



\*D-12019\*

T  
621.877  
2694



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Mecánica**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MONTACARGAS  
DE ESPECIES METALICAS PARA UNA AGENCIA  
BANCARIA**

# **INFORME TECNICO**

**Previo a la obtención del título de:**

**INGENIERO MECANICO**

**Presentado por:**

**MARIO LUIS UBIDIA LOPEZ**

**Guayaquil - Ecuador**

**1992**

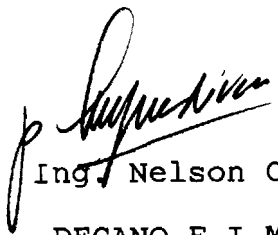
---

## A G R A D E C I M I E N T O

Al Ing. ERNESTO MARTINEZ  
Director de Informe Técnico,  
por su invalorable  
ayuda y colaboración  
para la realización de  
este trabajo.

D E D I C A T O R I A

A LA MEMORIA DE MI PADRE  
A MI MADRE  
A MIS HERMANOS  
A MI ESPOSA  
A MIS HIJOS



Ing. Nelson Cevallos

DECANO F.I.M.



Ing. Ernesto Martinez

DIRECTOR DEL INFORME



Ing. Manuel Helguero

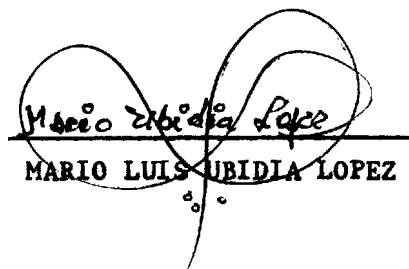
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

## DECLARACION EXPRESA

DECLARO QUE:

"Este Informe Técnico corresponde a la resolución de un problema práctico relacionado con el perfil profesional de la Ingeniería Mecánica".

(Reglamento de Graduación mediante la elaboración de Informes Técnicos)



Mario Luis Ubidia Lopez

MARIO LUIS UBIDIA LOPEZ

## RESUMEN

El presente informe explica los pasos necesarios que seguí para construir un montacargas de especies metálicas para una Agencia Bancaria.

Analizo las formas de transportación de dichas especies, atendiendo a los requerimientos sobre la disponibilidad de espacio físico que exigía un movimiento de transporte vertical y a los otros requerimientos sobre simplicidad de operación, mantenimiento del conjunto, costo de instalación y costo de funcionamiento. Condiciones que a la hora de cotejar las cuatro alternativas estudiadas por el Departamento de Mantenimiento Técnico (banda de transportación, montacargas electromecánico, montacargas hidráulico, montacarga mecánico (tecle)), favorecieron a la solución técnica planteada en el presente estudio.

Esta alternativa técnica que se describirá había sido planteada anteriormente por el Departamento de Mantenimiento Técnico, para la solución de problemas técnicos similares al que se hace referencia, por lo que éste trabajo tiene la validez técnica indispensable para ser recomendado en la solución de análogas situaciones, más aún cuando los equipos pertenecientes al conjunto específico que se trata, se encuentran operando satisfactoriamente al servicio de los

objetivos planificados.

El informe técnico que presento contiene los procedimientos de diseño, construcción, montaje y puesta en marcha del montacargas. Se adjunta cronograma, tabla de costos y los planos respectivos como anexo al presente informe.



## INDICE GENERAL

RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	X
INDICE DE TABLAS.....	XII
NOMENCLATURA.....	XIII
ANTECEDENTES.....	18
CAPITULO I.- TRANSPORTACION DE ESPECIES METALICAS.	20
1.1.-Transporte de Especies Metálicas empleando fuerza humana.....	20
1.2.-Transporte mecánico de Especies Metálicas....	21
1.3.-Selección del espacio para instalación de un montacargas de Especies Metálicas.....	22
CAPITULO II.-DISEÑO DE MONTACARGAS DE ESPECIES ME- TALICAS.....	24
2.1.-Especificaciones técnicas.....	24
2.2.-Diseño de la unidad moto - reductora.....	24
2.3.-Diseño del Conjunto Estructural.....	58
2.4.-Diseño del Conjunto Plataforma.....	69
2.5.-Diseño de las partes para montaje.....	71
2.6.-Diseño del Control Eléctrico.....	73
2.7.-Acabado.....	76





## IX

CAPITULO III.-CONSTRUCCION DEL MONTACARGAS.....	78
3.1.-Cronograma de trabajo.....	78
3.2.-Maquinaria a utilizarse.....	80
3.3.-Fabricación de partes.....	80
3.4.-Tratamiento Térmico de las partes.....	81
3.5.-Ensamble.....	81
3.6.-Montaje.....	82
3.7.-Pruebas de funcionamiento.....	83
CAPITULO IV.-COSTOS.....	84
4.1.-Costos de Materiales.....	84
4.2.-Costos de Mano de obra.....	87
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	88
ANEXOS.....	91
-Planos.....	95
BIBLIOGRAFIA.....	102

## INDICE DE FIGURAS

Fig. 1	Diagrama general del montacargas.....	25
Fig. 2	Diagrama de la unidad moto - reductora....	27
Fig. 3	Longitudes y ángulos de contacto de banda en disposición normal.....	31
Fig. 4	Diagrama de cuerpo libre para ilustrar las fuerzas que actúan entre dos engrana- jes.....	39
Fig. 5	Diente de un engranaje.....	39
Fig. 6	Fuerzas de la banda sobre el eje 1.....	42
Fig. 7a	Tensiones que actúan en la transmisión de poleas.....	44
Fig. 7b	Tensión resultante de la banda.....	45
Fig. 8	Fuerzas que actúan en el eje 1.....	46
Fig. 9	Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en X.....	48
Fig. 10	Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en Y.....	49
Fig. 11	Elementos y fuerzas que actúan en el eje 2.....	51
Fig. 12	Fuerzas que actúan en el freno.....	52
Fig. 13	Fuerzas que actúan en el eje 2.....	54
Fig. 14	Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en Y.....	56
Fig. 15	Diagrama de fuerzas cortantes y momento	

flector en X.....	57
Fig. 16 Diagrama general del conjunto estructural.	58
Fig. 17 Fuerzas que actúan en el travesaño.....	59
Fig. 18 Fuerzas y momentos que actúan en las co- lumnas.....	62
Fig. 19 Fuerza y momento crítico en la columna....	63
Fig. 20 Diagrama del soporte del motor.....	65
Fig. 21 Sección transversal del travesaño: cordón de soldadura.....	66
Fig. 22 Diagrama de la plataforma.....	70
Fig. 23 Diagramas de fuerzas cortantes y momento flector.....	70

## INDICE DE TABLAS

Tabla I.	Factor de servicio.....	27
Tabla II.	Valores de Ccp, de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de carga.....	29
Tabla III.	Bandas.....	32
Tabla IV.	Prestaciones de las bandas trapeciales.....	34
Tabla V.	Factores de corrección Cl, en función del tipo de banda.....	37
Tabla VI.	Factor de corrección Cr, para arcos de contactos inferiores a 180 grados..	38
Tabla VII.	Valores del factor de forma Y, para diversos sistemas de dientes.....	41
Tabla VIII.	Propiedades de ángulos de lados iguales.....	61
Tabla IX.	Valores de la carga de rotura de cables para Máquinas Elevadoras.....	74

## NOMENCLATURA

A	Angulo de contacto de la banda y la polea
B	Angulo de la tensión resultante
C1	Factor de corrección en función del tipo de banda
Cr	Factor de corrección por ángulo de contacto
Ccp	Factor de corrección de potencia
D1	Diámetro del eje 1
D2	Diámetro del eje 2
d1	Diámetro del piñón 1
d2	Diámetro de la rueda dentada
dc	Diámetro del carrete
df	Diámetro de la polea del freno
dm	Diámetro de la polea del motor
dp	Diámetro de la polea conducida
E	Módulo de elasticidad
F	Ancho del diente
Fc	Fuerza centrífuga
f	Coefficiente de fricción entre la banda y la polea
f1	Angulo de contacto en el freno
f'	Factor de seguridad
G	Arco de contacto de la banda
g	Aceleración de la gravedad
h	Altura entre pisos



#### XIV

$h'$	Garganta de la soldadura
$I$	Momento de inercia
$I'$	Distancia entre ejes
$I_e$	Distancia efectiva entre ejes
$I_u$	Momento de inercia unitario
$K_{m-p}$	Relación de transmisión entre polea del motor y polea conducida
$K_{1-2}$	Relación de transmisión en el reductor (piñones 1-2 )
$k$	Radio de giro
$k_a$	Factor de superficie
$k_b$	Factor de tamaño
$k_c$	Factor de confiabilidad
$k_d$	Factor de temperatura
$k_e$	Factor de modificación por concentración de esfuerzos
$k_f$	Factor de efectos diversos
$L$	Longitud primitiva de la banda
$L'$	Longitud efectiva de la banda
$M$	Momento
$M'$	Módulo
$n$	Factor de seguridad
$P_1$ y $P_2$	Fuerzas que actúan en el freno
$P_b$	Prestación base de potencia
$P_c$	Potencia transmisible por bandas
$P_d$	Prestación de potencia

Pf	Potencia friccional
Pi	Potencia inercial
Pt	Potencia de transmisión corregida
Pm	Potencia del motor
p	Paso diametral
Q	Número de banda
Sc	Longitud del cable que enrrolla al carrete
Se	Limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
Se'	Limite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria
Sm	Longitud instantánea del cable del montacarga
Sy	Resistencia a la fluencia
Sut	Resistencia a la tracción
T	Tensión del cable
T2	Tensión de la banda, lado más tenso
T1x,T2x	Tensiones de la banda en x
T1y,T2y	Tensiones de la banda en y
Txr,Tyr	Tensiones resultantes en x,y
Tr	Tensión resultante
t1	Torque del eje de la polea
tf	Torque en el freno
Vb	Velocidad de la banda
Vc	Velocidad del carrete
Vm	Velocidad del montacarga
W2	Peso de la rueda dentada

W	Capacidad de la especies metálicas a transportar
Wc	Peso del carrete
Wtambor	Peso del tambor
Wt	Fuerza tangencial
w	Peso longitudinal de la banda
wc	Velocidad angular del carrete
wm	Velocidad angular del motor
wp	Velocidad angular de la polea conducida
Y	Factor de forma
Z1	Número de dientes del piñón 1
Z2	Número de dientes de la rueda dentada
*	Multiplicación
$\sigma$	Esfuerzo por flexión
$\tau$	Esfuerzo cortante





**BIBLIOTECA**

## ANTECEDENTES

Por disposición de la Subgerencia de Construcciones y Mantenimiento del Banco Central del Ecuador, Sucursal Mayor de Guayaquil, se conformó una comisión técnica en el año de 1989, de la cual formé parte, para evaluar los problemas relativos a la manipulación de las cajas conteniendo las especies metálicas (monedas) en la Agencia #2 "10 de Agosto", ubicada en las calles Diez de Agosto entre Pichincha y Pedro Carbo, de la ciudad de Guayaquil.

Esta Comisión tenía por objetivo diseñar un sistema de transportación de monedas que debería realizarse adaptado al poco espacio físico disponible. Además tenía que cumplir con todos los requerimientos, seguridades, manipulación, y operación para emplear la mínima cantidad de personal.

Dado el aumento del volumen de despachos de cajas conteniendo las especies metálicas en carga y descarga, debido a la puesta en circulación de monedas acuñadas en ese entonces, y de diferentes denominaciones, aumentó también el esfuerzo de las personas encargadas de la transportación, llegando un momento en que tornó imprescindible implementar una solución

técnica referida a la mecanización del proceso de transporte de especies metálicas.

## CAPITULO I

### TRANSPORTACION DE ESPECIES METALICAS

#### 1.1. TRANSPORTE DE ESPECIES METALICAS EMPLEANDO FUERZA HUMANA.-

Dentro de las responsabilidades técnicas que he tenido en el Departamento de Mantenimiento Técnico del Banco Central, se encuentra la concepción de soluciones técnicas a los problemas relacionados con el transporte y manipulación de las especies metálicas.

Específicamente, en la Agencia #2 Diez de Agosto, hasta el año de 1989 la introducción de las especies metálicas a la bóveda ubicada en el sótano y su posterior traslado a las ventanillas de atención al público, venia siendo efectuada manualmente, es decir utilizando la llamada "tracción sangre".

Es menester indicar que por el aumento de frecuencia de despacho de las cajas conteniendo las especies metálicas en carga y descarga, el esfuerzo de las personas encargadas de la transportación se hacia más exigente, con las consecuencias de afección de salud que se evidenciaban.

El cuadro I relaciona la frecuencia de despacho, el número de personas que intervienen en la manipulación y el peso de las especies metálicas:

CUADRO I

Frecuencia carga y descarga en 8 horas laborables.	# de personas	Peso Unit.
60 veces	3	50Kgf. ( 490 N)

#### 1.2. TRANSPORTE MECANICO DE ESPECIES METALICAS.-

Entre las alternativas para mecanizar el transporte de especies metálicas existe: banda de transportación, montacargas electromecánico, montacargas hidráulico, montacargas mecánico (tecle).

Todas estas soluciones se estudiaron en el ámbito de los requerimientos expresados en la demanda de frecuencia de despachos, la capacidad de carga, la velocidad de transportación, la disponibilidad de espacio existente en el edificio, y la cota de nivel.

El cuadro II resume las ventajas y desventajas de cada una de las soluciones estudiadas, de una manera indicativa:

Cuadro II. Ventajas y desventajas de soluciones posibles.

Soluciones posibles	Banda trans- portadora	Electromec.	Hidrául.	Mecánico
Costo de adquisición		+		+
Costo de operación		+		+
Operatividad		+		+
Espacio físico		+	+	+
Seguridad	+	+	+	
Mantenim.		+		+
Elección de equipo		+		

+ = Ventajas relativas

En tanto el equipo se instala en un edificio de oficinas, las condiciones más ponderables en el cuadro de cotejamiento son: la simplicidad de operación, la utilización del espacio físico, condiciones evaluadas en el contexto de los costos que son importantes.

### 1.3. SELECCION DEL ESPACIO PARA LA INSTALACION DE UN MONTACARGAS DE ESPECIES METALICAS.-

Las secciones de los planos arquitectónicos que se adjuntan (ver anexo Planos), muestran en detalle la limitación física para la instalación del montacarga

propuesto.

Al considerar la propuesta es menester indicar además que es necesario realizar una obra civil asociada de poca cuantía. Esta obra comprenderá la apertura del boquete en la parte superior para el despacho (nivel superior del montacargas, planta baja) y su posterior enlucida a las dimensiones indicadas en los planos del montacargas.

Debe mencionarse que la solución técnica se elaboró tomando en cuenta además las necesidades de los usuarios del equipo propuesto (ver dibujo MC-01, anexo Planos).

## CAPITULO II

### DISEÑO DEL MONTACARGAS DE ESPECIES METALICAS

#### 2.1. ESPECIFICACIONES TECNICAS.-

Capacidad del montacargas	150 Kg.(1470 N)
Velocidad del montacargas	0.24 m/seg.
Altura	2.40 m.
Area de plataforma	0.35 m <sup>2</sup>

La unidad reductora se debe componer de tres etapas de reducción de velocidad del motor, ya que normalmente en el mercado sólo se obtienen motores de 3500 y 1750 RPM.

Esta unidad es alimentada por el motor y confiere la velocidad del montacargas. Los planos respectivos dimensionan los componentes de esta unidad. (Ver dibujos MC-01, MC-02, anexo planos).

#### 2.2. DISEÑO DE LA UNIDAD MOTO-REDUCTORA.-

Velocidad del montacargas (constante)	$V_m = 0.24\text{m/seg}$
Altura	$h = 2.40\text{ m.}$
Velocidad angular del motor	$\omega_m = 1750\text{ RPM}$
Capacidad de especies a transportar	$W = (1470\text{ N})$

Debido a que necesito transmitir bajas revoluciones selecciono un diámetro de la polea del motor:  
 $d_m = 45 \text{ mm.}$

CALCULO DE LA VELOCIDAD DEL CARRETE  $V_c$ .

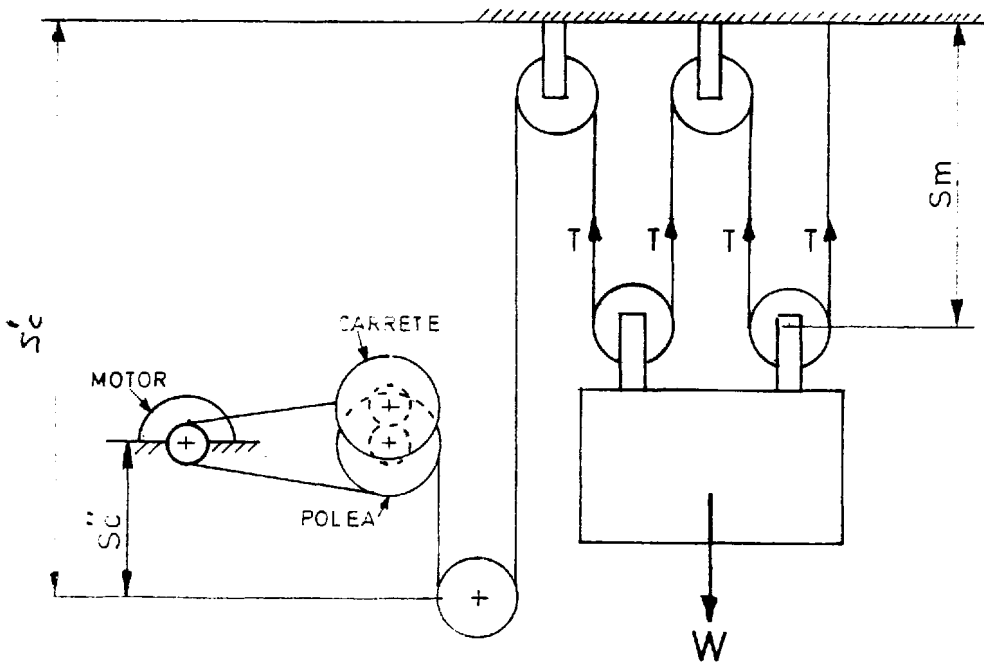


Fig. 1 Diagrama general del montacarga.

De la figura #1 se deduce que  $W = 4T = 150 \text{ Kg}_f$ . (1470 N)  
 donde  $T =$  tensión del cable.

$Sc + 4Sm = \text{constante}$

siendo  $Sm =$  longitud instantánea del cable del montacarga

$Sc = Sc' + Sc'' =$  longitud del cable que enrolla en el carrete.





$$\text{Derivando } V_c + 4V_m = 0$$

se tiene que la velocidad del carrete  $V_c$  es:

$$V_c = -4V_m$$

$$V_c = -0.96 \text{ m/seg.}$$

El signo (-) indica que mientras el carrete se afirma el montacargas sube, reduciéndose  $S_m$ .

CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR  $P_m$ .

$$P_m = P_t + P_f + P_i$$

donde:

$$\begin{aligned} P_t &= T \times V_c = 1/4 W \times V_c \text{ (Potencia Teórica)} \\ &= 36 \text{ Kg.m/Seg} = 0.47 \text{ CV (0.35 KW)} \end{aligned}$$

$$P_f = \text{Potencia friccional}$$

$$P_i = \text{Potencia inercial}$$

$$P_f + P_i = 0.03 \text{ CV (0.022 KW)}$$

Reemplazando se tiene:

$$P_m = 0.5 \text{ CV. (0.37 KW)}$$

Considerando un factor de servicio de 1.1 para una duración de servicio de ocho horas diarias, impacto moderado, con la tabla siguiente se tiene que:

$$P_m = 0.75 \text{ CV (0.55 KW)}$$

TABLA I. Factor de servicio

Accionador primario	Duración de servicio	Naturaleza de la carga en el eje		
		Uniforme	Impacto	Choque
Motor Eléctrico	21 Hr/día	1.25	1.5	2
$\phi$	12	1.00	1.25	1.75
Turbina de vapor	8	0.90	1.10	1.60
	4	0.80	1.00	1.40
	2	0.75	0.90	1.25

CALCULO DE RELACION DE TRANSMISION.- (ver fig. 2)

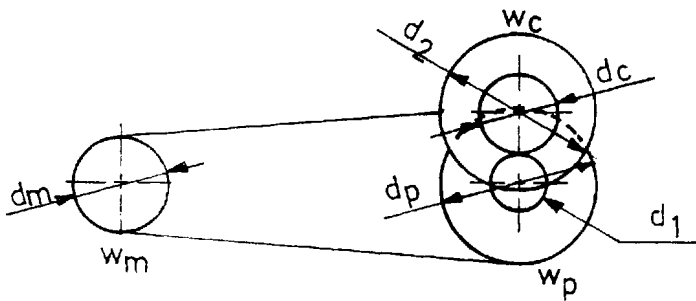


Fig. 2 Diagrama de la unidad motoreductora.

Selecciono un diámetro de la púa conducida  $d_p = 210$  mm, luego se calcula la velocidad angular de la púa conducida  $w_p$ , por lo tanto:

$$w_p = w_m \times d_m / d_p$$

$$w_p = 375 \text{ RPM}$$

donde la relación de transmisión entre la púa del motor y la púa conducida será:

$$K_{-mp} = d_p \wedge d_m = 4.67$$

Selecciono un diámetro de carrete  $d_c = 200$  mm y de la fórmula  $V_c = w_c \times d_c / 2$  se tiene que:

$$w_c = 2V_c/d_c$$

por lo tanto, con  $V_c = 0.96$  m/seg. se tiene:

$$w_c = 92 \text{ RPM.}$$

por lo que la relación de transmisión en el reductor estará dada por:

$K_{1-2} = w_p/w_c = 4$ , teniendo en cuenta que la velocidad lineal del carrete no se mantiene constante por efecto de superposición del cable durante su enrollamiento.

#### SELECCION DEL TIPO BANDA.-

$$P_m \text{ (potencia a transmitir) } = 0.75 \text{ CV (0.35 KW)}$$

$$w_m = 1750 \text{ RPM}$$

$$w_p = 375 \text{ RPM}$$

Para un servicio ligero, menor de seis horas, intermitente, se tiene un factor de corrección de potencia:

$$C_{cp} = 1, \text{ ver tabla II.}$$

La potencia de transmisión corregida  $P_t$  será:

$$P_t = P_m \times C_{cp}$$

$$P_t = 0.75 \text{ CV (0.35 KW)}$$

Con  $P_t$  y  $w_p$ , el tipo de banda a usarse es "A", ver Gráfico 1.

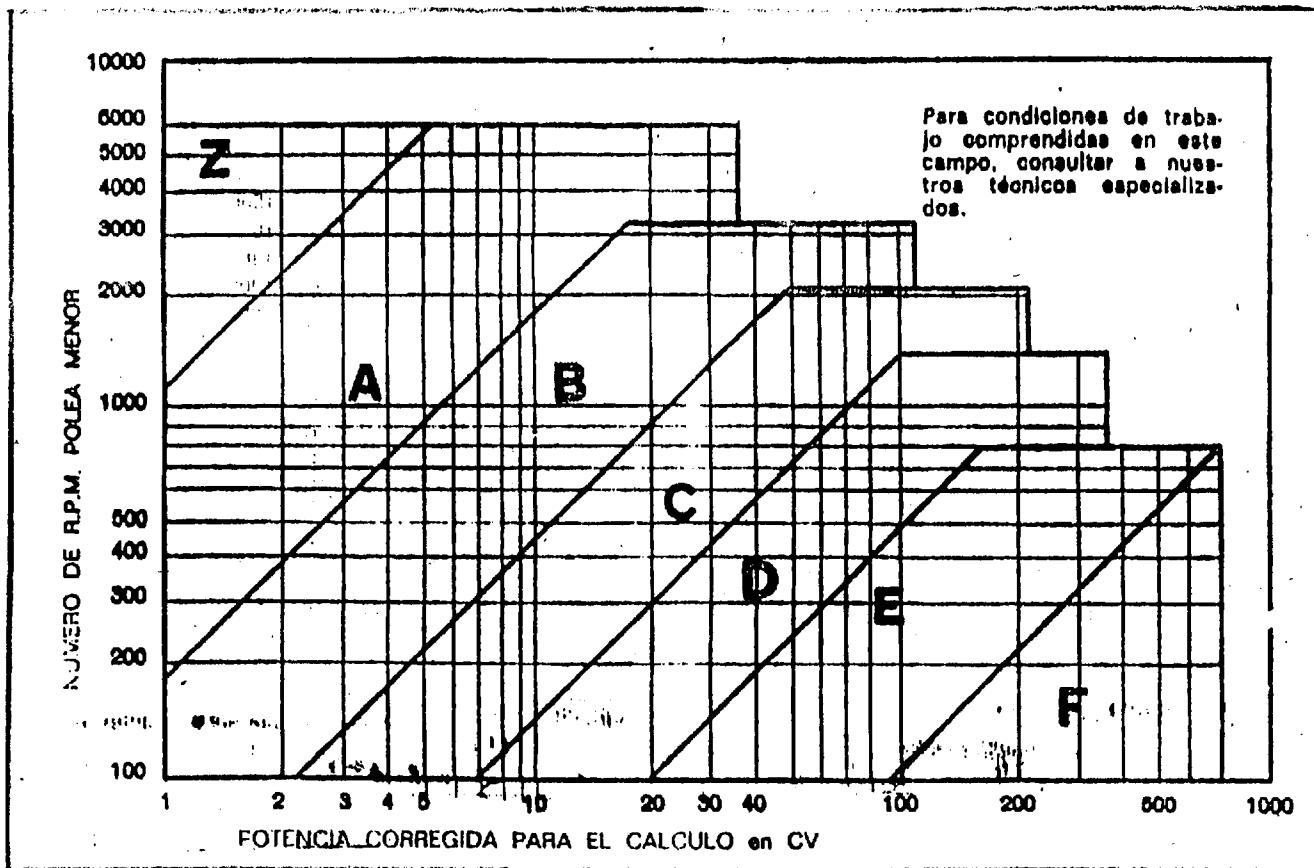


TABLA II. Valores de  $C_p$ , de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de carga.

Tipo de servicio	Condiciones de trabajo	motor eléctrico	motor de explosión	
			n. cil. > 4	n. cil. < 4
Ligero	Servicio Intermitente — funcionamiento $\leq$ 6 horas diarias ninguna punta de carga.	1	1,1	1,2
Normal	Funcionamiento de 8 + 16 horas día — puntas de carga o puesta en marcha $\leq$ 150 % del trabajo a plena carga.	1,2	1,3	1,4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha $\leq$ 250 % del trabajo a plena carga — servicio continuo 16 + 24 horas día.	1,4	1,5	1,6
Muy pesado	Puntas de carga > 250 % del trabajo a plena carga — funcionamiento continuo.	1,6	1,8	2

Nota: Si se ha previsto la instalación de poleas tensores, deberá aumentarse el valor de  $C_p$  en 0,1 para los sistemas que actúan interiormente y en 0,2 para los que actúan exteriormente. Dichas poleas han de aplicarse siempre sobre el ramal tenso.

GRAFICO 1. Elección de la sección de la correa



CALCULO DE LA DISTANCIA ENTRE EJES I (ver fig. #3).-

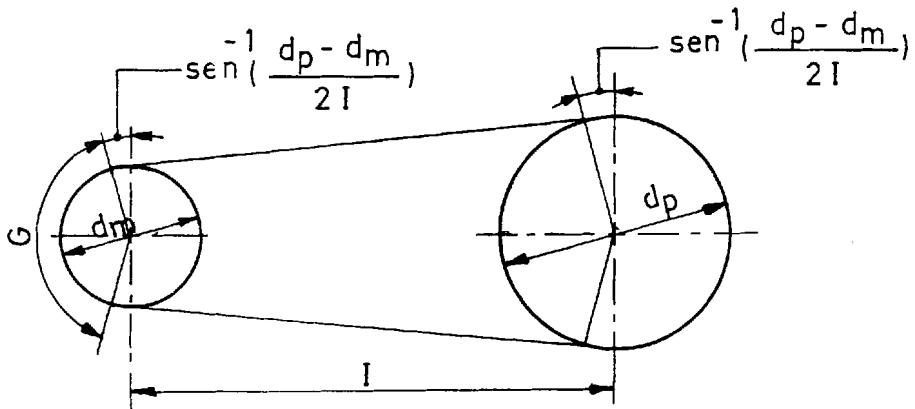


Fig. 3 Longitudes y ángulos de contacto de banda en disposición normal.

La distancia entre el eje de la polea del motor y el eje de la polea del reductor se determina así:

$$K_{m-p} = 4.67$$

para el caso de que:  $K_{m-p} \geq 3$ , se tiene que:

$$I' \geq d_p$$

entonces:

$$I' \geq 210 \text{ mm.}$$

Luego la longitud primitiva de la correa  $L$  se determina:

$$L = 2I' + 1.57(d_p + d_m) + \frac{(d_p - d_m)^2}{4I'} \text{ (mm)}$$

de donde:

$$L = 853 \text{ mm}$$

Con este valor de  $L$ , y la Tabla III, se elige la

TABLA III. *Bandas*

SECCION	TIPO	Longitud nominal	
		Interior	Primitiva
<b>Z</b> (mm 10 x 6)	Z 17 <sup>1/4</sup> (10-Z)	438	463
	Z 19 (11-Z)	433	508
	Z 22	559	584
	Z 23 (14-Z-2)	584	609
	Z 23 <sup>1/4</sup>	591	616
	Z 26 (17-Z)	660	685
	Z 23 (19-Z)	711	736
	Z 30 <sup>1/4</sup> (21-Z-2)	760	793
	Z 34 <sup>1/4</sup> (25-Z)	870	895
	Z 35 (28-Z)	890	914
	Z 33 <sup>1/4</sup> (30-Z)	972	997
	Z 42 (33-Z)	1.067	1.002
	Z 44	1.112	1.143
	Z 48 (36-Z)	1.219	1.244
	Z 51	1.295	1.320
	Z 55 (38-Z)	1.397	1.422
	Z 68 <sup>1/2</sup>	1.740	1.765
	<b>A</b> (mm 15 x 6)	A 24	610
A 25 <sup>1/4</sup>		641	674
A 26 (1-A)		660	693
A 27 <sup>1/2</sup>		698	731
A 28 <sup>1/4</sup>		710	751
A 29		757	770
A 30 (2-A)		762	795
A 33		839	871
A 35 (3-A)		889	922
A 36 <sup>1/4</sup>		933	966
A 38 (3-A-1)		965	998
A 42 (4-A)		1.067	1.100
A 42 <sup>1/2</sup>		1.079	1.112
A 43 <sup>1/4</sup>		1.111	1.144
A 44 <sup>1/2</sup> (4-A-2)		1.130	1.163
A 40 (5-A)		1.168	1.201
A 48 (5-A-2)		1.219	1.252
A 51 (6-A)		1.295	1.328
A 53		1.346	1.378
A 55 (7-A)		1.397	1.430
A 57		1.448	1.481
A 60 (8-A)		1.524	1.557
A 63 (8-A-2)		1.600	1.633
A 65 (9-A)		1.651	1.684
A 68		1.727	1.760
A 70 (10-A)		1.770	1.811
A 75 (11-A)		1.905	1.938
A 80 (12-A)		2.032	2.065
A 84 (12-A-2)		2.133	2.166
A 85 (13-A)		2.159	2.192
A 87 (13-A-1)	2.210	2.243	
A 90 (14-A)	2.263	2.319	
A 96 (14-A-2)	2.338	2.471	
A 105 (15-A)	2.497	2.700	
A 112 (15-A-2)	2.845	2.878	
A 120 (16-A)	3.043	3.081	
A 128 (16-A-2)	3.251	3.284	
A 136 (17-A-2)	3.471	3.487	

longitud efectiva  $L'$  más aproximada al valor  $L$ , por lo que la banda será de sección A-33 con  $L' = 871$  mm.

De acuerdo con estos datos la distancia efectiva entre ejes  $I_e$  será:

$$I_e = I' + \frac{L - L'}{2}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$I_e = 220 \text{ mm}$$



#### DETERMINACION DEL ARCO DE CONTACTO.-

El arco de contacto de la banda sobre la polea menor se determina así:

$$G = 180 - 57 \frac{(d_p - d_m)}{I_e}$$

de donde:

$$G = 137^\circ = 2.39 \text{ rad.}$$

#### CALCULO DE LA POTENCIA TRANSMISIBLE POR BANDAS $P_a$ .-

$$P_a = (P_b + P_d) C_r C_l$$

donde:

$P_b$  (prestación base de potencia en función de  $w_m$  y  $d_m$ )

$$= 0.62 \text{ CV. ver tabla IV}$$

$P_d$  (prestación de potencia en función de  $w_m$  y  $K_{m-p}$ )

$$= 0.32 \text{ CV. ver tabla IV}$$

$C_l$  (factor de corrección en función del tipo de banda



TABLA IV. Prestaciones de las bandas trapeciales

Veloc. lin. m/seg.	N.º Rev. Pol. Men.	PRESTACION BASE																	Prestaciones adicio para relaciones de transm de:									
		Diámetros primitivos de la polea menor																	1.02	1.06	1.12	1.19	1.27	1.39	1.58	1.95	3.39	
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	a	a	a	a	a	a	a	a	y
5	200	0.15	0.18	0.21	0.23	0.26	0.29	0.32	0.35	0.38	0.41	0.44	0.47	0.49	0.52	0.55	0.58	0.61	0.64	0.00	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04
	400	0.24	0.30	0.36	0.41	0.47	0.52	0.58	0.63	0.68	0.74	0.79	0.85	0.90	0.95	1.00	1.06	1.11	1.16	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07
	600	0.32	0.41	0.49	0.57	0.65	0.73	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.19	1.27	1.34	1.42	1.50	1.57	1.65	0.01	0.03	0.05	0.06	0.07	0.09	0.09	0.10	0.11
	800	0.39	0.50	0.60	0.71	0.81	0.91	1.01	1.12	1.22	1.32	1.42	1.52	1.61	1.71	1.81	1.91	2.00	2.10	0.02	0.04	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.15
	950	0.44	0.56	0.68	0.81	0.93	1.04	1.16	1.28	1.40	1.52	1.63	1.75	1.86	1.97	2.09	2.20	2.31	2.42	0.02	0.05	0.08	0.10	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17
	1000	0.45	0.58	0.71	0.84	0.96	1.09	1.21	1.33	1.46	1.58	1.70	1.82	1.94	2.06	2.17	2.29	2.41	2.53	0.02	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18
	1160	0.50	0.64	0.79	0.93	1.08	1.22	1.36	1.50	1.64	1.78	1.92	2.05	2.19	2.32	2.45	2.59	2.72	2.85	0.02	0.06	0.10	0.12	0.14	0.17	0.18	0.20	0.21
	1200	0.51	0.66	0.81	0.96	1.10	1.25	1.40	1.54	1.68	1.83	1.97	2.11	2.25	2.39	2.52	2.66	2.80	2.93	0.02	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23
	1400	0.55	0.73	0.90	1.07	1.24	1.41	1.57	1.74	1.90	2.06	2.22	2.38	2.54	2.69	2.85	3.00	3.16	3.31	0.03	0.08	0.12	0.14	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26
	1425	0.56	0.74	0.91	1.08	1.25	1.42	1.59	1.76	1.93	2.09	2.25	2.41	2.57	2.73	2.89	3.04	3.20	3.35	0.03	0.09	0.13	0.15	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26
	1600	0.59	0.79	0.98	1.17	1.36	1.55	1.74	1.92	2.10	2.28	2.46	2.64	2.81	2.98	3.16	3.32	3.49	3.66	0.03	0.09	0.13	0.17	0.20	0.23	0.25	0.27	0.29
	1750	0.62	0.83	1.04	1.25	1.45	1.65	1.85	2.05	2.24	2.44	2.63	2.82	3.00	3.19	3.37	3.55	3.73	3.90	0.04	0.10	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32
	1800	0.63	0.85	1.06	1.27	1.48	1.69	1.89	2.09	2.29	2.49	2.68	2.88	3.07	3.25	3.44	3.62	3.80	3.98	0.04	0.10	0.15	0.19	0.22	0.26	0.28	0.31	0.33
	2000	0.68	0.90	1.13	1.36	1.59	1.81	2.03	2.25	2.47	2.68	2.89	3.10	3.30	3.50	3.70	3.90	4.09	4.28	0.04	0.11	0.17	0.21	0.25	0.29	0.31	0.34	0.37
	2200	0.69	0.94	1.20	1.44	1.69	1.93	2.17	2.40	2.63	2.86	3.08	3.30	3.52	3.73	3.94	4.14	4.35	4.54	0.05	0.12	0.18	0.23	0.27	0.31	0.34	0.38	0.41
2400	0.71	0.98	1.25	1.52	1.78	2.04	2.29	2.54	2.78	3.02	3.26	3.49	3.72	3.94	4.16	4.37	4.57	4.77	0.05	0.13	0.20	0.25	0.30	0.34	0.37	0.41	0.44	
2600	0.73	1.02	1.31	1.59	1.86	2.14	2.40	2.67	2.92	3.17	3.42	3.66	3.89	4.12	4.34	4.56	4.77	4.97	0.05	0.14	0.22	0.27	0.32	0.37	0.40	0.45	0.48	
2800	0.74	1.05	1.35	1.65	1.94	2.23	2.51	2.78	3.05	3.31	3.56	3.81	4.05	4.28	4.51	4.72	4.93	5.13	0.06	0.15	0.23	0.28	0.35	0.40	0.43	0.46	0.51	
2950	0.74	1.05	1.36	1.66	1.96	2.25	2.53	2.81	3.07	3.34	3.59	3.84	4.08	4.32	4.54	4.76	4.97	5.17	0.06	0.16	0.24	0.29	0.36	0.41	0.44	0.49	0.52	
10	3000	0.75	1.07	1.39	1.70	2.01	2.30	2.60	2.88	3.16	3.42	3.68	3.94	4.18	4.41	4.64	4.86	5.06	5.26	0.07	0.18	0.26	0.33	0.40	0.46	0.50	0.55	0.59
	3200	0.75	1.09	1.42	1.75	2.06	2.37	2.69	2.97	3.25	3.52	3.79	4.04	4.28	4.52	4.74	4.95	5.15	5.34	0.07	0.19	0.28	0.35	0.43	0.49	0.53	0.58	0.63
	3400	0.75	1.10	1.45	1.79	2.11	2.43	2.74	3.04	3.33	3.60	3.87	4.12	4.37	4.60	4.81	5.02	5.21	5.39	0.07	0.19	0.28	0.35	0.43	0.49	0.54	0.59	0.64
	3450	0.75	1.10	1.45	1.79	2.12	2.44	2.76	3.05	3.34	3.62	3.89	4.14	4.38	4.61	4.83	5.03	5.22	5.39	0.07	0.19	0.29	0.36	0.43	0.49	0.54	0.59	0.64
	3600	0.74	1.11	1.47	1.81	2.15	2.48	2.79	3.10	3.39	3.67	3.93	4.18	4.42	4.64	4.85	5.04	5.22	5.38	0.07	0.20	0.30	0.37	0.45	0.51	0.56	0.62	0.68
	3800	0.73	1.11	1.48	1.84	2.18	2.51	2.83	3.14	3.43	3.71	3.97	4.22	4.45	4.66	4.86	5.03	5.19		0.08	0.21	0.31	0.39	0.47	0.54	0.59	0.65	0.70
	4000	0.71	1.10	1.48	1.85	2.20	2.54	2.86	3.17	3.46	3.73	3.99	4.23	4.46	4.64	4.82	4.98			0.08	0.22	0.33	0.41	0.50	0.57	0.62	0.69	0.73
	4200	0.69	1.09	1.48	1.85	2.21	2.55	2.87	3.18	3.47	3.73	3.98	4.21	4.41	4.59					0.09	0.23	0.35	0.43	0.52	0.60	0.65	0.72	0.78
	4400	0.68	1.07	1.47	1.85	2.21	2.55	2.87	3.17	3.45	3.71	3.95	4.16	4.35						0.09	0.24	0.36	0.48	0.55	0.63	0.68	0.75	0.80
	15	4600	0.63	1.05	1.45	1.83	2.18	2.53	2.85	3.15	3.42	3.67	3.89	4.08						0.09	0.25	0.38	0.48	0.57	0.68	0.71	0.79	0.84
4800		0.59	1.01	1.42	1.81	2.17	2.51	2.82	3.11	3.37	3.60	3.80							0.10	0.26	0.40	0.50	0.60	0.69	0.74	0.82	0.88	
5000		0.54	0.97	1.38	1.77	2.13	2.47	2.77	3.05	3.29	3.51								0.10	0.28	0.41	0.52	0.62	0.71	0.78	0.86	0.93	
5200		0.49	0.93	1.34	1.73	2.08	2.41	2.70	2.97	3.20	3.39								0.11	0.29	0.43	0.54	0.65	0.74	0.81	0.89	0.97	
5400		0.43	0.87	1.29	1.67	2.02	2.34	2.62	2.87	3.08									0.11	0.30	0.45	0.56	0.67	0.77	0.84	0.92	1.00	
5600		0.37	0.81	1.22	1.60	1.94	2.25	2.52	2.75										0.12	0.31	0.46	0.58	0.70	0.80	0.87	0.96	1.04	
5800		0.30	0.74	1.15	1.52	1.86	2.15	2.40											0.12	0.32	0.48	0.60	0.72	0.83	0.90	0.99	1.07	
8000		0.22	0.66	1.07	1.43	1.75	2.03	2.26											0.12	0.33	0.50	0.63	0.75	0.86	0.93	1.03	1.10	

Para las transmisiones indicadas en la parte coloreada es aconsejable el uso de la sección inferior.

NOTA: Para valores de transmisión inferiores a 1.02 la prestación adicional es nula.

A- 33)

= 0.86 interpolando, ver tabla V.

Cr (factor de corrección por ángulo de contacto G)

= 0.88 interpolando, ver tabla VI

Reemplazando valores se tiene:

Pa = 0.71 CV.

DETERMINACION DEL NUMERO DE BANDAS (Q).-

De acuerdo a la fórmula:

$$Q = P/Pa$$

$$Q = 1$$

CALCULO DE LA VELOCIDAD DE LA BANDA (Vb).-

La velocidad de la banda Vb será:

$$Vb = \frac{0.052 \text{ dm} \cdot \omega_m}{1000}$$

de donde:

$$Vb = 4.09 \text{ m/seg.}$$

CALCULO DE PIÑONES.-

Se diseña engranajes cilíndricos rectos porque se va a transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos ver fig. 4.

El diente de un engranaje trabaja por resistencia a la flexión y se lo calcula como un sólido empotrado en su

base ver fig. 5, soportando en la extremidad de la cabeza el esfuerzo o carga, por tanto se calcula como si un sólo diente soportara el esfuerzo tangencial. Aplicando la fórmula de Lewis se calcula el módulo  $M'$  de la siguiente manera:

$$M' = \left( \frac{Wt \cdot f'}{1.52 S_y} \right)^{1/2}$$

donde:

$Wt$  = Fuerza tangencial (Kg.f) (N)

$f'$  = Factor de seguridad = 3

$S_y$  = Resistencia a la fluencia para acero al carbono

$$C = 0.40 - 0.50 \% = 27 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (264.6 \text{ MPa})$$

La ecuación para la fuerza tangencial viene dada por:

$$Wt = \frac{4.5 \cdot 10^6 \cdot P_m}{3.1416 \cdot d_1 \cdot w_1}$$

donde:

$d_1$  = diámetro del piñón 1 seleccionado = 45 mm.

Reemplazando valores se tiene que:

$$Wt = 63.66 \text{ Kgf} \quad (624 \text{ N})$$

Por lo tanto:

$M' = 2.16$ , por lo que en la práctica se considerará un valor de:  $M' = 3$

Considerando la relación de transmisión:

TABLA V. Factores de corrección Cl en función del tipo de banda

	16	24	28	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	180	240	330	420	540	720		
Z	0,80	0,83	0,86	0,92	0,95	0,98	1,00															
A			0,82	0,87	0,90	0,93	0,95	1,00	1,02	1,04	1,06	1,10	1,14	1,17	1,23							
B				0,81	0,85	0,88	0,90	0,94	0,97	0,98	1,00	1,04	1,08	1,11	1,16	1,22	1,28					
C							0,80	0,84	0,87	0,89	0,91	0,94	0,98	1,00	1,05	1,11	1,19	1,24				
D													0,87	0,83	0,94	1,00	1,07	1,12	1,18	1,24		
E															0,91	0,96	1,03	1,09	1,14	1,21		
F																0,87	0,97	1,03	1,06	1,09		

TABLA VI. Factor de corrección  $C_r$  para arcos de contactos inferiores a  $180^\circ$

Arco de contacto sobre la polea menor	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
Transmisión trap./trap.	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
Transmisión trap./plana	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

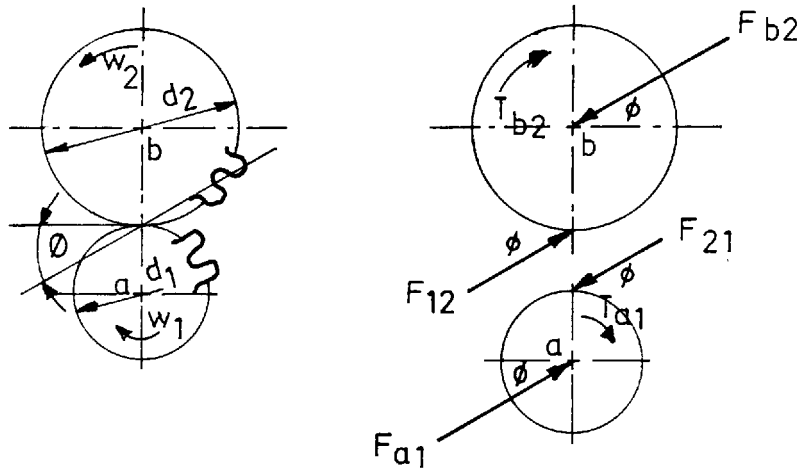


Fig. 4 Diagrama de cuerpo libre para ilustrar las fuerzas que actúan entre dos engranajes.

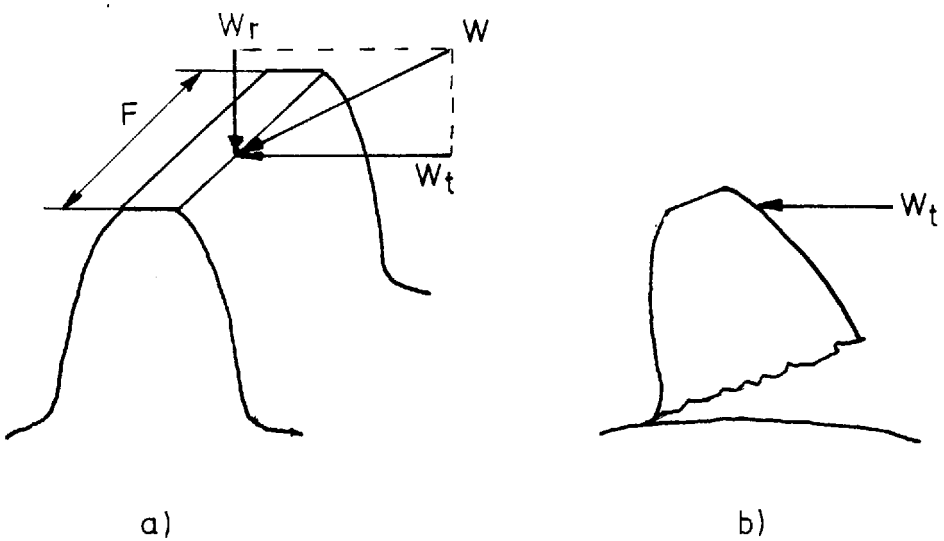


Fig. 5 Diente de un engranaje.

$$K_{1-2} = 4$$

entre el piñón 1 y la rueda dentada 2, y con el diámetro de piñón 1  $d_1 = 45\text{mm}$ , se tiene que el diámetro de la rueda dentada será:

$$d_2 = K_{1-2} * d_1$$

$$d_2 = 180 \text{ mm.}$$

Ahora con  $M' = 3$  y  $d_1 = 45 \text{ mm}$  se puede calcular el número de dientes del piñón 1, así:

$$Z_1 = d_1/M'$$

de donde:

$$Z_1 = 15 \text{ dientes.}$$

De igual manera se calcula el número de dientes de la rueda dentada, así:

$$Z_2 = d_2/M'$$

de donde:

$$Z_2 = 60 \text{ dientes.}$$

El esfuerzo por flexión será:

$$\sigma = \frac{W_t * p}{F * Y}$$

donde:

$$p = \text{paso diametral} = Z_1/d_1 = 0.33 \text{ dientes/mm}$$

$F =$  ancho del diente

$$Y = \text{factor de forma} = 0.290 \text{ ver tabla VII}$$

TABLA VII Valores del factor de forma  $y$  para diversos sistemas de dientes.

Número de dientes	$14\frac{1}{2}^\circ$ , compuestos y de evolvente (obsoleto)	$20^\circ$ , altura completa	Piñones pequeños		Engranajes interiores	
			$20^\circ$ , altura completa	$20^\circ$ , dientes cortos	$20^\circ$ , altura completa	Piñón Rueda
5	—	—	0.320	—	0.322	
6	—	—	0.301	—	0.322	
7	—	—	0.282	—	0.322	
8	—	—	0.264	—	0.324	
9	—	—	0.264	—	0.324	
10	—	—	0.264	—	0.324	
11	—	—	0.264	—	0.326	
12	0.211	0.245	0.264	0.312	0.326	
13	0.223	0.261	0.270	0.324	0.326	
14	0.236	0.277	0.277	0.340	0.330	
15	0.245	0.290	—	0.350	0.330	
16	0.254	0.296	—	0.362	0.333	
17	0.264	0.303	—	0.368	0.342	
18	0.270	0.309	—	0.378	0.348	
19	0.277	0.314	—	0.388	0.358	
20	0.283	0.322	—	0.394	0.364	
21	0.289	0.328	—	0.400	0.370	
22	0.292	0.331	—	0.406	0.374	
24	0.299	0.337	—	0.416	0.383	
26	0.308	0.346	—	0.425	0.393	
28	0.314	0.353	—	0.432	0.399	0.691
30	0.318	0.359	—	0.438	0.405	0.678
34	0.327	0.371	—	0.447	0.414	0.659
38	0.333	0.384	—	0.457	0.424	0.643
43	0.340	0.397	—	0.463	0.430	0.628
50	0.346	0.409	—	0.476	0.436	0.612
60	0.355	0.422	—	0.485	0.446	0.596
75	0.361	0.435	—	0.497	0.452	0.581
100	0.367	0.447	—	0.507	0.461	0.565
150	0.374	0.460	—	0.520	0.468	0.549
300	0.383	0.472	—	0.535	0.477	0.533
Cremallera	0.390	0.485	—	0.552		



Considerando un factor de seguridad  $n = 3$ , el esfuerzo de diseño que deberá usarse será:

$$\bar{\sigma} = S_y/n$$

donde:

$$S_y = \text{resistencia a la fluencia} = 27 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (264.6 \text{ MPa})$$

Con lo cual es posible calcular el ancho del diente,  $F$ , así:

$$F = \frac{W_t * p * n}{Y * S_y}$$

de donde:

$$F = 8.04 \text{ mm.}$$

Luego el ancho del diente deberá considerarse:

$$F = 10 \text{ mm.}$$

#### DETERMINACION DE LAS FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL EJE 1

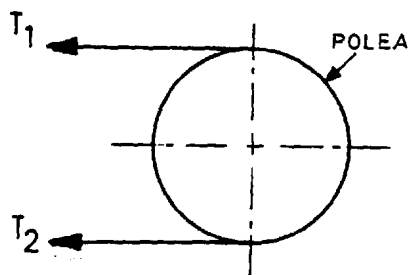


Fig. 6 Fuerzas de la banda sobre el eje N° 1.

Considerando  $T_1 > T_2$  , ver Fig.#6 y conociendo:

$$P_m = \frac{(T_1 - T_2)}{4500} * V_b \quad (a)$$

$$\frac{T_1 - F_c}{T_2 - F_c} = e^{fG} \quad (b)$$

donde:

$$P_m = 0.75 \text{ CV } (0.55 \text{ KW})$$

$$V_b = 4.09 \text{ m/seg.} = 245.4 \text{ m/min.}$$

$T_1$  = Tensión de la banda, lado más tenso

$T_2$  = Tensión de la banda, lado menos tenso

$f$  = Coeficiente de fricción entre la banda y la polea  
= 0.37

$$G = 137 \text{ Grados} = 2.39 \text{ Rad.}$$

$$F_c = \text{Fuerza centrífuga (Kgf.)} = w * V_b^2 / g$$

$$\text{Siendo: } w = \text{peso longitudinal de la banda} = 0.104 \text{ Kgf/m}$$

$$g = \text{aceleración de la gravedad} = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

Luego, reemplazando se tiene que:

$$F_c = 0.18 \text{ Kgf } (1.8 \text{ N})$$

Resolviendo las ecuaciones (a) y (b), se obtiene:

$$T_1 = 20.10 \text{ Kgf } (197 \text{ N})$$

$$T_2 = 6.35 \text{ Kgf } (62.2 \text{ N})$$

De la fig. 7a, se calcula el ángulo A, de la siguiente manera:



**BIBLIOTECA**

$$A = \text{Sen}^{-1} \frac{(d_p - d_m)}{2I}$$

de donde:

$$A = 22.02 \text{ Grados}$$

De la fig. 7a, se determina que:

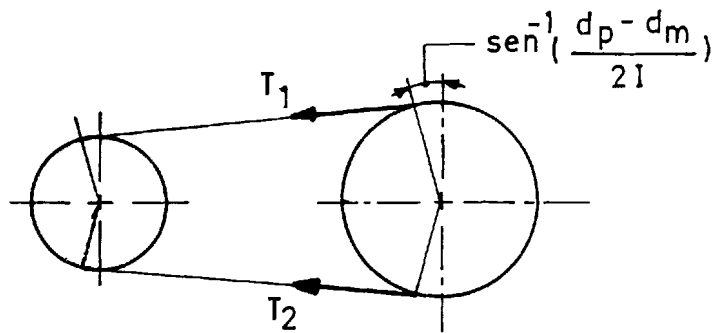


Fig. 7a Tensiones que actúan en la transmisión de poleas.

$$T_{1x} = T_1 \text{ Cos } A = 18.64 \text{ Kgf (182.6 N)}$$

$$T_{2x} = T_2 \text{ Cos } A = 5.91 \text{ Kgf (58 N)}$$

$$T_{1y} = T_1 \text{ Sen } A = 7.51 \text{ Kgf (74 N)}$$

$$T_{2y} = T_2 \text{ Sen } A = 2.38 \text{ Kgf (23 N)}$$

Sumando se tiene:

$$T_{xr} = 24.55 \text{ Kgf (241 N)}$$

$$T_{yr} = 5.13 \text{ Kgf (50 N)}$$

Por lo tanto, la tensión resultante será:

$$Tr = ( T_{xr}^2 + T_{yr}^2 )^{1/2}$$

$$Tr = 25.08 \text{ Kgf (246 N)}$$

De la fig 7b, se obtiene el ángulo B:

$$B = \text{Tg}^{-1} ( T_{yr}/T_{xr} )$$

$$B = 11.8 \text{ grados}$$

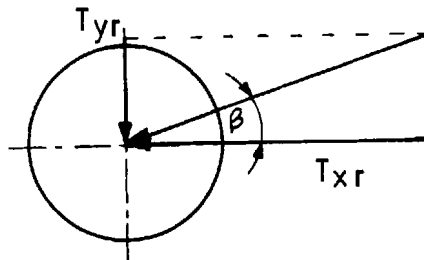


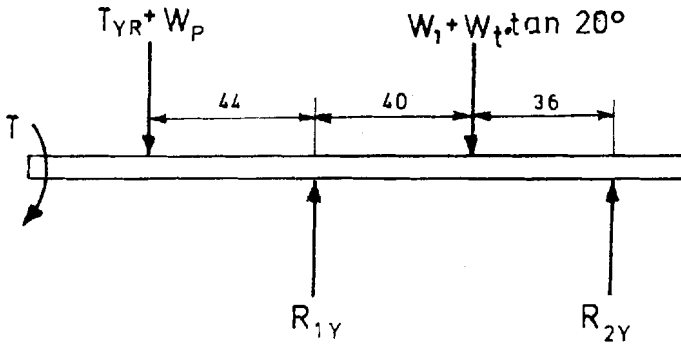
Fig. 7b Tensión resultante de la banda.

#### CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE 1.-

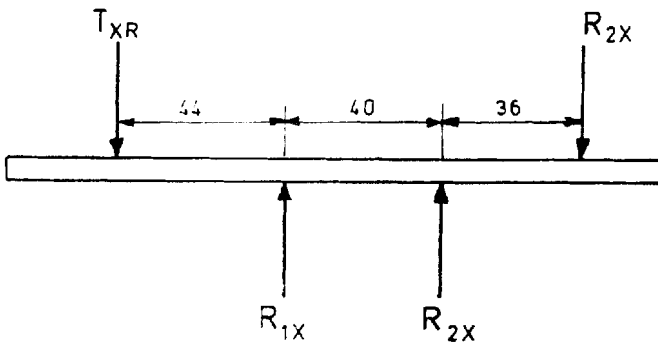
Analizando las fuerzas en y se tiene: (ver fig. 8a)

$T_{yr}$  = tensión de la banda en y = 5.13 Kgf (50.3 N)

$W_p$  = peso de la polea = 2.1 Kgf (20.5 N)



a) Fuerzas en  $y$ .



b) Fuerzas en  $x$ .

Fig. 8 Fuerzas que actúan en el eje N° 1.

$R_{1y}$  ,  $R_{2y}$  = reacciones

$W_1$  = peso del piñón 1 = 0.5 Kgf (4.9 N)

$W_t$  = fuerza tangencial sobre el piñón = 63.66 Kgf (623 N)

$t$  = torque (kgf.mm) (N.m)

Aplicando:

$$\sum M_{1y} = 0 \quad (+) \quad \text{y} \quad \sum F_y = 0,$$

$$R_{2y} = 8.27 \text{ Kgf (81 N)}$$

$$R_{1y} = 22.63 \text{ Kgf (221.7 N)}$$

De igual manera, ver fig. 8b y aplicando

$$\sum M_{1x} = 0 \quad (+) \quad \sum F_x = 0,$$

$$R_{2x} = 47.72 \text{ Kgf (467.6 N)}$$

$$R_{1x} = 8.61 \text{ Kgf (84.4 N)}$$



**BIBLIOTECA**

Con estos resultados se puede graficar los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en X y Y ver Figs. 9a,b,c y 10a,b,c., respectivamente.

De las figuras anteriores se tiene que:

$$M_x = 171.78 \text{ Kgf*cm (16.83 N.m)}$$

$$M_y = 29.79 \text{ Kgf*cm (2.92 N.m)}$$

Por lo tanto el momento resultante en el eje 1 será:

$$M_r = ( M_x^2 + M_y^2 )^{1/2}$$

$$M_r = 174.34 \text{ Kgf*cm (17.08 N.m)}$$

Considerando que el torque del eje con la polea es

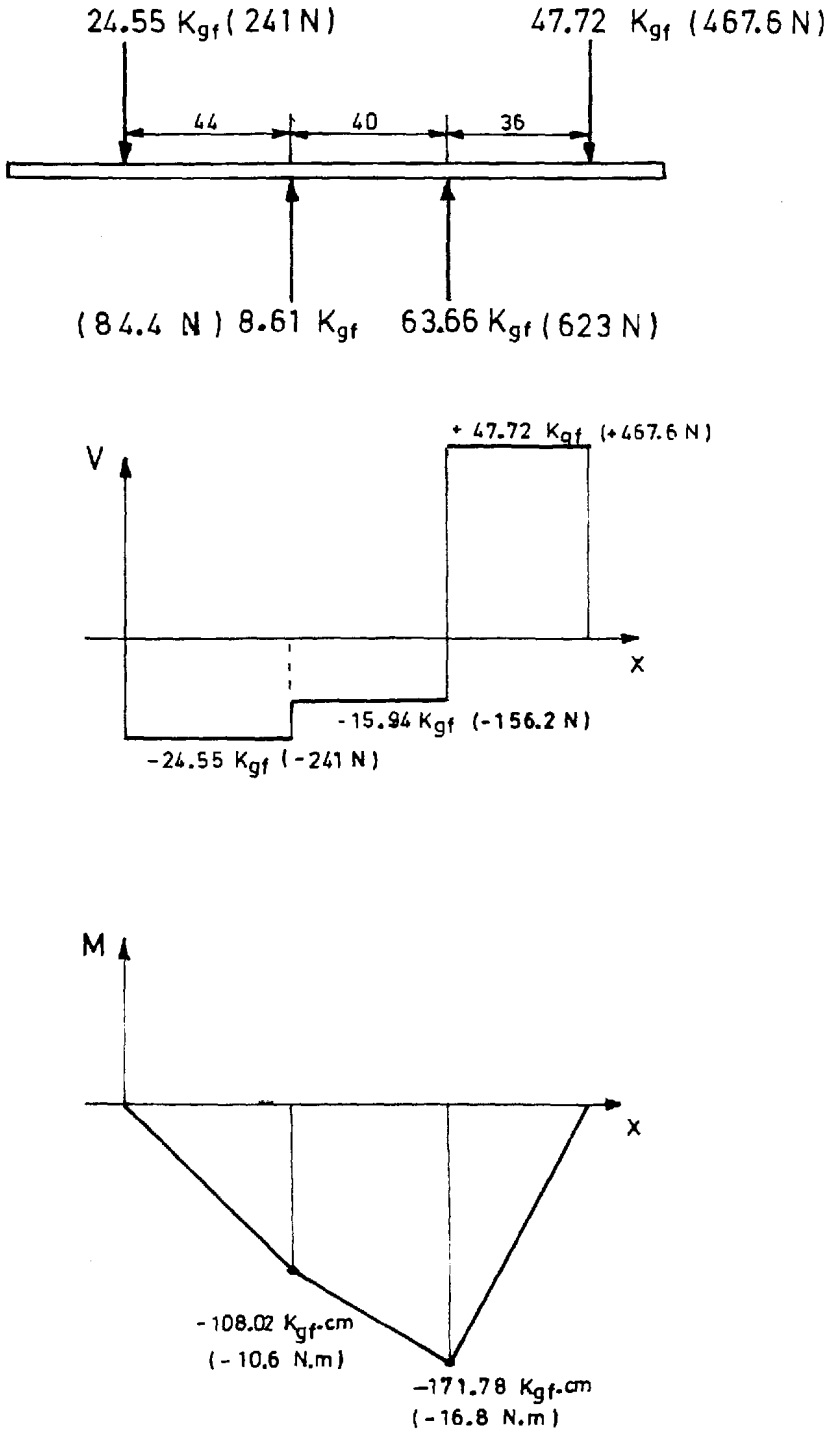


Fig. 9 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momento flector en x.

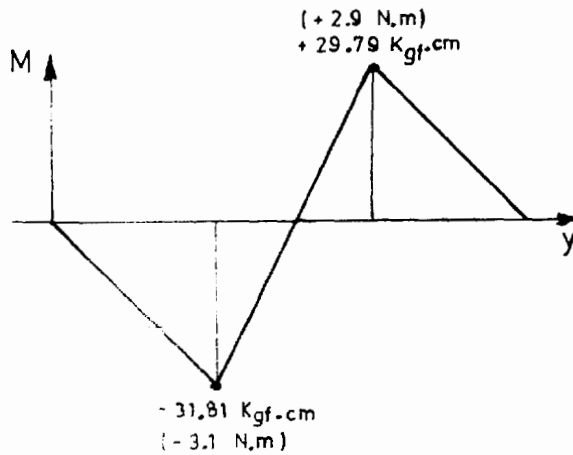
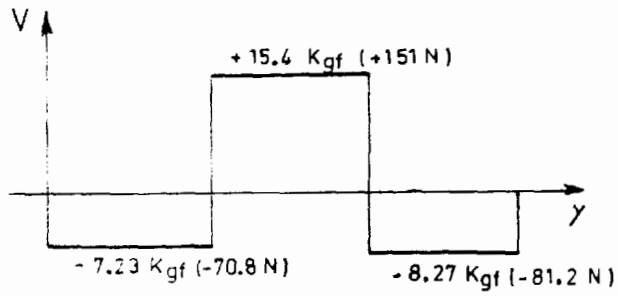
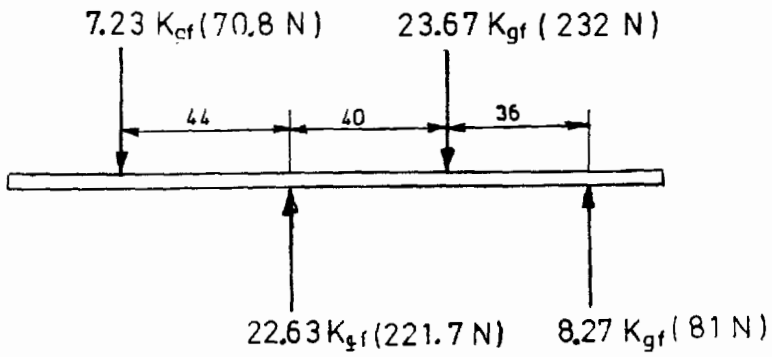


Fig. 10 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momento flector en y.





BIBLIOTECA

constante se tiene que:

$$t_1 = 71600 \text{ Pm/wp}$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$t_1 = 143.2 \text{ Kgf*cm (14.03 N.m)}$$

Aplicando el enfoque de Soderberg (Diseño en Ing. Mecánica, Shigley), para calcular el diámetro del eje 1 (D1) se tiene que:

$$D_1 = \left\{ \frac{32n}{3.1416} \left[ \left( \frac{t_1}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right] \right\}^{1/3}$$

Seleccionando acero SAE 1045, propio para este tipo de eje, cuyas propiedades mecánicas son:

$$S_{ut} = \text{resistencia a la tracción} = 6500 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (637 MPa)}$$

$$S_y = \text{Limite elástico} = 5500 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (539 MPa)}$$

Además:

$$\begin{aligned} S_e' &= \text{Limite de resistencia a la fatiga de la muestra} \\ &\quad \text{de viga rotatoria} \\ &= 0.5 S_{ut} = 3250 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (318.5 MPa)} \end{aligned}$$

El limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico en dicho eje será:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * S_e'$$

donde:

$$k_a = \text{factor de superficie} = 0.62$$

$$k_b = \text{factor de tamaño} = 0.85 \text{ ( } 7.6 < d_1 \leq 50 \text{ mm )}$$

$k_c$  = factor de confiabilidad = 0.897

$k_d$  = factor de temperatura = 1

$k_e$  = factor de modificación por concentración de esfuerzo

= 0.52

$k_f$  = factor de efectos diversos = 1

Reemplazando estos factores en la fórmula anterior se obtiene que:

$S_e = 798.9 \text{ Kgf/cm}^2$  (78.3 MPa)

En consecuencia, reemplazando en la fórmula para  $D_1$ , se tiene que:

$D_1 = 1.98 \text{ cm} = 19.8 \text{ mm}$

Para efectos de cálculos se considerará  $D_1 = 20\text{mm}$ , ver dibujo MC-01.02, anexo Planos.

CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE 2 (ver fig. 11).-

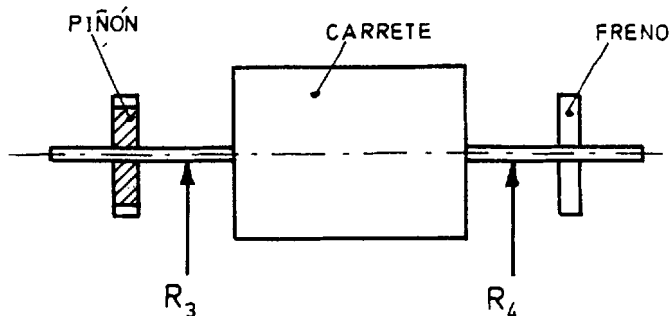


Fig. 11 Elementos y Fuerzas que actúan en el eje N°2.

Para el cálculo del diámetro del eje 2 ( $D_2$ ) se considera las fuerzas que actúan en la rueda dentada (piñón 2), el carrete y el freno; donde la fuerza tangencial del piñón 2 será:

$$W_t = 63.66 \text{ Kgf (623.8 N)}$$

$d_2 =$  diámetro de la rueda dentada = 180 mm

$d_c =$  diámetro del carrete = 200 mm

Antes de efectuar el diagrama de fuerzas sobre el eje 2, es necesario calcular las fuerzas  $P_1$  y  $P_2$  que actúan en el freno, debido a la fricción y rotación del tambor; la fuerza  $P_2$  es menor que la fuerza  $P_1$  en el punto de retención (ver fig. 12):

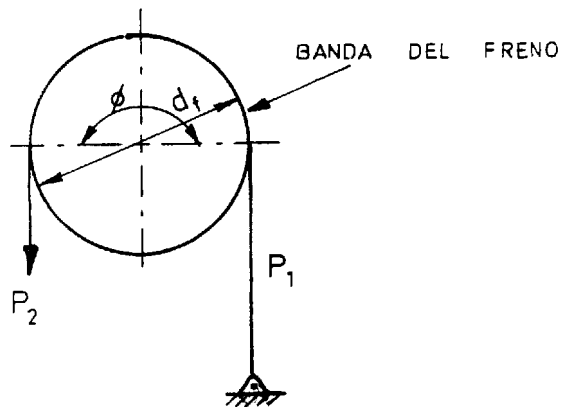


Fig. 12 Fuerzas que actúan en el freno.

$$\frac{P1}{P2} = e^{f1\varnothing}$$

donde:

$f1$  = factor de fricción de la banda de caucho del freno al metal

$$= 0.37$$

$\varnothing$  = ángulo de contacto = 3.1416 rad.

$df$  = diámetro de la polea del freno = 150 mm

Reemplazando valores se tiene que:

$$P1 = 3.2 P2$$

Luego el torque en el freno será:

$$tf = 71600 Pm /wc$$

$$tf = 583.7 \text{ Kgf*cm (57.2 N.m)}$$

Aplicando la ecuación del par de torsión en el freno

$$tf = (P1 - P2) df/2 \text{ se tiene:}$$

$$P1 = 113.20 \text{ Kgf (1109.3 N)}$$

$$P2 = 35.37 \text{ Kgf (346.6 N)}$$

Luego la repartición de fuerzas sobre el eje 2 será, ver fig. 13.

Analizando las fuerzas en y, ver fig. 13a:

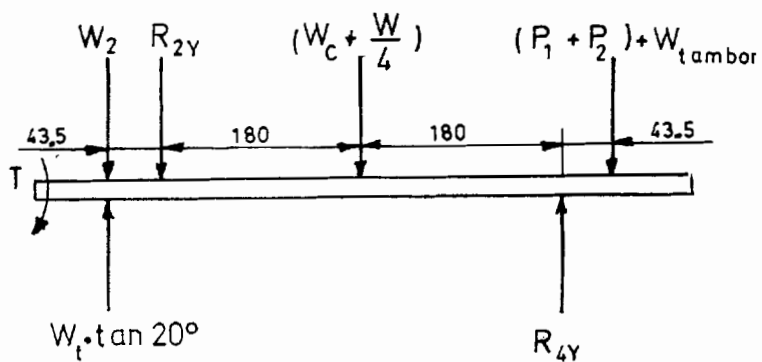
$$Wt * Tg 20 = 23.17 \text{ Kgf (227 N)}$$

$$W2 = \text{peso de la rueda dentada} = 5.78 \text{ Kgf (56.6 N)}$$

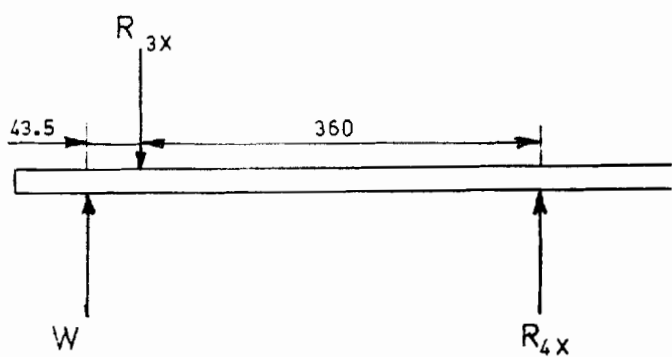
$$Wc = \text{peso del carrete} = 11 \text{ Kgf (107.8 N)}$$

$$P1 + P2 = 148.57 \text{ Kgf (1450 N)}$$

$$Wtambor = \text{peso del tambor del freno} = 3.96 \text{ Kgf (38.8 N)}$$



a) Fuerzas en y.



b) Fuerzas en x.

Fig. 13 Fuerzas que actúan en el eje N° 2.

$R_{3y}$  ,  $R_{4y}$  = reacciones

$$W = 150 \text{ Kgf (1470 N)}$$

Aplicando  $\sum M_3 = 0$  (+) y  $\sum F_y = 0$ ,

$$R_{4y} = 197.95 \text{ Kgf (1940 N)}$$

$$R_{3y} = 14.3 \text{ Kgf (140.1 N)}$$



BIBLIOTECA

Analizando las fuerzas en x, ver fig. 13-b, y aplicando

$$\sum M_3 = 0 (+) \text{ y } \sum F_x = 0$$

$$R_{4x} = 7.69 \text{ Kgf (75.3 N)}$$

$$R_{3x} = 71.35 \text{ Kgf (699.2 N)}$$

Con estos resultados se puede graficar los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en X y Y, ver Figs. 14a,b,c y 15a,b,c, respectivamente.

De las figuras nombradas se tiene que :

$$M_x = 276.92 \text{ Kgf*cm (27.1 N.m)}$$

$$M_y = 686.11 \text{ Kgf*cm (67.2 N.m)}$$

Por lo tanto el momento resultante en el eje 2 será:

$$M_r = [ (276.92)^2 + (686.11)^2 ]^{1/2}$$

$$M_r = 739.89 \text{ Kgf*cm (72.5 N.m)}$$

Por otra parte el torque en el eje 2 será:

$$t_2 = 71600 \text{ Pm/wc}$$

$$t_2 = 583.7 \text{ Kgf.cm (57.2 N)}$$

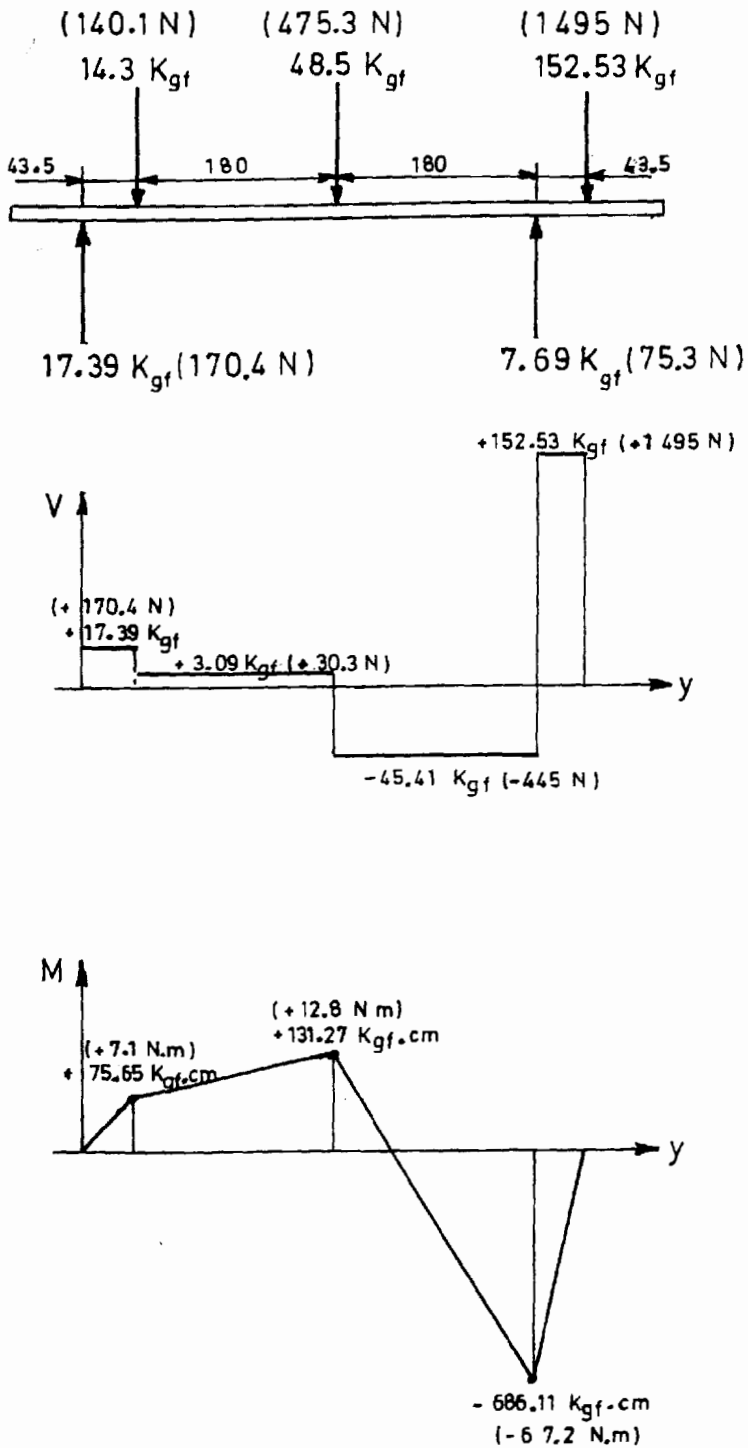


Fig. 14 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momento flector en  $y$ .

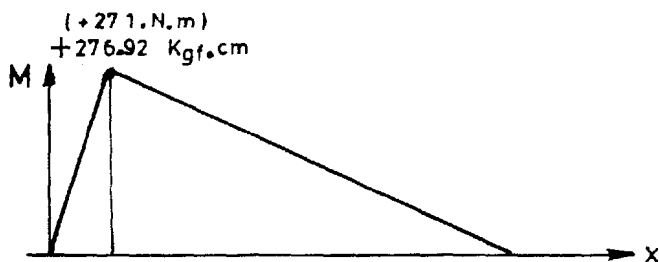
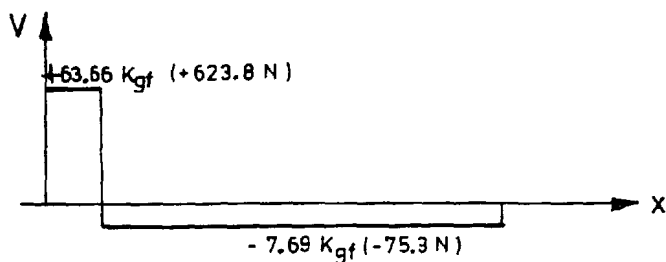
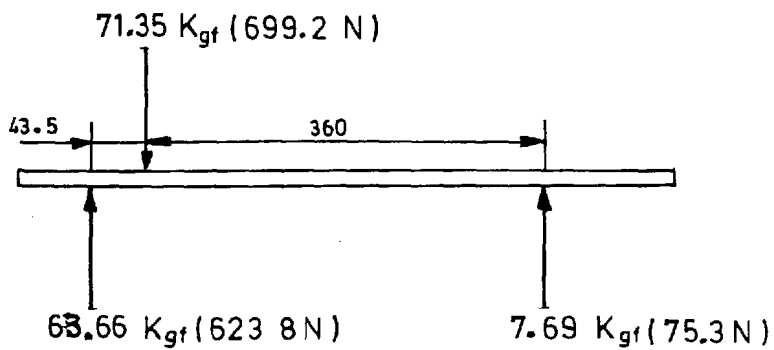


Fig. 15 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momento flector en  $x$ .



Por un procedimiento similar al empleado para el eje 1, se obtiene:

$$d_2 = 2.96 \text{ cm}$$

para efectos de cálculo se tomará:

$$d_2 = 30\text{mm, ver dibujo MC-01.02, anexo Planos.}$$

### 2.3. DISEÑO DEL CONJUNTO ESTRUCTURAL.- (ver dibujo MC-01.01, anexo Planos).

Para efectos de cálculo, el análisis de las fuerzas actuantes en la estructura se hará en los lados más críticos, esto es en el travesaño y el largo de la estructura, y de sus resultados se generalizará a los demás miembros. Se considera al pórtico de la forma mostrada en la fig. 16.

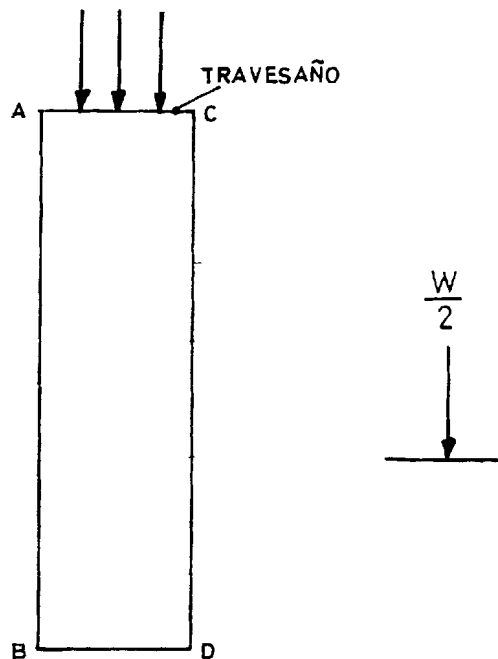


Fig. 16 Diagrama general del Conjunto estructural.

### CALCULO DEL TRAVESAÑO.-

Como la viga es asimétrica y compuesta, no se sabe en qué extremo aparecerá el momento máximo, por lo que se calculará los momentos en los dos empotramientos, ver fig. 17. En el extremo izquierdo se tiene:

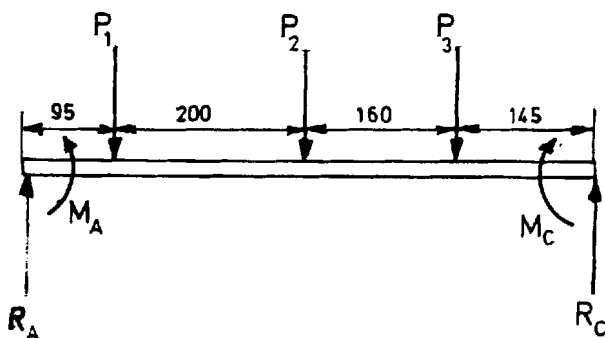


Fig. 17 Fuerzas que actúan en el travesano.

$$M(A) = \frac{P_1 a b^2}{L^2} + \frac{P_2 a b^2}{L^2} + \frac{P_3 a b^2}{L^2} \quad (\text{Kgf*cm})$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$M(A) = 1176.7 \text{ Kgf*cm} \quad (115.3 \text{ N.m})$$

En el extremo derecho:

$$M(C) = \frac{P_1 b a^2}{L^2} + \frac{P_2 b a^2}{L^2} + \frac{P_3 b a^2}{L^2} \quad (\text{Kgf*cm})$$

$$M(C) = 1323.22 \text{ Kgf*cm} \quad (129.6 \text{ N.m})$$

Vemos que  $M(C)$  es el máximo momento en el travesaño.

Aplicando  $M(A) = 0$   $\curvearrowright$  y  $\Sigma Fy = 0$  ( ) se tiene:

$$Rc = 79.64 \text{ Kgf (780.4 N)} \text{ y } Ra = 107.86 \text{ Kgf (1057 N)}$$

El esfuerzo flexionante en el punto C será:

$$\sigma_c = M(C) * C / I$$

y también:

$$\sigma_c = S_y / n$$

Reemplazando y despejando  $I/C$ , se tiene:

$$I/C = M(C) * n / S_y$$

además, según la AISC:

$$S_y = 36 \text{ Ksi} = 2530.8 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (248 MPa)}$$

$n = 3$  (factor de seguridad asumido)

Con estos valores se obtiene que:

$$I/C = 1.568 \text{ cm}^3 = 0.10 \text{ pulg.}^3$$

De acuerdo a la tabla VIII se tiene que el travesaño a elegirse será de un ángulo de las siguientes propiedades:

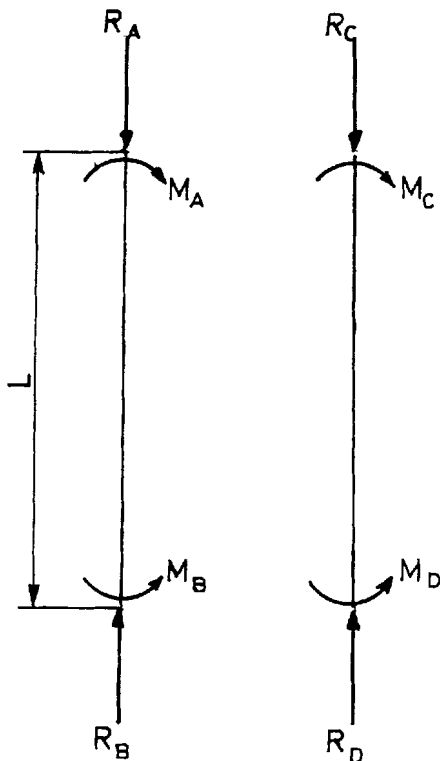
Dimensiones =  $1 \frac{1}{2} * 1 \frac{1}{2} * \frac{3}{16}$  (Pulg) (38\*38\*5 mm), peso = 1.80 Lbs/pie.

Area =  $0.53 \text{ pulg.}^2$ ,  $I = 0.11 \text{ Pulg.}^4$ ,  $I/C = 0.10 \text{ Pulg.}^3$   
 $k = 0.46 \text{ Pulg.}$  (radio de giro).

TABLA VIII. Propiedades de ángulos de lados iguales

Tamaño	Espesor	Peso	Sección	EJE X-X Y EJE Y-Y				EJE Z-Z
				$I$	$I_c$	$k$	$x$ o $y$	$k$
in	in	lb. ft.	in <sup>2</sup>	in <sup>4</sup>	in <sup>4</sup>	in	in	in
2 × 2	$\frac{3}{8}$	4.7	1.36	0.48	0.35	0.59	0.64	0.39
	$\frac{1}{4}$	3.19	0.94	0.35	0.25	0.61	0.59	0.39
	$\frac{3}{16}$	2.44	0.71	0.27	0.19	0.62	0.57	0.39
	$\frac{1}{8}$	1.55	0.48	0.19	0.13	0.63	0.55	0.40
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	2.77	0.81	0.23	0.19	0.53	0.53	0.34
	$\frac{3}{16}$	2.12	0.62	0.18	0.14	0.54	0.51	0.34
	$\frac{1}{8}$	1.44	0.42	0.13	0.10	0.55	0.48	0.35
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	2.34	0.69	0.14	0.13	0.45	0.47	0.29
	$\frac{3}{16}$	1.80	0.53	0.11	0.10	0.46	0.44	0.29
	$\frac{1}{8}$	1.23	0.36	0.08	0.07	0.47	0.42	0.30
$1\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.92	0.56	0.08	0.09	0.37	0.40	0.24
	$\frac{3}{16}$	1.48	0.42	0.06	0.07	0.38	0.38	0.24
	$\frac{1}{8}$	1.01	0.29	0.04	0.05	0.38	0.36	0.25
1 × 1	$\frac{1}{4}$	1.49	0.44	0.04	0.06	0.29	0.34	0.20
	$\frac{3}{16}$	1.16	0.34	0.03	0.04	0.30	0.32	0.19
	$\frac{1}{8}$	0.80	0.23	0.02	0.03	0.30	0.30	0.20

CALCULO DE UNA COLUMNA.- (ver fig. 18)



BIBLIOTECA

Fig. 18 Fuerzas y Momentos que actúan en las columnas.

Ahora se considera una columna doblemente empotrada, donde:

$$M(A) = M(C) = 1323.22 \text{ Kgf}\cdot\text{cm} \quad (129.7 \text{ N}\cdot\text{m})$$

$$M(B) = M(D) = 1176.1 \text{ Kgf}\cdot\text{cm} \quad (115.2 \text{ N}\cdot\text{m})$$

$$L = 3250 \text{ mm} \quad (\text{longitud de la columna})$$

Para efectos de cálculo se tomará la columna con la máxima carga y el máximo momento, lo cual garantizará su trabajo, ver fig. 19.



BIBLIOTECA

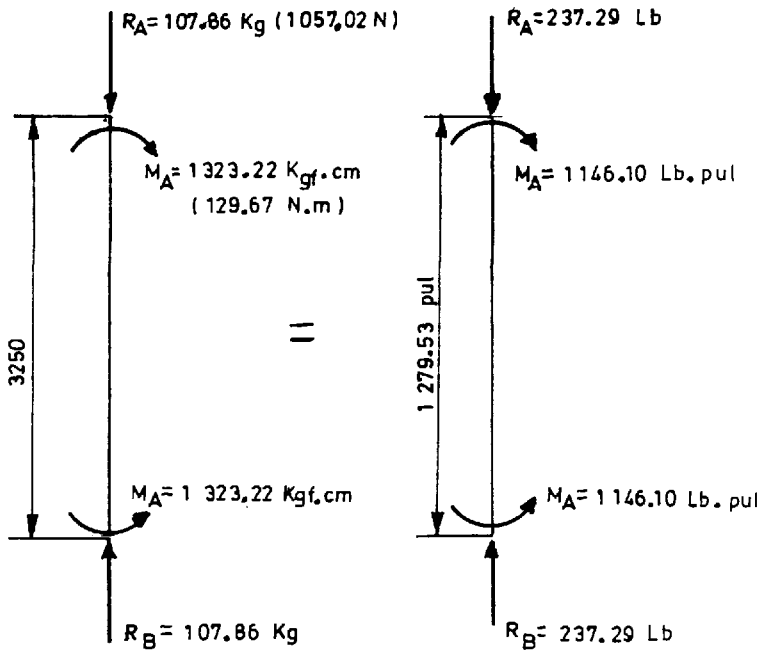


Fig. 19 Fuerzas y Momentos críticos en la columna.

La especificación AISC dice que los miembros sujetos a una combinación de esfuerzos por carga axial de compresión y por flexión, deben proporcionarse para cumplir con las siguientes expresiones:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_m x f_{bx}}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}\right) F_{bx}} + \frac{C_m y f_{by}}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ey}}\right) F_{by}} \leq 1.0 \quad (c)$$

$$\frac{f_a}{0.6F_y} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0 \quad (d)$$

y cuando  $f_a/F_a < 0.15$  se debe usar:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0 \quad (e)$$

Para estar de acuerdo con las unidades del Manual AISC usaremos el sistema de unidades Inglés.

Vamos a utilizar un ángulo de las mismas propiedades mecánicas que el usado para el travesaño, con una longitud

$$L = 127.95 \text{ Pulg. y } E = 29871.9 \text{ Kip/pulg.}^2 \quad (205.2 \text{ GPa})$$

El esfuerzo de compresión viene dado por:

$$\begin{aligned} f_a &= R_a/A = 237.29 \text{ Lbs}/0.53 \text{ Pulg.}^2 = 447.72 \text{ Lbs/Pulg.}^2 \\ &= 0.447 \text{ Kip/Pulg.}^2 \quad (3.1 \text{ MPa}) \end{aligned}$$

Para columna larga se usará la fórmula de Euler del esfuerzo axial de compresión permisible:

$$F_a = 4 P/A = \frac{4E(3.1416)^2}{(L/k)^2}$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$F_a = 15242.6 \text{ Kip/Pulg.}^2 \quad (104.7 \text{ GPa})$$

Por lo tanto la relación  $f_a/F_a = 0.029$

Siendo  $f_a/F_a < 0.15$ , como se manifestó anteriormente, se debe usar la ecuación (e).

El esfuerzo normal de flexión en Y:

$$f_{by} = \frac{M_c}{I/C} = 11.46 \text{ Kip/Pulg.}^2 \quad (78.7 \text{ MPa})$$

El esfuerzo normal por flexión permisible en Y:

$$F_{by} = S_y/n = 18 \text{ Kip/Pulg}^2 \quad (123.6 \text{ MPa})$$

El esfuerzo de flexión en X, ver fig. 20

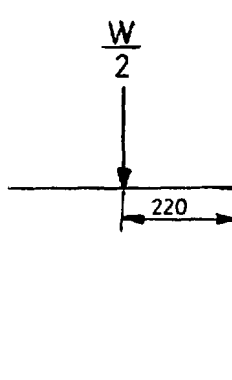


Fig. 20 Diagrama del soporte del motor.

$$f_{bx} = \frac{M_x}{I/c} = 4.76 \text{ Kip/Pulg}^2 \quad (32.7 \text{ MPa})$$

El esfuerzo normal por flexión permisible en x es:

$$F_{bx} = 18 \text{ Kip/Pulg}^2 \quad (123.6 \text{ MPa})$$

Reemplazando valores en la ecuación (e) se tiene:

$$0.029 + 0.636 + 0.264 < 1$$

$$0.929 < 1$$

Este valor es aceptable, por consiguiente el ángulo seleccionado (38\*38\*5 mm) es correcto para toda la estructura.



## CALCULO DE SOLDADURA.-

El presente cálculo estará encaminado a determinar la medida de la garganta ( $h'$ ) de la soldadura, para lo cual se seleccionará aquella unión con mayor carga y por lo tanto con mayor probabilidad de falla. Se considera que eso ocurre en la unión del travesaño con una de las columnas ver Fig.21.

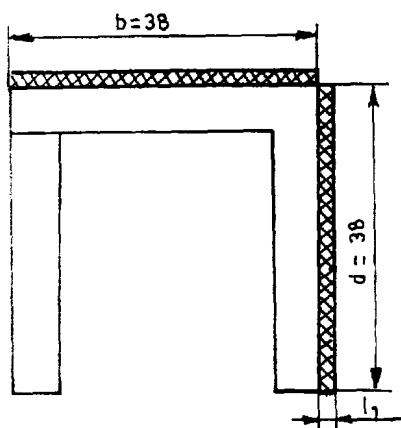


Fig. 21 Sección transversal del travesaño: cordones de soldadura.

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = Ra/A$$

El esfuerzo flexionante es:

$$\sigma = Mc \cdot C/I$$

El área de la garganta es:

$$A = 0.707h' (b + 2d)$$

El momento de inercia unitario es:

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d \bar{y}^2 + (b + 2d)\bar{y}^2$$

$$\bar{y} = c = \frac{d^2}{b + 2d}$$



El momento de inercia en la garganta de la soldadura es:

$$I = 0.707 h' I_u$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$A = 8.06h'$$

$$\bar{y} = c = 1.26 \text{ cm}$$

$$I_u = 17.29 \text{ cm}^3$$

$$I = 12.23 h'$$

Reemplazando valores en las expresiones de los esfuerzos cortante y flexionante:

$$\tau = 13.38/h'$$

$$\sigma = 136.32/h'$$

Una vez determinados los esfuerzos cortante y flexionante para soldadura sometida a flexión, se los combinará y se aplicará la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo, debido a la incertidumbre que surge del análisis de esfuerzos en soldadura:

$$\tau_{\max.} = \frac{\sigma_p}{2n}$$

donde el esfuerzo permisible  $p = 0.40 S_y$

$$\tau_{\max.} = \frac{\sigma_p}{2n} = \frac{0.40S_y}{2n}$$

Para electrodo E60XX  $S_y = 50 \text{ Kip/Pulg}^2 = 3515 \text{ Kgf/cm}^2$ ,  
y un factor de seguridad  $n = 3$ , se tiene que:

$$\tau_{\max.} = 234.33 \text{ Kgf/cm}^2 \quad (23 \text{ MPa})$$

Además, aplicando el círculo de Mohr se tiene:

$$\tau_{\max.} = \left[ \left( \frac{\sigma}{2} \right)^2 + (\tau)^2 \right]^{1/2}$$

Reemplazando valores aquí se tiene:

$$\tau_{\max.} = \frac{69.46}{h'}$$

Igualando  $\tau_{\max.}$  se tiene que la medida de la garganta es:

$h' = 0.296 \text{ cm}$  y el número de electrodo es:

AWS E6011

2.4. DISEÑO DEL CONJUNTO PLATAFORMA.- (ver dibujo MC-01.07 Anexo Planos)

Debido a la disponibilidad de espacio físico para el montacargas, el diseño del área de la plataforma será de

$A_p = 0.35 \text{ m}^2$  y de la figura 22 se considerará el punto seis como la zona más crítica para efectos de cálculo, como si fuera una viga en cantiléver con carga intermedia, ver fig 23a,b,c.

Tomando  $\sum M_6 = 0$  y  $\sum F_y = 0$  se tiene:

$$M_6 = 1875 \text{ Kg*cm (183.7 N.m)}$$

$$R_6 = 150 \text{ Kgf (1470 N)}$$

El esfuerzo flexionante en el punto 6 es:

$$\sigma_6 = M_6 * C / I, \text{ y, } \sigma_6 = S_y / n$$

Reemplazando y despejando I/C se tiene:

$$I/C = M_6 * n / S_y$$

$n = 1.5$  para cargas estáticas, reemplazando tenemos:

$$I/C = 0.067 \text{ Pulg.}^3$$

De acuerdo a la tabla VIII, se tiene que el ángulo a elegirse para la plataforma será de las siguientes dimensiones:  $1 * 1 * 1/4$  (Pulg) (25\*25\*6 mm)

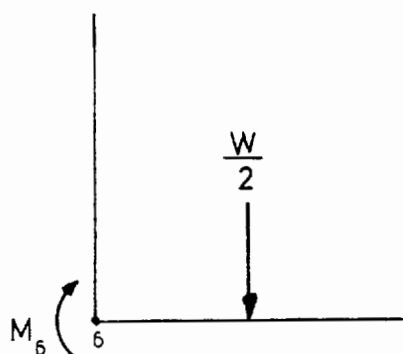


Fig. 22 Diagrama de la Plataforma.

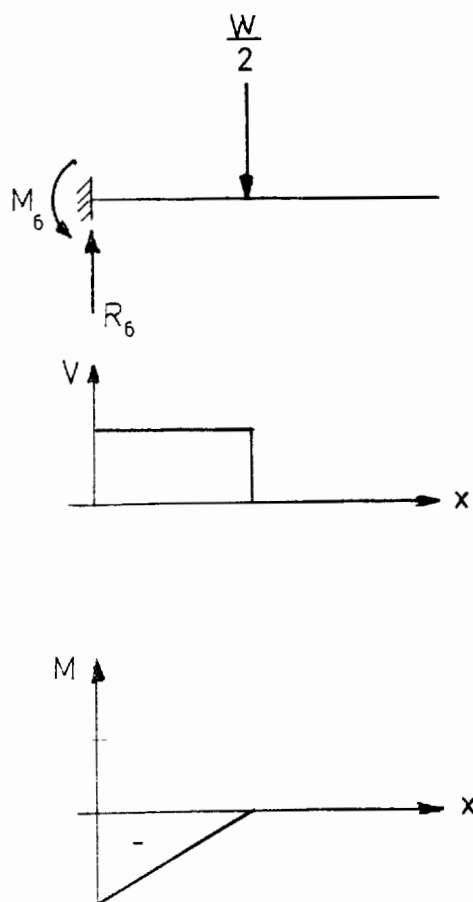


Fig. 23 Diagramas de Fuerzas cortantes y Momento flector.

## 2.5. DISEÑO DE LAS PARTES PARA MONTAJE.-

Aquí se tomará para el diseño la selección de chumace-  
ra en el eje 1 y eje 2, selección de chaveta y cable  
de acero.

De acuerdo al diseño del eje 1, se tiene que las  
fuerzas radiales en los puntos 1 y 2 son:

$$FR = F = (R_{1x}^2 + R_{1y}^2)^{1/2}$$

$$FR1 = 24.21 \text{ Kgf} = 237.28 \text{ N}$$

$$FR2 = 48.43 \text{ Kgf} = 474.62 \text{ N}$$



BIBLIOTECA

Es decir que en el punto 2 se concentra la mayor carga  
radial, por lo que se considerará este punto como el  
más crítico para efectos de cálculo.

Del catálogo de la FAG, para máquinas que deben traba-  
jar con alta fiabilidad de funcionamiento durante  
cortos periodos o intermitentemente, como el caso de  
ascensores y montacargas:

$$L_{10h} = 8000 \text{ Hr de servicio}$$

$$w_c = 92 \text{ RPM}$$

$$C/FR = 3.7$$

donde C = capacidad de carga dinámica

$$C = 3.7 * 474.6 = 1756 \text{ N} = 1.76 \text{ KN}$$

Del catálogo de la FAG se tiene que para un diámetro

En el volante: Chaveta UNG 10450 7\*8\*24 mm.

#### SELECCION DEL CABLE DE MONTAJE.-

Teniendo en cuenta que la capacidad de carga estática es de 150 Kgf. y el efecto dinámico que implica la aceleración en el periodo de arranque, según tabla IX se tiene que el cable elegido será de acero con alma de yute de 3/8\*6\*19, con resistencia a la rotura de 4190 Kgf.

#### 2.6. DISEÑO DEL CONTROL ELECTRICO.-

Los diagramas eléctricos dan cuenta de dos cajas de control de operación del montacargas desde los cuales se controla la reversibilidad de la unidad motora, el freno al volante y el bloqueo del sistema. El freno es comandado por un electroimán, el cual desenergizado aplica la fuerza de rozamiento de la banda sobre el volante. El motor está protegido de sobrecargas.

#### OPERACION.-

Denominando al despachador (sótano) Nivel I, y al receptor (planta baja) Nivel II, se tiene la siguiente conformación de las botoneras de cada nivel:



**BIBLIOTECA**

de eje  $D_1 = 25 \text{ mm}$ :

$$C = 10.8 \text{ KN}$$

que corresponde a chumacera: soporte brida - fundición gris FAG SG 205 S con rodamiento FAG 16205.

Igualmente en el eje 2 se tiene que las fuerzas radiales en los puntos 3 y 4 son:

$$FR_3 = 72.77 \text{ Kgf} = 713.13 \text{ N}$$

$$FR_4 = 198.09 \text{ Kgf} = 1941.37 \text{ N (punto más crítico)}$$

$$L_{10h} = 8000 \text{ Hr}$$

$$w_c = 375 \text{ RPM}$$

$$C/FR = 5.6, \text{ por lo tanto:}$$

$$C = 10.84 \text{ KN}$$

Del catálogo de la FAG se tiene que para un diámetro de eje:

$$d_2 = 30 \text{ mm}, C = 15 \text{ KN}$$

el cual corresponde a una chumacera: soporte brida - fundición gris FAG SG 206 5, con rodamientos FAG 16206.

La selección de chavetas de acuerdo a las partes será:

En la polea, para un eje de 25 mm: chaveta UNG 10450

$$7*8*30 \text{ mm}$$

En el piñón 1: Chaveta UNG 10450 7\*8\*18 mm

En el piñón 2: Chaveta UNG 10450 7\*8\*18 mm



TABLA IX. Valores de la carga de rotura de cables para Máquinas Elevadoras.

Forma de construcción	Diám. nominal del cable $d$ mm.	Diám. de cada alambre element. $d$ mm.	Sección total de los alambres de un cable $F$ mm. <sup>2</sup>	Peso calculable por m. l. $E$ kg.	Resistencia en kg./mm. <sup>2</sup>		
					150	160	180
					Resist. a la rotura para el cable $R$ kg.		
6 × 19 = 114 alambres y un alma de fibras	6,5	0,4	14,3	0,135	1 860	2 290	2 570
	8	0,5	22,4	0,21	2 910	3 580	4 030
	8,5	0,6	32,2	0,30	4 190	5 150	5 800
	11	0,7	43,9	0,41	5 790	7 020	7 900
	13	0,8	57,3	0,54	7 450	9 170	10 310
	14	0,9	72,5	0,68	9 490	11 600	13 050
	16	1,0	89,4	0,85	11 530	14 320	16 110
	17	1,1	108,3	1,02	14 090	17 380	19 490
	19	1,2	128,9	1,22	16 760	20 520	23 300
	20	1,3	151,3	1,43	19 670	24 190	27 290
	22	1,4	175,5	1,66	22 630	28 060	31 590
6 × 37 = 222 alambres y un alma de fibras	9	0,4	27,9	0,28	3 630	4 480	5 020
	11	0,5	43,6	0,41	5 670	6 990	7 850
	13	0,6	62,8	0,59	8 160	10 050	11 300
	15	0,7	85,4	0,81	11 100	13 680	15 370
	18	0,8	111,6	1,08	14 510	17 890	20 060
	20	0,9	141,2	1,34	18 360	22 590	25 420
	22	1,0	174,4	1,65	22 670	27 900	31 390
	24	1,1	211,0	2,00	27 430	33 750	37 980
	26	1,2	251,1	2,38	32 640	40 180	45 200
	28	1,3	294,7	2,80	38 310	47 180	53 050
	31	1,4	341,7	3,24	44 420	54 670	61 510
	33	1,5	392,3	3,72	51 000	62 770	70 610
	35	1,6	446,4	4,24	58 030	71 420	80 350
	37	1,7	503,9	4,78	65 510	80 620	90 700
39	1,8	564,9	5,36	73 440	90 330	101 680	
42	1,9	629,4	5,97	81 820	100 700	113 290	
44	2,0	697,4	6,62	90 660	111 600	125 530	
8 × 31 = 256 alambres y un alma de fibras	20	0,7	140,9	1,33	18 320	22 540	25 360
	22	0,8	183,9	1,74	23 900	29 420	33 100
	25	0,9	232,8	2,21	30 260	37 250	41 900
	28	1,0	287,5	2,78	37 390	46 000	51 750
	31	1,1	347,8	3,30	45 210	55 650	62 600
	34	1,2	413,9	3,93	53 800	66 200	74 500
	35	1,3	485,8	4,61	63 150	77 730	87 440
	39	1,4	563,4	5,35	73 240	90 140	101 410
	43	1,5	646,8	6,14	84 080	103 400	116 420
	45	1,6	735,9	6,99	95 670	117 740	132 460
	48	1,7	830,7	7,89	107 990	132 910	149 580
	51	1,8	931,4	8,84	121 080	149 020	167 050
	53	1,9	1037,7	9,85	134 900	166 030	186 760
55	2,0	1149,5	10,92	149 470	183 970	208 960	

## NIVEL I

Pulsador SU

Pulsador BA

F. Piloto Sube h1

F. Piloto baja h3

## NIVEL II

Pulsador SU

Pulsador BA

F. Piloto Sube h2

F. Piloto baja h4

Este sistema de control está conformado por pulsadores para subir y bajar el montacargas, desde los niveles dados. El funcionamiento será evidenciado por los focos piloto (F. Piloto).

Además existe un interruptor general (con llave) que está instalado en el panel de comando.

Refiriéndonos al diagrama de control del plano "Diagramas Eléctricos" y su nomenclatura, se tiene que la operación del sistema es así: (ver dibujo MC-01.05, Anexo Planos)

El sistema, para entrar en funcionamiento, debe ser activado por el interruptor de llave SG1, el cual permite la energización del sistema de control, luego de lo cual puede ser activado cualquier pulsador de la manera correcta. Asumiendo que se pulse SU en el Nivel I o II, este permitirá que se energize la bobina SU, lo cual hace:



-Que se cierre su contactor auxiliar 11-12 SU, el cual permite el enclavamiento de la misma.

-Que se cierren sus contactores principales, permitiendo la alimentación del motor.

-Que se abra su contactor auxiliar 13-14 SU, lo cual impide que entren en funcionamiento los pulsadores de bajada, hasta que se desenergize la bobina SU por medio del interruptor de final de carrera normalmente cerrado.

-Que se cierre su contactor auxiliar 15-16SU, lo que permite la energización del electroimán para desconectar el freno del montacargas.

-Que se cierre su contactor auxiliar 17-18 SU, el cual enciende los Focos Pilotos h1 y h2 ubicados en los dos Niveles.

Para la bajada (pulsador BA) se repetirá la secuencia pero con los contactores de la bobina correspondiente BA.

## 2.7. ACABADO.-

Una vez concluido el proceso de montaje del montacargas, es necesario realizar algunas labores de acabado definitivo del sistema a fin de asegurar un buen funcionamiento y una buena presentación estética del



mecanismo, sobre todo en las partes visibles al público.

Estas labores son:

Esmerilado de rebabas de soldadura

Pintura anticorrosiva (fondeado)

Pintura de esmalte

Engrasado de partes móviles

Ajustes



**BIBLIOTECA**

## CAPITULO III

### CONSTRUCCION DEL MONTACARGAS

#### 3.1. CRONOGRAMA DE TRABAJO.-

El cronograma de trabajo fue proyectado para realizar la obra de construcción, montaje y pruebas del montacargas en un lapso de 3.5 semanas.

Para la construcción de estructura, base, plataforma, soporte, montaje, instalación eléctrica y pruebas de funcionamiento es necesario del concurso del constructor y de dos ayudantes. La elaboración de piñones, ejes, carrete, freno, cuña, chaveteros se realizó en un Taller Mecánico especializado.

## CRONOGRAMA DE TRABAJO

TIEMPO DESCRIPCION DE ACTIVIDAD	SEM. #1						SEM. #2						SEM. #3						SEM. #4		
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3
Construcción de estructura y base.	_____																				
Construcción de plataforma y soportes.	_____																				
Construcción de unidad motoreductora: piñones, ejes carrete, freno cuñas, chaves- teros.	_____																				
Tratamientos térmicos							_____														
Montaje							_____														
Instalación eléctrica													_____								
Pruebas																			_____		



### 3.2. MAQUINARIA A UTILIZARSE.-

Los equipos a utilizarse para la construcción y montaje del montacargas fueron los siguientes:

Para construcción y montaje de estructuras, bases, soportes y plataforma se utilizó: soldadora eléctrica, arco de sierra, y cizalla.

Para la construcción de piñones, ejes, carrete, freno, cuñas y chaveteros se utilizó: torno, fresadora, y herramientas secundarias.

Para la realización de las perforaciones, acabado y montaje se utilizó: taladro, esmeril e instrumentos para montaje.

### 3.3. FABRICACION DE LAS PARTES.-

Estando abierto el boquete respectivo en la losa (ver dibujo MC-01.05, Anexo Planos), de la planta baja a las medidas especificadas, la construcción del montacargas ha de tener en cuenta los siguientes pasos que pueden ser simultáneamente llevados:

1) Estructura: estando constituida por ángulo, los cortes en sus puntas deben ser realizados como especifican los planos respectivos (ver dibujo MC-01.01 Anexo Planos), para realizar la soldadura a tope con

electrodos 6011.

2) Plataforma: está constituida por perfiles soldados tal como indican los planos respectivos (ver dibujo MC-01.07, Anexo Planos).

3) Base moto-reductor: está constituida por perfiles angulares soldados con las perforaciones para alojar los pernos de sujeción del motor y el carrete.

4) Soporte estructural: constituido por perfiles angulares, taladrado previo al corte como se indica en los planos (ver dibujo MC-01.02, Anexo Planos).

5) Componente del reductor: los soportes de chumace-  
ras, carrete, volante, ejes y piñones, estarán consti-  
tuidos de acuerdo al material establecido en los pla-  
nos de la unidad motor-reductora. (ver dibujo MC-  
01.02, Anexo Planos).

#### 3.4. TRATAMIENTOS TERMICOS DE LAS PARTES.-

Los elementos que son tratados térmicamente serán los piñones y ejes en el conjunto moto-reductor. El trata-  
miento térmico elegido es de cementación para niveles  
de dureza de 38 Rc, no obstante que las cargas no son  
altas pero se considera riesgo por manipulación inadecuada.

#### 3.5. ENSAMBLE.-

Las partes fabricadas se deben diferenciar entre las



partes ensambladas antes y durante el montaje para su adecuado traslado al sitio donde se instalará el montacarga, así:

Ensamblado en el taller:	Ensamblado in situ:
Plataforma	Estructura
Base moto-reductor	Soportes estructurales
Perforaciones para pernos	Guías de estructura
Carrete, volante, ejes, piñones y chumaceras	Soportes de chumaceras
Perforación de poleas	Motor y reductor
	Alineación y acabado
	Instalación eléctrica

### 3.6. MONTAJE.-

Una vez establecido el ensamblaje en el taller y el ensamblaje in situ, es necesario para un adecuado montaje tener en el lugar donde se instalará el montacargas, el servicio de una soldadora eléctrica, de un taladro manual, niveles adecuados, reglas y comprobadores de ángulo, que permitirán afirmar el conjunto estructural. En el sótano se tendrá una unidad amortiguadora que haga descansar el montacargas en el piso. Esta unidad amortiguadora puede estar constituida de un elemento de caucho o resorte, que se contraiga 5 cm. con 150 Kg de carga. Esto en lo que se refiere a



las instalaciones mecánicas.

En cuanto a las instalaciones eléctricas se considerará el empotramiento de las líneas hacia las botoneras; para ello el trabajo sobre las paredes ha de realizarse de acuerdo al plano del tendido del cable (ver dibujo MC-01.05, Anexo Planos).

### 3.7. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.-

Las pruebas de funcionamiento que se realizaron fueron:

- La velocidad y capacidad de carga, de ascenso y descenso del montacargas.
- Pruebas de estabilidad de la plataforma durante el viaje y en reposo en los niveles de carga y descarga.
- Rozamiento entre guías y rieles.
- Atención del nivel de la unidad moto-reductora y de todas las partes en rozamiento.
- Atención del nivel de calentamiento de: motor, rodamientos, y chumaceras.
- Atención del nivel de ruido por vibraciones.

## CAPITULO IV

### COSTOS

#### 4.1. COSTOS DE MATERIALES.-

A continuación se detallan los costos involucrados en la construcción del montacargas:

Cant.	Especificación	V. Unitario	V. total
1	Motor 75 CV, 1 PH, 1750 RPM	170.290,00	170.290,00
1	Polea tipo A, D = 45 mm	3.900,00	3.900,00
1	Polea tipo A, D = 210 mm	18.200,00	18.200,00
1	Chumacera FAG, SG-16205	4.994,00	4.994,00
2	Chumacera FAG, SG-16206	7.898,00	15.796,00
1	Rodamiento FAG 16204	2.497,00	2.497,00
1	Tubo Céd. 80 D = 120 mm L = 300 mm	7.085,00	7.085,00
1	Eje de acero D = 35 mm L = 500 mm	6.070,00	6.070,00
1	Eje de acero D = 28 mm L = 180 mm	1.902,00	1.902,00
2	Placa de acero negro D = 140 mm e = 6 mm	322,00	644,00
1	Engranaje D = 55 mm e = 20 mm	6.774,00	6.774,00

Cant.	Especificación	V. Unitario	V. total
1	Engranaje D = 200 mm e = 20 mm	16.882,00	16.882,00
1	Volante D = 150 mm e = 30 mm	7.278,00	7.278,00
4	Anillo de sujeción	500,00	2.000,00
2	Espaciador	166,00	332,00
4	Placa 150 * 100 mm e = 6mm	1.300,00	5.200,00
2	Placa de sujeción 80 * 11 mm e = 6mm	1.298,00	2.596,00
3	Soporte	12.205,00	36.615,00
5	Polea tipo A D = 100 mm	8.650,00	42.800,00
4	Chaveta	200,00	800,00
1	Banda tipo A-33	8.000,00	8.000,00
1	Banda plana, freno	15.700,00	15.700,00
20	Mts. cable de acero con alma de yute D = 10 mm	1.628,00	32.560,00
5	Grillete	363,00	1.815,00
16	Perno de expansión	715,00	11.740,00
10	Tuerca y arandela M10	60,00	600,00
12	Perno, tuerca y arandela de la M8	165,00	1.980,00
18	Mts. ángulo de 1 1/2 * 3/16 "	798,00	14.364,00
8	Mts. ángulo de 1 * 1/4 "	420,00	3.360,00
12	Mts. platina de 1 1/4 * 3/16 "	495,00	5.940,00

Cant.	Especificación	V. Unitario	V. total
15	Kg. soldadura E6011	1.210,00	18.150,00
1	Base de madera	17.000,00	17.000,00
5	Kg. de grasa	2.000,00	10.000,00
2	Gal. pintura anti- corrosiva	10.000,00	20.000,00
6	Elemento amortiguador	1.000,00	6.000,00
100	Mts. cable 16AWG	218,00	21.800,00
1	Caja metálica	11.600,00	11.600,00
2	Contactores 10 Amp. 220 Volt. con contac- tos auxiliares	24.860,00	49.720,00
1	Interruptor principal con llave	7.800,00	7.800,00
4	Pulsadores	7.920,00	31.680,00
2	Final de carrera	38.060,00	76.120,00
1	Breaker 2 * 15 Amp	59.600,00	59.600,00
1	Térmico	24.706,00	24.706,00
4	Lámparas piloto 1.5 W, 220 Volt.	8.580,00	34.320,00
1	Electro - imán 220 Volt.	75.600,00	75.600,00
2	Cajas de servicio	35.920,00	71.852,00
6	Mts. tubo plástico D = 1"	2.200,00	13.200,00
SUB-TOTAL			S/.997.862,00



**4.2. COSTO DE MANO DE OBRA.-**

Mecanizado, preparación, montaje y ensamble:	S/.466.000,00
Acabados, puesta en marcha y pruebas	170.000,00
Imprevistos	160.000,00
<b>SUB-TOTAL</b>	<b>S/.796.000,00</b>
<b>TOTAL GENERAL</b>	<b>S/.1'793.862,00</b>



BIBLIOTECA

## CONCLUSIONES.-

Las principales menciones conclusivas se indican sobre los siguientes aspectos:

Respecto a las pruebas de calibración:

-Realizado el montaje con las correctas alineaciones, se procedió a determinar los puntos finales de carrera en los niveles de carga y descarga del equipo, para la ubicación de los micro-switch.

-Esta calibración además debería tener en cuenta la reducción máxima de los niveles de ruido producido por la fricción entre los ángulos guías de la plataforma y rieles de la estructura que estuvieron previamente engrasados. Luego de varios viajes de ascenso y descenso se logró establecer que la separación conveniente de estos ángulos era de 5 mm aproximadamente.

-Una atención especial mereció la necesidad de un enrollamiento uniforme del cable en el carrete, lo cual dependía de un deslizamiento transversal de la polea deslizante ubicada debajo de la unidad moto-reductora y el fileteado redondo de la superficie cilíndrica del carrete. Para lograr esto se dió el ajuste necesario entre la polea deslizante y el eje en la longitud necesaria para impedir que el cable pueda salirse del canal de la polea superior en la estructura debido al ángulo del cable que sale del carrete.

-La respuesta instantánea del freno es otro aspecto que mereció especial cuidado, y en ello la ubicación del electroimán con su actuador para conceder la fuerza de tensión necesaria de parada del volante y el nivel de fricción de la superficie de la banda y el volante (pulido) fueron factores importantes.

Respecto de la operación:

-La simplicidad del mecanismo de transmisión hace que el operador conciba rápidamente las elementales normas de funcionamiento correcto del montacargas: límite de peso, ubicación del peso en la plataforma, libertad de las partes de transmisión (piñones, tambor, cables, poleas).

-La velocidad de viaje de la plataforma debe ser entendida como variable en la medida en que el enrollamiento del cable en el carrete produzca el normal aumento o disminución del diámetro efectivo (enrollamiento - desenrollamiento, respectivamente), diámetro que dá la velocidad lineal de alimentación del cable y por lo tanto influencia la velocidad de la carga. Sin embargo esta corrección prevista en los cálculos no altera los requerimientos de velocidad de transportación específica (0.24 - 0.30 m/seg, velocidad de la plataforma).





Se concluye que el equipo diseñado y construido opera satisfactoriamente, cumpliéndose los objetivos para los que fué planificado.

#### RECOMENDACIONES.-

Aquí se mencionan las normas indispensables a seguir para un correcto mantenimiento del conjunto y su operación:

-Se recomienda el uso de grasa de lubricación en las guías de la plataforma con una frecuencia de una vez al mes, y de dos veces para los piñones del reductor. Debe usarse grasa grafitada #2, o de base litica.

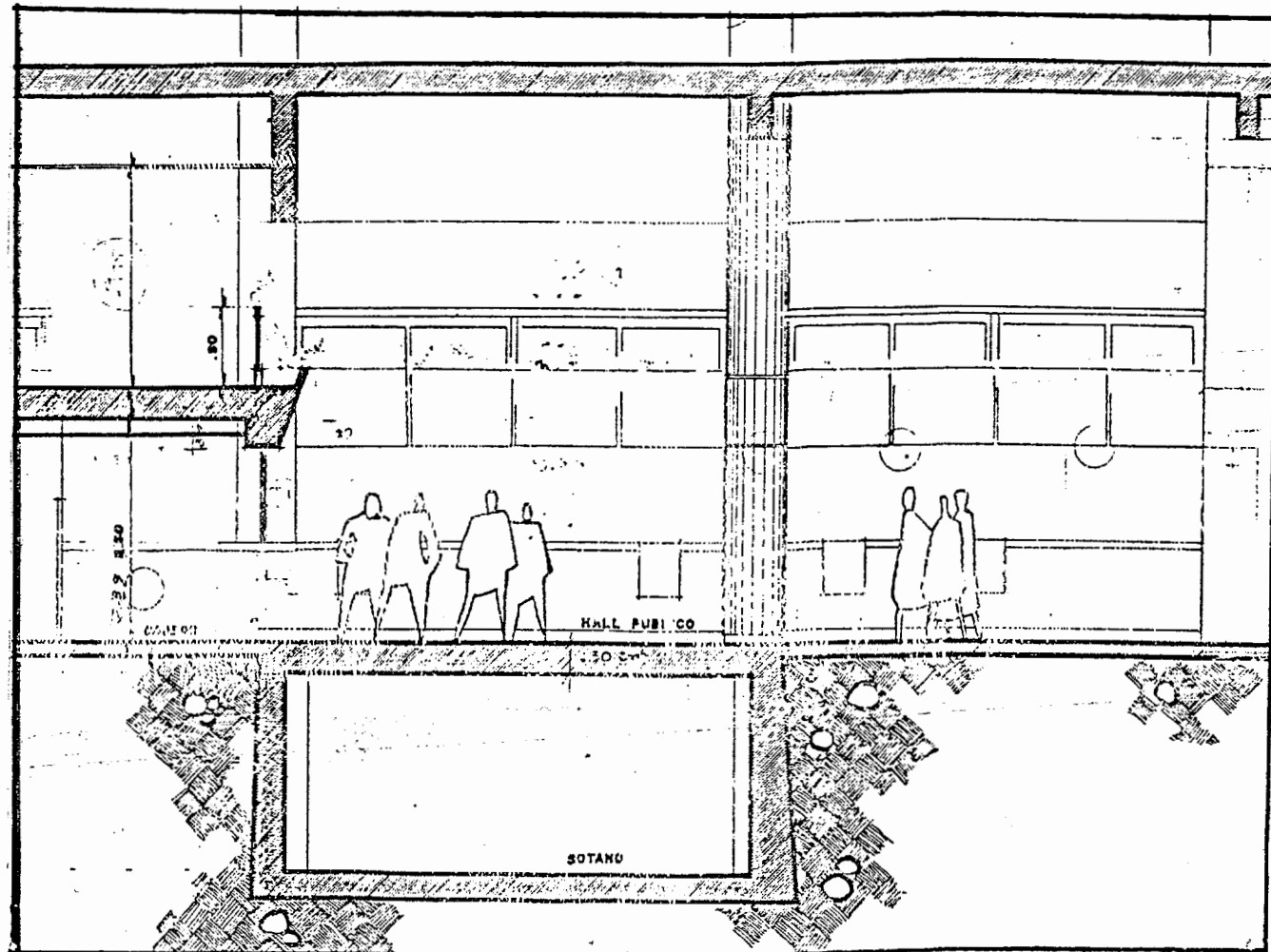
-Debe tenerse en cuenta que el montacarga es para uso exclusivamente de objetos cuyo peso no exceda las 150 Kgf y cuyo volumen compatibilice con las dimensiones de la plataforma. No se han previsto seguridades para carga o transporte de personas.

-Es importante verificar la integridad de los cables de acero mensualmente por observación, y su tensión como la integridad de los grilletes cada dos meses.

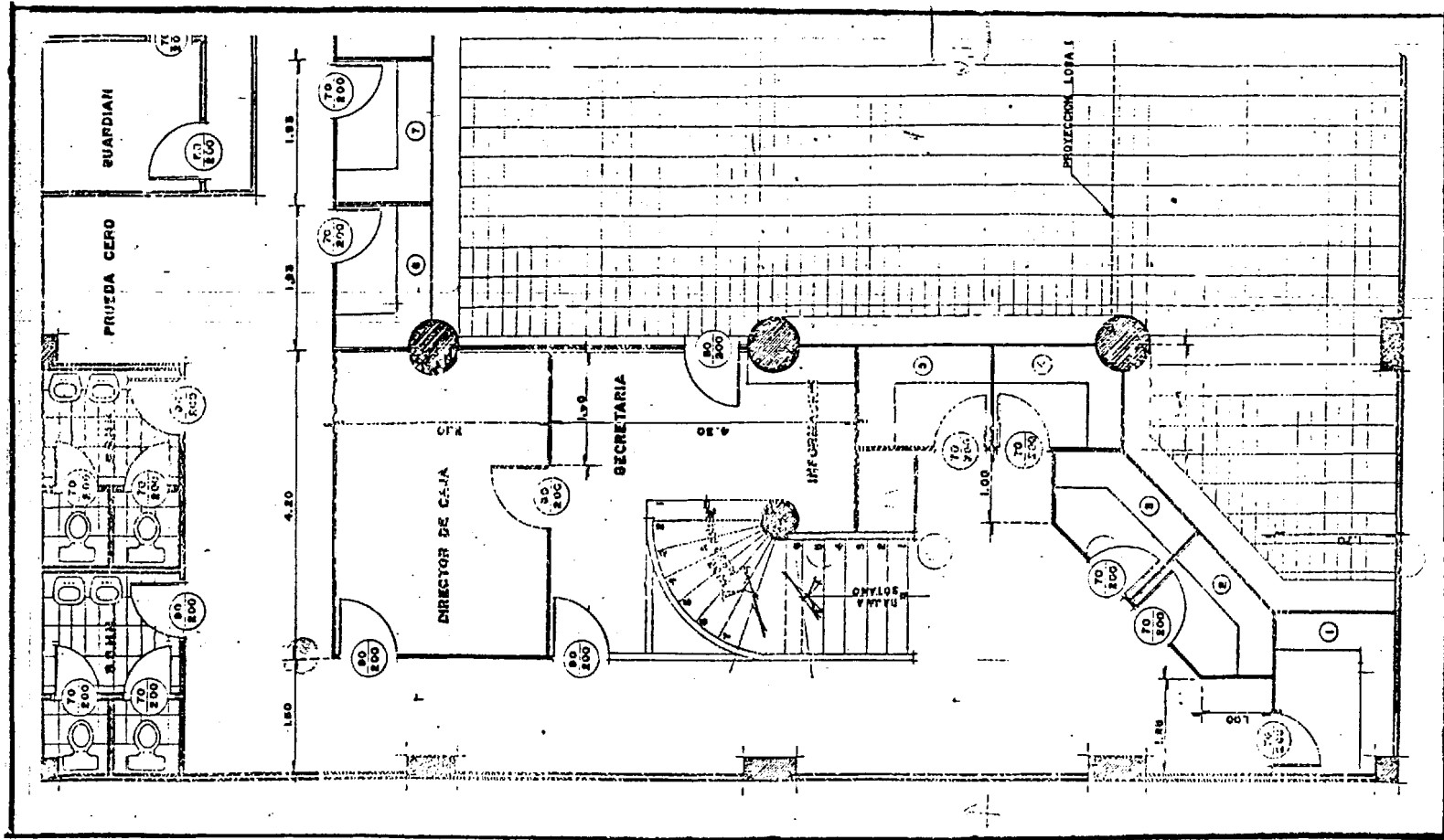
-Las bandas han de ser renovadas una vez al año.

## ANEXOS

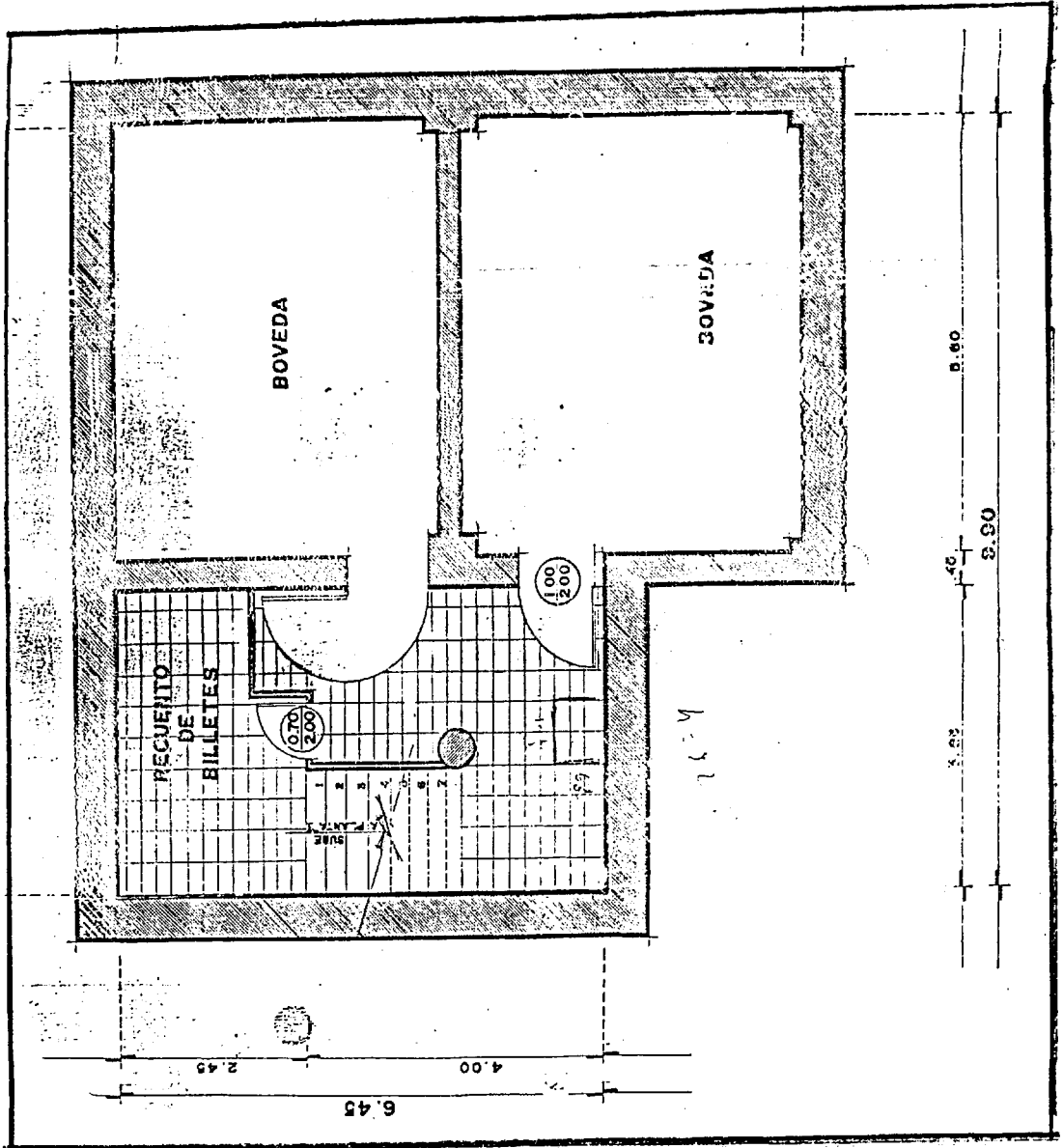
PLANO I. Plano arquitectónico PB-sotano.

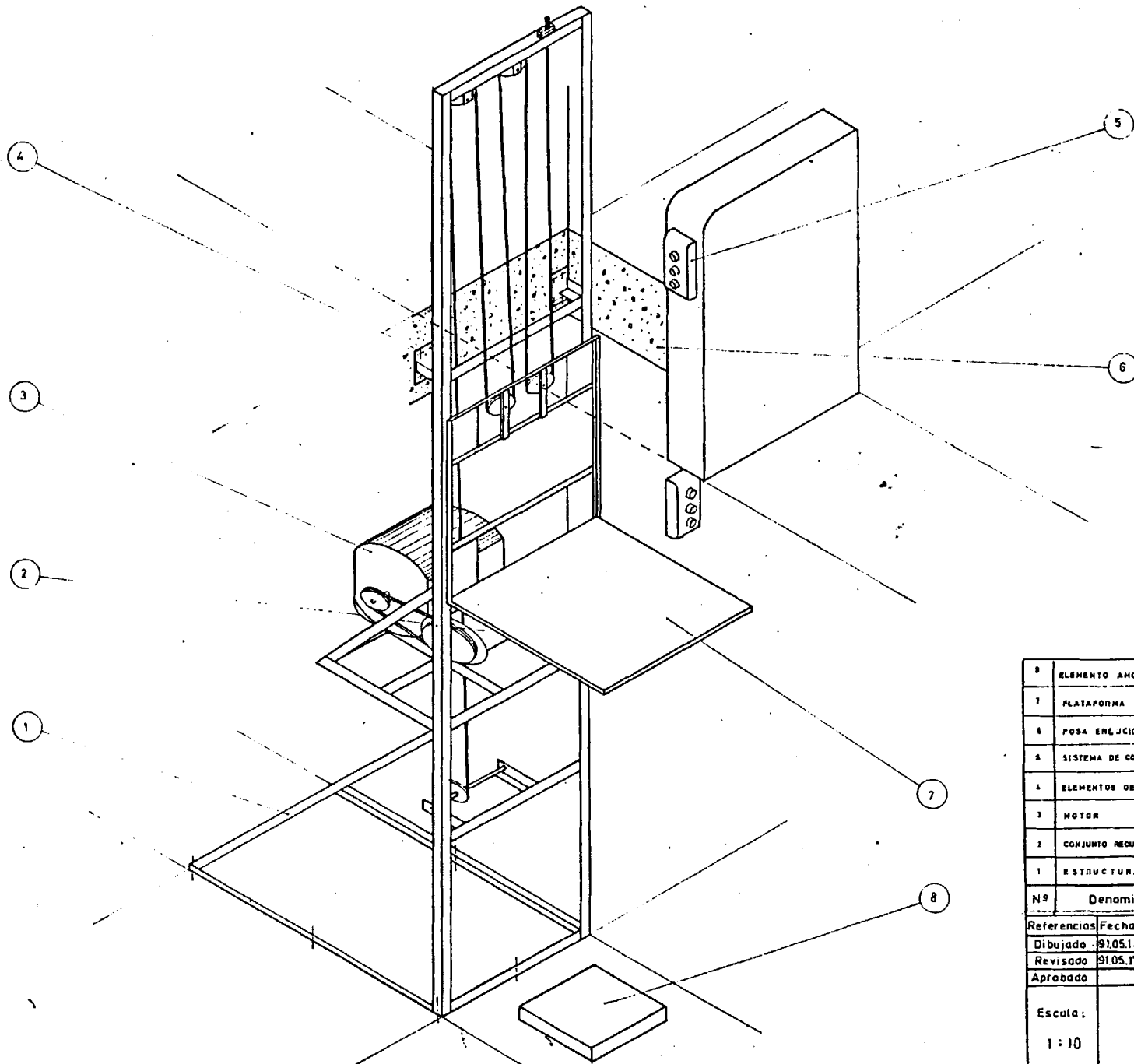


PLANO II. Distribución de Oficinas.



PLANO III. Sótano, ubicación del montacargas.



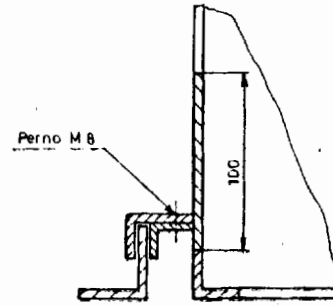
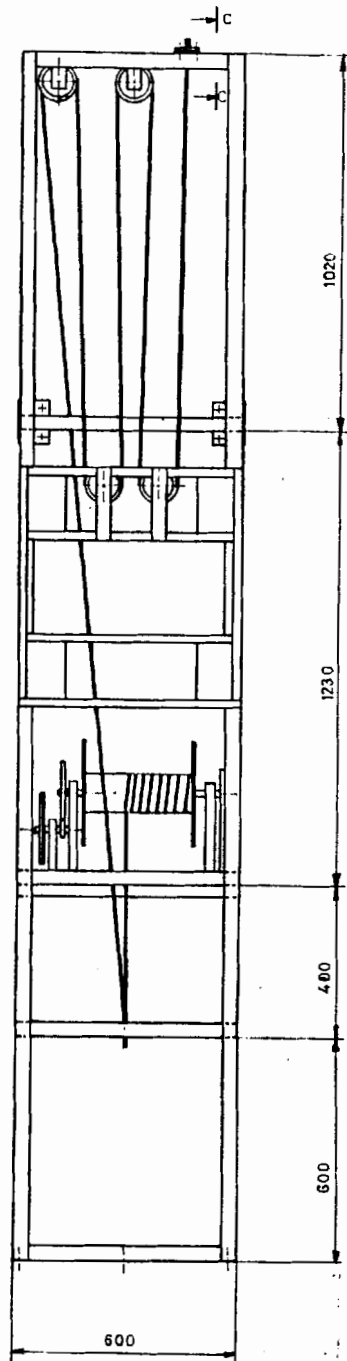
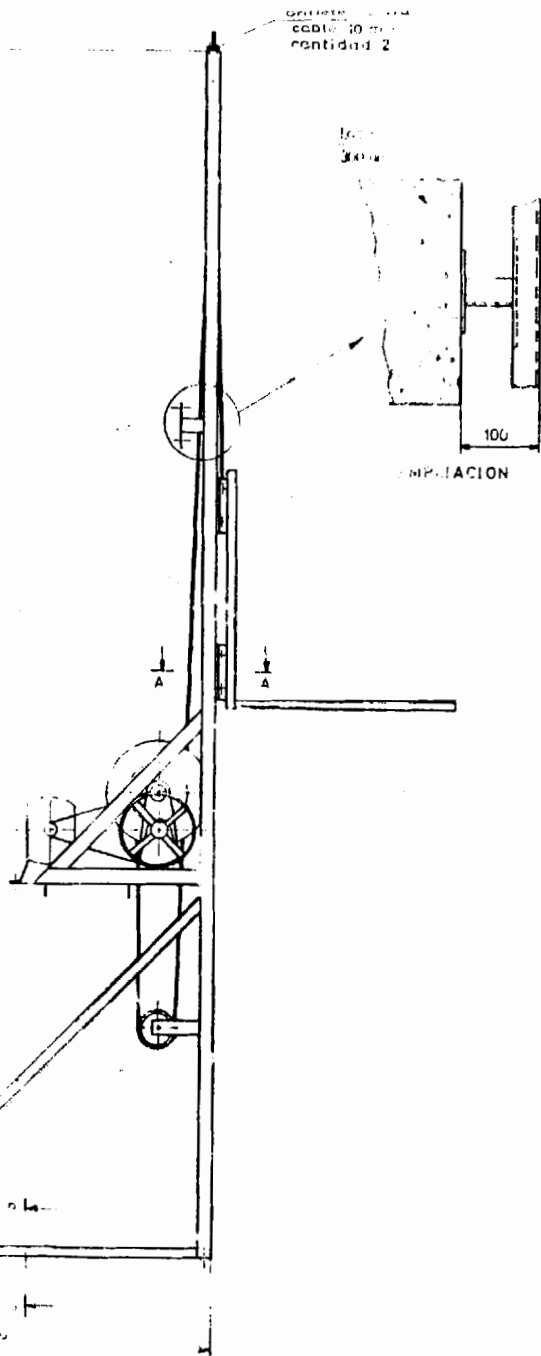


9	ELEMENTO AMORTIGUADOR		1	RESORTE O CAUCHO
7	PLATAFORMA		1	PERFILES DE ACERO NEGRO PLANCHAS
6	POSTA ENLUCIDA		2	620 X 500 MM
5	SISTEMA DE CONTROL ELECTRICO		1	BOTONERAS CABLES PROTECTORES
4	ELEMENTOS DE SUJECION		16	PERNOS DE EXPANSION DE ACERO ALEADO
3	MOTOR		1	3/4 HP. MONOPASICO . 1750 REV/MIN
2	CONJUNTO REDUCTOR-TRANSMISOR		1	
1	ESTRUCTURA		1	PERFILES DE ACERO NEGRO
Nº	Denominación	Plano Nº	Can	Observaciones

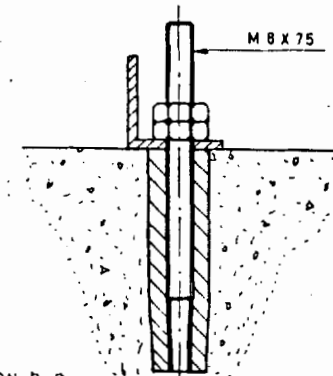
Referencias	Fecha	Nombre	INFORME TECNICO	
Dibujado	91.05.14	M. Ubidia	FACULTAD DE	
Revisado	91.05.17	M. Ubidia	ING. MECANICA	
Aprobado		E. Martínez	Diseño y Construcción de Montacarga de especies metálicas	

Escala:	PLANO GENERAL	Dibujo Nº
1 : 10	MONTACARGA 150 Kg.	MC - 01

325

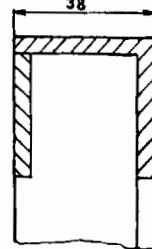


SECCION A-A  
E 1:2



SECCION B-B  
E 1:1

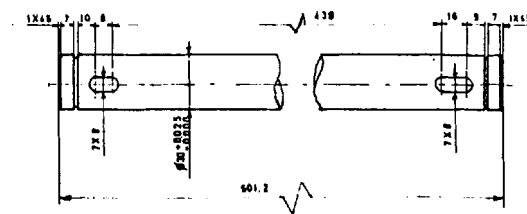
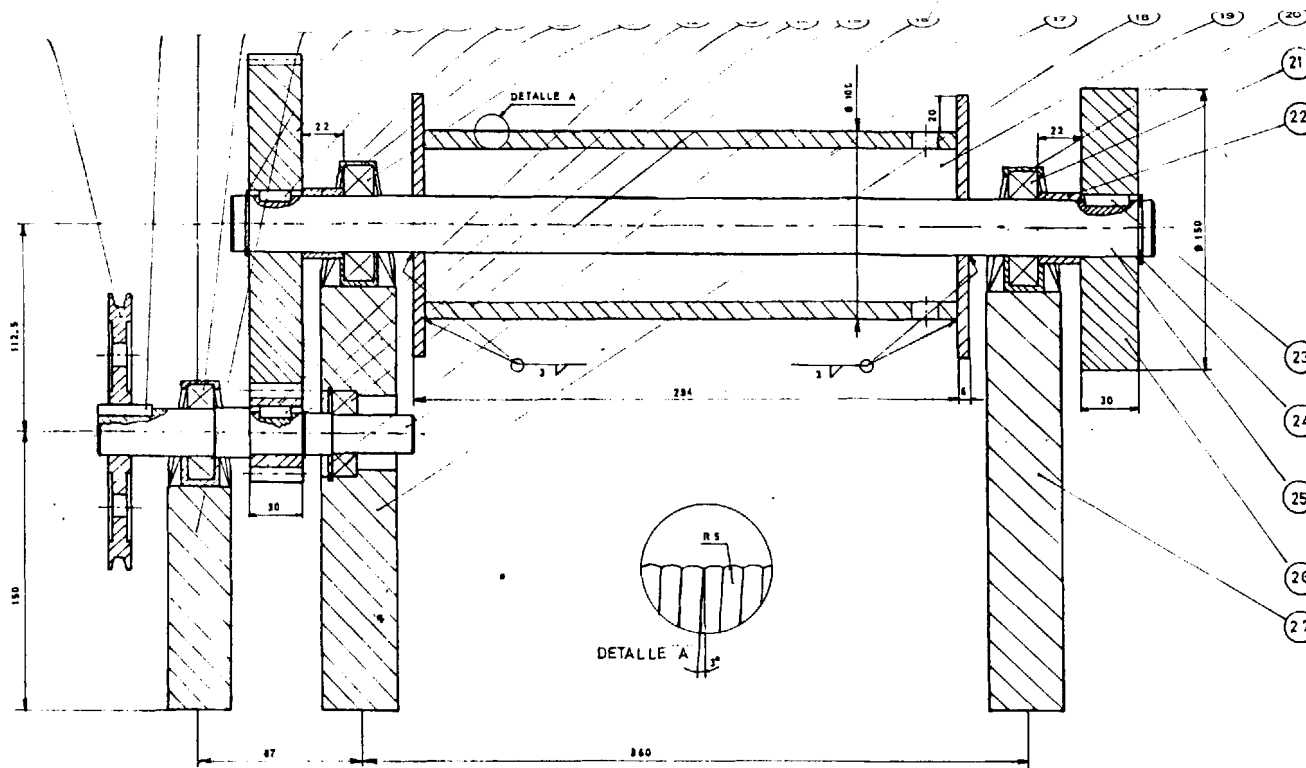
SECCION C-C



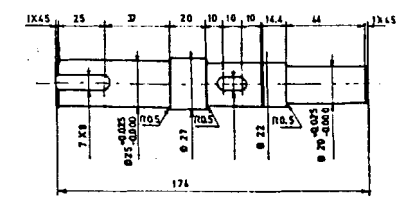
Referencias	Fecha	Nombre	INFORME TECNICO	FACULTAD DE
Dibujado	91.05.14	M. Ubidia	Diseño y Construcción de Montacarga de especies metálicas	ING. MECANICA
Revisado	91.05.17	M. Ubidia		
Aprobado		E. Martínez		
Escala:	1:10		MONTAJE DEL MONTACARGA	Dibujo N° MC-02



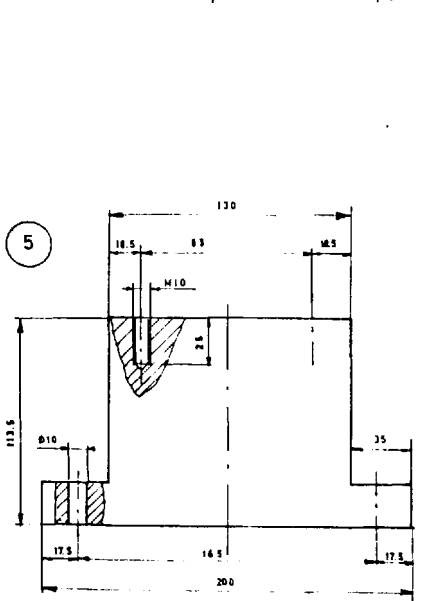




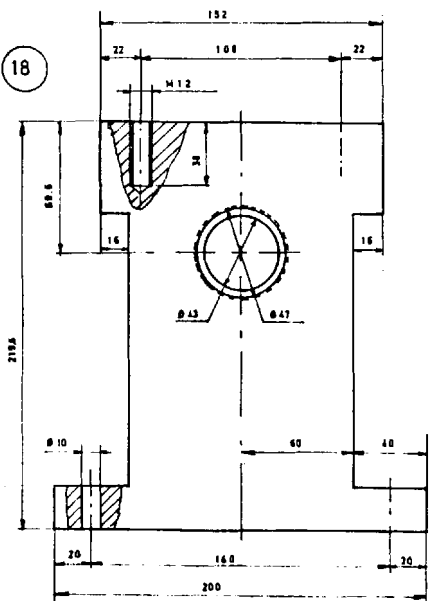
25



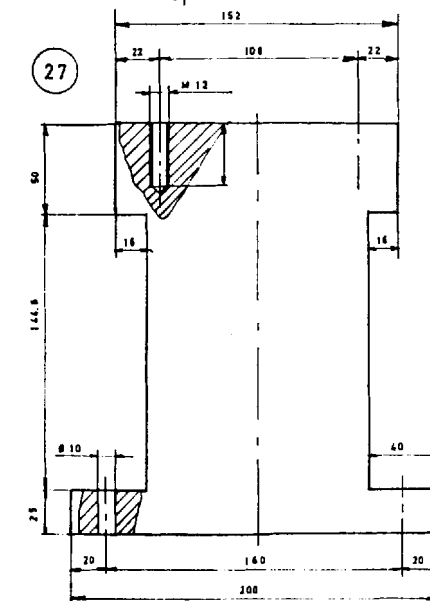
17



5



18



27

27	SOPORTE	UNG 10100	1	MAQUINADO, DESPIECE
26	FRENO	UNG 10180	1	
25	EJE DEL CARRETE	UNG 10450	1	DE SPIECE
24	ANILLO DE SUJECION		1	PAG WR 30
23	CHAVETA	UNG 10450	1	7X 8X 24 MM
22	SEPARADOR	BRONCE	1	Ø 36
21	RODAMIENTO		1	PAG 18206
20	SOPORTE BRIDA	FUNDICION GRIS	1	PAG 562065
19	CARRETE	UNG 10180	1	
18	SOPORTE	UNG 10100	1	MAQUINADO, DESPIECE
17	EJE TRANSMISOR	UNG 10450	1	DE SPIECE
16	ANILLO DE SUJECION		1	PAG WR 45
15	RODAMIENTO		1	PAG 18205
14	ANILLO DE SUJECION		1	PAG WR 22
13	CHAVETA	UNG 10450	1	7X 8X 18 MM
12	RUEDA DENTADA	UNG 10450	1	MC 3, Ø 45, Z=15 CEMENTADO
11	RODAMIENTO		1	PAG 18206
10	SOPORTE BRIDA	FUNDICION GRIS	1	PAG 562065
9	SEPARADOR	BRONCE	1	Ø 36
8	CHAVETA	UNG 1045	1	7X 8X 16
7	RUEDA DENTADA	UNG 10450	1	MC 3, Ø 38, Z=40 CEMENTADO
6	ANILLO DE SUJECION		1	PAG WR 30
5	SOPORTE	UNG 10100	1	MAQUINADO, DESPIECE
4	RODAMIENTO		1	PAG 18205
3	SOPORTE BRIDA	FUNDICION GRIS	1	PAG 562065
2	CHAVETA	UNG 10450	1	7X 8X 30 MM
1	POLEA	FUNDICION	1	TIPO A, PREFABRICADA

N DENOMINACION MATERIAL CAN OBSERVACION

Referencias	Fecha	Nombre		
Dibujado	91.05.14	M. Ubidia	INFORME TECNICO	
Revisado	91.05.17	M. Ubidia	Diseña y Construcción de Man- tencarga de piezas metalicas	
Aprobado		E. Martínez	FACULTAD DE ING. MECANICA	

Escala:		Dibujo N°
1 : 2	UNIDAD MOTOREDUCTORA	MC-01,02

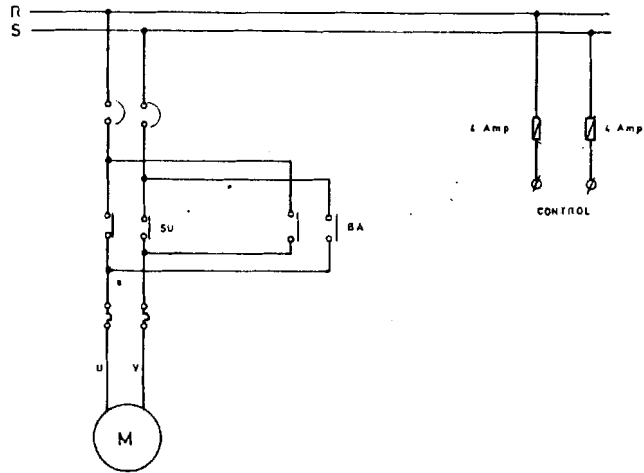


DIAGRAMA DE FUERZA

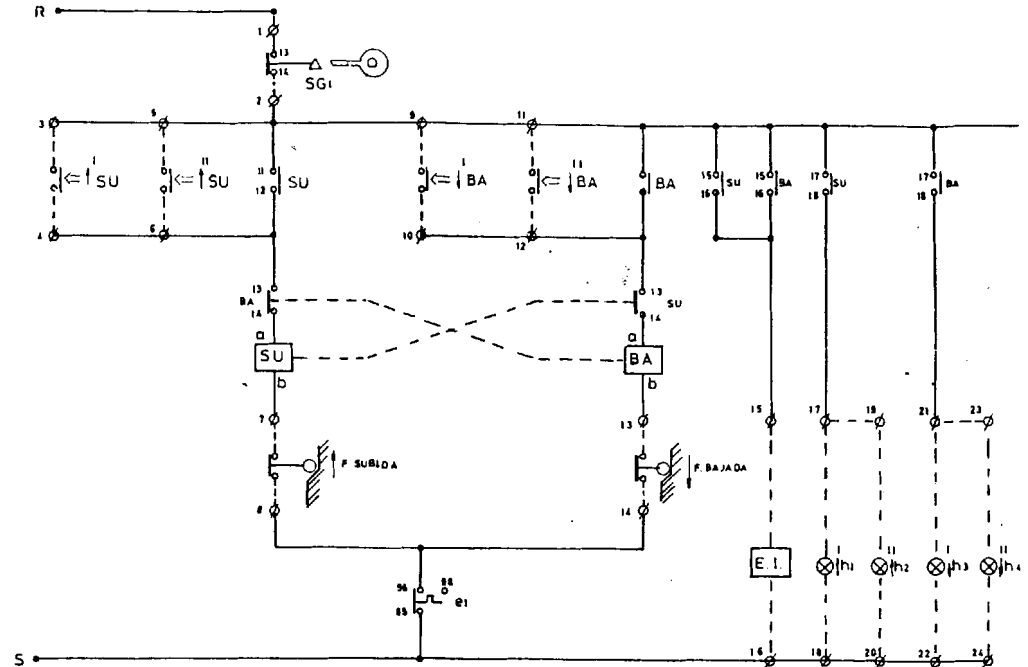


DIAGRAMA DE CONTROL

SIMBOLOGIA

	BREAKES		FIN DE CARRERA
	FUSIBLES		CONTACTO NORMALMENTE ABIERTO
	FOCO		CONTACTO NORMALMENTE CERRADO
	BOBINA DE CONTACTOR		BORNERA
	PULSADOR		

Referencias	Fecha	Nombre	INFORME TECNICO Diseño y Construcción de Man- targa de especies metálicas"	FACULTAD DE ING. MECANICA
Dibujado	91.05.14	M. Ubidia		
Revisado	91.05.17	M. Ubidia		
Aprobado		E. Martínez		
Escala:	DIAGRAMAS ELECTRICOS			Dibujo N° MC-01.05

2400

3

2

1

4

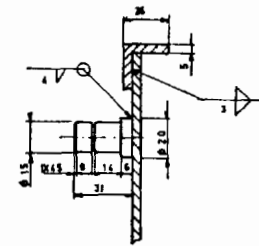
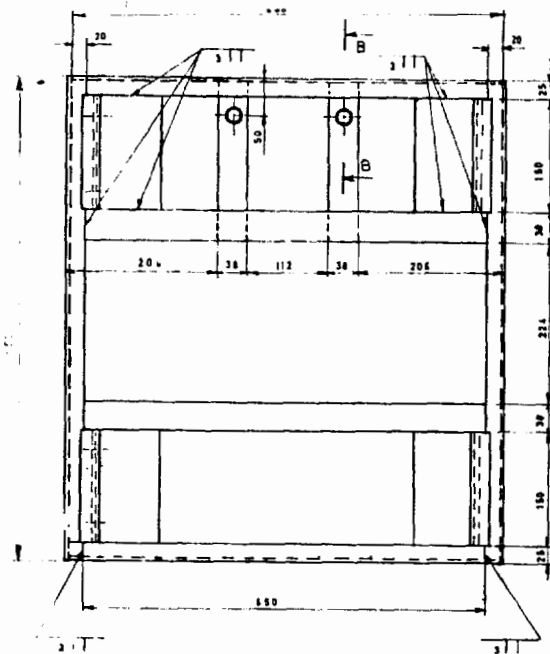
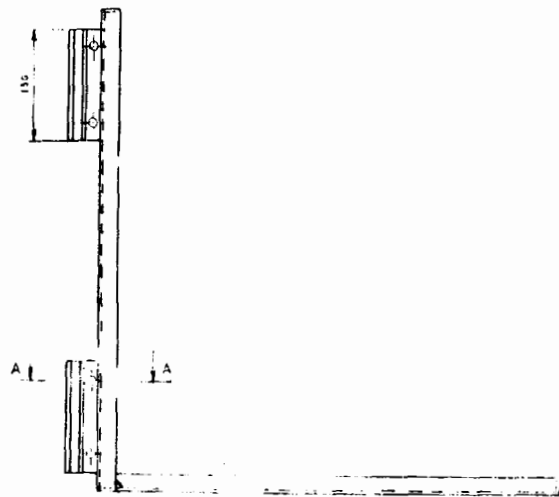
5

PARTES	
1	Caja de breakes
2	Motor
3	Cableado
4	Contactador
5	Contactador

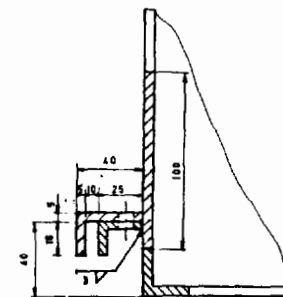
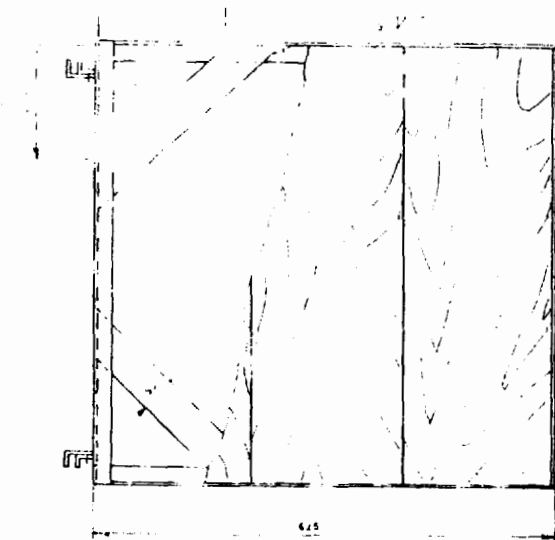
Referencias	Fecha	Nombre	INFORME TECNICO	FACULTAD DE
Dibujado	91.05.14	M. Ubidia	Diseño y Construcción de Montacarga de especies metálicas.	ING. MECANICA
Revisado	91.05.17	M. Ubidia		
Aprobado		E. Martínez		
Escala:	TENDIDO ELECTRICO			Dibujo N°
1 : 10				MC-01.05

BIBLIOTECA





SECCION B-B  
E 1: 2



SECCION A-A  
E 1: 2

Referencias	Fecha	Nombre	INFORME TECNICO Diseño y Construcción de Montacarga de especies metálicas	FACULTAD DE ING. MECANICA
Dibujado	91.05.14	M. Ubidia		
Revisado	91.05.17	M. Ubidia		
Aprobado		E. Martínez		
Escala:	1 : 5		PLATAFORMA	Dibujo N° MC-01.07

## BIBLIOGRAFIA

1. AISC, Manual del Acero para la Construcción
2. CASILLAS, Manual de Máquinas
3. SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica 2a. edición
4. SINGER, Resistencia de Materiales