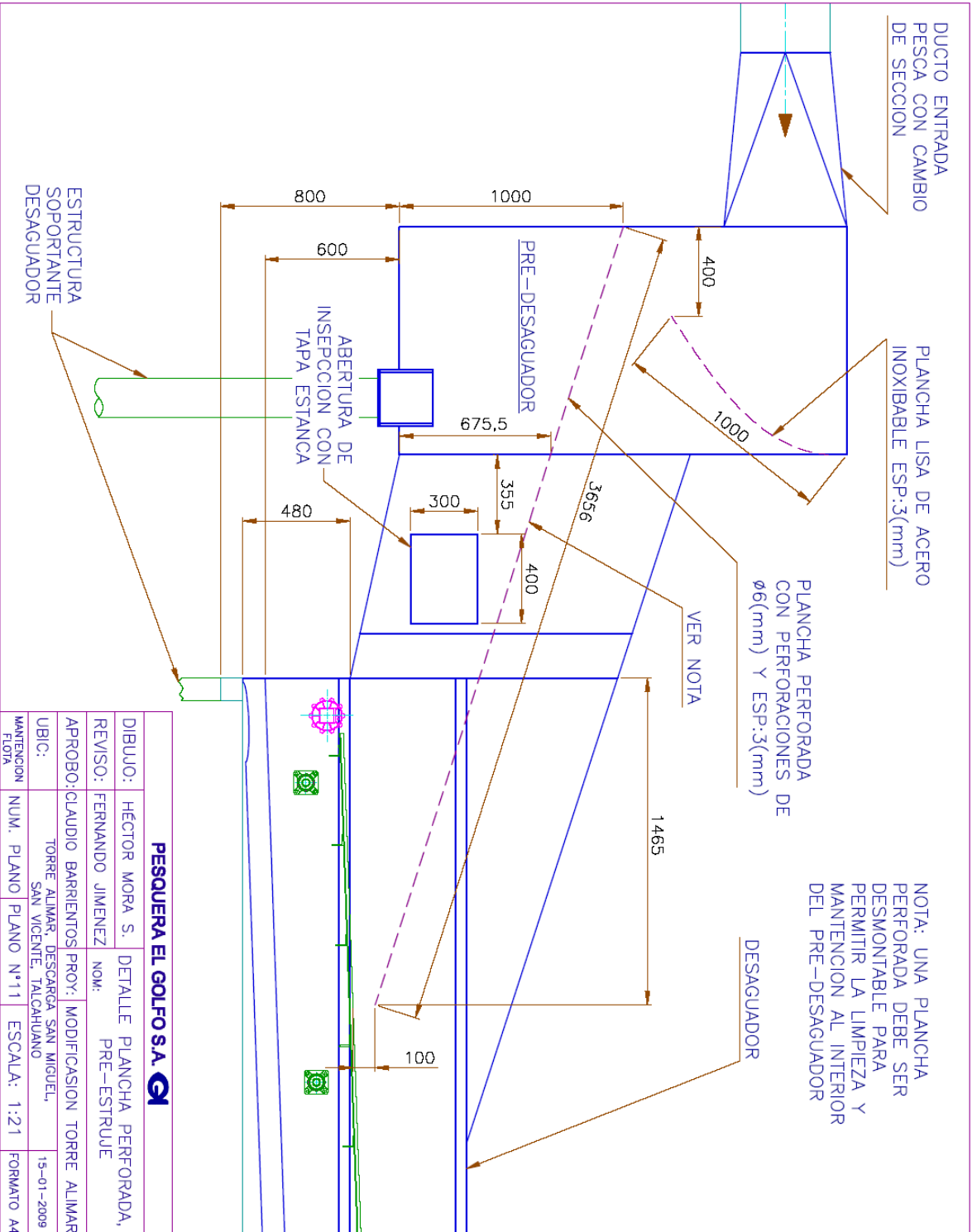












ESTRUCTURA SOPORTANTE DESAGUADOR

TABLAS

Tabla N°1

Factores de fricción ^a		F_w Fricción entre la guía de desgaste y la banda Material de la guía de desgaste				F_p Fricción entre el producto y la banda Material del producto (utilizado en condiciones de acumulación) ^b				
Material de la banda		UHMW HÚMEDO (SECO)	HDPE HÚMEDO (SECO)	Nitrón HÚMEDO (SECO)	ACERO (CS Y SS) HÚMEDO (SECO)	VIDRIO HÚMEDO (SECO)	ACERO HÚMEDO (SECO)	PLÁSTICO HÚMEDO (SECO)	CARTÓN HÚMEDO (SECO)	ALUMINIO HÚMEDO (SECO)
Polipropileno (S)		0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
Polipropileno (A)		NR	NR	0,29 (0,30)	0,31 (0,31)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
PP compuesto (S)		0,30 (0,35)	—	—	0,31 (0,37)	0,24 (0,23)	0,36 (0,32)	0,17 (0,21)	—	0,55 (0,45)
Poliétileno ^c (S)		0,24 (0,32)	NR	0,14 (0,13)	0,14 (0,15)	0,08 (0,09)	0,10 (0,13)	0,08 (0,08)	— (0,15)	0,20 (0,24)
PP detectable		0,24 (0,27)	NR	0,28 (0,29)	0,26 (0,30)	0,18 (0,20)	0,26 (0,30)	0,26 (0,29)	— (0,37)	0,40 (0,40)
Acetal (S)		0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,13 (0,13)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
Acetal EC (S)		0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,19 (0,20)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
FR-TPES (S)		— (0,13)	—	—	—	—	— (0,18)	—	—	— (0,30)
Nílon HR 72 °F (22 °C)	(S)	— (0,18)	— (0,13)	— (0,17)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
	(A)	— (0,30)	— (0,25)	— (0,26)	— (0,26)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
Nílon HR Dimensión de abertura máx. Temp	(S)	NR	NR	— (0,18)	— (0,27)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
	(A)	NR	NR	— (0,32)	— (0,39)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
Nílon AR Dimensión de abertura máx. Temp	(S)	— (0,19)	— (0,11)	— (0,24)	— (0,31)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
	(A)	— (0,32)	— (0,22)	— (0,36)	— (0,30)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
PP resistente a rayos UV		0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)

(S) = en superficies lisas y limpias. (A) = condiciones abrasivas y sucias. NR = no se recomienda.

- Los valores de los factores de fricción dependen en gran medida de las condiciones ambientales. Un valor bajo en el intervalo de factores de fricción es un factor de fricción derivado experimentalmente para nuevas bandas en guías de desgaste nuevas. Sólo se debe utilizar este valor en los entornos más limpios o en lugares donde haya agua u otro agente lubricante. La mayoría de las aplicaciones tendrían que ajustarse basándose en las condiciones ambientales que rodean al transportador.
- Los factores de fricción para la fricción entre el producto y la banda sólo son válidos para las bandas Flat Top, Flat Top perforada, Mesh Top, Flush Grid y Raised Rib.
- El polietileno no está recomendado para la manipulación de contenedores.

Tabla N°2

(SF) FACTOR DE SERVICIO	
Arranques sin carga, con carga aplicada gradualmente.	1,0
Arranques frecuentes bajo carga (más de una vez por hora)	AGREGAR 0,2
A velocidades mayores de 100 FPM (pies por minuto) (30 metros/min)	AGREGAR 0,2
Transportadores ascendentes	AGREGAR 0,4
Transportadores por empuje	AGREGAR 0,2
	TOTAL
<p>Nota: Para velocidades superiores a los 50 pies/min (15 m/min) en transportadores que arrancan con acumulación de producto, se recomienda usar motores de arranque suave.</p>	

Tabla N°3

Datos sobre la banda															
Material de la banda	Material de las varillas estándar Ø 0,24 pulg. (6,1 mm)	CF	Resistencia de la banda	Rango de temperatura (continuo)		P	Peso de la banda	Homologación: 1=Blanco, 2=Azul, 3=Natural, 4=Gris							
				lb/pies	kg/m			°F	°C	lb/pie ²	kg/m ²	FDA (EE.UU.)	USDA Lácteos ^a	CFA ^b	J ^c
Polipropileno	Polipropileno	2400	3570	34 a 220	1 a 104	1,82	8,89	•				3			•
Polietileno	Polietileno	1800	2680	-100 a 150	-73 a 66	1,90	9,28	•				3			•
Acetal	Polipropileno	3200	4760	34 a 200	1 a 93	2,77	13,51	•				3			•
Acetal EC	Polipropileno	2400	3570	34 a 200	1 a 93	2,77	13,51								
Acetal ^g	Polietileno	3000	4460	-50 a 70	-46 a 21	2,77	13,51	•				3			•

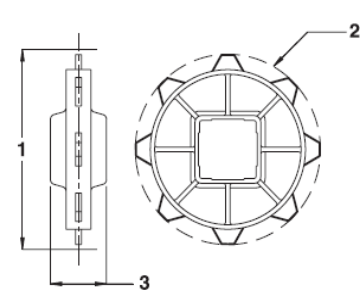
Tabla N°4

Referencia de cantidad de engranajes y soportes				
Ancho nominal aproximado de la banda ^a		Número mínimo de engranajes por eje ^b	Guías deslizantes	
pulg.	mm		Recorrido de ida	Retorno
2	51	1	2	2
4	102	1	2	2
6	152	2	2	2
7	178	2	2	2
8	203	2	2	2
10	254	2	3	2
12	305	3	3	2
14	356	3	3	3
15	381	3	3	3
16	406	3	3	3
18	457	3	3	3
20	508	5	4	3
24	610	5	4	3
30	762	5	5	4
32	813	7	5	4
36	914	7	5	4
42	1067	7	6	5
48	1219	9	7	5
54	1372	9	7	6
60	1524	11	8	6
72	1829	13	9	7
84	2134	15	11	8
96	2438	17	12	9
120	3048	21	15	11
144	3658	25	17	13
Para otros anchos, use un número impar de engranajes ^c con un máximo de 6 pulg. (152 mm) ☿ de separación			Máximo de 9 pulg. (229 mm) ☿ Separación ^d	Máximo de 12 pulg. (305 mm) ☿ de separación

- a. Si el ancho de la banda supera un número listado en la tabla, consulte los engranajes y materiales de soporte mínimos para el próximo rango más ancho enumerado. Las bandas Flat Top, Flush Grid y Raised Rib están disponibles en incrementos de 0,33 pulg. (8,4 mm) comenzando por el ancho mínimo de 2 pulg. (51 mm). El incremento para Open Hinge es de 0,25 pulg. (6 mm). **Si el ancho real es fundamental, consulte al Servicio de Atención al Cliente.**
- b. Este es el número mínimo de engranajes. En aplicaciones con cargas pesadas, pueden ser necesarios más engranajes.
- c. El engranaje central se debe bloquear. Si sólo hay dos engranajes, deberá fijarse únicamente el más cercano a la chumacera motriz. Consulte el gráfico Anillos de retención/Desplazamiento del engranaje central de la página 290 para ver la posición de bloqueo.
- d. Las bandas Ball Belt y algunas Angled Roller requieren una superficie plana continua.

Tabla N°5

Datos de engranajes ^a										
Para todas las bandas excepto acetal Flush Grid										
Núm. de dientes (Acción polidébrica)	Ancho nominal nom. paso pulg.	Ancho nominal nom. paso mm	Ancho nominal nom. externo pulg.	Ancho nominal nom. externo mm	Ancho nominal Ancho nominal del cubo, pulg.	Ancho nominal Ancho del cubo en mm	Dimensiones disponibles de taladros			
							Unidades de los E.E.U.U.		Unidades métricas	
							pulg. redondas ^b	pulg. cuadradas	mm redondos ^b	mm cuadrados
6 (13,40%)	4,0	102	3,6	91	1,5	38		1,5		40
8 (7,61%)	5,2	132	5,0	127	1,5	38		1,5		40
								2,5		60
10 (4,89%)	6,4	163	6,3	160	1,5	38	2,0	1,5		40
								2,5		60
										70
12 (3,41%)	7,8	198	7,7	196	1,5	38		1,5		40
								2,5		60
16 (1,92%)	10,1	257	10,2	259	1,5	38		1,5		40
								2,5		60
								3,5		90



1 - Diámetro de paso

2 - Diámetro externo

3 - Ancho del cubo

Tabla N°6

ELEMENTOS DE MAQUINARIA	PROMEDIO DE PÉRDIDAS DE EFICIENCIA MECÁNICA
Cojinetes de manguito comunes	Del 2% al 5%
Rodamientos	1%
Reductores de engranajes:	
Engranajes helicoidales o rectos	
Reducción simple	2%
Reducción doble	4%
Reducción triple	5%
Engranajes de tornillo sin fin	
Reducción simple	5%
Reducción doble	Del 10% al 20%
Cadenas de rodillos	Del 3% al 5%
Bandas V	Del 2% al 4%
Sistemas de accionamiento hidráulico	(consulte al fabricante)

Tabla N°7

Factor de servicio FS para cadenas	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de carga constante			
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos Alternadores y generadores Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano) Compresores centrífugos Elevadores y transportadores con carga uniforme Maquinaria de industria de alimentos Bombas centrífugas Máquinas de imprentas	1,00	1,25	1,50
Máquinas de carga no constante			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido. Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño. Mezcladoras de cemento. Compresores de más de 3 cilindros. Grúas transportadores y elevadores con carga no uniforme. Bombas de dragado. Maquinaria de lavandería. Máquinas, Herramientas, Molinos	1,25	1,50	1,75
Máquinas de funcionamiento dispáreo			
Alternadores y generadores de soldadoras Compresores de uno o dos cilindros Excavadoras, Trituradoras, Alimentadoras vibratorias, Sierras circulares y lineales, Molinos de martillos y de mandíbula, Maquinaria minera	1,75	2,00	2,25

Tabla N°8

Horsepower ratings for single-strand no. 80 chain

Number of Teeth on Small Sprocket	1.000 inch Pitch										Speed of Small Sprocket, revolutions per minute														
	10	25	50	75	88	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500
11	0.44	1.06	2.07	3.05	3.56	4.03	7.83	11.56	15.23	18.87	22.48	26.07	27.41	22.97	19.61	14.92	11.84	9.69	8.12	6.93	4.96	3.77	3.00	2.45	0.00
12	0.48	1.16	2.26	3.33	3.88	4.39	8.54	12.61	16.62	20.59	24.53	28.44	31.23	26.17	22.35	17.00	13.49	11.04	9.25	7.90	5.65	4.30	3.41	2.79	0.00
13	0.52	1.26	2.45	3.61	4.21	4.76	9.26	13.66	18.00	22.31	26.57	30.81	35.02	29.51	25.20	19.17	15.21	12.45	10.43	8.91	6.37	4.85	3.85	3.15	
14	0.56	1.35	2.63	3.89	4.53	5.12	9.97	14.71	19.39	24.02	28.62	33.18	37.72	32.98	28.16	21.42	17.00	13.91	11.66	9.96	7.12	5.42	4.30	3.52	
15	0.60	1.45	2.82	4.16	4.86	5.49	10.68	15.76	20.77	25.74	30.66	35.55	40.41	36.58	31.23	23.76	18.85	15.43	12.93	11.04	7.90	6.01	4.77	0.00	
16	0.64	1.55	3.01	4.44	5.18	5.86	11.39	16.81	22.16	27.45	32.70	37.92	43.11	40.30	34.41	26.17	20.77	17.00	14.25	12.16	8.70	6.62	5.25	0.00	
17	0.68	1.64	3.20	4.72	5.50	6.22	12.10	17.86	23.54	29.17	34.75	40.29	45.80	44.13	37.68	28.66	22.75	18.62	15.60	13.32	9.53	7.25	0.00		
18	0.72	1.74	3.39	5.00	5.83	6.59	12.81	18.91	24.93	30.88	36.79	42.66	48.49	48.08	41.05	31.23	24.78	20.29	17.00	14.51	10.39	7.90	0.00		
19	0.76	1.84	3.57	5.28	6.15	6.95	13.53	19.96	26.31	32.60	38.84	45.03	51.19	52.15	44.52	33.87	26.88	22.00	18.44	15.74	11.26	0.36	0.00		
20	0.80	1.93	3.76	5.55	6.47	7.32	14.24	21.01	27.70	34.32	40.88	47.40	53.88	56.32	48.08	36.58	29.03	23.76	19.91	17.00	12.16	0.00			
21	0.84	2.03	3.95	5.83	6.80	7.69	14.95	22.07	29.08	36.03	42.92	49.77	56.58	60.59	51.73	39.36	31.23	25.56	21.42	18.29	13.09	0.00			
22	0.88	2.13	4.14	6.11	7.12	8.05	15.66	23.12	30.47	37.75	44.97	52.14	59.27	64.97	55.47	42.20	33.49	27.41	22.97	19.61	14.03				
23	0.92	2.22	4.33	6.39	7.45	8.42	16.37	24.17	31.85	39.46	47.01	54.51	61.97	69.38	59.30	45.11	35.80	29.30	24.55	20.97	15.00				
24	0.96	2.32	4.52	6.66	7.77	8.78	17.09	25.22	33.24	41.18	49.06	56.88	64.66	72.40	63.21	48.08	38.16	31.23	26.17	22.35	15.99				
25	1.00	2.42	4.70	6.94	8.09	9.15	17.80	26.27	34.62	42.89	51.10	59.25	67.35	75.42	67.20	51.12	40.57	33.20	27.83	23.76	8.16				
26	1.04	2.51	4.89	7.22	8.42	9.52	18.51	27.32	36.01	44.61	53.14	61.62	70.05	78.43	71.27	54.22	43.02	35.22	29.51	25.20	0.00				
28	1.12	2.71	5.27	7.77	9.06	10.25	19.93	29.42	38.78	48.04	57.23	66.36	75.44	84.47	79.65	60.59	48.08	39.36	32.98	28.16	0.00				
30	1.20	2.90	5.64	8.33	9.71	10.98	21.36	31.52	41.55	51.47	61.32	71.10	80.82	90.50	88.33	67.20	53.33	43.65	36.58	31.23					
32	1.28	3.09	6.02	8.89	10.36	11.71	22.78	33.62	44.32	54.91	65.41	75.84	86.21	96.53	97.31	74.03	58.75	48.08	40.30	5.65					
35	1.40	3.38	6.58	9.72	11.33	12.81	24.92	36.78	48.47	60.05	71.54	82.95	94.29	105.58	111.31	84.68	67.20	55.00	28.15	0.00					
40	1.61	3.87	7.53	11.11	12.95	14.64	28.48	42.03	55.40	68.63	81.76	94.80	107.77	120.67	133.51	103.46	82.10	40.16	0.00						
45	1.81	4.35	8.47	12.49	14.57	16.47	32.04	47.28	62.32	77.21	91.98	106.65	121.24	135.75	150.20	123.45	72.28	0.00							

Type A: Manual or Drip Lubrication
 Type B: Bath or Disc Lubrication
 Type C: Oil Stream Lubrication

Tabla N°9

Factor de Anchos	Factor de anchos Múltiples (FAM)
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Tabla N°10

No. OF TEETH	3/8" PITCH		1/2"		5/8"		3/4"		1"	
	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.
11	19/32	55/64	25/32	111/64	31/32	115/32	1 1/4	1 49/64	1 5/8	2 3/8
12	5/8	63/64	7/8	121/64	1 5/32	1 43/64	1 9/32	2 1/64	1 23/32	2 45/64
13	3/4	17/64	1	1 1/2	1 9/32	1 7/8	1 1/2	2 1/4	2	3 1/64
14	27/32	115/64	1 5/32	1 21/32	1 5/16	2 3/64	1 3/4	2 1/2	2 29/32	3 11/32
15	7/8	123/64	1 1/4	1 13/16	1 17/32	2 9/32	1 25/32	2 3/4	2 13/32	3 43/64
16	31/32	115/32	1 9/32	1 63/64	1 11/16	2 31/64	1 31/32	2 63/64	2 23/32	3 63/64
17	1 3/32	1 19/32	1 3/8	2 9/64	1 25/32	2 11/16	2 7/32	3 7/32	2 13/16	4 5/16
18	1 7/32	1 23/32	1 17/32	2 19/64	1 7/8	2 57/64	2 9/32	3 15/32	3 1/8	4 41/64
19	1 1/4	1 27/32	1 11/16	2 29/64	2 1/16	3 5/64	2 7/16	3 45/64	3 5/16	4 61/64
20	1 9/32	1 61/64	1 25/32	2 5/8	2 1/4	3 9/32	2 11/16	3 61/64	3 1/2	5 9/32
21	1 5/16	2 7/64	1 29/32	2 25/32	2 9/32	3 31/64	2 13/16	4 3/16	3 3/4	5 19/32
22	1 7/16	2 13/64	1 15/16	2 15/16	2 7/16	3 11/16	2 15/16	4 7/16	3 7/8	5 59/64
23	1 9/16	2 5/16	2 3/32	3 3/32	2 3/8	3 57/64	3 1/8	4 37/64	4 3/16	6 15/64
24	1 11/16	2 7/16	2 1/4	3 17/64	2 13/16	4 5/64	3 1/4	4 29/32	4 9/16	6 9/16
25	1 3/4	2 9/16	2 9/32	3 27/64	2 27/32	4 9/32	3 3/8	5 3/32	4 11/16	6 7/8

No. OF TEETH	1 1/4"		1 1/2"		1 3/4"		2"		2 1/2"	
	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.
11	1 13/32	2 31/32	2 5/16	3 37/64	2 13/16	4 11/64	3 9/32	4 25/32	3 15/16	5 63/64
12	2 9/32	3 3/8	2 3/4	4 1/16	3 1/4	4 3/4	3 5/8	5 27/64	4 23/32	6 51/64
13	2 17/32	3 25/32	3 1/16	4 35/64	3 9/16	5 5/16	4 1/16	6 5/64	5 3/32	7 39/64
14	2 11/16	4 3/16	3 5/16	5 1/32	3 7/8	5 7/8	4 11/16	6 23/32	5 23/32	8 27/64
15	3 3/32	4 19/32	3 3/4	5 33/64	4 7/16	6 29/64	4 7/8	7 3/8	6 1/4	9 7/32
16	3 9/32	5	4	6	4 11/16	7 1/64	5 1/2	8 1/64	7	10 1/32
17	3 21/32	5 13/32	4 15/32	6 31/64	5 1/16	7 37/64	5 11/16	8 21/32	7 7/16	10 27/32
18	3 25/32	5 51/64	4 21/32	6 31/32	5 3/8	8 9/64	6 1/4	9 5/16	8 3/8	11 11/64
19	4 3/16	6 13/64	4 19/16	7 29/64	5 11/16	8 45/64	6 7/8	9 61/64	9	12 7/16
20	4 19/32	6 39/64	5 7/16	7 15/16	6 1/4	9 17/64	7	10 19/32	9 3/4	13 1/4
21	4 11/16	7	5 11/16	8 27/64	6 13/16	9 53/64	7 3/4	11 15/64	10	14 3/64
22	4 7/8	7 13/32	5 7/8	8 57/64	7 1/4	10 25/64	8 3/8	11 7/8	10 7/8	14 27/32
23	5 5/16	7 13/16	6 3/8	9 3/8	7 7/16	10 15/16	9	12 33/64	11 5/8	15 21/32
24	5 11/16	8 13/64	6 13/16	9 55/64	8	11 1/2	9 5/8	13 5/32	13	16 29/64
25	5 23/32	8 39/64	7 1/4	10 11/32	8 9/16	12 1/16	10 1/4	13 51/64	13 1/2	17 1/4

Tabla N°11

S	T	S	T	S	T
1	0.03	35	31.03	69	120.60
2	0.10	36	32.83	70	124.12
3	0.23	37	34.68	71	127.69
4	0.41	38	36.58	72	131.31
5	0.63	39	38.53	73	134.99
6	0.91	40	40.53	74	138.71
7	1.24	41	42.58	75	142.48
8	1.62	42	44.68	76	146.31
9	2.05	43	46.84	77	150.18
10	2.53	44	49.04	78	154.11
11	3.06	45	51.29	79	158.09
12	3.65	46	53.60	80	162.11
13	4.28	47	55.95	81	166.19
14	4.96	48	58.36	82	170.32
15	5.70	49	60.82	83	174.50
16	6.48	50	63.33	84	178.73
17	7.32	51	65.88	85	183.01
18	8.21	52	68.49	86	187.34
19	9.14	53	71.15	87	191.73
20	10.13	54	73.86	88	196.16
21	11.17	55	76.62	89	200.64
22	12.26	56	79.44	90	205.18
23	13.40	57	82.30	91	209.76
24	14.59	58	85.21	92	214.40
25	15.83	59	88.17	93	219.08
26	17.12	60	91.19	94	223.82
27	18.47	61	94.25	95	228.61
28	19.86	62	97.37	96	233.44
29	21.30	63	100.54	97	238.33
30	22.80	64	103.75	98	243.27
31	24.34	65	107.02	99	248.26
32	25.94	66	110.34	100	253.30
33	27.58	67	113.71		
34	29.28	68	117.13		

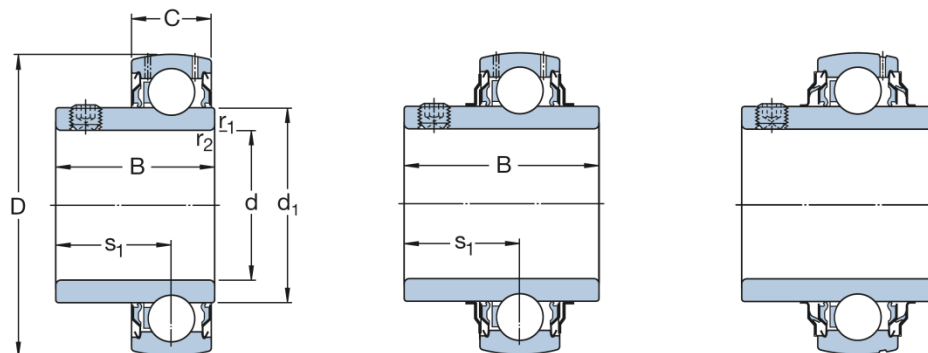
Tabla N°12

Valores para el factor de ajuste de la vida a_1			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Tabla N°13

Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación	Factor $\eta_c^{(1)}$	
	para rodamientos con diámetro $d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Muy limpio Tamaño de partículas del orden del espesor de la película lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Limpio Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados y obturados de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera Lubricante ligeramente contaminado	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integradas, filtros de paso grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas desde el entorno	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición no obturada adecuadamente	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa Bajo condiciones de contaminación extrema los valores de η_c pueden estar fuera de la escala resultando en un reducción más severa de la vida que la predicha por la ecuación L_{nm}	0	0

Tabla N°14



YAT

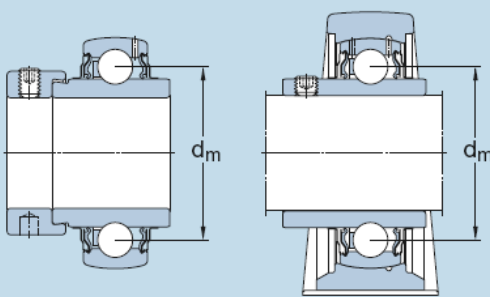
YAR-2F

YAR-2RF

Dimensions								Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2} min		dynamic C	static C ₀	P _u	with shaft tolerance h6	kg	-
mm/in								kN		kN	r/min		
30	62	30,2	18					19,5	11,2	0,475	6300	0,23	YAT 206
85	49,2	22	56,8	30,2	1		33,2	21,6	0,915	4 300	0,60	YAR 209-2F	
45	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	2 400	0,60	YAR 209-2RF	
50	90	38,8	22	62,5	27,6	1	35,1	23,2	0,98	4 000	0,54	YAT 210	
	90	51,6	22	62,5	32,6	1	35,1	23,2	0,98	4 000	0,69	YAR 210-2F	
	90	51,6	22	62,5	32,6	1	35,1	23,2	0,98	2 200	0,69	YAR 210-2RF	
2	100	55,6	25	69,1	33,4	1	43,6	29	1,25	3 600	1,10	YAR 211-200-2F	
	100	55,6	25	69,1	33,4	1	43,6	29	1,25	1 900	1,10	YAR 211-200-2RF	
55	100	55,6	25	69,1	33,4	1	43,6	29	1,25	3 600	0,94	YAR 211-2F	
	100	55,6	25	69,1	33,4	1	43,6	29	1,25	1 900	0,94	YAR 211-2RF	
60	110	65,1	26	75,6	39,7	1,5	52,7	36	1,53	3 400	1,30	YAR 212-2F	
	110	65,1	26	75,6	39,7	1,5	52,7	36	1,53	1 800	1,30	YAR 212-2RF	
2 1/2	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	3 000	1,75	YAR 213-208-2F	
	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	1 600	1,75	YAR 213-208-2RF	
65	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	3 000	1,70	YAR 213-2F	
	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	1 600	1,70	YAR 213-2RF	
70	125	69,9	28	87	39,7	1,5	62,4	45	1,86	2 800	1,85	YAR 214-2F	
75	130	73,1	29	92	46,1	1,5	66,3	49	2,04	2 600	2,05	YAR 215-2F	
80	140	77,9	30	97	47,7	2	72,8	53	2,16	2 400	2,45	YAR 216-2F	
85	150	81	34	105	50,8	2	83,2	62	2,4	2 200	3,20	YAR 217-2F	
90	160	89	36	112	54	2	95,6	72	2,7	2 000	4,00	YAR 218-2F	
100	180	98,4	40	122	63,4	2	124	93	3,35	1 900	5,25	YAR 220-2F	

Tabla N°15

Mean diameter d_m



Designations Identification of size Y-bearing	Y-bearing unit	Mean diameter d_m
-		mm
203/12	12	28,5
203/15	15	28,5
203	17	28,5
204	20	33,5
204-012	3/4	33,5
205	25	38,5
205-100	1.	38,5
206	30	46
206-103	1.3/16	46
207	35	53,5
207-104	1.1/4	53,5
207-107	1.7/16	53,5
208	40	60
208-108	1.1/2	60
209	45	65
209-112	1.3/4	65
210	50	70
211	55	77,5
211-200	2.	77,5
212	60	85
213	65	92,5
213-208	2.1/2	92,5
214	70	97,5
215	75	102,5
216	80	110
217	85	117,5
218	90	125
220	100	140

Tabla N°16

Motor standard

Tamaño constructivo del motor:	63 - 71	80	90	100	112-132S	132M-160M	160L	180M	180L	220
FB (mm):	20	20	20	20	20	25	30	30	30	30
FA (mm):	48	49	52	56	60	75	130	155	170	230

Motor freno

Tamaño constructivo del motor:	63 - 71	80	90	100	112-132S	132M-160M	160L	180M	180L	220
FB (mm):	20	20	20	20	25	25	30	30	30	30
FA (mm):	61	93	115	121	132	170	220	367	370	445

Tabla N°17

Temp. ambiente		AGMA	Grado	Aceite
° F	° C	No.	ISO	recomendado
14 a 41	-10 a 5	2 EP	68	Mobilgear® 626
32 a 95	0 a 35	3 EP	100	Mobilgear® 627
		4 EP	150	Mobilgear® 629
86 a 122	30 a 50	5 EP	220	Mobilgear® 630
		6 EP	320	Mobilgear® 632
		7 EP	460	Mobilgear® 634

Tabla N°18

Sección de la chaveta	ancho b	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	
	tolerancia	-0.03			-0.036				-0.043									
	altura h	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	20	22	
	tolerancia	-0.03			-0.09													
Para diám. de eje	mayor	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	
	hasta	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	

GRÁFICOS

Grafico N°1

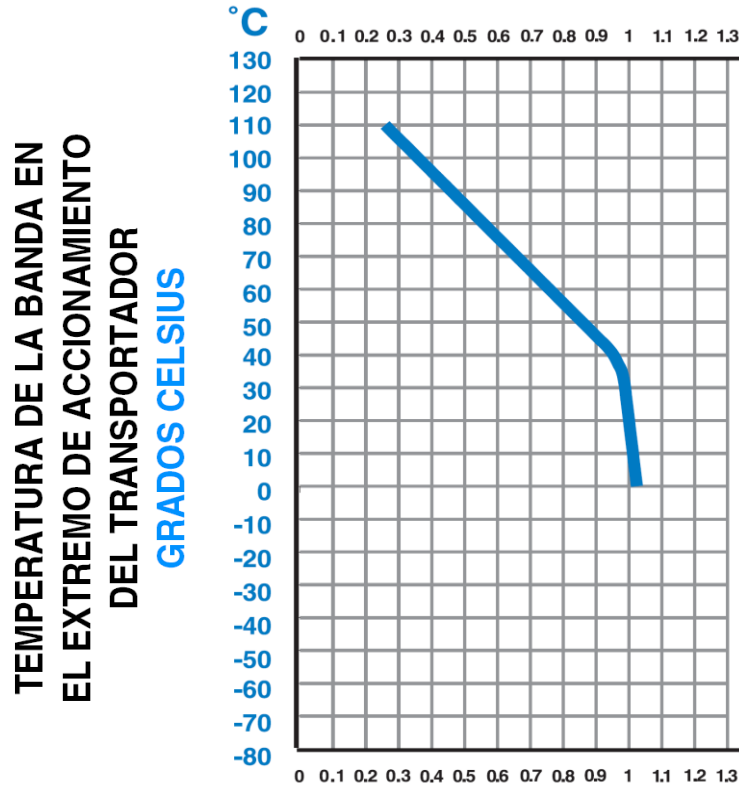


Grafico N°2

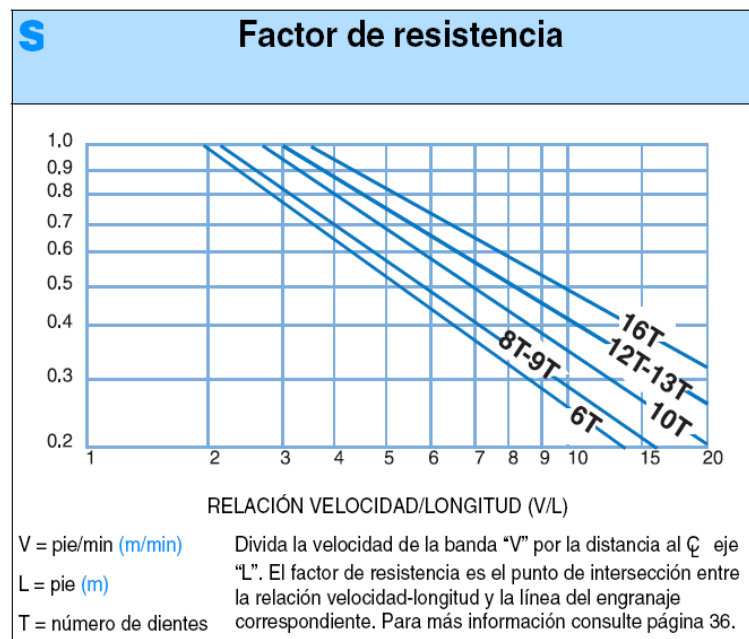


Grafico N°3

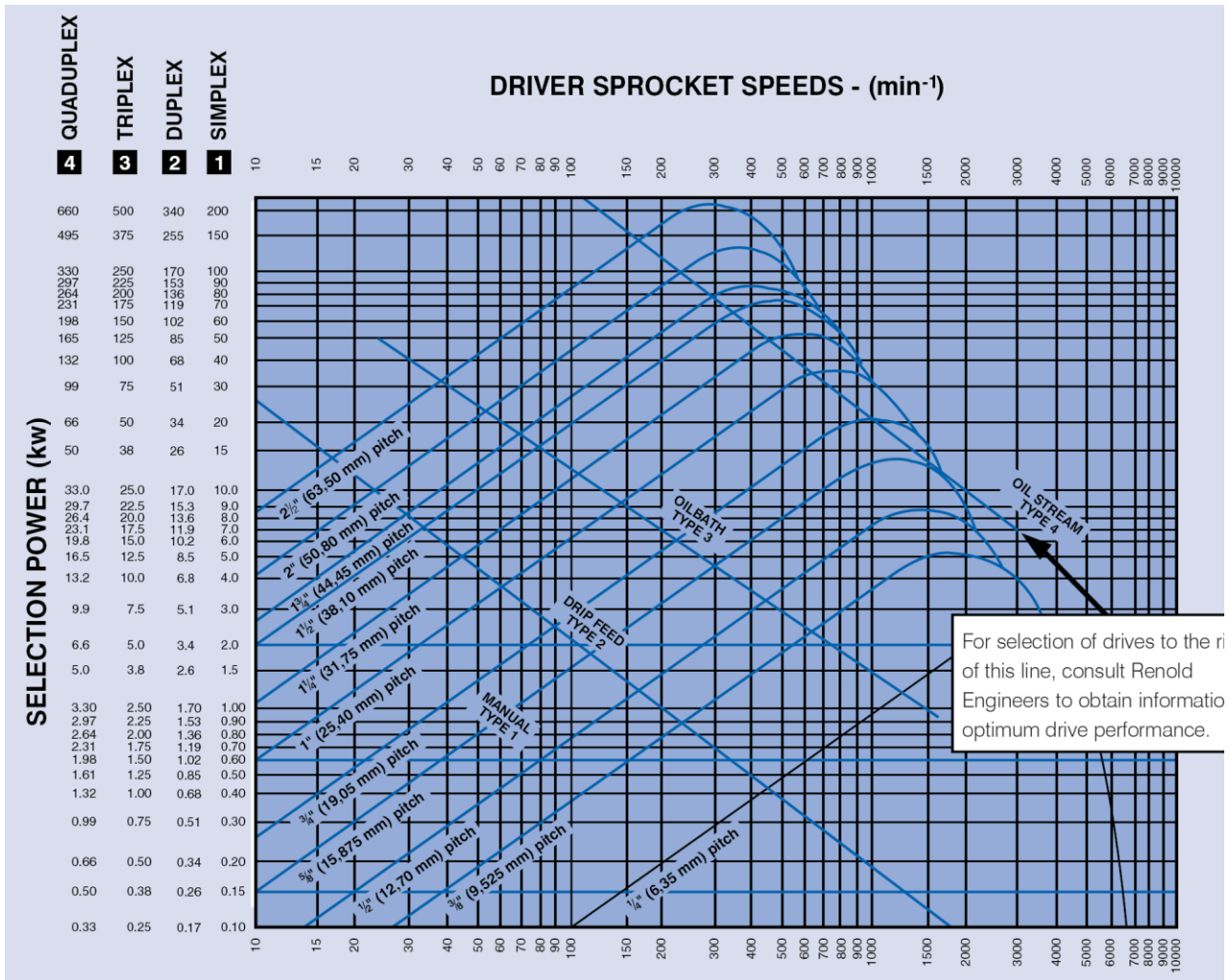


Grafico N°4

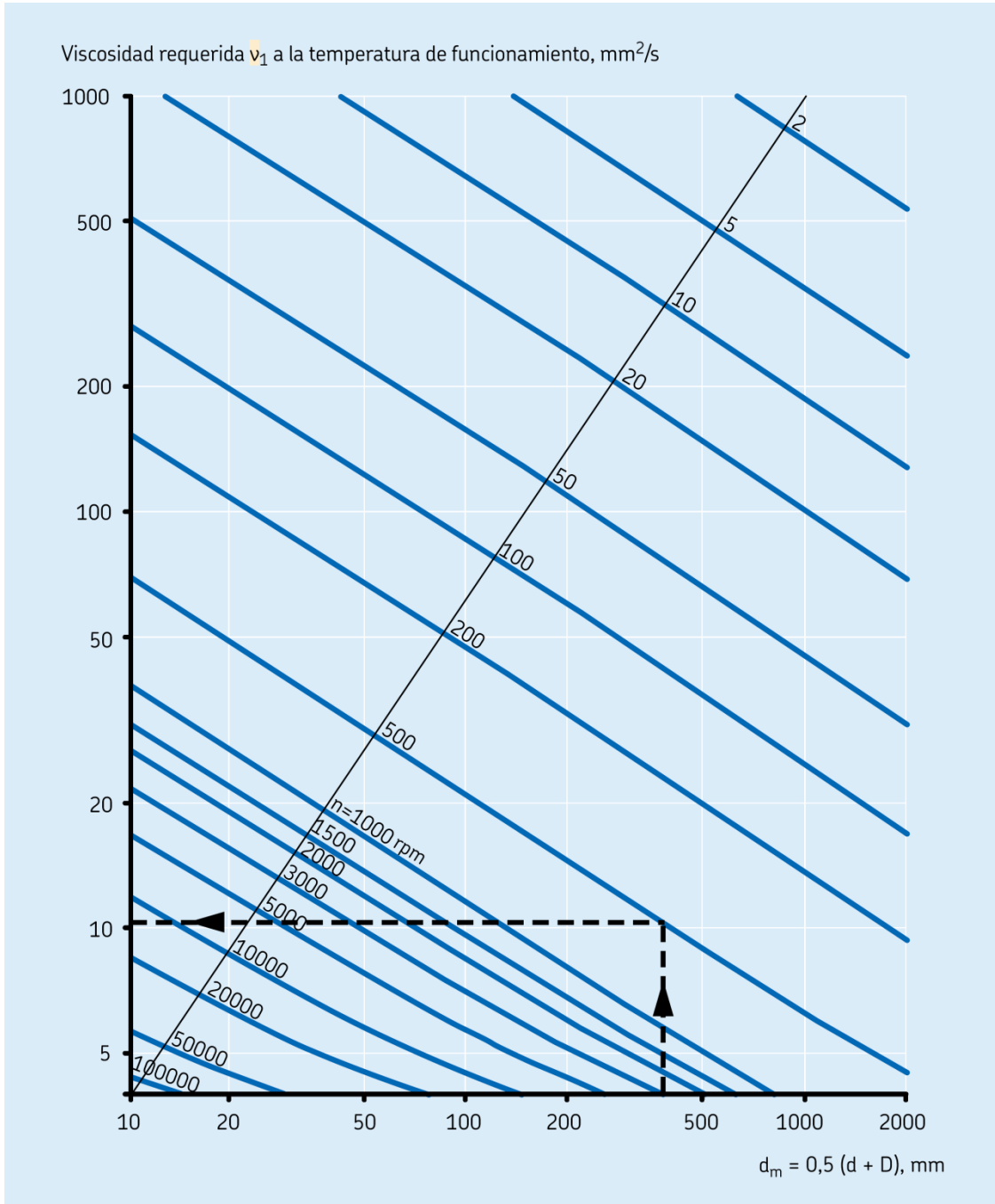


Grafico N°5

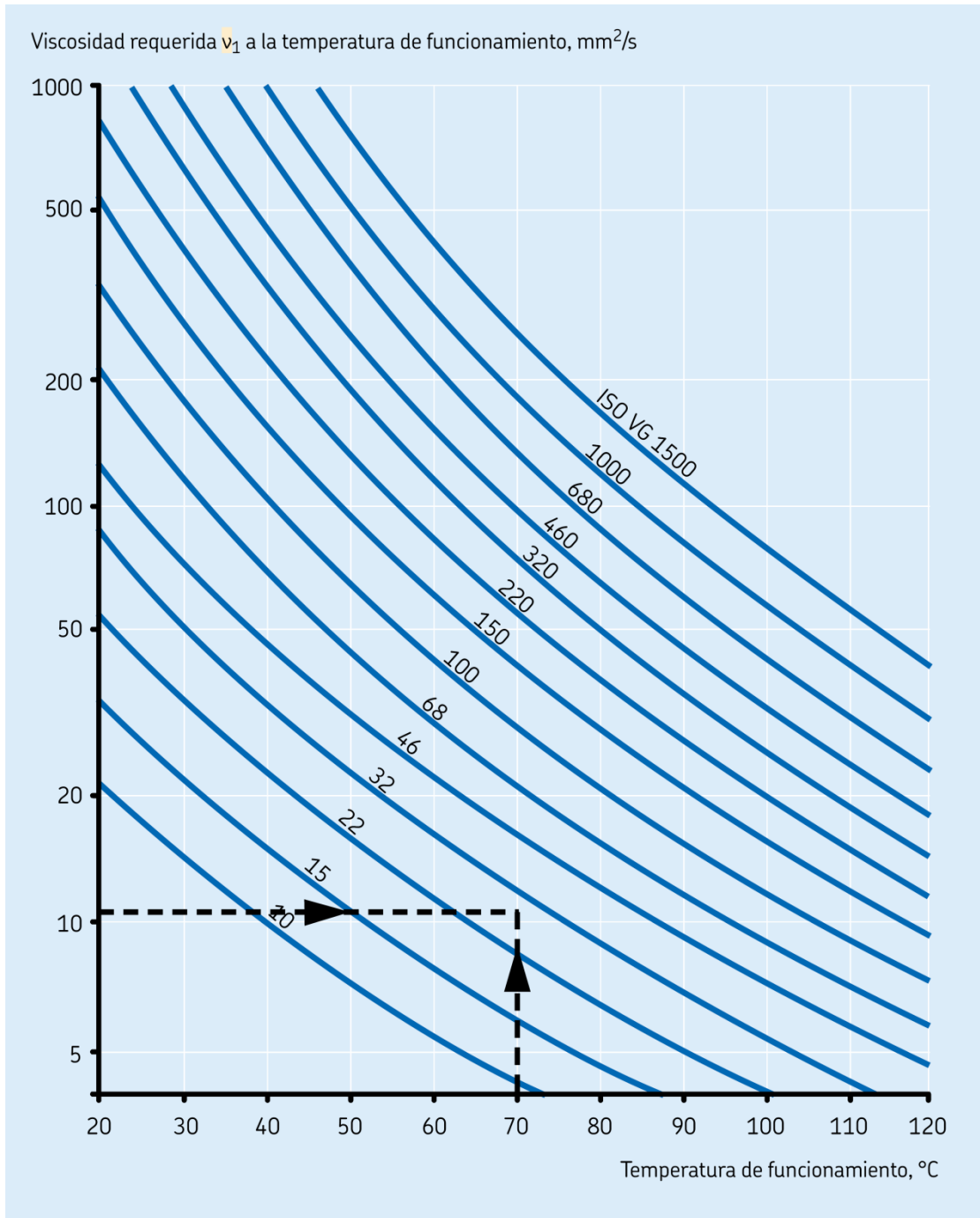


Grafico N°6

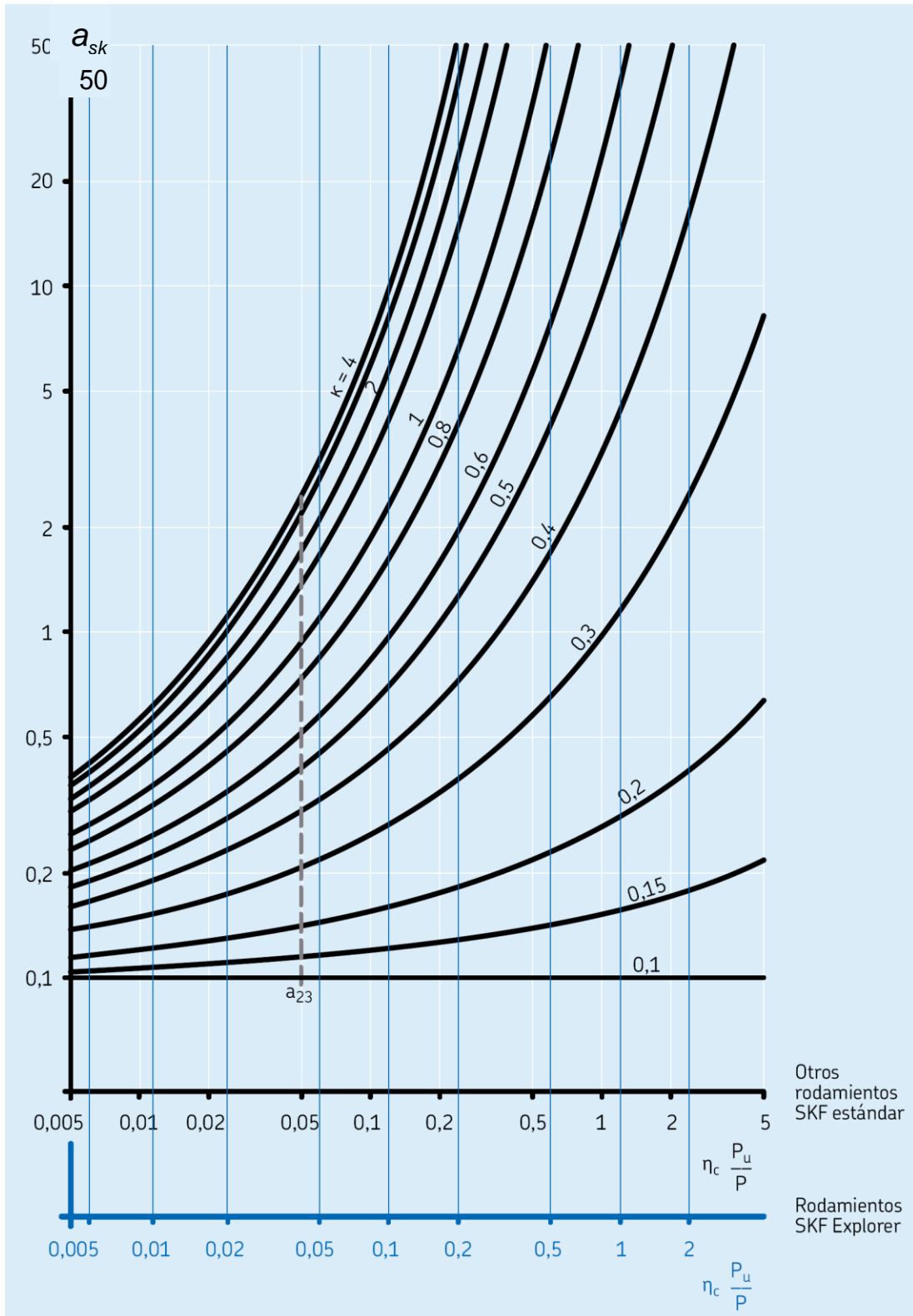
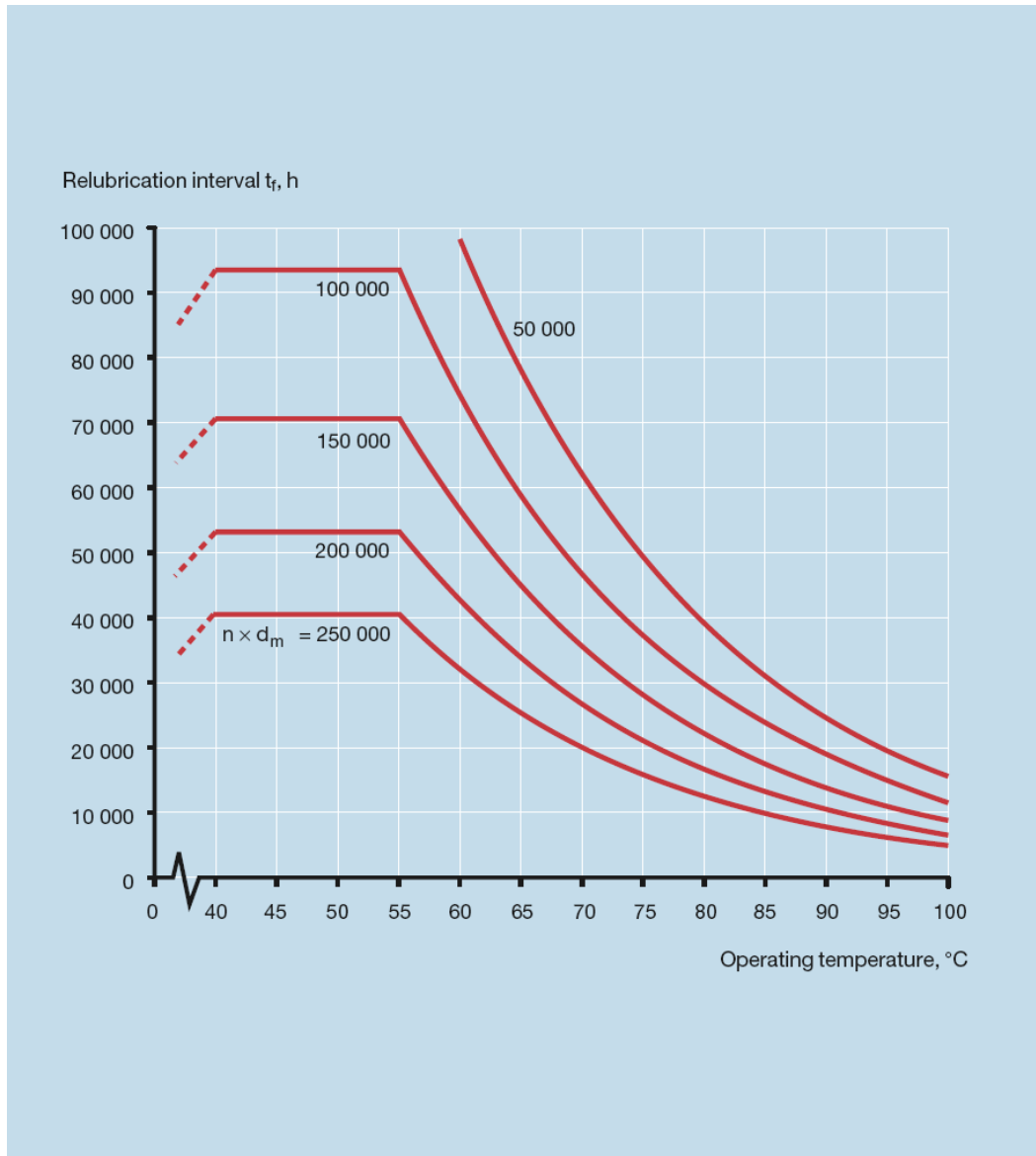


Grafico N°7



CAPÍTULO IX

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía:

1. **Standard Handbook of Chains**; Chains for Power Transmission and Material Handling; Second Edition; American Chain Association. [en línea]
< <http://www.crcnetbase.com/doi/pdfdirect/10.1201/9781420027341.fmatt>>
[consulta: 22 agosto 2012]
2. **Catalogo Cyclo® 6000**; Reductores de Velocidad, 03.601.50.004SP.[en línea]
< http://www.artocsa.com/img_home/Reductor_6000.pdf >
[consulta: 09 noviembre 2012]
3. **Y-bearings and Y-bearing units**; Catalogue 5001 E - Septiembre 2004. [en línea] < http://technobearing.ru/d/45604/d/korpusa_skf.pdf>
[consulta: 01 septiembre 2012]
4. **DRIVE 6000 Operating Manual**; Gear and Gearmotor; Nr. 99100905/2007. [en línea]
<http://www.sumitomodriveeurope.com/uploads/media/products_53_Operating_manual.PDF> [consulta: 30 septiembre 2012]
5. **Manual de ingeniería de las bandas transportadoras**; INTRALOX, 2008. [en línea] < <http://es.scribd.com/doc/93846814/Engineering-Manual-Spanish>>
[consulta: 28 julio 2012]
6. **Manual Lubricación SKF**; entrenamiento en grasas. [en línea]
<<http://www.mantenimientoplanificado.com/manual%20skf/lubricacion%20grasa/manual%20SKF%20grasa.pdf>> [consulta: 12 agosto 2012]
7. **Roller chain catalogue**; RENOLD, Section 1 - BS and ANSI products and dimensions [en línea] <<http://www.renold.es/nmsruntime/saveasdialog.asp?>>
[consulta: 11 agosto 2012]
8. **SKF**, Catalogo general SKF. edición de taller. Publicación 6000 ES, Suecia, Mayo 2006. 1129p

