

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica  
y Ciencias de la Producción**

**“DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR DE RASTRA  
PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR  
EN UN PROYECTO DE COGENERACION”**

**TESIS DE GRADO**

Previo a la obtención del título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentada por:

Douglas Vicente Villegas Figueroa

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2008

## **AGRADECIMIENTO**

Quiero agradecerle a Dios por estar siempre a mi lado, y al Ing. Federico Camacho B., por darme la oportunidad de empezar con mi vida profesional y de guiarme para la culminación de esta tesis.

## DEDICATORIA

MI PADRE VICENTE

MI MADRE PIEDAD

MI HIJO JULIAN

MIS HERMANOS:

WILLIAM, ANGELA,

ERICKA Y RUBEN.

# TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

---

Ing. Marcelo Espinosa L.  
DELEGADO POR DECANO FIMCP  
PRESIDENTE

---

Ing. Federico Camacho B.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Manuel Helguero G.  
VOCAL

## **DECLARACIÓN EXPRESA**

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

---

Douglas Vicente Villegas Figueroa

## RESUMEN

El mundo de hoy enfrenta situaciones energéticas y medio ambientales insostenibles, debido al consumo de portadores energéticos fósiles, que son los causantes de grandes cantidades de contaminación mundial y de la mayoría de las emisiones de gases de efecto invernadero. Entre las formas de obtener energías renovables tenemos la Cogeneración, que es el procedimiento mediante el cual se obtiene simultáneamente energía eléctrica y energía térmica útil ( vapor, agua caliente, aire caliente), y que utiliza como combustible la biomasa. La biomasa se origina de los árboles, plantas y desechos de animales que pueden ser convertidas en calor o electricidad. Para el logro de este objetivo una de las biomásas más empleadas es el bagazo de caña de azúcar, y que será utilizado como materia prima para el diseño del Transportador de Rastra de la presente tesis.

El propósito de ésta Tesis de Grado, es el de diseñar un Transportador de Rastra como parte del sistema de transportación de bagazo de un proyecto de Cogeneración.

El Transportador de Rastra se ha diseñado para una capacidad de 150 toneladas por hora, debido a los requerimientos de la caldera para el proceso de Cogeneración. En el primer capítulo se realizará una descripción general de las partes de un Transportador de Rastra y de las propiedades del

bagazo de caña como combustible. En el segundo capítulo se realiza la selección y diseño de todos los componentes del transportador de rastra (motor eléctrico, reductor, chumaceras, catalinas, ejes, templador de cadena, diseño estructural, etc.); ya sean estos importados o fabricados localmente. En el tercer capítulo se describe el proceso de fabricación y montaje de acuerdo a normas dadas por diferentes Instituciones o Asociaciones. Además se presenta el tiempo para la puesta en marcha del proyecto por medio de diagrama de Gantt.

Finalmente se presentará el análisis de costos, el cual incluirá la construcción e importación de equipos, montaje y puesta en marcha.

# INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN .....	I
ÍNDICE GENERAL .....	VI
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA .....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPITULO 1	
1. GENERALIDADES.....	2
1.1. Transportador De Rastra.....	2
1.2. Bagazo De Caña De Azúcar.....	15
1.3. Identificación de Necesidades.....	23
1.4. Energía Convencional Versus La Cogeneración.....	25
1.5. Diseño De Forma Del Transportador De Rastra.....	30
CAPITULO 2	
2. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS.....	37
2.1. Sistema de Transportación.....	37
2.1.1 Selección De Cadena.....	39
2.1.2 Diseño de Rastra.....	55
2.1.3 Selección de Catalinas.....	57
2.2. Sistema Motriz.....	64
2.2.1 Diseño Del Eje Motriz Y Cilindro Protector.....	64
2.2.2 Selección Del Reductor Y Motor.....	86
2.2.3 Selección De Chumaceras.....	93
2.2.4 Selección De Acoples.....	97

2.3. Sistema De Conducido o De Cola.....	103
2.3.1. Diseño Del Eje Conducido Y Cilindro Protector.....	103
2.3.2. Diseño Del Templador Y Selección De Rodamientos.....	114
2.3.3. Diseño Del Regulador Para Fondo Superior.....	122
2.4. Diseño Estructural.....	124
2.4.1 Partes Generales Del Transportador de Rastra.....	124
2.4.2 Norma y Código De Diseño.....	125
2.4.3 Concepción Del Modelo Estructural.....	125
2.4.4 Criterios De Diseño Del LRFD Y Análisis.....	125

### CAPITULO 3

3. PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	129
3.1. Fabricación.....	129
3.2. Montaje.....	143
3.3. Cronograma Del Proyecto.....	149

### CAPITULO 4

4. COSTOS DEL PROYECTO.....	150
4.1. Importación De Equipos.....	151
4.2. Fabricación local De Partes.....	154
4.3. Montaje Y Puesta En Marcha.....	154

### CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	158
--	-----

### APÉNDICES.

Bibliografía Y Referencias.

## ABREVIATURAS

ASTM	Sociedad Americana de Pruebas y Materiales (American Society of Testing and Materials)
AISC	Instituto Americano de la Construcción (American Institute of Steel Construction).
AWS	Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society)
C	Carbono
°C	Grados Celcius
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
Cl	Cloro
°F	Grados Farenheit
ft/min.	Pie por minuto
H	Hidrogeno
HP	Caballos de potencia
kg	Kilogramos
kg/m <sup>3</sup>	Kilogramos por metros cuicos
kg/h	Kilogramos por hora
kg/m	Kilogramos por metro
kw	Kilowatts
kN	Kilonewton
lb	Libras
lb-pulg.	Libras-pulgadas
MPa	Mega Pascales
MJ/kg	Mega Joule por kilogramo
m	Metro
mm	Milímetros
m/min.	Metros por minuto
m/s	Metros por segundo
m <sup>2</sup>	Metros cuadrados
N	Nitrógeno
N	Newton
N/m	Newton por metro
N-m	Newton-metro
O	Oxigeno
pulg.	Pulgadas
RC	Rocwell C
rpm	Revoluciones por minuto
S	Azufre
SO <sub>2</sub>	Dióxido de Azufre
Tn/h	Toneladas por hora

## SIMBOLOGÍA

$\dot{m}$	Capacidad requerida.
$\mu$	Coefficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca.
$\eta$	Eficiencia.
$\mu_{S2}$	Coefficiente de fricción de la cadena.
$\mu_{Sm}$	Coefficiente de fricción del material en sentido vertical.
A	Área.
A	Factor empírico usado para el calculo de fr.
Cp	Tensión máxima de prueba de la cadena.
Cp <sub>DISEÑO</sub>	Tensión de diseño de la cadena.
d	Diámetro de eje.
$\rho$	Densidad del Bagazo.
d <sub>p</sub>	Diámetro de paso del tornillo.
Fa	Carga axial aplicada.
f <sub>h</sub>	Factor de fricción del material en sentido horizontal.
F <sub>n</sub>	Factor múltiple de hileras de cadena.
F <sub>p</sub>	Factor de servicio compuesta.
Fr	Carga Radial Aplicada.
F <sub>s</sub>	Factor de velocidad.
H	Columna de material a transportar.
K <sub>t</sub>	Factor de concentración de esfuerzo a flexión.
K <sub>ts</sub>	Factor de concentración de esfuerzo a torsión.
L	Distancia centro a centro del transportador.
l	Longitud del eje.
L <sub>10h</sub>	Duración nominal en horas de servicio.
M	Momento flector.
Ma	Momento resultante.
n	Número de hileras de cadena.
N <sub>f</sub>	Factor de Seguridad.
N <sub>h</sub>	Número de dientes de la catalina.
p	Paso de la cadena.
P	Peso de las catalinas.
Pa	Carga equivalente.
P <sub>B</sub>	Tensión en el punto B.
PD	Paso diametral.
R	Reacciones en las chumaceras.
S	Velocidad típica para transportadores de rastra.

$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga.
$S_{ut}$	Esfuerzo ultimo de tensión.
$S_y$	Esfuerzo de fluencia del material
$T$	Torque generado.
$T_c$	Torque en catalinas.
TPH	Capacidad del transportador.
$T_{\text{Tornillo}}$	Torque necesario para hacer girar el tornillo,
$T_{TP}$	Tensión que debe vencer el tornillo de potencia.
$v$	Peso de la rastra y accesorios de la cadena.
$v$	Peso de rastra y accesorios.
$V$	Velocidad del Transportador.
$V_1$	Fuerza cortante.
$w$	Peso por metro de la cadena.
$W'$	Peso distribuido del eje.
$W_c$	Peso total de la cadena.
$W_m$	Peso del material.
$X$	Tensión debido a la columna de material a transportar.
$x$	Espaciamiento entre rastras.

## INDICE DE FIGURAS

	Pág.
FIGURA 1.1 Transportador de rastra con una sola cadena.....	3
FIGURA 1.2 Transportador de rastra con dos Cadenas .....	4
FIGURA 1.3 Transportador de rastra y sus partes .....	6
FIGURA 1.4 Poder calorífico en función de la humedad relativa .....	21
FIGURA 1.5 Cogeneración VS generación de energía convencional .....	27
FIGURA 1.6 Ancho del transportador de rastra .....	33
FIGURA 1.7 Diseño de forma del transportador de rastra .....	34
FIGURA 2.1 Medidas principales del transportador de rastra.....	43
FIGURA 2.2 Tensiones de la cadena en un transportador de rastra .....	45
FIGURA 2.3 Presentación del transportador de rastra a diseñar.....	47
FIGURA 2.4 Representación de la altura del material a transportar .....	49
FIGURA 2.5 Tipos de Catalinas .....	58
FIGURA 2.6 Paso diametral en la catalina .....	60
FIGURA 2.7 Diente recomendado para catalinas .....	62
FIGURA 2.8 Fuerzas en el eje motriz .....	68
FIGURA 2.9 Análisis de fuerzas plano "XY".....	68
FIGURA 2.10 Análisis de fuerzas plano "XZ" .....	70
FIGURA 2.11 Diagrama del cortante y momento flector en el plano "XY" ..	72
FIGURA 2.12 Diagrama del cortante y momento flector en el plano "XZ" ..	73
FIGURA 2.13 Diagrama del momento resultante del eje motriz .....	74
FIGURA 2.14 Esquema general del cilindro protector del eje .....	83
FIGURA 2.15 Modelo del cilindro protector.....	84
FIGURA 2.16 Esfuerzos en cilindro protector.....	85
FIGURA 2.17 Fuerzas en el eje conducido .....	103
FIGURA 2.18 Análisis de fuerzas plano "XY".....	104
FIGURA 2.19 Análisis de fuerzas plano "XZ" .....	105
FIGURA 2.20 Diagrama del cortante y momento flector en el plano "XY" ..	108
FIGURA 2.21 Diagrama del cortante y momento flector en el plano "XZ" ..	109
FIGURA 2.22 Diagrama del momento resultante .....	110
FIGURA 2.23 Tornillo e potencia para templar la cadena .....	115
FIGURA 2.24 Diagrama de fuerzas en tambor conducido .....	116
FIGURA 2.25 Esquema de fondo superior .....	122
FIGURA 2.26 Modelo del transportador en Sap2000 .....	124
FIGURA 2.27 Relaciones Carga/Resistencia de transportador de rastra vista lateral.....	128
FIGURA 3.1 Fabricación del bastidor del transportador.....	135
FIGURA 3.2 Fabricación de lateral.....	136
FIGURA 3.3 Fabricación de plataforma de inspección .....	136
FIGURA 3.4 Montaje completo de la estructura del transportador.....	147
FIGURA 3.5 Puesta en marcha del transportador.....	148
FIGURA 3.6 Vista general del proceso de cogeneración .....	148

## INDICE DE TABLAS

	Pág.
TABLA 1	Composición química de diferentes formas de biomosas.....18
TABLA 2	Poder calorífico de algunas formas de biomasa .....19
TABLA 3	Características de materiales.....22
TABLA 4	Dimensiones generales del transportador a diseñar .....35
TABLA 5	Capacidades para transportadores de rastra.....36
TABLA 6	Comparación entre medios de transportación .....38
TABLA 7	Factores de servicio.....52
TABLA 8	Materiales para catalinas .....61
TABLA 9	Dureza de dientes para catalinas .....61
TABLA 10	Factor de ajuste para cadenas .....118
TABLA 11	Calculo del valor CIF.....152
TABLA 12	Costo de equipos importados .....153
TABLA 13	Costo de fabricación .....155
TABLA 14	Costo de montaje .....156
TABLA 15	Costo total del proyecto .....157

## INDICE DE PLANOS

PC-GENERAL-00	Plano general.
PC-ALIM-AP-01	Tolva de alimentación y apoyos.
PC-ESTRUCT-02	Estructura del transportador.
PC-PLATAF-03	Plataforma de inspección.
PC-RASTRA-04	Rastras.
PC-CADENA-05	Cadena de transportación.
PC-TEMPLA-06	Templador de tornillo.
PC-MOTOR-07	Motor eléctrico.
PC-ACOPLE-08	Acople falk 1050T.
PC-REDUCT-09	Reductor.
PC-ACOPLE-10	Acople falk 1055G.
PC-CHUMAC-11	Chumacera.
PC-CATALIN-12	Catalinas.
PC-CILINDR-13	Cilindro protector de eje.
PC-E.MOTRIZ-14	Eje motriz.
PC-E.CONDUC-15	Eje conducido

## **INTRODUCCION**

El presente trabajo trata del “Diseño de un transportador de rastra para bagazo de caña de azúcar”, para una capacidad de 150 Ton/hora, con el fin de abastecer a una caldera y dar paso a la producción conjunta de potencia y de energía (Cogeneración).

Para su diseño, fabricación y montaje se siguen recomendaciones, procedimientos y normas establecidas por diferentes instituciones. Se detallan todos los cálculos realizados para el diseño de cada una de las partes, que junto con manuales y catálogos (Apéndices) de compañías extranjeras que producen los implementos y accesorios para este equipo sirvan de consulta en el futuro para trabajos donde se involucren Transportadores de Rastra.

El propósito del proceso de cogeneración es el de disminuir la contaminación ocasionada por el hombre, y a la vez reducir los altos costo de energía eléctrica en nuestro país.

# CAPITULO 1

## 1. GENERALIDADES

### 1.1. Transportador De Rastra.

El transportador de rastra es llamado también transportador de paletas. Se utiliza para mover materiales granulares, en terrones o pulverizados a lo largo de una trayectoria horizontal o sobre un plano inclinado no mayor a  $40^\circ$  [1]. El transportador de paletas no es ideal para la transportación de materiales muy abrasivos como la ceniza y la arena húmeda.

Los transportadores de rastra pueden clasificarse como:

- De rastras suspendida con una sola cadena.
- De rastras suspendida con dos cadenas.

#### **Tipo de rastras suspendida con una sola cadena (FIGURA 1.1.).**

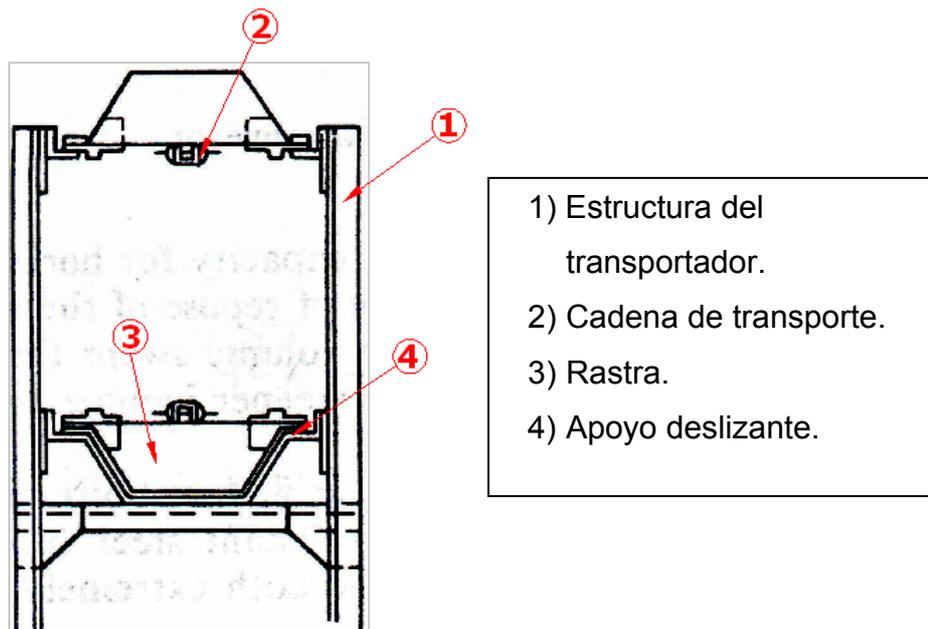
Las rastras se sujetan a la cadena por medio de accesorios.

La cadena viaja en el centro del transportador, la cual está conectada a catalinas en los extremos para la ejecución del

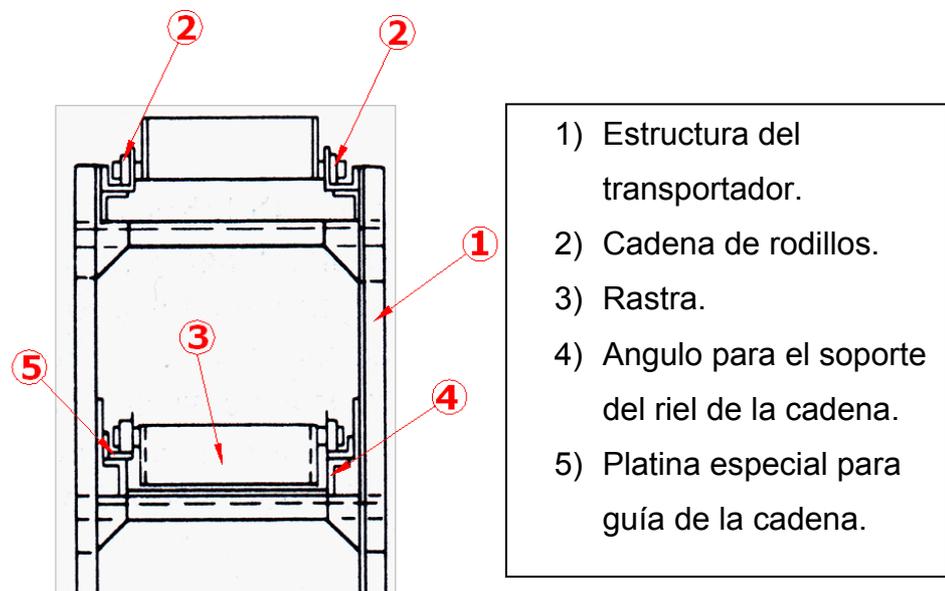
movimiento, mientras que las rastras viajan en forma suspendida (Se excluye la cadena de rodillos.).

### Tipo de rastras suspendida con dos cadenas (FIGURA 1.2.)

La principal característica de este transportador son sus cadenas de rodillos, estas tienen guías que permiten su movimiento. Las rastras se sujetan con accesorios a ambas cadenas.



**FIGURA 1.1. TRANSPORTADOR DE RASTRA CON UNA SOLA CADENA.**



**FIGURA 1.2. TRANSPORTADOR DE RASTRA CON DOS CADENAS.**

El tipo de rastras suspendida con dos cadenas a diseñar es ideal para el transporte de material en terrones o grumos, ya que el material entra sin interferencia y tiene la ventaja de que la tracción se divide entre las dos cadenas.

Los transportadores de rastras de capacidad pequeña funcionan, por lo general, entre 0.51 a 0.76 m/s [1]. Los transportadores de gran capacidad funcionan a 0.51 m/s o con más lentitud; sus cadenas de paso largo golpean con fuerza contra los dientes de la rueda dentada impulsora cuando las velocidades son altas.

Un transportador con inclinación debe tener sus rastras con separaciones pequeñas a fin de que el material no se amontone. La capacidad de un transportador disminuye conforme aumenta su ángulo de inclinación.

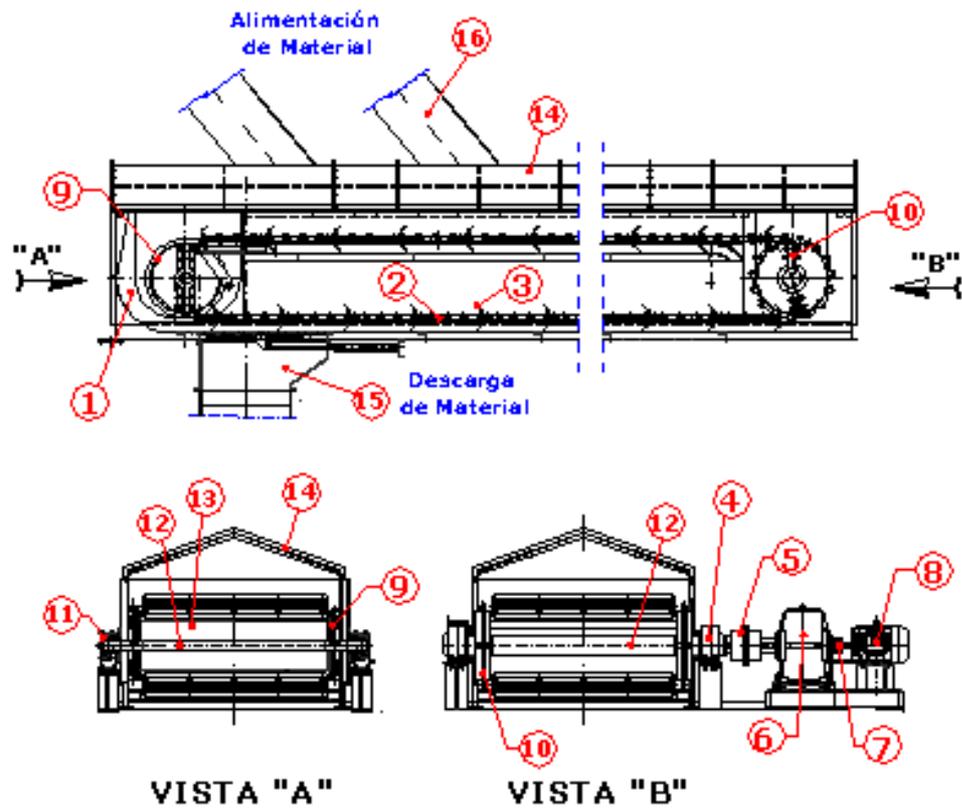
También tiene resistencia notable a la temperatura, la contaminación extrema por los productos químicos, la grasa, la suciedad, el aceite, y otras sustancias.

Una desventaja es el ruido que se ocasiona por las cadenas.

El tipo particular de transportador de rastra elegido depende generalmente de los requisitos del peso del producto y de la capacidad deseada de la carga. Otros factores, tales como construcción, tamaño de la cadena, tipo y peso también afectan el diseño de un transportador.

Se utilizan cadenas con rodillos, requiriendo así menos consumo de potencia en comparación con los transportadores que utilizan cadenas deslizantes. También es recomendable para funcionamientos más largos del transportador conducido por cadena.

A continuación se presenta las partes generales de un transportador de rastras.



**FIGURA 1.3. TRANSPORTADOR DE RASTRAS Y SUS PARTES.**

### Transportador de rastras.

1. Estructura del Transportador.
2. Cadena de Transportación.
3. Rastra de Transportación.
4. Chumacera.

5. Acople (Eje Reductor).
6. Reductor.
7. Acople (Reductor Motor).
8. Motor Eléctrico.
9. Transportadores guías para las cadenas.
10. Catalinas.
11. Templador de Tornillo.
12. Ejes.
13. Protector de ejes.
14. Cubierta.
15. Ducto de Descarga.
16. Ducto de Alimentación.

### **1.- Estructura Del Transportador.**

Para el diseño y fabricación de la estructura generalmente se utilizan perfiles UNP, ángulos y planchas de acero de diferentes espesores, platinas de gran dureza para las guías de la cadena, etc. La plancha A588 se utiliza en la parte superior e inferior del transportador, ésta plancha es resistente a la corrosión atmosférica y a la ocasionada por el material de transporte.

## **2.- Cadena De Transportación.**

La cadena de transportación va acoplada con las catalinas y los tambores guías para su respectivo funcionamiento, así mismo, están acopladas las rastras para el transporte del material; por estos motivos la cadena tiene que ser resistente a desgastes producidos por los dientes de las catalinas y tensiones ocasionadas por el torque generado en el eje.

## **3.- Rastra De Transportación.**

Tiene forma rectangular y está conectada a la cadena por medio de accesorios adecuados para su sujeción. Las rastras son las encargadas de trasladar el material hasta la descarga del transportador. Su diseño depende de la capacidad de material que se requiere transportar por hora.

## **4.- Chumacera.**

Las chumaceras están formadas en su parte interior por rodamientos que ayudan al giro de un eje, en este caso el giro del eje motriz y eje conducido.

Son seleccionadas por las cargas radiales y/o axiales a las que los rodamientos pueden estar sometidos, es decir, cargas como el peso del eje, las catalinas, los tambores guías de la cadena, protectores

de ejes y tensiones en la cadena. Los rodamientos que son los que soportan estas cargas, están diseñados con rodillos o esferas y su forma para la aplicación y selección depende del tipo de cargas a las que vayan a estar sometidas.

Durante su funcionamiento el operador de mantenimiento o encargado debe vigilar que las chumaceras no se sobrecalienten, esto quiere decir que se presente algún tipo de problema en su funcionamiento. El calentamiento de las chumaceras se da por el desnivel de las mismas, esto provoca que el rodamiento no funcione correctamente y produzca dicho calentamiento. Otro factor es la falta de lubricación (grasa).

Cuando se realice el mantenimiento de las chumaceras se deben tomar las siguientes consideraciones:

- Quitar y limpiar toda la grasa ya usada.
- Limpiar la superficie de alojamiento del rodamiento y protegerlo de partículas que puedan entrar y dañar su pista de rodaje y los rodillos.

- Controlar que una vez hecho el mantenimiento las chumaceras queden niveladas para evitar su calentamiento, y una posible sobrecarga en el motor eléctrico.

### **5.- Acople (Eje-Reductor).**

Comúnmente se lo conoce como matrimonio; ya que une a dos ejes para la transmisión de potencia. Tienen que ser robustos y capaces de resistir el torque dado por el reductor. Este acople (eje-reductor) es de dimensiones mayores al acople de reductor-motor; debido al diámetro de los ejes.

De ocurrir el desmontaje de los acoples, se recomienda ver el manual técnico para conocer su alineamiento con los ejes y así evitar cualquier avería en el mismo.

Para prevenir accidentes, se diseña un protector para los acoples. De manera que en el momento de girar no provoque daños o molestias a las personas que se encuentren en ese lugar.

### **6.- Reductor.**

Está conectado al motor y al eje motriz, su función es reducir las revoluciones por minuto dadas por el motor para luego por medio de

su eje de salida, con menor velocidad, transmitir un torque capaz de hacer girar a todo el conjunto del sistema de transportación (ejes, catalinas, tambores y rastras).

#### **7.- Acople (Reductor-Motor).**

Cumple la misma función del acople (Eje-Reductor) antes mencionado. Su única diferencia es su dimensión debido al tamaño de sus ejes que son más pequeños.

#### **8.- Motor Eléctrico.**

Encargado de transmitir el movimiento a todos los elementos del transportador; Se encuentra acoplado al eje de mayor velocidad del reductor para la transmisión de potencia.

Se recomienda vigilar continuamente el amperaje del motor. Si el amperaje esta fuera de lo normal probablemente exista alguna sobrecarga causada por el desnivel de los ejes, provocando que estos no giren fácilmente y se produzca una mayor demanda de amperios en el motor.

Otro problema que puede generar aumento en los amperios del motor es el templado incorrecto de la cadena. Para evitar esto, ambos templadores de tornillo deben ser ajustados de igual forma.

### **9.- Tambores Guías Para La Cadena.**

Ubicados en la parte conducida del transportador. Sirven de guías para la cadena cuando se encuentra en funcionamiento. Cuenta con platinas de gran dureza en su perímetro, que sirven de guías para las ruedas de la cadena. La dureza de la platina ayuda a disminuir su desgaste durante el contacto con los rodillos de la cadena.

### **10.- Catalinas.**

Además de proporcionarle movimiento a la cadena, cumple también la función de guiarla a través de toda la trayectoria de sus guías en la longitud del transportador.

Es necesario realizar un tratamiento térmico en los dientes de la catalina para evitar el desgaste con los eslabones y los rodillos de la cadena.

### **11.- Templador De Tornillo.**

Su función es templar la cadena. En su diseño el templador cuenta con un rodamiento en la parte interior para el giro con el eje. Este

tipo de templador es el ideal para halar la cadena, debido a su fuerza y su gran eficiencia en el templado.

El templado de la cadena se debe hacer de igual forma en ambos templadores del transportador. Se recomienda lo anterior para evitar que la cadena quede desalineada y produzca daños en el motor eléctrico o reductor, debido al incremento en la corriente.

#### **12.- Ejes.**

Para su fabricación se utiliza generalmente acero de transmisión.

#### **13.- Protector De Eje.**

Su diseño es cilíndrico y su función es proteger al eje de un posible descarrilamiento en la cadena. Al ocurrir esto la cadena golpearía en el eje causando daños en el mismo.

#### **14.- Cubierta.**

Diseñada para proteger al material de agentes externos y como medio de seguridad a los operarios. En varias zonas de la cubierta existen compuertas para inspeccionar tanto al material transportado como a los elementos que componen el transportador.

### **15.- Ducto De Descarga**

En los transportadores de rastras existen varios ductos de descargas, los cuales tienen compuertas accionadas por cilindros neumáticos que cierran o abren. Si se requiere la capacidad completa se tendrían que abrir todas las compuertas existentes, caso contrario se abrirán las necesarias y en las otras compuertas se desviará el material hacia bandas transportadoras

### **16.- Ducto De Alimentación.**

Estos ductos provienen de los transportadores de bandas y alimentan al transportador de rastra. Son unidos a la cubierta por medio de bridas para el desmontaje.

En su interior los ductos tienen compuertas que desvían el material, ya sea hacia el transportador de cadena o hacia un transportador de banda (en caso de no alimentar al transportador). De igual forma las compuertas son accionados por pistones neumáticos.

El operador debe supervisar continuamente que las compuertas estén funcionando correctamente y no exista trabamiento con el material.

## **1.2. Bagazo De Caña De Azúcar.**

La necesidad de encontrar nuevas fuentes de energía es un problema constante en el desarrollo tecnológico moderno, el cual adquiere mayor trascendencia debido al agotamiento previsible de los recursos que fundamentalmente se han empleado hasta el presente (carbón, petróleo, turba, gas natural).

La utilización de la energía atómica, aunque amplía notablemente las potencialidades energéticas, no libera al hombre de la dependencia de combustibles agotables más o menos abundantes. Realmente, el aprovechamiento de fuentes de energías perdurables siempre ha sido una aspiración técnica.

Puede plantearse que la única fuente inagotable de energía de que puede disponerse en la Tierra es la energía solar incidente. Sin embargo, su utilización directa para transformarla en otros tipos de energía aún no se ha logrado a escala industrial con gran eficiencia.

Actualmente en el los países de todo el mundo se producen grandes cantidades de desechos de fibras vegetales (BIOMASA) por las industrias agrícolas, las misma que están siendo utilizadas como fuente de energía en vista a los complicaciones descritos en los

párrafos anteriores. Entre las fibras usadas más significativas tenemos:

- Bagazo y paja de caña de azúcar.
- Cáscaras de granos (café, arroz, etcétera).
- Desechos de las industrias de conservas.

En el presente proyecto de Cogeneración se utiliza como fuente de energía renovable el bagazo de caña de azúcar.

### **Composición Química.**

Todas las formas de biomasa consisten en una parte orgánica, una inorgánica y agua. En la combustión se quema la parte orgánica. La inorgánica influye en el proceso de combustión y forma la ceniza o residuo sólido que queda después de la combustión.

Los elementos químicos más importantes son carbono (C), hidrógeno (H), nitrógeno (N), y azufre (S) y, en algunos casos, cloro (Cl). Además, contiene oxígeno (O), lo cual no se determina directamente, sino que se calcula como diferencia entre el peso total y la suma de los otros elementos, más la ceniza. La tabla 1 muestra la composición para varios tipos de biomasa.

## **Poder Calorífico**

Todas las formas de biomasa tienen un poder calorífico, el cual se expresa como la cantidad de energía por unidad física; por ejemplo, Joule por kilogramo. Esta es la energía que se libera en forma de calor cuando la biomasa se quema completamente.

El valor calorífico se puede anotar de dos formas diferentes: bruto y neto. El bruto se define como la cantidad total de energía que se liberaría vía combustión, dividido por el peso.

El neto es la cantidad de energía disponible después de la evaporación del agua en la biomasa; es decir, es la cantidad de energía realmente aprovechable, y siempre es menor que el valor calorífico bruto. La humedad relativa es el factor más importante que determina el valor calorífico.

**TABLA 1**

**COMPOSICIÓN QUÍMICA DE DIFERENTES FORMAS DE BIOMASA [2].**

<b>TIPO DE BIOMASA</b>	<b>PORCENTAJE DEL PESO (SIN HUMEDAD)</b>						
<b>MADERA</b>	<b>C</b>	<b>H</b>	<b>N</b>	<b>O</b>	<b>S</b>	<b>Cl</b>	<b>CENIZA</b>
Sauce	47.66	5.2	0.3	44.7	0.03	0.01	1.45
Madera Suave	52.1	6.1	0.2	39.9	-	-	1.7
Corteza de Madera Dura	50.35	5.83	0.11	39.62	0.07	0.03	3.99
Madera Dura	50.48	6.04	0.17	42.43	0.08	0.02	0.78
Eucalipto	50.43	6.01	0.17	41.53	0.08	0.02	1.76
Roble	49.89	5.98	0.21	42.57	0.05	0.01	1.29
Corteza de Pino	52.3	5.8	0.29	38.76	0.03	0.01	2.9
Aserrin Pino	52.49	6.24	0.15	40.45	0.03	0.04	0.6
<b>SUB-PRODUCTOS AGRICOLAS</b>	<b>C</b>	<b>H</b>	<b>N</b>	<b>O</b>	<b>S</b>	<b>Cl</b>	<b>CENIZA</b>
Brizna de Trigo	39.07	4.77	0.58	50.17	0.08	0.37	4.96
Caña de Azúcar	44.8	5.35	0.38	39.55	0.01	0.12	9.79
Bagazo de Caña de azúcar	46.95	5.47	0.92	39.55	0.01	0.12	9.79
Paja de Arroz	39.65	4.88	0.41	35.77	0.12	0.5	18.16
Cascarilla de Arroz	38.68	5.14	0.56	37.45	0.05	0.12	18.15
Paja de Maíz	46.91	5.47	0.44	42.78	0.04	0.25	3.99
Olote de Maíz	47.79	5.64	0.45	44.71	0.01	0.21	1.2
Fibra de Coco	50.29	5.05	1.3	39.63	39.63	0.28	4.14

**TABLA 2****PODER CALÓRICO DE ALGUNAS FORMAS DE BIOMASA [2].**

<b>TIPO DE BIOMASA</b>	<b>PODER CALORÍFICO BRUTO (MJ/Kg)</b>
<b>MADERA</b>	
Astilla de Madera	20.89
Corteza de Pino	20.95
Desechos Industriales	19
<b>SUB-PRODUCTOS AGRICOLAS</b>	
Paja de Trigo	18.98
Caña de Azúcar	18.06
Bagazo de Caña	18.09
Cáscara de Coco	19.6
Olote de Maíz	17.72
Paga de Arroz	15.61
Cascarilla de Arroz	15.58
Aserrín	19.34

**Contenido De Humedad**

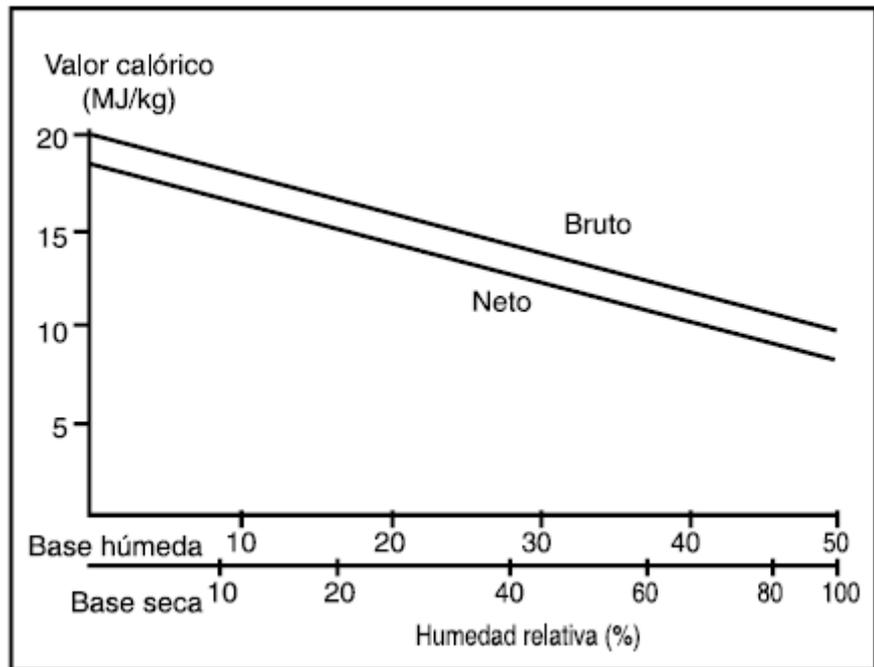
El contenido de humedad, o humedad relativa, se define como la cantidad de agua presente en la biomasa, expresada como un porcentaje del peso. Para combustibles de biomasa, este es el factor más crítico, pues determina la energía que se puede obtener por medio de la combustión. Cuando se quema la biomasa, primero se necesita evaporar el agua antes de que el calor esté disponible;

por eso, cuanto más alto es el contenido de humedad, menos es el poder calorífico.

Todos los combustibles contienen una cantidad de agua, pero, para la biomasa, los niveles pueden ser altos; esto afecta el valor calorífico y el proceso de combustión. El contenido de humedad puede variar dependiendo del tipo de biomasa, el tiempo entre su cosecha, su uso y la humedad atmosférica. Después de haberla cosechado, paulatinamente ésta perderá la humedad hasta que se establezca un equilibrio con el ambiente.

El valor de la humedad se puede indicar según sea en base seca o en base húmeda: en base seca se define como la fracción del peso del agua dentro de la biomasa y el peso del material seco, expresado como porcentaje.

El contenido de humedad en base húmeda es la fracción del peso del agua dentro de la biomasa y el peso total del material. El valor en base húmeda siempre es más bajo que en base seca, por lo que es muy importante indicar el método aplicado. La figura siguiente muestra la variación del valor calorífico para diferentes cifras del contenido de humedad



**FIGURA 1.4. PODER CALORÍFICO EN FUNCIÓN DE LA HUMEDAD RELATIVA [2].**

Otra característica importante que se debe conocer acerca del bagazo de caña de azúcar es si éste es o no abrasivo. Esto determinará el tipo de acero para transportación del material. En la siguiente tabla se presenta el índice de abrasividad del bagazo de caña de azúcar. El índice de abrasividad va de 1 a 3. Donde 1 = No abrasivo, 2 = Medianamente abrasivo, 3 = Altamente abrasivo.

**TABLA 3**  
**CARACTERISTICAS DE MATERIALES [3].**

<b>CARACTERISTICAS DE MATERIALES</b>		
<b>MATERIAL</b>	<b>DENSIDAD Kg/m<sup>3</sup></b>	<b>INDECE DE ABRASION</b>
Alumbre	720-960	1
Alúmina	800-960	3
Virutas de Aluminio	110-240	1
Hidrato de Aluminio	290	1
Oxido de Aluminio	1070-1920	2
Silicato de Aluminio	785	1
Cloruro de Amonio	830	1
Nitrato de Amonio	720	2
Sulfato de Amonio	720	2
Carbón	560	2
Asfalto	720	2
<b>Bagazo</b>	<b>110-160</b>	<b>1</b>
Levadura	660	1
Baritiba	2560	3
Carbonato de Bario	1150	2
Madera	160-320	2
Cebada	610	1
Bauxita	1200-1360	3

En éste proyecto el bagazo de la caña se usará como combustible en las calderas que generan el vapor que necesitan las turbinas para el accionamiento de generadores eléctricos, molinos de trapiches, bombas centrífugas, ventiladores, etc. y el vapor de escape se destina a los procesos de fabricación. Las presiones y temperaturas

del vapor generado en estas calderas son relativamente bajas pero suficientes para lograr un equilibrio energético entre fuerza motriz y vapor para procesos.

Con calderas de presión y temperatura de vapor más altas y mejor rendimiento se puede accionar una turbina con un generador eléctrico de mayor potencia, que cubre las necesidades propias de la fábrica y queda un importante excedente que será vendido a la red de distribución pública sin que haya incremento de costos en combustible. Esta energía eléctrica generada por un combustible renovable, que se entregaría a la red de distribución pública, reemplazaría a la generada en centrales térmicas que consumen combustibles fósiles, teniendo un impacto ambiental favorable para el país y el mundo.

### **1.3. Identificación De Necesidades.**

El sector azucarero atraviesa una profunda crisis como consecuencia de las políticas proteccionistas de algunos países y bloques comerciales, la que se intensifica por la aparición de nuevos productos de laboratorio, capaces de sustituir el azúcar (edulcorantes). Este hecho se refleja claramente en la sostenida caída de los precios de venta del azúcar. Todo esto indica que existe

la necesidad de diversificar la gama de productos del sector mediante la implementación de sistemas alternativos para la producción de energía y combustibles, la producción de alimento animal y de otros derivados. Estos apuntan ventajas comerciales y estratégicas que deben ser evaluadas en diferentes contextos macroeconómicos.

Otro problema que hoy en día tenemos es el calentamiento global que hacen que cada vez recurramos a otros mecanismos de supervivencia que sean en lo posible libre de contaminación y más económicos. De allí que La Cogeneración es el sistema térmico de generación eléctrica de mayor eficiencia energética y medioambientalmente más correcto, el cual contribuye positivamente a cumplir el Protocolo de Kyoto, reduciendo las emisiones de CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> y SO<sub>2</sub>.

Con la Cogeneración obtendremos las siguientes ventajas:

- Disminuye las emisiones de CO<sub>2</sub> en más de 10 millones de toneladas por año.
- Reduce las emisiones de SO<sub>2</sub> en más de 95.000 toneladas por año.

- Ahorra de más de 40 millones de metros cúbicos de agua cada año.

#### **1.4. Energía Convencional Versus La Cogeneración.**

La cogeneración tiene poca participación en la matriz mundial de generación eléctrica. Sin embargo, su rol ha aumentado en los últimos tiempos debido a la necesidad de maximizar el uso de los combustibles.

Uno de los principales atractivos de la cogeneración es el uso de un sólo combustible para crear dos beneficios energéticos, es su eficiencia con el uso del combustible que en su mayoría suele ser gas natural pero que también se pueden ver sistemas de cogeneración con diesel o bagazo de caña de azúcar como ocurre en Brasil. Esta eficiencia para producir electricidad y calor, aunque este calor puede usarse a su vez para generar frío, supone que hasta un 90% del combustible quemado se convierta en energía útil.

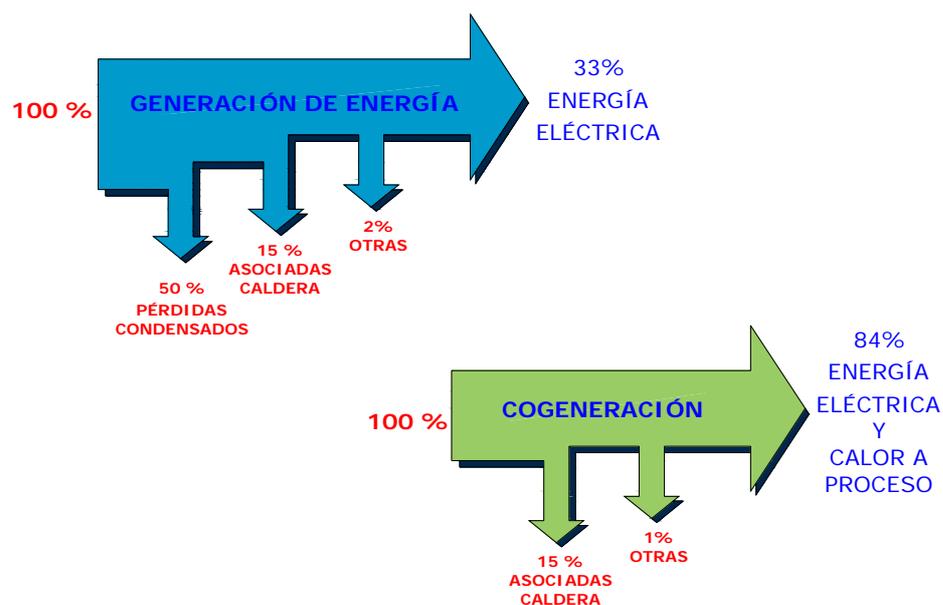
Este porcentaje es muy elevado si se tiene en cuenta que en las plantas convencionales este porcentaje es del 50% aproximadamente.

Este beneficio es importante, pues un mayor aprovechamiento del combustible supone un ahorro significativo, así como un alivio para la atmósfera, pues cuanto menos se necesite menos polucionantes se generan.

Muchos negocios, ya sean de servicios o industrias, se pueden beneficiar de este tipo de generación de energía. Por ejemplo, en la industria de los servicios un gimnasio o un hotel pueden utilizar este tipo de sistemas para generar su propia energía eléctrica así como para calentar las piscinas, jacuzzis y el agua de las duchas. En la industria alimenticia el calor puede ser utilizado para procesar y cocinar alimentos.

A pesar de todos estos beneficios no todos los lugares son aptos para acomodar estos sistemas. El precio de la electricidad en cada mercado, el precio del combustible utilizado y su propia relación con el precio de la tarifa eléctrica, la disponibilidad del combustible y una posible venta a la electricidad sobrante al sistema eléctrico son factores que tienen un peso específico en la puesta en marcha de uno de estos proyectos.

En los sistemas de cogeneración el combustible empleado para generar la energía eléctrica y térmica es mucho menor que el utilizado en los sistemas convencionales de generación de energía eléctrica y térmica por separado, es decir, que del 100% de energía contenida en el combustible, en una termoeléctrica convencional, sólo 33% se convierte en energía eléctrica, el resto se pierde a través del condensador, los gases de escape, las pérdidas mecánicas, las pérdidas eléctricas por transmisión y distribución entre otras.



**FIGURA 1.5. COGENERACION VS GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA CONVENCIONAL [4].**

En los sistemas de cogeneración, se aprovecha hasta el 84% de la energía contenida en el combustible para la generación de energía eléctrica y calor a proceso (25-30% eléctrico y 59-54% térmico).

### **La Cogeneración En Latinoamérica.**

La cogeneración en Latinoamérica no es muy predominante y su aparición depende en gran medida de la situación de mercado en el sector eléctrico de cada país, del precio y disponibilidad de los combustibles naturales como el gas en la mayoría de los casos para que se den las condiciones necesarias con el fin de que estos proyectos sean viables.

En otras regiones del mundo, sin embargo, la cogeneración está pasando por un periodo de auge. Europa occidental y el sureste Asiático son dos regiones del mundo donde se espera que este tipo de proyectos crezcan a gran velocidad en los próximos años.

En Latinoamérica son varios los países donde empieza a verse movimiento con respecto a la cogeneración. Entre estos países destacan México, Brasil, Colombia, Chile y Ecuador así como algunos países del Caribe y Centroamérica. En Argentina se podría empezar a ver algún movimiento gracias a incentivos de los

gobiernos hacia ciertas industrias para que generen su propia energía.

México es uno de los países donde el tema de la cogeneración se ha ido tomando con más relevancia en los últimos años. Donde los proyectos de cogeneración se han llevado a cabo por medio de empresas del sector privado, una vez que el gobierno autorizó a las Empresas a que produzcan su propia energía.

En Brasil la cogeneración se da por dos vertientes: con bagazo caña de azúcar mediante el uso de calderas, el más utilizado para la cogeneración, y mediante el uso de gas natural, que poco a poco empieza a tomar más auge.

Colombia es otro mercado donde se están viendo proyectos de cogeneración en industrias como la farmacéutica, alimenticia y procesamiento de madera. Hay dos razones que se consideran como claves para el desarrollo de esta tecnología en Colombia: la desregulación del sector eléctrico en Colombia, donde se eliminaron los precios en periodos pico; y el contar con precios de gas natural relativamente bajos.

### **1.5. Diseño De Forma Del Transportador De Rastra.**

Para este proyecto, en el diseño de forma del transportador hemos considerado las partes fundamentales para que este cumpla con los requerimientos y necesidades dadas por todo el sistema de transportación.

Para la mayoría de los transportadores de rastra su diseño es similar; esto depende de las necesidades que se tengan como: capacidad y longitud a transportar, condiciones de operación y tipo de material que se desee transportar.

A continuación se describen las partes generales del transportador de rastra a diseñar.

#### **Tolva De Alimentación:**

Las dimensiones de la Tolva de Alimentación están diseñadas de acuerdo a los requerimientos que deba cumplir el transportador. La misma que servirá para el continuo suministro de bagazo hacia las bandas transportadoras para el abastecimiento de la caldera.

Así mismo, el tamaño de la tolva, depende de la forma en que va a ser suministrado el bagazo. Para esto se utilizará un bodcat, para la

cual se debe considerar que el ancho de la tolva de alimentación (posición 1, Figura 1.6) debe ser como mínimo el ancho de la pala del bodcat, de 3000 mm. Considerando un espaciamiento adecuado para la alimentación del material diseñaremos la tolva con un ancho de 7700 mm.

### **Longitud, Ancho y Ángulo Del Transportador.**

Tomando en cuenta las indicaciones antes explicadas, y considerando una distancia prudente para la ubicación de las catalinas, diseñaremos el transportador de 11500 mm. de centro a centro.

Para el ancho del transportador y de la rastra debemos considerar parámetros básicos del transportador. Estos parámetros están dados de acuerdo a la necesidad de la caldera a la cual se va a transportar el producto y son: La capacidad de transportación de 150 Tn/h, el producto a transportar (bagazo de caña), y la velocidad del transportador. Con estos valores obtenemos las dimensiones principales de nuestro transportador.

Calculamos el área con la siguiente formula de acuerdo al flujo dado:

$$\dot{m} = \rho * V * A$$

Donde,

$\dot{m}$  : Capacidad Requerida, 150000 Kg/h.

$\rho$  : Densidad del Bagazo, 160 Kg./m<sup>3</sup>. **APENDICE A**

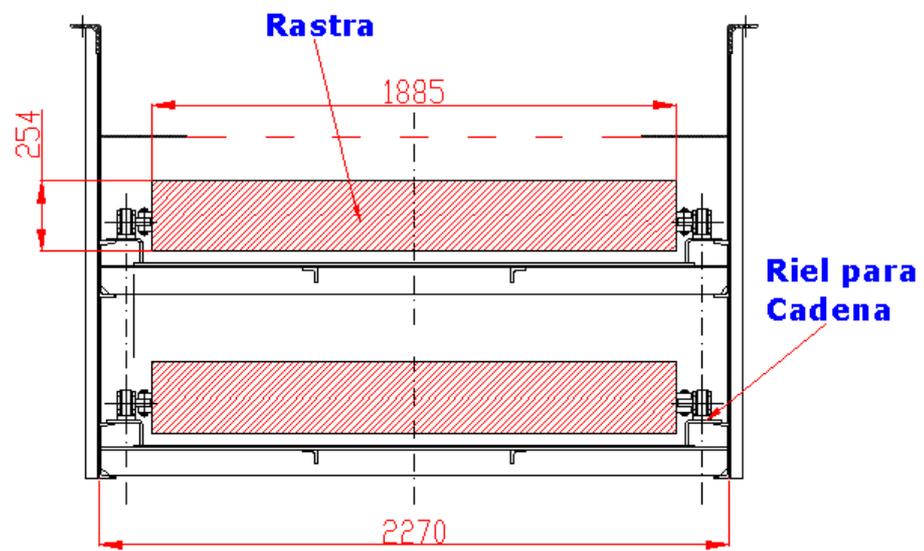
V: Velocidad del transportador recomendada para transportadores de rastras, 23 m/min (flight conveyor 75ft/min). **APENDICE B**

A: Área, m<sup>2</sup>.

$$150000 \frac{Kg.}{h} = 160 \frac{Kg.}{m^3} * 23 \frac{m}{min.} * A * \frac{60 min.}{1h}$$

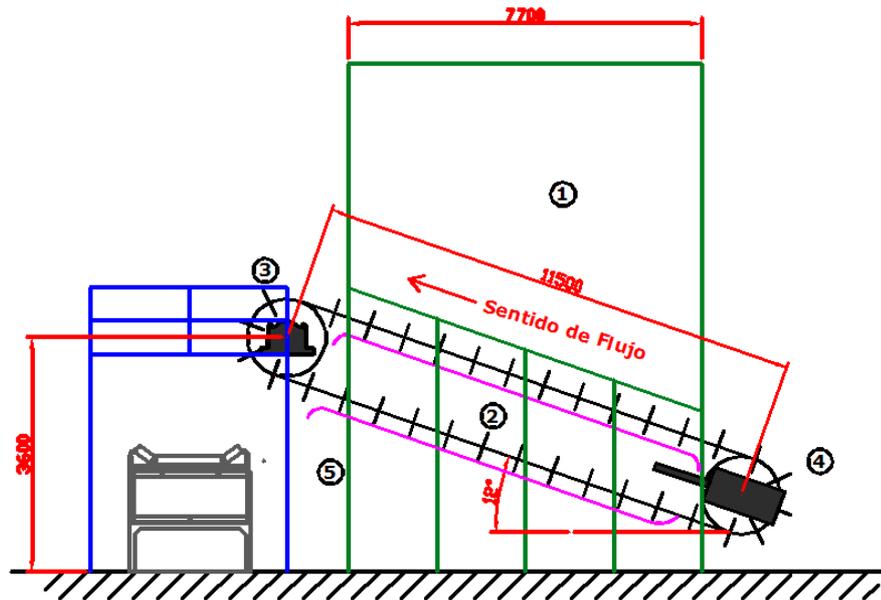
$$A = 0.67m^2$$

Por lo tanto con el área requerida para la transportación de 150 Tn/h, obtenemos las dimensiones para las rastras, las mismas que pueden ser de 1885 x 260 mm. De esta manera, ya con el ancho establecido y dejando una distancia para las guías de la cadena, tendremos que el ancho del transportador es de 2270 como se muestra en la figura siguiente.



**FIGURA 1.6. ANCHO DEL TRANSPORTADOR DE RASTRA.**

La inclinación del transportador está dada por la ubicación de la banda a la que se va a descargar el producto. La inclinación adecuada para esta necesidad es de  $12^\circ$ . Como se observa en la figura 1.7.



**FIGURA 1.7 DISEÑO DE FORMA DEL TRANSPORTADOR DE RASTRA.**

1.- Tolva de alimentación.

2.- Sistema de Transportación.

- Cadena.
- Rastras.
- Catalinas.

3.- Sistema Motriz.

- Eje Motriz y Cilindro protector.
- Reductor y Motor eléctrico.
- Chumaceras.
- Acoples.

4.- Sistema Conducido o de Cola.

- Eje conducido y Cilindro protector.
- Templador de tornillo y rodamientos.
- Guías de rastras.

5.- Sistema estructural (Columnas).

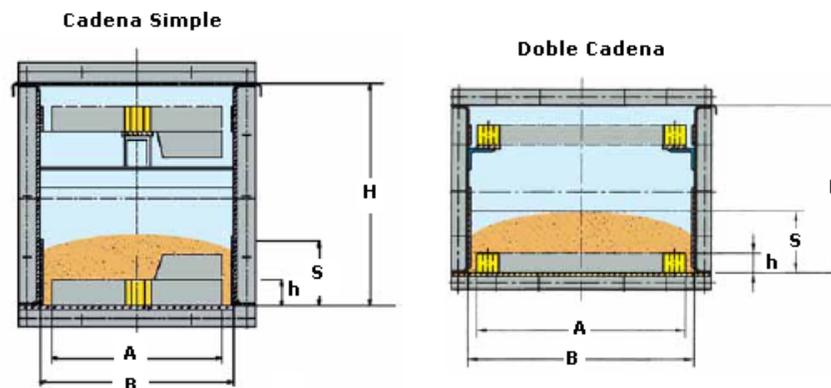
**TABLA 4**

**DIMENSIONES GENERALES DEL  
TRANSPORTADOR A DISEÑAR.**

	<b>CANTIDAD</b>	<b>UNIDAD</b>
<b>LONGITUD</b>	11500	metros
<b>ANCHO</b>	2270	metros
<b>INCLINACION</b>	12	grados

**TABLA 5**

**CAPACIDADES PARA TRANSPORTADOR DE RASTRA [5].**



CAPACIDADES (m³/h) Y DIMENSIONES ESTADARES DE TRANSPORTADORES DE RASTRAS										
DIMENSIONES GENERALES					Velocidad del Transportador (m/s)					
A (mm)	B (mm)	H (mm)	S (mm)	h (mm)	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
250/1	306	515	100	50	5.5	11.0	16.5	22.0	27.5	33.0
400/1	456	515 - 645	150	50	12.5	25.0	37.5	50.0	62.5	75.0
630/1-630/2	686	515 - 645	170	50	20.0	40.0	60.0	80.0	100.0	120.0
800/2	856	515 - 645	200 - 230	60	29.5 - 34.5	59.0 - 69.0	88.5 - 103.0	118.0 - 138.0	147.5 - 172.5	
1000/2	1056	645 - 775	230 - 280	60	49.5 - 51.5	99.0 - 103.0	148.5 - 154.5	198.0 - 206.0	247.5 - 257.5	
1200/2	1256	645 - 775	230 - 280	60	50.5 - 62	101.0 - 124.0	151.5 - 186.0	202.0 - 248.0	310.0	
1400/2	1456	645 - 775	230 - 280	60	59 - 71.5	118.0 - 143.0	177.0 - 214.5	236.0 - 286.0		
1600/2	1656	775	280	80	81.5	163.0	244.5	326.0		
1800/2	1856	755	280	80	91.5	183.0	274.5			
2000/2	2056	755	280	80	102.0	204.0	306.0			

**Nota:** El valor de 1 y 2 en la columna A representan el número de hileras de cadenas en el transportador.

# CAPITULO 2

## 2. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS.

### 2.1. Sistema De Transportación.

El sistema de transportación esta constituido principalmente por la cadena, las rastras y las catalinas.

Al momento de la selección o diseño de las partes mecánicas del transportador debemos partir de la selección de la cadena ya que esta involucra parámetros básicos del transportador en general, como material a transportar, dimensiones generales del transportador, velocidad, condiciones de operación, etc.

En la presente tesis trataré específicamente la cadena de acero, llamada también cadena de rodillo debido a que ésta es adecuada para transportadores de rastra, y trabajan a velocidades bajas y grandes cargas (Tabla 6). Para los transportadores de rastra las cadenas de rodillos más utilizadas son: La cadena de paso pequeño

y la cadena de paso grande, el paso depende del número de dientes en la catalina del transportador.

**TABLA 6**  
**COMPARACIÓN ENTRE MEDIOS DE TRANSPORTACIÓN [6].**

TIPO	CADENA DE RODILLOS	BANDA V
Sincronización	⊙	×
Eficiencia en la Transmisión	⊙	×
Antichoque	△	⊙
Ruido / Vibración	△	⊙
Ahorro de Espacio (alta velocidad / carga liviana)	×	×
Ahorro de Espacio (baja velocidad / carga pesada)	⊙	⊙
Lubricación	×	×
Exceso de carga en chumaceras	⊙	△
	Excelente ⊙	Regular △
	Bueno ○	Pobre ×

### 2.1.1. Selección De Cadena.

1. Para el proceso de selección de la cadena de rodillos se debe determinar todos los parámetros aplicables al transportador y sus condiciones de operación, tales como:

- a) Tipo de transportador: El tipo de transportador es dependiente del movimiento que tenga la cadena, del material a transportar y su dirección ya sea esta horizontal, vertical o inclinada.
  
- b) Numero de hileras de cadena: Seleccionar cuantas hileras de cadena son necesarias para el transportador.
  
- c) Condiciones de operación: Se deben determinar las condiciones del medio ambiente y uso del transportador además de algunos factores tales como: corrosividad, abrasividad, operaciones a elevadas temperaturas, horas por día de operación, etc.
  
- d) Distancia entre centros: Esta distancia es tomada desde el centro de la catalina motriz hasta el centro del tambor en la parte de la cola del transportador.
  
- e) Densidad del material: Para la presente tesis el transportador de rastra llevará bagazo de caña de azúcar (110-160 Kg. / m<sup>3</sup>).

f) Capacidad: Se refiere a la capacidad con la que el transportador debe trabajar, medida en toneladas por hora.

g) Tamaño, espaciamiento y peso de los accesorios en la cadena.

**2.** Determinar el peso del material a transportar y la velocidad del transportador.

**3.** Determinar el tipo de cadena de acuerdo a las condiciones específicas de aplicación, tomando en cuenta los factores influyentes en la selección de la cadena como índice de desgaste, precio, capacidad de carga y condiciones de operación. En general las cadenas de acero tienen una gran resistencia al desgaste y abrasión. Las cadenas de acero tienen gran capacidad de carga para los diferentes tipos de transportadores de rastras, pero también son muy caras.

**4.** Determinar el peso total de la cadena, sus accesorios y componentes.

**5.** Calcular la tensión de prueba en la cadena.

**6.** Seleccionar el paso de la cadena y el número de dientes en la catalina.

**7.** El paso de la cadena es elegido de acuerdo al requerimiento del espacio físico de los accesorios en la cadena. Sin embargo el paso es limitado por la velocidad de la cadena y el tamaño de la catalina.

**8.** Calcular la tensión de diseño en la cadena.

**9.** Una vez calculado el valor de diseño de la cadena y con el paso seleccionado se procede a la tabla para elegir la cadena, luego recalculamos el valor de diseño de la cadena con los datos obtenidos en la tabla para comprobar si ésta selección es la adecuada.

De acuerdo con el procedimiento descrito anteriormente el transportador es diseñado para la carga de bagazo de caña de azúcar. Los principales datos para la selección son:

Densidad del Material:  $160 \text{ kg/m}^3$  ( $12.43 \text{ lb/ft}^3$ ). (APENDICE A)

Distancia entre centros:  $11,55\text{m}$ . ( $37.92 \text{ ft}$ ).(Tabla 4).

Distancia vertical:  $2.40 \text{ m}$ . ( $7.88\text{ft}$ ).

Distancia horizontal:  $11.30\text{m}$ . ( $37.09\text{ft}$ ).

Inclinación:  $12^\circ$ .(Tabla 4).

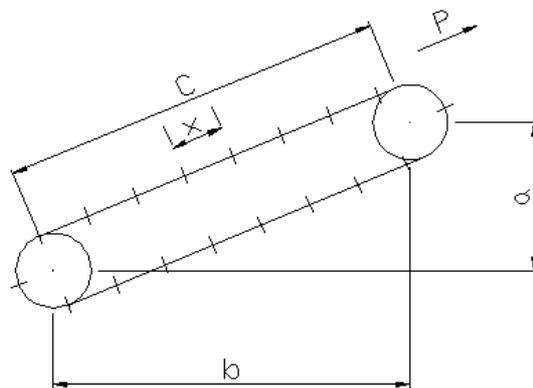
Ancho:  $2.27\text{m}$  ( $7.40\text{ft}$ ). (Tabla 4).

Hileras de cadena: 2.

Capacidad del transportador:  $150 \text{ tn/hr}$ .

Peso de rastra y accesorio =  $64 \text{ kg}$  ( $141 \text{ lb}$ ).

Espaciamiento de Rastras =  $0.81 \text{ m}$  ( $2.67 \text{ ft}$ )



**FIGURA 2.1. MEDIDAS PRINCIPALES DEL TRANSPORTADOR DE RASTRA.**

Dados los datos del material y del transportador, se calcula su peso con la siguiente ecuación:

$$W_m = \frac{16.67 * TPH}{S}$$

Donde:

$W_m$  : Peso del material (kg/m).

TPH : Capacidad del transportador (tn/hr).

S : Velocidad típica para transportador de rastra (m/min).

La velocidad típica para el transportador de rastra lo tomamos del APENCICE B. Escogemos un valor entre 50 y 100 ft/min.

$$W_m = \frac{16.67 * 150}{21.34}$$

$$W_m = 117.17 Kg / m$$

Como ya se indica en la Tabla 5 las cadenas de rodillos son las más adecuadas para transportadores de rastra, ya que pueden viajar a bajas velocidades y resistir grandes cargas.

Del APENDICE C se selecciona el peso aproximado de la cadena de rodillos “w” para luego calcular el peso total de la cadena “W” junto con sus accesorios.

$$W_c = n * w + \frac{v}{x}$$

Donde:

$W_c$  : Peso total de la cadena (kg/m).

n : Hileras de cadena.

w : Peso por metro de la cadena (kg/m). APENCICE C.

v : Peso de la rastra y accesorios de la cadena (kg).

x : Espaciamiento entre rastras (m).

Para el valor de “v” tomaremos un valor de 64.09 Kg., el mismo que se justifica en el diseño de las rastra.

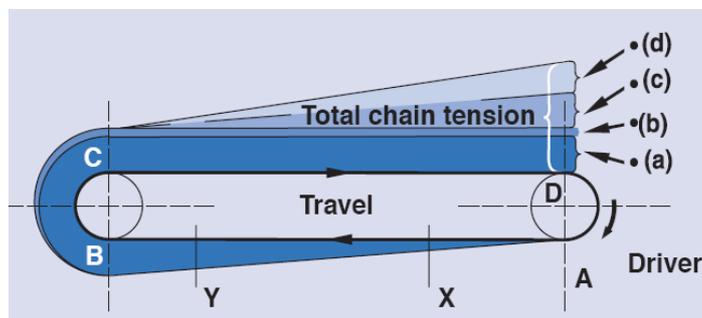
$$W_c = 2 * 25.35 + \frac{64.09}{2}$$

$$W_c = 155.83 \text{ Kg} / \text{m}$$

### **Tensión En La Cadena.**

Para calcular la tensión de la cadena, es necesario analizar cuatro puntos principales dentro del transportador, como se observa en la Figura 2.2, ya que existen diferentes condiciones de funcionamiento en cada una de estas secciones. Esto ocurre donde se producen cambios de dirección o donde las cargas no son constantes.

Para los transportadores uniformemente cargados hay un aumento progresivo en la tensión de cadena. Teóricamente cero en el punto A y máximo en el punto D. Esto es ilustrado gráficamente en la siguiente figura.



**FIGURA 2.2. TENSIONES DE LA CADENA EN UN TRANSPORTADOR DE RASTRA [3].**

Donde la máxima tensión en la cadena (Punto D) esta conformada por:

a) Tensión debido a las piezas de la cadena y a las partes móviles en el lado de descarga.

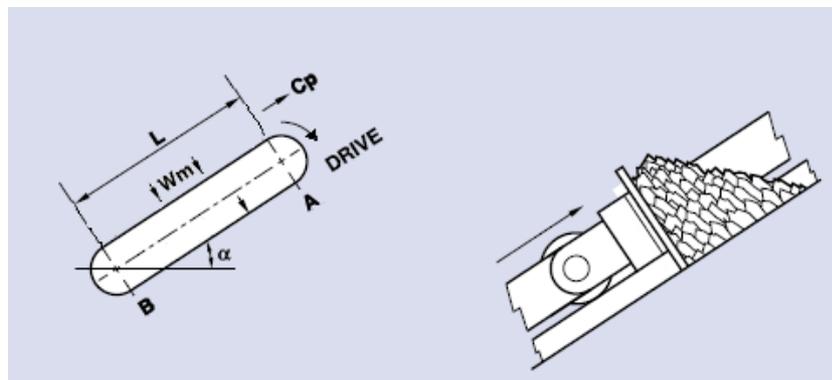
(b) Tensión adicional requerido para dar vuelta a las ruedas y al eje de la rueda conducida.

(c) Tensión debido a las piezas de la cadena y a las partes móviles en el lado cargado.

(d) Tensión debido a la carga del material a transportar.

Del APENDICE D escogemos la presentación F que corresponde a nuestro diseño.

Donde las fuerzas dadas en cada una de las presentaciones del APENDICE D involucran las tensiones ya analizadas.



**FIGURA 2.3. PRESENTACION DEL TRANSPORTADOR A DISEÑAR [3].**

De acuerdo al sistema seleccionado para nuestro transportador (Presentación F - Apéndice D). Tenemos que la tensión máxima de prueba de la cadena está determinada mediante la siguiente ecuación:

$$C_p = 9.81 * L [(W_c * \mu_{S_2}) + (W_m * \mu_{S_m})] + P_B + X \quad [3]$$

Donde:

$C_p$  : Tensión máxima de prueba de la cadena (N).

$L$  : Distancia centro a centro del transportador (m).

$W_c$  : Peso total de la cadena (kg/m).

$\mu_{S_2}$  : Coeficiente de fricción de la cadena.

$W_m$ : Peso del material (kg/m).

$\mu_{S_m}$  : Coeficiente de fricción del material en sentido vertical.

$P_B$  : Tensión en el punto B.

$X$  : Tensión debido a la columna de material a transportar (N).

Para  $\mu_{S_2}$  lo tomamos del APENDICE E suponiendo que el diámetro del rodillo de la cadena es de 88.9mm, sin lubricación y que el transportador tiene 15° de inclinación, ya que nos existen valores para 12° que es el diseño original. El valor de  $\mu_{S_2}$  es igual a 0.38.

Para determinar  $\mu_{Sm}$  nos basamos en la siguiente ecuación:

$$\mu_{Sm} = (\mu_m * \text{Cos}\alpha) + \text{Sin}\alpha$$

$$\mu_{Sm} = f_v \text{ (APENDICE G para el Bagazo)}$$

$$\mu_{Sm} = f_v = 0.40$$

$$\mu_{Sm} = (0.4 * \text{Cos}12) + \text{Sin}12$$

$$\mu_{Sm} = 0.60$$

La tensión en el punto B esta dada por:

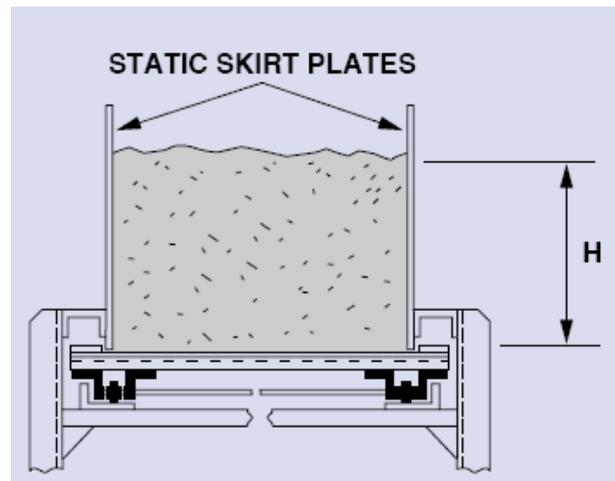
$$P_B = 9.81 * W_C * L * \mu_{S1}$$

Para  $\mu_{S1}$  lo tomamos del APENDICE F suponiendo que el diámetro del rodillo de la cadena es de 88.9mm sin lubricación, y que el transportador tiene 15° de inclinación, ya que no existen valores para 12° que es el diseño original. El valor de  $\mu_{S1}$  es igual a -0.13.

$$P_B = 9.81 * 155.83 * 11.5 * -0.13$$

$$P_B = -2285.4(N)$$

Ahora debemos calcular la tensión de la cadena producida por la columna de material que se va a transportar.



**FIGURA 2.4 REPRESENTACION DE LA ALTURA DEL MATERIAL A TRANSPORTAR [3].**

$$X = 2.25 \times 10^4 * f_h * L * H^2 (N) \quad [3].$$

Donde:

X : Tensión debido a la columna de material a transportar (N).

$f_h$  : Factor de fricción del material en sentido horizontal.

H : Columna de material a transportar (m).

El valor de  $f_h$  lo tomamos del APENDICE G para el bagazo que es igual a 0.006.

De acuerdo a su inclinación y al diseño de la tolva de alimentación, nuestro transportador tendrá una columna de material en su punto mas crítico de 3 metros de altura, esto se debe a las consideraciones tomadas en el capítulo 1 para el diseño.

$$X = 2.25 \times 10^4 * 0.006 * 11.5 * 3^2$$

$$X = 13972.5N$$

$$Cp = 9.81 * 11.5 * [(155.38 * 0.38) + (117.17 * 0.6)] - 2285.4 + 13972.5$$

$$Cp = 26279.31N$$

Este valor representa la tensión en la cadena sin considerar factores de servicio y otros factores que intervienen en la tensión del diseño calculada a continuación.

$$Cp_{DISEÑO} = Cp * Fs * Fp * Fn$$

Donde,

$Cp_{DISEÑO}$  : Tensión de diseño de la cadena (N).

$Cp$  : Máxima tensión de la cadena (N).

$Fp$  = Factor de servicio.

$Fs$  = Factor de velocidad.

$F_n$  = Factor por numeras de hileras de cadena.

Antes de seleccionar los factores de servicio ( $F_p$ ) debemos saber a que clasificación de cargas pertenece el transportador de rastra (APENDICE H). Vemos que el transportador se encuentra en el Grupo C de la tabla, donde las cargas son pesadas.

Sabiendo a que grupo pertenece el transportador vamos al APENDICE I y seleccionamos los factores de servicio ( $f_p$ ) de acuerdo a las condiciones de trabajo del transportador. Donde  $F_p$  es el producto de todos los factores de servicio dados por las condiciones.

**TABLA 7.**

**FACTORES DE SERVICIO.**

<b>CONDICION</b>	<b>FACTOR DE SERVICIO <math>f_p</math></b>
Frecuencia de choques	1.2
Cargas en la cadena	1.5
Condiciones atmosféricas	1.2
Operación	1.2

$$F_p = 1.2 * 1.5 * 1.2 * 1.2$$

$$F_p = 2.60$$

Para hallar el factor de velocidad ( $F_s$ ) necesitamos saber el número de dientes en la catalina. En la mayoría de las aplicaciones de transportadores la experiencia dice que 8 dientes en la catalina es un número aceptable. En éste caso seleccionamos un numero de dientes de  $N_h = 12$  (Este valor se justifica en la selección de la catalina).

Del APENDICE J con los valores del número de dientes  $N_h = 12$  y con velocidad máxima recomendada para transportadores de rastra (50 – 100 ft/min.). Se realiza la selección del factor de velocidad ( $F_s$ ).

$$F_s = 0.990$$

$$F_n = \frac{1.20}{n}$$

$$F_n = \frac{1.20}{2} = 0.6$$

$$P_d = P * F_p * F_s * F_n$$

$$Cp_{DISEÑO} = 26279.31 * 2.6 * 0.99 * 0.6$$

$$Cp_{DISEÑO} = 40585.8N(9124.1lb)$$

Ahora calculamos el esfuerzo último de tensión que resistiría la cadena, para luego seleccionarla. La referencia [3] sugiere un factor de seguridad de 8 para el cálculo del esfuerzo último de la cadena.

$$Cp_{DISEÑO} = \frac{E.Ultimo}{8}$$

$$E.Ultimo = 8 * 40585.8$$

$$E.Ultimo = 324686.4N(72992.41lb)$$

Para seleccionar el paso recomendado para la cadena vamos al APENDICE K; y vemos que para una velocidad máxima en la cadena 1.2 m/min. y el número de dientes en la catalina  $N_h = 12$ , el paso es de 152.6 (6 pulg.).

Del APENDICE L se escoge la cadena más aproximada. La cadena requerida tendrá los siguientes datos:

$p = 6$  pulg.

$Cp = 40585.8$  N (9124 lbs).

Seleccionamos la cadena S6910, que tiene las siguientes características:

$p = 6$  pulg.

$C_p = 9200$  lbs

Plano PC-CADENA-05

### 2.1.2 Diseño De Rastra.

Como se determinó en el diseño de forma, el área requerida para transportar 150 Tn/h de material es de 0.67 m<sup>2</sup>, de donde obtuvimos las dimensiones para las rastras, las mismas que son de 1885 x 254 mm.

Para determinar la distancia entre rastras debemos calcular la longitud de la cadena; la cual debe ser divisible para el espaciado entre rastras. Establecemos los valores mediante la siguiente fórmula:

$$L = N_h + 2 * \frac{C}{p}$$

Donde,

L = Longitud de la cadena. (Pasos por cadena).

$N_h$  = Numero de dientes de la catalina.

C = Distancia entre centros (m).

p = Paso de la cadena (m).

$$L = 12 + 2 * \frac{11.55}{0.1524}$$

$$L = 164 \text{ pasos / cadena}$$

De acuerdo al resultado en el cálculo anterior (164 pasos por cadena), tomamos los números divisibles para este resultado y mediante diseño de forma escogemos de entre estos números (2, 4) la opción mas recomendable y lógica, es decir si escogemos el 2 tendríamos 82 rastras lo que significa un exceso y una distancia muy corta entre las mismas. En este caso la opción mas recomendada es el 4, con 41 rastras.

Ahora multiplicamos el número designado como divisible (4) por el paso de la cadena (0.1524m), para obtener el espaciamiento entre rastras. El espaciamiento entre rastras es de 0.6096m.

Para el diseño de las rastras utilizaremos UPN240. De la referencia [9] vemos que el peso por metro de la UPN es de 33.2 kg/m. Ahora multiplicamos ese valor por la longitud de la rastra (1885mm). Obtenemos un valor de 62.58 Kg, que junto con las cartelas que componen la rastra y sus orejas nos dan un valor de 64.09 kg.

$$v = 64.09 \text{ kg (141 lb.)}$$

Donde,

$v$  = Peso de rastra y accesorios.

Plano PC-RASTRA-04

### **2.1.3 Selección De Catalinas.**

Para la selección de la catalina se deben tomar las siguientes consideraciones:

1. Tamaño de la Cadena: Número o tipo. La selección de la catalina depende de las dimensiones específicas de la cadena: paso de la cadena, diámetro de rodillos y anchura interior de la cadena.
2. El número de dientes reales en la catalina. Si el número de dientes es aplicable para el acople con la cadena.

### 3. Material:

- Hierro fundido, con los dientes de la catalina endurecido.
- Materiales especiales tales como acero inoxidable, bronce, etc.

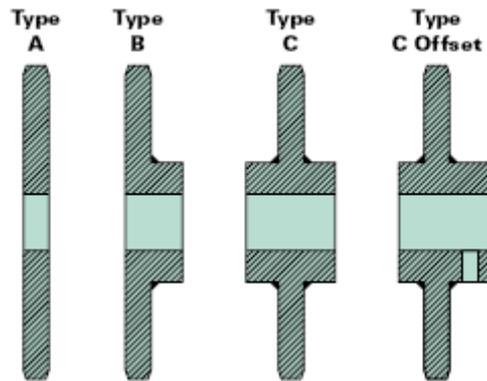
### 4. Tipo del Cubo:

El tipo A no tiene un cubo como parte de la rueda de la catalina.

El tipo B tiene el cubo solo en un lado de la rueda. Este tipo se encuentra generalmente en catalinas pequeñas e intermedias.

El tipo C tiene la misma distancia del cubo en ambos lados de la catalina. El tipo C es el más común y se encuentra generalmente en catalinas de gran tamaño.

El tipo offset C indica un cubo descentrado con respecto a la línea del centro.



**FIGURA 2.5. TIPOS DE CATALINAS [8].**

5. Diámetro exacto del eje: mostrar las tolerancias especiales y tamaño de la chavetera.

6. Dimensiones del Cubo: Estas medidas son generalmente estándares de la fábrica. Sin embargo para casos especiales se especifican el diámetro exterior y longitud.

Partiendo del primer paso la cadena ya seleccionada (S6910) con las siguientes dimensiones:

Paso: 152.6mm (6").

Diámetro de Rodillos: 76.2mm (3").

Interior de eslabones: 72.23mm (2 27/32"). APENDICE L.

Estos valores ya determinados nos ayudarán a calcular el paso diametral y el ancho del diente de la catalina. El paso diametral se determina tomando un valor constante dado por el número de dientes de la catalina (APENDICE M). El número de dientes recomendados para este tipo de aplicación va de 8 a 12 dientes para transportadores pequeños, y de 8 a 16 para transportadores de rastras más grandes (APENDICE N).

Tomando un número de dientes  $N = 12$ , vamos al APENDICE M para seleccionar el valor constante para este, y luego determinar el paso diametral de la catalina.

Para  $N = 12$  el valor constante es de 3.864. El paso diametral está dado por la siguiente expresión:

$$PD = p * v.const.$$

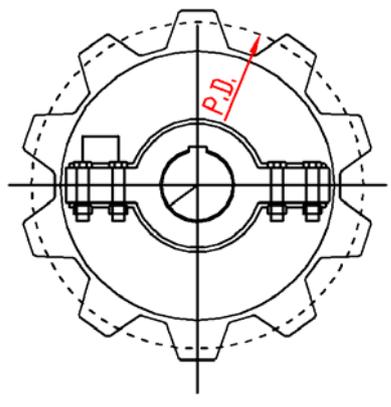
Donde:

PD: Paso diametral.

p: Paso de la cadena.

$$PD = 6 * 3.864$$

$$PD = 23.184 \text{ pulg}(588.87\text{mm})$$



**FIGURA 2.6. PASO DIAMETRAL EN LA CATALINA.**

Este valor es muy importante ya que nos ayudará a definir las dimensiones de la catalina y por ende la altura del transportador.

Con respecto al material, las catalinas deben ser fabricadas con hierro fundido de la mejor calidad para la mayoría de aplicaciones. Para trabajos fuertes, puede ser necesario utilizar catalinas de acero que contengan un 0.4% de carbono [8]. Así mismo, los dientes de las catalinas deben ser endurecidas para evitar el desgaste.

Hay otros materiales que se pueden especificar para los requisitos particulares. El acero inoxidable, por ejemplo, se utiliza en temperaturas altas o condiciones corrosivas.

**TABLA 8.**

**MATERIALES PARA CATALINAS [8].**

CONDICIONES NORMALES	CARGAS Y CHOQUES MODERADOS	CARGAS Y CHOQUES FUERTES	ABRASIVO, NI CARGAS Y CHOQUES	ABRASIVO, CARGAS Y CHOQUES
Hierro Fundido	Hierro Fundido	Acero con 0.4 % de Carbono	Hierro Fundido	Acero con 0.4 % de Carbono con Dientes Endurecidos
Acero Fabricado	Acero Fabricado			

**TABLA 9.**

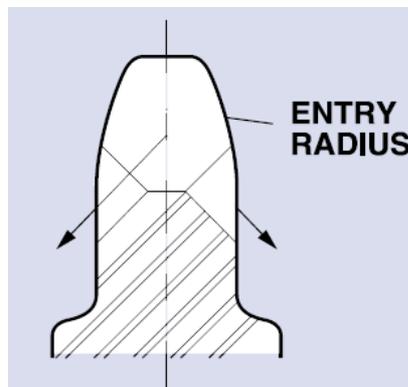
**DUREZA DE DIENTES PARA CATALINAS [8].**

APLICACIÓN	DUREZA EN LOS DIENTES (RC MINIMA)
IMPULSO	35
TRANSPORTADORES	35
ELEVADORES DE CEMENTO O CLINKER	57

Seleccionaremos un acero de 0.4% de carbono para su fabricación. El acero más recomendable para éste tipo de aplicación es el SAE 1045, muy utilizado en la industria para la

fabricación de ejes, tuercas, pernos, arandelas, coronas, ejes de transmisión y catalinas. Las catalinas seleccionadas tendrán una dureza en sus dientes de 40 RC (Rockwell C) para ser un poco más conservadores de acuerdo al valor recomendado por la tabla 9.

Debemos considerar que los dientes de la catalina tendrán cierto radio en sus caras exteriores, para asegurar la entrada y la salida de la cadena como se muestra en la siguiente figura.



**FIGURA 2.7. DIENTE RECOMENDADO PARA CATALINAS.**

El ancho del diente está dado por la separación entre las caras de los eslabones de la cadena. Según el interior de los eslabones de la cadena, se recomienda dejar una fuga de 6 a 8 milímetros entre

el interior de los eslabones de la cadena y los dientes de la catalina.

Ahora debemos determinar las dimensiones del cubo de la catalina. Para esto, con el valor del paso diametral de 23.184 pulg. y con el valor de la tensión de diseño de la cadena de 40585.8 N (9124 lbs), vamos al APENDICE Ñ y hacemos interceptar estos dos valores, obteniendo en la intercepción la letra O que representa el torque generado.

Posteriormente con el diámetro del eje de 5 15/16" (150mm) (Calculado en el diseño del eje) y con el torque generado (LETRA O) interceptamos en el APENDICE O y obtenemos el diámetro del cubo de 9 1/2". Siguiendo en la misma línea, en la parte inferior, obtenemos la longitud del cubo de 6".

Con las medidas ya calculadas podemos seleccionar una catalina que cumpla con estas características o que sea similar. En el plano PC-CATALIN-12 se muestran las dimensiones obtenidas.

## **2.2 Sistema Motriz**

### **2.2.1 Diseño Del Eje Motriz y Cilindro Protector.**

#### **Material Para Ejes.**

A fin de minimizar las deflexiones, el acero es la elección lógica de material para los ejes, en función a su elevado modulo de elasticidad, aunque a veces también se recurre al hierro fundido o nodular, en especial si con el eje se funden de manera integrada las catalinas u otros dispositivos. En entornos marinos u otros ambientes corrosivos, a veces se recurre al bronce o al acero inoxidable. Cuando el eje funciona también como superficie de rodamiento sobre un cojinete o buje de manguito, la dureza debe ser primordial. En estos casos, el material de elección para el eje pudiera ser un acero totalmente endurecido o cementado.

La mayor parte de los ejes de maquinas se fabrican a partir de un acero al bajo o medio carbono, ya sea rolado en frío o en caliente, aunque también cuando se requiera de superior resistencia, se aplican aceros de aleación.

En ejes de diámetros más pequeños (menores de 3" de diámetro), se recurre más al acero rolado en frío, y en tamaños mayores se utiliza aceros rolado en caliente. La misma aleación, rodada en frío, tiene propiedades mecánicas superiores a las que tienen rolado en caliente, por trabajo en frío, pero esto se obtiene a costa de esfuerzos residuales por tensión en la superficie. El maquinado para formar cuñeros, ranuras o escalones libera estos esfuerzos locales residuales, pudiendo provocar distorsión.

### **Cargas Sobre Los Ejes.**

Entre los casos más generales de cargas sobre ejes, están la combinación de un par de torsión fluctuante y de un momento fluctuante. También pueden estar presentes cargas axiales si el eje es vertical o si incluye engranes helicoidales o tornillo sinfín, con un componente de fuerza axial.

La combinación sobre un eje en rotación de un momento a flexión y un par de torsión genera esfuerzos multiaxiales. Si las cargas son asincrónicas, aleatorias o fuera de fase, entonces se tratará de un caso de esfuerzo multiaxial complejo. El factor crítico para determinar si se trata de

esfuerzos multiaxiales simples o complejos es la dirección del esfuerzo alternante principal en un elemento dado de un eje. Si su dirección es constante con el tiempo, entonces se considera como un caso de esfuerzo multiaxial simple. Si varía con el tiempo, entonces se trata de un caso de esfuerzo multiaxial complejo. La mayor parte de los ejes en rotación tienen cargas tanto a flexión como a torsión y estarán en la categoría de complejos. Aún cuando de la dirección del componente torsional varía conforme al elemento que gira alrededor del eje. Al combinarlos en el círculo de Mohr se verá que el resultado es un esfuerzo principal alternante, de dirección variable. Una excepción a lo anterior es el caso de un par de torsión constante, superpuesto sobre un momento que varía con el tiempo. Dado que el par de torsión constante no tiene componente alternante que cambia la dirección de esfuerzo alternante principal, esto se convierte en un caso de esfuerzo multiaxial simple. Sin embargo en el caso de existir concentraciones de esfuerzos como perforaciones o cuñeros en los ejes, incluso ésta excepción no puede ser aceptada, ya que introducirán esfuerzos biaxiales locales, lo que requeriría un análisis de fatiga multiaxial complejo.

## Cálculo De La Dimensión Del Eje.

Para hallar el diámetro del eje tomaremos como referencia el libro de Diseño de Maquinas de Robert L. Norton capítulo 9 [10].

Para determinar los esfuerzos en el eje consideraré el procedimiento ASME que supone que la carga en el eje es a flexión totalmente alternante (Con componente medio a flexión igual a cero) y un par de torsión uniforme (con componente al par de torsión alternante igual a cero). El diámetro de eje está dado por la siguiente ecuación.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

El primer paso es realizar el diagrama de cuerpo libre de nuestro eje con todas las fuerzas involucradas como el peso de las catalinas, las reacciones en las chumacera, el peso del eje y las tensión de la cadena transmitida al eje.

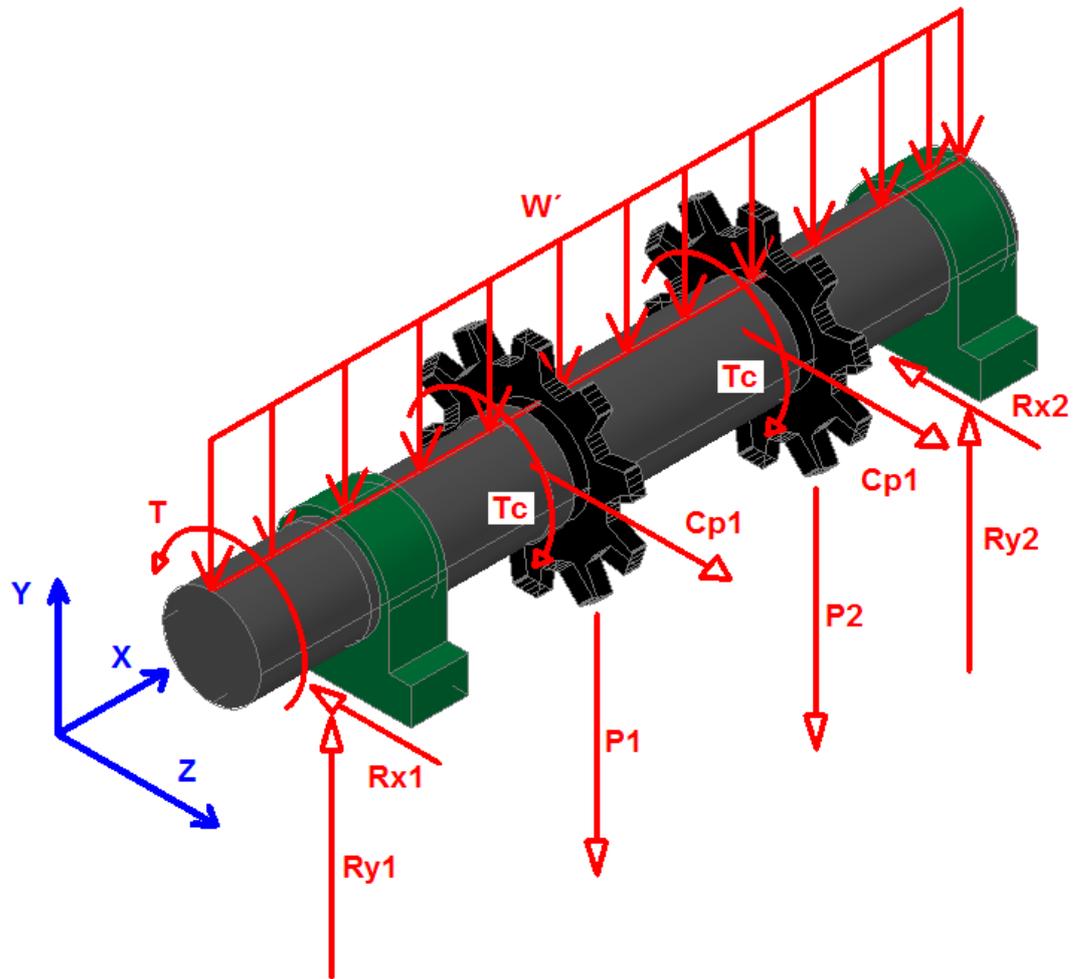


FIGURA 2.8. FUERZAS EN EL EJE MOTRIZ.

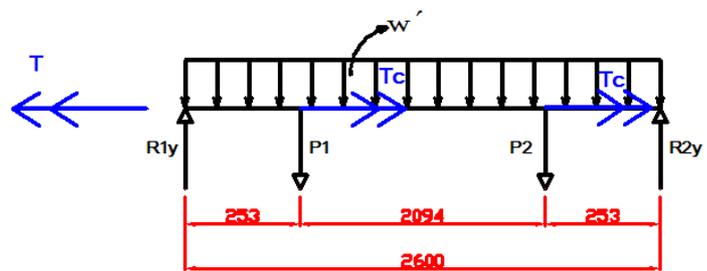


FIGURA 2.9. ANALISIS DE FUERZAS PLANO "XY".

Para calcular el peso distribuido del eje asumimos un peso del eje de 358 Kg. (3508.4 N), como se detalla en la siguiente formula:

$$P.Eje = W' * l$$

$$W' = \frac{3508.4N}{2.6m}$$

$$W' = 1349.4 \frac{N}{m}$$

Los valores de P1 y P2 igual a 151 Kg. (1480 N), representan el peso de las catalinas ya conocidos en su diseño.

En la siguiente ecuación se muestra el cálculo de la sumatoria de las fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0$$

$$R1_y - P_1 - P_2 + R2_y - W' * l = 0$$

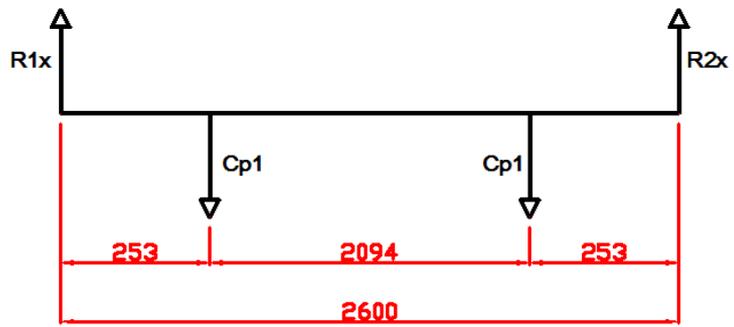
$$R1_y = R2_y \wedge P_1 = P_2$$

$$2R1_y - 2P_1 = 1349.4 * 2.6$$

$$2R1_y = 1349.4 * 2.6 + 2 * 1480$$

$$R1_y = \frac{6468.44}{2}$$

$$R1_y = R2_y = 3235.2N$$



**FIGURA 2.10. ANALISIS DE FUERZAS PLANO “XZ”.**

Cp representa la tensión de diseño de la cadena que es igual a 40585.8 N.

$$\sum F_x = 0$$

$$R1_x - T1 - T2 + R2_x = 0$$

$$R1_x = R2_x \wedge T1 = T2$$

$$2R1_x - 2T1 = 0$$

$$2R1_x = 2T1$$

$$R1_x = R2_x = 40585.8N$$

Cálculos para el diagrama de cortante y momento flector en el eje "X-Y".

$$V_1 = 3235.8N$$

$$V_2 = W' * l - V_1$$

$$V_2 = 1349.4 * 0.253 - 3235.8$$

$$V_2 = 2894.4N$$

$$V_3 = V_2 - P_1$$

$$V_3 = 2894.4 - 1480$$

$$V_3 = 1414.4N$$

$$M' = V_2 * l$$

$$M' = 2894.4 * 0.253$$

$$M' = 732.2N - m$$

$$M'' = W' * l * \frac{l}{2} + (V_2 - V_3) * l$$

$$M'' = 1349.4 * 1300 * \frac{1300}{2} + (2894 - 1414.2) * 0.253$$

$$M'' = 1515.2N - m$$

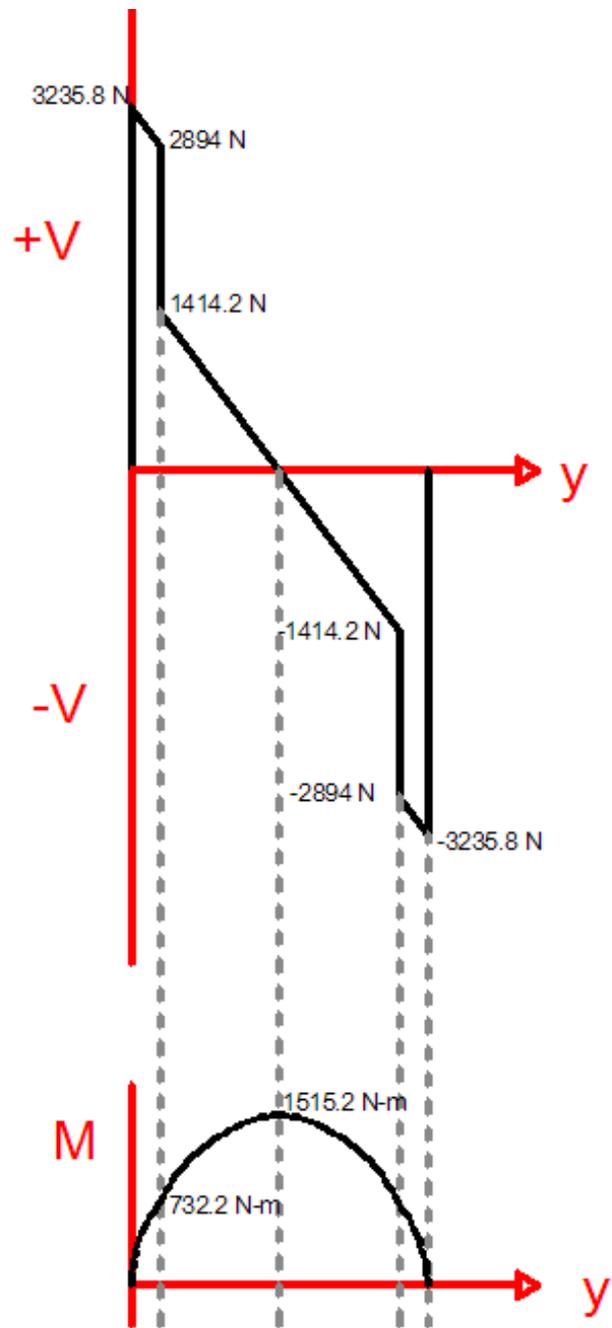


FIGURA 2.11. DIAGRAMA DEL CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO "XY".

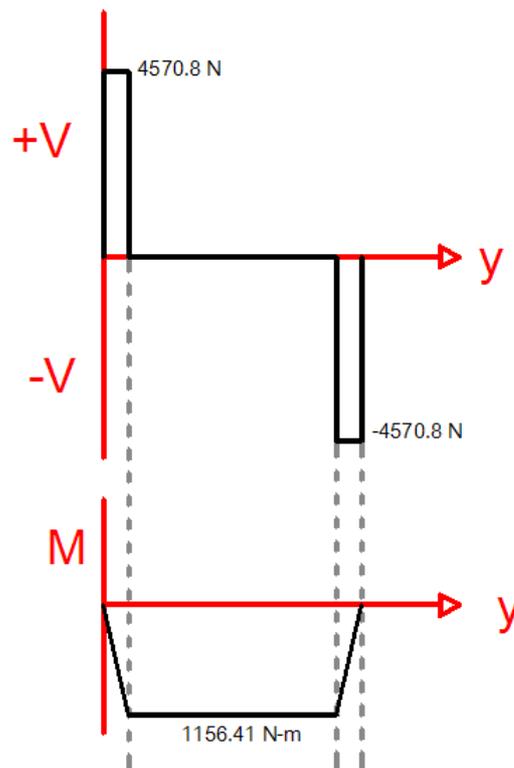
Cálculos para el diagrama de cortante y momento flector en "X-Z".

$$V_4 = 40585.8N$$

$$M''' = V_4 * l$$

$$M''' = 40585.8 * 0.253$$

$$M''' = 10268.2N - m$$



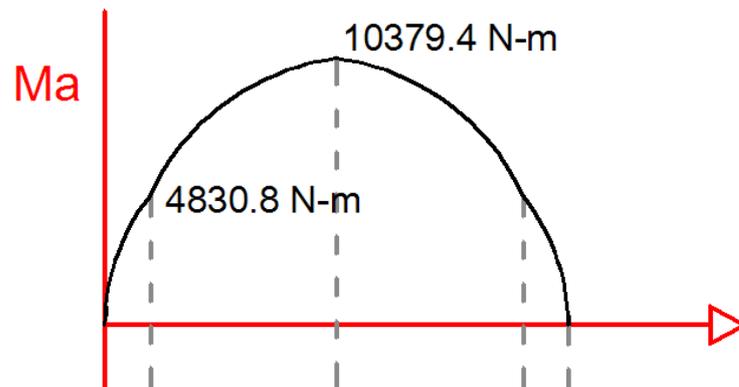
**FIGURA 2.12. DIAGRAMA DEL CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO "XZ".**

Ahora determinamos el momento resultante, el cual esta dado por los momentos calculados en los planos “XY” y “XZ”.

$$Ma = \sqrt{(M'')^2 + (M''')^2}$$

$$Ma = \sqrt{(1515.2)^2 + (10268.2)^2}$$

$$Ma = 10379.4 \text{ N} - \text{m}$$



**FIGURA 2.13. DIAGRAMA DEL MOMENTO RESULTANTE DEL EJE MOTRIZ.**

Nuestro eje contará con 3 dimensiones de diámetro, con la finalidad de facilitar el montaje para los accesorios como catalinas, chumaceras, acoples, etc. El primer punto a analizar es el centro donde van las catalinas, luego se considerará el

diámetro de las chumaceras y finalmente el diámetro del acople.

Elegimos el acero ASSAB 705 con  $S_y = 685$  MPa y  $S_{ut} = 1078$  MPa.

El factor de seguridad para el diseño a fatiga va de 3 a 4. En este caso escogeremos  $N_f = 3$ .

Calculamos el límite de resistencia a la fatiga para aceros mediante la siguiente ecuación:

$$S_{e'} = 0.5S_{ut}$$

$$S_{e'} = 0.5 * 1078000000$$

$$S_{e'} = 539MPa$$

Ahora el valor de  $S_{e'}$  lo reducimos aplicando varios factores, a fin de notar las diferencias entre la pieza real y el espécimen de prueba (datos asumidos para el eje).

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_{e'}$$

Para determinar los factores utilizamos la información del capítulo 6 de Norton paginas 376 a 381.

Como nuestro eje está sometido a flexión el factor de carga es igual uno.

$$C_{carga} = 1$$

Para el factor de tamaño asumiremos un diámetro del eje de 140mm. Que luego será recalculado para verificar si es el ideal o no.

Para  $8mm \leq d \leq 250mm$

$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 1.189 * (140)^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 0.736$$

Para el factor de superficie tomamos el valor directamente de la APENDICE P (a) con un  $S_{tu} = 1078$  MPa (156.3 kpsi) que al interceptarlo con la curva de maquinado obtenemos el factor de superficie.

$$C_{superficie} = 0.70$$

Para el factor de temperatura tenemos que  $T \leq 450^{\circ}\text{C}$  ( $840^{\circ}\text{F}$ ) es igual a 1.

$$C_{\text{temperatura}} = 1$$

Por ultimo del APENDICE P (b) escogemos el factor de confiabilidad, para éste caso trabajaremos con una confiabilidad del 99%.

$$C_{\text{confiabilidad}} = 0.814$$

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{superficie}} C_{\text{temperatura}} C_{\text{confiabilidad}} S_e'$$

$$S_e = 1 * 0.763 * 0.70 * 1 * 0.814 * 539$$

$$S_e = 234.33 \text{MPa}$$

Para hallar los factores de concentración de esfuerzos en los cuñeros  $K_t$  para flexión, y  $K_{ts}$  para torsión, encontramos la relación del radio de la muesca dividido para el diámetro asumido del eje.

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{140} = 0.021$$

Del APENDICE Q (a) tomamos  $k_t = 2.2$  y  $K_{ts} = 2.6$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Del APENDICE Q (b) con  $S_{ut} = 156.3\text{kpsi}$  escogemos el valor de la raíz de “a” para los aceros.

$$\sqrt{a} = 0.080 \text{ y } r = 0.12\text{pulg}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.080}{\sqrt{0.12}}} = 0.81$$

$$K_f = 1 + 0.81 * (2.2 - 1)$$

$$K_f = 1.97$$

$$K_{fsm} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fsm} = 1 + 0.81 * (2.6 - 1)$$

$$K_{fsm} = 2.30$$

Por último hacemos sumatoria de torques en el eje (FIGURA 2.9).

$$\sum T = 0$$

$$T - T_c - T_c = 0$$

$$T = 2T_c$$

$$T_c = \frac{Cp_{DISEÑO} * PD}{2}$$

Donde:

Tc= Torque generado por las catalinas (N-m).

Cp<sub>DISEÑO</sub> = Tensión de diseño en la cadena (N).

PD = Paso diametral de la catalina (m).

$$T_c = \frac{40585.8 * 0.589}{2}$$

$$T_c = 11952.5N - m$$

Reemplazando en la ecuación el torque generado por las catalinas, obtenemos el torque total transmitido al eje.

$$T = 2T_c$$

$$T = 2 * 11952.5$$

$$T = 23905N - m$$

Finalmente reemplazamos en la formula los datos obtenidos:

$$d_0 = \left\{ \frac{32 * 3}{\pi} \left[ \left( 1.97 \frac{10379.4}{234330000} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( 2.3 \frac{23905}{685000000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_0 = 0.150$$

$$d_0 = 150mm$$

El diámetro final será de 150 mm. en el área donde se apoyan las catalinas.

Ahora debemos calcular el diámetro donde están apoyadas las chumaceras  $d_1$ , para esto encontramos los factores de concentración de esfuerzo flexión y torsión debido al cambio de diámetro para el acople de chumaceras.

Del APENDICE R (a) para flexión escogemos los valores de A y b para hallar  $K_t$ .

Suponemos un  $d_1 = 125mm$  y  $D = 150mm$ .  $D/d = 1.2$

$$A = 0.97098$$

$$b = -0.21796$$

$$K_t = A \left( \frac{r}{d} \right)^b$$

$$K_t = 0.97098 \left( \frac{3}{125} \right)^{-0.21796}$$

$$K_t = 2.19$$

$$K_f = 1 + 0.81 * (2.19 - 1)$$

$$K_f = 1.96$$

Del APENDICE R (b) para torsión escogemos los valores de A y b para hallar  $K_{ts}$ .

Suponemos un  $d = 125\text{mm}$  y  $D = 150\text{mm}$ .  $D/d = 1.2$

$$A = 0.83425$$

$$b = -0.21649$$

$$K_{ts} = A \left( \frac{r}{d} \right)^b$$

$$K_{ts} = 0.83425 * \left( \frac{3}{125} \right)^{-0.21649}$$

$$K_{ts} = 1.87$$

$$K_{fsm} = 1 + 0.81 * (1.87 - 1)$$

$$K_{fsm} = 1.71$$

Como el punto a analizar se encuentra en el cambio de sección para el acople de las chumaceras, debemos saber el momento resultante en ese punto. El momento lo tomamos de la Figura 2.10,  $M_a = 4830.8 \text{ N-m}$ . Reemplazando tenemos:

$$d_1 = \left\{ \frac{32 * 3}{\pi} \left[ \left( 1.96 \frac{4830.8}{135330000} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( 1.71 \frac{23905}{685000000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0.138m$$

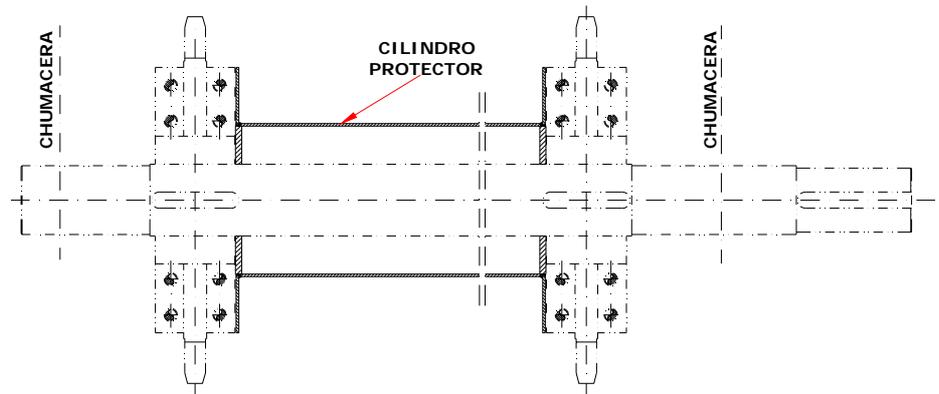
$$d_1 = 138mm$$

Plano PC-MOTRIZ-14

### **Diseño Del Cilindro Protector.**

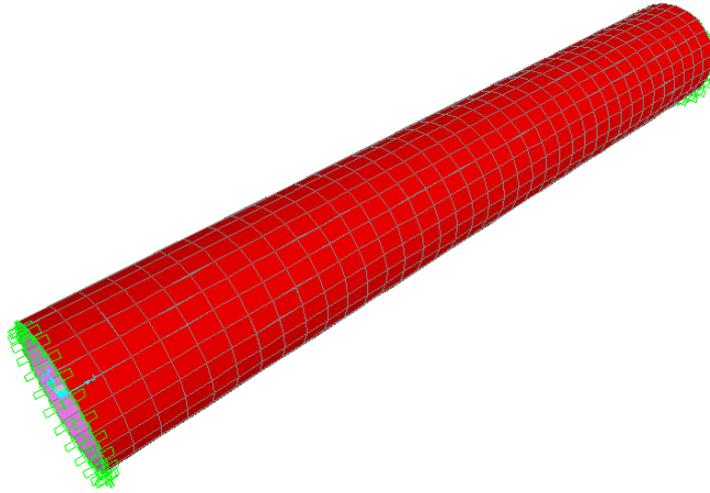
El objetivo principal de este diseño es prevenir los posibles daños del eje, ya sea por la corrosión atmosférica, por el bagazo de caña y por el peso de la rastra en caso que esta se suelte de la cadena y golpee al eje.

Por diseño de forma el cilindro protector tendrá el mismo diámetro del cubo de la catalina.



**FIGURA 2.14. ESQUEMA GENERAL DEL CILINDRO PROTECTOR DE EJE.**

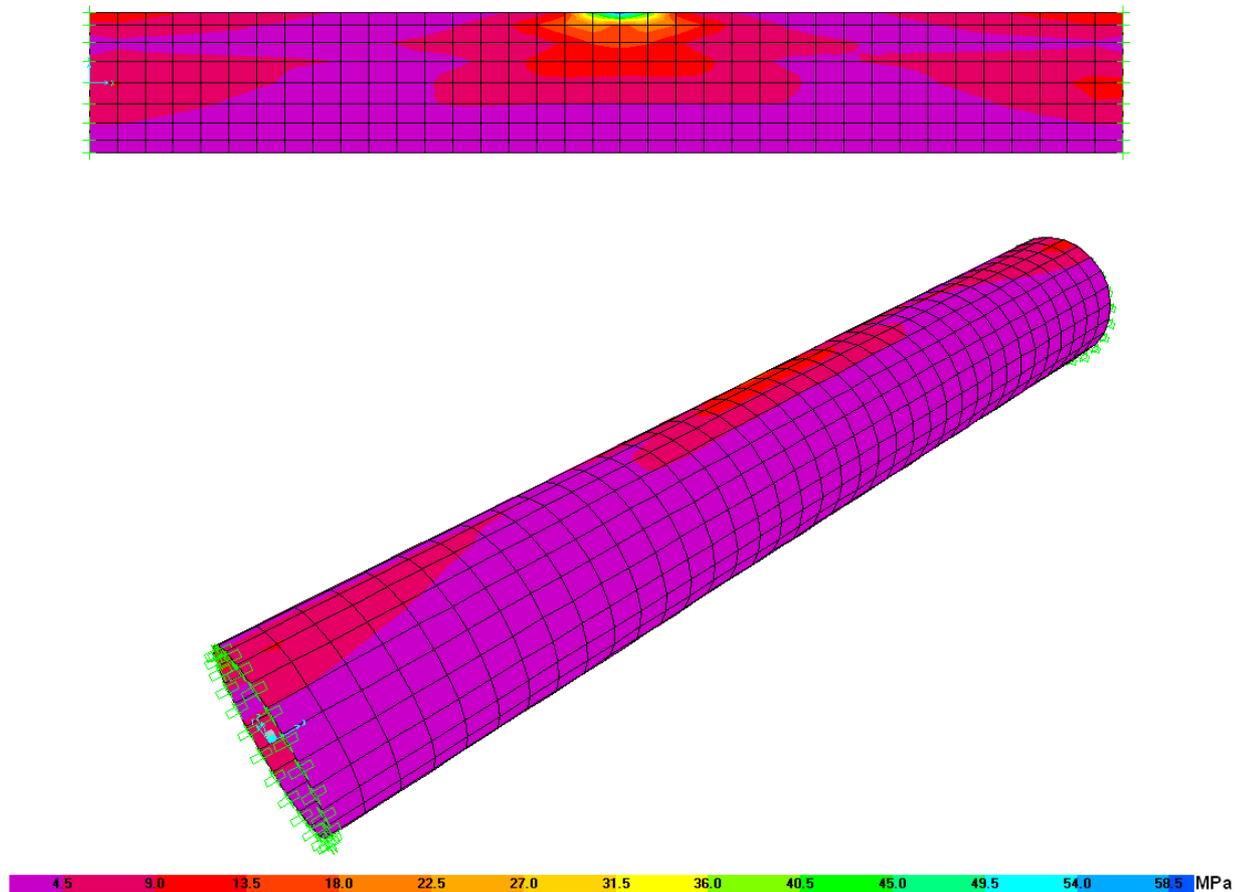
Se Realiza un modelo del cilindro con la posible carga que lo puede impactar con el fin de determinar los esfuerzos. Los esfuerzos serán calculados utilizando el programa computacional SAP2000. El criterio para la selección del espesor del cilindro será evitar llegar al esfuerzo de fluencia ( $S_y = 248 \text{ MPa}$ ) con factor de seguridad de  $\eta = 2$  y no tener una deformación excesiva. El modelo que se utilizará en este caso se muestra en la figura 2.15.



**FIGURA 2.15. MODELO DE CILINDRO PROTECTOR.**

Se utilizará el elemento SHELL para modelar las paredes. Además se colocará la carga a la que puede estar expuesto el cilindro protector (0.50 kN peso de la rastra). Utilizaremos una placa de 4.7mm para nuestro diseño.

Al ejecutar el programa con los datos expuestos obtuvimos el gráfico de los esfuerzos presentes en la Figura 2.16.



**FIGURA 2.16. ESFUERZOS EN CILINDRO PROTECTOR.**

Como se observa en la figura anterior los esfuerzos de Von Mises desarrollados en el cilindro a causa del posible impacto de las rastras no son mayores a 58.5 MPa, lo cual cumple con el criterio de diseño que estamos utilizando. Plano PC-CILINDR-13.

## 2.2.2 Selección Del Reductor y Motor.

### 2.2.2.1 Selección Del Reductor.

Para la selección del reductor nos basamos en el catalogo de HANSEN P4 [12]. Seguiremos su procedimiento y consideraciones para su selección.

Este catalogo hace la selección del reductor apoyándose en un código de nueve espacios, los mismos que pueden ser una combinación de letras y números. Describimos a continuación:

1. El primer espacio del código representa la serie **Q**, que indica que el reductor es de marca HANSEN P4.

CODIGO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Q								

2. En el segundo espacio del código va el tipo de aplicación del reductor, es decir como va a trabajar.

**H:** Aplicación horizontal.

**V:** Aplicación vertical.

Para nuestra aplicación el reductor va a trabajar en forma horizontal, debido a la ubicaciones del eje motriz y del acople con el motor.

CODIGO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Q	H							

3. En el tercer valor del código seleccionamos la posición del eje de entrada y salida del reductor, ya sean estos paralelos o formando un ángulo entre ellos.

**P** : Ejes paralelos.

**R**: Angulo recto entre ejes.

CODIGO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Q	H	P						

4. Seleccionamos el tamaño. Debemos tener en consideración lo siguiente.

Debemos escoger el factor de seguridad para esta aplicación.

- Aplicación: Transportador de rastra.
- Condiciones de Carga: 24h/24h.
- Motor:  $n_1 = 1750$

Se asignó 1750 rpm al motor porque éste valor es el más común y utilizado para este tipo de aplicación en los motores, además que es el más comercial.

Con la aplicación y condiciones de carga vamos al APENDICE S y seleccionamos el factor de seguridad.

$$S_f = 1.25$$

Con el factor de seguridad seleccionado corregimos el valor de la potencia del motor (Potencia calculada en la selección del motor).

$$P_{\text{motor}} \times S_f = 60 \times 1.25 = 75$$

Posteriormente hallamos el ratio del reductor.

Donde,

$n_1$  = rpm del motor.

$n_2$  = rpm del eje.

Las RPM del eje están dadas por:

$$RPM = \frac{S * 60}{PD * \pi}$$

Donde,

RPM: Revoluciones por minuto en el eje.

S: Velocidad de la cadena (m/sec).

PD: Paso diametral de la catalina (m).

$$RPM = \frac{0.35 * 60}{0.588 * \pi}$$

$$RPM = 11.4$$

$$Ratio = \frac{1750}{11.4} = 154$$

Del APENDICE T escogemos el tamaño del reductor, es decir los HP. Con un ratio de 160 y con las revoluciones por minuto de entrada (1750rpm) y salida del reductor (11rpm) seleccionamos el tamaño del motor igual a 82HP. Para seleccionar esta potencia como definitiva se debe cumplir con lo siguiente:

$$P \times Sf \leq Pot. Mecánica (APENDICE T)$$

$$75 \leq 82$$

<b>CODIGO</b>	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Q	H	P	F					160

El valor de 82 HP corresponde al tamaño del reductor de la columna "F" y es la potencia seleccionada para esta aplicación.

5. Del APENDICE T observamos que el número de etapas (Four Stages) para todos los ratios ahí presentes es de 4.

<b>CODIGO</b>	<sup>1</sup> Q	<sup>2</sup> H	<sup>3</sup> P	<sup>4</sup> F	<sup>5</sup> 4	<sup>6</sup>	<sup>7</sup>	<sup>8</sup>	<sup>9</sup> 160
---------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	--------------	--------------	--------------	------------------

6. Seleccionamos la forma del eje de velocidad más alta (Entrada del reductor).

L : Izquierda.

R : Derecha.

T : Dos extensiones de eje.

U : Arriba.

D : Angulo Recto.

<b>CODIGO</b>	<sup>1</sup> Q	<sup>2</sup> H	<sup>3</sup> P	<sup>4</sup> F	<sup>5</sup> 4	<sup>6</sup> L	<sup>7</sup>	<sup>8</sup>	<sup>9</sup> 160
---------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	--------------	--------------	------------------

7. Seleccionamos la forma del eje de velocidad más baja (salida del reductor).

L : Izquierda.

R : Derecha.

T : Dos extensiones de eje.

U : Arriba.

D : Abajo.

<b>CODIGO</b>	<sup>1</sup> Q	<sup>2</sup> H	<sup>3</sup> P	<sup>4</sup> F	<sup>5</sup> 4	<sup>6</sup> L	<sup>7</sup> D	<sup>8</sup>	<sup>9</sup> 160
---------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	--------------	------------------

**8.** Tipo del eje con velocidad más baja (salida del reductor).

N : Eje sólido normal.

D : Eje hueco con disco reductor.

K : Eje hueco con chavetera.

<b>CODIGO</b>	<sup>1</sup> Q	<sup>2</sup> H	<sup>3</sup> P	<sup>4</sup> F	<sup>5</sup> 4	<sup>6</sup> L	<sup>7</sup> D	<sup>8</sup> N	<sup>9</sup> 160
---------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	------------------

Una vez llenada la tabla con los códigos buscamos en el manual para ver sus dimensiones. El APENDICE U nos indica las dimensiones para nuestro reductor seleccionado.

Plano PC-REDUCT-09

### 2.2.2.2 Selección Del Motor.

La potencia del motor esta dada por la siguiente expresión:

$$P_{motor} = \frac{P_{eje}}{\eta_{motor} * \eta_{reductor}} (HP)$$

Donde,

$P_{motor}$  : Potencia del Motor (HP).

$P_{eje}$  : Potencia en el eje (HP).

$\eta_{motor}$  : Eficiencia del Motor.

$\eta_{reductor}$  : Eficiencia del Reductor.

$$P_{eje} = \frac{\#deCadenas * Cp_{DISEÑO} * S}{1000} (KW)$$

Donde,

$Cp_{DISEÑO}$ : Tensión de diseño de la Cadena (N).

S : Velocidad de la cadena (m/seg.)

$$P_{eje} = \frac{2 * 40585.8 * 0.35}{1000} (KW)$$

$$P_{eje} = 28.41KW = 38HP$$

$$P_{motor} = \frac{38}{0.85 * 0.8}$$

$$P_{motor} = 55.88HP$$

Este es el valor teórico necesario del motor para mover el transportador, pero debemos escoger un motor de HP estándar. Para esta aplicación escogeremos un motor de 60 HP. El motor seleccionado tiene el siguiente frame, 364T. En el APENDICE XH [13] podemos ver sus dimensiones. Plano PC-MOTOR-07

### **2.2.3 Selección de Chumaceras.**

Antes de seleccionar las chumaceras o cajeras, debemos seleccionar los rodamientos; ya que cada rodamiento seleccionado tiene su propia cajera. Para el proceso de selección podemos utilizar las referencias [14] y [15].

Para nuestra selección debemos saber cual es el rodamiento más recomendado para nuestra aplicación, es decir si el rodamiento va a ser de bolas o rodillos. En este caso seleccionaremos rodamientos de rodillos esféricos que pueden soportar grandes cargas, por ello son ampliamente usados en maquinaria industrial.

Del APENDICE V, observamos que los rodamientos esféricos tienen gran capacidad para resistir cargas radiales y axiales que ayudarán a absorber la expansión y dilatación del eje debido a las variaciones de temperatura (carga axial). Otra característica importante es que pueden girar a velocidades relativamente bajas ideales para nuestro transportador.

Una vez seleccionado el tipo de rodamiento, calculamos la capacidad de carga en el mismo, para esto necesitamos las reacciones en los apoyos.

$$R_{1x} = 40585.8 \text{ N}$$

$$R_{1y} = 3235.2 \text{ N}$$

$$R = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}$$

$$R = \sqrt{40585.8^2 + 3235.2^2}$$

$$R = 40.7 \text{ kN} = Fr$$

Para los rodamientos con rodillos esféricos la carga equivalente

[15] esta dada por:

$$Pa = 1.2Fr + Fa$$

$$Fa = \frac{Fr}{0.55}$$

$$Pa = \frac{166}{55} Fr$$

Donde,

Pa : Carga equivalente (KN).

Fa: Carga axial aplicada.

Fr : Carga Radial Aplicada.

$$Pa = \frac{166}{55} * 40.7$$

$$Pa = 122.84KN.$$

A continuación procedemos a calcular la capacidad de carga, que esta dada por:

$$C = \left( \frac{60 * rpm * L_{10h}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * Pa$$

Donde,

C = Capacidad de carga dinámica.

Rpm = Velocidad angular del rodamiento, 11.4 rpm.

L<sub>10h</sub> = Duración nominal en horas de servicio.

P = Carga equivalente.

$p$  = Factor por tipo de rodamiento,  $10/3$ (rodamientos de rodillos).

Del APENDICE W vemos que las horas de servicio recomendables para elevadores van de 30.000 a 50.000 horas. Los elevadores son similares a este tipo de transportadores ya que ambos utilizan cadenas. Escogemos un valor de 45.000 horas.

$$C = \left( \frac{60 * 11.4 * 45000}{1000000} \right)^{\frac{3}{10}} * 122.84$$

$$C = 344kN$$

Como el diámetro donde van a ser apoyadas las chumaceras es de 138mm, y teniendo en cuenta de que utilizaremos cono de ajuste para el acople de la chumacera con el eje, por este motivo debemos elegir un rodamiento de diámetro mayor.

Del APENDICE X, escogemos el rodamiento 22232 CJ con diámetro 160mm. y una capacidad de carga de 864 KN (superior la calculada).

Luego procedemos a escoger el cono de ajuste del APENDICE Y. Observamos que para el rodamiento 22232K le corresponde el siguiente cono de ajuste.

Assembly: SNW-32

Sleeve: S-32

Locnut: AN-32

Lockwasher/Lockplate: W-32

Con un diámetro de 5 7/16" (138mm) ideal para nuestros requerimientos.

Por ultimo del APENDICE Z elegimos la cajera (Chumacera) que le corresponde a los elementos ya seleccionados. Vemos que la chumacera elegida es la SAF 22532. Plano PC-CHUMAC-11

#### **2.2.4 Selección de Acoples**

Para seleccionar los acoples necesitamos conocer lo siguiente:

- Potencia o Torque.
- Revoluciones por minuto.

- Aplicación o tipo de equipo a ser conectado (motor para bomba, reductor de velocidad para transportador, etc.).
- Diámetro del eje.
- Diámetro de abertura.

Para la selección de los acoples usaremos como referencia el manual de Falk [16].

#### **2.2.4.1 Selección Del Acople Eje-Reductor.**

##### **1. Selección Del Tipo De Acople.**

Determinamos el tipo de acople para nuestros requerimientos. Del APENDICE XA escojo el tipo G20 con doble matrimonio. Este acople esta diseñado con dos partes flexibles distanciadas para corregir desalineamientos angulares.

##### **2. Determinación Del Factor De Servicio.**

Del APENDICE XB selecciono el factor de servicio de acuerdo a la aplicación. Para nuestro caso el factor de servicio en transportadores de cadena es igual a 1.

### 3. Determinación Del Torque De Aplicación.

El torque de aplicación está determinado por la siguiente formula:

$$Torque = \frac{HP_{reductor} * 63000 * S.F.}{rpm}$$

Donde:

$$HP_{Reductor} = 82$$

S.F. = Factor de servicio = 1.

RPM (salida del reductor) = 11.4

$$Torque = \frac{82 * 63000 * 1}{11.4}$$

$$Torque = 453157.9lb - pu\lg.$$

$$Torque = 51199.94N - m$$

### 4. Tamaño Del Acople.

Con el torque de aplicación calculado en el paso anterior, seleccionamos el acople del APENDICE XC.

El acople seleccionado es el 1055G con un torque de 5355000 lb.-pulg. Este es el más cercano al calculado en el paso 3.

### **5. Chequeo De Capacidad Del Acople Y Dimensiones.**

Nuevamente en el APENDICE XC chequeamos que el acople seleccionado cumpla con las dimensiones del eje ya seleccionado, teniendo un agujero máximo de 209.55 mm. y un agujero mínimo de 101.6 mm. Satisfaciendo las necesidades de nuestro eje con un diámetro de 130mm. en la parte donde va a ser acoplado con el reductor.

Plano PC-ACOPLE-10

#### **2.2.4.2 Selección Del Acople Reductor-Motor.**

##### **1. Selección Del Tipo De Acople.**

Determinamos el tipo de acople para nuestros requerimientos del APENDICE XD, escogiendo el tipo indicado.

## 2. Determinación El Factor De Servicio.

Del APENDICE XB tomamos el factor de servicio de acuerdo a la aplicación. Para nuestro caso el factor de servicio para transportadores de cadena es 1.

## 3. Determinación Del Torque De Aplicación.

El torque de aplicación lo determinamos con la siguiente formula:

$$Torque = \frac{HP_{motor} * 63000 * S.F.}{rpm}$$

Donde:

$$HP_{motor} = 60$$

$$S.F.(\text{Factor de servicio}) = 1.$$

$$Rpm (\text{salida del motor}) = 1750$$

$$Torque = \frac{60 * 63000 * 1}{1750}$$

$$Torque = 2160lb - pu\ lg.$$

$$Torque = 244.04N - m$$

#### **4. Tamaño Del Acople.**

Seleccionamos el acople del APENDICE XE con el torque de aplicación calculado en el paso anterior.

El acople seleccionado es el 1050T con un torque de 3500 lb.-pulg. Que es el más cercano al calculado en el paso 3.

#### **5. Chequeo De Capacidad Del Acople Y Dimensiones.**

Al verificar las dimensiones del acople seleccionado observamos que éste no satisface con las dimensiones del el eje de salida del motor y el eje de entrada del reductor, ya que cada uno tiene 53.9 y 48 mm. de diámetro respectivamente. Entonces como el acople 1050T tiene un diámetro máximo de 47.6m no compensa las condiciones dadas. El nuevo acople seleccionado es el 1070T con un torque de 8000lb-pulg. (244.04 N.m). Y un máximo agujero de 63.5mm. que satisfacen con el diámetro del motor y reductor ya seleccionados.

Plano PC-ACOPLE-08

## 2.3 Sistema Conducido O De Cola.

### 2.3.1 Diseño Del Eje Conducido Y Cilindro Protector.

Igual que para el eje motriz dibujamos las reacciones en el eje conducido.

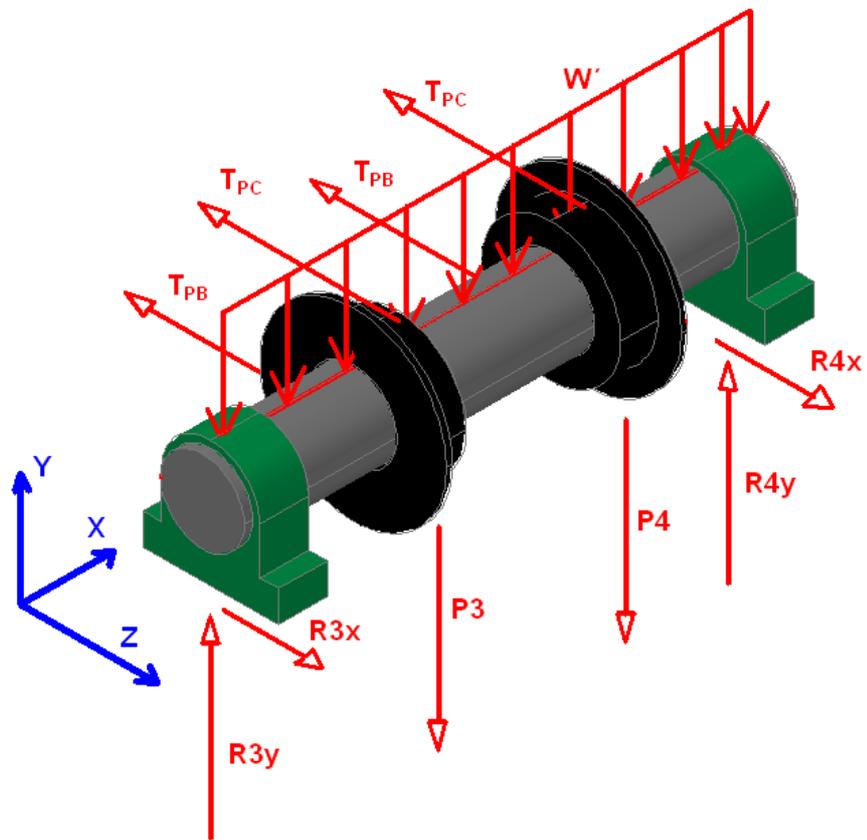
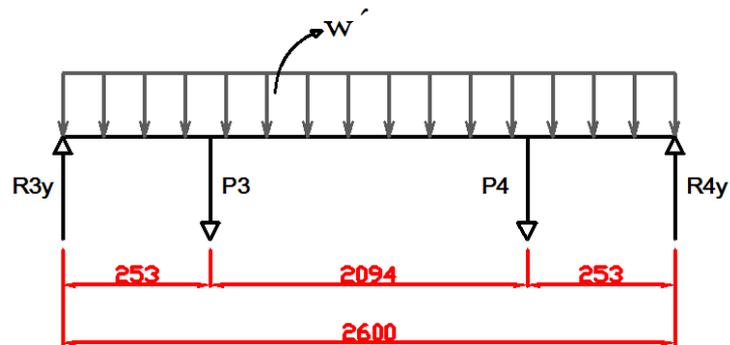


FIGURA 2.17. FUERZAS EN EL EJE CONDUcido.



**FIGURA 2.18. ANALISIS DE FUERZAS PLANO “XY”.**

Asumimos que el eje va a ser un poco más liviano que el motriz, con un peso aproximado de 308 Kg. (3018.4 N).

$$P.Eje = W' * l$$

$$W' = \frac{3018.4N}{2.6m}$$

$$W' = 1160.92 \frac{N}{m}$$

Para los valores de P3 y P4 igual a 101.5 Kg. (994.7 N) representan el peso de los tambores.

$$\sum F_{xy} = 0$$

$$R3_y - P_3 - P_4 + R4_y - W \cdot l = 0$$

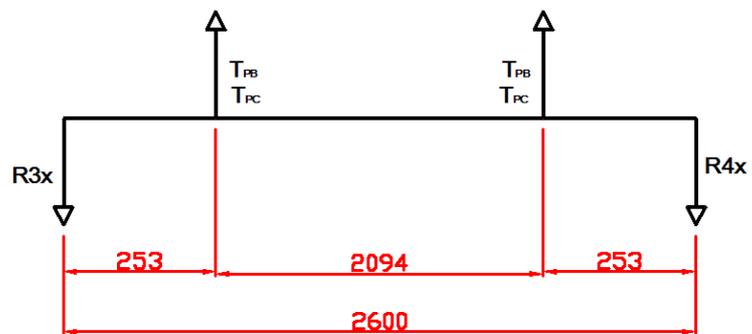
$$R3_y = R4_y \wedge P_3 = P_4$$

$$2R3_y - 2P_3 = 1160.92 \cdot 2.6$$

$$2R3_y = 1160.92 \cdot 2.6 + 2 \cdot 994.7$$

$$R3_y = \frac{5007.79}{2}$$

$$R3_y = R4_y = 2503.89N$$



**FIGURA 2.19. ANALISIS DE FUERZAS PLANO "XZ".**

Las tensiones  $T_{PB}$ ,  $T_{PC}$  representan las tensiones en los puntos B y C, como se observa en la figura 2.2. Observamos

también que en estos dos puntos las tensiones son similares, por lo que utilizaremos el valor de  $T_{PB}$  para los cálculos.

$$\sum F_{xz} = 0$$

$$-R3_x + 2T_{PB} + 2T_{PC} - R4_x = 0$$

$$R3_x = R4_x \wedge T_{PB} = T_{PC}$$

$$2R3_x - 4T_{PB} = 0$$

$$R3_x = 2T_{PB}$$

$$R3_x = 2 * 2285.4$$

$$R3_x = R4_x = 4570.8N$$

Cálculos para el diagrama de cortante y momento flector en el plano "XY".

$$V_1 = R3_y = 2503.89N$$

$$V_2 = W' * l - V_1$$

$$V_2 = 1160.92 * 0.253 - 2503.89$$

$$V_2 = 2210.18N$$

$$V_3 = V_2 - P_3$$

$$V_3 = 2210.18 - 994.7$$

$$V_3 = 1215.48N$$

$$M' = V_2 * l$$

$$M' = 2210.18 * 0.253$$

$$M' = 559.17N - m$$

$$M'' = W' * l * \frac{l}{2} + (V_2 - V_3) * l$$

$$M'' = 1160.92 * 1.3 * \frac{1.3}{2} + (2210.18 - 1215.48) * 0.253$$

$$M'' = 1232.6N - m$$

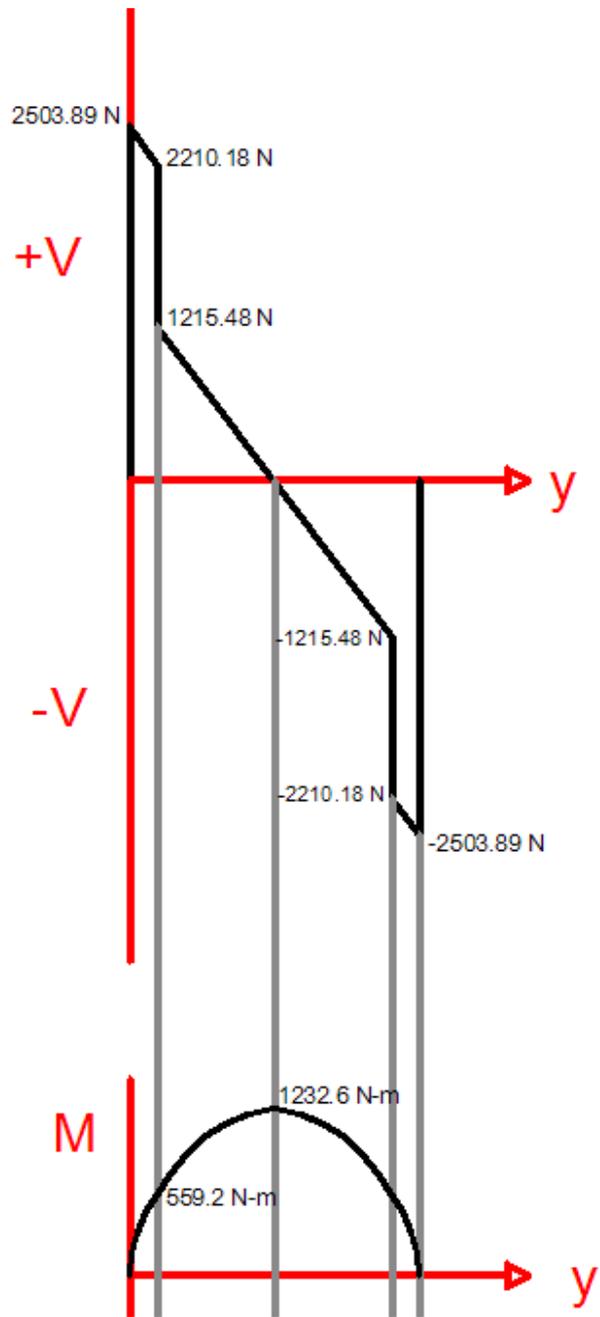
Cálculos para el diagrama de cortante y momento flector en el plano "XZ".

$$V_4 = 4570.8$$

$$M''' = V_4 * l$$

$$M''' = 4570.8 * 0.253$$

$$M''' = 1156.41N - m$$



**FIGURA 2.20. DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO "XY".**

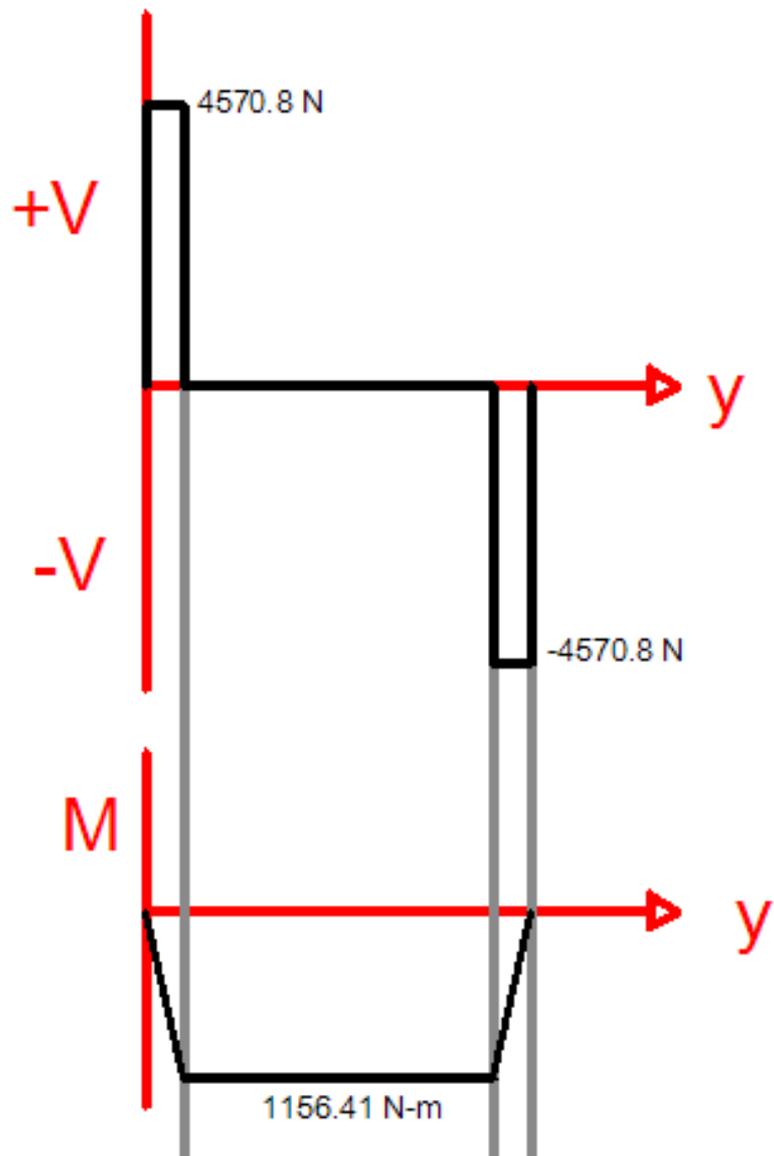


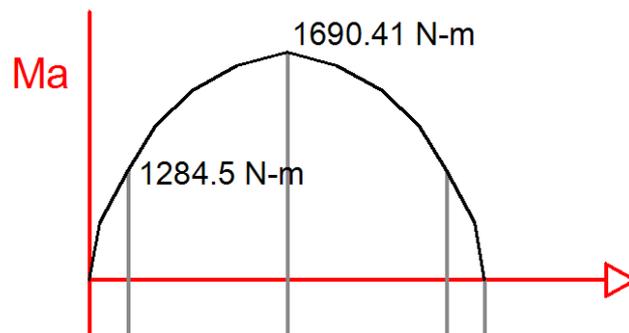
FIGURA 2.21. DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO "XZ".

De igual forma calculamos el momento “Ma” que es el momento resultante.

$$Ma = \sqrt{(M'')^2 + (M''')^2}$$

$$Ma = \sqrt{(1232.6)^2 + (1156.41)^2}$$

$$Ma = 1690.14 \text{ N} - \text{m}$$



**FIGURA 2.22. DIAGRAMA DEL MOMENTO RESULTANTE.**

Ya que nuestro eje será similar al motriz, utilizamos el mismo procedimiento y valores hallados para su cálculo, lo único que cambia es el momento resultante.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

En el eje conducido se desprecia el torque, pues en este caso no tenemos a un agente externo que lo genere como en el caso del eje motriz (motor),  $T_m=0$ . Reemplazando tenemos:

$$d_0 = \left\{ \frac{32 * 3}{\pi} \left[ \left( 1.97 \frac{1690.41}{234330000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_0 = 0.075m$$

$$d_0 = 75mm$$

El diámetro final será de 75 mm. en la parte donde se apoyan los tambores.

Ahora debemos calcular el diámetro donde van apoyadas las chumaceras ( $d_1$ ), para esto encontramos los factores de concentración de esfuerzo flexión y torsión debido al cambio de diámetro del eje.

Del APENDICE Q (b) con  $S_{ut} = 156.3kpsi$  escogemos el valor de la raíz de "a" para los aceros.

$$\sqrt{a} = 0.080 \text{ y } r = 0.79\text{pulg.}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.080}{\sqrt{0.79}}} = 0.92$$

Del APENDICE R (a) para flexión escogemos los valores de A y b para hallar  $K_t$ .

Suponemos un  $d = 90\text{mm}$  y  $D = 140\text{mm}$ .  $D/d = 1.55$

$$A = 0.93836$$

$$b = -0.25759$$

$$K_t = A \left( \frac{r}{d} \right)^b$$

$$K_t = 0.93836 \left( \frac{20}{90} \right)^{-0.25759}$$

$$K_t = 1.38$$

$$K_f = 1 + 0.81 * (1.38 - 1)$$

$$K_f = 1.3$$

Del APENDICE R (b) para torsión escogemos los valores de A y b para hallar  $K_{ts}$ .

Suponemos un  $d = 90\text{mm}$  y  $D = 140\text{mm}$ .  $D/d = 1.5$

$$A = 0.85614$$

$$b = -0.23513$$

$$K_{ts} = A \left( \frac{r}{d} \right)^b$$

$$K_{ts} = 0.85614 * \left( \frac{20}{90} \right)^{-0.23513}$$

$$K_{ts} = 1.21$$

$$K_{fsm} = 1 + 0.81 * (1.21 - 1)$$

$$K_{fsm} = 1.17$$

Dado a que el punto a analizar es en el cambio de sección para el acople de las chumaceras, debemos saber el momento resultante en ese punto. El momento lo tomamos

del gráfico de momento resultante  $M_a = 1284.5$  N-m. (Figura 2.22).

$$d_1 = \left\{ \frac{32 * 3}{\pi} \left[ \left( 1.3 \frac{1284.5}{234330000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0.060m$$

$$d_1 = 60mm$$

Plano PC-E.CONDU-15

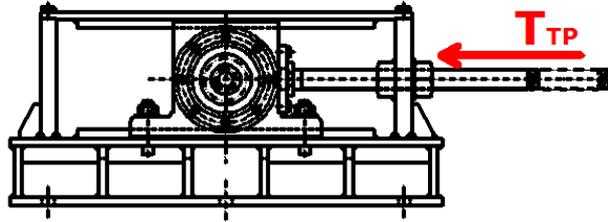
### **Diseño Del Cilindro Protector.**

El diseño del cilindro protector para el eje conducido tiene las mismas características que el del eje motriz, es decir que el análisis utilizado es el mismo.

## **2.3.2. Diseño Del Templador Y Selección De Rodamientos.**

### **2.3.2.1. Diseño Del Templador.**

Para el diseño del templador debemos tener en cuenta la tensión que ejerce la cadena. Este valor nos ayudará a seleccionar el diámetro adecuado para el tornillo del templador con el fin de ajustar la cadena.



**FIGURA 2.23. TORNILLO DE POTENCIA PARA  
TEMPLAR LA CADENA.**

El diámetro de paso del tornillo se lo determina con la siguiente formula:

$$T_{Tornillo} = \frac{T_{TP} * d_p}{2} \left[ \frac{\pi \mu d_p + L}{\pi d_p - \mu L} \right]$$

Donde,

$T_{Tornillo}$  : Torque necesario para hacer girar el tornillo,  
600 N-m.

$T_{TP}$  : Tensión que debe vencer el tornillo de potencia,  
(N).

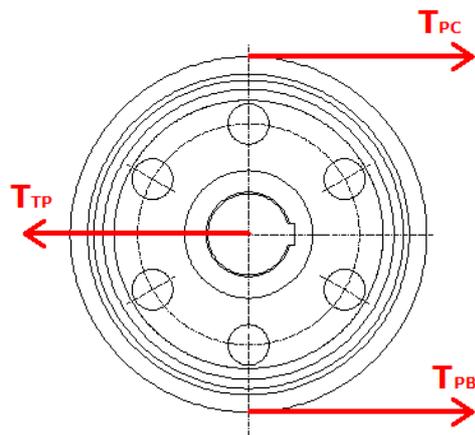
$\mu$  : Coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca.

$d_p$  : Diámetro de paso del tornillo, m.

$L$  : Avance del tornillo, mm.

El torque necesario para hacer girar el tornillo esta dado por la carga o fuerza que puede generar una persona multiplicada por el brazo o palanca que se le aplique al tornillo para realizar el templado. Asumiremos un valor razonable de 600 N-m.

Para determinar el valor de la Carga que debe vencer el tornillo de potencia debemos realizar el siguiente diagrama:



**FIGURA 2.24. DIAGRAMA DE FUERZAS EN TAMBOR CONDUcido**

Realizando la sumatoria de fuerzas y teniendo en cuenta que  $T_{PB}$  y  $T_{PC}$  son aproximadamente iguales (figura 2.2), tenemos que la tensión que debe ejercer el tornillo de potencia es de 4570.8 N.

El coeficiente de fricción recomendable entre el tornillo y la tuerca es de 0.15 [10]. Y con un avance de 12.7 mm.

$$600 = \frac{4570.8 * d_p}{2} \left[ \frac{3.14 * 0.15 * d_p + 127}{3.14 * d_p - 0.15 * 127} \right]$$

Despejando  $d_p$  tenemos,

$$d_p = 40mm$$

Del APENDICE XF escogemos un diámetro de paso estándar de 41.275mm (1.625”), que tiene un diámetro exterior de 1.75” (1 3/4”) (Diámetro seleccionado para el diseño).

Ahora determinamos el ajuste para el templado de la cadena, el cual esta dado por la siguiente expresión:

$$Ajuste = \frac{C * \text{factor de la cadena}}{p} (mm)$$

Donde,

C: Distancia entre centros del transportador (mm).

p: Paso de la cadena (mm.).

El “El factor de la cadena” está dado en función a la tensión de diseño aplicada que es nuestro caso es de 40.5kN. Este factor lo tomamos de la siguiente tabla:

**TABLA 10**  
**FACTOR DE AJUSTE PARA CADENAS [1].**

CARGA DE DISEÑO EN CADENA (KN)	FACTOR DE AJUSTE
13 – 20	0.406
27 – 33	0.508
54 – 67	0.762
107 – 134	1.016
160 – 200	1.016
267	1.270
400	1.270

Para el cálculo tomaremos una carga de diseño de 54 – 67 KN que tienen un factor de ajuste de 0.762.

$$Ajuste = \frac{11550 * 0.762}{152.4} (mm)$$

$$Ajuste = 57.75mm$$

Plano PC-TEMPLA-06

### 2.3.2.2. Selección De Rodamientos.

De igual manera podemos utilizar las referencias [14] y [15] para la selección de los rodamientos.

Realizamos el mismo procedimiento utilizado en la selección de las chumaceras motrices.

$$R_{3x} = 4570.8 \text{ N}$$

$$R_{3y} = 2503.8 \text{ N}$$

$$R = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2}$$

$$R = \sqrt{4570.8^2 + 2503.8^2}$$

$$R = 5.22 \text{ kN} = Fr$$

Para los rodamientos con rodillos esféricos la carga equivalente [15] esta dada por:

$$Pa = 1.2Fr + Fa$$

$$Fa = \frac{Fr}{0.55}$$

$$Pa = \frac{166}{55} Fr$$

Donde,

Pa : Carga equivalente (KN).

Fa: Carga axial aplicada.

Fr : Carga Radial Aplicada.

$$Pa = \frac{166}{55} * 5.22$$

$$Pa = 16KN.$$

A continuación procedemos a calcular la capacidad de carga, que esta dada por:

$$C = \left( \frac{60 * rpm * L_{10h}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * Pa$$

Donde,

C = Capacidad de Carga Dinámica.

Rpm = Velocidad angular del rodamiento, 11.4 rpm.

L<sub>10h</sub> = Duración Nominal en horas de Servicio.

Pa = Carga equivalente.

p = Factor por tipo de rodamiento, 10/3(Rodamientos de rodillos).

Del APENDICE W vemos que las horas de servicio recomendables para elevadores van de 30.000 a 50.000 horas. Los elevadores son similares a este tipo de transportadores ya que ambos utilizan cadenas. Escogemos un valor de 45.000 horas.

$$C = \left( \frac{60 * 11.4 * 45000}{1000000} \right)^{\frac{3}{10}} * 16$$

$$C = 45kN$$

Como el diámetro donde van a ser apoyadas las chumaceras es de 60mm., y teniendo en cuenta de que utilizaremos cono de ajuste para el acople de la chumacera con el eje, debemos elegir un rodamiento de diámetro mayor.

Del APENDICE XG, escogemos el rodamiento 22214 CJ con diámetro 70mm. y una capacidad de carga de 184kN (superior la calculada).

Luego procedemos escoger el cono de ajuste del APENDICE Y. Observamos que para el rodamiento 22214 K le corresponde el siguiente cono de ajuste.

Assembly: SNW-14

Sleeve: S-14

Locnut: N-14

Lockwasher/Lockplate: W-32

Con un diámetro de 60mm. Ideal para nuestros requerimientos y poder ser acoplados al templador de tornillo.

### 2.3.3. Diseño Del Regulador Para Fondo Superior.

Cuando el transportador esta en continuo funcionamiento, cantidades pequeñas de material caen en su parte inferior, debido a su inclinación. Esto ocasiona una acumulación de material provocando un estancamiento en el sistema.

Para evitar esto se diseña un regulador en la parte superior del transportador, y con ayuda del cilindro protector todo el material acumulado es empujado por las rastras hacia la parte superior del transportador para su respectiva descarga.

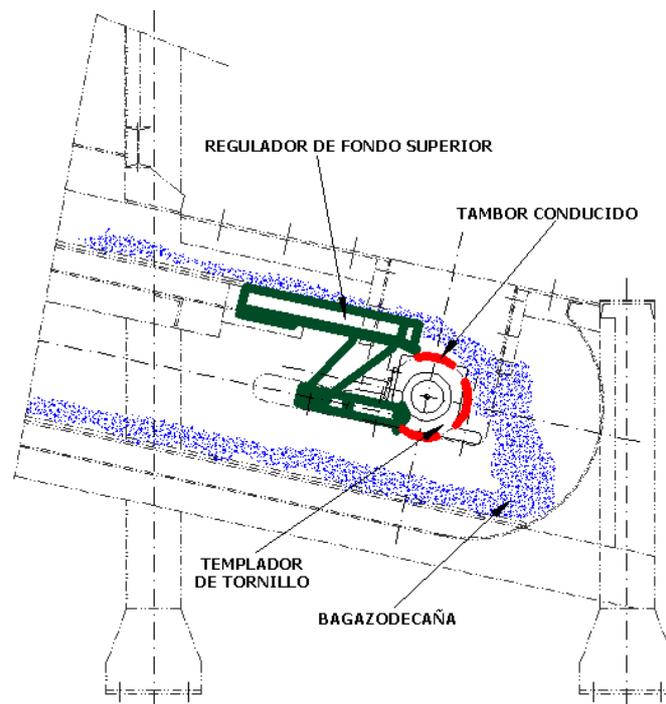


FIGURA 2.25. ESQUEMA DE FONDO SUPERIOR

En el diseño debemos anclar el templador de tornillo con el regulador, para que así estos se muevan en conjunto y se evite la fuga de material desde la parte superior a la inferior.

## **2.4. Diseño Estructural.**

Para el diseño estructural utilizaremos el programa computacional Sap2000 versión 10 [17]. La estructura en general esta formada por las siguientes partes:

### **2.4.1. Partes Generales Del Transportador De Rastra.**

#### **Bastidor del Transportador.**

Para el bastidor del transportador utilizaremos como material ángulos L50mm.x50mm.x6mm., L100mm.x100mm.x10mm., L75mm.x75mmx6mm. planchas de acero ASTM A-36 para la parte exterior del transportador y A588 para los fondos superior e inferior, por donde se transportará el bagazo.

#### **Apoyos del Transportador.**

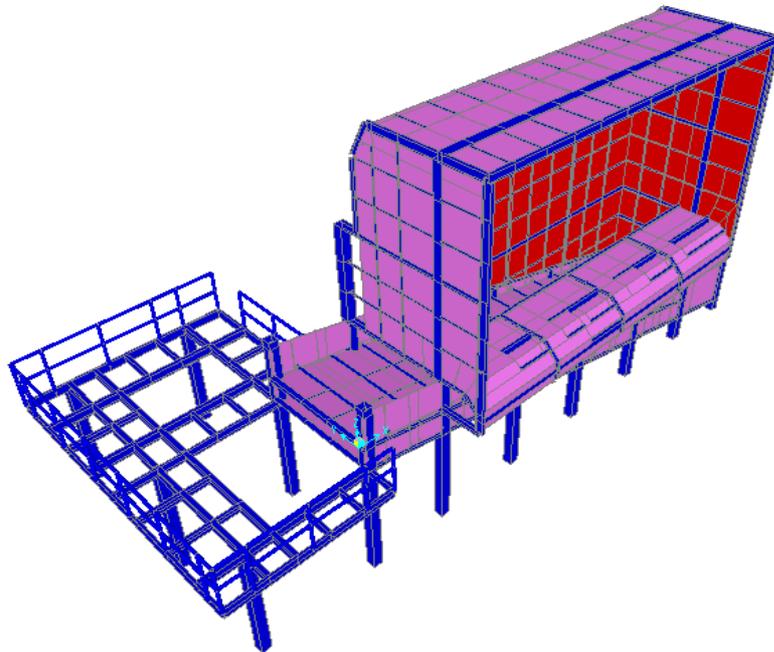
En los apoyos del transportador se utilizan columnas en forma de cajón de 200mm.x200mm.x6mm. Para el pie o apoyo de la columna trabajamos con planchas de 10mm. Las columnas son ancladas con pernos tipo J de 25.4mm.

### **Tolva de Alimentación**

La tolva de alimentación es fabricada con ángulos L50mm.x50mm.x6mm., perfiles IPN 160mm., UPN 160mm., y plancha A36

### **Plataforma de Mantenimiento.**

Fabricada con perfiles UPN 200mm., UPN 160mm., columnas en forma de cajón, tubo de 50mm de diámetro, plancha de 3/8", malla expandida de 1/4" y plancha antideslizante para los escalones.



**FIGURA 2.26. MODELO DEL TRANSPORTADOR EN SAP2000.**

Plano PC-GENERAL-00

#### **2.4.2. Norma y Código de Diseño.**

La norma que se ha aplicado en el diseño de este proyecto estructural es la que se indica a continuación:

Para la revisión de la estructura de acero en mención se utilizó:

- AISC (American Institute of Steel Construction).

#### **2.4.3. Concepción Del Modelo Estructural.**

Para el análisis del proyecto en mención, se buscó un modelo matemático y su concepción estructural con los cuales se obtuvo los esfuerzos existentes mediante el uso del software estructural denominado SAP 2000 versión 10.

El modelo de la estructura se lo llevó a cabo mediante el elemento tipo "frame" para columnas, vigas y rigidizadores, y el elemento tipo shell para planchas. Las cargas puntuales fueron situadas exactamente en los puntos donde se producen, es decir debido al motor, reductor, etc. Las bases de las columnas fueron consideradas empotradas.

#### **2.4.4. Criterios de Diseño del LRFD y Análisis.**

En las Especificaciones de diseño con factores de carga y resistencia (Load and Resistance Factor Design Specifications,

LRFD), la resistencia de diseño de cada componente estructural o del ensamblaje debe ser igual a la resistencia requerida o superior a ésta, de acuerdo con las cargas factorizadas [18].

$$R_d \geq R_{req.}$$

Donde,

$R_d$  = Resistencia de diseño suministrada.

$R_{req.}$  = Resistencia requerida.

La Resistencia requerida de los elementos en nuestra estructura, ya sean estos vigas, columnas, conexiones, etc. es calculada en el programa bajo cargas factorizadas de acuerdo a las combinaciones consideradas por la LRFD, descritas a continuación.

- 1.4D (LC-1)
- 1.2D + 1.6L + 0.5(L<sub>r</sub> o S o R) (LC-2)
- 1.2D + 1.6(L<sub>r</sub> o S o R) + (0.5L o 0.8W) (LC-3)
- 1.2D + 1.6W + 0.5L + 0.5(L<sub>r</sub> o S o R) (LC-4)
- 1.2D + 1.0E + 0.5L + 0.2S (LC-5)
- 0.9D + 1.6W (LC-6)
- 0.9D + 1.0W (LC-7)

Donde,

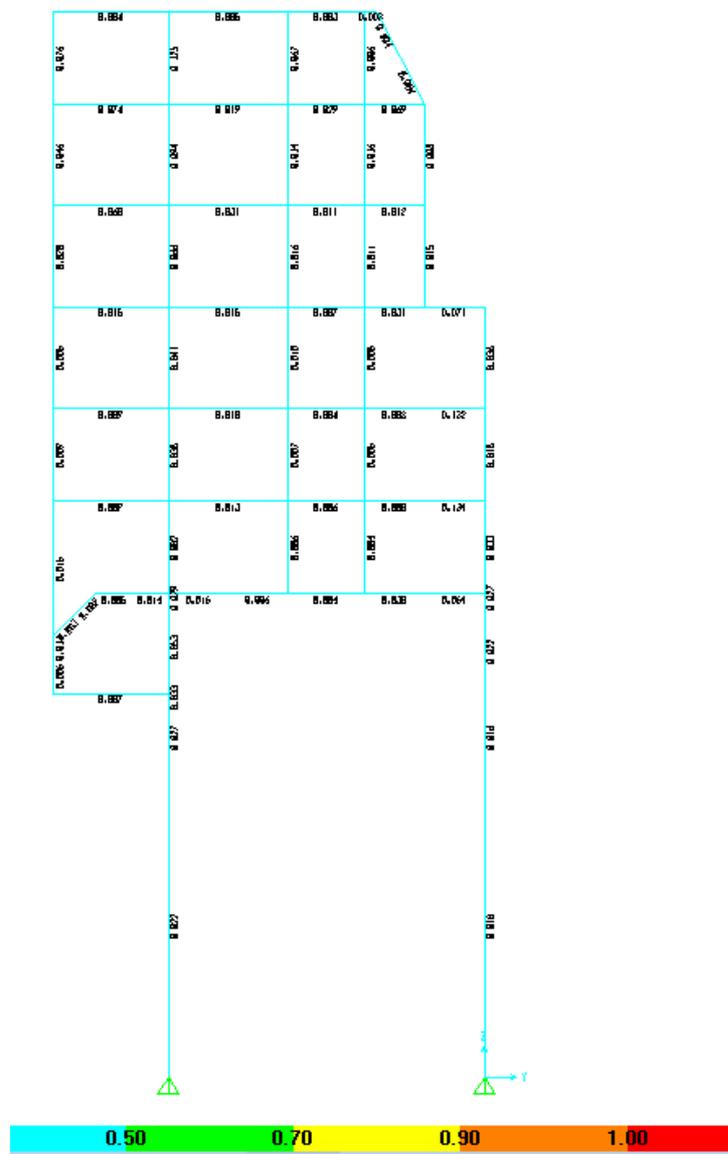
- (LC-1) Carga muerta, D (durante la construcción)
- (LC-2) Carga viva, L.
- (LC-3) Carga de Techo, Lr o S o R
- (LC-4) Carga de viento, W (que actúa en dirección de la carga muerta, D)
- (LC-5) Carga por sismo, E (que actúa en dirección de la carga muerta, D)
- (LC-6) Volteo (W en sentido contrario a la carga muerta)
- (LC-7) Volteo (E en sentido contrario a la carga muerta)

La Resistencia de diseño suministrada representa la capacidad o resistencia estructural límite, proporcionada por el elemento seleccionado.

Una vez teniendo las combinaciones de cargas y ubicándolas en la estructura, ejecutamos el programa y comprobamos que la relación entre la carga aplicada y la resistencia del material cumpla con lo especificado por la AISC y que esta relación debe ser menor que 1.

En la siguiente figura se muestra esta relación dada por el programa:

La figura 2.27 muestra los valores de la relación Carga/Resistencia con las secciones seleccionadas. Se puede notar que para todos los elementos esta relación es menor de 1, por tanto están dentro de lo especificado por la norma.



**FIGURA 2.27. RELACIONES CARGA/RESISTENCIA DE TRANSPOTADOR DE RASTRA VISTA LATERAL.**

# **CAPITULO 3**

## **3. PROCESO DE FABRICACION Y MONTAJE**

### **3.1. FABRICACION**

Para la fabricación de estructuras metálicas se siguen procedimientos y normas dadas por las diferentes asociaciones o instituciones. Teniendo en cuenta que tanto para la fabricación y montaje de las estructuras se utilizaron todos los medios y equipos de seguridad dado por la ANSI. Describimos a continuación:

#### **3.1.1. Recepción Del Material.**

El proceso de fabricación comienza con la recepción del material y confirmación de material. En la recepción del material el jefe de bodega o el encargado del material deben verificar que las cantidades y las dimensiones del material sean las correctas.

### **3.1.2. Almacenamiento.**

El proceso de almacenamiento comprende varios factores que comprometen directamente la protección, cuidado y ubicación de los materiales que vamos a utilizar. La zona de almacenamiento se dividirá en dos partes. La primera y más cercana a la puerta principal, está destinada al almacenamiento de los materiales necesarios para la realización de los trabajos de ejecución inmediata. Se agruparán los materiales evitando en lo posible el apilamiento en vertical de perfiles y planchas de distintas dimensiones, con el fin de optimizar el transporte de dichos elementos al interior del área de trabajo y evitar el deterioro de los mismos.

La segunda se utiliza para el acopio de materiales cuyo uso se prevé a mediano o largo plazo. Estos materiales serán los que se usen con mayor frecuencia (Panchas, perfiles IPE, UPN, etc.), evitando realizar acopio de elementos cuyo uso pudiera ser muy ocasional. En general la agrupación de los materiales permitirá la existencia de pasillos libres para la circulación de operarios y elevadores.

### **3.1.3. Preparación.**

En la etapa de preparación se realizarán distintas actividades:

Eliminación de pequeñas imperfecciones o defectos tales como marcas de laminación, impurezas adheridas, etc.; enderezado de perfiles y planeado de planchas en frío, cuando se precise, mediante prensa o máquina de rodillos, así mismo, operaciones de plegado o curvado en frío; éstas se realizarán de tal forma que no aparezcan abolladuras a causa de las compresiones ni grietas provocadas por las tracciones que pudiesen ocasionarse durante la conformación.

### **3.1.4. Marcado De Ejecución.**

Una vez preparados los elementos se procederá al marcado para la realización de los cortes y perforaciones. Esta actividad será realizada por personal especializado y respetando las indicaciones de los planos para la fabricación.

Estas marcas se realizan generalmente con marcadores para metales. En el caso de realizar dichas marcas mediante huellas de granate, éstas deben ser eliminadas posteriormente.

Cuando existe suficiente duplicación de piezas, se utilizan plantillas.

### **3.1.5. Corte Y Mecanizado.**

Durante esta etapa se realizará el corte de las piezas con sus dimensiones finales, llevando a cabo los biseles y rebajos que fuesen necesarios. Se dispone de la siguiente maquinaria para la realización de los cortes:

**Cizalla.-** Se utilizará para el corte de planchas y planos con espesor no superior a 15 mm.

**Sierra De Cinta Horizontal.-** Se utilizará para el corte angular de todo tipo de perfiles y ejes. Se dispondrá de una para los perfiles pequeños y otra para los perfiles medianos y grandes.

**Máquina Automática De Corte Por Plasma.-** Se utilizará para el corte de espesores mayores de 15 mm. Esta máquina dispone de un sistema de control numérico que permite el corte de cartelas de manera automática (PANTOGRAFO).

Durante esta etapa se realizará también la perforación en las piezas de los agujeros necesarios para roblones y tornillos. Estos se realizarán mediante un taladro de columna existiendo distintos tipos.

Las perforaciones se realizarán generalmente a diámetro definitivo, excepto cuando sea previsible la rectificación para coincidencia, en cuyo caso ésta se realizará mediante escariador mecánico.

Los agujeros destinados a alojar tornillos calibrados se ejecutarán siempre con brocas de diámetro igual al diámetro nominal de la espiga. En esta etapa del proceso también se incluyen pequeñas operaciones destinadas al repaso de los bordes, que consistirán en la eliminación de pequeñas irregularidades producidas durante el corte tales como rebabas, fallas en bordes y óxido. También se llevará a cabo la preparación de los bordes de las piezas que vayan a ser soldadas (Bisel). Estas operaciones se realizarán mediante amoladoras y fresas.

### **3.1.6. Armado.**

Durante esta etapa se presentará cada elemento de la estructura, en las posiciones que tendrán tras la unión definitiva. El ensamblado entre piezas se realizará sin forzar las mismas.

Esta operación se llevará a cabo tanto en los elementos que se montarán en taller, como los que se montarán en obra, ya que su fin no es solo presentar las piezas para su unión definitiva sino también comprobar que las dimensiones de los elementos son las correctas para el armado del conjunto. En el caso de que esto no sucediera se reharán o rectificarán las piezas necesarias.

Las piezas se situarán en el premontaje sobre bancadas de armado, que permitirán el trabajo de los operarios a una altura adecuada. La sujeción de los elementos a estos bancos se realizará mediante mordazas que aseguren la inmovilidad.

Esta sujeción no se realizará nunca mediante puntos de soldadura o atornillamiento.

Para el premontaje de aquellos elementos cuya unión definitiva se realice mediante tornillos, se usarán tornillos de armado de un

diámetro inferior a 2 mm. al diámetro nominal del agujero. Estos se colocarán en número suficiente para conseguir la inmovilidad de las piezas y el contacto entre las superficies de unión.

En el caso de piezas cuya unión se realice mediante soldadura, se usarán puntos de soldadura que podrán formar parte de la soldadura definitiva siempre y cuando se limpien las escorias, no presenten defectos y se hagan desaparecer los cráteres externos.



**FIGURA 3.1. FABRICACION DEL BASTIDOR DEL TRANSPORTADOR.**



**FIGURA 3.2. FABRICACION DE LATERAL.**



**FIGURA 3.3. FABRICACION DE PLATAFORMA DE INSPECCION.**

### **3.1.7. Soldadura.**

Para este proceso se sigue el código AWS D.1 para estructuras industriales según a la Sociedad Americana de Soldadura AWS

(American Welding Society), el cual para nuestro caso contempla los siguientes puntos.

- La parte o sección 2 del AWS structural welding code corresponde al diseño de las conexiones soldadas. Esta codificación es usada exclusivamente en estructuras industriales.
  
- La parte o sección 3 de este código AWS usado en estructuras industriales, se refiere a la precalificación de los WPS (especificaciones del procedimiento de soldadura) que se debe considerar al momento de soldar.
  
- La parte o sección 4 de este código AWS usado en estructuras industriales, se refiere a la calificación de los WPS y del personal que ejecuta la soldadura (especificaciones del procedimiento de soldadura ), aquello que no se considero en la sección 3 exclusivamente la parte c se refiere a la ejecución de la calificación
  
- La parte o sección 6 de este código AWS usado en estructuras industriales contiene todo lo necesario para la calificación y responsabilidades por parte del inspector refiriéndonos a quien efectúa la inspección

- La parte o sección 7 de este código AWS usado en estructuras industriales se refiere al montaje de la soldadura.

Las soldaduras realizadas en la obra se llevan a cabo con equipos industriales MIG/MAG con arrastradores independientes que permitirán que los operarios puedan realizar las operaciones sin tener que desplazar todo el equipo.

Para facilitar la soldadura de elementos curvados se disponen vibradores. Durante estos procesos de soldadura se libera una gran cantidad de polvos, humos y gases diferentes que pueden poner en peligro la salud, por ello se tomarán medidas de protección en la zona de soldadura mediante la disposición de sistemas de extracción y filtrado de humos. Se dispondrán de sistemas de filtrado fijos y móviles para los distintos puestos de soldadura. Además para facilitar el trabajo a los lugares de difícil acceso se utilizarán grúas móviles que sujetarán los arrastradores y los brazos flexibles de aspiración. En la campana de los brazos de aspiración se incorpora una lámpara halógena para mejorar la visión del soldador en el lugar de trabajo.

### **3.1.8. Preparación de Superficies.**

En la preparación de superficies tenemos como referencias las siguientes normas:

- S1S05-5900
- ASTM-D-2200 (American Society for Testing and Materials)
- SSPC-VIS-1-67-T (Steel Structures Painting Council).

En el proyecto utilizamos el método de la norma SSPC-SP10-63-T y el padrón visual es SSPC-VIS 1-67-T Sa $\frac{1}{2}$ .

Consiste en una limpieza minuciosa de toda la capa de laminación, óxido y partículas extrañas, estas deben ser removidas, de tal modo que los residuos sólo aparezcan como leves manchas o decoloraciones en la superficie. Se debe limpiar con aspirador de polvo, aire comprimido limpio y seco o escobillas de fibra. Posterior a la limpieza final el 95% de la superficie deberá estar libre de residuos y presentar un color ceniza claro.

Este proceso se lo realiza con un chorro de arena abrasivo que consiste en la preparación de las superficies de acero para

pintura, proyectando granos abrasivos por soplo de aire comprimido o por la fuerza centrífuga de un rotor.

Durante este proceso el chorro es usado también para remover mínimas machas de aceites y grasas. Los granos abrasivos podrán ser reutilizados, de tal forma que en condiciones ideales se podrá hacer un reciclaje máximo de tres veces, debido a que un alto porcentaje de quiebre de las aristas del grano disminuye bruscamente el rendimiento.

Para la limpieza de cordones de soldadura locales deben tomarse cuidados especiales ya que éstos por su naturaleza tienen acentuada porosidad.

Todos los residuos de escoria, fundentes y salpicaduras de soldadura deben ser removidos por el arenado.

Con respecto a la calidad, la arena debe contener un alto porcentaje de sílice, bajo porcentaje de arcilla, no estar contaminada con sales solubles (sobretudo clorato de sodio), ser angulosa y lavada como la arena de construcción civil.

Cuando por necesidad se ejecuta arenado seco estando la superficie a una temperatura menor de 3°C y sobre el punto de rocío o humedad relativa de 85%, será necesario la adición de

inhibidores de corrosión, o aplicar la pintura inmediatamente posterior al arenado.

La arena o cualquier abrasivo precisan estar en estado completamente seco, salvo cuando se trata de arenado de abrasivo húmedo o cuando es el agua la que hace las veces de líquido propulsor.

### **3.1.9. Pintado.**

La aplicación de las capas protectoras a las estructuras de acero tiene que estar de acuerdo con el "Paint Application Specification No. 1 (SSPC-PA1)", Steel Structures Painting Council, teniendo en cuenta los siguientes literales:

- El literal 5 se refiere al procedimiento que debe realizarse previo a la aplicación del coating o recubrimiento mediante la pintura.
  
- El literal 6 se refiere a los factores que afectan en la aplicación de la capa protectora de pintura.

También se debe considerar el contenido de las siguientes secciones de la SSPC VIS1 (Society for Protective Coating):

- La sección 4 se refiere a condiciones al efectuar el proceso de pintado.
- La sección 5 se refiere al procedimiento del pintado.

Entre las recomendaciones más importantes dadas por las normas descritas anteriormente tenemos:

- La superficie limpiada no debe ser tocada con las manos.
- En condiciones normales de humedad y temperatura, el intervalo máximo entre la limpieza y la aplicación de pintura no podrá exceder de 6 horas.

### **Prueba**

Se medirá el grosor de la capa seca con un calibrador magnético que puede medir el grosor de la capa seca con una exactitud de  $\pm 0.25$  mu.

Se probará la capa con una esponja húmeda y con un detector haya curado. La esponja tiene que mantenerse saturada con un electrolito (cinco por ciento cloruros de sodio). Durante la prueba,

se mantendrá la esponja húmeda en contacto continuo con la superficie pintada. Hay que volver a pintar los lugares en dónde se encuentran los hoyos diminutos.

### **3.2. Montaje.**

Dentro de los procedimientos para un buen montaje tenemos:

#### **3.2.1. Organizar El Proceso De Montaje.**

- Preparar los recursos para el montaje de acuerdo a los antecedentes e instrucciones recibidas por la persona encargado del montaje.
- Comprender las instrucciones de montaje a realizar.
- Verificar la existencia de materiales, insumos y fungibles necesarios para el montaje, de acuerdo a las instrucciones del superior.
- Los equipos y herramientas están definidos y a disposición del personal, según el montaje a realizar.
- Los elementos de izaje están seleccionados, revisados y en óptimas condiciones para realizar el montaje.

- Pre - armar los elementos necesarios para el montaje de acuerdo a los antecedentes técnicos de la obra.
- Ejecutar un trazado topográfico de ejes y niveles de acuerdo a planos y especificaciones técnicas.
- Revisar los trayectos al lugar de montaje de acuerdo a normas de seguridad e higiene ambiental.

### **3.2.2. Preparar El Área De Montaje.**

- Acercar los elementos a su lugar de montaje de acuerdo a la secuencia o procedimiento de montaje.
- Ceñir un trazado topográfico de ejes y niveles de acuerdo a planos y especificaciones técnicas del proyecto.
- Preparar los elementos, apoyos y soportes para el montaje a realizar de acuerdo a las instrucciones recibidas, a los planos y a las especificaciones técnicas.
- Considerar todos los resguardos relacionados con seguridad, protección personal y protección del medio ambiente, con el objetivo de reducir el impacto sobre éste.

### **3.2.3. Preparar Las Maniobras De Montaje.**

- Revisar, despejar y acondicionar los trayectos al lugar de montaje, de acuerdo a normas de seguridad industrial, protección personal y protección del medio ambiente.
  
- Remover los elementos que interfieren con el montaje, de acuerdo a las condiciones del terreno.
  
- Constatar los volúmenes y pesos de los elementos que están dimensionados previamente y que están clasificados de acuerdo a los antecedentes recibidos.
  
- Comprobar que los equipos de levante estén revisados y en su posición de maniobra de acuerdo al procedimiento de montaje.
  
- Tomar todas las precauciones de acuerdo a normas de seguridad, protección personal y protección del medio ambiente.

#### **3.2.4. Ejecutar Las Maniobras Del Montaje A Realizar.**

- Las maniobras de montaje se realizan de acuerdo a Instrucciones, secuencias de montaje, planos, especificaciones técnicas y procedimientos de montaje.
- Ejecutar las maniobras de montaje considerando las normas de seguridad y protección del medio ambiente.
- Nivelar y alinear los elementos de acuerdo a planos, especificaciones técnicas y normas aplicables.
- Ejecutar las uniones entre elementos de acuerdo a planos y especificaciones técnicas, normas aplicables y naturaleza de los elementos a unir o conectar.
- Regularizar las instalaciones y servicios que han resultado afectados en la ejecución de las maniobras de montaje, si este fuera el caso, para su funcionamiento normal.
- Dejar las áreas de trabajo diariamente libres de residuos y materiales sobrantes del proceso de montaje, de acuerdo a los requerimientos de la empresa.

- Devolver las herramientas y equipos utilizados que han sido diariamente solicitadas a la persona responsable de los mismos, de acuerdo a instrucciones y normas de la empresa.

### **3.2.5. Ejecutar Revisión Y Control.**

- Ejecutar las mediciones y revisiones generales de los elementos ensamblados, de acuerdo a especificaciones técnicas y normativas del proyecto.



**FIGURA 3.4. MONTAJE COMPLETO DE LA ESTRUCTURA DEL TRANSPORTADOR.**

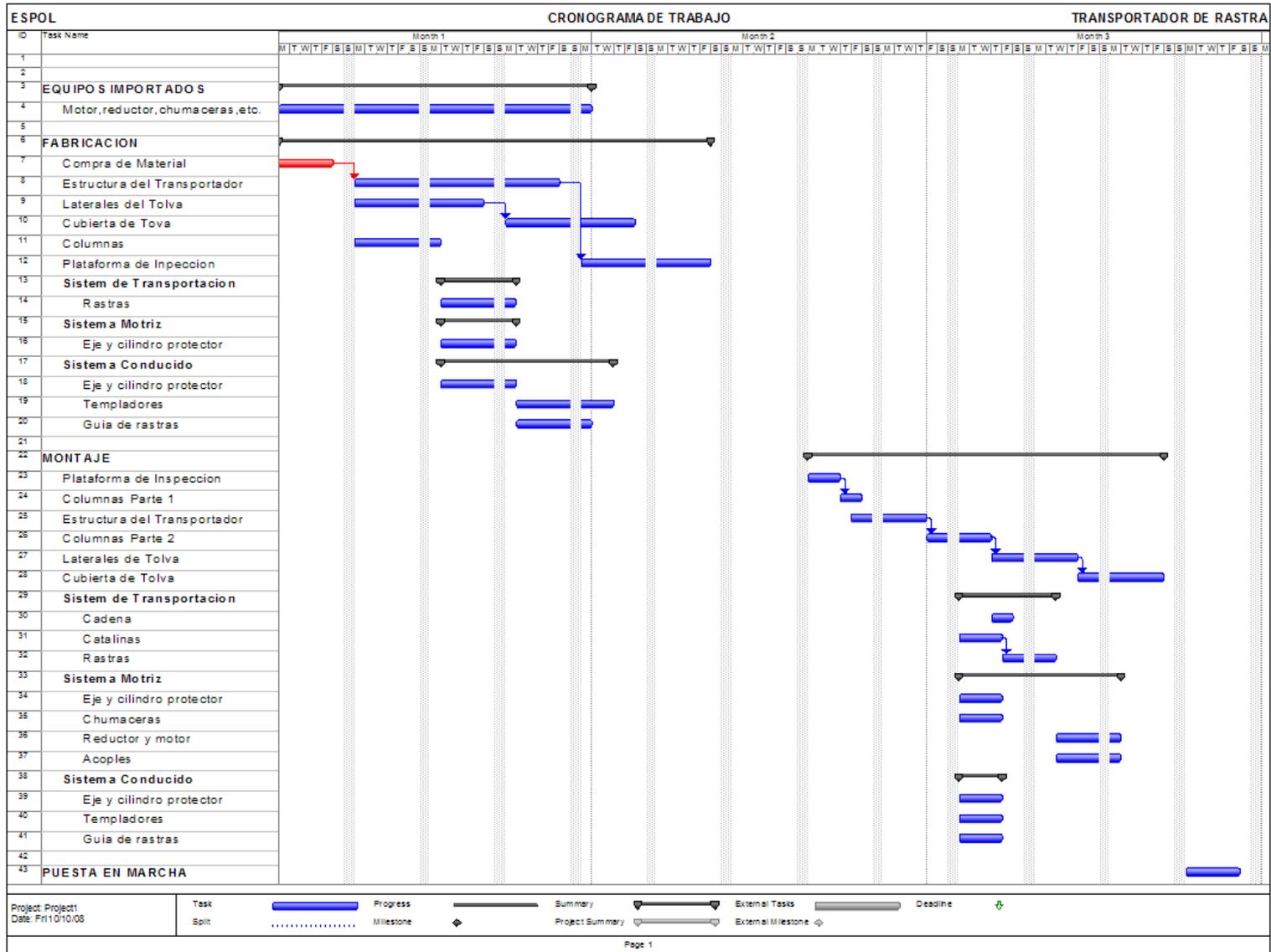


**FIGURA 3.5. PUESTA EN MARCHA DEL TRANSPORTADOR.**



**FIGURA 3.6. VISTA GENERAL DEL PROCESO DE COGENERACION.**

### 3.3. Cronograma del Proyecto.



## CAPÍTULO 4

### 4. ANÁLISIS DE COSTOS.

Pasaremos a realizar el análisis de los costos totales calculados en la fabricación y montaje del Transportador de Rastras. El objetivo de este capítulo es conocer el monto de inversión para los costos locales y de importación.

Para el cálculo del costo de los equipos importados del proyecto se utilizaron los precios referenciales de los diferentes fabricantes tales como: REALIENCE ELECTRIC, WEBSTER CHAIN, MARTIN, HANSEN P4, POWERTORK. El costo del material para la fabricación de las estructuras se obtuvo tomando una media del costo por unidad de masa en el mercado local de los perfiles seleccionados (UNP, IPE, ángulos), así como de las planchas metálicas utilizadas.

#### **4.1. Importación de Equipos.**

Para calcular el costo de los equipos importados hay que considerar el costo del equipo en fábrica (precio FOB) mas el flete, seguro e impuestos a pagar.

La tabla 11 y 12 muestran los costos de importación.

El valor del flete es de aproximadamente 150 USD por TM o m<sup>3</sup>. El costo del seguro es del 2% de la suma del flete más el precio FOB [25]. La suma del precio FOB, el flete y el seguro se denomina valor CIF y sirve para calcular los aranceles; para el tipo de equipos a importar el arancel es del 10% del valor CIF. El FODINFA se calcula tomando el 5% del arancel. Finalmente los gastos locales de la naviera es de aproximadamente USD 20 por TM o m<sup>3</sup>. El costo total de la importación de los equipos es de USD 48,063.52.

**TABLA 11  
CALCULO DEL VALOR CIF**

DESCRIPCIÓN	PESO Kg.	PRECIO FOB	FLETE	SEGURO	CIF
<b>SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN</b>					
- Cadena	1292.30	\$ 9,223.76	\$ 193.85	\$ 188.35	\$ 9,487.86
- Catalinas	505.00	\$ 7,443.44	\$ 75.75	\$ 150.38	\$ 7,593.83
<b>SISTEMA MOTRIZ</b>					
- Reductor	800.00	\$ 13,780.00	\$ 120.00	\$ 278.00	\$ 14,178.00
- Motor Eléctrico	250.00	\$ 2,518.00	\$ 37.50	\$ 51.11	\$ 2,606.61
- 2 Chumaceras	171.46	\$ 3,835.20	\$ 25.72	\$ 77.22	\$ 3,938.14
- 2 Acoples	160.00	\$ 4,500.00	\$ 24.00	\$ 90.48	\$ 4,614.48
<b>SISTEMA CONDUCIDO O DE COLA</b>					
- 2 Rodamientos	50.00	\$ 693.88	\$ 7.50	\$ 14.03	\$ 715.41
				<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$ 43,134.32</b>

<b>TABLA 12</b>						
<b>COSTOS DE EQUIPOS IMPORTACIÓN</b>						
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PESO Kg.</b>	<b>CIF</b>	<b>ARANCEL</b>	<b>FODINFA</b>	<b>GASTOS LOCALES</b>	<b>TOTAL</b>
<b>SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN</b>						
- Cadena	1292.30	\$ 9,487.86	\$ 948.79	\$ 47.44	\$ 25.85	\$10,509.93
- Catalinas	505.00	\$ 7,593.83	\$ 759.38	\$ 37.97	\$ 10.10	\$ 8,401.28
<b>SISTEMA MOTRIZ</b>						
- Reductor	800.00	\$14,178.00	\$ 1,417.80	\$ 70.89	\$ 16.00	\$15,682.69
- Motor Eléctrico	250.00	\$ 2,606.61	\$ 260.66	\$ 13.03	\$ 5.00	\$ 2,885.30
- 2 Chumaceras	171.46	\$ 3,938.14	\$ 393.81	\$ 19.69	\$ 3.43	\$ 4,355.07
- 2 Acoples	160.00	\$ 4,614.48	\$ 461.45	\$ 23.07	\$ 3.20	\$ 5,102.20
<b>SISTEMA CONDUCIDO O DE COLA</b>						
- 2 Rodamientos	50.00	\$ 715.41	\$ 71.54	\$ 3.58	\$ 1.00	\$ 791.53
					<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$47,728.00</b>

#### **4.2. Fabricación Local de Partes.**

La tabla 13 muestra el precio unitario y final de los diferentes equipos que se deben fabricar para el desarrollo del proyecto.

En el análisis del precio unitario tomamos en cuenta los siguientes precios:

- Material.
- Mano de Obra.
- Fungibles.
- Pintura.
- Mano de Obra (Pintada y Sandblastig).
- Varios.

#### **4.3. Montaje y Puesta en Marcha.**

El costo del montaje y puesta en marcha de todo el proyecto se muestra en la tabla 14. Los precios unitarios son medias obtenidas de acuerdo a experiencias previas en montajes similares considerando lo siguiente:

Grúas, Transporte de Partes, Mano de Obra, Fungibles.

<b>TABLA 13</b>			
<b>COSTOS DE FABRICACIÓN</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PESO Kg.</b>	<b>PRECIO UNITARIO (USD/Kg.)</b>	<b>PRECIO</b>
<b>SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN</b>			
- 41 Rastras	3232.00	3.40	\$10,988.80
<b>SISTEMA MOTRIZ</b>			
- Eje Motriz	358.00	9.10	\$ 3,257.80
- Cilindro Protector	91.00	3.20	\$ 291.20
<b>SISTEMA CONDUCIDO O DE COLA</b>			
- Eje Conducido	308.00	9.10	\$ 2,802.80
- Cilindro Protector	91.00	3.20	\$ 291.20
- 2 Templadores de Tornillo	504.00	3.20	\$ 1,612.80
- Guia para Rastra	108.50	3.20	\$ 347.20
<b>DISEÑO ESTRUCTURAL</b>			
- Bastidor del Transportador	9655.70	3.20	\$30,898.24
- Apoyos del Transportador	2300.00	3.40	\$ 7,820.00
- Tolve de Alimentación	9905.00	3.20	\$31,696.00
- Plataforma de Inspeccion	2828.00	3.20	\$ 9,049.60
		<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$99,055.64</b>

<b>TABLA 14</b>				
<b>COSTOS DE MONTAJE</b>				
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANT.</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO (USD/Kg.)</b>	<b>PRECIO</b>
<b><i>SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN</i></b>				
- Cadena	1292.30	Kg.	1.10	\$ 1,421.53
- Rastras	3232.00	Kg.	1.10	\$ 3,555.20
- Catalinas y Tambores	505.00	Kg.	1.10	\$ 555.50
<b><i>SISTEMA MOTRIZ</i></b>				
- Eje Motriz y Cilindro Protector	449.00	Kg.	1.10	\$ 493.90
- Reductor y Motor	1050.00	Kg.	1.10	\$ 1,155.00
- Chumaceras	171.46	Kg.	1.10	\$ 188.61
- Acoples	160.00	Kg.	1.10	\$ 176.00
<b><i>SISTEMA CONDUCIDO O DE COLA</i></b>				
- Eje Conducido y Cilindro Protector	399.00	Kg.	1.10	\$ 438.90
- Templador de Tornillo	504.00	Kg.	1.10	\$ 554.40
- Guia para Rastra	108.50	Kg.	1.10	\$ 119.35
<b><i>DISEÑO ESTRUCTURAL</i></b>				
- Bastidor del Transportador	9655.70	Kg.	1.10	\$10,621.27
- Apoyos del Transportador	2300.00	Kg.	1.10	\$ 2,530.00
- Tolva de Alimentación	9905.00	Kg.	1.10	\$10,895.50
- Plataforma de Inspeccion	2828.00	Kg.	1.10	\$ 3,110.80
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$35,815.96</b>

Finalmente en la tabla 15 se muestra el resumen de los costos de todos los equipos y el costo total de la obra mecánica del proyecto completo.

<b>TABLA 15</b>			
<b>COSTOS TOTAL DEL PROYECTO</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO DE MONTAJE</b>	<b>PRECIO DE FABRICCIÓN E IMPORTACIÓN</b>	<b>PRECIO TOTAL</b>
<b>SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN</b>			
- Cadena	\$ 1,421.53	\$ 10,509.93	\$ 11,931.46
- Rastras	\$ 3,555.20	\$ 10,988.80	\$ 14,544.00
- Catalinas y Tambores	\$ 555.50	\$ 8,401.28	\$ 8,956.78
<b>SISTEMA MOTRIZ</b>			
- Eje Motriz y Cilindro Protector	\$ 493.90	\$ 3,549.00	\$ 4,042.90
- Reductor y Motor	\$ 1,155.00	\$ 18,567.99	\$ 19,722.99
- Chumaceras	\$ 188.61	\$ 4,355.07	\$ 4,543.68
- Acoples	\$ 176.00	\$ 5,102.20	\$ 5,278.20
<b>SISTEMA CONDUCIDO O DE COLA</b>			
- Eje Conducido y Cilindro Protector	\$ 438.90	\$ 3,094.00	\$ 3,532.90
- Templador de Tornillo y Rodamientos	\$ 554.40	\$ 2,404.33	\$ 2,958.73
- Guía para Rastra	\$ 119.35	\$ 347.20	\$ 466.55
<b>DISEÑO ESTRUCTURAL</b>			
- Bastidor del Transportador	\$ 10,621.27	\$ 30,898.24	\$ 41,519.51
- Apoyos del Transportador	\$ 2,530.00	\$ 7,820.00	\$ 10,350.00
- Tolva de Alimentación	\$ 10,895.50	\$ 31,696.00	\$ 42,591.50
- Plataforma de Inspeccion	\$ 3,110.80	\$ 9,049.60	\$ 12,160.40
		<b>TOTAL</b>	<b>\$ 182,599.60</b>

Por lo tanto el total de la inversión del proyecto es de **USD 182,599.60**

# CAPÍTULO 5

## 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

- En busca de nuevas fuentes de energía que disminuyan y contrarresten el calentamiento global, se ha empleado como combustible la biomasa, que a nivel mundial empieza a tomar gran poder en las industrias azucareras, utilizando el bagazo de caña para el proceso de la cogeneración. Con el objetivo de que este ámbito sea explotado en nuestro país es necesario incentivar y promover nuevos proyectos para la manufactura de equipos industriales relacionados a la cogeneración. Con la cogeneración se obtiene una energía más limpia y bajos costos que hacen que su uso sea económicamente viable.
- La zafra de caña de azúcar en nuestro país se realiza durante seis meses logrando almacenar parte del bagazo para el tiempo en que no hay cosecha. En caso de tener una gran demanda de este producto para la cogeneración, se puede utilizar otro tipo de biomasa como el palmiste, cascarilla de arroz, eucalipto, aserrín, etc. Para lo cual se requerirá del estudio de ingeniería para el sistema de transportación

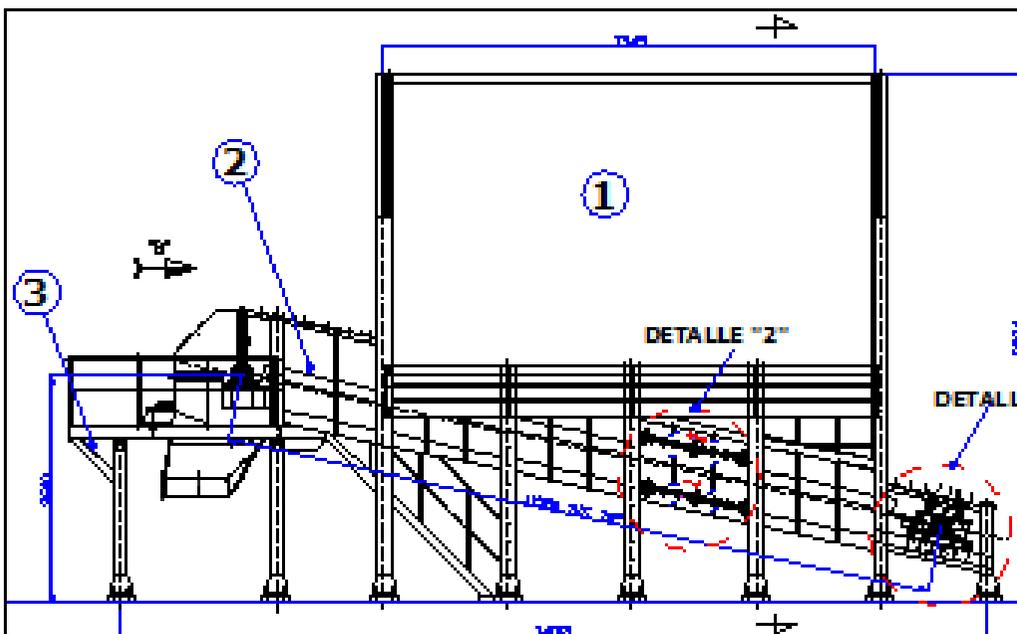
del producto y cumplimiento de los requerimientos de la caldera para poder ser quemado.

- Para la distribución del bagazo de caña de azúcar hacia las bandas se utilizó un transportador de cadena (Transportador de rastra), ideal para este tipo de aplicación, ya que fue diseñado para tener gran capacidad de bagazo y poder distribuirlo hacia las bandas, además de su gran potencia y sus bajas revoluciones por minuto. Este procedimiento no se hubiese podido realizar con una banda transportadora, ya que estas en su mayoría son diseñadas para velocidades medianas o altas. Otra razón por el cual se utilizó un transportador de cadena es debido a la gran columna de bagazo que se tiene dentro de la tolva. Con la banda hubiese existido fricción entre el material y el caucho, dejando sin transportar el material.
- En la actualidad existen diferentes tipos de software comercial que sirven para el cálculo de estructuras, entre ellos el SAP 2000, que es una herramienta técnica donde se agiliza los cálculos de ingeniería para la realización de proyectos. Para el diseño de la estructura del transportador se usaron métodos desarrollados para describir los esfuerzos que intervienen sobre esta, el criterio aplicado en este trabajo es el desarrollado por la LRFDS (Load and Resistance Factor

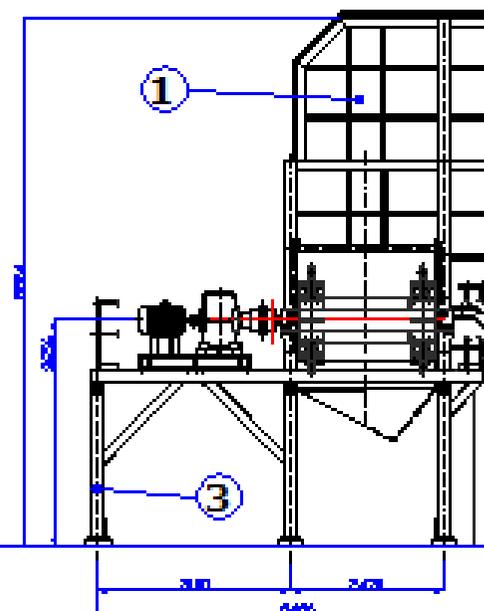
Design Specifications), el cual expresa que la resistencia de cada componente estructural o del ensamble debe ser igual a la resistencia requerida o superior a ésta.

- Para el desarrollo de la ingeniería aplicada en este proyecto se emplearon normas que nos dan procedimientos y recomendaciones para la exitosa ejecución y eficiencia de las diferentes labores. Entre ellas tenemos: ASTM (American Society for Testing and Materials), SSPC (Steel Structures Painting Council) y la AWS (American Welding Society).
- Se ha diseñado el transportador de rastra para una velocidad determinada, pero se recomienda el uso de un variador de frecuencia de manera que permita un arranque suave cuando se inicie con el sistema cargado, y además regule el flujo del bagazo, ya sea a velocidades bajas o altas.
- El equipo diseñado puede ser utilizado para el transporte no solo de bagazo de caña sino que también para mezclas de biomásas. Para que estas mezclas de biomásas puedan ser quemadas en la caldera se requerirá obviamente del estudio de ingeniería.

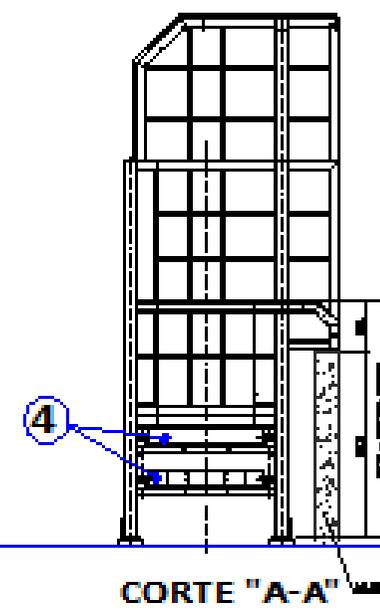
# PLANOS



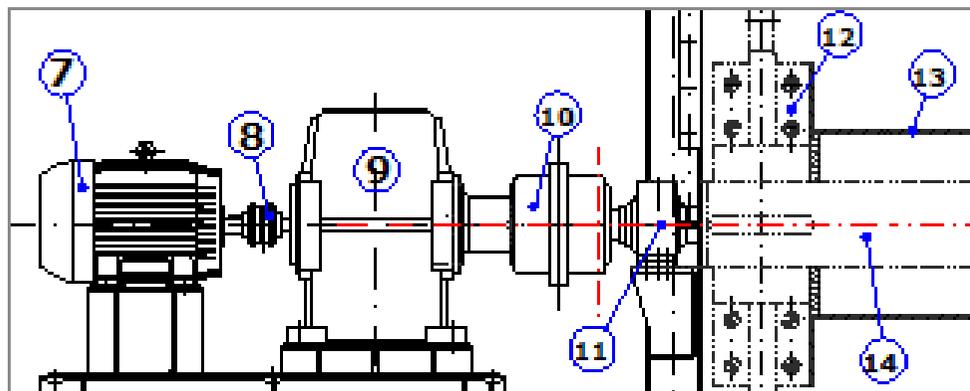
VISTA FRONTAL



VISTA POR "B"



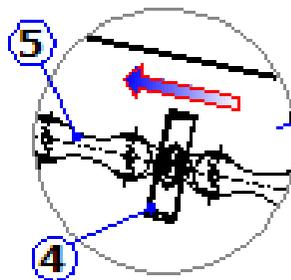
CORTE "A-A"



DETALLE PARTE MOTRIZ



DETALLE "1"



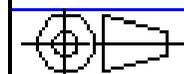
DETALLE "2"

15	1	Eje Conducido	PC-ECONDU-15	SAE4340	308.0
14	1	Eje Motriz	PC-EMOTRIZ-14	SAE4340	358.0
13	2	Cilindro protector de eje	PC-CILINDR-13	ASTM A36	182.0
12	2	Catelines	PC-CATALIN-12	ASTM A36	90.0
11	2	Chumacera	PC-CHUMAC-11	ASTM A36	171.5
10	1	Acople Falk 1035 G	PC-ACOPLE-10		130.0
9	1	Reductor	PC-REDUCT-09		800.0
8	1	Acople Falk 1050 T	PC-ACOPLE-08		30.0
7	1	Motor Electrico	PC-MOTOR-07		250.0
6	2	Templador de Tornillo	PC-TEMPLA-06	ASTM A36	204.0
5	m	Cadena de Transportacion	PC-CADENA-05	SAE-1045	1292.0
4	41	Rastras	PC-RASTRA-04	ASTM A36	3232.0
3	1	Plataforma de Trapeccion	PC-PLATAF-03	ASTM A36	2828.0
2	1	Estructura del Transportador	PC-ESTRUCT-02	ASTM A36	9855.7
1	1	Tolva de Alimentacion y Apoyos.	PC-ALIM-AP-01	ASTM A36	12105.0
POS.	CANT.	DESCRIPCION	PLANO	MATERIAL	PESO KG.

**FIMCP-ESPOL**

PROYECTO:

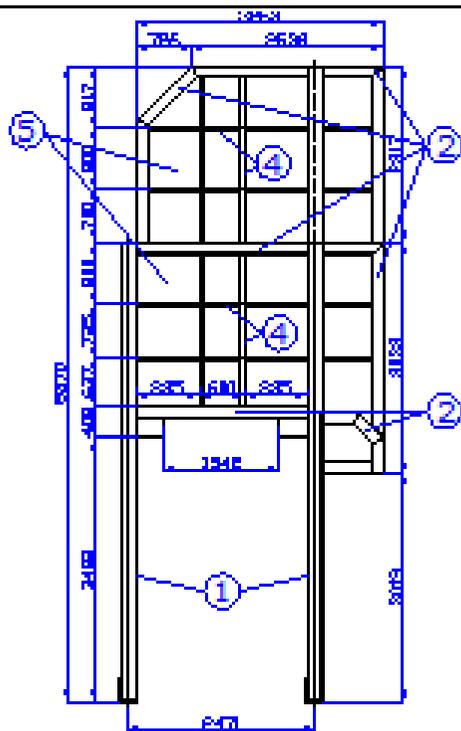
TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA  
BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR



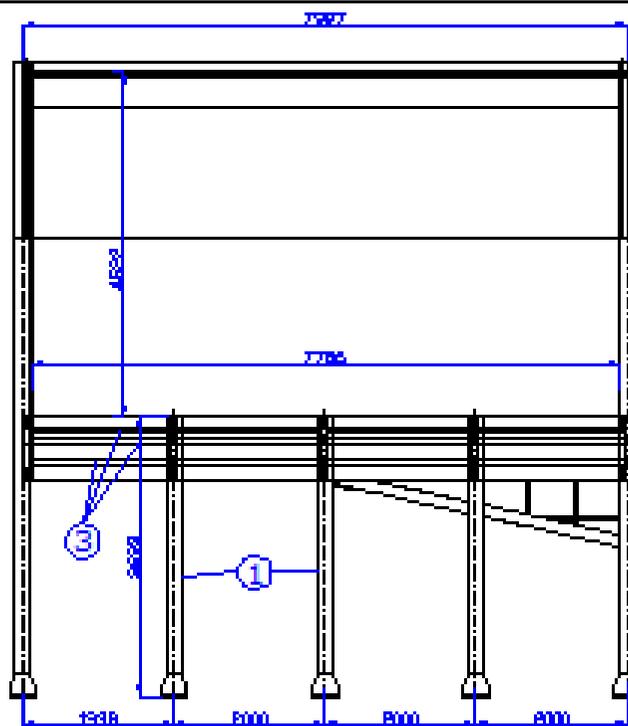
CONTIENE:

PLANO GENERAL

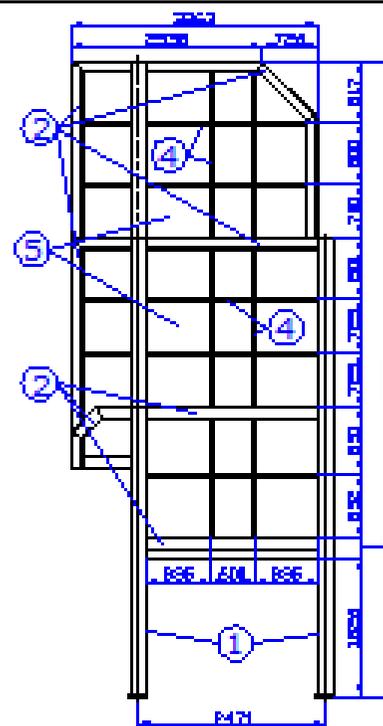
	NOMBRE	FECHA
DIB:	D.Villegas	18/02/08
REV:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
APR:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
Nº PLANO:	PC-GENERAL-00	
ESCALA:	SE	
MATERIAL:	A-36	
PESO:	32451.5 KG.	



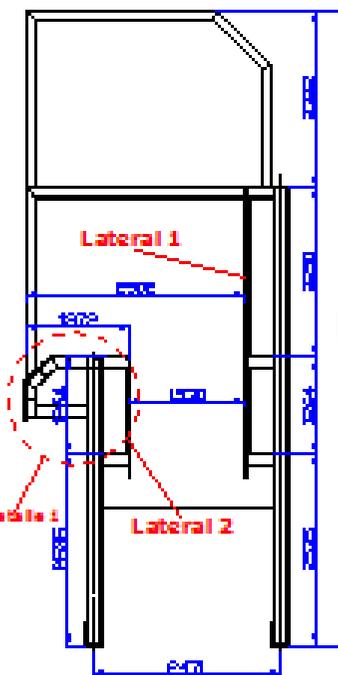
VISTA POR "A"



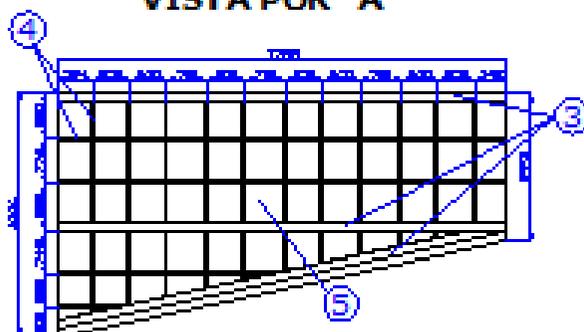
VISTA FRONTAL



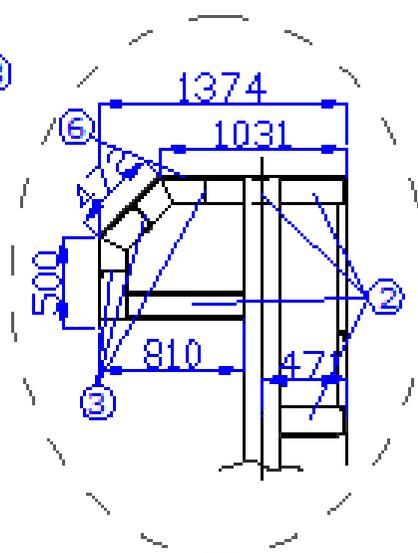
VISTA POR "B"



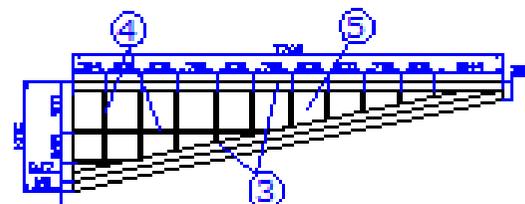
VISTA POR "B"



LATERAL 1



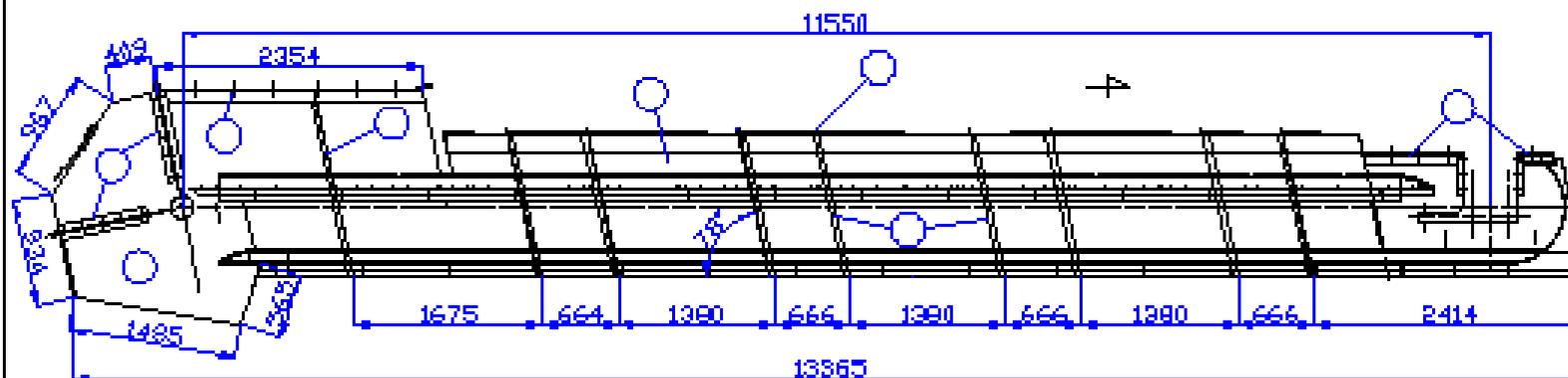
DETALLE 1



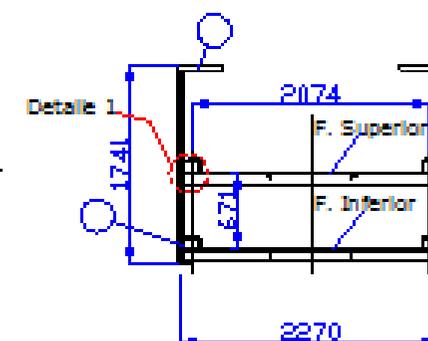
LATERAL 2

6	18.0m <sup>2</sup>	Plancha de 10mm	78.50 kg./m <sup>2</sup>	ASTM A368	1413.0
5	104m <sup>2</sup>	Plancha de 8mm	47.10 kg./m <sup>2</sup>	ASTM A36	4898.4
4	212m	Perfil L 50x50x8	4.48 kg./m	ASTM A36	945.5
3	62.0m	Perfil UPN 180	18.80 kg./m	ASTM A36	1166.4
2	65.0m	Perfil IPN 180	17.90 kg./m	ASTM A36	1163.5
1	49.0m	Viga cajon de 200x200x8 mm	37.85 kg./m	ASTM A36	1853.9
POS.	CANT.	DESCRIPCION	Peso Unit.	MATERIAL	PESO KG.

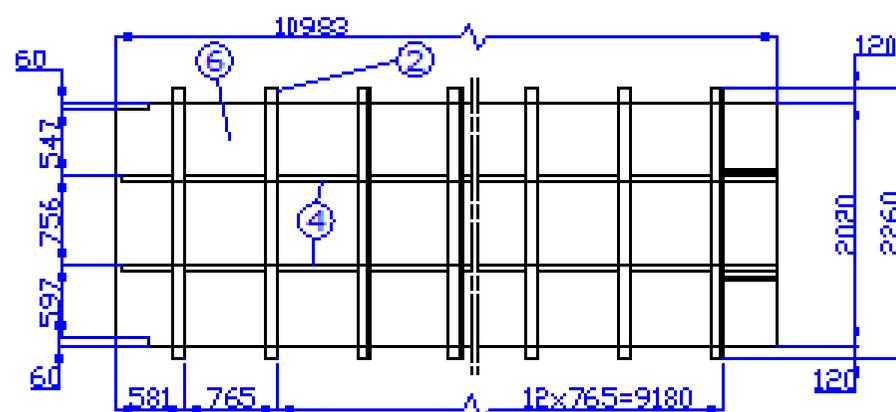
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		NOMBRE	FECHA
		DIB: D Villalga	18/02/08
PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR		REV: Ing F Camacho	18/02/08
		APR: Ing F Camacho	18/02/08
CONTIENE: TOLVA DE ALIMENTACION Y APOYOS		No. PLANO: PC-ALIM-AP-01	
		ESCALA: SE	
		MATERIAL: ASTMA-36	
		PESO: 12205 KG.	



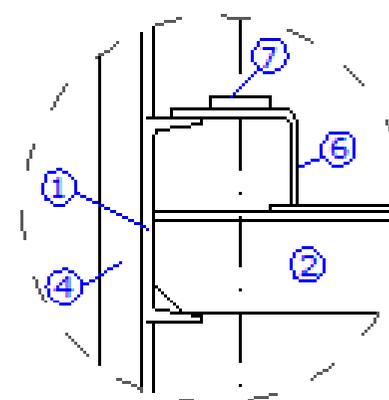
VISTA FRONTAL



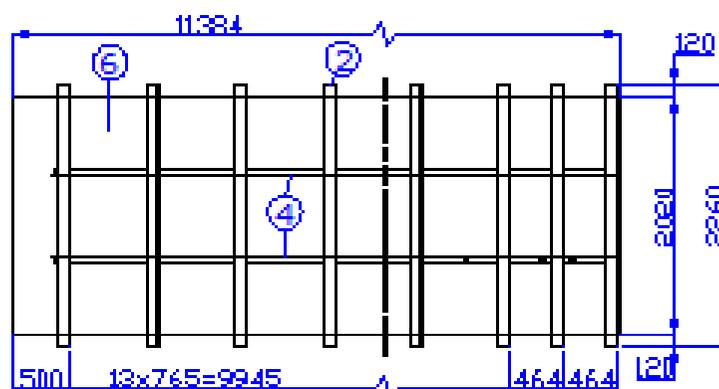
CORTE "A-A"



FONDO SUPERIOR



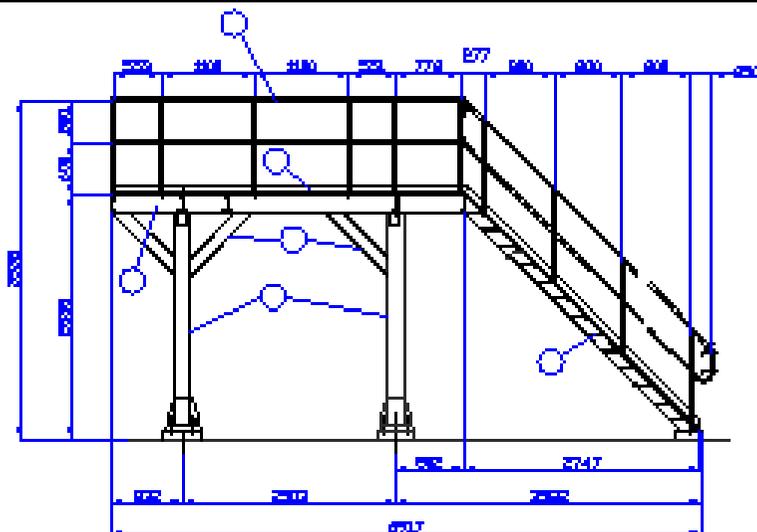
DETALLE "1"



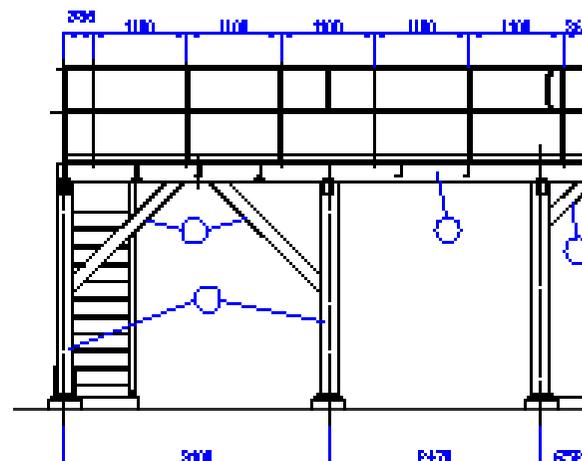
FONDO INFERIOR

8	7.0m	Platina de 50x8mm	2.38 kg./m	ASTM A36	16.50
7	45.0m	Platina de 50x12mm	3.83 kg./m	SS-400-AR	154.5
6	55.0m²	Plancha de 10mm	78.50 kg./m²	ASTM A368	4319.0
5	47.1m²	Plancha de 8mm	47.10 kg./m²	ASTM A36	2219.4
4	92.4m	Perfil L 50x50x8	4.48 kg./m	ASTM A36	267.50
3	25.0m	Perfil L 75x75x10	1.11 kg./m	ASTM A36	277.5
2	71.0m	Perfil L 100x100x10	1.50 kg./m	ASTM A36	1065.0
1	45.0m	Perfil UPN 200	25.3 kg./m	ASTM A36	1138.5
POS.	CANT.	DESCRIPCION	Peso Unit.	MATERIAL	PESO KG.

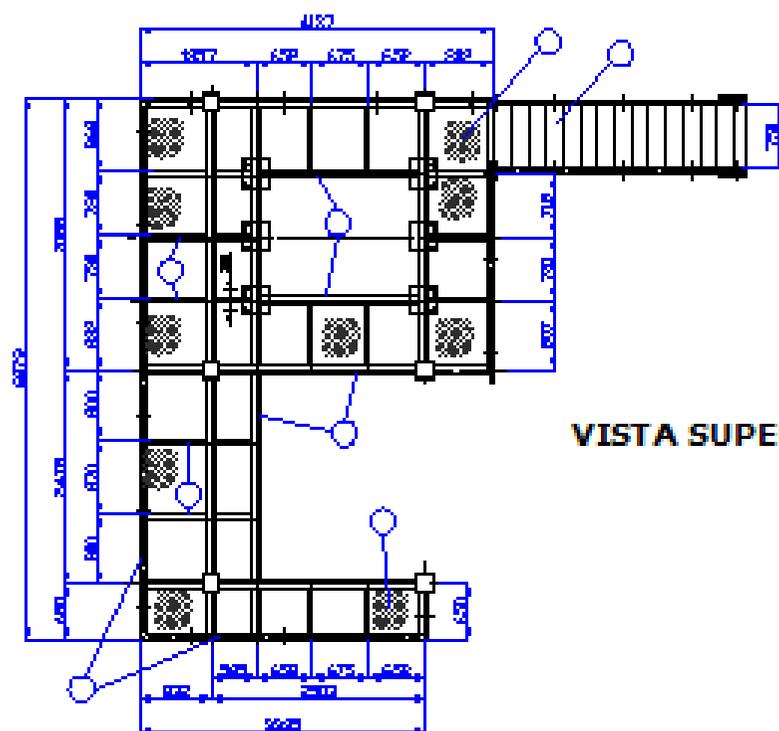
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		NOMBRE	FECHA
		DB: D.Velozca REV: Ing. F. Camacho APR: Ing. F. Camacho	18/02/08 18/02/08 18/02/08
PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR		No. PLANO: PC-ESTRUCT-02	
CONTIENE: ESTRUCTURA DE TRANSPORTADOR		ESCALA: SE	
		MATERIAL: ASTM A-36	
		PESO: 9635.7 KG.	



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



VISTA SUPERIOR

9	24.0m	Platina de 100x25mm	4.71 kg./m	ASTM A36	113.04
8	64.0m	Tubo de Ø50x2mm	2.45 kg./m	ASTM A36	157.20
7	2.24m <sup>2</sup>	Malla Antideslizante de 5mm	47.1 kg./m <sup>2</sup>	ASTM A36	110.31
6	15.5m <sup>2</sup>	Malla Expandida de 5mm	21.5 kg./m <sup>2</sup>	ASTM A36	334.50
5	11.0m	Perfil HEB 100	42.00 kg./m	ASTM A36	462.00
4	21.2m	Perfil UPN 100	15.50 kg./m	ASTM A36	328.60
3	12.2m	Perfil UPN 200	25.30 kg./m	ASTM A36	311.39
2	20.2m	Perfil IPN 200	28.20 kg./m	ASTM A36	529.24
1	40.6m	Viga cajon de 200x200x9mm	37.55 kg./m	ASTM A36	399.40
POS.	CANT.	DESCRIPCION	Peso Unit.	MATERIAL	PESO KG.

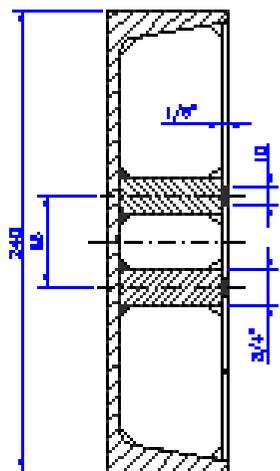
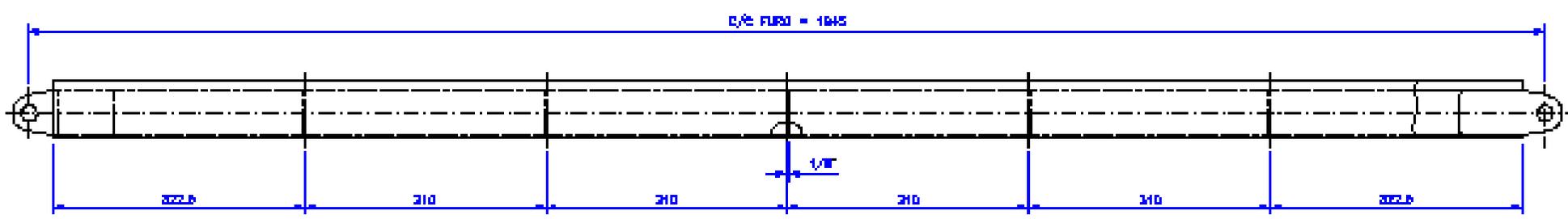
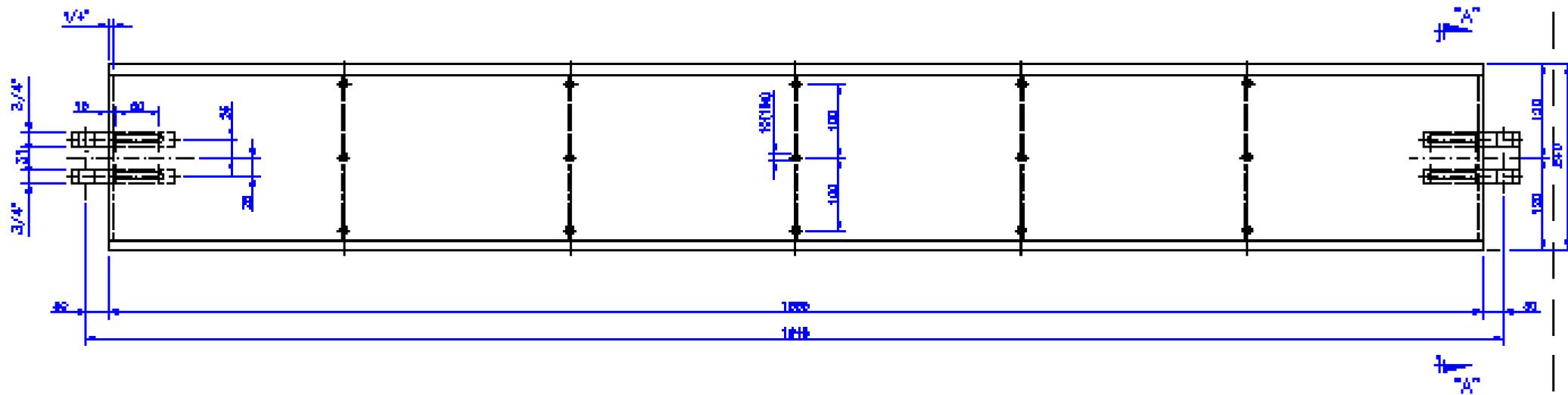
# FIMCP-ESPOL

PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR



CONTIENE: PLATAFORMA DE INSPECCION

	NOMBRE	FECHA
DIR:	D.Villaga	18/02/08
REV:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
APR:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
Na. PLANO:	PC-PLTAF-08	
ESCALA:	SE	
MATERIAL:	ASTM-A36	
PESO:	2838 KG.	

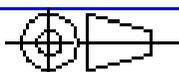


**CORTE "A-A"**

4	■	Plancha de 19mm	149.1kg./m <sup>2</sup>	ASTM A36	0.73
3	■	Plancha de 8mm	47.10kg./m <sup>2</sup>	ASTM A36	0.24
2	■	Plancha de 3mm	23.55kg./m <sup>2</sup>	ASTM A36	0.24
1	■	Perfil UPN 240	33.2kg./m	ASTM A36	62.42
POS.	CANT.	DESCRIPCION	Peso Unit.	MATERIAL	PESO KG.

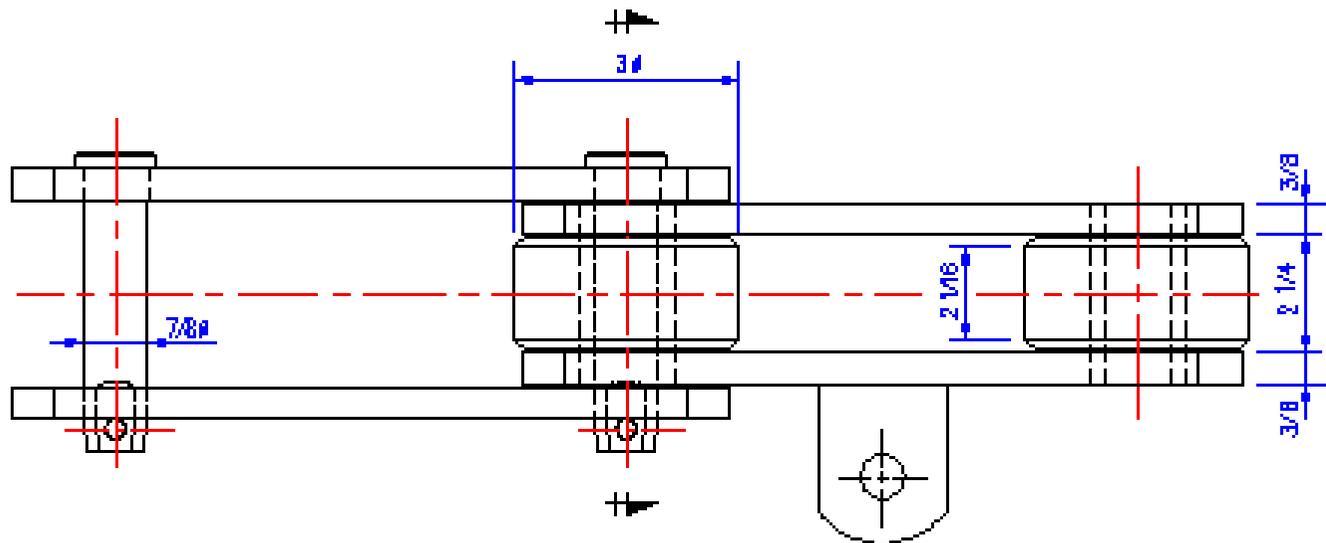
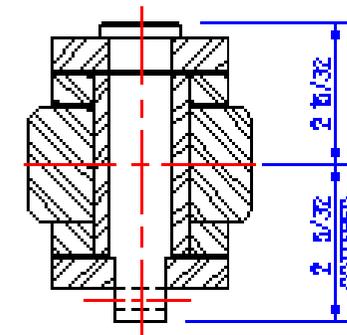
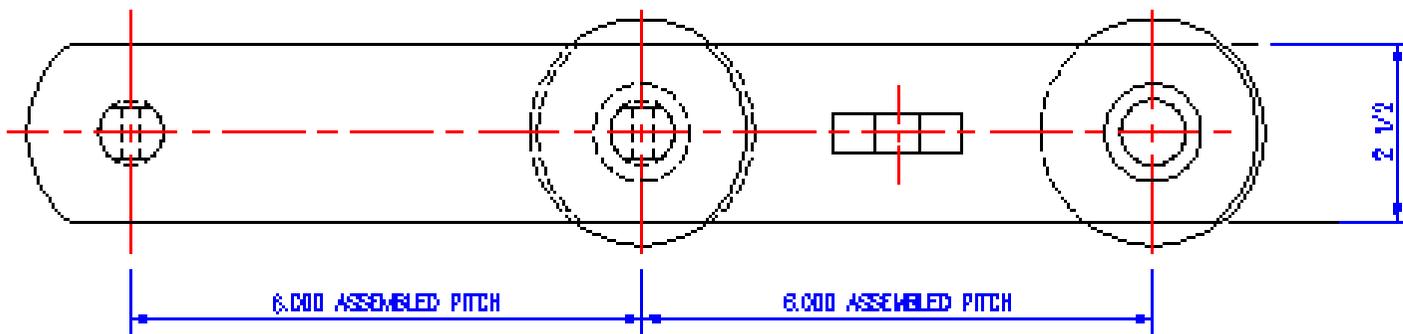
# FIMCPC-ESPOL

PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR



CONTIENE: RASTRA

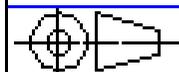
	NOMBRE	FECHA
DB:	D.Villalga	18/02/08
REV:	Ing. F. Camacho	18/02/08
APR:	Ing. F. Camacho	18/02/08
No. PLANO: PC-RASTRA-04		
ESCALA: SE		
MATERIAL: ASTM A-36		
PESO: 64.95KG.		



# FIMCP-ESPOL

PROYECTO:

TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA  
BAGAZO DE CAÑA DE AZÚCAR



CONTIENE:

CADENA DE TRANSPORTACION

NOMBRE

FECHA

DIB.: D.Villegas 13/02/08

REV.: Ing. F. Carrasco 13/02/08

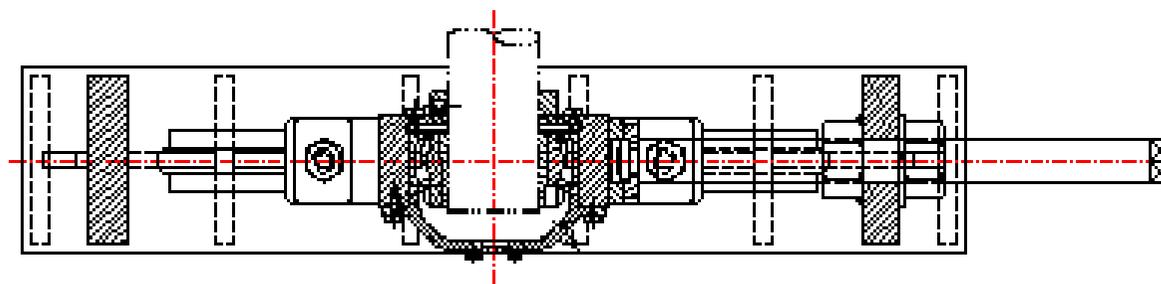
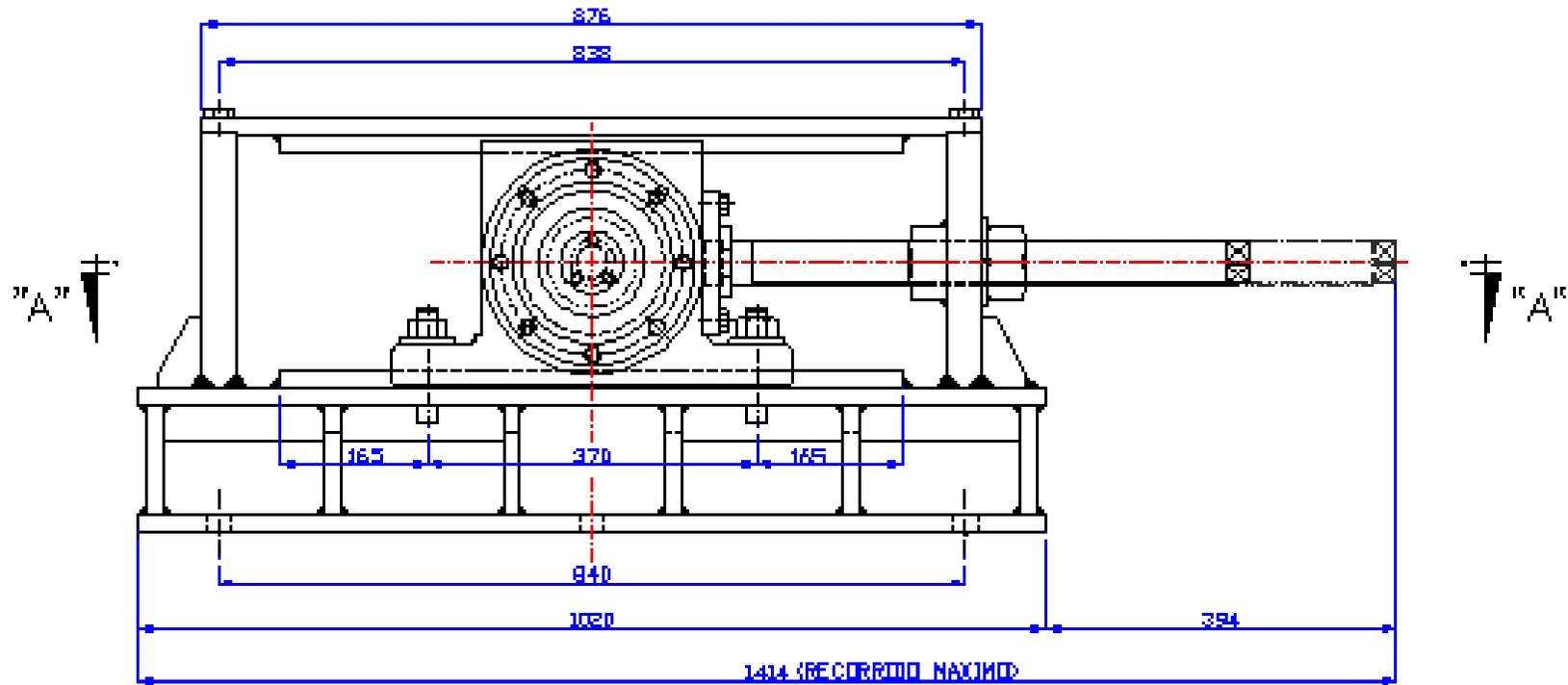
APR.: Ing. F. Carrasco 13/02/08

No. PLANO: PC-CADENA-05

ESCALA: S/E

MATERIAL: SAE-1045

PESO: 129230 KG



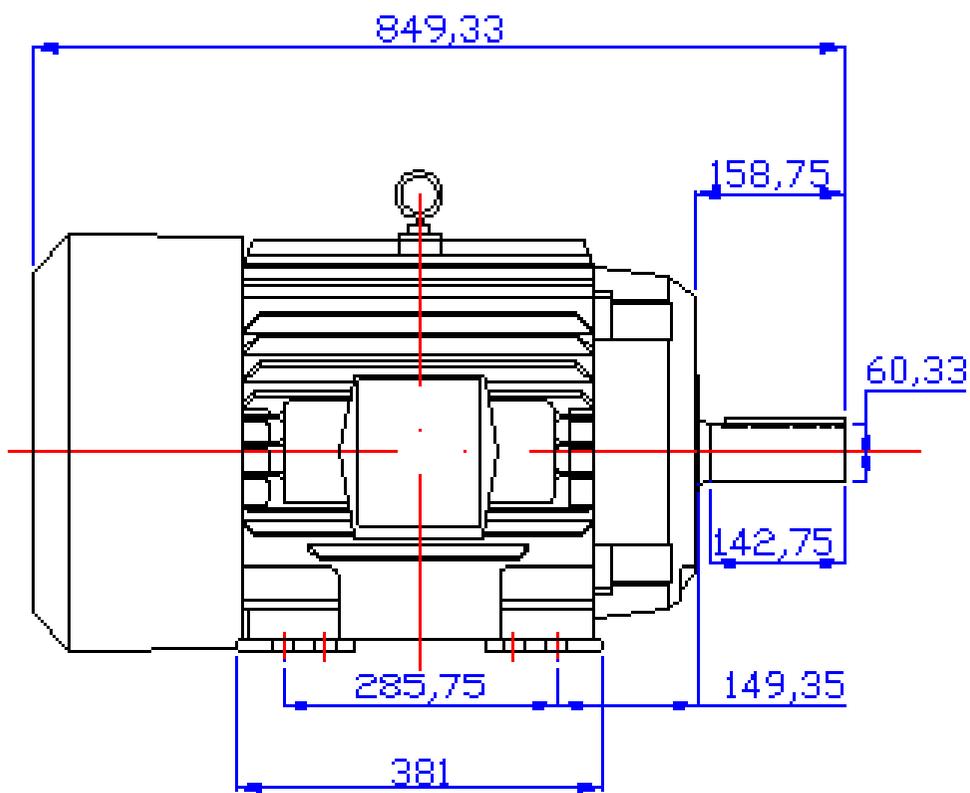
# FIMCOP-ESPOL

PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA  
BAGAZO DE CAÑA DE AZÚCAR

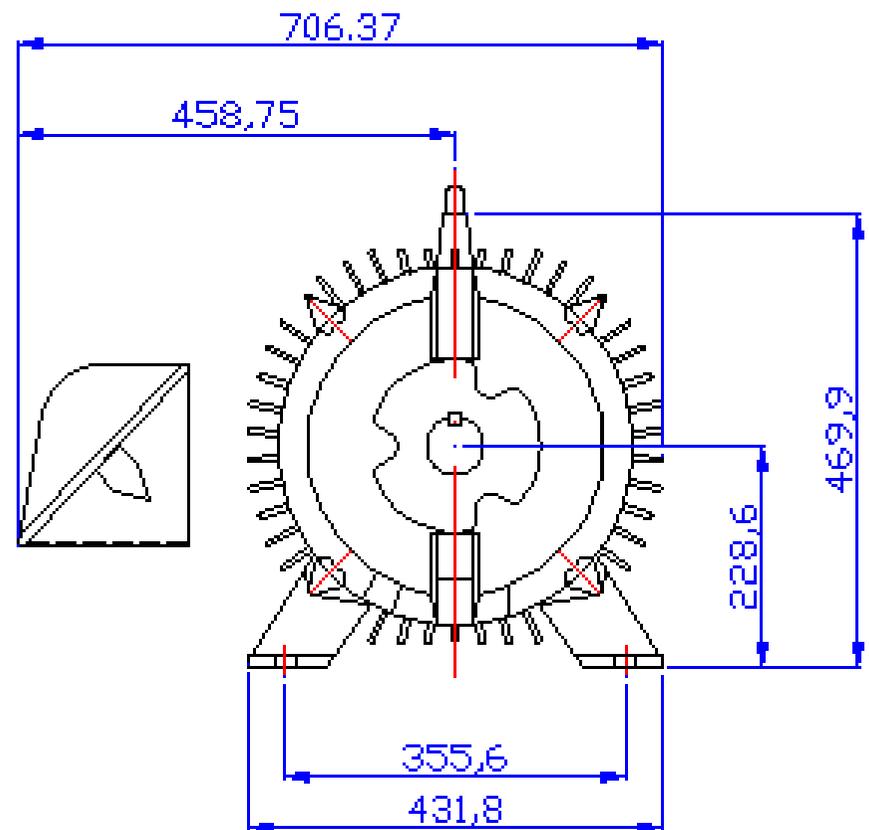


CONTIENE: TEMPLADOR DE TORNILLO

	NOMBRE	FECHA
DIB:	D. Villegas	18/02/08
REV:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
APR:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
No. PLANO: PC-TEMGLA-06		
ESCALA: SE		
MATERIAL: ASTM-A-36		
PESO: 250 KG.		



**VISTA FRONTAL**

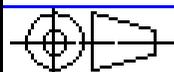


**VISTA LATERAL**

**FRAME SIZE 364 T**

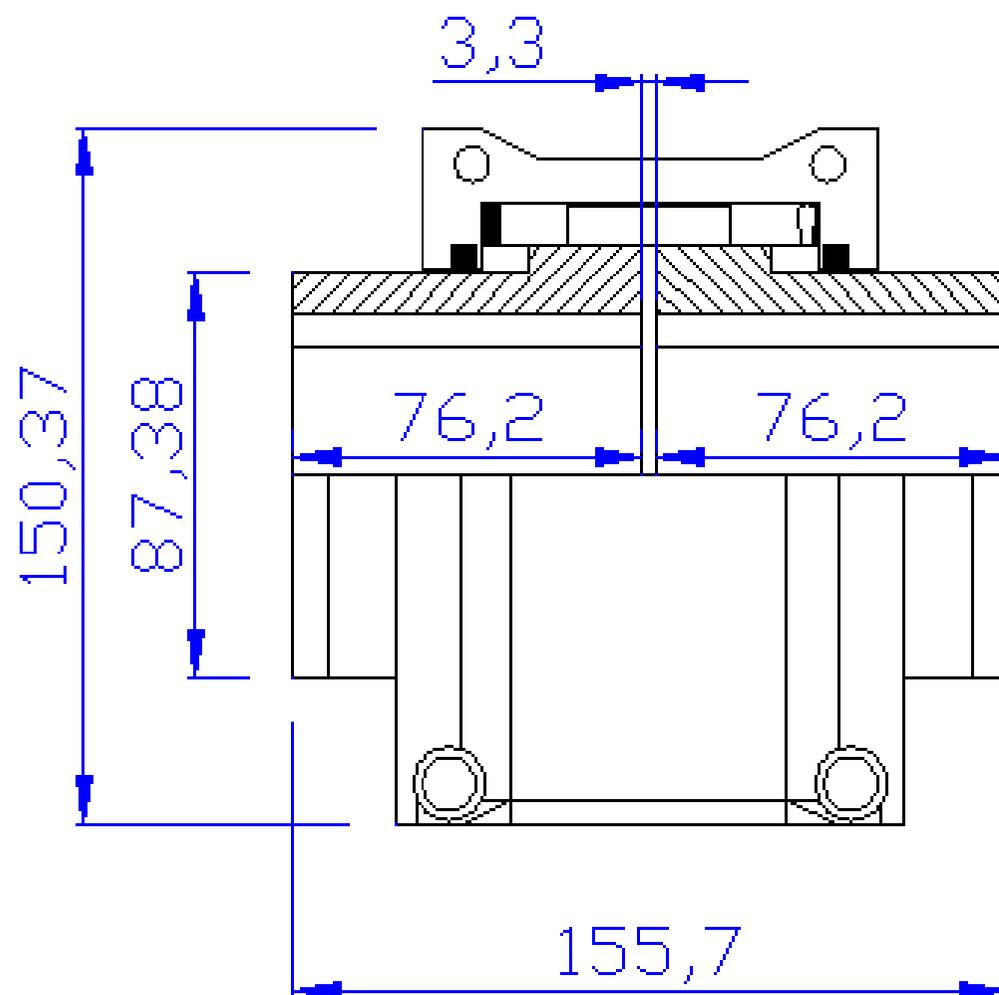
# FIMCP-ESPOL

PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA  
BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR



CONTIENE: MOTOR ELECTRICO

	NOMBRE	FECHA
DIB:	D.Villegas	18/02/08
REV:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
APR:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
No. PLANO: IC-MOTOR-07		
ESCALA: SE		
MATERIAL:		
PESO: 250 KG.		

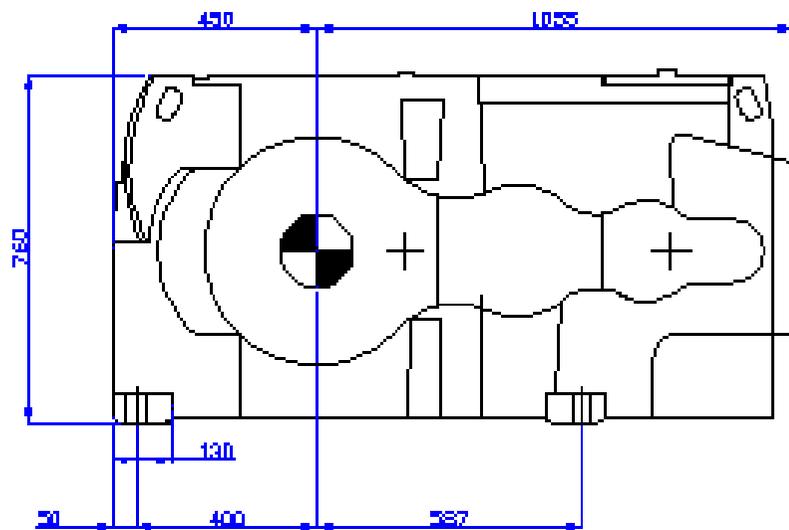


VISTA FRONTAL

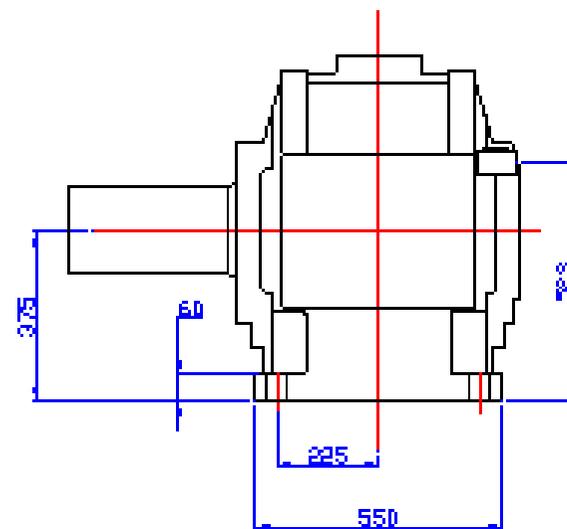
Acople Falk 1050 T

<b>FIMCP-ESPOL</b>		NOMBRE	FECHA
		DIB: D.Villaga	18/02/08
PROYECTO:	TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR	REV: Ing. F. Camacho	18/02/08
		APR: Ing. F. Camacho	18/02/08
		No. PLANO: PC-ACOPLE-08	
		ESCALA: SE	
		MATERIAL:	
		PESO: 30 KG.	
CONTIENE:	ACOPLE 1050 T		

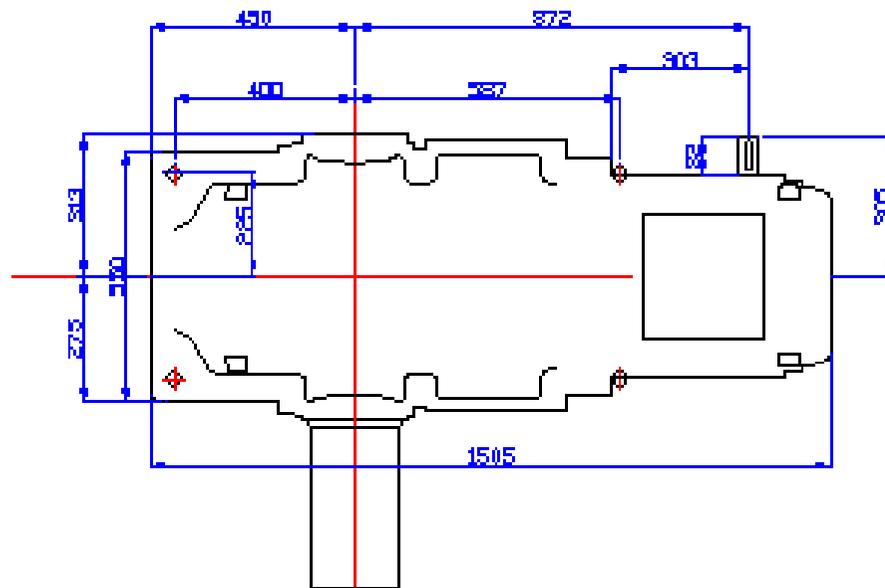




**VISTA FRONTAL**

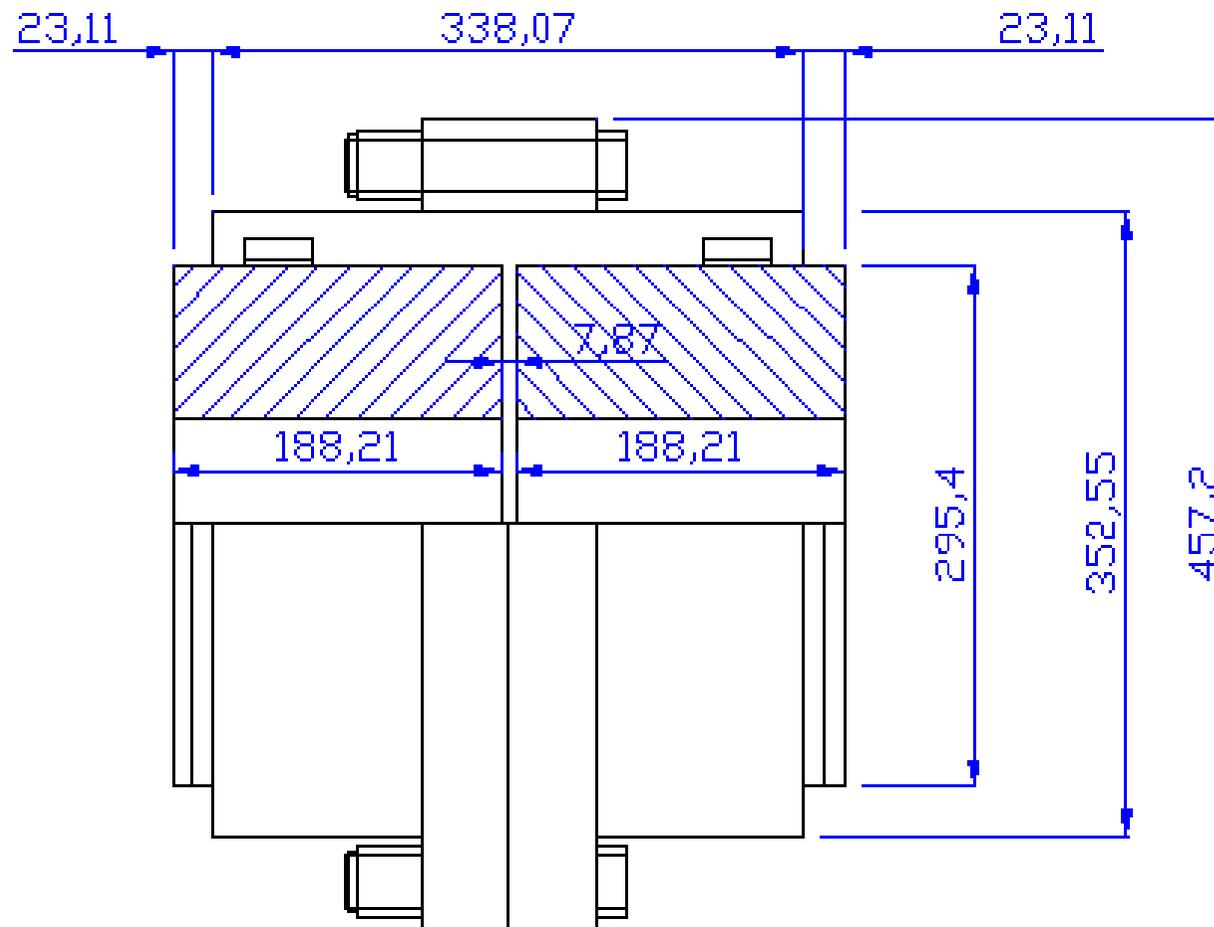


**VISTA LATERAL**



**VISTA LATERAL**

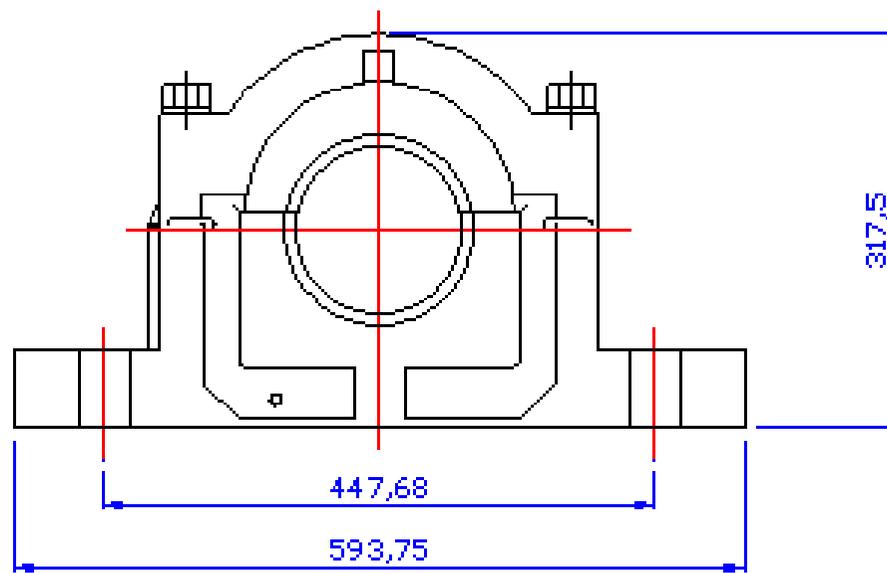
<b>FIMCP-ESPOL</b>		NOMBRE	FECHA
		DIB: D. Villegas	13/02/03
PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAJO DE CAÑA DE AZUCAR		REV: Ing. F. Carrasco	13/02/03
		APR: Ing. F. Carrasco	13/02/03
CONTIENE: REDUCTOR		Na. PLANO: PC-REDUCTOR	
		ESCALA: SE	
		MATERIAL:	
		PESO: 300 KG.	



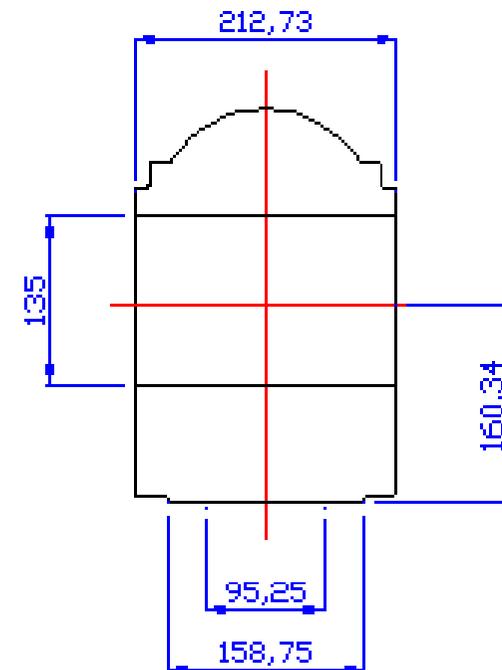
**VISTA FRONTAL**

**Acople Falk 1055 G**

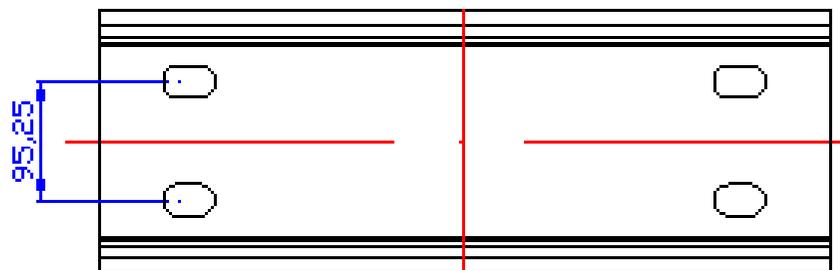
<b>FIMCP-ESPOL</b>		NOMBRE	FECHA
		DIB: D.Villaga	18/02/08
PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAJO DE CAÑA DE AZUCAR		REV: Ing. F. Camacho	18/02/08
		APR: Ing. F. Camacho	18/02/08
CONTIENE:  ACOPLE 1055 G		No. PLANO: PC-ACOPLE-10	
		ESCALA: SE	
		MATERIAL:	
		PESO: 130 KG	



**VISTA FRONTAL**



**VISTA LATERAL**

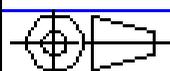


**VISTA DE PLANTA**

**VERIFICAR  
MEDIDA CON  
CHUME SELEC**

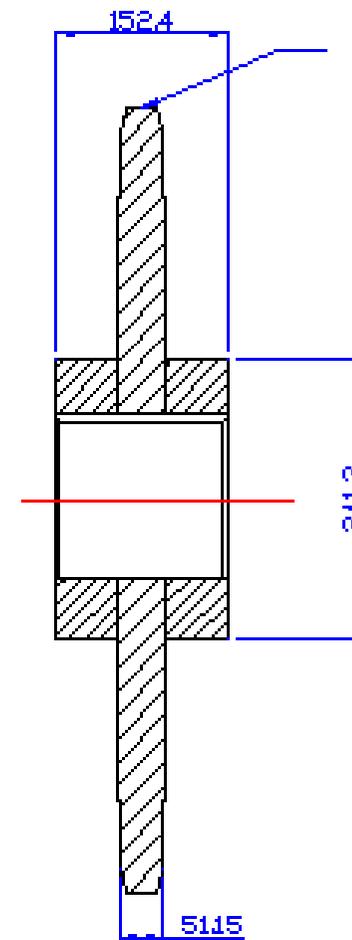
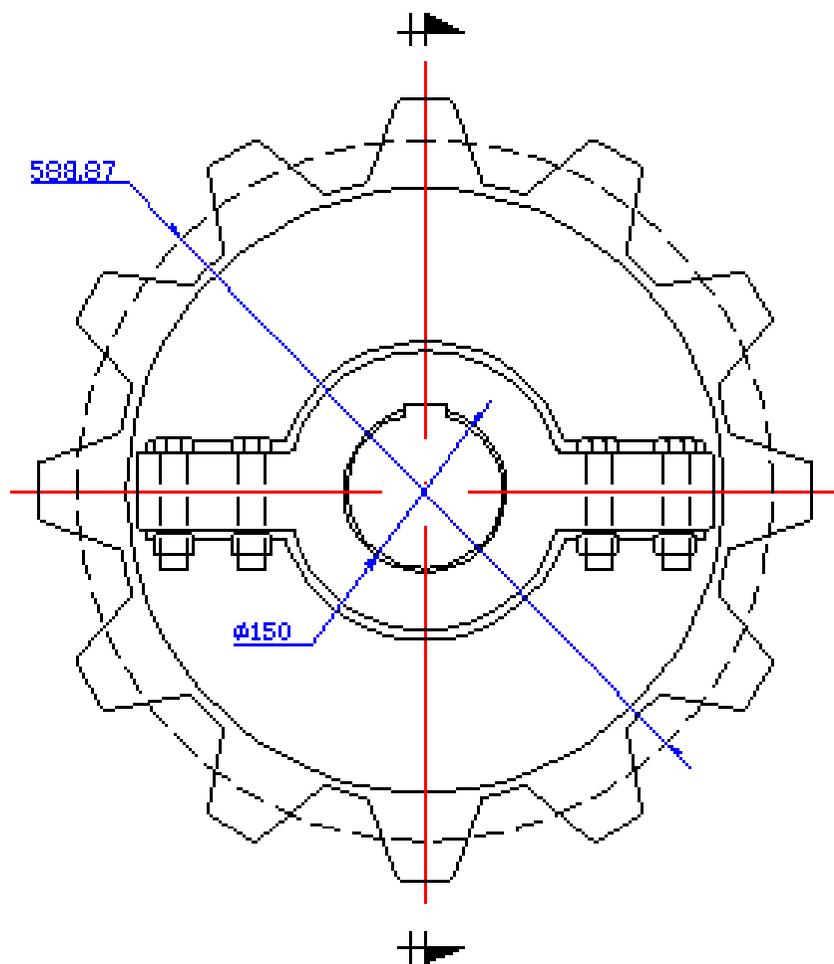
# FIMCP-ESPOL

PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA  
BAGAZO DE CAÑA DE AZÚCAR

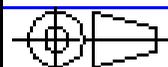


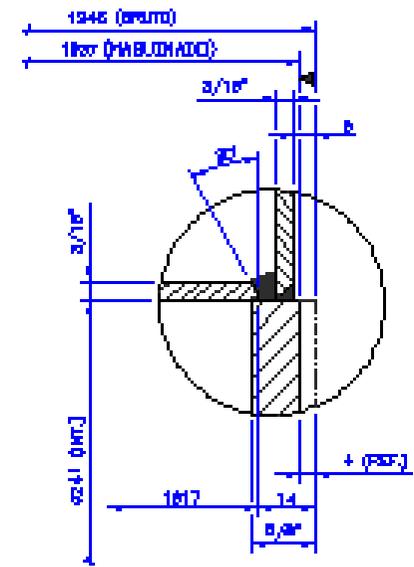
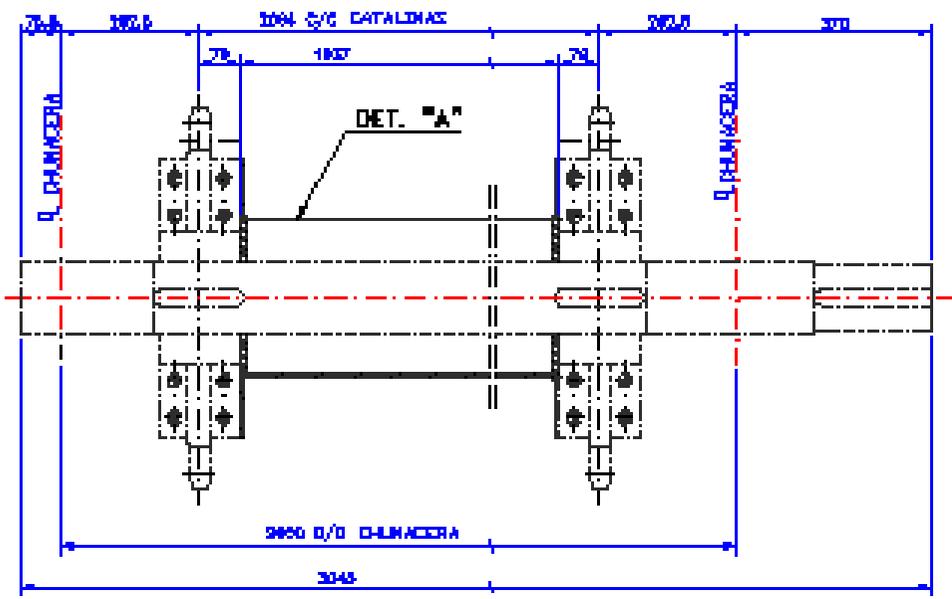
CONTIENE: CHUMACERA MOTRIZ

	NOMBRE	FECHA
DIB:	D. Villegas	18/02/08
REV:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
APR:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
Nº. PLANO:	PC-CHUMAC	11
ESCALA:	SE	
MATERIAL:		
PESO:	85,75 KG.	

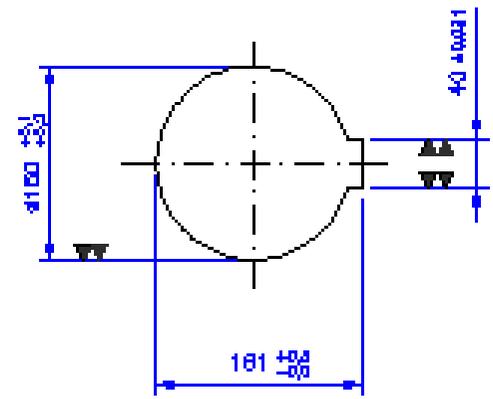
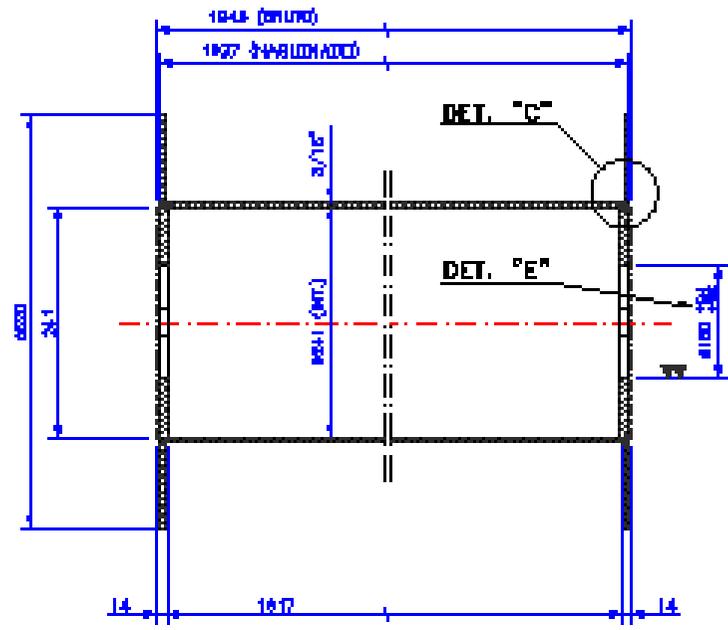


<b>FIMCP-ESPOL</b>		NOMBRE	FECHA
		DIB:	D.Villaga
PROYECTO:	TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR	REV:	Ing. F. Carrasco 18/02/08
		APR:	Ing. F. Carrasco 18/02/08
		Na. PLANO:	PC-CATALINA/12
		ESCALA:	3:1
		MATERIAL:	SAE 1045
		PESO:	151 KG
CONTIENE:	CATALINA		





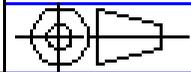
DETALLE "C"



DETALLE "E"

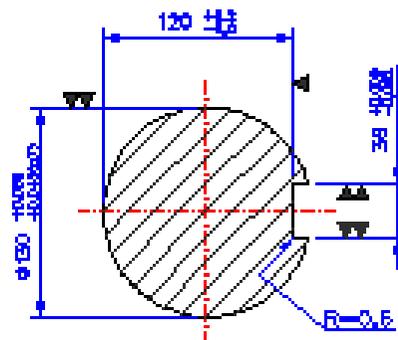
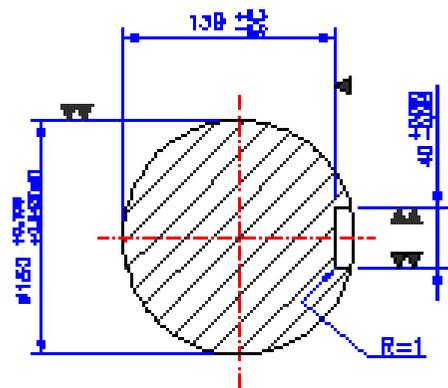
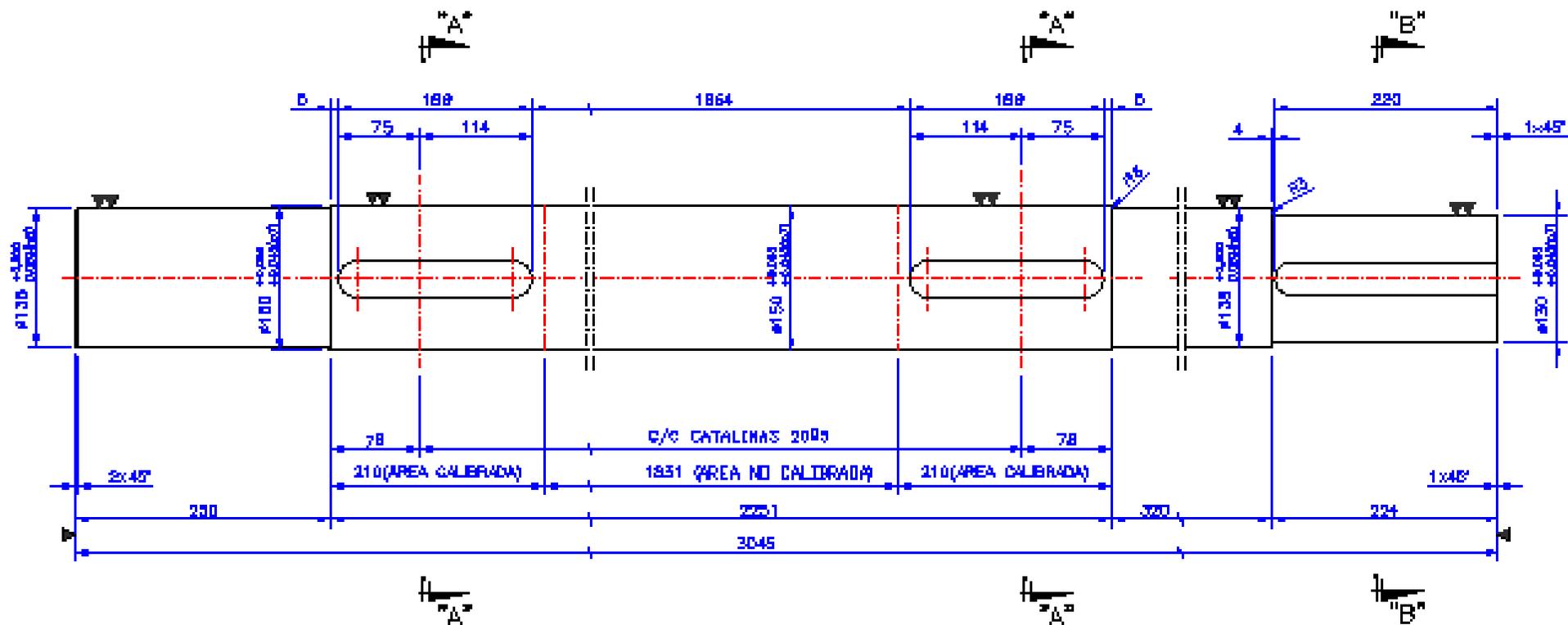
# FIMCOP-ESPOL

PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZÚCAR

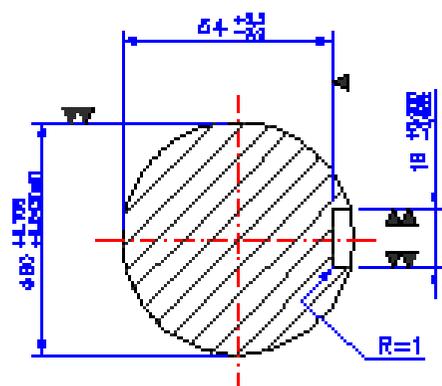
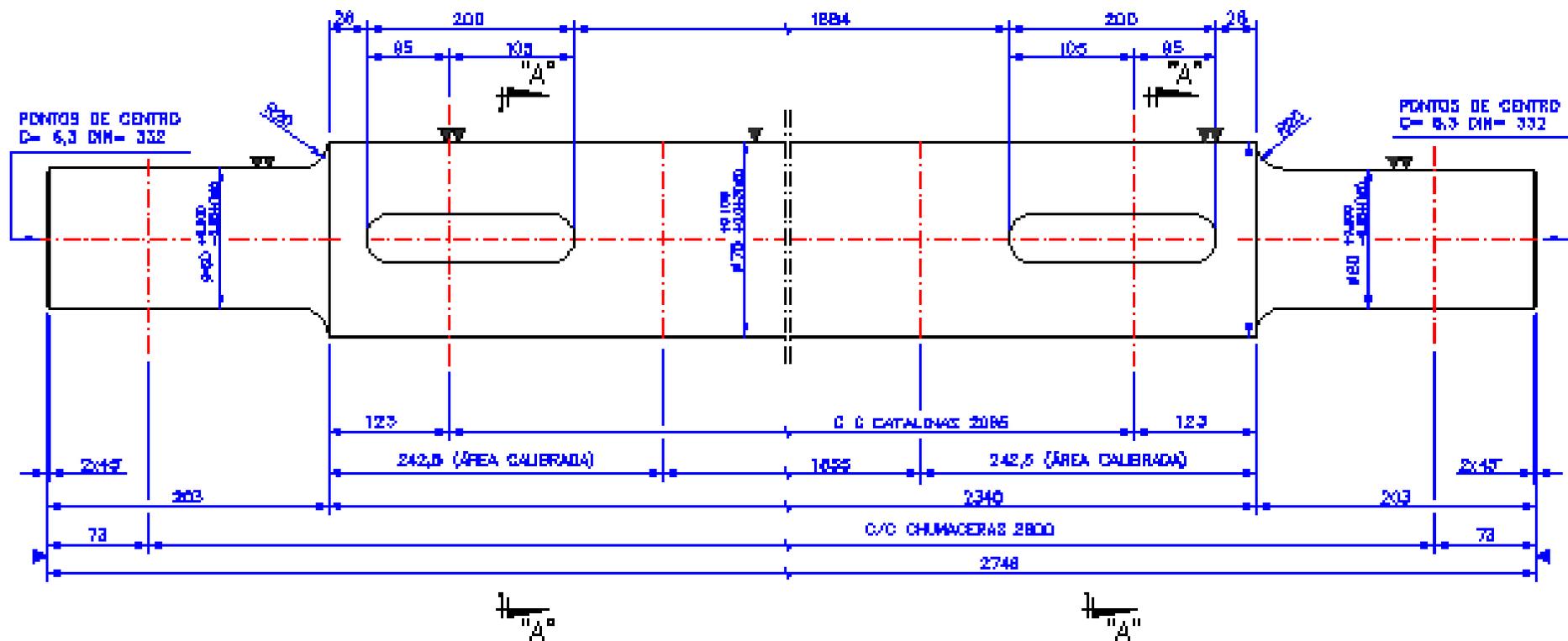


CONTIENE: PROTECTOR DE EJE

	NOMBRE	FECHA
DIB:	D. Villegas	18/02/08
REV:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
APR:	Ing. F. Carrasco	18/02/08
No. PLANO: PC-CILINDRO-13		
ESCALA: 3E		
MATERIAL: ASTMA-36		
PESO: 91 kg.		



<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB: D.Villaga	18/02/08
PROYECTO: TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR			REV: Ing. F. Carrasco	18/02/08
			APR: Ing. F. Carrasco	18/02/08
 CONTIENE: EJE MOTRIZ			Na. PLANO: PC-MOTRIZ-14	
			ESCALA: 3:1	
			MATERIAL: SAE 4340	
			PESO: 353 kg	



<b>FIMCP-ESPOL</b>		NOMBRE	FECHA
DIB:		D.Villalga	13/02/08
REV:		Ing. F. Carrasco	13/02/08
APR:		Ing. F. Carrasco	13/02/08
No. PLANO:		FC-CONDU-15	
ESCALA:		SE	
MATERIAL:		SAE 4340	
PESO:		308 KG.	
PROYECTO:	TRANSPORTADOR DE RASTRA PARA BAGAJO DE CAÑA DE AZÚCAR		
CONTIENE:	EJE CONDUcido		

# **APENDICES**

## APENDICE A

### DENSIDADES Y PROPIEDADES ESPECIALES DE MATEIALES

#### CARACTERISTICOS

Material	Density kg/m <sup>3</sup>	Abrasive Index	Special Properties
Alum	720-960	1	
Alumina	800-960	3	
Aluminium chips	110-240	1	Interlocks and mats
Aluminium hydrate	290	1	
Aluminium oxide	1070-1920	2	Aerates
Aluminium silicate	785	1	
Ammonium chloride, crystalline	830	1	
Ammonium nitrate	720	2	Corrosive, hygroscopic
Ammonium sulphate	720	2	
Ashes, coal, dry 12mm and under	560	2	
Ashes, coal, wet, 12mm and under	720-800	2	Mildly corrosive, packs under pressure
Asphalt, crushed, 12mm and under	720	2	
Bagasse	110-160	1	Interlocks and packs under pressure
Baking powder (NaHCO <sub>3</sub> )	660	1	
Barite	2560	3	
Barium carbonate	1150	2	
Bark, wood, refuse	160-320	2	Interlocks and mats
Barley	610	1	Contains explosive dust
Bauxite, crushed, 75mm and under	1200-1360	3	
Benckite, crude	545-640	2	Packs under pressure
Bicarbonate of soda (H <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> )	660	1	
Blood, dried	560-720	2	
Bones	560-800	-	
Bonechar, 15mm and under	430-640	2	
Bonemeal	690-960	2	
Borate of lime		1	
Borax, fine	650	1	
Bread crumbs		1	Degradable
Brewer's grain, spent, dry	400-480	1	
Brewer's grain, spent, wet	690-960	1	Mildly corrosive
Bronze chips	480-800	3	
Calcium carbide	1120-1280	2	
Calcium lactate	415-460	1	Degradable - packs under pressure
Calcium Oxide (Quicklime)	1530	1	
Carbon black powder	65-95	1	
Carborundum, 75mm and under	1000	3	
Cast Iron chips	2080-3200	2	
Cement, Portland	1040-1360	2	Aerates
Cement clinker	1200-1280	3	
Chalk, lumpy	1360-1440	2	Packs under pressure

**APENDICE B**

**VELOCIDADES TIPICAS PARA**

**TRANSPORTADORES DE CADENA**

	Chain Sliding				Chain Rolling						2 Material Carried	Usual Speed Ft. Per Min.
	1 Material Sliding		2 Material Carried		1 Material Sliding			2 Material Carried				
Chain Conveyors and Elevators	Horiz.	Incl.	Horiz.	Incl.	Horiz.	Incl.	Horiz. and Incl.	Horiz.	Incl.	Horiz. and Incl.	Vertical	
Apron feeder	—	—	X	X	—	—	—	X	X	X	—	10/50
Apron conveyor	—	—	X	X	—	—	—	X	X	X	—	50/100
Drag conveyor	X	X	—	—	—	—	—	—	—	—	—	50/100
Flight conveyor	X	X	—	—	X	X	X	—	—	—	—	50/100
Slat conveyor	—	—	X	X	—	—	—	X	X	X	—	50/150
Bucket elevator(C.D.)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	X	225/300
Bucket elevator(Cont.)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	X	125
Bucket elevator(Super)	—	—	—	—	—	—	—	—	X	—	X	100/125

[7] CATALOGO WEBSTER CHAIN #300 R.

## APENDICE C

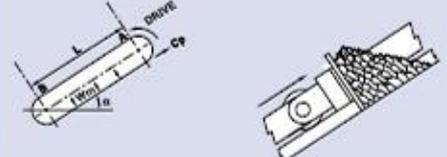
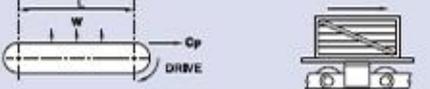
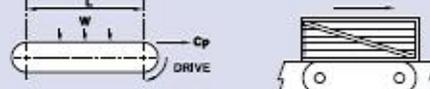
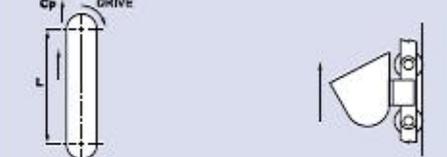
### PESOS APROXIMADOS DE VARIOS TIPOS DE CADENA

Application		Chain Type	Range of Weights Of Chain Pounds Per Foot
Conveyor Type	Chain Loading		
Chain Sliding, Material Carried	Light	400 Class Pintle	2.0/8.0
	Light or Moderate Moderate	H Class Mill	2.5/10.0
		700 Class Pintle Combination	4.5/7.0 2.0/16.0
Chain Sliding, Material Sliding	Moderate or Heavy Light or Moderate	Steel Bushed Rollerless	5.0/25.0
		Steel Bushed Roller	4.0/30.0
	H Class Mill	2.5/10.0	
Chain Rolling, Material Carried Vertical or Inclined Bucket Elevators	Moderate Heavy	Combination	2.0/16.0
		H Type Drag	8.0/20.0
		Combination Type Drag	10.0/20.0
	All	Steel Bushed Roller	4.0/30.0
	Light	400 Class Pintle	2.0/8.0
		Combination	2.0/16.0
	Light or Moderate Moderate	Combination	2.0/16.0
		700 Class Pintle Combination	4.5/7.0 2.0/16.0
		Steel Bushed Rollerless	5.0/25.0
	Moderate Heavy	Combination	2.0/16.0
		800 Class Ley Bushed	5.0/15.0
Steel Bushed Rollerless		5.0/25.0	
		Steel Bushed Roller	4.0/30.0

[7] CATALOGO WEBSTER CHAIN #300 R.

## APENDICE D

### GUIA DE DISEÑO PARA TRANSPORTADORES DE CADENA

<p><b>LAYOUT A</b> Chain and material sliding</p>  $Cp = 9.81 \times L [(2.05 \times Wc \times \mu c) + (Wm \times \mu m)] + X \text{ (N)}$ $K = \frac{Cp \times V}{1000} \text{ (kW)}$	<p><b>LAYOUT E</b> Chain and material sliding</p>  $Pb = 9.81 \times Wc \times L \times \mu s1 \text{ (N)}$ $Cp = 9.81 \times L [(Wc \times \mu s2) + (Wm \times \mu sm)] + Pb + X \text{ (N)}$ $K = \frac{Cp \times V}{1000} \text{ (kW)}$
<p><b>LAYOUT B</b> Chain rolling and material sliding</p>  $Cp = 9.81 \times L [(2.05 \times Wc \times \mu c) + (Wm \times \mu m)] + X \text{ (N)}$ $K = \frac{Cp \times V}{1000} \text{ (kW)}$	<p><b>LAYOUT F</b> Chain rolling and material sliding</p>  $Pb = 9.81 \times Wc \times L \times \mu s1 \text{ (N)}$ $Cp = 9.81 \times L [(Wc \times \mu s2) + (Wm \times \mu sm)] + Pb + X \text{ (N)}$ $K = \frac{Cp \times V}{1000} \text{ (kW)}$
<p><b>LAYOUT C</b> Chain rolling and material carried</p>  $Cp = 9.81 \times \mu c [(2.05 \times Wc \times L) + W] \text{ (N)}$ $K = \frac{Cp \times V}{1000} \text{ (kW)}$	<p><b>LAYOUT G</b> Chain rolling and material carried</p>  $Pb = 9.81 \times Wc \times L \times \mu s1 \text{ (N)}$ $Cp = 9.81 \times \mu s2 [(Wc \times L) + W] + Pb \text{ (N)}$ $K = \frac{Cp \times V}{1000} \text{ (kW)}$
<p><b>LAYOUT D</b> Chain sliding and material carried</p>  $Cp = 9.81 \times \mu c [(2.05 \times Wc \times L) + W] \text{ (N)}$ $K = \frac{Cp \times V}{1000} \text{ (kW)}$	<p><b>LAYOUT H</b> Vertical elevator</p>  $Cp = 9.81 \left[ \frac{(Wb \times L)}{8} + (Wc \times L) + \frac{(L \times Vb \times \rho)}{8} \right] + Df \text{ (N)}$ $K = \frac{[(9.81 \times \rho \times Vb \times \rho) + Df] \times V}{1000} \text{ (kW)}$

**APENDICE E**  
**COEFICIENTE DE FRICCIÓN  $\mu_2$**

CHAIN REF.	UTS (kN)	ROLLER DIA (mm)	LUBRICATION	CONVEYOR INCLINATION							
				0°	5°	10°	15°	20°	30°	40°	50°
ES13	13	25.4	R	0.13	0.22	0.30	0.38	0.46	0.61	0.74	0.85
			O	0.14	0.23	0.31	0.39	0.47	0.62	0.75	0.86
			N	0.16	0.25	0.33	0.41	0.49	0.64	0.77	0.87
ES20	20	25.4	R	0.15	0.24	0.32	0.40	0.48	0.63	0.76	0.86
			O	0.17	0.26	0.34	0.42	0.50	0.65	0.77	0.88
			N	0.19	0.28	0.36	0.44	0.52	0.66	0.79	0.89
ES27/BS33	27/33	31.5	R	0.15	0.24	0.32	0.40	0.48	0.63	0.76	0.86
			O	0.18	0.27	0.35	0.43	0.51	0.66	0.78	0.88
			N	0.20	0.29	0.37	0.45	0.53	0.67	0.80	0.89
ES54/BS67	54/67	47.5	R	0.12	0.21	0.29	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			O	0.14	0.23	0.31	0.39	0.47	0.62	0.75	0.86
			N	0.17	0.26	0.34	0.42	0.50	0.65	0.77	0.88
ES107/BS13	107/134	66.7	R	0.10	0.19	0.27	0.35	0.44	0.59	0.72	0.83
			O	0.13	0.22	0.30	0.38	0.46	0.61	0.74	0.85
			N	0.15	0.24	0.32	0.40	0.48	0.63	0.76	0.86
ES160/BS20	160/200	88.9	R	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			O	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.13	0.22	0.30	0.38	0.46	0.61	0.74	0.85
BS267	267	88.9	R	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			O	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.13	0.22	0.30	0.38	0.46	0.61	0.74	0.85
BS400	400	88.9	R	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			O	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.13	0.22	0.30	0.38	0.46	0.61	0.74	0.85
M40	40	36	R	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			O	0.12	0.21	0.29	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.14	0.23	0.31	0.39	0.47	0.62	0.75	0.86
M56	56	42	R	0.10	0.19	0.27	0.35	0.44	0.59	0.72	0.83
			O	0.12	0.21	0.29	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.14	0.23	0.31	0.39	0.47	0.62	0.75	0.86
MC56	56	50	R	0.10	0.19	0.27	0.35	0.44	0.59	0.72	0.83
			O	0.12	0.21	0.29	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.14	0.23	0.31	0.39	0.47	0.62	0.75	0.86
M80	80	50	R	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			O	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.13	0.22	0.30	0.38	0.46	0.61	0.74	0.85
M112	112	60	R	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			O	0.10	0.19	0.27	0.35	0.44	0.59	0.72	0.83
			N	0.12	0.21	0.29	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
MC112	112	70	R	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			O	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
			N	0.13	0.22	0.30	0.38	0.46	0.61	0.74	0.85
M160	160	70	R	0.08	0.17	0.25	0.34	0.42	0.57	0.70	0.82
			O	0.10	0.19	0.27	0.36	0.44	0.59	0.72	0.83
			N	0.12	0.21	0.29	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
M224	224	70	R	0.08	0.17	0.25	0.34	0.42	0.57	0.70	0.82
			O	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			N	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
MC224	224	85	R	0.08	0.17	0.25	0.34	0.42	0.57	0.70	0.82
			O	0.10	0.19	0.27	0.36	0.44	0.59	0.72	0.83
			N	0.12	0.21	0.29	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
M315	315	100	R	0.07	0.16	0.24	0.33	0.41	0.56	0.70	0.81
			O	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			N	0.11	0.20	0.28	0.37	0.45	0.60	0.73	0.84
M450	450	120	R	0.07	0.16	0.24	0.33	0.41	0.56	0.70	0.81
			O	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			N	0.10	0.19	0.27	0.36	0.44	0.59	0.72	0.83
M630	630	140	R	0.07	0.16	0.24	0.33	0.41	0.56	0.70	0.81
			O	0.09	0.18	0.26	0.34	0.43	0.58	0.71	0.82
			N	0.10	0.19	0.27	0.36	0.44	0.59	0.72	0.83
M900	900	170	R	0.06	0.15	0.23	0.32	0.40	0.55	0.69	0.80
			O	0.08	0.17	0.25	0.34	0.42	0.57	0.70	0.82
			N	0.10	0.19	0.27	0.36	0.44	0.59	0.72	0.83

R = REGULAR O = OCCASIONAL N = NONE

## APENDICE F

### COEFICIENTE DE FRICCIÓN $\mu_1$

CHAIN REF	UTS (kN)	ROLLER DIA (mm)	LUBRICATION	CONVEYOR INCLINATION								
				0°	5°	10°	15°	20°	30°	40°	50°	
BS13	13	25.4	R	0.13	0.04	-0.05	-0.13	-0.22	-0.39	-0.54	-0.68	
			O	0.14	0.05	-0.04	-0.12	-0.21	-0.38	-0.54	-0.68	
			N	0.16	0.07	-0.02	-0.10	-0.19	-0.36	-0.52	-0.66	
BS20	20	25.4	R	0.15	0.06	-0.03	-0.11	-0.20	-0.37	-0.53	-0.67	
			O	0.17	0.08	-0.01	-0.09	-0.18	-0.35	-0.51	-0.66	
			N	0.19	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.34	-0.50	-0.64	
BS27/BS33	27/33	31.8	R	0.15	0.06	-0.03	-0.11	-0.20	-0.37	-0.53	-0.67	
			O	0.18	0.09	0.00	-0.08	-0.17	-0.34	-0.50	-0.65	
			N	0.20	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.33	-0.49	-0.64	
BS54/BS67	54/67	47.6	R	0.12	0.03	-0.06	-0.14	-0.23	-0.40	-0.55	-0.69	
			O	0.14	0.05	-0.04	-0.12	-0.21	-0.38	-0.54	-0.68	
			N	0.17	0.08	-0.01	-0.09	-0.18	-0.35	-0.51	-0.66	
BS107/BS13	107/134	66.7	R	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
			O	0.13	0.04	-0.05	-0.13	-0.22	-0.39	-0.54	-0.68	
			N	0.15	0.06	-0.03	-0.11	-0.20	-0.37	-0.53	-0.67	
BS180/BS20	180/200	89.9	R	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			O	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
			N	0.13	0.04	-0.05	-0.13	-0.22	-0.39	-0.54	-0.68	
BS267	267	89.9	R	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			O	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
			N	0.13	0.04	-0.05	-0.13	-0.22	-0.39	-0.54	-0.68	
BS400	400	89.9	R	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			O	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
			N	0.13	0.04	-0.05	-0.13	-0.22	-0.39	-0.54	-0.68	
M40	40	36	R	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
			O	0.12	0.03	-0.06	-0.14	-0.23	-0.40	-0.55	-0.69	
			N	0.14	0.05	-0.04	-0.12	-0.21	-0.38	-0.54	-0.68	
M56	56	42	R	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
			O	0.12	0.03	-0.06	-0.14	-0.23	-0.40	-0.55	-0.69	
			N	0.14	0.05	-0.04	-0.12	-0.21	-0.38	-0.54	-0.68	
MC56	56	50	R	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
			O	0.12	0.03	-0.06	-0.14	-0.23	-0.40	-0.55	-0.69	
			N	0.14	0.05	-0.04	-0.12	-0.21	-0.38	-0.54	-0.68	
M80	80	50	R	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			O	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
			N	0.13	0.04	-0.05	-0.13	-0.22	-0.39	-0.54	-0.68	
M112	112	60	R	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			O	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
			N	0.12	0.03	-0.06	-0.14	-0.23	-0.40	-0.55	-0.69	
MC112	112	70	R	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			O	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
			N	0.13	0.04	-0.05	-0.13	-0.22	-0.39	-0.54	-0.68	
M160	160	70	R	0.08	-0.01	-0.09	-0.18	-0.27	-0.43	-0.58	-0.71	
			O	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
			N	0.12	0.03	-0.06	-0.14	-0.23	-0.40	-0.55	-0.69	
M224	224	85	R	0.08	-0.01	-0.09	-0.18	-0.27	-0.43	-0.58	-0.71	
			O	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			N	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
MC224	224	100	R	0.08	-0.01	-0.09	-0.18	-0.27	-0.43	-0.58	-0.71	
			O	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
			N	0.12	0.03	-0.06	-0.14	-0.23	-0.40	-0.55	-0.69	
M315	315	100	R	0.07	-0.02	-0.10	-0.19	-0.28	-0.44	-0.59	-0.72	
			O	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			N	0.11	0.02	-0.07	-0.15	-0.24	-0.40	-0.56	-0.70	
M450	450	120	R	0.07	-0.02	-0.10	-0.19	-0.28	-0.44	-0.59	-0.72	
			O	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			N	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
M630	630	140	R	0.07	-0.02	-0.10	-0.19	-0.28	-0.44	-0.59	-0.72	
			O	0.09	0.00	-0.09	-0.17	-0.26	-0.42	-0.57	-0.71	
			N	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	
M900	900	170	R	0.06	-0.03	-0.11	-0.20	-0.29	-0.45	-0.60	-0.73	
			O	0.08	-0.01	-0.09	-0.18	-0.27	-0.43	-0.58	-0.71	
			N	0.10	0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.41	-0.57	-0.70	

R = REGULAR O = OCCASIONAL N = NONE

[3] CONVEYOR CHAIN CATALOGUE, RENOLD.

## APENDICE G

### VALOR fh

Material	Average Weight per cubic foot, pounds (q)	Vertical Friction Factor (f v)	Horizontal Friction Factor (f h)
Alum, lumpy	50-60	.35-.45	.035-.040
Ashes, dry, 1/2" and under	35-40	.45-.55	.024-.028
Ashes, wet, 1/2" and under	45-50	.55-.65	.016-.020
Ashes, dry, 3" and under	35-40	.45-.55	.028-.032
Ashes, wet, 3" and under	45-50	.55-.65	.022-.026
Bagasse	7-8	.35-.45	.004-.006
Beans, whole	45-50	.30-.40	.054-.058
Cement, Portland	75-85	.60-.70	.082-.090
Cement clinker	75-80	.65-.75	.078-.086
Coal, anthracite, egg	50-55	.25-.30	.030-.034
Coal, anthracite, nut and stove	50-55	.30-.35	.036-.040
Coal, anthracite, run of mine	50-55	.35-.40	.048-.052
Coal, anthracite, pea	50-60	.40-.45	.060-.064
Coal, anthracite, buckwheat	55-65	.50-.55	.070-.075
Coal, bituminous, sized	45-55	.45-.55	.045-.050
Coal, bituminous, run of mine	45-55	.55-.65	.047-.051
Coal, bituminous, slack, dry	40-50	.45-.55	.033-.037
Coal, bituminous, slack, wet	50-60	.65-.75	.031-.035
Coke, sized	23-32	.35-.45	.018-.022
Coke, mixed	25-35	.55-.60	.022-.026
Coke, breeze	25-35	.60-.70	.026-.030
Cottonseed, undelinted	18-25	.30-.40	.010-.012
Grains	38-45	.35-.45	.042-.046
Gravel, dry, screened	90-100	.40-.50	.078-.082
Gravel, run of bank	100-125	.55-.65	.086-.090
Ice, crushed	35-45	.15-.20	.028-.032
Ice cakes	57	.06-.10	
Lime, ground	55-65	.35-.45	.034-.038
Lime, pebble	55-60	.45-.55	.062-.068
Sand, dry	90-100	.55-.65	.130-.140
Sand, damp	110-130	.80-.90	.160-.170
Sand, foundry, shakeout	85-95	.65-.75	.068-.072
Sand, foundry, tempered	90-100	.80-.90	.066-.070
Sawdust	10-13	.35-.45	.004-.006
Stone, dust	75-85	.45-.55	.085-.090
Stone, screened lumps	85-90	.55-.65	.110-.115
Stone, lumps and fines	85-90	.60-.70	.105-.110
Wood chips	12-20	.35-.45	.004-.006

[7] CATALOGO WEBSTER CHAIN #300 R.

**APENDICE H**

**CLASIFICACION DE TRNSPOTADOES**

**DE ACUERDO A LA CARGA APLICADA**

GROUP A—UNIFORM OR STEADY LOAD	GROUP B—MODERATE SHOCK LOAD	GROUP C—HEAVY SHOCK LOAD
Conveyors—Uniformly loaded or fed (apron, assembly, belt, flight, oven, screw)	Conveyors—Heavy duty and NOT uniformly loaded (apron, assembly, belt, bucket, flight, oven, screw)	Drag Conveyors Log Haul Conveyors
Machines—All types with uniform non-reversing loads	Machines—All types with moderate shock and non-reversing loads	Machines—All types with severe impact shock loads or speed variations, and reversing service
Screens—Rotary (uniformly fed), traveling water intake	Screens—Rotary (stone or gravel)	Metal mills—Draw bench
Sewage disposal equipment—Inside service (uniformly fed)	Elevators—All types	Mills—(rotary type) ball, cement kilns, rod mills, tumbling mills

**APENDICE I**

**FACTORES DE SERVICIO DE CADENAS**

CONDITIONS AFFECTING CHAIN LIFE EXPECTANCY		SERVICE FACTORS (f p)
Frequency of Shock	Infrequent Shock	1
	Frequent Shock	1.2
Character of Chain Loading	A. Uniform or Steady Load	1
	B. Moderate Shock Load	1.2
	C. Heavy Shock Load	1.5
Atmospheric Conditions	Relatively Clean and Moderate Temperature	1
	Moderately Dirty and Moderate Temperature	1.2
	Exposed to Weather, Very Dirty, Abrasive, Mildly Corrosive and Reasonable High Temperatures	1.4
Daily Operating Range	8-10 Hours	1
	10-24 Hours	1.2

[7] CATALOGO WEBSTER CHAIN #300 R.

**APENDICE J**  
**FACTORES DE VELOCIDAD**  
**PARA CEDENAS DE ACERO**

Number of Teeth on Sprocket	FEET PER MINUTE																			
	10	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	400	500	600	700	800	900	1000
6	.917	1.09	1.37	1.68	2.00	2.40	2.91	3.57	4.41	5.65	7.35	10.6	16.7							
7	.885	.971	1.13	1.27	1.44	1.61	1.81	2.04	2.29	2.60	2.96	3.42	3.95	8.62						
8	.813	.909	1.04	1.16	1.26	1.37	1.49	1.63	1.76	1.93	2.10	2.29	2.48	3.62	6.21					
9	.794	.870	.980	1.07	1.17	1.26	1.36	1.45	1.55	1.65	1.76	1.88	2.00	2.56	2.94	4.29	6.09	9.90		
10	.775	.840	.943	1.02	1.09	1.16	1.24	1.31	1.37	1.45	1.53	1.61	1.68	2.03	2.41	2.81	3.31	3.82	4.48	5.37
11	.758	.820	.901	.971	1.03	1.09	1.15	1.22	1.28	1.34	1.40	1.46	1.52	1.78	2.05	2.33	2.63	2.96	3.37	3.82
12	.741	.787	.862	.926	.990	1.05	1.10	1.16	1.21	1.26	1.32	1.37	1.42	1.63	1.84	2.05	2.26	2.51	2.77	3.05
14	.735	.769	.833	.885	.935	.980	1.02	1.07	1.11	1.15	1.19	1.24	1.28	1.47	1.61	1.78	1.94	2.10	2.29	2.48
16	.725	.763	.813	.855	.893	.935	.971	1.01	1.05	1.08	1.12	1.16	1.19	1.34	1.48	1.63	1.77	1.93	2.09	2.28
18	.719	.752	.800	.833	.877	.909	.943	.980	1.01	1.04	1.08	1.11	1.14	1.27	1.40	1.53	1.67	1.80	1.95	2.11
20	.717	.746	.787	.826	.855	.893	.917	.952	.980	1.01	1.04	1.07	1.10	1.22	1.34	1.45	1.57	1.69	1.82	1.96
24	.714	.735	.769	.800	.820	.847	.877	.901	.935	.962	.980	1.01	1.04	1.15	1.26	1.37	1.48	1.56	1.71	1.84

[7] CATALOGO WEBSTER CHAIN #300 R.

## APENDICE K

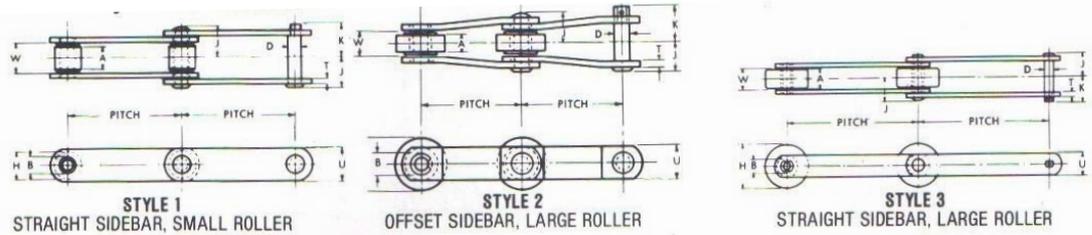
### VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS PARA CADENAS, DE ACUERDO AL PASO Y AL NÚMERO DE IENTES EN LA CATALINA.

Chain Pitch mm (in.)	Number of Teeth					
	8	10	12	16	20	24
50.5 (2")	0.95	1.5	2.2	3.8	5.4	6.5
63	0.86	1.4	2.0	3.5	4.9	5.9
76.2 (3")	0.78	1.2	1.8	3.1	4.4	5.3
80	0.77	1.2	1.7	3.1	4.3	5.3
101.6 (4")	0.68	1.1	1.5	2.7	3.8	4.6
127 (5")	0.61	0.96	1.4	2.4	3.4	4.1
152.4 (6")	0.55	0.86	1.2	2.2	3.1	3.7
160	0.53	0.83	1.2	2.1	3.0	3.6
203.2 (8")	0.47	0.73	1.1	1.9	2.7	3.2
228.6 (9")	0.45	0.70	1.0	1.8	2.5	3.0
254 (10")	0.42	0.65	0.96	1.7	2.4	2.9
304.8 (12")	0.39	0.61	0.88	1.6	2.2	2.6
315	0.38	0.60	0.87	1.5	2.2	2.6

[3] CONVEYOR CHAIN CATALOGUE, RENOLD.

## APENDICE L

### DIMENSIONES DE CADENAS



D

PAGE  
D-8

Chain No.	Chain Style	Average Pitch Inches	Approx. Links In 10 Ft.	Average Weight Per Ft.- Lbs.	Average Ultimate Strength Lbs.	Rated Working Load Lbs. *	GENERAL DIMENSIONS				PINS††		Material
							Inside Sidebars	℄ To Cotter End	℄ To Head or Rivet End	Dia.	Style		
							W	K	J	D			
S645	3	6.000	20	23.5	122,000	12,700	2 1/4	2 1/2	2 1/2	1	B	ALY.I.H.	
S6910	3	6.000	20	18.3	82,250	9,200	2 1/4	2 1/2	2 1/2	3/8	B	ALY.H.T.	
ZA2184+	2	6.000	20	12.4	85,000	6,500	1 1/2	2 3/8	1 1/2	3/8	B	ALY.I.H.	
ZA2178A	3	6.000	20	13.4	85,000	7,080	1 1/2	2 1/2	1 1/2	3/8	B	ALY.I.H.	
ZA2198	3	6.000	20	15.6	100,000	7,850	1 1/2	2 1/2	2 1/2	3/8	B	ALY.I.H.	
S9063	3	6.000	20	13.6	140,000	7,380	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1 1/8	B	ALY.I.H.	
S3939	1	8.000	15	1.6	24,000	2,500	1 1/2	1 1/2	1	3/8	F	ALY.C.H.	
ZA2800	3	8.000	15	26.0	125,000	9,840	1 1/2	2 1/2	2 1/2	1	B	ALY.I.H.	
S1117	3	9.000	13 1/2	4.4	21,000	3,500	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	B	ALY.H.T.	
RS958F	4	9.000	13 1/2	7.8	30,000	4,650	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS911P	3	9.000	13 1/2	7.9	38,000	4,650	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS911F	4	9.000	13 1/2	8.6	38,000	4,650	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS922P	3	9.000	13 1/2	11.7	50,000	7,200	2	2 1/2	2 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS922F	4	9.000	13 1/2	12.3	50,000	7,200	2	2 1/2	2 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS932P	3	9.000	13 1/2	13.3	50,000	7,200	2	2 1/2	2 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS932F	4	9.000	13 1/2	14.3	50,000	7,200	2	2 1/2	2 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS933P	3	9.000	13 1/2	15.6	56,000	9,200	2 1/4	2 1/2	2 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS933F	4	9.000	13 1/2	16.5	56,000	9,200	2 1/4	2 1/2	2 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS933 1/2 P	3	9.000	13 1/2	14.1	56,000	9,200	2 1/4	2 1/2	2 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS944P	3	9.000	13 1/2	24.5	90,000	12,700	2 1/2	2 1/2	2 1/2	1	A	ALY.H.T.	
RS944F	4	9.000	13 1/2	25.9	90,000	12,700	2 1/2	2 1/2	2 1/2	1	A	ALY.H.T.	
RS944 1/2 P	3	9.000	13 1/2	18.5	90,000	12,700	2 1/2	2 1/2	2 1/2	1	A	ALY.H.T.	
S4004	3	9.000	13 1/2	18.5	85,000	12,700	2 1/2	2 1/2	2 1/2	1	A	ALY.I.H.	
S4065A	3	9.000	13 1/2	38.0	150,000	18,900	3 1/2	3 1/2	3 1/2	1 1/2	A	ALY.I.H.	
S1209A	3	9.000	13 1/2	40.0	183,000	25,000	3 1/2	3 1/2	3 1/2	1 1/2	B	ALY.I.H.	
S1118	3	12.000	10	5.1	21,000	3,500	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	B	ALY.H.T.	
RS1258F	4	12.000	10	6.8	30,000	4,650	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS1211P	3	12.000	10	7.0	38,000	4,650	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS1211F	4	12.000	10	7.9	38,000	4,650	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS1221P	3	12.000	10	9.5	50,000	6,230	1 1/2	2 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	
RS1221 1/2 P	3	12.000	10	11.0	50,000	6,230	1 1/2	2 1/2	1 1/2	3/8	A	ALY.H.T.	

[7] CATALOGO WEBSTER CHAIN #300 R.

## APENDICE M

### CONSTANTE PARA DETERMINAR EL PASO DIAMETRAL EN LA CATALINA

To obtain pitch diameter of a sprocket, multiply the constant for the number of teeth from the table by the chain pitch.									
Number of Teeth	Constant	Number of Teeth	Constant	Number of Teeth	Constant	Number of Teeth	Constant	Number of Teeth	Constant
6	2.000	35	11.156	64	20.380	93	29.608	122	38.837
7	2.305	36	11.474	65	20.698	94	29.927	123	39.156
8	2.613	37	11.792	66	21.016	95	30.245	124	39.475
9	2.924	38	12.110	67	21.335	96	30.563	125	39.794
10	3.236	39	12.428	68	21.653	97	30.882	126	40.112
11	3.550	40	12.746	69	21.971	98	31.200	127	40.430
12	3.864	41	13.064	70	22.289	99	31.518	128	40.748
13	4.179	42	13.382	71	22.607	100	31.836	129	41.066
14	4.494	43	13.700	72	22.926	101	32.154	130	41.384
15	4.810	44	14.018	73	23.244	102	32.473	131	41.702
16	5.126	45	14.336	74	23.562	103	32.791	132	42.020
17	5.442	46	14.654	75	23.880	104	33.109	133	42.338
18	5.759	47	14.972	76	24.198	105	33.427	134	42.656
19	6.076	48	15.290	77	24.517	106	33.746	135	42.975
20	6.393	49	15.608	78	24.835	107	34.064	136	43.293
21	6.710	50	15.926	79	25.153	108	34.382	137	43.611
22	7.027	51	16.244	80	25.471	109	34.701	138	43.930
23	7.344	52	16.562	81	25.790	110	35.019	139	44.249
24	7.661	53	16.880	82	26.108	111	35.337	140	44.567
25	7.979	54	17.198	83	26.426	112	35.655	141	44.885
26	8.296	55	17.517	84	26.744	113	35.974	142	45.203
27	8.614	56	17.835	85	27.063	114	36.292	143	45.521
28	8.932	57	18.153	86	27.381	115	36.610	144	45.840
29	9.249	58	18.471	87	27.699	116	36.929	145	46.158
30	9.567	59	18.789	88	28.017	117	37.247	146	46.477
31	9.885	60	19.107	89	28.336	118	37.565	147	46.796
32	10.202	61	19.426	90	28.654	119	37.883	148	47.114
33	10.520	62	19.744	91	28.972	120	38.201	149	47.432
34	10.838	63	20.062	92	29.290	121	38.519	150	47.750

[8] U.S. TSUBAKI UNION CHAIN DIVISION.

## APENDICE N

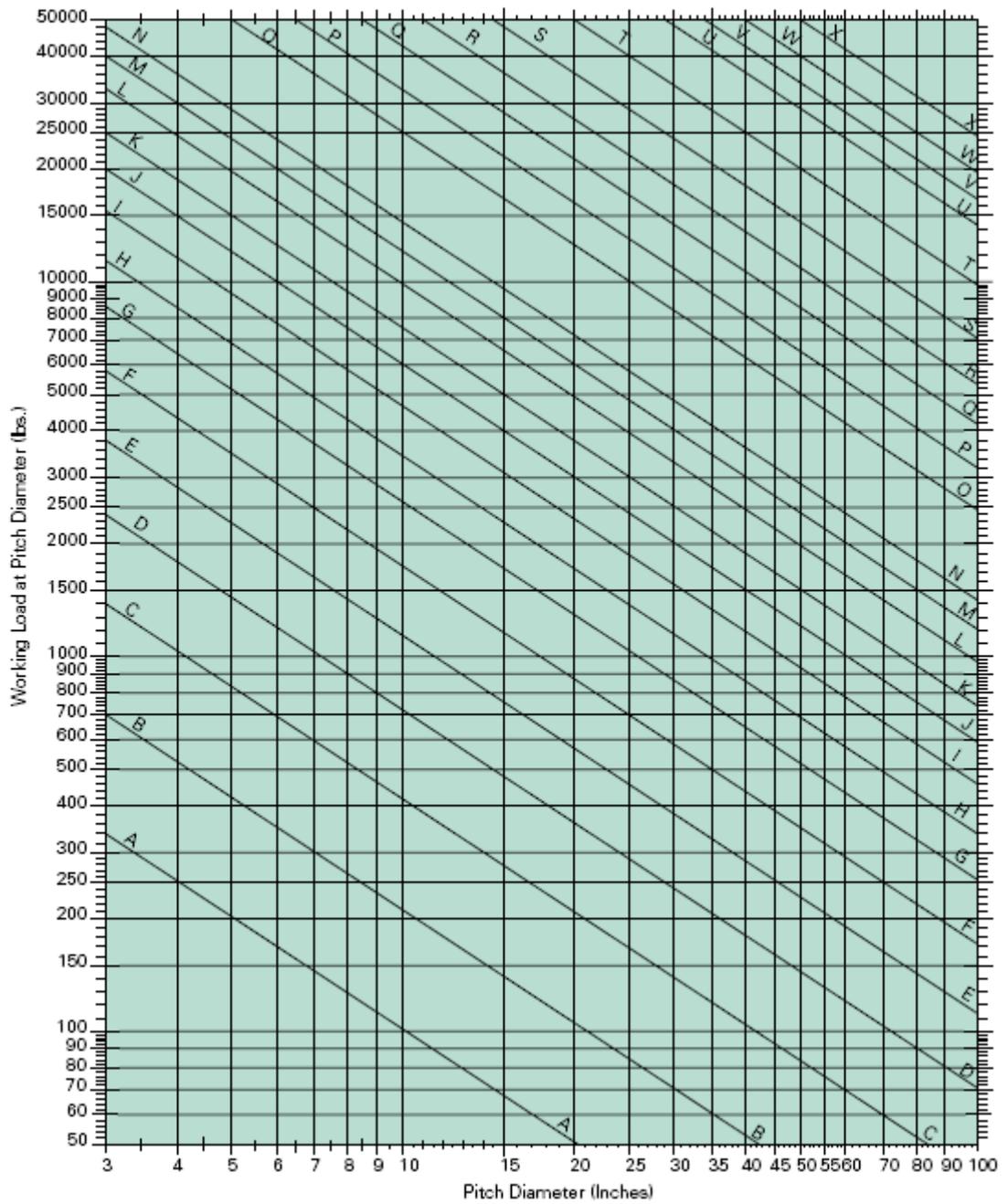
### NUMERO DE DIENTES RECOMENDADOS EN LAS CATALINAS PARA TRANSPORTADORES DE CADENA

Application	Normal range of sprockets		
	No. of teeth		
Slat, Bar, Steel Apron, Wire Mesh or similar Conveyors	8-12		
Tray, Soft Fruit and similar elevators	8-12		
Cask, Package and similar elevators	8-12		
Swing tray elevators	16-24		
Ore feed conveyors	6-8		
Scraper conveyors	8-12		
Box scraper conveyors	8-16		
	Normal minimum number of teeth in sprocket		
	Head	Boot	Deflector
Bucket elevators			
Spaced Bucket			
High speed; vertical (one or two chains)	14	11	
Medium speed; inclined (one or two chains)	14	11	
Slow speed; vertical (two chains)	12	11	9
Continuous Bucket			
Medium speed; vertical or inclined (one or two chains)	8	8	
Slow speed; vertical or inclined (two chains)	8	8	
	Driver	Top Corner	Follower
Gravity Bucket Conveyor/Elevator	12	12	8

**[3] CONVEYOR CHAIN CATALOGUE, RENOLD.**

# APENDICE Ñ

## PASO DIAMETRAL VERUS CAPACIDAD DE CARGA



[8] U.S. TSUBAKI UNION CHAIN DIVISION.

## APENDICE O

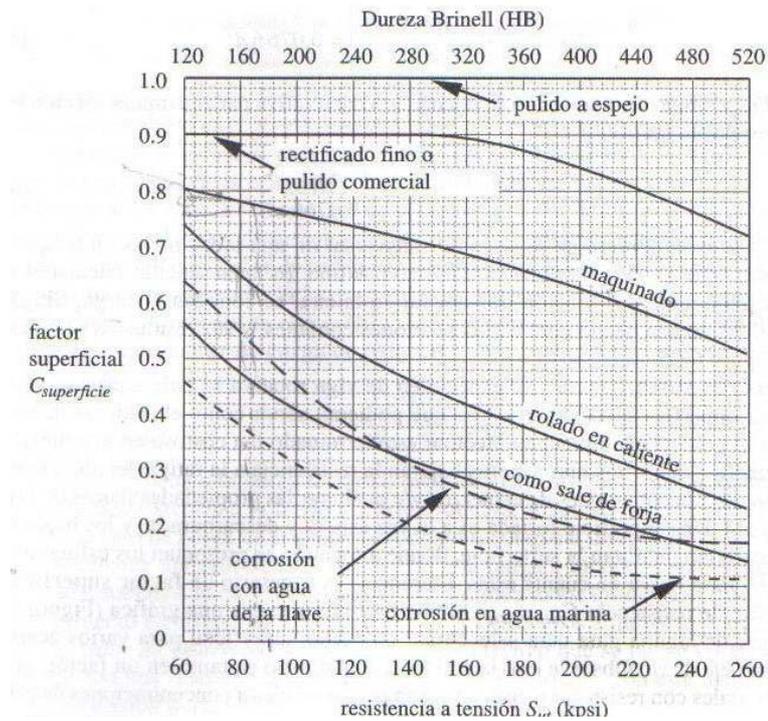
### DIAMETRO Y LONGITUD DEL CUBO DE LAS CATALINAS

Standard Hub Diameters for Steel Sprockets																														
Bore of Wheel	Sq. Key Size	Set Screw Size	Allowable Torque in Inch Pounds and Hub Class																				Dia.	Lgth.						
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T			U	V	W	X	Y	Z
			Diameter of Keyseated Hubs																				Minimum Hubs for Loose or Set-Screwed Sprockets							
1 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	1/4	5/8	1 1/4	1 1/4																									1 1/2	Length is determined same as for Key-seated Sprockets
1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1/4	5/8	2	2	2																								2	
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5/8	1	2 1/4	2 1/4	2 1/2	2 3/4																							2 1/4	
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	5/8	1	2 3/4	2 3/4	2 3/4	3																							2 3/4	
1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	3/4	1 1/8	3	3	3	3 1/4	3 1/4																						3	
2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	3/8	3/4	3 1/4	3 1/4	3 1/2	3 1/2	3 3/4																						3 1/4	
2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3/8	3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	4	4																						3 3/4	
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3/8	3/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/2																					4 1/4	
2 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	3/8	3/4	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 3/4	5																				4 1/2	
3 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3/8	3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4	5	5	5	5 1/4																			4 3/4	
3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	7/8	1 1/8	5 1/4	5 1/4	5 1/4	5 1/4	5 1/4	5 1/4	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 3/4	5 3/4	5 3/4	5 3/4	5 3/4											5 1/4	
3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	7/8	1 1/8	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	6	6	6	6	6											5 1/2	
3 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	1	1 1/8	6	6	6	6	6	6	6	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2											6	
4 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	1	1 1/8	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 3/4	6 3/4	6 3/4	7	7	7	7	7											6 1/2	
4 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 1/4	1 1/8	7	7	7	7	7	7	7	7 1/4	7 1/4	7 1/4	7 1/4	7 1/2	7 1/2	7 1/2	7 1/2	7 1/2											7 1/4	
5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	1 1/4	1 1/8						8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8 1/2	8 1/2	8 1/2	8 1/2	8 1/2						8	
5 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	1 1/2	1						9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2						9	
6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 1/2	1						9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2	10	10	10	10	10	10						9 1/2	
7	1 1/2	1						10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10 1/2	10 1/2	10 1/2	10 1/2	10 1/2	10 1/2						10	
7 1/2	1 3/4	1 1/4												11	11	11	11 1/2	11 1/2	11 1/2	11 1/2	11 1/2	11 1/2	11 1/2						11	
8	1 3/4	1 1/4												11 1/2	11 1/2	12	12	12	12	12	12	12	12						11 1/2	
8 1/2	1 3/4	1 1/4												12	12	12 1/2	12 1/2	12 1/2	12 1/2	12 1/2	12 1/2	12 1/2	12 1/2	12 1/2					12	
9	1 3/4	1 1/4												13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13	
9 1/2	1 3/4	1 1/4												13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2	14	14	14	14	14	14	13 1/2	
10	2	1 1/4												14 1/2	14 1/2	14 1/2	14 1/2	14 1/2	14 1/2	14 1/2	14 1/2	14 1/2	15	15	15	15	15	15	14 1/2	
	Length Through Bore		1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	2 3/4	3 1/4	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	5	5 1/4	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/4	8	9	10	10 1/2	11	11 1/2	12	12 1/2		

[8] U.S. TSUBAKI UNION CHAIN DIVISION.

## APENDICE P

### a) FACTORES SUPERFICIALES PARA DIFERENTES ACABADOS.



### b) FACTORES DE CONFIABILIDAD.

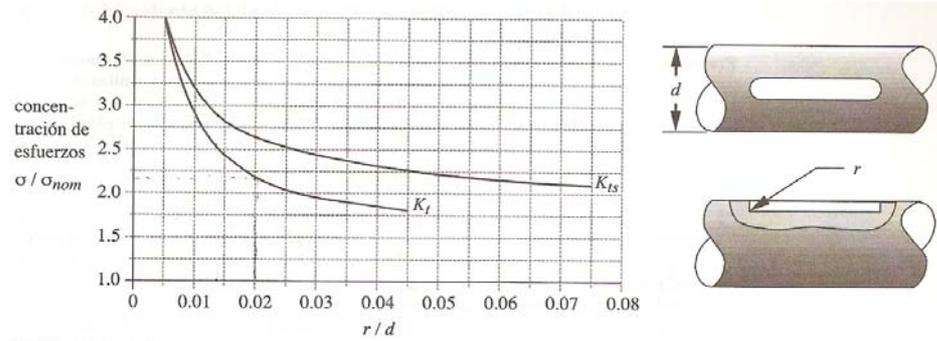
Factores de confiabilidad  
para  $S_d = 0.08 \mu$

Confiabilidad %	$C_{confiabilidad}$
50	1.000
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

[10] DISEÑO DE MAQUINAS, R. NORTON.

## APENDICE Q

### a) CONCENADOR DE ESFUERZOS EN CUÑEROS

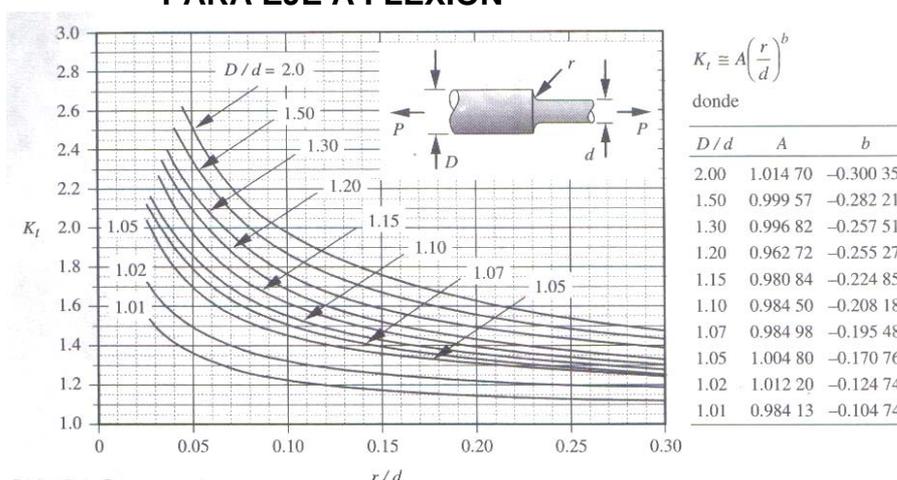


### b) CONSTANTE DE NEUBER PARA ACEROS

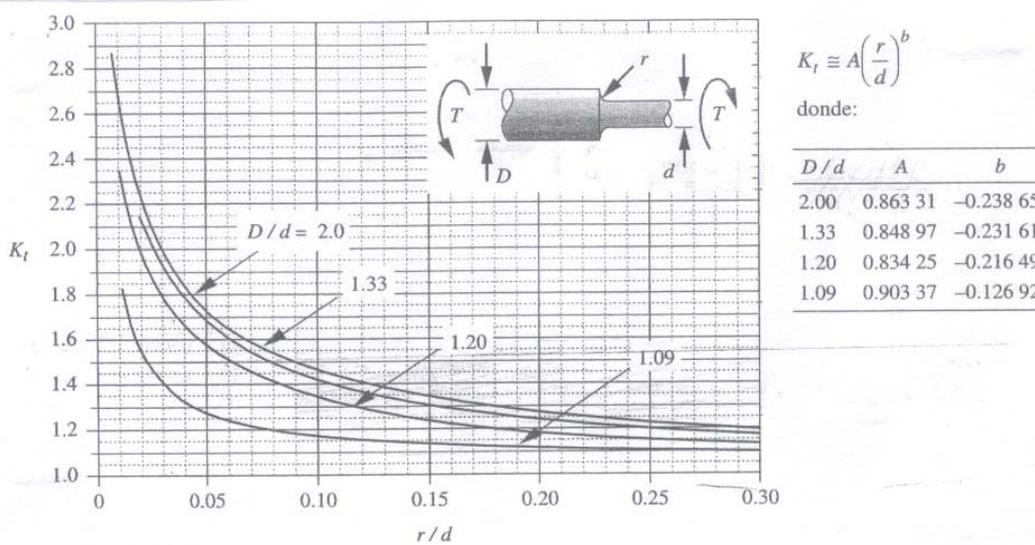
$S_{ut}$ (ksi)	$\sqrt{a}$ (in <sup>0.5</sup> )
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

## APENDICE R

### a) FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZO PARA EJE A FLEXION



### b) FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZO PARA EJE A TORSION



## APENDICE S

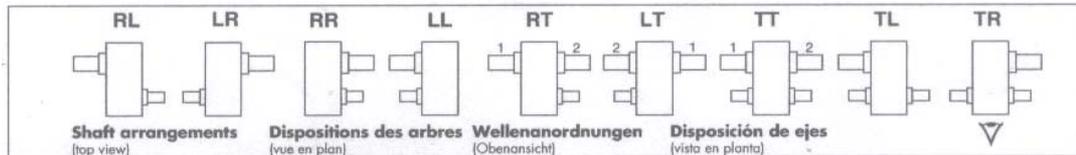
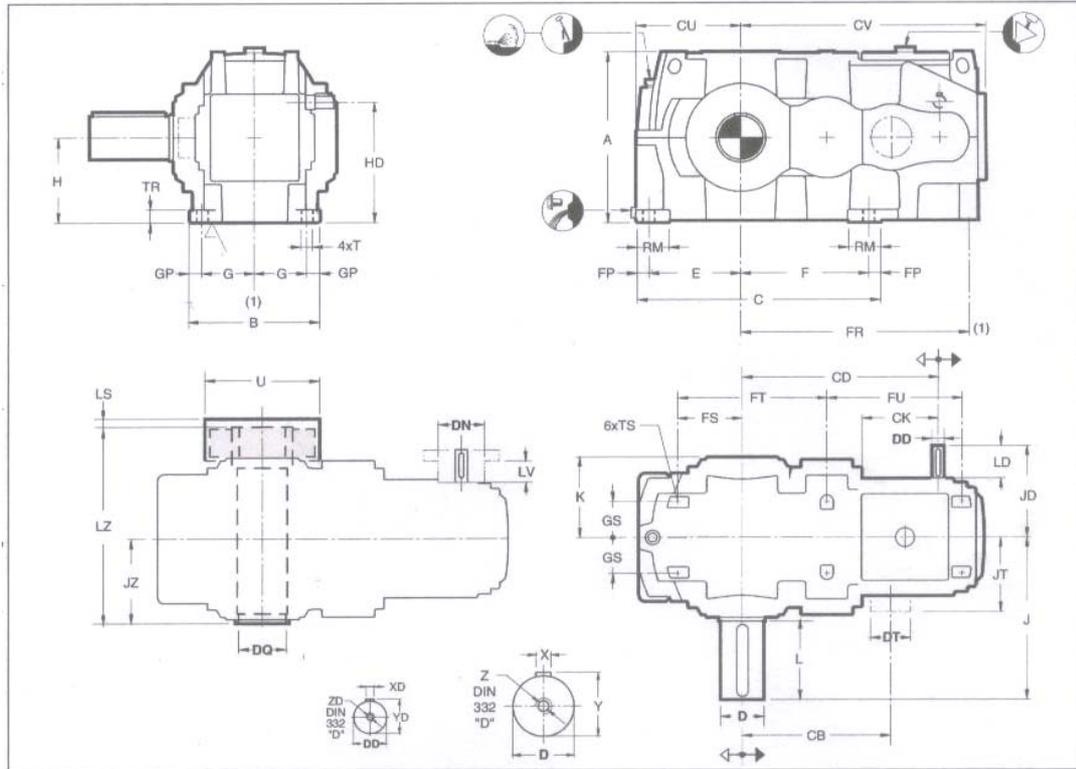
### FACTORES DE SERVICIO PARA DIFERENTES APLICACIONES

APPLICATION	SF min						APPLICATION	SF min					
	3h		10h		24h			3h		10h		24h	
	on Pa	on Pm	on Pa	on Pm	on Pa	on Pm		on Pa	on Pm	on Pa	on Pm	on Pa	on Pm
Agitators / Mixers							Food industry (continued)						
- for liquids	1		1.15		1.25		Diffusers extraction						1.4
- Liquids and solids	1.15		1.25		1.6	1.5	Diffusers rotary						1.75
- Liquids variable density	1.15		1.25		1.7	1.5	Digesters						1.25
Cement industry							Dough mixers	1.25		1.25		1.5	
- Cement kilns					2	1.75	Extruders	1.5		1.5		1.5	
- Dryers, coolers					1.75	1.5	Filling machines	1		1.15		1.25	
Clay working machinery							Kernel expellers					1.75	1.5
- Brick press			1.75		2		Meat grinders	1.25		1.25		1.5	
- Briquette machine			1.75		2		Screw presses					1.25	1.1
Compressors							Sugar cane carriers					1.75	1.5
- Centrifugal	1		1.15		1.25		Sugar cane knives					2	1.75
- Lobe	1		1.25		1.5		Sugar roller mills					2	1.75
- Waterring	1		1.25		1.5		Toasters, desolventisers					1.5	1.25
- Reciprocating, multi-cylinder	1.5		1.5		1.75		Mills (rotary type)						
- Reciprocating, single-cylinder	1.75		1.75		2		Ball, rod, autogene					2	1.75
Conveyors							Dryers and coolers	1.5		1.5		1.75	1.5
- Uniformly loaded or fed	1		1.15		1.25		Mining						
- Heavy duty	1.15		1.25		1.5		Bucket wheel drives						
- Reciprocating, shaking	1.5		1.75		2		- Excavation						2.25
- Apron/feeder, belt feeder	1		1.25		1.5		- Reclaimer medium duty						1.5
- Screw feeder	1		1.25		1.5		- Reclaimer heavy duty						2
Cranes and hoists *							- Disc pelletisers						1.5
- Hoist (non-reversing torque)							Rotary screens (stones or gravel)	1		1.25		1.5	
- Light duty	1		1.15		1.3		Pulp and Paper						
- Medium duty	1.15		1.25		1.45		Calanders						1.75
- Heavy duty	1.25		1.45		1.85		Chippers						2.5
- Travel drive or slewing							Cutters						2
- Peak torque / nom. motor torque							Debarking drums						2
- 1.5		1.4		1.7		1.9	Dryers						1.5
- 1.75		1.65		2		2.2	Lime kilns					1.75	1.5
- 2.0		1.85		2.35		2.5	Presses (felt and suction)						1.5
- Luffing non-reversing torque	1		1.25		1.45		Pulpers						2.5
- reversing torque	1.4		1.7		1.9		- Bales of recycling paper						2
- Boom hoist	1.25		1.25		1.5		- Others						
Crushers							Pumps (vacuum)						1.75
- Stone or ore		1.75		2		2.25	- Centrifugal						1.75
Dredges							- Waterring						2
- Table reels	1.25		1.25		1.5		- Piston						1.5
- Cutter head or bucket chain drives	2		2		2.25		Reelers						1.5
- Dig drives	2		2		2.25		Rolls (non-reversing)						1.5
- Winches	1.25		1.25		1.5		Winders/Unwinders						1.5
Elevators							Pumps						
- Bucket elevator	1		1.25		1.5		- Centrifugal	1.15		1.15		1.25	
- Escalators	1		1.15		1.25		- Proportioning	1.15		1.25		1.5	
- Freight elevator	1		1.25		1.5		- Rotary gear type, lobe, vane	1		1.15		1.25	
Energy conversion							- Single & double acting with more cylinders	1.15		1.25		1.5	
- Frequency converters						1.75	- Screw pumps		1		1.25		1.5
- Water wheels (low speed)						1.5	Recycling						
- Wind turbines						2	- Crushers						2
- Wind regime medium heavy						1.75	- Garbage drums						1.5
Fans							- Fluidised bed grate						1.5
- Heat exchangers	1.5		1.5		1.5		Rubber and plastic						
- Wet cooling towers	2		2		2	1.75	- Mixing mills						2
- Large fans (mines, industrial)	1.5		1.5		1.5		- Rubber calanders						1.5
Food industry							- Extruders rubber plastic	1.5		1.5		1.75	
- Cereal cookers	1		1.15		1.25		- Extruders plastic	1.5		1.5		1.5	
- Crushers		1.75		2		2.25	Water treatment						
							- Common aerator						1.75
							- Carousel aerator						2
							- Brush aerator						1.75
							- Screw pump		1		1.25		1.5



## APENDICE U

### DIMENSIONES DE REDUCTORES



Type Tipo	A	B	C	CD	CK	CU	CV	E	F	FP	FR	FS	FT	FU	G	GP	GS	H	HD	J	JD	JZ	K	RM	T	TR	TS	kg	Litres Litros
QHDP4	450	350	660	523	199	280	660	245	345	35	610	180	385	390	140	35	100	225	334	435	272	220	210	95	28	35	M16	510	25
QHPE4	530	400	750	607	234	320	749	280	390	40	695	200	462	418	160	40	112	265	374	505	272	245	237	105	35	40	M16	770	45
QHPP4	610	460	855	696	265	360	852	315	450	45	795	220	500	495	185	45	130	305	431	540	288	275	273	115	35	45	M20	1100	65
QHPP4	760	550	965	800	303	400	983	350	515	50	918	240	565	565	225	50	160	375	523	635	305	315	313	130	42	60	M20	1550	106
QHPP4	760	550	1087	872	303	450	1055	400	587	50	990	290	687	565	225	50	160	375	523	685	305	320	313	130	42	60	M20	2250	115

Type Tipo	Shafts - Arbres - Wellen - Ejes Keys - Clavettes - Paßfeder - Chavetas ISO/R773-1969														Backstop Anti-diviseur Rücklaßsperre Antirretroceso					
	Solid - Plein - Voll - Macizo					Hollow - Creux - Hohl - Hueco					DD- k6	DN max	LD	LV min	XD	YD	ZD	CB	DT	JT
	D- m6	L	X	Y	Z	DQ	LS	LZ	U max											
QHDP4	115	210	32	122	M24	130	30	531	310	38	82	82	10	41	M12	397	152	252		
QHPE4	135	250	36	143	M30	150	30	603	340	38	82	82	10	41	M12	459	175	304		
QHPP4	155	250	40	164	M30	170	30	688	390	42	120	82	9	12	45	M16	525	188	333	
QHPP4	180	300	45	190	M30	190	30	772	425	48	155	82	10	14	51,5	M16	603	214	361	
QHPP4	190	350	45	200	M30	210	40	794	450	48	155	82	10	14	51,5	M16	675	214	361	

## APENDICE V

### TIPOS DE RODAMIENTOS Y COMPARACION DE SU DESEMPEÑO

Tipos de rodamientos	Rodamientos rígidos de bolas	Rodamientos de bolas a contacto angular	Rodamientos de doble hilera de bolas a contacto angular	Rodamientos de bolas a contacto angular apareados	Rodamientos autoalineables de bolas	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos de una sola pestaña	Rodamientos de rodillos cilíndricos de doble pestaña	Rodamientos de doble hilera de rodillos cilíndricos	Rodamientos de agujas
Características										
Capacidad de manejo de carga										
Carga radial										
Carga axial										
Alta velocidad <sup>o</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆
Alta precisión rotacional <sup>o</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	
Bajo ruido/vibración <sup>o</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆
Bajo torque friccional <sup>o</sup>	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆	☆☆	☆☆				
Alta rigidez <sup>o</sup>			☆☆	☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆
Resistencia a los choques/vibración <sup>o</sup>			☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆
Desalineamiento permitido para anillos int./ext. <sup>o</sup>	☆☆				☆☆☆	☆☆				
Fijo en la dirección axial <sup>o</sup>	⊙	○	⊙	⊙ <sup>Para arreglos DB y DF</sup>	⊙		○	⊙		
Movible en la dirección axial <sup>o</sup>	○		○	○ <sup>Para arreglos DB</sup>	○	⊙			⊙	⊙
Anillos interior/exterior separables <sup>o</sup>						○	○	○	○	○
Diámetro interior cónico en el anillo interior <sup>o</sup>					○	○			○	
Comentarios		Para arreglos apareados				Tipo NU, N	Tipo NJ, NF	Tipo NUP, NP, NH	Tipo NNU, NN	Tipo NA
Página de referencia	B-5	B-43	B-74	B-43	B-79	B-91	B-91	B-91	B-116	E-2

Rodamientos de rodillos cónicos	Rodamientos de 2 y 4 hileras de rodillos cónicos	Rodamientos de rodillos esféricos	Rodamientos axiales de bolas	Rodamientos axiales de doble hilera de bolas a contacto ang	Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	Rodamientos axiales de rodillos esféricos	Página de referencia	Tipos de rodamientos
								Características
								Capacidad de manejo de carga
								Carga Radial
								Carga axial
☆☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆	A-66	Alta velocidad <sup>o</sup>
☆☆☆	☆☆		☆☆	☆☆☆			A-31	Alta precisión rotacional <sup>o</sup>
			☆☆				—	Bajo ruido/vibración <sup>o</sup>
							A-67	Bajo torque friccional <sup>o</sup>
☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-54	Alta rigidez <sup>o</sup>
☆☆	☆☆☆	☆☆☆		☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-18	Resistencia a los choques/vibración <sup>o</sup>
☆☆		☆☆☆		☆☆	☆☆	☆☆☆	A-79	Resistencia a los choques/vibración <sup>o</sup>
○	⊙	⊙	○	⊙	○	○	A-13	Desalineamiento permitido para anillos int./ext. <sup>o</sup>
	○	○	○				A-13	Fijo en la dirección axial <sup>o</sup>
	○		○	○	○	○		Movible en la dirección axial <sup>o</sup>
		○					—	Anillos interior/exterior separables <sup>o</sup>
							A-79	Diámetro interior cónico en el anillo interior <sup>o</sup>
Para arreglos apareados					Incluye rodamientos axiales de agujas		—	Comentarios
B-133	B-133	B-233	B-269	B-269	E-48	B-269		Página de referencia

## APENDICE W

### APLICACIONES EN MAQUINARIAS Y VIDA REQUERIDA

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) $L_{10h}$ <span style="float: right;"><math>\times 10^3 h</math></span>				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Aplicaciones domésticas</li> <li>● Herramientas de mano eléctricas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Maquinaria agrícola</li> <li>● Equipos de oficina</li> </ul>			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Equipos médicos</li> <li>● Instrumentos de medición</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Motores de acondicionadores de aire residenciales</li> <li>● Equipos de construcc.</li> <li>● Elevadores</li> <li>● Grúas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Grúas (Poleas)</li> </ul>		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Automóviles</li> <li>● Vehículos de dos ruedas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Motores pequeños</li> <li>● Buses/camiones</li> <li>● Transmisiones de engranes en general</li> <li>● Máquinas madereras</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Husillos de máquinas</li> <li>● Motores industriales</li> <li>● Trituradores</li> <li>● Cribas vibratorias</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Transmisiones de engranes principales</li> <li>● Máquinas de caucho/plástico</li> <li>● Rodillos de calandrias</li> <li>● Máquinas de impresión</li> </ul>	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> <li>● Laminadores</li> <li>● Escaleras eléctricas</li> <li>● Transportadores</li> <li>● Centrifugas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Ejes de vehículos ferroviarios</li> <li>● Acondicionadores de aire</li> <li>● Motores grandes</li> <li>● Centrifugas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Ejes de locomotoras</li> <li>● Motores de tracción</li> <li>● Elevadores mineros</li> <li>● Volantes a presión</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Máquinas de fabricación de papel</li> <li>● Equipos de propulsión para barcos</li> </ul>
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> <li>● Equipos de abastecimiento de agua</li> <li>● Bombas de drenaje/ventiladores para minería</li> <li>● Equipos para generación de potencia</li> </ul>

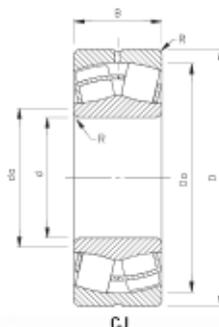
### [14] RODAMIENTOS DE BOLAS Y RODILLOS, NTN.

## APENDICE X

### RODAMIENTOS ESFERICOS Ø160-Ø180

#### SPHERICAL ROLLER BEARINGS - *continued*

- Timken inventory systems are designed to provide fast delivery for frequently-ordered sizes and styles.
- Consult your Timken representative for up-to-date information about the availability of the bearings you have selected.
- Life calculations, shaft and housing fits, internal clearances, tolerances and other technical data for these bearings are found in the engineering section of this catalog.
- Bearings are available with a tapered bore for adapter type mounting. To order, add the suffix "K" to bearing number (e.g., 23120K).



Bearing Number	Bore			R Fit <sup>(a)</sup> (max.)	Backing Diameter		Load Ratings		Equivalent Radial Load Factor <sup>(1)</sup>				Lubrication Life Adjustment Factor <sup>(4)</sup> C <sub>9</sub>	Reference Speed Gross <sup>(5)</sup> RPM	Thermal Ratings <sup>(3)</sup>		Weight kg lbs.
	d	D	B		d <sub>s</sub>	D <sub>s</sub>	Static Load Rating C <sub>0</sub>	Dynamic Load Rating C	Dynamic		Static In All Cases X <sub>0</sub> = 1 Y <sub>0</sub>	RPM			RPM		
	mm in.	mm in.	mm in.		mm in.	mm in.	kN lbs.	kN lbs.	T R X = 1 Y	T R X = .67 Y							
23032YM	160 6.2992	240 9.4488	60.0 2.3622	2.0 0.08	179 7.1	225 8.9	979 220000	591 133000	0.21	3.20	4.77	3.13	0.0620	1700	2100	9.4 21.8	
24032CJ	160 6.2992	240 9.4488	90.0 3.1496	2.0 0.08	173 6.8	224 8.8	1100 246000	665 150000	0.30	2.28	3.39	2.23	0.0611	1500	1900	12.6 27.8	
23132YM	160 6.2992	270 10.6299	96.0 3.2858	2.0 0.08	189 7.4	284 9.6	1560 350000	968 218000	0.30	2.23	3.32	2.18	0.0633	1400	1600	20.1 44.1	
22232CJ	160 6.2992	290 11.4173	90.0 3.1496	2.5 0.10	192 7.6	260 10.2	1290 289000	864 194000	0.27	2.47	3.67	2.41	0.0655	1700	2000	22.1 50.8	
23232YM	160 6.2992	290 11.4173	104.0 4.0946	2.5 0.10	187 7.4	260 10.2	1680 377000	1090 248000	0.34	1.96	2.91	1.91	0.0645	1200	1400	30.0 66.8	
22332CJ	160 6.2992	340 13.3858	114.0 4.4882	3.0 0.12	199 7.8	298 11.7	1820 432000	1400 314000	0.35	1.92	2.96	1.88	0.0702	1300	1500	50.6 111	
22332YMB	160 6.2992	340 13.3858	114.0 4.4882	3.0 0.12	199 7.8	298 11.7	1820 432000	1400 314000	0.35	1.92	2.96	1.88	0.0702	1300	1500	50.6 111	
23332YM	160 6.2992	340 13.3858	136.0 5.2643	3.0 0.12	202 8.1	297 11.7	2540 572000	1670 375000	0.42	1.62	2.41	1.58	0.0686	950	940	60.4 133	
23934YM	170 6.6929	230 9.1551	45.0 1.7717	2.0 0.08	184 7.3	217 8.6	692 156000	371 83400	0.18	3.79	5.65	3.71	0.0627	1600	2000	5.3 11.7	
23034YM	170 6.6929	260 10.2362	67.0 2.6378	2.0 0.08	192 7.6	283 9.6	1220 274000	724 163000	0.22	3.07	4.57	3.00	0.0649	1600	1900	12.8 28.1	
24034CJ	170 6.6929	260 10.2362	90.0 3.5433	2.0 0.08	185 7.3	282 9.5	1430 322000	851 191000	0.32	2.12	3.15	2.07	0.0641	1300	1600	17.2 38.1	
23134YM	170 6.6929	280 11.0236	88.0 3.4646	2.0 0.08	194 7.7	255 10.2	1670 376000	1010 228000	0.30	2.28	3.40	2.23	0.0654	1300	1500	21.5 47.3	
24134CJ	170 6.6929	280 11.0236	109.0 4.2913	2.0 0.08	191 7.5	252 10.1	1840 413000	1110 248000	0.37	1.83	2.72	1.79	0.0657	980	1100	26.6 58.5	
22234CJ	170 6.6929	310 12.2047	96.0 3.2858	3.0 0.12	201 7.9	278 10.9	1490 336000	999 225000	0.28	2.44	3.63	2.38	0.0672	1600	1900	28.5 62.7	
23234YM	170 6.6929	310 12.2047	110.0 4.3307	3.0 0.12	200 7.9	276 10.9	1960 441000	1240 279000	0.34	1.97	2.94	1.93	0.0676	1100	1200	36.5 80.2	
23036YM	180 7.0866	280 11.0236	74.0 2.9134	2.0 0.08	204 8.1	261 10.3	1420 321000	851 192000	0.23	2.95	4.40	2.89	0.0677	1500	1900	17.0 37.8	
24036CJ	180 7.0866	280 11.0236	100.0 3.9370	2.0 0.08	199 7.8	260 10.2	1700 385000	982 223000	0.33	2.03	3.02	1.98	0.0671	1200	1500	22.0 50.8	
23136YM	180 7.0866	300 11.8110	96.0 3.7795	2.5 0.10	205 8.1	273 10.8	1810 409000	1100 247000	0.31	2.20	3.28	2.15	0.0677	1200	1400	27.0 60.8	
24136CJ	180 7.0866	300 11.8110	118.0 4.6457	2.5 0.10	201 7.9	275 10.8	2090 464000	1290 289000	0.38	1.78	2.65	1.74	0.0680	920	1000	32.0 74.8	
22236CJ	180 7.0866	320 12.5984	96.0 3.2858	3.0 0.12	213 8.4	288 11.3	1540 346000	1030 231000	0.27	2.54	3.78	2.48	0.0698	1500	1700	30.0 66.1	
23236YM	180 7.0866	320 12.5984	112.0 4.4094	3.0 0.12	209 8.2	288 11.3	2110 473000	1330 299000	0.34	2.00	2.97	1.95	0.0694	1000	1200	38.0 85.1	

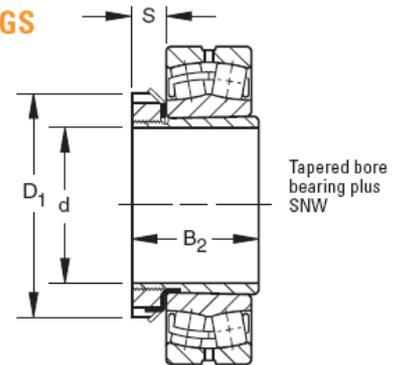
## APENDICE Y

### CONO DE AJUSTE PARA RODAMIENTOS TIMKEM

#### SHAFT ADAPTER ACCESSORIES FOR TAPERED BORE BEARINGS

##### SNW/SNP – PULL TYPE SLEEVE, LOCKNUT, LOCKWASHER/LOCKPLATE ASSEMBLIES

- The table below shows dimensions for adapter assemblies and components used in the mounting of tapered bore bearings on shafts.
- SNW assembly consists of a sleeve, locknut and lockwasher.
- SNP assembly consists of a sleeve, locknut and lockplate.



Bearing Number SNW/SNP	Accessory Numbers				Shaft Dimensions Inches		Adapter Dimensions Inches			Assembly Weight lbs.
	Assembly	Sleeve	Locknut	Lockwasher Lockplate	Diameter d	Tolerance +0.00	B <sub>2</sub>	S	D <sub>1</sub>	
<b>FOR SERIES 222K</b>										
22209K	SNW-09	S-09	N-09	W-09	1 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	-0.03	1 <sup>37</sup> / <sub>64</sub>	1/2	2 <sup>17</sup> / <sub>32</sub>	0.6
22210K	SNW-10	S-10	N-10	W-10	1 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>	-0.03	1 <sup>49</sup> / <sub>64</sub>	9/16	2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>	0.7
22211K	SNW-11	S-11	N-11	W-11	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	-0.03	1 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>	9/16	2 <sup>31</sup> / <sub>32</sub>	0.8
22212K	SNW-12	S-12	N-12	W-12	2 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	1 <sup>63</sup> / <sub>64</sub>	19/32	3 <sup>5</sup> / <sub>32</sub>	1.1
22213K	SNW-13	S-13	N-13	W-13	2 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>3</sup> / <sub>32</sub>	5/8	3 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1.4
22214K	SNW-14	S-14	N-14	W-14	2 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>11</sup> / <sub>64</sub>	5/8	3 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	1.8
22215K	SNW-15	S-15	AN-15	W-15	2 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>19</sup> / <sub>64</sub>	49/64	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	2
22216K	SNW-16	S-16	AN-16	W-16	2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	49/64	4 <sup>5</sup> / <sub>32</sub>	2.4
22217K	SNW-17	S-17	AN-17	W-17	2 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>31</sup> / <sub>64</sub>	45/64	4 <sup>13</sup> / <sub>32</sub>	3
22218K	SNW-18	S-18	AN-18	W-18	3 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>41</sup> / <sub>64</sub>	25/32	4 <sup>21</sup> / <sub>32</sub>	3
22219K	SNW-19	S-19	AN-19	W-19	3 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>49</sup> / <sub>64</sub>	13/16	4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	3.3
22220K	SNW-20	S-20	AN-20	W-20	3 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	2 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	27/32	5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	4.4
22222K	SNW-22	S-22	AN-22	W-22	3 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	-0.04	3 <sup>13</sup> / <sub>64</sub>	29/32	5 <sup>23</sup> / <sub>32</sub>	5
22224K	SNW-24	S-24	AN-24	W-24	4 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	3 <sup>15</sup> / <sub>32</sub>	15/16	6 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	6.7
22226K	SNW-26	S-26	AN-26	W-26	4 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	3 <sup>49</sup> / <sub>64</sub>	1	6 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	8.6
22228K	SNW-28	S-28	AN-28	W-28	4 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	3 <sup>63</sup> / <sub>64</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	7 <sup>3</sup> / <sub>32</sub>	10.3
22230K	SNW-30	S-30	AN-30	W-30	5 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	4 <sup>15</sup> / <sub>64</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	7 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>	13.5
22232K	SNW-32	S-32	AN-32	W-32	5 <sup>7</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	4 <sup>37</sup> / <sub>64</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	8 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	15.6
22234K	SNW-34	S-34	AN-34	W-34	5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	4 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>32</sub>	8 <sup>21</sup> / <sub>32</sub>	19.4
22236K	SNW-36	S-36	AN-36	W-36	6 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	5 <sup>1</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	9 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	20.5
22238K	SNW-38	S-38	AN-38	W-38	6 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	5 <sup>17</sup> / <sub>64</sub>	1 <sup>9</sup> / <sub>32</sub>	9 <sup>15</sup> / <sub>32</sub>	23.4
22240K	SNW-40	S-40	AN-40	W-40	7 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	5 <sup>31</sup> / <sub>64</sub>	1 <sup>11</sup> / <sub>32</sub>	9 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>	30.5
22244K	SNW-44	S-44	AN-44	W-44	7 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>	-0.05	5 <sup>29</sup> / <sub>32</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	11	33

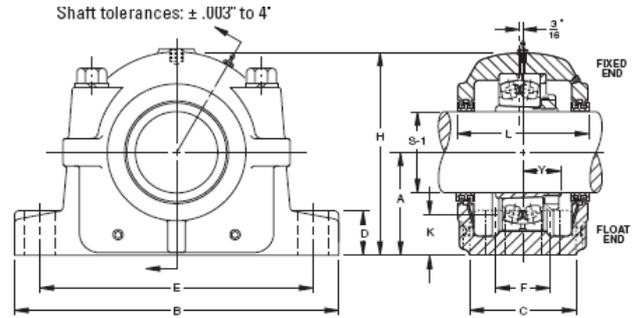
[15] MANUAL TIMKEN.

## APENDICE Z

### CAJERAS PARA RODAMIENTOS

#### TAPERED BORE MOUNTING SAF225 AND SAF226 SERIES

- The basic number for ordering complete pillow block assemblies is listed in the table below.
- Each assembly includes the housing cap and base, cap bolts, bearing, bearing adapter, locknut and washer, stabilizing ring, and triple ring seals.
- If only the pillow block housing is desired, use the numbers listed in column headed "Housing Only". These units include: cap, base, cap bolts, triple ring seals and stabilizing ring.
- Assembly and pillow blocks as described on this page constitute a fixed unit. To order float units, specify part number plus suffix "Float" or "FL".



- Assemblies shown are furnished in cast iron. If cast steel is desired, add the letter "S" to the alpha prefix (e.g., SAFS 22515).
- Four-bolt bases are standard on all assemblies except as noted.

Pillow Block Assembly	Standard Shaft <sup>(1)</sup> Diam S-1	A	B	C	D	E	F	H	K	L	Y	Base Bolts Required No. Size	Bearing Number	Adapter <sup>(4)</sup> Assembly Number	Housing <sup>(2)</sup> Only	Stabi- <sup>(3)</sup> lizing Ring 1 Req'd	Triple Seal 2 Req'd	Ass'y Wt. lbs.
		in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.							
<b>SERIES SAF225</b>																		
SAF22509	1 7/16	2 1/4	8 1/4	2 3/8	1 3/16	7	6 1/4	—	4 3/8	2 1/2	3 5/8	1 3/32	22209K	SNW-9	SAF509	SR-9-9	LER17	12
SAF22510	1 11/16	2 1/2	8 1/4	2 3/8	1 5/16	7	6 1/2	—	4 3/4	1 3/2	3 5/8	1 3/32	22210K	SNW-10	SAF510	SR-10-0	LER20	13
SAF22511	1 15/16	2 3/4	9 5/8	2 3/4	1 5/16	7 7/8	7 3/8	—	5 11/32	1 3/8	3 3/4	1 3/16	22211K	SNW-11	SAF511	SR-11-0	LER-24	16
SAF22513	2 3/16	3	11	3 1/4	1	9 1/2	8 1/8	—	5 25/32	1 1/8	4 5/16	1 7/32	22213K	SNW-13	SAF513	SR-13-0	LER-29	19.5
SAF22515	2 7/16	3 1/4	11 1/4	3 1/8	1 1/8	9 5/8	8 5/8	—	6 3/8	1 1/4	4 3/4	1 3/32	22215K	SNW-15	SAF515	SR-15-0	LER37	30
FSAF22515	2 7/16	3 1/4	11 1/4	3 1/8	1 1/8	9 5/8	8 5/8	1 7/8	6 3/8	1 1/4	4 3/4	1 3/32	22215K	SNW-15	FSAF515	SR-15-0	LER37	30
SAF22516	2 11/16	3 1/2	13	3 1/2	1 3/16	11	9 5/8	—	6 7/8	1 11/32	4 7/8	1 21/64	22216K	SNW-16	SAF516	SR-16-13	LER44	37
FSAF22516	2 11/16	3 1/2	13	3 1/2	1 3/16	11	9 5/8	2 1/8	6 7/8	1 11/32	4 7/8	1 21/64	22216K	SNW-16	FSAF516	SR-16-13	LER44	37
SAF22517	2 15/16	3 3/4	13	3 1/2	1 1/4	11	9 7/8	—	7 1/4	1 7/16	4 15/16	1 27/64	22217K	SNW-17	SAF517	SR-17-14	LER53	40
FSAF22517	2 15/16	3 3/4	13	3 1/2	1 1/4	11	9 7/8	2 1/8	7 1/4	1 7/16	4 15/16	1 27/64	22217K	SNW-17	FSAF517	SR-17-14	LER53	40
SAF22518	3 3/16	4	13 3/4	3 3/8	1 1/2	11 5/8	10 3/8	—	7 3/4	1 17/32	6 1/4	1 27/64	22218K	SNW-18	SAF518	SR-18-15	LER69	49
FSAF22518	3 3/16	4	13 3/4	3 3/8	1 1/2	11 5/8	10 3/8	2 1/8	7 3/4	1 17/32	6 1/4	1 27/64	22218K	SNW-18	FSAF518	SR-18-15	LER69	49
SAF22520	3 7/16	4 1/2	15 1/4	4 3/8	1 3/4	13 1/4	11 5/8	—	8 11/16	1 3/4	6	1 49/64	22220K	SNW-20	SAF520	SR-20-17	LER102	65
FSAF22520	3 7/16	4 1/2	15 1/4	4 3/8	1 3/4	13 1/4	11 5/8	2 3/8	8 11/16	1 3/4	6	1 49/64	22220K	SNW-20	FSAF520	SR-20-17	LER102	65
SAF22522	3 15/16	4 15/16	16 1/2	4 3/4	2	14 1/2	12 5/8	2 3/4	9 9/16	1 7/8	6 3/8	1 81/64	22222K	SNW-22	SAF522	SR-22-19	LER109	81
SAF22524	4 3/16	5 1/4	16 1/2	4 3/4	2 1/8	14 1/2	13 1/4	2 3/4	10 1/4	1 15/8	7 3/8	2 3/32	22224K	SNW-24	SAF524	SR-24-20	LER113	94
SAF22526	4 7/16	6	18 3/8	5 1/8	2 3/8	16	14 5/8	3 1/4	11 9/16	2 7/16	8	2 17/64	22226K	SNW-26	SAF526	SR-26-0	LER117	137
SAF22528	4 15/16	6	20 1/8	5 7/8	2 3/8	17 1/4	16	3 3/8	11 3/4	2 7/8	7 3/4	2 13/32	22228K	SNW-28	SAF528	SR-28-0	LER122	159
SAF22530	5 3/16	6 5/16	21 1/4	6 1/4	2 1/2	18 1/4	17	3 3/4	12 1/2	2 3/8	8 3/8	2 27/64	22230K	SNW-30	SAF530	SR-30-0	LER125	189
SAF22532	5 7/16	6 11/16	22	6 1/4	2 5/8	19 1/4	17 3/8	3 3/4	13 3/16	2 3/16	8 3/4	2 49/64	22232K	SNW-32	SAF532	SR-32-0	LER130	225
SAF22534	5 15/16	7 1/16	24 3/4	6 3/4	2 3/4	21 5/8	19 3/8	4 1/4	14 3/16	2 5/16	9 3/8	2 59/64	22234K	SNW-34	SAF534	SR-34-0	LER140	300
SAF22536	6 7/16	7 1/2	26 3/4	7 1/8	3	23 5/8	20 7/8	4 5/8	15 1/2	2 9/16	9 11/16	2 81/64	22236K	SNW-36	SAF536	SR-36-30	LER148	330
SAF22538	6 15/16	7 7/8	28	7 1/2	3 1/8	24 3/8	21 5/8	4 1/2	15 11/16	2 5/8	10 3/4	3 7/64	22238K	SNW-38	SAF538	SR-38-32	LER155	375
SAF22540	7 3/16	8 1/4	29 1/2	8	3 3/8	25	22 1/2	5	17 3/16	2 11/16	10 13/16	3 3/32	22240K	SNW-40	SAF540	SR-40-34	LER159	445
SAF22544	7 15/16	9 1/2	32 3/4	8 3/4	3 3/4	27 7/8	24 3/4	5 1/4	19 5/8	3 3/8	11 1/2	3 17/32	22244K	SNW-44	SAF544	SR-44-38	LER167	615

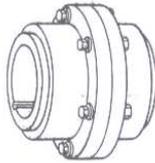
## APENDICE XA

### TIPOS DE ACOPLES, G

#### coupling types

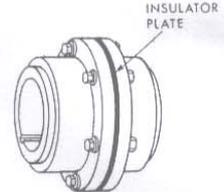
Type G20, Page 10  
Type GV20, Page 14

Double engagement, general purpose, close coupled design with 2 flex halves to accommodate both offset and angular misalignment.



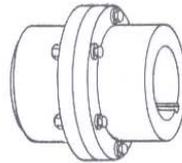
Types GP20, 52, 82, Page 23

Double, single or rigid engagement Insulated couplings used to eliminate flow of stray current from one shaft to another. Protects sensitive electrical equipment.



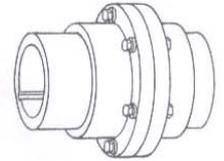
Type G52, Page 11  
Type GV52, Page 15

Single engagement design primarily used with floating shafts or 3 bearing drive trains. 1 flex half and 1 rigid half, only accepts angular misalignment.



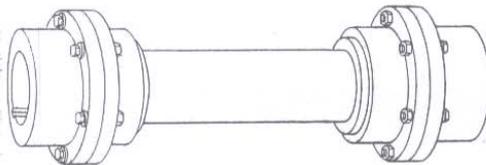
Types GL20/52, Pages 18, 19

Double and single engagement Slide couplings for applications requiring axial movement to accommodate thermal shaft expansion or adjustment. Variations allow progressively more axial float capacity.



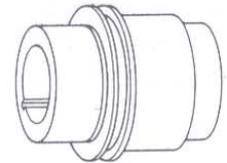
Type G52, Pages 12, 13

Floating shaft assemblies are used when distance between equipment is too great for spacer couplings. 2 single engagement couplings with interconnecting shaft.



Type G70, Page 20

Disconnect couplings used for low speed applications that require quick disconnection of equipment or inching drives.

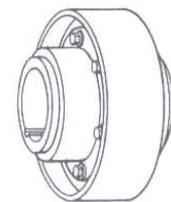


Type G72, Page 21

Disconnect couplings for higher speed applications that require quick disconnection such as backup drives.

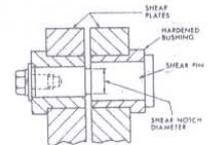
Type G62/66, Pages 16, 17

Double or single engagement Brakewheel couplings for shoe brake applications, such as cranes, hoists and conveyors. Brakedrum is mounted between coupling halves.



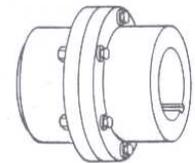
Type GR20, Page 26

Shear pin couplings for applications subject to jamming. When pins break equipment is physically disconnected preventing damage.



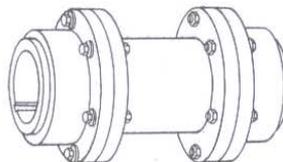
Type G82, Page 24

Rigid couplings used when there is no need to accommodate misalignment.



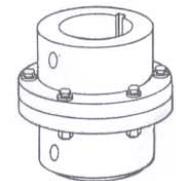
Type G32, Page 22

Spacer couplings for pump and compressor applications, provide ease of servicing connected equipment.



Type GV82, Page 25

Rigid thrust couplings used where there is no need to accommodate misalignment, but where thrust loads are generated such as vertical mixer or agitator applications.



## APENDICE XB

### FACTORES DE SERVICIO PARA LA SELECCION DE ACOPLES

	Service Factor		Service Factor
<b>Aerator</b>	2.0	<b>Generators</b>	
<b>Agitators</b>		Even Load	1.0
Vertical and Horizontal		Hoist or Railway Service	1.5
Screw, Propeller, Paddle	1.0	Welder Load	2.0
<b>Barge haul puller</b>	1.5	<b>Hammermill</b>	1.75
<b>Blowers</b>		<b>Laundry washer or tumbler</b>	2.0
Centrifugal	1.0	<b>Line shafts</b>	
Lobe or Vane	1.25	Any Processing Machinery	1.5
<b>Car dumpers</b>	2.5	<b>Machine tools</b>	
<b>Car pullers</b>	1.5	Auxiliary and Traverse Drive	1.0
<b>Clarifier or classifier</b>	1.0	Bending Roll, Notching Press, Punch Press, Planer, Plate	
<b>Compressors</b>		Reversing	1.75
Centrifugal	1.0	Main Drive	1.5
Rotary, Lobe or Vane	1.25	<b>Man lifts</b>	Not Approved
Rotary, Screw	1.0	<b>Metal forming Machines</b>	
Reciprocating		Draw Bench Carriage and Main Drive	2.0
Direct Connected	Refer to Factory	Extruder	2.0
Without Flywheels	Refer to Factory	Forming Machine and Forming Mills	2.0
*With Flywheel and Gear between Compressor and Prime Mover		Slitters	1.0
1 cylinder, single acting	3.0	Wire Drawing or Flattening	1.75
1 cylinder, double acting	3.0	Wire Winder	1.5
2 cylinders, single acting	3.0	Coilers and Uncoilers	1.5
2 cylinders, double acting	3.0	<b>Mixers (see Agitators)</b>	
3 cylinders, single acting	3.0	Concrete	1.75
3 cylinders, double acting	2.0	Muller	1.5
4 or more cyl., single act.	1.75	<b>Press, printing</b>	1.5
4 or more cyl., double act.	1.75	<b>Pug mill</b>	1.75
<b>Conveyors</b>		<b>Pulverizers</b>	
Apron, Assembly, Belt, Chain, Flight, Screw	1.0	Hammermill and Hog Roller	1.75 1.5
Bucket	1.25	<b>Pumps</b>	
Live Roll, Shaker and Reciprocating	3.0	Centrifugal—	
<b>★ Cranes and hoist</b>		Constant Speed	1.0
Main Hoist	1.75▲	Frequent Speed Changes, under Load	1.25
Skip Hoist	1.75▲	Descaling, with accumulators	1.25
Slope	1.5	Gear, Rotary, or Vane	1.25
Bridge, Travel or Trolley	1.75	Reciprocating	
<b>Dynamometer</b>	1.0	1 cyl., single or double act.	3.0
<b>Elevators</b>		2 cyl., single acting	2.0
Bucket, Centrifugal Discharge	1.25	2 cyl., double acting	1.75
Freight or Passenger	Not Approved	3 or more cylinders	1.5
Gravity Discharge	1.25	<b>Screens</b>	
<b>Escalators</b>	Not Approved	Air Washing	1.0
<b>Exciter, generator</b>	1.0	Grizzly	2.0
<b>Extruder, plastic</b>	1.5	Rotary Coal or Sand	1.5
<b>Fans</b>		Vibrating	2.5
Centrifugal	1.0	Water	1.0
Cooling Tower	2.0	<b>Ski tows &amp; lifts</b>	Not Approved
Forced Draft—Across the Line start	1.5	<b>Steering gear</b>	1.0
Forced Draft Motor Driven thru fluid or electric slip clutch	1.0	<b>Stoker</b>	1.0
Gas Recirculating	1.5	<b>Tumbling barrel</b>	1.75
Induced Draft with damper control or blade cleaner	1.25	<b>Winch, maneuvering</b>	
Induced Draft without controls	2.0	Dredge, Manne	1.5
<b>Feeders</b>		<b>Windlass</b>	1.5
Apron, Belt, Disc, Screw	1.0	<b>Woodworking machinery</b>	1.0
Reciprocating	2.5	<b>Work lift platforms</b>	Not Approved

## APENDICE XC

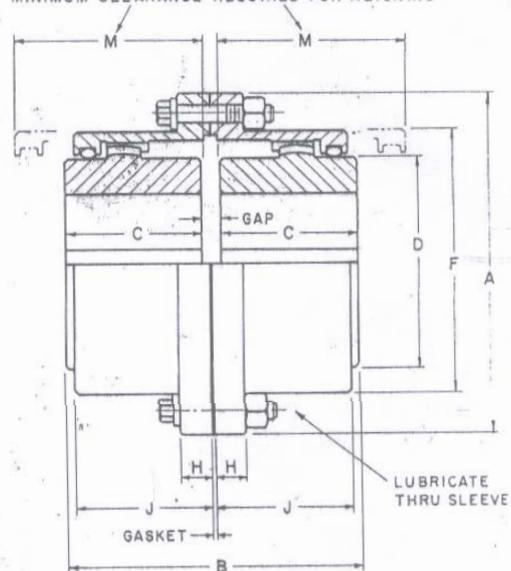
### DIMENSIONES DE ACOPLE, TIPO G20

Type G20  
Exposed Bolts



Type G10 Shrouded Bolts furnished only when specified on order

MINIMUM CLEARANCE REQUIRED FOR ALIGNING

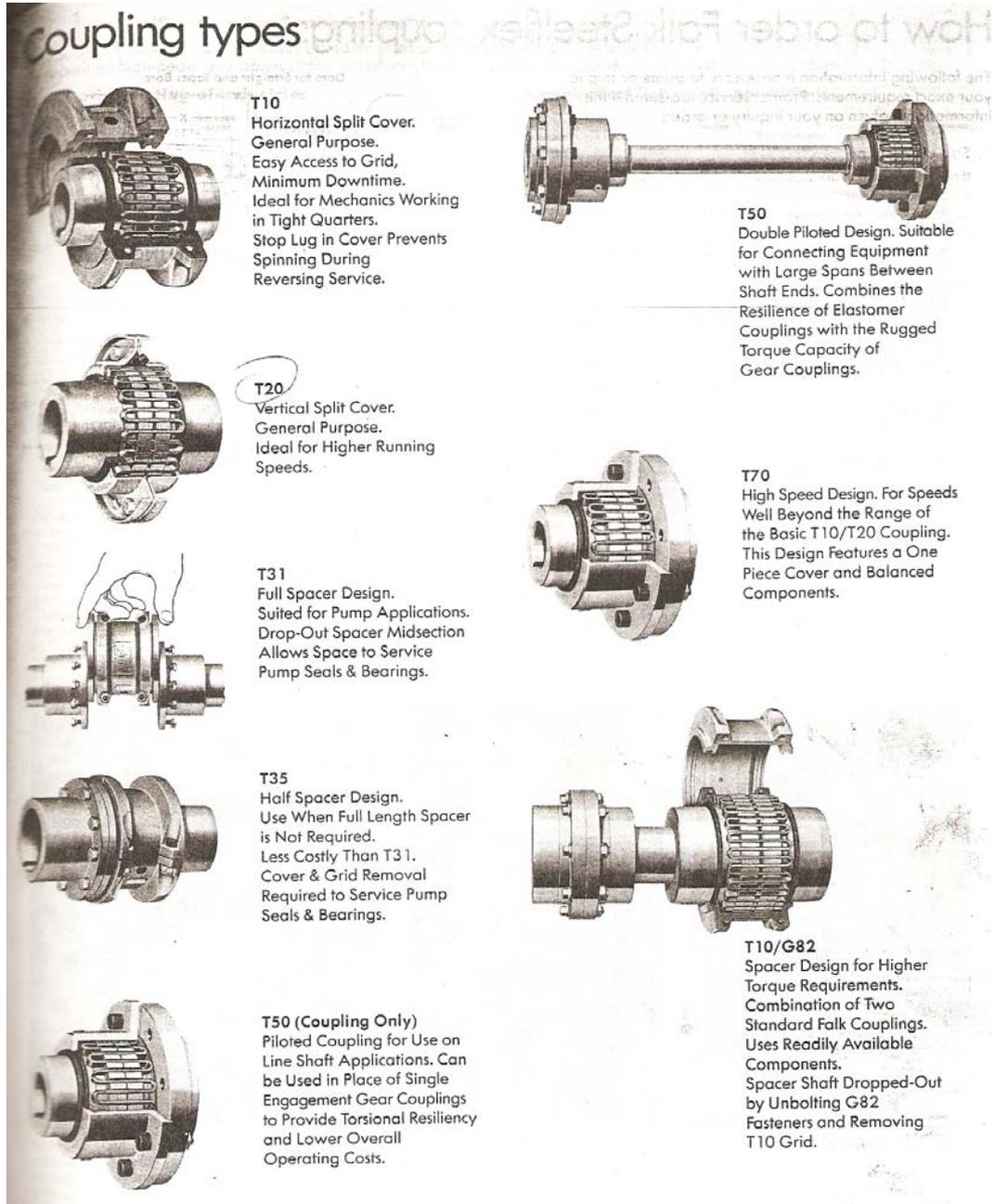


SIZE ★	Torque Rating lb.-in.	Allow. * Speed rpm	Max † Bore	Min Bore ±	Cplg Wt With No Bore—lb		Lube Wt lb	DIMENSIONS—INCHES									SIZE ★
					G10	G20		A	B	C	D	F	H	J	M	GAP	
1010G	7,560	8000	1.875	.50	9	10	.09	4.56	3.50	1.69	2.70	3.30	.55	1.53	2.00	.125	1010G
1015G	17,010	6500	2.375	.75	17	20	.16	6.00	4.00	1.94	3.40	4.14	.75	1.88	2.40	.125	1015G
1020G	31,500	5600	2.875	1.00	30	35	.25	7.00	5.00	2.44	4.14	4.98	.75	2.34	3.00	.125	1020G
1025G	56,700	5000	3.625	1.25	55	65	.50	8.38	6.25	3.03	5.14	6.10	.86	2.82	3.60	.188	1025G
1030G	94,500	4400	4.125	1.50	85	95	.80	9.44	7.37	3.59	6.00	7.10	.86	3.30	4.20	.188	1030G
1035G	144,900	3900	4.875	2.00	135	150	1.20	11.00	8.43	4.19	7.00	8.32	1.12	3.84	5.10	.250	1035G
1040G	220,500	3600	5.750	2.50	195	215	2.00	12.50	9.75	4.75	8.25	9.66	1.12	4.38	5.70	.250	1040G
1045G	302,400	3200	6.750	3.00	280	300	2.30	13.62	10.93	5.31	9.25	10.79	1.12	4.84	6.50	.312	1045G
1050G	409,500	2900	7.375	3.50	390	420	3.90	15.31	12.37	6.03	10.00	12.04	1.50	5.54	7.20	.312	1050G
1055G	535,500	2650	8.250	4.00	525	550	4.90	16.75	13.56	6.62	11.00	13.16	1.50	6.22	8.00	.312	1055G
1060G	693,000	2450	9.125	4.50	...	675	7.00	18.00	15.13	7.41	12.00	14.41	1.00	6.66	9.00	.312	1060G
1070G	1,008,000	2150	10.875	5.00	...	1070	9.60	20.75	17.75	8.69	14.00	16.73	1.12	7.70	10.50	.375	1070G

## APENDICE XD

### TIPOS DE ACOPLERES

**Coupling types**



**T10**  
Horizontal Split Cover.  
General Purpose.  
Easy Access to Grid,  
Minimum Downtime.  
Ideal for Mechanics Working  
in Tight Quarters.  
Stop Lug in Cover Prevents  
Spinning During  
Reversing Service.

**T20**  
Vertical Split Cover.  
General Purpose.  
Ideal for Higher Running  
Speeds.

**T31**  
Full Spacer Design.  
Suited for Pump Applications.  
Drop-Out Spacer Midsection  
Allows Space to Service  
Pump Seals & Bearings.

**T35**  
Half Spacer Design.  
Use When Full Length Spacer  
is Not Required.  
Less Costly Than T31.  
Cover & Grid Removal  
Required to Service Pump  
Seals & Bearings.

**T50 (Coupling Only)**  
Piloted Coupling for Use on  
Line Shaft Applications. Can  
be Used in Place of Single  
Engagement Gear Couplings  
to Provide Torsional Resiliency  
and Lower Overall  
Operating Costs.

**T50**  
Double Piloted Design. Suitable  
for Connecting Equipment  
with Large Spans Between  
Shaft Ends. Combines the  
Resiliency of Elastomer  
Couplings with the Rugged  
Torque Capacity of  
Gear Couplings.

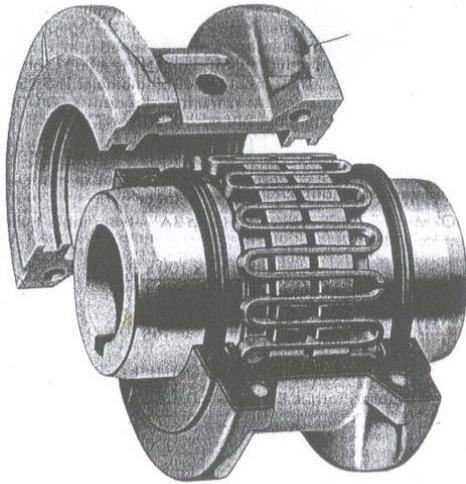
**T70**  
High Speed Design. For Speeds  
Well Beyond the Range of  
the Basic T10/T20 Coupling.  
This Design Features a One  
Piece Cover and Balanced  
Components.

**T10/G82**  
Spacer Design for Higher  
Torque Requirements.  
Combination of Two  
Standard Falk Couplings.  
Uses Readily Available  
Components.  
Spacer Shaft Dropped-Out  
by Unbolting G82  
Fasteners and Removing  
T10 Grid.

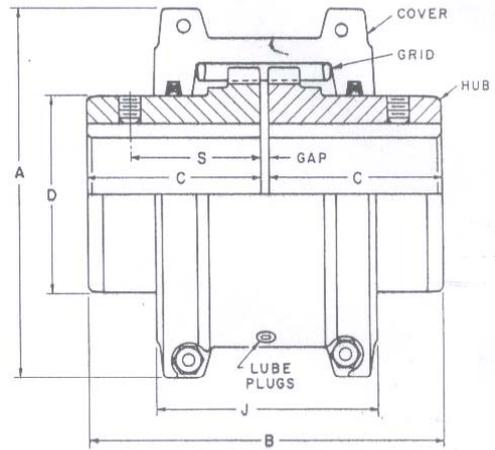
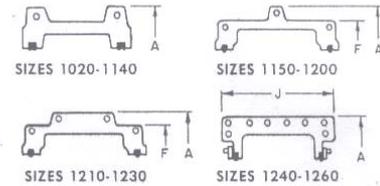
## APENDICE XE

### DIMENSIONES DE ACOPLER, TIPO T10

**Type T10** Dimensions—Inches  
with Horizontal Split Cover  
Sizes 1020T10 thru 1260T10



COVER PROFILES



SIZE ★	Torque Rating (lb.-in.)	Allow. Speed rpm†	Max ★ Bore (Sq. Key)	Min ± Bore	Cplg Wt With No Bore-lb	Lube Wt lb	DIMENSIONS—INCHES								SIZE ★
							A	B	C	D	F	J	S	Gap	
1020T	422	4500	1.125	.500	4.2	.06	4.00	3.88	1.88	1.56	...	2.62	1.54	.125	1020T
1030T	1,200	4500	1.375	.500	5.7	.09	4.38	3.88	1.88	1.94	...	2.69	1.54	.125	1030T
1040T	2,000	4500	1.625	.500	7.4	.12	4.62	4.12	2.00	2.25	...	2.75	1.58	.125	1040T
1050T	3,500	4500	1.875	.500	12	.15	5.44	4.88	2.38	2.62	...	3.12	1.76	.125	1050T
1060T	5,500	4350	2.125	.750	16	.19	5.94	5.12	2.50	3.00	...	3.62	2.06	.125	1060T
1070T	8,000	4125	2.500	.750	23	.25	6.38	6.12	3.00	3.44	...	3.75	2.12	.125	1070T
1080T	16,500	3600	3.000	1.062	39	.38	7.62	7.12	3.50	4.12	...	4.56	2.54	.125	1080T
1090T	30,000	3600	3.500	1.062	56	.56	8.38	7.88	3.88	4.88	...	4.81	2.82	.125	1090T
1100T	50,500	2440	4.000	1.625	93	.94	9.88	9.69	4.75	5.59	...	6.12	...	.188	1100T
1110T	75,000	2250	4.500	1.625	120	1.12	10.62	10.19	5.00	6.31	...	6.36	...	.188	1110T
1120T	110,000	2025	5.000	2.375	179	1.62	12.12	12.00	5.88	7.06	...	7.54	...	.250	1120T
1130T	160,000	1800	6.000	2.625	266	2.0	13.62	13.00	6.38	8.56	...	7.68	...	.250	1130T
1140T	230,000	1650	7.250	2.625	392	2.5	15.12	14.75	7.25	10.00	...	7.92	...	.250	1140T
1150T	320,000	1500	8.000	4.250	516	4.3	17.84	14.65	7.20	10.60	15.37	10.68	...	.250	1150T
1160T	450,000	1350	9.000	4.750	698	6.2	19.74	15.85	7.80	12.00	17.18	10.98	...	.250	1160T
1170T	600,000	1225	10.000	5.250	987	7.7	22.30	17.25	8.50	14.00	19.18	11.98	...	.250	1170T
1180T	832,000	1100	11.000	6.000	1365	8.3	24.80	19.05	9.40	15.50	21.84	12.64	...	.250	1180T
1190T	1,100,000	1050	12.000	6.000	1710	9.7	26.60	20.65	10.20	17.20	23.93	12.80	...	.250	1190T
1200T	1,500,000	900	13.000	7.000	2331	12.4	29.80	22.25	11.00	19.60	26.00	14.00	...	.250	1200T
1210T	2,000,000	820	14.000	7.000	3140	23.2	33.25	24.50	12.00	21.00	29.56	17.00	...	.500	1210T
1220T	2,700,000	730	15.000	8.000	3935	35.4	36.25	26.10	12.80	22.50	32.37	19.30	...	.500	1220T
1230T	3,500,000	680	16.000	8.000	4997	53.0	39.50	27.70	13.60	24.00	35.62	21.50	...	.500	1230T
1240T	4,500,000	630	17.000	10.000	6504	74.5	42.80	29.50	14.50	25.50	...	25.50	...	.500	1240T
1250T	6,000,000	580	18.500	10.000	8450	110.5	46.50	32.10	15.80	28.00	...	27.50	...	.500	1250T
1260T	7,500,000	540	20.000	10.000	10322	148.1	49.64	34.50	17.00	30.00	...	30.00	...	.500	1260T

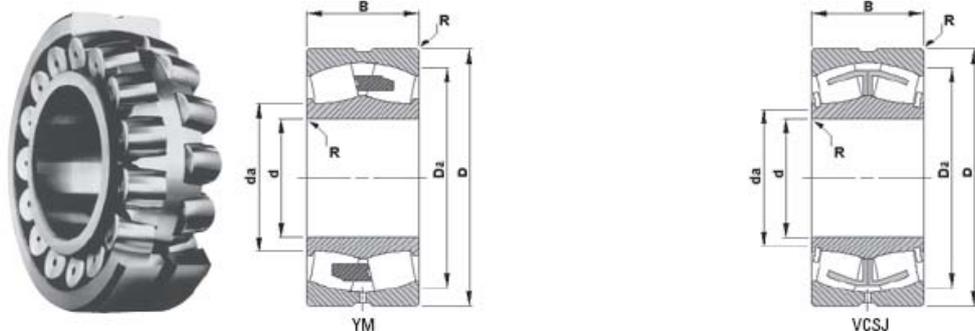
## APENDICE XF

### DIMENSIONES DE PERNOS

Tamaño	Diámetro mayor $d$ (in o pulg)	Roscas bastas—UNC			Roscas finas—UNF		
		Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (in <sup>2</sup> )	Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (in <sup>2</sup> )
0	0.0600	—	—	—	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557
1 1/4	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147
1 1/2	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810
1 3/4	1.7500	5	1.4902	1.8995			
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982			
2 1/4	2.2500	4.5	1.9613	3.2477			
2 1/2	2.5000	4	2.1752	3.9988			
2 3/4	2.7500	4	2.4252	4.9340			
3	3.0000	4	2.6752	5.9674			
3 1/4	3.2500	4	2.9252	7.0989			
3 1/2	3.5000	4	3.1752	8.3286			
3 3/4	3.7500	4	3.4252	9.6565			
4	4.0000	4	3.6752	11.0826			

## APENDICE XG

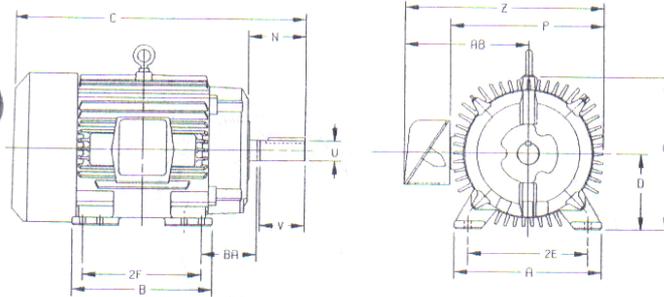
### RODAMIENTOS ESFERICOS Ø65-Ø75



Bearing Number	d Bore	D O.D.	B Width	R Fillet <sup>(2)</sup> (max.)	Backing Diameter			Load Ratings		Equivalent Radial load Factors <sup>(1)</sup>				Lubrication Life Adjustment Factor <sup>(4)</sup> C <sub>g</sub>	Reference Speed Grease	Thermal Ratings <sup>(3)</sup> Oil	Weight
					da Shaft	Da Housing	Static Load Rating C <sub>0</sub>	Dynamic Load Rating C	Dynamic			Static In All Cases X <sub>0</sub> = 1 Y <sub>0</sub>					
									e	T ≤ e R X = 1 Y	T > e R X = .67 Y						
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbs.	kN lbs.				RPM	RPM	kg lbs.			
22311CJ	55 2.1654	120 4.7244	43.0 1.6929	2.0 0.08	69 2.7	107 4.2	248 55800	221 49600	0.36	1.87	2.79	1.83	0.0446	3900	4700	2.4 5.3	
22311YM	55 2.1654	120 4.7244	43.0 1.6929	2.0 0.08	69 2.7	107 4.2	248 55800	221 49600	0.36	1.87	2.79	1.83	0.0446	3900	4700	2.4 5.3	
21311VCSJ	55 2.1654	120 4.7244	28.0 1.1417	2.0 0.08	70 2.6	108 4.3	158 35500	141 31700	0.24	2.82	4.20	2.76	0.0446	4000	4800	1.50 3.3	
22212CJ	60 2.3622	110 4.2907	28.0 1.1024	1.5 0.06	72 2.6	100 4.0	174 39100	146 32800	0.24	2.84	4.23	2.78	0.0652	3800	4600	1.2 2.6	
22212YM	60 2.3622	110 4.2907	28.0 1.1024	1.5 0.06	72 2.6	100 4.0	164 36900	140 31400	0.24	2.84	4.23	2.78	0.0645	3800	4700	1.2 2.6	
22312CJ	60 2.3622	130 5.1181	46.0 1.8110	2.0 0.08	75 3.0	117 4.6	312 70100	269 60400	0.35	1.95	2.90	1.91	0.0463	3600	4300	3.0 6.6	
22312YM	60 2.3622	130 5.1181	46.0 1.8110	2.0 0.08	75 3.0	117 4.6	312 70100	269 60400	0.35	1.95	2.90	1.91	0.0471	3600	4300	3.0 6.6	
21312VCSJ	60 2.3622	130 5.1181	31.0 1.2205	2.0 0.08	76 3.0	118 4.7	179 40200	158 35500	0.24	2.81	4.19	2.75	0.0467	3700	4600	1.90 4.2	
22213CJ	65 2.5591	120 4.7244	31.0 1.2205	1.5 0.06	78 3.1	109 4.3	217 49000	177 39800	0.24	2.79	4.15	2.73	0.0473	3600	4400	1.6 3.4	
22213YM	65 2.5591	120 4.7244	31.0 1.2205	1.5 0.06	78 3.1	109 4.3	204 46000	170 38200	0.24	2.79	4.15	2.73	0.0468	3600	4400	1.6 3.4	
21313VCSJ	65 2.5591	140 5.5118	33.0 1.2992	2.0 0.08	82 3.2	128 5.0	215 48200	189 42500	0.23	2.91	4.33	2.84	0.0463	3500	4300	2.40 5.3	
22313CJ	65 2.5591	140 5.5118	48.0 1.8898	2.0 0.08	82 3.2	126 5.0	333 74900	290 65200	0.33	2.06	3.06	2.01	0.0455	3400	4100	3.6 8.0	
22313YM	65 2.5591	140 5.5118	48.0 1.8898	2.0 0.08	82 3.2	126 5.0	333 74900	290 65200	0.33	2.06	3.06	2.01	0.0464	3400	4100	3.6 8.0	
22214CJ	70 2.7559	125 4.9213	31.0 1.2205	1.5 0.06	84 3.3	115 4.5	231 52000	184 41400	0.22	3.01	4.48	2.94	0.0464	3400	4100	1.6 3.6	
22314CJ	70 2.7559	150 5.9055	51.0 2.0079	2.0 0.08	87 3.4	131 5.2	385 86500	331 74300	0.34	2.00	2.98	1.96	0.0462	3200	3800	4.4 9.7	
21314VCSJ	70 2.7559	150 5.9055	35.0 1.3780	2.0 0.08	88 3.5	138 5.4	240 54000	208 46700	0.23	2.90	4.31	2.83	0.0480	3300	4100	2.90 6.4	
22314YM	70 2.7559	150 5.9055	51.0 2.0079	2.0 0.08	87 3.4	131 5.2	385 86500	331 74300	0.34	2.00	2.98	1.96	0.0462	3200	3800	4.4 9.7	
22215CJ	75 2.9528	130 5.1181	31.0 1.2205	1.5 0.06	88 3.5	120 4.7	241 54100	191 42900	0.22	3.14	4.67	3.07	0.0477	3200	3900	1.7 3.8	
22315CJ	75 2.9528	160 6.2992	55.0 2.1654	2.0 0.08	93 3.7	140 5.5	456 102000	387 87100	0.34	2.00	2.98	1.96	0.0505	3100	3600	5.4 11.9	
21315VCSJ	75 2.9528	160 6.2992	37.0 1.4567	2.0 0.08	94 3.7	148 5.8	274 61600	237 53200	0.23	2.94	4.37	2.87	0.0502	3200	3800	3.50 7.7	
22315YM	75 2.9528	160 6.2992	55.0 2.1654	2.0 0.08	93 3.7	140 5.5	456 102000	387 87100	0.34	2.00	2.98	1.96	0.0505	3100	3600	5.4 11.9	

## APENDICE XH

### DIMENSIONES DEL MOTOR 364t



**ENGINEERING DATA  
TYPICAL DIMENSIONS**

**TEFC & TEFC-XP  
180T – 449T**

FRAME SIZE	A	2E	D	O	AB		BA	Z		H (t)
					TEFC	XO		TEFC	XP	
182-184T	9.00	7.50	4.50	9.88	7.81	9.38	2.75	12.44	14.01	0.44
213-215T	10.50	8.50	5.25	11.25	8.69	10.25	3.50	13.94	15.50	0.44
254-256T	12.50	10.00	6.25	13.25	10.75	12.38	4.25	17.38	19.01	0.56
284-286T	13.75	11.00	7.00	14.75	12.75	13.25	4.75	20.19	20.69	0.56
324-326T	15.50	12.50	8.00	16.69	15.19	17.06	5.25	23.69	25.56	0.69
364-365T	17.00	14.00	9.00	18.50	18.06	18.81	5.88	27.81	28.56	0.69
404-405T	19.00	16.00	10.00	21.31	19.31	20.50	6.62	30.56	31.75	0.81
444-445T	21.00	18.00	11.00	23.38	23.38	26.25	7.50	36.01	38.88	0.81
447-449T	21.00	18.00	11.00	24.25	23.37	29.63	7.50	36.00	41.76	0.81

FRAME SIZE	C	B	2F	N		U	V	KEY	
				TEFC	XP			Sq.	Lgth.
182T	15.62	7.00	4.50	3.00	2.81	1.125	2.50	0.250	1.75
L182T	17.12	8.50	4.50	3.00	2.81	1.125	2.50	0.250	1.75
184T	15.62	7.00	5.50	3.00	2.81	1.125	2.50	0.250	1.75
L184T	17.12	8.50	5.50	3.00	2.81	1.125	2.50	0.250	1.75
213T	19.25	8.50	5.50	3.62	3.44	1.375	3.12	0.312	2.38
L213T	20.12	9.12	5.50	3.62	3.44	1.375	3.12	0.312	2.38
215T	19.25	8.50	7.00	3.62	3.44	1.375	3.12	0.312	2.38
L215T	20.12	9.12	7.00	3.62	3.44	1.375	3.12	0.312	2.38
254T	24.56	12.00	8.25	4.12	4.06	1.625	3.75	0.375	2.88
256T	24.56	12.00	10.00	4.12	4.06	1.625	3.75	0.375	2.88
284T	27.44	13.00	9.50	5.00	4.69	1.875	4.38	0.500	3.25
284TS	26.06	13.00	9.50	3.62	3.31	1.625	3.00	0.375	1.88
286T	27.44	13.00	11.00	5.00	4.69	1.875	4.38	0.500	3.25
286TS	26.06	13.00	11.00	3.62	3.31	1.625	3.00	0.375	1.88
324T	30.44	14.75	10.50	5.62	5.62	2.125	5.00	0.500	3.88
324TS	28.94	14.75	10.50	4.12	4.12	1.875	3.50	0.500	2.00
326T	30.44	14.75	12.00	5.62	5.62	2.125	5.00	0.500	3.88
326TS	28.94	14.75	12.00	4.12	4.12	1.875	3.50	0.500	2.00
364T	33.44	15.00	11.25	6.25	6.00	2.375	5.62	0.625	4.25
364TS	31.31	15.00	11.25	4.12	3.88	1.875	3.50	0.500	2.00
365T	33.44	15.00	12.25	6.25	6.00	2.375	5.62	0.625	4.25
365TS	31.31	15.00	12.25	4.12	3.88	1.875	3.50	0.500	2.00
404T	38.31	16.00	12.25	7.50	7.50	2.875	7.00	0.750	5.62
404TS	35.31	16.00	12.25	4.50	4.50	2.125	4.00	0.500	2.75
405T	38.31	16.00	13.75	7.50	7.50	2.875	7.00	0.750	5.62
405TS	35.31	16.00	13.75	4.50	4.50	2.125	4.00	0.500	2.75
444T	44.62	19.00	14.50	8.94	8.94	3.375	8.25	0.875	6.88
444TS	40.88	19.00	14.50	5.19	5.19	2.375	4.50	0.625	3.00
445T	44.62	19.00	16.50	8.94	8.94	3.375	8.25	0.875	6.88
445TS	40.88	19.00	16.50	5.19	5.19	2.375	4.50	0.625	3.00
447T	48.13	22.50	20.00	8.50	8.50	3.375	8.25	0.875	6.91
447TS	44.37	22.50	20.00	4.75	4.75	2.375	4.50	0.625	3.03
449T	53.13	27.50	25.00	8.50	8.50	3.375	8.25	0.875	6.91
449TS	49.37	27.50	25.00	4.75	4.75	2.375	4.50	0.625	3.03

# **BIBLIOGRAFIA**

- [1] Manual del ingeniero mecánico.
- [2] Manual sobre las energías renovables (biomasa). focer.
- [3] [www.reynold.com](http://www.reynold.com) (conveyor chain catalogue)
- [4] [www.conae.gob.mx](http://www.conae.gob.mx)
- [5] [www.aumund.com](http://www.aumund.com)
- [6] [www.chain-guide.com](http://www.chain-guide.com)
- [7] Catalogo webster chain #300 r.
- [8] U.S. Tsubaki union chain division.
- [9] Acero laminado prontuario, Nicolas Larburu Arrizabalaga, Bilbao-Vizcaya (España).
- [10] Diseño de maquinas, Robert Norton, Camara Nacional de la Industria Mexicana Reg. Num. 1524.
- [11] Manual of Steel Construction Load &Resistance Factor Design, Volume I, Structural Members, Specifications, & Codes Volume II Connections, Second Edition.
- [12] Hansen Transmissions International N.V., Edegem, Belgium, Brook Hansen.
- [13] Manual Realice Electric.
- [14] Rodamientos de bolas y rodillos, NTN.
- [15] Timken®, Torrington® and Fafnir® are the registered trademarks of The Timken Company. Copyright 2006 The Timken Company Printed in USA 36 M 11-06-29 Orders No. 5731.
- [16] Power transmission products , Copyright 1971,1993 The Falk Corporation, USA.
- [17] Análisis de modelos estructurales en sap 2000 (Esteban Ortiz Bosmans).

- [18] Estructuras de acero: comportamiento y LRFD, Sriramulu Vinnakota, Stanford University.
- [19] Representación virtual de un taller de estructuras metálicas (xiv congreso internacional de ingeniería grafica-España).
- [20] Manual de seguridad y salud para montaje de estructuras metálicas (instituto navarro de salud ocupacional).
- [21] Armado y montaje de estructuras (institutos gallegos).
- [22] Códigos ASME viii, xi.
- [23] AWS (American Welding Society).
- [24] Nace reference-book-all\_chaps.  
[1] Manual del ingeniero mecánico.
- [2] Manual sobre las energías renovables (biomasa). focer.
- [3] [www.reynold.com](http://www.reynold.com) (conveyor chain catalogue)
- [4] [www.conae.gob.mx](http://www.conae.gob.mx)
- [5] [www.aumund.com](http://www.aumund.com)
- [6] [www.chain-guide.com](http://www.chain-guide.com)
- [7] Catalogo webster chain #300 r.
- [8] U.S. Tsubaki union chain division.
- [9] Acero laminado prontuario, Nicolas Larburu Arrizabalaga, Bilbao-Vizcaya (España).
- [10] Diseño de maquinas, Robert Norton, Camara Nacional de la Industria Mexicana Reg. Num. 1524.
- [11] Manual of Steel Construction Load &Resistance Factor Design, Volume I, Structural Members, Specifications, & Codes Volume II Connections, Second Edition.
- [12] Hansen Transmissions International N.V., Edegem, Belgium, Brook Hansen.

- [13] Manual Realice Electric.
- [14] Rodamientos de bolas y rodillos, NTN.
- [15] Timken®, Torrington® and Fafnir® are the registered trademarks of The Timken Company. Copyright 2006 The Timken Company Printed in USA 36 M 11-06-29 Orders No. 5731.
- [16] Power transmission products , Copyright 1971,1993 The Falk Corporation, USA.
- [17] Análisis de modelos estructurales en sap 2000 (Esteban Ortiz Bosmans).
- [18] Estructuras de acero: comportamiento y LRFD, Sriramulu Vinnakota, Stanford University.
- [19] Representación virtual de un taller de estructuras metálicas (xiv congreso internacional de ingeniería grafica-España).
- [20] Manual de seguridad y salud para montaje de estructuras metálicas (instituto navarro de salud ocupacional).
- [21] Armado y montaje de estructuras (institutos gallegos).
- [22] Códigos ASME viii, xi.
- [23] AWS (American Welding Society).
- [24] Nace reference-book-all\_chaps.