



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

PROYECTO FINAL N° 4

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA
NORIA DE LA PLANTA HORREOS**

Alumnos:

**RONCO, Mauricio
CABALLERO, Daniel**

Docentes:

**Ing. ALI, Daniel
Ing. FERREYRA, Daniel**

Año 2006



Reg. 3764

CÁLCULO DE UNA NORIA DE 200 Ton/Hs



Índice

- * **Funcionamiento**
- * **Objetivos**
- * **Descripción de las partes más importantes**
- * **Memoria de cálculo**
- * **Características constructivas**
 - Cabezal**
 - Pie de Noria**
 - Cuerpos intermedios**

CÁLCULO DEL REDUCTOR

Índice

- * **Cálculo de una caja reductora (Tornillo sinfín-Corona) de 75 HP**
- * **Datos generales**
- * **Memoria de cálculo**

ANEXO

- * **Dibujos descriptivos de la noria calculada**
- * **Averías y posibles soluciones**
- * **Tablas de selección**

OBJETIVOS DE ESTE PROYECTO

El objetivo de este proyecto es realizar un análisis de las variables más importantes que intervienen en el diseño de los elevadores de cangilones y la interrelación entre las mismas.-

Mediante este proyecto podemos determinar las características físicas que el cangilón debe tener, el espaciamiento entre ellos, la velocidad lineal, la misma que esta relacionada con una adecuada descarga, la velocidad angular de la polea motriz, la determinación de la potencia del motor, selección de las bandas y las partes complementarias para los elevadores de cangilones.-

Ante el gran auge que se esta viviendo por estos momentos en el sector agrícola en nuestro país, creímos conveniente realizar este trabajo para que sirva de consulta para el mecanizado de este sector.-

La base para nuestro cálculo fue extraída de un elevador a cangilones ubicado en una planta de la firma "Horreos" ubicada en la Ruta Nacional N° 33 Km 655, el mismo cuenta con una capacidad máxima de 200 toneladas por hora, con una altura de 40 metros.-

Esta noria se utilizará para cereales característicos de la zona.-

Estará equipada con un motor asíncrono trifásico, el que arrancará en forma de estrella – triángulo.-

El mando está compuesto por un reductor sinfín – corona con una relación de transmisión de 1:24 (el cálculo se encuentra en uno de los anexos de este proyecto).-

La velocidad de la cinta será de 3 metros por segundo.-

La noria trabajará con 2 norias mas de 60 toneladas, estas 2 se utilizan para extraer e introducir cereal a la secadora, la de nuestro diseño se utilizará para la descarga de camiones desde la tolva de descarga y alimentar 4 silos de 1000 toneladas cada uno.- Para la carga de camiones se dispondrá de un silo pulmón.-

La tolva de descarga constará con un volquete hidráulico para camiones, el cereal será transportado desde la tolva de descarga hasta la noria de 200 toneladas por hora por 2 roscas de 100 toneladas por hora cada una.-

A continuación vemos un bosquejo sobre la ubicación física de cada elemento dentro de la planta.-

ASPECTOS A TENER EN CUENTA EN LA FABRICACIÓN

Los elevadores a cangilones (norias) son el método más común de elevar a granel material granular dentro de una instalación de almacenaje o de producción.-

Correctamente diseñados y mantenidos, son una pieza vital con equipamiento confiable, eficiente y seguro.-

Por otro lado, si el diseño es inadecuado o bien el mantenimiento es deficiente, los elevadores pueden constituirse en una fuente potencial de pérdidas, generando costos y riesgos no deseados, en especial si se manejan materiales combustibles.-

Es por eso que aquí queremos enumerar los principales criterios que se tuvieron en cuenta en este diseño tendientes a dar seguridad a todo el personal que trabaje en este lugar describiendo de manera acotada los principales riesgos y la elección de materiales destinados a minimizarlos.-

Bien sabemos que algunos cereales son combustibles, entonces para desencadenar un incendio solo hace falta una chispa que pueden generarse de distintas maneras.- Seguidamente analizaremos algunos factores que pueden provocarlas.-

DESGLIZAMIENTO DE LA CINTA

Una cinta de elevador, cuando se instala inicialmente, será tensionada adecuadamente para que no deslice.- De todos modos, será necesario, cada tanto re-tensionar la cinta para evitar que deslice.- Si esto no se hace, se desarrollará un deslizamiento de correa que generará calor, que puede convertirse en llama o fuego.-

DESALINEACIÓN DE LA CINTA

La causa más común de la desalineación es una trayectoria incorrecta, sin embargo no hay que descartar la posibilidad de que el elevador este mal instalado, esto quiere decir que fue instalado "fuera de plomo" o "fuera de línea".-

Mientras que reposicionar la cinta es una tarea simple, una máquina con una falla inherente, como el "fuera de plomo", puede provocar un sin fin de problemas antes de que la falla sea finalmente identificada.-

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Si se permite que la desalineación continúe, sin ser detectada, se producirá fricción que generará calor y chispas.-

FALLA DE RODAMIENTOS

El medio en el cual trabajan los rodamientos en el elevador es extremadamente exigido, en operación continua, condiciones de ambiente con polvo y, en muchos casos, temperaturas elevadas.- Estas condiciones no favorecen una larga vida del rodamiento.- Si un rodamiento defectuoso continúa funcionando con dificultades, se generará calor.-

CINTAS

Una cierta cantidad de electricidad estática se genera cuando el material roza contra las paredes del elevador mientras se va llenando y descargando, por lo que la cinta que elegimos en este caso es antiestática, y el pie de noria tiene su puesta a tierra.- Cualquier carga estática de los cangilones es disipada hacia la cinta a través de los bulones.-

Para minimizar el riesgo de cangilones rozando el pantalón, en caso de desalineamiento de la cinta, para la misma dispusimos que sea de 1 pulgada mas ancha que el cangilón de cada lado.-

Con modernas cintas de alta tracción, la tensión necesaria a menudo se puede alcanzar con unas pocas telas.- De todas formas, la elección de la cinta también debe ser efectuada en base a la mínima cantidad de telas suficientes para ser retenidas por los bulones (esto se verá mas en detalle cuando se vea la elección de la cinta).-

Los recubrimientos de las cintas deberán ser suficientemente gruesos para absorber la cabeza del bulón, de lo contrario, los bulones pueden ser eventualmente arrancados por contacto con la polea.-

CANGILONES

Este es un tema con opiniones muchas veces divergentes.- En USA han sido exitosos en difundir la teoría sobre que los cangilones plásticos son menos proclives que los de chapa a ser una fuente de ignición debido a que generan menos carga

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

estática y tienen menos posibilidades que los de chapa de causar una chispa si toman contacto con el pantalón.- En Europa siguen utilizando los cangilones de chapa y nosotros en este caso nos hemos inclinado por la utilización de estos últimos debido a que las explosiones de polvo no ocurren a causa del material del cangilón y si de la desalineación de la correa, deslizamiento de la correa y temperatura del rodamiento.-

El motivo por el cual nos inclinamos al cangilón de chapa es que la carga estática generada no es suficiente para detonar una explosión de polvo.- En todo caso se provee en este diseño de una cinta antiestática y una correcta puesta a tierra.-

Los cangilones de chapa son más resistentes a la abrasión, dando una mayor vida útil.-

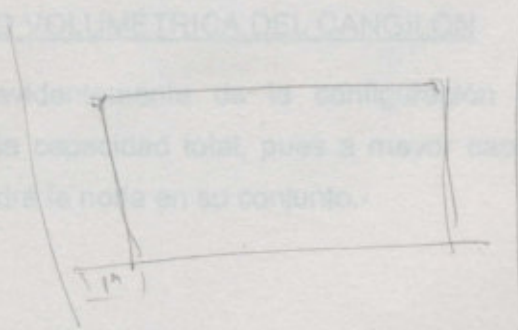
BULONES DE SUJECIÓN

Con respecto a la seguridad, la selección adecuada de los bulones para fijar los cangilones a la cinta es más importante que la elección del material del cangilón.- Los cangilones que se sueltan de una cinta pueden generar una fuente directa de ignición, o bloquear el elevador causando un deslizamiento de la correa e indirectamente causar fricción e ignición.-

Las cabezas de los bulones deben ser de un diámetro grande para prevenir el "arranque" de los mismos.- También las cabezas de los bulones no deben sobresalir de la parte de atrás de la cinta, o bien, la cinta debe tener un recubrimiento suficientemente grueso para absorber la cabeza del bulón con su arandela.-

Como este elevador va a ser de uso intensivo, adoptamos el uso de tuercas antibloqueantes .-

La atención a estos pequeños detalles paga buenos dividendos, al reducir tiempos muertos e incrementar la seguridad.-



CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO – DANIEL CABALLERO

MEMORIA DE CÁLCULO

Para calcular la capacidad del elevador de cangilones, son muchas las variables que hay que considerar, algunas de ellas son:

- Capacidad total del elevador
- Capacidad volumétrica del cangilón
- Características del material a transportar
- Velocidad lineal en el elevador

CAPACIDAD TOTAL DEL ELEVADOR

Llamamos Capacidad Total al volumen total que multiplicado por el peso específico del material a transportar nos dará el peso total que puede transportar.-

Esta Capacidad Total en general es muy utilizada en definir al elevador, así un elevador como el que analizaremos en este proyecto de 200 toneladas por hora se lo conoce como un elevador de 200 toneladas.-

Es importante notar que este mismo elevador podría transportar mas o menos que esas 200 toneladas cambiando simplemente el material que se va a transportar, pues si varía el peso específico del material también varía el peso total transportado.-

Esto nos debe centrar en la idea de que los elevadores a cangilones son en realidad transportadores de volumen y si fuéramos estrictos en la denominación tendríamos que nombrar al elevador por su capacidad en volumen en vez de nombrarlo por su capacidad en Kg.-

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA DEL CANGILÓN

Este factor depende evidentemente de la configuración geométrica del cangilón y tiene relación con la capacidad total, pues a mayor capacidad de cada cangilón, mayor capacidad tendrá la noria en su conjunto.-

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Para comenzar el cálculo, lo primero que se hace es establecer algunos parámetros como:

- ✓ En un metro tenemos 5 cangilones.-
- ✓ La capacidad de la noria es de 200 toneladas por hora.- $0,8 \text{ Kg/cm}^3$
- ✓ Tenemos una velocidad de 3 m/s, lo que quiere decir que por metro pasan en la boca de carga 15 cangilones (carga por dragado).-

Por segundo, debemos cargar:

$$\frac{200000 \text{ Kg} \times 1h}{h \times 3600 \text{ seg}} = 55.55 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

Por balde cargamos:

$$\frac{55.55 \text{ Kg/seg}}{15 \text{ cang/seg}} = 3.70 \frac{\text{Kg}}{\text{cang}}$$

el peso específico del trigo es de 0.8 Kg/dm^3 .-

el volumen a balde lleno será:

$$VOL = \frac{3.70 \text{ Kg}}{0.8 \text{ Kg/dm}^3} = 4.63 \text{ dm}^3$$

Por lo tanto adoptamos (según TABLA N° 1 que se adjunta en el anexo) un cangilón con las siguientes medidas).-

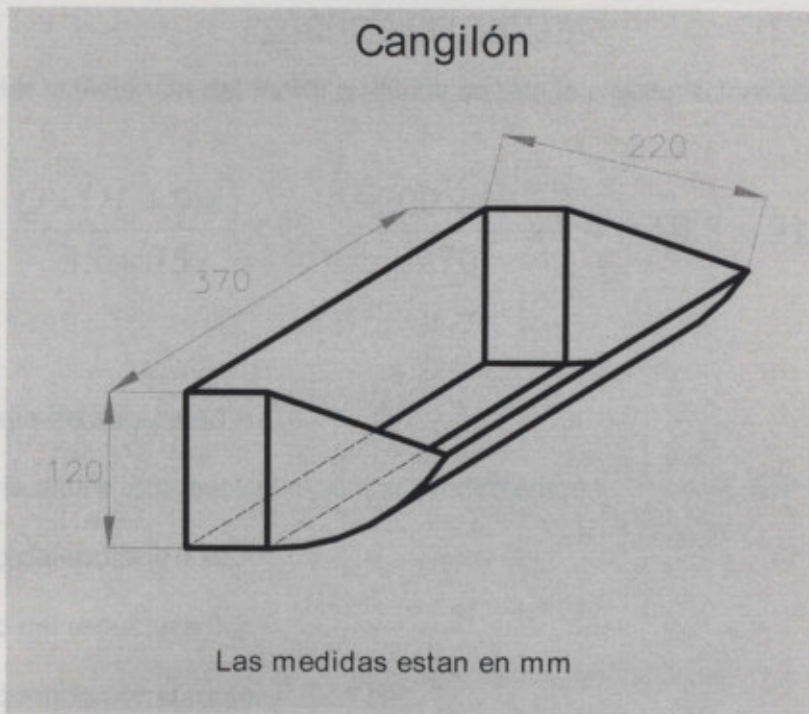
A = 370 mm (largo)

B = 220 mm (proyección)

C = 120 mm (altura)

Peso del balde = 2.40 Kg

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS



Por otro lado sabemos que la capacidad de la noria se puede verificar mediante la siguiente fórmula.-

$$Q = \frac{3.6 \times P \times v}{d}$$

Donde :

Q = Capacidad (Ton/hs)

P = Capacidad de cada cangilón (Kg)

V = Velocidad lineal de la correa (m/s)

d = Paso entre cangilones (m)

$$Q = \frac{3.6 \times 3.7 \text{ Kg} \times 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.2 \text{ m}} = 200 \frac{\text{Ton}}{\text{hrs}}$$

cap. 1/hrs. ? ≈ 0,7

Por lo que estamos en condiciones de decir que el cálculo hasta aquí es correcto.-

*corresponde a 7 baldes/m
(ver catálogo BUCKET)*

CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

POTENCIA DEL MOTOR

Para calcular la Potencia del motor a utilizar se usa la siguiente fórmula.-

$$P = \frac{Q \times (H + 9m)}{3.6 \times 75} \times C_s = \frac{200 \times 49}{270} \times 1.4 = 50.8 \approx 51 H.P.$$

Donde :

C_s = coeficiente de seguridad = 1.4.-

Sumo 9m a la altura total para compensar rendimientos.- -- (DA GRASO)

Rendimiento del motor \cong 0.92.-

Rendimiento del reductor \cong 0.9.-

Potencia requerida por el motor = 62.1 HP.

Adoptamos un motor de 75 HP. (según catálogo que se adjunta en el anexo)

DIÁMETRO DEL TAMBOR DE MANDO

Una forma aproximada para calcular el diámetro del tambor es:

$$\phi = 4 \times B = 4 \times 22cm = 88cm \text{ (mínimo)}$$

Adoptamos 90 cm.- (este valor luego tiene que ser verificado)

CARGA PARA QUE NO PATINE LA CORREA

Aplicamos la fórmula de Prony

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{\mu\theta} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = e^{0.6\pi} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = 6.59$$

Adoptamos: $\mu = 0.6$ para tambor engomado.-

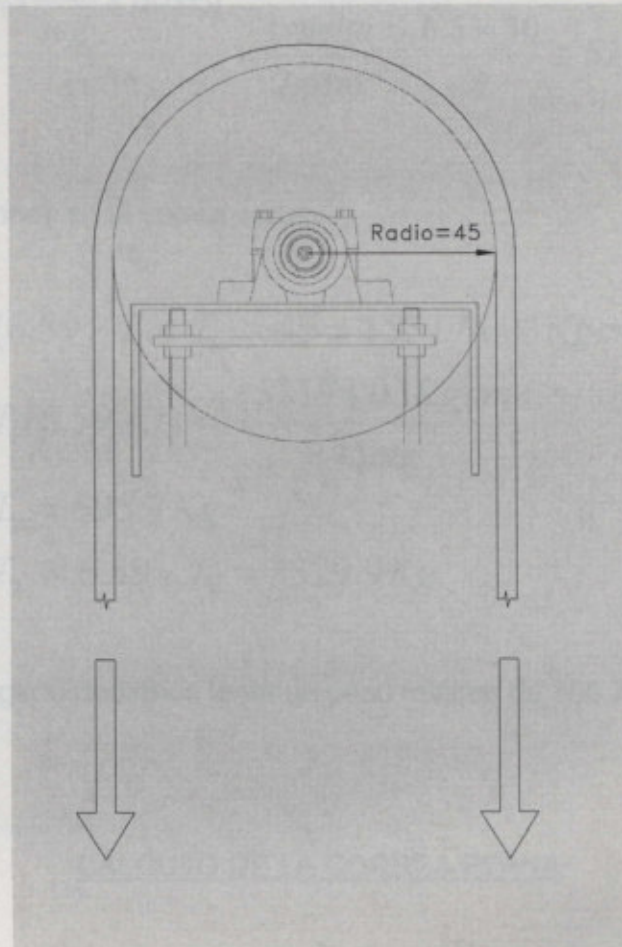
$$\theta = \pi .-$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$T_2 = 6.59T_1$$

$$M_T = (T_2 - T_1) \times R$$

$$M_T = (6.59 \times T_1 - T_1) \times R$$



Donde :

MOMENTO TORSOR

$$M_{\text{torsor}} = \frac{71620 \times P}{N} \times C_s = \frac{71620 \times 51}{62} \times 2.6 = 153174.03 \text{Kgcm}$$

Donde C_s es un coeficiente de seguridad.- *x el Amagca.*

VELOCIDAD ANGULAR DEL TAMBOR (R.P.M.)

$$\omega = \frac{V_T}{R} = \frac{3m/s}{0.45m} = 6.5 \frac{rad}{seg}$$

$$N = \frac{6.5 \frac{rad}{seg} \times 60seg}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ vuelta}}{2\pi rad} = \frac{6.5 \times 30}{\pi} \cong 62 R.P.M.$$

Entonces las tensiones en la correa serían...

$$(6.59 \times T_1 - T_1) \times 45 = 153174.03 Kgc m$$

$$T_1(6.59 - 1) = \frac{153174.03 Kgc m}{45cm}$$

$$T_1 = 595.7 Kg$$

$$T_2 = 6.59 \times T_1 = 3329.9 Kg$$

En el ramal descargado debemos tener un peso mínimo de 595.7 Kg

CÁLCULO DE LA CORREA PLANA

Fuerza a soportar por la correa en el arranque.-

$$T_2 = 3329.9 Kg \cong 3330 Kg$$

Adoptamos una correa que sea 1 pulg. Más ancha por cada lado del cangilón, por lo tanto:

$$d = 37cm + 5cm = 42cm$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$\tau = \frac{T_2}{d} = \frac{3329Kg}{42cm} = 79.26Kg/cm$$

Adoptamos una correa PLYLON 720 .-

Para 4 telas, \longrightarrow tengo una $\tau_{adm} = 100Kg/cm$

Peso de la correa, $11.3 Kg / m^2$

CARGA EN LA POLEA INFERIOR

Peso de los baldes $204 \times 2.40kg = 489.6kg$

Peso de los tornillos y tuercas $4 \times 204 \times 0.035 = 28.6kg$

Peso de la correa $40 \times 0.42 \times 11.3 = 189.84kg$

Cantidad de baldes $40m \times 5 \frac{b}{m} \times 2 + \pi \times 0.45m \times 5 \frac{b}{m} = 408cang$

Peso total del ramal descargado $708.04kg$

Peso mínimo requerido $595kg$

Por lo tanto, no es necesario precargar el tambor inferior.-

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

CÁLCULO DEL EJE TAMBOR

Momento Torsor = 153174.03 Kgcm

$$P = T_1 + T_2 = 595.7 \text{ Kg} + 3329.9 \text{ Kg} = 3926 \text{ Kg}$$

Longitud del Tambor = 47 cm (se considera 1 pulgada mas ancho que la correa, de cada lado)

$$\text{Momento Flector} = \frac{P \times L}{8} = \frac{3926 \times 71}{8} = 34843.25 \text{ Kgcm}$$

Donde:

L = longitud entre apoyos

DIMENSIONAMIENTO DEL EJE TAMBOR.-

Adoptamos acero SAE 1040 de ACINDAR, según datos del fabricante:

$$\tau_{\text{ROTURA}} = 4000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$
$$\tau_{\text{ADM}} = 0.6 \frac{\tau_{\text{ROT}}}{1.5} = 0.6 \frac{4000}{1.5} = 1600 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Tomamos

$$\tau_{\text{ADM}} = 1600 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Sobre el eje actúa un esfuerzo combinado de Torsión - Flexión.-

Trabajamos sobre la teoría de SAINT VENANT.-

$$\tau_{\text{ADM}} \geq 0.35 \frac{M_F}{W_F} + 0.65 \sqrt{\frac{M_F}{W_F} + \frac{M_T}{W_P}}$$

$$\text{Donde } W_F = \frac{\text{Inercia}}{r} = \frac{\pi \times r^4}{4} = \frac{\pi \times r^3}{4} = \text{MODULO RESISTENTE}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$\tau_{ADM} \geq 0.35 \frac{M_F}{\pi \phi^3} + 0.65 \sqrt{\left(\frac{M_F}{\pi \phi^3}\right)^2 + 4 \left(\frac{M_T}{\pi \phi^3}\right)^2}$$

Despejando el diámetro del eje.-

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{3.56 \times 34843.25 + 6.62 \sqrt{1531740^2 + 34843.25^2}}{1600}}$$

$$\phi \cong 89.9 \text{ mm}$$

Adoptamos un diámetro del eje tambor de 90 mm.-

Debido a que debemos colocar una chaveta de profundidad 7 mm, verifico solo a la torsión.-

$$\tau_{ADM} = 0.8 \times 1600 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\phi \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times M_T}{\pi \times \tau_{ADM}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1531740}{\pi \times 0.8 \times 1600}} = 84.8 \text{ mm} \Rightarrow \text{VERIFICA}$$

CÁLCULO DE LA CHAVETA DEL EJE TAMBOR

Para un eje de $\Phi = 90 \text{ mm}$, la chaveta es $b \times h = 25 \times 14$ (según tabla que se adjunta en el anexo)

CÁLCULO AL APLASTAMIENTO

$$F = \frac{M_T}{r} = \frac{1531740}{45} = 34038.67 \text{ Kg}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Según ensayo para 1040 (chaveta) = $45 \frac{Kg}{mm^2}$, adoptamos 75% carga
estática $\rightarrow \tau_{ADM} = 34 \frac{Kg}{mm^2}$

$$L = \frac{F}{\tau_{ADM} \times h} = \frac{34038.67 Kg}{34 \frac{Kg}{mm^2} \times 7 mm} = 143 mm$$

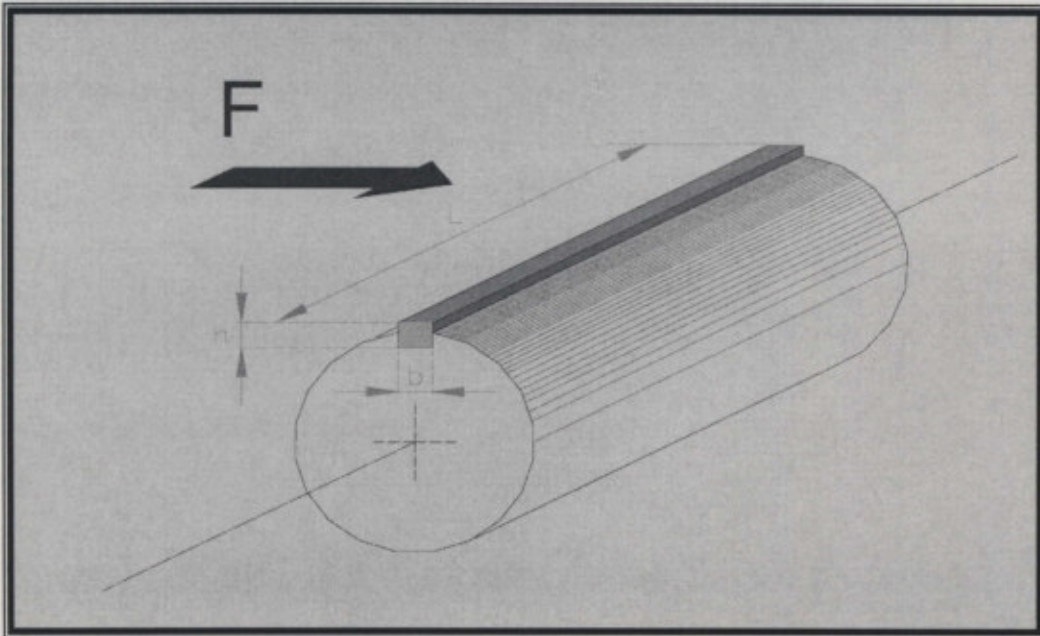
CÁLCULO AL CORTE

$$\sigma_{ADM} = 0.8 \times 34 \frac{Kg}{mm^2} = 27.2 \frac{Kg}{mm^2}$$

Motor: 75 HP
Factor de servicio:

$$L = \frac{F}{\sigma_{APL} \times b} = \frac{34038.67 Kg}{27.2 \frac{Kg}{mm^2} \times 25 mm} = 50.05 mm$$

Adoptamos una longitud L para la chaveta de 145 mm



PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

CÁLCULO DEL GUMMI

ACOPLAMIENTO MOTOR – REDUCTOR

Motor: 75 HP.-

Factor de servicio: 1.5

$$75 \times 1.5 = 112.5 H.P.$$

De tabla de selección, ubicada en el anexo entramos con 1500 rpm y nos vamos hasta un valor mayor que 112,5; encontramos 162 que corresponde a un

Modelo A-70.-

ACOPLAMIENTO NORIA – REDUCTOR

Motor: 75 HP.-

Factor de servicio: 1.5

$$75 \times 1.5 = 112.5 H.P.$$

De tabla número 2, entramos con 100 rpm y nos vamos para abajo hasta un valor mayor que 112,5; encontramos 183 que corresponde a un **Modelo A-170.-**

Rodamiento: SKF 22220 BK

Detalle:

C = 368000 N

Diámetro interior = 95 mm

Diámetro exterior = 190 mm

Ancho = 46 mm

ELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

$$\phi_{eje} = 90mm$$

$$n = 62rpm$$

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

En nuestro caso no tenemos cargas axiales, solo hay cargas radiales, en consecuencia:

$$F_a = 0$$

$$P = R_B \times f_x \times f_a$$

Donde:

$$f_a = 1.1$$

$$f_x = 1.2$$

$$P = 1.1 \times 1.2 \times 5392.3Kg = 7117.8Kg = 69754N$$

Nos vamos a la tabla, adoptamos una duración $L=20000$ horas

Elegimos un rodamiento de rodillos a rótula con manguito de fijación

Rodamiento: SKF 22220 EK

Datos:

$$C = 368000 N$$

$$\text{Diámetro interior} = 95 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro exterior} = 180 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 46 \text{ mm}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

CALCULO DE LA VIDA

$$L_{10h} = \left[\frac{1000000}{60 \times n} \right] \times \left[\frac{C}{P} \right]^{10/3}$$

$$L_{10h} = \left[\frac{1000000}{60 \times 62} \right] \times \left[\frac{368000}{69754} \right]^{10/3} = 68713 \text{ horas } \phi L \Rightarrow \text{VERIFICA}$$

Elegimos:

- Soporte de pie SNH 530 TA (obturador de anillo V)
- Manguito H320
- Anillo de fijación 2 FRB 12/180

TIP: material base

$$F_{ax} = \frac{M_T}{r}$$

este dato hacerlo siempre al DUBBET, pag 774, Tomo 1

Calculamos la masa de un lado:

a = ancho de la soldadura (recipito 5mm)

d = diámetro del eje

$$F_T = \frac{M_T}{\frac{d}{2}} = \frac{1531740}{60} = 25529 \text{ Kg}$$

Tomamos un canto de 120 x 50

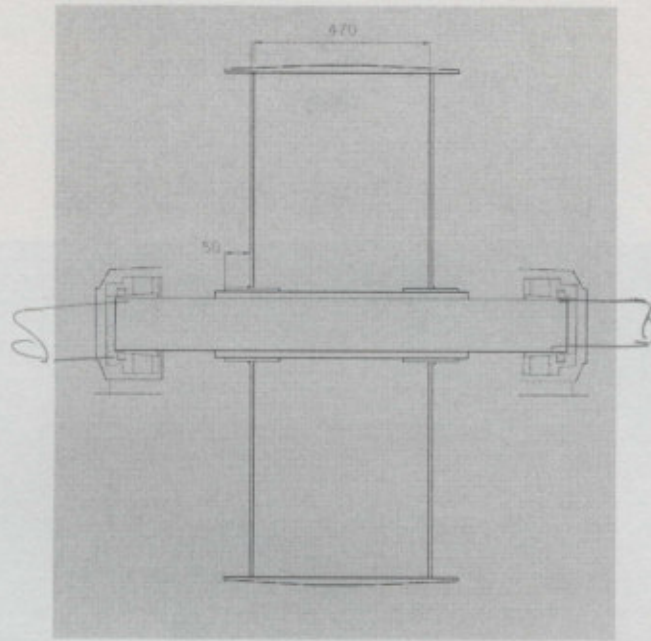
$$s = \frac{25529 \text{ Kg}}{3770 \text{ mm}^2} = 6.77 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Donde el área de soldadura es

$$A = \pi \times d \times a = \pi \times 120 \times 5 = 3770 \text{ mm}^2$$

CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

CÁLCULO DE LA SOLDADURA MASA – TAMBOR



70% material base

$$\tau_{ADM} = 9 \frac{Kg}{mm^2}, \text{ este dato haciendo referencia al DUBBEL, pag774, Tomo1.-}$$

Soldamos la masa de un lado.-

a = ancho de la soldadura (adopto 5mm).-

d = diámetro del eje.-

$$F_T = \frac{M_T}{\frac{d}{2}} = \frac{1531740}{60} = 25529Kg$$

Tomamos un caño de 120 x 90

$$\tau = \frac{25529Kg}{3770mm^2} = 6.77 \frac{Kg}{mm^2}$$

Donde el área de soldadura es

$$A = \pi \times d \times a = \pi \times 120 \times 5 = 3770mm^2$$

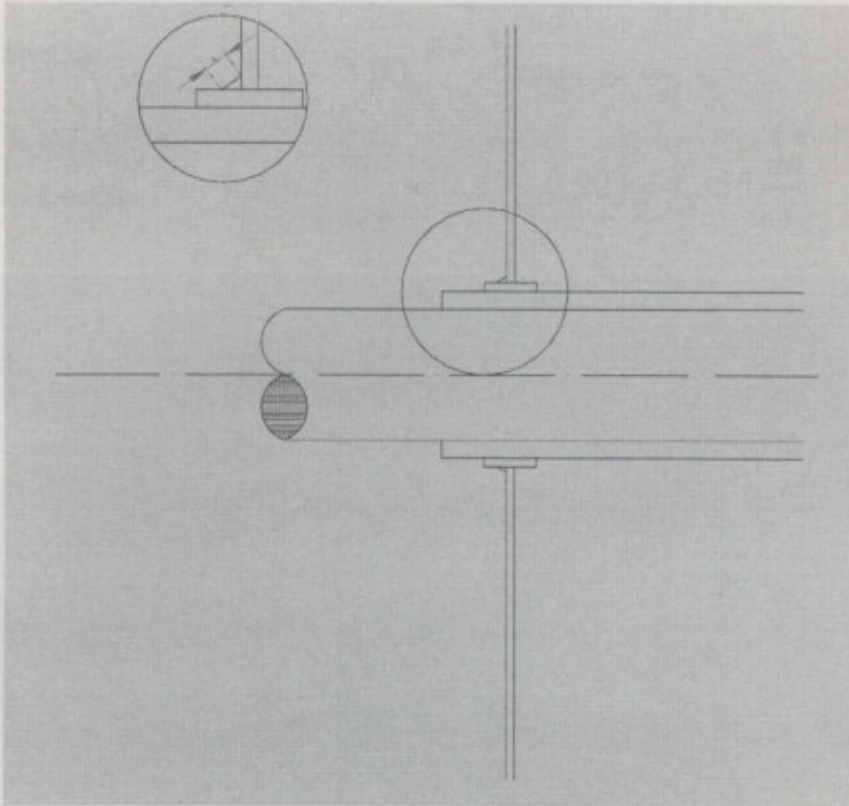
PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

CÁLCULO DEL CABEZAL

Calculamos aproximadamente la sección del cabezal.

$$\tau = 6.77 \frac{Kg}{mm^2} \leq \tau_{ADM}$$

Para esto es necesario saber la longitud del eje, para poder determinar la fuerza máxima y la longitud necesaria y así poder diseñar el cabezal.



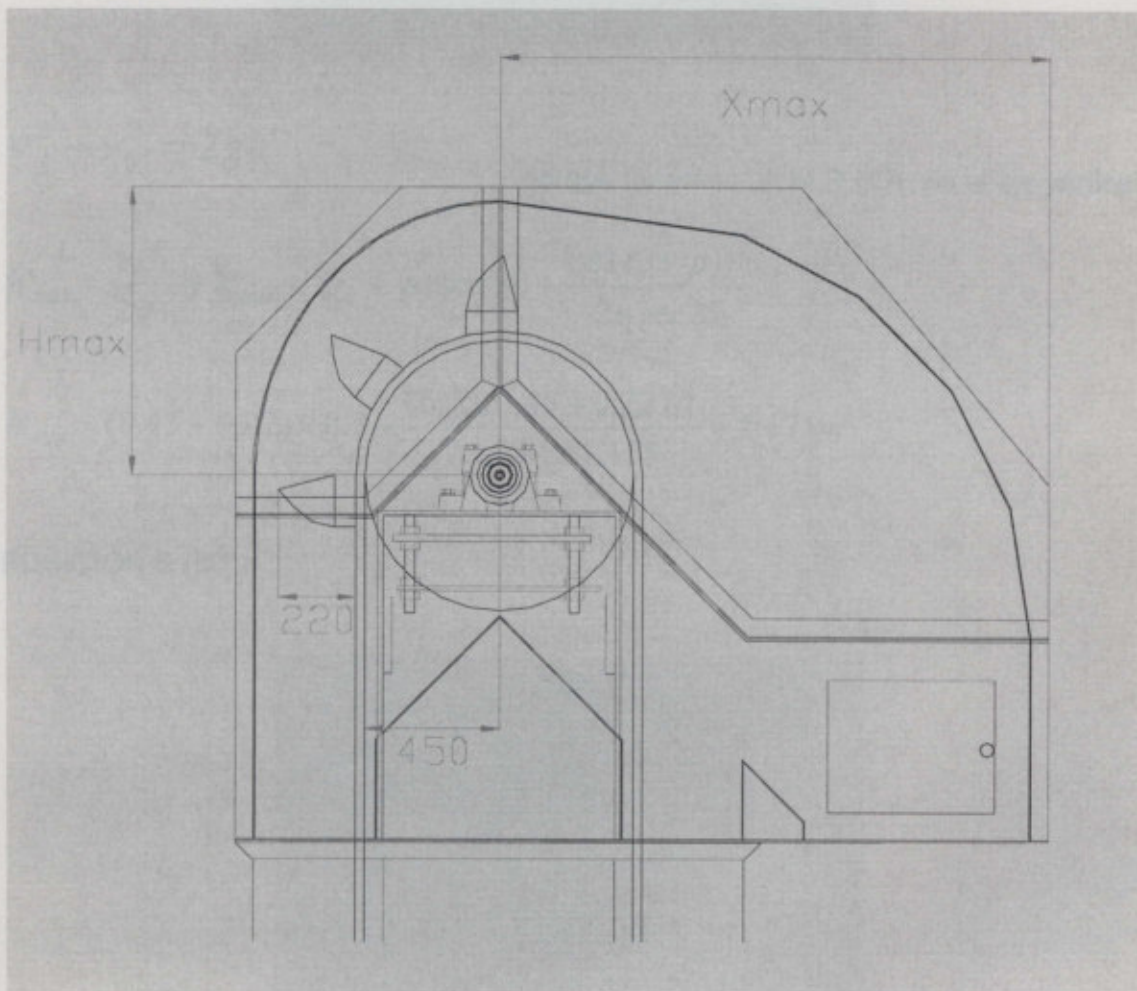
CÁLCULO DEL CABEZAL

Calculamos aproximadamente la sección del cabezal:

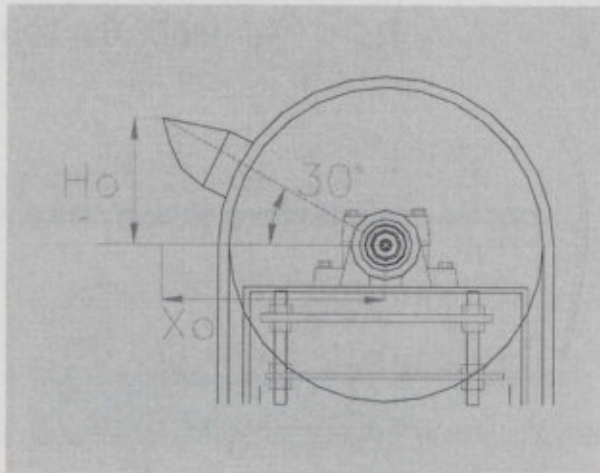
Para esto es necesario saber la proyección de los granos, para poder determinar la altura máxima y la longitud máxima y así poder diseñar el cabezal.-

Velocidad angular $\omega = 62 \times \frac{2\pi}{60} = 6.5 \frac{rad}{seg}$

Velocidad tangencial $v = 6.5 \frac{rad}{seg} \times (0.45 + 0.22) = 4.355 \frac{m}{seg}$



POSICIÓN A (30°):



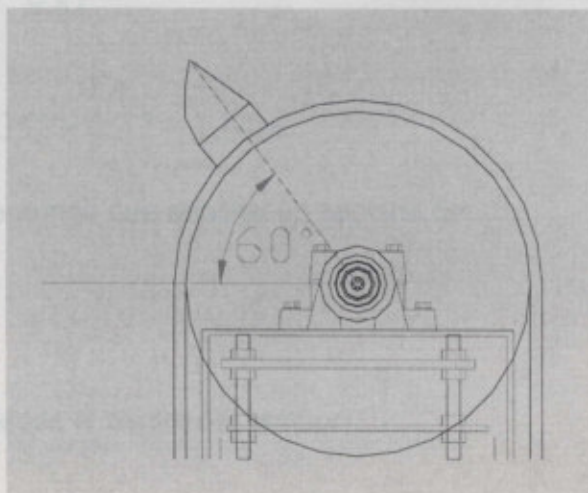
$$v_f^2 - v_0^2 = 2gh'$$

porque tenemos un M.R.U.A. en el eje vertical

$$h'_{\text{máx}} = \frac{v_0^2}{2g} \rightarrow h'_{\text{máx}} = (r_0 + p) \sin 30 + \frac{(\omega(r_0 + p))^2}{2g \sec 30}$$

$$h'_{\text{máx}} = (0.45 + 0.22) \times 0.5 + \frac{(6.52(0.45 + 0.22))^2}{2 \times 9.81 \times 1.155} = 1.171m$$

POSICIÓN B (60°):



PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

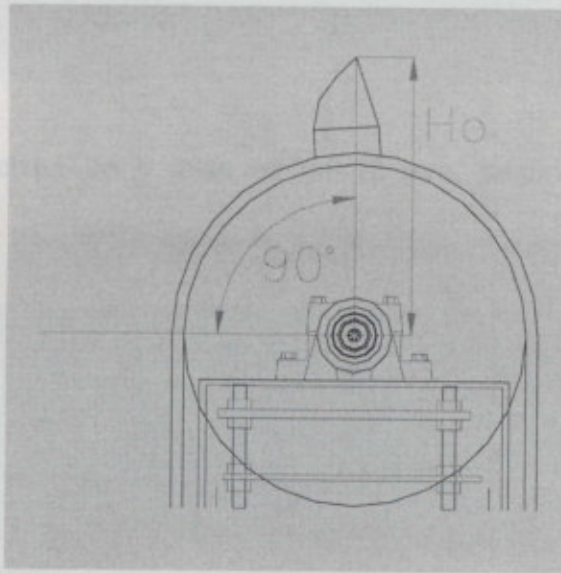
$$X_{\max} = \frac{V^2}{g} \operatorname{sen} 60^\circ \rightarrow X_{\max} = \frac{(4.355)^2 \times \operatorname{sen} 60^\circ}{9.81} = 1.674m$$

$$X_0 = 0.69 \times \cos 60^\circ = 0.335m$$

$$X_{\max} = 1.339m$$

Esta distancia máxima está medida desde el centro del rolo.-

POSICIÓN C (90°):



$$t = \sqrt{\frac{2h_0}{g}} \rightarrow t = \sqrt{\frac{2 \times 0.69}{9.81}} = 0.37 \text{ segundos}$$

$$X_{\max} = V \times t = 4.355 \times 0.37 = 1.61m$$

En consecuencia, tenemos que adoptar un cabezal de:

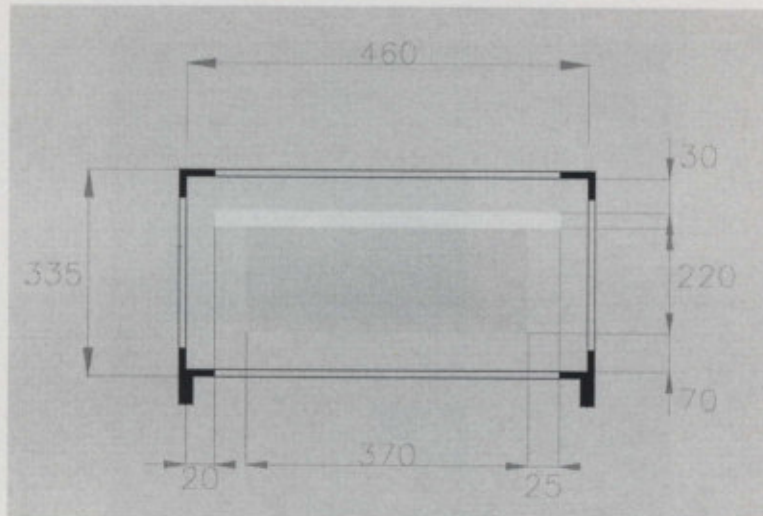
$$h_{\max} = 1.24m$$

$$X_{\max} = 1.61m$$

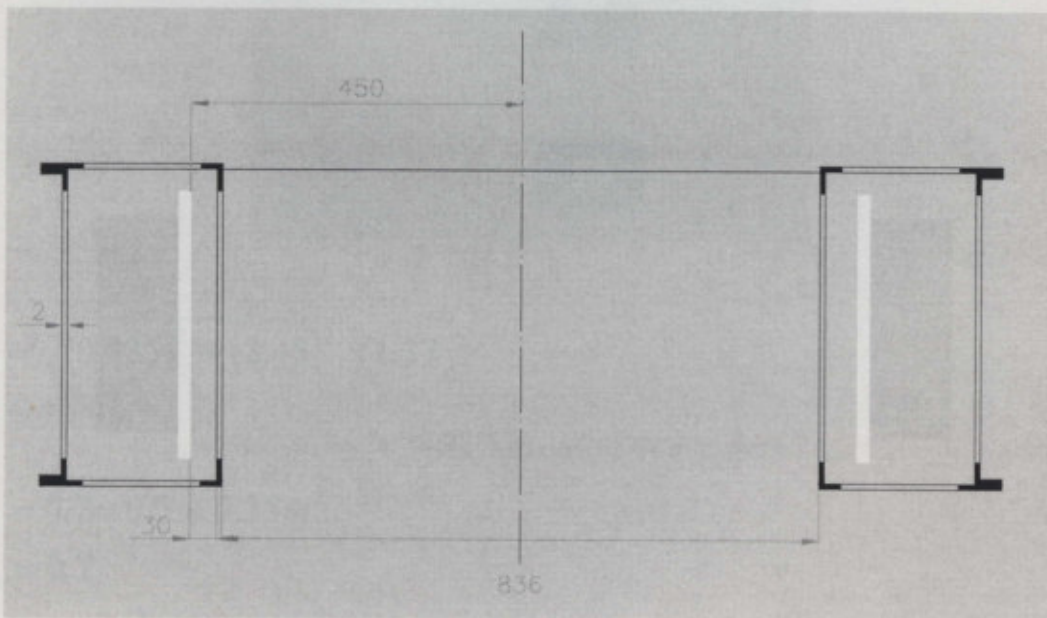
(valores medidos desde el centro del tambor)

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

CÁLCULO DE MEDIDAS DEL PANTALÓN AL VIENTO



El espesor de la correa de 4 telas es de 12 mm, según datos del fabricante PLYLON.-



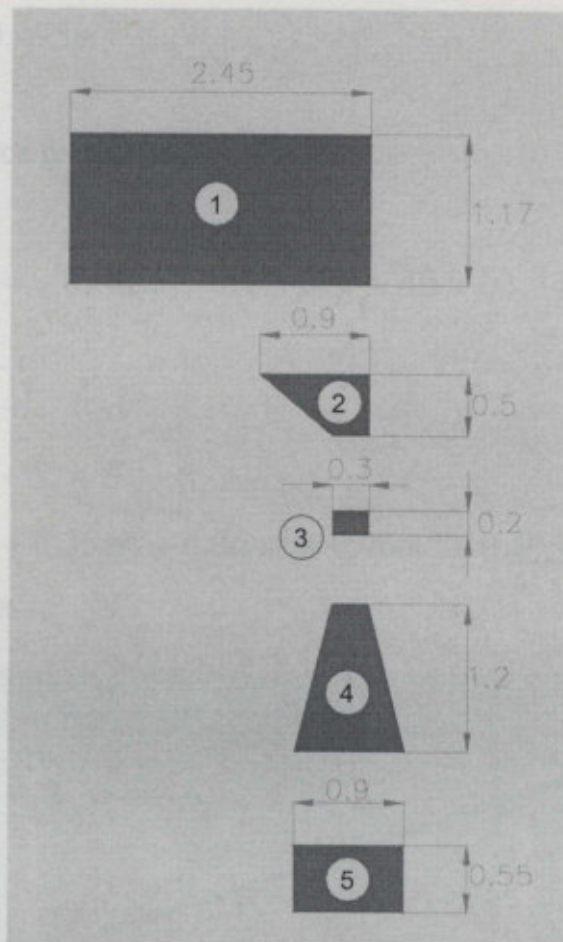
Dados el diámetro medio es 9.7

El espesor de la chapa del pantalón lo adoptamos como 2 mm, es decir, Chapa 14.-

Posteriormente se calculará la resistencia del pantalón, en caso de no dar los valores correctos se procederá a recalcularse ese punto.-

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO – DANIEL CABALLERO

CÁLCULO DE LA SUPERFICIE EXPUESTA AL VIENTO



$$S_1 = \sqrt{(0.335)^2 + (2.45)^2} \times 1.17$$

$$S_1 = 2.89m^2$$

$$S_2 = 0.7 \times 0.5 = 0.35m^2$$

$$\phi_m = 0.7$$

Donde el diámetro medio es 0.7

$$S_3 = 0.3 \times 0.2 = 0.06m^2$$

$$S_4 = 0.8 \times 1.2 = 0.96m^2$$

$$\phi_m = 0.8$$

CÁLCULO DE LAS HIENDAS

Donde el diámetro medio es 0.8

$$S_5 = 0.9 \times 0.55 = 0.495m^2$$

Sección máxima de los pantalones:

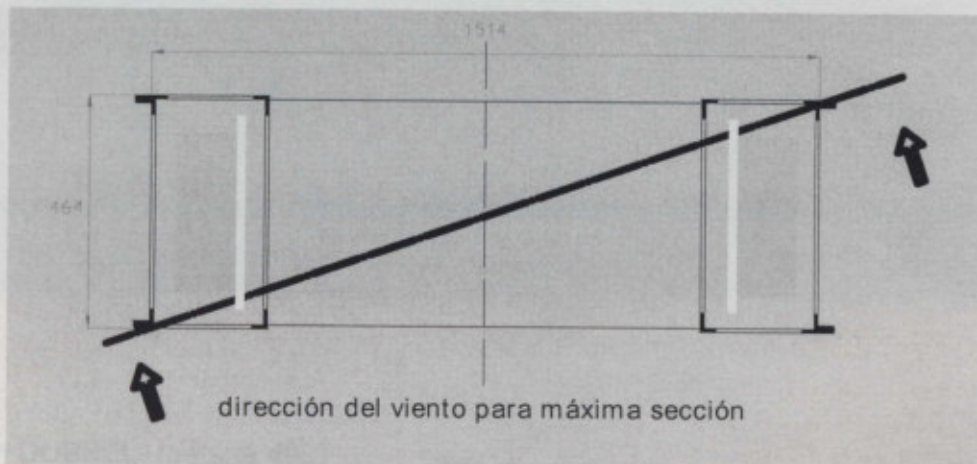
$$S = \sqrt{(0.464)^2 + (1.514)^2} \times 40 = 63.34m^2$$

SUPERFICIE TOTAL

$$S_T = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_{pant}$$

$$S_T = 2.89m^2 + 0.35m^2 + 0.06m^2 + 0.96m^2 + 0.495m^2 + 63.34m^2$$

$$S_T = 68.095m^2$$



$$P = C \times q \times F$$

$$q = \frac{\rho}{2g} \times v^3$$

Donde:

P = fuerza del viento.

C = coeficiente de resistencia

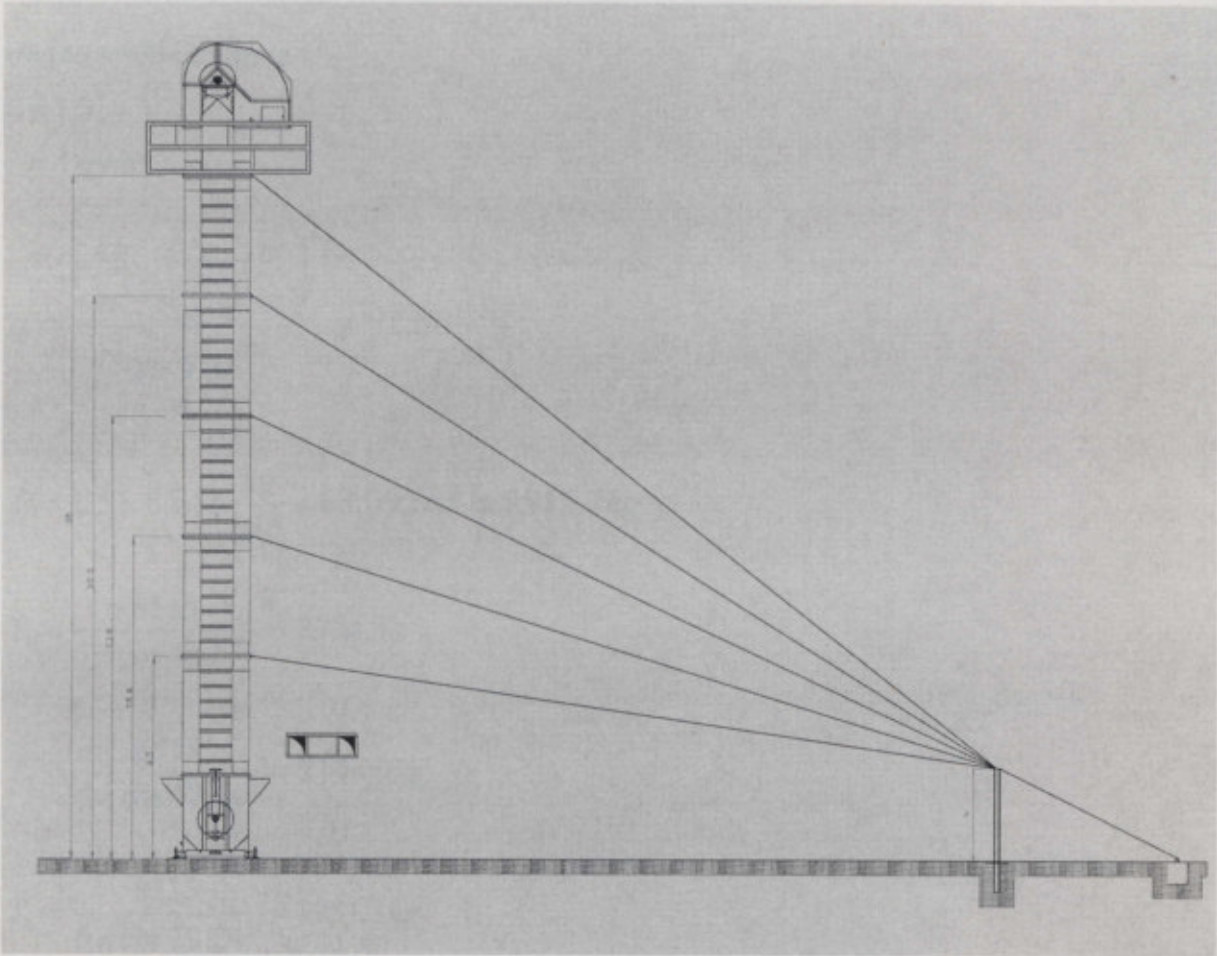
ρ = peso específico del aire.

v = velocidad del viento.

CÁLCULO DE LAS RIENDAS

FF según máquina

Adaptación para 1500 2000



Según DUBBEL, (página 409)

$$P = C \times q \times F$$

$$q = \frac{\gamma}{2g} \times V^2$$

Donde:

P= fuerza del viento.

C= coeficiente de resistencia.

γ = peso específico del aire.

V= velocidad del viento.

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

F= sección máxima

Adoptamos para esta zona:

$$V=145 \text{ km/h}=40.3\text{m/s}$$

$$C= 1.5$$

$$\gamma = 1\text{kg/m}^3$$

$$q = \frac{1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(40.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 82.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$P = 1.5 \times 82.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 68.095\text{m}^2 = 8515.7\text{kg}$$

$$T_1 = \frac{8515}{5 \times \cos 44.17^\circ} = 2374.3\text{k}$$

$$T_2 = \frac{8515}{5 \times \cos 37.44^\circ} = 2144.9\text{kg}$$

$$T_3 = \frac{8515}{5 \times \cos 29.24^\circ} = 1951.7\text{kg}$$

$$T_4 = \frac{8515}{5 \times \cos 19.5^\circ} = 1806\text{kg}$$

$$T_5 = \frac{8515}{5 \times \cos 8.45^\circ} = 1721.7\text{kg}$$

$$\sum F_x = T_1 \cos 44.17^\circ + T_2 \cos 37.44^\circ + T_3 \cos 29.24^\circ + T_4 \cos 19.5^\circ + T_5 \cos 8.45^\circ = R_{mX}$$

$$R_{mX} = 8515\text{kg}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$\sum F_y = T_1 \sin 44.17^\circ + T_2 \sin 37.44^\circ + T_3 \sin 29.24^\circ + T_4 \sin 19.5^\circ + T_5 \sin 8.45^\circ = R_{mY}$$

$$R_{mY} = 4767.5 \text{ kg}$$

$$R = \sqrt{R_{mX}^2 + R_{mY}^2} = 9759 \text{ kg}$$

$$\alpha = \arctan \frac{R_{mY}}{R_{mX}} = 29^\circ 14'$$

Adoptamos, según catálogo:

Para rienda 1, 2, 3, 4, 5 un cordón 1x19 alma de acero, coef de seguridad=4

$$\rightarrow \phi = 13 \text{ mm}$$

Para rienda del anclaje, un cable 6x19 filler, alma de acero, coef de seguridad=4

$$\rightarrow \phi = 26 \text{ mm}$$

Por razones de practicidad adoptamos 2 cables de 13 mm en lugar de 1 de 26 mm.-

CÁLCULO DEL ANCLAJE

$$R = \mu \times F + P$$

Donde adoptamos $\mu = 0.1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$ para terrenos de arcilla blanda

R= resistencia al arrancamiento.

F= superficie lateral.

P= peso del muerto.

μ = coef. fricción tierra-hormigón.

$$V = 100 \times 100 \times L = 10000 \times L (\text{cm}^3)$$

$$P = V \times \gamma = 10000 \times L \times 0.0024 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} \right) \times (\text{cm}^3) = (\text{kg})$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

γ = peso específico del hormigón.

$$P = 24 \times L \text{ (kg)}$$

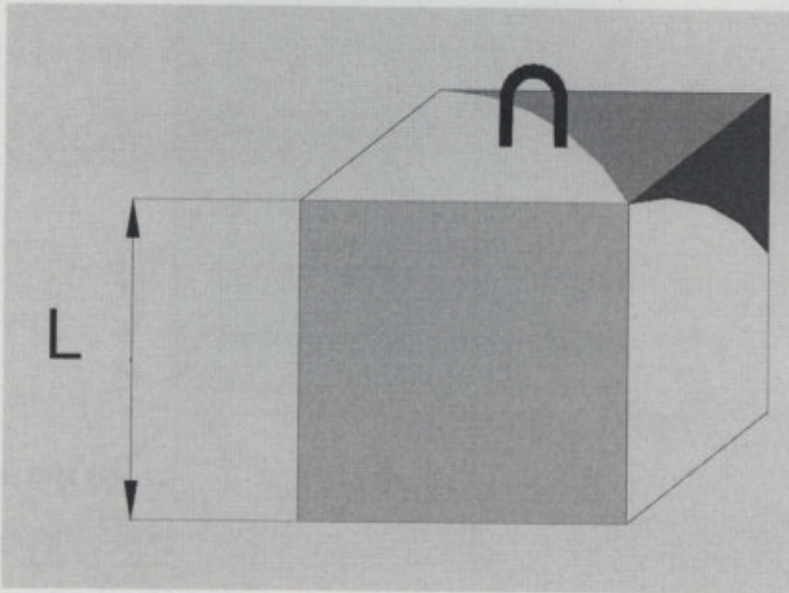
$$F = 100 \times L \times 4 \text{ (cm}^2\text{)} \rightarrow F = 400 \times L \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$R = 0.1 \times 400 \times L + 24L$$

$$9759 = (40 + 24) \times L \rightarrow \frac{9759}{64} = L \rightarrow L = 152 \text{ cm}$$

Adoptamos $L = 155 \text{ cm}$

Colocamos 2 anclajes de esas medidas.-



CALCULAMOS LA COLUMNA AL PANDEO

$$A_0 = \frac{P}{\sigma_{adm}}$$

CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

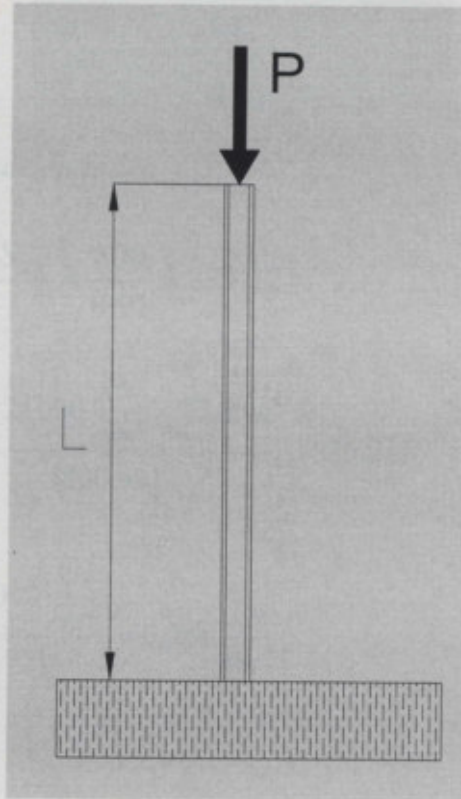
donde A_0 es el área de la sección transversal de la barra

$$P = 4767.5 \text{ kg}$$

$$P = 47.675 \text{ N}$$

$$\sigma_{adm} = 16 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$A_0 = 2.98 \text{ cm}^2$$



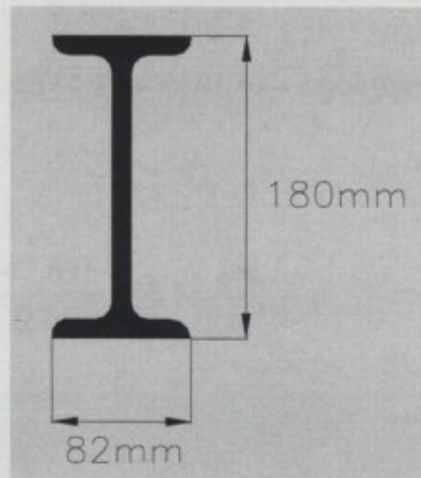
Adoptamos un IPN 80

$$A = 7.57 \text{ cm}^2$$

$$i_x = 3.2 \text{ cm} \rightarrow \text{radio de giro}$$

$$i_y = 0.91 \text{ cm} \rightarrow \text{radio de giro}$$

$$J_x = 77.8 \text{ cm}^4 \rightarrow \text{inercia}$$



$$S_{Kx} = 2L = 800\text{cm} \rightarrow \text{Luz de pandeo}$$

$$\lambda = \frac{S_{Kx}}{i_y} = \frac{800}{0.91} = 879.12$$

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \times E \times J}{S_{Kx}^2} = \frac{\pi^2 \times 21000 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \times 77.8\text{cm}^4}{(800\text{cm})^2} = 25.2\text{kN}$$

$$\sigma_{crit} = \frac{\pi^2 \times E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \times 21000 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}}{(879.12)^2} = 0.268 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{crit_x} = \omega_x \times \frac{P}{A}$$

$$\lambda_x = \frac{S_{Kx}}{i_x} = \frac{800}{3.2} = 250 \rightarrow \text{TABLA} \rightarrow \omega_x = 12.02$$

$$\sigma_{crit_x} = 12.02 \times \frac{47.675}{7.57} = 75.7 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

Adopto IPN180

$$i_y = 1.71\text{cm}$$

$$i_x = 7.2\text{cm}$$

$$A = 27.9\text{cm}^2$$

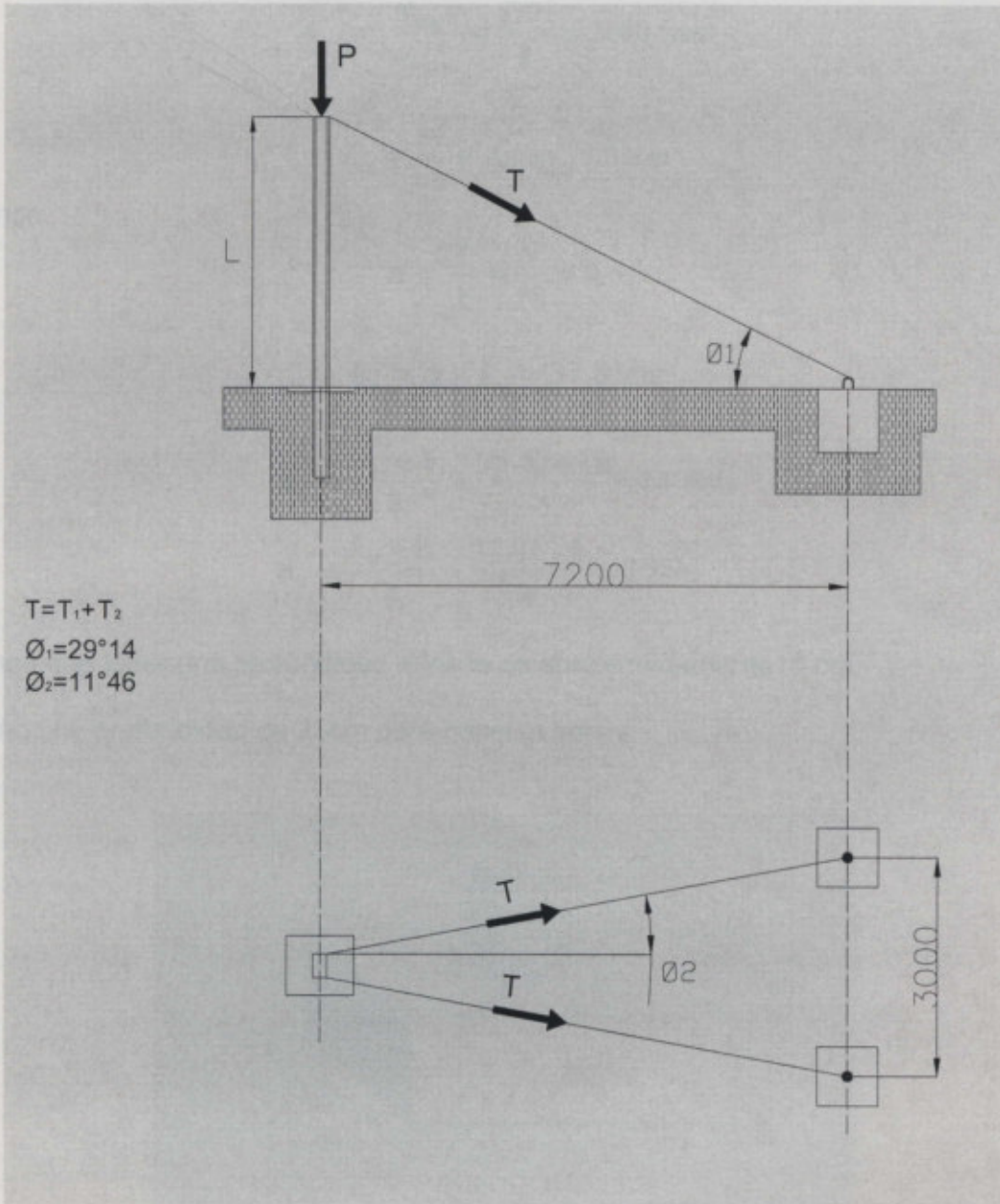
$$J_x = 1450\text{cm}^4$$

CÁLCULO DE LA FUNDACIÓN

Esbeltez = $\lambda_x = \frac{S_{Kx}}{i_x} = \frac{800}{7.2} = 111.1 \rightarrow \text{TABLA} \rightarrow \omega_x = 2.45$

Tensión crítica

$\sigma_{crit_x} = \omega_x \times \frac{P}{A} = 2.45 \times \frac{47.675}{27.9} = 4.18 \frac{kN}{cm^2} < \sigma_{adm} \Rightarrow \text{SOBREDIMENSIONADO}$



PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

CÁLCULO DE LA FUNDACIÓN

$$N_{\text{dim}} = 1.2P = 1.2 \times 47.675 = 57.21 \text{ kN} \times 100 = 5721 \text{ kg}$$

Adopto:

$$\sigma_{\text{Terreno}} = 2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$
$$A_{\text{nec}} = \frac{N_{\text{dim}}}{\sigma_{\text{Terreno}}} = \frac{5721}{2} = 2860.5 \text{ cm}^2$$

$$L_x = \sqrt{\frac{1}{\alpha} \times A_{\text{nec}}} = 75.63 \text{ cm}$$

Donde

$$\alpha = \frac{Y}{X} = \frac{9}{18} = 0.5$$

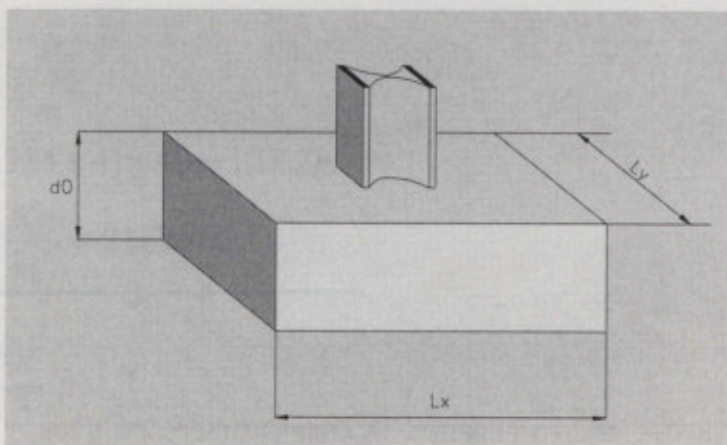
$$L_y = \alpha \times L_x = 37.81 \text{ cm}$$

$$d_0 = \frac{L_x - X}{4} = \frac{75.63 - 18}{4} = 14.4 \text{ cm}$$

$$d_0 = \frac{L_y - Y}{4} = \frac{37.81 - 9}{4} = 7.2 \text{ cm}$$

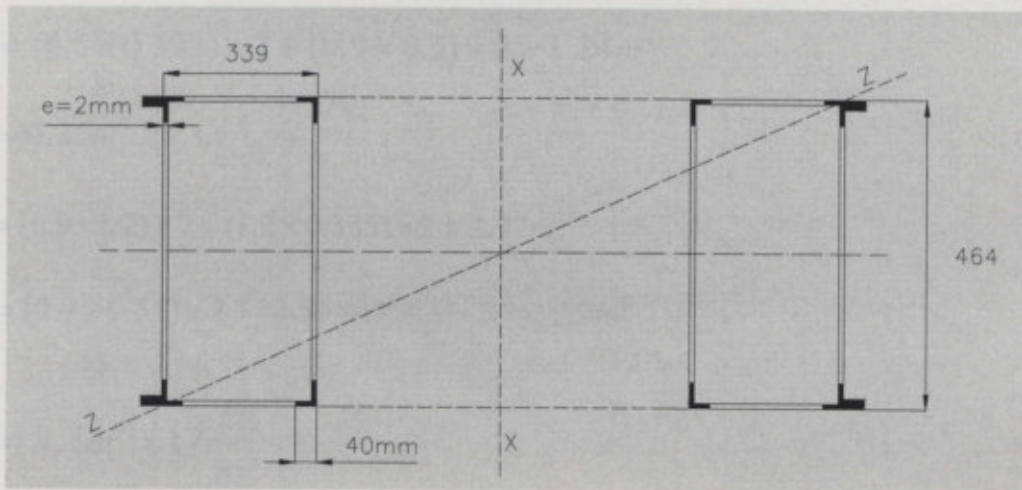
Tengo que tener una profundidad mínima de aproximadamente 15 cm.-

Tomo una profundidad de 25cm para hacer la solera.-



CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO – DANIEL CABALLERO

CÁLCULO DE LOS PANTALONES



VERIFICACIÓN A LA COMPRESIÓN:

$$A = 24 \times 40\text{mm} \times 2\text{mm} = 1920\text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$F = T_{\text{correa}} + T_{\text{plat}} + T_{\text{cables}} + T_{\text{pant}}$$

$$P_{\text{plat+accesorios}} = 450\text{Kg}$$

$$P_{\text{motor}} = 440\text{Kg}$$

$$P_{\text{reductor}} = 860\text{Kg}$$

$$P_{\text{pantalones}} = 2162.4\text{Kg}$$

$$\text{Chapa } 14'' = 17 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$(0.46 \times 4 + 0.335 \times 4) \times 40 = 127.2\text{m}^2$$

$$127.2\text{m}^2 \times 17 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 2162.4\text{Kg}$$

$$P_{\text{cabezal}} = 165\text{Kg}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$S_1 = (2.45 \times 1.24) \times 2 + (1.24 \times 0.335) \times 2 = 3.87m^2$$

$$S_2 = (0.5 \times 0.335) \times 2 + (0.9 \times 0.5) \times 2 = 1.24m^2$$

$$S_3 = 0.25m^2$$

$$S_4 = (0.9 \times 1.2) \times 2 + (1.2 \times 0.335) \times 2 = 2.97m^2$$

$$S_5 = (0.9 \times 0.55) \times 2 + (0.55 \times 0.335) \times 2 = 1.36m^2$$

$$P_T = 9.7m^2 \times 17 \frac{kg}{m^2}$$

$$T_{correa} = 4000kg$$

$$T_{riendas} = 8515.7kg$$

$$P_{baldes} = 2.4 \frac{kg}{balde} \times 408baldes + 57.12kg = 1036.32kg$$

$$F_{total} = 17615.7kg$$

$$\sigma = \frac{17615.7kg}{1920mm^2} = 9.174 \frac{kg}{mm^2} < 14 \frac{kg}{mm^2}$$

VERIFICACIÓN AL PANDEO.-

$$\sigma_{adm} = 14 \frac{kg}{cm^2}$$

$L = 9.2 \rightarrow$ distancia a la primera rienda

$$\lambda = \frac{S_k}{i_k}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$S_k = 0.7 \times L = 6440 \text{ mm}$ para estas condiciones de cálculo según apuntes de cátedra de la materia Estabilidad 2

$$i_k = \sqrt{\frac{I_{zz}}{S}} = \sqrt{\frac{\sum I_G + Ad^2}{S}}$$

$$i_k = \sqrt{\frac{16Ad^2}{16A}} = d = 28.43 \text{ cm}$$

$$I_{zz} = (I_0 + Ad^2) \times 16$$

$$I_{zz} = 16I_0 + 16Ad^2$$

$$I_{zz} = 16 \times 2560 \text{ mm}^2 \times (28.43 \text{ mm})^2$$

$$I_{zz} = 3 \times 310 \times 653 \times 0.30 \text{ mm}^4$$

Según DUBBELL:

$$\lambda = \frac{0.7 \times L}{i_k} \leq 50$$

$$0.7 \times L \leq 50 \times i_k$$

$$644 \leq 1421.5$$

Para aceros $S_r = 1010$ y $\lambda = 23 \rightarrow \omega = 1.13$

$$\sigma = \frac{\omega \times P}{S} = \frac{1.13 \times 17615}{1920} = 10.37 \left(14 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right)$$

VERIFICACIÓN A LA FLEXO-COMPRESIÓN.-

PRESIÓN DEL VIENTO.-

$$F_v = C \times q \times A \rightarrow F_v = 1301.4 \text{ kg}$$

$$A = \sqrt{(0.46)^2 + (0.335)^2} \times 2 \times 9.2$$

$$A = 10.47$$

$$\alpha = \arctan \frac{0.46}{0.335} \rightarrow \alpha = 53.93$$

$$F_{vy} = 1301.4 \times \sin 53.93 = 1039.34 \text{ kg}$$

$$F_{vx} = 1301.4 \times \cos 53.93 = 783.2 \text{ kg}$$

MOMENTO QUE PROVOCA F_v .-

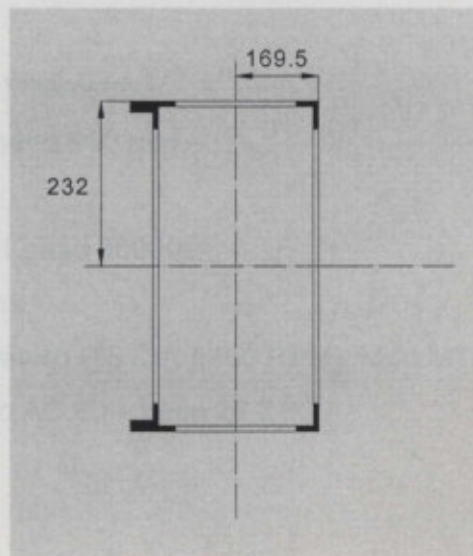
$$M_{Fv} = F_{vy} \times 4.6 = 1039 \times 4.6 = 4780.9 \text{ kgm}$$

$$I_{zz} = 3310653030 \text{ mm}^4$$

$$Z = 232 \text{ mm (fibramasalejada)}$$

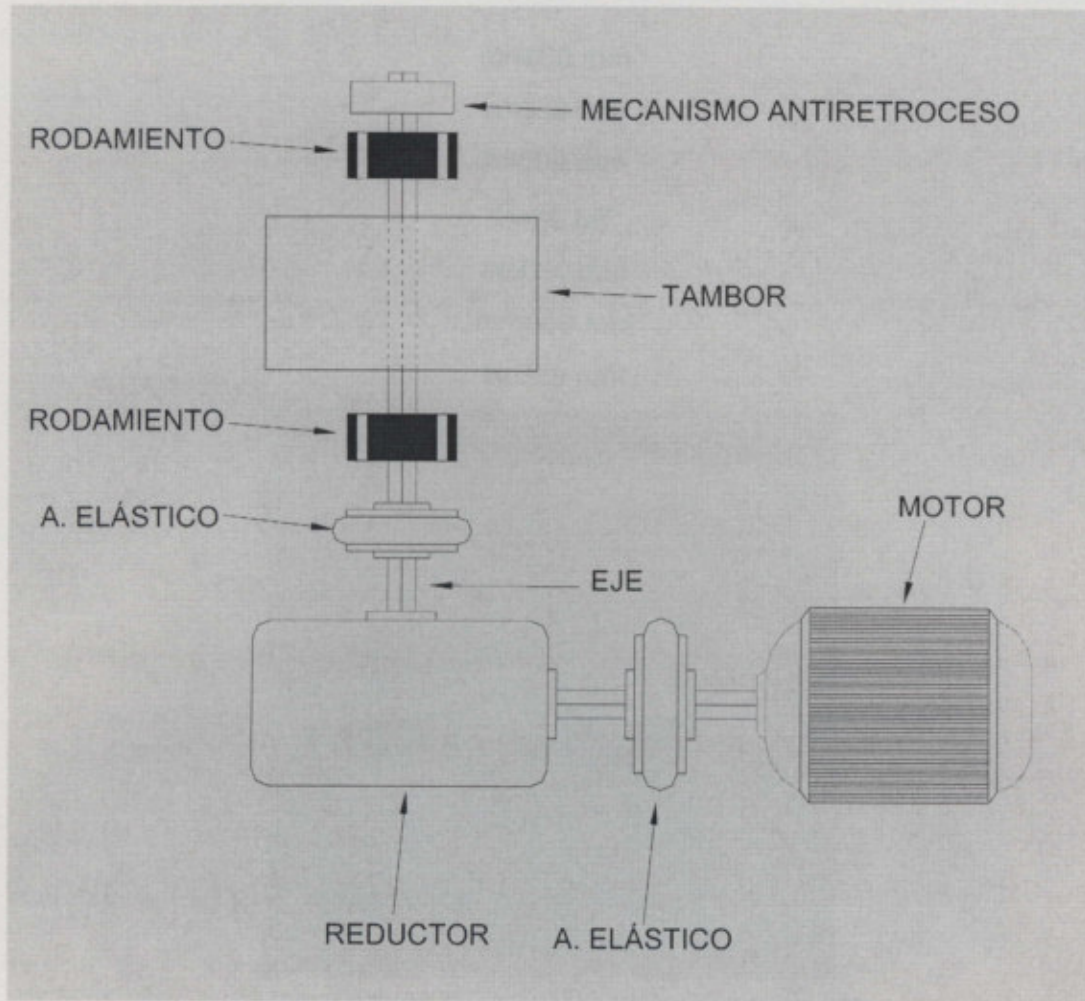
$$W_{zz} = \frac{I_{zz}}{Z} = \frac{3310653030}{232} = 142700.56 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{M_f}{W_{zz}} = \frac{17615.7}{1920} + \frac{6210000}{142700.56} = 8.16 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 14 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$



PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

DISEÑO DE LA PLATAFORMA



Reduziendo el sistema de cargas al eje 142 mm.

- Eje (acero SAE 4140) diámetro.-
- Rueda superior, diámetro 900 mm.-
- Caja de rodamiento.-
- Acople elástico 32 – 1 peso 300 Kg.-
- Reductor sinfín-corona.-
- Motor asincrónico trifásico (75 CV, 1480 RPM), Mod MTA 250 S/M. MEG.-
- Acoplamiento elástico AC 80 – peso 25.2 kG.-

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

CÁLCULO DEL TRINEO

Si consideramos ahora el esfuerzo axial de tracción el punto izquierdo se tracciona y el derecho se comprime. Como la deformación, luego la tensión en módulo es igual en ambos:

$$m=850 \text{ mm}$$

$$n=630 \text{ mm}$$

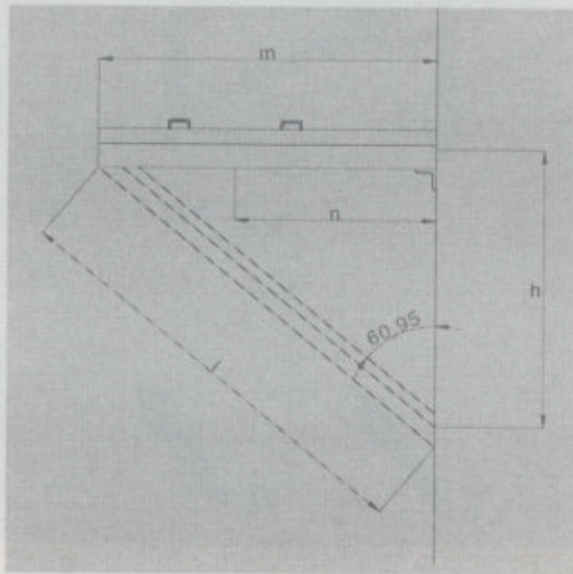
$$h=500 \text{ mm}$$

$$\theta=60.95^\circ$$

$$l=1030 \text{ mm}$$

$$d=1610 \text{ mm}$$

$$f=739 \text{ mm}$$



Reduciendo el sistema de cargas al eje x-x es:

$$M_{red. carga} = P_2 d = 600 \times 1.61 = 966 \text{ kgm}$$

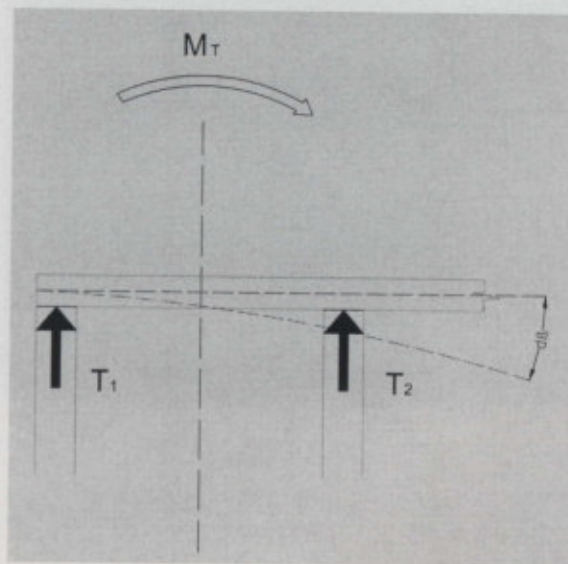
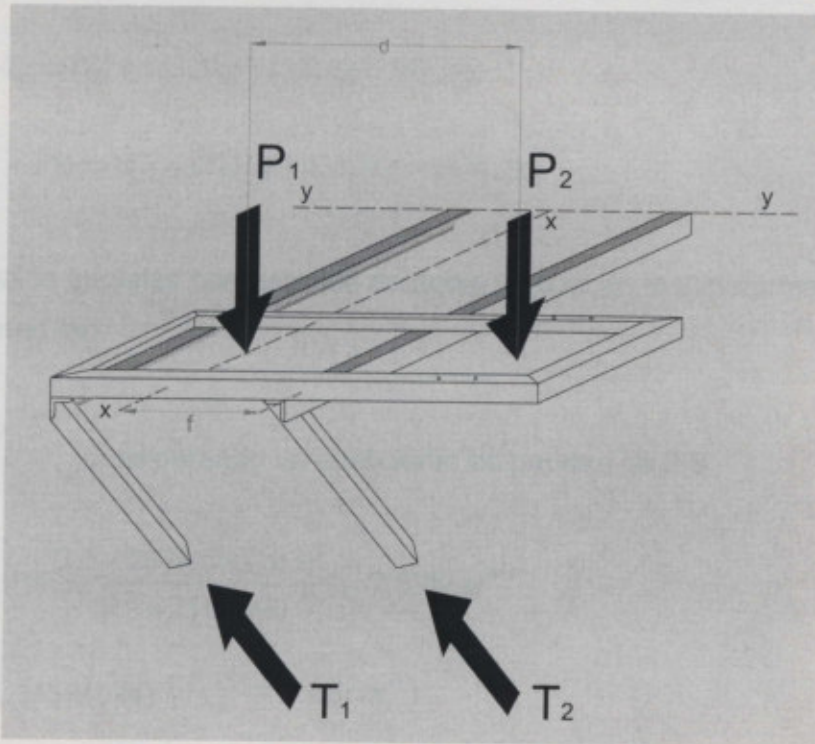
$$M_{j-j} = (T_1 + T_2) \cos \theta m - (P_1 + P_2) n = 0 \Rightarrow \frac{(P_1 + P_2) n}{\cos \theta m} = T_1 + T_2$$

Aplicando el principio de superposición (aplicable a pequeñas deformaciones) y considerando el esfuerzo flector (M_y -y) se tiene igual deformación en ambos puntales, luego igual tensión:

$$T_1 = T_2 = -T_0 \Rightarrow T_0 = \frac{(P_1 + P_2) n}{2m \cos \theta} = \frac{(1100 + 600) \times 630}{2 \times 850 \times \cos 60.95^\circ} = 1221 \text{ kg}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Si consideramos ahora el esfuerzo torsor de reducción el puntal izquierdo se tracciona y el derecho se comprime en igual proporción, luego la tensión en módulo es igual en ambos.-



CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$T_1 = -T_2 = T^* = \frac{M_t}{2f}$$

$$T^* = \frac{966 \text{kgm}}{2 \times 0.739 \text{m}} = 653.5 \text{k}$$

$$T_1 = \sum T = T^* - T_0 \Rightarrow |T_1| = 653.5 \text{kg} - 1221 \text{kg} = 567.5 \text{kg}$$

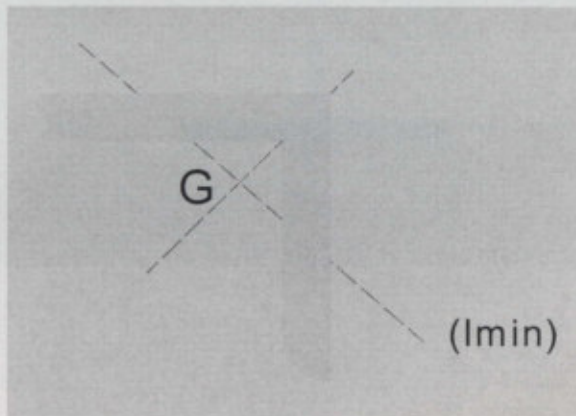
$$T_2 = \sum T = -(T_0 + T^*) \Rightarrow |T_2| = 1221 \text{kg} + 653.5 \text{kg} = 1874.5 \text{kg}$$

Considerando a los puntales con anclajes de doble vínculo en la plataforma y simple vínculo en el trineo es:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{l^2} \quad \text{considerando un coeficiente de pandeo de 2.5}$$

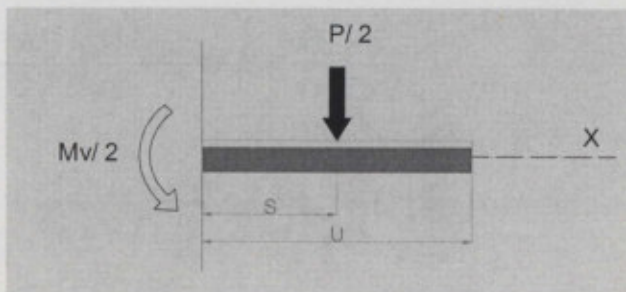
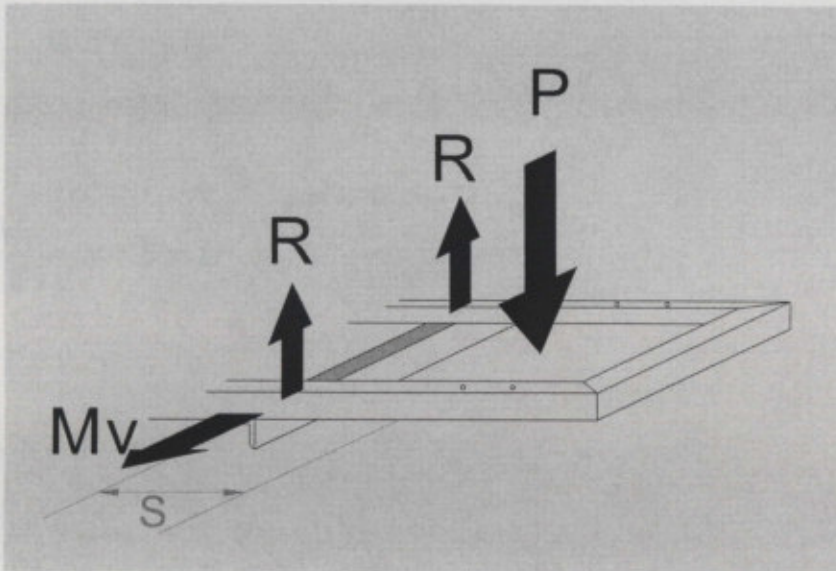
$$I = \frac{2.5 \times T_2 \times l^2}{\pi^2 \times E} = \frac{2.5 \times 1874.5 \times (103)^2}{\pi^2 \times 2100000} = 2.398 \text{cm}^4$$

Adoptamos PNL (45x45x4) ($I_{min} = 2.68 \text{cm}^4$)



CÁLCULO DE LOS PERFILES DEL MARCO.-

Lo calculamos teniendo en cuenta una flecha permitida por el acoplamiento elástico, la desalineación a determinar es respecto al acoplamiento elástico, el cual se encuentra aproximadamente en el apoyo horizontal derecho que une el marco del trineo con la estructura de la noria.-



$$R = \frac{P_2}{2}$$

$$S = 871mm$$

$$U = 1406mm$$

$$M_r = P_2 \times S = 600 \times 87.1cm = 52260kgcm$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$M_x = -\frac{M_r}{2} \quad \text{si } 0 \leq x \leq 5$$

$$Y'' = \frac{M_x}{E \times I}$$

$$Y_x = -\frac{M_x}{4 \times E \times I} x^2 + Bx + C$$

$$M_x = 0 \quad \text{si } 5 \leq x \leq U$$

$$Y_x = Dx + E$$

si $x=5$

$$Y' = -\frac{M_r}{2 \times E \times I} x + B = D$$

$$\wedge Y_0 = 0 \Rightarrow c = 0$$

$$\therefore Y'_0 = 0 \Rightarrow B = 0$$

$$\Rightarrow D = -\frac{M_r S}{2 \times E \times I}$$

$$Y_s = -\frac{M_r \times S^2}{4 \times E \times I} = -\frac{M_r \times S^2}{2 \times E \times I} + E \Rightarrow E = \frac{M_r \times S^2}{4 \times E \times I}$$

$$Y_U \left(-\frac{M_r \times S}{2 \times E \times I} \right) U + \frac{M_r \times S^2}{4 \times E \times I} = \frac{M_r \times S}{2 \times E \times I} \left(\frac{S}{2} - U \right)$$

$$I = \frac{M_r \times S}{2 \times E \times f} \left(\frac{S}{2} - U \right) = \frac{52260 \times 87.1 \times \left(\frac{87.1}{2} - 140.6 \right)}{2 \times 2100000 \times (-0.3)}$$

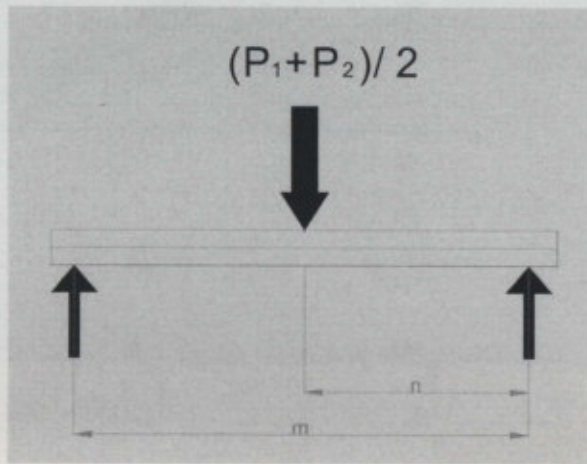
$$I = 350.6 \text{ cm}^4$$

Adopto PNU (120x55x7), $I_{x-x} = 364 \text{ cm}^4$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

El cálculo de los perfiles horizontales se harán teniendo en cuenta la desalineación con el eje del tambor del reductor.-

Suponiendo el siguiente modelo:



$$Y_x = \frac{\left(\frac{P_1 + P_2}{2}\right)n}{6 \times E \times I} \left(\frac{x}{m}\right) (m^2 - (m-n)m - x^2)$$

El giro es:

$$Y'_x = \frac{(P_1 + P_2)n}{6 \times E \times I \times m} (m^2 - (m-n)m - x^2) + \frac{(P_1 + P_2)}{6 \times E \times I} n \left(\frac{x}{m}\right) (-2n)$$

Adoptando un giro de 0.5 es:

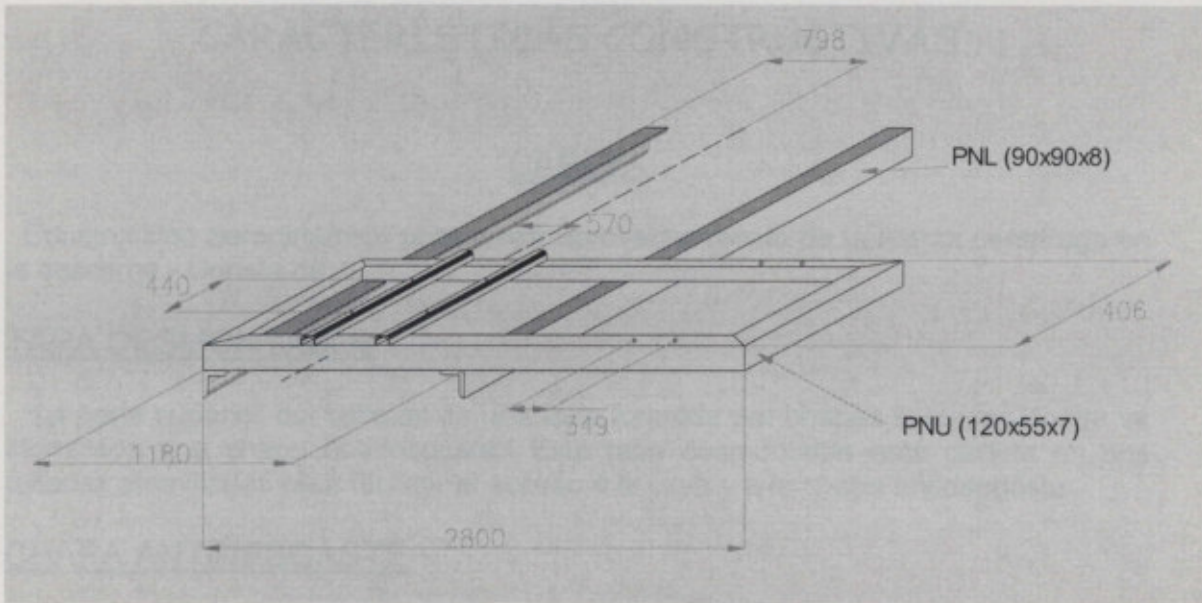
$$I = \frac{\left(\frac{P_1 + P_2}{2}\right)n}{6 \times E \times m} (m \times n - x^2) \frac{1}{Y'_x}$$

$$(x = n), Y'(n) = \text{tg}(0.5) \cong 0.009$$

$$I = \frac{\frac{2000 \text{kg}}{2} \times 63}{6 \times 2100000 \times 85} \times (85 \times 63 - 63^2 - 2 \times 63^2) \times \frac{1}{-0.009} = 42.92 \text{cm}^4$$

Adoptamos un PNL (90x90x8), $I_{n-n_{\min}} = 43.1 \text{cm}^4$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS



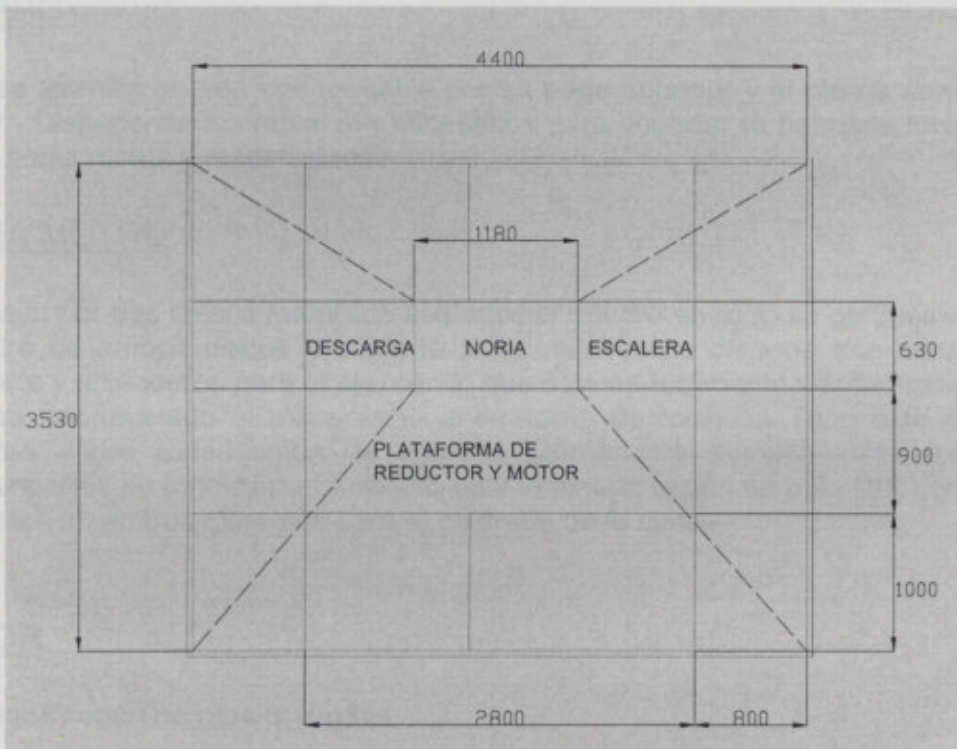
Sobre la que se descarga el grano en la descarga centrada. Su misión es la de evitar el desgaste de la cabeza y es fácilmente sustituible.

CUERPO

A 40
tubo
motor,

POLEA

Forma
El cuerpo
chaveta
no se
descar
motor
indica



MOTOR

Diser

REDUCTOR

Formado por un cuerpo de hierro fundido, recubierto exteriormente de pintura asociada. El material de la corona es de bronce (aleación de fundición en cobre y el material del sínfin es de acero con un porcentaje de 2,5 de níquel (templado y templado).

CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

CABEZA

Construcción aerodinámica para mejor aprovechamiento de la fuerza centrífuga en la descarga.- Consta de:

TAPA DESMONTABLE

La parte superior del cabezal es una tapa formada por chapas soldadas donde va atornillada una chapa antidesgaste.- Esta tapa desmontable está partida en dos mitades atornilladas para facilitar el acceso a la cinta y a la chapa antidesgaste.-

CHAPA ANTIDESGASTE

Sobre la que se desliza el grano en la descarga centrífuga.- Su misión es la de evitar el desgaste de la cabeza y es fácilmente sustituible.-

CUERPO

A él se atornilla la tapa desmontable por su parte superior y el pie de noria por la inferior.- Dispone de los refuerzos necesarios para soportar la bancada tensora del motor, polea motriz y mecanismos.-

POLEA MOTRÍZ

Formada por dos discos metálicos soldados al cilindro en todo su perímetro.- Entre el centro de ambos discos y soldada a los mismos se dispone una camisa con chavetero y prisioneros para el eje, con lo que éste es fácilmente desmontable.- Éste eje lleva enchavetado el mecanismo antirretorno de rodillos.- Todo este conjunto descansa sobre rodamientos de engrase permanente autoalineables montados sobre soportes de fundición.- El cilindro está laminado según normas DIN con 1% de inclinación en ambos extremos para el centrado de la cinta.-

MOTOR

Diseñado según normas europeas.-

REDUCTOR

Formado por un cárter de hierro fundido, recubierto interiormente de pintura especial.- El material de la corona es de bronce fosforoso de fundición en coquilla y el material del sinfín es de acero con un porcentaje de 3,5 de níquel (cementado y templado).-

EIE

FRENO

Mecanismo antirretorno "Stieber" de rodillos montado directamente sobre el eje de transmisión.- Evita el retroceso de la banda en el ramal ascendente del elevador cuando éste se detiene en carga.-

REGISTRO

A ambos lados del cabezal se disponen registros regulables junto a la boca de descarga.-

BOCA DE SERVICIO

Sobre la zona central superior del pie se coloca una boca de carga adicional con tapa regulable que permite la carga del elevador del cabezal, facilitando la limpieza de los pesos cuando éstos, por diversos motivos (pluviógenos, aerógenos, etc), se llenen de material.-

POLEA TENSORA

Consta de dos discos metálicos de forma cónica, soldados a una pieza oxidada sobre la que se sueldan convenientemente espaldas lineales que conforman el cilindro según normas DIN con una inclinación del 1% a cada lado para el centrado de la banda.- Este particular diseño de la polea con paredes cónicas y cilindro en jaula de araña formada por perfiles, evita la inturción del greso cuando funciona el elevador.- En el centro de los discos cónicos se suelda una cavidad con chavetero y prismas para el eje, con lo que éste es fácilmente desmontable.- Dicho eje va montado sobre rodamientos a bolas autocentrantes de acero templado con soporte en fundición gris.-

TENSOR

A ambos laterales del pie se disponen placas tensoras deslizables sobre las que se apoyan los soportes de rodamiento de la polea.- El conjunto está accionado por husillos independientes con escala graduada, lo que facilita el centrado de la banda del elevador.- Un prisma-estopas colocado entre la placa tensora y el cuerpo del pie garantiza la estanqueidad del mismo y le evita el polvo al exterior.-

REGISTROS

PIE

De construcción metálica por elementos modulares que forman un conjunto totalmente atornillado, con los refuerzos necesarios para el acoplamiento de los distintos mecanismos y para ejercer la función de soporte del resto del elevador.- Se fabrica en chapa de fuerte sección y contiene de zonas antidesgaste.- Contiene de bancada regulable realizada en perfiles laminados, a los que se acoplan patas de altura regulable con orificios para pernos de anclaje.-

BOCA DE CARGA

De construcción metálica, con de chapa antidesgaste en zonas de contacto con el producto, fácilmente recambiables al ser atornilladas,. Normalmente se atornilla al lateral del pie correspondiente al ramal ascendente (drenando), si bien determinados tipos de productos aconsejan (aunque la potencia necesaria es un poco superior), su ubicación sobre el ramal descendente (dragando).- Contiene un registro regulable.- Según su instalación, pueden disponerse bocas de carga en ambos laterales.-

BOCA DE SERVICIO

Sobre la zona central superior del pie se coloca una boca de carga adicional con tapa regulable que permite la carga del elevador del cereal, facilitando la limpieza de los posos cuando éstos, por diversos motivos (atascos, averías, etc), se llenan de cereal.-

POLEA TENSORA

Consta de dos discos metálicos de forma cónica, soldados a una pletina curvada sobre la que se sueldan convenientemente espaciadas piezas torneadas que conforman el cilindro según normas DIN con una inclinación del 1% a cada lado para el centrado de la banda.- Este particular diseño de la polea con paredes cónicas y cilindro en jaula de ardilla formada por perfiles, evita la trituración del grano cuando funciona el elevador.- En el centro de los discos cónicos se suelda una camisa con chavetero y prisioneros para el eje, con lo que éste es fácilmente desmontable.- Dicho eje va montado sobre rodamientos a bolas autocentrantes de engrase permanente con soporte en fundición gris.-

TENSOR

A ambos laterales del pie se disponen placas tensoras deslizantes sobre las que se acoplan los soportes de rodamiento de la polea.- El conjunto está accionado por husillos independientes con escala graduada, lo que facilita el centrado de la banda del elevador.- Un prensa-estopas colocado entre la placa tensora y el cuerpo del pie garantiza la estanqueidad del mismo y la emisión de polvo al exterior.-

REGISTROS

Se disponen de registros regulables en la zona superior del pie y en los frontales en la zona de carga.- Así mismo, para facilitar su limpieza, se incorporan dos compuertas en cuña, una a cada lateral.- Una bandeja sobre guías en la parte inferior del pie facilita la limpieza.-

CUERPO INTERMEDIO NORMAL

Cada cuerpo está formado por dos ranuras (ascendente y descendente) por cuyo interior se desliza la balsa y los cargadores.- Ambos ranuras están construidos en chapa laminada en frío y posteriormente plegada, formando un conjunto totalmente simétrico de forma que impida la salida de polvo.- Una traza de perfiles angulares soldada en cada extremo y perfiles angulares soldados entre ambos ranuras (hacen la función de puentes) forman un conjunto de tipo modular, de gran solidez y fácil montaje.- Estos cuerpos modulares se suministran en longitudes de 2,4 metros y dispone de elementos de sujeción para la protección de la escalera (aros cuadrado) - La unión de cada uno de estos módulos se realiza mediante tornillería foranada.- Una masilla plástica en dichas uniones garantiza la estanqueidad.-

ESCALERA

Perfiles metálicos rectangulares soldados entre ambos ranuras de cada cuerpo convenientemente espaciados, forma la escalera que sirve de apoyo al cabezal.- Esta disposición de los peldaños de la escalera confiere a cada cuerpo y por extensión a todo el conjunto una mayor rigidez, al tiempo que facilita el montaje.-

PROTECCIÓN DE LA ESCALERA

A partir de los 2 metros de altura, la escalera de acceso cuenta con una protección formada por aros metálicos convenientemente espaciados entre los que se disponen almidonados seguros del mismo material.- Su fabricación modular se realiza en tramos de la misma longitud que los cuerpos para facilitar su montaje y cada tramo va acoplado a las trazas de unión de los mismos.- Su construcción es totalmente galvanizada.-

PLATAFORMA DE VISITA EN EL CABEZAL

Cuando un elevador de cargadores se instala en el exterior (como en este caso) es hace necesario la instalación de una plataforma de visita en el cabezal, al objeto de facilitar su mantenimiento.- Está constituida por un bastidor de perfiles metálicos electrosoldados, en el que se encaja el enrejado metálico galvanizado que forma el amplio pasillo en todo el perímetro del elevador.- Dicho pasillo cuenta con una rampa de acceso regulable.- Sobre el bastidor se sitúan las barandillas de protección.-

PLATAFORMA DE VISITA EN EL CABEZAL CUERPOS INTERMEDIOS

Entre la cabeza y el pie del elevador, la banda discurre por el interior de los cuerpos intermedios de construcción modular, lo que facilita el montaje y la rigidez de los mismos.-

CUERPO INTERMEDIO NORMAL

Cada cuerpo está formado por dos ramales (ascendente y descendente) por cuyo interior se desplaza la banda y los cangilones.- Ambos ramales están contruidos en chapa laminada en frío y posteriormente plegada, formando un conjunto totalmente hermético de forma que impida la emisión de polvo.- Una brida de perfiles angulares soldada en cada extremo y perfiles angulares soldados entre ambos ramales (hacen la función de peldaños) forman un conjunto de tipo modular, de gran solidez y fácil montaje.- Estos cuerpos modulares se suministran en longitudes de 2.4 metros y disponen de elementos de sujeción para la protección de la escalera (aros quitamiedos).- La unión de cada uno de estos módulos se realiza mediante tornillería bicromatada.- Una masilla plástica en dichas uniones garantiza la estanqueidad.-

ESCALERA

Perfiles metálicos rectangulares soldados entre ambos ramales de cada cuerpo convenientemente espaciados, forma la escalera que sirve de acceso al cabezal.- Esta disposición de los peldaños de la escalera confiere a cada cuerpo y por extensión a todo el conjunto una mayor rigidez, al tiempo que facilita el montaje.-

PROTECCIÓN DE LA ESCALERA

A partir de los 2 metros de altura, la escalera de acceso cuenta con una protección formada por aros metálicos suficientemente espaciados entre los que se disponen atornillados largueros del mismo material.- Su fabricación modular se realiza en tramos de la misma longitud que los cuerpos para facilitar su montaje y cada tramo va acoplado a las bridas de unión de los mismos.- Su construcción es totalmente galvanizada.-

PLATAFORMA DE VISITA EN EL CABEZAL

Cuando un elevador de cangilones se instala en el exterior (como en este caso) se hace necesario la instalación de una plataforma de visita en el cabezal, al objeto de facilitar su mantenimiento.- Está constituida por un bastidor de perfiles metálicos electrosoldados, en el que se encaja el entramado metálico galvanizado que forma el amplio pasillo en todo el perímetro del elevador.- Dicho pasillo cuenta con una rampa de acceso regulable.- Sobre el bastidor se atornillan las barandillas de protección.-

PLATAFORMA INTERMEDIA DE DESCANSO

Quando el elevador se instala en el exterior y tiene una altura considerable se instala una plataforma de descanso intermedia para facilitar el acceso al cabezal del mismo.- Su construcción es similar a la plataforma de visita en el cabezal.-

CABLES DE VIENTOS

La sujeción del elevador, cuando está a la intemperie, se realiza por medio de cables de acero galvanizado.- Sirven para contrarrestar los efectos y demás fuerzas que está sometido el elevador.- Disponen de tensores que convenientemente regulados aseguran la verticalidad del mismo.-

CINTA

Calidad PLYLON, construida en fibra de poliéster con trama de nylon, recubierta por ambas caras con neopreno.- Se adopta este tipo de cinta debido a su alta resistencia y por ser las más adecuadas para resistir la humedad, el calor, el rozamiento, etc.-

CÁLCULO DE UNA CAJA REDUCTORA: (tornillo sin fin - corona)

Datos:

- Potencia a transmitir: 75 HP
- Relación de transmisión: $i = 1/24$
- R.P.M. del tornillo: 1440
- N° de flancos del tornillo: 2
- Distancia entre ejes: 454.25 mm
- Material de la Corona: Bronce fosforoso de fundición en coquilla
- Material del Sinfin: Acero con 0.5% de níquel (cementado y templado)

Cálculo de las revoluciones del eje de salida: (corona)

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{1440}{1/24} = 34560 \text{ rpm}$$

N° de dientes

CÁLCULO

$$Z_{\text{corona}} = Z_{\text{tornillo}} \cdot i = 2 \cdot 24 = 48 \text{ dientes}$$

Cálculo de resistencia:

$$C = 387 \text{ mm} = 15.63''$$

$$d_w = \left(\frac{15.63 \cdot 9.875}{2.2} \right) = 5.095$$

$$m_g = \frac{d_w}{3} = 1.698$$

DEL REDUCTOR

$$C_g = \frac{C}{m_g} = 1.97$$

$$C = \left(\frac{58.557 \cdot 87}{2} \right) = 18.2785''$$

$$\text{Verificación: } d_w = \left(\frac{15.2785 \cdot 9.875}{2.2} \right) = 5.77 \text{ -- Verifica}$$

$$L = N_g \cdot x \cdot P_g = 2 \cdot 2 = 4 \text{ -- Avance}$$

$$\text{Teng } C_w = \frac{L}{(2 \cdot d_w)} = \frac{4}{(2 \cdot 5)} = 0.212 \text{ -- } C_w = 11.98'' = 11'' 38' 50''$$

CÁLCULO DE UNA CAJA REDUCTORA: (tornillo sinfín – corona)

Datos:

- Potencia a transmitir: 75 HP
- Relación de transmisión: $i = 1/24$
- R.P.M. del tornillo: 1480
- N° de filetes del tornillo: 2
- Distancia entre ejes: 464.26 mm
- Material de la Corona: Bronce fosforoso de fundición en coquilla.-
- Material del Sinfín: Acero con 3.5% de níquel (cementado y templado)

Cálculo de las revoluciones del eje de salida: (corona)

$$N_c = N_t \times i = \frac{1480}{24} = 61.6667 \text{ r.p.m.}$$

N° de dientes de la corona:

$$Z_{\text{corona}} = Z_{\text{tornillo}} \times i = 2 \times 24 = 48 \text{ dientes}$$

Cálculo de resistencia:

$$C = 397 \text{ mm} = 15.63''$$

$$d_w = \{(15.63)^{0.875}\} = 5.038 \text{ --- Adoptamos } 6''$$

$$p_g = \frac{d_w}{3} = 2$$

$$P_g = \frac{d_g}{2} = 1.57''$$

$$D_g = \frac{Z}{P_g} = \frac{48}{1.57''} = 30.557''$$

$$C = \frac{(30.557'' + 6'')}{2} = 18.2785''$$

$$\text{Verificación: } d_w = \{(18.278)^{0.875}\} = 5.77 \text{ --- Verifica}$$

$$L = N_{\text{tor.}} \times P_{\text{aw}} = 2 \times 2 = 4 \text{ --- Avance}$$

$$\text{Tang } \alpha_w = \frac{L}{(P_g \times d_w)} = \frac{4}{(1.57 \times 6)} = 0.212 \text{ --- } \alpha_w = 11.98^\circ = 11^\circ 58' 50''$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$P_{ng} = \frac{P_g}{\cos \phi_w} = 1.604''$$

$$V_{pg} = 61.2 \times 2 \times \frac{\pi}{24} \times (d_g / 2) \times (1 \text{ pie} / 12'') = 61.2 \times 2 \times \frac{\pi}{24} \times 30.557'' = 489.58 \text{ pie/min.}$$

$$\text{Mtorsor (corona)} = 75 \text{ HP} \times 63000 = 76700 \text{ plg-lb} \\ 61.6667 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{Mtorsor (sinfín)} = 75 \text{ HP} \times 63000 = 3192.56 \text{ plg-lb} \\ 1480 \text{ r.p.m.}$$

$$F_t = \frac{76700}{(30.557 / 2)} = 5020.12 \text{ lb}$$

$$F_d = \left[\frac{(1200 + 489.58)}{1200} \right] \times 5020.12 \text{ lb} = 7068.25 \text{ lb}$$

Suponiendo:

$$b = 4''$$

$$F_b = \frac{(S_y \times b)}{P_n} = F_d \text{ ---- } Y = 0.392$$

$$S = \frac{F_d \times P_n}{(Y \times b)} = \frac{7068.25 \text{ lb} \times 1.604''}{(0.392 \times 4'')} = 7230.05 \text{ lb/plg}^3 < 12000 \text{ lb/plg}^3 \text{ --- Verifica}$$

Verificación al desgaste:

Tabla H-2: para gusanillo de acero endurecido ---- $K' = 80$

$$F_w = D_g \times b \times K' = 30.557'' \times 4 \times 80 = 9778.24 \text{ lb}$$

$F_w > F_d$ ---- Verifica

Long. del gusanillo:

$$\text{Long.} = P_g \times \left[\frac{4.5 + N_{\text{corona}}}{50} \right] = 1.57'' \times \left[\frac{4.5}{50} \right] \times 48 = 8.572'' = 22 \text{ cm}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Verificación del enfriamiento:

$$V_{pw} = 1480 \text{ r.p.m.} \times 2 \times \pi \left\{ \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \right\} \times \left(\frac{d_w}{2} \right) \times \left(\frac{1}{12} \right) \left\{ \frac{\text{pie}}{\text{plg}} \right\} = \frac{1480 \times 2 \times \pi \times 6}{24}$$

$$V_{pw} = 2324.77 \text{ pies / min.}$$

$$V_s = \frac{V_{pw}}{\cos \alpha_w} = \frac{2324.77}{\cos 11^\circ 59'} = 2376.56 \text{ pies / min.}$$

$$f = \frac{0.32}{(V_s)^{0.36}} = \frac{0.32}{(2376.56)^{0.36}} = 0.019489$$

$$F_n = \frac{F_t}{(\cos \alpha_w \times \cos \emptyset_n)} = \frac{5020.12}{(\cos 11^\circ 59' \times \cos 20^\circ)} = 5461.31 \text{ lb}$$

$$H_{pe} = (F_n \times \sin \alpha_w \times \cos \emptyset_n + f \times F_n \times \cos \alpha_w) \times V_{pw} =$$

$$(5461.31 \times \cos 20^\circ \times \sin 11^\circ 59' + 0.019489 \times 5461.31 \times \cos 11^\circ 59') \times 2324.77$$

$$H_{pe} = 2719164.323 \text{ \{pies x lb / min.\}} = 82.4 \text{ HP}$$

$$e_f = \frac{(\cos \emptyset_n - (f \times \tan \alpha_w))}{(\cos \emptyset_n + (f \times \cotang \alpha_w))} = \frac{(\cos 20^\circ - (0.019489 \times \tan 11^\circ 59'))}{(\cos 20^\circ + (0.019489 \times \cotang 11^\circ 59'))}$$

$$e_f = 0.9069 = 90.7\%$$

$$H_d = H_{pe} \times (1 - e_f) = 82.4 \times (1 - 0.907) = 7.67 \text{ HP} = 253110 \text{ \{pies x lb / min.\}}$$

$$A_c = 43.2 \times (C^{1.7}) = 43.2 \times (18.278^{1.7}) = 7433.449 \text{ plg}^2$$

Datos:

$$C_{cr} = 0.43 \text{ \{pie x lb / (min. x plg}^2 \text{ x } ^\circ\text{F)\}}$$

Temp. aire ambiente 180 °F

Temp. película de aceite 180 °F

Diferencia de temperatura 100 °F

$$H = C_{cr} \times A_c \times \Delta t = 0.43 \times 7433.449 \times 100 = 319638.3145 \text{ pies x lb / min.}$$

$H > H_d$ --- Verifica al sobrecalentamiento.

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Dimensiones del sinfín:

$$\text{Paxial} = 2" = 5.08 \text{ cm}$$

$$\text{Mtornillo} = \frac{6"}{2} = 3$$

$$\text{Phelicoidal} = \text{Ntornillo} \times \text{Paxial} = 2 \times 2" \text{ --- Ph} = 4$$

$$\text{Dp} = \frac{\text{Ph}}{(\tan 11^\circ 59')} = \frac{4}{(\tan 11^\circ 59')} = 6" = 15.24 \text{ cm}$$

$$\text{De} = \text{Dp} + 2 \times a$$

$$a = 0.3183 \times \text{Pn} = 0.3183 \times 1.956" = 0.622"$$

$$\text{Pn} = \text{Paxial} \times \cos 11^\circ 59' = 1.956"$$

$$\text{De} = 6" + 2 \times 0.622" = 7.245"$$

$$\text{De} = 18.402 \text{ cm}$$

Dimensiones de la corona:

$$\text{Mc} = \frac{\text{Dp}}{\text{Ncorona}} = \frac{30.557"}{48} = 1.616$$

$$\text{Dp} = 30.557" = 77.6 \text{ cm}$$

$$\text{De} = \text{Dp} + (3 \times 0.3183 \times \text{paxial}) = 30.557" + (3 \times 0.3183 \times 2") = 82.46 \text{ cm}$$

Diámetros de lo ejes:

Eje de la corona:

$$\sigma_{\text{torsor}} = 76700 \text{ plg-lb}$$

$$k_t = \text{Factor de fatiga} = 1.4$$

$$S_s = \text{máximo esfuerzo cortante} = 6000 \text{ lb} / \text{plg}^2$$

$$B = 1 \text{ (para ejes macizos)}$$

$$\phi = \text{rendimiento} = 0.9$$

$$D = B \times \left[\frac{5.1 \times k_t \times \sigma_{\text{torsor}}}{S_s} \right]^{1/3}$$

$$\text{Dcorona} = \left[\frac{5.1 \times 1.4 \times 76700 \times 0.9}{6000} \right]^{1/3} = 4.2" = 10.8 \text{ cm}$$

Adoptamos 110 mm

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Eje del sinfín:

$$K_m = 2$$

$$\text{Long} = 72 \text{ cm} = 28.3''$$

$$F_n = \frac{F_t}{(\cos 20^\circ \times \sin 11^\circ 59')} = 5461.31 \text{ lb}$$

$$F_r = F_n \times \sin 20^\circ = 1867.87 \text{ lb}$$

$$M = F_r \times \text{Long} / 2 = 17649.16''$$

$$D = B \times [(5.1 / P_t) \times \{(K_m \times M)^2 + (K_t \times M_{\text{torsor}})^2\}^{(1/2)}]^{(1/3)}$$

$$D_{\text{sinfín}} = [(5.1 / 6000) \times \{(2 \times 17649.16)^2 + (1.4 \times 3192.56)^2\}^{(1/2)}]^{(1/3)} = 3.115''$$

$$D_{\text{sinfín}} = 7.91 \text{ cm} \text{ ----Adopto } 80 \text{ mm}$$

Cantidad de rayos de la rueda:

$$l_o = \frac{1}{7} \times (D_p)^2 = \frac{1}{7} \times (30.557 \times 25.4)^2 = 3.97 \text{ --- Adoptamos } 4 \text{ rayos}$$

Cálculo de los rodamientos:

Rodamientos cónicos para el sinfín:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad F_a = 0.5 \times F_r / Y$$

$$P = 0.4 \times F_r + Y \times F_a \text{ ----- } (F_a / F_r) > e$$

$$F_t = F_n \times \cos \varnothing_n \times \sin \square w = 5461.31 \text{ lb} \times \cos 20^\circ \times \sin 11^\circ 59' = 1065.53 \text{ lb} = 4739.7 \text{ N}$$

$$F_{\text{axial}} = F_n \times \cos \varnothing_n \times \cos \square w = 5461.31 \text{ lb} \times \cos 20^\circ \times \cos 11^\circ 59' = 50.20.11 \text{ lb}$$

$$F_{\text{axial}} = 22330.56 \text{ N}$$

$$F_r = F_n \times \sin \varnothing_n = 5461.31 \text{ lb} \times \sin 20^\circ = 1867.9 \text{ lb} = 8308.8 \text{ N}$$

$$P_s = 0.4 \times F_r + 1.7 \times F_a = 0.4 \times 8308.8 \text{ N} + 1.7 \times 22330.56 \text{ N} = 41285.47 \text{ N}$$

$$P_s(\text{unitario}) = 20642.73 \text{ N}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Rodamientos cónicos para la corona:

$$F_{axial} = F_t = 4739.7 \text{ N}$$

$$F_r = 8308.8 \text{ N} \quad (F_a / F_r) > e = 0.57 \text{ Verifica}$$

$$P_c = 0.4 \times F_r + 1.7 \times F_a = 0.4 \times 8308.8 \text{ N} + 1.7 \times 4739.7 \text{ N} = 11381 \text{ N}$$

$$P_{c(\text{unitario})} = 5690.5 \text{ N}$$

Formula de la vida:

$$P = 10 / 3 \text{ (para rodamientos de rodillos)}$$

$$n = \text{rev} / \text{min.}$$

C = capacidad de carga dinámica

P = carga dinámica

$$L_{10h} = [1000000 / (60 \times n)] \times (C / P)^p$$

Para el sinfín:

$$L_{10h} = [1000000 / (60 \times 1480)] \times (251000 / 20642.73)^{(10 / 3)} =$$

$$L_{10h} = 46552.42 \text{ horas} > 40000 \text{ Verifica}$$

Para la corona:

$$L_{10h} = [1000000 / (60 \times 62)] \times (125000 / 5690.5)^{(10 / 3)} =$$

$$L_{10h} = 7979745 \text{ horas} > 40000 \text{ Verifica}$$

Datos de los rodamientos:

Sinfin:

Nº 33216

$$e = 0.43$$

$$Y = 1.4$$

$$Y_o = 0.8$$

$$C = 251000 \text{ N}$$

Corona:

Nº 32922

$$e = 0.35$$

$$Y = 1.7$$

$$Y_o = 0.9$$

$$C = 125000 \text{ N}$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Elección de los retenes:

Ø 80 ----- DBH 5390 -----Dint: 80 mm / Dext.: 110 mm / ancho: 13 mm

Ø 110 ----- DBH 6912 -----Dint: 110 mm / Dext.: 150 mm / ancho: 12 mm

Cálculo de la chaveta del eje correspondiente al sinfín:

Mtorsor = Fuerza x radio → Fuerza = Mtorsor / radio = $(2.6 \times 71620 \times 75) / (1480 \times 4)$

Mtorsor = 2360 Kg

Cálculo al corte:

Adoptamos chaveta 10 x 8 mm.

$$\xi_c = F / A \rightarrow A = F / \xi_c$$

$$A = 2360 \text{ Kg} / 800 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 3 \text{ cm}^2$$

$$A = L \times 1 \text{ cm} \rightarrow L = 3 \text{ cm}$$

Cálculo al aplastamiento:

$$A = 2360 \text{ Kg} / 800 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 3 \text{ cm}^2$$

$$A = 0.4 \times L \rightarrow L = A / 0.4 = 3 / 0.4 = 7.5 \text{ cm} \text{ ----- Adoptamos } L = 7.5 \text{ cm}$$

Cálculo de la chaveta del eje de salida:

Mtorsor = Fuerza x radio → Fuerza = Mtorsor / radio = $(2.6 \times 71620 \times 67) / (62 \times 11)$

Mtorsor = 18294 Kg

Cálculo al corte:

Adoptamos chaveta 20 x 15 mm.

$$\xi_c = F / A \rightarrow A = F / \xi_c$$

$$A = 18294 \text{ Kg} / 800 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 22.86 \text{ cm}^2$$

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

$$A = L \times 2 \text{ cm} \rightarrow L = 22.86 / 2 = 11.5 \text{ cm}$$

Cálculo al aplastamiento:

$$A = 18294 \text{ Kg} / 800 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 22.86 \text{ cm}^2$$

$$A = 0.75 \times L \rightarrow L = A / 0.4 = 22.86 / 0.4 = 30.48 \text{ cm}$$

Adoptamos 2 chavetas de $L = 15 \text{ cm}$

Cálculo del armazon:

Espesor de pared:

$$\text{Distancia entre centros} = E = 18.278" = 464.26 \text{ mm}$$

$$B = (0.03 \times A) + 3 = (0.03 \times 464.26) + 3 = 17 \text{ mm}$$

Ancho de las orejas de fijación:

$$\text{Ancho} = 3.5 \times b = 3.5 \times 17 = 60 \text{ mm}$$

Espesor de la base:

$$\text{Espesor} = 2.5 \times b = 2.5 \times 17 = 42.5 \text{ mm}$$

Ala para armado:

$$\text{Ala} = 1.6 \times b = 1.6 \times 17 = 28 \text{ mm}$$

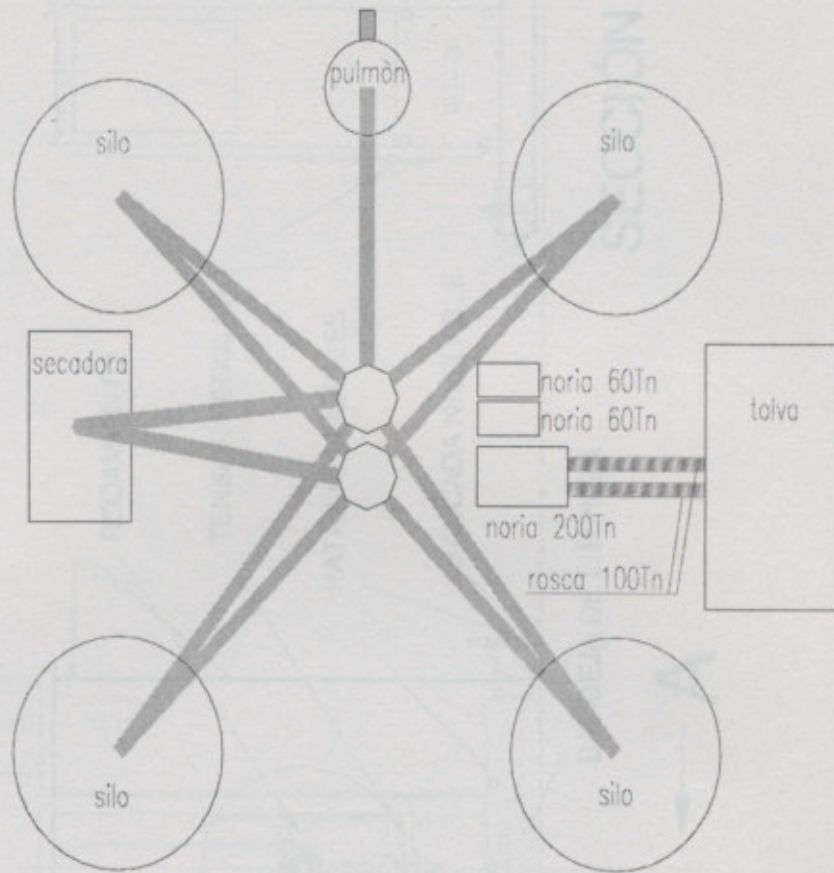
Espesor de la tapa rodamiento:

$$E_t = 0.8 \times b = 0.8 \times 17 = 14 \text{ mm}$$

ANEXO

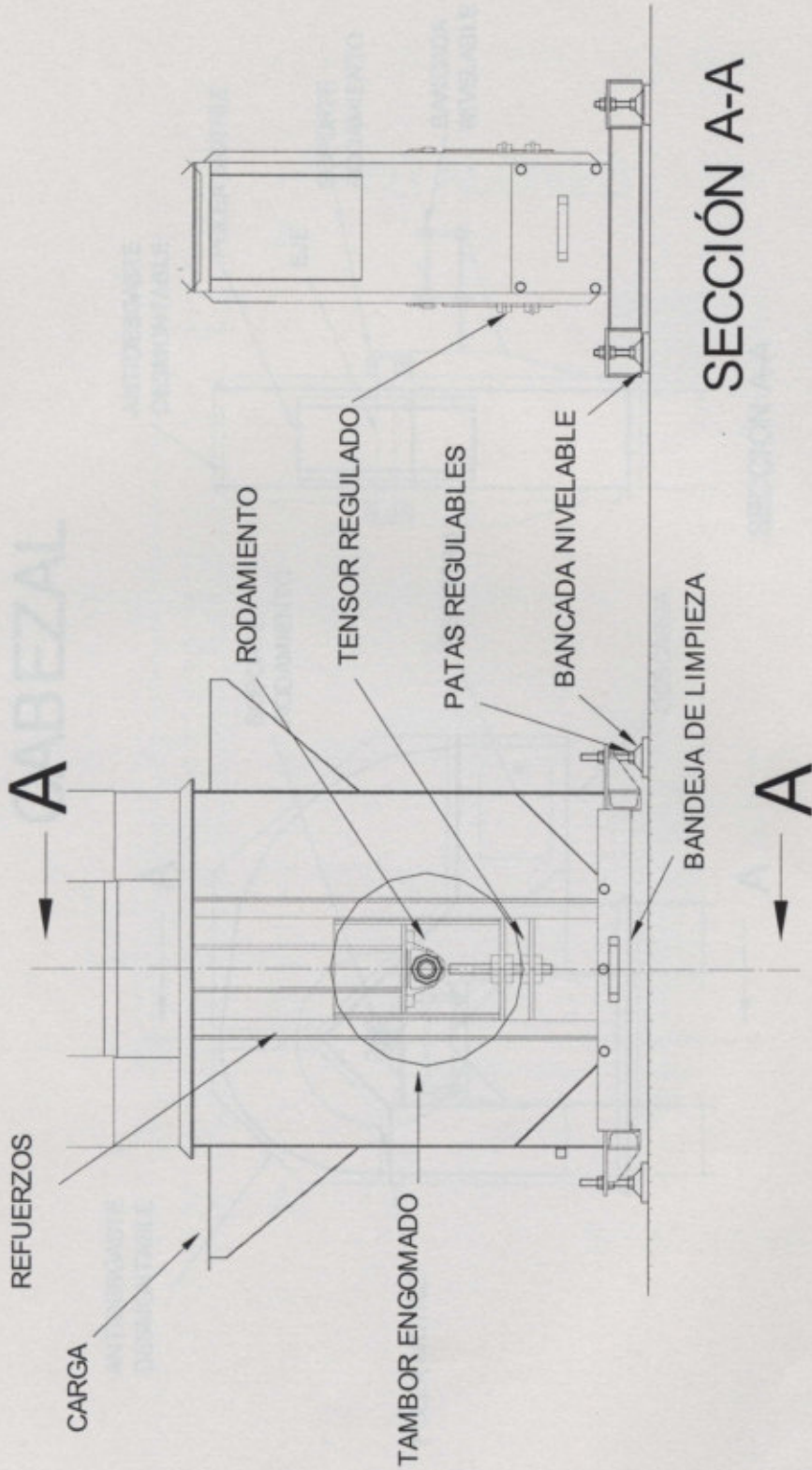
El cereal se extraerá de los silos por medio de rieles a tornillo que lo llevará a la boca de carga de las norias.

PLANTA

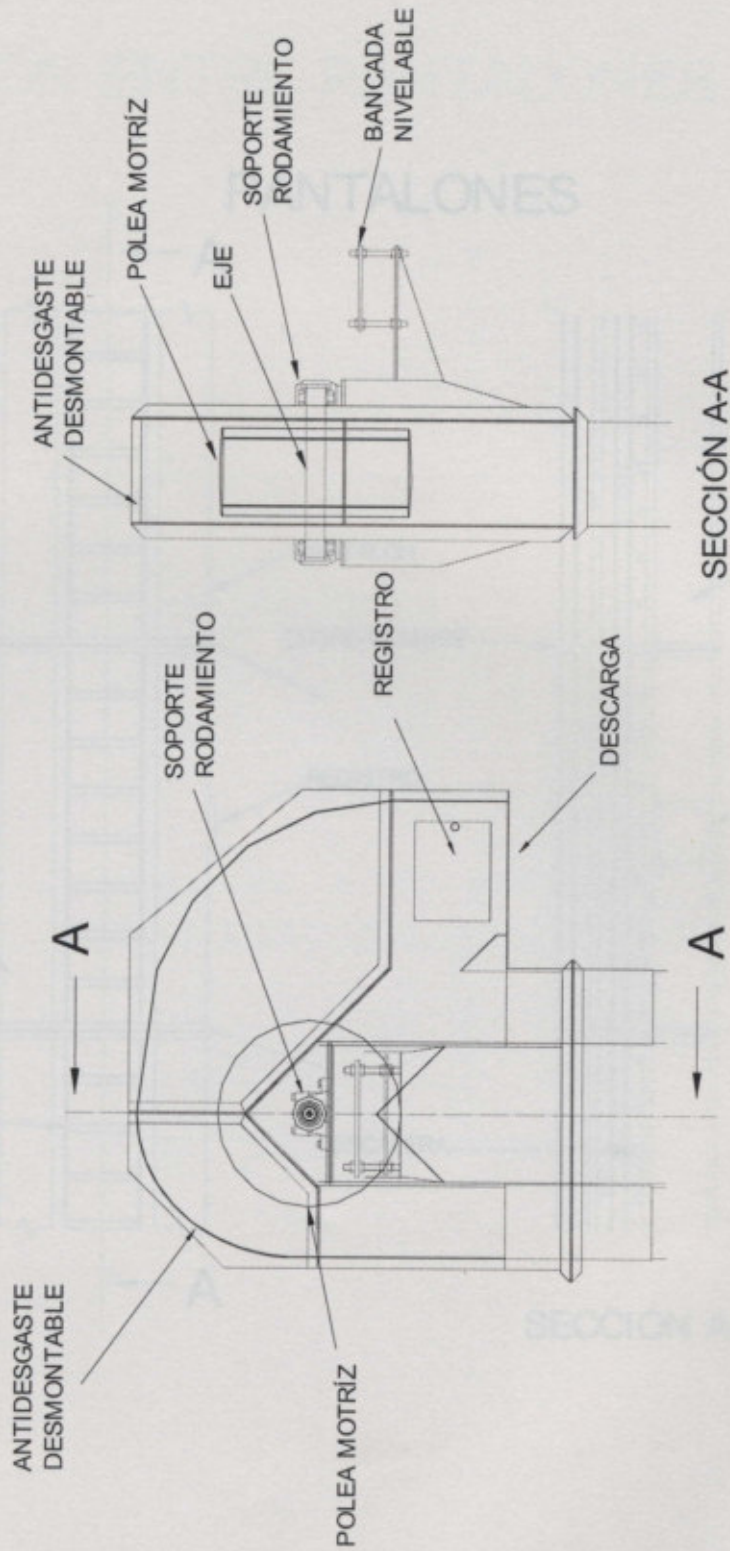


El cereal se extraerá de los silos por medio de roscas a tornillo que lo llevará a la bocas de carga de las norias.

PIE DE NORIA

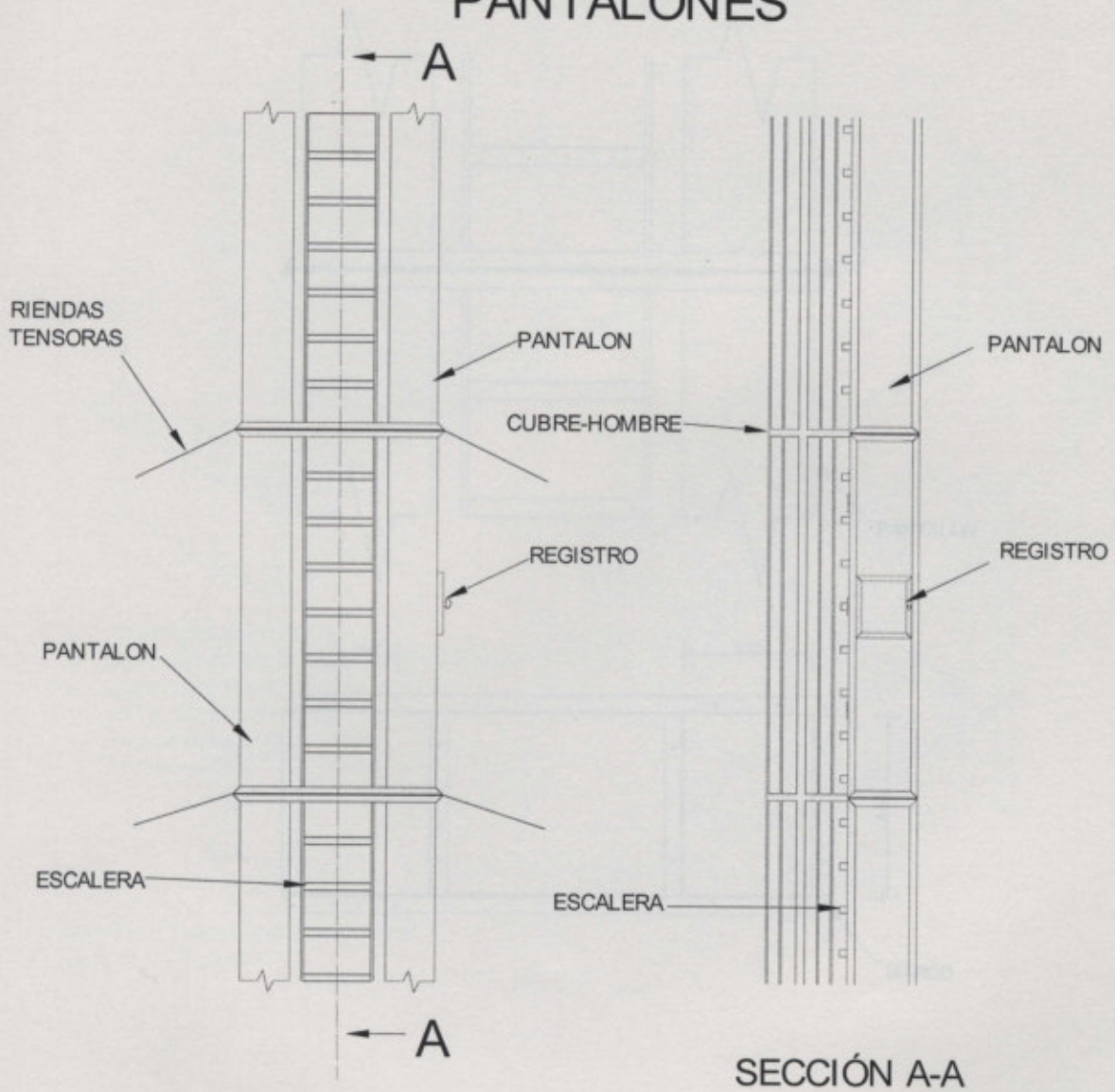


CABEZAL

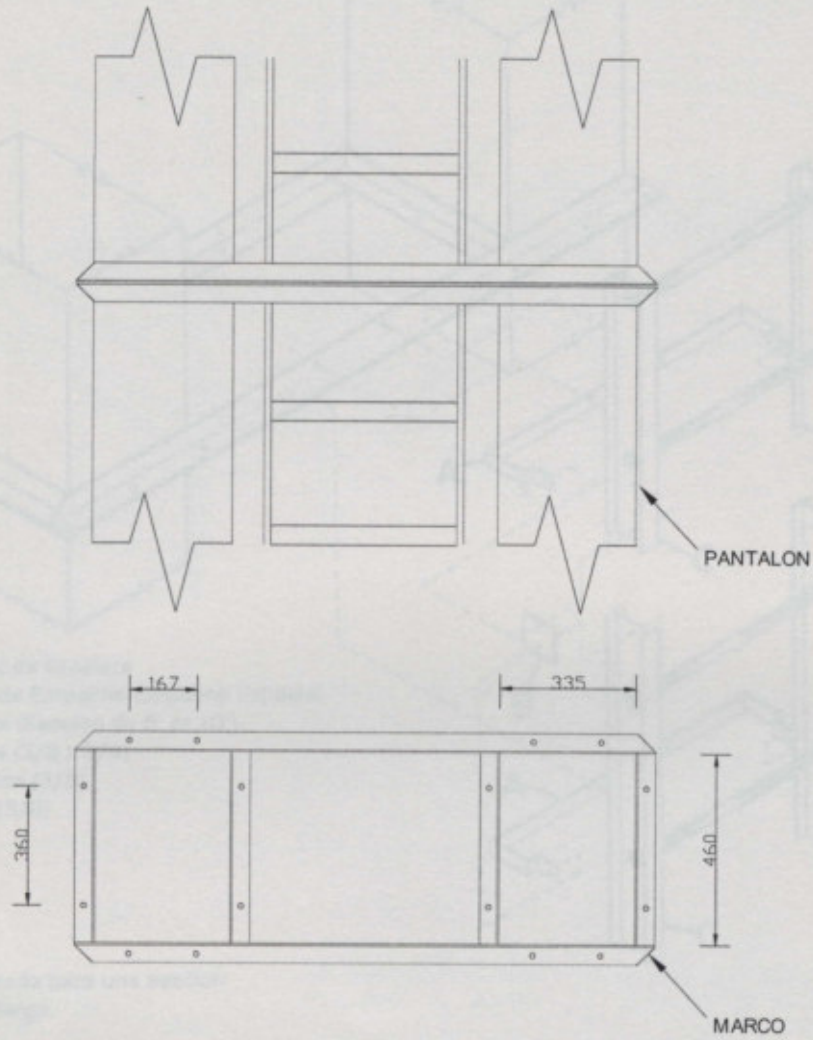


UNIÓN ENTRE PANTALONES

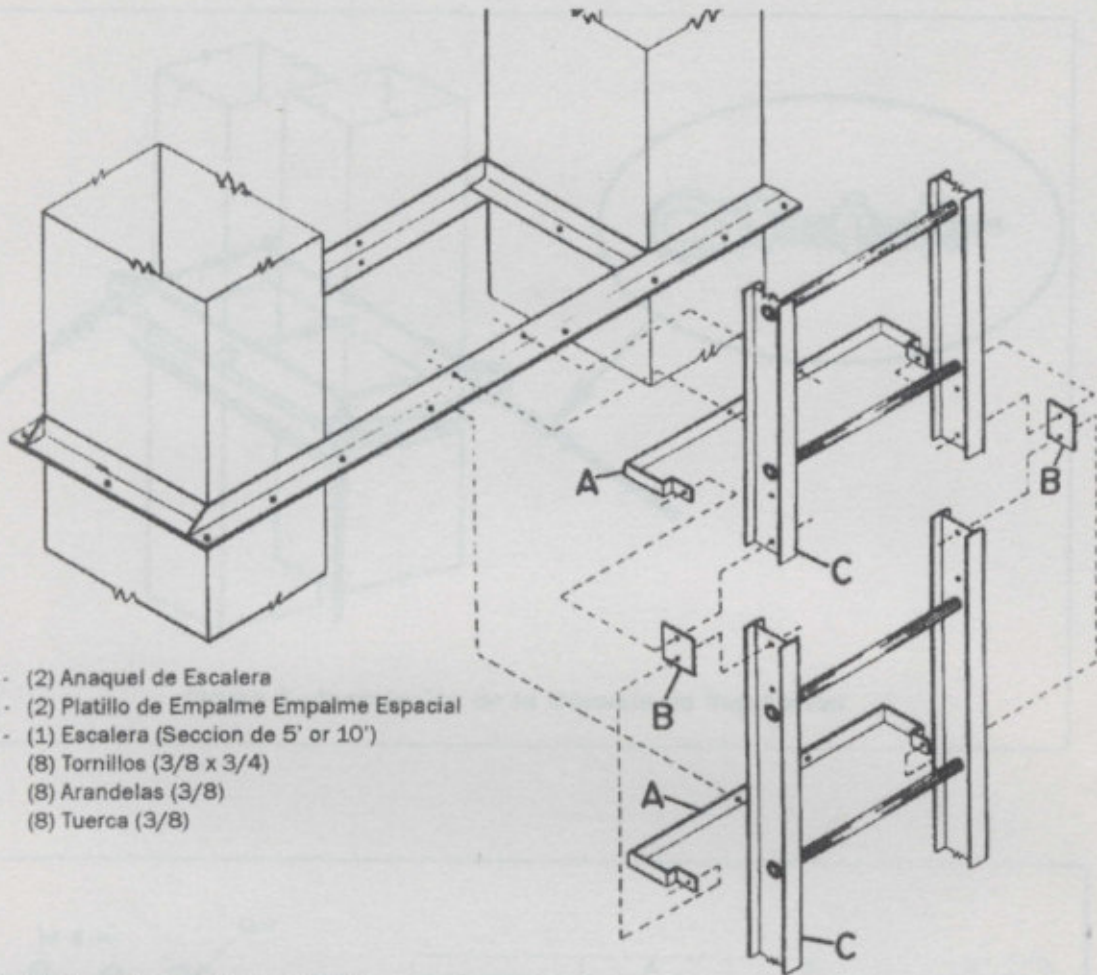
PANTALONES



UNIÓN ENTRE PANTALONES



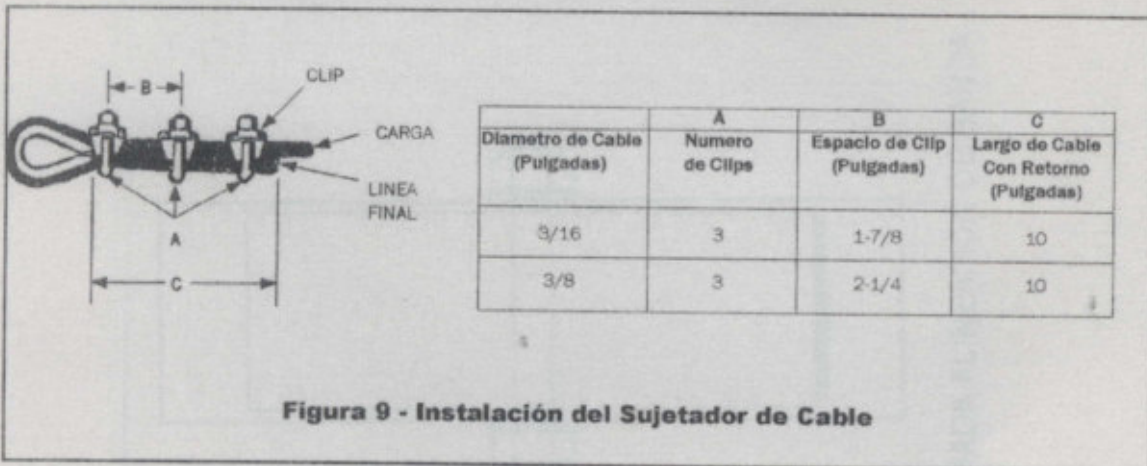
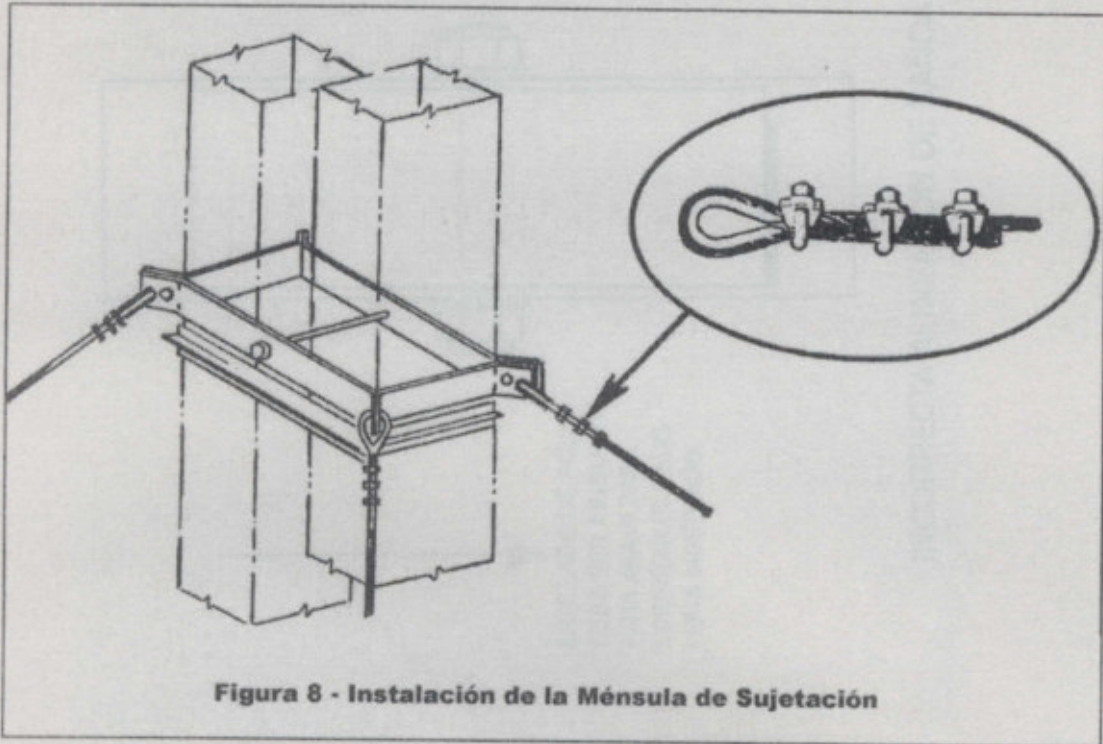
INSERCIÓN DE LA ESCALERA



- A - (2) Anaquel de Escalera
- B - (2) Platislo de Empalme Espacial
- C - (1) Escalera (Seccion de 5' or 10')
- (8) Tornillos (3/8 x 3/4)
- (8) Arandelas (3/8)
- (8) Tuerca (3/8)

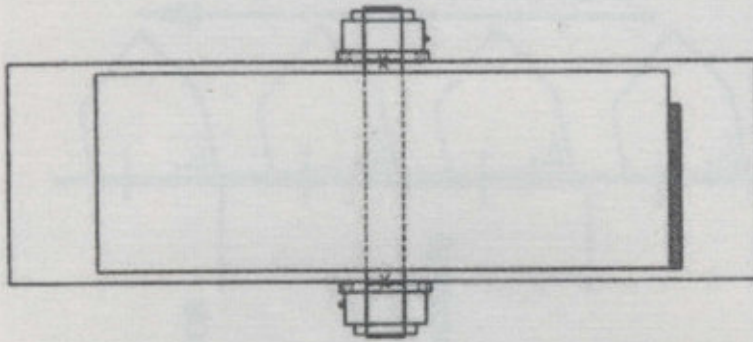
Cantidad mostrada para una seccion de 5' O 10' de largo.

SUJECIÓN DE LAS RIENDAS

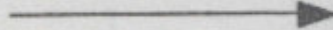


COMO TENSAR LA CORREA

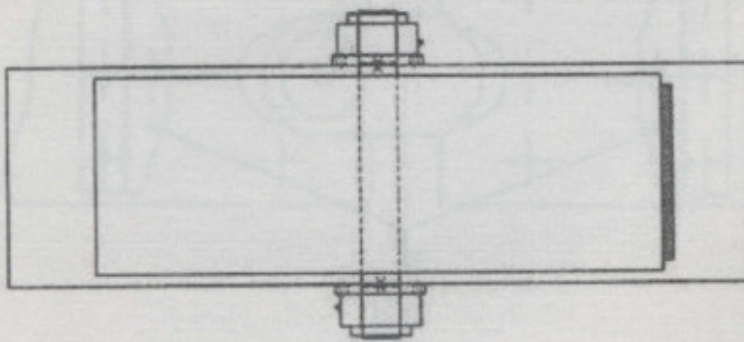
ALINEACIÓN DE LA CORREA



INCORRECTA ALINEACION DE BANDA



ESTE LADO DE POLEA
DEBE SER AJUSTADO
PARA ABAJO PARA
CORREGIR EL PROB-
LEMA MOSTRADO



APROPIADA ALINEACION DE BANDA

COMO TENSAR LA CORREA

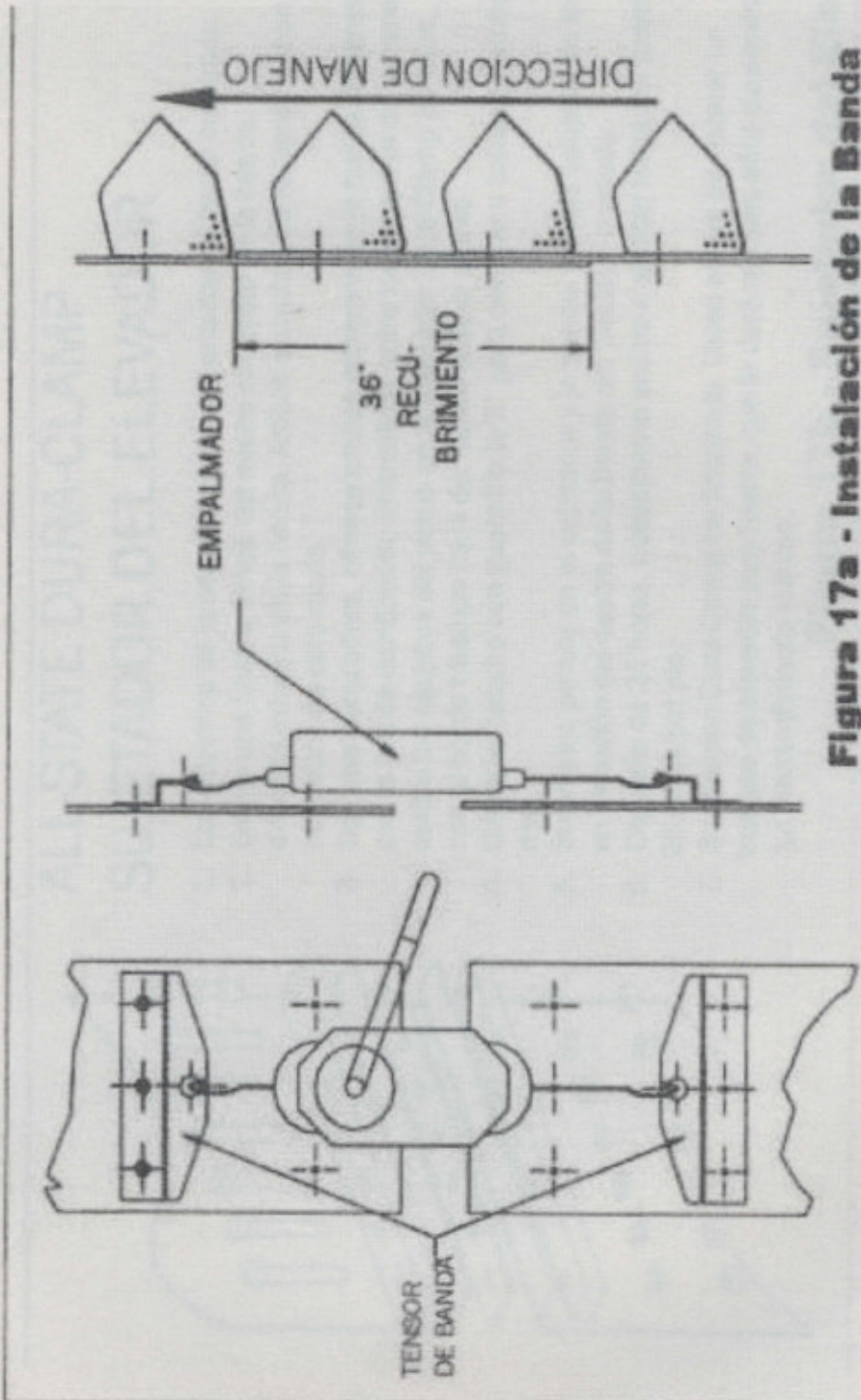
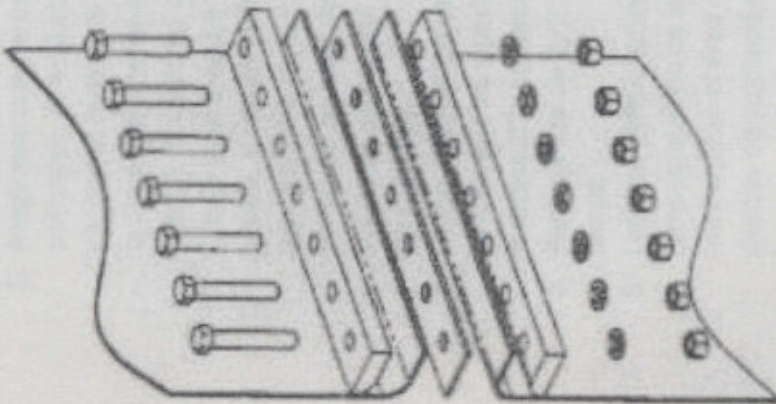


Figura 17a - Instalación de la Banda

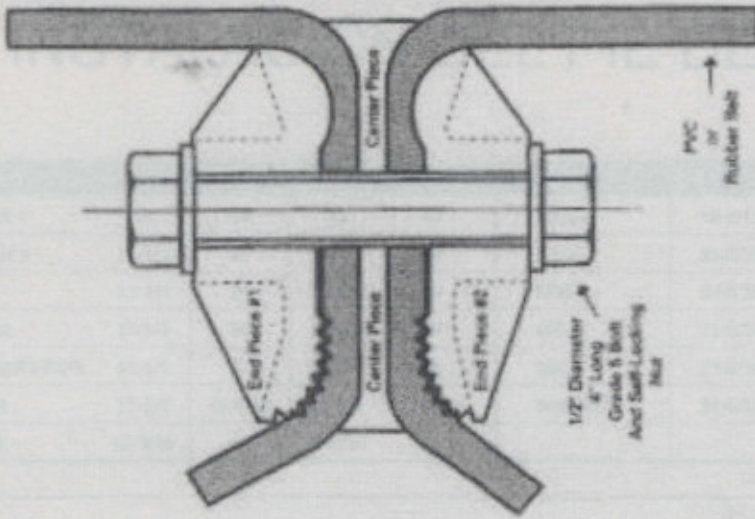
ALL-STATE DURA-CLAMP SUJETADOR DEL ELEVADOR



1. Los extremos de la banda deben ser cortados de forma cuadrada.
2. Dibuje una línea a través del ancho completo de la banda, 1" desde el extremo de la banda. Ambos extremos de la banda deben ser marcados de este modo.
3. Con una abrazadera, afiance ambos extremos de la banda firmemente con la tira de compresión intercalada entre los extremos de la banda y centre los agujeros del perno en el sujetador Dura-Clamp en línea, con el borde biselado lejos del extremo de la correa.
4. Utilice un taladro con gusanillo 3/8" para perforar a través de ambas bandas.
5. Inserte los pernos en el sujetador y la banda, con las cabezas de los pernos en dirección del centro de la banda del traslape acabado.
6. Después de 24 horas, nuevamente vuelva a apretar todas las tuercas a 25 libras por pie.
7. Su traslape Dura-Clamp ha finalizado. Usted esca de instalar un traslape de elevador muy fuerte, que le dará muchos años de servicio y con un mantenimiento mínimo.

Figura 17b - Sujetador del Elevador

**Figura 17c - Dispositivo para Sujetar la Banda
MAXI-SPLICE DISPOSITIVO PARA
SUJETAR LA BANDA**

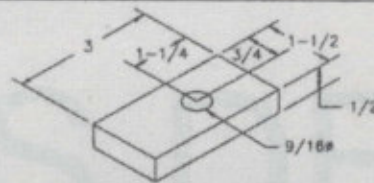
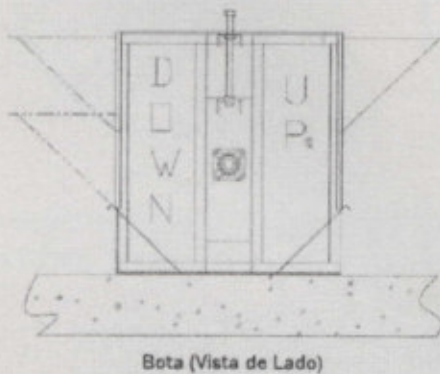
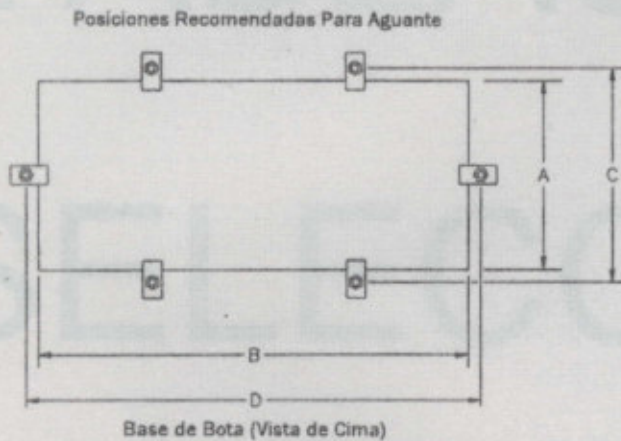


1. Asegúrese que los extremos de la banda sean cuadrados y uniformes. Si está utilizando la cinta de la plantilla del traslape, aplique la cinta para marcar la perforación. Asegúrese de aplicar la cinta justamente en los extremos de la banda; luego proceda al paso 4. Si usted no está utilizando la cinta, vaya al paso 2.
2. Dibuje una línea de aproximadamente 4-1/4" del extremo de la banda, para utilizarla como línea de guía para la perforación del agujero. Para correcta instalación, las bandas de anchura uniforme comenzarán justo dentro del borde de la banda. Las bandas de anchuras desparejas requieren una instalación de 1/2" del borde de la banda.
3. Utilice Maxi-Splice como plantilla para marcar las localizaciones de los agujeros a perforar. Después de marcar el primer agujero, muévrase 2" y consecutivamente marque cada agujero.
4. Para pernos de 1/2" de diámetro, perforo ambos extremos de la banda.
5. Los dos platos extremos y el plato del centro se utilizan para la firme sujeción de la banda. Los platos extremos tienen dos áreas para sujetar: el área de agarre ranurada esta montada hacia la cara del doblado y es seguida por una serie de dientes de sujeción. Estos dientes siempre están montados hacia la parte posterior de la banda. La placa central es asimétrica y no puede ser instalada incorrectamente.
6. **IMPORTANTE:** Hemos suministrado un perno de 4" de largo y de gradiente 5, al igual que una tuerca de fijación de nylon, ambos de 1/2" de diámetro. Los pernos tienen que ser tensionados para que el Maxi-Splice los abraze con efectividad. El requerimiento del esfuerzo de torsión para las bandas es de 75 libras pies incluyendo y hasta 600 PIW - bandas con mayor tensión de 600 PIW requieren 100 libras pie de torsión.
7. Accione la banda por treinta minutos; pare la sección y vuelva a realizar el esfuerzo de torsión de las bandas.

INSTALACIÓN DEL PIE DE NORIA

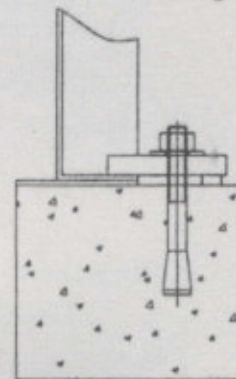
MODELO	A	B	C	D	MODELO	A	B	C	D
BANTAM I	10	16	12	18	QUEEN	18-5/16	48	20-5/16	50
BANTAM II	15-1/4	26	17-1/4	28	KING	21-5/16	48	23-5/16	50
ATOM	12-1/4	26	14-1/4	28	KING II	24-5/16	48	26-5/16	50
APOLLO	15-1/4	34	17-1/4	36	ACE	21-5/16	56	23-5/16	58
CANE/DART/EXPO	15-1/4	26	17-1/4	28	ACE II	24-5/16	56	26-5/16	58
DUKE II	15-1/4	40-5/16	17-1/4	42-5/16	MONARCH	24-5/16	62	26-5/16	64
PRINCE	18-5/16	48	20-5/16	50					

Figura 4 - Instalación de la Bota



Chapas de Anclaje y Tornillos
(Suplidos en Campo)
6 Piezas REqueridas

Tornillo 1/2" Dia
Mínimo 4" de Largo



Aplicacion Sugerida Tornillo de Anclaje para la Bota (Vista de Lado) Anclado en una Base de Concreto

SELECCIÓN DE CANGILONES

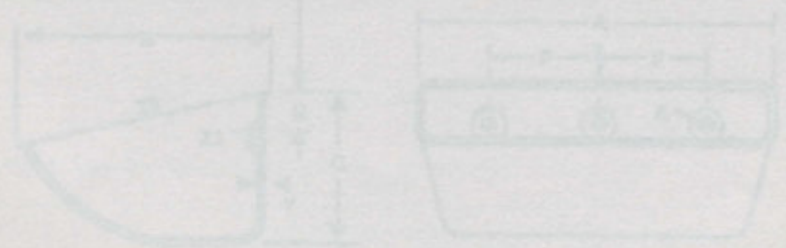
VOLOTEO S.R.L.

En la siguiente tabla encontrará información para efectuar una rápida evaluación.

GAMILLONES METÁLICOS ESTAMPADOS

Modelo	Material	Capacidad (kg)	Velocidad (m/min)	Consumo (litros/h)	Costo (USD)	Referencia
100	Acero	100	10	10	100	100
150	Acero	150	15	15	150	150
200	Acero	200	20	20	200	200
250	Acero	250	25	25	250	250
300	Acero	300	30	30	300	300
350	Acero	350	35	35	350	350
400	Acero	400	40	40	400	400
450	Acero	450	45	45	450	450
500	Acero	500	50	50	500	500
550	Acero	550	55	55	550	550
600	Acero	600	60	60	600	600
650	Acero	650	65	65	650	650
700	Acero	700	70	70	700	700
750	Acero	750	75	75	750	750
800	Acero	800	80	80	800	800
850	Acero	850	85	85	850	850
900	Acero	900	90	90	900	900
950	Acero	950	95	95	950	950
1000	Acero	1000	100	100	1000	1000

TABLAS DE SELECCIÓN



Por información adicional o asesoramiento de portos en actividad, consulte a nuestro departamento técnico

83364 - 471-348 83364 - 470-315
83364 - 470-315 83364 - 470-315
83364 - 470-315

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE CANGILONES

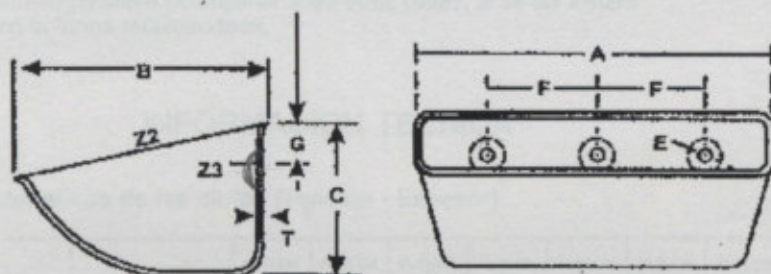
BUCKET

VOLONTE SRL

-En la siguiente tabla encontrará información para efectuar una rápida evaluación.

CANGILONES METALICOS ESTAMPADOS												
COD.	DESCRIPCION			Perf.	Diam/But. (E)	Dist. Agu./mm (F)	Cant/Cang. X Metro	Volumen dm3	Capac. Ton./Hs	Espesor Chapa /mm	Peso del Cangilón / Kg	
	(A)	(B)	(C)									
103	103	X 96	X 67	2	516	50	13	0,20	21	1,2	0,15	
140	140	X 130	X 95	2	516	70	9	0,60	43	1,6	0,48	
155	155	X 130	X 95	2	516	70	9	0,75	55	1,6	0,50	
175	175	X 140	X 100	2	516	75	8,5	1,10	75	1,6	0,68	
192	192	X 148	X 100	2	516	110	8,5	1,40	96	1,6	0,75	
225	225	X 170	X 100	2	516	120	8,5	1,70	117	2,0	1,00	
247	247	X 165	X 100	2	516	120	8,5	2,30	158	2,0	1,10	
290	290	X 170	X 100	3	516	80	8,5	2,80	192	2,2	1,20	
335	335	X 220	X 120	3	318	120	7	4,40	249	2,3	2,30	
370	370	X 220	X 120	4	318	90	7	4,80	272	2,3	2,40	
400	400	X 220	X 120	4	318	100	7	5,20	294	2,5	3,30	

- Capacidad de elevación corresponde a una velocidad de 3 mts./seg. y producto P.E. 0.75 (coja)
- El volumen expresado corresponde a nivel de agua



Por información adicional o relevamiento de norias en actividad, consulte a nuestro departamento técnico

03464 - 471-368

03464 - 470-316

0341 - 449-8696

ovolonte@dati.net.ar

placka@placka.com.ar

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

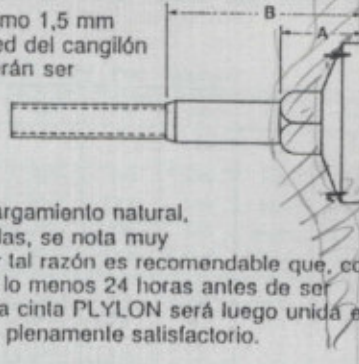
SELECCIÓN DE CORREAS

CINTAS ELEVADORAS PLYLON

Las cintas elevadoras PLYLON necesitan menor espesor que las convencionales usadas en una instalación similar y, por lo tanto, requiere consideración especial la selección de los bulones apropiados. Observe el dibujo del bulón: en cualquier caso deberá tener una dimensión "A" que resulte no menor de 1,5 mm (1/16") más corta que el espesor total de la cinta PLYLON.

También la dimensión "B" deberá tener como mínimo 1,5 mm menos que el espesor total de la cinta más la pared del cangilón y cualquier arandela que se use. Las tuercas deberán ser ajustadas lo suficiente, como para obtener buen asiento y adecuada comprensión de la cabeza del bulón.

Las cintas elevadoras PLYLON deberán ser reajustadas por lo menos una vez, dentro de las primeras 24 horas de servicio del elevador. El alargamiento natural, que aparece gradualmente en los otros tipos de telas, se nota muy pronto en la vida de una nueva cinta PLYLON. Por tal razón es recomendable que, con sus cangilones ya colocados, permanezca colgada por lo menos 24 horas antes de ser empalmada. Tan tirante como sea posible, la nueva cinta PLYLON será luego unida en forma sinfín, asegurando de este modo un servicio plenamente satisfactorio.



Ventajas de las cintas PLYLON sobre las convencionales, en su aplicación como elevadoras:

1. Máxima resistencia al desgarro de bulones.
2. Máxima proyección de cangilones.
3. Mayor flexibilidad y menor peso.
4. Excelente operación sobre poleas de pequeño diámetro.
5. Alargamiento no superior a las otras cintas, si se las instala en la forma recomendada.

INFORMACION TECNICA

TABLA I - Características de las cintas (Tensión - Espesor)

TIPO		PLYLON 140	PLYLON 220	PLYLON 330	PLYLON 440	PLYLON 540	PLYLON 720	PLYLON 900	PLYLON 1080
NUMERO DE TELAS		2	2	3	4	3	4	5	6
TENSION DE TRABAJO PERMISIBLE SERVICIO INDUSTRIAL	Lbs/pulg. de ancho Kg/cm	100 17,8	160 28,5	240 42,9	320 57,2	420 75,0	560 100,0	700 125,0	840 150,0
ESPESOR APROXIMADO DE LA CARCASA	Pulg. mm	1/8" 3,2	9/64" 3,6	3/16" 4,8	17/64" 6,7	9/32" 7,1	13/32" 10,3	1/2" 12,7	19/32" 15,1
BROCHES PARA JUNTA MECANICA RECOMENDADOS		FLEXCO 140 MINET AA-S	FLEXCO 140 MINET B	FLEXCO 190 MINET C	FLEXCO 190 MINET D	FLEXCO 190 MINET E	NR	NR	NR

NR - BROCHES PARA JUNTA MECANICA NO RECOMENDADOS. LAS CINTAS DEBERAN SER JUNTADAS CON EMPALMES YUXTAPUESTOS, SUPERPUESTOS O VULCANIZADOS.

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE CORREAS

TRANSMISIONES



Elementos para Transmisión de fuerzas

INFORMACION TECNICA

CINTAS TRANSPORTADORAS

PLYLON

TABLA I Características de las cintas (Tensión - Peso - Espesor)

TIPO		PLYLON 140	PLYLON 220	PLYLON 330	PLYLON 440	PLYLON 540	PLYLON 720	PLYLON 900	PLYLON 1080
Número de telas		2	2	3	4	3	4	5	6
Tensión de trabajo permisible.	-Lbs / pulg. de ancho	140	220	330	440	540	720	900	1080
Empalme vulcanizado.	-Kg / cm de ancho	25.0	39.3	58.9	78.6	96.4	128.6	160.7	192.9
Empalme mecánico.	-Lbs / pulg. de ancho	140	220	330	440	540(*)	640(*)	640(*)	640(*)
	-Kg / cm de ancho	25.0	39.3	58.9	78.6	96.4	114.3(*)	114.3(*)	114.3(*)
Peso aproximado de la carcasa.	-Lbs / pie ²	0.8	0.9	1.1	1.7	1.8	2.3	2.8	3.4
	-Kgs / m ²	3.9	4.4	5.4	8.3	8.8	11.3	13.7	16.6
Peso aproximado por cada 1/32" de cubierta Stackor.	-Lbs / pie ²	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
	-Kgs / m ²	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Espesor aproximado de la carcasa, sin cubiertas.	-Pulg.	1/8	9/64	3/16	17/64	9/32	13/32	1/2	19/32
	-MM.	3.2	3.6	4.8	6.7	7.1	10.3	12.7	15.1
Índice de impacto Base: 6 lunas 42 onzas: 1		1.3	1.6	2.0	2.4	2.5	3.0	3.5	4.0
Brochos para junta mecánica recomendados.		Flexco 140 Minet AA-5	Flexco 140 Minet B	Flexco 190 Minet C	Flexco 190 Minet D	Flexco 190 Minet E	Flexco 190 Minet E	Flexco 190 Minet E	Flexco 2-1/4 Minet E

(*) Capacidades con empalmes mecánicos reducidas debido a limitaciones de las garras.

TABLA II Tabla de soporte de carga (Anchos máximos)

PESO DEL MATERIAL	Lbs / pie ³ Kgs / m ³	0 a 45 lbs / pie ³ 0 a 720 Kgs / m ³	45 a 105 lbs / pie ³ 720 a 1682 Kgs / m ³	105 a 165 lbs / pie ³ 1682 a 2643 Kgs / m ³	165 a 200 lbs / pie ³ 2643 a 3204 Kgs / m ³
Angulo de rodillos		20° 35° 45°	20° 35° 45°	20° 35° 45°	20° 35° 45°
PLYLON 140		42" 36" 30"	38" 30" 24"	30" 24" NR	NR NR NR
PLYLON 220		48" 42" 36"	42" 36" 30"	36" 30" NR	30" 24" NR
PLYLON 330		60" 54" 48"	54" 48" 42"	48" 42" 36"	42" 36" NR
PLYLON 440		84" 72" 60"	72" 60" 54"	60" 54" 48"	54" 48" 42"
PLYLON 540		84" 72" 60"	72" 60" 54"	60" 54" 48"	54" 48" 42"
PLYLON 720		96" 84" 72"	84" 72" 60"	72" 60" 54"	60" 54" 48"
PLYLON 900		108" 88" 84"	96" 84" 72"	84" 72" 60"	72" 60" 54"
PLYLON 1080		116" 108" 96"	108" 96" 84"	96" 84" 72"	84" 72" 60"

Adm. Y Ventas: Av. Galicia 807 - (B1868BGI) Piñeyro - Avellaneda - Buenos Aires
 Tel/Fax: (54-11) 4208-0371/6543/3468
 E-mail: transmisionespin@aol.com.ar

CÁLCULO DE UNA NORIA
 MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE CORREAS

TRANSMISIONES



Elementos para Transmisión de fuerzas

CORREA DE TRANSMISION THOR Y THOR LAMINADA

**CAPACIDAD MAXIMA
EN H.P. POR PULGADA
DE ANCHO A 180º
ARCO DE CONTACTO**

11 PULGADA = 25,4 mm /
100 PIES /min. = 508 m/hog.1

TELAS	Pulg. Ancho	VELOCIDAD LINEAL DE LA CORREA EN PIES POR MINUTO															
		1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000
4	4	0.7	1.1	1.3	1.4	1.5	1.7	1.9	1.9	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.6	2.7	2.7
	5	1.2	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	3.4	3.6	3.8
	6	1.6	1.7	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	2.9	3.1	3.3	3.5	3.6	3.8	4.2	4.4	4.6
5	8	1.9	2.1	2.4	2.7	2.9	3.2	3.4	3.7	3.9	4.1	4.3	4.6	5.2	5.4	5.6	5.9
	10	2.6	2.9	3.4	3.9	4.2	4.6	4.9	5.3	5.6	5.9	6.2	6.6	7.4	7.6	7.8	8.2
	12	3.0	3.4	3.9	4.4	4.7	5.1	5.4	5.8	6.1	6.4	6.7	7.1	8.0	8.2	8.4	8.8
6	12	2.2	2.6	3.0	3.4	3.7	4.1	4.4	4.7	5.0	5.3	5.6	6.0	6.7	7.0	7.2	7.4
	14	2.6	3.0	3.4	3.8	4.1	4.5	4.8	5.1	5.4	5.7	6.0	6.4	7.2	7.4	7.6	7.9
	16	3.0	3.4	3.8	4.2	4.5	4.9	5.2	5.5	5.8	6.1	6.4	6.7	7.6	7.8	8.0	8.3
7	16	2.5	3.0	3.4	3.8	4.1	4.5	4.8	5.1	5.4	5.7	6.0	6.4	7.2	7.4	7.6	7.9
	18	3.0	3.4	3.8	4.2	4.5	4.9	5.2	5.5	5.8	6.1	6.4	6.7	7.6	7.8	8.0	8.3
	20	3.5	3.9	4.3	4.7	5.0	5.3	5.6	5.9	6.2	6.5	6.8	7.1	8.0	8.2	8.4	8.7
8	20	3.0	3.4	3.8	4.2	4.5	4.9	5.2	5.5	5.8	6.1	6.4	6.7	7.6	7.8	8.0	8.3
	22	3.5	3.9	4.3	4.7	5.0	5.3	5.6	5.9	6.2	6.5	6.8	7.1	8.0	8.2	8.4	8.7
	24	4.0	4.4	4.8	5.2	5.5	5.8	6.1	6.4	6.7	7.0	7.3	7.6	8.5	8.7	8.9	9.2
9	24	3.5	3.9	4.3	4.7	5.0	5.3	5.6	5.9	6.2	6.5	6.8	7.1	8.0	8.2	8.4	8.7
	26	4.0	4.4	4.8	5.2	5.5	5.8	6.1	6.4	6.7	7.0	7.3	7.6	8.5	8.7	8.9	9.2
	28	4.5	4.9	5.3	5.7	6.0	6.3	6.6	6.9	7.2	7.5	7.8	8.1	9.0	9.2	9.4	9.7
10	28	4.0	4.4	4.8	5.2	5.5	5.8	6.1	6.4	6.7	7.0	7.3	7.6	8.5	8.7	8.9	9.2
	30	4.5	4.9	5.3	5.7	6.0	6.3	6.6	6.9	7.2	7.5	7.8	8.1	9.0	9.2	9.4	9.7
	32	5.0	5.4	5.8	6.2	6.5	6.8	7.1	7.4	7.7	8.0	8.3	8.6	9.5	9.7	9.9	10.2
11	32	4.5	4.9	5.3	5.7	6.0	6.3	6.6	6.9	7.2	7.5	7.8	8.1	9.0	9.2	9.4	9.7
	34	5.0	5.4	5.8	6.2	6.5	6.8	7.1	7.4	7.7	8.0	8.3	8.6	9.5	9.7	9.9	10.2
	36	5.5	5.9	6.3	6.7	7.0	7.3	7.6	7.9	8.2	8.5	8.8	9.1	10.0	10.2	10.4	10.7
12	36	5.0	5.4	5.8	6.2	6.5	6.8	7.1	7.4	7.7	8.0	8.3	8.6	9.5	9.7	9.9	10.2
	38	5.5	5.9	6.3	6.7	7.0	7.3	7.6	7.9	8.2	8.5	8.8	9.1	10.0	10.2	10.4	10.7
	40	6.0	6.4	6.8	7.2	7.5	7.8	8.1	8.4	8.7	9.0	9.3	9.6	10.5	10.7	10.9	11.2

Adm. Y Ventas: Av. Galicia 807 - (B1868BGI) Piñeyro - Avellaneda - Buenos Aires
Tel/Fax: (54-11) 4208-0371/6543/3468
E-mail: transmisionespin@aol.com.ar

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE CORREAS

TRANSMISIONES



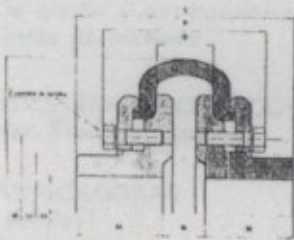
Elementos para Transmisión de fuerzas

MODELO UNIVERSAL

TABLA 2 :

Tomar como base de calculo unicamente momento normal

Acopla- miento:	01-1	03-1	06-1	10-1	14-1	18-1	22-1	25-1	28-1	28-1	30-1	32-1
-Momento normal. kgm	0.5	1	3	7	15	30	60	120	240	400	700	1000
-Momento sobrecar- ga. kgm	1.5	3	8	20	45	90	175	350	700	1200	2000	3000
-A	80	104	136	178	210	263	310	370	402	450	550	700
-B	42	50	65	85	110	140	180	235	260	260	280	350
-C	30	34	47	64	84	98	125	165	170	190	200	270
-D	10	12	15	20	25	30	38	38	38	55	65	70
-D máximo	18	22	32	38	50	60	80	90	100	110	130	180
-L	50	64	89	125	150	174	200	215	244	280	360	450
-M	30	28	37	49	61	69	77	85	85	110	130	160
-N	10	8	14	27	29	30	45	45	54	60	100	130
-O	16	16	19	35	38	44	42	45	50	70	120	150
-P	50	67	64	89	98	123	139	151	153	190	280	365
-Z	8	8	12	12	12	16	16	16	24	24	24	24
-GD ² kgm ²			0.01	0.04	0.11	0.3	0.8	2.0	3.0	4.5	8	31
-Peso kg.	0.6	1.1	2.8	8.4	10.3	22.2	33.3	60	72	90	140	300
-C de torsión	5	8	8	5	8.5	8.5	8.3	5.2	5.5	5	10.8	11.8
-N° R.P.M.	3000	2000	3000	3000	2500	2000	2000	1500	1500	1250	1000	800

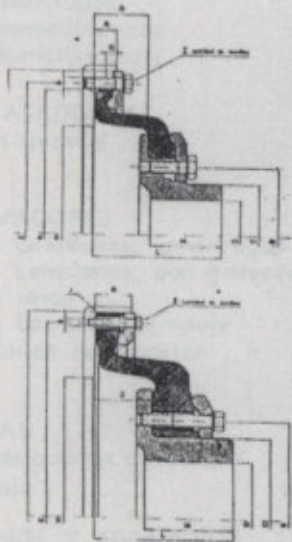


MODELO BRIDA

TABLA 3 :

Tomar como base de calculo unicamente momento normal

Acopla- miento:	04-3	06-3	11-3	15-3	19-3	23-3	27-3	27-3 33	28-3 33	30-3 33
-Momento normal. kgm	3	8	10	24	40	70	150	350	700	1000
-Momento sobrecar- ga variable 300 veces/min.	+ 3.5	+ 7	+ 7	+ 17	+ 25	+ 50	+ 50	+ 180	+ 300	+ 500
-A	158	190	230	290	340	400	525	560	580	775
-B	65	84	95	125	140	190	260	265	290	310
-C	48	65	67	85	105	145	180	220	230	230
-D	15	20	25	30	38	38	55	70	70	70
-D máximo	32	38	40	60	70	100	110	140	150	150
-E	128	205	245	310	360	420	545	530	540	710
-F	194	220	255	335	385	455	580	580	590	775
-H	110	140	150	200	250	300	400	390	450	500
-L	72	83	101.8	118	144	172	172	187	258	318
-M	35	50	54	62	75	95	110	120	150	200
-O	38	38	49.5	58	65	73	87	77	123	136
-Q	7.5	6	8.5	9	5.5	10.5	10	--	--	--
-R	16	15	20	25	21	29	30	48	60	64
-Z	4	4	5	6	8	9	10	5	5	12
-Z	6	6	6	6	8	8	1.2	1.2	1.2	1.8
-G	1/4"	5/16"	3/8"	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"	3/8"	1/2"	5/8"
-GD ² L. volante kgm ²	0.007	0.017	0.03	0.1	0.25	0.7	2.3	2.2	4.8	8.3
-GD ² todo eje kgm ²	0.02	0.035	0.1	0.3	0.53	1.15	2.8	2.4	7.1	18
-Peso kg.	2.7	3.9	5	10	15	30	55	80	116	190
-C de torsión	20	30	19	26	21	21	22	27	27	27
-N° R.P.M.	3000	2500	2400	1800	1800	1800	1800	1400	1200	1000



Adm. Y Ventas: Av. Galicia 807 - (B1868BGI) Piñeyro - Avellaneda - Buenos Aires
Tel/Fax: (54-11) 4208-0371/6543/3468
E-mail: transmisionespin@aol.com.ar

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DEL FACTOR DE SERVICIO

Tabla de grupos de cargas para selección del factor de servicio

Máquina	Grupo	Máquina	Grupo
AGITADORES		MEZCLADORAS	
Líquidos puros livianos	1	Hormigoneras	2
Líquidos densidad constante	2	Goma y plástico	3
Líquidos densidad variable	3		
BOMBAS		MOLINOS	
Centrifugas presión constante	1	De martillos (cereales)	2
Centrifugas presión variable	2	De martillos (hueso)	3
A engranajes	2	De martillos (piedra)	3
De pistón y dosificadoras	2	De bolas rotativas	3
Gatos de bombeo	3		
CINTAS TRANSPORTADORAS		MONTACARGAS	
Ver Transportadores		Elevación solamente, lentos	1
		Con inversión de marcha	
		Velocidad 5 mts/minuto	1
		Velocidad 15 mts/minuto	2
		Montapersonas	3
CLASIFICADORAS		MAQUINAS	
Lineales	1	Extrusoras de plástico	3
Rotativas	2	Picadoras de forraje	2
		Cardas y cañandras	3
COMPRESORES		Cizallas y plegadoras	3
Centrifugos	1	Prensas	3
Monocilíndricos	2	Textiles en general	2
Multicilíndricos	3		
ENVASADORAS		MATADEROS	
En general	1	Norias horizontales	2
		Norias descendoras	2
ELEVADORES		Norias elevadoras	3
A conijlonas, centrifugos	2	Mesas de visceras	2
A conijlonas, por gravedad	1		
A rosca	1	OBRAS SANITARIAS	
A barras de empuje	2	Colectores	1
Norias paternoster	1	Dosificadores	2
GRUAS			
Traslaciones o rotación	2	TRANSPORTADORES	
Izaje	3	A cinta carga uniforme	1
		A cinta carga disímil	2
HORNOS Y SECADEROS		A rosca cereales	1
Lineales	1	A rosca materias grasas	2
Rotativos	2	Industria siderúrgica	2
		Estibadoras de piedra	2
LAMINADORAS		Lineas de montaje	2
Papel y cartón	1		
No ferrosas - plástico	2	ZARANDAS	
Hierro y acero	3	En general	2
Goma	3		

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DEL FACTOR DE SERVICIO

Tabla de factores de servicio FS

Motor impulsor	Servicio desde puesta en marcha	Por día	Máquina impulsada (grupo de carga)		
			1	2	3
Eléctrico (Servicio normal)	Ocasional	½ hora	0.80	0.90	1.00
	Intermitente	2 horas	0.90	1.00	1.25
	Normal	10 horas	1.00	1.25	1.50
	Continuo	24 horas	1.25	1.50	1.75
Eléctrico (más de 20 arranques por hora) A explosión (multicilíndrico)	Ocasional	½ hora	0.90	1.00	1.25
	Intermitente	2 horas	1.00	1.25	1.50
	Normal	10 horas	1.25	1.50	1.75
	Continuo	24 horas	1.50	1.75	2.00

FACTORES DE SERVICIO (FS)

Tabla A - Tabla B - Tabla C

A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
1.5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
...

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DEL ACOPLE ELÁSTICO

r.p.m.	A 20	A 25	A 30	A 35	A 45	A 50	A 60	A 70	A-C 80	A-C 90	A 95	A 105	A 120	A 140	A 170	A 200	A 240	A 300	A 350	A 400
10	0,04	0,06	0,08	0,12	0,2	0,35	0,5	1,1	1,3	1,5	1,8	3,2	5,5	9,5	16,3	30,4	48,10	96,2	132,8	168
50	0,2	0,3	0,4	0,6	1	1,8	3,2	5,5	6,5	8,5	9,4	16	27,7	47,5	82	151	240,5	481	683	942
100	0,46	0,62	0,80	1,25	2	3,55	6,3	10,9	13	16,2	18,6	32,3	55,5	95	183	304	481	962	1328	1684
200	0,90	1,20	1,60	2,5	4,2	7,3	12,6	21,8	26	32	37,5	64,5	111	190	327	506	982	1924	2652	3768
300	1,20	1,80	2,7	3,8	6,3	10,9	16	32,7	38	48	56,5	98,5	164	285	482	910	1443	2886	3979	5554
400	1,6	2,5	3,6	5	8,5	14,6	25	43,5	52	60	75	128	222	379	655	1210	1984	3968	5305	7519
500	2	3	4,5	6,3	10,5	18,2	31,5	54,5	65	85	94	161	277	475	820	1510	2405	4810	6632	9424
600	2,5	3,7	5,40	7,55	12,6	21,8	37,7	65,2	78	98	113	193	332	589	985	1810	2866	5772	7858	11009
700	2,8	4,30	6,50	8,8	14,7	25,5	44,2	76,3	92	112	132	225	388	665	1150	2180	3367	6734	9245	13184
800	3,2	5	7,20	10	18,8	29,2	50,6	87,5	103	128	151	257	442	760	1320	2420	3843	7686	10611	15079
900	3,6	5,55	8	11,3	18,9	32,7	56,8	98	118	144	169	288	498	850	1475	2720	4329	8658	11938	16984
1000	4	6,15	9	12,6	21	38,4	63	109	130	162	188	321	551	950	1838	3324	5218	10436		
1100	4,5	6,80	9,85	14	23,2	40	69,3	120	144	176	207	355	608	1050	1901	3328	5294	10588		
1200	4,9	7,40	10,8	15	25,2	43,6	75,5	131	157	193	226	385	662	1140	1964	3332				
1300	5,15	8	11,6	16,4	27,3	47,2	82	142	170	208	244	417	717,5	1256	2127	3736				
1400	5,70	8,60	12,5	17,2	29,4	51	88	153	184	225	264	450	773	1330	2290	4340				
1500	6	9,23	13,4	18	31,4	54,5	94,8	163	190	240	281	483	828,5	1425						
1600	6,50	9,85	14,3	20,2	33,6	58,2	101	174	209	255	300	515	884	1529						
1800	7,3	11	16	22,7	37,8	65,5	114	195	235	290	338	578,5	995	1710						
2000	8,18	12,3	17,9	25,2	42	73	126	219	262	320	375	644								
2250	9,12	13,6	20	28,4	47,3	82	142	245	294,5	360,5	422	724,5								
2500	10	15,4	22,4	31,5	52,5	91	158	273,5	327	401	489	605								
2750	11	17	24,6	34,6	57,8	100	174	301	359,5	441,5										
3000	12,2	18,5	26,9	37,8	63	109	189	328	392	482										
3250	13,2	20	29	41	68,2	118	205	355,5	424,5	522,5										
3500	14,2	21,6	31,4	44,5	73,5	127	220,5	383	457	569										
3750	15,2	23,1	33,5	47,4	78,7	136	236	413												
4000	16,2	24,6	35,7	50,5	84	148														
4500	18,2	27,6	40,2	56,8	94,5	164														
5000	20,5	30,8	44,7	63	105	182														

TABLA II
HP NOMINALES

En todos los modelos indicados dibujo de las líneas horizontales de trazo grueso, las mazas serán encastradas en las bridas del centro.

TEMPERATURA AMBIENTE MAXIMA: 80°C.

FACTOR DE SERVICIO TABLA I

Motor eléctrico **A** • Turbina **B** • Motor a nafta o diesel **C**

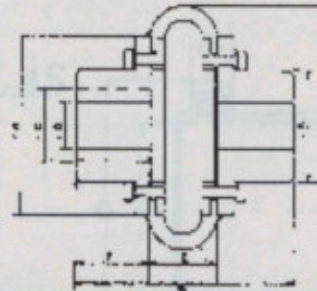
A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
1,5	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3	3,5	3,5
Bomba centrífuga			Agitador			Amasadora			Aparejos pesados		
Cangilones			Aparejo			Bomba de pistón			Bomba pistón doble efecto		
Cargador			Convertidor			Briquetadora			Calandras		
Cinta transp. liviana			Elevador			Excavadoras			Centrifugas		
Dosificador tolva			Generador			Grúa de puerto			Compresor alternativo		
Embotelladora			Guinchos o ptes. grúas			Guillotina			Compresor alt. 1 cilindro doble efecto		
Enfriadora			Lavadoras			Maquinaria p/construc.			Desintegrador		
Máquinas herramienta			Máq. textiles			Molinos de cemento			Extrusoras		
Máquinas livianas			Máq. p/madera			Prensas excéntricas			Laminadora		
Transmisión liviana			Mezcladora liviana			Secador			Molino a martillos		
Turbocompresor			Montacargas			Trefiladora			Trapiche		
Ventilador liviano			Prensas			Vibradores			Trituradora de pulpa		

CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DEL ACOPLE ELÁSTICO

TABLA III
DATOS TECNICOS



MODELO	Par Normpl. Xan	Tol. objen	Peso Acople Kg.	G07 Acople Kg./m²	MEDIDAS PRINCIPALES (mm)							
					A	B	C máx.	D mín.	E	F	G	H
A-20	3	2.5°	0.396	0.00127	74	38	20	10	30	25	80	95
A-25	4.5	5°	1.2	0.0017	74	36	23	10	31	25	80	95
A-30	8.5	2°	2.42	0.0069	96	49	30	10	40	35	110	125
A-35	9	4°	2.8	0.0095	96	49	32	10	40	35	110	125
A-45	15	2.5°	5.43	0.0306	127	70	40	20	53	50	150	165
A-50	26	6°	5.95	0.042	127	70	46	20	50	50	150	165
A-60	45	5°	14.35	0.114	169	102	55	25	65	70	205	220
A-70	78	11°	15.2	0.167	169	102	55	25	65	70	206	220
AC-80	82	3°	25.2	0.597	218	116	75	30	93	80	210	300
AC-90	136	6°	26.4	0.62	218	116	85	30	93	80	216	
A-95	135	2°	39.6	0.89	236	140	80	40	93	100	290	310
A-105	230	8°	43.7	0.962	235	140	100	40	93	100	290	310
A-120/90	335	5°	61.5	2.9	297	150	80	75	120	100	320	400
A-120/120			88.6	3.6		135	120	75		130	380	
A-140/100	630	2°	65.7	3.05	297	150	100	75	120	100	320	400
A-140/140			95	2.82		135	140	75		130	380	
A-170/70			137.3	12.22		150	70	40		50	345	
A-170/130	170	7°	160.5	13.75	430	236	130	80	185	130	445	550
A-170/170			252	17.65		276	170	130		160	545	
A-200/90			160.5	13.3		136	90	70		100	385	
A-200/140	2015	1.5°	173.5	13.75	436	200	140	110	185	130	445	550
A-200/200			276.5	19.20		276	200	130		160	545	
A-240/150			342.7	51.5		225	150	120		100	553	
A-240/200	3445	4°	405	55.35	539	260	200	140	230	180	590	740
A-240/240			697.7	64.5		320	240	140		273	788	
A-300/150			340.5	50.7		225	150	120		160	556	
A-300/200			403	54.5	535	200	200	140	236	200	606	740
A-300/250	6890	10°	595.5	68.4		350	250	140		275	786	
A-300/300			690.5	82.7		380	300	140		275	786	
A-350/200			1348.5	455.2		290	200	140		200	735	
A-350/350	9500	6°	1211	486.4	820	350	250	140	335	275	865	1130
A-360/350			2237.5	681		600	350	200		375	1085	
A-400/250	13500	10°	1219	459.2	820	350	250	140	335	275	865	1130
A-400/400			2245.5	697		600	400	200		375	1085	

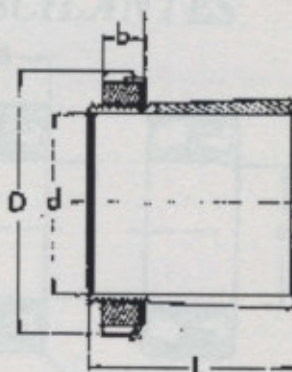
CÁLCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

**MANGUITOS DE SUJECCIÓN
CON TUERCAS Y ARANDELAS
DE RETENCIÓN**

H2300
H3100



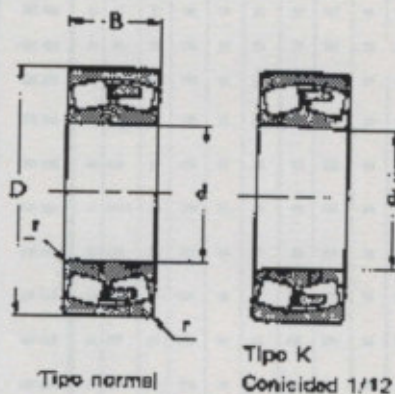
Número del manguito	d	L	D	b	Número de la tuerca	Número de la arandela de retención
H 2 306	20	35	38	8	KM 5	MB 5
H 2 308	25	38	45	8	KM 5	MB 5
H 2 307	30	43	52	8	KM 7	MB 7
H 2 308	35	46	58	10	KM 8	MB 8
H 2 309	40	50	65	11	KM 9	MB 9
H 2 310	45	55	70	12	KM 10	MB 10
H 2 311	50	58	75	12	KM 11	MB 11
H 2 312	55	62	80	13	KM 12	MB 12
H 2 313	60	65	85	14	KM 13	MB 13
H 2 315	65	73	98	15	KM 15	MB 15
H 2 316	70	78	105	17	KM 15	MB 16
H 2 317	75	82	110	18	KM 17	MB 17
H 2 318	80	85	120	18	KM 18	MB 18
H 2 319	85	90	125	19	KM 19	MB 19
H 2 320	90	97	130	20	KM 20	MB 20
H 2 322	100	105	145	20	KM 22	MB 22
H 2 324	110	112	155	22	KM 24	MB 24
H 2 325	115	121	165	23	KM 26	MB 26
H 2 328	125	131	180	24	KM 28	MB 28
H 2 330	135	139	195	25	KM 30	MB 30
H 2 332	140	147	210	28	KM 32	MB 32
H 3 120	90	75	130	20	KM 20	MB 20
H 3 122	100	81	145	21	KM 22	MB 22
H 3 124	110	88	165	22	KM 24	MB 24
H 3 126	115	92	165	23	KM 26	MB 28
H 3 128	125	97	180	24	KM 28	MB 28
H 3 130	135	111	195	25	KM 30	MB 30
H 3 132	140	119	210	28	KM 32	MB 32
H 3 134	150	123	220	29	KM 34	MB 34
H 3 138	160	131	230	30	KM 36	MB 36
H 3 138	170	141	240	31	KM 38	MB 38
H 3 140	180	150	250	32	KM 40	MB 40
H 3 144	200	161	280	33	KM 42	MB 42
H 3 148	220	172	300	35	KM 44	MB 44
H 3 152	240	190	330	37	KM 48	MB 48

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

RODAMIENTOS RADIALES OSCILANTES
DE DOS HILERAS
DE RODILLOS

23 200



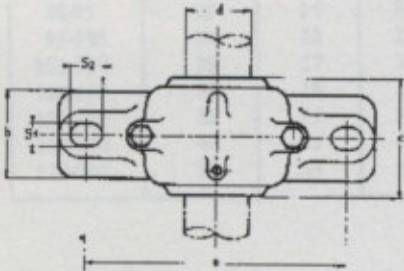
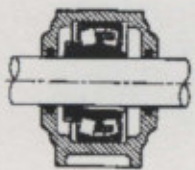
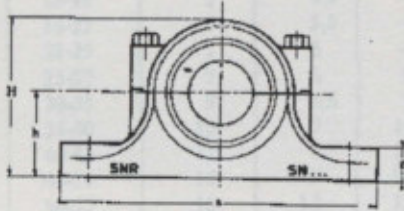
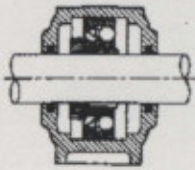
Símbolo	d	D	B	r	Capacidad dinámica C	Capacidad estática Co	Velocidad límite r.p.m.
23 218	90	160	52,4	3	29 500	27 500	1 800
23 219	96	170	55,6	3,5	33 000	31 000	1 700
23 220	100	180	50,3	3,5	38 000	36 000	1 600
23 221	105	190	55,1	3,5	42 500	41 000	1 600
23 222	110	200	59,8	3,5	47 000	46 000	1 500
23 224	120	215	76	3,5	56 000	55 000	1 400
23 226	130	230	80	4	61 000	61 000	1 300
23 228	140	250	88	4	71 000	71 000	1 200
23 230	150	270	96	4	85 000	85 000	1 100
23 232	160	290	104	4	97 000	101 000	1 000
23 234	170	310	110	5	108 000	113 000	950
23 236	180	320	112	5	114 000	121 000	900
23 238	190	340	120	5	128 000	137 000	850
23 240	200	360	128	5	143 000	156 000	800
23 244	220	400	144	5	177 000	194 000	750
23 248	240	440	160	5	213 000	230 000	650
23 252	260	480	174	6	249 000	280 000	600
23 256	280	500	178	6	260 000	300 000	600

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

SOPORTES CON RODAMIENTOS

SN 500



100

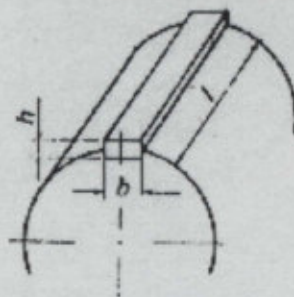
Soporte de la serie función	d	H	b	c	D	D ₂	e	e ₁	b ₁	s	Soportes con rod. mancos	No. rod. mancos	Margueta	Arandales de fijación	Ca. de
SN 501	20	73	40	130	15	20	87	163	46	23	SN 1300 SN 2100	2208 K 2208 K	H 200 H 100	SA 12+14 SA 12+7	
SN 502	25	86	50	130	15	20	77	185	53	23	SN 1300 SN 2100	2208 K 2208 K	H 200 H 100	SA 12+14 SA 12+7	
SN 503	30	94	50	150	15	20	82	185	57	22	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 504	35	108	60	150	15	20	83	205	60	25	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 505	40	118	60	170	15	20	85	205	60	23	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 510	45	133,5	60	170	13	20	90	205	60	21	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 511	50	129	70	210	18	25	95	235	70	28	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 512	55	134	70	210	18	25	105	235	70	30	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 513	60	148	80	230	18	25	110	275	80	30	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 514	65	155	80	230	18	25	115	275	80	30	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 515	70	171	95	260	22	30	120	310	90	32	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 517	75	181	95	260	22	34,3	125	320	90	32	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 518	80	192	100	290	22	30	140	340	100	35	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 519	85	210	112	290	22	30	140	340	100	35	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 520	90	215	112	320	26	35	160	360	110	40	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	
SN 522	100	239	135	350	26	33	170	410	120	45	SN 1300 SN 2100 SN 2500	2208 K 2208 K 2208 VK	H 200 H 200 H 200	SA 12+14 SA 12+7 SA 12+7	

PROYECTO FINAL DE MAQUINAS

SELECCIÓN DE CHAVETAS

TABLA: 8-1. CHAVETAS LONGITUDINALES
DE SECCION RECTANGULAR 10NL

Diámetro del eje <i>D</i>	Chaveta empotrada		Chaveta plana		Chaveta tangencial	
	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>h</i>
8-9	3	2,5	-	-	-	-
9-10	3,5	3	-	-	-	-
10-12	4	3,5	-	-	-	-
12-15	4,5	4	-	-	-	-
15-18	5	4,5	-	-	-	-
18-22	6	5,5	-	-	-	-
22-25	7	6	-	-	-	-
25-30	8	6	8	4	-	-
30-35	9	6,5	9	4,5	-	-
35-40	10	7	10	4,5	-	-
40-43	12	8	12	5	-	-
45-50	14	9	14	5	-	-
50-57	15	10	15	5,5	17	6
57-65	16	11	16	6	18	7
65-75	19	12	19	8	21	8
75-85	22	13	22	9	25	9
85-95	25	14	25	9,5	28	9,5
95-105	27	15	28	10	30	10
105-120	29	17	29	11	33	11
120-135	32	18	32	12	36	12
135-150	35	19	35	13	42	14
150-170	40	21	40	14	48	16
170-200	50	24	50	16	55	18



Chaveta longitudinal

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Información General sobre Motores Eléctricos:

El motor eléctrico se utiliza en varias aplicaciones industriales. Es conforme a la norma DIN 42673, 42677 estándar y por lo que se refiere a la dimensión de la brida y la pata es conforme con la norma IEC 34-1, 34-5, 34-7, 34-9 e 72. El motor provee a la protección contra el ingreso del polvo, del agua y otras partículas - en tal modo la manutención puede ser reducida al mínimo. Es disponible también por el clima cálido y frío y en el tipo antideflagrante.

El motor es disponible en las siguientes versiones:

- Según la medida del motor, cuerpo en aluminio o en fundición
- Ventilación
- B3, B5, 133/135, B14, 135/1314, V1, V1/V5
- 2, 4 e 6 polos
- Multitensión 50 / 60 Hz
- Aislamiento clase F, protección IP 55
- Bajo pedido, potencia disponible hasta 280 Kw / 380 Hp
- Motores con diámetro de cuerpo equivalente pueden tener diferente diámetro del núcleo del estator magnético así indicado: A-corto o B-largo
- La plaqueta tiene cable a tierra y permite una o dos entradas de prensa cable.

El motor puede ser utilizado en las siguientes condiciones atmosféricas locales:

- Altitud hasta 1000 metros sobre el nivel del mar*
- Temperatura ambiente de -40°C hasta +40°C**
- Humedad relativa hasta el 80% a 25°C
- Atmósfera no-explosiva con polvo hasta 16mg/m³

* Cuando el motor opera en una altitud mayor de 1000 metros sobre el nivel del mar, la potencia en salida debe ser correcta con los siguientes valores:

Altitud sobre el nivel del mar (m)	2000	3000	4000
Potencia en %	95	88	80

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

** Cuando el motor opera a temperatura mayor de 40°C, la potencia en salida debe ser correcta con los siguientes valores***.

Temperatura ambiental (°C)	45	50	55	60
Potencia in %	95	88	80	80

*** La lista de valores se refiere a la versión estándar 50 Hz, Iso F, IP 55 e 230 / 400 V o 400 / 690 V. Los parámetros para la versión 60 Hz son iguales excepto:

- Velocidad de rotación sincrónica mayor del 20%
- Relación de corriente mayor del 20%
- Coeficiente de potencia inferior a 0,01
- Eficiencia inferior a 1
- Nivel del rumor mayor de 3 dB (A)
- Tolerancia por sobrecarga 15%

El motor ha demostrado una prueba confiable en una gran gama de aplicaciones. En previsión de la constante puesta al día de los materiales, el diseño y la performance, toda información técnica en este fascículo puede ser modificada reservándose el dato de no dar previa noticia.

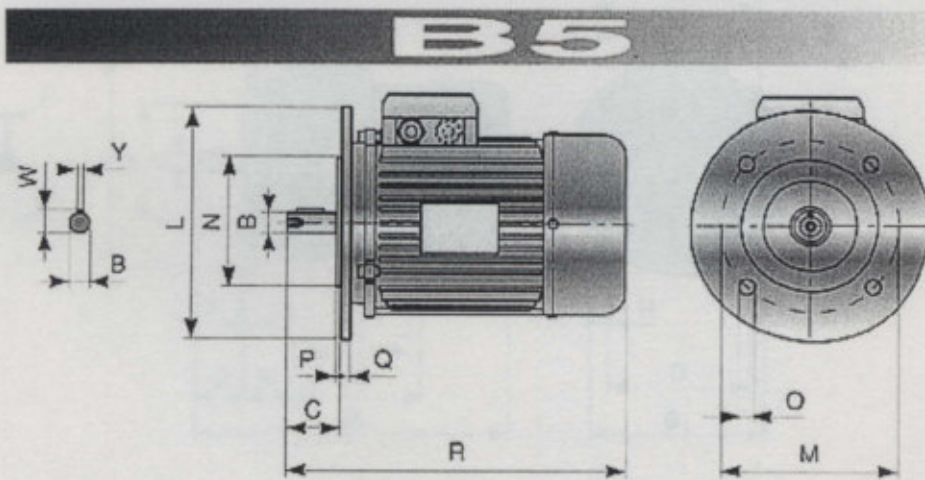
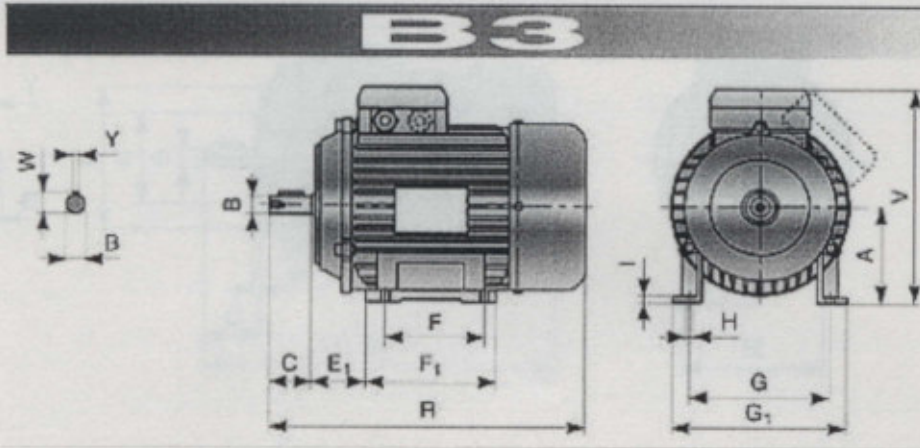
PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Características:

Modelo	Pn		rpm min-1	Ln(A) 380v	N %	cosQ	IS/INMS/MN	M max/MN	kg	
	kW	hp								
	0.12	0.16	1350	0.44	63	0.66	5	2.3	2.2	3.56
	0.18	0.25	1350	0.65	64	0.68	5	2.3	2.2	3.92
	0.25	0.35	1320	0.83	68	0.67	5	2.3	2.2	5.02
	0.37	0.5	1320	1.18	68	0.7	5	2.3	2.2	5.02
	0.55	0.75	1360	1.61	71	0.73	5	2.3	2.4	8.7
	0.75	1	1350	1.9	75	0.8	5	2.5	2.6	9.4
	1.1	1.5	1395	2.75	75	0.81	5.5	2.2	2.2	12
	1.5	2	1395	3.52	78	0.83	5.5	2.2	2.2	13.9
	2.2	3	1395	4.97	81	0.83	6.5	2.1	2.2	18.8
	3	4	1410	6.62	82	0.84	7	2.2	2.6	28
	4	5.5	1410	8.52	85	0.84	6	2.1	2.4	32.9
	5.5	7.5	1435	11.1	85	0.86	6.5	2	2.5	52
	7.5	10	1425	15.4	87	0.85	7.5	2.4	2.9	65
	11	15	1460	21.7	87.5	0.875	7.5	2	2.2	93
	15	20	1460	32	87.5	0.87	7.5	2	2.2	137
	18.5	25	1440	36.5	88.5	0.87	7.5	2	2.2	173
	22	30	1440	43	90	0.87	7.5	2	2.2	189
	30	40	1460	58.5	90	0.87	7.5	2	2.2	213
	37	50	1470	68.4	91	0.88	7.5	2	2.2	275
	45	60	1470	83	92	0.9	7.5	2	2.2	305
	55	75	1470	102	92.5	0.88	7.5	2	2.2	400
	75	100	1475	137	93	0.87	7.5	2	2.2	525
	90	125	1475	164	93	0.91	7.5	2	2.2	580
	110	150	1475	198	92.5	0.91	7	1.2	2	930
	132	175	1475	238	93	0.91	7	1.2	2	1015
	160	215	1480	285	93.5	0.91	6	1.3	2.2	875
	200	270	1480	381	94	0.92	6	1.3	2.2	1100
	250	335	1485	438	94.5	0.92	7	1.2	2	1420
	315	420	1485	549	94.5	0.92	7	1.2	2	1670

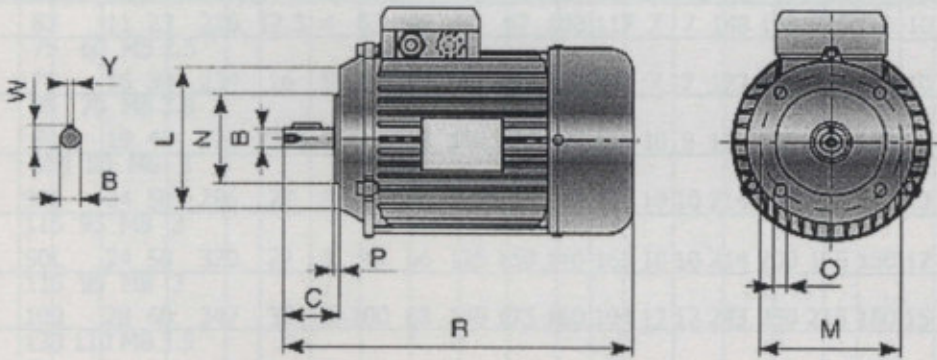
PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Gráficos:

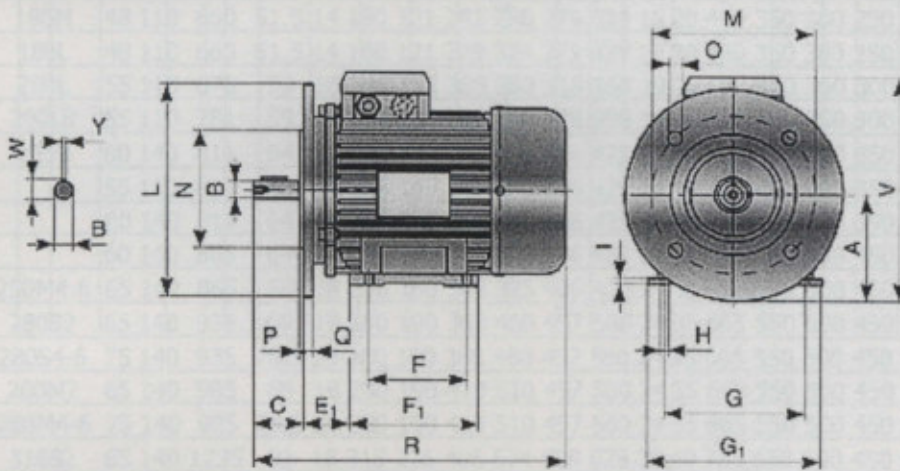


CALCULO DE UNA NORIA
MAURICIO RONCO - DANIEL CABALLERO

B14



B3/B5



PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Dimensiones:

Modelo	B3 - B5 - B14					B3 - B3/B5								B5 - B3/B5					B14							
	B	C	R	W	Y	A	E1	F	F1	G	G1	H	I	V	L	M	N	O	P	Q	L	M	N	O	P	
63		11	23	210		12.5	4	63	40	80	97	100	117	7	7	148	140	115	95	10	3	10	90			
75	60	M5 2.5																								
71		16	30	234		16	5	71	45	90	107	112	135	7	7	172	160	130	111	10	3.5	10	105			
85	70	M6 2.5																								
80		19	40	272		21.5	6	80	50	100	125	125	150	10	9	197	200	165	130	12	3.5	10	120			
100	80	M6 3																								
90S		24	50	296		27	8	90	56	100	125	140	165	10	10	214	200	165	130	12	3.5	10	140			
115	95	M8 3																								
90L		24	50	320		27	8	90	56	125	150	140	165	10	10	214	200	165	130	12	3.5	10	140			
115	95	M8 3																								
100		28	60	347		31	8	100	63	140	175	160	194	12	12	243	250	215	180	15	4	14	160			
130	110	M8 3.5																								
112		28	60	391		31	8	112	70	140	175	190	230	12	12	260	250	215	180	15	4	14	160			
130	110	M8 3.5																								
132S		38	80	440		41	10	132	89	140	174	216	254	12	13	305	300	265	230	15	4	14				
132M		38	80	485		41	10	132	89	178	212	216	254	12	13	305	300	265	230	15	4	14				
160M		42	110	630		45	12	160	108	210	258	245	304	15	18	385	350	300	250	19	5	16				
160L		42	110	630		45	12	160	108	254	304	265	304	15	18	385	350	300	250	19	5	16				
180M		48	110	660		51.5	14	180	121	241	286	279	324	15	20	440	350	300	250	19	5	15				
180L		48	110	660		51.5	14	180	121	279	324	279	320	15	20	440	350	300	250	19	5	15				
200L		55	110	670		59	16	200	133	305	360	318	368	19	25	460	400	350	300	19	5	15				
200LB		55	110	781		59	16	200	133	305	360	318	398	19	25	490	400	350	300	19	5	15				
225S		60	140	811		64	18	225	149	286	365	356	425	19	30	515	450	400	350	19	5	19				
		55	110	811		59	16	225	149	311	380	356	425	19	30	515	450	400	350	19	5	19				
		60	140	811		64	18	225	149	311	380	356	425	19	30	515	450	400	350	19	5	19				
		60	140	865		64	18	250	168	349	325	406	458	24	35	560	550	500	450	19	5	19				
250M4-6		65	140	865		69	18	250	168	349	325	406	458	24	35	560	550	500	450	19	5	19				
280S2		65	140	935		69	18	280	190	368	460	457	560	24	35	665	550	500	450	19	5	18				
280S4-6		75	140	935		79.5	20	280	190	368	460	457	560	24	35	665	550	500	450	19	5	18				
280M2		65	140	985		69	18	280	190	419	510	457	560	24	35	665	550	500	450	19	5	18				
280M4-6		75	140	985		79.5	20	280	190	419	510	457	560	24	35	665	550	500	450	19	5	18				
316S2		65	140	1235		69	18	315	216	406	574	508	628	28	40	765	550	500	450	19	5	18				
316S4-6		80	170	1235		85	22	315	216	406	574	508	628	28	40	765	550	500	450	19	5	18				

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Acoplamiento Elástico de Discos

Descripción:

Consta de dos mitades de fundición gris con pernos de acero insertados en cada mitad que actúan sobre un disco amortiguador de goma.

Este tipo de acoplamiento permite, por medio de su disco amortiguador absorber vibraciones y arranques bruscos y admite cierto desalineamiento axial o angular, entre los ejes que se desea acoplar.

Se utiliza frecuentemente para unir motores con reductores de velocidad, bombas, alternadores, ventiladores, etc. y trabajos livianos en general.

Las potencias indicadas se entienden para condiciones de trabajo normales, 8 a 10 horas diarias, con carga uniforme.

Gráfico:

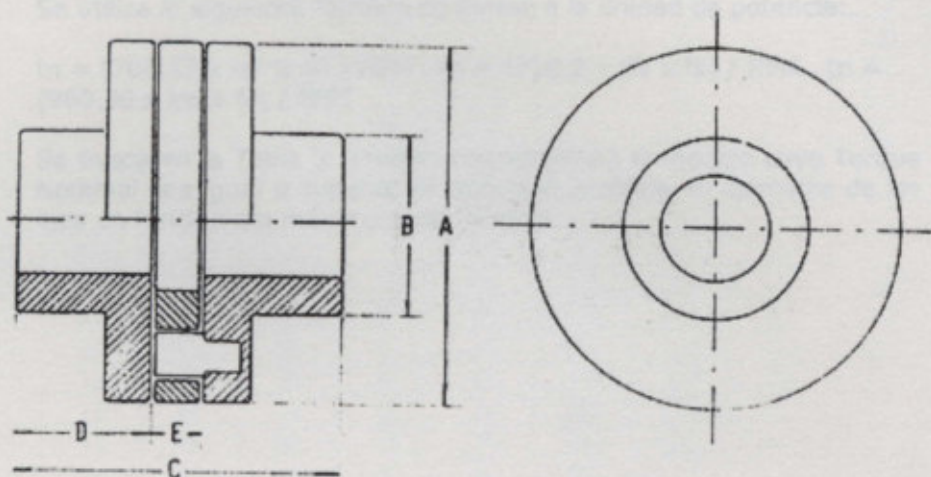


Tabla:

No	DIMENSIONES mm.						HP SEGUN RPM			
	A	B	C	D	E	d Max.	Pernos	960	1500	2800
000	45	26	43	18	8	13	4	0,2	0.3	0.7
00	60	35	60	25	10	18	4	0.4	0.7	1.5
0	85	47	84	35	14	25	6	1.2	2	4
0-A	100	60	95	40	15	32	6	3	5	10
1	125	75	105	45	15	40	8	5	8	16
1A	150	85	120	50	20	50	8	9	14	28

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

TABLA 1 20-40 RPM

Datos necesarios:

- Potencia en HP, CV o Kw.
- Velocidad al giro en RPM.
- Diámetros de los ejes.
- Factor de servicio conforme a Tabla II.

Selección rápida

Multiplicar la potencia por el factor de servicio:

HP x fs , CV x 1.014 x fs ó Kw x 1.36 x fs.

El valor obtenido, igual o superior, se compara en la Tabla 1, en la fila de velocidades (RPM) correspondiente; la parte superior de la columna indica el tamaño del acople a utilizar.

Verificar en la Tabla 3 (Modelo convencional) el diámetro de cada uno de los ejes en función del máximo y del mínimo.

Selección del cálculo del torque nominal (tn)

Se utiliza la siguiente fórmula conforme a la unidad de potencia:

$$tn = (706.17 \times HP \times fs) / RPM , tn = (716.2 \times CV \times fs) / RPM , tn = (960.39 \times kw \times fs) / RPM$$

Se busca en la Tabla 3 (Modelo convencional) el modelo cuyo Torque Nominal sea igual o superior al calculado, verificar el diámetro de los ejes en función del máximo y del mínimo.

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

TABLA 1 20-90 RPM

RPM	A-20	A-25	A-30	A-35	A-45	A-50	A-60	A-70	A-80	A-90
10	0,04	0,06	0,09	0,13	0,23	0,48	0,7	1,3	1,8	2
50	0,2	0,3	0,5	0,6	1,1	2,4	3,5	6,7	8,8	12
100	0,4	0,6	0,9	1,3	2,3	4,8	7,1	13	18	24
200	0,8	1,3	1,8	2,5	4,5	9,6	14	27	35	48
300	1,3	1,9	2,8	3,8	6,8	14	21	40	53	72
400	1,7	2,5	3,7	5,1	9	19	28	53	70	96
500	2,1	3,2	4,6	6,4	11	24	35	67	88	120
600	2,5	3,8	5,5	7,6	14	29	42	80	105	144
700	3	4,5	6,4	8,9	16	34	50	93	123	169
720	3,1	4,6	6,6	9,2	16	35	51	96	126	173
800	3,4	5,1	7,4	10	18	39	57	106	140	193
850	3,6	5,4	7,8	11	19	41	60	113	149	205
900	3,8	5,7	8,3	11	20	43	64	120	158	217
1000	4,2	6,4	9,2	13	23	48	71	133	176	241
1100	4,7	7	10	14	25	53	78	146	193	265
1150	4,9	7,3	11	15	26	55	81	153	202	277
1200	5,1	7,6	11	15	27	58	85	160	211	289
1300	5,5	8,3	12	17	29	63	92	173	228	313
1400	5,9	8,9	13	18	32	67	99	186	246	337
1500	6,4	9,6	14	19	34	72	106	200	263	361
1600	6,8	10	15	20	36	77	113	213	281	385
1700	7,2	11	16	22	39	82	120	226	299	409
1750	7,4	11	16	22	40	84	124	233	307	421
1800	7,6	11	17	23	41	87	127	240	316	433
2000	8,5	13	18	25	45	96	142	266	351	481
2250	9,6	14	21	29	51	108	159	300	395	542
2500	11	16	23	32	57	120	177	333	439	602
2750	12	18	25	35	62	132	195	366	483	662
3000	13	19	28	38	68	144	212	399	527	722
3250	14	21	30	41	74	156	230	433		
3500	15	22	32	45	79	169	248	466		
3600	15	23	33	46	82	173				
3750	16	24	35	48	85	181				
4000	17	25	37	51						
4500	19	29	41	57						
5000	21	32	46	64						

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

TABLA 2 95-400 RPM

RPM	A-95	A-105	A-120	A-140	A-170	A-200	A-240	A-300	A-350	A-400
10	3	4	6	10	17	29	49	98	135	191
50	13	18	28	48	83	143	244	488	673	9,56
100	27	35	56	96	166	285	488	976	1345	1912
200	54	71	112	193	331	571	976	1951	2691	3823
300	81	106	168	289	497	856	1464	2927	4036	5735
400	108	142	224	385	663	1141	1951	3903	5381	7647
500	135	177	280	481	828	1427	2439	4878	6726	9559
600	161	212	336	578	994	1712	2927	5854	8072	11470
700	188	248	392	674	1160	1997	3415	6830	9417	13382
720	194	255	403	693	1193	2054	3512	7025	9686	13764
800	215	283	447	770	1325	2283	3903	7805	10762	15294
850	229	301	475	818	1408	2425	4147	8293	11435	16250
900	242	319	503	867	1491	2568	4391	8781	12108	17205
1000	269	354	559	963	1657	2853	4878			
1100	296	389	615	1059	1823	3139	5366			
1150	309	407	643	1107	1905	3281				
1200	323	425	671	1156	1988	3424				
1300	350	460	727	1252	2154	3709				
1400	377	496	783	1348	2320	3995				
1500	404	531	839	1444						
1600	430	566	895	1541						
1700	457	602	951	1637						
1750	471	620								
1800	484	637								
2000	538	708								
2250	605	797								
2500	673	885								
2750	740									

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Motores a explosión: Para motores con cuatro o mas cilindros, adicionar 1.0 al factor de servicio seleccionado, para motores con menos cilindros, consultar.

Aplicaciones Generales					
Agitadores		Elevadores		Máquinas Herramientas	
Líquidos	1,00	Montacarga	1,75	Cepillo	1,50
Líquidos con sólidos en suspensión	1,25	Carga de pasajeros	Cons	Calandras	2,00
Líquidos con densidad variable	1,25			Extrusoras	
Bombas		Material de densidad constante	1,50	Roscadora	2,50
Centrifugas:		Material de densidad variable	2,50	Mezcladoras	
Normales	1,00	Sopladores		De tambor	1,50
Alta densidad y sobrecarga	1,25	Centrífugos	1,00	De concreto	1,75
Rotativas, a engranajes, paletas o lóbulos	1,50	Metálicos	1,25	Molinos	
A pistón:		Lóbulos	1,50	A martillo	2,00
De 3 o mas cilindros	2,00	Ventiladores		A bolas	2,25
De 2 o 1 cilindro	2,50	Centrífugos	1,00	Hornos	
De doble efecto	2,50	Tiraje forzado	1,50	De cemento, rotativos o secadores	2,00
Triturador		Tiraje inducido	2,00	Zaranda	
De piedra	2,75	Torre de enfriamiento	2,50	De lavadero	1,00
Compresores		Generadores		Rotativa	1,50
Centrífugo	1,25	Carga uniforme	1,00	Vibratoria	2,50
Rotativo	1,50	Motosoldadores	2,00	Transportadores	
Alternativos:		Guinches o puentes gruas		Aéreos, cintas, correas, discos, a tornillo	1,50
> 4 cil.	2,50	De traslación	1,75	Vibratorios	2,50
< 4 cil.	Cons	Malacate principal	2,00		
		Impresora			
		Rotativa	1,00		
		De prensa	1,50		
Cons = Consultar.		Cons = Consultar.		Cons = Consultar.	

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

		Aplicaciones especiales			
Dragas		Aserraderos		Lavaderos	2,00
Bombas, enrollador de cable, guinche, guinche de maniobra, zaranda	1,75	Transportadores	1,50	Descascaradores	2,25
Cortador	2,00	Sierras	1,75	Picadores	3,00
Industrias Alimenticias y de bebidas		Descascaradores de tambor	2,00	Petróleo	
Envasadoras y embotelladoras	1,00	Rolos de transporte	2,00	Filtros de parafina	1,25
Mezcladores de masa, moledores de carne, cortadores	1,75	Mesa de transferencia:		Equipos de bombeo	2,00
Industria del caucho		Sin reversa	2,00	Siderúrgica	
Calandras	2,00	Con reversa	2,50	Bobinadora y desbobinadora	1,50
Molinos	2,25	Cerámica		Formadora de espiras	1,75
Mezcladores (Branbury)	2,50	Extrusora	1,50	Trefiladora	2,00
Conformadora de neumáticos	2,50	Molinos	2,00	Industria del azúcar	
Industria textil		Prensas	2,25	Mesa inclinada	1,75
Bobinadora	1,50	Celulosa y papel		Molienda	2,00
Cardas	1,50	Bombas servicios	1,00		
Lavadora de ropa	2,00	Bobinadora y desbobinadora	1,50		
Calandras	2,00	Cilindros	1,75		
		Tela	1,75		
		Desfibradores	1,75		
		Calandras	2,00		
		Cortadores	2,00		
		Refinadores	2,00		
		Prensas	2,00		

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Descripción:

Las aplicaciones convencionales son las indicadas en la figura 1 y 2, dependiendo del diámetro del eje la selección de la maza a utilizar.
Con 2 mazas normales (fig.1).
Con 1 maza normal y 1 maza llena (fig.2).

Gráfico:

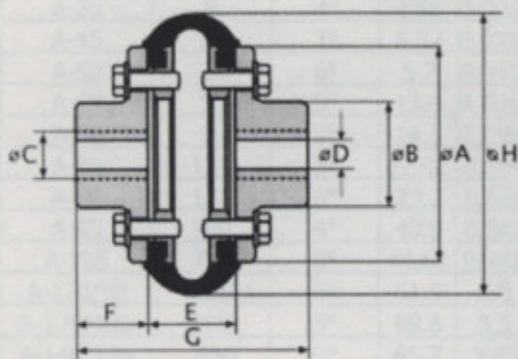


Fig. 1

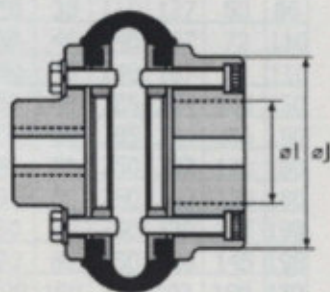


Fig. 2

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

Tabla:

MAZA NORMAL													MAZA LLENA	
Modelo	Torque	Torsión [°]	Peso [Kg.]	GD2 [Kg m.2]	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
	Nominal Kpm													max
A-20	3	2°	1.06	0.0017	74	36	20	11	30	25	80	95	38	66
A-25	4.5	5°	1.26	0.0018	74	36	23	11	30	25	80	95	38	66
A-30	6.5	2°	2.55	0.0094	96	49	30	11	40	35	110	127	50	86
A-35	9	4°	2.68	0.0098	96	49	32	11	40	35	110	127	50	86
A-45	16	3°	5.37	0.0382	127	70	40	16	50	45	140	167	72	110
A-50	34	6°	5.7	0.0402	127	70	46	16	50	45	140	167	72	110
A-60	50	5°	13.4	0.1065	169	100	55	26	65	60	185	224	105	150
A-70	94	9°	14.5	0.1593	169	100	65	26	65	60	185	224	105	150
A-80	124	5°	27.48	0.594	218	116	75	31	90	80	250	302	120	180
A-90	170	6°	29.7	0.639	218	116	85	31	90	80	250	302	120	180
A-95	190	4°	40.6	0.912	235	138	90	31	90	80	250	330	145	198
A-105	250	8°	44.64	0.982	235	138	100	31	90	80	250	330	145	198
A-120/90	395	5°	61.5	2.9	297	150	90	46	120	100	320	403	190	270
A-120/120	395	5°	88.6	3.8	297	195	120	46	120	130	380	403	190	270
A-140/100	680	9°	65.7	3.05	297	150	100	46	120	100	320	403	190	270
A-140/140	680	9°	95	3.82	297	195	140	46	120	130	380	403	190	270
A-170/70	1170	7°	137.3	12.22	436	150	70	40	185	80	345	550	270	380
A-170/130	1170	7°	180.5	13.75	436	236	130	80	185	130	445	550	270	380
A-170/170	1170	7°	252	17.65	436	276	170	130	185	180	545	550	270	380
A-200/90	2015	11°	160.5	13.3	436	186	90	70	185	100	385	550	270	380
A-200/140	2015	11°	173.5	13.75	436	200	140	110	185	130	445	550	270	380
A-200/200	2015	11°	276.5	19.2	436	276	200	130	185	180	545	550	270	380
A-240/150	3445	4°	342.7	51.5	535	225	150	120	236	160	556	740		
A-240/200	3445	4°	405	55.35	535	290	200	140	236	180	596	740		
A-240/240	3445	4°	697.7	84.5	535	390	240	140	236	275	786	740		
A-300/150	6890	10°	340.5	50.7	535	225	150	120	236	160	556	740		
A-300/200	6890	10°	403	54.5	535	290	200	140	236	200	636	740		
A-300/250	6890	10°	595.5	69.4	535	350	250	140	236	275	786	740		
A-300/300	6890	10°	695.5	83.7	535	390	300	140	236	275	786	740		
A-350/200	9500	6°	1049.5	453.2	820	290	200	140	335	200	735	1130		
A-350/250	9500	6°	1211	466.4	820	350	250	140	335	275	885	1130		
A-350/350	9500	6°	2237.5	691	820	600	350	200	335	375	1085	1130		
A-400/250	13500	10°	1219	459.2	820	350	250	140	335	275	885	1130		
A-400/400	13500	10°	2245.5	697	820	600	400	200	335	375	1085	1130		

AVERÍAS Y POSIBLES SOLUCIONES

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

SÍNTOMAS	POSIBLES CAUSAS	REMEDIO
<p>Retroceso en las piernas de la caja. Material cayéndose en las piernas del lado que sube o baja</p>	Obstrucción en la cabeza	Inspeccione la cabeza por materiales ajenos, como bolsas, papeles, piezas de madera, pedazos de metal, etc. Revise por cangilones faltantes. Si hay faltantes y si hay uno que falta, usualmente se encuentra en la descarga de transición o en la canaleta de distribución.
	Deflector en la placa delantera de la cabeza esta fuera de ajuste.	Remueva la cubierta de la cabeza y ajuste la lengüeta. Refiérase a la figura 19 y página 26
	Obstrucción en el distribuidor de la canaleta	Inspeccione el distribuidor y canaleta Corrija la condición encontrada
	Cangilones se están llenando demasiado	Abra la puerta de inspección y use un estroboscopio mientras el elevador esta trabajando para ver si los cangilones se están sobre llenando. Los cangilones debieran de llenarse hasta la orilla sin rebalsarse. Revise la polea de la cabeza y la velocidad de transportador. Revisar ajuste del plato del deflector en el transportador.
	El eje de la cabeza trabajando muy rápido o muy despacio.	Revise la lista de empaque y asegúrese que instalo las poleas correctas. Revise la velocidad del reductor para una relación de reducción correcta.
	El tamaño de la canaleta distribuidora muy pequeña para la capacidad de la pierna caja. Canaleta distribuidora instalada esta en una posición muy horizontal para un buen fluido. Canaleta tiene un dobléz muy agudo lo que restringe el flujo.	Corrija usando la canaleta del tamaño apropiado y con buen diseño de ingeniería
	La presión aumenta en los depósitos, celda y canaletas distribuidoras	Aumente ventilaciones en el techo a los depósitos.
	Cangilones sueltos	Apriete todos las tuercas de los cangilones
<p>La banda no se engrana al centro de las poleas</p>	Tanques o depósitos llenos	Monitoreo los niveles de los depósitos
	Polea de la bota no esta ajustada correctamente	Ajuste tornillo en la bota para nivelar polea y alinear banda al centro de la polea
<p>Banda rozando lado de la cabeza, caja o bota</p>	La pierna fuera de plomo o torcido	Usar un agrimensur y su transito para revisar el plomo. Corregir el plomo usando un tensor para ajustar cables sujetadores (vientos) Vea fig. 14 página 26

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

SÍNTOMAS	POSIBLES CAUSAS	REMEDIO
Banda rozando lado de la cabeza, caja o bota	La polea de la cabeza no esta nivelada	Coloque cuñas bajo un bloque almohada en las chumaceras para nivelar el eje de la polea
	Se ha acumulado material en las poleas	Inspeccionar poleas y limpiar si es necesario
	Chumaceras gastadas	Cambiar las chumaceras
Excesivo resbalamiento o quemado	La envoltura o forro de la polea de la cabeza gastada o suelta	Cambiar forro con uno recomendado por la fabrica.
La banda excesivamente floja	Trasmisión del motor muy grande	Usar un motor con H.P. apropiado.
	La banda se ha estirado	Ajuste la tensión de la banda con el tornillo ajustador en la bota. Si el tornillo no tiene más espacio para ajustar será necesario retraslapar la banda. Vea fig. 14 pagina 21
Los cangilones están siendo sobrellenados	El transportador de la fosa esta trabajando muy rápido	Revisar la velocidad del transportador
	La bota trabajando con varios transportadores al mismo tiempo	Revisar capacidad de los transportadores y compare con el elevador
	La polea de la cabeza trabajando muy despacio. Vea figura 9	Revise la velocidad de la polea. Revisar la lista de empaque para asegurarse que las poleas instaladas son las correctas. Revise la velocidad del reductor para una relación de reducción correcta.
	Trasmisión del motor muy pequeño	Usar un motor con H.P. apropiado.
	Deflector del transportador desajustado	Ajuste restringiendo el flujo del material
	Voltaje bajo en la línea del motor	Revise el voltaje
	Calibre del alambre inapropiado	Use el calibre correcto para el motor
Manejador de materiales capacidad baja	Velocidad del eje de la cabeza despacio	Revise la velocidad de la polea, vea figura 9. Revise poleas, reductor de velocidad y el motor para determinar las causas de la velocidad baja. Corrija conforme
	Polea de la bota muy alta	Baje la polea
	Transportador de la fosa trabajando muy despacio	Revise la velocidad del transportador Revise poleas, reductor de velocidad y el motor para determinar causa de la velocidad baja. Corrija conforme
	Alimentador de la bota inapropiado	Vea pagina 8

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

SÍNTOMAS	POSIBLES CAUSAS		REMEDIO
Manejador de materiales capacidad baja	Placa deflectora en el transportador de la tolva ajustado muy bajo		Suba placa del deflector
	Material muy alto		Baje la velocidad del eje de la cabeza
	Obstrucción al final del transportador		Limpie transportador y quite cualquier obstrucción
ELECTRICIDAD			
Baja capacidad	Bajo voltaje en las líneas de alimentación		Revisar voltaje en la entrada del motor Voltaje en las líneas de entrada pueden estar bajas. Consultar con la Compañía de Electricidad.
La banda del elevador y/o el transportador están trabajando bajo de la velocidad normal	Un fusible roto de una de las tres fases		Revisar fusibles
Amperaje alto	Motor defectuoso		Revisar motor por cortocircuito o por un circuito abierto. Reparar o cambiar motor
REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Sobre calentándose	Sobrecargado	Carga excede capacidad de la transmisión	Revise la capacidad de la transmisión. Cambiar la transmisión a una de mayor capacidad o reduzca carga.
	Lubricación inapropiada	Aceite insuficiente	Revise nivel del aceite. Ajuste el aceite al nivel indicado.
		Demasiado aceite en la transmisión causa aceite espeso calor excesivo es generado por la fricción del aceite espeso. (casi como grasa)	
	Aceite de grado equivocado		Bote y limpie, llenando a nivel con aceite del grado especificado e indicado sobre la tapa de la transmisión. Aceites típicos están indicados en una lista en la página 16
Ruido y vibraciones	Barra de soporte	Instalación inapropiada	Revise las tuercas que se usaron en la instalación y apriete. Revise abrazadera o grillete por rigidez y refuerce si es necesario
	Chumaceras fallando	Gastadas, evidente por bolas y caja deslustradas. Desgaste de las chumaceras es causado por abrasivos en el aceite.	Cambie chumaceras gastadas. Limpie y repare espacio de las chumaceras, carga de las transmisión y sobre-carga.

PROYECTO FINAL DE MÁQUINAS

SÍNTOMAS		POSIBLES CAUSAS	REMEDIO
Ruido y vibraciones		<p>Astillarse y descascararse el metal en las canaleta de las chumaceras usualmente indica sobre-carga</p> <p>La falla de una chumacera usualmente indica sobrecarga</p>	Cambie chumaceras gastadas. Limpie y repare espacio de las chumaceras, carga de las trasmisión y sobre-carga.
Excesivo desgaste de los engranes		Sobrecarga causa picaduras en la cara de los dientes	Determine si la carga excede a los indicados en la placa. Si hay sobrecarga, reduzca la carga o cambie el reductor con uno de suficiente capacidad.
Insuficiencia de aceite		Un nivel bajo de aceite reduce el efecto amortiguador del aceite.	Revise el nivel del aceite. Rellene al nivel indicado.
Accesorios o partes flojas		Carga excesiva o conexiones inapropiadas con otras maquinarias	Inspecciones la trasmisión por partes rotas pernos flojas, tuerca, y tornillos. Revise las llaves del tamaño apropiado y que calce bien.
Excesiva alta velocidad			Revise rangos de velocidad recomendada. Reduzca velocidad o instale la trasmisión con suficiente rango de velocidad
Reductor se desliza sobre el eje		Tornillos flojos	Realinear reductor y apriete tornillos
Excesivo juego del eje	Chumaceras desgastadas	Chumaceras expuestas a causas abrasivas de desgaste en bolas y canaleta de la chumacera	Desgaste de bolas y canaletas y tienen una apariencia de deslustre. Cambie chumacera gastada. Limpie y lave trasmisión y agregue nuevo aceite.
Excesivo contragolpe o culateo	Engranajes gastados o partes flojas	Engranajes gastados y llaves o tornillos sueltos causan] contragolpe. Contragolpe aumenta con el número de juegos de engranajes; por lo tanto, el contragolpe es mayor en engranajes de doble reducción.	Cambie engranes desgastados y llaves. Apriete tornillos flojos.
Filtraciones de aceite		<p>Excesiva cantidad de aceite</p> <p>Respiradero tasqueado</p> <p>Los sellos del eje gastados</p>	<p>Revise el nivel de aceite y drene el aceite hasta que indique el nivel del aceite.</p> <p>Limpie o cambie respirador. Limpie agujero del respirador con limpiador de tubería y con solvente apropiado e inflamable</p> <p>Cambie los sellos</p>

UTN FRVT



N°Reg: 3764 N°PAT: 0