

ASIGNATURA: Proyecto Final

TRABAJO PRACTICO N°: 2

TITULO: Reductor Clásico de 3 Etapas

PROFESOR: Ing. Jorge Sznajderman

JEFE DE TRABAJO PRACTICO: Ing. Perreti

AYUDANTE: Ing. Trejo

ALUMNO: Delio Cáceres

CURSO: 5°1°

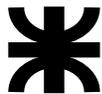
ESPECIALIDAD: Mecánica

GRUPO: 3

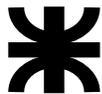
FECHA DE ENTREGA: 01/06/17

FECHA Y FIRMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:

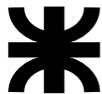
FIRMA DEL ALUMNO:



0.0	Escalonamientos		Página	4
1	Calculo geométrico de engranajes		Página	5
1.1	1° Etapa		Página	5
1.2	2° Etapa		Página	6 y7
1.3	3° Etapa		Página	8
1.4	Resumen		Página	9
2	Calculo de Tensiones admisibles		Página	10
2.A	Calculo de Tensión admisible a la flexión		Página	10
2.A	Calculo de Tensión admisible por contacto		Página	10
2.1	Calculo de Tensión por contacto 1° Etapa		Página	11
2.2	Calculo de Tensión por contacto 2° Etapa		Página	11
2.3	Calculo de Tensión por contacto 3° Etapa		Página	11
3	Calculo Resistivo		Página	12
3.A	Calculo Resistivo de 1° Etapa		Página	12
3.B	Calculo Resistivo de 2° Etapa		Página	13
3.C	Calculo Resistivo de 3° Etapa		Página	14
4	Verificación al desgaste		Página	15
4.1	Verificación del piñón 1° Etapa		Página	15
4.2	Verificación del piñón 2° Etapa		Página	16
4.3	Verificación del piñón 3° Etapa		Página	17
4.4	Resumen Transmisión de Potencias		Página	18
4.5	Recalculo Ancho de Faja con la menor potencia(x Flexión)		Página	18
4.6	Recalculo Ancho de Faja con la menor potencia(x desgaste)		Página	18
4.7	Resumen anchos de faja		Página	19
5	Calculo de cargas		Página	20
5.1	Calculo de cargas transmitidas en 1ª Etapa		Página	20
5.2	Calculo de cargas transmitidas en 2ª Etapa		Página	20
5.3	Calculo de cargas transmitidas en 3ª Etapa		Página	20
6	Calculo de esfuerzos en Arboles		Página	21
6.1	Árbol Veloz	Calculo de Mflector	Página	21
6.2		Calculo de Mtorsor	Página	21
6.3 y 6.4	A. Intermedio I	Calculo de Mflector	Página	22
6.5		Calculo de Mtorsor	Página	22
6.6 y 6.7	A. Intermedio II	Calculo de Mflector	Página	23
6.8		Calculo de Mtorsor	Página	23
6.9	Árbol Hueco	Calculo de Mflector	Página	24
6.10		Calculo de Mtorsor	Página	24
6.11	Árbol Veloz	(Sentido Giro Contrario) Calculo de Mflector	Página	25
6.12		Calculo de Mtorsor	Página	26
6.13 y 6.14	A. Intermedio I	(Sentido Giro Contrario) Calculo de Mflector	Página	27
6.15		Calculo de Mtorsor	Página	28
6.16 y 6.17	A. Intermedio II	(Sentido Giro Contrario) Calculo de Mflector	Página	28
6.18		Calculo de Mtorsor	Página	29
6.19	Árbol Hueco	(Sentido Giro Contrario) Calculo de Mflector	Página	29
6.20		Calculo de Mtorsor	Página	29
6.21	Árbol Veloz	(Plano Vertical) Fuerza Result Total	Página	30
6.22		Calculo Mflector Total	Página	30
6.23	A. Intermedio I	(Plano Vertical) Fuerza Result Total	Página	30
6.24		Calculo Mflector Total	Página	31
6.25	A. Intermedio II	(Plano Vertical) Fuerza Result Total	Página	31
6.26		Calculo Mflector Total	Página	32



6.27	Árbol Hueco	(Plano Vertical)	Fuerza Result Total	Pagina	32
6.28			Calculo Mflector Total	Pagina	32
6.21	Resumen de Esfuerzos			Pagina	33-34
7	Calculo de diámetros de arboles			Pagina	35
7.1	Calculo de diámetro de árbol	Veloz		Pagina	35 y 36
7.2	Calculo de diámetro de árbol	Intermedio I		Pagina	37 y 38
7.3	Calculo de diámetro de árbol	Intermedio II		Pagina	38
7.4	Calculo de diámetro de árbol	Árbol salida		Pagina	39 y40
7.5	Resumen diámetros calculados/Adoptados			Pagina	40
8	Calculo de rodamientos			Pagina	41
8.1	Selección de rodamiento	Árbol veloz		Pagina	41
8.2	Selección de rodamiento	Intermedio I		Pagina	42-43
8.3	Selección de rodamiento	Intermedio II		Pagina	44-45
8.4	Selección de rodamiento	Árbol salida		Pagina	46-47
8.5	Selección de Retenes			Pagina	47
9	Calculo de chavetas			Pagina	48
9.1	Calculo de chavetas	Árbol Veloz		Pagina	48
9.2	Calculo de chavetas	Intermedio I		Pagina	48
9.3	Calculo de chavetas	Intermedio II		Pagina	49
9.4	Calculo de chavetas	Árbol salida		Pagina	49-50
10	Diseño de caja			Pagina	51
10.1	Diseño de tapa de Rodamiento	Árbol Veloz		Pagina	52
10.2	Diseño de tapa de Rodamiento	Intermedio I		Pagina	52-53
10.3	Diseño de tapa de Rodamiento	Intermedio II		Pagina	54
10.4	Diseño de tapa de Rodamiento	Árbol salida		Pagina	54
11	Elástica de deformación de Arboles				
11.1	Elástica de deformación del árbol Veloz			Pagina	55
	Elástica de deformación del árbol Veloz	(Plano)		Pagina	56
11.2	Elástica de deformación del árbol Intermedio I			Pagina	57
	Elástica de deformación del árbol Intermedio I	(Plano)		Pagina	58
11.3	Elástica de deformación del árbol Intermedio II			Pagina	59
	Elástica de deformación del árbol Intermedio II	(Plano)		Pagina	60
11.4	Elástica de deformación del árbol Hueco			Pagina	61
	Elástica de deformación del árbol Hueco	(Plano)		Pagina	62
11.5	Comparación DIN Deflexión			Pagina	63



0.0 ESCALONAMIENTOS CALCULO DE ESCALONAMIENTOS DEL REDUCTOR

Nº	A	A1	A2	A3	A= Distancia entre ejes de 1ª y 3ª Etapa
1	355	88,75	118,2	148	A1= A* 0,25
2	400	100	133,2	166,8	A2= A* 0,333
3	500	125	166,5	208,5	A3= A* 0,417
4	560	140	186,5	233,5	
5	625	156,3	208,1	260,6	
6	685	171,3	228,1	285,6	
7	750	187,5	249,8	312,8	
8	820	205	273,1	341,9	

En esta tabla se calculan las distancias entre centros de los ejes correspondientes a las 3 etapas de reducción ,que se calculan aplicando las formulas arriba descriptas

ESCALONAMIENTOS ADOPTADOS

Nº	A	A1	A2	A3
1	355	90	120	145
2	400	105	132	163
3	500	120	163	217
4	560	145	185	230
5	625	145	217	263
6	685	185	230	270
7	750	185	263	302
8	820	217	270	333

En esta tabla lo que se hace es Racionalizar o Standardizar las distancias entre centros para ahorro de espacio y además que puedan entrar todas las series de engranajes, y así evitar tener una gran cantidad de distintas medidas de los mismos con el consiguiente ahorro de stock innecesario

RELACIONES DE TRANSMISION CALCULADAS

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m	50	63	80	100	125	160	200	250	315	380
m1	4,421	4,775	5,171	5,570	6,000	6,515	7,018	7,560	8,165	8,692
m2	3,684	3,979	4,309	4,642	5,000	5,429	5,848	6,300	6,804	7,243
m3	3,069	3,315	3,589	3,866	4,165	4,522	4,871	5,248	5,668	6,034

Reductores a diseñar por cada integrante del equipo

A= 355	m= 380	
A= 820	m= 50	Cáceres Delio
A= 560	m= 160	



1. CÁLCULO GEOMÉTRICO ENGRANAJES

DATOS

m: 50
A: 820 mm
A1: 217 mm
A2: 270 mm
A3: 333 mm

$$m_1 = 1,2 (m)^{1/3} = \quad m_1 = 4,4208$$

$$m_2 = (m)^{1/3} = \quad m_2 = 3,6840$$

$$m_3 = 0,833 (m)^{1/3} = \quad m_3 = 3,0688$$

1.1 1ª Etapa

Como primer paso vamos a calcular el módulo adoptando un ángulo de hélice de 14° y 14 dientes para el piñón.

Adopto $z_1 = 14$

$$M^{\circ} 1 = \frac{2 A_1 \cos \beta_1}{(z_1 + Z_1)}$$

Adopto $\beta_1 = 14$

$$M^{\circ} 1 = \frac{2 A_1 \cos \beta_1}{(z_1 + m_1 z_1)} = \frac{2 A_1 \cos \beta_1}{z_1(1 + m_1)}$$

$$M^{\circ} 1 = 5,5488$$

Adopto $M^{\circ} = 5,5$

Adopto $Z = 62$ dientes para la rueda, y así verifico la relación de transmisión

$$m_1 = \frac{Z_1}{z_1} = \frac{62}{14}$$

$$m_1 = 4,4286 \quad m_1: \text{relación final para la primer etapa}$$

Con estos datos se puede calcular el ángulo de hélice definitivo

$$\cos \beta_1 = \frac{M^{\circ} 1 (z_1 + Z_1)}{2 A_1}$$

$$\beta_1 = 0,9631336 \quad 0,2723789 \text{ rad}$$

$$\beta_1 = 15,6062^{\circ}$$

Finalmente $\beta_1 = 15^{\circ} 35'$

Al tener el módulo, los números de dientes de rueda y piñón y el ángulo de hélice se puede



calcular los diámetros primitivos

$$d1 = \frac{M^{\circ} 1 * z1}{\cos \beta 1}$$

$$d1 = \frac{5,5 * 14}{\cos 15^{\circ} 35'}$$

$$d1 = 79,9384 \text{ mm}$$

d1: diámetro primitivo del piñón

$$D1 = \frac{M^{\circ} 1 * Z1}{\cos \beta 1}$$

$$D1 = \frac{5,5 * 62}{\cos 15^{\circ} 35'}$$

$$D1 = 354,013 \text{ mm}$$

D1: diámetro primitivo de la rueda

Verifico la distancia entre ejes

$$A1 = \frac{d1 + D1}{2}$$

$$A1 = 216,9757 \text{ mm}$$

$$DA = 217 \quad 216,976 \quad 0,024$$

$$DA_{adm} = 0,01 * M^{\circ} 1$$

$$DA_{adm} = 0,055$$

1ª Etapa. DIMENSIONES

h =	$M^{\circ} 1$ =	5,5 mm	h: Addendum
h1 =	$1,166 M^{\circ} 1$ =	6,413 mm	h1: Dedendum
H =	h + h1 =	11,913 mm	H: Altura de diente
t =	$M^{\circ} 1 * \pi$ =	17,279 mm	t: Paso normal de dentado
tc =	$\frac{M^{\circ} 1 * \pi}{\cos \beta 1}$ =	17,940 mm	tc: Paso circunferencial de dentado
de =	d1 + 2h =	90,938 mm	de: Diámetro exterior del piñón
di =	d1 - 2h1 =	67,112 mm	di: Diámetro interior del piñón
De =	D1 + 2h =	365,013 mm	De: Diámetro exterior de la rueda
Di =	D1 - 2h1 =	341,187 mm	Di: Diámetro interior de la rueda

1.2 2ª Etapa

Adopto $\beta 2 = 14$ $z2 = 14$

$$M^{\circ} 2 = \frac{2 A2 \cos \beta 2}{(z2 + Z2)} \quad M^{\circ} 2 = \frac{2 A2 \cos \beta 2}{(z2 + m2 z2) z2(1 + m2)}$$

$$M^{\circ} 2 = 7,9901$$

Adopto $M^{\circ} 2 = 8$

Adopto $Z2 = 51$ y verificar la relación de transmisión obtenida para 2 etapa

$$m2 = \frac{Z2}{z2} = \frac{51}{14}$$



$$m_2 = \frac{3,6429}{\cos \beta_2} = \frac{M^{\circ} 2 (z_2 + Z_2)}{2 A_2} = 0,962963 \quad m_2: \text{relación final para la segunda etapa}$$

$$\beta_2 = 0,2730 \text{ rad}$$

$$\beta_2 = 15,6425^{\circ}$$

Finalmente $\beta_2 = 15^{\circ}40'$

Al tener el modulo, los números de dientes de rueda y piñón y el ángulo de hélice se puede calcular los diámetros primitivos

$$d_2 = \frac{M^{\circ} 2 * z_2}{\cos \beta_2}$$

$d_2 = 116,321 \text{ mm}$ d2: diámetro primitivo del piñón

$$D_2 = \frac{M^{\circ} 2 * Z_2}{\cos \beta_2}$$

$D_2 = 423,742 \text{ mm}$ D2: diámetro primitivo de la rueda

Verifico la distancia entre ejes

$$A_2 = \frac{d_2 + D_2}{2}$$

$A_2 = 270,0318 \text{ mm}$

DA= 270 270,032 0,0318 DAadm= 0,01*M°2
DAadm= 0,08

2ª Etapa.DIMENSIONES

$h = M^{\circ} 2 = 8 \text{ mm}$	$h:$ Addendum
$h_1 = 1,166 M^{\circ} 2 = 9,328 \text{ mm}$	$h_1:$ Dedendum
$H = h + h_1 = 17,328 \text{ mm}$	$H:$ Altura de diente
$t = M^{\circ} 2 * \pi = 25,133 \text{ mm}$	$t:$ Paso normal de dentado
$t_c = \frac{M^{\circ} 2 * \pi}{\cos \beta_2} = 26,099 \text{ mm}$	$t_c:$ Paso circunferencial de dentado
$d_e = d_2 + 2h = 132,321 \text{ mm}$	$d_e:$ Diámetro exterior del piñón
$d_i = d_2 - 2h_1 = 97,665 \text{ mm}$	$d_i:$ Diámetro interior del piñón
$D_e = D_2 + 2h = 439,742 \text{ mm}$	$D_e:$ Diámetro exterior de la rueda
$D_i = D_2 - 2h_1 = 405,086 \text{ mm}$	$D_i:$ Diámetro interior de la rueda



1.3 3ª Etapa

Adopto $\beta_2 = 14$ $z_3 = 13$

$$M^{\circ} 3 = \frac{2 A_3 \cos \beta_3}{(z_3 + Z_3)}$$

$$M^{\circ} 3 = \frac{2 A_3 \cos \beta_3}{(z_3 + m_3 z_3)} = \frac{2 A_3 \cos \beta_3}{z_3(1 + m_3)}$$

$M^{\circ} 3 = 12,2171$

Adopto $M^{\circ} 3 = 12$

Adopto $Z_3 = 40$ verifico relación transmisión obtenida para 3 etapa

$$m_3 = \frac{Z_3}{z_3} = \frac{40}{13}$$

$m_3 = 3,0769$ m_3 : relación final para la segunda etapa

Con estos datos se puede calcular el ángulo de hélice definitivo

$$\cos \beta_3 = \frac{M^{\circ} 3 (z_3 + Z_3)}{2 A_3} = 0,954955$$

$$\beta_3 = 0,3013 \text{ rad}$$

$$\beta_3 = 17,2626^{\circ}$$

Finalmente $\beta_3 = 17^{\circ} 15'$

Al tener el modulo, los números de dientes de rueda y piñón y el ángulo de hélice se puede calcular los diámetros primitivos

$$d_3 = \frac{M^{\circ} 3 * z_3}{\cos \beta_3}$$

$d_3 = 163,347 \text{ mm}$ d_3 : diámetro primitivo del piñón

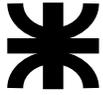
$$D_3 = \frac{M^{\circ} 3 * Z_3}{\cos \beta_3}$$

$D_3 = 502,607 \text{ mm}$ D_3 : diámetro primitivo de la rueda

Verifico la distancia entre ejes

$$A_3 = \frac{d_3 + D_3}{2}$$

$A_3 = 332,977 \text{ mm}$
 $DA = 333 \quad 332,977 \quad 0,0230 \quad DA_{adm} = 0,01 * M^{\circ} 3 = 0,12$



3ª Etapa.DIMENSIONES

$h = M^{\circ} 3 =$	12 mm	h : Adendum
$h1 = 1,166 M^{\circ} 3 =$	13,992 mm	$h1$: Dedendum
$H = h + h1 =$	25,992 mm	H : Altura de diente
$t = M^{\circ} 3 * \uparrow =$	37,699 mm	t : Paso normal de dentado
$tc = \frac{M^{\circ} 3 * \uparrow}{\cos \beta 3} =$	39,477 mm	tc : Paso circunferencial de dentado
$de = d3 + 2h =$	187,347 mm	de : Diámetro exterior del piñón
$di = d3 - 2h1 =$	135,363 mm	di : Diámetro interior del piñón
$De = D3 + 2h =$	526,607 mm	De : Diámetro exterior de la rueda
$Di = D3 - 2h1 =$	474,623 mm	Di : Diámetro interior de la rueda

RELACION FINAL

La relación final para las tres etapas es:

$$m = m1 * m2 * m3$$

$$m = 49,6389$$

El error respecto a la relación nominal es:

$$\Delta m = \frac{m_{final} - 1}{m} * 100$$

$$\Delta m = \frac{49,6389 - 1}{50} * 100$$

$$\Delta m = -0,722 \%$$

El error cometido es menor al 2,5% con lo cual verifica

1.4

RESUMEN

	1 ETAPA	2ETAPA	3ETAPA
m_{final}	4,42857	3,643	3,077
M°	5,5	8	12
z	14	14	13
Z	62	51	40
β	15° 35'	15°40'	17° 15'
$dp_{\text{piñon}}(\text{mm})$	79,938	116,321	163,347
$D_{\text{rueda}}(\text{mm})$	354,013	423,742	502,607
de (mm)	90,938	132,321	187,347
di (mm)	67,112	97,665	135,363
De (mm)	365,013	439,742	526,607
Di (mm)	341,187	405,086	474,623
$h1$ (mm)	6,413	9,328	13,992
H (mm)	11,913	17,328	25,992
t (mm)	17,279	25,133	37,699
tc (mm)	17,940	26,099	39,477



2. CALCULO DE LAS TENSIONES ADMISIBLES (Según AGMA)

2.A CALCULO DE LA TENSION ADMISIBLE A LA FLEXION SEGÚN AGMA

$$\sigma_{adm} = (S_t \times K_I) / (K_t \times K_r)$$

S_t = tensión admisible a la flexión SAE

5221

S_t =

440 Mpa

(Sale de hoja con distintos tipos de reductor a realizar en la práctica dada en la Cátedra = última parte :ACEROS)

K_I = factor de duración

K_t = factor de temperatura

K_r = factor de confiabilidad

pertenece a un número de ciclos igual a $N=10^7$

k_I = 1 ciclos

k_t = 1 este valor corresponde hasta un valor de temperatura $120^\circ C$
corresponde a un valor de confiabilidad de

k_r = 1 0,99

La tensión admisible al reemplazar valores queda $\sigma_{adm} = 440 \text{ Mpa}$

2.B CALCULO DE LA TENSION ADMISIBLE POR CONTACTO SEGUN AGMA

$$\sigma_{c adm} = (S_c \times C_I \times C_H) / (C_t \times C_r)$$

S_c = resistencia a la fatiga en la superficie correspondiente a un

acero carburizado el cual es 1550 Mpa- con una dureza mínima de 60 HRC

S_c = 1550 Mpa

Los factores son los mismos que corresponden a los de resistencia a la flexión se diferencian en la letra por corresponderse a distintas tensiones

c_I = factor de duración

c_t = factor de temperatura

c_r = factor de confiabilidad

c_H = factor de relación de dureza

pertenece a un número de ciclos igual a $N=10^7$

c_I = 1 ciclos

c_t = 1 este valor corresponde hasta un valor de temperatura $120^\circ C$
corresponde a un valor de confiabilidad de

c_r = 1 0,99

c_H = $1 + A(m-1)$

La dureza del piñón está dada de manera empírica por la siguiente fórmula

$$HBP = 11 \cdot m + HBG$$

HBP = es la dureza en brinell del piñón

m = relación de transmisión en la etapa estudiada

HBG = es la dureza en brinell de la rueda

Para nuestro caso hemos tomado la dureza mínima como dureza de la rueda la cual es 60 HRC que serian aproximadamente 600 brinell

$$HBP = 11 \cdot m + 600$$

$m = 3$

$$HBP = 633$$

$A = 0,001$

$C_H = 1,002$

$$\sigma_{c adm} = 1553,7 \text{ Mpa}$$



2.1 **CALCULO DE LA TENSION POR CONTACTO EN LA PRIMERA ETAPA**

cl 1
ct 1
cr 1

$$ch=1+A(m-1)$$

$$A= 8,98E-3 (HBP/HBG)-8,29E-3$$

HBP= 11* m1 +HBG m1 = 4,428571
HBP= 648,7

A= 0,001
Ch= 1,005

$$\sigma c adm= 1557,5 \text{ Mpa}$$

2.2 **CALCULO DE LA TENSION POR CONTACTO EN LA SEGUNDA ETAPA**

cl 1
ct 1
cr 1

$$ch=1+A(m-1)$$

$$A= 8,98E-3 (HBP/HBG)-8,29E-3$$

HBP= 11* m +HBG m = 3,642857
HBP= 640,1

A= 0,001
Ch= 1,003

$$\sigma c adm= 1555,3 \text{ Mpa}$$

2.3 **CALCULO DE LA TENSION POR CONTACTO EN LA TERCERA ETAPA**

cl 1
ct 1
cr 1

$$ch=1+A(m-1)$$

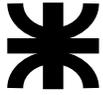
$$A= 8,98E-3 (HBP/HBG)-8,29E-3$$

HBP= 11* m +HBG m= 3,076923
HBP= 633,8

A= 0,001
Ch= 1,002

$$\sigma c adm= 1553,9 \text{ Mpa}$$

Elegimos a la menor de las tensiones admisibles por contacto



3.A CALCULO RESISTIVO DE LA PRIMERA ETAPA

En esta etapa calcularemos posible potencia a transmitir para nuestro reductor a partir de un ancho de faja prefijado mediante las formulas resistencia a la flexión del AGMA , averiguaremos la carga transmitida y por ende la Potencia. Los valores de los factores corresponden al LIBRO

" DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA " de Shigley-Mischke 5ta edición -

$$\sigma = \frac{(wt \cdot k_a \cdot k_s \cdot k_m)}{(k_v \cdot F \cdot M^{\circ} \cdot J)}$$

σ = es el esfuerzo por flexión

wt= es la carga tangencial transmitida

k_a = factor de aplicación

k_v = factor dinámico

M° = modulo métrico nominal en el plano de rotación

F= ancho de cara

k_s = factor de tamaño

k_m = factor de distribución de cargas

J= factor geométrico

k_a = factor de aplicación

Un valor medio de dicho factor sería el siguiente

$$K_a = 1,2 \quad \text{Tabla 1}$$

k_s = factor de tamaño

La recomendación de AGMA es que se utilice un factor igual a la unidad para la mayoría de los engranes siempre que se haga una buena elección del acero y del tratamiento térmico de la superficie , en caso contrario el factor debe ser mayor a la unidad

$$K_s = 1 \quad \text{pág. 684}$$

k_m = factor de distribución de cargas

Para montaje exacto , bajas holguras de cojinetes , deflexiones mínimas , engranes de precisión , en función a una variación del ancho de cara entre 50 mm y 150 mm tenemos que :

$$K_m = 1,3 \quad \text{Tabla 2}$$

k_v = factor dinámico

El factor dinámico depende exclusivamente de Q_v y V que son los índice de calidad y la velocidad de paso de la rueda (o sea la velocidad tangencial en el diámetro primitivo) respectivamente

Los índices de calidad se dividen en dos grupos de clases

clase 3 a 7 - engranajes comerciales -

clase 8 a 12 - engranajes de precisión -

En nuestro caso hemos utilizado un $Q_v = 9$

$$V = \pi \cdot \varnothing_r \cdot n / 60000$$

V = es la velocidad de paso en la rueda (m/s)

\varnothing_{pr} = es el diámetro primitivo de la rueda (mm)

n = es el numero de vueltas por minuto

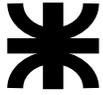
1460

rpm

El rango de velocidades va desde 0,13 a 3,27 m/s

Con estos datos vamos al grafico 3 y obtenemos :

$$K_v = 0,6$$



J= factor geométrico

El factor geométrico lo podemos obtener del grafico 4 en función del número de dientes de la rueda y del ángulo de hélice

$$\begin{aligned} Z_1 &= 62 \\ \beta_1 &= 9^\circ 25' \\ J &= 0,5 \end{aligned}$$

Pero este último está considerado para un engrane conectado de 75 dientes por esa razón es necesario aplicarle un coeficiente de corrección cuando el número de dientes sea distinto a 75 del otro elemento conectado. grafico 5

$$\begin{aligned} z_1 &= 14 \\ c &= 0,925 \text{ factor de corrección} \\ J &= 0,4625 \text{ factor geométrico final} \end{aligned}$$

M°= modulo métrico nominal en el plano de rotación

$$M^\circ = 5,5$$

F= ancho de cara

Vamos a prefijar un ancho de cara del orden de 30 M°

$$F = 30 M^\circ$$

$$F = 165$$

Ka	1,2
Ks	1
Km	1,3
Kv	0,6
J	0,4625
M°	5,5
F	165
σ	440

3A.1 CALCULO DE LA FUERZA TANGENCIAL TRANSMITIDA

$$W_t = (\sigma k_v F M^\circ J) / (k_a k_s k_m)$$

$$W_t = 71029,3 \text{ N}$$

3A.2 CALCULO DE LA POTENCIA TRANSMITIDA EN LA PRIMERA ETAPA

$$P = W_t \times V$$

$$V = \pi \varnothing r n / 60000$$

$$P = 71029,3 \quad 6,11$$

Sale de

$$1.4$$

$$\varnothing_{pr} = 79,938$$

$$P = 434,042 \text{ Kwatt}$$

$$n_1 = 1460/i_1$$

$$P = 589,732 \text{ HP}$$

3B CALCULO RESISTIVO DE LA SEGUNDA ETAPA

$$K_a = 1,2 \quad \text{Tabla 1}$$

$$K_s = 1$$

$$K_m$$

$$= 1,3 \quad \text{Tabla 2}$$

$$K_v = 0,78$$

$$Z_2 = 51$$

$$\beta_2 = 13^\circ 5'$$



$$J = 0,5$$

$$z_2 = 14$$

$$c = 1,02 \text{ factor de corrección}$$

$$J = 0,51 \text{ factor geométrico final}$$

M° = modulo métrico nominal en el plano de rotación

$$M^\circ = 8$$

F = ancho de cara

$$F = 240$$

Vamos a prefijar un ancho de cara del orden de 30 M°

$$F = 30 M^\circ$$

DATOS FINALES

$$K_a = 1,2$$

$$K_s = 1$$

$$K_m = 1,3$$

$$K_v = 0,78$$

$$J = 0,51$$

$$M^\circ = 8$$

$$F = 240$$

$$\sigma = 440$$

3B.1

CALCULO DE LA FUERZA TANGENCIAL TRANSMITIDA

$$W_t = (\sigma k_v F M^\circ J) / (k_a k_s k_m)$$

$$W_t = 215424 \text{ N}$$

3B.2

CALCULO DE LA POTENCIA TRANSMITIDA EN LA SEGUNDA ETAPA

$$P = W_t \times V$$

$$V = \pi \varnothing r n / 60000$$

$$P = 215424 \quad 2,01$$

Salte de

1.4

$$\varnothing_{pr} = 116,32$$

$$P = 432,5 \text{ Kwatt}$$

$$n_2 = n_1 / i_2$$

$$P = 587,694 \text{ HP}$$

3C

CALCULO RESISTIVO DE LA TERCERA ETAPA

$$\sigma = (w_t k_a k_s k_m) / (k_v F M^\circ J)$$

$$K_a = 1,2 \text{ Tabla 1}$$

$$K_s = 1$$

$$K_m =$$

$$= 1,6 \text{ Tabla 2}$$

$$K_v = 0,95$$

$$Z_3 = 40$$

$$\beta_3 = 11^\circ 5'$$

$$J = 0,62$$

$$z_3 = 13$$



$$C = 0,92 \text{ factor corrección}$$

$$J = 0,5704 \text{ factor geom final}$$

$M^\circ =$ modulo métrico nominal en el plano de rotación

$$M^\circ = 12 \text{ Vamos a prefijar el ancho de cara del orden de } 30 M^\circ$$

$$F = 360 \quad F = 30 M^\circ$$

DATOS FINALES

Ka	1,2
Ks	1
Km	1,6
Kv	0,95
J	0,5704
M°	12
F	360
σ	440

3C.1 CALCULO DE LA FUERZA TANGENCIAL TRANSMITIDA

$$W_t = (\sigma k_v F M^\circ J) / (k_a k_s k_m)$$

$$W_t = 536461 \text{ N}$$

3C.2 CALCULO DE LA POTENCIA TRANSMITIDA EN LA TERCERA ETAPA

$$P = W_t \times V$$

$$P = 536461 \quad 0,77 \text{ m/s}$$

$$P = 415,22 \text{ Kwatt}$$

$$P = 564,164 \text{ HP}$$

4 VERIFICACION AL DESGASTE

$$\sigma_c = \frac{c_p \{ (w_t c_a c_s c_m c_f) / (c_v F d l) \}}{0,5}$$

4.1 VERIFICACION DEL PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

Coefficiente elástico { c_p }

Al considerar que tanto el piñón como la rueda son del mismo material de la tabla 6 obtenemos el valor de c_p considerando que ambos materiales son de acero

$$c_p = 191 \text{ Mpa}$$

Coefficiente de estado o condición de superficie { c_f }

AGMA sugiere que cuando los defectos sean visibles y obvios el factor tome un valor mayor a 1 como en nuestro caso tenemos que los engranajes van a estar rectificadas el valor de c_f estará dado por

$$c_f = 1$$

Coefficiente geométrico { l }

$$l = \cos \phi \sin \phi \text{ m} / \{ 2 m_n (m+1) \}$$

$$\phi = 20 \quad 0,349066$$

$$m_n = 1$$



$$m1 = 4,42857$$

$$l = 0,1311$$

$$Cp = 191$$

$$Cf = 1$$

$$Ca = 1,2$$

$$Cs = 1$$

$$Cm = 1,6$$

$$Cv = 0,95$$

$$l = 0,131$$

$$d = 79,9$$

$$F = 165$$

$$F1 = 30 \text{ M}^\circ$$

$$\sigma_c = \frac{cp \{ (wt \ ca \ cs \ cm \ cf) / (cv \ F \ d \ l) \}}{\sigma_c \text{ adm} = 1553,9 \text{ a}} \text{ Mp}$$

$$\sigma_c = 1702,147525 \text{ Mpa}$$

No verifica desgaste

$$\sigma_c / \sigma_{c \text{ adm}} = 1,0954$$

Recalculo la Potencia para que verifique al desgaste

(Reemplazo el valor de Sigma c admisible y despejo Wt)

$$Wt = 56623,96892 \text{ N}$$

$$P = 346,01 \text{ Kwatt}$$

$$\sigma_c = 1553,852016 \text{ Mpa}$$

Reemplazando nueva potencia verifica desgaste

4.2 VERIFICACION DEL PIÑÓN DE LA 2° ETAPA

$$cp = 191 \text{ Mpa}$$

$$cf = 1$$

$$l = \cos \phi \text{ sen } \phi \ m / \{ 2 \ mn \ (\ m+1 \) \}$$

$$\phi = 20 \ 0,349066$$

$$mn = 1$$

$$m2 = 3,64286$$

$$l = 0,1261$$

$$Cp = 191$$

$$Cf = 1$$

$$Ca = 1,2$$

$$Cs = 1$$

$$Cm = 1,6$$

$$Cv = 0,95$$

$$l = 0,1260853$$

$$d = 116,32148$$

$$F = 240$$

$$F2 = 30 \text{ M}^\circ$$



(1/2)

$$\sigma_c = \frac{cp \{ (cs \cdot cm \cdot cf \cdot wt \cdot ca) \}}{(cv \cdot F \cdot d \cdot l)}$$

$$\sigma_{c \text{ adm}} = 1553,85 \text{ Mpa}$$

no
verifica

$$\sigma_c = 2124 \text{ Mpa}$$

al
desgaste $\sigma_c / \sigma_{cad} = 1,3671$

Recalculo la Potencia para que verifique al desgaste

(Reemplazo el valor de Sigma c admisible y despejo Wt)

$$Wt = 115268 \text{ N}$$

$$P = 231,44 \text{ Kwatt}$$

Reemplazando la nueva
potencia verifica al
desgaste

$$\sigma_c = 1553,85 \text{ Mpa}$$

4.3

VERIFICACION DEL PIÑÓN DE LA 3° ETAPA

$$cp = 191 \text{ Mpa}$$

$$cf = 1$$

$$l = \cos \phi \cdot \sin \phi \cdot m / \{ 2 \cdot mn \cdot (m+1) \}$$

$$\phi = 20 \text{ } 0,349066$$

$$mn = 1$$

$$m^3 = 3,07692$$

$$l = 0,1213$$

$$Cp = 191$$

$$Cf = 1$$

$$Ca = 1,2$$

$$Cs = 1$$

$$Cm = 1,6$$

$$Cv = 0,95$$

$$l = 0,1212807$$

$$d = 163,34737$$

$$F = 360$$

$$F3 = 30 \text{ M}^\circ$$

(1/2)

$$\sigma_c = \frac{cp \{ (wt \cdot ca \cdot cs \cdot cm \cdot cf) \}}{(cv \cdot F \cdot d \cdot l)}$$

$$\sigma_{c \text{ adm}} = 1553,85 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_c = 2355,02 \text{ Mpa} \quad \text{no verifica al desgaste} \quad \sigma_c / \sigma_{cad} = 1,5156$$



Recalculo la Potencia para que verifique al desgaste

(Reemplazo el valor de Sigma c admisible y despejo Wt)

Wt= 233544 N

P= 180,76 Kwatt

σ_c
= 1553,85 Mpa

Reemplazando la nueva potencia verifica al desgaste

4.4 RESUMEN TRANSMISION DE POTENCIAS

		POTENCIAS X FLEXION		POTENCIAS X DESGASTE	
1	ETAP			346,0	
A		434,0 Kw	30 M°	1 Kw	30 M°
2	ETAP			231,4	
A		432,5 Kw	30 M°	4 Kw	30 M°
3	ETAP			180,7	
A		415,2 Kw	30 M°	6 Kw	30 M°
POTENCIA ADOPTADA =				180,76 KW	

4.	RECALCULO DE ANCHO DE FAJA CON MENOR POTENCIA=			180,76 Kw
5	RECALCULO X FLEXION			242,64 HP

Wt1 = P/(v1)= 29581 N
 $F1 = \frac{Wt1}{\sigma_c} = \frac{29581}{1553,85} = 19,03 \text{ mm}$

Wt2 = P/(v2)= 90028,07 N
 $F2 = \frac{Wt2}{\sigma_c} = \frac{90028,07}{1553,85} = 57,94 \text{ mm}$

Wt3 = P/(v2)= 233544 N
 $F3 = \frac{Wt3}{\sigma_c} = \frac{233544}{1553,85} = 150,29 \text{ mm}$

4.	RECALCULO DE ANCHO DE FAJA CON MENOR POTENCIA=			180,7 Kw
6	RECALCULO POR DESGASTE			

Wt1 = P/(v1)= 29581 N
 $F1 = \frac{Wt1}{\sigma_c} \cdot \left(\frac{c_p}{c} \right)^2 \cdot v \cdot d \cdot l = \frac{29581}{1553,85} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,0001} \right)^2 \cdot 1000 \cdot 1000 \cdot 1000 = 86,199 \text{ mm}$

Wt2 = P/(v2)= 90028,07 N
 $F2 = \frac{Wt2}{\sigma_c} \cdot \left(\frac{c_p}{c} \right)^2 \cdot v \cdot d \cdot l = \frac{90028,07}{1553,85} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,0001} \right)^2 \cdot 1000 \cdot 1000 \cdot 1000 = 187,45 \text{ mm}$



$$Wt3 = P/(v2) = 233544 \text{ N}$$

$$F3 = \frac{(wt \ ca \ cs \ cm \ cf) / ((\sigma c / cp)^2 * cv * d * l)}{359,99 \text{ mm}}$$

4.7 RESUMEN ANCHOS DE FAJA

ESFUERZO DE FLEXION			ESFUERZO X DESGASTE		
1 Etapa	74,8 mm	13,6 M°	86,20 mm	15,6 M°	
2 Etapa	100 mm	12,55 M°	187,45 mm	23,4 M°	
3 Etapa	157 mm	13,1 M°	359,99 mm	30 M°	

ANCHOS DE FAJA FINALES		ADOPTADO	
1 Etapa	86,19 mm	87 mm	8,7 cm
2 Etapa	187,52 mm	188 mm	18,8 cm
3 Etapa	359,99 mm	360 mm	36 cm



CALCULO DE CARGAS

5.1 Calculo de las cargas transmitidas en la primera etapa

$\phi n1 = 20$ 0,34906585 Angulo de Presión Normal
 $\beta 1 = 15,5833$ 0,27197989 $15^\circ 35'$ Angulo de Hélice
 $\phi t1 = \text{Arc tg} (\text{tg } \phi n1 / \cos \beta 1)$ Angulo de Presión Transversal
 $\phi t1 = 0,36127573$ 20,6995745

wt1 = 29581,38 N 3015,43 kg Sale de 4.5 Fuerza Tangencial

$Wr1 = Wt1 \tan \phi t1$

wr1 = 1139,41 kg Fuerza Radial

$Wa1 = Wt1 \tan \beta 1$

wa1 = 840,98 kg Fuerza axial

5.2 Calculo de las cargas transmitidas en la segunda etapa

$\phi n2 = 20$ 0,34906585 Angulo de Presión Normal
 $\beta 2 = 15,6667$ 0,2734355 $15^\circ 40'$ Angulo de Hélice
 $\phi t2 = \text{Arc tg} (\text{tg } \phi n2 / \cos \beta 2)$ Angulo de Presión Transversal
 $\phi t2 = 0,36141036$ 20,7072881

wt2 = 90028,0717 N 9177,17 kg Sale de 4.5 Fuerza Tangencial

$Wr2 = Wt2 \tan \phi t2$

wr2 = 3469,09897 Kg Fuerza Radial

$Wa2 = Wt2 \tan \beta 2$

wa2 = 2573,83292 Kg Fuerza axial

5.3 Calculo de las cargas transmitidas en la tercera etapa

$\phi n3 = 20$ 0,34906585 Angulo de Presión Normal
 $\beta 3 = 17,25$ 0,3010693 $17^\circ 15'$ Angulo de Hélice
 $\phi t3 = \text{Arc tg} (\text{tg } \phi n3 / \cos \beta 3)$ Angulo de Presión Transversal
 $\phi t3 = 0,36411895$ 20,8624793

wt3 = 233543,528 N 23806,68 kg Sale de 4.5 Fuerza Tangencial

$Wr3 = Wt3 \tan \phi t3$

wr3 = 9073,02809 Kg Fuerza Radial

$Wa3 = Wt3 \tan \beta 3$

wa3 = 7392,17053 Kg Fuerza axial



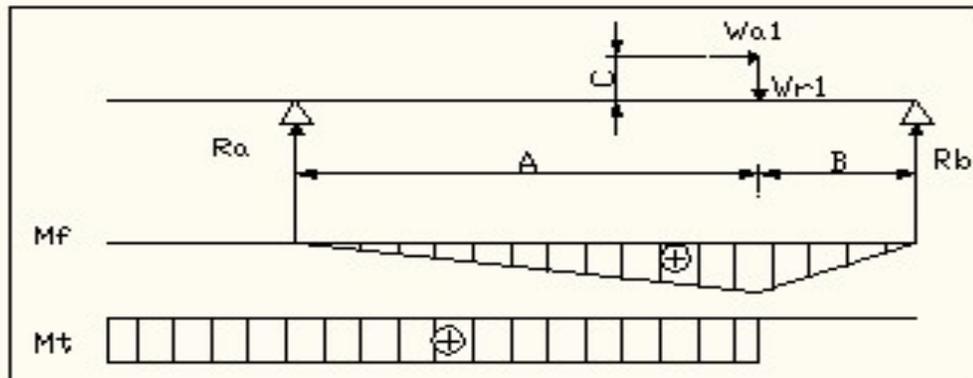
6. Calculo de esfuerzos en árbol

ARBOL VELOZ

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

	DISTANCIAS	Cargas radiales		Cargas axiales (kg)	
			(kg)		
A =	31,363 cm	Wr 1 =	1139,41081	Wa 1 =	840,9760958
B =	25,50 cm	Wr 2 =	0	Wa 2 =	0
C =	3,997 cm	Wr 3 =	0	Wa 3 =	0
D = DIST e/ap	56,863 cm				

	Diámetros (cm)	Radios (cm)
d1 =	7,994	3,997
D1 =	35,401	17,701
d2 =	11,632	5,82
D2 =	42,374	21,187
d3 =	16,335	8,167
D3 =	50,261	25,130



$$\sum MA = 0 \quad \rightarrow \quad Rb \cdot D = Wa1 \cdot C + Wr1 \cdot A \quad \rightarrow$$

$$Rb = \frac{Wr1 \cdot A + Wa1 \cdot C}{D} = \frac{56,863}{6.0}$$

Rb = 687,55486 kg

$$\sum F = 0$$

$$Ra = Wr1 - Rb$$

Ra = 451,85594 kg

6.1 Calculo del momento flector en el punto 1

$$Mf = Rb \cdot B = 17532,649 \text{ kgcm}$$

6.2 Calculo del momento torsor

$$N = 242,64 \text{ HP} \quad \text{Sale de 4.5}$$



$$M_t = 71620 \cdot N / n \cdot m_1 \cdot m_2 \cdot m_3$$

$$M_t = 11902,496 \text{ kgcm}$$

$$\begin{aligned} m_1 &= 1 \\ m_2 &= 1 \\ m_3 &= 1 \end{aligned}$$

$$P/2 = 0,05 \cdot A_2 + 10 = 1,175 \text{ cm}$$

$$X: 0,5P + b_3 + 3 + 0,5P + b_2 + 0,5P = 56,863 \text{ cm}$$

$$F_1 = 8,7 \text{ cm}$$

Huelgo e borde int caja y engranaje
ancho interno de la caja
Ancho Faja1

ARBOL INTERMEDIO I

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

DISTANCIAS (cm)	Diámetros (cm)	Radios (cm)
A1 = 31,363	d1 = 7,994	3,997
B1 = 25,50	D1 = 35,401	17,70
C1 = 17,70	d2 = 11,632	5,82
A2 = 46,288	D2 = 42,374	21,187
B2 = 10,575	d3 = 16,335	8,167
C2 = 5,82	D3 = 50,261	25,130
D = DIST e/ap = 56,863		

Cargas radiales (kg)

$$W_r 1 = 1139,411$$

$$W_r 2 = 3469,099$$

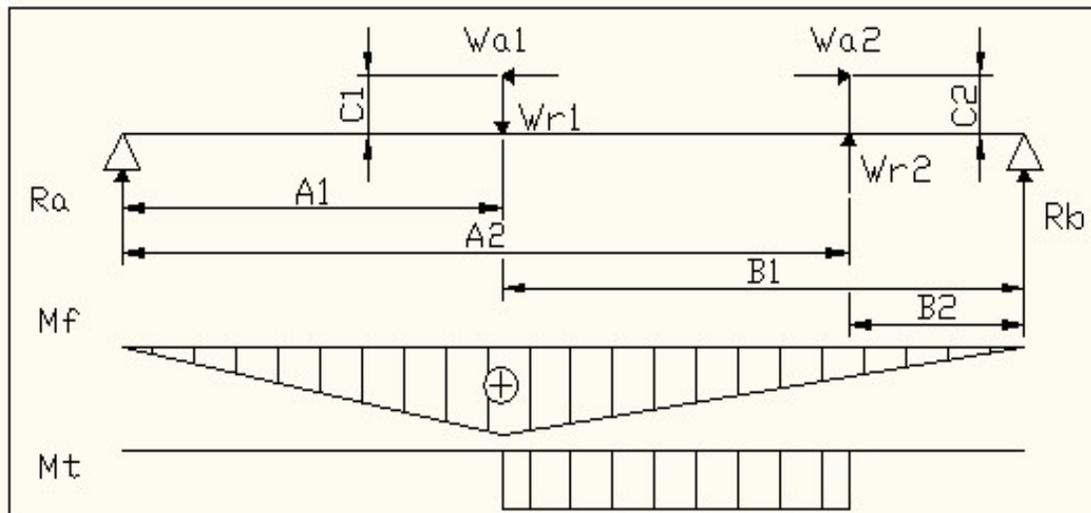
$$W_r 3 = 0$$

Cargas axiales (kg)

$$W_a 1 = 840,976$$

$$W_a 2 = 2573,833$$

$$W_a 3 = 0$$



$$\sum M_a = 0 \rightarrow -R_b \cdot D + W_r 1 \cdot A_1 - W_r 2 \cdot A_2 + W_a 2 \cdot C_2 - W_a 1 \cdot C_1 = 0$$

$$R_b = \frac{W_r 1 \cdot A_1 - W_r 2 \cdot A_2 + W_a 2 \cdot C_2 - W_a 1 \cdot C_1}{D} = \frac{56,863}{6.3.0}$$

$$R_b = -2194,02 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0 \rightarrow R_a = W_r 1 - W_r 2 + R_b$$

$$R_a = -4523,71 \text{ kg} \quad 6.3.01$$

6.3 Calculo del momento flector en el punto 1

$$M_f = R_a \cdot A_1$$

$$M_f = 141875 \text{ kgcm}$$



6.4 Calculo del momento flector en el punto 2

$$M_f = R_b \cdot B_2$$

$$M_f = \mathbf{23201,746 \text{ kgcm}}$$

6.5 Calculo del momento torsor

$$N = \mathbf{242,6 \text{ HP}} \quad \text{Sale de 4.5}$$

$$M_t = 71620 \cdot N / n \cdot m_1 \cdot m_2 \cdot m_3$$

$$M_t = \mathbf{52711 \text{ kgcm}}$$

$$m_1 = 4,428571429$$

$$m_2 = 1$$

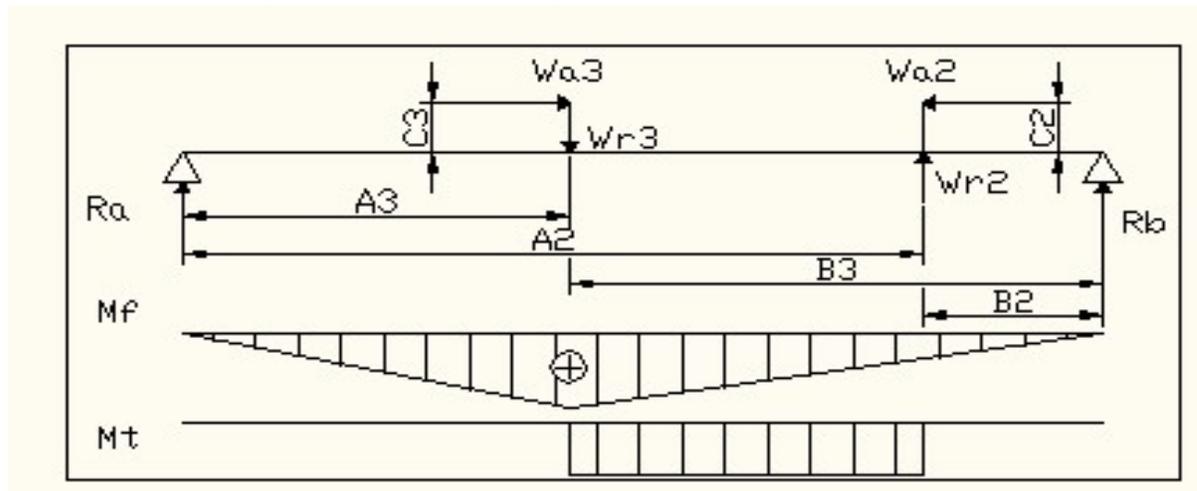
$$m_3 = 1$$

ARBOL INTERMEDIO-II

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

DISTANCIAS (cm)	Diámetros (cm)	Radios (cm)
A2 = 46,288	d1 = 7,9938	3,9969
B2 = 10,575	D1 = 35,4013	17,7007
C2 = 21,19	d2 = 11,6321	5,8161
A3 = 19,175	D2 = 42,3743	21,19
B3 = 37,688	d3 = 16,3347	8,17
C3 = 8,17	D3 = 50,2607	25,1304
D = DIST e/ap = 56,863		

Cargas radiales (kg)	Cargas axiales (kg)
Wr 1 = 0	Wa 1 = 0
Wr 2 = 3469,098975	Wa 2 = 2573,83292
Wr 3 = 9073,028087	Wa 3 = 7392,17053



$$\sum M_a = 0 \rightarrow -R_b \cdot D + W_r3 \cdot A_3 - W_r2 \cdot A_2 + W_a3 \cdot C_3 - W_a2 \cdot C_2 = 0$$

$$R_b = -w_r2 \cdot A_2 + w_r3 \cdot A_3 + W_a3 \cdot C_3 - W_a2 \cdot C_2 / 56,863$$

$$R_b = \mathbf{338,39 \text{ kg}}$$

$$\sum F = 0 \rightarrow R_a = W_r3 - W_r2 - R_b$$

$$R_a = \mathbf{12203,73437 \text{ kg}} \quad \mathbf{6.6.0}$$



6.6 Calculo del momento flector en el punto 2

$$MF = R_b \cdot B_2 + W_a \cdot C_2$$

$$M_f = 58110,625 \quad \text{kgcm}$$

6.7 Calculo del momento flector en el punto 3

$$M_f = R_a \cdot A_3 + W_a \cdot C_3$$

$$M_f = 294381,189 \quad \text{kgcm}$$

6.8 Calculo del momento torsor

$$N = 242,6 \quad \text{HP} \quad \text{Sale de 4.5}$$

$$M_t = 71620 \cdot N / n \cdot m_1 \cdot m_2 \cdot m_3$$

$$M_t = 192018,84 \quad \text{kgcm}$$

$$m_1 = 4,42857$$

$$m_2 = 3,64286$$

$$m_3 = 1$$

$$F_2 = 18,8 \text{ cm}$$

$$F_3 = 36 \text{ cm}$$

$$P/2 = 1,175 \text{ cm}$$

$$X = 56,863 \text{ cm}$$

ARBOL HUECO

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

DISTANCIAS (cm)	Diámetros (cm)	Radios (cm)
A = 19,175	d1 = 7,9938	3,9969
B = 37,688	D1 = 35,4013	17,7007
C = 25,13	d2 = 11,6321	5,8161
D = DIST e/ap = 56,8625	D2 = 42,3743	21,1871
	d3 = 16,3347	8,1674
	D3 = 50,2607	25,13

Cargas radiales (kg)

$$W_r 1 = 0$$

$$W_r 2 = 0$$

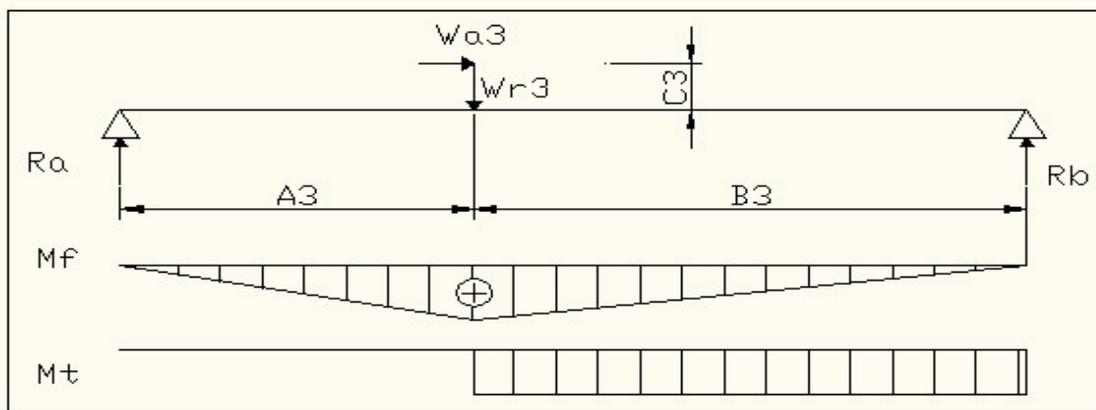
$$W_r 3 = 9073,028087$$

Cargas axiales (kg)

$$W_a 1 = 0$$

$$W_a 2 = 0$$

$$W_a 3 = 7392,17053$$



$$\sum M_a = 0 \rightarrow -R_b \cdot D + W_a \cdot C + W_r \cdot A = 0 \rightarrow$$

$$R_b = -6326,547 \quad \text{kg}$$

$$6.9.0$$

$$R_b = w_r \cdot A + w_a \cdot C / 56,8626$$

$$\sum F = 0 \rightarrow$$

$$R_a = W_r + R_b$$



Ra= 2746,481 kg

6.9 Calculo del momento flector en el punto 3

Mf=Ra*A= 52663,782 kgcm

6.10 Calculo del momento torsor

N = 242,6 HP Sale de 4.5

Mt=71620 *N/ n *m1 * m2 * m3

Mt = 594902 kgcm

m1= 4,428571429

m2= 3,642857143

m3= 3,076923077

F3= 36 cm

P/2= 1,175 cm

ARBOL VELOZ (Sentido Giro Contrario)

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

DISTANCIAS

A = 31,363 cm

B = 25,50 cm

C = 3,997 cm

D=DIST e/ap 56,863 cm

Cargas radiales (kg)

Wr 1 = 1139,41081

Wr 2 = 0

Wr 3 = 0

Cargas axiales (kg)

Wa 1 = 840,9760958

Wa 2 = 0

Wa 3 = 0

Diámetros (cm)

d1 = 7,994

D1 = 35,401

d2 = 11,632

D2 = 42,374

d3 = 16,335

D3 = 50,261

Radios(cm)

3,997

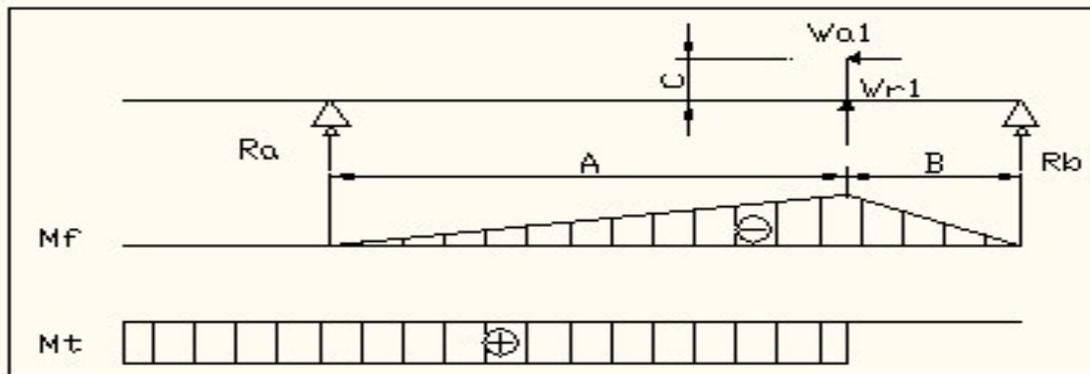
17,701

5,82

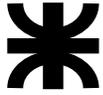
21,187

8,167

25,130



$$\begin{aligned} \sum MA=0 & \rightarrow Rb \cdot D = -Wa1 \cdot C - Wr1 \cdot A & \rightarrow \\ Rb = -Wr1 \cdot A - Wa1 \cdot C / D & & 56,863 \\ Rb = & \mathbf{-687,555} \text{ kg} \end{aligned}$$



$$\Sigma F=0$$

$$R_a = -W r_1 + R_b$$

$$R_a = \mathbf{451,856} \quad \text{kg}$$

6.11 Calculo del momento flector en el punto 1

$$M_f = R_b * B \quad \mathbf{17532,649} \quad \text{kgcm}$$

6.12 Calculo del momento torsor

$$N = \mathbf{242,64} \quad \text{HP} \quad \text{Sale de 4.5}$$

$$M_t = 71620 * N / n * m_1 * m_2 * m_3$$

$$M_t = \mathbf{11902,496} \quad \text{kgcm}$$

$$m_1 = 1$$

$$m_2 = 1$$

$$m_3 = 1$$

$$P/2 = 0,05 * A_2 + 10 =$$

$$1,175 \quad \text{cm}$$

Huelgo e borde int caja y engranaje

$$X: 0,5P + b_3 + 3 + 0,5P + b_2 + 0,5P =$$

$$56,863 \quad \text{cm}$$

ancho interno de la caja

$$F_1 =$$

$$8,7 \quad \text{cm}$$

Ancho Faja 1

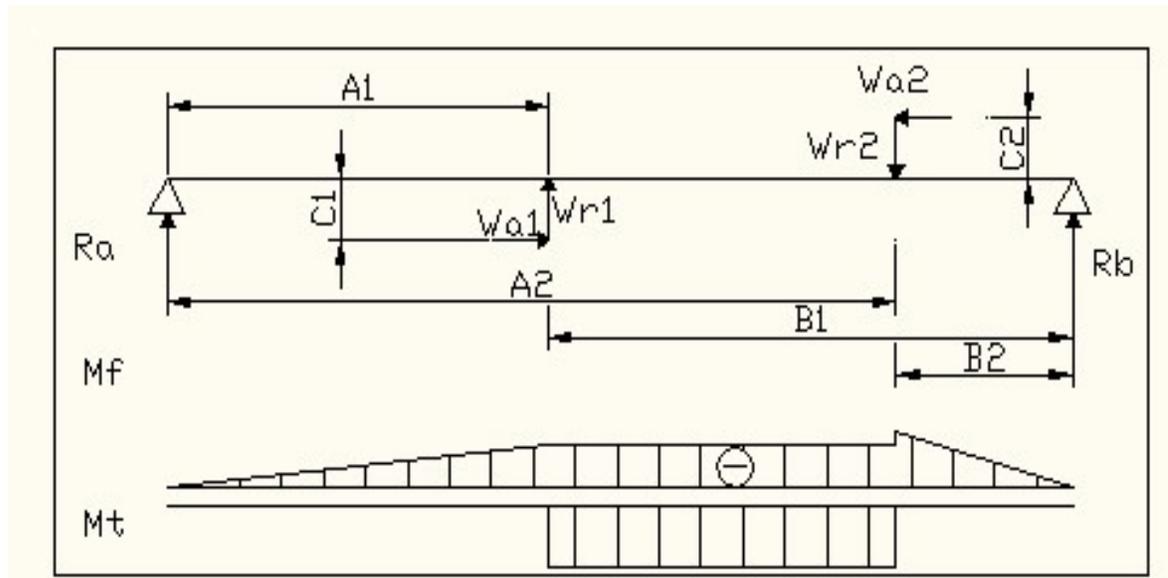


ARBOL INTERMED I (Sentido Giro Contrario)

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

DISTANCIAS (cm)		Diámetros (cm)		Radios(cm)
A1 =	31,363	d1 =	7,994	3,997
B1 =	25,50	D1=	35,401	17,70
C1 =	17,70	d2=	11,632	5,82
A2 =	46,288	D2=	42,374	21,187
B2 =	10,575	d3=	16,335	8,167
C2 =	5,82	D3=	50,261	25,130
D=DIST e/ap	56,863			

Cargas radiales (kg)		Cargas axiales (kg)	
Wr 1 =	1139,411	Wa 1=	840,976
Wr 2=	3469,099	Wa 2=	2573,833
Wr 3=	0	Wa 3=	0



$$\sum Ma=0 \quad \rightarrow \quad -Rb \cdot D - Wr1 \cdot A1 + Wr2 \cdot A2 - Wa2 \cdot C2 + Wa1 \cdot C1 = 0 \quad \rightarrow$$

$$Rb = -Wr1 \cdot A1 + Wr2 \cdot A2 - Wa2 \cdot C2 + Wa1 \cdot C1 / 56,863$$

$$Rb = \mathbf{2194,02} \quad \text{kg} \quad 6.13.0$$

$$\sum F=0 \quad \rightarrow \quad Ra = -Wr1 + Wr2 - Rb$$

$$Ra = \mathbf{135,67} \quad \text{kg}$$

6.13 Calculo del momento flector en el punto 1

$$Mf = Ra \cdot A1$$

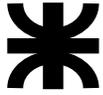
$$Mf = \mathbf{4255} \quad \text{kgcm}$$

6.14 Calculo del momento flector en el punto 2

$$Mf = Rb \cdot B2$$

$$Mf = \mathbf{23201,746} \quad \text{kgcm}$$

6.15 Calculo del momento torsor



Mt=71620 *N/ n *m1 * m2 * m3

Mt = 52711 kgcm

m1= 4,428571429

m2= 1

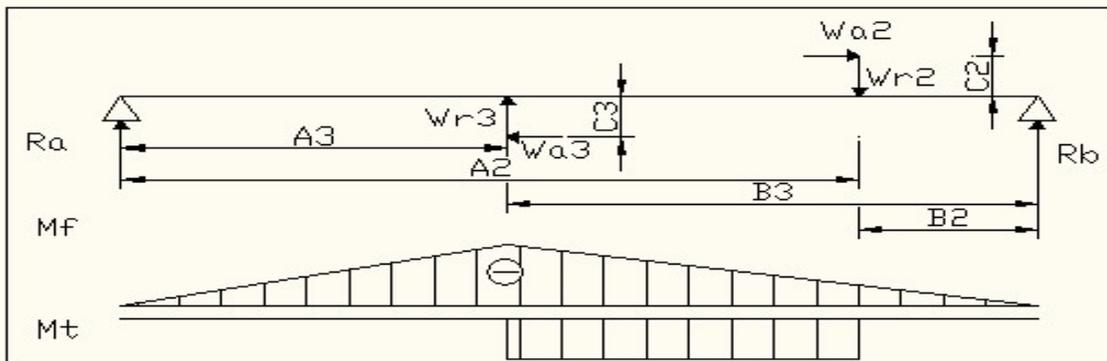
m3= 1

ARBOL INTER-II (Sentido Giro Contrario)

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

DISTANCIAS (cm)	Diámetros (cm)	Radios(cm)
A2 = 46,288	d1 = 7,9938	3,9969
B2 = 10,575	D1= 35,4013	17,7007
C2 = 21,19	d2= 11,6321	5,8161
A3 = 19,175	D2= 42,3743	21,19
B3 = 37,688	d3= 16,3347	8,17
C3 = 8,17	D3= 50,2607	25,1304
D=DIST e/ap 56,863		

Cargas radiales (kg)	Cargas axiales (kg)
Wr 1 = 0	Wa 1= 0
Wr 2= 3469,098975	Wa 2= 2573,83292
Wr 3= 9073,028087	Wa 3= 7392,17053



$$\sum Ma=0 \rightarrow -Rb \cdot D - Wr3 \cdot A3 + Wr2 \cdot A2 - Wa3 \cdot C3 + Wa2 \cdot C2 = 0$$

$$Rb = \frac{wr2 \cdot A2 - wr3 \cdot A3 - Wa3 \cdot C3 + Wa2 \cdot C2}{56,863}$$

Rb= 338,39 kg

$$\sum F=0 \rightarrow Ra = -Wr3 + Wr2 - Rb$$

Ra= -5942,322 kg

6.16 Calculo del momento flector en el punto 2

$$MF = Wa2 \cdot C2 - Rb \cdot B2$$

Mf = 50953,620 kgcm

6.17 Calculo del momento flector en el punto 3

$$Mf = -Ra \cdot A3 - Wa3 \cdot C3$$



Mf = 53569,438 kgcm

6.18 Calculo del momento torsor

N = 242,6 HP Sale de 4.5

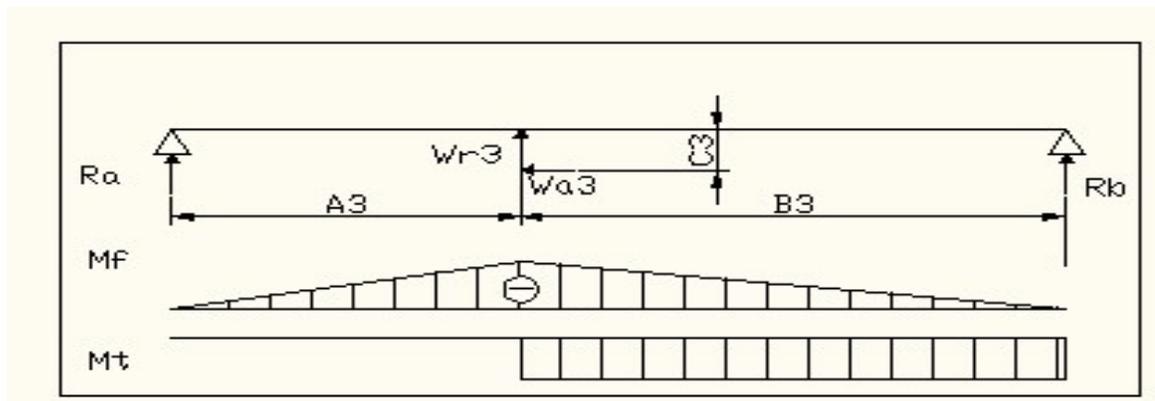
Mt=71620 *N/ n *m1 * m2 * m3	m1=	4,42857	F2=	18,8	cm
Mt = 192018,84 kgcm	m2=	3,64286	F3=	36	cm
	m3=	1	P/2=	1,175	cm
			X=	56,863	cm

ARBOL HUECO (Sentido Giro Contrario)

Calculo del momento flector y torsor (Plano Horizontal)

DISTANCIAS (cm)	Diámetros (cm)	Radios(cm)
A = 19,175	d1 = 7,9938	3,9969
B = 37,688	D1= 35,4013	17,7007
C = 25,13	d2= 11,6321	5,8161
D=DIST e/ap 56,8625	D2= 42,3743	21,1871
	d3= 16,3347	8,1674
	D3= 50,2607	25,13

Cargas radiales (kg)	Cargas axiales (kg)
Wr 1 = 0	Wa 1= 0
Wr 2= 0	Wa 2= 0
Wr 3= 9073,028087	Wa 3= 7392,17053



$\Sigma Ma=0 \rightarrow -Rb \cdot D - Wa3 \cdot C - Wr3 \cdot A = 0 \rightarrow Rb = -wr3 \cdot A - wa3 \cdot C / 56,8626$

Rb= 207,389 kg

$\Sigma F=0 \rightarrow Ra = -Wr3 - Rb$

Ra= -9280,417 kg 6.19.0

6.19 Calculo del momento flector en el punto 3

Mf=Ra*A= 177951,99 kgcm

6.20 Calculo del momento torsor



N = 242,6 HP Sale de 4.5

Mt=71620 *N/ n *m1 * m2 * m3

Mt = 594902 kgcm

m1= 4,428571429

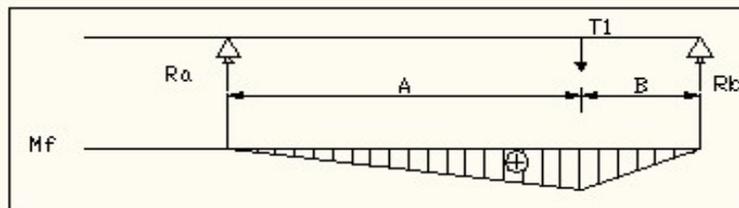
m2= 3,642857143

F3= 36 cm

m3= 3,076923077

P/2= 1,175 cm

EJE VELOZ (PLANO VERTICAL)



A= 31,363 cm
B= 25,50 cm
D= 56,863 cm
T1= 3015,43 kg

$$\sum Ma=0 \rightarrow -Rb \cdot D + T1 \cdot A = 0 \rightarrow Rb = T1 \cdot A / D$$

Rb= 1663,160 kg

$$\sum F=0 \rightarrow Ra = T1 - Rb$$

Ra= 1352,3 kg

6.21 Fuerza Resultante Total

$$FR_{Total} = \sqrt{(Rb_H)^2 + (Rb_V)^2}$$

Rb H Sale de 6.0

FR_{Total} = 1799,68 kg

Calculo del momento flector en el punto 1

Mf_v=Rb*B= **42410,6 kgcm**

6.22 Momento Flector Total

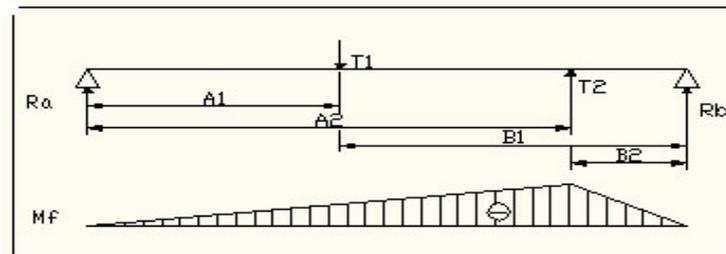
$$Mf_{Total} = \sqrt{(Mf1_H)^2 + (Mf_V)^2}$$

Mf1 H = 17532,649 kgcm Sale de 6.1

Mf Total= 45891,74 kgcm

EJE INTERMEDIO I (PLANO VERTICAL)

Calculo de Fuerza Resultante y Momento Flector Totales



A1= 31,3625 cm
A2= 46,288 cm
B2= 10,575 cm
D= 56,863 cm
T1= 3015,43 kg
T2= 9177,17 kg

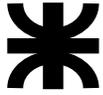
$$\sum Ma=0 \rightarrow -Rb \cdot D + T1 \cdot A1 - T2 \cdot A2 = 0$$

\rightarrow

$$Rb = T1 \cdot A1 - T2 \cdot A2 / D$$

$$\rightarrow$$

Rb= -5807 kg



$$\Sigma F=0 \rightarrow Ra=T1-T2+Rb \rightarrow Ra= -354,5 \text{ kg}$$

6.23 Fuerza Resultante Total

$$FR_{Total} = \sqrt{(Rb_H)^2 + (Rb_V)^2} = RbH \text{ Sale de } 6.3.0$$

$$FR_{Total} = 6207,92 \text{ kg}$$

Calculo del momento flector en el punto 1

$$Mf=Ra \cdot A1 = 11116,6 \text{ kgcm}$$

Calculo del momento flector en el punto 2

$$Mf=Rb \cdot B2 = 61412,1 \text{ kgcm}$$

Momento Flector Total 1

$$Mf \text{ Total1} = \sqrt{(Mf1_H)^2 + (Mf1_V)^2} = Mf1 \text{ H} = 141874,75 \text{ kgcm} \text{ Sale de } 6.6$$

$$Mf \text{ Total1} = 142309,60 \text{ kgcm}$$

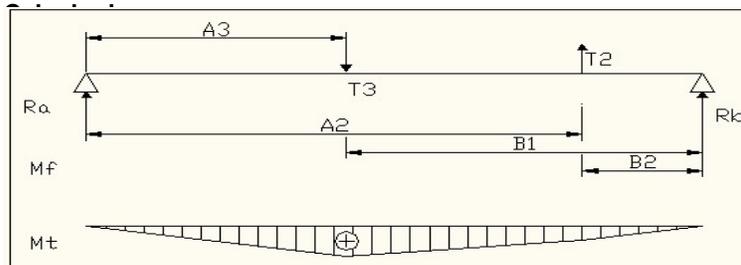
Momento Flector Total 2

$$Mf \text{ Total2} = \sqrt{(Mf2_H)^2 + (Mf2_V)^2} = Mf2 \text{ H} = 23201,75 \text{ kgcm} \text{ Sale de } 6.7$$

$$Mf \text{ Total2} = 65648,80 \text{ kgcm}$$

Mf Totalmax= 65648,80 kgcm 6.24

EJE INTERMEDIO II (PLANO VERTICAL)



A3=	19,175	cm
A2=	46,288	cm
B2=	10,575	cm
D=	56,863	cm
T3=	23806,68	kg
T2=	9177,17	kg

$$\Sigma Ma=0 \rightarrow -Rb \cdot D + T3 \cdot A3 - T2 \cdot A2 = 0 \rightarrow Rb = \frac{T3 \cdot A3 - T2 \cdot A2}{D} = 558 \text{ kg}$$

$$\Sigma F=0 \rightarrow Ra=T3-T2-Rb \rightarrow Ra= 14071,9 \text{ kg}$$

6.25 Fuerza Resultante Total

$$FR_{Total} = \sqrt{(Ra_H)^2 + (Ra_V)^2} = RaH \text{ Sale de } 6.6.0$$

$$FR_{Total} = 18626,61 \text{ kg}$$

Calculo del momento flector en el punto 3

$$Mfv=Ra \cdot A3 = 269829,4 \text{ kgcm}$$

Calculo del momento flector en el punto 2

$$Mfv=Rb \cdot B2 = 5896,3 \text{ kgcm}$$

Momento Flector Total 3

$$Mf \text{ Total3} = \sqrt{(Mf3_H)^2 + (Mf3_V)^2} = Mf3 \text{ H} = 294381,19 \text{ kgcm} \text{ Sale de } 6.7$$



$$Mf \text{ Total3} = 399334,70 \quad \text{kgcm}$$

Momento Flector Total 2

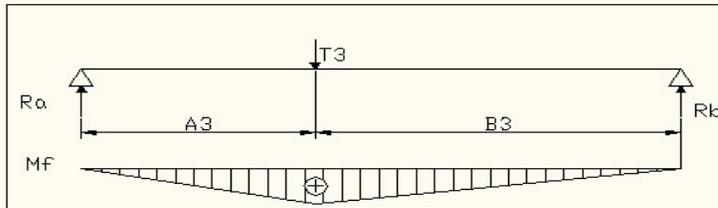
$$Mf \text{ Total2} = \sqrt{(Mf2_H)^2 + (Mf_V)^2} = \quad Mf2_H = 58110,625 \quad \text{kgcm} \quad \text{Sale de 6.6}$$

$$Mf \text{ Total2} = 58409,00 \quad \text{kgcm}$$

$$Mf \text{ Totalmax} = 399334,70 \quad \text{kgcm} \quad 6.26$$

EJE HUECO (PLANO VERTICAL)

Calculo de Fuerza Resultante y Momento Flector Totales



$$\begin{aligned} A &= 19,175 \quad \text{cm} \\ B &= 37,688 \quad \text{cm} \\ D &= 56,863 \quad \text{cm} \\ T3 &= 23806,68 \quad \text{kg} \end{aligned}$$

$$\Sigma Ma = 0 \quad \rightarrow \quad -Rb \cdot D + T3 \cdot A = 0 \quad \rightarrow \quad Rb = T3 \cdot A / D$$

$$Rb = 8028,016 \quad \text{kg}$$

$$\Sigma F = 0 \quad \rightarrow \quad Ra = T3 - Rb \quad \rightarrow \quad Ra = 15778,7 \quad \text{kg}$$

6.27 Fuerza Resultante Total

$$FR_{\text{Total}} = \sqrt{(Ra_H)^2 + (Ra_V)^2} = \quad Ra_H \quad \text{Sale de 6.19.0}$$

$$FR_{\text{Total}} = 18305,53 \quad \text{kg}$$

Calculo del momento flector en el punto 3

$$Mf_V = Rb \cdot B = 302555,9 \quad \text{kgcm}$$

6.28 Momento Flector Total

$$Mf \text{ Total} = \sqrt{(Mf3_H)^2 + (Mf_V)^2} = \quad Mf3_H = 177951,989 \quad \text{kgcm} \quad \text{Sale de 6.19}$$

$$Mf \text{ Total} = 351008,50 \quad \text{kgcm}$$



Fuerzas= kg

Mf y Mt= kgcm

EJE VELOZ

	PLANO HORIZONTAL		PLANO VERTICAL		
	GIRO DIRECTO	G. CONTRARIO		GIRO DIRECTO	G. CONTR
FradialA	451,86	451,86	FtgcialA	1352,3	1352,3
FradialB	687,55	687,55	FtgcialB	1663,160	1663,16
Axial1	840,98	840,98	Ftgcial1	3015,43	3015,43
Axial2	0	0			
Axial3	0	0			
MFlector1	17532,65	17532,65	MFlector1	42410,6	42410,6
MFlector2	0,00	0,00			
MFlector3	0,00	0,00			
Mtorsor	11902,50	11902,50			
Esfuerzos	Max Total				
FRT=	1799,68	Se usa en calc rodamientos			
MFT=	42410,6	Se usa en calc Ø (ASME)			

EJE INTERMEDIO I

	PLANO HORIZONTAL		PLANO VERTICAL		
	GIRO DIRECTO	G. CONTRARIO		GIRO DIRECTO	G. CONTR
FradialA	4523,7	135,7	FtgcialA	354,5	354,5
FradialB	2194,0	2194,0	FtgcialB	5807	5807
FAxial1	841,0	841,0	Ftgcial1	3015,43	3015,43
FAxial2	2573,8	2573,8	Ftgcial2	9177,17	9177,17
FAxial3	0,0	0,0			
MFlector1	141874,8	4254,9	Mf1	11116,55	11116,6
MFlector2	23201,7	23201,7	Mf2	61412,1	61412,1
MFlector3	0,0	0,0			
Mtorsor	52711,1	52711,1			
Esf max			Esfuerzo	Max Total	
Mf Total1	142309,60		FRT=	6207,92	Se usa en calc rodamientos
Mf Total2	61412,1		MFT=	141874,8	Se usa en calc Ø (ASME)

EJE INTERMEDIO II

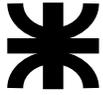
	PLANO HORIZONTAL		PLANO VERTICAL		
	GIRO DIRECTO	G. CONTRARIO		GIRO DIRECTO	G. CONTR
FradialA	12203,7	5942,3	FtgcialA	14071,9	14071,9
FradialB	338,4	338,4	FtgcialB	558	558
Axial1	0,0	0,0	Ftgcial2	9177,17	9177,17
Axial2	2573,8	2573,8	Ftgcial3	23806,68	23806,7
Axial3	7392,2	7392,2			
MFlector1	0,0	0,0			
MFlector2	58110,6	50953,6	Mf2	5896,27	5896,27
MFlector3	294381,2	53569,4	Mf3	269829,43	269829
Mtorsor	192018,8	192018,8			
Esf max			Esfuerzo	Max Total	
Mf Total2	58409,0		FRT=	18626,6	(Usó calc rodamientos)=FR _T
Mf Total3	399334,7		MFT=	294381,2	Usó en calc Ø (ASME)=Mf _{Total}



EJE HUECO

	PLANO HORIZONTAL		PLANO VERTICAL		
	GIRO DIRECTO	G.CONTRARIO		GIRO DIRECTO	G. CONTR
FradialA	2746,5	9280,4	FtgcialA	15778,7	15778,7
FradialB	6326,5	207,4	FtgcialB	8028,016	8028,02
Axial1	0,0	0,0	Ftgcial3	23806,68	23806,68
Axial2	0,0	0,0			
Axial3	7392,2	7392,2			
MFlector1	0,0	0,0			
MFlector2	0,0	0,0			
MFlector3	52663,8	177952,0	Mf3	302555,9	302555,9
Mtorsor	594901,9	594901,9			
Esfuerzos	Max Total				
FRT=	18305,53	(Se usa en calc rodamientos)=FR _T			
MfT=	302555,9	Se usa en calc Ø (ASME)=Mf _{Total}			

NOTA: En el Plano Vertical los valores de las fuerzas y los Momentos tanto en Giro Directo como G. Contrario son iguales (como se puede apreciar en las tablas)
Por ende los gráficos de Momentos para G. Contrario son iguales pero de signo contrario y no se los adjunta para no ser Redundantes



7. CALCULO DE DIAMETRO DE ARBOLES

CALCULO DE ARBOLES

Para el cálculo de arboles utilizamos la formula determinada por ASME

$$d = \left\{ \left[\frac{16}{\tau_{adm} (1-k^4)} \right] \left[(k M_f) + \left(\frac{a F_a d (1-k^2)}{8} \right)^2 + (k_t M_t)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

τ_{adm} = tensión tangencial admisible, para nuestro caso es 0,56 de la tensión normal Admisible

k = es el índice de árbol hueco, es la relación d_{int} / d_{ext}

α = es el coeficiente aplicado a la fuerza axial

d = diámetro del elemento mecánico

k_m = es el coeficiente de choque y fatiga aplicado al momento flector

k_t = es el coeficiente de choque y fatiga aplicado al momento torsor

Calculo de Árbol Veloz

TENSION TANGENCIAL ADMISIBLE

$$\tau_{adm} = 0,56 * \sigma_{adm}$$

y como la tensión admisible para el acero SAE 8620 es de 1600 kg/cm²

$$\sigma_{adm} = 2655 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{adm} = 1500 \text{ kg/cm}^2$$

α coeficiente aplicado a la fuerza axial

Este coeficiente depende de la esbeltez del elemento mecánico que esta dado por la siguiente formula

$$\text{si } \lambda = l / i < 115 \quad \text{entonces} \quad \alpha = 1 / (1 - 0,0044 \lambda)$$

$$\text{si } \lambda = l / i > 115 \quad \text{entonces} \quad \alpha = \sigma_{fluen} / (\pi n E)$$

Donde:

λ = es la esbeltez

l = es el largo del elemento mecánico

i = es el radio de giro mínimo

σ_{fluen} = es la tensión de fluencia del material

n = es la condición de apoyo

E = es el modulo de elasticidad longitudinal del material

En primera instancia vamos a considerar la primera formula con la cual vamos a averiguar el coeficiente de aplicación de la carga axial y también tendremos un diámetro que vamos a colocar dentro de la fórmula para el cálculo del eje en si y si el diámetro final del elemento mecánico difiere en un 10% en mas o en menos del supuesto previamente el eje que se ha calculado será el correcto.

El radio de giro mínimo de un macizo es $d/4$, entonces nos queda:

$$d = 4 i / \lambda$$

$$\lambda = 115$$

$$i = 56,8625 \text{ m}$$

$$d = 1,9778 \text{ cm}$$

$$\alpha = 2,0243$$

$$k = d_i / d_e$$

k índice de árbol hueco

$$k = 0 \quad \text{si el árbol es macizo}$$

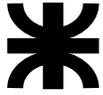
si el árbol es de construcción hueca tendremos

$$k = 0,714286 \quad \text{donde se cumple que } d_e = 1,4 d_i$$

k_m coeficiente de choque y fatiga aplicado al momento flector

este coeficiente varía entre 1 y 1,5 siendo 1 el valor cuando no tengo choque y 1,5 cuando el choque que tengo es máximo

$$k_m = 1,4$$



kt coeficiente de choque y fatiga aplicado al momento torsor

este coeficiente varía entre 1 y 1,5 siendo 1 el valor cuando no tengo choque y 1,5 cuando el choque que tengo es máximo

$$k_f = 1$$

DATOS

Mt max	11902,5	kgcm
Mf max	45891,7	kgcm
Fa =	840,976	kgcm
d=	1,97782	cm
α =	2,02421	
τ adm	900	kg/cm ²
k(mac)	0	
k(hue)	0,71428	
k m=	1,4	
k f=	1	

$$d = \{ [16 / (p t adm (1-k^4))] * [(k m Mf) + (a Fa d (1-k^2)) / 8] ^ 2 + (kt Mt) ^ 2] ^ { 1 / 2 } \} ^ { 1 / 3 }$$

7.1 **d = 7,19268 cm**

Verificación

$$\Delta d = (df/d - 1) * 100$$

Δ d = 735,58 no verifica

como no verifica recalculamos el coeficiente

$$\lambda = 4 l /$$

d

λ = 31,622

α = 1,1616

Datos

Mt max	11902,5	kgcm
Mf max	45891,7	kgcm
Fa	840,976	kgcm
d=	7,19268	cm
α =	1,16162	
τ adm =	900	kg/cm ²
k(mac)	=	0
k(hue)	0,71428	
=	=	6
k m=	1,4	
k t=	1	

$$d = \{ [16 / (p t adm (1-k^4))] * [(k m Mf) + (a Fa d (1-k^2)) / 8] ^ 2 + (kt Mt) ^ 2] ^ { 1 / 2 } \} ^ { 1 / 3 }$$

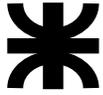
7.1. **d = 7,20905 cm**
b

Verificación

$$\Delta d = (df/d - 1) * 100$$

Δ d = 0,2276 verific a

0,720905 10%



Calculo de Árbol Intermedio I

SAE 8620

$$d = 4 l / \lambda$$

$$\lambda = \frac{115}{56,862} = 2,0229$$

$$d = \frac{1,97782}{2,02429} = 0,9771 \text{ cm}$$

$k = d_i / d_e$ **k índice de árbol hueco**

$$k = \frac{0}{0,71428} = 0$$

si el árbol es macizo

$$k = 6$$

donde se cumple que $d_e = 1,4 d_i$

DATOS

Mt max	52711,06	kgcm
Mf max	65648,8	kgcm
Fa	1732,857	kgcm
d=	1,977826	cm
$\alpha =$	2,024291	
$\tau_{adm} =$	900	kg/cm ²
k(mac) =	0	
k(hue) =	0,714286	
k m=	1,4	
k f=	1	

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\tau_{adm}} \left[\frac{M_f}{k m} + \frac{F_a d (1 - k^2)}{8} \right] + \left(\frac{M_t}{k f} \right)^2}^{1/2}$$

7.2 **d = 8,452278 cm**

Verificación

$$\Delta d = (d_f/d - 1) * 100$$

$\Delta d = 327,35$ **no verifica**

como no verifica recalculamos el coeficiente

$$\lambda = 4 l / d$$

$$\lambda = 26,91$$

$$\alpha = 1,1343$$

datos

Mt max	52711,06	kgcm
Mf max	65648,8	kgcm
Fa	1732,857	kgcm
d=	8,452278	cm
$\alpha =$	1,134306	
τ_{adm}	900	kg/cm ²



=
k(mac)
= 0
k(hue)
= 0,714286
k m=
1,4
k f=
1

$$d = \left\{ \left[\frac{16}{p t \text{ adm}} (1 - k^4) \right]^* \left[(k m M_f) + (a F_a d (1 - k^2)) / 8 \right]^2 + (k t M_t)^2 \right\}^{1/2} / 3$$

7.2.b **d = 8,479998 cm**

verificación

$$\Delta d = (df/d - 1) * 100$$

Δ d = 0,328 **verifica** 0,848 10%

Calculo del árbol intermedio II

SAE 8620

$$d = 4 l / \lambda$$

$$\lambda =$$

$$115$$

$$l =$$

$$56,8625 \text{ cm}$$

d = **1,977826 cm**

α = **2,024291**

k = **0**

k = **0,714286**

si el árbol es de construcción maciza
donde se cumple que de = 1,4 di

k m = **1,4**

k f = **1**

Datos

Mt max 192018,8 kgcm

Mf max 399334,7 kgcm

Fa 4818,338 kgcm

d = 1,977826 cm

α = 2,024291

τ adm = 900 kg/cm²

k(mac)

= 0

k(hue)

= 0,714286

k m = 1,4

k f = 1

$$d = \left\{ \left[\frac{16}{p t \text{ adm}} (1 - k^4) \right]^* \left[(k m M_f) + (a F_a d (1 - k^2)) / 8 \right]^2 + (k t M_t)^2 \right\}^{1/2} / 3$$

7.3 **d = 14,97491 cm**

verificación

$$\Delta d = (df/d - 1) * 100$$

Δ d = 657,14 **no verifica**

como no verifica vamos a recalcular el coeficiente

$$d = 4 l / \lambda$$

→ λ = **15,189**



$$\alpha = 1,0716$$

Datos

Mt max 192018,8 kgcm

Mf max 399334,7 kgcm

Fa 4818,338 kgcm

d= 14,97491 cm

$\alpha = 1,071617$

$\tau_{adm} = 900 \text{ kg/cm}^2$

k(mac)

= 0

k(hue)

= 0,714286

k m= 1,4

k f= 1

$$d = \left\{ \left[\frac{16}{\pi} \frac{p t_{adm} (1-k^4)}{\tau_{adm}} \right] \left[\left(\frac{k m M_f}{a F_a d (1-k^2)} \right)^2 + \left(\frac{k t M_t}{a F_a d (1-k^2)} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

7.3.b **d = 15,03246 cm**

verificación

$$\Delta d = \left(\frac{d_f}{d} - 1 \right) \cdot 100$$

$\Delta d = 0,3843$

verifica

1,503246

10%

Calculo de Árbol de Salida

Material SAE 1045

$$\varnothing_{macizo} = 100 \cdot \sqrt[3]{v(N/n)} = 202,59301 \text{ mm}$$

$$= 20,259301 \text{ cm}$$

$$n_3 = n_2 / i_3 = 29,2109 \text{ rpm}$$

$$N = 242,6368 \text{ HP}$$

$\lambda = 115$

l = 56,8625 cm

$$\alpha = 2,024291$$

k= 0 si el árbol es de construcción maciza

k= 0,714286 donde se cumple que de = 1,4 di

k m= 1,4

k f= 1

DATOS

Mt max 594901,9 Kgcm

Mf max 351008,5 Kgcm

Fa 7392,171 Kgcm

d= 20,2593 Cm

$\alpha = 2,024291$

$\tau_{adm} = 900 \text{ kg/cm}^2$

k(mac) = 0

k(hue) = 0,714286

k m= 1,4

k f= 1

$$D = \left\{ \left[\frac{16}{\pi} \frac{p t_{adm} (1-k^4)}{\tau_{adm}} \right] \left[\left(\frac{k m M_f}{a F_a d (1-k^2)} \right)^2 + \left(\frac{k t M_t}{a F_a d (1-k^2)} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

7.4 d= 18,17 cm



Verificación

$$\Delta d = (df/d - 1) * 100$$

$$\Delta d = -10,33$$

como no verifica vamos a recalcular el coeficiente

$$\lambda = 12,521$$

$$\alpha = 1,0583$$

DATOS

Mt max	594901,9 Kgcm
Mf max	351008,5 Kgcm
Fa	7392,171 Kgcm
d=	20,2593 Cm
$\alpha =$	1,058303
$\tau_{adm} =$	900 kg/cm ²
k(mac) =	0
k(hue) =	0,714286
k m=	1,4
k f=	1

$$D = \left[\frac{16}{\pi \tau_{adm} (1 - k^4)} \right]^{1/3} \left[\left(\frac{M_f}{k} \right) + \left(\frac{F_a d (1 - k^2)}{8} \right)^2 + (k t M_t)^2 \right]^{1/2} \cdot 1/3$$

$$d = 20,36 \text{ cm} \quad 7.4.b$$

Verificación

$$\Delta d = (df/d - 1) * 100$$

$$\Delta d = 0,4971$$

$$K = d_i / d_e \rightarrow d_i = d_e * K = 20,36 \cdot 0,714286 = 14,54286 \text{ cm}$$

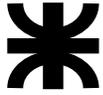
$$d_i = 145,4286 \text{ mm}$$

7.5

RESUMEN DIAMETROS CALCULADOS – ADOPTADOS

DIAMETROS MINIMOS CALCULADOS		DIAMETROS ADOPTADOS
Ø árbol veloz =	72,09 mm	75 mm
Ø árbol intermedio I	84,52 mm	85 mm
Ø árbol intermedio II	150,32 mm	155 mm
Ø árbol salida =	203,60 mm	205 mm

Ø Árbol Intrmedio I = Se adopta 110 mm porque al estudiarla por Elástica Deformación esta medida da un Resultado aceptable.



8. CALCULO DE RODAMIENTOS

SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA LOS ARBOLES

ARBOL VELOZ

Selecciono un rodamiento de rodillos cónicos que se recomienda cuando existen cargas combinadas o sea radiales y axiales

Para la selección se utiliza el método de SKF (Calculo de rodamientos)

Como las reacciones de vinculo en los arboles son de distinta magnitud se toma la mayor de las mismas para la selección de los rodamientos

datos =

$$Fr = 1799,68 \text{ kg}$$

$$Fa = 840,98 \text{ kg}$$

$$FaA = 0,5Fr / YA = 473,59896 \quad YA = 1,9 \quad \text{Catalogo SKF}$$

$$Fatotal = Fa + FaA = 1314,58$$

$$Fa / Fr = 0,73$$

En el apunte nos situamos en la región de rodamientos de rodillos cónicos y se toma un valor de

$$e = 0,44 \quad \text{de la serie } 32005-32024$$

Y como la relación (Fa / Fr) es mayor a e obtenemos un valor de

$$x = 0,4 \quad y = 1,35 \quad (\text{tabla 1})$$

Carga equivalente

Con estos valores de X e Y obtenemos un valor de carga equivalente de

$$P = X Fr + Y Fa$$

$$P = 0,4 Fr + 1,35 Fa \rightarrow P = 1855,19 \text{ Kg} \quad 18199,4 \text{ N}$$

Factor de seguridad(C/P)

Debemos obtener un factor de seguridad de carga que está en función de

la duración que queremos para nuestro rodamiento y el numero de vueltas ,

para 30000 hs y para 1460 rpm tenemos un factor de seguridad de: 10,5 tabla4

Carga dinámica (C)

Calculamos la carga dinámica (C) que sirve para seleccionar el rodamiento , que está dado por la multiplicación del factor de seguridad x la carga equivalente

$$C = (C/P) * P = 10,5 \cdot 18199,40 = 191093,7 \text{ N}$$

Carga estática (Co)

Hay que calcular

antes la carga equivalente estática (Po) que está dada por la formula

$$P = X_o Fr + Y_o Fa$$

donde X_o para rodamientos de rodillos cónicos es de 0,55 e Y_o es $0,55 * Y$

entonces nos queda que P_o es:

$$P_o = 1712,838 \text{ Kg} \quad 16802,94 \text{ N}$$

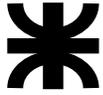
Este valor debe multiplicarse por un factor que depende de las características

de las cargas y de su manera de aplicación , en nuestro caso vamos a considerar ese coeficiente como 1 ya que este valor es el que pertenece para condiciones normales.

Entonces nos queda que C_o es:

$$C_o = 16802,9 \text{ N}$$

Con estos datos entro a catalogo y obtengo rodamiento de rodillos cónicos



8.1

SKF	30314	
Ø int =	70	mm
Ø ext=	150	mm
T=	38	mm
C=	220000	N
Co=	260000	N

Duración en horas (L10h=Vida Nominal)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} * L_{10} =$$

$$L_{10h} = 46275 \text{ hs Función}$$

$$L_{10} = (C/P)^p \text{ Vida nominal}$$

$$L_{10} = 4053,682 \text{ millones rpm}$$

$$p= 3,33333 \text{ exponente p/ Rodam de rodillos}$$

$$n= 1460 \text{ rpm}$$

ARBOL INTERMEDIO I

Seleccionamos un rodamiento de rodillos cónicos

datos =

$$Fr = 6207,92 \text{ kg}$$

$$Fa = 2573,83 \text{ kg}$$

$$FaA=0,5FrA/YA= 2299,2311$$

$$YA= 1,35 \text{ Catalogo SKF}$$

$$Fatotal= Fa+FaA= 4873,06$$

$$Fa/Fr = 0,78$$

Como en el árbol

veloz: tomamos un valor de $e=0,44$ que corresponde a la serie 32224-32230

Y como la relación (Fa/Fr) es mayor a e obtenemos un valor de

$$x= 0,4 \quad y= 1,35 \quad (\text{tabla 1})$$

Con estos valores de X e Y obtenemos un valor de carga equivalente de

Carga equivalente

$$P= X Fr + Y Fa \quad 5957,8441 \text{ Kg} \quad 58446,45 \text{ N}$$

Factor de seguridad(C/P)

$$\text{Duración : } 30000 \text{ hs} \quad \text{rpm}= 329,677$$

$$\text{Factor de seguridad. } 6,7 \quad (\text{tabla 4})$$

Carga dinámica (C)

Calculamos la carga dinámica (C) que sirve para seleccionar el rodamiento , que está dado por la multiplicación del factor de seguridad x la carga equivalente

$$C= (C/P) * P \quad 6,7 \quad 58446,45 \quad 391591,2 \text{ N}$$

Carga estática (Co)

la carga equivalente estática (Po) que está dada por la

Hay que calcular antes formula

$$P= X_o Fr + Y_o Fa$$

donde X_o para rodamientos de rodillos cónicos es de 0,55 e Y_o es $0,55*Y$

entonces nos queda que P_o es:

$$P_o = 4829,97 \text{ Kg} \quad 47381,97 \text{ N}$$

Este valor debe multiplicarse por un factor que depende de las características

de las cargas y de su manera de aplicación , en nuestro caso vamos a considerar ese coeficiente



como 1 ya que este valor es el que pertenece para condiciones normales.

Entonces nos queda que C_o es:

$$C_o = 47381,97 \text{ N}$$

Con estos datos entramos al catalogo y obtenemos rodamiento de rodillos cónicos

8.2

SKF	32316
Ø int =	80 mm
Ø ext =	170 mm
T =	61,5 mm
C =	380000 N
C_o =	500000 N

Duración en horas (L10h=Vida Nominal)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} * L_{10} =$$

$$L_{10h} = 25931 \text{ hs Función}$$

$$L_{10} = (C/P)^p \text{ Vida nominal}$$

$$L_{10} = 512,9296 \text{ millones rpm}$$

exponente p/ Rodam de

$$p = 3,33333 \text{ rodillos}$$

$$n = 329,677 \text{ rpm}$$



ARBOL INTERMEDIO II

Seleccionamos un rodamiento axial rodillos a rotula
datos =

$$Fr = 18626,61 \text{ kg}$$

$$Fa = 7392,17 \text{ kg}$$

$$FaA = 0,5FrA/YA = 5478,4147$$

$$YA = 1,7 \text{ Catalogo SKF}$$

$$F_{total} = Fa + FaA = 12870,59 \text{ Kg}$$

$$Fa/Fr = 0,69$$

Como en el árbol veloz: tomamos un valor de $e = 0,34$ que corresponde a la serie 32224-32230

Y como la relación (Fa/Fr) es mayor a e obtenemos un valor de

$$x = 0,4 \quad y = 1,7 \quad (\text{tabla 1})$$

Con estos valores de X e Y obtenemos un valor de carga equivalente de

Carga equivalente

$$P = X Fr + Y Fa = 20017,334 \text{ Kg} \quad 196370 \text{ N}$$

Factor de seguridad(C/P)

$$\text{Duración : } 30000 \text{ hs} \quad \text{rpm} = 90,50$$

$$\text{Factor de seguridad. } 4,7 \quad (\text{tabla 4})$$

Carga dinámica (C)

Calculamos la carga dinámica (C) que sirve para seleccionar el rodamiento , que está dado por la multiplicación del factor de seguridad x la carga equivalente

$$C = (C/P) * P = 4,7 \quad 196370 = 94081,47 \text{ N}$$

Carga estática (Co)

la carga equivalente estática (P_o) que está dada por la

Hay que calcular antes formula

$$P = X_o Fr + Y_o Fa$$

donde X_o para rodamientos de rodillos cónicos es de $0,55$ e Y_o es $0,55 * Y$

entonces nos queda que P_o es:

$$P_o = 14310,33 \text{ N}$$

Este valor debe multiplicarse por un factor que depende de las características

de las cargas y de su manera de aplicación , en nuestro caso vamos a considerar ese coeficiente como 1 ya que este valor es el que pertenece para condiciones normales.

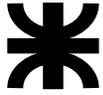
Entonces nos queda que C_o es:

$$C_o = 14310,329 \text{ N}$$

Con estos datos entramos al catalogo y obtengo rodamiento axial rodillos a rotula

8.3

SKF	32326
Ø int =	130 mm
Ø ext=	280 mm
T=	98,76 mm
C=	858000 N
Co=	1180000 N



Duración en horas (L10h=Vida Nominal)

$$L_{10h} = 10^6 * L_{10} =$$

$$L_{10} = (C/P)^p \quad \text{Vida nominal}$$

60n

$$L_{10} = 136,3595 \quad \text{millones rpm}$$

exponente p/ Rodam de

L10h = 25112 hs Función

$$p = 3,33333 \quad \text{rodillos}$$

$$n = 90,500 \quad \text{rpm}$$



ARBOL DE SALIDA

Selecciono un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

datos =

$$Fr = 18305,53 \text{ kg}$$

$$Fa = 7392,171 \text{ kg}$$

$$FaA = 0,5FrA/YA = 5383,9788$$

$$YA = 1,7$$

Catalogo SKF

$$F_{total} = Fa + FaA = 12776,15$$

$$Fa/Fr = 0,40$$

Como en el árbol

veloz: tomamos un valor de $e = 0,34$ que corresponde a la serie 32224-32230

Y como la relación (Fa/Fr) es mayor a e obtenemos un valor de

$$x = 0,56 \quad y = 1,4 \quad (\text{tabla } 1)$$

Con estos valores de X e Y obtenemos un valor de carga equivalente de

Carga equivalente

$$P = X Fr + Y Fa = 20600,134 \text{ Kg} \quad 202087,3 \text{ N}$$

Factor de seguridad (C/P)

$$\text{Duración: } 30000 \text{ hs} \quad \text{rpm} = 29,41$$

(tabla 3

$$\text{Factor de seguridad. } 3,43)$$

Carga dinámica (C)

Calculamos la carga dinámica (C) que sirve para seleccionar el rodamiento , que está dado por la multiplicación del factor de seguridad x la carga equivalente

$$C = (C/P) * P = 3,43 \cdot 20600,13 = 70658,5 \text{ Kg} \quad 693159,5 \text{ N}$$

Carga estática (Co)

Hay que calcular

antes la carga equivalente estática (P_o) que está dada por la formula

$$P = X_o Fr + Y_o Fa$$

$$\text{Para rodamiento rodillos cónicos es } X_o = 0,55 \quad Y_o = 0,55$$

entonces nos queda que P_o es:

$$P_o = 14133,7 \text{ N}$$

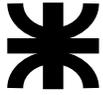
Este valor debe multiplicarse por un factor que depende de las características

de las cargas y de su manera de aplicación , en nuestro caso vamos a considerar ese coeficiente como 1 ya que este valor es el que pertenece para condiciones normales.

Entonces nos queda que C_o es:

$$C_o = 14133,7 \text{ N}$$

Con estos datos entramos al catalogo y obtengo rodamiento de 1 hilera de rodillos cónicos



8.4

SKF	32040 X	
Ø int =	200	mm
Ø ext=	310	mm
T=	70	mm
C=	748000	N
Co=	1370000	N

Duración en horas (L10h=Vida Nominal)

$L_{10h} = 10^6 * L_{10} =$	$L_{10} = (C/P)^p$	Vida nominal
60n	$L_{10} = 50,7093$	millones rpm
$L_{10h} = 28737$	$p = 3,33333$	exponente p/ Rodam de rodillos
hs Función	$n = 29,410$	rpm

8.5

SELECCIÓN DE RETENES

Los retenes seleccionados son de la Marca DBH y tiene la característica de tener labio guardapolvo

ARBOL VELOZ

Cod			
DBH	8645	Tipo	Lx
Ø int =	68	mm	
Ø ext=	87	mm	
e=	7	mm	

ARBOL DE SALIDA

Cod			
DBH	8827	Tipo	Lz
Ø int =	200	mm	
Ø ext=	238	mm	
e=	16	mm	



CALCULO DE CHAVETAS

Según norma DIN 6885 (Apunte DM09, Pag63) el material de chavetas es un acero ST 50 cuya tensión de rotura es de 50 Kg/mm².

La tensión normal admisible:

$$S_a = \frac{S_r}{3} = \frac{50}{3} = 16,67 \text{ Kg/mm}^2 \quad 1666,667 \text{ Kg/cm}^2$$

Pero como las chavetas serán sometidas al corte, tendremos que adoptar una tensión admisible tangencial

$$T_a = \frac{S_a}{2} = \frac{16,67}{2} = 8,33 \text{ Kg/mm}^2$$

9.1

ARBOL VELOZ

Calculo por corte

De acuerdo a la norma DIN 6885 (Apunte DM09, Pag63) la sección de la chaveta para este eje será:

b = 22 mm ancho Ø árbol = 7,2 cm
h = 14 mm alto

Mt = 11902,5 Kg cm Par torsor en el árbol

F = $\frac{M_t}{r} = \frac{11902,5 \text{ Kg cm}}{(7,5/2) \text{ cm}} = 3174,00 \text{ Kg}$ Fuerza que produce corte sobre la chaveta

l = $\frac{F}{b \cdot T_a} = \frac{3174,00}{14 \cdot 8,33} = 17,31 \text{ mm}$ Longitud necesaria en la chaveta

Calculo por aplastamiento

Libro: Diseño de elementos de maquinas. Faires, 4ta Ed. Pag 366

Mt = Sa * h * L * Ø / 4 →
L = 4 * Mt / Sa * h * Ø = $\frac{4 \cdot 11902,5}{1666,667 \cdot 1,4 \cdot 7,5} = 2,720571 \text{ cm}$

Se adopta L = 2,7205706 cm 9.1

9.2

ARBOL INTERMEDIO I

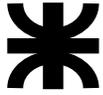
Calculo por corte

De acuerdo a la norma DIN 6885 (Apunte DM09, Pag63) la sección de la chaveta para este eje será:

b = 25 mm ancho Ø árbol = 10,5 cm
h = 14 mm alto

Mt = 52711,06 Kg cm Par torsor en el árbol

F = $\frac{M_t}{r} = \frac{52711,06 \text{ Kg cm}}{(8,5/2) \text{ cm}} = 12402,60 \text{ Kg}$ Fuerza que produce corte sobre la chaveta



$$l = \frac{F}{b \cdot Ta} = \frac{59,53 \text{ mm}}{5,953249 \text{ cm}} \quad \text{Longitud necesaria en la chaveta}$$

Calculo por aplastamiento

$$Mt = Sa \cdot h \cdot L \cdot \frac{\sigma}{4} \rightarrow L = \frac{4 \cdot Mt}{Sa \cdot h \cdot \sigma} = \frac{4 \cdot 52711,06}{1666,667 \cdot 1,4 \cdot 8,5} = 10,6308 \text{ cm}$$

Se adopta L = 10,630801 cm **9.2**
9.3

ARBOL INTERMEDIO II

Calculo por corte

De acuerdo a la norma DIN 6885 (Apunte DM09, Pag63) la sección de la chaveta para este eje será:

b = 40 mm ancho Ø árbol = 16,4 cm
h = 22 mm alto

Mt = 192018,8 Kg cm Par torsor en el árbol
 $F = \frac{Mt}{r} = \frac{192018,8 \text{ Kg cm}}{(15,5/2) \text{ cm}} = 24776,63 \text{ Kg}$ Fuerza que produce corte sobre la chaveta

$$l = \frac{F}{b \cdot Ta} = \frac{74,33 \text{ mm}}{7,432988 \text{ cm}} \quad \text{Longitud necesaria en la chaveta}$$

Calculo por aplastamiento

$$Mt = Sa \cdot h \cdot L \cdot \frac{\sigma}{4} \rightarrow L = \frac{4 \cdot Mt}{Sa \cdot h \cdot \sigma} = \frac{4 \cdot 192018,8}{1666,667 \cdot 2,2 \cdot 15,5} = 13,51452 \text{ cm}$$

Se adopta L = 13,514523 cm 9.3

9.4 **ARBOL DE SALIDA**

Calculo por corte

CHAVETA EXTERIOR (para rueda)

De acuerdo a la norma DIN 6885 (Apunte DM09, Pag63) la sección de la chaveta para este eje será:

b = 51 mm ancho Ø árbol = 22,5 cm
h = 28 mm alto

Mt = 594901,9 Kg cm Par torsor en el árbol
 $F = \frac{Mt}{r} = \frac{594901,9 \text{ Kg cm}}{(12,41/2) \text{ cm}} = 58039 \text{ Kg}$ Fuerza que produce corte sobre la chaveta

$$l = \frac{F}{b \cdot Ta} = \frac{136,56 \text{ mm}}{13,65628 \text{ cm}} \quad \text{Longitud necesaria en la chaveta}$$

Calculo por aplastamiento

$$Mt = Sa \cdot h \cdot L \cdot \frac{\sigma}{4} \rightarrow L = \frac{4 \cdot Mt}{Sa \cdot h \cdot \sigma} = \frac{4 \cdot 594901,9}{1666,667 \cdot 2,8 \cdot 20,5} = 24,87395 \text{ cm}$$

Se adopta L = 24,873946 cm 9.4



CHAVETA INTERIOR

De acuerdo a la norma DIN 6885 (Apunte DM09, Pag63) la sección de la chaveta para este eje será:

$$\begin{array}{llll} b = & 36 \text{ mm} & \text{ancho} & \varnothing \text{ árbol} = 14,5 \text{ cm} \\ h = & 20 \text{ mm} & \text{alto} & \end{array}$$

$$M_t = 594901,9 \text{ Kg cm} \quad \text{Par torsor en el árbol}$$

$$F = \frac{M_t}{r} = \frac{594901,9 \text{ Kg cm}}{(14,5/2) \text{ cm}} = 82055 \text{ Kg} \quad \text{Fuerza que produce corte sobre la chaveta}$$

$$l = \frac{F}{b \cdot \tau_a} = 273,52 \text{ mm} = 27,35181 \text{ cm} \quad \text{Longitud necesaria en la chaveta}$$

$$M_t = S_a \cdot h \cdot L \cdot \varnothing / 4 \quad \rightarrow \quad \text{Calculo por aplastamiento} \quad L = \frac{4 \cdot M_t}{S_a \cdot h \cdot \varnothing} = \frac{4 \cdot 594901,9}{1666,667 \cdot 2 \cdot 14,5} = 49,23326 \text{ cm}$$

$$\text{Se adopta } L = 49,233259 \text{ cm} \quad 9.5$$



10. DISEÑO DE CAJA

DISEÑO DE CAJA

Para el diseño del reductor a utilizamos el apunte SDM08

$$P/2 = 0,05 \cdot A^2 + 10 =$$

$$11,75$$

$$b_2 = 188$$

$$b_3 = 360$$

X : ancho interno de la caja =

$$0,5P + b_3 + 3 + 0,5P + b_2 + 0,5P$$

Y : largo interno de la caja =

$$\frac{1}{2}P + d_1 + D_{e1} + 3\text{mm} + d_3 + D_{e3} + \frac{1}{2}P$$

Z : altura interna de la caja =

$$D_{e3} + 2,5 \cdot P$$

X =

$$568,63 \text{ mm}$$

Y =

$$1184,65 \text{ mm}$$

Z =

$$555,98 \text{ mm}$$

L : diagonal espacial =

$$\frac{(X^2 + Y^2 + Z^2)^{1/2}}{3}$$

$$1335,02$$

L =

$$8 \text{ mm}$$

DIMENSIONES DE CAJA

d = diámetro de bulones al lado de rodamientos (rosca métrica) =

$$0,3 \cdot A^{2/4} = 20,0$$

e = espesor gral. De paredes y fondo de caja =

$$0,6 \cdot L^{1/2} = 21,92$$

V: distancia de borde interno de caja a centro de agujero de diámetro

V =

$$51,4 \text{ mm}$$

W: distancia de centro de agujero a borde de externo de brida de caja y tapa

W =

$$14,0 \text{ mm}$$

U = (V+W) = ancho de brida de caja y tapa en zona de soportes de rodamientos

U =

$$65,4 \text{ mm}$$

Espesores de pared del reductor de caja y tapa fundida

e: espesor general de paredes y fondo de la caja

e1: espesor de la brida de unión de caja y tapa del lado de la caja

e2: espesor de la brida de unión y tapa del lado de la tapa

e3: espesor de la brida de la base

e4: espesor de los nervios

e5: espesor de las paredes y cielo de la tapa.

d : diámetro de bulones al lado de soportes de rodamientos y bulones de anclaje

d1: diámetro de bulones de cierre entre tapa y caja

$$e = 0,6 \cdot L^{1/2} = 21,92 \text{ mm}$$

$$e_1 = 1,2e + 6\text{mm} = 32,31 \text{ mm}$$

$$e_2 = e + 6 \text{ mm} = 27,92 \text{ mm}$$

$$e_3 = L/20 = 66,75 \text{ mm}$$

$$e_4 = 0,8 e = 17,54 \text{ mm}$$

$$e_5 = 0,8 e = 17,54 \text{ mm}$$

$$d = 0,3 \cdot A^{2/4} = 20,0 \text{ Mm}$$

$$d_1 = 0,75 d = 14,99 \text{ Mm} \quad 20\text{mm}$$



Dimensiones de la tapa de rodamientos (Árbol veloz)

Dr : diámetro exterior de rodamiento	Dr=		150 mm
e6: espesor de pared de tapa	e6=	$0,12 Dr$	18 mm
P: distancia (De-Dr)/2	P=	$5 Dr^{1/3}$	26,56646 mm
Dt: Diámetro de circunferencia de tornillos	Dt=	$Dr+P$	176,5665 mm
De: diámetro exterior de la tapa	De=	$Dr+2P$	203,1329 mm
dt: diámetro de tornillos de tapa	dt=	$2,2 Dr^{1/3}$	11,68924 mm
ht: altura de la cabeza de los tornillos	ht=	$0,7 dt$	8,182471 mm
Eg: espesor de la arandela grover	Eg=	$0,17 dt$	1,987172 mm
r: largo del rebaje de tope	r =	de 4 a 8 mm=	5 mm
s: profundidad de rebaje de tope	s=	$0,01 Dr$	1,5 mm
da:Ø agujero de bulones de tapa y caja cerca de rodamientos	da=	$d+3mm$	22,98224 mm
M: cavidad para ahorro de mecanizado	M=	3 a 5 mm=	4 mm
R: espesor pared de tope de reten	R=	3 a 7 mm=	5 mm

Dimensiones de la tapa de rodamientos (Árbol intermedio I)

Dr : diámetro exterior de rodamiento	Dr=		170 mm
e6: espesor de pared de tapa	e6=	$0,12 Dr$	20,4 mm
P: distancia (De-Dr)/2	P=	$5 Dr^{1/3}$	27,69829 mm
Dt. Diámetro de la circunferencia de tornillos	Dt=	$Dr+P$	197,6983 mm
De: diámetro exterior de la tapa	De=	$Dr+2P$	225,3966 mm
dt: diámetro de tornillos de tapa	dt=	$2,2 Dr^{1/3}$	12 mm
ht: altura de la cabeza de los tornillos	ht=	$0,7 dt$	8,531074 mm
Eg: espesor de la arandela	Eg=	$0,17 dt$	2,071832 mm



grover

r: largo del rebaje de tope
r = de 4 a 8 mm 5 mm

s: profundidad de rebaje de tope s= 0,01 Dr 1,7 mm

da: Ø agujero bulones tapa y caja cerca rodamiento da= d+3mm **22,98224** mm

M: cavidad para ahorro de mecanizado M= 3 a 5 mm 4 mm

R: espesor pared de tope de reten R= 3 a 7 mm 5 mm



Dimensiones de la tapa de rodamientos (Árbol intermedio II)

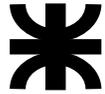
Dr : diámetro exterior de rodamiento

e6: espesor de pared de tapa	e6=	0,12 Dr
P: distancia (De-Dr)/2	P=	5 Dr ^{1/3}
Dt. Diámetro de la circunferencia de tornillos	Dt=	Dr+P
De: diámetro exterior de la tapa	De=	Dr+2P
dt: diámetro de tornillos de tapa	dt=	2,2 Dr ^{1/3}
ht: altura de la cabeza de los tornillos	ht=	0,7 dt
Eg: espesor de la arandela grover	Eg=	0,17 dt
r: largo del rebaje de tope	r =	de 4 a 8 mm
s: profundidad de rebaje de tope	s=	0,01 Dr
da:Øaguj bulones de tapa y caja cerca rodamiento	da=	d+3mm
M: cavidad para ahorro de mecanizado	M=	3 a 5 mm
R: espesor pared de tope de reten	R=	3 a 7 mm

Dimensiones de la tapa de rodamientos (Árbol de salida)

Dr : diámetro exterior de rodamiento

e6: espesor de pared de tapa	e6=	0,12 Dr
P: distancia (De-Dr)/2	P=	5 Dr ^{1/3}
Dt. Diámetro de la circunferencia de tornillos	Dt=	Dr+P
De: diámetro exterior de la tapa	De=	Dr+2P
dt: diámetro de tornillos de tapa	dt=	2,2 Dr ^{1/3}
ht: altura de la cabeza de los tornillos	ht=	0,7 dt
Eg: espesor de la arandela grover	Eg=	0,17 dt
r: largo del rebaje de tope	r =	de 4 a 8 mm
s: profundidad de rebaje de tope	s=	0,01 Dr
da:Øaguj bulones de tapa y caja cerca rodamiento	da=	d+3mm
M: cavidad para ahorro de mecanizado	M=	3 a 5 mm
R: espesor pared de tope de reten	R=	3 a 7 mm



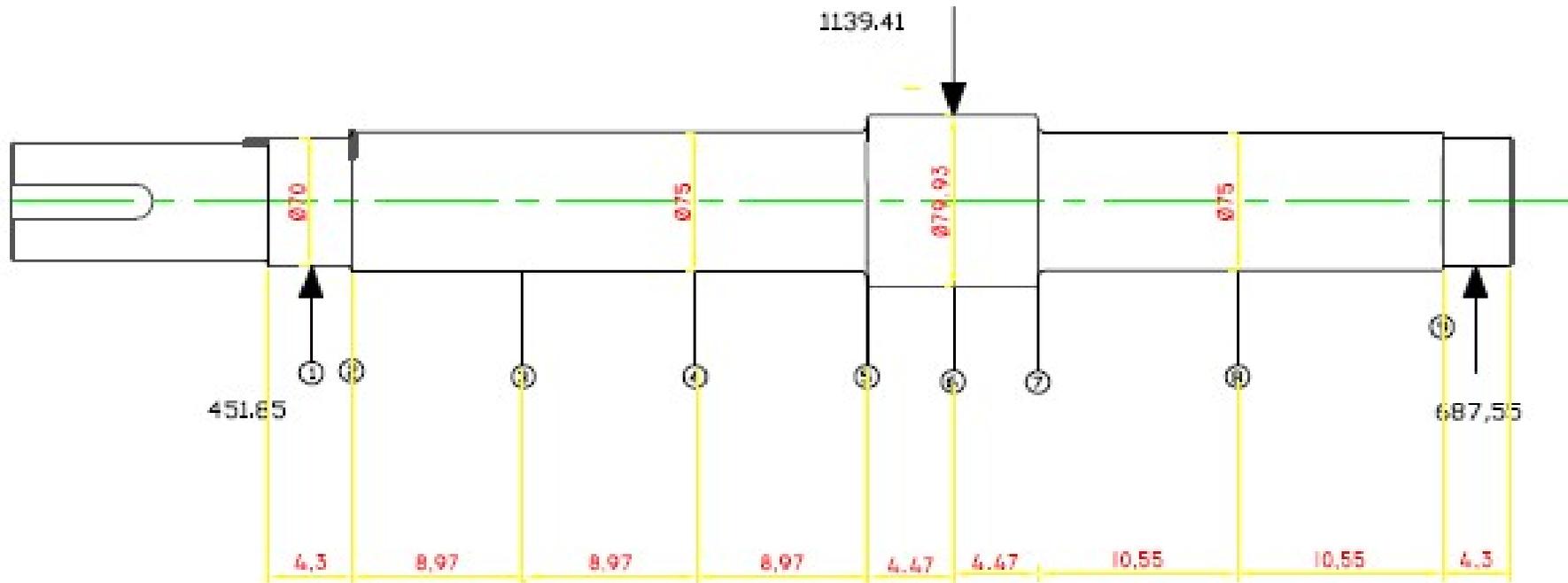
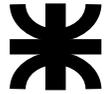
11.1 Elástica de deformación del Árbol Veloz

Para estudiar la elástica de deformación del árbol vamos a utilizar el método analítico detallado en el apunte SPM 02 de la cátedra Proyecto Final , trabajaremos con el el Árbol Veloz (Se adjunta plano)

Numero posición	Fuerza o Reacción (kg)	Corte en la pos. Prec. (kg)	dist. entre posiciones (cm)	momento flector (kgcm)	momento inercia (cm4)	E x I (kg cm2) Exp6	Mf/EI (1/ cm) Exp-6	Promedio de Mf/EI (1/cm Exp-6)	Pendiente q {M/EI*Dx} (rad Exp-6)	pendiente promedio q (rad Exp-6)	Incremento deflexión y=q Dx (Exp-6 cm)	Cte. de Integración C	Deflexión y (Exp-6 cm)	Deflexión y (mm)
1	451,856		0	0			0		0				0	0
					117,855	247,4962	-7,85055	-2,97863		-6,404061	-27,5374637	-28,186		
2		-451,86	4,3	-1942,98			-5,95727		-12,808123				-55,723526	-0,000557
					155,311	326,153	-18,3844	-12,1708		-60,99025	-547,082546	-58,797		
3		-451,86	8,97	-5996,13			-18,3844		-109,17238				-605,879983	-0,006059
					155,311	326,153	6,487445	-5,94848		-81,26511	-728,94806	-58,797		
4	451,856	-451,86	8,97	2115,9			6,487445		-53,357847				-787,745497	-0,007877
					155,311	326,153	7,516717	6,154234		0,922818	8,27767372	-58,797		
5		-451,86	8,97	2451,6			5,821024		55,2034822				-50,5197633	-0,000505
					200,554	421,163	6,088378	5,954701		40,9105	182,869925	-29,3		
6	1139,41	-451,86	4,47	2564,2			6,088378		26,6175134				153,56953	0,0015357
					200,554	421,163	6,219207	6,153793		27,06248	120,969299	-29,3		
7		-1591,3	4,47	2619,3			6,219207		27,5074526				91,668904	0,0009167
					200,554	421,163	5,782559	6,843127		49,85122	525,930363	-69,154		
8		-1591,3	10,55	2435,4			7,467047		72,1949859				456,776187	0,0045678
					155,311	326,153	3,845434	6,2673		69,1575	729,611604	-69,154		
9		-1591,3	10,55	1254,2			5,067552		66,1200101				660,457428	0,0066046
					117,855	247,4962	0	2,533776		38,50762	165,582783	-28,186		
10	687,555	-903,71	4,3	0					10,8952377				0	0

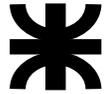
Pto1	Pto2	Pto3	Pto4	Pto5	Pto6	Pto7	Pto8	Pto9
7	7,5	7,5	7,5	7,995	7,995	7,995	7,5	7

$C = -6,55489822$



EJE VELOZ. ELASTICA DE LA DEFORMACION

DISTANCIAS = cm
DIAMETROS = mm
FUERZAS = Kg



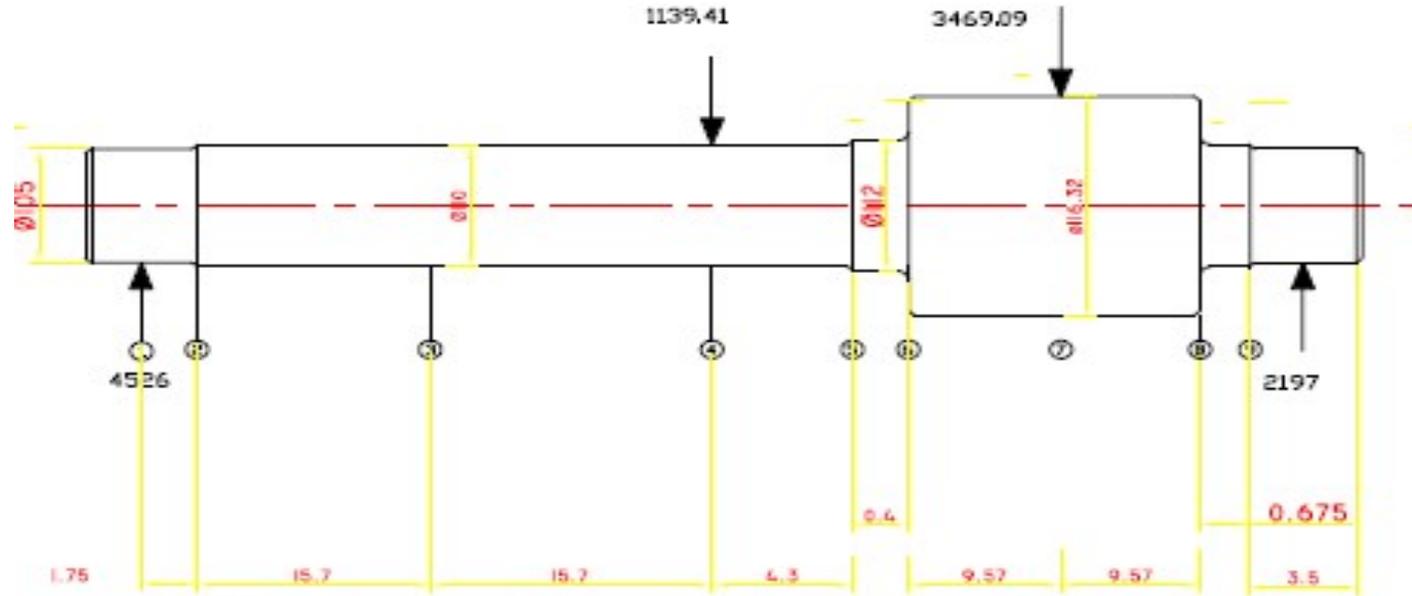
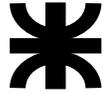
11.2 Elástica de deformación del Eje intermedio I

Para estudiar la elástica de deformación del árbol vamos a utilizar el método analítico detallado en el apunte SPM 02 de la cátedra Proyecto Final , trabajaremos con el el Árbol Intermedio I (Se adjunta plano)

Numero de posición	Fuerza o Reacción (kg)	Corte en la pos. Prec. (kg)	dist. entre posiciones (cm)	momento flector (kgcm)	momento de inercia (cm4)	E x I (kg cm2) Exp6	Mf/EI (1/ cm) Exp-6	Promedio de Mf/EI (1/cm Exp-6)	Pendiente q {M/EI*Dx} (rad Exp-6)	pendiente promedio q (rad Exp-6)	Incremento de la deflexión y=q Dx (Exp-6 cm)	Cte. de Integración C	Deflexión y (Exp-6 cm)	Deflexión y (mm)
1	4523,71		0	0			0		0				0	0
					201,056	422,2176	18,749779	-2,6227408		-2,2948982	-4,016071775	312,0550577		
2		-4523,7067	1,75	-7916,49			5,2454815		-4,5897963				308,039	0,00308039
					718,66721	1509,2011	52,304944	-28,775213		-228,18032	-3582,431004	2799,57966		
3		-4523,7067	15,7	-78938,68			52,304944		-451,77084				-782,851	-0,007828513
					718,66721	1509,2011	1,402	-25,451472		-425,67948	-6683,167776	2799,57966		
4	1139,41	-4523,7067	15,7	2115,9			1,402		-399,58811				-3883,59	-0,003883588
					718,66721	1509,2011	1,6244356	1,4567378		-196,66207	-845,6468984	766,763856		
5		-5663,1175	4,3	2451,6			1,5114756		6,26397251				-78,883	-0,00078883
					772,37673	1621,9911	1,5808964	1,435609		3,4191081	1,367643223	71,32687032		
6		-5663,1175	0,4	2564,2			1,3597424		0,57424361				72,69451	0,000726945
					897,9992	1885,7983	1,3889608	1,3743516		6,8633944	65,68268419	1706,495372		
7	3469,1	-5663,1175	9,57	2619,3			1,3889608		13,1525451				1772,178	0,0017721781
					897,9992	1885,7983	1,2914425	1,5013311		13,760142	131,6845587	1706,495372		
8		-9132,2165	9,57	2435,4			1,6137014		14,3677388				1838,18	0,0018381799
					718,66721	1509,2011	0,8310357	1,3073497		7,6250999	5,146942447	120,3640937		
9		-9132,2165	0,675	1254,2			1,000998		0,88246105				125,511	0,00125511
					596,64264	1252,9495	0	0,500499		1,3171038	4,609863256	624,1101153		
10	2194,02	-6938,1979	3,5	0					1,75174652				0	0

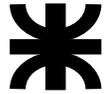
Pto1	Pto2	Pto3	Pto4	Pto5	Pto6	Pto7	Pto8	Pto9
8	11	11	11	11,2	11,63	11,63	11	10,5

$C = 178,3171758$



EJE INTERMEDIO I. ELASTICA DE LA DEFORMACION

DISTANCIAS = cm
DIAMETROS = mm
FUERZAS = Kg

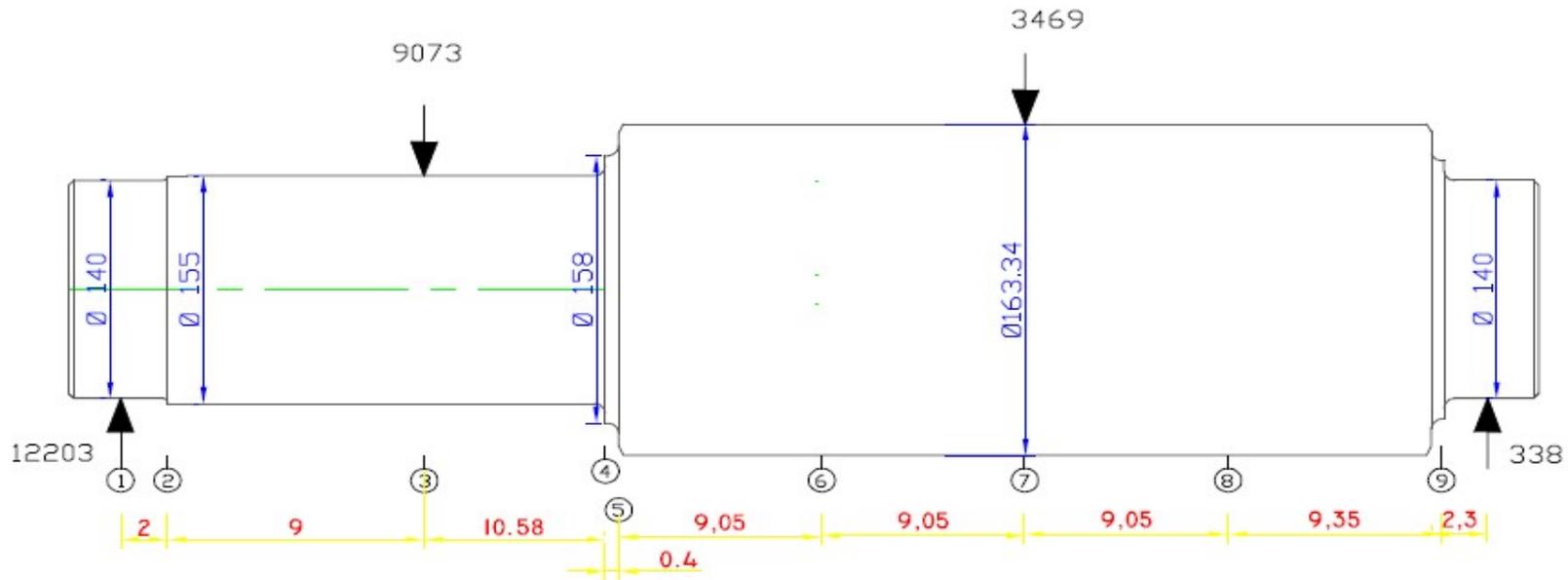


11.3 Elástica de deformación del Eje intermedio II

Para estudiar la elástica de deformación del árbol vamos a utilizar el método analítico detallado en el apunte SPM 02 de la cátedra Proyecto Final , trabajaremos con el el Árbol Intermedio II (Se adjunta plano)

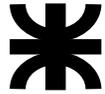
Numero posición	Fuerza o Reacción (kg)	Corte en la pos. Prec. (kg)	dist. entre posiciones (cm)	momento flector (kgcm)	momento de inercia (cm4)	E x I (kg cm2) Exp6	Mf/EI (1/ cm) Exp-6	Promedio de Mf/EI (1/cm Exp-6)	Pendiente q {M/EI*Dx} (rad Exp-6)	pendiente promedio q (rad Exp-6)	Incremento de la deflexión y=q Dx (Exp-6 cm)	Cte. de Integración C	Deflexión y (Exp-6 cm)	Deflexión y (mm)
1	12203,7		0	0			0		0				0	0
					1885,69	3959,939	-6,1636	-2,05111		-2,05111	-4,102225823	57,189718		
2		-12203,7	2	-24407,47			-4,1022		-4,10222582				53,08749196	0,000530875
					2833,24	5949,811	-22,562	-13,3322		-62,0462	-558,4154902	257,35373		
3	9073,03	-12203,7	9	-134241,08			-22,562		-119,990105				-301,06176	-0,003010618
					2833,24	5949,811	0,35562	-11,1033		-118,732	-1256,179856	302,53361		
4		-3130,71	10,58	2115,9			0,35562		-117,473005				-953,646249	-0,009536462
					2833,24	5949,811	0,41205	0,344627		-58,6676	-23,46703091	11,437944		
5		-3130,71	0,4	2451,6			0,33363		0,137850935				-12,0290874	-0,000120291
					3499,17	7348,261	0,34895	0,341292		1,61327	14,60009384	258,78347		
6		-3130,71	9,05	2564,2			0,34895		3,08868914				273,3835668	0,002733836
					3499,17	7348,261	0,35645	0,352702		3,140323	28,4199258	258,78347		
7	3469,1	-3130,71	9,05	2619,3			0,35645		3,191957446				287,2033988	0,002872034
					3499,17	7348,261	0,33143	0,343939		3,1523	28,52831903	258,78347		
8		-6599,81	9,05	2435,4			0,33143		3,112643446				287,311792	0,002873118
					3499,17	7348,261	0,17068	0,324074		3,071366	28,71727388	267,36193		
9		-6599,81	9,35	1254,2			0,31672		3,030088935				296,0792045	0,002960792
					1885,69	3959,939	0	0,158361		1,69716	3,903467156	65,768175		
10	338,39	-6261,41	2,3	0					0,364230332				0	0
Pto1 14	Pto2 15,5	Pto3 15,5	Pto4 15,5	Pto5 16,34	Pto6 16,34	Pto7 16,34	Pto8 16,34	Pto9 14						

C = 28,59485889



EJE INTERMEDIO II. ELASTICA DE LA DEFORMACION

DISTANCIAS = cm
DIAMETROS = mm
FUERZAS = Kg



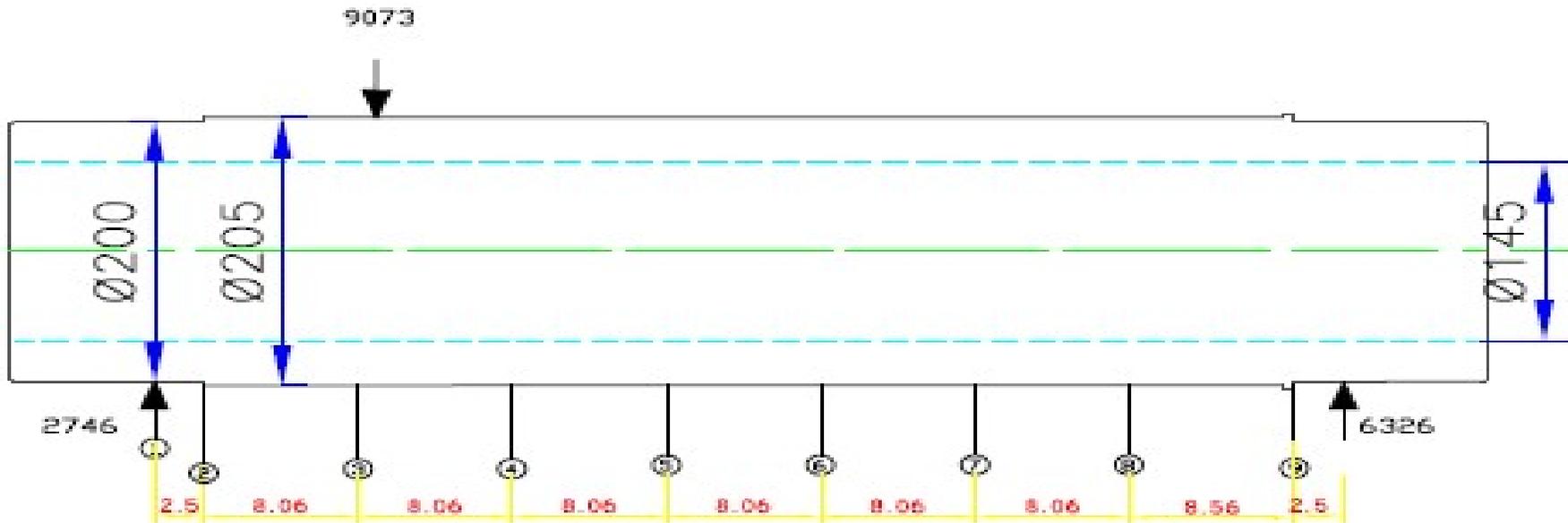
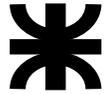
11.3 Elástica de deformación del Árbol Hueco

Para estudiar la elástica de deformación del árbol vamos a utilizar el método analítico detallado en el apunte SPM 02 de la cátedra Proyecto Final , trabajaremos con el el Árbol Hueco (Se adjunta plano)

Numero posición	Fuerza o Reacción (kg)	Corte en la pos. Prec. (kg)	dist. entre posiciones (cm)	momento flector (kgcm)	momento de inercia (cm ⁴)	E x I (kg cm ²) Exp6	Mf/EI (1/cm) Exp-6	Promedio de Mf/EI (1/cm Exp-6)	Pendiente q {M/EI*Dx} (rad Exp-6)	pendiente promedio q (rad Exp-6)	Incremento de la deflexión y=q Dx (Exp-6 cm)	Cte. de Integración C	Deflexión y (Exp-6 cm)	Deflexión y (mm)
1	2746,4		0	0			0		0				0	0
					5683,903	11936,2	0,5752251	0,251532		-0,31441	-0,786037118	61,058643		
2	-2746,4		2,5	-6866,00			0,5030638		-0,6288297				60,2726061	0,000602726
					6499,224	13648,4	2,1249413	1,314003		-5,60985	-45,21535103	196,85307		
3	9073,03	-2746,4	8,06	-29001,98			2,1249413		-10,59086				151,637715	0,001516377
					6499,224	13648,4	10,716094	6,420518		-31,1701	-251,2311408	196,85307		
4		6326,63	8,06	-146257,21			10,716094		-51,749373				-54,3780751	-0,000543781
					6499,224	13648,4	10,716094	10,71609		-69,0605	-556,6280018	196,85307		
5		-6326,6	8,06	-146257,21			10,716094		-86,371719				-359,774936	-0,003597749
					6499,224	13648,4	0,1878759	5,264109		-64,4002	-519,0657685	196,85307		
6		-6326,6	8,06	2564,2			0,1878759		-42,42872				-322,212703	-0,003222127
					6499,224	13648,4	0,191913	0,189894		-20,4491	-164,8196256	196,85307		
7		-6326,6	8,06	2619,3			0,191913		1,5305495				32,03344	0,000320334
					6499,224	13648,4	0,1784389	0,185176		1,511534	12,18296316	196,85307		
8		-6326,6	8,06	2435,4			0,1784389		1,49251829				209,036029	0,00209036
					6499,224	13648,4	0,0918938	0,141757		1,35298	11,58150563	209,06479		
9		-6326,6	8,56	1254,2			0,1050753		1,21344097				220,6463	0,002206463
					5683,903	11936,2		0	0,052538		0,672393	61,058643		
10	338,39	-5988,2	2,5	0					0,13134419				0	0

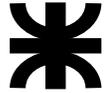
Pto1 Pto2 Pto3 Pto4 Pto5 Pto6 Pto7 Pto8 Pto9
20 20,5 20,5 20,5 20,5 20,5 20,5 20,5 20

$\phi_i = 14,5$ $C = 24,42345728$



ARBOL HUECO .ELASTICA DE LA DEFORMACION

DISTANCIAS = cm
DIAMETROS = mm
FUERZAS = Kg



11.5

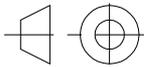
Comparación Deflexión Según DIN

Tolerancia de fabricación en μm para dientes de engranajes del sistema módulo.

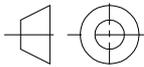
	clase A (precisión)				clase B (alta)				clase E (comercial)		
	Módulo				Módulo				Módulo		
	1 a 4	4,5 a 7	7 a 10	más 10	1 a 4	4,5 a 7	7 a 10	más 10	3 a 5	3,5 a 10	más 10
Error de ejecución.	5	8	10	12	15	20	30	50	30	50	60
Diferencia entre pasos tomados en diferentes flancos.	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
	8	10	12	15	20	30	40	60	40	60	80
Excentricidad máxima entre centros de los engranajes.	10	15	20	25	50	80	100	120	100	150	200

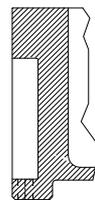
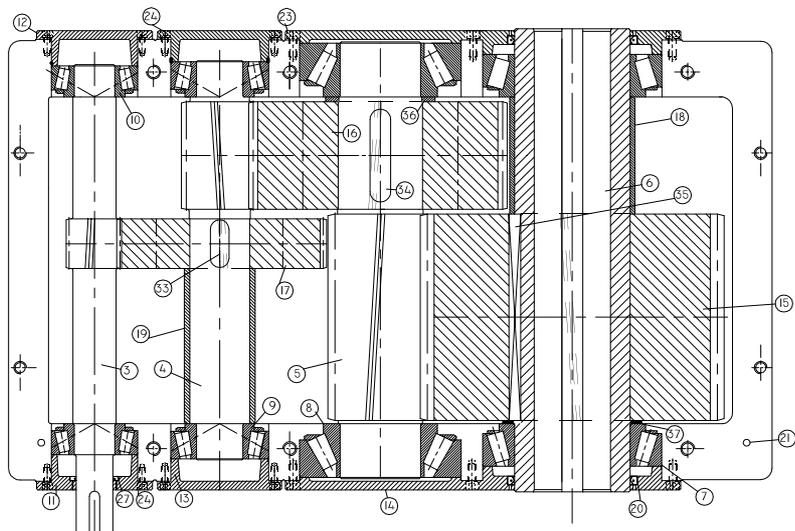
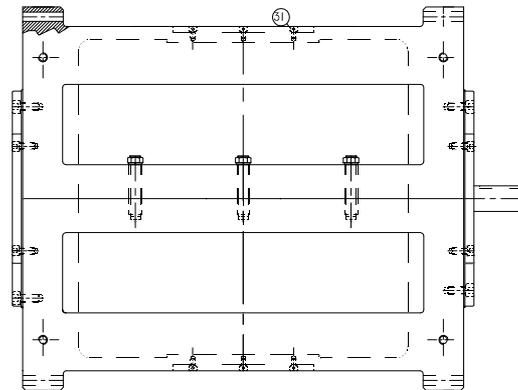
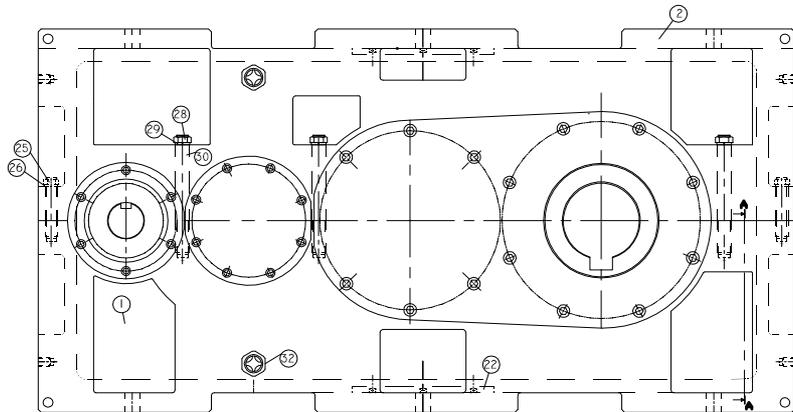
	Deflexión calculada	Excentricidad máxima Din Clase B
Eje veloz Pto 6	0,0015357	0,008
Eje Interm I Pto 4	-0,00388359	0,008
Eje Interm I Pto 7	0,00177218	0,008
Eje Interm II Pto 3	-0,00301062	0,1
Eje Interm I Pto 7	0,00287203	0,1
Eje Hueco Pto 3	0,00151638	0,12

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FRA-Proyecto Final						Página 1 de 2
N°	Denominación	Cant	Material	A	C	Observaciones
1	Caja Fundida	1	ASTM A536Gr.65-45-12	x		
2	Tapa Fundida	1	ASTM A536Gr.65-45-12	x		
3	Arbol veloz	1	IRAM -IAS 8620	x		Cem,Temp,Rev
4	Arbol intermedio	1	IRAM -IAS 8620	x		Cem,Temp,Rev
5	Arbol intermedio II	1	IRAM -IAS 8620	x		Cem,Temp,Rev
6	Arbol salida	1	IRAM -IAS 1045	x		Temp,Rev
7	Rodamiento 32040X	2	Comercial		x	
8	Rodamiento 32326	2	Comercial		x	
9	Rodamiento 32316	2	Comercial		x	
10	Rodamiento 30314	2	Comercial		x	
11	Tapa portarreten-Rodam	1	IRAM -IAS 1010	x		
12	Tapa rodamiento ciega	1	IRAM -IAS 1010	x		
13	Tapa rodamiento ciega	2	IRAM -IAS 1010	x		
14	Tapa ciega/portarreten	2	IRAM -IAS 1010	x		
15	Rueda 3° Etapa	1	IRAM -IAS 8620	x		Cem,Temp,Rev
16	Rueda 2° etapa	1	IRAM -IAS 8620	x		Cem,Temp,Rev
17	Rueda 1° etapa	1	IRAM -IAS 8620	x		Cem,Temp,Rev
18	Buje Ø217xØ200x204	1	IRAM -IAS 1010	x		
19	Buje Ø104xØ122x271	1	IRAM -IAS 1010	x		
20	Reten doble labio 8827	2	Comercial		x	
21	EspinaØ12x50 DIN1481	2	SAE 1020		x	
22	Tapa de inspeccion	2	SAE 120	x	x	
23	Tornillo allenM14x40 DIN	28	SAE 1038		x	8.8
24	Tornillo allenM12x30 DIN	16	SAE 1038		x	8.8
25	Tornillo hexag M16x125	6	SAE 1038		x	8.8
26	Arandela grower M16	6	Comercial		x	
27	Reten doble labio 8645	1	Comercial		x	
28	Tuerca M20 DIN 555	6	Comercial		x	
29	Arandela grower M20	6	Comercial		x	
30	Varilla roscada M20x110	6	Comercial		x	

	FIRMA	FECHA	ESCALA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA
DIBUJO	CACERES	1/6/2017	1:1	
PROFESOR	SZNAJDERMAN			
J. T. P.	TREJO			LISTA DE MAT N°
	LISTA DE MATERIALES			PLANO N°
CANT FAB.				A-

N°	Denominacion	Cant	Material	A	C	Observaciones
31	Tornillo allen M8x10 DIN	16	SAE 1038		x	8.8
32	Visor nivel aceite l'gas	2	Duraluminio		x	
33	Chaveta 32x18x80 DIN	1	IRAM -IAS 1045	x		
34	Chaveta 36x20x160 DIN	1	IRAM -IAS 1045	x		
35	Chaveta 51x28x330	1	IRAM -IAS 1045	x		
36	Buje Ø114xØ190x8	1	IRAM -IAS 1010		x	
37	Buje Ø204xØ240x6	1	IRAM -IAS 1010		x	
38	Varilla roscada M20x95	6	SAE 1020		x	

	FIRMA	FECHA	ESCALA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA	
DIBUJO	CACERES	1/6/2017	1:1		
PROFESOR	SZNAJDERMAN				
J. T. P.	TREJO			LISTA DE MAT N°	
		LISTA DE MATERIALES			PLANO N°
CANT FAB.					A- REVISION:

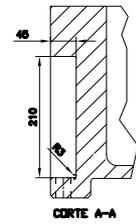
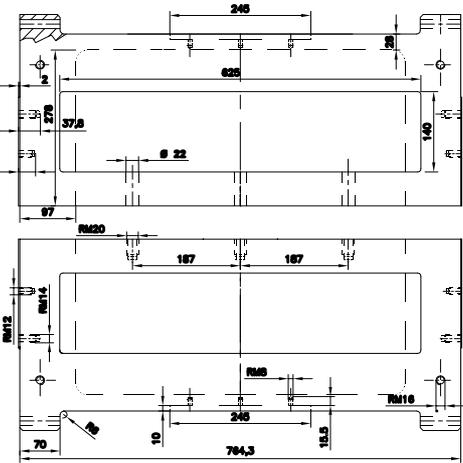
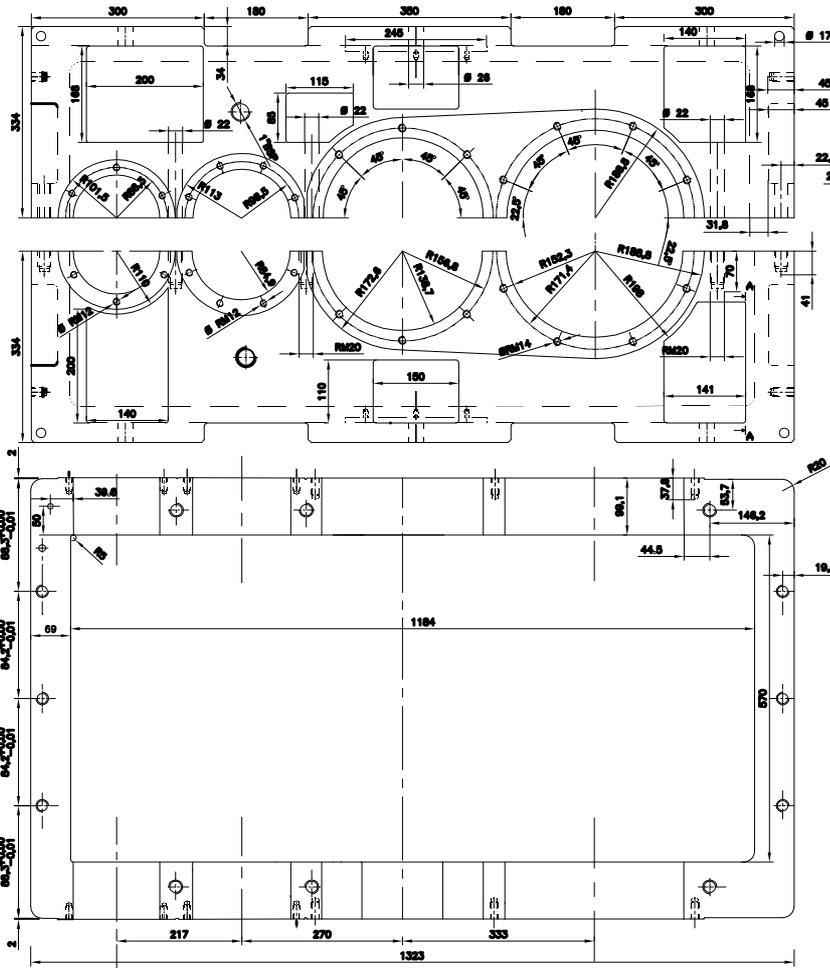


CORTE A-A

NO.	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	VALOR
1	CONCRETO	m ³	1.00	1.00
2	ACERO	kg	1.00	1.00
3	FORMA	m ²	1.00	1.00
4	ALBARRAN	m ³	1.00	1.00
5	GRASA	kg	1.00	1.00
6	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
7	AGUA	m ³	1.00	1.00
8	ARENA	m ³	1.00	1.00
9	GRASA	kg	1.00	1.00
10	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
11	AGUA	m ³	1.00	1.00
12	ARENA	m ³	1.00	1.00
13	GRASA	kg	1.00	1.00
14	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
15	AGUA	m ³	1.00	1.00
16	ARENA	m ³	1.00	1.00
17	GRASA	kg	1.00	1.00
18	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
19	AGUA	m ³	1.00	1.00
20	ARENA	m ³	1.00	1.00
21	GRASA	kg	1.00	1.00
22	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
23	AGUA	m ³	1.00	1.00
24	ARENA	m ³	1.00	1.00
25	GRASA	kg	1.00	1.00
26	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
27	AGUA	m ³	1.00	1.00
28	ARENA	m ³	1.00	1.00
29	GRASA	kg	1.00	1.00
30	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
31	AGUA	m ³	1.00	1.00
32	ARENA	m ³	1.00	1.00
33	GRASA	kg	1.00	1.00
34	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
35	AGUA	m ³	1.00	1.00
36	ARENA	m ³	1.00	1.00
37	GRASA	kg	1.00	1.00
38	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
39	AGUA	m ³	1.00	1.00
40	ARENA	m ³	1.00	1.00
41	GRASA	kg	1.00	1.00
42	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
43	AGUA	m ³	1.00	1.00
44	ARENA	m ³	1.00	1.00
45	GRASA	kg	1.00	1.00
46	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
47	AGUA	m ³	1.00	1.00
48	ARENA	m ³	1.00	1.00
49	GRASA	kg	1.00	1.00
50	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
51	AGUA	m ³	1.00	1.00
52	ARENA	m ³	1.00	1.00
53	GRASA	kg	1.00	1.00
54	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
55	AGUA	m ³	1.00	1.00
56	ARENA	m ³	1.00	1.00
57	GRASA	kg	1.00	1.00
58	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
59	AGUA	m ³	1.00	1.00
60	ARENA	m ³	1.00	1.00
61	GRASA	kg	1.00	1.00
62	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
63	AGUA	m ³	1.00	1.00
64	ARENA	m ³	1.00	1.00
65	GRASA	kg	1.00	1.00
66	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
67	AGUA	m ³	1.00	1.00
68	ARENA	m ³	1.00	1.00
69	GRASA	kg	1.00	1.00
70	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
71	AGUA	m ³	1.00	1.00
72	ARENA	m ³	1.00	1.00
73	GRASA	kg	1.00	1.00
74	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
75	AGUA	m ³	1.00	1.00
76	ARENA	m ³	1.00	1.00
77	GRASA	kg	1.00	1.00
78	CEMENTO	m ³	1.00	1.00
79	AGUA	m ³	1.00	1.00
80	ARENA	m ³	1.00	1.00

CONJUNTO ARMADO

2/1

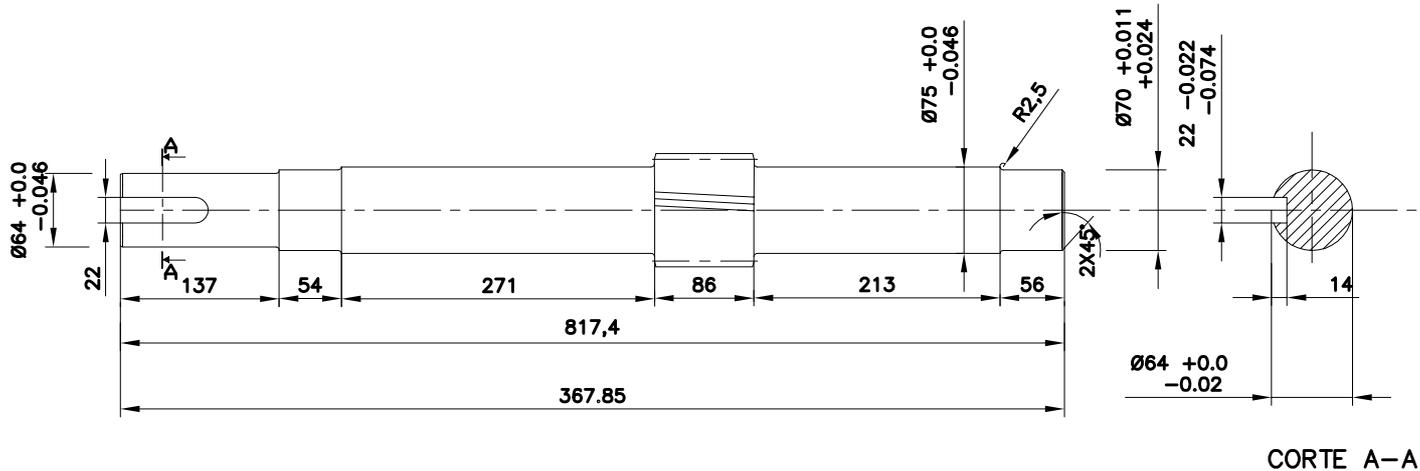


CORTE A-A

Tolerancias no especificadas
 Longitudinales ± 0,1
 Anchas ± 0,1
 Radios ± 0,1
 Radios en el fondo ± 0,1
 Muebles - Posición 0,1
 Especificaciones de dibujo:
 a) El primer número de cada medida en el dibujo indica el número de decimales permitidos en el diámetro.
 b) A las medidas que no se indican el número de decimales se les aplicará el sistema de redondeo de los números para el dibujo con un espesor del hilo de escala cada vez de 50 micrones.
 c) El ángulo con los radios de estado definido con un espesor mínimo de capa seca de 50 micrones.

Rev.	Mod.	Fecha	Elaboró	Revisó	Observaciones
01	00000	07/07/2017	123		Implementado proceso de automatización de la línea de producción de este producto.
02	00000	08/07/2017			Revisión de detalles.

CAJA Y TAPA FUNDIDA
 1/2017



Datos del dentado

Diámetro Primitivo $d=79.9384$
 Diámetro exterior $D=90.938$
 Módulo $m=5.5$
 N° dientes $z=14$
 Ang. de presión $=20$
 Ang. de helice $=15^{\circ}35'$ Sentido : derecha
 Calidad de dentado = alta calidad
 Material = Acero IRAM -IAS 8620

Tolerancias generales no especificadas

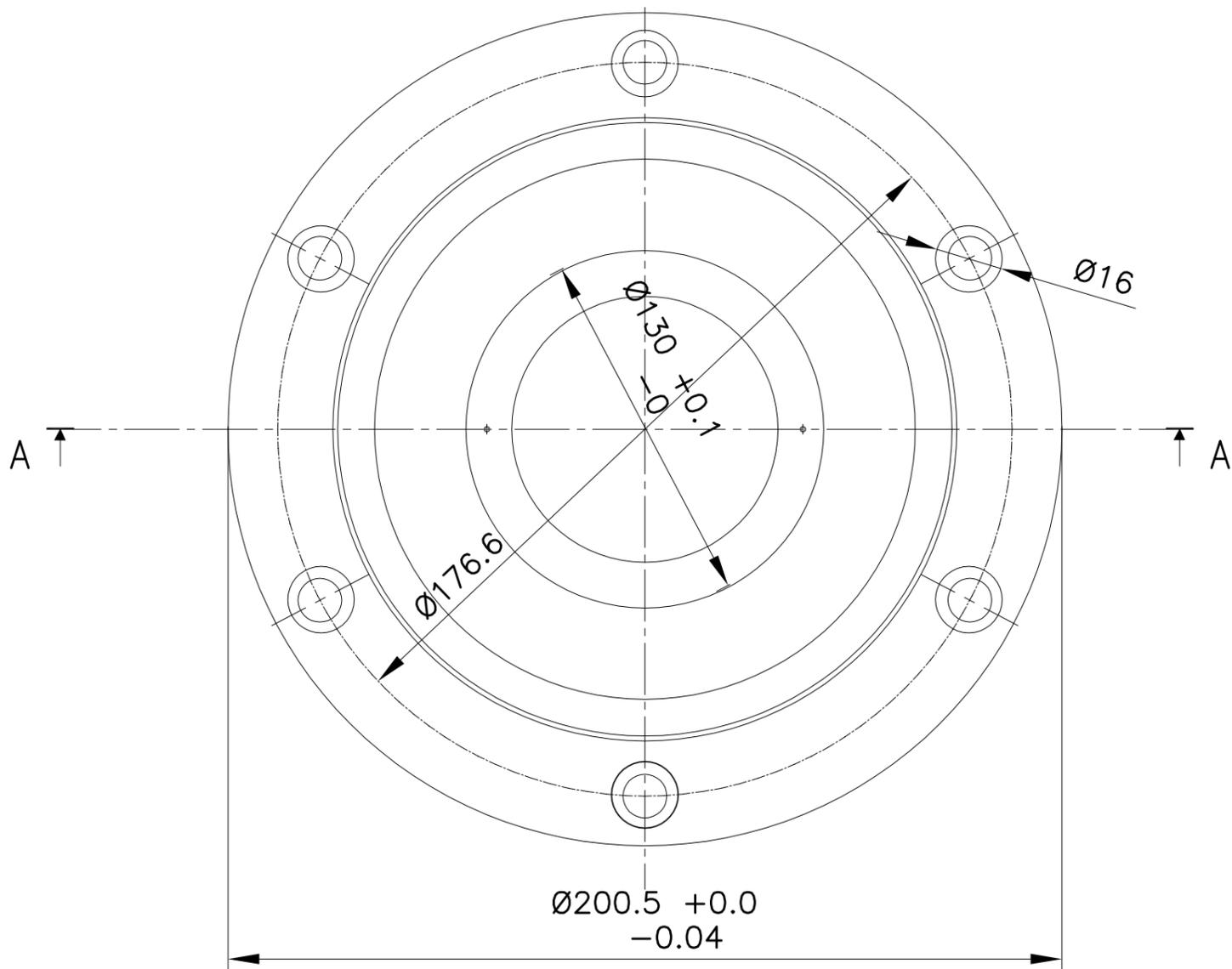
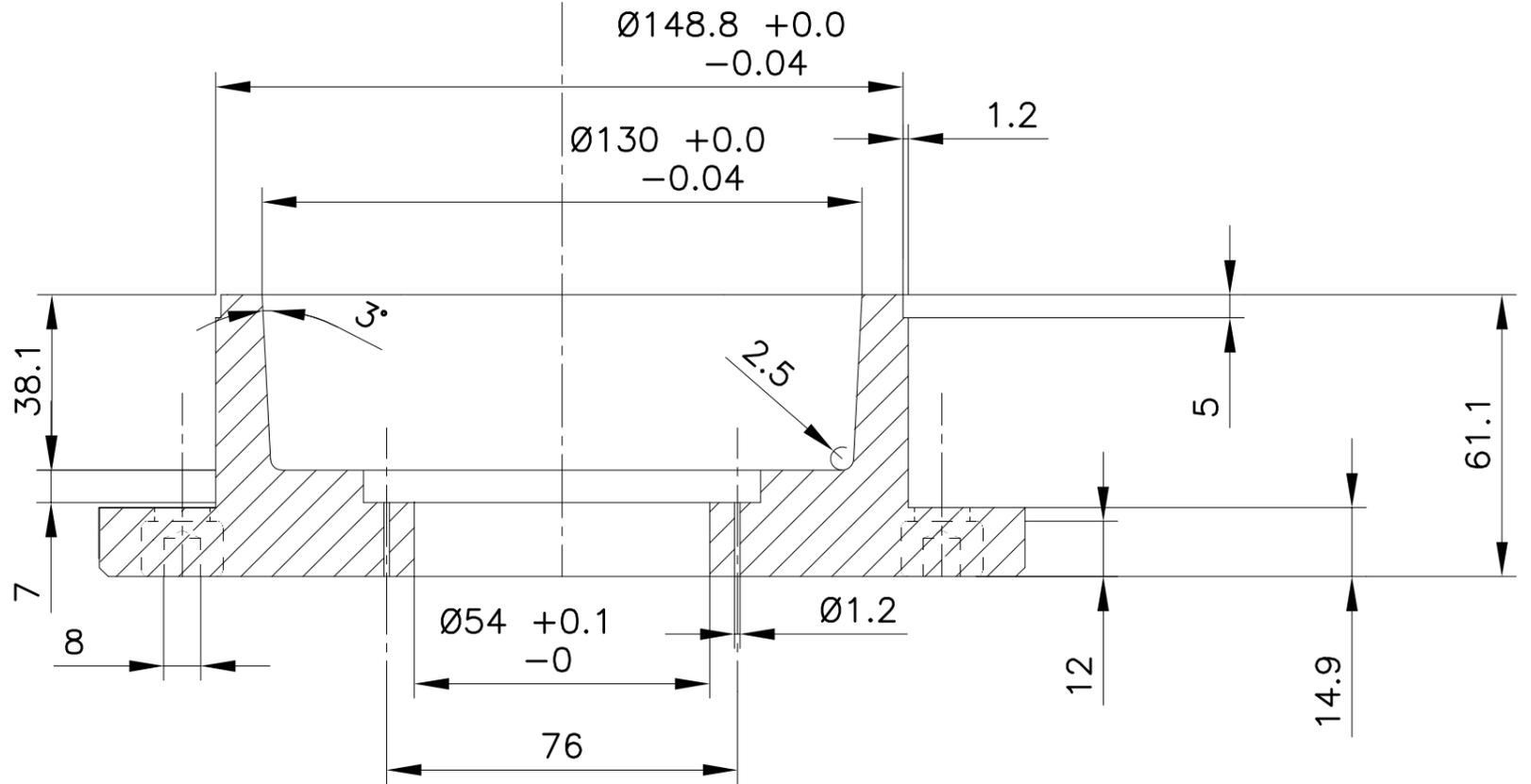
Longitudinal : ± 0.1
 Angular : $\pm 30'$
 Módulo $m : 5.5$
 Rugosidad : $2.5\sqrt{\quad}$

Tratamiento termico

Cementado, Templado, Revenido
 Espesor de capa cementada $e=0.45$
 Dureza superficial HV=700

	FIRMA	FECHA	ESCALAS	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA LISTA DE MAT N°
DIBUJO	CACERES	16/2017	1:2.5	
PROFESOR	SZNAJDERMAN			
J.T.P.	TREJO			
 CANT. FAB.	EJE VELOZ			PLANO N°
				A- REVISION:

CORTE A-A



Tolerancias generales no especificadas

Longitudinal : $\pm 0,1$

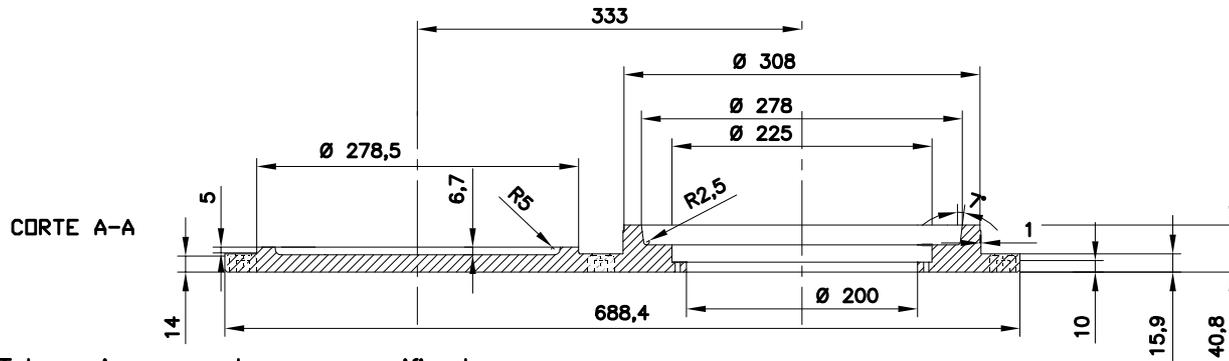
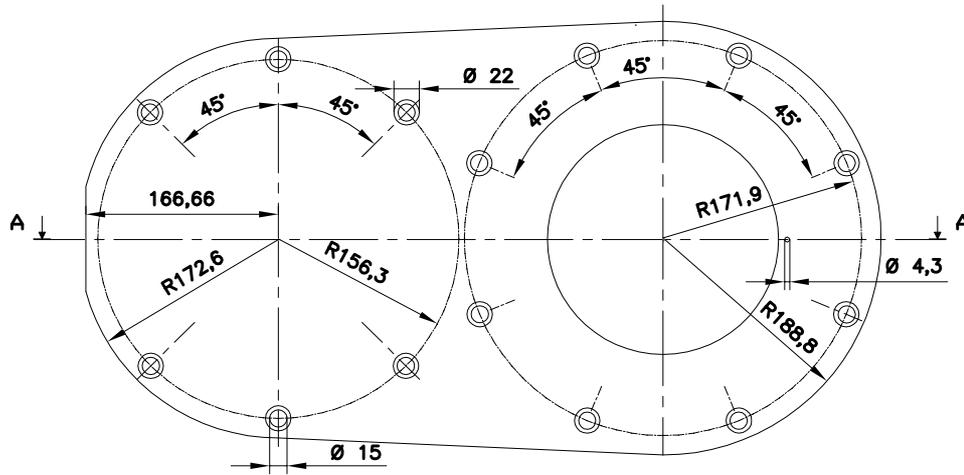
Angular : $\pm 30'$

Modulo m : 5.5

Rugosidad : 2.5 $\sqrt{\text{ }}$

FIRMA	FECHA	ESCALAS	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA
DIBUJO CACERES	1/6/2017	1:1	
PROFESOR SZNAJDERMAN			
J. T. P.	TREJO		
LISTA DE MAT N°			PLANO N°
CANT FAB.			A- REVISION:

Tapa Portarreten Eje Entrada



Tolerancias generales no especificadas

Longitudinal : $\pm 0,1$

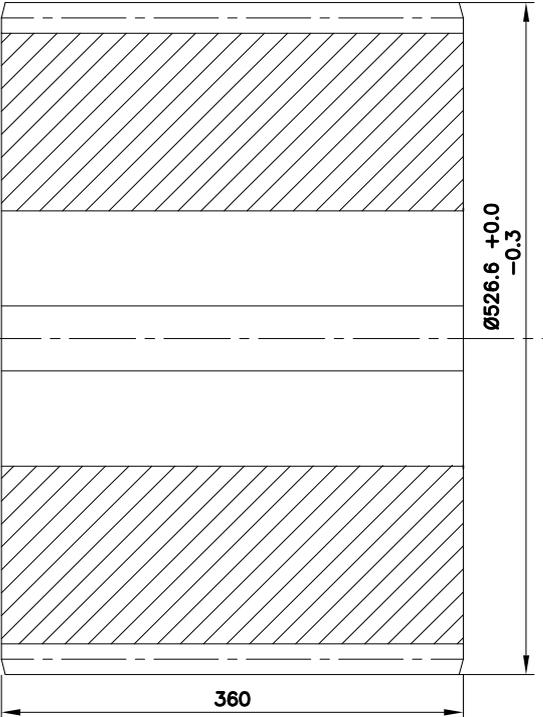
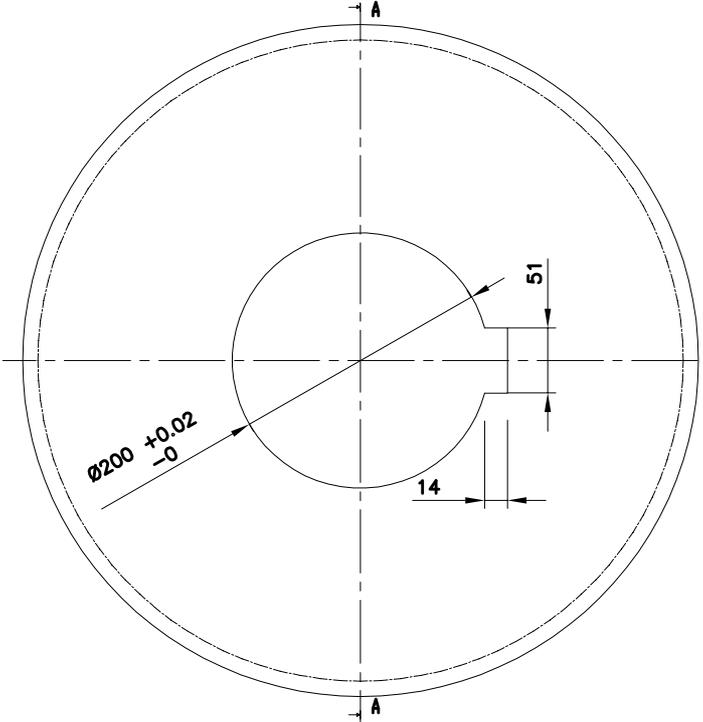
Angular : $\pm 30'$

Modulo m : 5.5

Rugosidad : 2.5

	FIRMA	FECHA	ESCALAS	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA
DIBUJO	CACERES	1/8/2017	1:2,5	
PROFESOR	EDUARDO			LISTA DE MAT N°
J. T. P.	TREJO			
CANT. FAB.	TAPA PORTARODAMIENTO CIEGA- RETEN			PLANO N°
				A- REVISIÓN

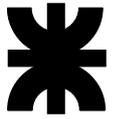
CORTE A-A



DATOS DEL DENTADO

\varnothing prim = 502.607
 Modulo = 12
 Z(num.dientes) = 40
 Ang. de presion = 20°
 Angulo de helice = 12° 40 a IZQUIERDA
 Materia = Acero SAE 5221 forjado
 Tratamiento termico = cementado, templado y revenido
 Dureza superficial = 700 HV
 Espesor de capa cementada e = 0.70 (proveniente de TT)
 Espesor de capa cementada e = 0.45 (espesor final)

FIRMA	FECHA	ESCALAS	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL AVELLANEDA LISTA DE MAT N°
DIBUJO	CACERES	1/6/2017	
PROFESOR	ZNAJDERMAN		
J. T. P.	TREJO		
	RUEDA DENTADA SALIDA		PLANO N°
	CANT FAB.		



ASIGNATURA: Proyecto Final

TRABAJO PRACTICO N ° : 3

TITULO: Puente Grúa

PROFESOR: Ing. Trejo Ponce Federico

JEFE DE TRABAJO PRACTICO: Ing. Babez Fernando

AYUDANTE:

ALUMNO: Delio Cáceres

CURSO: 5°1°

ESPECIALIDAD: Mecánica

GRUPO:

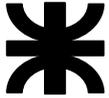
FECHA DE ENTREGA: 23/07/20

FECHA Y FIRMA DE LA APROBACIÓN DEL T.P.:

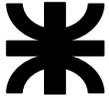
FIRMA DEL ALUMNO:



	Pagina
1 Datos para el calculo -----	4
2 Cálculos -----	4
2.1 Selección de Aparejo -----	4
3 Calculo y selección de cable -----	4
3.1 Carga de un ramal -----	4
3.2 Diámetro de cable -----	5
4 Selección de poleas -----	5
4.1 Diámetro mínimo de tambor y poleas de reenvío -----	5
5 Diámetro mínimo de polea compensadora -----	6
6 Diseño de tambor -----	6
6.1 Potencia Accionamiento de tambor -----	6
7 Selección de reductor -----	7
7.1 Potencia equivalente -----	7
7.2 Relación de transmisión -----	7
7.3 Selección de modelo de reductor -----	7-8-9-10
8 Recalculo de tambor -----	10
8.1 Rpm del tambor -----	10
8.2 Diámetro final del tambor -----	10
8.3 Largo de cable -----	10
8.4 Numero de espiras -----	10
8.5 Longitud del tambor -----	10
8.6 Calculo resistivo del tambor -----	11
8.7 Espesor de pared de garganta -----	11-12
8.8 Espesor de chapa de cilindro del tambor -----	12
8.9 Inclinación de guías del cable -----	12-13
8.10 Calculo de extremo de eje de tambor -----	13-14
8.11 Selección acoplamiento a barrilete de tambor -----	14-15-16
9 SELECCIÓN MOTOR DE ELEVACION -----	16-17-18
10 Calculo de rodamientos -----	19
11 Determinación rueda del carro -----	19-20
12 Selección del freno del sistema de elevación -----	21-22-23
13 Selección de acople del sistema de elevación -----	24
14 Calculo estructural del carro -----	25
14.0 Calculo de cajón -----	26-27
14.1 Calculo de cajón 1 (alojamiento de polea ecualizadora) -----	28
14.2 Calculo de viga frontal -----	28-29-30
14.3 Calculo de viga trasera -----	30-31-32
14.4 Calculo de viga del reductor -----	32-33-34
14.5 Calculo de viga A -----	34-35
15 Calculo de Potencia de impulsión del carro -----	36
15.1 Potencia necesaria -----	36
15.2 Numero de vueltas de rueda -----	36
15.3 Selección de motorreductor -----	37-38
16 CALCULO DE VIGA PRINCIPAL -----	39
16.1 Datos -----	39
16.2 Dimensionamiento de viga -----	39
16.3 Cargas principales -----	39
16.4 Cargas secundarias -----	40
16.5 Tensiones admisibles -----	40
16.6 Tensiones normales -----	41



16.7	Tensiones tangenciales -----	42-43-44
16.8	Tensiones combinadas -----	44
16.9	Calculo de la flecha -----	44
16.10	Verificación al pandeo -----	45
16.11	Alma sin rigidizador longitudinal -----	45-46
16.12	Tensión crítica de comparación -----	46
16.13	Pandeo en régimen elástico -----	46
16.14	Alma con rigidizador longitudinal -----	47
16.15	Parte superior de viga -----	47
16.16	Pandeo en régimen plástico -----	48
16.17	Parte central de viga -----	48-49
16.18	Pandeo régimen plástico -----	49
16.19	Parte inferior de viga -----	49-50
16.20	Pandeo régimen elástico -----	50
16.21	Selección d rigidizador longitudinal -----	50
16.22	Platabanda superior -----	51
16.23	Pandeo régimen plástico -----	51
17.00	CALCULO DE VIGA TESTERA -----	52
17.1	Dimensionamiento viga testera -----	52
17.2	Tensiones normales -----	53
17.3	Tensiones tangenciales -----	53
17.4	Calculo eje balancin -----	54
18	Determinacion rueda del puente -----	55-56
19	Calculo Potencia Impulsion del puente -----	56
19.1	Calculo del factor de aceleracion -----	56
19.2	Calculo Potencia de traslacion -----	56-57-58
20	Calculo paragolpes del puente -----	59
21	PLANILLA DE COSTOS -----	60
21.1	Carro -----	60
21.2	Carro-Equipos de elevacion -----	60
21.3	Carro -----	61
21.4	Viga Principal -----	61
21.5	Viga Testera -----	59
21.6	Materiales electricos -----	61-62
21.7	Montaje -----	62
	Total -----	62



5 Diámetro mínimo de polea compensadora

Pág. 31- SPM03

$$D \geq d_1 \cdot h_1 \cdot h_2$$

Para polea Compensadora $h_1 = 16$ Pág. 18-SPM03

$$D_1 \geq 36 * 16 * 1.25 = 720\text{mm}$$

Del catálogo de Miguel Abad S.A. seleccionamos Polea laminada tipo PMA

DIÁMETRO	800	mm
PESO	140	Kg.
TIPO	010.80.36	

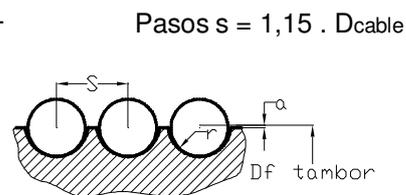
Pág. 31 – SPM03

6

DISEÑO DEL TAMBOR

Distancia e/ gargantas, según tabla Dimensiones de ranuras de tambores Pág.007 -SPM03

Diám. Cable:	$d = 36 \text{ mm}$
Dist.e/ranuras:	$s = 41.4 \text{ mm}$
Radio de ranura:	$r = 20 \text{ mm}$
	$a = 4.5 \text{ mm}$



La norma CMAA nos fija un diámetro min tambor ($24 * d_c$) pero adopto valor que sea mayor, y en base a selección elementos de transmisión debo corregir este valor orientativo de diámetro

$$D_{\text{tambor}} = 1600 \text{ mm}$$

La velocidad arrollamiento del cable en tambor depende de relación del aparejo:

$$V_{\text{cable}} = V_{\text{elev}} \cdot 4N^{\circ} \text{ poleas}$$

$$V_{\text{cable}} = 9\text{m/min} * 6 = 54 \text{ m/min}$$

Las vueltas por minuto desarrolladas por el tambor en etapa de prediseño serán:

$$n_{\text{tambor}} = \frac{V_{\text{cable}}}{D_{\text{tambor}} \cdot \pi}$$

$$n_{\text{tambor}} = \frac{54 \text{ m/min}}{1.6\text{m} * 3.14} = 10.7\text{rpm}$$

6.1 La potencia de accionamiento en el tambor (según CMAA 5.2.9.1.1.1)

$$N = \frac{W * V}{33000 * E} \quad (\text{HP})$$

W = Peso total en lbs a ser levantado por sistema accionamiento del elevador del cable (carga + aparejo + cable)

V = Velocidad elevación máx. en pie/ min



E= Rendimiento mecánico entre la carga y el motor

$$E = E_g^n * E_s^m$$

Eg = Rendimiento por reducción del mecanismo Eg= 0.97

Es = Rendimiento del sistema de izaje Es= 0.99

n= número reducciones del reductor n= 4

m= n° poleas giratorias e/ tambor y polea m= 5

compensadora pasado sobre
c/ parte del cable en movimiento

$$E = 0.842$$

$$N = 371.872 \text{ HP} \quad 278.90 \text{ Kw}$$

7- SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD DE 4 ETAPAS

Del catalogo Sumitomo Paramax serie 9000, obtengo el factor de servicio

$$F_s = 1.5$$

Clasificación de la grúa	Elevación	Movimiento transversal	Movimiento de traslación	Movimiento de rotación	Elevación de pluma	La clasificación de las grúas se basa en la norma JIS B8821-1976, 'Norma de cálculo para la estructura de las grúas'.
Grupo □	1,00	1,50		1,25	1,00	
Grupo □	1,25	1,50			1,00	
Grupo □	1,50	1,75			1,25	
Grupo □	1,75	2,00			1,50	

7.1 Potencia equivalente

$$N_e = F_s * N = 1.5 \quad 278.90$$

$$N_e = 418.4 \quad \text{Kw}$$

7.2 Relacion de transmision

Se acoplara al reductor un motor eléctrico standard de 4 polos

$$i = n_{\text{motor}} / n_{\text{tambor}} = \frac{1490}{10.7}$$

$$i = 138.695 \quad \rightarrow \quad i_{\text{reduccion}} = 140$$

Con la Potencia equivalente y la relación de transmisión ,selecciono Reductor

Tabla Mecánica nominal(KW)

7.3 Selección de modelo de reductor



Tamaño del reductor											Velocidad del eje de baja velocidad	Velocidad del eje de alta velocidad	Relación nominal de reducción
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136			
112,80	109,29	111,48	112,21	110,83	113,61	117,50	117,50	117,37	109,93	109,93	Relación exacta de reducción		
174	206	251	287	368	433	482	561	671	809	954	16	1800	112
145	172	209	240	308	362	403	469	561	676	797	13	1500	
116	138	168	192	247	290	323	376	450	542	640	11	1200	
97	115	140	161	206	242	270	314	376	453	534	8,9	1000	
87	104	126	145	186	218	243	283	338	408	481	8,0	900	
73	86	105	121	155	182	203	236	283	341	402	6,7	750	
122,38	124,14	120,95	119,20	126,78	123,87	127,49	127,49	127,34	129,91	129,91	Relación exacta de reducción		
154	191	223	286	304	397	445	518	619	686	810	14	1800	125
128	159	186	239	253	332	371	432	517	573	676	12	1500	
103	127	149	191	203	266	298	347	415	460	542	9,6	1200	
86	106	124	160	170	222	249	290	347	384	453	8,0	1000	
77	96	112	144	153	200	224	261	312	346	408	7,2	900	
64	80	94	120	127	167	187	218	261	289	341	6,0	750	
141,00	133,22	135,88	136,77	135,09	146,39	146,88	146,88	142,35	133,32	133,32	Relación exacta de reducción		
139	170	206	236	303	337	387	450	555	669	789	13	1800	140
116	141	172	197	253	281	323	376	464	559	659	11	1500	
93	113	138	158	203	226	259	301	372	448	529	8,6	1200	
78	95	115	132	169	188	216	252	310	374	441	7,1	1000	
70	85	104	119	152	170	195	227	280	337	398	6,4	900	
58	71	86	99	127	142	162	189	233	281	332	5,4	750	
C-164	C-164	C-164	C-164	C-164	C-166	C-166	C-166	C-168	C-168	C-168	Horizontal		
C-186	C-186	C-186	C-186	C-186							Vertical		
											Perpendicular		Tablas de dimensiones

Selecciono reductor **SUMITOMO MODELO 9128** de 4 Etapas de reducción con 464 Kw.

Verificación de disipación térmica

Se calculara la disipación térmica para saber si se necesita o no ventilador

Temperatura ambiente °C	Factor de corrección de la temperatura	
	Sin ventilador	Con ventilador
20	1.00	1.00
30	0.85	0.87
40	0.70	0.73
50	0.55	0.60

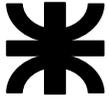
Factor de corrección de temperatura 1 (sin ventilador . Se considera temperatura promedio 20°C

La siguiente tabla dice cuanta potencia puede disipar cada modelo de reductor SUMITOMO.

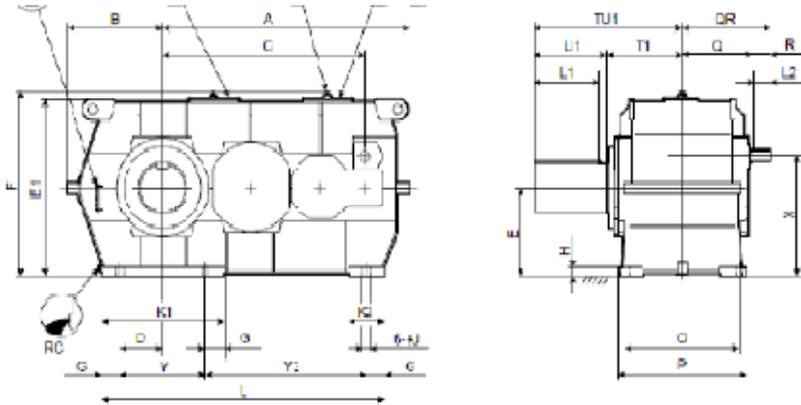
Tamaño del reductor											Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Velocidad del eje de alta velocidad	Relación nominal de reducción
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136			
164	198	218	256	287	321	372	372	413	502	502	-	1800	Cuádruple reducción Horizontal
162	196	216	252	282	314	365	365	406	493	493	-	1500	
157	192	210	245	273	303	352	352	394	476	476	-	1200	
152	187	204	237	264	292	340	340	381	461	461	-	1000	
149	183	200	232	258	285	333	333	373	451	451	-	900	
142	176	192	223	247	273	319	319	358	432	432	-	750	140

Selecciono Modelo 9128 de 406 KW
La potencia a disipar Será:

$$N_t = N * F_c = 406 \text{ KW} > 278.9 \text{ Verifica sin ventilador}$$



Marca = Sumitomo
Modelo = 9128
Relacion Nominal = 140.
Potencia = 406 Kw
Peso 7400 Kg.



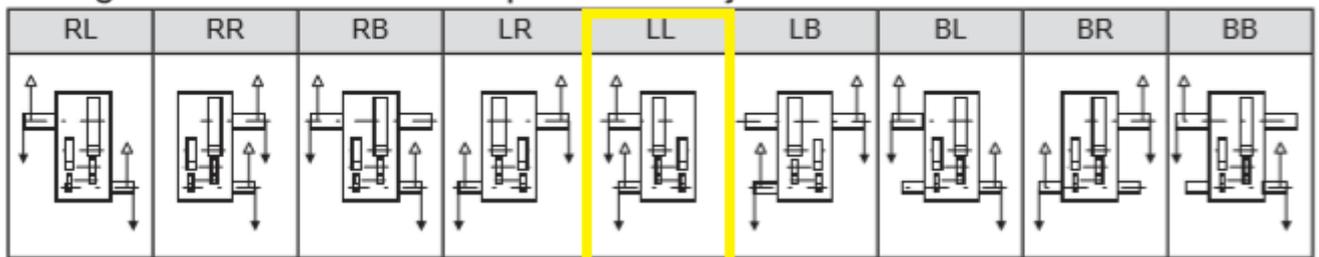
Tamaño	A	B	C	D	E	E1	F	G	H	J	K1	K2	L	M	O	P	X	Y	Y3
9128	1720	680	1413	330	600	1194	1241	140	55	66	940	280	1990	170	710	840	826	660	1050
9131	1882	730	1550	330	630	1256	1303	140	60	66	940	280	2170	200	850	980	856	660	1230
9136	1882	730	1550	330	630	1256	1303	140	60	66	940	280	2170	200	850	980	856	660	1230

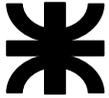
Tamaño	Eje de alta velocidad										DP	Peso kg	Cant. de aceite l
	Q	QR	R	S	W2/Prof.	X2	Y2	Z2	L2				
9128	465	605	140	75m6	M20/42	20	7.5	12	125	1 1/2"	7400	450	
9131	510	650	140	75m6	M20/42	20	7.5	12	125	1 1/2"	8000	500	
9136	540	680	140	75m6	M20/42	20	7.5	12	125	1 1/2"	10000	640	

Tamaño	Eje de baja velocidad (sólido)									
	TU1	T1	U1	V1	W1/Prof.	WL	X1	Y1	Z1	L1
9128	950	480	470	320m6	M36/70	200	70	22	36	425
9131	1100	550	550	340m6	M36/70	215	80	25	40	500
9136	1110	560	550	360m6	M36/70	230	80	25	40	500

Unidad: mm

Configuración estándar de disposición de eje





Modelo SUMITOMO PHD-9128-P4-LL-140
P= SERIE
H= MONTAJE HORIZONTAL
D= CARCAZA BIPARTIDO
9128= TAMAÑO
P4= EJES PARALELOS , 4 ETAPAS REDUCCION
140= RELACION NOMINAL

Pág. 273 PARAMAX serie 9000

Para la relación real 142.35 1490 RPM, debo recalcular las rpm del tambor y el diámetro final del mismo.

8- RECALCULO DEL TAMBOR

8.1- RPM DEL TAMBOR

Las vueltas por minuto desarrolladas por el tambor son:

$$n \text{ salida} = \frac{\text{RPM motor}}{i \text{ REAL}}$$
$$n \text{ salida} = \frac{1490 \text{ rpm}}{142.35} = 10.467 \quad \text{RPM}$$

8.2- DIAMETRO TAMBOR

El diámetro final del tambor será:

$$D_f \text{ tambor} = \frac{V_{\text{cable}}}{\pi \cdot n \text{ salida}}$$
$$D_f \text{ tambor} = \frac{0.054 \text{ mm/min}}{3.14 \cdot 10.5 \text{ rpm}} = 1642 \text{ mm}$$

8.3- LARGO DE CABLE

La longitud del cable de izaje, por ser un aparejo de 6 poleas

$$L_{\text{cable}} = H \text{ izaje} \cdot \text{poleas} =$$
$$L_{\text{cable}} = 20\text{m} \cdot \text{poleas} = 120 \text{ m}$$

8.4- Numero de espiras para cable a arrollar

$$N^{\circ} \text{espiras} = \frac{L_{\text{cable}} + 2.5}{D_f \text{ tambor} \cdot \pi}$$
$$N^{\circ} \text{espiras} = \frac{120000\text{mm} + 2.5}{1642 \text{ mm} \cdot 3.14} = 26$$

8.5 - Longitud del tambor arrollador

$$L_{\text{tambor}} = 2 \cdot N^{\circ} \text{espiras} \cdot \text{Paso e/ranuras} + L_{\text{diseño}}$$



La longitud tambor indicada es de prediseño, la misma se ajustará en diseño final del tambor.

$$L_{\text{tambor}} = 2 \cdot 26 \cdot 41.4 + 1200 = 3333 \text{ mm}$$

8.6 Calculo resistivo del tambor Pág. 8 SPM03.

La sollicitación del tambor se compone: 1º de una torsión; 2º de una flexión por la tracción del cable y 3º de una compresión causada por el apriete del cable.

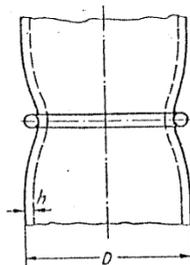


FIG. 40.

FIG. 40. — Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.

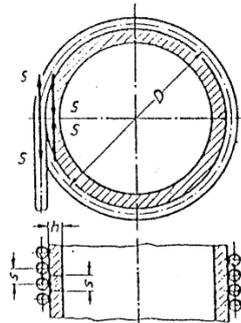


FIG. 41.

FIG. 41. — Sollicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.

1º) Los esfuerzos de torsión son pequeños por lo tanto se desprecian.

2º) Esfuerzos de Compresión

$$\sigma_a = \frac{S_r}{h \cdot s}$$

Acero ASTM A-36

$$\sigma_a = \sigma_{fa} = 970 \text{ kg/cm}^2$$

Este valor se determina de acuerdo al punto 4.11.4.1 en Pág. 177 del apunte. $\sigma_a = \sigma_r/5$

Donde S_r es la carga total de tracción que actúa en el tambor:

$$S_r = \frac{C_{\text{carga}} + P_{\text{aparejo}} + (P_{\text{cable}} \cdot L_{\text{cable}})}{8 \cdot \eta_{\text{aparejo}}}$$

Tensión de rotura según ASTM A36.:

$$\sigma_r = 400 - 550 \text{ Mpa} \quad \text{Adoptamos } \sigma_r = 475 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = 475/5 = 95 \text{ Mpa}$$

$$S_r = \frac{150000 + 7940 + (6.43 \cdot 240)}{12 \cdot 0.9} =$$

$$S_r = 14724.07 \text{ Kg}$$

8.7 Espesor pared en fondo de garganta

El espesor pared del tambor en fondo de garganta en construcción soldada (ac St.37.21):

$$h = \frac{S_r}{\sigma_a \cdot s}$$

$$h = \frac{14724.07 \text{ kg}}{9.7 \text{ kg/mm}^2 \cdot 41.4 \text{ mm}} = 36.6 \text{ mm}$$



3º) Solicitación del tambor a Flexión:

$$\sigma_{fa} = 0,96 \cdot S_r \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D_{ftambor}^2 \cdot h^6}}$$

donde el espesor h es: →

$$\rightarrow h = \sqrt[6]{\left(\frac{0,96 \cdot S_r}{\sigma_{fa}}\right)^4 \cdot \frac{1}{D_{ftambor}^2}}$$

$$h = \sqrt[6]{\left[\frac{0,96 \cdot 14724}{9,7}\right]^4 \cdot \frac{1}{1642 \cdot 159^2}} = 10,89 \text{ mm}$$

Adoptamos el mayor de los 2 espesores:
h adop= 36.6 mm

8.8 Espesor del cilindro de chapa del tambor:

Pág.010 - SPM03

$$E_c = h + D_{cable}/2 - a$$

$$E_c = \frac{36,6 + 36 - 4,5}{2} = 50,2 \text{ mm}$$

Adopto chapa de 2" ¼ espesor = 57.15mm , dejando al margen para el mecanizado del tambor 2.7mm de sobreespesor

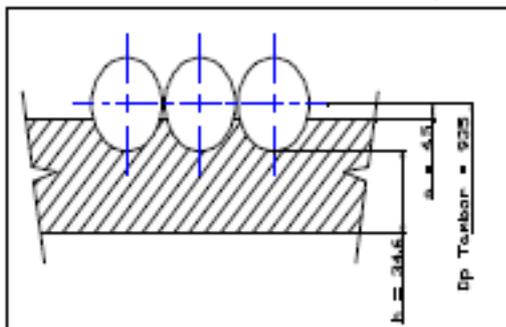
8.9 Inclinación y guiado del cable:

Inclinación de las ranuras helicoidales

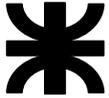
$$\text{tg} \beta = \frac{s}{D_f \text{ tambor} \cdot \pi}$$

$$\text{tg} \beta = \frac{41,4}{1642 \cdot 3,14} \Rightarrow$$

$$\beta = 0,459788 \approx 0^\circ 47'$$



Máxima inclinación t1 en sentido de la inclinación de las ranuras por 1000mm,
Fig. 64 Pag 12 - SPM03



en función de $D_f \text{ tambor}/D_{\text{cable}} = \frac{1642.159}{36} = 45.6 \implies$
 $t_1 = 78 \text{ mm}$ $t_1 = 78 \text{ mm}$

$$t_1 = 1000 \cdot \text{tg}(\alpha_1 + \beta) \implies \text{tg}(\alpha_1 + \beta) = \frac{t_1}{1000} = \frac{78}{1000} = 0.08$$

$$\alpha_1 + \beta = 4.46 \approx 4^\circ 24'$$

$$\alpha_1 = \alpha_1 - \beta = 4.46 - \frac{0.4}{6} = 4.000252 \approx 3^\circ 38'$$

Máx. inclinación de cable $t_2 \times 1000\text{mm}$ (en sentido contr. a inclinación de ranuras)
 fig 65 Pag 12-
 SPM03

en función de $\frac{s/D_{\text{cable}}}{41} = \frac{4}{36} = 1.15$ y $D_f \text{ tambor}/D_{\text{cable}} = 45.6 \implies t_2 = 52 \text{ mm}$

$$t_2 = 1000 \cdot \text{Tg}(\alpha_2 - \beta) \implies \text{Tg}(\alpha_2 - \beta) = \frac{t_2}{1000} = \frac{52}{1000} = 0.052$$

$$\alpha_2 - \beta = 2.98 \approx 2^\circ 6'$$

$$\alpha_2 = \alpha_2 - \beta = 2.98 - 0.46 = 2.52 \approx 3^\circ 1'$$

8.10. CALCULO DEL EJE DEL EXTREMO DEL TAMBOR

Por ser la longitud de este muy corta se lo puede considerar sometido a esfuerzos de corte.

Siendo

$$\zeta_{\text{adm}} = 600 \text{ kg/cm}^2$$

Considerando un acero SAE 1020

Solicitado a corte puro será:

$$Deje = \sqrt{\frac{16 \cdot St}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{\text{adm}}}}$$

St Carga radial máx.

$$Deje = \sqrt{\frac{16 \cdot 14724.07}{3 \cdot 3.14 \cdot 600}} = 7.17 \text{ cm} = 71.75 \text{ mm}$$

Solicitado a flexión será:

$$Deje = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}}}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 1200 \text{ Kg/cm}^2$$



$$M_f = St \cdot \frac{Leje}{2} \quad Leje = 200\text{mm}$$

$$M_f = 18193.90 \cdot \frac{20}{2} = 181938.97 \text{ kgcm}$$

$$Deje = 3 \sqrt{\frac{32 \cdot 1819.97}{3.14 \cdot 1200}} = 11.56 \text{ cm} = 115.59 \text{ mm}$$

Se adopta diámetro de eje = **120 mm**

8.11 SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO TIPO BARRILETE PARA TAMBOR

Momento de giro en el acoplamiento :

$$M_{\text{máx}} = \frac{N_{\text{tambor}} \cdot 955 \cdot K_1}{n_{\text{salida}}} \quad \text{donde } K_1: \text{factor de servicio} = 1.6$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{281.865 \text{ Kw} \cdot 955 \cdot 1.6}{10.5 \text{ rpm}} = 41146.8 \text{ Kgm}$$

La carga radial que actúa en el acoplamiento teniendo en cuenta el peso del tambor será:

$$St = Sr + Ptambor/2$$

Donde el peso del tambor es:

$$Ptambor = 1,35 \cdot P_{\text{envolvente}} + 2 \cdot P_{\text{extremos}}$$

$$P_{\text{envolv.}} = \pi \cdot (D_{\text{tambor}} - h) \cdot L_{\text{tambor}} \cdot h \cdot \rho_{\text{acero}}$$

$$P_{\text{envolv.}} = \frac{3.14 \cdot (1642 - 36.66) \cdot 3333 \cdot 36.66 \cdot 7.8}{1000000} = 4807.71 \text{ Kg.}$$

$$P_{\text{extremos}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{extremo}}^2 \cdot h \cdot \rho_{\text{acero}}}{4}$$

$$P_{\text{extremo}} = \frac{3.14 \cdot 1000^2 \cdot 36.6 \cdot 7.8}{4 \cdot 1000000} = 224.62 \text{ Kg.}$$

$$Ptambor = 1.35 \cdot 4807.71 + 2 \cdot 224.62 = 6939.6 \text{ Kg.}$$

$$St = \frac{14724.07 + 6939.6}{2} = 18194 \text{ Kg.} \quad \text{Carga radial max}$$

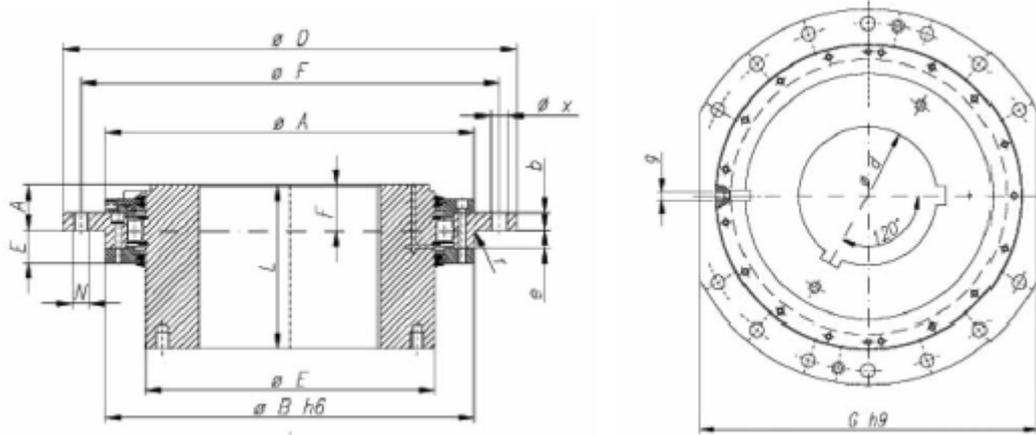
Determinando el tamaño del acoplamiento por su momento de giro $M_{\text{máx}}$, se comprobó que el valor de St sea inferior a lo indicado en catálogo Acoplamientos Tipo Barrilete Marca Miguel Abad.

$$P_{\text{adm}} (\text{Kg}) = P (\text{Kg}) + (M - M_{\text{max}}) \cdot C =$$

Donde

P = Carga radial max

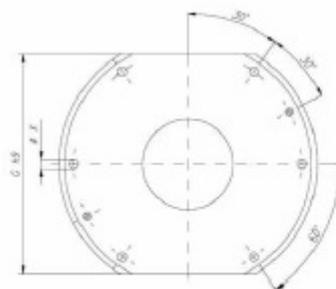
M = Carga Max según tabla



ACOPLAMIENTOS DE BARRILETES
TIPO ART (EX AGB)

REV. 5
CAT. TÉCNICO

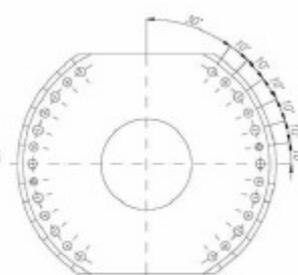
ART	Carga Max. (daNm)	St (Kg)	d max	d min	D	L	L min	E	A	B	G	A	F	b	r	e	E	F	X	Deapl. axial (max)	Kg	GD2 (Kgm ²)
65	450	1.450	65	38	250	95	85	95	159	160	220	42	44	12	2.5	16	31	220	15	3	12	0.24
75	600	1.650	75	48	280	100	85	110	179	180	250	42	44	12	2.5	16	31	250	15	3	19	0.50
85	750	1.850	85	58	320	110	95	125	199	200	280	45	46	15	2.5	17	32	280	19	4	23	0.66
95	900	2.000	95	58	340	125	95	140	219	220	300	45	46	15	2.5	17	32	300	19	4	27	1.13
105	1.550	3.100	105	78	360	130	95	160	239	240	320	45	47	15	2.5	19	34	320	19	4	33	1.42
120	1.950	3.500	120	78	380	145	95	180	259	260	340	45	47	15	2.5	19	34	340	19	4	42	1.90
135	2.400	3.850	135	98	400	170	95	200	279	280	360	45	47	15	2.5	19	34	360	19	4	54	2.65
145	2.800	4.200	145	98	420	175	95	220	309	310	380	45	47	15	2.5	19	34	380	19	4	70	3.7
175	3.800	4.900	175	98	450	185	120	260	339	340	400	60	61	20	2.5	22	40	400	24	4	95	5.80
205	7.000	11.500	205	118	550	240	125	310	419	420	500	60	61	20	2.5	22	42	500	24	6	162	15.7
230	12.000	12.500	230	138	580	260	130	350	449	450	530	62	61	20	2.5	22	42	530	24	6	195	22.5
280	18.000	15.000	280	158	650	315	140	415	529	530	580	65	66	25	2.5	27	47	600	24	6	305	43.9
300	31.000	25.000	300	168	680	350	145	445	559	560	600	65	70	25	4	34	54	630	24	8	360	63.4
315	40.000	30.000	315	198	710	380	165	475	599	600	640	81	85	35	4	34	56	660	28	8	408	79.8
355	50.000	34.000	355	228	780	410	165	535	669	670	700	81	85	35	4	34	56	730	28	8	580	138
400	66.500	38.000	400	258	850	450	165	600	729	730	760	81	85	35	4	34	59	800	28	8	715	208



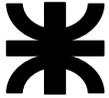
Tipo 65 - 205



Tipo 230 - 280



Tipo 300 - 400



Valor de "C" según tamaño de acoplamiento:

Tam. ART	65	75	85	95	105	120	135	145
Factor C	10,3	9	8	7,2	6,4	5,8	5,2	4,8

Tam. ART	175	205	230	280	300	315	355	400
Factor C	4,1	3,4	3	2,6	2,4	2,2	2	1,8

Se adopta según momento máximo = 41146.8 kgm → ART 355

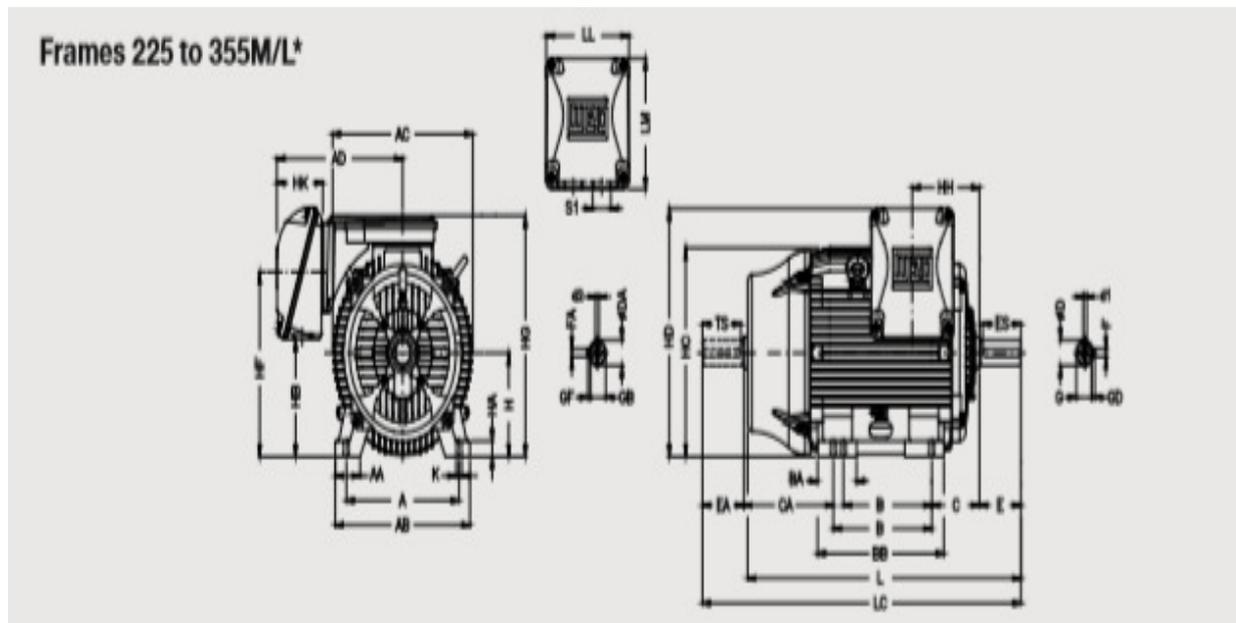
$$P_{adm} (Kg) = P(Kg) + (M-M_{max}) * C =$$

$$P_{adm} = 18194 + (50000 - 41146.8) * 2 = 35900.3 Kg$$

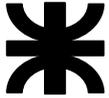
$P_{adm} > P \rightarrow$

Adopto Acoplamiento tipo barrilete modelo ART 355 Miguel Abad

9 – SELECCIÓN DEL MOTOR ELECTRIC DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN



MARCA = WEG
MODELO = W22 Premium Efficiency
POTENCIA = 400 KW
CARCAZA = 355 ML
VELOCIDAD= 1490 RPM.



10 CALCULO DE RODAMIENTOS

Este caso se trata de una carga aplicada a un rodamiento que solamente efectúa pequeños movimientos por lo tanto se considera que la carga estática C_0 debe ser mayor que la carga equivalente $Prod$.

$$Prod = X_0 \cdot Fr + Y_0 \cdot Fa$$

$$Prod = 1 \cdot 27143.3 + 2.5 \cdot 4072 = \begin{matrix} 37322.09 & \text{kg} \\ 365756.50 & \text{N} \end{matrix}$$

Donde:

X_0 =Coeficiente radial del rodamiento =	1
Y_0 =Coeficiente axial del rodamiento =	2.5
$Fr=St$ =Fuerza radial constante real =	27143.3397 kg
Fa =Fuerza axial constante real =	4071.50095 kg
Fa/Fr = Relación de cargas reales =	0.15
e =Relación de cargas =	0.26
C_0 =Capacidad de carga estática =	765000 N

La fuerza axial la adoptamos como el 15 % de la fuerza radial, debido a que la única fuerza axial que podemos tener es la generada por la inercia de la carga mediante una aceleración o frenado brusco, en el transporte de la misma.

El rodamiento elegido para Deje = 120 mm es el N° 22224 E
Pág. 235 SDM09.

11 DETERMINACIÓN DEL TIPO DE RUEDA PARA EL CARRO Pág. 047SPM03

Las Normas DIN establecen las siguientes formulas para determinar el diámetro de rodadura D_n .

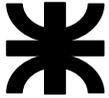
$$D_n = \frac{R_m}{P_{lim} \cdot b \cdot C_1 \cdot C_2}$$

donde : D_n : diámetro de la rueda en banda de rodadura (mm)
 R_m : Reacción media sobre la rueda (N)
 P_{lim} : Presión límite del material utilizado (N/mm²)
 b : Ancho efectivo del riel (mm), tipo Burbach =
 C_1 : Coeficiente que depende de la clase de mecanismo.
 C_2 : Coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda.

- La máxima reacción en la viga del lado del reductor sobre la rueda con carga nominal será:

$$2^* R_{max} = \frac{C_{carga} + P_{tambor} + P_{cable} * L_{cable} + P_{poleas} + P_{aparejo} + P_{reductor} + P_{cople} + P_{motor}}{2}$$

En cada rueda la carga será



$$R_{max} = \frac{150000 + 10264 + (2 \cdot 6.43 \cdot 120)}{4} + \frac{(2 \cdot 220)}{2} + 7940 + 7400 + 97 + 1715$$

$$R_{max} = 51680 \text{ kg}$$

- La reacción en la rueda en la viga del lado del reductor sin carga y con máquina detenida será:

$$R_{min} = \frac{P_{tambor} + P_{cable} \cdot L_{cable} + P_{poleas} + P_{aparejo} + P_{reductor} + P_{acople} + P_{motor}}{2}$$

En cada rueda la carga será:

$$R_{min} = \frac{10264 + (2 \cdot 6.43 \cdot 120)}{4} + \frac{(2 \cdot 220)}{2} + 7940 + 7400 + 97 + 1715$$

$$R_{min} = 10430 \text{ kg}$$

$$R_m = \frac{2 \cdot R_{max} + R_{min}}{3}$$

$$R_m = \frac{2 \cdot 51680.3 + 10430}{3} = 37930 \text{ Kg} = 371.72 \text{ KN}$$

Adoptamos de tabla 1 la presión límite.

P_{lim}: 7.00N/mm²

Tensión de Rotura		P _{lim}
Riel	Rueda	
N / mm ²	N / mm ²	N / mm ²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥ 690	≥ 740	7,00

Adoptamos el valor del ancho efectivo del riel, de la tabla 2, para riel tipo Burbach A100 según DIN 536.

Para riel tipo Burbach $b = L - 2r$

b : 80 mm

Riel (Símbolo)		r	L - 2r	
STD	NUEVO VIEJO		mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

Adoptamos de la tabla 3 el valor del coeficiente C₁, que depende del grupo de mecanismo DIN.

Grupo DIN	Tiempo de Operación Diario (Horas)		C ₁
	Desde %	Incluido %	
M 3	0	16	1.25
M 4	16	25	1.12
M 5	25	40	1.00
M 6	40	63	0.90
M 7	63	100	0.80

C₁: 0.90 Para Grupo DIN M6

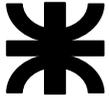
Con el R_m calculado adoptamos una rueda, y con el diámetro de esta y la velocidad lineal calculamos el número de vueltas (n).

$$D_{rueda} = 710 \text{ mm}$$

Seleccionamos del catálogo de Miguel Abad ruedas y riel: $D_{rueda} = 710 \text{ mm}$

Calculamos del número de vueltas

$$n = \frac{V_c}{2 \cdot \pi \cdot R}$$



$$n = \frac{20}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.355} = 8.97 \text{ rpm}$$

Con el numero de vueltas calculado, de la tabla 4 obtenemos el coeficiente C2

C2 = 1.13 Para velocidad rotación 10rpm

Por ultimo calculamos Dn y verificamos si la rueda adoptada es apta

$$Dn = \frac{Rm}{P_{lim} \cdot b \cdot C_1 \cdot C_2}$$

$$Dn = \frac{362757}{7 \cdot 80 \cdot 0.90 \cdot 1.13} = 636.95 \text{ mm}$$

Velocidad de Rotación	C ₂	Velocidad de Rotación	C ₂
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00		

Nº SERIE	MA1 710 S	Pág.050 - SPM03
Drueda	710 mm	
Riel tipo Burbach	A100(según DIN 536)	
Carga Adm.	280 KN	
Peso Riel	74.3 Kg/m	



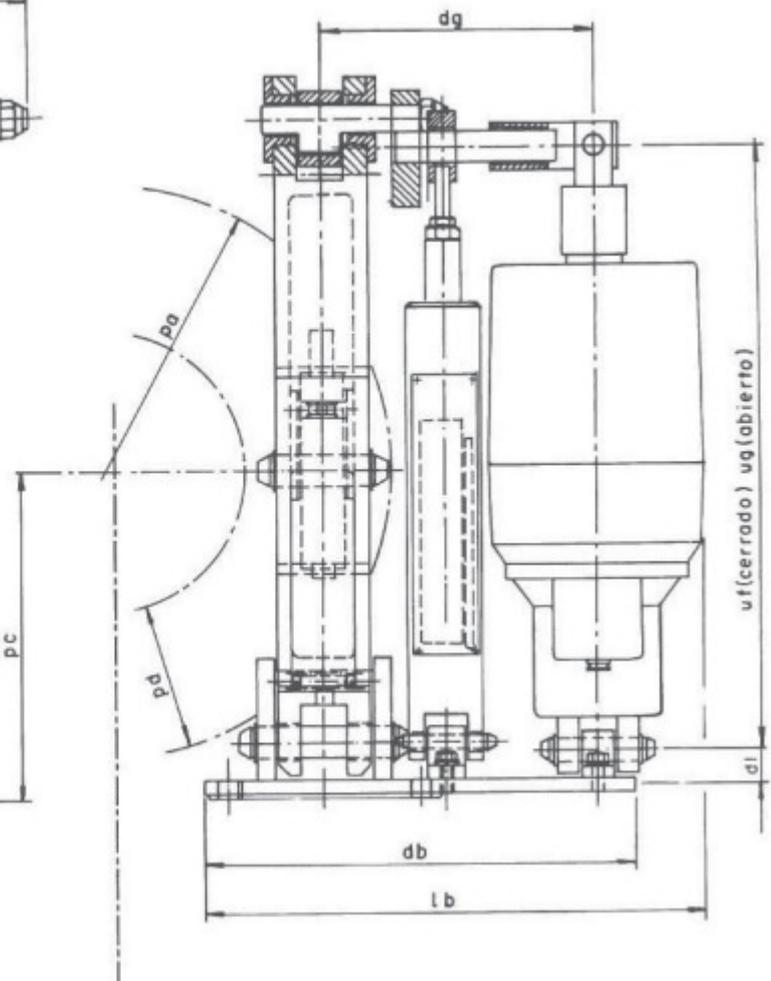
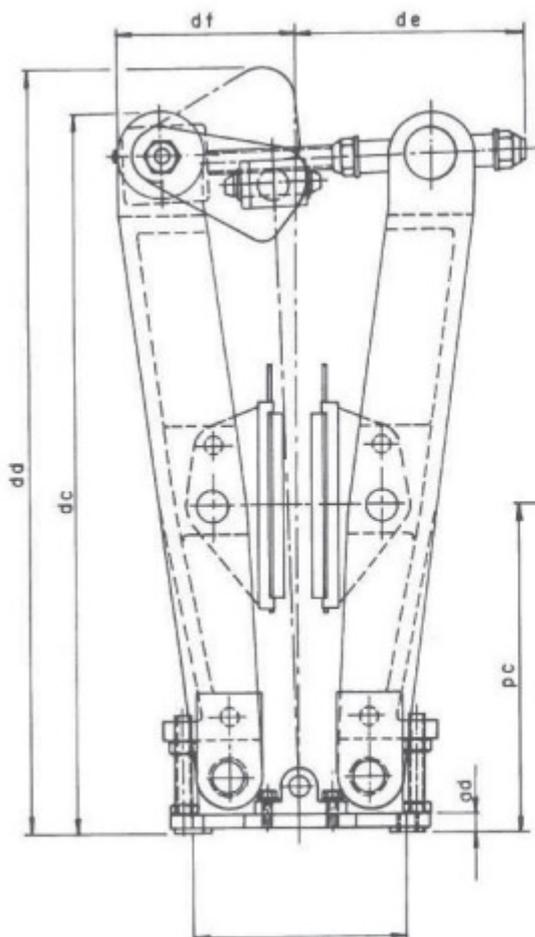
12 SELECCIÓN DEL FRENO DE PARADA PARA EL SISTEMA DE ELEVACIÓN

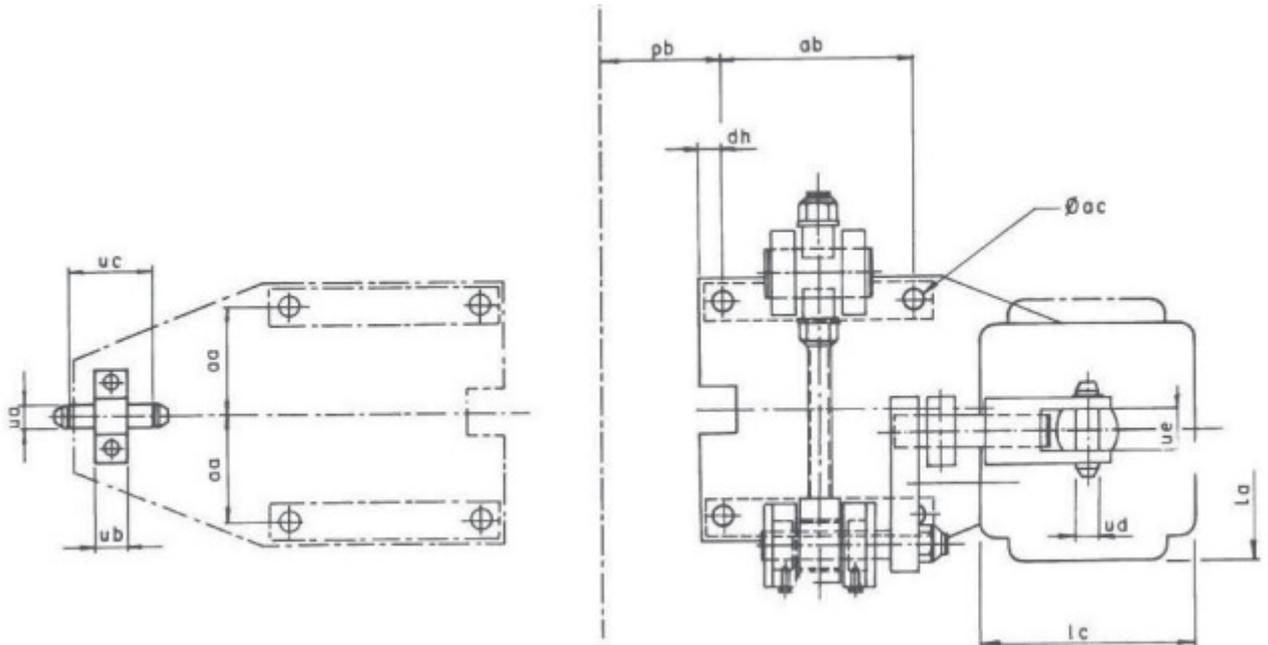
Par de Frenado necesario

$$M_{fren} = 716.2 \frac{N_{motor}}{Rpm \text{ motor}} = \frac{400HP}{1490 \text{ rpm}} = 192.27 \text{ kgm}$$

Selección del Freno Electrohidraulico de Disco según catálogo M. Abad

PINZA	TURBEL	PESO Kg	POTENCIA VA	REACCION en el EJE N	PAR DE FRENADO (Nm) EN FUNCIÓN DEL DIAMETRO DEL DISCO Regulable desde 50 - 100 %									
					∅ 200	∅ 240	∅ 280	∅ 315	∅ 355	∅ 400	∅ 455	∅ 500	∅ 550	∅ 630
FPT-1	255	28	160	2250	160	210	250	290	340	390				
FPT-2	356	56	160	3600				410	490	580	650	760	850	1000
FPT-2	506	65	240	5000				580	680	810	910	1060	1180	1400
					∅ 445	∅ 500	∅ 550	∅ 630	∅ 710	∅ 800	∅ 900	∅ 1000	∅ 1100	∅ 1250
FPT-3	806	129	270	9900	1680	1930	2180	2550	2950	3400				
FPT-3	1306	140	575	14500	2450	2950	3200	3750	4350	4950				
FPT-3	2006	150	725	23500	3900	4500	5100	6050	6950	8000				
FPT-4	2006	220	725	24500				6100	7100	8200	9450	10600	11900	13700
FPT-4	3006	220	875	35000				8750	10100	11700	13500	15200	17000	19600





	FPT-1 255	FPT-2 356	FPT-2 506	FPT-3 806	FPT-3 1306	FPT-3 2006	FPT-4 2006	FPT-4 3006
aa	67,5	95	95	115	115	115	130	130
ab	105	140	140	205	205	205	260	260
ac	14	16	16	22	22	22	27	27
ad	12	15	15	20	20	20	25	25
da	170	230	230	280	280	280	320	320
db	280	370	370	460	460	460	510	510
dc	365	525	525	770	770	770	840	840
dd	390	560	560	800	800	800	880	880
de	146	205	205	250	250	250	257	257
df	116	155	155	190	190	190	208	208
dg	185	250	250	292	292	292	310	310
dh	17,5	20	20	25	25	25	30	30
di	25	88	25	224	30	30	100	100
la	134	134	129	129	140	140	155	155
lb	135	400	426	506	535	535	585	585
lc	160	160	171	171	230	230	230	230
ua	16	16	20	20	25	25	25	25
ub	40	40	40	40	40	40	35	35
uc	80	80	120	120	90	90	95	95
ud	12	16	20	20	25	25	25	25
ue	23	32	32	40	45	45	40	40
uf	284	370	435	450	645	645	645	645
ug	334	430	495	510	705	705	705	705
pc	170	250	250	350	350	350	370	370
pd	60	90	90	110	110	110	120	120
pa	Radio del Disco							
pb	Pa-80	Pa-110		Pa-155			Pa-195	



Freno de disco electrohidráulico

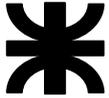
Modelo = FPT-3

Tipo Turbel = 806

Disco = 500 mm

Par de Frenado = 1930 Nm

Peso = 129 kg.

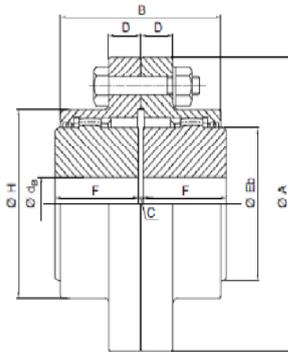


13

SELECCIÓN DEL ACOPLE SISTEMA ELEVACION

Utilizo el torque de frenado $M_t = 1884.2 \text{ Nm}$
Seleccionamos del Catalogo de Acoplamiento de Engranajes de Tecnom

MODELO TADF TAMAÑO 101 1/2

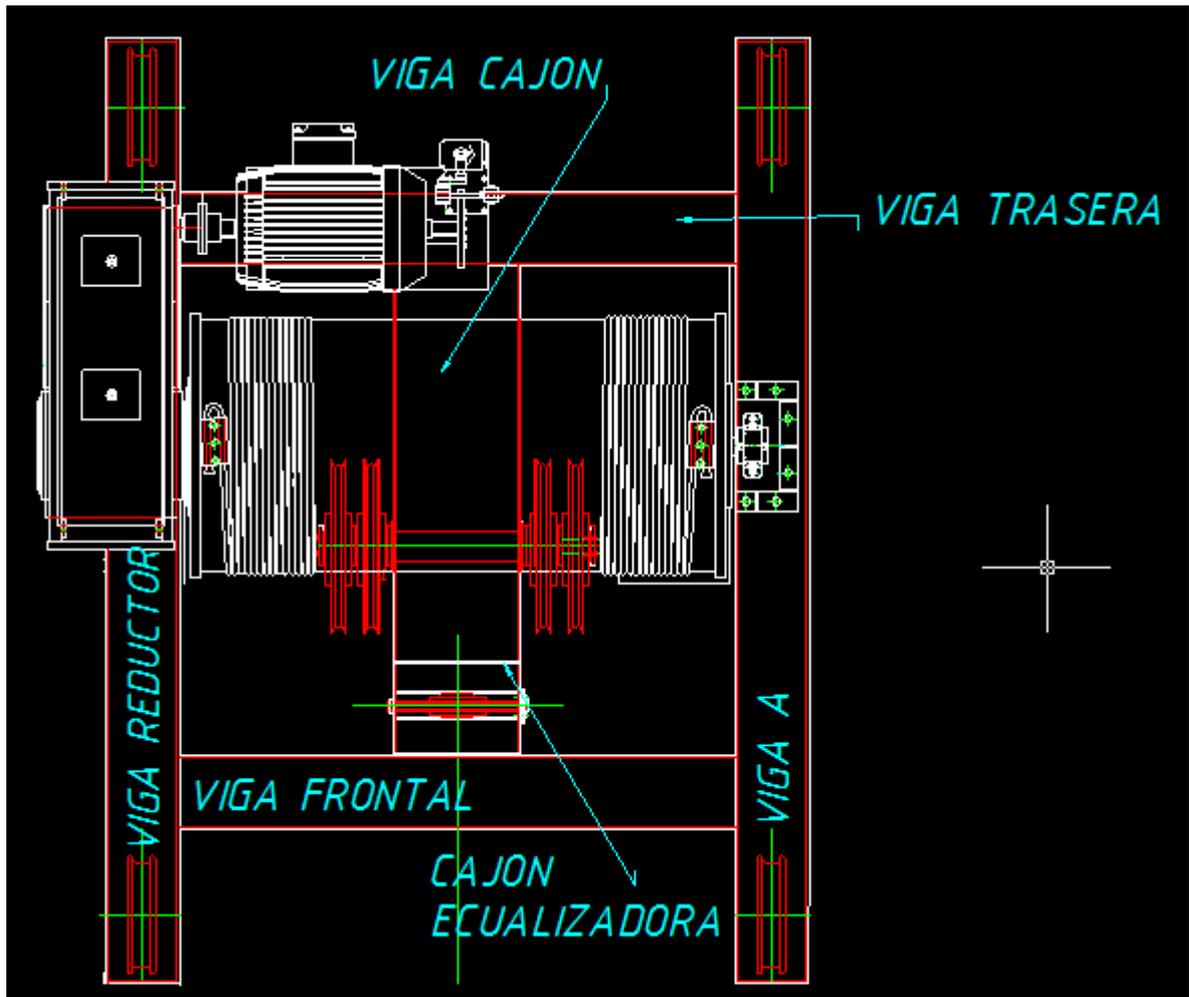


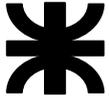
Tamaño Tamaño Size	Torque Nm	HP/ 100 rpm	rpm max	e dB max	e dA max	A	B	D	F	H	Eb	Ea	C gap	Peso Weight Kg
101	1140	16	8000	44	37	115.9	72.0	14.0	41	76.0	58	48	3.0	3.7
101 1/4	1756	25	7250	47	43	130.0	83.0	16.0	43	83.0	64	55	3.0	5.2
101 1/2	2348	34	6500	60	54	152.4	95.0	19.0	49	98.0	79	69	3.0	8.5
102	4269	61	5600	73	71	177.8	120.0	19.0	62	124.5	100	92	3.0	13.3
102 1/2	7470	107	5000	92	84	212.8	148.0	22.0	77	149.0	122	109	5.0	25.0
103	12094	172	4400	105	95	239.7	178.0	22.0	91	174.0	140	123	5.0	37.0
103 1/2	18496	264	3900	123	105	279.4	206.0	27.0	106	200.0	162	140	6.0	59.0
104	30590	436	3600	146	120	317.5	234.0	27.0	120	234.0	192	168	6.0	86.0
104 1/2	41971	598	3200	171	135	346.1	262.0	27.0	135	263.0	214	182	8.0	121.0
105	56560	806	2900	183	160	388.9	298.0	38.0	153	293.0	239	210	8.0	171.0
105 1/2	73985	1054	2650	205	175	425.5	316.0	38.0	168	325.0	267	235	8.0	239.0
106	90345	1287	2450	230	190	457.2	338.0	25.0	188	356.0	295	250	8.0	267.0
107	135160	1926	2150	270	---	527.0	396.0	28.5	221	406.0	342	---	10.0	465.0



14_

CALCULO ESTRUCTURAL DEL CARRO

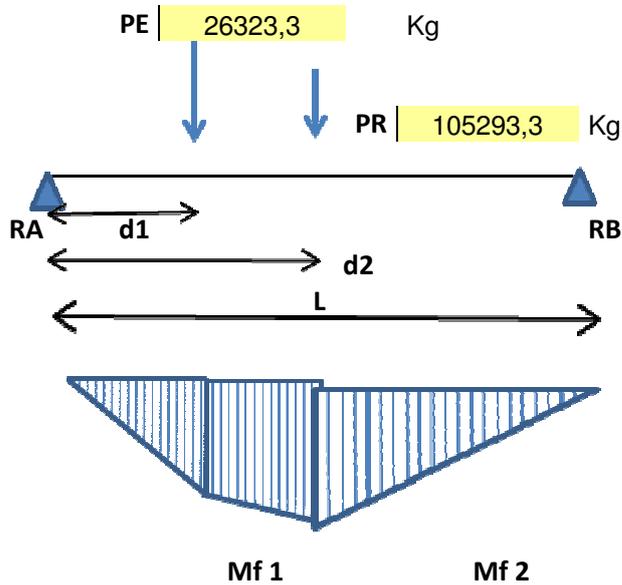




14.0

Calculo cajón

PE =Peso eculizadora PR= Peso Reenvío



d1 = 36.3 cm
d2 = 136.3 cm
L = 311.5 cm

RB =	49139.7	Kg
RA =	82477.0	Kg

Mf 1=	2993913.7	Kg cm	29939.1	Kg m
Mf 2 =	8609276.4	Kg cm	86092.8	Kg m

$$PE = \frac{(Carga + \text{Peso Pasteca} / N^{\circ} \text{ Ramales}) \times 2}{150000 + 7940 / 12 \times 2} = 26323.33 \text{ Kg}$$

$$PR = \frac{(Carga + \text{Peso Pasteca} / N^{\circ} \text{ Ramales}) \times 8}{150000 + 7940 / 12 \times 8} = 105293.33 \text{ Kg}$$

$$\sum MA = PE \times 7940 + PR \times 1363 - RB \times 3115 \rightarrow$$

$$RB = \frac{PE \times 7940 + PR \times 1363}{3115} = 49139.71 \text{ Kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$\sum F = -RA + PE + PR - RB \rightarrow$$

$$RA = PE + PR - RB = 82476.96 \text{ Kg}$$

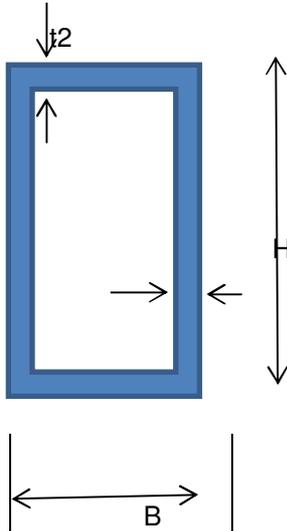
Si suponemos una viga construida de material A-36:

$$\sigma_{flu} = 250 \text{ Mpa} \approx 2550 \text{ Kg/cm}^2$$



$$\sigma_{adm} = 0,6 \cdot \sigma_{flu}$$

$$\sigma_{adm} = 0,6 \times 2550 = 1530 \text{ Kg/cm}^2$$



B =	810	mm	81	Cm
H =	630	mm	63	Cm
t1 =	9.53	mm	0.953	Cm
t2 =	9.53	mm	0.953	Cm

El momento de inercia será

$$J_{xx} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot H'^3}{12}$$

$$J_{xx} = 184801.727 \text{ cm}^4$$

Por lo cual el modulo resistente será:

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot J_{xx}}{H}$$

$$\sigma_{fl} = 2550 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 1530 \text{ Kg/cm}^2$$

$$W_{xx} = 5866.72148 \text{ Cm}$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{M_{f1}}{W_{xx}} = 510.32 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_1 < \sigma_{adm}$$

VERIFIC A

$$\sigma_{Mf2} = \frac{M_{f2}}{W_{xx}} = 1467.5 \text{ Kg/cm}^2$$

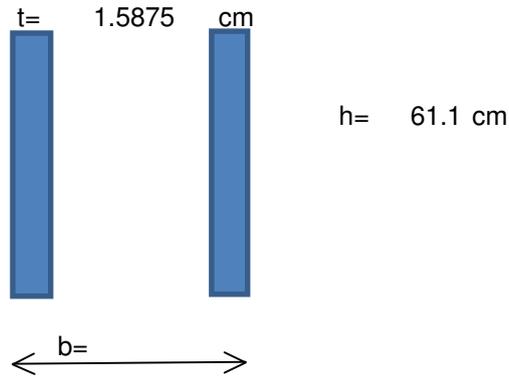
$$\sigma_2 < \sigma_{adm}$$

VERIFICA



14.1

Calculo cajon 1 (Alojamiento de polea ecualizadora)



$$J_{xx} = \frac{t \cdot h^3}{12} = 30168.2 \text{ cm}^4$$

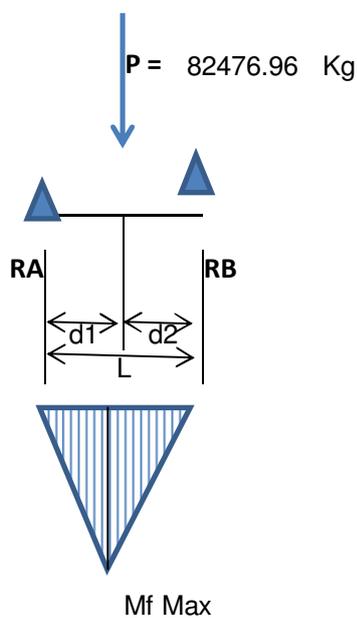
$$W_{xx} = \frac{2 \cdot J_{xx}}{h} = 987.58 \times 2 \text{ placas} = 1975.2 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{Mfmax} = \frac{2993913.68}{1975.167} = 1515.8 \text{ Kg/cm}^2$$

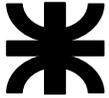
$\sigma < \sigma_{adm}$ Verifica

14.2

Calculo de la viga frontal



$$\begin{aligned} d1 &= 179.25 \text{ Cm} \\ L &= 358.5 \text{ Cm} \\ RB &= 41238.48 \text{ Kg} \\ RA &= 41238.48 \text{ Kg} \\ Mf \text{ max} &= 7391997.62 \text{ Kg cm} \quad 73920.0 \text{ Kg m} \end{aligned}$$



$$\sum MA = R_A \times d_1 - R_B \times L \rightarrow$$

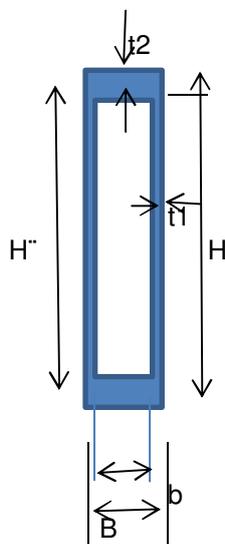
$$R_B = \frac{R_A \times d_1}{L} = 41238.48 \text{ Kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$\sum F = -R_A + P - R_B \rightarrow$$

$$R_A = P - R_B = 41238.48 \text{ Kg}$$

Adoptamos una viga



B =	480 mm	48	Cm
H =	650 mm	65	Cm
t1 =	12.7 mm	1.27	Cm
t2 =	12.7 mm	1.27	Cm

$$\sigma_{fl} = 2550 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma = \frac{M_f}{W_{xx}} = 1369.76 \text{ Kg/cm}^2 \quad \sigma < \sigma_{adm}$$



VERIFICA

El momento de inercia será

$$J_{xx} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot H^3}{12}$$

$$J_{xx} = 175389 \text{ cm}^4$$

Por lo cual el modulo resistente será:

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot J_{xx}}{H}$$

$$W_{xx} = 5397 \text{ Cm}^3$$



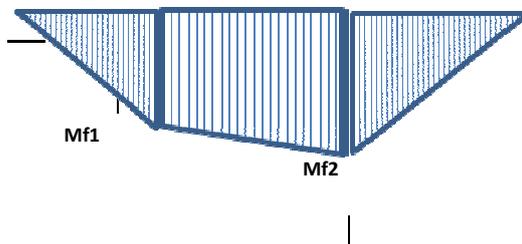
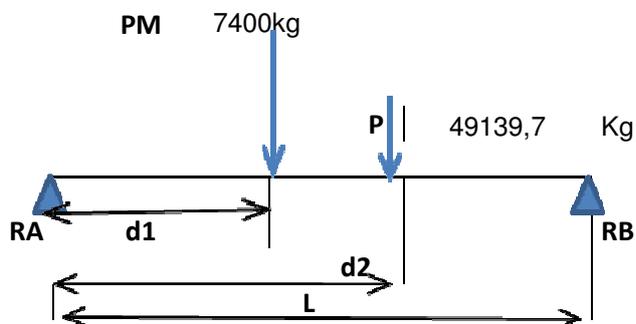
$\sigma_{adm} 1530 \text{ Kg/cm}^2$

$$\frac{\sigma_{Mf}}{W_{xx}} = 1369.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$\sigma < \sigma_{adm}$  VERIFICA

14.3

Calculo de la viga trasera



PM= Peso Motor

P= RB cajon 1

$d1 = 120 \text{ Cm}$

$d2 = 179,25 \text{ Cm}$

$L = 358,5 \text{ Cm}$

$RB = 27046,8 \text{ Kg}$

$RA = 29492,9 \text{ Kg}$

$Mf 1 = 3539143,8 \text{ Kg cm} \quad 35391,4 \text{ Kg m}$

$Mf 2 = 4848146,1 \text{ Kg cm} \quad 48481,5 \text{ Kg m}$



$$\sum MA = PM \times d1 + P \times d2 - RB \times L \rightarrow$$

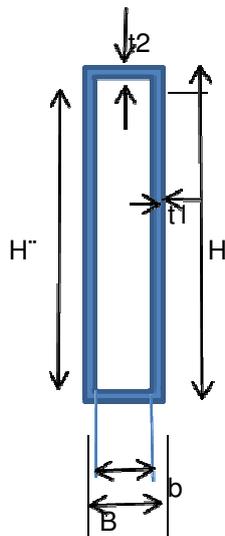
$$RB = \frac{PM \times d1 + P \times d2}{L} = 27046,84 \text{ Kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$\sum F = -RA + PM + P - RB \rightarrow$$

$$RA = PE + PR - RB = 29492,87 \text{ Kg}$$

Adoptamos una viga:



$$B = 480 \text{ mm} \quad 48\text{Cm}$$

$$H = 650 \text{ mm} \quad 65\text{Cm}$$

$$t1 = 12,70 \text{ mm} \quad 1,27\text{Cm}$$

$$t2 = 12,70 \text{ mm} \quad 1,27\text{Cm}$$

$$\sigma_{fl} = 2550 \text{ Kg/cm}^2$$

$$J_{xx} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot H'^3}{12}$$

$$J_{xx} = 175388,6 \text{ cm}^4$$

Por lo cual el modulo resistente será:

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot J_{xx}}{H}$$

$$W_{xx} = 5396,57 \text{ Cm}^3$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{Mf1}{W_{xx}} = 655,81 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{Mf2} = \frac{Mf2}{W_{xx}} = 898,38 \text{ Kg/cm}^2$$



$$\sigma_{adm} = 1530 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_1 < \sigma_{adm}$$



VERIFICA

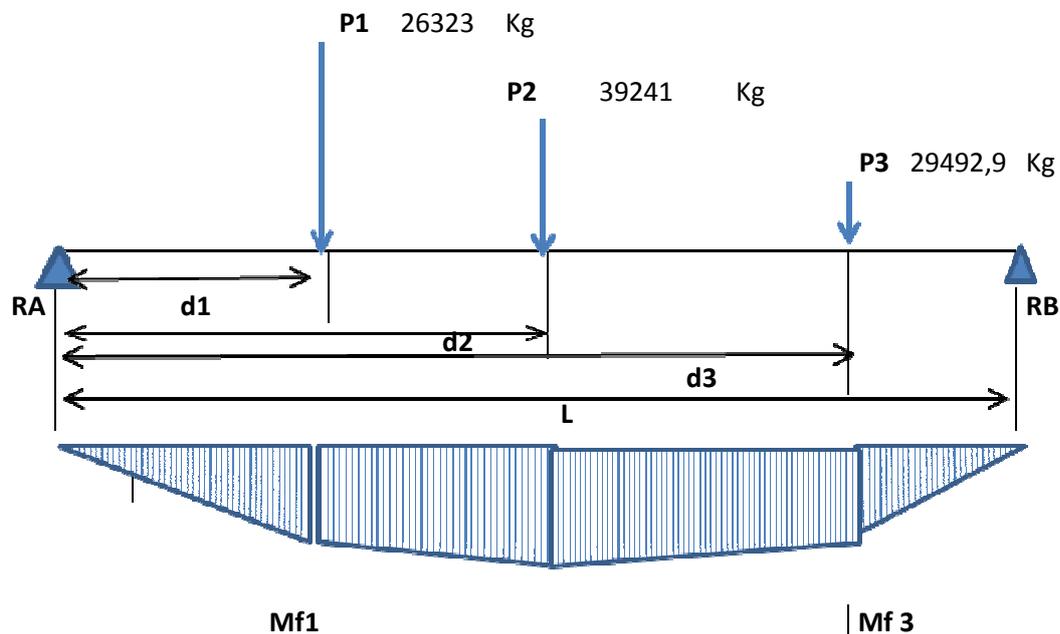
$$\sigma_2 < \sigma_{adm}$$



VERIFICA

14.4

Calculo de la viga del Reductor



$$RB = 48396,9 \text{ Kg} \quad RA = 46660,7 \text{ Kg} \quad L = 670 \text{ cm} = 6,7 \text{ m}$$

$$D1 = 1,5155 \text{ m}$$

$$D2 = 3,35 \text{ m}$$

$$D3 = 5,185 \text{ m}$$

$$P2 = \left[\frac{\text{Peso tambor}}{2} + \frac{\text{peso cable}}{2} + \text{peso reductor} + \left(\frac{\text{carga izaje} + \text{peso pasteca}}{N^\circ \text{Ramales}} \right) \times N^\circ \text{ ramales en tambor} \right] / 3$$

$$P2 = \frac{5132 + 385,8 + 7400 + \left(\frac{150000 + 7940}{12} \right) \times 2}{3} = 39241 \text{ Kg}$$

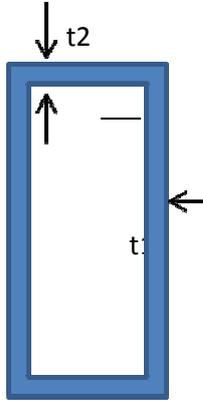
$$Mf1 = 70691 \text{ Kgm}$$

$$Mf2 = 117447,8 \text{ Kgm}$$

$$Mf3 = 73321,2 \text{ Kgm}$$



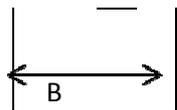
- VERIFICACION PARA SECCION TUBULAR RECTANGULAR



B	=	480	mm	48	Cm
H	=	645	mm	65	Cm
t1	=	19,05	mm	2	Cm
t2	=	19,05	mm	2	Cm

$$\sigma_{fl} = 2550 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 1530 \text{ Kg/cm}^2$$



$$I_{xx} = 250166 \text{ cm}^4$$

$$W_{xx} = 7757,08 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{Mf1}{W_{xx}} = 911,31$$

$$\sigma_{Mf2} = \frac{Mf2}{W_{xx}} = 1514,07$$

$$\sigma_{Mf3} = \frac{Mf3}{W_{xx}} = 945,22$$

$$\sigma_1 < \sigma_{adm} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

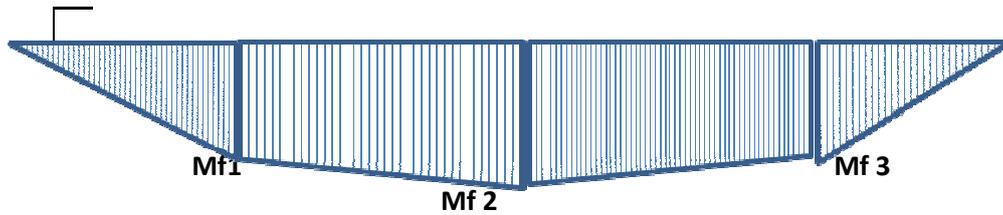
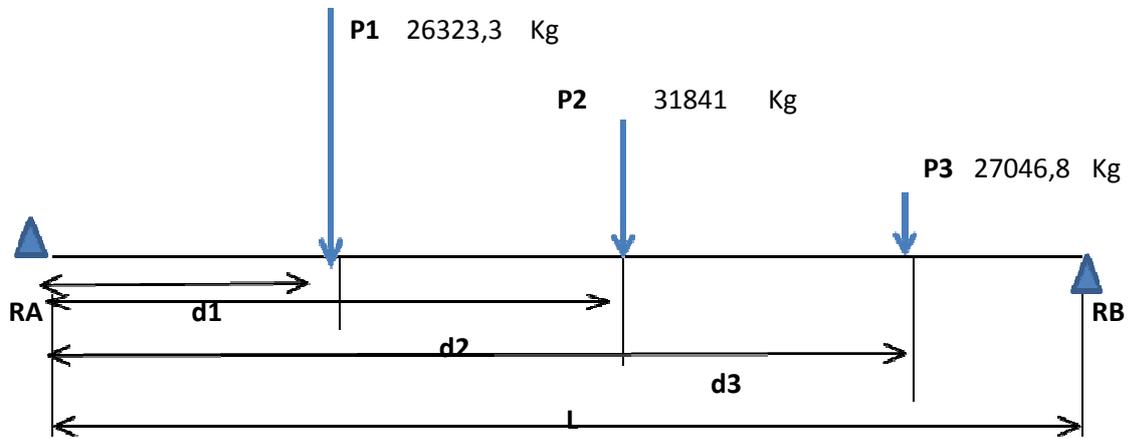
$$\sigma_2 < \sigma_{adm} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

$$\sigma_3 < \sigma_{adm} \rightarrow \text{VERIFICA}$$



14.5

Calculo de la viga A



d_1 151,5 Cm
 d_2 335 Cm
 d_3 518,5 Cm
 L 670 Cm

R_B 42803,92
 R_A 42407,61

$Mf_2 = 10241717,66 \text{ Kg cm} \quad 102417,2 \text{ Kg m}$

$Mf_3 = 6484794,23 \text{ Kg cm} \quad 64847,9 \text{ Kg m}$

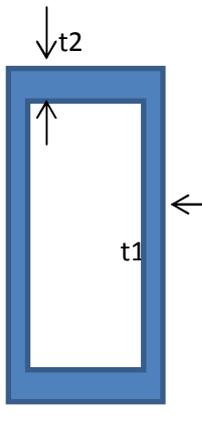
$P_2 = [(\text{Peso tambor} / 2) + (\text{Peso del cable} / 2) + ((\text{carga izaje} + \text{Peso Pasteca}) / N^\circ \text{ ramales}) \times N^\circ \text{ ramales en tambor}]$

$P_2 = 5132 + 385,8 + ((150000 + 7940) / 12) \times 2$

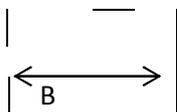
$P_2 = 31841 \text{ Kg}$



- VERIFICACION PARA SECCION TUBULAR RECTANGULAR



$B = 480 \text{ mm}$	48 Cm
$H = 645 \text{ mm}$	64.5 Cm
$t1 = 12.70 \text{ mm}$	1.27 Cm
$t2 = 19.05 \text{ mm}$	1.91 Cm



$$I_{xx} = 226508 \text{ cm}^4$$

$$W_{xx} = 7023.5 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{fl} = 2550 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 1530 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{Mf1}{W_{xx}} = 914.75 \text{ Kg/cm}^2$$

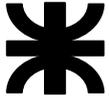
$$\sigma_{Mf2} = \frac{Mf2}{W_{xx}} = 1458.21 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{Mf3} = \frac{Mf3}{W_{xx}} = 923.30 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_1 < \sigma_{adm} \Rightarrow \text{VERIFICA}$$

$$\sigma_2 < \sigma_{adm} \Rightarrow \text{VERIFICA}$$

$$\sigma_3 < \sigma_{adm} \Rightarrow \text{VERIFICA}$$



15

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE IMPULSIÓN DEL CARRO

Para determinar la potencia de impulsión debemos calcular el peso total del carro bajo carga:

Paparejo	7940	Kg.
Pcable	771.6	Kg.
Ppoleas reenvío	220	Kg.
Ppolea compens.	140	Kg.
Ptambor	10264	Kg.
Pacople Barr.	97	Kg.
Preductor	7400	Kg.
Pmotor	1715	Kg.
Pbastidor	5651	Kg.
Otros	3420	Kg.
Peso Carro	37619	Kg.
Ccarga	150000	Kg.

De la tabla 41 de la Pág..041 del Apunte SPM03, se obtiene la resistencia a la rodadura para una rueda Ø710mm y montadas sobre rodamientos.

$$w_{tot} = 7.5 \text{ Kg./tn de reacción}$$

El rendimiento debido a las perdidas por rozamiento será:

$$\eta_{rueda} = 0.99$$

$$\eta_{rod} = 0.98$$

$$\eta_t = \eta_{rueda}^4 \cdot \eta_{rod}^3$$

Pa 56-
g SPM03

$$\eta_t = 0.99^4 \cdot 0.98^3 = 0.9041$$

15.1 **La potencia necesaria será:**

$$N_{carro} = \frac{(P_{carro} + C_{carga}) \cdot w_{tot} \cdot V_{carro}}{60 \cdot 75 \cdot \eta_t}$$

$$N_{carro} = \frac{(37619 + 150000) \cdot 7.5 \cdot 20}{60 \cdot 75 \cdot 0.9041 \cdot 1000} = 6.9 \text{ HP} = 5.1 \text{ KW}$$

15.2 **El nº de vueltas de que deberá girar la rueda será:**

$$n^{\circ}_{rueda} = \frac{V_{carro} \cdot 1000}{\pi \cdot D_{rueda}}$$

$$n^{\circ}_{rueda} = \frac{20 \cdot 1000}{3.14 \cdot 710} = 8.97 \text{ r.p.m}$$



15.3 Selección motorreductor

cuya velocidad de entrada es de $n^{\circ}_{ent} = 1470$ RPM

La relación de transmisión necesaria para el motorreductor será:

$$i_{red} = \frac{n^{\circ}_{entr}}{n^{\circ}_{rueda}}$$

$$i_{reductor} = \frac{1470}{8.97} = 164$$

Selecciono Motorreductor Compacto a engranajes Marca Lentax

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)
7,50	10,00	9,10	162,02	F45HR 10,00	0,95	7420	1470	6600	3300
		10,50	139,48	F45HR 10,00	1,15	6388	1470	6600	3300
		12,20	120,92	F45HR 10,00	1,30	5538	1470	6600	3300
		8,70	110,44	F45T3 10,00 /6	1,00	7828	965	6600	3300
		9,50	101,09	F45T3 10,00 /6	1,00	7165	965	6600	3300
		10,00	96,46	F45T3 10,00 /6	1,15	6837	965	6600	3300
		11,40	84,95	F45T3 10,00 /6	1,30	6021	965	6600	3300
		9,80	149,82	F45T3 10,00	1,10	6971	1470	6600	3300
		11,50	127,77	F45T3 10,00	1,30	5945	1470	6600	3300
		12,20	120,67	F45T3 10,00	1,40	5615	1470	6600	3300
		13,30	110,44	F45T3 10,00	1,50	5139	1470	6600	3300
		14,50	101,09	F45T3 10,00	1,55	4703	1470	6600	3300
		15,20	96,46	F45T3 10,00	1,70	4488	1470	6600	3300
		17,30	84,95	F45T3 10,00	1,95	3953	1470	6600	3300
		20,70	70,88	F45T3 10,00	2,35	3298	1470	6600	3300
		24,30	60,45	F45T3 10,00	2,50	2813	1470	6200	3100
		25,60	57,32	F45T3 10,00	2,55	2667	1470	6200	3100
28,10	52,25	F45T3 10,00	3,15	2431	1470	6200	3100		

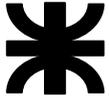
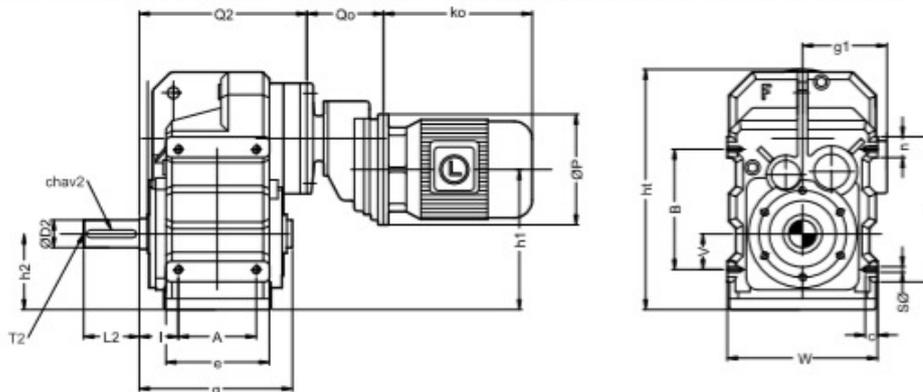


TABLA DE MEDIDAS - SERIE "F" (CON EJE DE SALIDA MACIZO Y ANTECAJA DE SIMPLE REDUCCIÓN)

OVERALL DIMENSIONS - TYPE "F" (WITH OUTPUT SOLID SHAFT AND PRIMARY ONE-STEP GEARBOX)



Modelo Model	D2a	L2	chav 2 leway 2	T2	A	B	Se	V	I	Q2	Q0 IEC 71 IEC 80-90 IEC 100-112	W			
F00FR	mm	25	50	8x7	M10	77	115	M8	31	39.5	168	110	125	—	165
	inch	1.000	2	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	3 1/16	4 1/2	UNC 5/16"	1 1/4	1 1/2	6 5/8	4 11/32	4 15/16	—	6.496
F0FR	mm	30	60	8x7	M10	93	145	M10	43	50.5	196	110	125	—	180
	inch	1.188	2 3/8	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	3 11/16	5 11/16	UNC 3/8"	1 11/16	2	7 11/16	4 11/32	4 15/16	—	7.087
F1FR	mm	40	80	12x8	M16	112	190	M12	60	53.5	226	110	125	—	212
	inch	1.625	3 1/8	3/8 x 3/16	UNC 5/8"	4 7/16	7 1/2	UNC 1/2"	2 3/8	2 1/8	8 7/8	4 11/32	4 15/16	—	8.346
F2FR	mm	50	100	14x9	M16	140	240	M16	70	56.5	256	110	125	—	270
	inch	2.000	4	1/2 x 1/4	UNC 5/8"	5 1/2	9 7/16	UNC 5/8"	2 3/4	2 1/4	10 1/16	4 11/32	4 15/16	—	10.630
F3TR	mm	60	120	18x11	M20	165	310	M16	100	62	296	130	145	152	330
	inch	2.375	4 3/4	5/8 x 5/16	UNC 3/4"	6 1/2	12 3/16	UNC 5/8"	3 15/16	2 7/16	11 5/8	5 1/8	5 23/32	6	12.992
F4TR	mm	70	140	20x12	M20	205	350	M20	120	77.5	362	130	145	152	400
	inch	2.750	5 1/2	3/4 x 1/2	UNC 3/4"	8 1/4	13 7/16	UNC 3/4"	4 3/4	3 1/4	14 1/2	5 1/4	5 23/32	6	14.175
F45HR	mm	90	170	25 x 14	M24	220	400	M24	125	111	443	—	172	172	450
	inch	3.500	6 3/4	7/8 x 7/16	UNC 1"	8 21/32	15 3/4	UNC 1"	4 15/16	4 3/8	17 7/16	—	6 3/4	6 3/4	17.717

Modelo Model	R1a	a1a	S1a	c1	c	e	f	M	h2	M	M1	n	q	Peso lg Weight lb	
F00FR	mm	165	200	11	12	11	95	135	137	73	257	285	20	154	25
	inch	6 1/2	7 7/8	7/16	1/2	7/16	3 3/4	5 5/16	5 3/8	2 7/8	10 1/8	11 1/4	13/16	6 1/16	55
F0FR	mm	215	250	14	14	14	124	175	166	96	291	320	25	188	34
	inch	8 15/32	9 7/8	9/16	9/16	9/16	4 7/8	6 7/8	6 9/16	3 3/4	11 7/16	12 5/8	1	7 3/8	75
F1FR	mm	265	300	14	16	17	138	215	198	102	343	391	25	218	46
	inch	10 7/16	11 7/8	9/16	5/8	11/16	5 7/16	8 7/16	7 13/16	4	13 1/2	15 3/8	1	8 9/16	101
F2FR	mm	300	350	18	16	26	172	278	245	131	430	474	38	245	67
	inch	11 13/16	13 13/16	11/16	5/8	1	6 3/4	10 15/16	9 5/8	5 3/16	16 15/16	18 11/16	1 1/2	9 5/8	148
F3TR	mm	400	450	18	18	26	195	350	303	163	535	597	50	278	117
	inch	15 3/4	17 3/4	11/16	11/16	1	7 11/16	13 3/4	11 15/16	6 7/16	21 1/16	23 1/2	1 15/16	10 15/16	258
F4TR	mm	400	450	18	18	28	245	400	373	198	630	657	50	355	185
	inch	15 3/4	17 3/4	11/16	11/16	1 1/8	9 5/8	15 3/4	14 15/16	7 15/16	24 33/64	25 7/8	1 15/16	14	200
F45HR	mm	400	450	18	22	36	270	460	411	213	730	742	60	430	273
	inch	15 3/4	17 3/4	11/16	7/8	1 7/16	10 5/8	18 1/8	16 3/16	8 3/8	28 3/4	29 1/4	2 3/8	16 15/16	602

Adopto un Motorreductor Compacto a Engranajes Marca Lentax
 Modelo= F45 HR.
 Relacion Nominal = 162.02
 Potencia = 10 HP



16

CALCULO DE LA VIGA PRINCIPAL

16.1 DATOS

Capacidad de carga	C=	150	Tn		
Altura de izaje	H=	20	m		
Luz	L=	20	m		
Distancia entre ruedas del carro	a=	4	m		
Trocha del carro	E=	5	m		
Velocidad de elevación	Ve=	9	m/min	=	29.52 FPM
Velocidad del puente	Vp=	50	m/min	=	164 FPM
Velocidad del carro	Vc=	20	m/min	=	65.6 FPM
Aceleracion puente (ap) CMAA 5.2.9.1.2.1-A	ap=	0.21	m/s ²	=	1 FT/S ²

Grupo o clase: según las normas

CMAA
DIN 15020, **3**
FEM 1970
FEM 1987

1) Clasificamos el puente grúa según Dtabla (Pág. 17 Apunte SPM03) T-1 para una frecuencia m reducida de carga Max y una vida en hs de funcionamiento real 12500 IIhs.
El grupo FEM/ DIN 15020 es el M6/3m **M6** respectivamente.

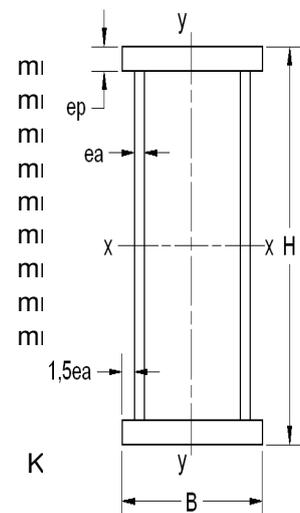
16.2 **Dimensionamiento de viga**

Limitaciones de diseño según CMAA 3.5.1

L/H < 25	L/H=	8	Verifica
L/B < 65	L/B=	33	Verifica

Altura	H=	2500	mi
Ancho	B=	600	mi
Espesor de Platabanda	ep=	19.04	mi
Espesor de alma	ea=	9.53	mi
Momento de inercia x-x	Jx=	5.89E+10	mi
Momento de inercia y-y	Jy=	4.39E+09	mi
Modulo resistente x-x	Wx=Jx/(H/2)=	4.71E+07	mi
Modulo resistente y-y	Wy=Jy/(B/2)=	1.46E+07	mi
Momento estatico x-x	Sx=	2.86E+07	mi

Peso de la viga Pv = **544** K





16.3 **Cargas Principales** (Según CMAA 3.3.2.1.1)

Carga estática (Peso de la viga)	$DL = P_p \cdot L = 10.88 \text{ Tn}$
Peso del carro	$TL = 17 \text{ Tn}$
Carga de izaje	$LL = C = 150 \text{ Tn}$
Factor de carga estática en función de V_p	$DLF = 1$
Factor de carga de izaje	$HLF = 0.15 < 0.005 \cdot V_e < 0.5 = 0.15$ Adopto 0.15
Factor de fuerzas de inercia	$IFD = 7.8 \cdot a_p > 2.5\% = 5\%$

16.4 **Cargas Secundarias** (Según CMAA 3.3.2.1.2)

Factor de torcedura (para vigas testera y carrilera) Función (L/E)	$S_{sk} = 0.125$
Carga de viento en operación	$WLO = N/C$
Carga de viento fuera de operación	$WLS = N/C$
Carga por colisión	$CF = N/C$

Nota: No se consideran cargas de viento ni de sismo.

Casos de Combinación de Cargas (Según CMMA 3.3.2.4)

Pág.158 - SPM03

Caso 1: Uso regular bajo cargas principales (Según CMMA 3.3.2.4.1)

$$DL(DLF_b) + TL(DLF_t) + LL(1+HLF) + IFD$$

Caso 2: Uso regular bajo cargas principales y cargas adicionales (Según CMMA 3.3.2.4.2)

$$DL(DLF_b) + TL(DLF_t) + LL(1+HLF) + IFD + SK$$

Caso 3: Se aplica cuando hay cargas de viento y colisión. (Según CMMA 3.3.2.4.3)

En nuestro caso no corresponde

16.5 **Tensiones Admisibles** (Según CMAA 3.4)

Pág.158 - SPM03

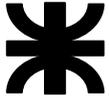
Utilizamos chapa estructural de material ASTM A36 Tensión de Fluencia $\sigma_{fu} = 250 \text{ Mpa}$
 25.5 Kg/mm^2

CASO DE CARGA	TENSION ADMISIBLE COMPRESION (Sac)		TENSION ADMISIBLE TRACCION (Sat)		TENSION ADMISIBLE CORTE (Ta)		TENSION ADMISIBLE APLASTAMIENTO (Sb)	
1	$0,60 \cdot \sigma_{fu} =$	15.30	$0,60 \cdot \sigma_{fu} =$	15.30	$0,35 \cdot \sigma_{fu} =$	8.93	$0,75 \cdot \sigma_{fu} =$	19.13
2	$0,66 \cdot \sigma_{fu} =$	16.83	$0,66 \cdot \sigma_{fu} =$	16.83	$0,375 \cdot \sigma_{fu} =$	9.56	$0,80 \cdot \sigma_{fu} =$	20.40
3	$0,75 \cdot \sigma_{fu} =$	19.13	$0,75 \cdot \sigma_{fu} =$	19.13	$0,43 \cdot \sigma_{fu} =$	10.97	$0,90 \cdot \sigma_{fu} =$	22.95

Nota: Los valores de las tensiones en la tabla anterior están indicados en kg/mm^2

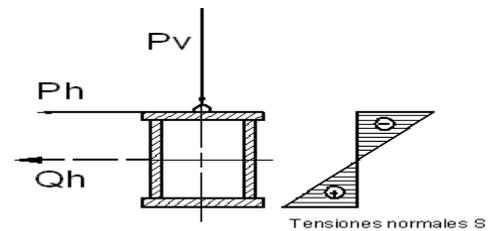
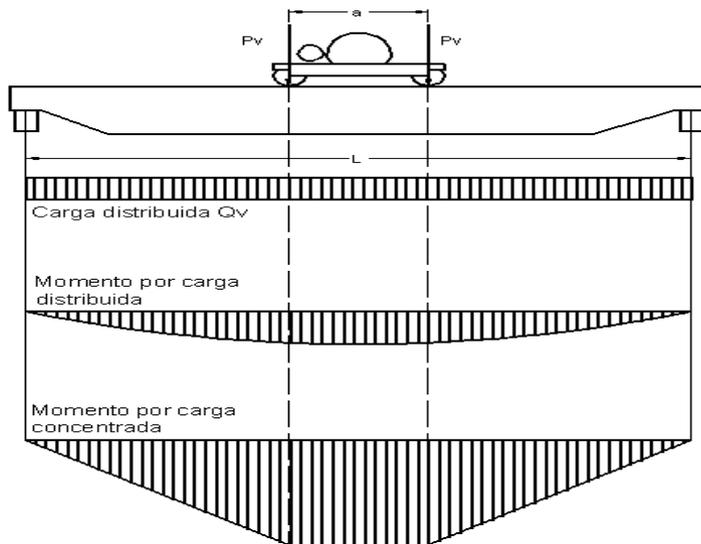
16.6 **TENSIONES NORMALES**

Pág.99 -



SPM03

Las tensiones normales se calculan considerando que el carro se encuentra en el centro del puente y en la sección central. También se considera que la carga concentrada (Peso de carro y carga de izaje) se reparte en las cuatro ruedas del carro de igual forma para cada una de ellas.



Carga Concentrada

Carga concentrada vertical

$$P_v = \frac{((TL+LL) \cdot (1+HLF))}{4} = 42056 \text{ Kg}$$

Carga concentrada horizontal

$$P_h = P_v \cdot IFD = 2296 \text{ Kg}$$

Carga Distribuida

Carga distribuida vertical

$$Q_v = DL \cdot DLF = 11973 \text{ Kg}$$

Carga distribuida horizontal

$$Q_h = Q_v \cdot IFD = 654 \text{ Kg}$$

Momento Flector por carga concentrada

Mf vertical por carga concentrada

$$M_{xc} = P_v / 2L \cdot [L - (a/2)]^2 = 3,49E+08 \text{ Kgmm}$$

Mf horizontal por carga concentrada

$$M_{yc} = P_h / 2L \cdot [L - (a/2)]^2 = 1,90E+07 \text{ Kgmm}$$

Momento Flector por carga distribuida

Mf vertical por carga distribuida

$$M_{xq} = (Q_v \cdot L) / 8 = 2,99E+07 \text{ Kgmm}$$

Mf horizontal por carga distribuida

$$M_{yq} = (Q_h \cdot L) / 8 = 1,63E+06 \text{ Kgmm}$$

Tensiones Normales

Tensión Normal según x

$$S_x = (M_{xc} + M_{xq}) / W_x = 8,04 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión Normal según y

$$S_y = (M_{yc} + M_{yq}) / W_y = 1,41 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión Normal Resultante

$$S_{max} = S_x + S_y = 9,45 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión Admisible

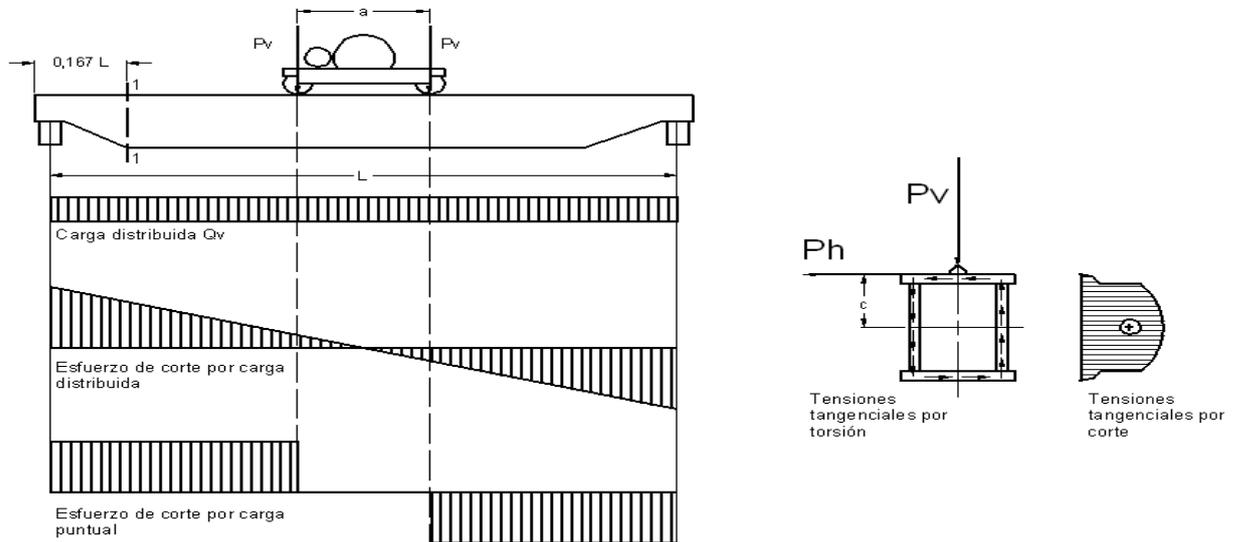
$$S_{adm} = S_{at} = S_{ac} = 15,30 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{CASO 1}$$

$$S_{max} < S_{adm} = \text{Verifica}$$



16,7 TENSIONES TANGENCIALES

Las tensiones tangenciales se calculan considerando el carro ubicado en el centro del puente, y también ubicado en la sección 1-1 (Esta es a 0,167L del extremo).



Distancia entre la base del riel y el eje x-x

$$c=H/2= 1250 \text{ mm}$$

Carro ubicado en el centro de la viga

Tensión Tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal	$Mtph=Ph*c=$	2,87E+06	Kgmm
Área media ficticia	$Am=(B-4ea)*(He-ep)=$	1394002	mm ²
Espesor mínimo	$emin=ea=$	9,53	mm
Tensión tangencial por Mtph	$Tph=Mtph/(2*Am*emin)=$	0,11	kg/mm ²

Tensión Tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida	$Cd=0,33*Qv=$	3951	kg
Corte por carga concentrada	$Cc=Pv=$	42056	kg
Corte total	$Ct=Cd+Cc=$	46007	kg
Tensión tangencial por corte en el alma	$Tct=Ct*Sx/(Jx*2*ea)=$	1,17	kg/mm ²

Tensión Tangencial Resultante

$$Tmax=Tph+Tct= 1,28 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión Admisible

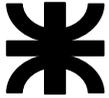
$$Tadm=Ta= 8,93 \text{ kg/mm}^2$$

CASO 1

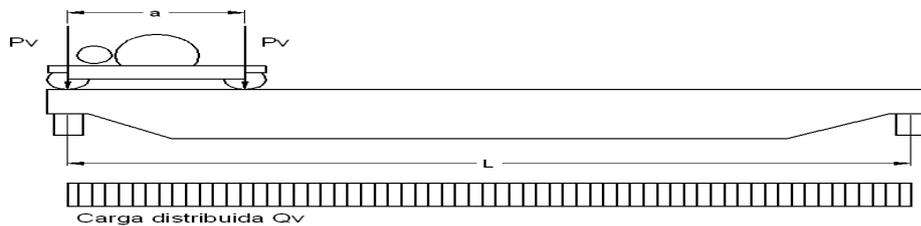
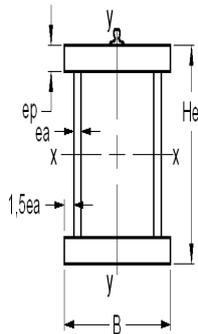
$$Smax < Sadm = \text{Verifica}$$

Carro ubicado en el extremo de la viga

Se calcula con el carro en el extremo y en la sección extrema que es de altura H/2
Se considera para el corte la reacción en el extremo un instante antes de que se alinee con Pv



Altura	$He=H/2$	1250	mm
Ancho	$B=$	600	mm
Espesor platabanda	$ep=$	19,04	mm
Espesor del alma	$ea=$	9,53	mm
Momento de inercia	$Jxe=$	1,15E+10	mm ⁴
Momento de inercia	$Jye=$	2,51E+09	mm ⁴
Módulo resistente x-x	$Wxe=Jxe/(He/2)=$	1,84E+07	mm ³
Módulo resistente y-y	$Wye=Jye/(B/2)=$	8,36E+06	mm ³
Momento estático en x-x	$Sxe=$	1,05E+07	mm ³



Distancia entre la base del riel y el eje x-x $ce=He/2=$ **625** mm

Tensión Tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal	$Mt_{phe}=Ph*ce=$	1,44E+06	Kgmm
Area media ficticia	$Am = (B-4ea)*(He-ep) =$	691652	mm ²
Espesor mínimo	$emin=ea=$	9,53	mm
Tensión tangencial por Mtp	$T_{phe}=Mt_{phe}/2*Am*emin=$	0,11	kg/mm ²

Tensión Tangencial debida al corte

Corte por carga distribuida en el extremo $Cde=Qv/2=$ **5986** kg

Corte por carga concentrada en el extremo $Cce=Pv*(2-a/L)=$ **76573** kg

Corte total en el extremo $Cte=Cde+Cce=$ **82559** kg

Tension Tgcial por corte en el alma $T_{cte}= Cte/(2*B*ep+2*(He-2ep)*ea)=$ **1,80** kg/mm²

Tensión Tangencial Resultante

$T_{maxe}=T_{phe}+T_{cte}=$ **1,91** kg/mm²

Tensión Admisible

$T_{adm}=Ta=$ **8,93** kg/mm² **CASO 1**

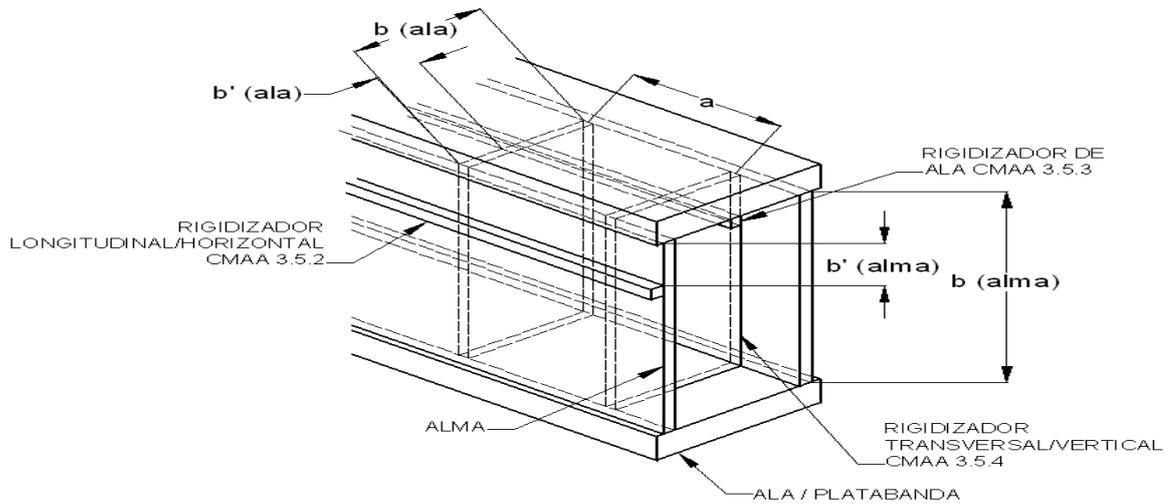
$T_{maxe} < T_{adm} = VERIFICA$



16,10

VERIFICACIÓN DE PANDEO (Según CMAA 3.4.8)

Pág.163 - SPM03



Según CMAA 3.5.4.1 se calcula la máxima distancia entre las placas rigidizadoras transversales

Espesor del alma	$ea = 0,375$ pulg.
Tensión tangencial alma (sección central)	$T_{max} = 1,82$ Ksi (Kpsi)
Distancia máxima	$k = 350 * ea / (T_{max})^{1/2} = 97 = 2471$ mm

16,11

Alma sin rigidizador longitudinal

Sometida a esfuerzos de compresión, tracción y tangenciales de corte y torsión.

Ancho panel alma (dist. e/rigidizadores)	$a = 2000$ mm
Altura panel alma	$b_1 = H$
Tensión de compresión	$2ep = 2462$ mm
Tensión corte (usamos corte + torsión)	$S = S_{max} = 9,45$ kg/mm ²
Coeficiente alfa	$T = T_{max} = 1,28$ kg/mm ²
	$alfa = a/b_1 = 0,81$

Condicion : $a_1 < k$ y $a_1 < 72"$ o $a_1 < b_1$ VERIFICA

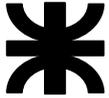
Para el Caso 3 de tabla 3.4.8.2.1 "Tracción y compresión con igual valor de borde"

Tipo de repartición de carga	$F = S_{max} / S_{max} = -1$
Coeficiente de abollamiento por compresión	$K_s = 23,9$

$alfa > 2/3$ $K_s = 23,9$

$alfa < 2/3$ $K_s = 15,87 + 1,87 / alfa^2 + 8,6 * alfa^2$

Para el caso 4 de tabla 3.4.8.2.1



“ Corte”

Coeficiente de abollamiento por corte

Kt =12,09

alfa >= 1 Kt=5,34+4,00/alfa²

alfa < 1 Kt=4,00 + 5,34/alfa²

Tensión de Euler $Se = (\pi^2 E/12(1-\mu^2)) * (ea/b1)^2 = 0.28 \text{ kg/mm}^2$

(Para el acero E=21000 kg/mm² y mu=0,3)

Tensión crítica de compresión

Sk=Ks*Se= **6.79** kg/mm²

Tensión crítica de corte

Tk=Kt*Se= **3.44** kg/mm²

Tensión crítica de comparación

16.12 **(S1k)**

Si S1k<Sp el pandeo es en régimen elástico y se utiliza Nbe para la verificación

Si S1k>Sp el pandeo es en régimen plástico y se utiliza Nbp para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad

Sp=Syp/1,32=Sb= **19.13** kg/mm²

$S1k = (S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/Sk + (((3-F)/4 * S/Sk)^2 + (T/Tk)^2)^{1/2}] = 6.74 \text{ kg/mm}^2$

$S1kr = Syp * S1k^2 / (0,1836 * Syp^2 + S1k^2) = 7.02 \text{ kg/mm}^2$

16.13 Abolladura en regimen elástico

Factor de diseño

DFB=1,7+0,175*(F-1)= **1.35**

Factor seguridad abolladura. Régimen elástico

Nbe=S1k/ (S²+3T²)^{1/2}= **0.69**

Factor seguridad abolladura. Régimen plástico

Nbp=S1kr/ (S²+3T²)^{1/2}= **N/C**

Nbe>=DFB

No Verifica

Nbp>=DFB

N/C

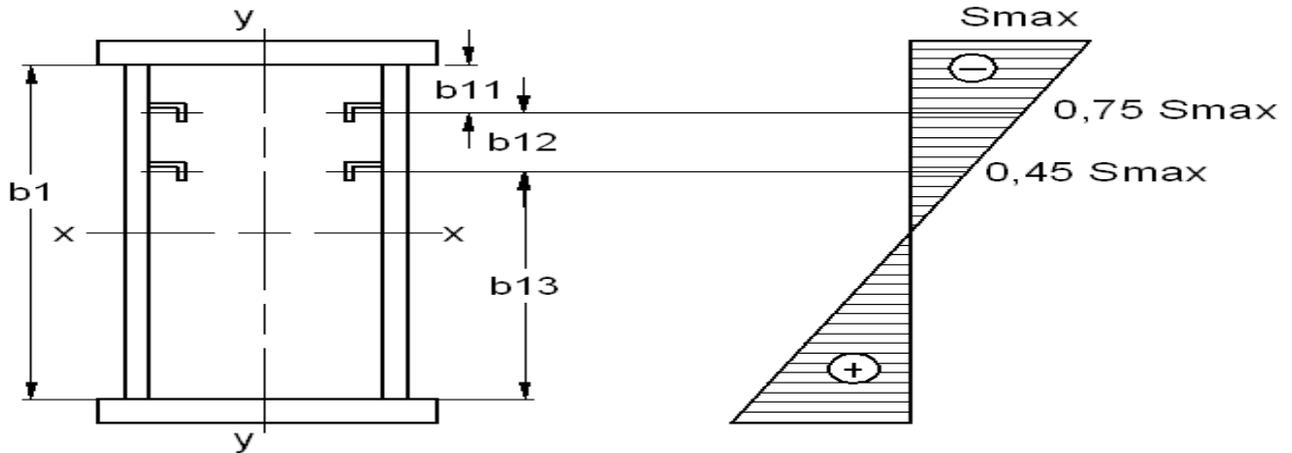


16.14

Alma con rigidizador longitudinal

Pág.165 - SPM03

Según CMAA 3.5.2.2 utilizamos dos rigidizadores ubicados a 0,25 y 0,55 veces la distancia entre la superficie interior de la platabanda de compresión y el eje neutro quedando el alma dividida en una parte superior, una parte media y una parte inferior.



16.15

Parte Superior

La parte superior se encuentra sometida a esfuerzos de compresión pura y tangenciales debidas a corte y torsión.

Ancho panel alma superior

a= **2000** mm

Altura panel alma superior

b11=0,125*b1= **308** mm

Tensión de compresión

S=Smax= **9.45** kg/mm²

Tensión corte (usamos corte + torsión)

T=Tmax= **1.28** kg/mm²

Coefficiente alfa

alfa=a/b11= **6.50**

Para el Caso 1 de tabla 3.4.8.2.1 "Compresión"

Tipo de repartición de carga F=0,75Smax/Smax=1

Coefficiente de abollamiento por compresión

Ks= **4.54**

alfa >= 1 Ks=8,4/(F+1,1)

alfa < 1 Ks=[alfa+1/alfa]² * [2,1/(F+1,1)]

Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coefficiente de abollamiento por corte Kt= 5.43

alfa >= 1 Kt=5,34+4,00/alfa²

alfa < 1 Kt=4,00 + 5,34/alfa²

Tensión de Euler Se = (pi² E/12(1-mu²)) * (ea/b1)² = 18.18 kg/mm²

Tensión crítica de compresión

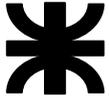
Sk=Ks*Se= **82.56**

kg/mm²

Tensión crítica de corte

Tk=Kt*Se= **98.82**

kg/mm²



Tensión crítica de comparación (S1k)

Si $S1k < Sp$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza Nbe para la verificación

Si $S1k > Sp$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza Nbp para la verificación.

Tensión de límite de proporcionalidad

$$Sp = Syp / 1,32 = Sb = 19.13 \text{ kg/mm}^2$$

$$S1k = (S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/Sk + [((3-F)/4 * S/Sk)^2 + (T/Tk)^2]^{1/2}] = 83.86 \text{ kg/mm}^2$$

$$S1kr = Syp * S1k^2 / (0,1836 * Syp^2 + S1k^2) = 25.07 \text{ kg/mm}^2$$

16.16 Abolladura en régimen : Plástico

Factor de diseño

$$DFB = 1,7 + 0,175 * (F - 1) = 1.66$$

Factor seguridad abolladura. Régimen elástico

$$Nbe = S1k / (S^2 + 3T^2)^{1/2} = N/C$$

Factor seguridad abolladura. Régimen plástico

$$Nbp = S1kr / (S^2 + 3T^2)^{1/2} = 2.58$$

$Nbe \geq DFB$

N/C

$Nbp \geq DFB$

VERIFICA

16.17 Parte central

La parte central se encuentra sometida a esfuerzos de compresión pura y tangenciales debidas al corte y torsión.

Ancho panel alma central

$$a = 2000 \text{ mm}$$

Altura panel alma central

$$b12 = 0,15 * b1 = 369 \text{ mm}$$

Tensión de compresión

$$S = 0,75 * Smax = 7.09 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión corte (usamos corte + torsión)

$$T = Tmax = 1.28 \text{ kg/mm}^2$$

Coefficiente alfa

$$\alpha = a / b12 = 5.42$$

Para el Caso 1 de tabla 3.4.8.2.1 "Compresión"

Tipo de repartición de carga

$$F = 0,45 Smax / 0,75 Smax = 0.60$$

Coefficiente de abollamiento por compresión

$$Ks = 4.94$$

$$\alpha \geq 1 \quad Ks = 8,4 / (F + 1,1)$$

$$\alpha < 1 \quad Ks = [\alpha + 1 / \alpha]^2 * [2,1 / (F + 1,1)]$$

Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coefficiente de abollamiento por corte

$$Kt = 5.48$$

$$\alpha \geq 1 \quad Kt = 5,34 + 4,00 / \alpha^2$$

$$\alpha < 1 \quad Kt = 4,00 + 5,34 / \alpha^2$$



Tensión de Euler $Se = (\pi^2 E / 12(1 - \mu^2)) * (ea/b12)^2 = 12,63 \text{ kg/mm}^2$
 Tensión crítica de compresión $Sk = Ks * Se = 62.39 \text{ kg/mm}^2$
 Tensión crítica de corte $Tk = Kt * Se = 69.15 \text{ kg/mm}^2$

Tensión crítica de comparación (S1k)

Si $S1k < Sp$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza Nbe para la verificación

Si $S1k > Sp$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza Nbp para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad $Sp = Syp / 1,32 = Sb = 19.13 \text{ kg/mm}^2$

$S1k = (S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/Sk + [(3-F)/4 * S/Sk]^2 + (T/Tk)^2]^{1/2} = 63.99 \text{ kg/mm}^2$

$S1kr = Syp * S1k^2 / (0,1836 * Syp^2 + S1k^2) = 24.78 \text{ kg/mm}^2$

16.18 Abolladura en régimen : Plástico

Factor de diseño $DFB = 1,7 + 0,175 * (F - 1) = 1.63$
 Factor seguridad abolladura. Régimen elástico $Nbe = S1k / (S^2 + 3T^2)^{1/2} = N/C$
 Factor seguridad abolladura. Régimen plástico $Nbp = S1kr / (S^2 + 3T^2)^{1/2} = 3.34$

$Nbe \geq DFB$ N/C

$Nbp \geq DFB$ VERIFICA

16.19 **Parte Inferior**

La parte inferior se encuentra sometida a esfuerzos de compresión y tracción con predominio de tracción y tangenciales debidos al corte y torsión.

Ancho panel alma inferior $a = 2000 \text{ mm}$
 Altura panel alma inferior $b13 = b1 - b11 - b12 = 1785 \text{ mm}$
 Tensión de compresión $S = 0,45 * Smax = 4.25 \text{ kg/mm}^2$
 Tensión corte (usamos corte + torsión) $T = Tmax = 1.28 \text{ kg/mm}^2$
 Coeficiente alfa para tracción $\alpha = a / [2 * (b1/2 - (b11 + b12))] = 1.81$
 Coeficiente alfa para corte $\alpha = a / b13 = 1.12$

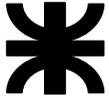
Para el Caso 3 de tabla 3.4.8.2.1 "Tracción y compresión con predominio de tracción"

Tipo de repartición de carga $F = Smaxt / 0.45 Smaxc = -2.22$

Coeficiente de abollamiento por compresión $Ks = 23.90$

$\alpha \geq 2/3 \quad Ks = 23,9$

$\alpha < 2/3 \quad Ks = 15,87 + 1,87/\alpha^2 + 8,6 * \alpha^2$



Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coeficiente de abollamiento por corte

$$K_t = 8.53$$

$$\text{alfa} \geq 1 \quad K_t = 5,34 + 4,00/\text{alfa}^2$$

$$\text{alfa} < 1 \quad K_t = 4,00 + 5,34/\text{alfa}^2$$

Tensión Euler "tracción"

$$S_{et} = (\pi^2 E / 12(1 - \mu^2)) * (ea / [2 * b_1 / 2 - (b_{11} + b_{12})])^2 = 1.40 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión de Euler p/ corte

$$S_{e} = (\pi^2 E / 12(1 - \mu^2)) * (ea / b_{13})^2 = 0.54 \text{ kg/mm}^2$$

(Para el acero $E = 21000 \text{ kg/mm}^2$ y $\mu = 0,3$)

Tensión crítica de compresión

$$S_k = K_s * S_{et} = 33.53 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión crítica de corte

$$T_k = K_t * S_e = 4.61 \text{ kg/mm}^2$$

Tensión crítica de comparación (S1k)

Si $S_{1k} < S_p$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza N_{be} para la verificación

Si $S_{1k} > S_p$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza N_{bp} para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad

$$S_p = S_{yp} / 1,32 = S_b = 19.13 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{1k} = (S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/S_k + \{((3-F)/4 * S/S_k)^2 + (T/T_k)^2\}^{1/2}] = 16.84 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{1kr} = S_{yp} * S_{1k}^2 / (0,1836 * S_{yp}^2 + S_{1k}^2) = 17.94 \text{ kg/mm}^2$$

16.20 Abolladura en régimen : Elástico

Factor de diseño

$$DFB = 1,7 + 0,175 * (F - 1) = 1.14$$

Factor seguridad abolladura. Régimen elástico

$$N_{be} = S_{1k} / (S^2 + 3T^2)^{1/2} = 3.51$$

Factor seguridad abolladura. Régimen plástico

$$N_{bp} = S_{1kr} / (S^2 + 3T^2)^{1/2} = N/C$$

$$N_{be} \geq DFB \quad \text{VERIFICA}$$

$$N_{bp} \geq DFB \quad \text{N/C}$$

16.21 Selección del rigidizador longitudinal

Según CMAA 3.5.2.2 y 3.5.2.3 se calcula cada rigidizador.

Perfil "L" de lados iguales

80x12

Area

$$A_s = 17.90 \text{ cm}^2$$

Ancho del perfil

$$a = 80.00 \text{ mm}$$

Distancia del baricentro al alma

$$d = 5.59 \text{ cm}$$

Momento de inercia baricéntrico

$$J_{xp} = 102.00 \text{ cm}^4$$

Momento de inercia respecto al alma

$$J_{xa} = J_{xp} + A_s * d^2 = 661.34 \text{ cm}^4$$

Relación ancho perfil/espesor alma

$$a/ea = 8.39$$

$$I_o = 1,2 * [0,3 + 0,4 * a/H + 1,3 * (a/H)^2 + (14 * A_s * a / H^2 * ea)] * H * ea^3 = 595.52 \text{ cm}^4$$

$$J_{xa} \geq I_o \quad \text{VERIFICA}$$

$$a/ea \leq 12,7 \quad \text{VERIFICA}$$



16.22 Platabanda superior.

En la platabanda consideramos el esfuerzo de compresión y despreciamos el corte. ($T=0$)

Ancho panel platabanda	a=	2000	mm
Altura panel platabanda	b2= B-5ea=	552	mm
Tensión de compresión	S=Smax=	9.45	kg/mm ²
Coefficiente alfa	alfa=a/b2=	3.62	

Para el Caso 1 de tabla 3.4.8.2.1 "Compresión"

Tipo de repartición de carga $F= 1$

Coefficiente de abollamiento por compresión $K_s= 4.00$

$$\text{alfa} > 1 \quad K_s = 8,4 / (F + 1,1)$$

$$\text{alfa} < 1 \quad K_s = [\text{alfa} + 1 / \text{alfa}]^2 * [2,1 / (F + 1,1)]$$

Tensión de Euler $Se = (\pi^2 E / 12(1 - \mu^2)) * (ep/b2)^2 = 22.53 \text{ kg/mm}^2$

Tensión crítica de compresión $Sk = K_s * Se = 90.12 \text{ kg/mm}^2$

Tensión crítica de comparación (S1k)

Si $S1k < Sp$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza Nbe para la verificación

Si $S1k > Sp$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza Nbp para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad $Sp = Syp / 1,32 = Sb = 19.13 \text{ kg/mm}^2$

Si $T = 0$ luego $S1k = Sk = 90.12 \text{ kg/mm}^2$

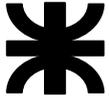
$$S1kr = Syp * S1k^2 / (0,1836 * Syp^2 + S1k^2) = 25.13 \text{ kg/mm}^2$$

16.23 Abolladura en régimen : Plástico

Factor de diseño	DFB=1,7+0,175*(F-1)=	1.70
Factor seguridad abolladura. Régimen elástico	$Nbe = S1k / S =$	N/C
Factor seguridad abolladura. Régimen plástico	$Nbp = S1kr / S =$	2.66

$Nbe \geq DFB$ N/C

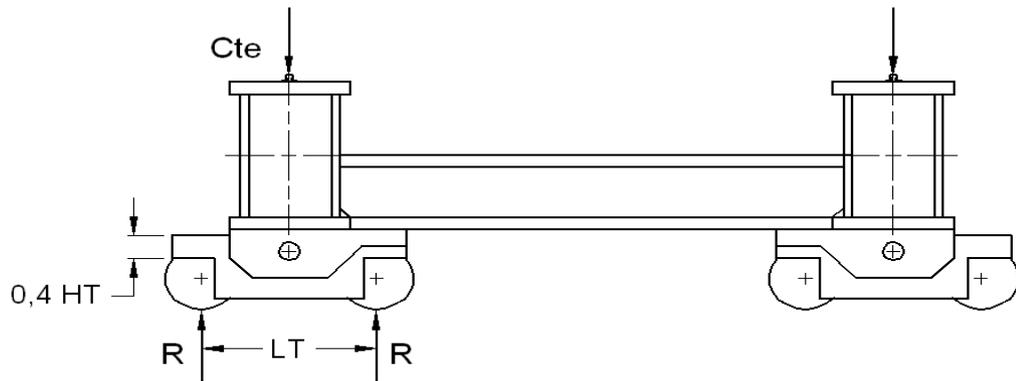
$Nbp \geq DFB$ VERIFICA



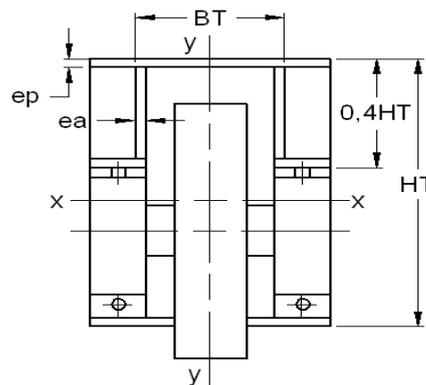
17.

CALCULO DE LA VIGA TESTERA

Como diseño de viga se utilizarán dos balancines con dos ruedas y una viga rigidizadora de unión.



17.1 Dimensionamiento de la Viga Testera



Altura	HT=	800	mm
Ancho	BT=	325	mm
Espesor nominal platabanda	ep=	19.05	mm
Espesor nominal del alma	ea=	12.7	mm
Distancia entre ruedas	LT=	1134	mm
Momento de inercia	Jx=	2,824,000,000	mm ⁴
Momento de inercia	Jy=	581,744,000	mm ⁴
Modulo resistente x-x	Wx=Jx/(HT/2)=	7060000	mm ³
Modulo resistente y-y	Wy=Jy/(BT/2)=	3579963	mm ³
Peso propio de viga testera	PT=A*LT*7.8=	245	kg

En la seccion extrema de altura 0.4* HT aprox

Momento de inercia	Jxe=	3E+08	mm ⁴
Momento estatico en x-x	Sxe=	1200988	mm ³

Limitaciones de diseño según CMAA 3.5.1

L/H < 25 LT/HT = 1 VERIFICA
L/B < 65 LT/BT = 3 VERIFICA



17.2 Tensiones Normales

17.2.1 Momentos Flectores Verticales

Carga concentrada vertical

$$Cte = 82559 \text{ Kg}$$

Carga distribuida vertical

$$Qv = PT * DLF = 223 * 1 = 223 \text{ Kg}$$

Mf vertical por carga concentrada

$$Mfxc = Cte * LT/4 = 82559 * 1134/4 = 23405476 \text{ Kgmm}$$

Mf vertical por carga distribuida

$$Mfxq = (Qv * LT)/8 = (223 * 1134) / 8 = 31610,2 \text{ Kgmm}$$

17.2.2 Momentos Flectores Horizontales

Carga concentrada Horizontal

$$SK = Ssk * Cte = 0,125 * 82559 = 10320 \text{ Kg}$$

Carga distribuida Horizontal

$$Qh = Ssk * Qv = 0,125 * 223 = 27,8 \text{ Kg}$$

Mf horizontal por carga concentrada

$$Mfyc = SK * LT/4 = 10320 * 1134/4 = 2925720 \text{ Kgmm}$$

Mf horizontal por carga distribuida

$$Mfyq = (Qh * LT)/8 = (27,8 * 1134) / 8 = 3940,65 \text{ Kgmm}$$

17.2.3 Verificación de Tensiones Normales

CASO 2

Tensión según X $Sx = (Mfxc + Mfxq) / Wx = (23405476 + 31610,2) / 7060000 = 3,31 \text{ Kg/mm}^2$

Tensión según Y $Sy = (Mfyc + Mfyq) / Wy = (2925720 + 3940,65) / 3579963 = 0,81 \text{ Kg/mm}^2$

Tensión Total

$$Smax = Sx + Sy = 3,31 + 0,81 = 4,12 \text{ Kg/mm}^2$$

Tensión Admisible

$$Sadm = Sat = Sac = 16,83 \text{ Kg/mm}^2$$

$Smax < Sadm$; VERIFICA

17.3 Tensiones Tangenciales

17.3.1 Tensiones Tangenciales por Corte

Corte por carga distribuida

$$Cde = Qv / 2 = 223 / 2 = 111,5 \text{ Kg}$$

Corte por carga concentrada

$$Cce = Cte / 2 = 82559 / 2 = 41279,5 \text{ Kg}$$

Corte total en sección extrema

$$Ctet = Cde + Cce = 111,5 + 41279,5 = 41391 \text{ Kg}$$

Tensión Tangencial en el Alma

$$Tcte = Ctet * Sxe / Jxe * 2 * ea = 5,93 \text{ Kg/mm}^2$$

17.3.2 Verificación de Tensiones Tangenciales

CASO 2

Tensión Total

$$Tmax = Tcte = 5,93 \text{ Kg/mm}^2$$

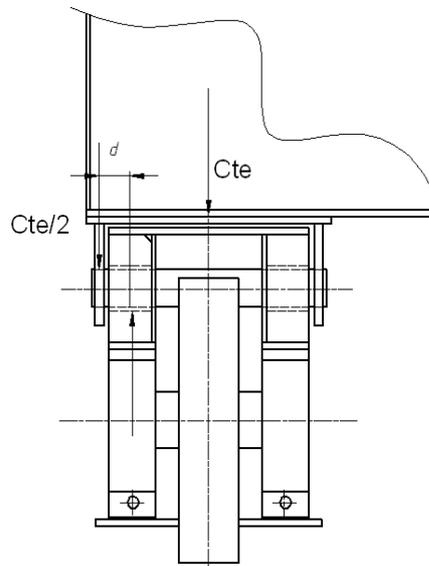
Tensión Admisible

$$Tadm = Ta = 9,56 \text{ Kg/mm}^2$$

$Tmax < Tadm$; VERIFICA



17.4 Calculo del Eje Balancín



Material: SAE 4140 Normalizado.
Tensión de Fluencia = $S_{yp} = 66,8 \text{ Kg/mm}^2$
Diámetro = 114 mm
Distancia al apoyo = $d = 90 \text{ mm}$
Modulo Resistente = $W = 145446 \text{ mm}^3$

Tensión Longitudinal máxima $S_{max} = (Cte/2) * d/W = 41279,5 * 0,00061 = 25,54 \text{ Kg/mm}^2$
Tensión Admisible $S_{adm} = 0,6 * S_{yp} = 40,08 \text{ Kg/mm}^2$
 $S_{max} < S_{adm}$; VERIFICA

Tensión Tangencial máxima $T_{max} = 16/3 * (Cte/2) / \pi * d * d = 5,39 \text{ Kg/mm}^2$
Tensión Admisible $T_{adm} = 0,35 * S_{yp} = 23,38 \text{ Kg/mm}^2$
 $T_{max} < T_{adm}$; VERIFICA



18. DETERMINACIÓN DEL TIPO DE RUEDA A UTILIZAR PARA EL PUENTE

Para el cálculo de la rueda vamos a preseleccionar una del catálogo de MIGUEL ABAD.
Se necesitarán 8 Ruedas.

Diámetro de Rueda propuesta: MA1 710H $D_i = 710 \text{ mm}$
Ancho de Riel: Burbach A120 $b = 100 \text{ mm}$
Velocidad de rotación de las ruedas: $n_t = 1000 * V_p / (\pi * D_i) = 22,43 \text{ rpm}$

Reacción máxima $R_{max} = (Cte/2) = 41279,5 \text{ Kg}$
Reacción mínima $R_{min} = [(Pv * a/L) + (Qv/2)]/2 = 7199 \text{ Kg}$
Reacción Media $R_{med} = (2 * R_{max} + R_{min}) / 3 = 29920 \text{ Kg}$

Adoptamos de tabla 1 la presión limite.

Plim: 7.0 N/mm²

Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N / mm ²	N / mm ²	N / mm ²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥ 690	≥ 740	7,00

Adoptamos el valor del ancho efectivo del riel, de la tabla 2, para riel tipo Burbach A120 según DIN 536.

Para riel tipo Burbach $b = L - 2 r$

b : 100 mm

Riel (Símbolo)				
STD	NUEVO	VIEJO	r	L - 2 r
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	46
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
DIN 536 P2	A 120	KS 101	10	100
	F 100		5	90
	F 120		5	110

Adoptamos de la tabla 3 el valor del coeficiente C1, que depende del grupo de mecanismo DIN.

C1: 0.90 DIN M6

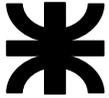
Tiempo de Operación Diario (Horas)			C ₁
Grupo DIN	Desde %	Incluido %	
M 3	0	16	1.25
M 4	16	25	1.12
M 5	25	40	1.00
M 6	40	63	0.90
M 7	63	100	0.80

Con el número de vueltas calculado, de la tabla 4 obtenemos el Coeficiente C2

C2: 1,04

Velocidad de Rotación	C ₂	Velocidad de Rotación	C ₂
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00		

Por último calculamos Dn y verificamos si la rueda preseleccionada es apta



$$D_n = \frac{R_m}{P_{lim} \cdot b \cdot C_1 \cdot C_2}$$

$$D_n = \frac{29920}{7 \cdot 100 \cdot 0.90 \cdot 1.04} = \boxed{448 \text{ mm}}$$

La rueda seleccionada verifica, debido a que D_n es menor diámetro de la misma. Por lo tanto, el diámetro de las ruedas del carro van a ser de 710 mm.

19. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE IMPULSIÓN DEL PUENTE (CMAA 5.2.9.1.2)

19.1 Cálculo del factor de aceleración según tipo de motor (K_a)

$$K_a = [(f + (2000 \cdot a_p \cdot C_r) / g \cdot E) / (33000 \cdot K_t)] \cdot N_r / N_f$$

Factor de fricción	$f = 0,11 \text{ lib/ton}$
Aceleración del puente	$a_p = 1 \text{ FT/s}^2$
Factor de inercia rotacional:	$C_r = 1,05 + (a_p / 7,5) = 1,18$
Aceleración de la gravedad	$g = 32,2 \text{ FT/s}^2$
Factor de torque para aceleración	$K_t = 1,5$
Rendimiento mecánico de las transmisiones	$E = 0,9$
Número de revoluciones nominal a plena carga	$N_r = 1480 \text{ rpm}$
Número de revoluciones luego de la aceleración	$N_f = 1480 \text{ rpm}$

$$K_a = 0,0019$$

19.2 Cálculo de la Potencia para la Traslación [HP]

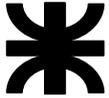
Carga Total:	$W = (DL + TL) \cdot DLF \cdot (1 + IFD) + LL \cdot (1 + IFD) = 187 \text{ Tn}$
Velocidad del Puente	$V_p = 164 \text{ FPM}$
Factor de Servicio	$K_s = 1,1$

$$\text{Potencia de Traslación HP} = K_s \cdot K_a \cdot W \cdot V_p = 64,1 \text{ HP [47 KW]}$$

Según CMAA 5.2.9.2.1-B necesitamos el 25% de las ruedas motorizadas.
Es decir $0,25 \cdot 8 = 2$ ruedas

Numero de revoluciones del Motor	$N_r = 1480 \text{ rpm}$
Numero de revoluciones de la rueda	$n_t = 22,43 \text{ rpm}$
Relación de transmisión	$i = N_r / n_t = 66$

Seleccionamos 2 motorreductores **SUMITOMO 30Kw-PVA9055R3-RMLK-63**.



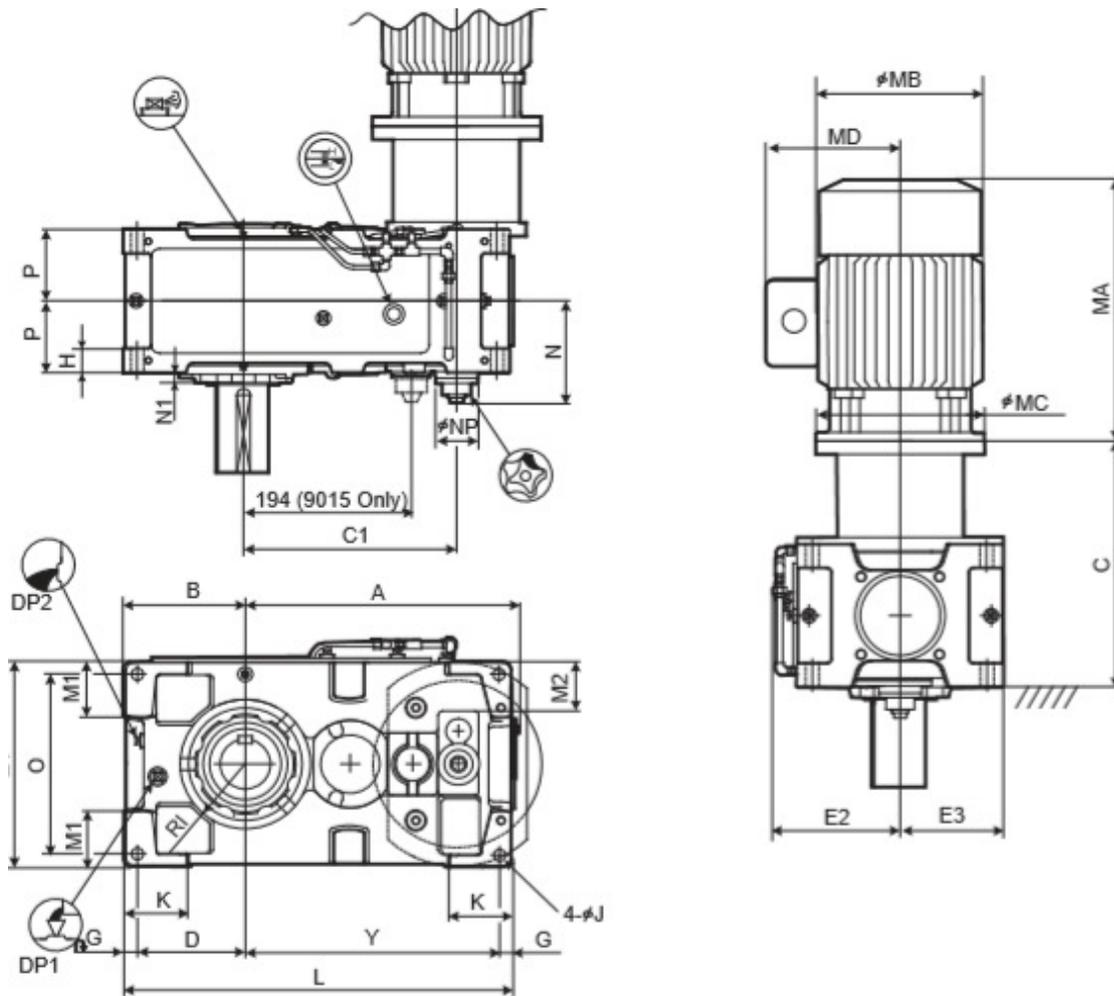
Tamaño	A	B	C1	C	D	E1	E2	E3	G	H	RI	J	K	L	M1	M2	N	N1	NP	O	P	Y
9015	338	160	257		140	270	195	135	20	35	80	15	95	485	70	80	186	25	100	230	102.5	305
9025	408	175	306		155	310	215	155	20	40	87.5	19	110	570	75	90	198.5	23	100	270	117.5	375
9030	453	200	343		175	320	220	160	25	50	105	24	120	640	85	50	211	22	100	270	132.5	415
9035	484	219	374	Vera	194	370	245	185	25	50	120	24	120	690	100	75	211	22	100	320	132.5	446
9040	540	235	398	continuación	205	400	260	200	28	60	120	28	150	759	100	70	228.5	15	100	340	157.5	494
9045	577	256	437		226	410	277	220	30	60	140	28	150	810	120	80	238.5	17.5	100	380	157.5	533
9050	609	255	467		225	420	270	210	30	60	140	28	150	848	110	83	248.5	23	100	360	172.5	563
9055	646	266	506		236	430	305	245	30	80	155	28	130	916	135	116	248.5	23	100	430	172.5	602

Tamaño	DP1	DP2	Cant. de aceite (l)	Peso (kg)*
9015	3/4"	3/4"	6	125
9025	3/4"	3/4"	8	175
9030	3/4"	3/4"	10	235
9035	3/4"	3/4"	14	260
9040	1"	1"	18	340
9045	1"	1"	22	410
9050	1"	1"	25	490
9055	1"	1"	35	555

*) Masa de la unidad de accionamiento con motor. sume la masa de la brida del motor y la masa del motor, que se muestran en la siguiente tabla.

kW	Motor										C	Masa de la brida de montaje del motor (kg)	Masa del motor (kg)						
	Sin freno			Con freno			MD	9015	9025	9030			9035	9040	9045	9050	9055	Sin freno	Con freno
	MA	MG	MC	MA	MB	MC													
5.5	382	212	315	454	212	315	144	376.5	405.5	457.5	457.5	497.5	497.5			8	43	54	
7.5	415	251	315	510	251	315	185	376.5	405.5	457.5	457.5	497.5	497.5	560.5	560.5	8	57	77	
11	480	251	350	575	251	350	188	406.5	435.5	487.5	487.5	527.5	527.5	590.5	590.5	11	76	96	
15	545	324	350	700	324	350	232	406.5	435.5	487.5	487.5	527.5	527.5	590.5	590.5	11	131	175	
18.5	625	394	400	835	394	400	297		435.5	487.5	487.5	527.5	527.5	590.5	590.5	17	213	258	
22	625	394	400	835	394	400	297		435.5	487.5	487.5	527.5	527.5	590.5	590.5	17	213	258	
30	625	394	400	835	394	400	297			487.5	487.5	527.5	527.5	590.5	590.5	17	224	280	
37	715.5	394	450	930.5	394	450	297			517.5	557.5	557.5	620.5	620.5		15	259	320	
45	715.5	394	450	930.5	394	450	297				557.5	557.5	620.5	620.5		15	259	320	
55	769.5	484	550				412						620.5	620.5		29	276		

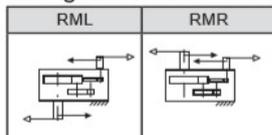
Tamaño	Eje sólido					Chaveta				Eje hueco (con disco de apriete)					Eje hueco (con chaveta)				
	TU1	T1	U1	V1	W1/Prof.	X1	Y1	Z1	L1	TU2	T2	U2	V2	V3	TU4	T4	U4	V4	V5
9015	245	135	110	58m6	M20/42	18	7	11	95	328	193	135	63	60	270	135	135	55	55
9025	285	145	140	70m6	M20/42	20	7.5	12	125	358	213	145	73	70	300	150	150	65	65
9030	330	160	170	80m6	M20/42	22	9	14	150	393	233	160	83	80	330	165	165	75	75
9035	330	160	170	90m6	M20/42	25	9	14	150	403	243	160	88	85	330	165	165	85	85
9040	349	179	170	95m6	M24/50	25	9	14	150	448	268	180	98	95	360	180	180	90	90
9045	391	181	210	105m6	M24/50	28	10	16	190	463	283	180	108	105	370	185	185	105	105
9050	411	201	210	110m6	M24/50	28	10	16	190	503	303	200	108	105	410	205	205	105	105
9055	411	201	210	120m6	M24/50	32	11	16	190	526	323	200	123	120	410	205	205	115	115

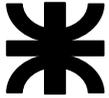


Eje de baja velocidad

Eje sólido	Eje hueco (con disco de apriete)	Eje hueco (con chaveta)

Configuración estándar de disposición de eje





20.

CÁLCULO DE PARAGOLPES DEL PUENTE

Peso del puente: $W_b = 2 * DL = 213394 \text{ N}$

Peso del carro: $W_t = TL = 166714 \text{ N}$

Velocidad de cálculo por lado $V_{eb} = 0,4 * V_p = 0,33 \text{ m/seg}$

Máximo peso de impacto por lado: $W_{eb} = 0,5 * W_b + 0,9 * W_t = 256740 \text{ N}$

Energía Cinética por Lado: $K_{eb} = 0,5 * W_{eb}/g * V_{eb}^2 = 1425 \text{ J}$

Carrera Mínima: $S_{rb} = (0,2 * V_p)^2 / (2 * 0,9143) = 15,19 \text{ mm}$

Seleccionamos el amortiguador de la serie 21-100 GANTREX OLEO

Capacidad: 20000 J

Carrera: 100 mm



21- PLANILLA DE COSTOS

21.1. CARRO

21.2 EQUIPOS ELEVACIÓN

ITEM	DETALLE	PRECIO UNIT.	CANT.	UNIDAD	TOTAL	Proveedor
1	Aparejo de 6 poleas para 150 Tn / Grupo FEM/DIN: M6 3m	USD 8.500,0	1	unidad	USD 8.500,0	Miguel Abad
2	Cable Marca IPH Tipo GP8C diámetro nominal 36 mm .Resistencia específica 1960 Kg/mm ²	USD 62,0	120	metros	USD 7.440,0	IPH
3	Tambor según plano MO	USD 9.475,0	1	unidad	USD 9.475,0	Jaso
	Tambor según plano MAT	USD 28.800,0	1	unidad	USD 28.800,0	Jaso
4	Poleas laminadas Tipo PMA con rodamientos de bolas. Denominación 010.100.40	USD 289,0	4	unidad	USD 1.156,0	Miguel Abad
5	Motor Weg 400 KW 1490 RPM / carcaza 355 M/L / 50 Hz	USD 11.500,0	1	unidad	USD 11.500,0	
6	Conjunto acople-freno Marca Miguel Abad tipo FPT-3 / Diámetro del disco 630 mm / Par nominal 1930 Nm / Turbel tipo FPT-3 806	USD 7.500,0	1	unidad	USD 7.500,0	Miguel Abad
7	Reductor SUMITOMO Modelo PHD-9128-P4-LL-140. Relacion :140. Potencia 406kW	USD 22.550,0	1	unidad	USD 22.550,0	Sumitomo
8	Rodamiento de rodillos a Rotula 22224 E	USD 197,4	1	unidad	USD 197,4	Blanco Rodamientos
9	Acoplamiento barrilete tipo ART355 / Mmáx. 50.000 Nm. Diám. Del eje 300 mm	USD 1.815,0	1	unidad	USD 1.815,0	Miguel Abad
10	Acoplamiento a Engranajes Marca TECNOM Modelo TADF Tamaño 101 1/2	USD 381,0	1	unidad	USD 381,0	Tecnom
11	Eje para poleas de reenvío según plano	USD 400,0	1	unidad	USD 400,0	Jaso
12	Soporte de rodamiento SNL524 620	USD 407,0	1	unidad	USD 407,0	Blanco Rodamientos
13	Polea laminada Tipo PMA con rodamientos de bolas. Denominación 010.80.35.Compensadora	USD 271,0	1	unidad	USD 271,0	Miguel Abad

21.3 -CARRO

ITEM	DETALLE	PRECIO UNIT.	CANT.	UNIDAD	TOTAL	Proveedor
1	Rueda para puente grúa SERIE MA1 710s / Para riel A100	USD 302,6	4	unidad	USD 1.210,5	Miguel Abad
2	Motorreductor compacto a engranajes marca Lentax Modelo F45HR. Potencia nominal 7,5 Kw . Rel. De transmisión nominal 162.02	USD 7.771,0	1	unidad	USD 7.771,0	Lentax
3	Paragolpes GANTREX Modelo Oleo 2000J - Carrera 100mm	USD 1.799,0	4	unidad	USD 7195,0	Gantrex Argentina
4	Estructura del carro según plano MO	USD 11.797,0	1	unidad	USD 11.797,0	Jaso
	Estructura del carro según plano MAT	USD 35854,0	1	unidad	USD 35854,0	Jaso
5	Armado del Carro	USD 9.879,0	1	unidad	USD 9.879,0	Jaso

**21.4- VIGA PRINCIPAL**

ITEM	DETALLE	PRECIO UNIT.	CANT.	UNIDAD	TOTAL	Proveedor
1	Riel BURBACH A 100	USD 5,9	40	metros	USD 236,0	Jonach
2	Clip Gantrail 1120/21/38 para riel DIN A 100	USD 3,9	160	unidad	USD 631,6	Gantrail Argentina
3	Viga principal según plano MO	USD 14.734,0	2	unidad	USD 29.470,0	Jaso
	Viga principal según plano MAT	USD 44.784,0	2	unidad	USD 89.568,0	Jaso

21.5- VIGA TESTERA

ITEM	DETALLE	PRECIO UNIT.	CANT.	UNIDAD	TOTAL	Proveedor
1	Rueda SERIE MA1 710 H para Riel A120	USD 328,0	8	unidad	USD 2.624,0	Miguel Abad
2	Motorreductor Sumitomo Modelo PVA9055R3-RMLK-63 . 30 Kw	USD 7.500,0	2	unidad	USD 15.000,0	Sumitomo
3	Paragolpes GANTREX Modelo Oleo 2000J - Carrera 100mm	USD 1.799,0	4	unidad	USD 7.196,0	Gantrex Argentina
4	Viga testera según plano	USD 16.373,0	2	unidad	USD 32.746,0	Jaso

21-6 MATERIALES ELÉCTRICOS

ITEM	DETALLE	PRECIO UNIT.	CANT.	UNIDAD	TOTAL	Proveedor
1	Celda de carga SIWAREX WP231 SIEMENS 7MH4690-2AA01	USD 2.763,2	1	unidad	USD 2.763,2	Nivihe SA
2	Contacto miniat 4Kw 20A 220 VCA 3NA+1NC SIEMENS 3TG1001-0AL2	USD 42,1	2	unidad	USD 84,2	Nivihe SA
3	Contacto en vacío , tamaño S14 630A, 4NA+4NC, 400Vca 335KW SIEMENS 3TF6844-0CQ7	USD 2.065,8	1	unidad	USD 2.065,8	Nivihe SA
4	Contacto p/ motor 150A/400V 50 Hz, 75Kw 380VAC / 2NA+2Nc SIEMENS 3RT1055-6AV36	USD 223,7	1	unidad	USD 223,7	Nivihe SA
5	Contacto p/ motor 50A/400V 50 Hz, 22Kw 175-280VAC 50Hz SIEMENS 3RT2036-1NP30	USD 171,1	1	unidad	USD 171,1	Nivihe SA
6	Contacto para motor 9A/400V 50 Hz, 4Kw 380VAC 50Hz SIEMENS 3RT2016-1AV01	USD 39,5	1	unidad	USD 39,5	Nivihe SA
7	Detector fotoelectronico simatic pxo300 K20 50cm SIEMENS 3RG7401	USD 98,7	4	unidad	USD 394,7	Nivihe SA
8	Encoder incremental 10-30v 1000p/v SIEMENS TTL 6FX2001-7KS 06	USD 339,5	3	unidad	USD 1.018,4	Nivihe SA
9	Fin carr caj.metang.c/palanc.rod.ajust SIEMENS 3SE5122-0BH01	USD 63,2	4	unidad	USD 252,6	Nivihe SA
10	Guardamotor tamaño S0 20-25A SIEMENS 3RV2021-4DA10	USD 131,6	2	unidad	USD 263,2	Nivihe SA
11	Guardamotor tamaño S3 80-100A SIEMENS 3RV2041-4MA10	USD 157,9	2	unidad	USD 315,8	Nivihe SA
12	Interruptor automatico de corte en aire SENTRON 1000A Tam I-65KA 4P, extr. SIEMENS 3WL1110-2EB72771	USD 223,7	2	unidad	USD 447,4	Nivihe SA



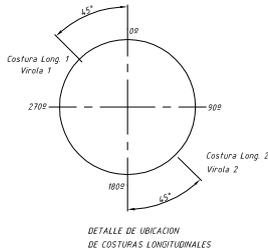
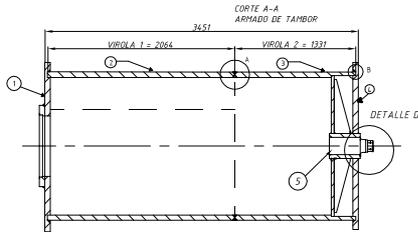
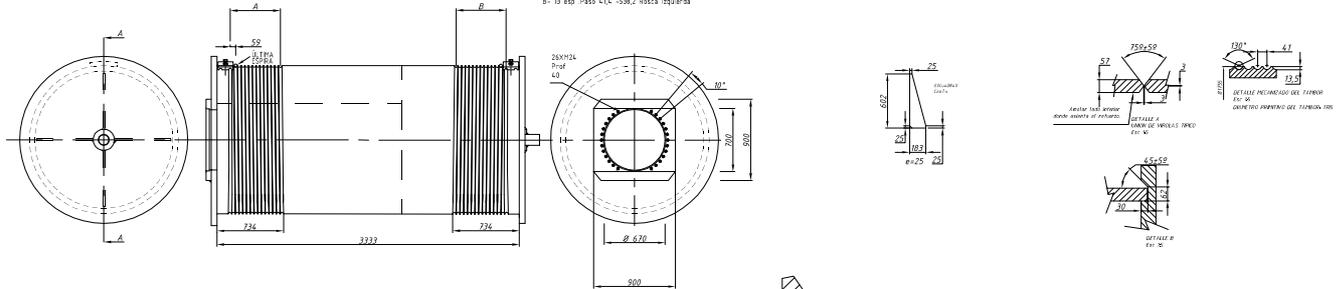
13	Interruptor SENTRON Automatico tetrapolar 55 KA, 250-630A SIEMENS 3VAA2463-5HL42-0AA0	USD 263,2	1	unidad	USD 263,2	Nivihe SA
14	Interruptor SENTRON AUTOMATICO TETRAPOLR 55 KA, 100-250A SIEMENS 3VAA2225-5HL42-0AA0	USD 256,6	1	unidad	USD 256,6	Nivihe SA
15	Interruptor SENTRON compacto tetrapolar 16 KA, 50A SIEMENS 3VA1050-2ED42-0AA0	USD 197,4	1	unidad	USD 197,4	Nivihe SA
16	Interruptor termomagnetico bipolar , 25A - curva C. SIEMENS 5SL3225-7MB	USD 14,5	3	unidad	USD 43,4	Nivihe SA
17	LOGO! DM8 230R,PS/I/O: 230V,4DI/4DO/RELE SIEMENS 6ED1055-1FB00-0BA2	USD 207,9	1	unidad	USD 207,9	Nivihe SA
18	Logo! V8.2 230RC -230V -8DI/4DO/RELE SIEMENS 6ED1052-1FB08-0BA0	USD 142,1	1	unidad	USD 142,1	Nivihe SA
19	Manipulador 2 direcciones TELEMECANIQUE XD5-PA12	USD 19,7	2	unidad	USD 39,5	Nivihe SA
20	Motor IP55 4 polos brida 132M 7.5KW SUMITOMO	USD 665,8	1	unidad	USD 665,8	Nivihe SA
21	Motor IP55 4 polos brida 180L 30KW SUMITOMO	USD 1.564,5	1	unidad	USD 1.564,5	Nivihe SA
22	Motor trifasico 300 Kw 1490 rpm WEG W22 High Efficiency 355 ML	USD 5.394,7	1	unidad	USD 5.394,7	Nivihe SA
23	PANEL HMI KP 300 BASIC MONO PN 3" SIEMENS 6AV6647-0AH11-3AX0	USD 513,2	4	unidad	USD 2.052,6	Nivihe SA
24	Pulsador emergencia rojo girar 1NC SIEMENS 3SU1100-1HB20-1CH0	USD 19,7	1	unidad	USD 19,7	Nivihe SA
25	Receptor IKUSI DANFOSS TM70.13RX	USD 433,0	1	unidad	USD 433,0	Nivihe SA
26	Rele de sobrec TERMICO s10/12 160-630A SIEMENS 3RB2066-1MC2	USD 944,7	1	unidad	USD 944,7	Nivihe SA
27	Seccionador SENTRON. Sin fusible 4P TAMAÑO 5 ,1000A. SIEMENS 3KC0450-0RE00-0AA0	USD 890,8	1	unidad	USD 890,8	Nivihe SA
28	Telemando pupitre IKUSI DANFOSS TM70 213	USD 433,0	1	unidad	USD 433,0	Nivihe SA
29	Transmisor IKUSI DANFOSS TM70/2.13	USD 433,0	1	unidad	USD 433,0	Nivihe SA
30	Variador de frecuencia Altivar 71 315 Kw-380/480V 616 A TELEMECANIQUE ATV71HC40N4	USD 4.473,7	1	unidad	USD 4.473,7	Nivihe SA
31	Variador frec Micromaster SINAMIC G120C 25HP 18kW SIEMENS 6SL3210-1KE23-8UF1	USD 1.750,0	1	unidad	USD 1.750,0	Nivihe SA
32	Variador frec Micromaster SINAMIC G120C 75HP 56kw SIEMENS 6SL3210-1KE31-4AF1	USD 3.421,1	1	unidad	USD 3.421,1	Nivihe SA

21.7- MONTAJE

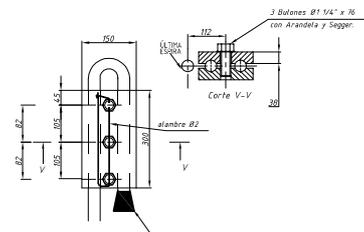
ITEM	DETALLE	PRECIO UNIT.	CANT.	UNIDAD	TOTAL	Proveedor
1	Maquinaria de izaje	USD 32.019,5	1	unidad	USD 32.019,5	Jaso
2	Transporte	USD 15.860,0	1	unidad	USD 15.860,0	Jaso
3	Mano de Obra	USD 81.393,0	1	unidad	USD 81393,0	Jaso

TOTAL**USD 512.458**

A = 19 esp. Paso 4/4 - 538.2 Rosca derecha
 B = 19 esp. Paso 4/4 - 538.2 Rosca izquierda

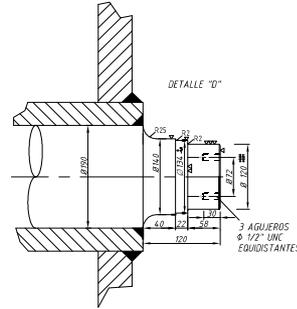


DETALLE DE UBICACION DE COSTURAS LONGITUDINALES

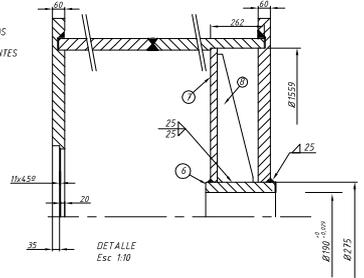


DETALLE C FIJACION DEL CABLE Esc. 1:5

DESHELIAR LOS CABLES DEL EXTREMO Y SOLDAR LOS EN BRONZE FUNDIDO



DETALLE "D"



DETALLE Esc. 1:10

NOTAS:

- 1- Antes de Soldar se debera precalentar a una temperatura de 110°C y se debe mantener la temperatura hasta el final.
- 2- Antes de Mecanizar se debera efectuar un Tratamiento Termico de Alivio de Tensiones a todo el Tambor.
- 3- Las Uniones de Vireolas con Bridas deberan examinarse por Tintas penetrantes

ESPECIFICACIONES DE CHAPA ESTRUCTURAL

F-26 IRAM-1AS 1500-42

ESPECIFICACIONES DE SOLDADURA

Para la Pasada de raza utilizar electrodos según AWS 7018
 Luego llenar con Arco Sumergido.

En el interior de las Vireolas eliminar la pasada de raza mediante metodo ARC AIR y llenar con Arco Sumergido.

ESPECIFICACIONES DE TERMINACION Y PINTURA

A- Eliminar todo vestigio de óxido mediante cepillado energético, con electroherramienta con cepillos de alambres.

B- Aplicar luego dos manos de antióxido al cromato de zinc aprobado por el IRAM, con espesor mínimo de cada capa seca de 50 micrones.

C- Terminar con dos manos de esmalte sintético (color a definir por el cliente), con espesor mínimo de cada capa seca de 50 micrones.

TOLERANCIAS GENERALES - UNIDADES COGNOS (DIN 7746.1 °C) y DIN 7748 °F											
±0.1	±0.2	±0.3	±0.4	±0.5	±0.6	±0.8	±1.0	±1.2	±1.5	±2.0	±3.0
0.13	0.25	0.38	0.51	0.64	0.76	1.02	1.27	1.52	1.90	2.54	3.81
0.005	0.010	0.015	0.020	0.025	0.030	0.040	0.050	0.060	0.075	0.100	0.150
0.13	0.25	0.38	0.51	0.64	0.76	1.02	1.27	1.52	1.90	2.54	3.81

Nº	Descripción	Material	Plazo	A	F	C	Reserva
9	Esquina de Ref. #162048015	F-26	-	✓			
7	Alivio de Refuerzo #0551417	F-26	-	✓			
6	Baja #255-141070410	F-26	-	✓			
5	Alivio #090482	SAE 4140	-	✓			
4	Brida lado Rodas #095045	F-26	-	✓			
3	Vireola #02 Ch.51401331657	F-26	-	✓			
2	Vireola #01 Ch.51401331657	F-26	-	✓			
1	Brida lado Arriba #095045	F-26	-	✓			

Esc. 1:10

 Proyecto Final 5514
 Roca de plano P507-74
 Revisión: 2
 Fecha: 15/11/2017
 Escala: 1:1