



S211
C-2

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL



**BIBLIOTECA
CENTRAL**

Facultad de Ingeniería en Mecánica

DISEÑO Y CALCULO

DE UN TRANSPORTADOR-ELEVADOR DE SACOS

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Teodoro Francisco Sánchez Nevárez

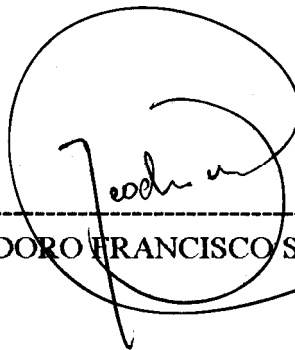
Guayaquil - Ecuador

19%

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, corresponden exclusivamente al autor; y el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de exámenes y títulos profesionales de la ESPOL)

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Teodoro', is written over a horizontal dashed line. The signature is enclosed within a large, circular, loopy scribble.

TEODORO FRANCISCO SANCHEZ NEVAREZ

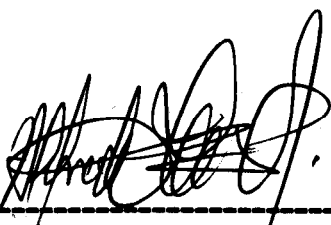
TRIBUNAL DE GRADUACION



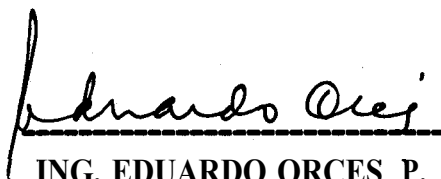
ING. MARIO PATIÑO A.
SUB DECANO FAC. ING. MECANICA



ING. MANUEL HELGUERO G.
DIRECTOR DE TESIS



ING. ALFREDO TORRES G.
VOCAL



ING. EDUARDO ORCES P.
VOCAL

A Dios por ser el creador de todo

A mis Padres por el apoyo y comprensión durante la elaboración de este libro

Al Ing. Nicanor A. ... **DEDICATORIA** ...

A la familia ... por la ayuda ... durante la elaboración

A Dios ✓

A mis Padres ✓

A todos los amigos y compañeros por el apoyo...

A mis Hermanos ✓

A mi Sobrina

A mi Sobrina

A mis Amigos

AGRADECIMIENTO

A Dios, por encima de todo.

A mis Padres, por el apoyo y comprensión brindados durante toda mi vida.

Al Ing. Manuel Helguero, director de mi tesis, por toda la ayuda que **representó**.

A la Ing. **Ingrid** Flor C., por la ayuda, tiempo y preocupación, entregados desinteresadamente, durante la elaboración de esta tesis.

A todos mis amigos y compañeros, por el apoyo y empuje brindados a lo largo de todos estos años de estudio.



RESUMEN

El objetivo de esta tesis es diseñar una máquina capaz de **transportar** y elevar, de *de manera alternativa tiene el formato estoma* manera simultánea, productos **agrícolas** ensacados que son normalmente **difíciles** de maniobrar, cuando se los *almacena en bodega muy frías* **quiere trasladar** a sitios muy elevados, cuya operación manual se torna complicada, cansada e ineficiente.

el beneficio que se obtiene es exclusivamente a compañías
Las empresas **que** se beneficiarían con esta **máquina**, serían fundamentalmente las *para el sector de los productos agrícolas y en especial los que producen* fábricas piladoras, almacenadoras, y en general cualquier tipo de industria relacionada *con la producción y comercialización de productos ensacados.* con la **producción** y comercialización de productos ensacados.

Lo que se desea es nacionalizar el producto, es decir, empezar a construirlo en nuestro medio, utilizando para ello, los recursos que existen y son fabricados en nuestro país, siempre con el apoyo de asistencia técnica nacional.

base física
Las ventajas que se obtienen con el transportador-elevador de sacos, son primordialmente en función de costos, agilidad en el proceso de transportación, mayor simplicidad, y se puede realizar el trabajo con un **ritmo** constante de operación, elevando así el rendimiento del proceso.

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	V I	✓
INDICE GENERAL.....	.VII	✓
INDICE DE FIGURAS.....	.	✓
INDICE DE TABLAS..	XIV	
SIMBOLOGIA.....	x v	

CAPITULO 1

GENERALIDADES18
1.1. ANTECEDENTES.....	.18
1.2. APLICACIONES GENERALES.....	19

CAPITULO II

ANALISIS DEL PROBLEMA.....	21
2.1. IDENTIFICACION DE NECESIDADES.....	21
2.2. REQUERIMIENTOS A SATISFACER.....	23
2.3. ALTERNATIVAS DE SOLUCION.....	25

2.4. SELECCIÓN DEL SISTEMA OPTIMO.....	36
---	-----------

CAPITULO III

DISEÑO DE LA MAQUINA.....	29
----------------------------------	-----------

3.1. CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES

CONSTITUTIVAS DE LA MAQUINA.....	29
---	-----------

3.1.1. EXIGENCIAS DEL DISEÑO.....	29
--	-----------

3.1.2. CALCULO DE LA POTENCIA DE TRANSPORTACION.	31
--	-----------

3.1.3. ANALISIS DE CARGAS QUE ACTUAN SOBRE LA ESTRUCTURA.....	39
--	-----------

3.1.4. CALCULO DE LA POTENCIA DE ELEVACION.....	66
--	-----------

3.1.5. CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS ARBOLES DE TRANSMISION.....	70
---	-----------

3.1.6. ANALISIS ESTATICO DE LA MAQUINA.....	79
--	-----------

3.1.7. ANALISIS ESTRUCTURAL DEL CARRO TRANSPORTADOR.....	83
---	-----------

3.1.8. CALCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA MAQUINA.....	85
---	-----------

3.1.9. SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECANICOS EN FUNCION DE LOS DATOS OBTENIDOS.....	91
---	-----------

CAPITULO IV

ANALISIS DE COSTOS.....11

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 115

APENDICE..... 118

PLANOS

BIBLIOGRAFIA

INDICE DE FIGURAS

3.1.3.a.	Esquema cinemático del transportador.....	40
3.1.3.b.	Esquema de cargas principales que actúan sobre la estructura, posición horizontal.....	44
3.1.3.b.1.	Esquema de la posición del centroide en la estructura, posición horizontal.....	45
3.1.3.b.2.	Diagrama de la fuerza resultante y las reacciones que actúan en la estructura, posición horizontal.....	46
3.1.3.b.3.	Diagrama de fuerzas puntuales que actúan en la estructura, posición horizontal.....	47
3.1.3.b.4.	Diagrama de fuerzas cortantes de la estructura, posición horizontal..	47
3.1.3.b.5.	Diagrama de momentos flexionantes en la estructura, posición horizontal.....	48
3.1.3.c.	Cargas principales que actúan sobre la estructura, posición de máxima inclinación.....	49
3.1.3.c.1.	Diagrama de la fuerza resultante y las reacciones que actúan, posición de máxima inclinación.....	50
3.1.3.c.2.	Diagrama de fuerzas puntuales que actúan en la estructura, posición de máxima inclinación.....	51
3.1.3.c.3.	Diagrama modificado de fuerzas puntuales en la estructura, posición de máxima inclinación.....	52

3.1.3.c.4.	Diagrama de fuerzas cortantes que actúan en la estructura, posición de máxima inclinación.....	53
3.1.3.c.5.	Diagrama de momentos flexionantes que actúan en la estructura , posición de máxima inclinación.....	54
3.1.4.a.	Esquema de cargas principales que actúan sobre la estructura, posición crítica del tornillo.....	56
3.1.4.a.1.	Diagrama de la Reacción de la estructura sobre el tornillo.....	57
3.1.4.a.2.	Diagrama de fuerzas sobre el tornillo, plano vertical.....	58
3.1.4.a.3.	Diagrama de momentos, plano vertical.....	58
3.1.4.a.4.	Diagrama de fuerzas sobre el tornillo, plano horizontal.....	60
3.1.4.a.5.	Diagrama de momentos, plano horizontal.....	61
3.1.4.b.1.	Esquema de cargas principales que actúan sobre la estructura, posición menos crítica del tornillo.....	62
3.1.4.b.2.	Diagrama de fuerzas sobre la estructura, posición menos crítica del tornillo.....	62
3.1.4.b.3.	Diagrama de fuerzas que actúan sobre el tornillo (plano vertical)...	63
3.1.4.b.4.	Diagrama de momentos, plano vertical.....	63
3.1.4.b.5.	Diagrama de momentos, plano horizontal.....	64
3.1.5.a.	Diagrama de fuerzas que actúan sobre el árbol del tambor de envío, plano vertical.....	70
3.1.5.a.1.	Diagrama de fuerzas que actúan sobre el árbol del tambor de envío, plano horizontal.....	71
3.1.5.a.2.	Diagrama de fuerzas, plano horizontal.....	72

3.1.5.a.3.	Diagrama de momentos, plano horizontal.....	73
3.1.5.b.	Diagrama de fuerzas resultantes sobre el árbol del tambor de reenvío.....	77
3.1.6.a.	Esquema de fuerzas que actúan en el sistema.....	79
3.1.6.a.1.	Diagrama de fuerzas en la estructura.....	80
3.1.6.a.2.	Diagrama de fuerzas en el carro elevador.....	81
3.1.7.a.	Esquema de planchas del carro transportador.....	83
3.1.7.a.1.	Contrapeso de carro transportador.....	84
3.1.7.b.	Esquema de fuerzas del carro transportador.....	85
3.1.7-c.	Esquema de fuerzas resultantes que actúan en el transportador.....	85
3.1.7.d.	Esquema del centro de gravedad del sistema.....	87
3.1.7.d.1.	Diagrama de fuerzas del sistema.....	88
3.1.8.a.	Esquema de base de apoyo del carro transportador.....	91
3.1.8.b.	Esquema de la longitud de garganta de soldadura.....	94
3.1.8.c.	Esquema de vigas que sujetan el tornillo de potencia.....	96
3.1.8.c.1.	Diagrama de fuerzas del tornillo de potencia.....	100
3.1.8.c.2.	Esquema de fuerzas que actúan en las chumaceras del tornillo	103
3.1.8.d.	Distribución de carga sobre los rodillos portadores.....	105
3.1.8.d.1.	Diagrama de fuerzas sobre rodillos portadores.....	106
3.1.8.d.2.	Esquema de la carcasa de rodillos portadores	107
3.1.8.d.3.	Diagrama de fuerzas que actúan sobre las vigas que sujetan los rodillos portadores.....	109
3.1.8.d.4.	Diagrama de fuerzas que actúan sobre las vigas donde se	

INDICE DE TABLAS

- A. Tabla para determinar el coeficiente de fricción “**c**” en los tambores.
- B. Tabla para seleccionar el paso de la catalina a partir de la potencia.
- C. Tabla para seleccionar la catalina a partir del paso y numero de dientes.
- D. Tabla para la determinación del perfil de la correa.
- E. Tabla para la determinación del diámetro primitivo de la polea.
- F. Tabla para la selección de la correa, a partir del largo primitivo.
- G. Tabla para la determinación del ancho primitivo de la correa.
- H. Tabla para seleccionar la banda transportadora, a partir de su capacidad de carga.
- I.** Tabla para seleccionar el perfil de las vigas de la estructura principal.
- J. Tabla para seleccionar la catalina a partir del paso y número de dientes.
- K. Tabla para seleccionar el paso de la catalina a partir de la potencia.
- L. Tabla para seleccionar pernos de acuerdo a sus especificaciones mecánicas.
- M.** Tabla para seleccionar el factor de servicio de los rodamientos.
- N. Tabla para seleccionar el cojinete del tomillo a partir del diámetro.
- O. Tabla para seleccionar el diámetro del cojinete del tornillo a partir de la carga y las revoluciones por minuto.
- P. Tabla para seleccionar los cojinetes del tambor de envío a partir del diámetro.
- Q. Tabla para seleccionar los cojinetes del tambor de reenvío.
- R. Tabla para seleccionar los cojinetes de los rodillos portadores.

SIMBOLOGIA

Qm	Gasto de masa
Ton	Toneladas
h	Altura del transportador
l	Longitud del transportador
P	Potencia motriz
c	Coefficiente para las pérdidas de fricción en los tambores del transportador
f	Coefficiente ficticio de fricción
q	Peso de la cinta por metro de transporte
v	Velocidad de la cinta
g	Aceleración de la gravedad
F	Tensión de la banda
v	Velocidad lineal
n	Velocidad angular
T	Torque
C	Distancia entre centros de las catalinas
L	Longitud de cadena, en pasos
N	Número de dientes
Ø	Diámetro
Lp	Longitud primitiva de la banda
Le	Largo externo de la banda
Dp	Diámetro primitivo de la polea mayor

d_p	Diámetro primitivo de la polea menor
b_p	Ancho primitivo de la banda
W_E	Peso de la estructura
w_E	Carga distribuida a lo largo de la estructura
W_1	Peso aproximado del motor del tambor de envío
W_2	Peso aproximado del motorreductor que acciona el tomillo de potencia
W_{T1}	Peso aproximado del tambor de envío
W_{T2}	Peso aproximado del tambor de reenvío
W_{TOR}	Peso aproximado del tornillo de potencia
W_N	Peso aproximado de la tuerca del tornillo de potencia
\bar{x}	Centro de gravedad
M_{MX}	Momento flexionante máximo
M_{MN}	Momento flexionante mínimo
M_m	Momento flexionante medio
M_a	Momento flexionante alterno
S_{ut}	Resistencia última a la tensión
S_y	Resistencia a la fluencia a la tensión
S_e	Resistencia a la fatiga (con-egida)
S_e'	Resistencia a la fatiga
K_a	Factor de Superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de confiabilidad
K_d	Factor de temperatura

K_e	Factor de concentración de esfuerzos
d	diámetro de árboles de transmisión
K_f	Factor de concentración de esfuerzos
d_m	Diámetro medio del tornillo de potencia
t	Tiempo
τ	Esfuerzo cortante
A	Area
F_G	Peso total del transportador
X_G	Centro de gravedad del transportador
S_p	Resistencia límite a la tensión de un perno
K_m	Rigidez del perno
C	Constante de unión de los pernos
F_i	Fuerza de precarga
I	Momento de Inercia
σ	Esfuerzo Normal
J	Momento polar de Inercia
n	Factor de seguridad

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

El proceso de la transportación es uno de los problemas mas antiguos, que constituye la base de la vida humana. Las primeras soluciones para enfrentar la ardua tarea de la transportación fueron la palanca, la cuña y los rodillos, que todavía hoy en día son muy utilizados.

Todo proceso de producción en la actualidad, se subdivide en dos procesos parciales que necesariamente se encuentran relacionados entre sí: La elaboración de las sustancias, y el transporte de dichas sustancias. Por lo tanto se puede apreciar la importancia de la transportación y elevación en la industria, como un medio necesario para permitir una producción eficiente.

Nuestro país, por ser eminentemente agrícola, vive todos los días el problema de la transportación de productos ensacados: maíz, cacao, arroz, azúcar, entre los principales, cuyo trabajo de traslado es realizado en la gran mayoría de los casos por personas que poseen escasa instrucción, y a las cuales se les paga generalmente por unidad de saco transportado, lo que representa un gasto bastante fuerte para la empresa que se encarga de almacenar el producto.

En la actualidad, en nuestro medio sólo las empresas con cierto poder económico, utilizan diferentes tipos de transportadores, con el **fin** de optimizar el proceso, elevando así la rentabilidad del mismo. El principal obstáculo para la pequeña industria, de automatizar la transportación, es precisamente el elevado costo inicial que representa la adquisición de una nueva máquina, pero esta inversión es justificable desde todo punto de vista ya que al seleccionar con criterio un medio de transporte adecuado, el proceso de transportación será realizado en forma **rápida**, segura y eficiente.

11.2. APLICACIONES GENERALES

Es un hecho que las empresas agrícolas prefieren medios de transporte variados y adaptables a cualquier circunstancia de trabajo.

La máquina que va a ser diseñada deberá tener un tipo de construcción simple, de manera que no tenga un costo muy elevado y sea accesible a nuestras empresas; de fácil manejo, para que no requiera el uso de personal especializado, bajando los costos de producción; de fácil mantenimiento y fácil movilización, de manera que sea factible de colocarse en diferentes puestos de trabajo.

Aunque inicialmente la idea del diseño de la maquina es para el transporte y elevación de sacos, ésta podrá ser utilizada en la industria para el manejo y

transporte de mercancías en bultos como cajas, pacas, cartonés, y en general cualquier objeto de configuración geométrica **definida**.

Las únicas limitaciones en cuanto se refiere a los productos que serán transportados, serán las consideraciones máximas de diseño de peso y tamaño, de manera que cualquier producto que cumpla con dichas especificaciones podrá ser transportado con gran facilidad.

Una de las aplicaciones más importantes de la máquina a diseñarse, es la gran funcionalidad que presenta para almacenar con mucha facilidad, el producto ya terminado en las bodegas o si no los de almacenamiento. Muchas empresas que tienen problemas de espacio en sus instalaciones no se verán afectadas, pues al disponer de capacidad de elevación del producto, optimizarán la altura de sus bodegas, de manera que en una misma superficie de almacenamiento, podrán colocar mayor cantidad de productos.

Otra consideración importante es la del mal manejo en general de los productos agrícolas: un gran porcentaje de productos se ven afectados durante el manejo manual del mismo por concepto de mala transportación, muchos sacos se rompen antes de llegar a su destino **final**, perdiéndose el producto, tiempo y dinero. Este problema sería eliminado mediante una transportación ágil, segura y económicamente rentable.

CAPITULO II

ANALISIS DEL PROBLEMA

2.1. IDENTIFICACION DE NECESIDADES

El problema de la transportación del producto terminado hacia el silo o bodega donde será almacenado, es solucionado parcialmente en nuestro medio gracias al concurso de mano de obra no calificada. En una empresa **almacenadora** con un nivel de producción mediano a elevado, esto constituye en realidad un gran inconveniente: debido a la falta de rapidez de los operarios que transportan la carga, se corre el riesgo de paralizar las demás líneas de producción, trayendo consigo grandes pérdidas económicas a nivel empresarial.

Otro de los inconvenientes que se presenta con gran frecuencia, es la necesidad de optimizar al máximo el área de almacenamiento de una bodega; una bodega tiene mayor aprovechamiento cuando ocupamos su **máxima altura disponible**.

Este concepto, por lo general no se aplica en nuestro medio: debido a que la operación de elevación de los sacos en forma manual es sumamente complicada, con el consiguiente mal manejo del producto, a medida que la bodega se va llenando, empiezan a surgir problemas **tales** como:

- Cansancio de las personas que realizan el trabajo, con la consecuente disminución del ritmo de operación, y
- Debido a que la altura a la que hay que elevar los sacos es cada vez mayor, el trabajo será mucho más lento y peligroso.

Plomo en el trabajo

cuanto más alto ⇒ e

Más peligroso pero los

Como a los trabajadores generalmente se les paga por unidad de saco transportado, esto representa una importante disminución de la rentabilidad de la empresa, hablando en función de costos.

Otro problema importante es el de incrementar el ritmo de producción de la empresa, manteniendo para ello el mínimo de operadores posible; en la agroindustria, los dueños de piladoras, fábricas almaceneras, etc. están conscientes de que uno de los gastos más fuertes que tienen que desembolsar, representa la mano de obra empleada durante el procesamiento y posterior almacenamiento de un producto.

Este breve análisis exige el diseño de una máquina que tenga la capacidad de realizar el transporte del producto de un sitio a otro, independientemente del nivel donde se encuentre, y que tenga un radio de acción importante que permita un

fácil maniobrabilidad del producto-

el haz
re
igual
se el
cejon
alt
⇒ e

conclusiones del logor, en el momento de la obra

2.2. REQUERIMIENTOS A SATISFACER

Se **analizarán** los parámetros mas importantes con el fin de que exista aran **versatilidad** de operación.

El problema debe abarcar todas las condiciones para el objeto que ha de ser diseñado; dentro de estas especificaciones, las que se han considerado las más importantes son:

El tipo de producto a transportarse; el transportador será diseñado para transportar cualquier clase de producto con una configuración geométrica definida, durante el trabajo de transporte, la forma se conserva por principio: sacos, pacas, cartones, recipientes, elementos de construcción, etc., aunque nos centraremos para el diseño en sacos de 50 Kg., lo importante es que los objetos a transportar cumplan con los requerimientos de carga.

Es importante recalcar que, para que la máquina sea considerada eficiente, desde el punto de vista económico, será diseñada para ser operada por 2 personas: una en el, sitio de carga de sacos al transportador y la otra que recibirá los sacos en el sitio de descarga.

Se establecerá una longitud del transportador razonable, de tal manera que no sea ni muy pequeña ni exagerada.

Las condiciones de trabajo de la mayoría de silos y piladoras, ameritan una longitud de transporte de 8 metros aproximadamente, lo que permite un radio de acción importante. La inclinación máxima del transportador no deberá ser mayor de 35° , para evitar cualquier tipo de deslizamiento en el proceso de transportación. El transportador deberá tener capacidad para elevar los sacos hasta 6 metros aproximadamente, lo que garantiza gran alcance de elevación a más de la longitud.

Como el transportador será manejado por sólo dos operarios, podemos deducir que nunca estará completamente llena la línea de producción o de transportación; por lo tanto se estima una capacidad de carga máxima de 5 sacos en línea, lo que nos daría una capacidad de carga máxima de 250 Kg. en cualquier posición del transportador, ya sea horizontal o inclinada.

indicaciones para la velocidad

El transportador deberá tener una capacidad de producción elevada, superior a las 100 toneladas por hora. Esto se logra con una velocidad de transportación de aproximadamente 1 **m/seg.**, velocidad comúnmente utilizada en este tipo de transportadores. Además la máquina tendrá operación reversible tanto en el sistema de transportación, como el sistema de elevación del transportador.

Un **requerimiento** importante es la necesidad de un variado stock de repuestos de manera que permita un rápido y fácil mantenimiento, así como la necesidad

imperiosa de que la máquina pueda ser destinada al uso de personal poco especializado, para una producción ágil y eficiente.

3. ALTERNATIVAS DE SOLUCION

En nuestro país, básicamente existen 3 principales medios de transporte de productos: el realizado de manera manual, el realizado mediante el manejo de montacargas, y por último, mediante transportadores de bandas.

El 80% de las operaciones de transportación que comprenden la carga y descarga de productos, son realizadas manualmente debido a que un proceso automatizado implicará invertir fuertes sumas de dinero a las empresas que comercian con productor ensacados. Debido a que en nuestro país la mano de obra es abundante y relativamente barata, es una alternativa de solución bastante buena, cuando hablamos de una capacidad de producción baja; de hecho es la mas frecuente.

Otra alternativa de solución es el uso del montacargas, muy utilizado en nuestro medio, de fácil operación y manejo y con la ventaja de la existencia en el mercado de gran stock de repuestos y asistencia técnica nacional.

Por ultimo, se analizará la conveniencia del uso de un transportados de bandas, que de igual manera cuenta con gran stock de repuestos, y ademas es uno de los

transportadores continuos mas importantes, dentro de la industria de productos ensacados.

4. SELECCION DEL SISTEMA OPTIMO

Una **operación** realizada en forma manual implica, que si la empresa mantiene un nivel de producción elevado, tendrá que **recurrir** a la participación en **forma** masiva de operarios de escasa instrucción, para de esta manera evitar que se paralizen las demás líneas de producción. Además cuando por razones de espacio en la bodega sea necesario elevar los sacos a cierta **altura**, la operación se volverá complicada, más lenta y con elevado riesgo de accidentes.

En cuanto a los gastos de operación, un operario cobra un promedio de \$12.000 diarios; si hablamos de una capacidad de producción elevada, no es muy conveniente este tipo de operación.

Si este proceso lo realizamos con la ayuda de una montacargas, la facilidad de operación y capacidad de producción se vuelve mucho mayor, aunque si hablamos de un montacargas de mediana capacidad, tendremos limitaciones de altura con un alcance máximo de unos 3 metros.

Otro gran inconveniente que representa la adquisición **de** un montacargas, es su **elevado** costo inicial, lo que supondría un obstáculo bastante grande para una

Para elegir con mejor criterio el medio de transporte que más se adapte a los **requerimientos** de las empresas almacenadoras, nos ayudaremos de la siguiente tabla, donde se apreciará el **puntaje** obtenido de cada una de las alternativas sobre 100 puntos posibles; tomando en cuenta los siguientes parámetros de selección:

- a) Facilidad de operación
- b) Capacidad de producción de la empresa
- c) Línea de transporte y distancia a recorrer del producto
- d) Costo inicial
- e) Gastos de operación y mantenimiento

TABLA DE SELECCION DEL SISTEMA OPTIMO

	a	b	c	d	e	Total
Transportador de bandas	18	17	17	16	16	84
Montacargas	18	16	14	15	16	79
Operación manual	12	13	12	19	17	73

Luego de este breve análisis, deducimos que el transportador de bandas es la mejor solución de transporte de productos para un nivel de producción medio y elevado.

CAPITULO 111

DISEÑO DE LA MAQUINA

3.1. CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES

CONSTITUTIVAS DE LA MAQUINA

3.1.1. EXIGENCIAS DEL DISEÑO

Para determinar el gasto de masa, que será la capacidad de transportación de la máquina es importante definir los siguientes parámetros:

La Longitud entre el tambor de envío y de reenvío 7.85 m. Si partimos de la premisa de que el transportador es operado sólo por 2 personas; a lo largo de la línea de transportación estará una cantidad máxima de 5 sacos. de 50 Kg ch, **físicamente** es imposible operar con mayor rapidez.

Cuando el operador cargue el sexto saco, el primero ya habrá sido descargado, y así sucesivamente.

Para que esto suceda, se deberá operar con una velocidad de transportación bastante buena: asumiremos 1 m/seg, velocidad muy utilizada en este tipo de transportadores.

El ancho de la banda transportadora será fijada en 51 cm de manera que un saco puede ser transportado con facilidad, mientras que el ancho de la estructura será un poco mayor para facilidad de montaje y desmontaje y mantenimiento en general.

El gasto de masa (Q_m), será:

$$Q_m = 5 \text{ sacos} \times \frac{50 \text{ Kg}}{\text{saco}} \times \frac{1 \text{ m/seg}}{7,85 \text{ m}} = 31,9 \text{ Kg/seg}$$

En una hora la máquina podrá transportar:

$$31,9 \text{ kg/seg} \times 3600 \text{ seg} / 1 \text{ h} \times 1 \text{ Ton} / 100 \text{ Kg} = 114 \text{ Ton}$$

es decir, una capacidad realmente extraordinaria.

Fijando la mayor inclinación posible en 35° , la altura máxima será:

$$\text{tg } 35^\circ = h / L \quad \text{donde } L = 7,58 \text{ m}$$

$$h = L \cdot \operatorname{tg} 35^\circ$$

$$h = (7,85) \operatorname{tg} 35^\circ$$

$$h = 4,5 \text{ m}$$

Que sumada a la altura del carro transportador (1 metro) alcanza una altura aproximada de 5.2 m. La capacidad de elevación sera producida mediante un **tornillo** de potencia cuya tuerca tiene capacidad de desplazamiento en dirección horizontal. Dicha tuerca está articulada a un carro elevador. y a medida que la tuerca se desplaza, el carro eleva o descende la estructura principal.

Se escogió este sistema por su capacidad para levantar grandes cargas mediante un bajo consumo de potencia.

3.1.2. CALCULO DE LA POTENCIA DE TRANSPORTACION

La potencia de transportación viene dada por:

$$P = c * f * l * (q_g * v + Q_m * g) + Q_m * g * h$$

donde:

P = Potencia motriz

c = Coeficiente para las pérdidas por fricción en las tambores,

(flexión de cinta, fricción de co-jinetes, etc), c depende de



la longitud del transportador (TABLA A)

f = Coeficiente de fricción, queda entre 0.018 y 0.027

l = Longitud de transporte

q_g = Peso de La cinta por metro de transporte

v = Velocidad de la cinta

Q_m = Gasto de masa

g = Aceleración **gravitacional**

h = Diferencia de altura entre tambor matriz y de reenvío

CAPACIDAD MAXIMA: 5 SACOS DE 50Kg

El valor de c se lo obtiene de la Tabla A, $c = 4,5$

Tomaremos el máximo valor de f por motivos de seguridad: $f = 0,027$

El transportador tendrá una longitud total de **7,85 m**

Se asumirá un peso de $3,6 \text{ Kg/m}^2$ de la banda transportadora, es decir una banda liviana que es adecuada para un transportador pequeño, pero lo que necesitamos es el peso por metro lineal de transporte. debemos multiplicar este valor por el ancho de la banda. Se asumirá un ancho de 51 cm. Además asumiremos una velocidad de transportación de 1 m/seg .

$$q_G = (3,6 \text{ Kg/m}^2) \times (0,51 \text{ m}) = 1,84 \text{ Kg/m} = 18 \text{ N/m}$$

$$v = 1 \text{ m/seg}$$

El valor de Q_m , que ya fue definido como una de las exigencias del diseño sera :

$$Q_m = 31,9 \text{ Kg/seg}$$

Además:

$$g = 9,81 \text{ m/seg.}^2$$

$$h = 4,5 \text{ m}$$

La potencia necesaria para mover la banda será:

$$P = 4,5 \times 0,027 \times 7,85 \times [18 \times 1 + 31,9 \times 9,81] + 31,9 \times 9,81 \times 4,5$$

$$P = 1,724 \text{ w} = 1,73 \text{ Kw}$$

Debido a la transmisión mecánica por medio de bandas y catalinas tenemos pérdidas de eficiencia en la potencia del motor.

Con los correspondientes factores de seguridad, en el motor tendremos:

$$P = 1,73 / (0,8) (0,81) = 2,65 \text{ Kw}$$

CALCULO DE LA TENSION DE LA BANDA

Una vez conocida la potencia de transportación es fácil conocer la tensión **máxima** que soporte la banda transportadora

$$P = F \times v$$

donde :

$$P = 2650 \text{ watts}$$

$$v = 1 \text{ m/seg}$$

F = Tensión de la banda

$$F = P / v$$

$$F = 2650 / 1$$

$$F = 2650 \text{ N}$$

CALCULO DE LAS REVOLUCIONES DEL TAMBOR

$$v = \Pi D n / 60$$

Asumimos $D = 0.45 \text{ m}$

$$n = 60 v / \Pi D$$

$$n = 60 (1) / \Pi (0.45)$$

$$n = 43 \text{ RPM}$$

SELECCION DEL MOTOR

El motor debe cumplir las siguientes características

Potencia de entrada: 2650 watts

Toque máximo $T = Ft \times D/2 = 2650 (0.45/2) = 600 \text{ Nm}$

Velocidad = 43 RPM

CALCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISION

El tambor de envío es movido por medio de una catalina, la misma que deberá cumplir con los siguientes parámetros de transmisión: relación de velocidades 1: 1 (las catalinas son iguales)

Potencia del motor 3.6 HP

Velocidad: 43 rpm

Entro a la tabla B y selecciono peso y número de dientes de acuerdo a la norma ANSI

Peso = 100

Número de dientes = 17

Debido a motivos de espacio, la distancia entre centros no podrá ser menor de 50 cm, tomaremos por tanto, esta medida. La distancia entre centros en número de pasos viene dada por:

$$C = 50 \text{ cm} \times 1 \text{ pulg} / 2,54 \text{ cm} \times \text{Paso } 100 / 1.25 \text{ pulg} = 15,75$$

pasos

la longitud de la cadena es:

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{0.1013 (N-n)^2}{4c}$$

donde:

C = Distancia entre centros de las catalinas, en pasos

L = Longitud de la cadena, en pasos

N = Número de dientes de la catalina más grande

n = Número de dientes de la catalina más **pequeña**

$$L = 2(15,75) + \frac{17 + 17}{2}$$

$$L = 48.5 \text{ pasos}$$

la longitud de la cadena será:

$$L = 48.5 \text{ pasos} \times \frac{1.25''}{\text{paso } 100} \times \frac{2.54 \text{ cm}}{1''} = 154 \text{ cm}$$

Entro a la tabla C y obtengo las principales características de la catalina

100 B 17

$$\text{Diámetro exterior} = 7.44'' = 18,9 \text{ cm}$$

$$\text{Diámetro interior} = 1 \frac{5}{16}'' = 3,3 \text{ cm}$$

SELECCION DEL SISTEMA BANDA POLEA

Utilizaremos un sistema de doble **polea**, para evitar tensiones muy elevadas en cada banda.

Este sistema sirve **como** acople de **transmisión** de potencia del motor a la caja reductora de velocidades.

Las características de transmisión del motor son:

- Potencia: 3.6 HP
- Relación de diámetros 1: 1
- Velocidad : 1750 RPM

Con estos parámetros determinamos un perfil de la correa tipo A en la Tabla D escogemos doble correa, por tanto

$$3.6 \text{ HP} / 2 = 1.80 \text{ HP por correa}$$

lo que determina \varnothing Nominal = 3,40" (Tabla E)

La velocidad **periférica** no debe ser superior a los 6000 ppm (pies por minuto)

$$v = 0,262 \times dp \times rpm$$

$$v = 0,262 \times 3,4 \times 1750 = 1550 \text{ ppm}$$

Por lo tanto estos parámetros son correctos.

Distancia entre centros : (las poleas tienen igual diámetro)

Asumimos 12"

$$L_p = 2C + 1,57 (D_p + dp) + \frac{(D_p - dp)^2}{4c}$$

$$L_p = 2 (12) + 1,57 (3,4 + 3,4)$$

$$L_p = 34,68"$$

La correa que más se aproxima es la A-33 largo externo = 35" = Le (Tabla F)

El largo primitivo L_p es:

$$L_p = L_e - I_p / 2$$

donde para una correa de perfil A $I_p = 11 \text{ mm}$ (Tabla G)

Luego. $L_p = 34,4''$

Se corrige la distancia entre centros

$$C = C_1 - \frac{L_p \text{ (calculado)} - L_o \text{ (listado)}}{2}$$

$$C = 12 - \frac{34.68 - 34.4}{2}$$

$$C = 11.86''$$

luego, seleccionamos \implies 2 correas A33 y poleas de diámetro exterior 3,40'' tipo A

SELECCION DE LA BANDA TRANSPORTADORA

La tensión máxima que va a soportar la banda es:

$$F = 2650 \text{ N}$$

Determinamos la carga por metro lineal:

$$F = 2650 \text{ Ni } 0,51 \text{ m} = 5.2 \text{ KN/m}$$

De la tabla H selecciono una Banda Pylon 100, de 2 capas con capacidad de carga de 21 KN/m de ancho y un peso de 3.6 Kg/m²

$$3.6 \text{ Kg/m}^2 \times 0.51 \text{ m} = 1.836 \text{ Kg/m} = 18 \text{ N/m lineal}$$

El factor de seguridad para la banda es:

$$n = 2 (21) / 5.2 = 8$$

3.1.3. ANALISIS DE CARGAS QUE ACTUAN SOBRE LA ESTRUCTURA

El transportador, al tener un mecanismo de elevación tendrá múltiples posiciones, teniendo que para cada posición encontraremos un análisis estático diferente.

Se analizarán solamente 2 posiciones por ser las más representativas: Cuando el ángulo de inclinación del transportador es nulo, o sea 0° y cuando dicho ángulo es máximo, o sea 35° . Se escogerá en el análisis, para efectos de cálculo siempre la posición crítica del transportador.

ESQUEMA CINEMATICO DEL TRANSPORTADOR

(2) Carro elevador

(3) Tuerca

(4) Estructura principal

Las posiciones (2)', (3)', (4)' se producen en la elevación máxima del transportador

Los puntos de apoyo $O_2 - O_2'$, $O_4 - O_4'$ son sistemas ejes - bocines

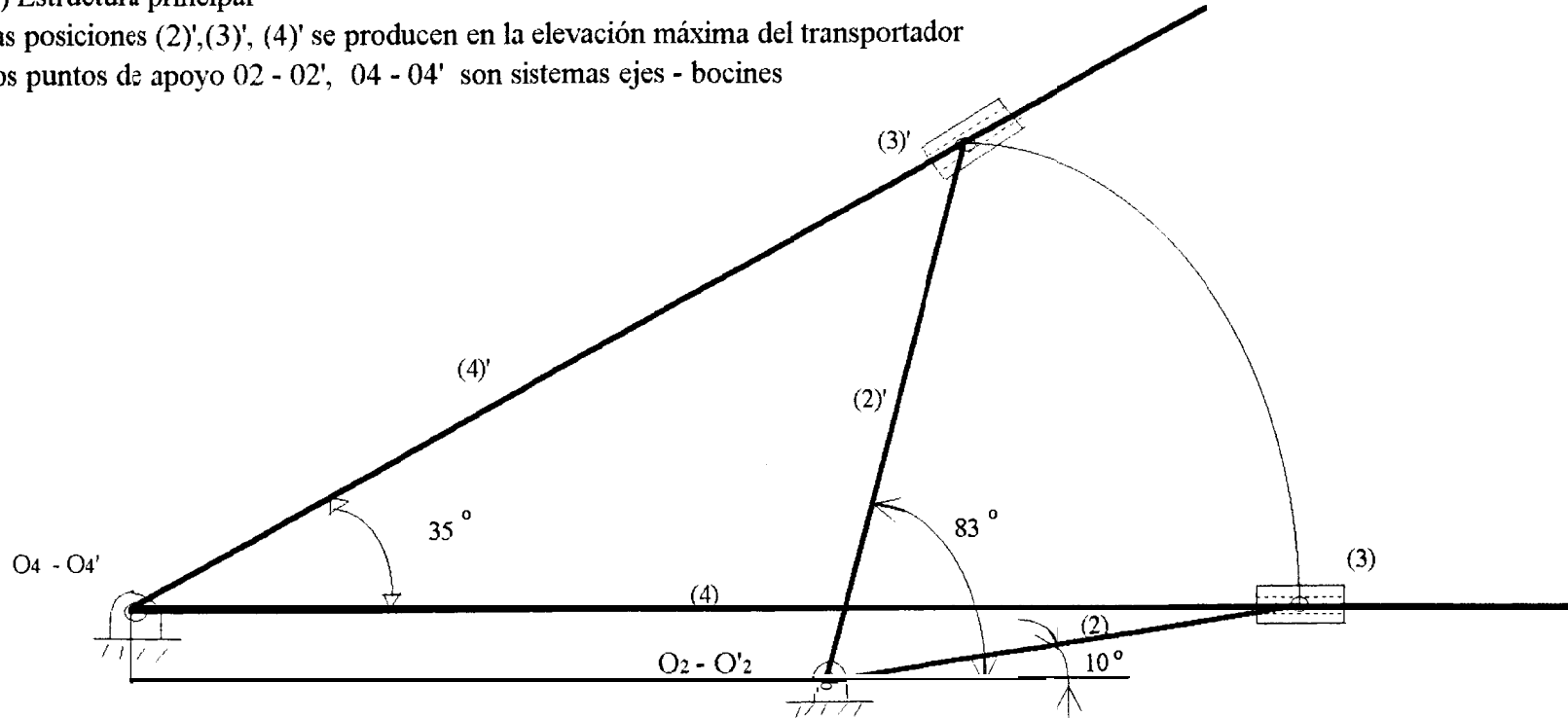


FIGURA 3.1.3. a.

CALCULO DE LA CARGA DISTRIBUIDA

La armazón que compone la estructura, más el peso producido por los rodillos transportadores, banda y 5 sacos de 50 Kg será tratada como una carga distribuida.

A continuación se hace un detalle bastante aproximado a la realidad de los pesos de cada uno de los componentes.

ESTRUCTURA

$$2 \text{ vigas } \perp 30 \times 30 \times 2 / 0.89 \text{ Kg/m} / 7.85 \text{ m} = 14 \text{ Kg}$$

$$40 \text{ varillas sección } 25 \times 3 \text{ mm} / 0.5 \text{ Kg/m} / 0.62 \text{ m} = 12,4$$

$$2 \text{ vigas } \sqsubset 100 \times 50 \times 4 / 5.87 \text{ Kg/m} / 7.5 \text{ m} = 88,1$$

$$4 \text{ vigas } \perp 40 \times 40 \times 2 / 1.20 \text{ Kg/m} / 0.68 \text{ m} = 3,3$$

$$4 \text{ vigas } \sqsubset 100 \times 50 \times 4 / 0.68 \text{ m} / 5,87 \text{ Kg/m} = 16$$

$$2 \text{ vigas } \perp 40 \times 40 \times 2 / 1.20 \text{ Kg/m} / 0.5 \text{ m} = 1,2$$

135 Kg

$$43 \text{ Rodillos portadores } 1,8 \text{ Kg c/u} = 78 \text{ Kg}$$

$$\text{Banda transportadora} / 1.84 \text{ Kg/m} / 19 \text{ m} = \underline{35}$$

113 Kg



5 sacos de 50 Kg c/u

250 Kg

$$W_E = 135 + 113 + 250$$

$$W_E = 500 \text{ Kg}$$

Esta carga será considerada distribuida a lo largo de la estructura, por tanto

$$W_E = \frac{500}{7.85}$$

$W_E = 63,69 \text{ Kg/m}$

FUERZAS PUNTUALES QUE ACTUAN SOBRE LA ESTRUCTURA

El motor impulsor del tambor principal, más la caja reductora, rueda catalina tiene un peso estimado de 138 Kg para 3.6 Hp

$$W_1 = 138 \text{ Kg}$$

El motorreductor del tomillo de potencia para 1.5 Np tiene un peso estimado de 94 Kg.

$$W_2 = 94 \text{ Kg}$$

El tambor principal para un diámetro exterior de 45 cm tiene un peso de 236 Kg

$$W_{T1} = 236 \text{ Kg}$$

El tambor de reenvío tiene 20 cm de diámetro exterior, su peso es de 62 Kg

$$W_{T2} = 62 \text{ Kg}$$

El peso del tornillo de potencia, de 50 mm de diámetro es

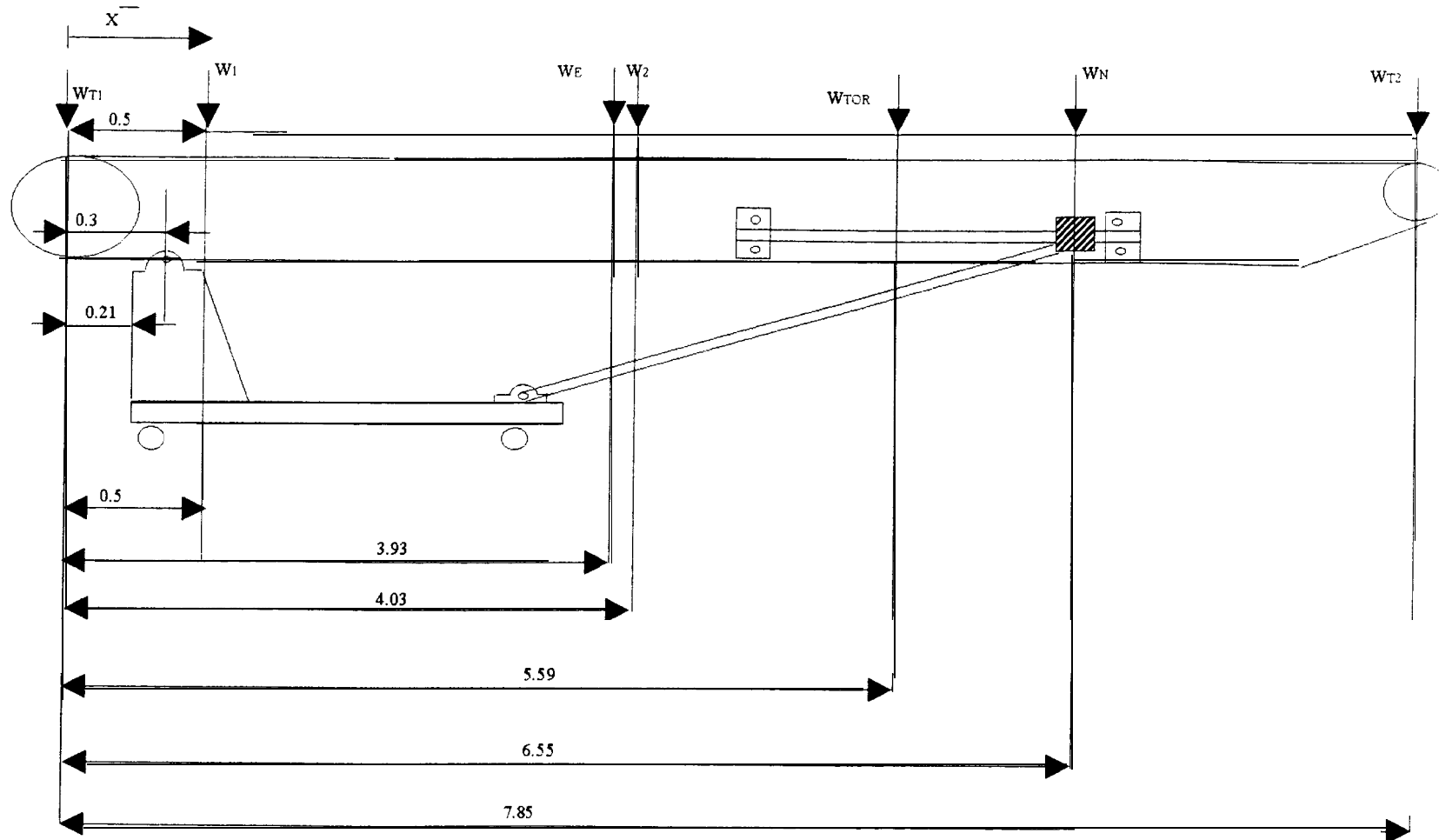
$$W_{TOR} = 45 \text{ Kg}$$

El peso de la tuerca es de 50 Kg

$$W_N = 50 \text{ Kg}$$

A continuación, tenemos un esquema de las cargas y la posición en que actúan, para la posición horizontal del transportador.

ESQUEMA DE CARGAS PRINCIPALES QUE ACTUAN SOBRE LA ESTRUCTURA, POSICIÓN HORIZONTAL



Donde: WT1 : Peso Tambor de Envío
 W1 : Peso Motor que mueve el tambor principal
 WE : Peso Estructural (Carga distribuida)
 W2 : Peso Motor que mueve el Tornillo de Potencia

WTOR : Peso Tambor de Potencia
 WN : Peso de la tuerca
 WT2 : Peso Tambor de Reenvío
 * Todas las medidas están dadas en metros

FIGURA 3.1.3 h

DONDE

$W_{T1} = 236 \text{ Kg}$	$x = 0$	Distancia entre apoyos = 6.25 m
$W_1 = 138 \text{ Kg}$	$x = 0,5$	
$W_2 = 94 \text{ Kg}$	$x = 4.03$	
$W_E = 500 \text{ Kg}$	$x = 3.93$	
$W_{TOR} = 45 \text{ Kg}$	$x = 5.59$	
$W_N = 50 \text{ Kg}$	$x = 6.55$	
	$W_{T2} = 62 \text{ Kg}$	$x = 7.85$

$$\bar{X} = \frac{138(0.5) + 94(4.03) + 500(3.93) + 45(5.59) + 50(6.55) + 62(7.85)}{1125}$$

$\bar{X} = 3,09 \text{ m} ; \bar{F} = 1125 \text{ Kg}$	$x' = 3,18 - 0,3 = 2,79$
--	--------------------------

ESQUEMA DE LA POSICION DEL CENTROIDE EN LA ESTRUCTURA. POSICION HORIZONTAL

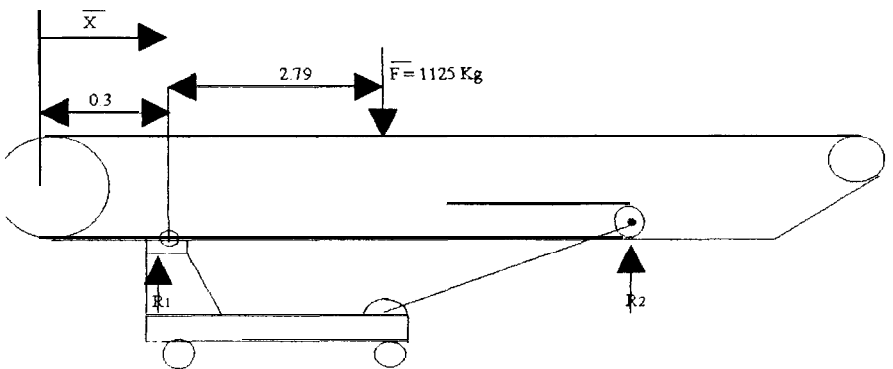


FIGURA 3.1.3.b.1.

DIAGRAMA DE LA FUERZA RESULTANTE Y LAS
REACCIONES QUE ACTUAN EN LA ESTRUCTURA,
POSICION HORIZONTAL

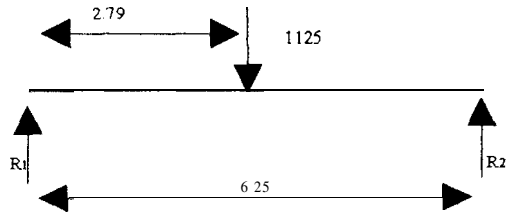


FIGURA 3.1.3.b.2

$$\sum MR_1 = 0 \quad R_2 = \frac{1125 (2.79)}{6.25} = \quad R_2 = 502,2 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 1125 - 502,2 = 622,8 \quad R_1 = 622,8 \text{ Kg}$$

Una vez calculadas las reacciones que actuarán sobre la viga en posición horizontal, se establecerá un análisis estructural con el **fin** de determinar si esta resistirá las cargas anteriormente señaladas.

DIAGRAMA DE FUERZAS PUNUALES QUE ACTUAN EN LA ESTRUCTURA, POSICION HORIZONTAL

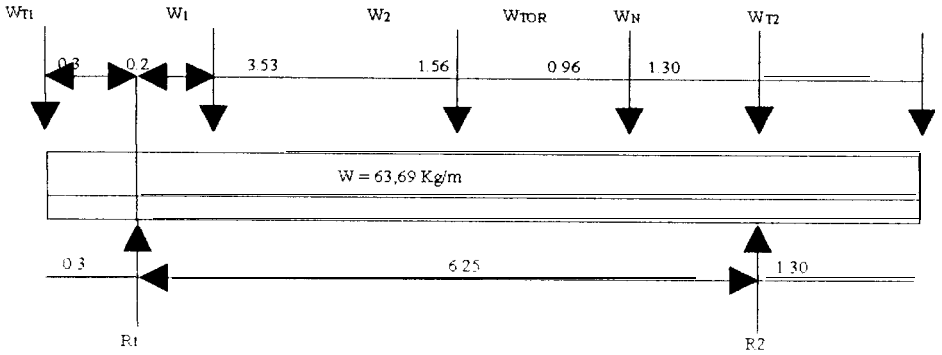


FIGURA 3.1.3.b.3.

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES DE LA ESTRUCTURA, POSICION HORIZONTAL

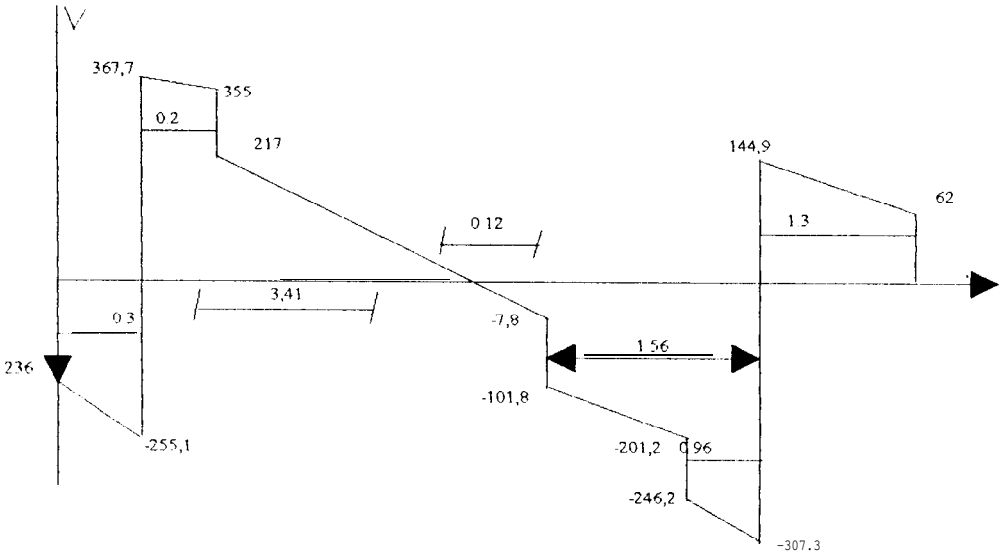


FIGURA 3.1.3.b.4.

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLEXIONANTES EN LA
ESTRUCTURA, POSICION HORIZONTAL

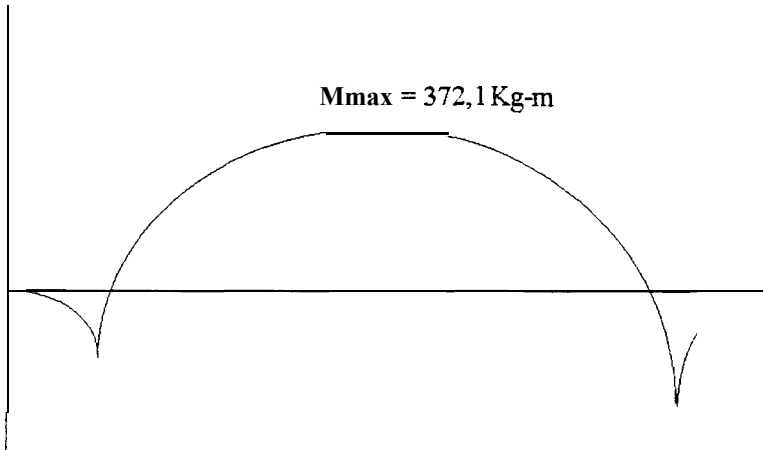


FIGURA 3.1.3.b.5.

$$M_{MX} = -(255.1 + 136) \times 0.2 / 2 + (367.7 + 355) \times 0.2 / 2 + 217 \times 3.41 / 2$$

$$M_{MX} = 372.1 \text{ Kg-m}$$

El momento **máximo** se produce en $\bar{x} = 3.91 \text{ m}$

INCLINACION MAXIMA: 35°

La nueva distancia entre apoyos es 4.73 m puesto que el 2do punto de apoyo es corredizo, y se encuentra siempre en la posición de la tuerca.

Determinamos el nuevo centro de gravedad debido al movimiento de la tuerca:

$W_{T1} = 236 \text{ Kg}$	$x = 0$
$W_1 = 138 \text{ Kg}$	$x = 0,5$
$W_2 = 94 \text{ Kg}$	$x = 4.03$
$W_E = 500 \text{ Kg}$	$x = 3.93$
$W_{TOR} = 45 \text{ Kg}$	$x = 5.59$
$W_{NUT} = 50 \text{ Kg}$	$x = 4.73$
$W_{T2} = 62 \text{ Kg}$	$x = 7.85$

**CARGAS PRINCIPALES QUE ACTUAN SOBRE LA
ESTRUCTURA. POSICION DE MAXIMA INCLINACION**

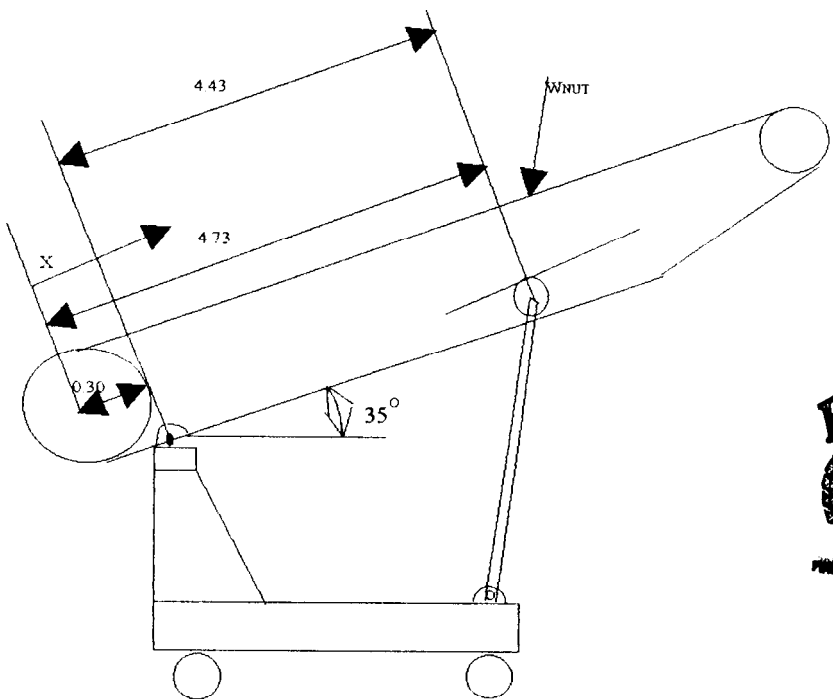


FIGURA 3.1.3.c.

$$\bar{x} = \frac{139(0.5) + 500(3.93) + 94(4.03) + 50(4.73) + 45(5.59) + 62(7.85)}{1125} = 3,01\text{m}$$



$$\bar{x}' = 3,01 - 0,3 = 2,71 \text{ m}$$

CALCULO DE LAS REACCIONES

DIAGRAMA DE LA FUERZA RESULTANTE Y LAS REACCIONES QUE ACTUAN, POSICION DE MAXIMA INCLINACION

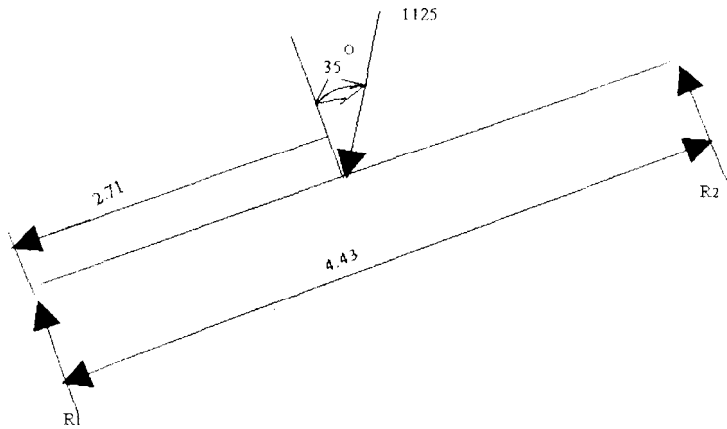


FIGURA 3.1.3.c.l.

$$R_2 = \frac{1125 \cos 35 (2,71)}{4,43} \quad ; R_1 = 1125 \cos 35 - R_2$$

$$R_1 = 357,7 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 563,6 \text{ Kg} = 5524 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS PUNTUALES QUE ACTUAN EN LA
ESTRUCTURA, POSICION DE MAXIMA INCLINACION

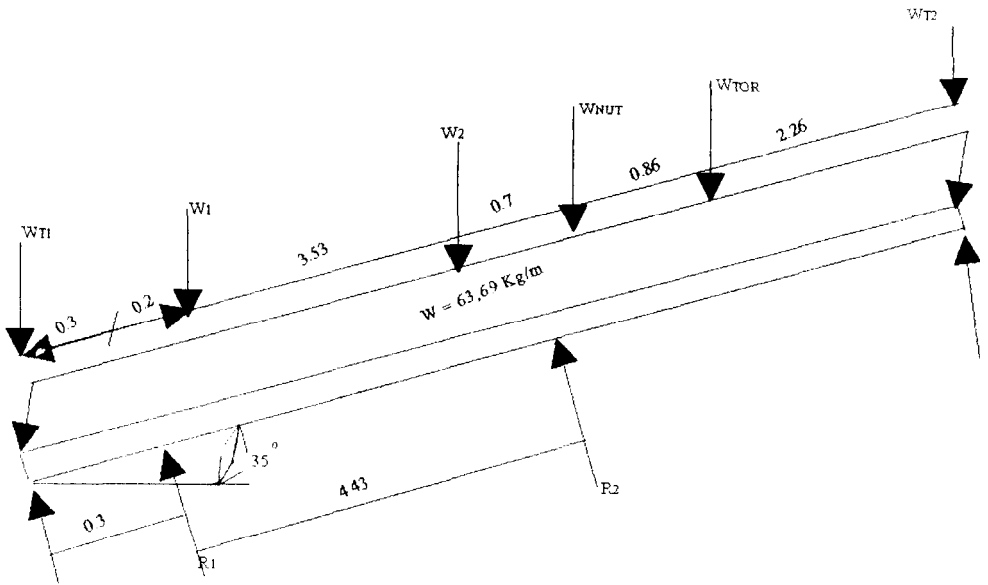


FIGURA 3.1.3.c.2.

Multiplicando tenemos las componentes de las fuerzas por los 35°
tenemos:

DIAGRAMA MODIFICADO DE FUERZAS PUNTUALES EN LA ESTRUCTURA, POSICION DE MAXIMA INCLINACION

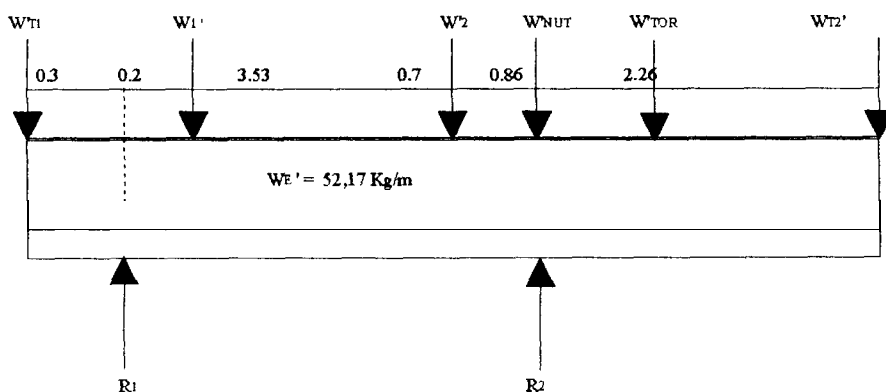


FIGURA 3.1.3.c.3.

A continuación presentamos los valores correspondientes de las componentes en dirección vertical, de cada una de las cargas, y la posición en que actúan.

WiCos 35	x
$W_{T1} = 193,3 \text{ Kg}$	0
$W_1 = 113$	0,5
$W_2 = 77$	4,03
$W_{NUT} = 36,9$	4,73
$W_{TOR} = 40,9$	5,59
$W_{T2} = 50,8$	7,85

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES QUE ACTUAN EN LA ESTRUCTURA POSICION DE MAXIMA INCLINACION

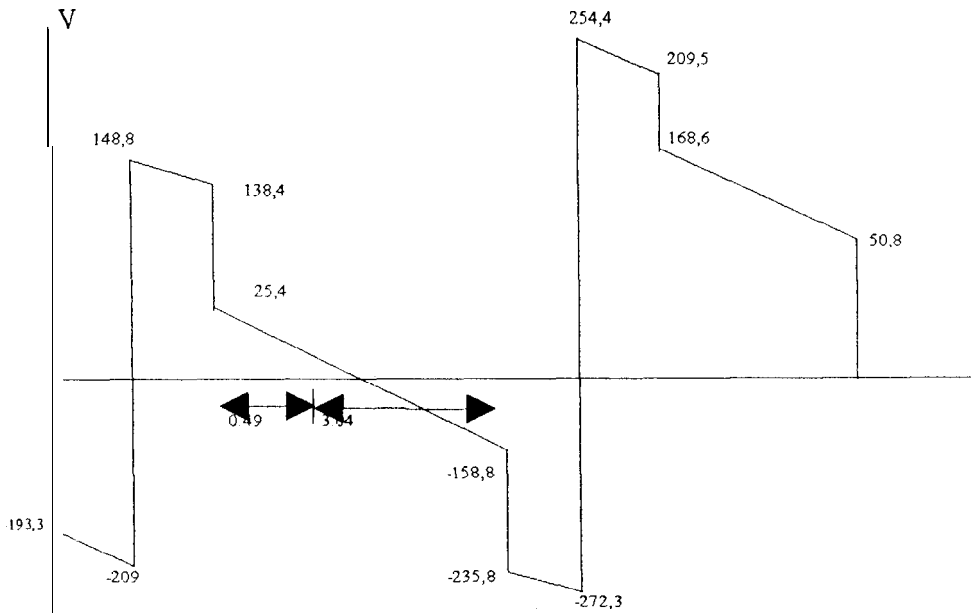


FIGURA 3.1.3.c.4.

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLEXIONANTES QUE ACTUAN

EN LA ESTRUCTURA. POSICION DE MAXIMA

INCLINACION

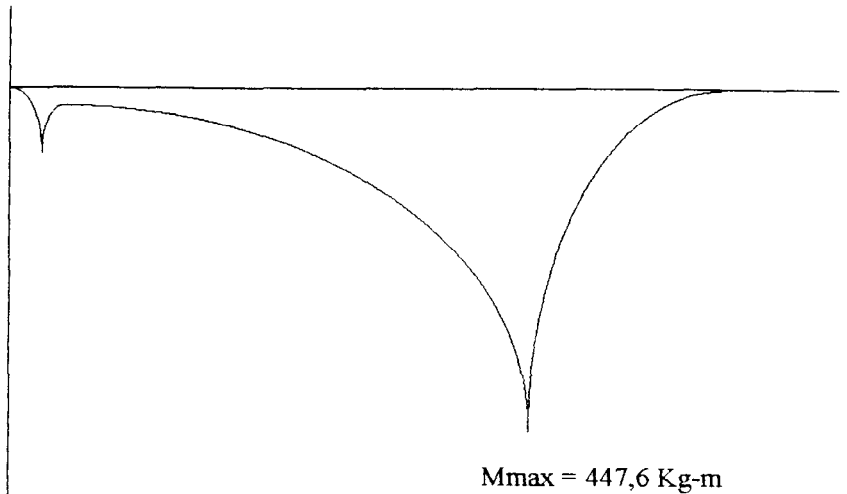


FIGURA 3.1.3.c.5.

El momento **máximo** se produce en $x = 4.73$ m y su valor es **447,6 Kg-m**

El modulo de sección (W) permisible es:

$$W \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_a}$$

donde σ_a = esfuerzo **admisible** = 120 MPa. Para un acero estructural

$$\Rightarrow W \geq \frac{447.6 (9.8)}{120 \times 10^6}$$

$$W \geq 34.55 \text{ cm}^3$$

Como son 2 vigas

$$W \geq \frac{34.55}{2}$$

$$W \geq 18,3 \text{ cm}^3$$

Por tanto una viga [100 x 50 x 4] con un módulo de sección $W' = 22,6 \text{ cm}^3$ (TABLA 1), satisface los requerimientos de carga

El factor de seguridad es: $n = \frac{W'}{W}$

$$n = \frac{22,6}{18,3}$$

$$n = 1,25$$

FLEXION EN EL TORNILLO

Se analizará la flexión producida entre los apoyos del tornillo por ser considerada la región más crítica, se analizará en 2 posiciones: Cuando la fuerza **actúa** en la mitad del tornillo y cuando actúa en el extremo de éste.

ESQUEMA DE CARGAS PRINCIPALES QUE ACTUAN SOBRE
LA ESTRUCTURA POSICION CRITICA DEL TORNILLO

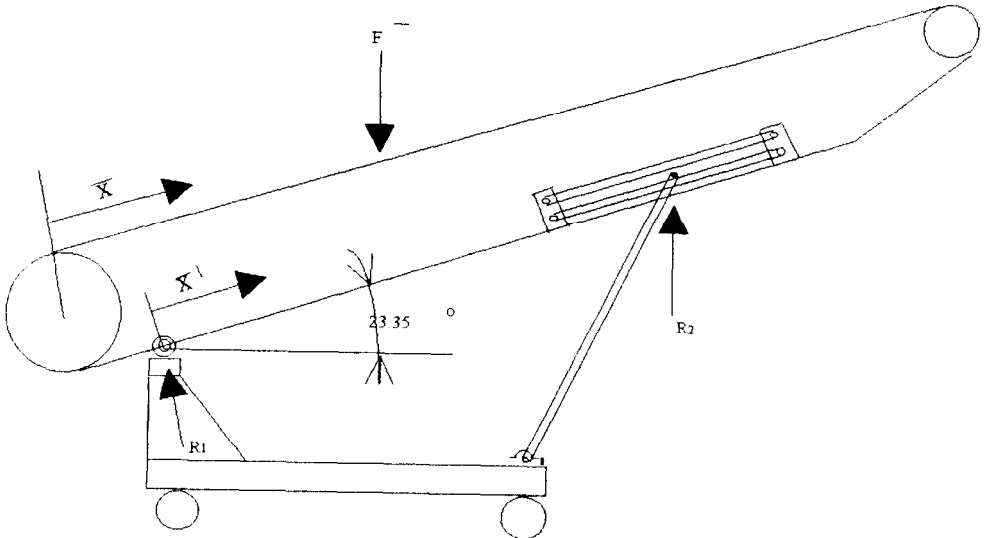


FIGURA 3.1.4.a.

$$\bar{x} = \frac{138(0.5) + 500(3.93) + 94(4.03) + 50(5.34) + 45(5.59) + 62(7.85)}{1125}$$

$$\bar{x} = 3.04$$

$$\bar{x}' = 3.04 - 0.3 = 2.74 \text{ m}$$

$$\bar{x}' = 2.74 \text{ m}$$

DIAGRAMA DE LA REACCION DE LA ESTRUCTURA SOBRE

EL TORNILLO

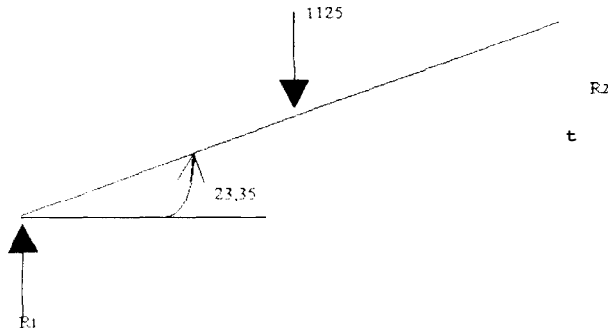


FIGURA 3.1.4.a.l.

$$R_2 = \frac{(1125 \cos 23.35) 2.74}{5.34} ; R_1 = 1125 \cos 23.35 - R_2$$

El valor que nos interesa es $R_2 = 530,3 \text{ Kg} = 5197,4 \text{ N} = R_2$

EN EL, TORNILLO (PLANO VERTICAL) DEBIDO A LA ACCION DE R2.-

DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE EL TORNILLO,
PLANO VERTICAL

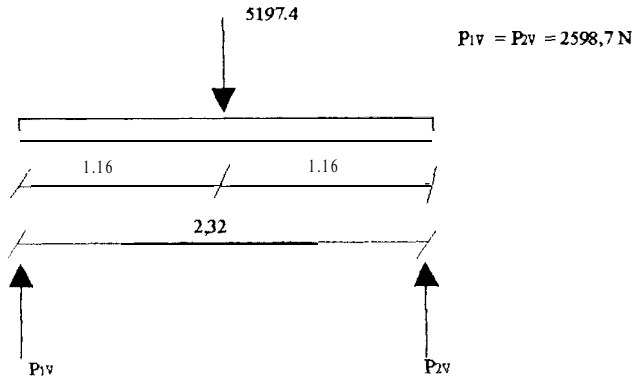


FIGURA 3.1.4.a.2

DIAGRAMA DE MOMENTOS, PLANO VERTICAL

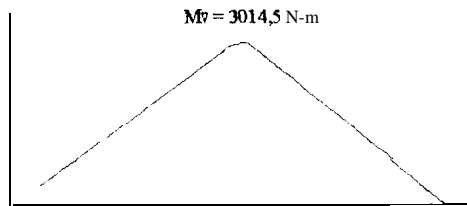


FIGURA 3.1.4.a.3



El momento máximo es $2598,7 (1,16) = 3014,5 \text{ N-m}$, la deflexión producida por este momento sobre el tornillo, se elimina usando un carril de desplazamiento.

PLANO HORIZONTAL

Debido a la acción de la fuerza producida por el sistema de transmisión piñón-cadena

$$F = \frac{\text{HP} \times 126.000}{D \times \text{rpm}}$$

donde:

HP : Potencia del motor en HP

D : Diámetro del piñón en pulgadas

rpm: Revoluciones por minuto

F : Fuerza en libras

Asumimos : Potencia = 1,5 HP

$$\text{rpm} = 43$$

Con estos datos, seleccionamos un piñón 80B 17 con un diámetro exterior = 5,95" (TABLA J)

$$F = \frac{1.5 \times 126000}{5.95 \times 43}$$

$$F = 738,7 \text{ lb}$$

$$F = 3287,2 \text{ N}$$

El torque producido es $\frac{F \times d}{2} = T$

$$T = \frac{738.7 \times 5.95}{2} = 2197,6 \text{ lb-pulg} \equiv 248,5 \text{ N-m} = T$$

La fuerza producida en el plano Horizontal = $F = 3287,2\text{N}$ localizada 10 cm antes del primer apoyo del tornillo.

DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE EL TORNILLO, PLANO

HORIZONTAL

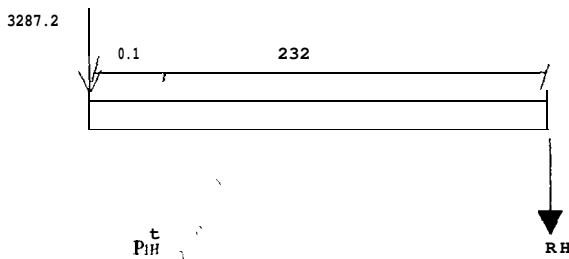


FIGURA 3.1.4.a.4.

$$\sum MP_{2h} = 0 : P_{2h} = \frac{3287.2 (0.1)}{2.32} \quad P_{2h} = 141,7 \text{ N } (\downarrow)$$

El momento entre los apoyos es: $P_{2h} \times 1,16$

$$= 141,7 (1.16) = 164,4 \text{ N-m}$$



DIAGRAMA DE MOMENTOS, PLANO HORIZONTAL

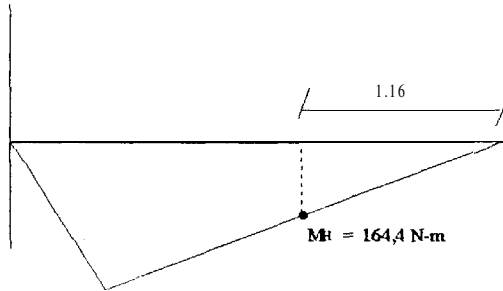


FIGURA 3.1.4.a.5.

Determinamos el máximo momento producido en la mitad del tornillo:

$$M_{mx} = \sqrt{M_v^2 + M_H^2} \quad \text{donde } M_H = 164,4 \text{ N-m}$$
$$M_v = 3014,5 \text{ N-m}$$

$$M_{mx} = 3019 \text{ N-m}$$

FLEXION EN LA MITAD DEL TORNILLO CUANDO R2

ACTUA EN UN EXTREMO

Se analizará la posición horizontal del transportador, puesto que R2 es mínima

ESQUEMA DE CARGAS PRINCIPALES QUE ACTUAN SOBRE
LA ESTRUCTURA, POSICION MENOS CRITICA DEL
TORNILLO

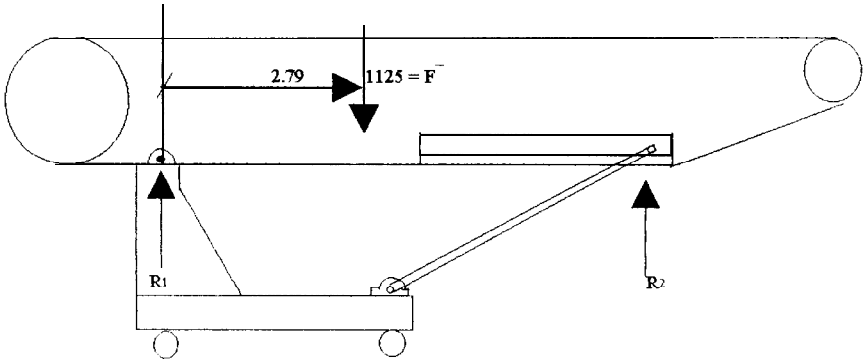


FIGURA 3.1.4.b.1.

$$R_2 = \frac{1125 (2.79) (9.8)}{6.25}$$

$R_2 = 4921,6 \text{ N}$

DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE LA ESTRUCTURA,
POSICION MENOS CRITICA DEL TORNILLO

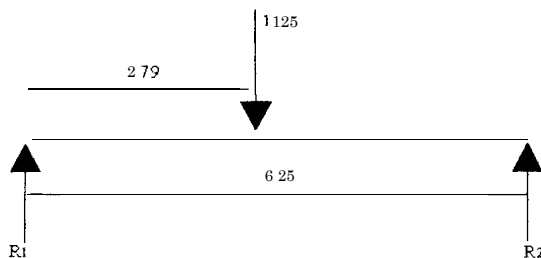


FIGURA 3.1.4.b.2.

DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL
TORNILLO (PLANO VERTICAL)

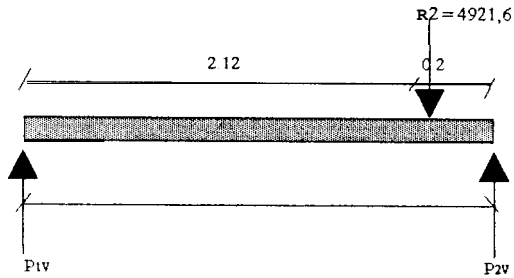


FIGURA 3.1.4.b.3.

$$P_{1v} (2.32) = 4921,6 (0.2)$$

$$P_{1v} = 424,3 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE MOMENTOS, PLANO VERTICAL

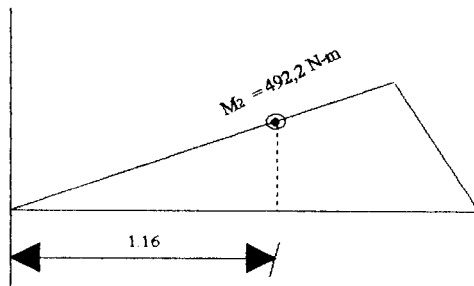


FIGURA 3.1.4.b.4.

El momento en la mitad del tornillo es $M_v = 492,2 \text{ N-m}$

DIAGRAMA DE MOMENTOS, PLANO HORIZONTAL

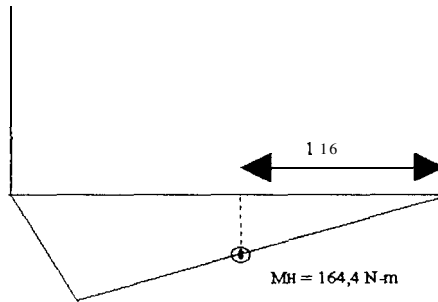


FIGURA 3.1.4.b.5.

El momento producido en la mitad del tornillo es:

$$M_{\min} = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} \quad \text{donde } M_H = 164.4 \text{ N-m}$$
$$M_V = 492.2 \text{ N-m}$$
$$M_{\min} = 519 \text{ N-m}$$

Luego, tenemos 2 momentos flexionantes críticos, máximo y mínimo, en la **mitad** del tornillo.

$$M_{\max} = 3019 \text{ N-m}$$

$$M_{\min} = 519 \text{ N-m}$$

Lo que ocasiona un momento **flexionante** medio M_m . Momento alterno

M_a

$$M_a = (M_{\max} - M_{\min}) / 2 = \frac{3019 - 519}{2} = \underline{M_a = 1250 \text{ N-m}}$$

$$M_m = 519 + 1250 = 1769 \text{ N-m} = M_m$$

Es decir, existe un caso de esfuerzos fluctuantes, que producirán fatiga en el material.

ANALISIS DE FATIGA PARA EL TORNILLO

Se escoge un acero SAE 4340, templado y revenido con los siguientes características:

$$S_{ut} = 1720 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 1590 \text{ Mpa}$$

Del análisis de fatiga, el límite de fatiga viene dado por:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

$$S_e' = 700 \text{ Mpa para aceros con } S_{ut} > 1400 \text{ Mpa}$$

$$K_a = 1.58^{-0.085} (S_{ut}) \quad ; S_{ut} = 1720$$

$$K_a = 0.84$$

$$K_b = (d_i / 7.62)^{-0.1133} \quad ; \text{ Se asume } d = 50 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.81$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e = (0.84) (0.81) (1) (1) (1) (700)$$

$$S_e = 476,28 \text{ Mpa}$$

Utilizaremos la relación de la combinación de la teoría de la energía de distorsión para el esfuerzo y la línea de Goodman modificada por la resistencia a la fatiga.

$$d = \left(\frac{32u}{\pi} \left\{ \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[\left(\frac{M_m}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \right\} \right)^{\frac{2}{3}}$$

donde K_f es un factor de concentración de esfuerzos, debido a la superficie roscada del material; $K_f = 2.3$

DONDE: $K_f = 2.3 = K_{fs}$

$$n = 1.7$$

$$M_a = 1250 \text{ N-m}$$

$$T_a = 0$$

$$M_m = 1769 \text{ N-m}$$

$$T_m = 248,5 \text{ N-m}$$

$$S_e = 476,28 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1720 \text{ MPa}$$

$$d = 4,97 \text{ cm} \approx d = 50 \text{ mm}$$

3.1.4. CALCULO DE LA POTENCIA DE ELEVACION

El torque que necesita el tornillo para vencer la carga es:

$$T = R_2 \times dm / 2$$

donde: R_2 es la reacción sobre el tornillo de potencia

dm es el diámetro medio del tornillo

Se seleccionará un diámetro nominal de 57 mm de peso 8 mm

$$R_2 = 5524 \text{ N}$$

(El valor de R_2 se lo obtuvo del cálculo de las reacciones, posición inclinada por ser el valor crítico)

$$dm = d - 0,36 p$$

Donde: d = diámetro nominal

p = paso de la rosca

dm = diámetro medio

$$dm = 57 - 0.63 (8)$$

$$dm = 52 \text{ mm}$$

El torque es:

$$T = (5524) (0.052) / 2$$

$$T = 144 \text{ N-m}$$

la potencia es $T \times W$

donde $W = 43 \text{ rpm} = 4.5 \text{ rad/seg}$

$$\text{Pot} = (144) (4,5)$$

$$= 648 \text{ watts}$$

La potencia del motor es:

$$\text{Pot} = 648 / N_1 N_2 \text{ donde } N_1 = \text{eficiencia piñón - cadena} = 0,9$$

$N_2 =$ eficiencia caja reductora

relación 40 : 1 = 0,677

$$\text{Pot} = 648 / (0,9) (0,77) = 935 \text{ watts}$$

Seleccionamos un motorreductor de 1100 watts con una velocidad de 43 rpm

SISTEMA DE TRANSMISION DEL TORNILLO

Con una potencia de 1100 watts equivalente a 1.5 Hp

Utilizamos un factor de seguridad de 1.3 para el sistema de transmisión del tornillo, debido a las elevadas cargas que soporta el sistema

$$\text{Pot} = (1.3) (1.5) = 2 \text{ Hp}$$

Con: - 2 Hp

- 43 RPM

Seleccionamos una cadena número 80, con 17 dientes en el piñón (tabla B).

la relación de diámetro es 1: 1

por tanto; de la Tabla K:

Distancia entre centros es $85p = 8.5 \times 1 = 8.5'' = 21,6 \text{ cm}$

la longitud de la cadena es $34 p = 34'' = 86\text{cm}$

La rueda catalina seleccionada es del tipo SOR 17 con un diámetro exterior de 5,95" = 15 cm (Tabla J)

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA

La longitud que recorre la tuerca es 182 cm,

Velocidad del tornillo de Potencia: 43 rpm

Paso: 2.4 cm

Tipo de rosca: Rosca triple

luego por cada revolución que gira el tornillo, la tuerca avanza

$$2.4 \text{ cm/rev} \equiv 0,42 \text{ rev/cm}$$

Luego el tiempo que se demora la tuerca en recorrer todo el tornillo, o bien de otra forma, el tiempo que se demora el transportador en alcanzar su máxima inclinación es:

$$182 \text{ cm} \times \frac{0,42 \text{ rev}}{\text{cm}} \times \frac{1 \text{ min}}{43 \text{ rev}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}}$$

El tiempo que se demora es

$$t = 106 \text{ seg}$$

Es decir, un tiempo razonable

3.1.5. CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS ARBOLES DE TRANSMISION

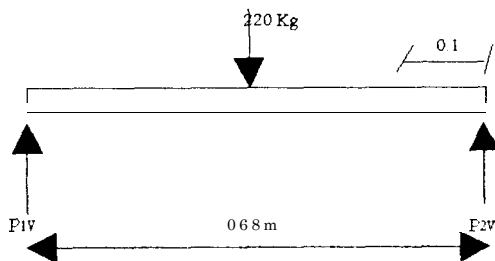
ARBOL DEL TAMBOR DE ENVIO

Se analizarán los momentos en 2 planos, horizontal y vertical debido a la presencia de Fuerzas Horizontales y Verticales.

PLANO VERTICAL:

La única Fuerza externa que actúa es el peso del tambor

DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL ARBOL DEL TAMBOR DE ENVIO, PLANO VERTICAL



$$P_{1v} = P_{2v} = 110 \text{ Kg} = 1078 \text{ N}$$

$$M_{mx} = P_{1v} l / 2 = (1078) (0.68) / 2$$

$$M_{mx} = 366,52 \text{ N-m}$$

La rueda catalina se halla ubicada a 10 cm de P_{2v} , el momento en este sitio es

$$P_{2v} \times (0.1) = 1078 (0.1) = 108 \text{ N-m}$$

PLANO HORIZONTAL:

Las fuerzas externas **que** actúan son la Fuerza de la catalina y la Fuerza de tensión de la banda.

DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL ARBOL DEL TAMBOR DE ENVIO, PLANO HORIZONTAL

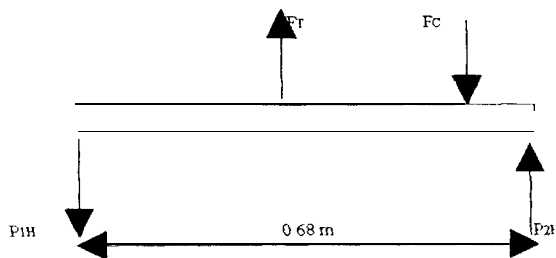


FIGURA 3.1.5.a.1.

Donde F_r = Fuerza de Tensión de la banda

F_c = Fuerza de la **catalina**

Ft ya ha sido calculado, su valor es 2650 N

El toryue transmitido por la rueda catalina es:

$$T = 9.55 \frac{H}{n}$$

donde **T**: Torque en N-m

H: Potencia en watts

n: rpm

$$T = 9.55(2650)/43$$

$$T = 596,5 \text{ N-m}$$

La **fuerza** transmitida es $F_c = T \times 2 / d$

donde: F_c = Fuerza en N

T = Torque en N-m

d = Diámetro de la catalina en m

$$F_c = (596,5) (2) / 0,189$$

$$F_c = 6310 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS. PLANO HORIZONTAL

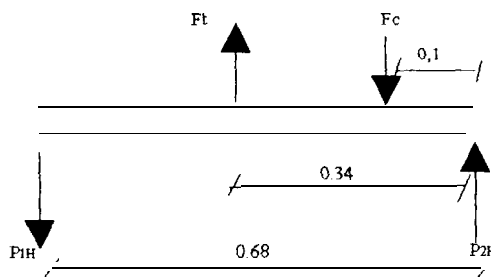


FIGURA 3.1.5.a.2.

$$P_{1H}(0.68) + 6310(0.1) = 2650(0.34)$$

$$P_{1H} = 397 \text{ N } (\downarrow)$$

$$P_{2H} = 4057 \text{ N } (\downarrow)$$

DIAGRAMA DE MOMENTOS. PLANO HORIZONTAL

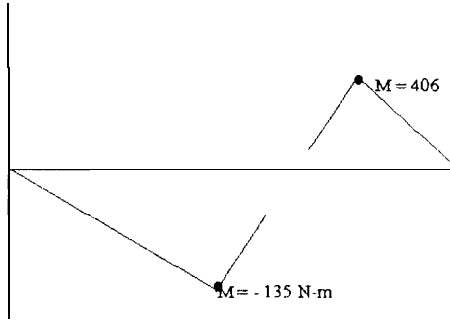


FIGURA 3.1.5.a.3.

A pesar de que El Momento Máximo horizontal es 406 N-m se analizará tanto el momento producido en el centro del eje, como el producido en la posición de la rueda catalina, ya que a simple vista es **difícil** determinar el sitio donde se produce el momento máximo.

En el centro del eje, el momento resultante es:

$$M_{MX} = [M_v^2 + M_H^2]^{1/2}$$

donde $M_v =$ Momento vertical

$M_u =$ Momento horizontal

$$M = [(135)^2 + (366,52)^2]^{1/2}$$

$$M = 391 \text{ N-m}$$

El momento resultante producido en el lugar donde está situada la catalina en el eje es:

$$M = [406^2 + 108^2]^{1/2}$$

$$M_{\text{MX}} = 420 \text{ N-m}$$

El momento máximo es produce justamente en este sitio y su valor es 420 N-m que es mayor al producido en el centro del eje.

ANALISIS DE FATIGA

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Se utilizara un acero SAE 4340 templado y revenido , con una resistencia última de 1720 Mpa.

$$K_a = 1.58 \times (1720)^{-0.085}$$

$$K_a = 0.84$$

Asumiendo un diámetro de 33 mm:

$$K_b = (d/7.62)^{-0.113} = (33/7.62)^{-0.113}$$

$$K_b = 0.846$$

$$S_e' = 700 \text{ Mpa (Para aceros con } S_{ut} . 1400 \text{ Mpa)}$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

El límite de fatiga es:

$$S_e = (0.84) (0.846) (1) (1) (1) (700)$$

$$S_e = 497 \text{ Mpa}$$

Utilizando la teoría de la energía de distorsión en combinación con la línea de Goodman modificada para la resistencia a la fatiga tenemos:

$$n = \left(\frac{32}{\pi d^3} \left\{ \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{M_m}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde: $d = 0.033 \text{ m}$

$S_e = 497 \text{ Mpa}$

$K_f = K_{fs} = 1$

$S_{ut} = 1720 \text{ Mpa}$

$M_a = 420 \text{ N-m}$

$M_m = 0$

$T_a = 596 \text{ N-m}$

$T_m = 0$

El factor de seguridad obtenido es:

$n = 2.6$



En el entalle donde se asientan los rodamientos : escogemos un diámetro de eje de 30 mm, un diámetro muy comercial para la selección de los rodamientos .

Fijaremos un radio de entalle $r = 3 \text{ mm}$, la relación $r/d = 3/30 = 0.1$; de la **figura A-15-8** del libro de Diseño mecánica de Shigley: $K_{rs} = 1.2$

La sensibilidad de la muesca que se obtiene de la Figura 5-1 7 del mismo libro, su valor es: $q = 1$

El factor de concentración de esfuerzos es:

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

$$K_{fs} = 1 + 1(1.2 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.2$$

En el entalle, el momento producido es nulo, debido a que es el punto de apoyo del eje.

Utilizando la Teoría de Goodman modificada en combinación con la Teoría de distorsión:

$$1/n = \left(\frac{32}{\pi d^3} \left\{ \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{M_m}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/2}$$

Donde: $d = 0.030\text{m}$

$S_e = 596 \text{ N-m}$

$K_{fs} = 1.2$

$s_{ut} = 497$

$M_a = 0$

$M_m = T_m = 0$

$T_a = 0$

El factor seguridad es:

$N = 1.92$

que es el punto crítico del eje

DISEÑO DE EJE DEL TAMBOR DE REENVIO

DIAGRAMA DE FUERZAS RESULTANTES SOBRE EL ARBOL DEL TAMBOR DE REENVIO

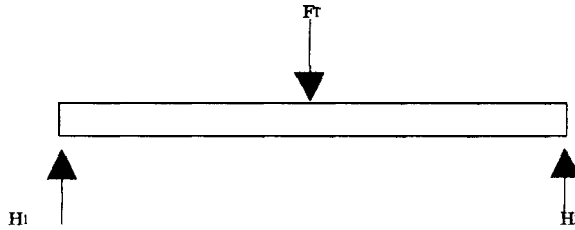


FIGURA 3.1.5. b.

La única **fuerza** externa que **actúa** es la Tensión de la banda sobre el tambor

$$F_T = 2650 \text{ N}$$

El momento máximo es $M_{mx} = F_T \times l / 4$

Donde : $F_T = 2650 \text{ N}$

$$l = 0.68 \text{ m}$$

$$M_{mx} = 2650 (0.68) / 4$$

$$M_{mx} = 451 \text{ N-m}$$

En el tambor de reenvío el torque es igual a cero, no existe

Análisis de Fatiga. -

El límite de resistencia Se es:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

Escogemos un acero SAE, templado y revenido, $S_{ut} = 1720 \text{ Mpa}$

$$S_e' = 700 \text{ Mpa} \quad (S_{ut} > 1720 \text{ Mpa})$$

$$K_a = 1.58^{-0.085} \times (S_{ut})$$

$$K_a = 1.58^{-0.085} \times (1720) = 0.84$$

Asumiendo un diámetro de 25 mm:

$$K_b = (d/7.62)^{-0.1133} = (25/7.62)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.861$$

los demás factores son iguales a la unidad

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e = (0.84) (0.861) (1) (1) (1) (700)$$

$$S_e = 506 \text{ MPa}$$

Utilizando la Teoría de la distorsión en combinación con la línea de Goodman modificada tenemos:

$$1/N = \left(\frac{32}{\pi d^3} \left\{ \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[\left(\frac{M_n}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{donde: } d = 0.025 \text{ m}$$

$$S_e = 506 \text{ MPa}$$

$$K_f = 1$$

$$S_{ut} = 1720 \text{ MPa}$$

$$M_a = 451 \text{ N-m}$$

$$M_m = 0$$

$$T_a = 0$$

$$T_m = 0$$

El factor de seguridad es:

$N = 2.2$

En el lugar donde se asientan los rodamientos se considerará un diámetro de 20 mm con un radio de **entalle** de 3 mm, como en este punto no actúa ni torque ni momento alguno, no es necesario un análisis de fatiga.

3.1.6. ANALISIS ESTADTLCO DE LA MAQUINA

ANALISIS DE FUERZAS QUE ACTUAN EN EL SISTEMA

Se analizara el punto más crítico, estructura horizontal

ESQUEMA DE FCJERZAS QUE ACTUAN EN EL SISTEMA

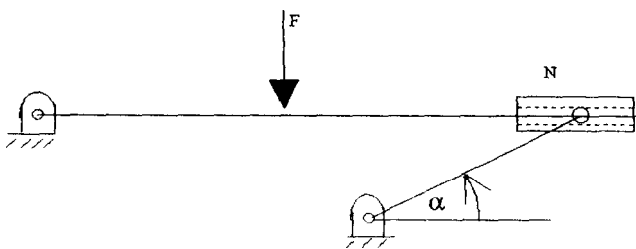


FIGURA 3.1.6.a.

$\alpha = 10^\circ$ El ángulo α es el ángulo de inclinación del carro elevador cuando la estructura del transportada esta en la posición horizontal

DIAGRAMA DE FUERZAS EN LA ESTRUCTURA

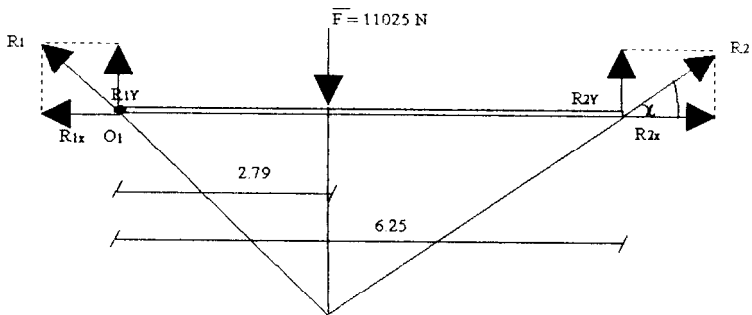


FIGURA 3.1.6.a.1.

$$\alpha = 10^\circ$$

Podemos calcular las fuerzas que actúan en los puntos de apoyo

$$\sum M_{O_1} = 0 \quad R_{2y} = 2.79 / 6.15 (110.25)$$

$$R_{2y} = 4922 \text{ N}$$

$$\operatorname{tg} 10^\circ = R_{2y} / R_{2x} ; \quad R_{2x} = 27913 \text{ N}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} =$$

$$R_2 = 28344 \text{ N}$$

que es la reacción que actúa en la posición de la tuerca

$$R_{1y} = 11025 - 4922 = 6103 \text{ N}$$

$$R_{1x} = R_{2x} = 27913$$

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}$$

$$R_1 = 28572 \text{ N}$$

En el carro elevador.-

Se desprecia el peso del carro

DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL CARRO ELEVADOR

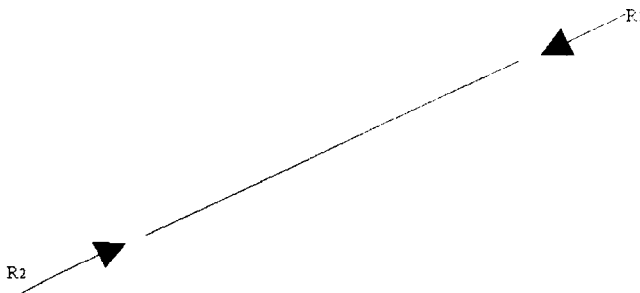


FIGURA 3.1.6.a.2.

Del análisis anterior $R_2 = 27344 \text{ N}$

El carro elevador está sujetado en 2 pines de apoyo que actúan como un sistema eje-bocín:

Uno en la parte superior, que permite regular la posición de la tuerca en conjunción con el tornillo de potencia a medida que la estructura cambia de posición angular; y el otro localizado en la parte inferior de manera que el carro pueda girar libremente y la **fuerza** que actúa sobre los pines es R_2 .

De igual manera la estructura debido a que tiene que girar sobre un punto de apoyo, esta sujetado a un sistema eje-bocin en la posición donde actúa R_1 .

DISEÑO DE SISTEMAS EJE-BOCIN

Para el carro elevador: Se escoge hierro **fundido** como material, clase ASTM 20

$$R_2 = 28344 \text{ N}$$

El sistema puede fallar por cortante;

$$T = R_2 / A \quad A = \frac{\pi^2 (30)}{4} = 706,9 \text{ mm}^2$$

$$T = 28344 / 706,9$$

$$T = 40,1 \text{ MPa}$$

Se asume $\varnothing = 30 \text{ mm}$

Un acero SAE 1010 tiene una resistencia última = 180 Mpa

$$N = 180 / 40,1 = 4,5$$

En la unión de la estructura con el carro transportador:

$$R_1 = 28572 \text{ N}$$

Se asume \varnothing del eje igual a 30 mm

Acero ASTM 20

$$T = R_1 / A ; \quad \text{El área es la misma } 706,9 \text{ mm}^2$$

$$T = 28572 / 706,9 \text{ mm}^2$$

$$T_{\text{mx}} = 40,4 \text{ Mpa}$$

$$N = 180 / 40,4 = 4,45$$

Luego, los diámetros de los 3 pines = 30 mm

3.1.7. ANALISIS ESTRUCTURAL DEL CARRO TRANSPORTADOR

CENTRO DE GRAVEDAD DEL CARRO TRANSPORTADOR

ESQUEMA DE PLANCHAS DEL CARRO TRANSPORTADOR

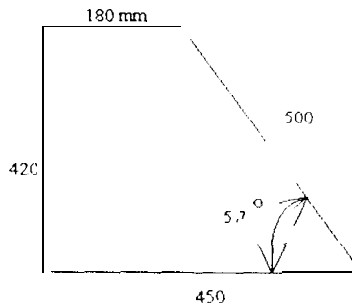


FIGURA 3.1.7.a.

En el punto de apoyo se ubican 4 planchas de acero dispuestas en forma trapezoidal con un espesor de 4 mm.

$$1 \text{ Plancha } 420 \times 1200 \times 2 = 9 \text{ Kg}$$

$$1 \text{ Plancha } 500 \times 1200 \times 2 = 12 \text{ Kg}$$

$$* 1 \text{ Plancha } 638 \times 420 \times 2 = \underline{9 \text{ Kg}}$$

$$30 \text{ Kg}$$

* De esta plancha salen las 2 secciones trapezoidales

De igual manera como contrapeso del sistema, para darle mayor estabilidad se ubicará un bloque de hierro fundido: cuyo peso es de 100 Kg. Sobre este bloque se apoya la estructura.

CONTRAPESO DE CARRO TRANSPORTADOR

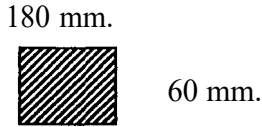


FIGURA 3.1.7.a. 1.

Peso del bloque es 120 Kg aproximadamente

La base del carro está formada por 2 vigas [100 x 60 x 8 más 6 vigas [100 x 50 x 2 dispuestas transversalmente.

$$2 \text{ vigas [100 x 60 x 8 } \quad 12,4 \text{ kg/m } \quad 13,5 \text{ m} \quad = \quad 87 \text{ Kg}$$

$$6 \text{ vigas [100 x 50 x 2 } \quad 3,04 \text{ Kg/m/1,3 m} \quad = \quad \underline{\text{Kg}}$$

109 Kg

Se considerará que tanto las planchas como el bloque tienen como centro de gravedad 90 mm, donde actuará el peso, mientras que el centro de gravedad de las vigas está situado a 1,75 m. El centro de gravedad del carro viene dado por:

$$X_1 = 109(1,75) + 150(0,09) / 259$$

$$X_1 = 0,79 \text{ m}$$

$$F_1 = 259 \text{ Kg}$$

donde F_1 es el peso total del carro transportador y actúa a 0,79 m

ESQUEMA DE FUERZAS DEL CARRO TRANSPORTADOR

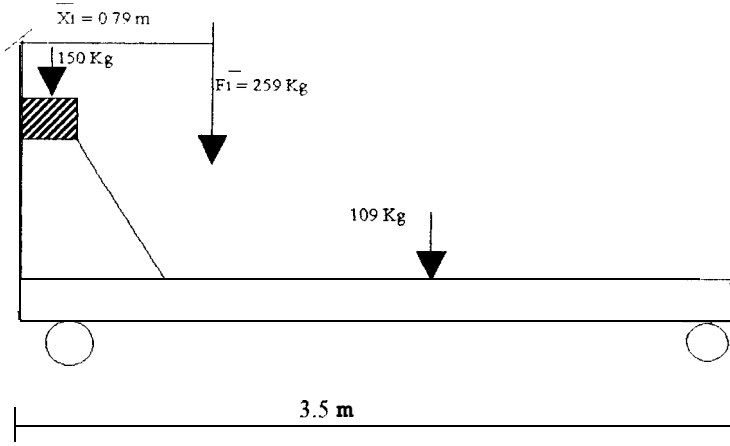


FIGURA 3.1.7.b.

3.1.8 CALCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA MAQUINA

ESQUEMA DE FUERZAS RESULTANTES QUE

ACTUAN EN EL TRANSPORTADOR

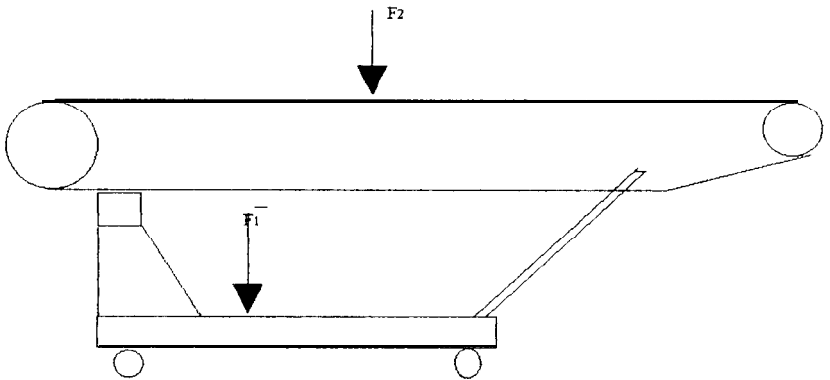


FIGURA 3.1.7.c.

El calculo del centro de gravedad de la máquina tiene vital importancia, pues si éste cae fuera de las dimensiones del carro transportador, la máquina se volteará.

De igual manera, del centro de gravedad dependen las reacciones en las ruedas, que deberán ser seleccionadas en base a la mayor carga posible que puedan recibir.

La máquina se compone de 3 partes principales: Estructura, carro transportador y por último, el carro elevador del sistema.

El peso del carro elevador, es considerado despreciable, y no será tomado en cuenta en el análisis del centro de gravedad del sistema.

donde:

$$\bar{F}_1 = \text{Peso del carro} = 259 \text{ Kg,}$$

$$\bar{X}_1 = 0,79 \text{ m}$$

$$\bar{F}_2 = \text{Fuerza resultante sobre la estructura} = 1125 \text{ Kg}$$

$$\bar{X}_2 = 2,19 \text{ m}$$

El valor de F_2 ya fue calculado a partir de las fuerzas puntuales que actúan sobre la estructura, posición horizontal (Ver Figura 3.1.3.b. 1)

La posición del centroide: $Sr; -- (F_1 \bar{X}_1 + F_2 \bar{X}_2) / F_G$

Donde $F_G =$ Peso total del transportador

$X_G =$ Centro de Gravedad del sistema

$$X_G = \frac{259 (0.79) + 1125 (2.79)}{1384}$$

$X_G = 2,41 \text{ m}$
$F_G = 1384 \text{ Kg}$

CALCULO DE LAS REACCIONES EN LAS RUEDAS

Se considera la posición más crítica del transportador

ESQUEMA DEL CENTRO DE GRAVEDAD DEL SISTEMA

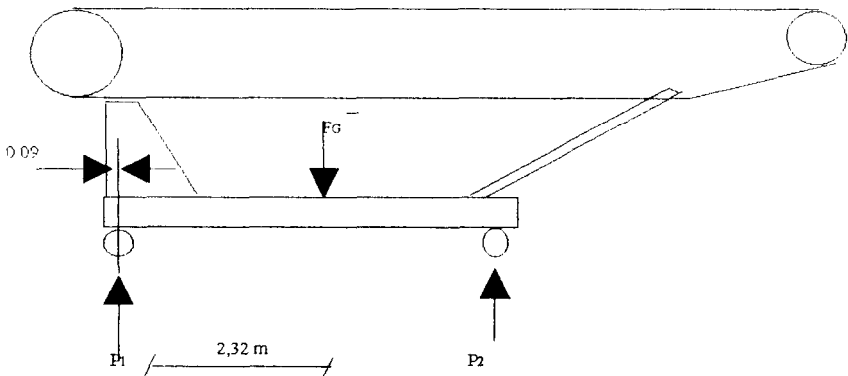


FIGURA 3.1.7.d.

DIAGRAMA DE FUERZAS DEL SISTEMA

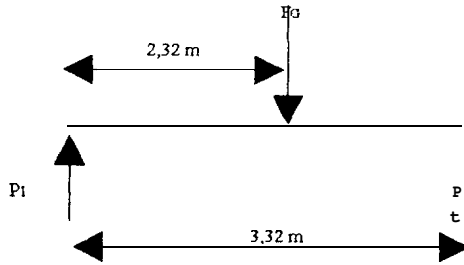


FIGURA 3.1.7.d.I.

$$P_2 = \frac{1384 (2,32)}{3,32}$$

$$P_2 = 967 \text{ Kg}$$

Las ruedas y pernos serán seleccionados en base a $P_2 = 1000 \text{ Kg}$

SELECCION DE PERNOS EN LAS RUEDAS

$$P_2 = 1000 \text{ Kg} = 9800 \text{ N}$$

Como son 2 ruedas $F = 4900 \text{ N}$

Asumimos un perno **M10** x 1.5 clase 4.6

con las siguientes características:

$$\text{agarre} = 2 \text{ cm} = l$$

$$\text{diámetro nominal} = 10 \text{ mm} = d$$

$$A_t = 58 \text{ mm}^2$$

$S_p = 225 \text{ MPa}$ (Resistencia límite mínima a la tensión)

La rigidez de un perno es

$$K_b = \frac{AE}{l} \quad ; \text{ donde } E_{\text{ACERO}} = 200 \text{ GPa}$$

$$K_b = \frac{\pi(0.01)^2/4 \cdot (100 \times 16)}{0.02}$$

donde: $E = 83 \text{ GPa}$

$$d = 0.01 \text{ m}$$

$$l = 0.02 \text{ m}$$

$$K_b = 785 \times 10^6 \text{ N/m}$$

La constante C es la constante de la unión de los pernos:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

$$C = \frac{785}{785 + 921}$$

$$C = 0,46$$

Para **conexiones** reutilizables, el valor de la **precarga** (F_i) es:

$$F_i = 0.75 A_t S_p$$

$$F_i = 0.75 (58) (225)$$

$$F_i = 9788 \text{ N}$$

Para N pernos, el factor de seguridad n es:

$$n = \frac{Sp \cdot At - Fi}{C (F/N)}$$

Donde: $Sp = 225 \text{ Mpa}$

$$At = 58 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$Fi = 9788 \text{ N}$$

$$C = 0.46$$

$N = 4$ (Se utilizarán 4 pernos)

$$F = 4900 \text{ N}$$

$n = 5,8$

Luego, se seleccionan pernos **M10 x 1,5** clase 4.6 (Tabla L), con una **precarga** de 9788 N

3.1.9 SELECCION DE LOS COMPONENTES MECANICOS EN

FUNCION DE LOS DATOS OBTENIDOS

ANALISIS DEL CARRO TRANSPORTADOR: ANALISIS DE

SOLDADURA

ESQUEMA DE BASE DE APOYO DEL CARRO

TRANSPORTADOR

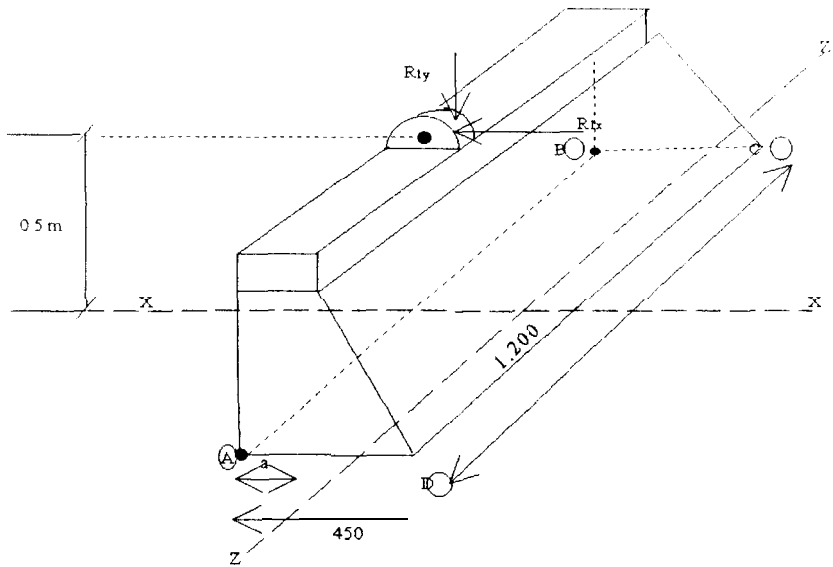


FIGURA 3.1.8.a.

$$R_{1x} = 27913 = R_x$$

$$R_{1y} = 6103 = R_y$$

R_x actúa a 50 cm de la base.

Se asumirá un valor de t para la garganta de soldadura igual a 2 mm, donde t es la proyección horizontal de la garganta.

Se desprecia el peso de las planchas de acero.

El momento flexionante $M = (27913) (0.5) = 13956,5 \text{ N-m}$

El momento rectangular de inercia sobre el eje neutro Z tiene dado por:

$$I_z = 2 I_v + I_h$$

$$I_v = \frac{L^3 t}{12} = \frac{(450)^3 (2)}{12} = 15,2 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Como t es muy pequeño:

$$I_h = L t a^2 = 1200 (2) (450/2)^2 = 121,5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

El esfuerzo de compresión en la soldadura AB es:

$$\sigma = \frac{M a}{I_z} + \frac{R_y}{A}$$

Donde: $M = 13956,5 \text{ N-m}$

$$a = 0.225 \text{ m}$$

$$I_z = 273,4 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$R_y = 6103 \text{ N}$$

El área A es el área de toda la soldadura, puesto que el esfuerzo debido a R_y se reparte a lo largo de todo el cordón

$$A = (1200 + 1200 + 450 + 450) t ; \text{ donde } t = 2 \text{ mm}$$

$$A = 6600 \text{ mm}^2 = 6600 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

El esfuerzo sobre la soldadura AB es igual:

$$\sigma = 12,43 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante en todo el cordón es:

$$T = \frac{R_x}{A} = \frac{27913}{(1200 + 1200 + 450 + 450)2} = 4,23 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos σ y T son perpendiculares entre sí debido a que se considera éste, resultante como un esfuerzo cortante que actúa en el plano de la garganta de la soldadura y es igual al esfuerzo cortante permisible.

$$\sigma' = (\sigma^2 + T^2)^{1/2}; \quad \sigma' = (12,43^2 + 4,23^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 13,13 \text{ MPa}$$

Se utilizarán electrodos E 6011 debido a buena penetración y buena calidad de la soldadura, cualquier posición.

Utilizando la Teoría de Distorsión.

$$n = \frac{0,577 S_y}{\sigma'} = \frac{0,577 (345)}{13,13}$$

$$n = 15$$

Que es un buen factor de seguridad

Calculamos el espesor de la garganta:

ESQUEMA DE LA LONGITUD DE GARGANTA DE
SOLDADURA

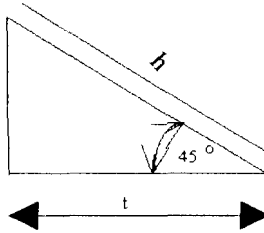


FIGURA 3.1.8.b.

$$h = \sqrt{2} \times t$$

$$h = 2,83$$

Por tanto la longitud del cateto de soldadura será de 3 mm ($h = 3$ mm)

Puesto que el factor de seguridad es bastante elevado, es correcto despreciar el peso estructural en el cálculo.

En el metal:

Puesto que el espesor de las planchas es $t = 2$ mm, los valores de los esfuerzos son idénticos a los calculados para el cordón de soldadura.

$$\sigma_y = 12,43 \text{ MPa}$$

$$T_{xy} = 4,23 \text{ Mpa}$$

Utilizando la Teoría de la **distorsión**

$$\sigma = (\sigma_x^2 + 3 T_{xy}^2)^{1/2}$$

$$\sigma = [12,43^2 + 3 (4,23)^2]^{1/2}$$

$$\sigma = 14,43$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{180}{14,43} = 12,47$$

El factor de seguridad n es igual a: $n = 12,47$

De igual manera fue correcto despreciar el peso estructural debido al elevado factor de seguridad.

ANALISIS DE LAS VIGAS QUE SOPORTAN EL TORNILLO DE POTENCIA

Se analiza la posición Horizontal del transportador

Se **utilizarán** 2 vigas [100 x 50 x 4 soldados entre sí y soldadas a la estructura principal.

ESQUEMA DE VIGAS QUE SUJETAN EN TORNILLO DE

POTENCIA

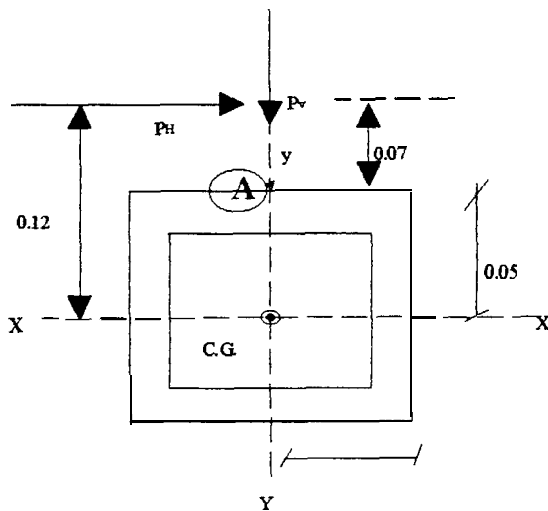


FIGURA 3.1.8.c.

Se asumirá un espesor de soldadura $t = 2 \text{ mm}$

$$A = 4 \text{ lt} = 4 (10) (0.2) = 8 \text{ cm}$$

Donde $A = \text{Area del cordón de soldadura}$

El torque en cualquier punto de la sección es:

$$T = P_H / 2 \times (0.07 + 0.05) \text{ donde } P_H = 27913 \text{ N}$$

donde 0.07 m. es la distancia desde donde actúa F_H hasta el perfil

0.5 m. es la mitad del perfil compuesto

$$T = 13956,5 (0.12)$$

$$T = 1674,8 \text{ N-m}$$

El **esfuerzo** cortante debido al torque, o **esfuerzo** torsional para una sección hueca no circular es:

$$\tau' = \frac{T}{2 * w * t * b}$$

Donde: T es el momento torsor

w es el ancho de la viga

t es el espesor del perfil

b es la altura del **perfil**

En el punto A:

$$\tau_{x'} = \frac{1500}{2 * 0,1^2 * 0,002}$$

$$\tau_{x'} = 41,9 \text{ Mpa.}$$

El esfuerzo cortante en cualquier punto debido a Ph es:

$$\tau_{x''} = \frac{PH/2}{A} = \frac{27913}{2A}$$

donde $A = 8 \text{ cm}^2$

$$\tau_{x''} = \frac{27913 / 2}{8 \times 10^{-4}} = 17,5 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante en cualquier punto debido a Pv es:

$$\tau_y = \frac{Pv}{2A} \quad \text{donde } Pv = 4922 \text{ N}_4$$

$$A = 8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau_y = 3,1 \text{ Mpa}$$



$$\tau_x = \tau_x' + \tau_x'' = 41,9 + 17,5 = 59,4 \text{ MPa} = \tau_x$$

$$\tau_y = 3,1 \text{ Mpa} = \tau_y$$

El esfuerzo cortante resultante es:

$$\tau = (\tau_x^2 + \tau_y^2)^{1/2}$$

$$\tau = (59,4^2 + 3,1^2)^{1/2}$$

$$\tau = 59,5 \text{ Mpa}$$

Mediante la Teoría de distorsión

$$n = 0.5775y / \tau$$

Utilizando un electrodo E6011, $S_y = 345 \text{ MPa}$ tenemos:

$$n = 0.577 (345) / 59,5 ; n = 3,3$$

El espesor de soldadura $h = \sqrt{2} t = \sqrt{2} (2) ; h = 3 \text{ mm}$

ANALISIS DE ESFUERZOS EN EL METAL

El análisis es el mismo realizado en la soldadura, para una viga [100 x 50 x 4, de acuerdo al catálogo de perfiles, presenta las siguientes propiedades:

$$A' = 7,47 \text{ cm}^2$$

Como son 2 **perfiles** soldados:

$$A = 15 \text{ cm}^2$$

Del análisis del cordón de soldadura tenemos:

$$\tau_{x'} = \frac{1500}{2 * 0,1^2 * 0,004} = 20,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{x''} = \frac{27913/2}{15} = 9,4 \text{ MPa}$$

$$\tau_y = \frac{4922/2}{15} = 1,7 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos resultantes en dirección x é y son:

$$\tau_x = \tau_{x'} + \tau_{x''} = 30,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_y = 1,7 \text{ MPa}$$

Utilizando la Teoría de distorsión de los esfuerzos:

$$\tau' = (\tau_x^2 + \tau_y^2)^{1/2}$$

$$\tau' = [(30,3)^2 + 3 * (1,7)^2]^{1/2}$$

$$\tau' = 30,4 \text{ MPa}$$

Para un acero estructural $S_y = 120 \text{ MPa}$

$$n = 0.577 S_y / \tau'$$

$$n = 0,577 (120) / 30,4$$

$$n = 2,3$$

SELECCION DE CHUMACERAS Y RODAMIENTOS

Chumaceras del Tornillo de Potencia:

El punto crítico se produce cuando el transportador tiene su elevación máxima a 35° puesto que la reacción que actúa sobre el tornillo es máxima.

DIAGRAMA DE FUERZAS DEL TORNILLO DE POTENCIA

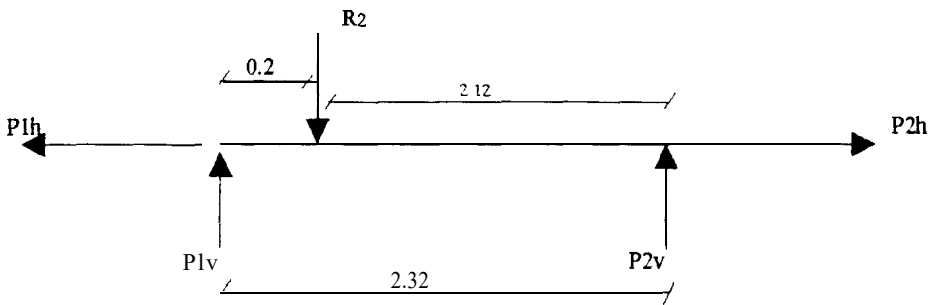


FIGURA 3.1.8.c.1

$$P_2 = R_2 \times (2.12) / 2.32 = 5523 (2.12) / 2.32 = 5047 \text{ N}$$

Se tiene los siguientes requerimientos:

Diámetro de eje : 60 mm

Carga radial : 5047 N.

Carga **axial** : 27913 N.

Velocidad: 43 RPM

Mínimo de 5000 horas de vida.

La carga dinámica equivalente que van a soportar las chumaceras, (P_a):

$$P_a = F_a + 1.2 * F_r$$

Donde:

F_a representa la carga axial

F_r representa la carga radial

$$P_a = 5047 + 27913$$

$$P_a = 32960 \text{ N.}$$

De la tabla N, seleccionamos una chumacera de piso, la cual soporta un rodamiento axial oscilante de rodillos.

El factor de seguridad es: $n = 283/32,96$

$$n = 8,5$$

Que es un factor de seguridad elevado, puesto que las chumaceras pueden fallar por fuerzas de impacto.



Chumaceras del árbol del tambor de envío:

Debido a la presencia de fuerzas horizontales y verticales:

$$P_{2V} = 1078 \text{ N}$$

$$P_{2H} = 4057 \text{ N}$$

$$P_2 = (P_{2V}^2 + P_{2H}^2)^{1/2} = 4198 \text{ N}$$

Requerimientos:

Diámetro del eje: 30 mm

Carga radial: 4198 N

Velocidad: 43 RPM

Mínimo de 5000 horas de vida.

El factor de servicio es 3.1 (Tabla M)

La carga radial es: $F = 4198 (3.1) = 13014 \text{ N}$

Seleccionamos una chumacera de pared, que soporta un rodamiento de bolas 5206, (Tabla P), con una capacidad de carga de 3150 **lbs**, equivalentes a 14000N (Tabla 0).

Eje de Tambor de reenvío:

$$P = 26550 / 2 = 1325 \text{ N}$$

$$n_{\text{tambor}} = 43 \text{ RPM} \times 45 / 20 = 97 \text{ R P M}$$

Requerimientos:

Diámetro del eje: 25 mm

Carga radial: 1325 N

Velocidad: 97 RPM (El tambor mas pequeño gira mas **rápido**)

Mínimo de 5000 horas de vida

El factor de servicio es 3.1

$$F = 1325 (3.1) = 4108 \text{ N}$$

Seleccionamos una chumacera de pared, que soporta un rodamiento de bolas 5205 con capacidad de carga de **1570lb** equivalentes a 6986 N (Tabla Q y O), y que forma parte del tensor de la banda transportadora.

SELECCION DE PERNOS EN LAS CHUMACERAS DEL
TORNILLO

ESQUEMA DE FUERZAS QUE ACTUAN EN LAS
CHUMACERAS DEL TORNILLO

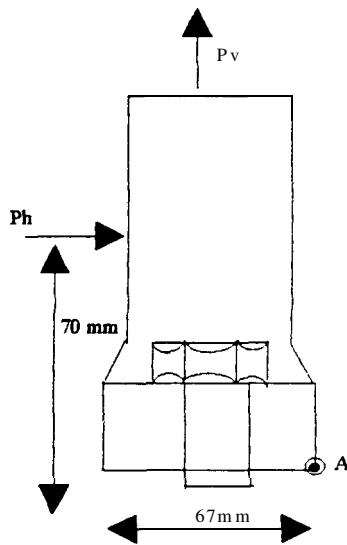


FIGURA 3.1.8.c.2.

La componente horizontal de la reacción estática, del tornillo de potencia sobre el rodamiento, produce un esfuerzo de tensión en el perno, la suma de momentos en el punto A, da:

$$\Sigma M_a = 0 : P_H (70) + F'_v (67/2) = 2 R (67/2)$$

En la ecuación R es la reacción sobre el perno y se escribe 2R porque son 2 pernos.

Los valores P_H y P_V ya han sido calculados por estática (Análisis de fuerzas que **actúan** en el sistema, posición horizontal) y son:

$$P_H = 27913 \text{ N}$$

$$P_V = 4922 \text{ N}$$

Luego, $R = 31624 \text{ N}$

El esfuerzo normal σ es igual

$$\sigma = R / A_t$$

Se asume un diámetro de perno nominal de 14 mm, con $A_t = 115 \text{ mm}^2$

$$\sigma = 31624 / 115 = 275 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante es:

$$= 27913 / 2 (115) = 121,3 \text{ MPa}$$

Utilizando la energía de distorsión

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = (275^2 + 121,3^2)^{1/2} ; \sigma' = 300 \text{ Mpa}$$

Utilizando un perno clase 10.9 ; $S_p = 830 \text{ MPa}$ (Tabla L)

El factor de seguridad n viene dado por:

$$n = S_p / \sigma'$$

$$n = 830 / 300 ; n = 2,8$$

Luego, el perno seleccionado es un perno M14 x 2 clase 10.9, este tipo de pernos será utilizado en la junta que une la estructura con el carro transportador.

DISEÑO DE RODILLOS PORTADORES

Los rodillos estarán espaciados cada 20 cm

DISTRIBUCION DE CARGA SOBRE LOS RODILLOS PORTADORES

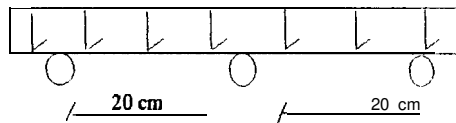


FIGURA 3.1.8.d.

Suponiendo que un saco cabe dentro de los 3 rodillos, si cada saco pesa 50 Kg, el peso que actúa sobre cada rodillo es:

$$P = \frac{50 \text{ Kg} \times 9.8 \text{ N/Kg}}{3} = 164 \text{ N por rodillo}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE RODILLOS PORTADORES

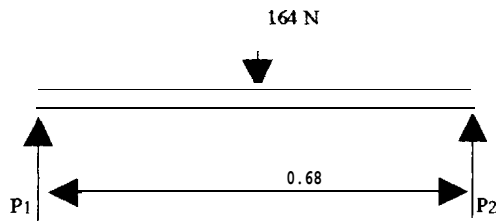


FIGURA 3.1.8.d.1.

Asumiendo un diámetro del eje del rodillo de 15 mm tenemos:

$$\tau = V / A = P_1 / A = 82 / \pi (15)^2 / 4$$

$$\tau = 0.46 \text{ Mpa.}$$

Seleccionamos un acero SAE 1018 con una resistencia de **fluencia**

$$S_y = 276 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad n es:

$$n = S_y / \tau \quad ; \quad n = 276 / 0,46 = 600$$

SELECCION DE RODAMIENTOS EN LOS RODILLOS

La fuerza radial en los rodillos es 82 N con un diámetro de eje de **15mm**, el diámetro exterior del rodamiento es 42 mm. Seleccionamos un rodamiento 6302.

DISEÑO DE LA CARCAZA

ESQUEMA DE LA CARCAZA DE RODILLOS PORTADORES

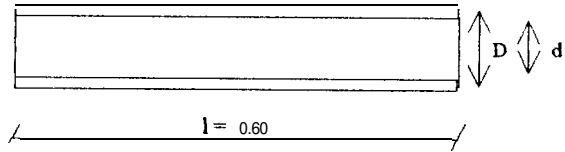


FIGURA 3.1.8.d.2

Se asume que el momento máximo, igual que para el eje es de 27.9 N-m

$$I/c = \pi / 32 D (D^4 - d^4); \text{ Asumiendo un espesor de 2mm:}$$

Donde : $D = 42 \text{ mm}$

$$d = 36 \text{ mm}$$

$$I/c = 3347 \text{ mm}^3 = 3.35 \text{ cm}^3$$

El esfuerzo viene dado por:

$$\sigma = M / I/c = 27.9 / 3.35 = 8.33 \text{ MPa}$$

Utilizando rodillos de PVC, por su menor costo y menor peso tenemos

una resistencia $S_y = 35,6 \text{ MPa}$

$$n = S_y / \sigma$$

$$n = 35,6 / 8.33$$

$$n = 4,3$$

Por lo que utilizar PVC en lugar de acero está más que justificado para los rodillos portadores.

DISEÑO DE VIGAS QUE SOPORTAN LOS RODILLOS PORTADORES

Las vigas están arriostradas cada **0.88m** mediante varillas a lo largo de toda la estructura.

La carga que soportan las vigas en **0,88 m** es:

4 rodillos (1.8 Kg ch)	7.2 Kg.
1 saco	50 Kg.
Banda transportadora (1.84 Kg./0.88m)	1.6 Kg.
	<hr/>
	58.8 Kg = 576 N

La carga que soportan las vigas se la considera como una carga distribuida (Z); donde:

$$Z = 576 / 0.88 = 654,5 \text{ N/m}$$

Asumiendo ambos extremos empotrados:



DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LAS VIGAS

QUE SUJETAN LOS RODILLOS PORTADORES

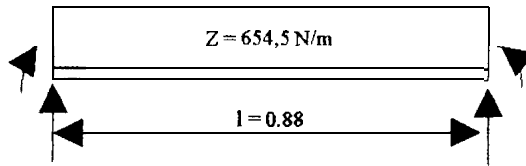


FIGURA 3.1.8.d.3.

El momento máximo viene dado por:

$$M_{mx} = WL^2 / 12$$

$$M_{mx} = 654,5 (0,88)^2 / 12 = 42,24 \text{ N-m}$$

$$W = M / \sigma = 42,24 / 120 \times 10^6 = 0,36 \text{ cm}^3 ; \text{ como son 2 vigas}$$

$$W = 0,18 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto se selecciona una viga \perp 30 x 30 x 2 con un módulo de sección

$$W' = 0,46 \text{ cm}^3$$

El factor de seguridad es:

$$n = 0,46 / 0,18 = 2,6$$

SELECCION DE LAS VIGAS DONDE SE APOYAN LOS

MOTORES

La Selección se hará en base al motor más pesado

$$P = 138 \text{ Kg} = 1352 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LAS VIGAS

DONDE SE APOYAN LOS MOTORES

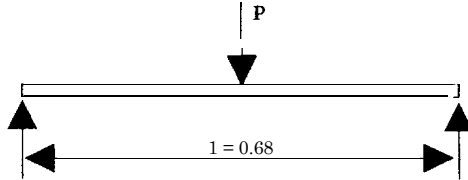


FIGURA 3.1.8.d.4.

Asumimos ambos extremos empotrados

El momento máximo viene dado por:

$$M_{mx} = Pl / 8 = (1352) (0.68) / 8$$

$$M_{mx} = 115 \text{ N-m}$$

Como son 2 vigas:

$$W = M_{mx} / 2 \sigma$$

$$W = 115 / 2 \times (120 \times 10^6) = 0.48 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil **L** 40 x 40 x 2 del Catalogo ASTM con un $W' =$

0,48 cm³

$$n = W' / W = 0,84 / 0,48$$

$$n = 1.75$$

CAPITULO IV

ANALISIS DE COSTOS

El costo de un producto terminado es uno de los aspectos más importantes a determinar, puesto que generalmente las máquinas construidas en nuestro país tienen que competir con las importadas; un precio similar entre las mismas, o la dificultad de conseguir repuestos, significaría el abandono del producto nacional por uno importado.

Cabe resaltar que la mayoría de las partes constitutivas del transportador, tales como motores, árboles de transmisión, bandas, cadenas, chumaceras, etc. por citar algunas de ellas, fueron cotizadas en distintas casas comerciales importantes de la localidad, lo que garantiza la existencia de repuestos en nuestro medio.

Ciertas piezas tales como los tambores de envío y reenvío, tornillo de potencia, y la conformación de la estructura, fueron construidas y maquinadas, utilizando para ello mano de obra nacional, adaptando las diferentes tecnologías que son muy comunes en nuestro medio.

En el mercado encontramos transportadores de este tipo, pero de procedencia colombiana, con precios realmente inalcanzables para empresas de medianos recursos, sobrepasando los \$/.45'000.000.

El transportador diseñado, tiene un costo total estimado de S/.30'304.172, lo que representa un **ahorro** considerable para **cualquier** industria, y al mismo tiempo estamos creando fuentes de trabajo al país.

Para realizar proyecciones futuras en cuanto a un precio estimado del transportador, establecemos como parámetro orientador el precio del dólar, el mismo que está en un valor promedio de S/.3.140.

A continuación presentamos detalladamente el costo de producción de cada uno de las partes constitutivas de la máquina, para determinar el precio total que costará en el mercado nuestro transportador.

DESCRIPCION	CANT.	VAL. UNIT.	VAL. TOT.
Plancha 2 mm.	1	130570	130570
Canal 100x60x8 mm.	12 m.	23900	286810
Angulo 40x40x2	1	3326	19955
Canal 100x50x2	12 m.	5968	71610
Canal 100x50x4	24 m.	11523	276544
Angulo 30x30x2	18m.	2466	44400
Angulo 25x25x3 mm.	12 m.	2970	35650
Angulo 30x30x3 mm.	6 m.	3557	21340
Arbol de acero de transmisión, Ø 10 mm.	30 m.	1470	44100
Arbol de acero de transmisión, Ø 25 mm.	0.7 m.	14407	10085
Arbol de acero de transmisión, Ø 30 mm.	2.4 m.	17508	42020
Arbol de acero de transmisión, Ø 32 mm.	0.7 m.	24000	16800

Arbol de acero SAE 4337, Ø 55 mm.	2.5 m.	202292	505730
Piñón 80817	2	86900	173800
Cadena Linkbelt 80-I R	1	225450	225450
Piñón 100B17	2	167895	335790
Cadena Linkbelt 100-I R	1	378450	378450
Banda A-33	2	12465	24930
Polea A (2 canales)	2	38880	77760
Banda transportadora 24", 2 capas	19 m.	229995	4369905
Tubería PVC, Ø int. 36 mm.	30 m.	5750	172500
Rodamiento de bolas 6302zz	86	13320	1145520
Chumacera de pared, Ø 25 mm.	2	18500	37000
Chumacera de pared, Ø 30 mm.	2	21200	42400
Chumacera de piso, Ø 50 mm.	2	48000	96000
Motor 3.6 HP, 1750 RPM, 110 v	1	1455624	1455624
Caja reductora de velocidad, 3.6 HP, 43 RPM salida	1	1631469	1631469
Motorreductor 2 HP, 43 RPM salida, 110v	1	2676960	2676960
Tambor envío, Ø 450 mm.	1	350000	350000
Tambor reenvío, Ø 200 mm.	1	200000	200000
Ruedas	4	75000	300000
Automatización	1	1600000	1600000
Soldadura	20 Kg	6000	120000
Pintura	3 Gls.	45000	135000
Horas maquinado	20	30000	600000
Horas soldadura	40	20000	800000
Horas montaje y puesta a punto	, 30	45000	750000
Gastos administrativos	1	2500000	2500000

Dirección Técnica (Ingenieros)	1	3600000	3600000
Utilidad	1	5000000	5000000
Costo total del transportador			30304172

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Es muy conocido en nuestro medio, la facilidad para realizar **diversas** “adaptaciones” para reemplazar los repuestos originales, por otros en su forma similares, pero que de ninguna manera cumplen con las normas técnicas internacionales de ingeniería. Esto con el fin de abaratar costos.

El diseño del transportador-elevador de bandas, y su posterior análisis de costos, utilizó un concepto totalmente diferente, demostrándose que:

Seleccionando los materiales adecuados, dependiendo de los esfuerzos a soportar y sometidos a posteriores procesos (acabado superficial, tratamiento térmico, pintura), podemos construir máquinas de **excelente calidad, precio conveniente, y envidiable presentación.**

Excelente calidad se logra:

Utilizando los factores de seguridad correctos; esto significa no caer en los extremos: correr el riesgo de que por factores de seguridad muy bajos, el material falle, o bien tomar en cuenta un factor de seguridad demasiado conservador que encarezca **inútilmente** el precio final de una máquina.

Utilizando los materiales correctos; en el caso del tornillo de potencia fue necesario utilizar un acero SAE 4337, en lugar del común acero de transmisión. Esto con el objetivo de optimizar el peso **final** de la máquina y al mismo tiempo buscar una respuesta adecuada de la resistencia del material.

Introduciendo la dirección técnica del ingeniero mecánico en la toma de decisiones, mientras se esta construyendo la máquina. El operario muchas veces no entiende el por qué seleccionamos tal o cual material, o por qué se construye un tambor de envío de ésta o de otra manera, o por qué seleccionamos tubería PVC en el diseño de los rodillos portadores. Debemos ser claros y firmes al transmitir nuestras ideas.

Precio conveniente se logra:

Optimizando el peso **final** de la máquina utilizando las formas y diseños correctos en los materiales: En el caso de los perfiles de la estructura, fue necesario buscar el mínimo módulo de resistencia posible del **perfil** para con ello minimizar el peso de la estructura: Perfiles mas pesados **significarían** motores de mayor potencia, con Lo cual el precio **final** del transportador se incrementaría por lo menos en un 20%.

Envidiable presentacion-se logra:

Introduciendo el concepto de los acabados superficiales en la construcción de una máquina. Un transportador despintado, corroido, o materiales mal cortados y

desprolijos en la aplicación de soldadura, o de ensamblaje, **difícilmente** puede ser comercial, por buen funcionamiento que este tenga. **Al** mismo tiempo está demostrado, que a una máquina bien pintada y limpia, se le presta mayor cuidado en el uso diario, por parte de los operarios que la manejan, disminuyendo con ello los gastos de mantenimiento en el futuro.

APENDICE

OTRO METODO DE CALCULO DE LA POTENCIA DE TRANSPORTACION

podemos tomar como referencia para **fin**es didácticos el siguiente método de cálculo. pero en realidad es muy **difícil** determinar empíricamente todas las fuerzas de **fricción** que **actúan**, así como las pérdidas por deslizamiento de la banda transportadora. Existen muchos años de estudio en los cuales se ha podido determinar experimentalmente factores y coeficientes correctivos, lo que hacen posible la simplificación del problema mediante fórmulas ya establecidas.

En la siguiente deducción se tomará en cuenta sólo la fuerza de fricción más representativa, la cual es producida entre la banda y los rodillos portadores.

El diagrama de cuerpo libre que se presenta a continuación es el de la banda transportadora, en condiciones de operación a plena carga.

Para efectos de cálculo, tomaremos el siguiente sistema de referencia:

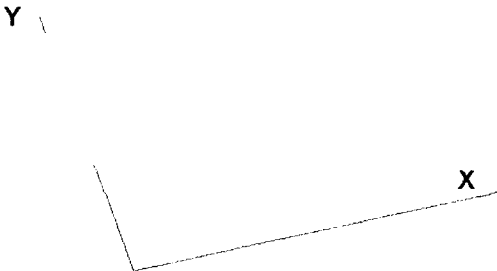
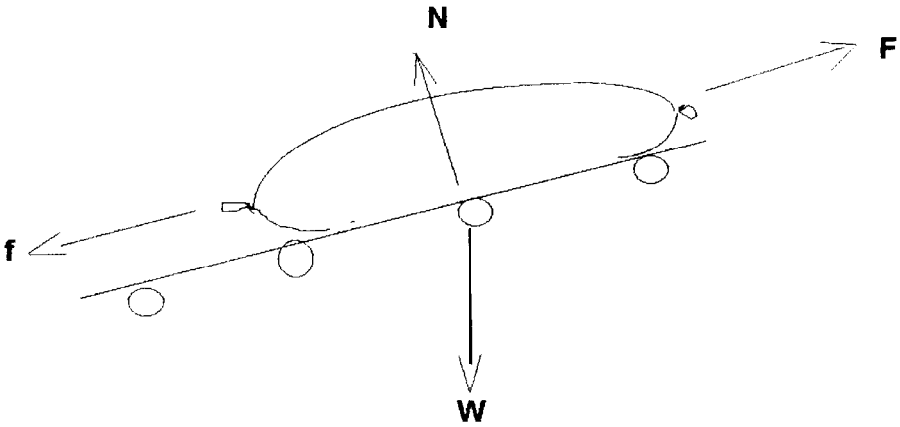


DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA RANDA TRANSPORTADORA:



Donde: F es la fuerza necesaria para mover el sistema

W es el peso total de la carga a transportar (incluida la banda)

f es la fuerza de fricción entre la banda y los rodillos portadores

N es la Normal

$$\sum F_x = 0 : F = f + W * \text{sen}\theta$$

$$\sum F_y = 0 : N = W * \text{cos}\theta$$

$$\text{Además} : f = \mu * N = \mu * w * \text{cose}$$

$$\text{LUEGO : } F = W * (\mu * \text{cos}\theta + \text{sen}\theta)$$

$$\text{Donde: } W = W_{\text{sacos}} + W_{\text{banda}}$$

$$W_{\text{sacos}} = 5 * 50 \text{ Kg.} = 250 \text{ Kg.}$$

$$W_{\text{banda}} = 1,84 \text{ Kg/m} * 19 \text{ m} = 35 \text{ Kg.}$$

Luego, $W = 285 \text{ Kg}$.

El coeficiente de rozamiento μ es considerado entre 0,018 y 0,027, tomaremos el mayor valor.

La inclinación máxima, θ , es de 35° .

Luego:

$$F = 285 * 9,81 * (0,027 * 0,819 + 0,573)$$

$$F = 1664 \text{ N.}$$

La potencia de transportación es:

$$P = F * v ;$$

donde: $v = 1 \text{ m/seg.}$

Luego:

$$P = 1664 * 1 = 1,66 \text{ Kw.}$$

Que es un valor aproximado al obtenido en esta tesis.

Coeficiente c en dependencia de la longitud de transporte l

l [m]	3	10	20	25	50	60	1 0 0	1 6 0
c	9	4,5	3,2	2,9	2,2	1,85	1,74	1,53
l [m]	200	320	500	1000	2000			
c	1,45	1,29	1,19	1,10	1,05			

TABLA A

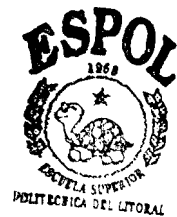
ANSI ROLLER CHAIN

Table 2 – Chain Numbers and Drive Sprockets

A.P.M. of Drive Sprocket (usually the smaller)	DESIGN HORSEPOWER																	
	1/2		1		1 1/2		2		3		4		5		7 1/2		10	
	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.	Chain No.	Min. Teeth on Drive Sprocket Bore, in.*
100-2000	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	35	(15) 7/8	35	(15) 7/8	35	(18) 1 3/16	35	(22) 1 3/8	40	(15) 1 1/4	40	(20) 1 7/8
100-1699	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	35	(15) 7/8	35	(16) 1 5/16	35	(22) 1 3/8	40	(15) 1 1/4	40	(17) 1 7/16	40	(22) 1 7/8
110-1399	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(19) 1 3/4	41	(22) 2	40	(15) 1 1/4	40	(20) 1 7/8	50	(15) 1 1/2
110-1149	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(21) 1 7/8	40	(15) 1 1/4	40	(17) 1 7/16	50	(15) 1 1/8	50	(16) 1 3/4
110-949	41	(15) 1 1/8	41	(15) 1 1/8	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 1/8	41	(22) 2	40	(16) 1 3/8	40	(19) 1 1/8	50	(15) 1 1/8	50	(19) 2
110-799	41	(15) 1 1/8	41	(15) 1 1/8	41	(15) 1 1/8	41	(17) 1 1/2	40	(15) 1 1/4	40	(16) 1 1/2	40	(22) 1 7/8	50	(17) 1 7/8	50	(22) 2
115449	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 1/8	41	(16) 1 3/8	41	(20) 1 7/8	40	(17) 1 7/16	40	(21) 1 7/8	50	(15) 1 1/2	50	(20) 2	60	(17) 2 1/4
125-324	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(19) 1 3/4	40	(15) 1 1/8	40	(20) 1 7/8	50	(15) 1 1/8	50	(17) 1 1/8	60	(15) 1 7/8	60	(20) 2 3/8
125-424	41	(15) 1 5/16	41	(15) 1 5/16	41	(20) 1 7/8	40	(15) 1 1/8	40	(22) 1 7/8	50	(16) 1 3/4	50	(19) 2	60	(17) 2 1/8	60	(23) 2 3/4
125-374	41	(15) 1 5/16	41	(16) 1 3/8	40	(15) 1 1/8	40	(17) 1 7/16	50	(15) 1 1/2	50	(17) 1 7/8	50	(21) 2	60	(19) 2 3/8	60	(15) 2 1/2
125-324	41	(15) 1 5/16	41	(18) 1 1/8	40	(15) 1 1/4	40	(19) 1 1/8	50	(15) 1 1/2	50	(20) 2	60	(15) 1 7/8	60	(22) 2 3/4	80	(15) 2 1/8
125-274	41	(15) 1 5/16	41	(22) 2	40	(17) 1 7/16	40	(22) 1 7/8	50	(16) 1 7/8	60	(15) 1 7/8	60	(16) 2 3/8	60	(15) 2 1/2	60	(15) 2 1/2
115-234	41	(15) 1 5/16	41	(22) 2	40	(20) 1 8	50	(15) 1 1/2	50	(21) 2	60	(17) 2 1/4	60	(21) 2 3/4	60	(15) 2 1/2	60	(16) 2 3/4
110-184	41	(15) 1 5/16	40	(16) 1 1/8	50	(15) 1 1/2	50	(17) 1 1/2	60	(15) 1 7/8	60	(19) 2 3/8	60	(15) 2 1/2	60	(15) 2 1/2	60	(20) 2 3/4
110-159	41	(17) 1 1/2	40	(18) 1 1/2	50	(15) 1 1/2	50	(18) 1 7/8	60	(16) 2	60	(22) 2 3/4	70	(15) 2 1/8	60	(17) 2 3/4	60	(22) 2 3/4
110-139	41	(19) 1 1/8	40	(20) 1 7/8	50	(16) 1 3/4	50	(21) 2	60	(19) 2 3/8	60	(15) 2 1/2	60	(15) 2 1/8	80	(20) 2 3/4	100	(15) 3
110-119	40	(15) 1 1/4	50	(15) 1 1/2	50	(20) 2	60	(17) 2 1/8	80	(15) 2 1/2	80	(15) 2 1/2	80	(17) 2 1/8	100	(15) 3	100	(18) 3
110-99	40	(16) 1 1/8	50	(17) 1 7/8	60	(15) 1 7/8	60	(19) 1 1/8	80	(15) 2 1/2	80	(16) 2 1/8	60	(20) 2 3/4	100	(16) 3	100	(21) 3
110-74	40	(18) 1 1/2	50	(16) 1 7/8	60	(17) 2 1/8	60	(22) 2 3/4	80	(15) 2 1/2	60	(16) 2 3/4	60	(23) 2 3/4	100	(18) 3	100	(24) 3
110-4	40	(21) 1 7/8	50	(21) 2	60	(19) 1 1/8	80	(15) 2 1/2	80	(16) 2 1/8	80	(21) 2 1/8	100	(15) 3	100	(20) 3	120	(17) 3 1/2
115-54	50	(15) 1 1/2	60	(16) 2	60	(22) 2 1/8	80	(16) 2 3/4	80	(19) 2 3/4	100	(15) 3	100	(17) 3	120	(15) 3 1/4	120	(21) 3 1/2
115-44	50	(17) 1 7/8	60	(19) 1 1/8	80	(15) 2 1/2	80	(17) 2 3/4	100	(15) 3	100	(17) 3	100	(20) 3	120	(19) 3 1/2	140	(17) 4 1/4
115-34	50	(16) 1 7/8	60	(21) 2 3/4	60	(15) 2 1/2	60	(16) 2 3/4	100	(15) 3	100	(19) 3	120	(15) 3 1/8	120	(21) 3 1/2	140	(19) 4 1/4
115-30	50	(21) 2	80	(15) 2 1/2	80	(16) 2 1/8	60	(21) 2 3/4	100	(17) 3	100	(21) 3	120	(17) 3 1/2	140	(17) 4 1/4	140	(21) 4 1/4
115-25	60	(15) 1 7/8	80	(15) 2 1/2	80	(19) 2 1/8	100	(15) 3	100	(20) 3	120	(16) 3 1/2	120	(21) 3 1/8	140	(21) 4 1/4	160	(18) 5 1/4
115-20	60	(19) 2 3/8	80	(17) 2 3/4	100	(15) 3	100	(17) 3	120	(15) 3 1/4	120	(21) 3 1/2	140	(17) 4 1/8	160	(18) 5 1/4	160	(21) 5 1/4
115-15	80	(15) 2 1/2	80	(22) 2 1/8	100	(16) 3	120	(15) 3 1/8	120	(21) 3 1/8	140	(19) 4 1/4	140	(21) 4 1/8	160	(26) 5 1/4		
115-10	60	(23) 2 1/8	120	(15) 3 1/8	140	(15) 4 1/8	140	(19) 4 1/8	160	(19) 5 1/8	160	(26) 5 1/8						

* required horsepower is not listed, use the next higher
 * "in." is the largest standard keyseated bore that normally can be accommodated.

TABLA B



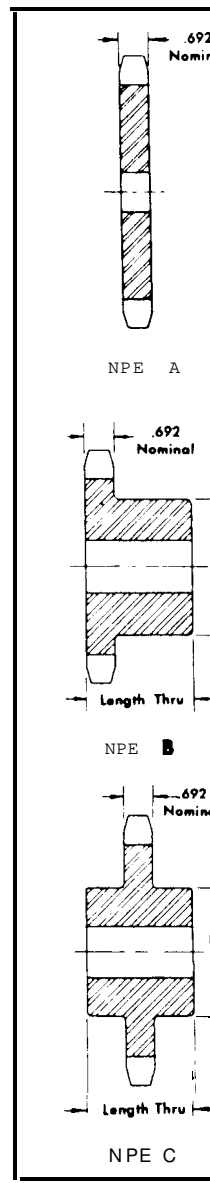
B. L. ...

...

Single - Type B & C

Single - Type A

No. with	Catalog Number	Outside Diameter	Type	Bore (inches)		Hub (inches)		Weight Lbs. (App.)	Type	Catalog Number	Stock Bore	Weight Lbs. (App.)
				Stock	Rec. Max.	Dia.	Length Thru					
7		3.350							A	100A7	1	1.2
8	100B8	3.770	B	1	1 1/4	2 3/8	1 3/8	2.3	A	100A8	1	1.4
9	100B9	4.180	B	1	1 1/4	2 13/16	1 3/8	3.2	A	100A9	1	1.6
10	100B10	4.600	B	1	1 1/4	3 1/8	1 3/8	4.1	A	100A10	1	2.0
11	100B11	5.010	B	1	2 3/8	3 3/8	1 3/8	5.3	A	100A11	1 1/4	2.5
12	100B12	5.420	B	1	2 3/8	4	1 3/8	6.4	A	100A12	1 1/4	3.0
13	100B13	5.820	B	1	2 3/8	3	1 3/8	6.6	A	100A13	1 1/4	3.5
14	100B14	6.230	B	1 1/4	2 3/8	4 3/8	1 3/8	7.4	A	100A14	1 1/4	4.1
15	100B15	6.630	B	1 1/4	3	4 1/2	1 3/8	9.2	A	100A15	1 1/4	4.7
16	100B16	7.030	B	1 3/8	3	4 3/8	1 3/8	9.9	A	100A16	1 3/8	5.4
17	100B17	7.440	B	1 3/8	3	4 3/8	1 3/8	10.8	A	100A17	1 3/8	6.1
18	100B18	7.840	B	1 3/8	3	4 3/8	1 3/4	11.5	A	100A18	1 3/8	7.0
19	100B19	8.240	B	1 3/8	3	4 3/8	2	13.1	A	100A19	1 3/8	7.8
20	100B20	0.640	B	1 3/8	3	4 3/8	2	14.2	A	100A20	1 1/4	8.8
21	100B21	9.040	B	1 3/8	3	4 3/8	2	15.3	A	100A21	1 3/8	9.8
22	100B22	9.440	B	1 3/8	3	4 3/8	2	16.1	A	100A22	1 1/4	10.5
23	100B23	9.840	B	1 3/8	3	4 3/8	2	17.2	A	100A23	1 1/4	11.8
24	100B24	10.250	B	1 3/8	3	4 3/8	2	19.2	A	100A24	1 1/4	12.8
25	100B25	10.650	B	1 3/8	3	4 3/8	2	19.5	A	100A25	1 1/4	13.9
26	100B26	11.050	B	1 3/8	3 3/8	5	2	21.7	A	100A26	1 1/4	15.0
27	100B27	11.440	B	1 1/2	3 3/16	5	2	23.0	A	100A27	1 1/2	16.0
28	100B28	11.840	B	1 1/4	3 3/8	5	2	24.4	A	100A28	1 3/8	17.4
29	100B29	12.240	B	1 1/4	3 3/16	5	2	25.0	A	100A29	1 3/8	19.6
30	100B30	12.640	B	1 1/4	3 3/8	5	2	26.9	A	100A30	1 1/4	20.1
31		13.040							A	100A31	1 1/4	21.5
32	100B32	13.440	B	1 1/4	3 3/8	5	2	29.8	A	100A32	1 1/4	22.6
33		13.840							A	100A33	1 1/4	24.1
34		14.240							A	100A34	1 1/4	26.0
35	100B35	14.640	B	1 1/4	3 3/16	5	2 1/2	36.9	A	100A35	1 1/4	27.2
36	100B36	15.040	B	1 1/4	3 3/16	5	2 1/2	38.6	A	100A36	1 1/4	30.0
37		15.440							A	100A37	1 1/4	31.0
38	100B38	15.840	B	1 1/4	3 3/16	5	2 1/2	41.5	A	100A38	1 1/4	33.0
39	100B39	16.230	B	1 1/4	3 3/8	5 5/8	2 1/2	43.6	A	100A39	1 1/2	35.0
40	100B40	16.630	B	1 1/4	3 3/8	5 5/8	2 1/2	46.9	A	100A40	1 1/2	36.0
41		17.030							A	100A41	1 1/2	39.0
42	100B42	17.430	B	1 1/4	3 3/8	5	2 1/2	50.4	A	100A42	1 1/4	40.0
43		17.830							A	100A43	1 1/2	43.0
44		18.230							A	100A44	1 1/2	45.0
45	100B45	18.630	B	1 3/8	3	5	2 3/8	54.0	A	100A45	1 1/2	47.a
46		19.020							A	100A46	1 1/2	48.c
47		19.420							A	100A47	1 1/2	52.c
48	100B48	19.820	B	1 3/8	4	6	2 1/2	66.0	A	100A48	1 1/2	54.c
49		20.220							A	100A49	1 1/2	58.c
50		20.620							A	100A50	1 1/2	57.c
51		21.020							A	100A51	1 1/2	63.c
52		21.420							A	100A52	1 1/2	64.c
53		21.810							A	100A53	1 1/2	64.2
54	100C54	22.210	C	1 1/2	4	6	3 3/8	78.0	A	100A54	1 1/2	68.c
55		22.610							A	100A55	1 1/2	70.t
56		23.010							A	100A56	1 1/2	72.c
57		23.410							A	100A57	1 1/2	75.t
58		23.810							A	100A58	1 1/2	76.t
59		24.200							A	100A59	1 1/2	77.0
60	100C60	24.600	C	1 1/2	4	6	3 3/8	89.0	A	100A60	1 1/2	80.0
70	100C70	28.580	C	1 3/8	5 1/4	7	3 3/8	125	A	100A70	1 3/8	113
72	100C72	29.380	C	1 3/8	5 1/4	7	3 3/8	134	A	100A72	1 3/8	119
76	100C76	30.973	C	1 1/2	5 1/4	7	3 3/4	143	A	100A76	1 1/2	133
80	100C80	32.570	C	1 3/8	5 1/4	7	3 3/4	151	A	100A80	1 1/2	146
84	100C84	34.160	C	1 3/8	5 1/4	7	3 3/4	170	A	100A84	1 1/2	162
90	100C90	36.550	C	1 3/8	5 1/4	7	3 3/4	184	A	100A90	1 1/2	193
96	100C96	38.930	C	1 3/8	5 1/4	7	4 1/2	203	A	100A96	1 1/2	215

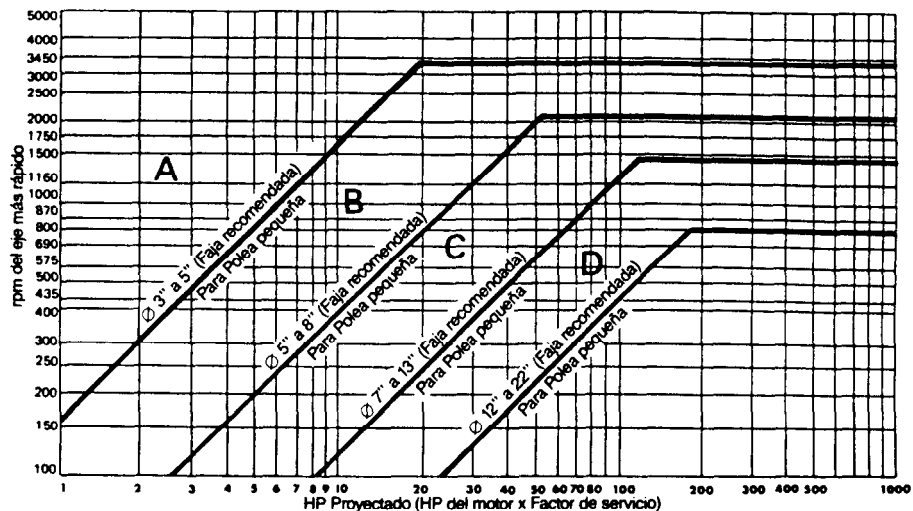


Alteration Charge
See Current Discount Sheet for Alteration Charges

TABLE C

Selección **del perfil** de la correa y diámetro, de la polea **menor**

- Determinación del perfil de la correa



Diámetro primitivo mínimo recomendado
para poleas **acopladas** a motores eléctricos

Potencia del motor		RPM DEL MOTOR											
		600/1575		720/1695		900/870		1200/1160		1800/1750		3600/3450	
HP	kW	pul	m m	pul	m m	pul	m m	pul	m m	pul	m m	pul	m m
0,50	0,38	2,50	64	2,50	64	2,50	64						
0,75	0,56	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,50	64				
1,00	0,75	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,25	57		
1,50	1,13	3,00	76	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,25	57
2,00	1,50	3,75	95	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64	2,50	64
3,00	2,25	4,50	114	3,75	95	3,00	76	3,00	76	2,50	64	2,50	64
5,00	3,75	4,50	114	4,50	114	3,75	95	3,00	76	3,00	76	2,50	64
7,50	5,63	5,25	133	4,50	114	4,50	114	3,75	95	3,00	76	3,00	76
10,00	7,50	6,00	152	5,25	133	4,50	114	4,50	114	3,75	95	3,00	76
15,00	11,25	6,75	171	6,00	152	5,25	133	4,50	114	4,50	114	3,75	95
20,00	15,00	8,25	210	6,75	171	6,00	152	5,25	133	4,50	114	4,50	114
25,00	18,75	9,00	229	8,25	210	6,75	171	6,00	152	4,50	114	4,50	114
30,00	22,50	10,00	254	9,00	229	6,75	171	6,75	171	5,25	133		
40,00	30,00	10,00	254	10,00	254	8,25	210	6,75	171	6,00	152		
50,00	37,50	11,00	279	10,00	254	9,00	229	8,25	210	6,57	171		
60,00	45,00	12,00	305	11,00	279	10,00	254	9,00	229	7,50	191		
75,00	56,25	14,00	356	13,00	330	10,00	254	10,00	254	9,00	229		
100,00	75,00	18,00	457	15,00	381	13,00	330	13,00	330	10,00	254		
125,00	93,75	20,00	508	18,00	457	15,00	381	13,00	330	11,00	279		
150,00	112,50	22,00	559	20,00	508	18,00	457	13,00	330				
200,00	150,00	22,00	559	22,00	559	22,00	559						
250,00	187,50	22,00	559	22,00	559								
300,00	225,00	27,00	686	27,00	686								

TABLA D

-Designación y largos primitivos

Correas Multi-V 3-T Goodyear son fabricadas en cuatro secciones y en una gran variedad de largos patrón indicados a seguir:

SECCIÓN A		SECCIÓN B		SECCIÓN C		SECCIÓN D							
Dimensiones Nominales Ancho Superior: 1/2" - 13 mm Espesor: 5/16" - 8 mm Ángulo: 40° ± 1°		Dimensiones Nominales Ancho Superior: 21/32" - 17 mm Espesor: 13/32" - 11 mm Ángulo: 40° ± 1°		Dimensiones Nominales Ancho Superior: 7/8" - 22 mm Espesor: 17/32" - 14mm Ángulo: 40° ± 1°		Dimensiones Nominales Ancho Superior: 1 1/4" - 32 mm Espesor: 3/4" - 19 mm Ángulo: 40° ± 1°							
Largo Tamaño Externo (pul)	Largo Tamaño Externo (pul)	Largo Tamaño Externo (pul)	Largo Tamaño Externo (pul)	Largo Tamaño Externo (pul)	Largo Tamaño Externo (pul)	Tamaño	Largo Externo (pul)						
22	24,0	61	63,0	B-26	29,0	78	81,0	c-47	51,0	105	109,0	D-120	125,0
23	25,0	62	64,0	27	30,0	80	83,0	50	54,0	111	115,0	128	133,0
24	26,0	63	65,0	30	33,0	81	84,0	51	55,0	112	116,0	136	141,0
25	27,0	64	66,0	32	35,0	83	86,0	53	57,0	119	123,0	144	149,0
26	28,0	65	67,0	34	37,0	84	87,0	54	58,0	120	124,0	158	163,0
27	29,0	66	68,0	35	38,0	85	88,0	55	59,0	128	132,0	162	167,0
28	30,0	67	69,0	36	39,0	88	91,0	56	60,0	131	135,0	164	169,0
29	31,0	68	70,0	37	40,0	89	92,0	57	61,0	136	140,0	173	178,0
30	32,0	69	71,0	38	41,0	90	93,0	59	63,0	138	142,0	180	185,0
31	33,0	70	72,0	39	42,0	92	95,0	60	64,0	140	144,0	195	200,0
32	34,0	71	73,0	40	43,0	93	96,0	62	66,0	143	147,0	210	215,0
33	35,0	74	76,0	41	44,0	95	98,0	63	67,0	144	148,0	225	227,5
34	36,0	75	77,0	42	45,0	96	99,0	64	68,0	147	151,0	240	242,5
35	37,0	78	80,0	43	46,0	97	100,0	67	71,0	148	152,0	250	252,5
36	38,0	79	81,0	44	47,0	100	103,0	68	72,0	149	153,0	270	272,5
37	39,0	80	82,0	45	48,0	103	106,0	70	74,0	151	155,0	300	302,5
38	40,0	82	84,0	46	49,0	105	108,0	71	75,0	156	160,0	330	332,5
39	41,0	84	86,0	47	56,0	111	114,0	72	76,0	158	162,0	360	362,5
40	42,0	85	87,0	48	51,0	112	115,0	73	77,0	180	164,0	390	392,5
41	43,0	89	91,0	49	52,0	119	122,0	74	78,0	161	165,0	420	422,5
42	44,0	90	92,0	50	53,0	120	123,0	75	79,0	162	166,0	480	482,5
43	45,0	92	94,0	51	54,0	123	126,0	76	80,0	163	167,0		
44	46,0	95	97,0	52	55,0	124	127,0	77	81,0	166	170,0		
45	47,0	96	98,0	53	56,0	126	129,0	78	82,0	169	173,0		
46	48,0	104	106,0	54	57,0	128	131,0	79	83,0	170	174,0		
47	49,0	105	107,0	55	58,0	130	133,0	80	84,0	172	176,0		
48	50,0	111	113,0	56	59,0	131	134,0	81	85,0	173	177,0		
49	51,0	112	114,0	57	60,0	136	139,0	82	86,0	180	184,0		
50	52,0	119	121,0	58	61,0	138	141,0	84	88,0	195	199,0		
51	53,0	120	122,0	59	62,0	144	147,0	85	89,0	210	214,0		
52	54,0	126	128,0	60	63,0	158	161,0	88	92,0	225	227,0		
53	55,0	128	130,0	62	65,0	162	165,0	89	93,0	240	242,0		
54	56,0	136	138,0	63	66,0	173	176,0	90	94,0	255	257,0		
55	57,0	144	146,0	64	67,0	174	177,0	91	95,0	270	272,0		
56	58,0	158	160,0	65	68,0	170	181,0	95	99,0	300	302,0		
57	59,0	162	164,0	67	70,0	180	183,0	96	100,0	315	317,0		
58	60,0	173	175,0	68	71,0	195	198,0	97	101,0	330	332,0		
59	61,0	180	182,0	70	73,0	210	213,0	98	102,0	360	362,0		
60	62,0			71	74,0	225	226,5	99	103,0	390	392,0		
				72	75,0	240	241,5	100	104,0	420	422,0		
				73	76,0	249	250,5	104	108,0				
				74	77,0	270	271,5						
				75	78,0	300	301,5						
				76	79,0	330	331,5						
				77	80,0	360	361,5						

TABLA F

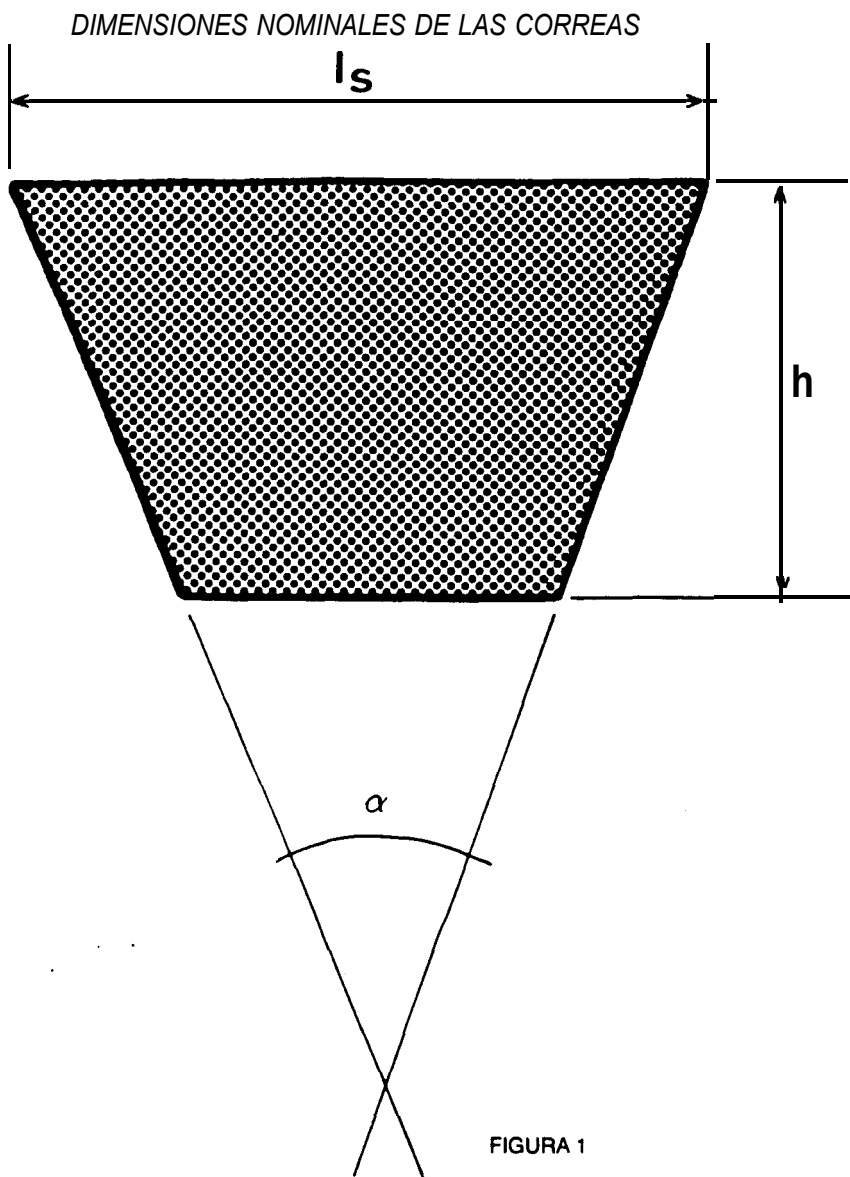


FIGURA 1

Sección		Ancho superior l_s (mm)	Altura h (mm)	Ángulo α (°)
Designación	Ancho primitivo l_p (mm)			
A	11	13	8	$40^\circ \pm 1^\circ$
B	14	17	11	$40^\circ \pm 1^\circ$
C	19	22	14	$40^\circ \pm 1^\circ$
D	27	32	19	$40^\circ \pm 1^\circ$

TABLA G

TECHNICAL DATA

Belt Type		Plylon 100	Plylon 140	Plylon 220	Plylon 330	Plylon 440	Plylon 540	Plylon 720	Plylon 900	Plylon 1080
Number of Plies		2	2	2	3	4	3	4	5	6
Mechanical Splice Rating	kN/m width	21	32	42	64	84	107	129	129	129
	lb/inch width	120	180	240	360	480	600	720	720	720
Vulcanized Splice Rating	kN/m width	21	32	48	72	96	107	113	179	214
	lb/inch width	120	180	270	405	540	600	800	1,000	1,200
Approximate Carcass Weight	kg/m ²	3.6	3.7	5.4	6.8	7.5	8.0	10.9	13.9	16.3
	lb/ft ²	0.7	0.7	1.0	1.4	1.5	1.6	2.2	2.8	3.3
Stacker or "B" Cover Weight 1/32 inch Thickness	kg/m ²	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
Carcass Thickness (mm)		2.8	3.1	4.4	5.7	6.7	6.8	9.4	12.6	14.5
Impact Index (base: 6 plies of 42 oz = 1)		0.9	1.3	1.8	2.2	2.4	2.5	3.0	3.6	4.0

Obs.: Steelace, Haydon, Nilos, Farpa, Minet, Mastin, Flexco and Jacksc staples are recommended for mechanical joint services.

LOAD SUPPORT TABLE MAXIMUM BELT WIDTH ON IDLERS UP TO 45°

Material	lb/ft ³	0-45			46105			105-165			165200		
Weight	kg/m ³	0-730			7301.690			1.690-2.650			2.650-3.800		
Degree	Idlers	20°	35°	45°	20°	35°	45°	20°	35°	45°	20°	35°	45°
Plylon 100		36	30	24	30	24	18						
Plylon 140		42	36	36	36	30	24	30	24	20			
Plylon 220		54	48	42	48	42	36	42	36	30	36	30	24
Plylon 330		84	72	60	72	60	54	60	54	48	54	48	42
Plylon 440		84	84	72	84	72	60	72	60	54	60	54	48
Plylon 540		84	84	72	84	72	60	72	60	54	60	54	48
Plylon 720		84	84	84	84	84	72	84	72	60	72	60	54
Plylon 900		84	84	84	84	84	84	84	84	72	84	72	60
Plylon 1080		84	84	84	84	84	84	84	84	84	84	84	72

TROUGHABILITY TABLE MINIMUM BELT WIDTH VERSUS IDLER ANGLE

Idler Angle	Plylon 100	Plylon 140	Plylon 220	Plylon 330	Plylon 440	Plylon 540	Plylon 720	Plylon 800	Plylon 1080
20°	18	14	18	24	30	30	36	42	48
35°	12	14	18	24	30	30	36	42	48
45°	18	20	24	30	36	36	42	48	64

MINIMUM RECOMMENDED PULLEY DIAMETERS

	Plylon 100	Plylon 140	Plylon 220	Plylon 330	Plylon 440	Plylon 540	Plylon 720	Plylon 900	Plylon 1080
Over 80% Tension	16	16	18	20	24	24	24	36	42
Over 60% to 80% Tension	14	14	16	18	20	20	24	30	36
Over 40% to 60% Tension	12	12	14	16	18	18	20	24	30
To 40% Tension	10	10	12	14	16	16	18	20	24
Tail and Snubs	10	10	12	14	16	16	18	20	24

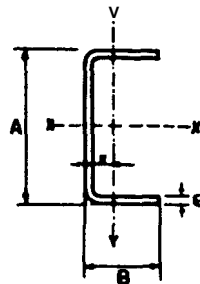
RECOMMENDED TAKE-UP TRAVEL IN PERCENT OF CENTER DISTANCE*

Type of Take-up	Fastened Splices		Vulcanized Splices	
	100% Rated Tension	75% or Less Rated Tension	100% Rated Tension	75% or Less Rated Tension
Screw	1.5%	1%	4% ..	3% "
Automatic	2%	1.5%	2.5% + 2ft	

* For belts installed per the Goodyear Splice & Repair Manual.

** Only short endless feeder belts and the like should be vulcanized on conveyor with a screw take-up.

TABLA I



ESPECIFICACIONES Y/O FACILIDADES

Calidad del acero **A/37/24/ES**
 Otras calidades **Previa consulta**
 Largo normal **6.00 mts.**
 Otros largos (hasta 12.00 mts.) **Previa consulta**
 para espesores de 2 a 10 mm. **Previa consulta**
 Secciones especiales **Previa consulta**
 Acabado **Natural**

DIMENSIONES			PI OS		SECCION	PROPIEDADES						
A	B	e	6 metros	1 metro		EJE X-X			EJE Y-Y			
						I	W	i	I	W	i	X
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	
50	25	2	8.62	1.47	1.07	7.00	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.68	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.28	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.93	0.05
60	30	3	15.54	2.58	3.30	17.50	5.85	2.31	2.64	1.34	0.93	0.09
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
60	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
60	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
60	40	4	27.7	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.10
60	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
60	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.21
100	50	2	16.24	3.04	3.07	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.50	1.34
100	50	3	26.1	4.46	5.70	86.50	17.70	3.84	14.10	3.86	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.17	7.47	113.1	22.80	3.09	10.10	5.07	1.53	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.64	21.80	6.19	1.54	1.40
100	50	e	51.98	8.66	10.02	155.28	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.06
100	60	5	48.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.01	35.70	8.76	1.80	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	222.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.03	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.00	10.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	141.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	38.90	6.65	8.47	182.00	30.70	4.78	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	e	58.16	9.86	12.32	286.00	42.67	4.65	27.10	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.02	8.97	11.43	211.00	42.71	4.63	39.36	9.15	1.06	1.70
125	60	e	64.92	10.02	13.52	308.25	49.48	4.78	45.63	10.70	1.84	1.75
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.89	403.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.90	20.18	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74

Single - Type B & C

Single - Type A

No. South	Catalog Number	Outside Diameter	Type	Bore (inches)		Hub (inches)		Weight Lbs. (App.)	Type	Catalog Number	Stock Bore	Weight Lbs. (App.)
				Stock	Rec. Max.	Dia.	Length Thru					
8	8088	3.010	B	1	1	1 1/16	1 3/8	1.4				
9	8089	3.350	B	1	1 1/8	2 1/16	1 3/8	1.8	A	80A9	1 3/16	.8
10	80810	3.680	B	1	1 1/2	2 3/16	1 3/8	2.2	A	80A10	1 3/16	1.0
11	80811	4.010	B	1	1 3/4	2 9/16	1 3/4	3.2	A	80A11	1 3/16	1.3
12	80812	4.330	B	1	1 3/8	3 3/8	1 3/8	3.4	A	80A12	1 3/16	1.5
13	80813	4.660	B	1	2	3	1 1/2	3.5	A	80A13	1 3/16	1.8
14	80814	4.980	B	1	2 1/4	3 1/4	1 1/2	4.1	A	80A14	1 3/16	2.2
15	80815	5.300	B	1	2 1/2	3 3/8	1 1/2	5.3	A	80A15	1 3/16	2.5
16	80816	5.630	B	1	2 3/4	4	1 1/2	5.9	A	80A16	1 3/16	2.9
17	80817	5.950	B	1	2 3/4	4	1 1/2	6.6	A	80A17	1 3/16	3.3
18	80818	6.270	B	1	3 1/4	4 1/4	1 1/2	7.3	A	80A18	1 3/16	3.7
19	80819	6.590	B	1	3 1/4	4 1/4	1 1/2	7.8	A	80A19	1 3/16	4.1
20	80020	6.910	B	1	3 1/4	4 1/4	1 1/2	8.4	A	80A20	1 3/16	4.7
21	80821	7.240	B	1	3 1/4	4 1/4	1 1/2	9.4	A	80A21	1 3/16	4.9
22	80822	7.560	B	1	3 1/4	4 1/4	1 1/2	10.0	A	80A22	1 3/16	5.5
23	80823	7.880	B	1	3 1/2	4 1/2	1 1/2	10.7	A	80A23	1 3/16	6.3
24	80824	8.200	B	1	2 3/4	4 1/4	1 3/4	11.3	A	80A24	1 3/16	6.7
25	80825	8.520	B	1	2 3/4	4 1/4	1 3/4	11.9	A	80A25	1 3/16	7.2
26	80826	8.840	B	1	3 1/4	4 3/4	2	14.3	A	80A26	1 3/16	7.8
27	80827	9.160	B	1	3 1/4	4 3/4	2	15.4	A	80A27	1 3/16	8.6
28	80828	9.480	B	1	3 1/4	4 3/4	2	16.0	A	80A28	1 3/16	9.3
29	80829	9.800	B	1	3 1/2	4 3/4	2	17.1	A	80A29	1 3/16	9.8
30	80030	10.110	B	1	3 1/2	4 3/4	2	17.4	A	80A30	1 3/16	10.7
31	80831	10.430	B	1	3 1/2	4 3/4	2	10.7	A	80A31	1 3/16	11.3
32	80832	10.750	B	1	3 1/2	4 3/4	2	19.5	A	80A32	1 3/16	12.1
33	80833	11.070	B	1	3 1/2	4 3/4	2	19.6	A	80A33	1 3/16	13.6
34	80834	11.390	B	1	3 1/2	4 3/4	2	21.3	A	80A34	1 3/16	14.3
35	80835	11.710	B	1	3 1/2	4 3/4	2	22.1	A	80A35	1 3/16	14.8
36	80836	12.030	B	1	3 1/2	4 3/4	2	23.1	A	80A36	1 3/16	16.1
37	80837	12.350	B	1	3 1/2	4 3/4	2	19.6	A	80A37	1 3/16	16.8
38	80038	12.670	B	1	3 1/2	4 3/4	2	24.7	A	80A38	1 3/16	17.2
39	80839	12.990	B	1	3 1/2	4 3/4	2	28.6	A	80A39	1 3/16	17.9
40	80840	13.310	B	1	3 1/2	4 3/4	2	26.7	A	80A40	1 3/16	18.9
41	80841	13.630	B	1	3 1/2	4 3/4	2	27.8	A	80A41	1 1/4	21.0
42	80842	13.940	B	1	3 1/2	4 3/4	2	28.7	A	80A42	1 1/4	21.8
43		14.260	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A43	1 1/4	23.6
44	80044	14.580	B	1	3 1/2	4 3/4	2	29.9	A	80A44	1 1/4	24.3
45	80845	14.900	B	1	3 1/2	4 3/4	2	31.4	A	80A45	1 1/4	25.2
46	80846	15.220	B	1	3 1/2	4 3/4	2	33.1	A	80A46	1 1/4	28.6
47	80847	15.540	B	1	3 1/2	4 3/4	2	34.0	A	80A47	1 1/4	28.4
48	80848	15.860	B	1	3 1/2	4 3/4	2	38.5	A	80A48	1 1/4	27.8
49	80849	16.180	B	1	3 1/2	4 3/4	2	36.8	A	80A49	1 1/4	28.9
50	00050	16.500	B	1	3 1/2	4 3/4	2	37.3	A	80A50	1 1/4	30.9
51		16.810	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A51	1 1/4	32.2
52		17.130	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A52	1 1/4	33.0
53		17.450	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A53	1 1/4	34.9
54	80854	17.770	B	1%	3%	5 1/4	2	44.7	A	80A54	1 1/4	36.6
55		18.090	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A55	1 1/4	37.5
56		18.410	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A56	1 1/4	39.4
57		18.730	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A57	1 1/4	43.4
58		19.040	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A58	1 1/4	41.3
59		19.360	B	1	3 1/2	4 3/4	2		A	80A59	1 1/4	42.9
60	80860	19.680	B	1 1/4	3 3/2	5 1/4	2	54.5	A	80A60	1 1/4	45.3
65	80865	21.270	B	1 1/4	3 1/2	5 1/4	2	61.8	A	80A65	1 1/4	52.2
70	80C70	22.870	C	1%	4%	6 1/4	3 1/2	75.7	A	80A70	1 1/2	59.8
72	80C72	23.500	C	1%	4%	6 1/4	3 1/2	81.4	A	80A72	1 1/2	68.7
74	80C76	24.780	C	1%	4%	6 1/4	3 1/2	87.8	A	80A76	1 1/2	70.2
80	80C80	26.050	C	1 1/2	4 1/4	6 1/4	3 1/2	89.9	A	80A80	1 1/2	79.6
84	80C84	27.330	C	1%	4%	6 1/4	3 1/2	88.2	A	80A84	1 1/2	86.1
90	80C90	29.240	C	1%	4%	6 1/4	3 1/2	106	A	80A90	1 1/2	101
96	80C96	31.150	C	1%	4%	6 1/4	3 1/2	117	A	80A96	1 1/2	120
12	80C112	36.240	C	1%	4%	6 1/4	3 1/2	154	A	80A112	1 1/2	185

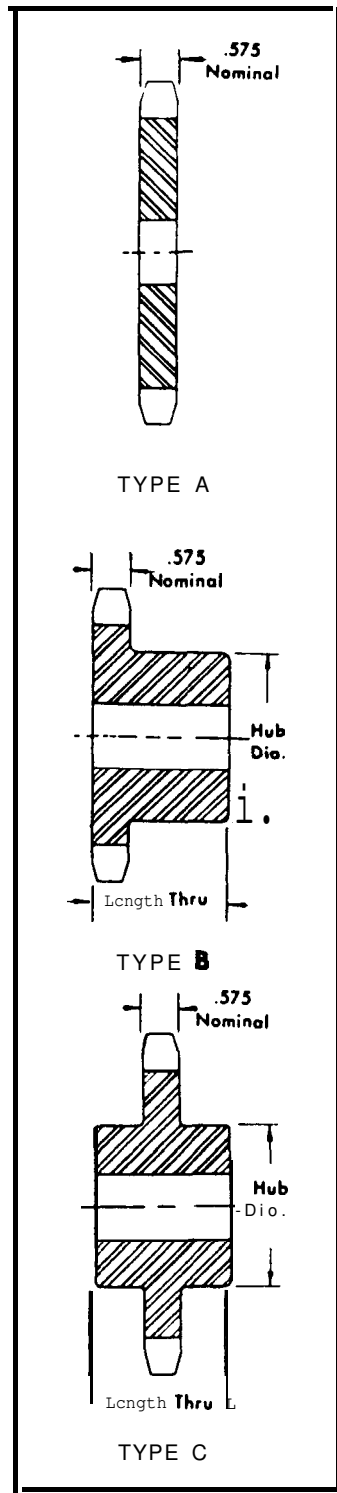


TABLE J

ANSI ROLLER CHAIN








Table 3 — Speed Ratios • Center Distance • Chain Lengths

No. of Teeth on Driven Sprocket	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲	TEETH ON DRIVEN SPROCKET															
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
11	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲	1.00 51.500 22	1.09 6.248 24	1.16 5.992 24	1.27 6.734 26	1.36 6.469 26	1.45 7.207 26	1.55 7.943 30	1.64 7.669 30	1.73 8.404 32	1.82 9.124 32	1.91 8.857 34	2.00 9.590 36	2.09 9.304 36	2.18 10.037 38	2.27 9.744 38	2.36 10.477 40
12	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲		1.00 6.000 24	1.06 6.746 26	1.17 6.463 26	1.25 7.235 26	1.33 6.971 28	1.42 7.710 30	1.50 6.446 32	1.58 6.174 32	1.67 8.909 34	1.75 6.632 34	1.83 9.365 36	1.92 10.098 36	2.00 9.615 38	2.08 10.547 40	2.16 10.257 40
13	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲			1.00 6.500 26	1.08 7.246 26	1.15 6.993 20	1.23 7.736 30	1.31 7.473 30	1.36 8.212 32	1.46 8.949 34	1.54 6.679 34	1.61 9.414 36	1.69 9.139 36	1.77 9.672 36	1.85 10.605 40	1.92 10.324 40	2.00 11.056 42
14	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲				1.00 7.000 28	1.07 7.748 30	1.14 7.494 30	1.21 6.237 32	1.29 7.975 32	1.36 6.714 34	1.43 9.452 36	1.50 9.183 36	1.57 9.918 36	1.64 9.645 36	1.72 10.376 40	1.79 11.112 42	1.86 10.632 42
15	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲					1.00 7.500 30	1.07 6.249 32	1.13 7.994 32	1.20 8.737 34	1.27 6.477 34	1.33 9.216 36	1.40 9.955 36	1.47 9.686 36	1.53 10.422 40	1.69 10.150 40	1.67 10.664 42	1.73 11.618 44
16	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲						1.00 8.000 32	1.06 8.749 34	1.13 8.495 34	1.19 9.238 36	1.25 0.976 36	1.31 9.718 36	1.37 10.457 40	1.44 10.189 40	1.50 10.926 42	1.56 10.654 42	1.63 11.369 44
17	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲							1.00 8.500 34	1.06 9.249 36	1.12 8.995 36	1.18 9.739 38	1.24 9.479 38	1.29 10.220 40	1.35 10.959 42	1.41 10.692 42	1.47 11.429 44	1.53 11.156 44
18	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲								1.00 9.000 36	1.06 9.749 36	1.11 9.495 38	1.17 10.239 40	1.22 9.980 40	1.29 10.721 42	1.33 11.461 44	1.39 11.195 44	1.44 11.932 46
19	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲									1.00 9.500 38	1.05 10.249 40	1.11 9.995 40	1.16 10.740 42	1.21 10.461 42	1.26 11.222 44	1.31 11.963 46	1.37 11.697 46
20	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲										1.00 10.000 40	1.05 10.749 42	1.10 10.496 42	1.15 11.240 44	1.20 10.982 44	1.25 11.723 46	1.30 12.465 40
21	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲											1.00 10.500 42	1.05 11.249 44	1.10 10.996 44	1.14 11.741 46	1.19 11.483 46	1.24 12.225 48
22	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲												1.00 11.000 44	1.05 11.749 46	1.09 11.496 46	1.14 12.241 48	1.18 11.983 48
23	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲													1.00 11.500 46	1.04 12.249 48	1.09 11.996 48	1.13 12.742 50
24	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲														1.00 12.000 48	1.04 12.750 50	1.06 12.496 50
25	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲															1.00 12.500 50	1.04 13.250 50
26	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲																1.00 13.000 52
28	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲																
30	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲																
32	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲																
35	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲																
36	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲																
40	Speed Ratio (Center Distance) (Chain Length)▲																

▲The center distances and lengths are shown in pitches. To obtain the center distances and lengths in inches, multiply number of pitches by the chain pitch.

Note: Dimensions subject to **change. Certified** dimensions of ordered material furnished **on** request.

Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión o prisioneros de acero*

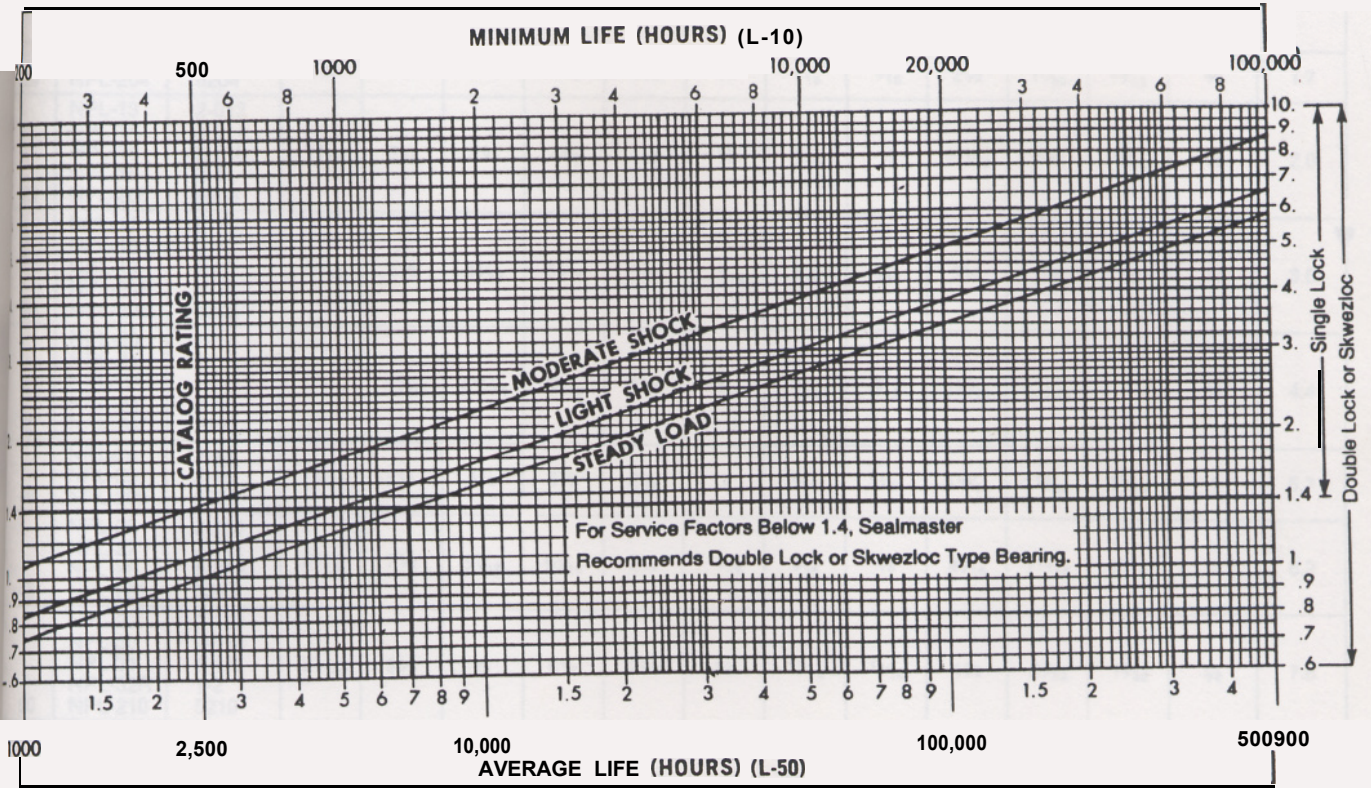
CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA MPa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.x	M5-M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
x.x	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono. 1 y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono. T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono. T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

*La longitud roscada para pernos y tornillos de maquinaria es

$$L_r = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud total del sujetador. La longitud de la cuerda para pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

TABLA L

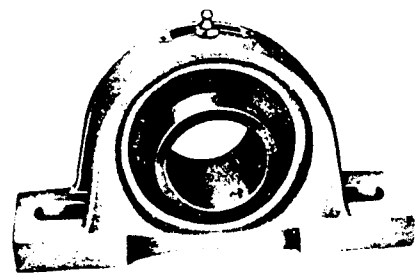
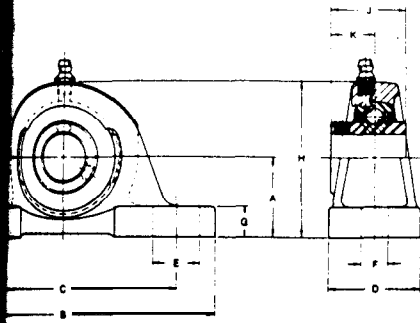


Sealmaster recommends the selection of Double Lock or Skwezloc Series units due to their superior holding power whenever the following ratio is less than 1.4.

$$\frac{\text{Bearing Rating at Applied RPM}}{\text{Bearing Load}} < 1.4$$

TABLA M

SERIES STANDARD DUTY PILLOW BLOCKS



PIEW LOCKING

NPL No.	Unit No.	Insert No.	Dimensions in Inches											Bolt Size In.	Unit Wt.
			A	B	C		D	E	F	G	H	J	K		
					Min.	Max.									
NPL-8 NPL-9 NPL-10 NPL-11	2-08 2-09 2-010 2-011	1 1/16	5	3 3/8	4 1/8	1 1/2	3/4	7/16	3/8	2 5/16	1 1/32	2 3/32	3/8	1.7	
20 NPL-12 NPL-204	2-012 5204	1 1/4	5	3 3/8	4 1/8	1 1/2	3/4	7/16	7/16	2 1/2	1 1/32	2 3/32	3/8	1.7	
NPL-13 NPL-14 NPL-15 NPL-16 NPL-205	2-013 2-014 2-015 2-1 5205	1 5/16	5 1/2	3 7/8	4 3/8	1%	5/8	7/16	1/2	2 1 1/16	1 3/8	1 3/16	3/8	2.0	
NPL-17 NPL-18 NPL-19 NPL-SOR NPL-206	2-11 2-12 2-13 1-14 5206	1 5/16	6 1/2	4 7/16	5 1/16	1 7/8	1 3/16	9/16	7/16	3 1/4	1 1/2	7/8	1/2	3.6	
NPL-20 NPL-21 NPL-22 NPL-23 NPL-207	2-14 2-15 2-16 2-17 5207	1 13/16	6 5/16	4 1 1/16	5 5/16	1 7/8	1 3/16	9/16	9/16	3 1 1/16	1 1 1/16	1	1/2	4.4	
NPL-24 NPL-25 NPL-206	2-18 2-19 5208	1 15/16	7%	4 7/8	5 7/8	2 1/8	1	9/16	1 1/16	3 15/16	1 15/16	1 3/16	1/2	5.7	
NPL-26 NPL-27 NPL-28 NPL-209	2-110 2-111 2-112 5209	2 1/16	7%	5 1/16	6 1/16	2 1/8	1 3/16	9/16	5/8	4 3/16	1 15/16	1 3/16	1/2	6.2	
NPL-29 NPL-30 NPL-31 NPL-32R NPL-210	2-113 2-114 2-115 1-2 5210	2 3/16	8 3/8	6	6 1/2	2%	7/8	1 1/16	1 1/16	4 1/2	2 1/32	1 9/32	5/8	7.8	
NPL-32 NPL-34 NPL-35 NPL-211	2-2 2-22 2-23 5211	2 7/16	9%	6%	7	2 3/8	7/8	1 1/16	1 1/16	4 15/16	2 3/16	1 5/16	5/8	9.6	
NPL-36 NPL-37 NPL-39 NPL-212	2-24 2-26 2-27 5212	2 1 1/16	9 1/2	6 7/8	7%	2 3/4	1	1 1/16	1 1/16	5 1/2	2 9/16	1 9/16	5/8	13.5	



Felt Seal Standard.
Single lip contact seal optional.
To specify, add C suffix, as NPL-8C, 2-08C, etc

TABLE N

LOAD RATING TABLE FOR STANDARD DUTY UNITS SINGLE LOCK & SKWEZLOC

CAPACITY IN POUNDS AT RPM SPECIFIED (Based on Average Life of 2500 Hours)

	50 RPM	100 RPM	250 RPM	500 RPM	750 RPM	1000 RPM	1200 RPM	1500 RPM	2000 RPM	2400 RPM	3000 RPM	3600 RPM	4200 RPM	5000 RPM	6500 RPM	8000 RPM	10,000 RPM
1/2"	1810	1440	1055	820	730	665	625	580	530	496	451	435	403	390	349	325	302
3/4"	1990	1570	1160	920	805	730	688	638	580	545	506	475	453	428	391	365	x
1"	3150	2500	1640	1460	1275	1155	1090	1015	918	667	803	757	718	678	621	579	x
1 1/4"	4080	3235	2380	1895	1655	1500	1415	1315	1200	1120	1043	980	932	875	906	X	X
1 1/2"	4980	3955	2900	2310	2020	1835	1725	1605	1460	1370	1271	1200	1136	1075	1009	x	X
2"	5340	4235	3060	2480	2165	1965	1850	1720	1560	1470	1365	1285	1220	1151	x	X	X
2 1/2"	5340	4235	3060	2480	2165	1965	1850	1720	1560	1470	1365	1285	1220	1151	x	X	X
3"	6600	5240	3830	3065	2675	2430	2290	2125	1925	1815	1687	1585	1508	1423	X	X	X
3 1/2"	7980	6330	4670	3700	3235	2950	2765	2565	2340	2195	2036	1916	1820	x	X	X	X
4"	9460	7510	5500	4390	3835	3470	3280	3045	2760	2605	2416	X	X	X	X	X	X
4 1/2"	10500	8260	6100	4830	4220	3640	3610	3350	3050	2865	2658	X	X	X	X	X	X
5"	12275	9740	7160	5700	4990	4500	4250	3960	3700	3370	x	X	x	X	X	X	X
5 1/2"	13200	10400	7650	6050	5260	4780	4500	4180	3800	3570	x	X	X	X	X	X	X
6"	15512	12312	9071	7200	6290	5715	5378	4992	4536	4268	X	X	X	X	X	X	X

Speeds below 50 RPM, use the 50 RPM rating or consult Sealmaster Engineering
 Ratings at speeds other than given above, multiply load rating at 500 RPM (from chart above) by factor in scale
 Dark Shaded Areas for Skwezloc Units Only
 Shaded column is Sealmaster basic rating

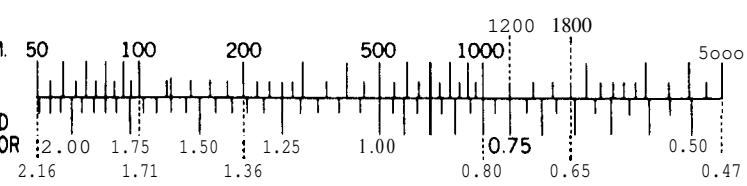
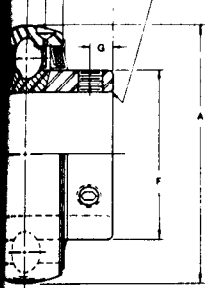


TABLE O



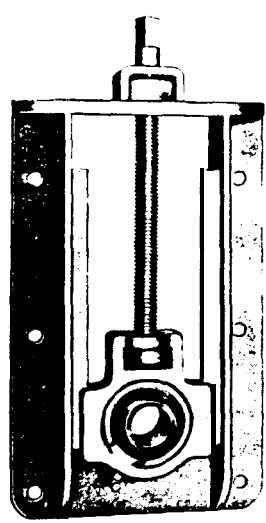
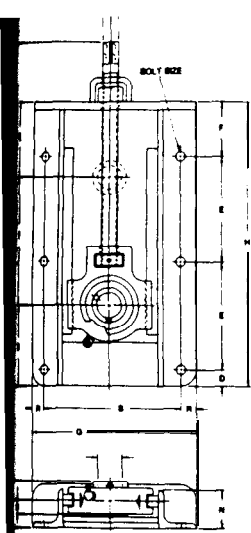
SCREW LOCKING-SINGLE LOCK

Shaft Diam. MM	Insert No.	Dimensions in Inches									Set Screw Tap	Unit Wt.
		A	B	C	D	E	F	G	H	Radius		
20	2-08	47mm 1.6504	1 $\frac{1}{32}$	$\frac{1}{2}$	2 $\frac{3}{32}$	$\frac{5}{8}$	1.162	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{64}$.040	$\frac{1}{4}$ -28	.5
	2-09											
	2-010											
	2-011											
	2-012											
5204												
25	2-013	52mm 2.0472	1 $\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	1 $\frac{1}{16}$	1 $\frac{1}{16}$	1.375	$\frac{7}{32}$	1 $\frac{1}{64}$.040	$\frac{1}{4}$ -28	.6
	2-014											
	2-015											
	5205											
	2-1											
30	2-11	62mm 2.4409	1 $\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	1.587	$\frac{7}{32}$	$\frac{7}{32}$.040	$\frac{1}{4}$ -26	1.0
	2-12											
	2-13											
	5206											
	1-14											
35	2-14	72mm 2.8346	1 $\frac{11}{16}$	1 $\frac{1}{16}$	1	1 $\frac{5}{16}$	1.052	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$.040	$\frac{5}{16}$ -24	1.5
	2-15											
	5207											
	2-16											
	2-17											
40	2-16	80mm 3.1496	1 $\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	1 $\frac{13}{16}$	1 $\frac{13}{32}$	2.060	$\frac{5}{16}$	1 $\frac{9}{64}$.062	$\frac{5}{16}$ -24	1.9
	2-19											
	5206											
45	2-110	85mm 3.3465	1 $\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	1 $\frac{13}{16}$	1 $\frac{13}{32}$	2.296	$\frac{5}{16}$	1 $\frac{9}{64}$.062	$\frac{5}{16}$ -24	2.2
	2-111											
	2-112											
	5209											
50	2-113	90mm 3.5433	2 $\frac{1}{32}$	$\frac{3}{4}$	1 $\frac{9}{32}$	1 $\frac{1}{8}$	2.463	$\frac{3}{8}$	1 $\frac{7}{64}$.062	$\frac{3}{8}$ -24	2.4
	2-114											
	2-115											
	5210											
	1-2											
55	2-2	100mm 3.9370	2 $\frac{1}{16}$	$\frac{7}{8}$	1 $\frac{15}{16}$	1 $\frac{13}{16}$	2.711	$\frac{3}{8}$	1 $\frac{9}{64}$.080	$\frac{3}{8}$ -24	2.6
	2-22											
	5211											
	2-23											
60	2-24	110mm 4.3307	2 $\frac{1}{16}$	1	1 $\frac{1}{16}$	1 $\frac{1}{4}$	2.981	$\frac{7}{16}$	2 $\frac{1}{64}$.080	$\frac{3}{8}$ -24	3.7
	5212											
	2-26											
	2-27											
70	2-211	125mm 4.9213	2 $\frac{3}{4}$	1 $\frac{1}{16}$	1 $\frac{11}{16}$	1 $\frac{3}{8}$	3.433	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$.080	$\frac{7}{16}$ -20	5.0
	5214											
75	2-214	130mm 5.1181	3 $\frac{1}{16}$	1 $\frac{15}{16}$	1 $\frac{3}{4}$	1 $\frac{1}{2}$	3.644	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$.080	$\frac{7}{16}$ -20	6.8
	2-215											
	5215											
80	5216	140mm 5.5118	3 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{5}{16}$	1 $\frac{15}{16}$	1 $\frac{11}{16}$	3.925	1 $\frac{7}{32}$	1 $\frac{3}{32}$.120	$\frac{7}{16}$ -20	7.2
	2-33											
90	2-34	150mm 5.9055	3 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{11}{32}$	2 $\frac{1}{32}$	1 $\frac{15}{16}$	4.156	1 $\frac{5}{32}$	1 $\frac{7}{32}$.120	$\frac{7}{16}$ -20	9.3
	2-36											
	2-37											
90	2-38	160mm 6.2992	3 $\frac{25}{32}$	1 $\frac{1}{16}$	2 $\frac{7}{32}$	2	4.392	$\frac{5}{8}$	1 $\frac{5}{32}$.120	$\frac{1}{2}$ -20	11.7
	5216											



Felt Seal Standard.
Single lip contact seal optional.
To specify, add C suffix, as 2-08C

TABLA P



SCREW LOCKING

Min. diam. MM	Unit No.	Insert No.	Dimensions in Inches																Bolt Size	Unit WL
			T	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	N	O	R	S			
25	STH-14-8 STH-15-8 STH-18-8 STH-205-6	2-014 2-015 2-1 5205	8	15 ¹ / ₈	3 ³ / ₄	3 ³ / ₄	3 ⁴ / ₈	4 ⁵ / ₈	2 ¹ / ₂	7 ⁷ / ₁₆	12 ¹ / ₂	1 ¹ / ₁₆	1 ¹ / ₈	1 ³ / ₄	5 ⁹ / ₁₆	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	11.6	
25	STH-14-9 STH-15-9 STH-16-9 STH-205-9	2-014 2-015 2-1 5205	9	18 ¹ / ₁₆	3 ³ / ₄	3 ³ / ₄	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₈	2%	7 ⁷ / ₁₆	15 ¹ / ₂	1 ¹ / ₁₆	1 ¹ / ₈	1 ³ / ₄	5 ⁹ / ₁₆	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	13.8	
30	STH-18-6 STH-19-6 STH-206-6	2-12 2-13 5206	8	16 ¹ / ₈	3 ³ / ₄	3 ¹ / ₂	3 ⁴ / ₈	5	2 ¹ / ₂	8 ¹ / ₁₆	13 ³ / ₄	7 ⁸ / ₁₆	1 ¹ / ₄	1 ³ / ₄	5 ⁵ / ₈	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	14.1	
30	STH-18-9 STH-19-9 STH-206-9	2-12 2-13 5206	9	19 ¹ / ₈	3 ³ / ₄	3 ¹ / ₂	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₂	2%	8 ¹ / ₁₆	16 ¹ / ₄	7 ⁸ / ₁₆	1 ¹ / ₄	1 ³ / ₄	5 ⁵ / ₈	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	18.0	
35	STH-20-9 STH-22-9 STH-23-9 STH-207-9	2-14 2-16 2-17 5207	9	19 ¹ / ₁₆	4	3 ⁷ / ₈	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₁₆	2%	8 ¹ / ₁₆	16 ⁷ / ₈	1	1 ¹ / ₄	1%	1 ¹ / ₁₆	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	17.4	
35	STH-20-12 STH-22-12 STH-23-12 STH-207-12	2-14 2-18 2-17 5207	12	22 ¹ / ₁₆	4	3 ⁷ / ₈	3 ⁴ / ₈	8 ⁵ / ₁₆	2 ¹ / ₂	8 ¹ / ₁₆	19 ³ / ₈	1	1 ¹ / ₄	1%	1 ¹ / ₁₆	3 ⁴ / ₈	6 ¹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	19.5	
40	STH-24-12 STH-25-12 STH-208-12	2-18 2-19 5208	12	23 ³ / ₁₆	4 ¹ / ₄	4 ¹ / ₄	7 ⁸ / ₁₆	8 ⁹ / ₁₆	2 ¹ / ₂	9 ⁵ / ₁₆	20%	1 ¹ / ₁₆	1 ³ / ₈	2	3 ⁴ / ₈	7 ⁸ / ₁₆	7 ⁹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	27.2	
45	STH-28-12 STH-27-12 STH-28-12 STH-209-12	2-110 2-111 2-112 5209																		
40	STH-24-18 STH-25-18 STH-208-18 STH-28-16 STH-27-18 STH-28-18 STH-209-18	2-18 2-19 5208 2-110 2-111 2-112 5209																		
45	STH-24-18 STH-25-18 STH-208-18 STH-28-16 STH-27-18 STH-28-18 STH-209-18	2-18 2-19 5208 2-110 2-111 2-112 5209	18	29 ⁹ / ₁₆	4%	4 ¹ / ₄	7 ⁸ / ₁₆	11 ⁹ / ₁₆	2%	9 ⁵ / ₁₆	26 ¹ / ₂	1 ¹ / ₁₆	1 ³ / ₈	2	3 ⁴ / ₈	7 ⁸ / ₁₆	7 ⁹ / ₁₆	3 ⁸ / ₁₆	32.0	

Ratings—See Page 18
Selection Data—See Page 16



Felt Seal Standard.
Single lip contact seal optional.
To specify, add C suffix, as STH-14-6C, 2-014C, etc

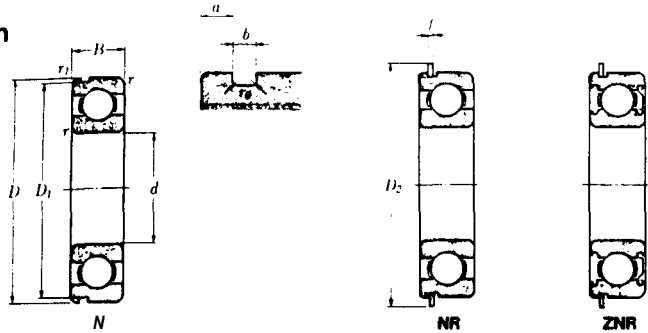
The STH series, style H, are side mounting frame take-up units designed to incorporate either the ST or MST series take-up units, as indicated in the accompanying charts. They are used where shaft adjustment and/or belt tightening is required in conveyor applications. They are manufactured from heavy gauge structural steel members and equipped with heavy duty Acme (square) threads for positive action. Adjustment is made by turning the square head screw with an open end wrench.

TABLA Q

Rodamientos rígidos a bolas

con ranura, anillo elástico de fijación

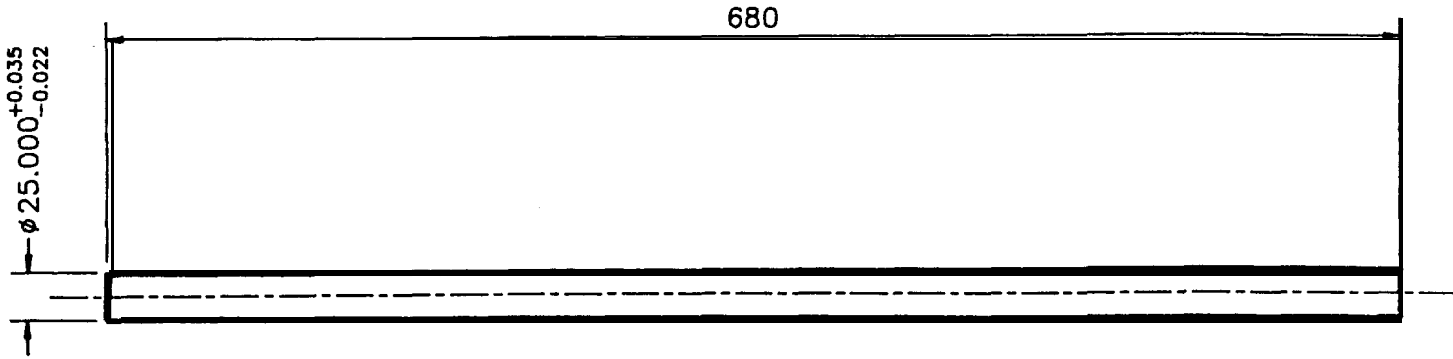
Y tapa de protección



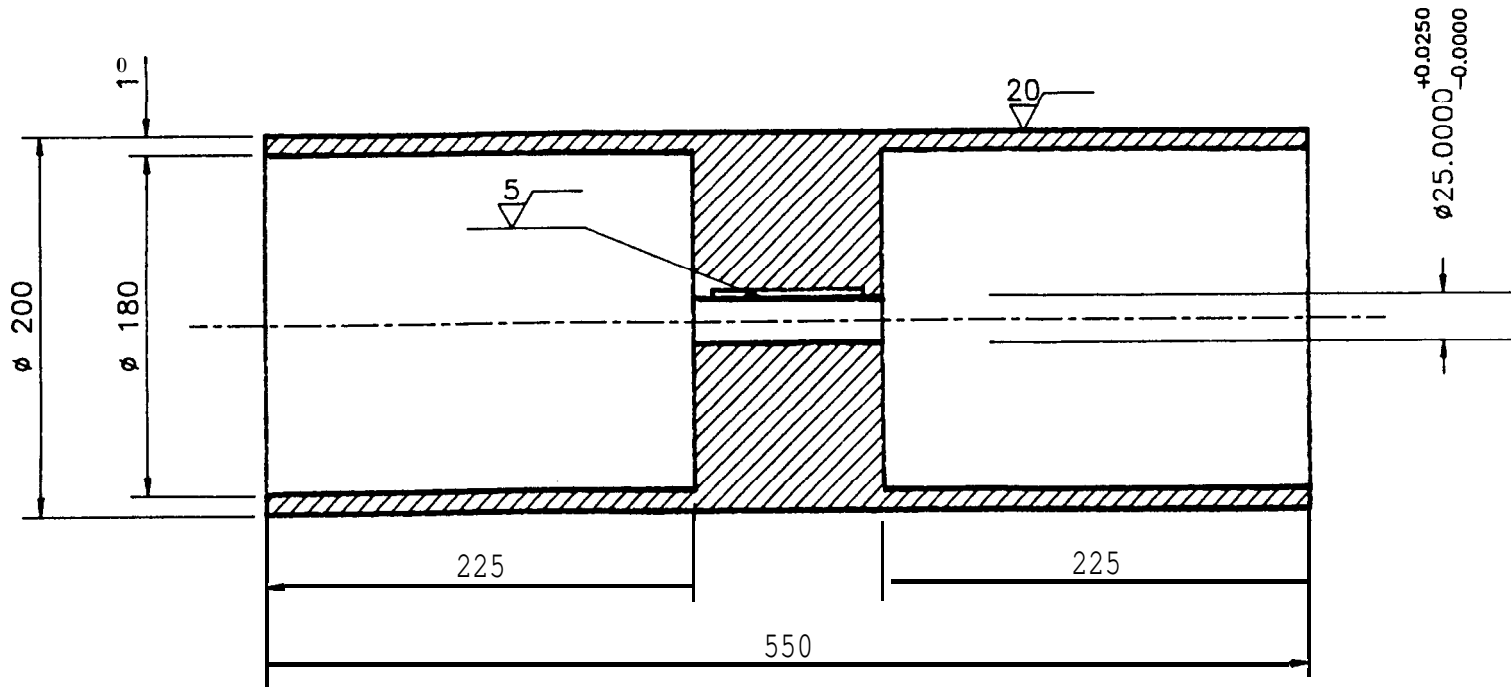
d 10—32 mm


d	Medidas mm		Capac. de Carga kN		Velocidades admisibles r/min.		Referencias				
	D	B	r_1 min	r_2 mm	din. C_r	estat. C_{or}	Grasa	Aceite	N	NR	ZNR ¹⁾
10	22	6	0.3	0.3	2.70	1.27	30000	36000	6900N	6900NR	6900ZNR
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	25000	30000	6200N	6200m	6200ZNR
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	23000	27000	6300N	6300m	6300ZNR
12	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	27000	32000	6901N	6901NR	6901ZNR
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	22000	26000	6201N	6201NR	6201ZNR
	37	12	1	0.5	9.70	4.20	20000	24000	6301N	6301NR	6301ZNR
	28	7	0.3	0.3	4.10	2.06	24000	28000	69028N	69028NR	69028ZNR
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.84	22000	26000	6002N	6002NR	6002ZNR
15	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	19000	23000	6202N	6202NR	6202ZNR
	42	13	1	0.5	11.4	5.45	17000	21000	6302N	6302NR	6302ZNR
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	22000	26000	6903N	6903NR	6903ZNR
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	20000	24000	6003N	6003NR	6003ZNR
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	18000	21000	6203N	6203NR	6203ZNR
17	47	14	1	0.5	13.5	6.55	16000	19000	6303N	6303NR	6303ZNR
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	21000	25000	6804N	6804NR	6804ZNR
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	19000	23000	6904N	6904NR	6904ZNR
20	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	18000	21000	6004N	6004NR	6004ZNR
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	16000	18000	6204N	6204NR	6204ZNR
	52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	14000	17000	6304N	6304NR	6304ZNR
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.15	17000	20000	60/22N	60/22NR	60/22ZNR
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	14000	17000	62/22N	62/22NR	62/22ZNR
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	13000	15000	63/22N	63/22NR	63/22ZNR
25	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	18000	21000	6805N	6805NR	6805ZNR
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	16000	19000	6905N	6905NR	6905ZNR
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	15000	18000	6005N	6005NR	6005ZNR
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	13000	15000	6205N	6205NR	6205ZNR
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	12000	14000	6305N	6305NR	6305ZNR
28	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	14000	16000	60/28N	60/28NR	60/28ZNR
	58	16	1	0.5	17.9	9.75	12000	14000	62/28N	62/28NR	62/28ZNR
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	11000	13000	63/28N	63/28NR	63/28ZNR
30	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	15000	18000	6806N	6806NR	6806ZNR
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	14000	17000	6906N	6906NR	6906ZNR
	55	13	1	0.5	13.2	8.30	13000	15000	6006N	6006NR	6006ZNR
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	11000	13000	6206N	6206NR	6206ZNR
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	10000	12000	6306N	6306NR	6306ZNR
32	58	13	1	0.5	15.1	9.15	12000	15000	60/32AN	60/32ANR	60/32AZNR
	65	17	1	0.5	20.7	11.6	11000	12000	62/32N	62/32NR	62/32ZNR
	75	20	1.1	0.5	29.8	16.9	9500	11000	63/32N	63/32NR	63/32ZNR

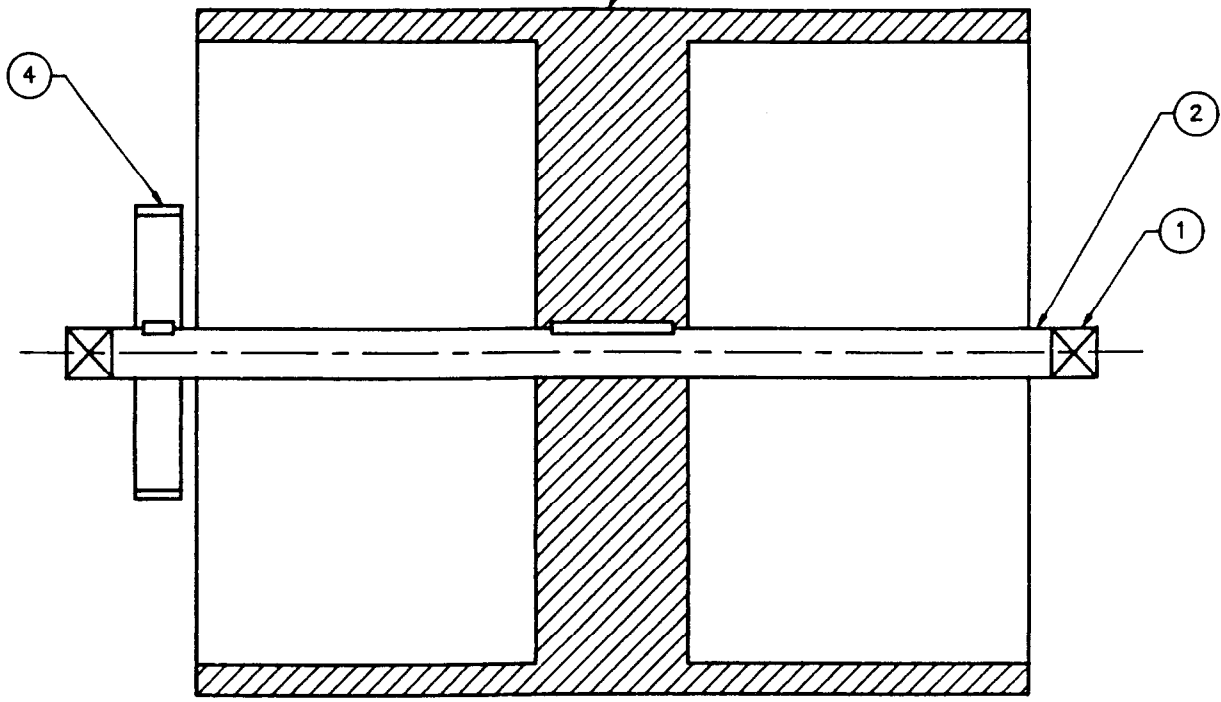
1) La referencia indica un rodamiento con una tapa de protección, se fabrican también con tapas de protección en ambos lados




	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/06	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/06	HELQUERO		
APROBO:	05/07/06	HELQUERO		
ESCALA:	ARBOL DEL TAMBOR DE REENVIO			
1 : 4				
				CONJ 1.2

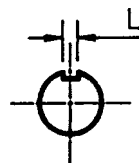
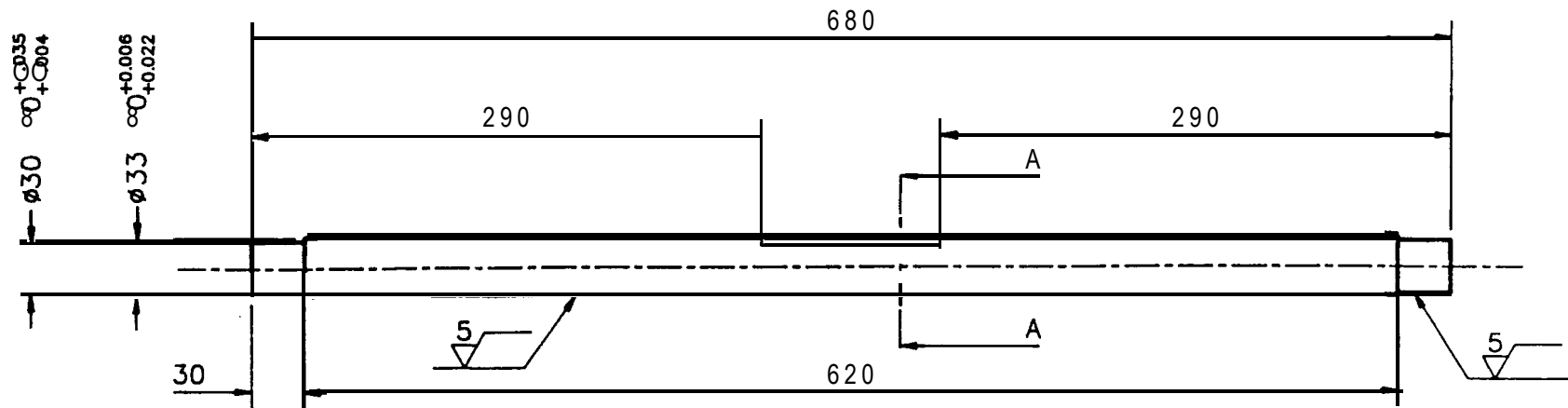


	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/88	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/88	HELGUERO		
APROBO:	05/07/88	HELGUERO		
ESCALA:	1 : 4			
	TAMBOR DE REENVIO			




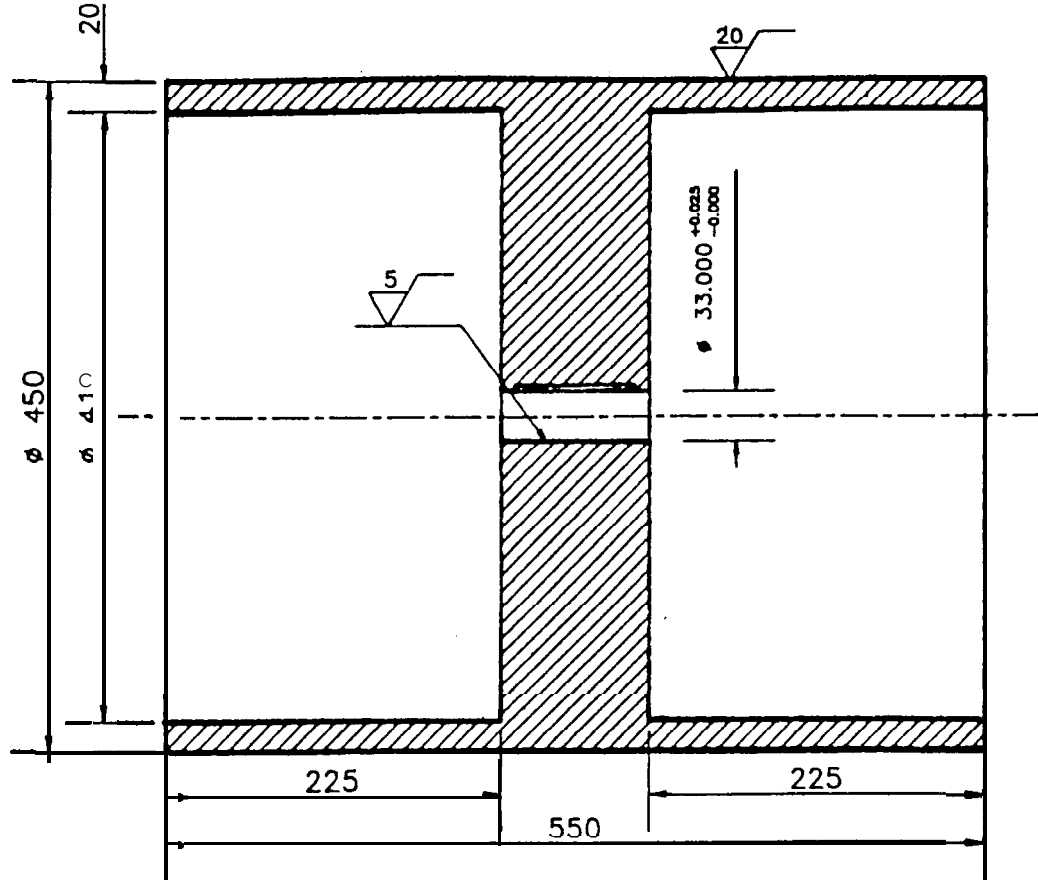
4	CATALINA	1	ACERO	100 B 17
3	TAMBOR DE ENVIO	1	SAE 1010	#450 x 550
2	ARBOL DE TRANSMISION	1	SAE 4337	#32 x 680
1	RODAMIENTO	2		5206
Num.	DESCRIPCION	Cant.	MATERIAL	MEDIDAS

	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/98	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/98	HELGUERO		
APROBO:	25/07/98	HELGUERO		
ESCALA:	1 : 5			
TAMBOR DE ENVIO Y COMPONENTES				
				CONJ 2

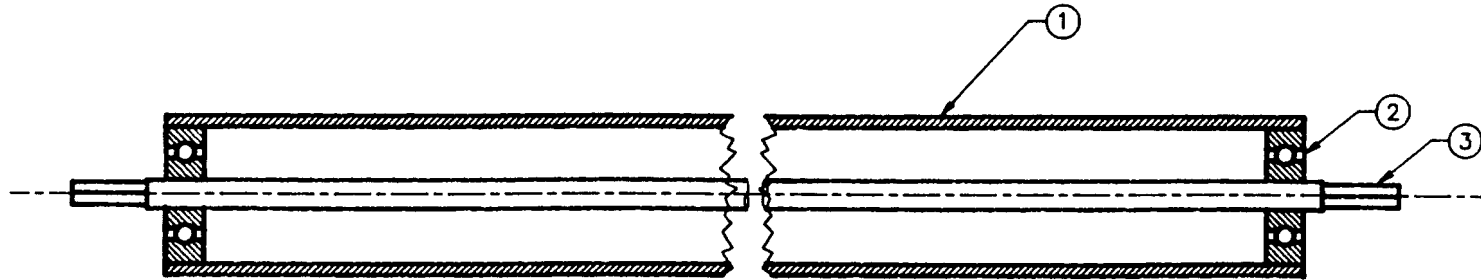


DETALLE A - A
 CHAVETA CUADRADA
 $L = 4 \text{ mm.}$

	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/98	SANCHEZ		
REVISO:	08/07/98	HELGUERO		
APROBO:	05/07/98	HELGUERO		
ESCALA:	1 : 4			
	ARBOL DEL TAMBOR DE ENVIO			
CONJ 2.2				

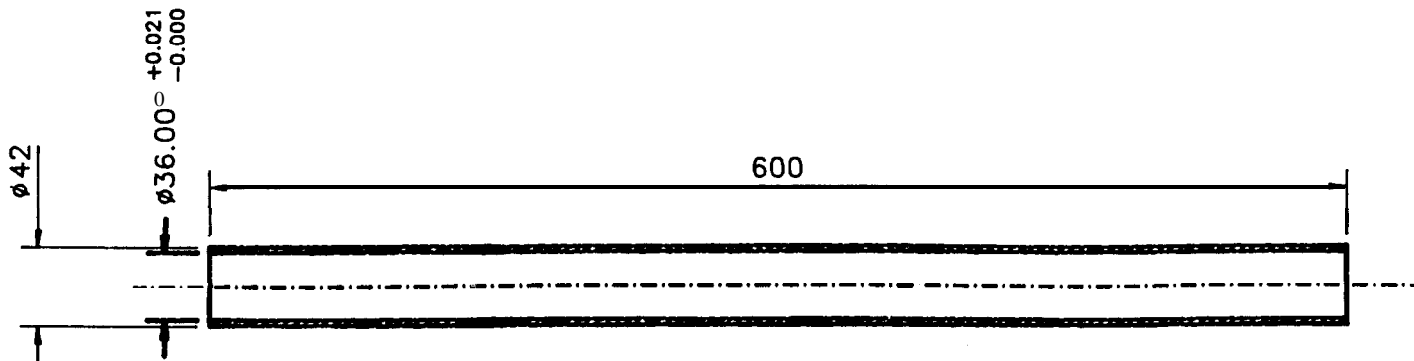



	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/98	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/98	MELGUERO		
APROBO:	05/07/98	MELGUERO		
ESCALA:	TAMBOR DE ENVIO			
1 : 5				
			CONV 2.3	

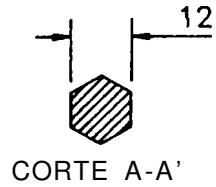
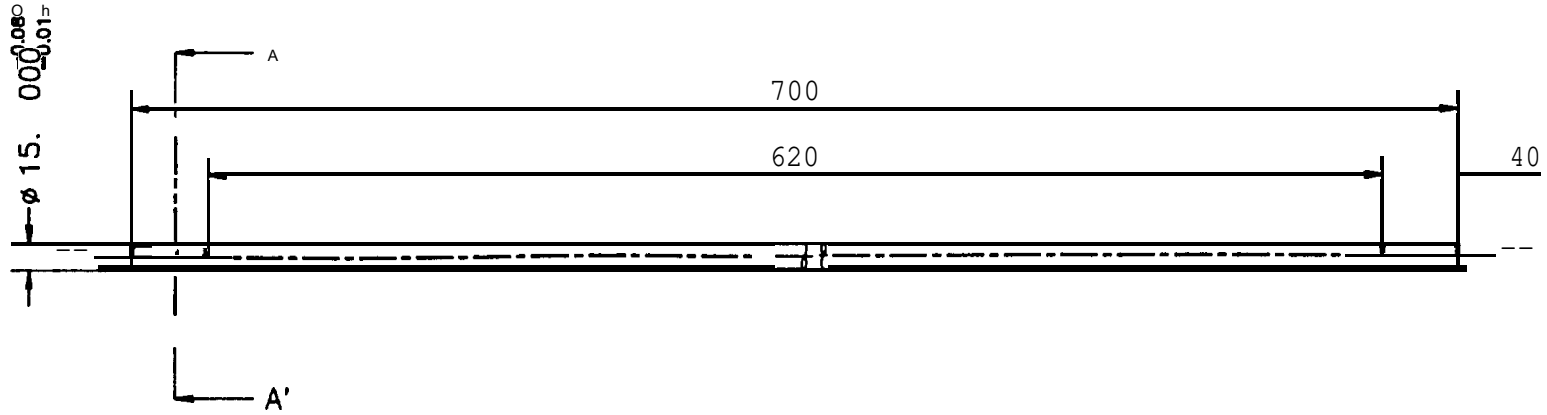



3	ARBOL DE RODILLO	43	SAE 1010	Ø10 x 700
2	RODAMIENTOS	88		6302
1	CARCAZA DE RODILLO	43	PVC	Ø42 x 600 x 3
Num.	DESCRIPCION	Cent.	MATERIAL	MEDIDAS

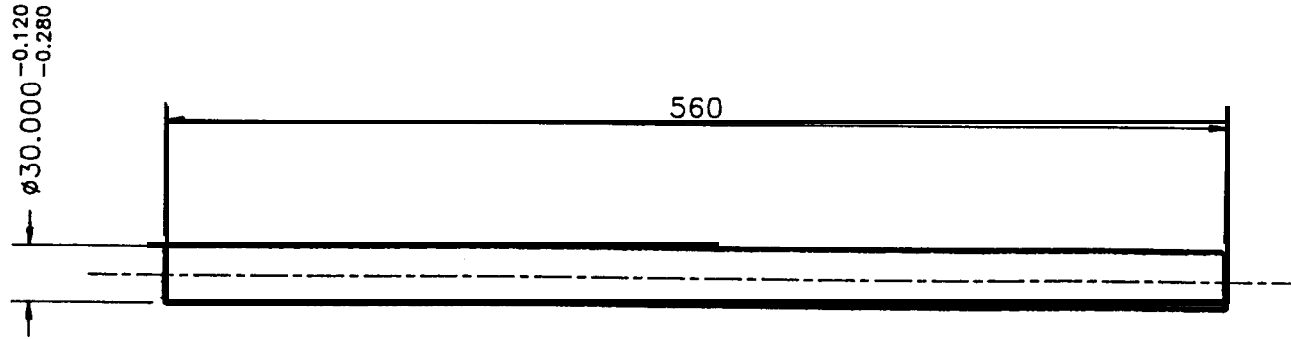
	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/96	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/96	HELGUERO		
APROBO:	05/07/96	HELGUERO		
ESCALA:	1 : 4			
RODILLO PORTADOR Y COMPONENTES				
				CONJ 3




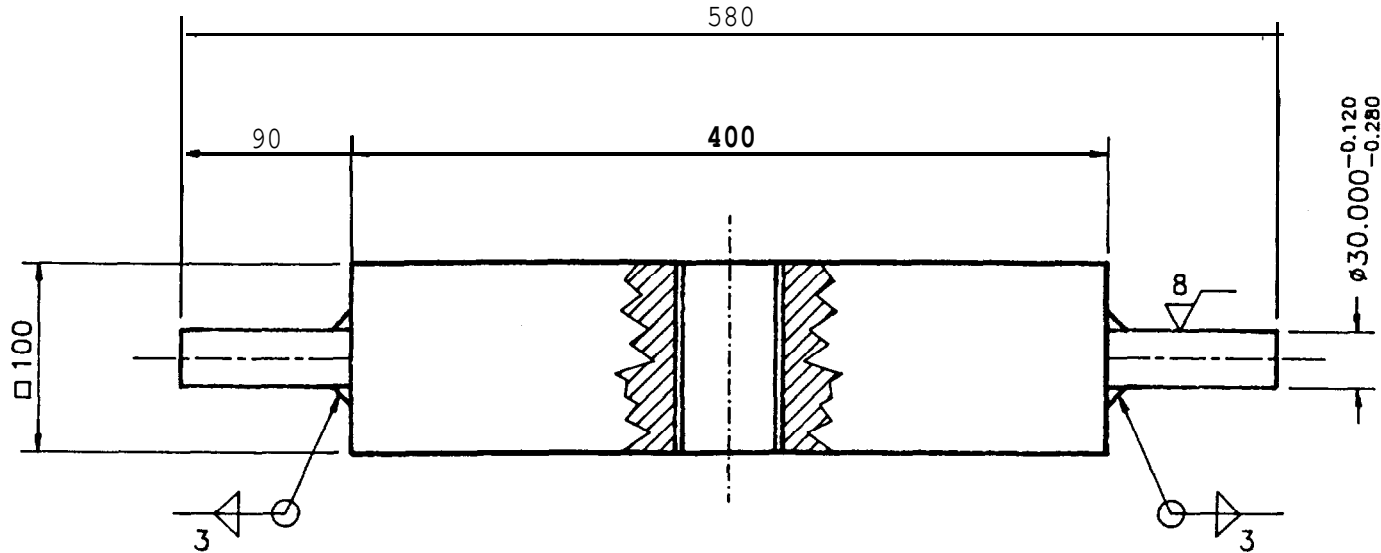
	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/98	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/98	HELGUERO		
APROBO:	05/07/98	HELGUERO		
ESCALA:	CARCAZA DEL RODILLO			
1 : 4				
				CONJ 3.1



	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/88	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/88	HELQUERO		
APROBO:	05/07/88	HELQUERO		
ESCALA:	1 : 4		ARBOL DE RODILLOS PORTADORES	
			CONJ 3.3	



FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOI
DIBUJO: 25/06/96	SANCHEZ		
REVISO: 05/07/96	HELGUERO		
APROBO: 05/07/96	HELGUERO		
ESCALA:	ARBOL DE SUJECION CORTO DEL CARRO TRANSPORTADOR - CARRO ELEVADOR		
1 : 4			
			CONJ.1.1



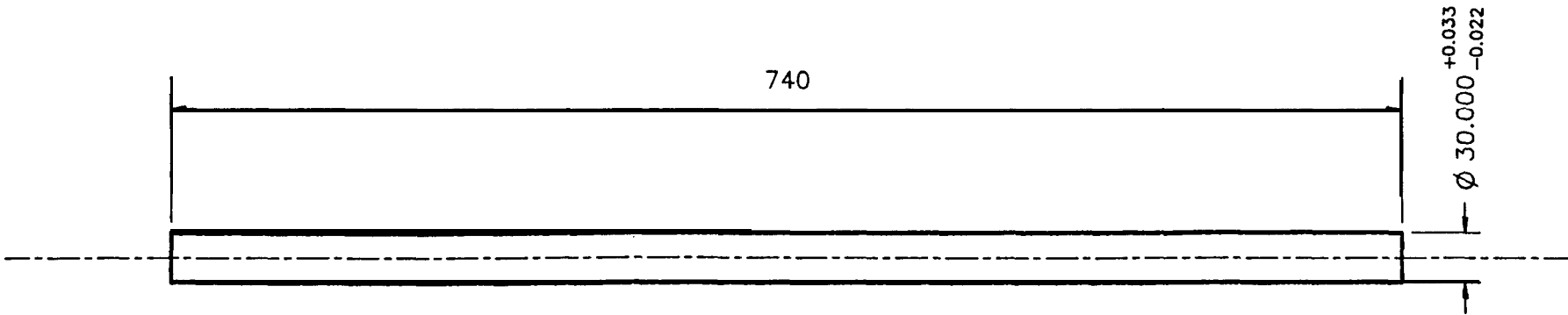
DETALLE TUERCA


Paso: 2.4 mm.

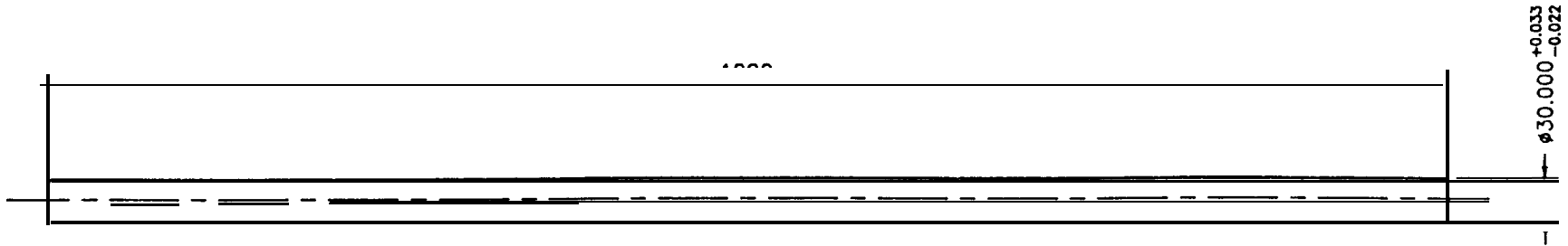
Tipo de Filete: Trapezoidal, rosca triple derecha


Didmetro Exterior: 57 mm.

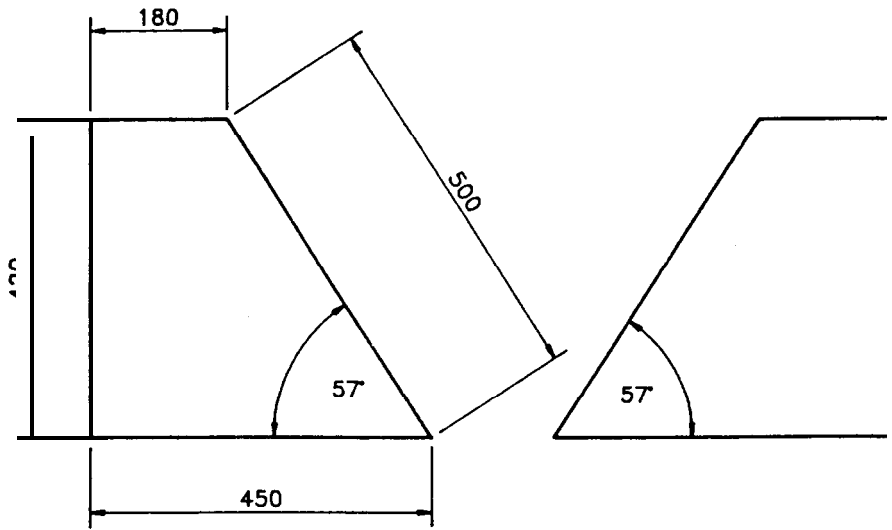
	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/98	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/98	MELGUERO		
APROBO:	05/07/98	MELGUERO		
ESCALA:	TUERCA			
1 : 4				
				CONJ 4.3



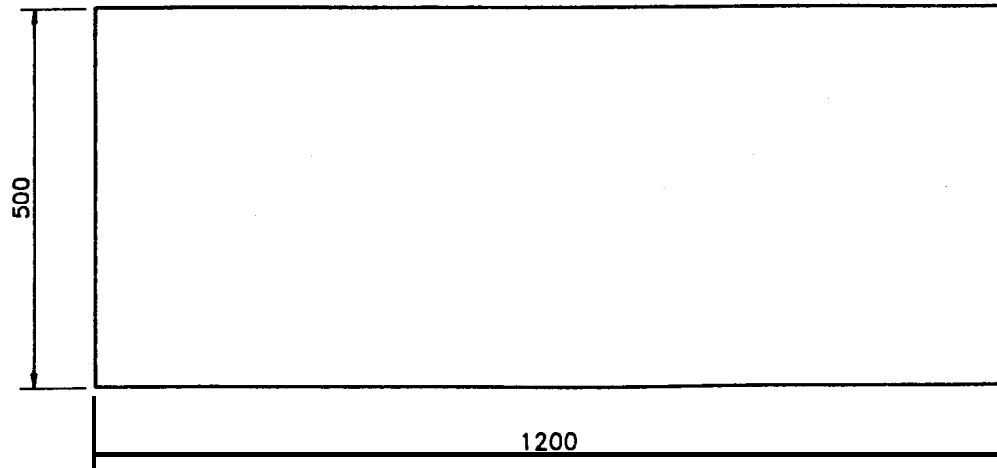
	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/98	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/98	NELGUERO		
APROBO:	05/07/98	NELGUERO		
ESCALA:	ARBOL DE SUJECION LARGO DEL CARRO DEL TRANSPORTADOR CARRO-ELEVADOR			
1 : 4				
				CONJ 5.1




	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOI
DIBUJO:	25/06/98	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/98	HELGUERO		
APROBO:	05/07/98	HELGUERO		
ESCALA:	ARBOL DE TRANSMISION			
	DE LAS RUEDAS			
COMU 8.8				

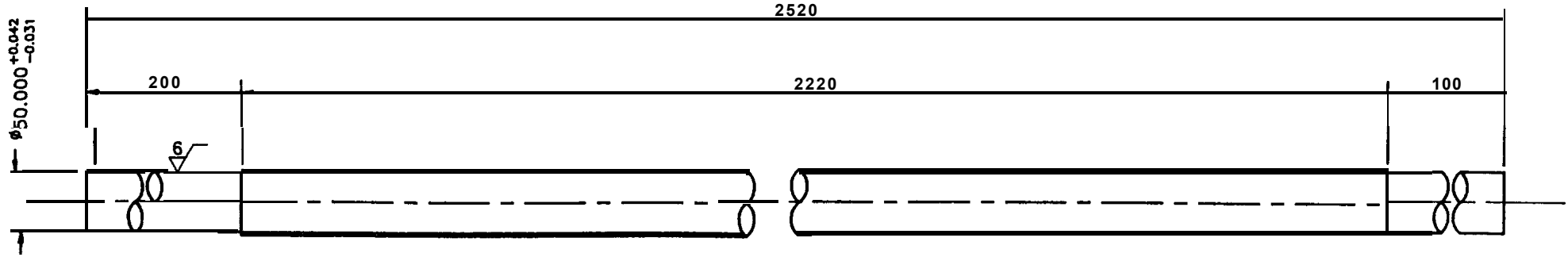


ESPEJOR DE LAS PLANCHAS 2 mm.



	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/96	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/96	HELGUERO		
APROBO:	05/07/96	HELGUERO		

ESCALA:	PLANCHAS DEL CARRO TRANSPORTADOR	
1 : 10		
		CONJ 5.4 CONJ 5.11



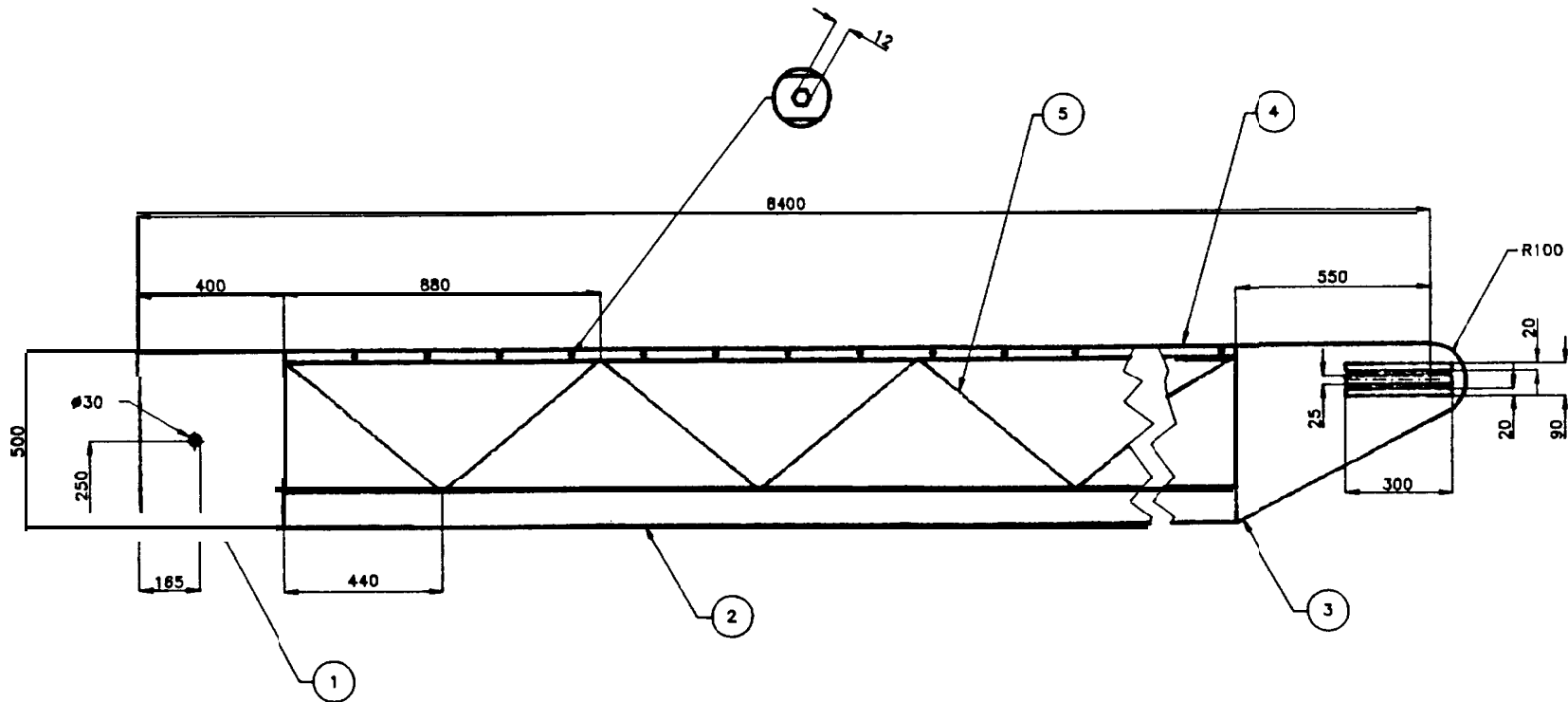
DETALLE TORNILLO

Paso: 2.4mm

Tipo de Filete: Trapezoidal, rosca triple derecha

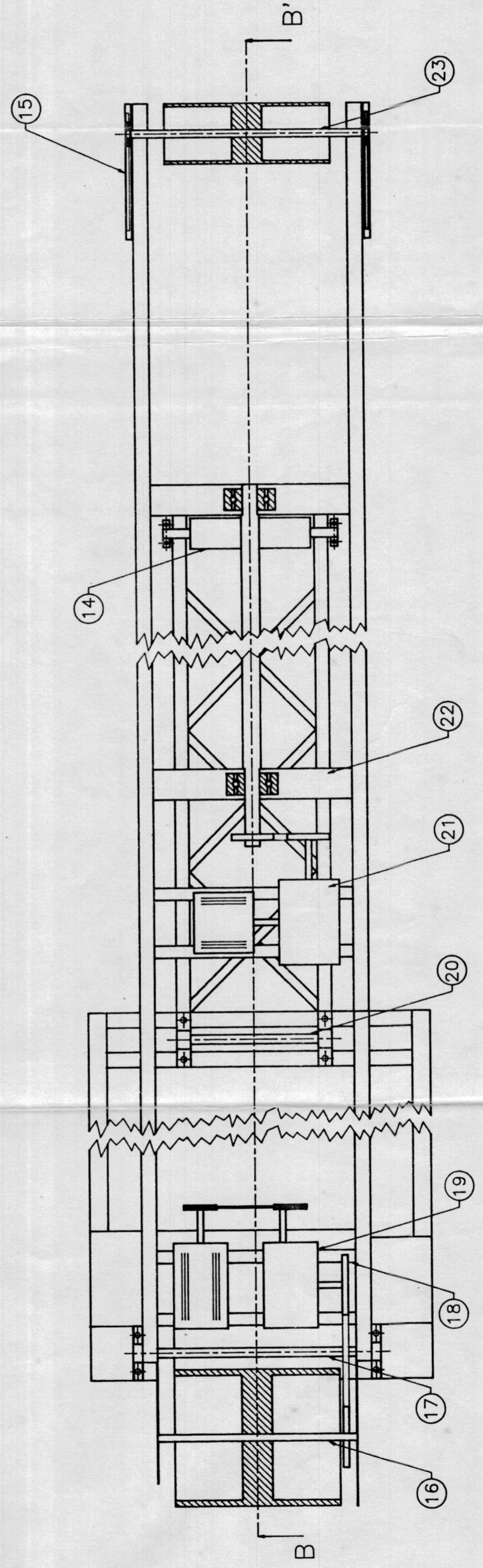
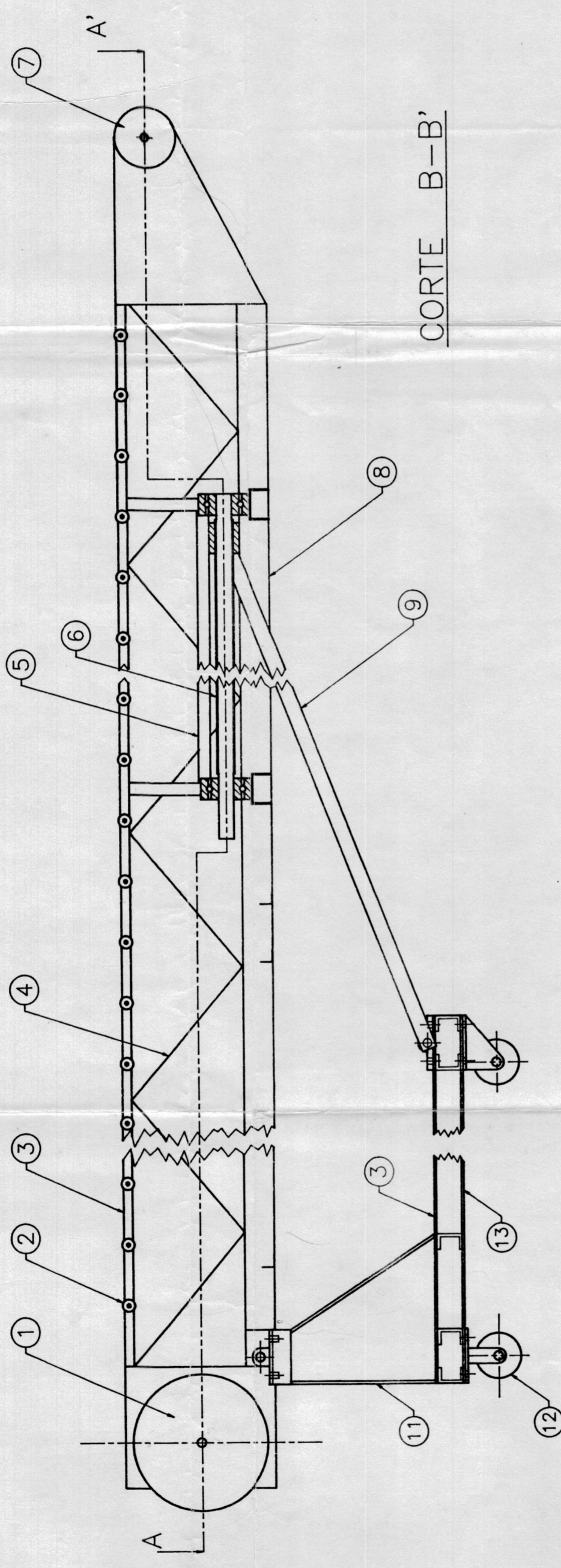
Diametro Exterior: 57mm

	FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO:	25/06/96	SANCHEZ		
REVISO:	05/07/96	HELGUERO		
APROBO:	05/07/96	HELGUERO		
ESCALA:	TORNILLO DE POTENCLA			
1 : s				



Num.	DESCRIPCION	Cont.	MATERIAL	MEDIDAS
3	VARILLAS	40	ACERO ESTRUCT.	620x25x3
4	ANGULO	2	ACERO ESTRUCT.	30x30x2
3	PLANCHA	2	ACERO ESTRUCT.	500x850x2
2	CANAL	2	ACERO ESTRUCT.	100x50x4
1	PLANCHA	2	ACERO ESTRUCT.	500x400x4

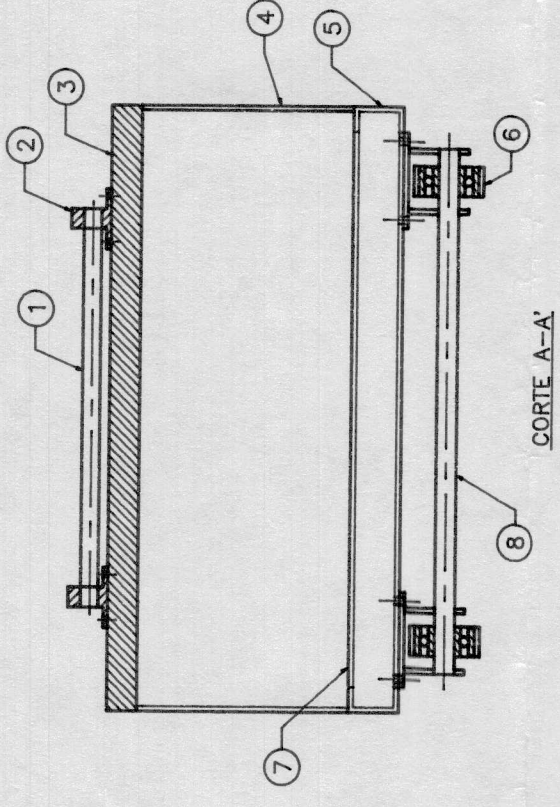
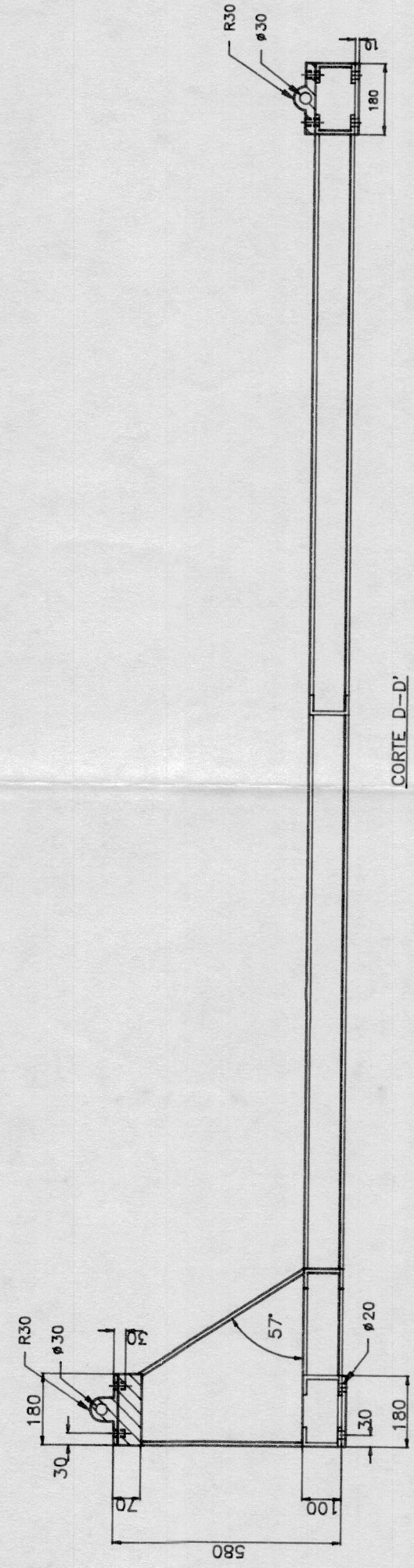
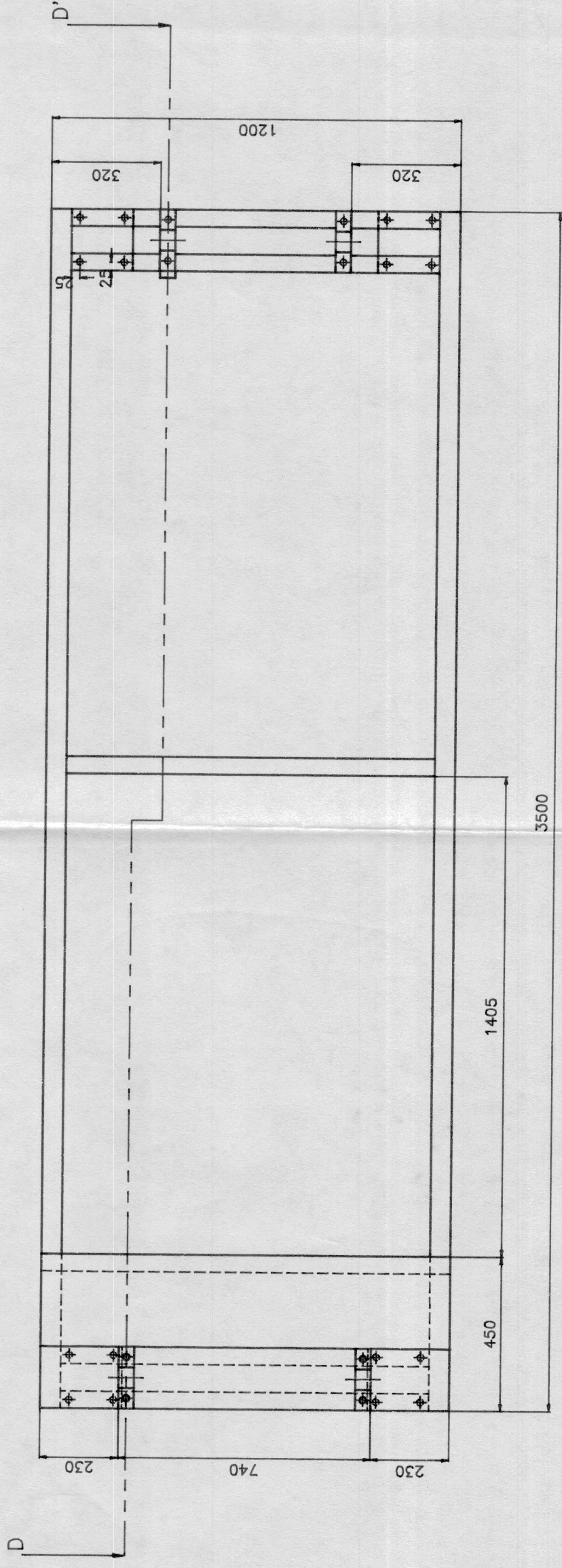
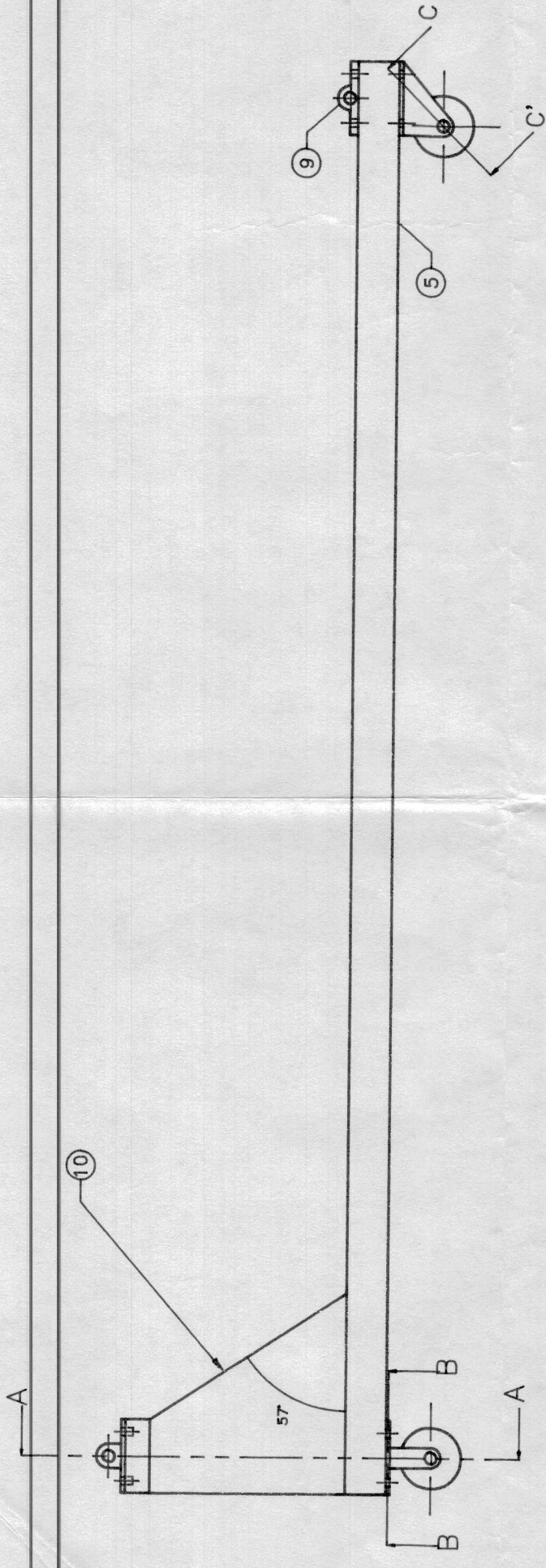
FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO: 25/06/98	SANCHEZ		
REVISO: 05/07/98	HELGUERO		
APROBO: 05/07/98	HELGUERO		
ESCALA:	1 : 20		ESTRUCTURA



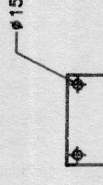
23	ARBOL DE TAMBORES DE REVENO	1	SAE 4337	#25x60
22	PERFIL	4	AERO ESTRUCT.	680x100x50x4
21	SISTEMA DE TRANSMISION DEL TORNILLO	1	SAE 1010	#30x30
20	ARBOL DE SUECCION	1	SAE 1010	#30x70
19	SISTEMA DE TRANSMISION DEL TAMBORES DE ENMO	4	AERO ESTRUCT.	680x40x6x2
18	ANGULO	1	SAE 1010	#30x70
17	ARBOL DE SUECCION	1	SAE 1010	#30x70
16	ARBOL DE TAMBORES DE ENMO	1	SAE 4337	#60x32
15	TENSOR DE BANCA	2	-----	50x4
14	TUERCA	1	SAE 1010	M57x60x100
13	PERFIL	2	AERO ESTRUCT.	3500x100x60x8
12	RIEDAS	4	-----	#150x50
11	PLANCHAS	1	SAE 1010	1200x20x2
10	PERFIL	6	AERO ESTRUCT.	1200x100x50x2
9	PERFIL	2	AERO ESTRUCT.	3000x100x50x4
8	PERFIL	2	AERO ESTRUCT.	7500x100x50x4
7	TAMBOR DE REVENO	1	SAE 1010	#500x200
6	TORNILLO DE POTENCIA	1	SAE 4337	M57x62x220
5	RIEL DE APOYO	2	AERO ESTRUCT.	22x20x40x40x2
4	VARILLA	38	SAE 1010	680x26x3
3	BANDA TRANSPORTADORA	1	CUOR MALCOMZOO	-----
2	RODILLOS PORTADORES	43	PVC	800x#42x3
1	TAMBOR DE ENMO	1	SAE 1010	#150 x 450
Núm.	DESCRIPCION	Cant.	MATERIAL	MEASURAS

FECHA:	NOMBRE:	FACULTAD DE	ESPOL
25/06/96	SANCHEZ	INGENIERIA MECANICA	
REVISOR:	APROBADO:		
05/07/96	05/07/96		

ESCALA:	DISEÑO DE	FORMA Y COMPONENTES
1 : 30		



CORTE C-C



CORTE B-B

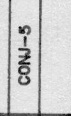
FECHA		NOMBRE		DIBUJO		1200x500x2		SAE 1010		PLANCHAS		DESCRIPCION		MATERIAL		
25/06/96	SMICHEZ	03/07/96	HELIGUERO	1200x500x2	#150 x 50	2	RUEDAS GRATORIAS	2	SAE 1010	2	RUEDAS GRATORIAS	1	ARRBOL DE SUECCION LARGO	1	MEDIDAS	
03/07/96	HELIGUERO	03/07/96	HELIGUERO	#30 x 45	2	COINNETE DESIZANTE	2	SAE 1010	2	RUEDAS GRATORIAS	2	RUEDAS GRATORIAS	2	SAE 1010	2	RUEDAS GRATORIAS
				#30 x 1020	1	ARRBOL DE TRANSMISION	1	SAE 1010	1	ARRBOL DE TRANSMISION	1	ARRBOL DE TRANSMISION	1	SAE 1010	1	ARRBOL DE TRANSMISION
				1100x100x50x2	6	CANAL	6	ACERO ESTRUCT.	6	ACERO ESTRUCT.	6	CANAL	6	ACERO ESTRUCT.	6	CANAL
				#150 x 50	2	RUEDAS FINAS	2	SAE 1010	2	RUEDAS FINAS	2	RUEDAS FINAS	2	SAE 1010	2	RUEDAS FINAS
				3600x100x60x8	2	CANAL	2	ACERO ESTRUCT.	2	CANAL	2	CANAL	2	ACERO ESTRUCT.	2	CANAL
				1200x180x80	2	CONTRAFRASE	2	SAE 1010	2	CONTRAFRASE	2	CONTRAFRASE	2	SAE 1010	2	CONTRAFRASE
				#30 x 45	2	COINNETES DESIZANTES	2	SAE 1010	2	COINNETES DESIZANTES	2	COINNETES DESIZANTES	2	SAE 1010	2	COINNETES DESIZANTES
				#30 x 740	1	ARRBOL DE SUECCION LARGO	1	SAE 1010	1	ARRBOL DE SUECCION LARGO	1	ARRBOL DE SUECCION LARGO	1	SAE 1010	1	ARRBOL DE SUECCION LARGO
				ESCALA	1 : 15											

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

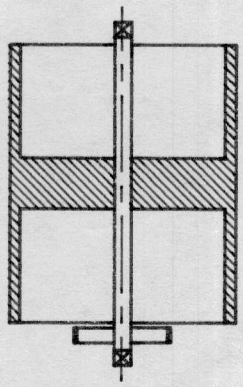
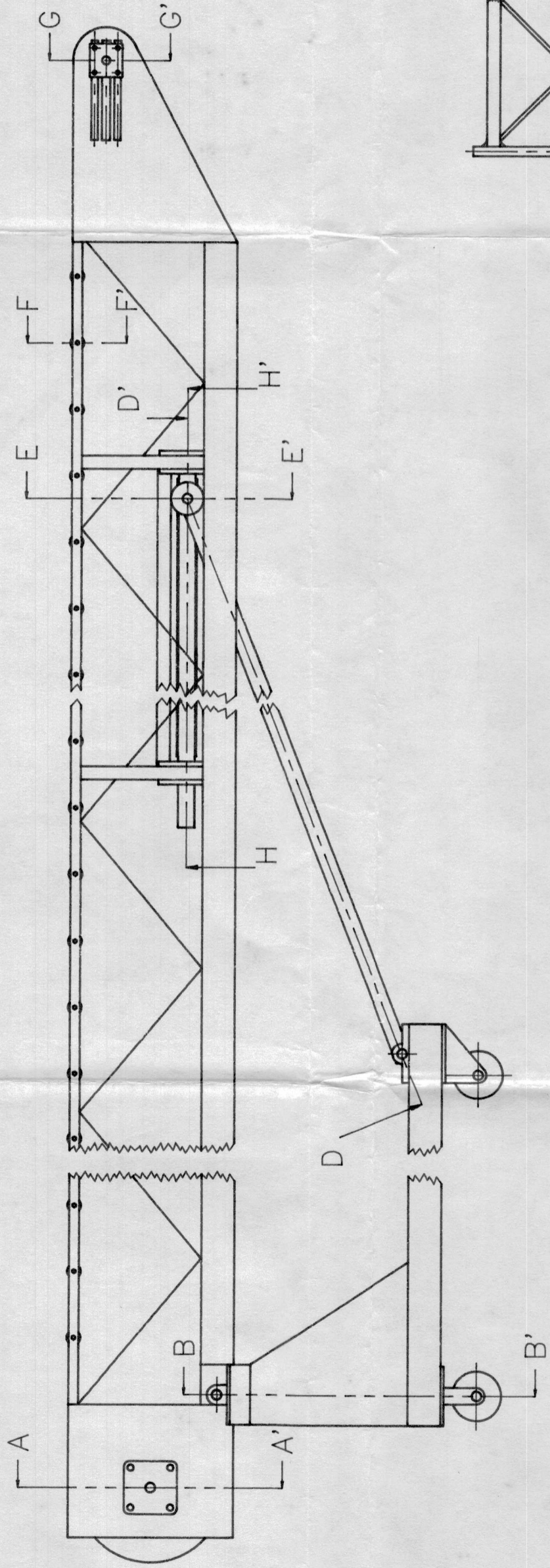
ESPOL

CARRO

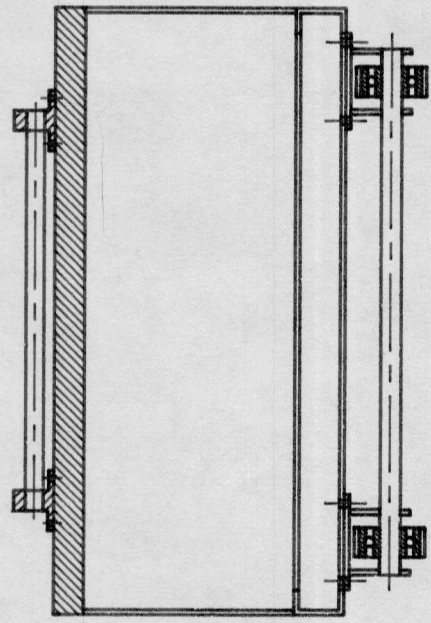
TRANSPORTADOR



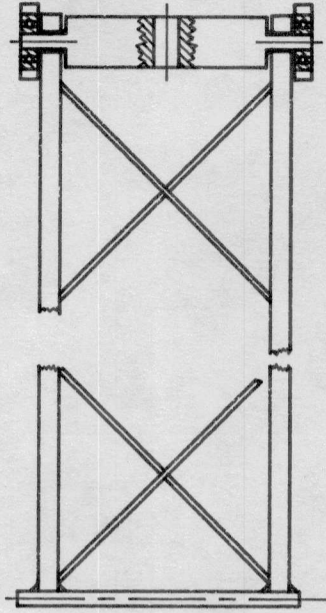
CONJ-5



CORTE A-A'



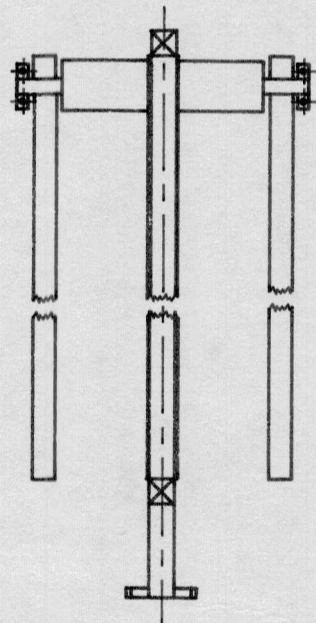
CORTE B-B'



CORTE C-C'



CORTE D-D'



CORTE F-F'



CORTE G-G'



CORTE E-E'

DIBUJO:	25/06/96	SANCHEZ	FECHA:	25/06/96	NOMBRE:	SANCHEZ	FACULTAD DE	ESPOL
REVISO:	05/07/98	HELGUERO	REVISO:	05/07/98	HELGUERO	INGENIERIA	MECANICA	
APROBO:	05/07/98	HELGUERO	APROBO:	05/07/98	HELGUERO			
ESCALA:			1 : 15			DISEÑO DE FORMA		

