

Proyecto Final

Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Rosario

Año: 2011

Tema: Conformadora de chapa “Roll Forming”

Alumnos: Ceccarelli, Ezequiel – Vidal, Claudio

Profesor: Ing. Romeo, Alberto

Abstract

El proceso de conformado de una lámina metálica por “roll forming”, es uno de los tópicos más complejos dentro de la gama de formado de materiales por deformación en frío. El simple hecho de superar la tensión de fluencia del material a procesar, conlleva una ardua tarea de estudio. Sumado a esto, la deformación localizada de una chapa metálica en varios planos y direcciones, exige dos alternativas; utilizar métodos avanzados de cálculo, o simplemente orientarse por resultados obtenidos de la práctica o por medio de ensayos.

La ambición de diseñar un proceso de deformación de un material metálico, sumado a la escasez de información en la materia, condujo a consultar diferentes bibliografías relacionadas, hasta el hallazgo de un material específico del proceso en el que, con frecuencia, se recomienda el diseño siempre basado en la práctica. Cuestión que impulsó a obtener resultados experimentales por medio de ensayos, que permitieron alcanzar dos valores simples pero no menos importantes: momento torsor y fuerza radial de plegado. Tales valores, previo análisis, posibilitaron plantear condiciones de bordes realistas, disminuyendo así la incertidumbre latente en, por ejemplo, una simulación por elementos finitos.

Superada tal incertidumbre, se logró diseñar los elementos de máquinas, y plantear alternativas de diseño, utilizando como pilar fundamental los resultados del ensayo.

Finalmente, se obtuvo el diseño de una máquina conformadora de chapa, para fines residenciales, como techos de hogares; industriales, como techos y paredes de naves industriales; así como también para cilindros estructurales de silos de acopio. El resultado final es el desarrollo de una conformadora de alta gama, apta para altas producciones en serie, de alta velocidad de proceso, con gran capacidad de procesamiento de espesores y reducido consumo de energía. Características que la convierten en una máquina competitiva en el mercado actual, debido a que cuenta con un diseño difícil de encontrar.

Indice

Simbología	3
1. Introducción	7
a. Descripción del problema estudiado	7
b. Motivación	8
c. Objetivos	8
d. Alcance	9
e. Método a utilizar	10
2. Fundamentos Teóricos	12
a. Esfuerzos que se originan en el roll forming	12
b. Cálculo del N° de etapas	13
c. Cálculo de las tensiones admisibles en árboles	16
3. Ensayos	17
a. Objetivo	17
b. Desarrollo de la máquina de ensayos	17
1. Cálculo del número de etapas	17
2. Diseño del rodillo conformador	17
3. Diseño del prototipo	19
4. Fabricación de la máquina de ensayos	22
c. Ensayos	23
1. Probetas	23
2. Metodología del ensayo	23
3. Resultados de los ensayos	27
4. Desarrollo	31
a. Condiciones preliminares	31
b. Metodología	32
1. Cálculo del Número de etapas	32
2. Precálculo de esfuerzos	32

3.	<i>Cálculo del diámetro del árbol (apoyo rodillos)</i>	32
4.	<i>Diseño y cálculo de rodillos conformadores</i>	36
5.	<i>Velocidad de proceso</i>	44
6.	<i>Determinación de la potencia</i>	44
7.	<i>Distancia horizontal entre etapas</i>	51
8.	<i>Diseño de la transmisión entre etapas</i>	52
9.	<i>Selección de rodamientos</i>	53
10.	<i>Selección del reductor de velocidad</i>	57
11.	<i>Diseño y verificación de árboles</i>	59
12.	<i>Chaveteros</i>	67
13.	<i>Selección del motor eléctrico</i>	68
c.	<i>Diseño Final</i>	68
5.	<i>Resumen y discusión de resultados</i>	71
6.	<i>Apendice</i>	72
a.	<i>Bibliografía</i>	72
b.	<i>Agradecimientos</i>	73
7.	<i>Anexos</i>	
I.	<i>Resultados de los ensayos.</i>	
II.	<i>Memoria de cálculo.</i>	
III.	<i>Planos.</i>	

Simbología

a_{tr} :	Ancho faja superior de trapecio (aprox. trapezoidal)
a_{ch} :	alto chaveta reductor
b_0 :	Factor de tamaño
B_{1p} :	Ancho del diente del piñón
b_{ch} :	Ancho chapa conformada
b_{chA} :	Ancho de la chaveta
b_{chr} :	ancho chaveta reductor
b_r :	ancho rodillo conformador
b_{sep} :	ancho separador
b_{tr} :	Ancho inferior de trapecio (aprox. trapezoidal)
C :	Capacidad de carga dinámica del rodamiento
C_{i-1} :	Distancia entre centros de rolos en etapas $i - 1$
C_0 :	Capacidad de carga estática del rodamiento
C_p :	Diámetro exterior piñón
C_{sc} :	Coefficiente de seguridad de la cadena
C_{tr} :	Arista en ángulo α del trapecio
d :	Diámetro menor verif. árbol (NIEMANN)
D :	Diámetro mayor verif. árbol (NIEMANN)
D_{APC} :	Diámetro del árbol de precálculo
D_{AROD} :	Diámetro del árbol donde van montados los rodamientos
D_{AROL} :	Diámetro del árbol en donde va montado el rolo conformador
DF :	Factor N° de dientes transmisión a cadena
D_{maxp} :	Diámetro máximo de los rolos del prototipo
D_{medp} :	Diámetro medio de los rolos del prototipo
D_{minp} :	Diámetro mínimo de los rolos del prototipo
$D_{mR_{max}}$:	Diámetro máximo de los rolos hasta la fibra central de la chapa
$D_{mR_{min}}$:	Diámetro mínimo de los rolos hasta la fibra central de la chapa
D_{pc} :	Diámetro primitivo del piñón
DR_{max} :	Diámetro rolos máximo
DR_{med} :	Diámetro medio de los rolos de la conformadora
DR_{min} :	Diámetro rolos mínimo
D_{SRED} :	Diámetro árbol de salida del reductor (árbol hueco)
e :	N° de etapas calibradoras
E_p :	Diámetro exterior del cubo
f :	Coefficiente de terminación superficial (VALLANCE)
FC_A :	Factor de choque en árboles
fh :	Factor de altura (selección del motor)
F_p :	Ancho total del piñón
f_s :	Coefficiente de acabado superficial

FS_A :	Factor de seguridad en árboles
F_{sc} :	Factor de servicio de la transmisión a cadena.
ft :	Factor de temperatura (selección del motor)
F_{tc} :	Fuerza tangencial en el DPc
h_{ch} :	Alto de la chaveta
HD :	Distancia horizontal entre centros de rolos
h_o :	Altura de la onda
i :	Relación de reducción de la transmisión a cadena
L :	Distancia entre centros de rodamientos
L_{10h} :	Vida nominal del rodamiento en horas
L_{ARED} :	Largo árbol dentro del árbol hueco del reductor
LC :	Longitud de la cadena.
L_{uCH} :	Largo útil de la chaveta
Ma_{max} :	Momento torsor de selección del reductor
Mf_{xy} :	Momento flector en los árboles en el plano x-z
Mf_{xz} :	Momento flector en los árboles en el plano x-y
MF :	Factor de cadena múltiple
Mfc :	Momento flector combinado en los árboles
$Mf_{max_{i-1}}$:	Momento flector máximo en árbol de etapa i - 1
$Mift$:	Momento ideal de flexotorsión del árbol (verif.arbol)
$Mift_{i-1}$:	Momento ideal de flexotorsión del árbol de la etapa i - 1
Mt :	Momento torsor en los árboles (verif.arbol)
$Mt_{max_{i-1}}$:	Momento torsor máximo en árbol de etapa i - 1
Mt_{nec} :	Momento torsor necesario en primer arbol de cada módulo
Mt_o :	Momento torsor necesario para conformar una onda en una etapa
Mt_{RED} :	Momento torsor necesario a la salida del reductor
n :	Nº de etapas para fabricar una sólo onda
$N_{E_{i-j}}$:	Potencia necesaria para deformar la chapa
n_R :	Velocidad angular del rolo
n_t :	Nº total de etapas para conformar la chapa
P :	Carga dinámica equivalente
p :	Exponente que depende del tipo de rodamiento
p_o :	Paso de la onda
p_o :	Carga estática equivalente
PRC :	Carga de rotura de la cadena
$Pr_{o_{i-1}}$:	Carga radial sobre el rolo conformador debido al conformado en etapa i - 1
q :	Factor de corrección d/D distinto de 0,8 (NIEMANN)
r :	radio acuerdo rodamiento
R :	Radio de acuerdo verif. árbol (NIEMANN)
$R_{Ay_{i-1}}$:	Reacción sobre el rodamiento lado transmisión de etapa i - 1 en eje y
$R_{Az_{i-1}}$:	Reacción sobre el rodamiento lado transmisión de etapa i - 1 en eje z

$R_{By\ i - 1}$:	Reacción sobre el rodamiento lado opuesto a transmisión de etapa $i - 1$ en eje y
$R_{Bz\ i - 1}$:	Reacción sobre el rodamiento lado opuesto a transmisión de etapa $i - 1$ en eje z
R_{RA} :	Reacción resultante sobre el rodamiento A
R_{RB} :	Reacción resultante sobre el rodamiento B
s :	factor de forma
S_0 :	Factor de seguridad estático
s_1 :	Distancia del centro del rodamiento al borde
t :	Espesor de chapa
VD :	Distancia vertical entre centros de rolos
v_p :	Velocidad de proceso
w :	Cantidad de ondas por etapa
z :	factor de perforado
z_o :	Cantidad de ondas en una chapa conformada
z_p :	Cantidad de dientes del piñón
α :	Angulo de plegado
α_0 :	Relación entre tensiones admisibles (flexión, torsión) del diagrama de smith según el estado de carga,
β_k :	Coefficiente de entalla
ΔD_R :	Incremento en el diámetro de los rolos entre etapas
η_{red} :	Rendimiento del reductor
η_{TC} :	Rendimiento de la transmisión a cadena
σ_{admA} :	Tensión normal admisible del árbol
σ_{admAH} :	Tensión admisible para árboles según Hanchen
σ_{admAN} :	Tensión admisible para árboles según Niemann
$\sigma_{ADM\text{APLCH}}$:	Tension de aplastamiento admisible de la chaveta
σ_{admAV} :	Tensión admisible para árboles según Vallance
σ_{bwk10} :	Resistencia a la fatiga alternativa (flexión) para una probeta de diámetro 10
σ_{fA} :	Tensión de fluencia de los árboles
σ_{fCH} :	Tensión de fluencia de la chapa
$\sigma_{f\text{chav}}$:	Tensión de fluencia de la chaveta
σ_{fR} :	Tensión de fluencia del rolo
σ_{RA} :	Tensión de rotura de los árboles
σ_{RCH} :	Tensión de rotura de la chapa
$\sigma_{R\text{chav}}$:	Tension de rotura de la chaveta
σ_{RR} :	Tensión de rotura del rolo
τ_{admA} :	Tensión tangencial admisible del árbol
τ_{admch} :	Tensión tangencial admisible de la chaveta
φ :	Relación de tensiones adm. Del mismo signo según teoría de rotura

1. Introducción

a) Descripción del problema estudiado

En este proyecto, se estudiará el diseño de una conformadora de chapa con perfil sinusoidal tipo A-1086, utilizada en la construcción de viviendas, naves industriales y silos de acopio.

Silos: Son estructuras diseñadas para almacenar granos y otros materiales a granel; son parte integrante del ciclo de acopio de la agricultura. Los más habituales poseen forma cilíndrica. Pueden ser subterráneos o aéreos (ver Fig. 1).

Están compuestos por el techo de forma cónica, la base de forma plana o cónica y el cuerpo de geometría cilíndrica.

El cuerpo, que es la parte del silo donde se aplicaría este producto terminado, está formado por chapas galvanizadas sinusoidales unidas entre sí por medio de una o más hileras de bulones verticales. Sus dimensiones varían según la capacidad de almacenaje. Se construyen silos desde 13Tn hasta 10000TN de trigo; con diámetros que oscilan desde 2,5m hasta 27,5m (radios de curvatura entre 1.25 a 13,75).

Los espesores de chapa que se utilizan, dependen de la ubicación en altura de la fila de chapas, ya que a mayor profundidad, se encontrará mayor presión; en general, las chapas para silos utilizadas van desde la N° 20 (0,9mm) hasta la N°18 (1,25mm).

El largo de las chapas para silos es variable según el diseño del mismo, pero en general se utilizan chapas de longitud de arco entre 2,5m hasta 3m y ancho de aproximadamente 1m.



Fig. N°1 Silos subterráneos y aéreos

Techos: Para uso doméstico, se utilizan chapas galvanizadas de perfil sinusoidal (ver Fig. N°2) N°24 (0,56mm de espesor) a N°27 (0,40mm de espesor) con largos de hasta 13,5m y anchos de hasta 1,1m. En naves industriales, los largos pueden ser aún mayores dependiendo de las necesidades del cliente.

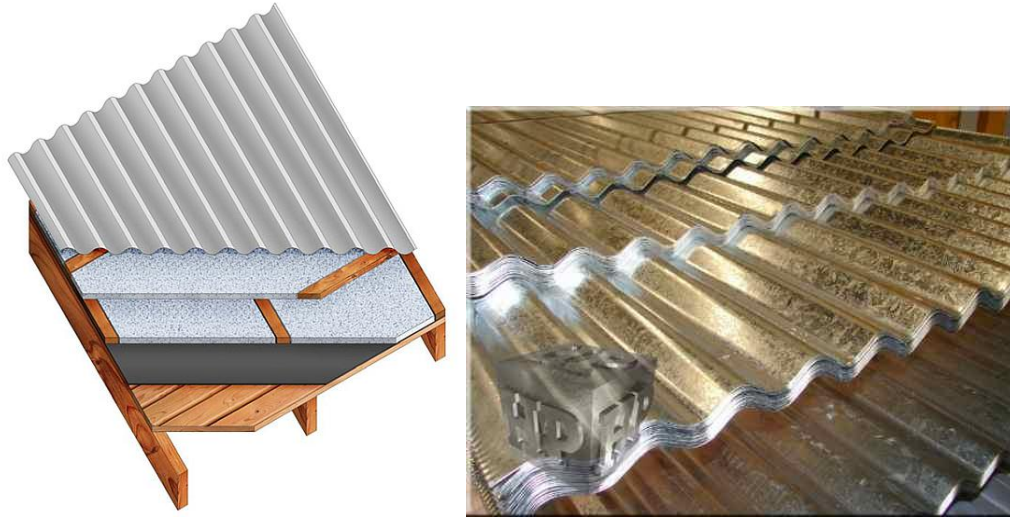


Fig. N°2 Chapas para techos

b) Motivación

Surge a partir del interés de estudiar el proceso de deformación plástica de un material, sumado a la falta de desarrollo, en el mercado, de este tipo de proceso continuo. Durante la búsqueda de información, se han hallado diversos ejemplos de este proceso, que permitieron notar una gran variedad de diseños sin seguir patrón alguno.

c) Objetivos

- Desarrollar un proceso de conformado continuo de alta producción.
- Analizar las variables intervinientes.
- Encontrar la ley que gobierna el proceso respaldándonos en ensayos y cálculos.
- Optimizar el proceso.
- Diseñar una conformadora, con una velocidad de proceso superior a las convencionales.

d) Alcance

En la figura N°3, se detallan las distintas etapas del proceso que intervienen para la obtención del producto final.

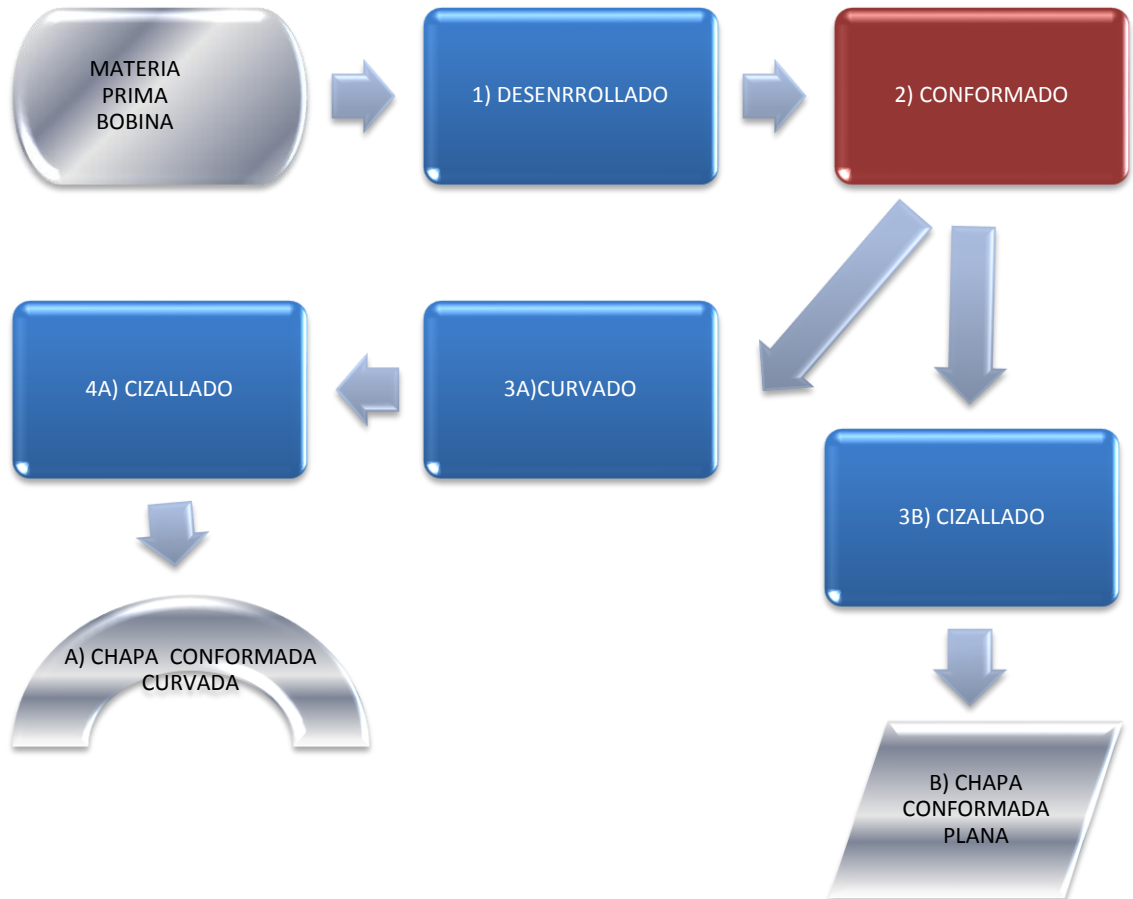


Fig. N° 3 – Etapas en un proceso de conformado

Dentro de estas etapas, nos limitaremos sólo al estudio de la parte de conformado del perfil (etapa N°2).

El estudio cubrirá el diseño y desarrollo de los elementos intervinientes del sistema, de manera que cumplan con las especificaciones de confiabilidad y de proceso.

Para este proyecto, se adoptarán las siguientes condiciones:

CONDICION	VALOR	UNIDAD
CARBONO	0,25	%
TENSION FLUENCIA	34,7	Kp/mm ²
TENSION ROTURA	42,8	Kp/mm ²
ALARGAMIENTO ROTURA	12,0	%
ESPESOR	0,4/1,25	mm
ANCHO TOTAL	1086	mm
ANCHO UTIL	1026	mm
PASO ONDA	76	mm
ALTURA ONDA	18	mm



Fig. N°4 – Chapa perfil sinusoidal A-1086

e) Método a utilizar:

El conformado de chapas puede llevarse a cabo de formas muy variadas, a saber: plegado, estampado, embutido, **roll forming**. Este último, presenta múltiples ventajas sobre los demás como: continuidad del proceso, variedad dimensional del producto, velocidad de producción.

Roll forming es un proceso continuo de conformado en el cual, la materia prima (chapa plana) atraviesa distintas etapas compuestas por rodillos conformadores que deforman progresivamente la chapa, hasta obtener el perfil deseado (fig. N°5 y 6)

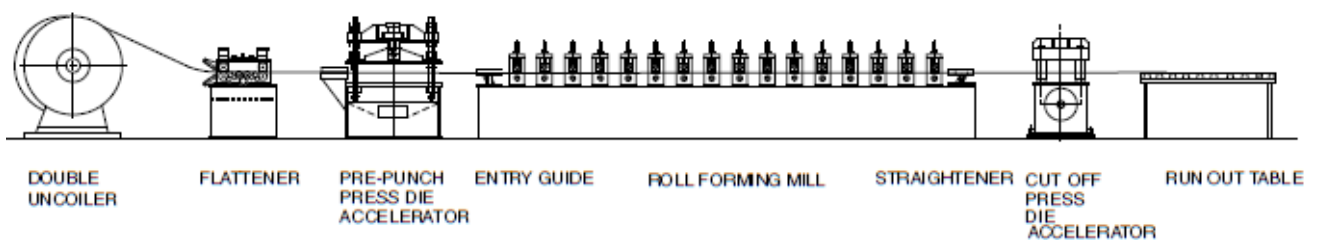


Fig. N°5 Estación de conformado por roll forming

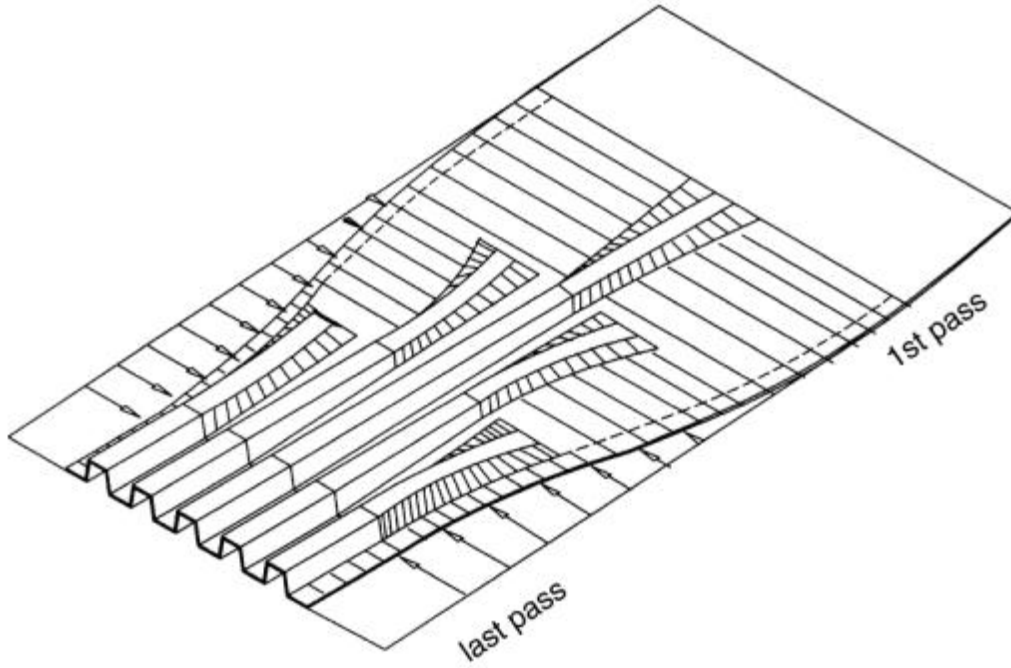


Fig. N°6 Deformación progresiva en roll forming

2. Fundamentos teóricos

1) Los esfuerzos que se originan en el proceso de roll forming son variados y complejos, ya que el conformado produce deformaciones plásticas localizadas difíciles de formular matemáticamente.

A continuación, se detallán las deformaciones que se producen:

a) Deformación transversal: Es la deformación más importante e indispensable para obtener el perfil deseado (ver Fig. N°7)

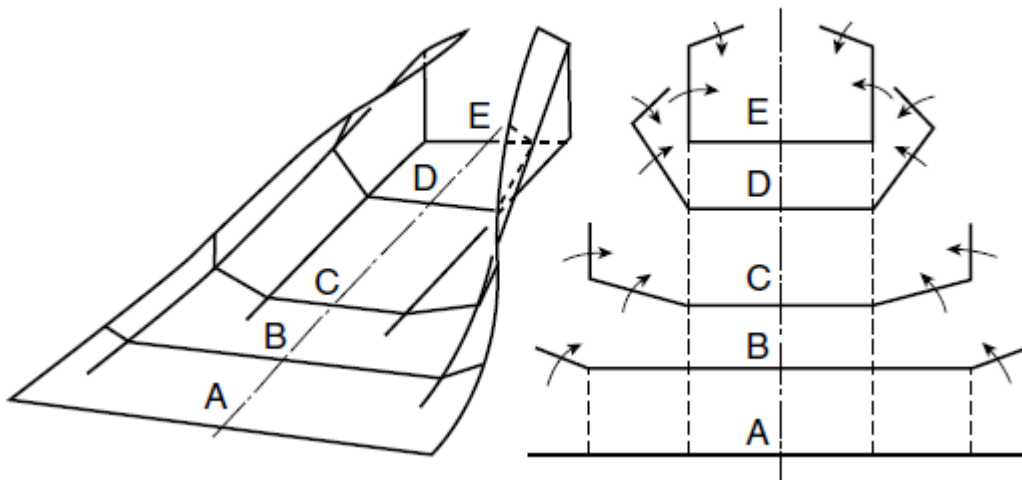


Fig. N°7 deformación transversal

b) Deformaciones asociadas: Serían el conjunto de deformaciones que aparecen como resultado de la deformación principal transversal (fig. N°8).

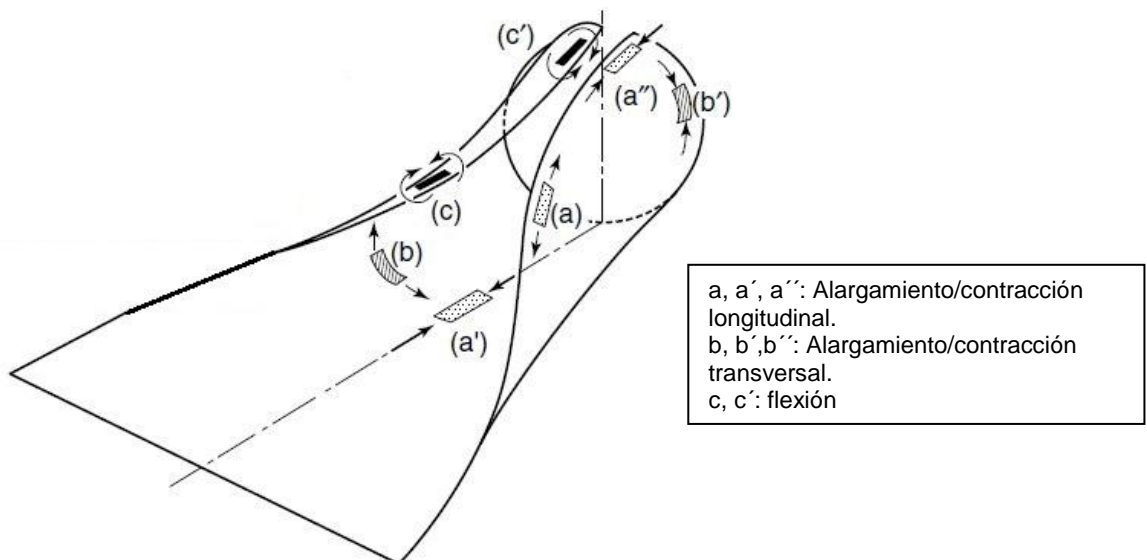


Fig. N°8 Deformaciones asociadas

Lo citado anteriormente, sumado a que tales deformaciones son simultáneas, localizadas y plásticas, pone de manifiesto la conveniencia de obtener resultados experimentales.

2) Cálculo del número de etapas (Roll forming Handbook – G.T.Halmos, pág.5-64)

No existe un método exacto para el cálculo del número de etapas necesarias para conformar un perfil. El número de etapas necesarias depende de diversos factores, incluyendo el costo total de la máquina; a continuación, se describen algunos de esos factores:

- a- *Espesor del material*: Contrario a la intuición, cuanto menor es el espesor de la lámina a conformar, mayor deberá ser el número de etapas, debido a que en el proceso, surgen tensiones de compresión, que serán mayores al ir disminuyendo el número de etapas. Si la chapa no posee la esbeltez suficiente, puede abollarse produciendo un defecto conocido como “waving” (ver fig.Nº9)

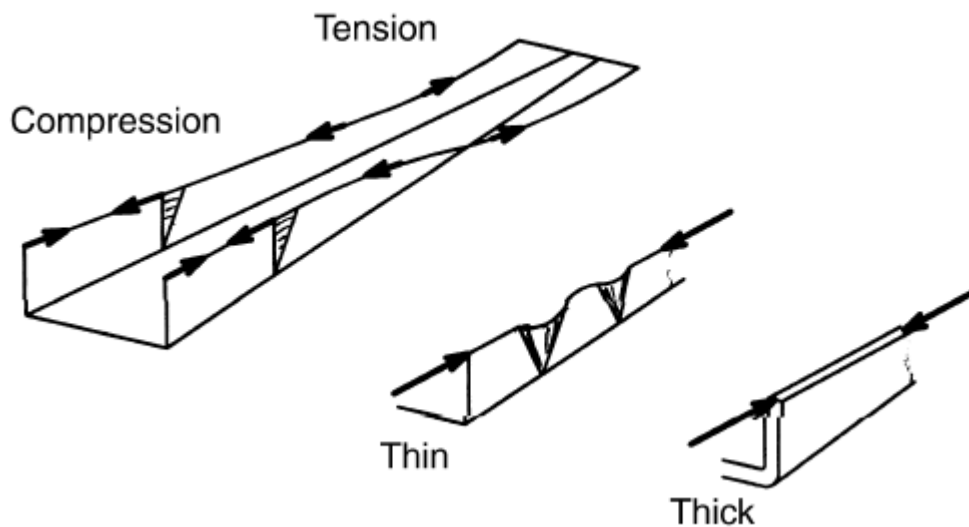


Fig.Nº9 – Influencia del espesor de chapa en la cantidad de etapas

- b- *Continuidad de la chapa a conformar*: Cuando la chapa a conformar es continua (se parte de una bobina), se tiene un flujo suave de material entre cada etapa. No ocurre lo mismo cuando la chapa es precortada, el perfil conformado tiende a volver a su configuración inicial (efecto resorte “spring back”), lo que obliga a aumentar el número de etapas.
- c- *Agujeros y ranuras*: en el proceso de roll forming, se pueden agregar, además del conformado, procesos como agujereado o ranurado. Procesos que demandarán

más etapas encargadas de realizar dichos procesos tecnológicos (caso que no aplica a este diseño)

La tensión a la que está sometida una chapa cuando se la conforma responde a la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{e^2 E (1 - \cos \alpha)}{l^2}$$

Donde

σ : Tensión máxima a la que está sometida la chapa

e : ala libre en el plegado

E : módulo de elasticidad del material

α : ángulo de plegado

l : longitud de la chapa

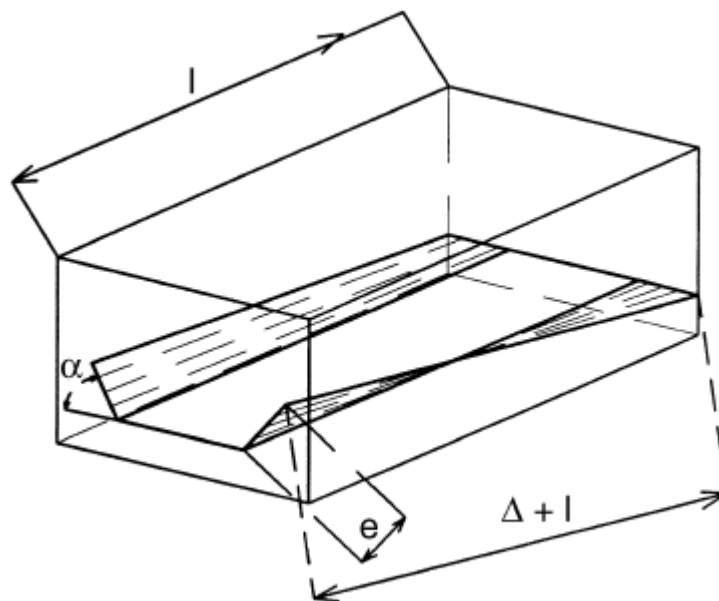


Fig.N°10 – Tensión de plegado

Basado en la ecuación anterior, limitando la tensión máxima a la que está sometida la chapa a conformar, Halmos desarrolló una formulación empírica para el cálculo del número de etapas, para lo cual tuvo en cuenta lo desarrollado en a), b) y c).

$$n = \left[\left(3,16h_o^{0,8} + \frac{0,05}{t^{0,87}} + \frac{\alpha}{90} \right) \left(\frac{\sigma_{fCH}^{2,1}}{40\sigma_{RCH}} \right)^{0,15} \right] S \cdot (1+0,5Z) + e + x + 5zs$$

donde:

n: N° de etapas

h_o: altura máx.de la sección (altura de onda)

t: espesor del material a conformar

α: ángulo de plegado

σ_{fCH} : Tensión de fluencia de la chapa

σ_{RCH} : Tensión de rotura de la chapa

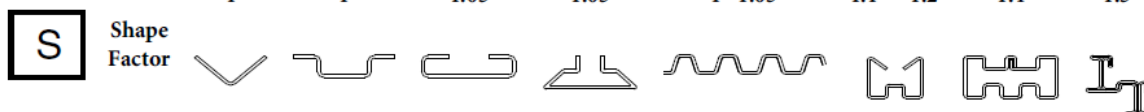
s: factor de forma

z: factor de perforado

e: N° de etapas calibradoras

f: factor de tolerancia

Con respecto a “s” (factor de forma), como su nombre lo indica, depende de la geometría final a conformar en la lámina metálica y se obtiene de la siguiente tabla:

Shape Factor	1	1	1.05	1.05	1-1.05	1.1 - 1.2	1.4	1.5
								

El factor “f” es un factor de tolerancia, depende de la exactitud dimensional que se requiera en el perfil final, se puede obtener de la siguiente tabla:

Tipo de precisión	f
Baja (construcción)	0
Medio	0,5 - 1
Ajustado (automotriz)	1,1 - 1,7
Extremadamente ajustado	1,9 - 2

3) Cálculo de las tensiones admisibles en árboles

Con el objeto de comparar resultados y verificar los elementos de máquinas a la fatiga, se aplican las teorías desarrolladas por Niemann, Hanchen y Vallance.

a- Niemann:

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

donde:

σ_{admAN} : Tensión admisible según Niemann

σ_{bWK10} : Resistencia a la fatiga alternativa (flexión) para una probeta de diámetro 10

b_0 : Factor de tamaño

F_{SA} : Factor de seguridad en árboles

F_{CA} : Factor de choque en árboles

b- Hanchen:

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot f_s}{\beta_K \cdot F_{CA}}$$

donde:

σ_{admAH} : Tensión admisible según Hanchen

σ_{bWK10} : Resistencia a la fatiga alternativa (flexión) para una probeta de diámetro 10

b_0 : Factor de tamaño

f_s : Coeficiente de acabado superficial

β_K : Coeficiente de entalla

F_{CA} : Factor de choque en árboles

c- Vallance:

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_K \cdot F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

donde:

σ_{admAV} : Tensión admisible según Vallance

σ_{bWK10} : Resistencia a la fatiga alternativa (flexión) para una probeta de diámetro 10

β_K : Coeficiente de entalla

f : Coeficiente de terminación superficial

F_{SA} : Factor de seguridad en árboles

F_{CA} : Factor de choque en árboles

3. Ensayos

Con el objetivo de obtener resultados experimentales, se fabricó un prototipo de ensayo. Para el diseño del mismo, se aproximó el perfil sinusoidal a un perfil trapezoidal, dada la dificultad de mecanizar un perfil curvilíneo (fig. N°11)

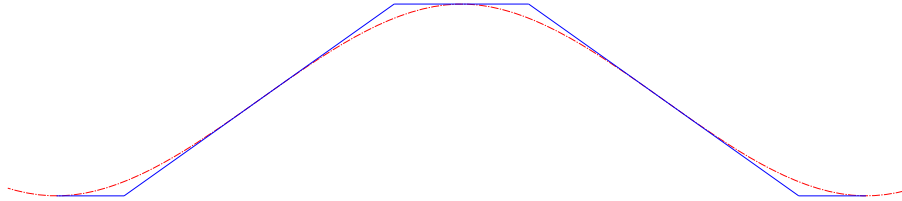


Fig. N°11 Aproximación trapezoidal

a) **Objetivo:**

El objetivo del ensayo fue determinar el momento torsor necesario para conformar el perfil sinusoidal en la chapa. Otro objetivo fue determinar los esfuerzos que se originan en el proceso de conformado.

b) **Desarrollo del prototipo:**

A continuación, se describe el desarrollo seguido en el diseño del prototipo.

b.1. Cálculo del número de etapas: se calculó el número de etapas según el método desarrollado por G.Halmos en su libro Roll Forming Handbook. Tal método está basado en la experiencia del autor y responde a la siguiente ley:

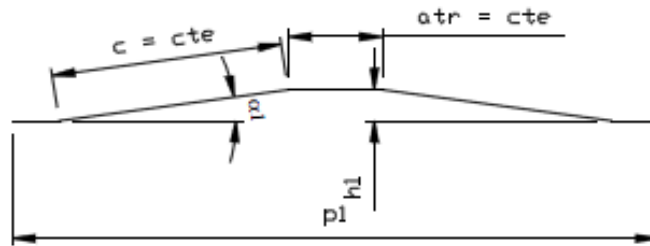
El número de etapas calculado fue:

$$n = 4 \text{ etapas}$$

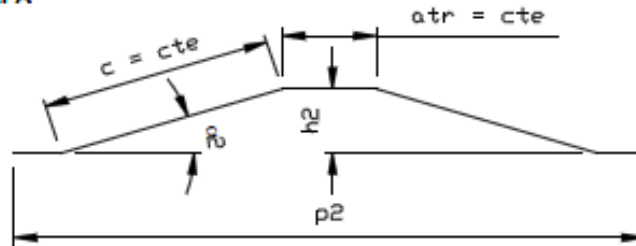
Es decir, se necesitará hacer pasar a la chapa por 4 rolos para obtener el perfil final.

b.2. Diseño del rolo conformador: La tensión a la que está sometida la chapa es proporcional al ángulo de plegado (Roll forming handbook p.5-69). Por lo tanto, para que en cada paso existan los mismos esfuerzos, se deberá dividir el ángulo de plegado por el número de etapas (ver fig. N°12):

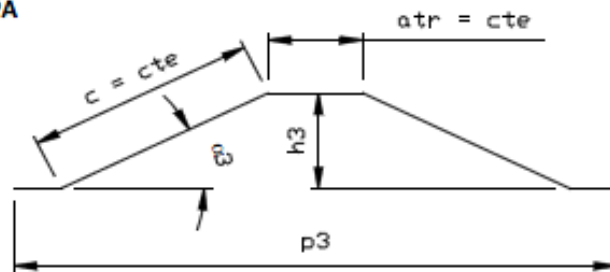
1° ETAPA



2° ETAPA



3° ETAPA



4° ETAPA

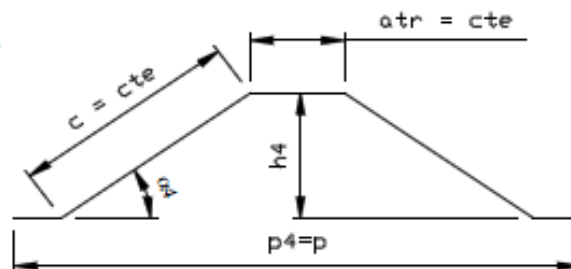


Fig. N°12 Evolución de la geometría del perfil trapezoidal

Se obtuvieron los siguientes valores:

Paso	$\alpha(^{\circ})$	$b_{tr} (mm)$	$c_{tr} (mm)$	$h_o (mm)$	$p_o (mm)$
1	9	26,5	30,62	5	113
2	18	26,5	30,62	9	111
3	27	26,5	30,62	14	107
4	36	26,5	30,62	18	76

Se optará desarrollar una máquina de ensayos con la geometría de la etapa 1, tomando como hipótesis que, como el esfuerzo de conformado (por ende el

torque) depende del incremento del ángulo entre etapas, el mismo será constante entre etapas. Sólo quedaría variable el esfuerzo radial que se origina en los rolos, pero debido a que la etapa 1 es la que posee menor ángulo, la misma será la más solicitada radialmente (fig. N°13).

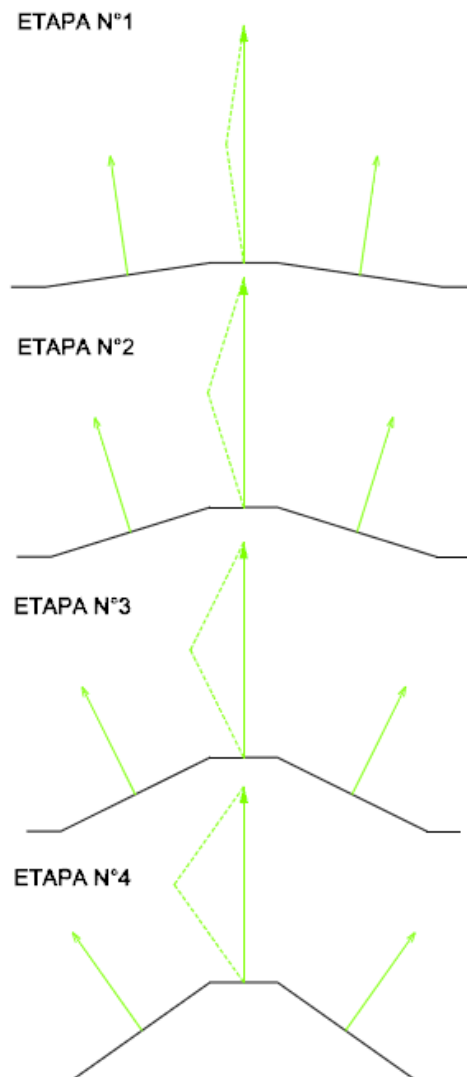


Fig. N°13 – Esfuerzos radiales en los perfiles trapecoidales

b.3. Diseño del prototipo: Se desarrolló el prototipo en formato 3D usando el software SOLIDWORKS. Dada la escasez de información, se adoptaron la mayoría de las dimensiones y elementos estándares, excepto el diámetro de los árboles basado en el método enunciado por Halmos en su libro (Pag.2-24).

$$D_A = 1,46 \left[0,173^3 \sqrt{L} + 0,47 + 0,7.a.b.c.d.e.f.g.h.n.\sqrt{t}.\sqrt[6]{\frac{\sigma_f}{50}} \right]^4$$

Donde

D_A : Diámetro del árbol

L: Long.del arbol ocupada por los rolos

a: coeficiente que tiene en cuenta la longitud del plegado

b: coeficiente del tipo de plegado

c: coeficiente según la forma de la ranura

d: coeficiente según la seccion de la ranura

e: coeficiente según el ángulo inicial de plegado

f: coeficiente según repartición de cargas sobre el árbol

g: coeficiente según el ancho libre de plegado

h: coeficiente según radio de plegado

n: número de plegados en el paso

El diámetro del árbol calculado fue:

$$D_A = 45\text{mm}$$

Se exhibe el diseño final en las figuras N°14, 15 y 16

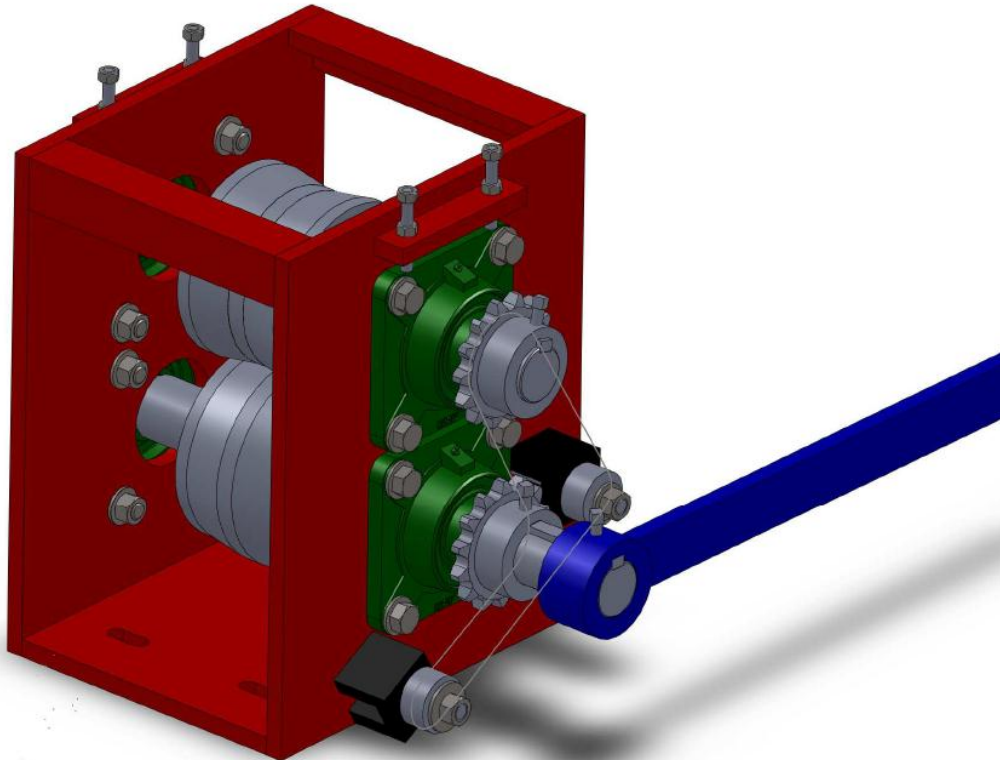


Figura N°14 – Vista general de la máquina de ensayos

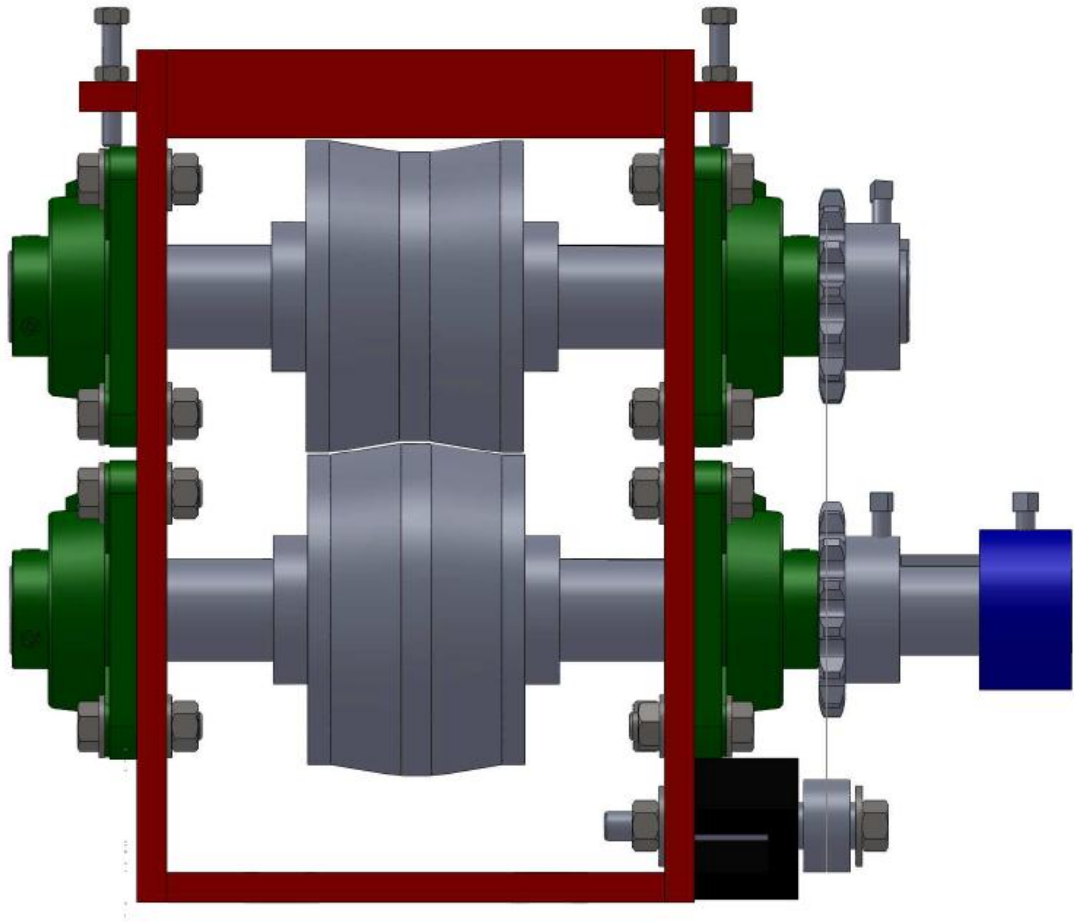


Figura N°15 – Vista de la máquina de ensayos

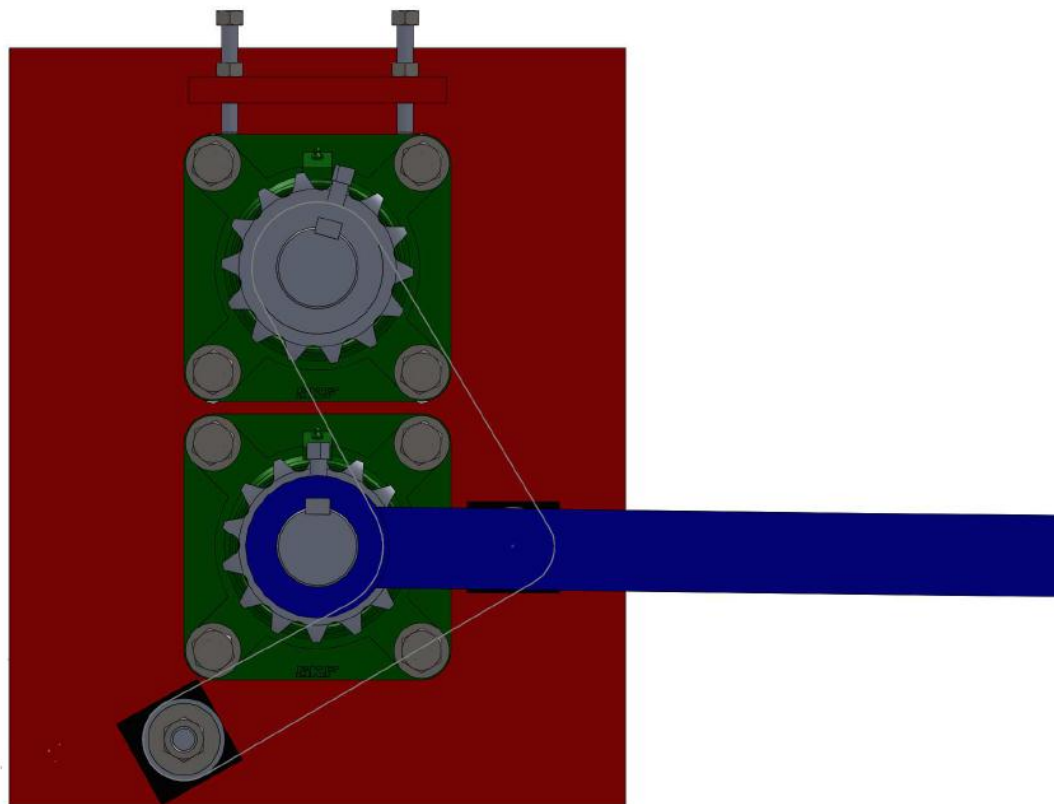


Figura N°16 – Vista de la máquina de ensayos

b.4. Fabricación del prototipo: Una vez obtenidos los planos, se fabricó el prototipo en el taller de mecanizado “Talleres EMATA” (ver fig. N°17, 18).

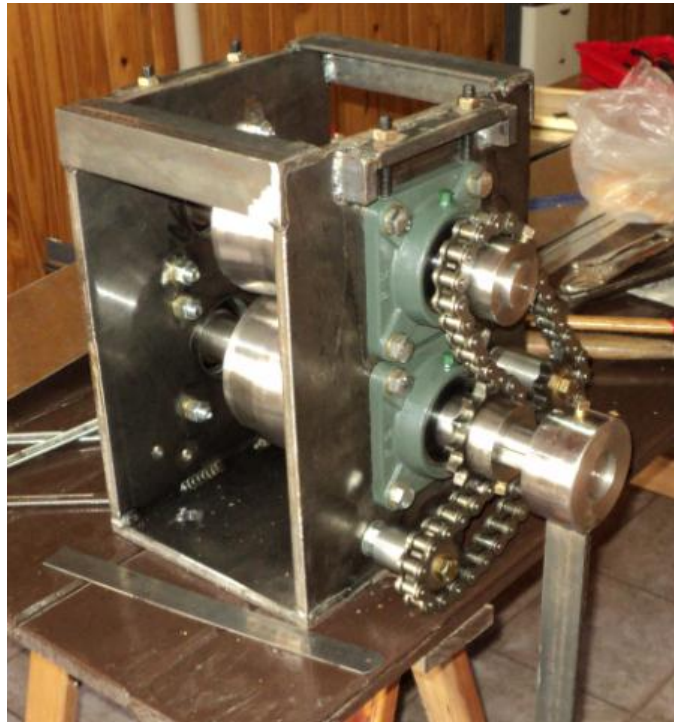


Fig. N°17 – Fabricación de la máquina de ensayos

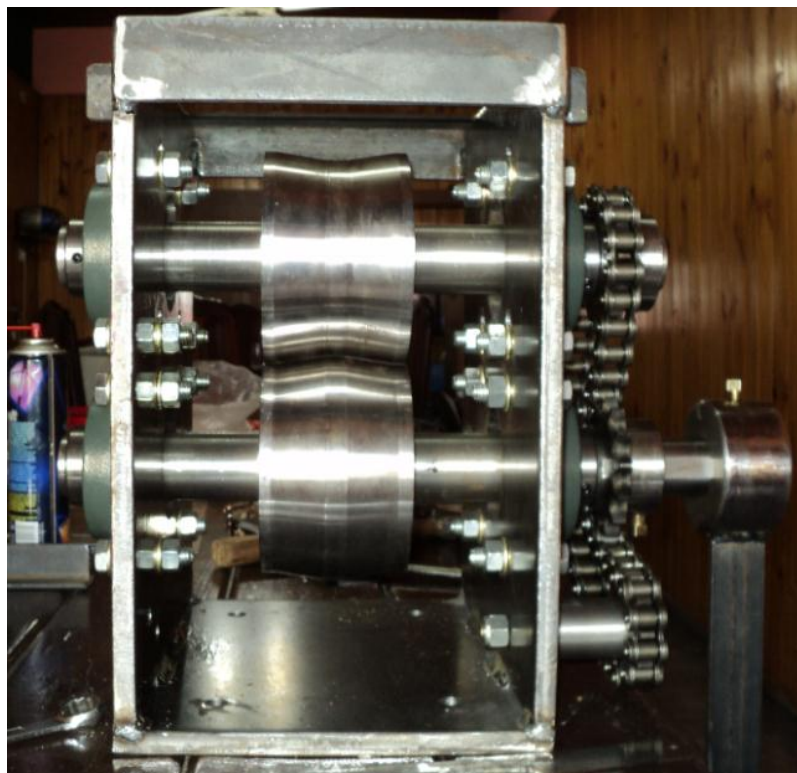


Fig. N°18 – Fabricación de la máquina de ensayos

c) **Ensayos:** Una vez fabricada la máquina de ensayos, se procedió a llevar a cabo los ensayos.

c.1. **Probetas:** Se fabricaron probetas de 3 espesores diferentes con el objeto de obtener por ensayo, el torque necesario para conformar el perfil deseado. Las probetas fueron cortes de chapa con las siguientes dimensiones:

Probeta N°	Calibre BWG	Espesor (mm)	Ancho (mm)	Largo(mm)
1	27	0,4	200	1400
2	25	0,5	200	1400
3	18	1,25	200	1000

Los espesores fueron elegidos de manera tal de poder identificar la variación de los esfuerzos dentro de los límites impuestos por las condiciones de borde.

c.2. **Metodología del ensayo:**

c.2.1. *Ensayo de torque:* La máquina de ensayos dispone de una palanca con distintas posiciones radiales, donde se disponen los puntos de acción de las fuerzas del ensayo. El ensayo se realiza con una carga variable (previo conformado inicial de la probeta), dicha carga está compuesta por un recipiente con agua, que se va llenando progresivamente, con la palanca dispuesta a 90° con respecto a la cara lateral del prototipo. Detrás de la palanca, se instala una escala graduada en mm cuya función es medir la posición relativa de la palanca con respecto a la superficie de referencia donde se fija dicha escala. Primeramente, se balancea la palanca, colocando un peso que produzca una cupla opuesta a la que genera el propio peso de la palanca, (recipiente con agua situado del lado opuesto a la carga variable). Se comienza a llenar el recipiente con agua, y se observa la posición relativa de la palanca con la escala graduada. Cuando la palanca acusa movimiento, se interrumpe el ensayo. Luego se toma el recipiente con agua y se lo pesa en una balanza. Tal valor, multiplicado por el brazo de palanca “L”, será el torque necesario para conformar la chapa del espesor ensayado (ver fig.N°19).

Se repite varias veces el ensayo con distintos espesores de chapa y se registran los valores.

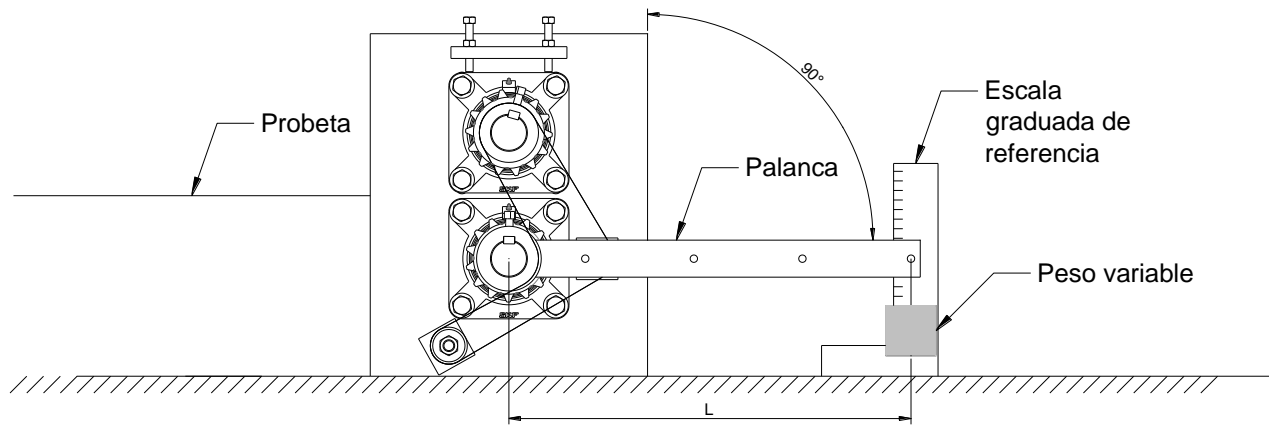


Fig.N°19 – Ensayo de torque

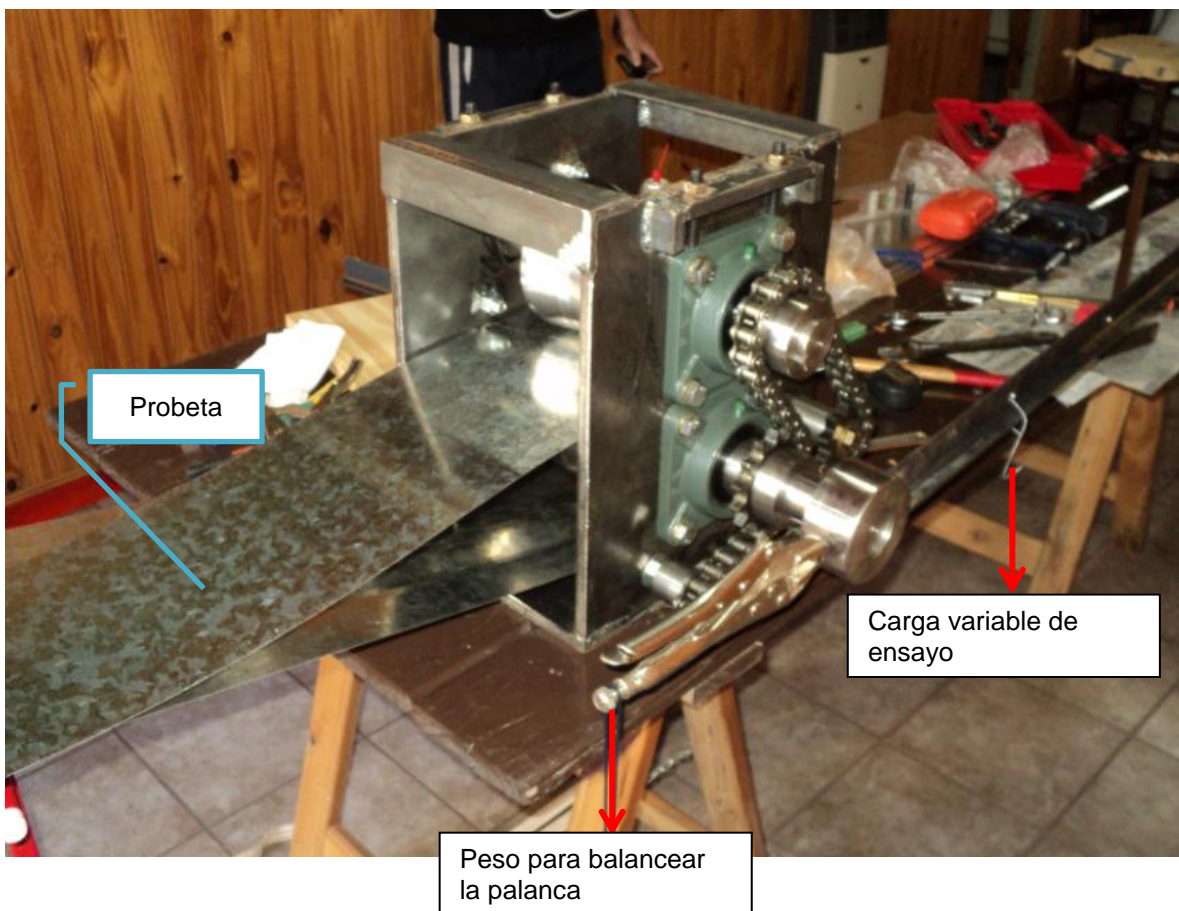


Fig. N°20 – Metodología del ensayo

c.2.2. *Ensayo de fuerza radial:* Se comienza a conformar, accionando manualmente la palanca, una probeta del espesor que se desea ensayar. Se aflojan los bulones “b” (fig. N°21) que retienen el soporte de rodamientos superior, se retraen los posicionadores “p” de manera que no obstruyan al soporte en su desplazamiento vertical. Se apoya un comparador en la cara superior del soporte de rodamientos y se lo tara en cero. Se coloca una carga variable (relativamente elevada) en el árbol superior. Se comienza a ensayar manualmente la chapa y se verifica que el comparador no acusе movimiento (en caso de acusar desplazamiento del soporte, se deberá incrementar la carga). Mientras se ensaya la probeta, se comienza a disminuir la carga variable hasta que el comparador acusе movimiento. Se pesa la carga variable en una balanza, y se registra el valor. Dicho valor, será el esfuerzo radial vertical al que está sometido el rodamiento. Se repite el ensayo para los otros espesores de probeta.

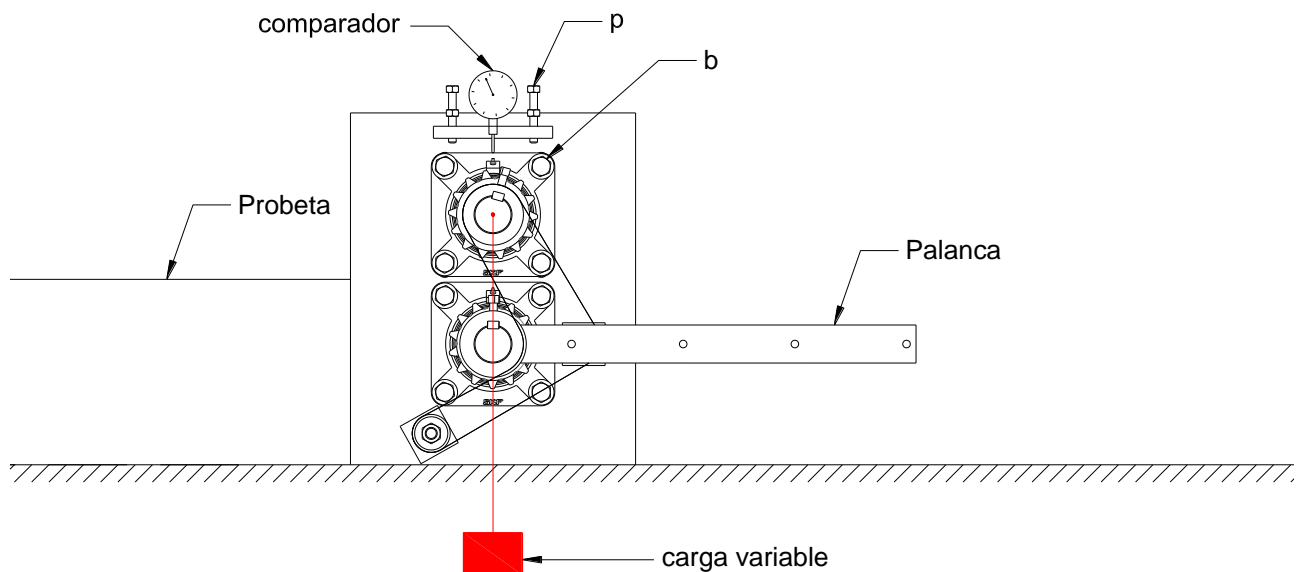


Fig. N°21– ensayo de fuerza radial

Para obtener el esfuerzo radial en el rodillo conformador, se deberán registrar los pesos de los elementos actuantes (previo al ensayo), a saber: piñón (Q_p), rodamiento + soporte (Q_{rod}), rolo conformador (Q_{rol}) y el árbol (Q_{arbol}). Entonces la fuerza radial será (Fig. N°22)

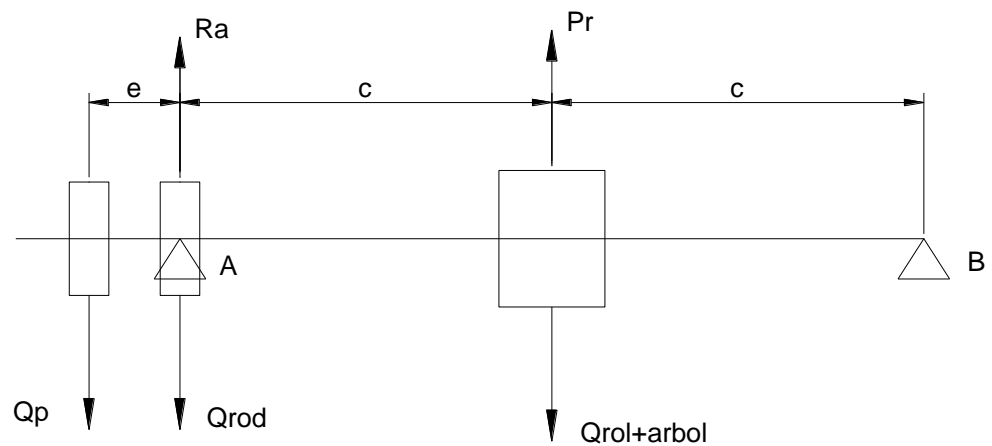


Fig. N°22 – Determinación de la fuerza radial en el rolo

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -Qp(e + 2c) + (Ra - Qrod)(2c) + (Pr - Qrol - Qarbol)c = 0$$

$$Pr = \frac{Qp(e + 2c) - (Ra - Qrod)(2c)}{c} + Qrol + Qarbol$$

donde:

Qp: Peso del piñon

Qrod: Peso soporte de rodamientos

Qrol: Peso del rolo

Qarbol: Peso del árbol

Ra : Reacción en A (Valor obtenido en el ensayo)

Pr: Fuerza radial en el rolo

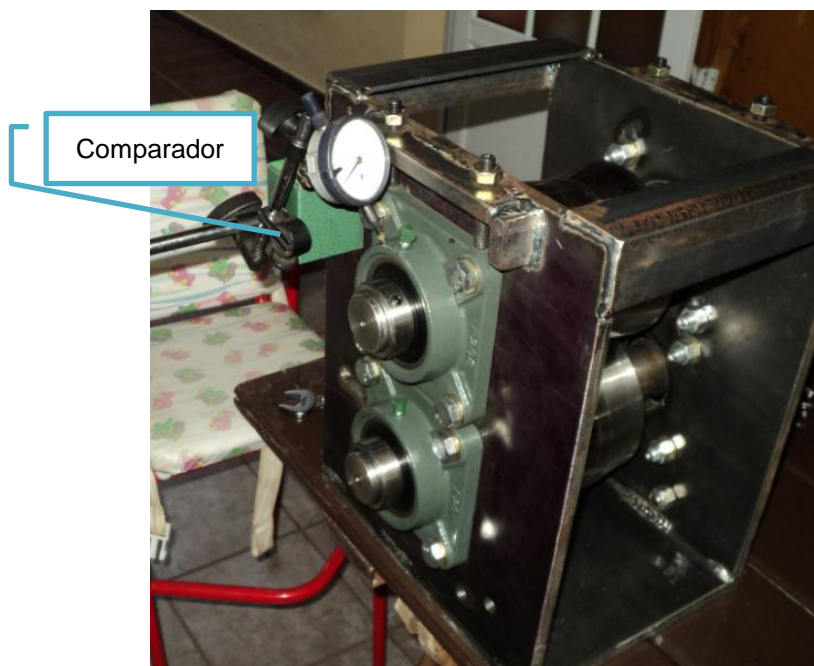


Fig. N°23 – Ensayo de fuerza radial

c.3. Resultados del ensayo:

Se realizaron “n” ensayos en cada espesor de probeta, los valores fueron registrados y se calcularon los siguientes parámetros estadísticos:

$$\text{Valor medio} \rightarrow \bar{x} = \frac{\sum x}{n}$$

$$\text{Desvío estandar} \rightarrow \sigma = \sqrt{\frac{\sum(x - \bar{x})^2}{n - 1}}$$

Con éstos valores, se puede calcular el intervalo de confianza, aceptando la distribución como una distribución normal, con un nivel del 95% de la siguiente forma:

$$IC = \left[\bar{x} - 1,96 \left(\frac{\sigma}{\sqrt{n}} \right); \bar{x} + 1,96 \left(\frac{\sigma}{\sqrt{n}} \right) \right]$$

De esta manera, se asegurará que el 95% de las probetas ensayadas presentarán sus valores de momento torsor y/o fuerza radial dentro de ese intervalo.

c.3.1. *Ensayo de torque:* En el siguiente gráfico (fig. N°24) se exhiben los resultados del ensayo.

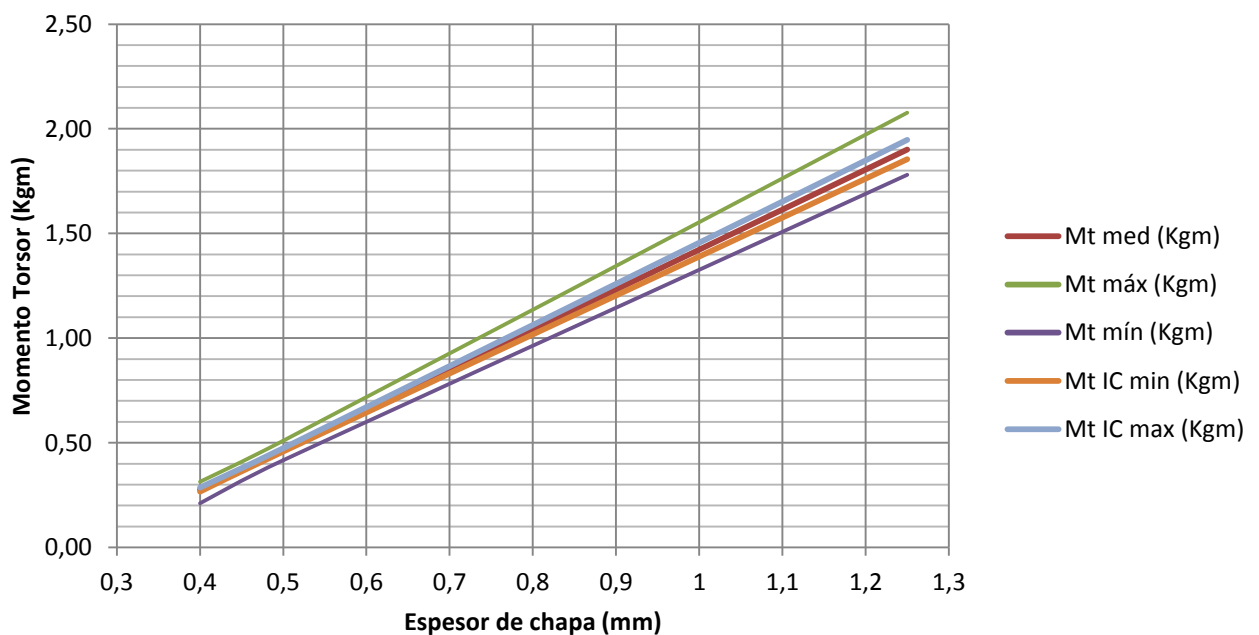


Fig.N°24 – Resultados del ensayo de torque

En este gráfico, se puede observar la linealidad del momento torsor con el espesor de la probeta.

En la siguiente tabla, se presenta el resumen los resultados de los ensayos:

CHAPA	27	25	18
ESPEJOR (mm)	0,4	0,5	1,3
Mt med (Kgm)	0,28	0,47	1,90
Mt máx (Kgm)	0,31	0,51	2,08
Mt mín (Kgm)	0,21	0,42	1,78
IC (Kgm)	0,01	0,01	0,05
Mt IC min (Kgm)	0,27	0,46	1,85
Mt IC max (Kgm)	0,29	0,47	1,95

Como conclusión, el valor del torque máximo obviamente se obtiene con la probeta de chapa 18. Valor que se tomará como condición de borde para el diseño del proceso.

c.3.2. *Ensayo de esfuerzo radial:* En la figura N°25 se exponen los resultados del ensayo.

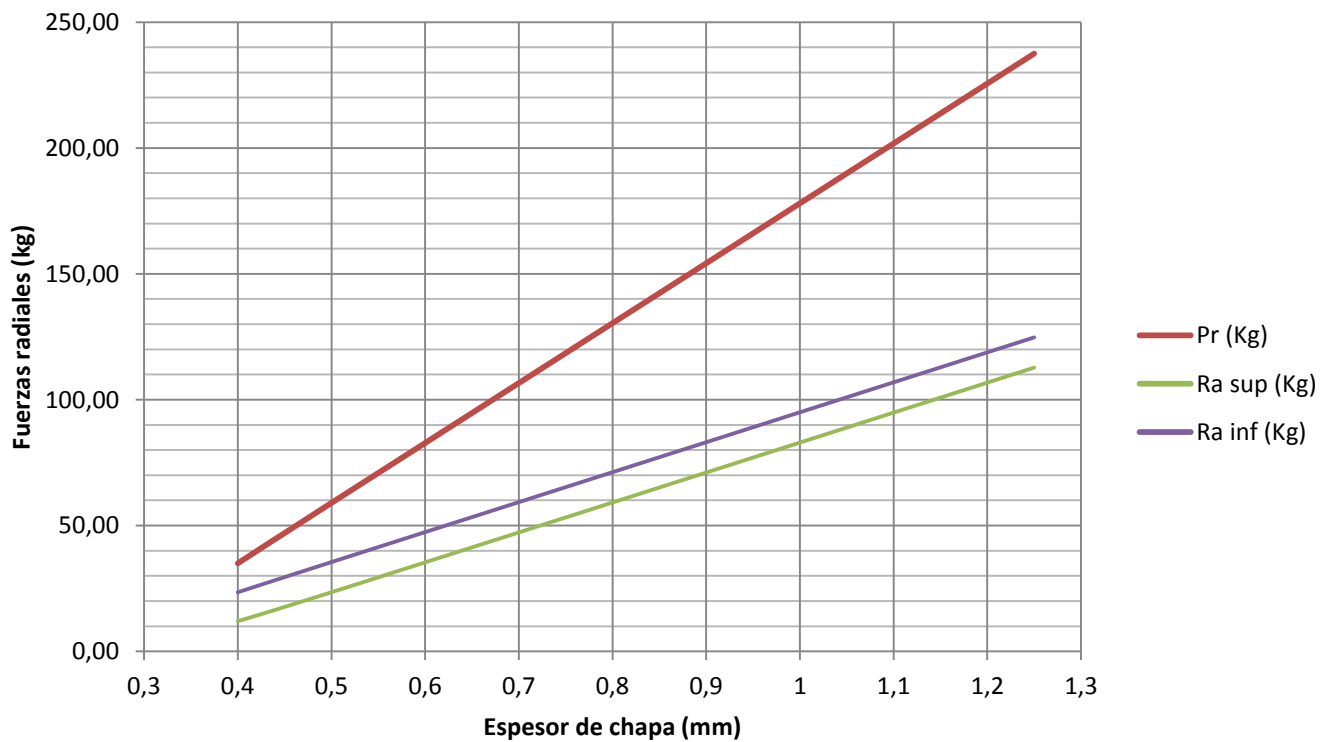


Fig. N°25 – Resultados ensayo de fuerza radial

Allí también se puede observar la linealidad entre la fuerza radial en el rodillo (por ende en el rodamiento) y el espesor de la probeta.

A continuación, se resumen los datos obtenidos en el ensayo:

CHAPA	27	25	18
ESPELOR (mm)	0,4	0,5	1,25
Pr (Kg)	35	59	237,5
Ra sup (Kg)	12	23,5	112,75
Ra inf (Kg)	23,5	35,5	124,75

Esta tabla también muestra que el valor máximo del esfuerzo radial, lógicamente se obtendrá con la probeta de chapa 18, valor que también se tomará como condición de borde en este proyecto.

Por consiguiente, de acuerdo a los resultados de los ensayos, se adoptarán los siguientes valores de diseño:

Mt ₀ : momento torsor necesario para cada onda	Mt ₀ = 2 Kgm
Pr _{0 i-1} : esfuerzo radial de cada primer etapa de c/onda	Pr _{0 i-1} = 240 Kg

A modo informativo, en las figuras 26 y 27, se muestran fotos de las probetas conformadas durante los ensayos.



Fig.Nº26 – Probeta conformada



Fig.N°27 – Perfil de la probeta conformada

Nota: Durante los ensayos, se realizaron pruebas sin la transmisión acoplada; es decir, se retiró la cadena de transmisión de la máquina de ensayos. Como resultado, en la mayoría de los casos, el valor del momento torsor disminuía considerablemente, sin presentar variaciones en la geometría del perfil conformado. El rolo superior, giraba por el arrastre producido por la probeta, sin notarse deslizamientos del rodillo sobre la misma. Tal configuración es beneficiosa, ya que ahorra pérdidas de rendimiento por la transmisión, disminuye la longitud de cadena y la cantidad de piñones y, por lo tanto, se considerará beneficiosa la adopción de esta configuración.

4. Desarrollo

a) Consideraciones preliminares:

- a.1. El proceso estudiado básicamente es un tren de conformado, por lo cual, las sollicitaciones varían de acuerdo a la posición longitudinal en la que se encuentre la chapa.
- a.2. Siguiendo lo visto en a.1, se verificará cada etapa, permitiendo seleccionar los elementos de máquinas que satisfagan las sollicitaciones de las etapas más comprometidas.
- a.3. Se buscará que los elementos seleccionados sean homogéneos a lo largo del proceso, para simplificar su fabricación (producciones seriadas).
- a.4. Lo visto en a.3 traerá aparejado elementos de máquinas sobredimensionados según la etapa en la que se encuentren. Inconveniente que tendrá como contraposición la facilidad de montaje y mecanizado.
- a.5. Se seleccionarán la mayor cantidad de elementos estándares disponibles en el mercado.
- a.6. Para diferenciar las distintas etapas, se utilizará la nomenclatura indicada en la Fig. N°28.
- a.7. Dado que el ancho de chapa estándar a conformar es de 1220mm, se adoptará con antelación una separación entre apoyos de los árboles/ejes de 1300mm, entonces:

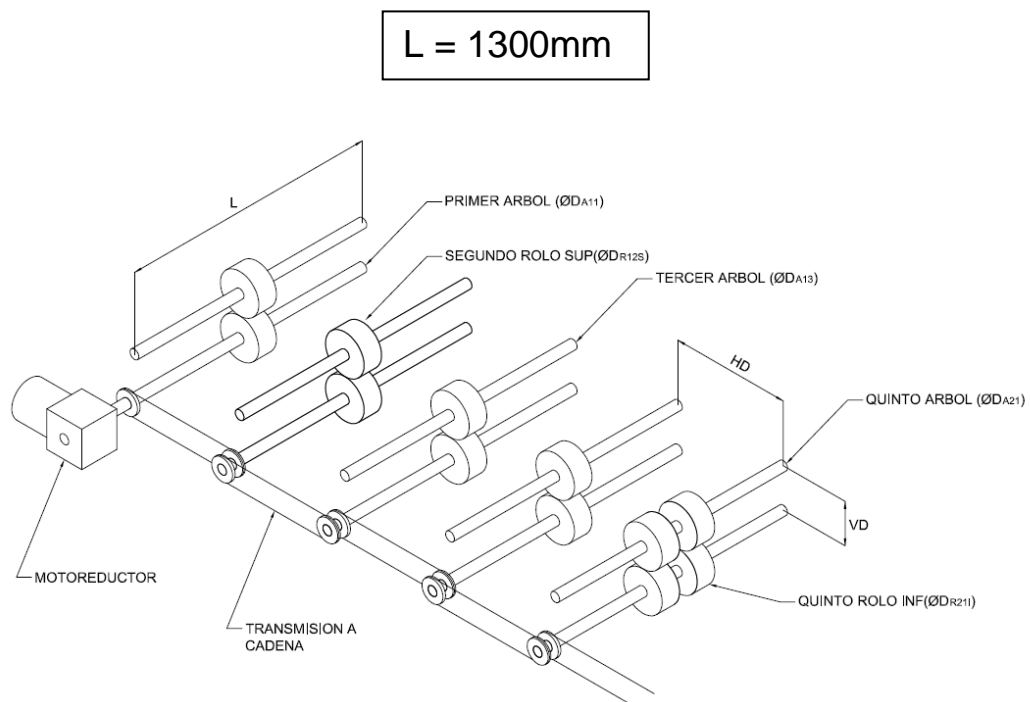


Fig.N°28 – Esquema básico/nomenclatura de etapas

b) Metodología:

A continuación, se describe la metodología utilizada en el desarrollo del proyecto:

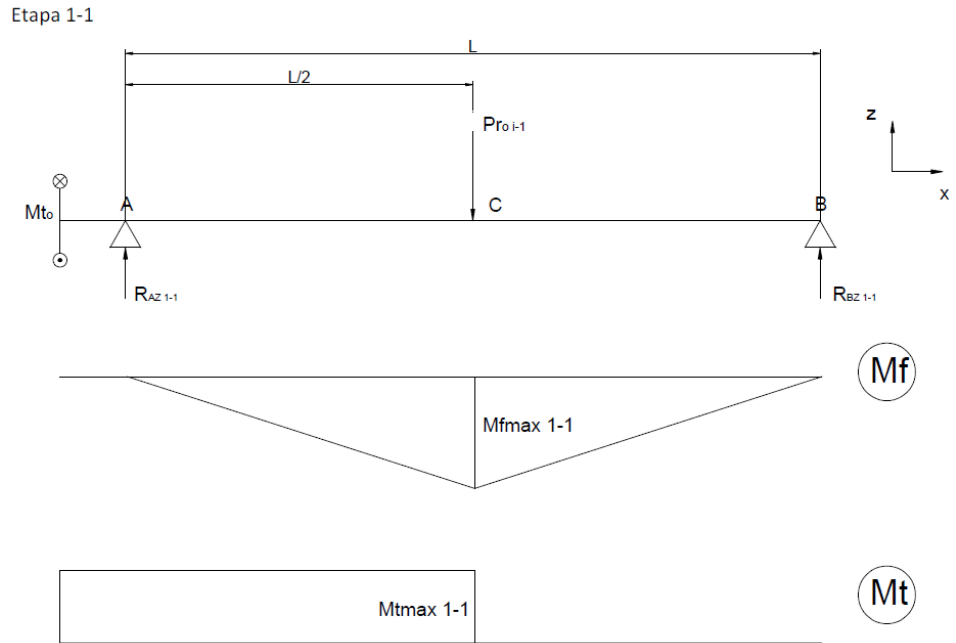
b.1. *Cálculo del número de etapas:* Se verificó lo visto en el desarrollo del prototipo, obteniendo el mismo resultado: **4 etapas por cada onda.**

b.2. *Precálculo de esfuerzos:*

En cuanto a los esfuerzos, se consideraron las siguientes hipótesis:

- Momento torsor: igual en cada árbol (con igual cantidad de rodillos conformadores), debido a que el esfuerzo depende del ángulo de plegado, y al dividir cada onda en cuatro etapas, se diseñarán los rolos conformadores para que el ángulo de plegado sea igual en cada etapa.
- Fuerza radial: esta fuerza aparece debido a la presión que ejercen los rolos en el plegado. Dicho esfuerzo será máximo en la primera etapa de cada onda, ya que es una resultante de las fuerzas normales que aparecen en cada "ala" de la onda (Fig.N°13).
- Los ejes superiores, al ser ejes, (no transmiten momento torsor) se verán sometidos a menores esfuerzos y, por lo tanto, si verifican los árboles inferiores, será innecesaria la comprobación del eje superior (siempre y cuando se adopte el mismo diámetro).
- Se desprecia, la separación existente entre el piñon y el rodamiento (al estar tan próximos, el momento que originarían sería insignificante).

Se pueden plantear los siguientes diagramas de esfuerzos internos:



Etapas $i - 1$ (con $2 < i < 8$)

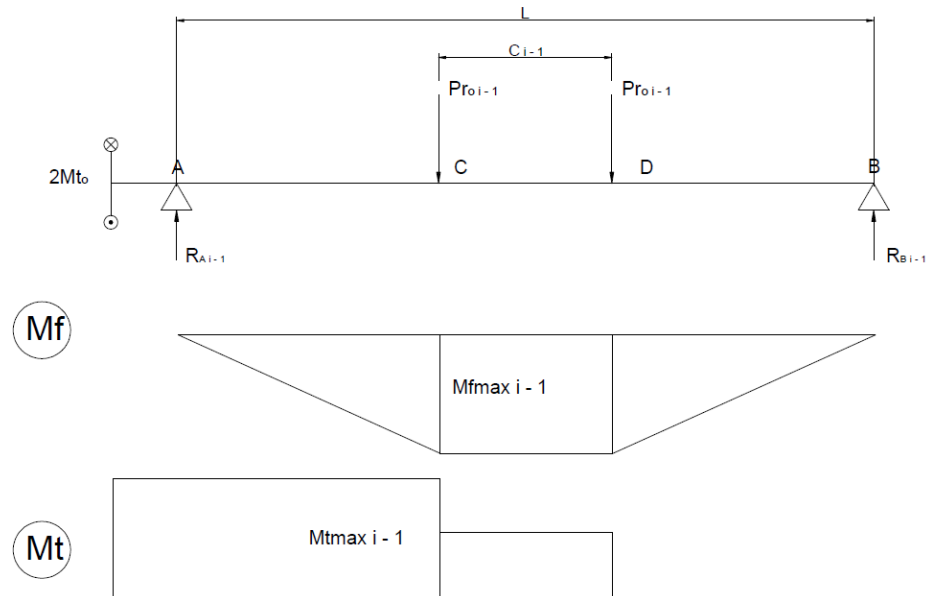


Fig. N°29 Diagrama de esfuerzos internos de los árboles

En la siguiente tabla, se resumen los valores obtenidos:

ETAPA (i -1)	R_{Ai-1} (Kg)	R_{Bi-1} (Kg)	C_{i-1} (mm)	Mf_{maxi-1} (Kgm)	Mt_{maxi-1} (Kgm)
1 - 1	120	120	0	78	2
2 - 1	240	240	152	137,76	4
3 - 1	240	240	304	119,52	4
4 - 1	240	240	456	101,28	4
5 - 1	240	240	608	83,04	4
6 - 1	240	240	760	64,8	4
7 - 1	240	240	912	46,56	4
8 - 1	240	240	1064	28,32	4

b.3. Cálculo del diámetro del árbol (apoyo del rodillo conformador)

b.3.1. Diseño general: La zona de apoyo de los rodillos conformadores, será sin escalonamientos, con un chavetero longitudinal que cubra todo el ancho de la chapa a conformar, para que de esta forma, se puedan posicionar los rolos según la etapa correspondiente (Fig.N°30).



Fig.N°30 – Modelo árbol/eje zona apoyo rodillo

b.3.2. Material: Dado que los esfuerzos son *relativamente* bajos, se preseleccionará un acero común al carbono SAE1045 con las siguientes características:

Material:	SAE1045
Tratamiento:	Laminado en caliente
$\sigma_{fA} =$	42 Kg/mm ²
$\sigma_{RA} =$	63 Kg/mm ²

b.3.3. *Cálculo de los esfuerzos:* Aplicando las teorías de falla según Guest y Huber, Von Misses y Hencky, calcularemos los momentos ideales de flexotorsión, que se resumen en la siguiente tabla:

<i>Etapa</i>	<i>Mift_{i-1}</i>	
1-1	78,02	Kgm
2-1	137,79	Kgm
3-1	119,56	Kgm
4-1	101,33	Kgm
5-1	83,10	Kgm
6-1	64,87	Kgm
7-1	46,66	Kgm
8-1	28,49	Kgm

Allí se puede observar que el árbol más solicitado es de la etapa N° 2-1 debido a que, al comenzar a conformar dos ondas, los esfuerzos radiales y momentos torsores se duplican, sumado a esto, la etapa 2-1 es la que posee los rodillos conformadores con menor separación y, por ende, más próximos al centro.

b.3.4. *Cálculo de los diámetros:* Se calcularon los diámetros según Niemann y se corroboraron de acuerdo a la teoría desarrollada por Hanchen. Se obtuvieron los siguientes diámetros:

ARBOL	<i>D_{AROL}(mm)</i>	
	Niemann	Hanchen
1-1	49,93 mm	45,43 mm
2-1	60,35 mm	54,92 mm
3-1	57,56 mm	52,38 mm
4-1	54,48 mm	49,57 mm
5-1	50,99 mm	46,40 mm
6-1	46,95 mm	42,72 mm
7-1	42,07 mm	38,28 mm
8-1	35,69 mm	32,47 mm

De acuerdo a los resultados obtenidos, se seleccionó el siguiente diámetro del rodillo D_{AROD} :

$$D_{\text{AROD}} = 65\text{mm}$$

b.4. Diseño y cálculo de los rodillos conformadores:

b.4.1. Análisis de la geometría de la chapa: Analizando el perfil de la chapa a conformar, se concluye que el mismo es sinusoidal (Fig.N°4) y posee las siguientes características:

p _o : Paso de la onda	p _o =	76 mm
h _o : Altura de la onda	h _o =	18 mm
b _o : Ancho de chapa	b _o =	1086 mm
z _o : N° Ondas por chapa	z _o =	15,0 ONDAS

Se determinará la función sinusoidal que responda a la geometría descrita en la tabla anterior, enunciando la siguiente función:

$$f(x)=a.\text{sen}(b.x)$$

Donde a y b son constantes que tienen que cumplir las siguientes condiciones:

Cuando $x = k.p/2$ siendo k un número entero, $f(x)=0$

Cuando $x = k.p/2-p/4$ siendo k un número entero, $f(x)=h/2$

Lo descrito anteriormente, puede verificarse en la siguiente figura:

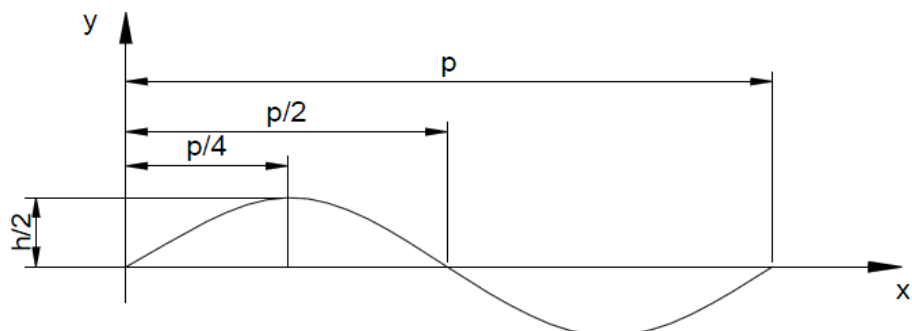


Fig. N°31 – Función sinusoidal de la chapa

Planteando condiciones de borde y resolviendo, se concluye que la función que describe la geometría de la fibra central de la chapa, responde a la ecuación:

$$f(x) = \frac{h_o}{2} \text{sen} \left(\frac{2\pi}{p_o} x \right)$$

Una vez obtenida la ecuación anterior, se pueden calcular las funciones del perfil de la fibra central de la chapa en las distintas etapas de conformado. Con los valores obtenidos en la aproximación trapezoidal (Ver fig. N°10), se calculan los parámetros de la función (h_o y p_o) en las distintas etapas. Valores que se resumen en la siguiente tabla:

ETAPA	$\alpha(^{\circ})$	b_{tr} (mm)	c_{tr} (mm)	h_o (mm)	p_o (mm)
i-1	9	26,5	30,62	5	113
i-2	18	26,5	30,62	9	111
i-3	27	26,5	30,62	14	107
i-4	36	26,5	30,62	18	76

Entonces las ecuaciones para las distintas etapas serán:

- Etapa i – 1 $\longrightarrow f(x)1 = \frac{5}{2} \text{sen} \left(\frac{2\pi}{113} x \right)$
- Etapa i – 2 $\longrightarrow f(x)2 = \frac{9}{2} \text{sen} \left(\frac{2\pi}{111} x \right)$
- Etapa i – 3 $\longrightarrow f(x)3 = 7 \text{sen} \left(\frac{2\pi}{107} x \right)$
- Etapa i – 4 $\longrightarrow f(x)4 = 9 \text{sen} \left(\frac{2\pi}{76} x \right)$

Se verifica lo calculado, trazando una gráfica de las distintas etapas, para un rango de x igual a un paso dependiendo de la etapa que estemos calculando. Luego se desplazan los valores máximos al origen de coordenadas y se

obtiene lo que en roll forming comunmente se denomina “**diseño de la Flor**” (Fig.N°32)

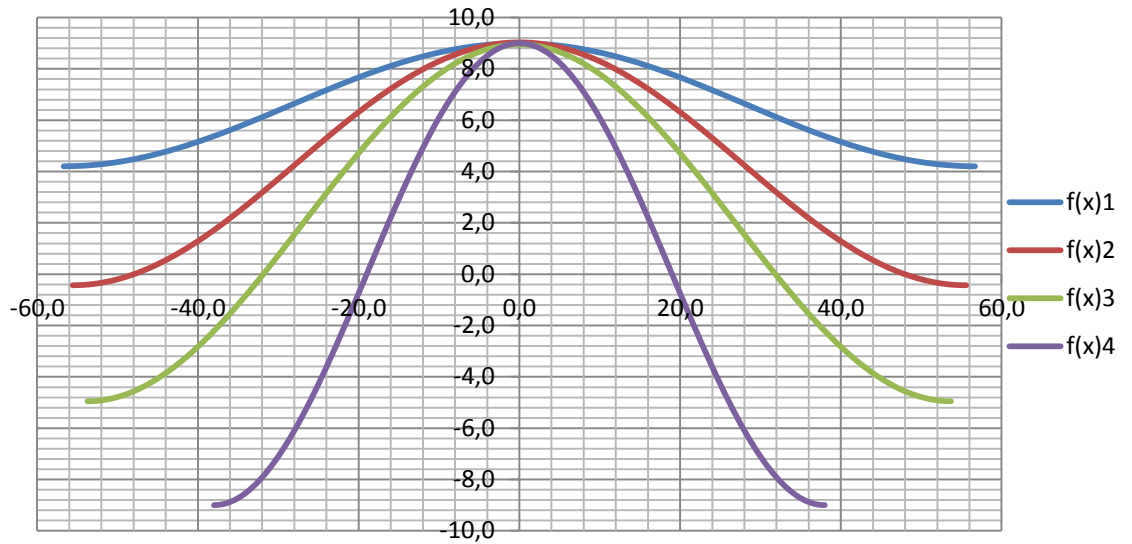


Fig.N°32 – Diseño de la flor

b.4.2. *Diseño de los rodillos (propiamente dicho)*: Se diseñaron los rodillos de manera tal que los diámetros medios de ambos (superior e inferior) sean iguales. Como ventaja, ambos rolos giran a igual velocidad angular y, por lo tanto, presentan menor fricción entre los mismos y la chapa. Entonces:

$$DmR_{max} = DR_{med} + \frac{h_o}{2}$$

$$DmR_{min} = DR_{med} - \frac{h_o}{2}$$

A su vez, para que los ensayos realizados sean aplicables al diseño, se seleccionará el mismo diámetro medio de rodillos que el del prototipo. Obteniendo los siguientes valores:

ETAPA	DmR_{max}	DmR_{min}
1	144,8	135,2
2	149,5	130,5
3	153,9	126,1
4	158,0	122,0

Cabe destacar, que los diámetros de la tabla anterior incluyen el espesor de chapa; es decir, medirían el doble de la distancia existente entre el eje del rodillo y la fibra media de la chapa; por lo tanto, para calcular los diámetros reales de los rodillos, deberíamos restar, a estas dimensiones, el espesor de la chapa. Antes de realizar ésto, se debe tener en cuenta que, los perfiles trazados, son válidos para la línea media. Si fabricamos los dos rolos con el mismo perfil, nos encontraremos con un problema de interferencia. Por ejemplo, supongamos que separamos los rolos para un espesor de chapa 1,25, veamos en el siguiente gráfico el problema que encontraríamos:

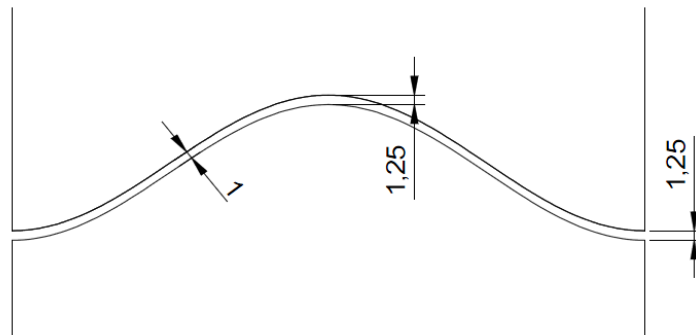


Fig.N°33 – Interferencia existente entre rodillos

En los valores máximos y mínimos del perfil, tendríamos efectivamente la separación de 1,25mm deseada. Pero, en los sectores medios, nos encontraríamos con el problema de que la separación normal a las superficies sería mucho menor, produciendo fenómenos de laminación y excesiva fricción. De acuerdo a lo expuesto, se concluye que, los rolos deberán tener distintas funciones, el perfil del rolo superior e inferior deberá ser paralelo al perfil medio calculado (fig.N°34).

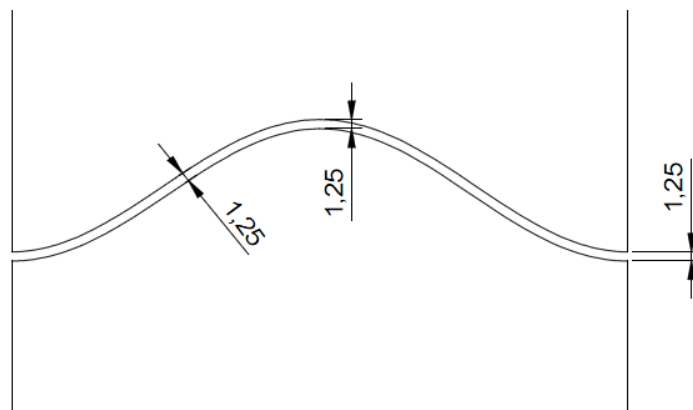


Fig.N°34 – Correcta separación entre rodillos

Inversamente al problema anterior, cuando disminuimos la distancia entre rolos, los valores máximos y mínimos tendrán menor valor de separación que los valores intermedios (Fig.N°33).

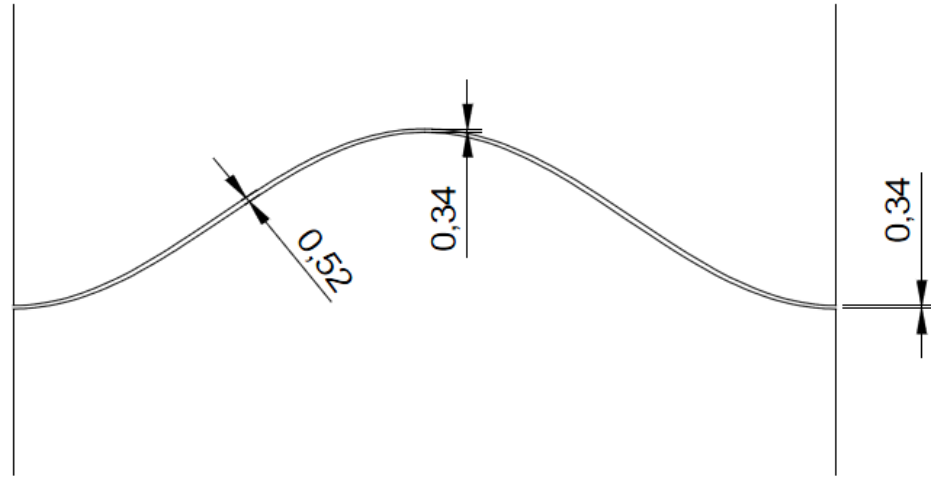


Fig.N°35 – Correcta separación entre rodillos

Este efecto es ventajoso, si bien se pierde un poco de precisión en la forma de la onda, se obtiene como resultado menor superficie de contacto, lo que trae aparejado, menor potencia, mayor vida útil de los rolos y menor cantidad de marcas en la superficie de la chapa.

Determinar la función de dicho perfil es complejo, por lo que se utilizará la función equidistanciar (offset) del software autocad, logrando confeccionar el plano para que el rolo sea mecanizado bajo sistema CAD-CAM.

Entonces, se calcularán los diámetros reales de los rolos de la siguiente forma:

$$DR_{max} = DmR_{max} - \frac{t}{2}$$

$$DR_{min} = DmR_{min} - \frac{t}{2}$$

A continuación, se exponen los valores obtenidos con las ecuaciones anteriores:

ETAPA	DR_{max}	DR_{min}	DR_{med}	VD_{max}	VD_{min}
i-1	144,2	134,6	139,4	140,0	139,6
i-2	148,8	129,9	139,4	140,0	139,6
i-3	153,3	125,5	139,4	140,0	139,6
i-4	157,4	121,4	139,4	140,0	139,6

Se debe considerar que, si diseñamos todos los rolos con el mismo diámetro, y si los hacemos girar a todos a la misma velocidad, podríamos encontrarnos con el problema de formación de bucles intermedios (ante un eventual “frenado” o variación de velocidad de una etapa), imposibles de eliminar en el proceso con las condiciones antes descritas (Fig.N°36).

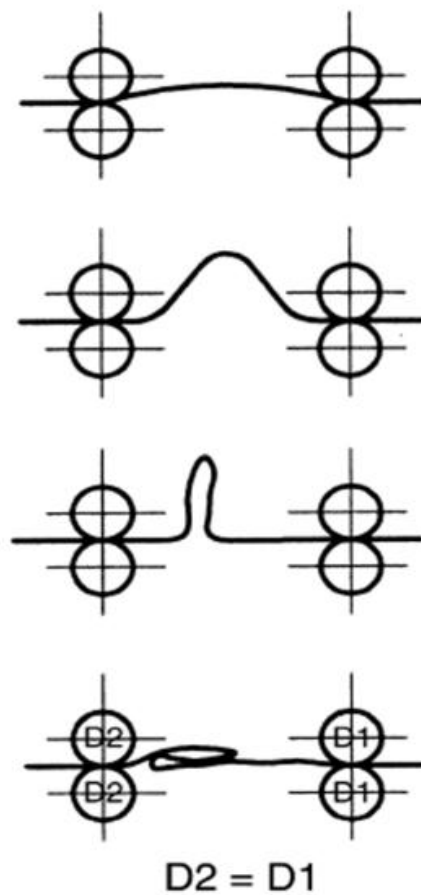


Fig. N°36 – Formación de bucles accidental

Halmos recomienda incrementar el diámetro del rodillo conformador, a medida que las etapas aumenten. De esta forma, nos aseguraríamos que la chapa esté siempre traccionada, evitando de ésta manera la formación de bucles

intermedios. Como desventaja, se enuncia el constante deslizamiento entre la chapa y los rodillos, sin perder de vista el hecho de que los rodillos tienen distintos diámetros, y que las velocidades tangenciales en los mismos aumentan al aumentar el radio, y debido a que la chapa posee sólo una velocidad lineal imperativamente constante en todos sus puntos, el fenómeno de deslizamiento, se encontrará presente aunque los diámetros de los rodillos sean constantes (Fig.N°37).

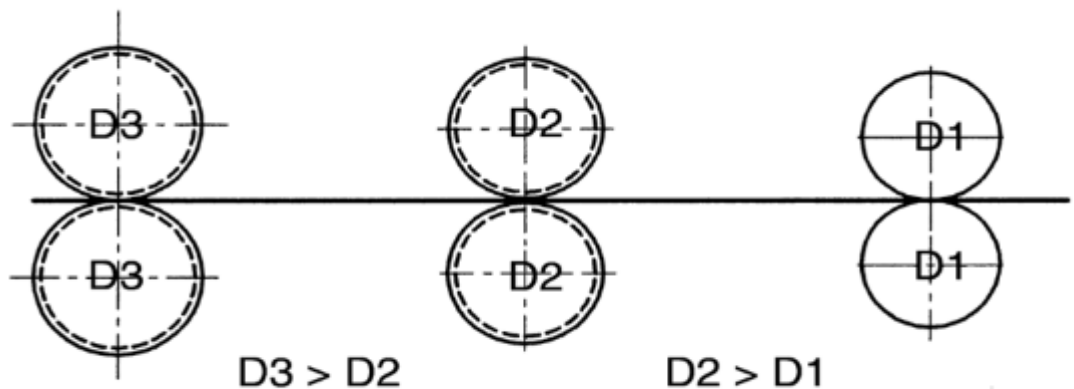


Fig. N°37 – Incremento de los diámetros entre etapas

Los valores recomendados de incremento de diámetro oscilan entre 0,4mm y 0,6mm (Roll Forming Handbook – p.5-46). Se adoptará un incremento en el diámetro de 0,5mm.

Consecuentemente, se pueden calcular los diámetros reales de los rodillos conformadores:

Etapa	DR_{max}	DR_{min}	DR_{med}
1-1	144,2	134,6	139,4
1-2	149,3	130,4	139,9
1-3	154,3	126,5	140,4
1-4	158,9	122,9	140,9
2-1	146,2	136,6	141,4
2-2	151,3	132,4	141,9
2-3	156,3	128,5	142,4
2-4	160,9	124,9	142,9
3-1	148,2	138,6	143,4
3-2	153,3	134,4	143,9

3-3	158,3	130,5	144,4
3-4	162,9	126,9	144,9
4-1	150,2	140,6	145,4
4-2	155,3	136,4	145,9
4-3	160,3	132,5	146,4
4-4	164,9	128,9	146,9
5-1	152,2	142,6	147,4
5-2	157,3	138,4	147,9
5-3	162,3	134,5	148,4
5-4	166,9	130,9	148,9
6-1	154,2	144,6	149,4
6-2	159,3	140,4	149,9
6-3	164,3	136,5	150,4
6-4	168,9	132,9	150,9
7-1	156,2	146,6	151,4
7-2	161,3	142,4	151,9
7-3	166,3	138,5	152,4
7-4	170,9	134,9	152,9
8-1	158,2	148,6	153,4
8-2	163,3	144,4	153,9
8-3	168,3	140,5	154,4
8-4	172,9	136,9	154,9

El ancho de los rodillos será igual al paso de la onda del perfil de la chapa en cada etapa:

<i>Etapa</i>	<i>b_r (mm)</i>
i - 1	113
i - 2	111
i - 3	107
i - 4	76

b.4.3. *Materiales*: Los rolos conformadores deben diseñarse de manera que sean resistentes a la fricción superficial, originada en el proceso de tracción de la chapa y en el proceso de plegado.

No es tan importante su resistencia a esfuerzos, ya que es una pieza de geometría favorable. Deberá adoptarse un material que pueda adquirir dureza superficial por cementado, o simplemente un acero común con algún recargue duro superficial.

Adoptamos:

Tipo acero:	SAE8620		
Tipo trat.:	Cementación		
Temp.trat.:	870-925°C Revenido: 180-220°C		
Dureza:	58HRC		
Profundidad:	1mm		
σ_{RR} : tensión de rotura del acero del rolo	$\sigma_{RR} =$	63 Kg/mm ²	
σ_{FR} : tensión de fluencia del acero del rolo	$\sigma_{FR} =$	36 Kg/mm ²	

b.5. *Adopción de la velocidad de proceso:* En este caso, la tarea consistió en buscar valores de la velocidad de conformado en industrias dedicadas a este tipo de proceso. Las velocidades halladas oscilan entre 6 – 10 m/min. El objetivo es diseñar una conformadora que supere dichos valores de velocidad para disminuir tiempos tecnológicos. Entonces se adopta como velocidad de proceso:

$$v_p = 15\text{m/min}$$

b.6. *Determinación de la potencia:* Una vez adoptada la velocidad de proceso, se puede obtener la potencia necesaria de conformado en cada etapa, de la siguiente forma:

$$N[CV] = \frac{Mt[Kgm].n[RPM]}{716,2} =$$

Dónde:

$$n[RPM] = \frac{v_p \left[\frac{m}{min} \right] \cdot 1000 \left[\frac{mm}{m} \right]}{D_r[mm] \cdot 2\pi \left[\frac{rad}{rev} \right]}$$

Se tiene en cuenta la cantidad de ondas (w) por etapa y se magnifica la potencia en un 30% a fin de considerar la fricción interna del material (recomendación de la cátedra).

El diámetro utilizado para el cálculo de la potencia será el diámetro medio del rodillo conformador (DmR) según recomienda Halmos (Pág.5-40) ver fig.N°38)

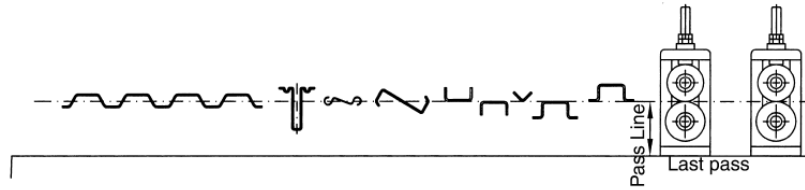


Fig.N°38 – Posición de la chapa para calcular su velocidad de proceso

De acuerdo a lo mencionado anteriormente, se puede afirmar que la potencia de conformado necesaria en cada etapa responde a la siguiente ecuación:

$$N_E = 1,3 \cdot w \cdot \frac{Mt \cdot vp \cdot 1000}{716,2 DmR \cdot 2\pi} =$$

Donde

N_E : Potencia de cada etapa [CV]

Mt: Momento torsor necesario en cada etapa [Kgm]

vp: Velocidad del proceso [m/min]

DmR: Diámetro medio del rodillo de cada etapa [mm]

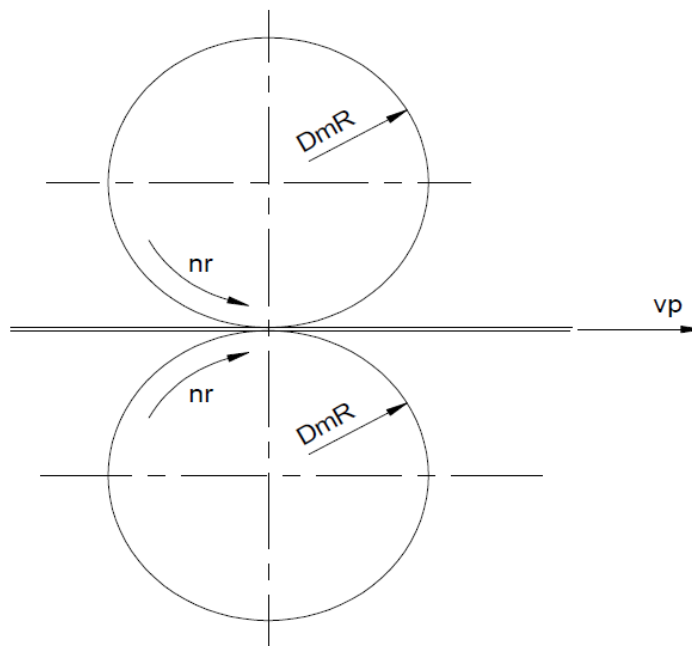


Fig.N°39 – Cálculo de la potencia de cada etapa

En la siguiente tabla, se exponen los valores calculados de la potencia en cada etapa:

Etapa	DmR [mm]	n_R [RPM]	w	N_E [CV]	N_E [KW]
1-1	139,4	15,6	1	0,06	0,04
1-2	139,9	15,6	1	0,06	0,04
1-3	140,4	15,6	1	0,06	0,04
1-4	140,9	15,6	1	0,06	0,04
2-1	141,4	15,6	2	0,11	0,08
2-2	141,9	15,6	2	0,11	0,08
2-3	142,4	15,6	2	0,11	0,08
2-4	142,9	15,6	2	0,11	0,08
3-1	143,4	15,6	2	0,11	0,08
3-2	143,9	15,6	2	0,11	0,08
3-3	144,4	15,6	2	0,11	0,08
3-4	144,9	15,6	2	0,11	0,08
4-1	145,4	15,6	2	0,11	0,08
4-2	145,9	15,6	2	0,11	0,08
4-3	146,4	15,6	2	0,11	0,08
4-4	146,9	15,6	2	0,11	0,08
5-1	147,4	15,6	2	0,11	0,08
5-2	147,9	15,6	2	0,11	0,08
5-3	148,4	15,6	2	0,11	0,08
5-4	148,9	15,6	2	0,11	0,08
6-1	149,4	15,6	2	0,11	0,08
6-2	149,9	15,6	2	0,11	0,08
6-3	150,4	15,6	2	0,11	0,08
6-4	150,9	15,6	2	0,11	0,08
7-1	151,4	15,6	2	0,11	0,08
7-2	151,9	15,6	2	0,11	0,08
7-3	152,4	15,6	2	0,11	0,08
7-4	152,9	15,6	2	0,11	0,08
8-1	153,4	15,6	2	0,11	0,08
8-2	153,9	15,5	2	0,11	0,08
8-3	154,4	15,5	2	0,11	0,08
8-4	154,9	15,4	2	0,11	0,08

Como se puede corroborar en lo expresado en 4.b.4.2, las velocidades angulares de los rodillos son constantes en cada etapa, aumentando el diámetro de los mismos entre etapas.

Para calcular la potencia total, simplemente se suman las potencias necesarias de cada etapa, afectadas por el rendimiento de la transmisión elegida entre etapas (la elección de la transmisión se detallará con profundidad en el punto 4.b.8, por ahora

estableceremos que la transmisión entre etapas es a cadena). Adoptando un rendimiento de 0,98 para la transmisión a cadena, se concluye que la potencia total necesaria es (ver fig.N°40):

$$N_R = \sum \left(\frac{N_{E i-j}}{\eta_{TC}} + N_{E i+1-j+1} \right)$$

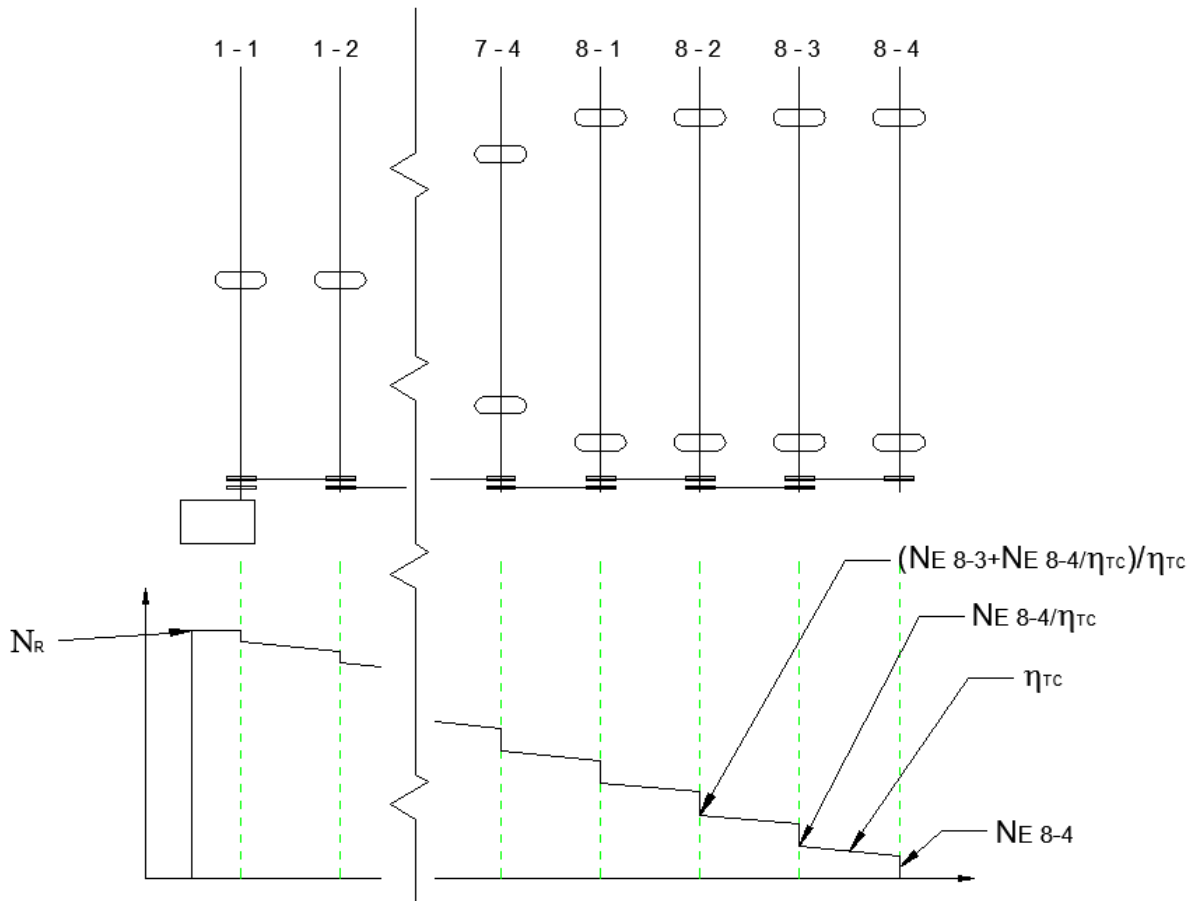


Fig.N°40 - Cálculo de la potencia necesaria

La siguiente tabla resume los valores de potencia calculados en cada etapa al estar acopladas por la transmisión a cadena:

Etapa	N_E (CV)	N_R (CV)
1-1	0,06	4,902
1-2	0,06	4,748
1-3	0,06	4,596
1-4	0,06	4,447
2-1	0,11	4,302

2-2	0,11	4,102
2-3	0,11	3,907
2-4	0,11	3,715
3-1	0,11	3,528
3-2	0,11	3,344
3-3	0,11	3,164
3-4	0,11	2,987
4-1	0,11	2,814
4-2	0,11	2,644
4-3	0,11	2,478
4-4	0,11	2,315
5-1	0,11	2,155
5-2	0,11	1,999
5-3	0,11	1,845
5-4	0,11	1,695
6-1	0,11	1,548
6-2	0,11	1,404
6-3	0,11	1,262
6-4	0,11	1,123
7-1	0,11	0,988
7-2	0,11	0,854
7-3	0,11	0,724
7-4	0,11	0,596
8-1	0,11	0,471
8-2	0,11	0,348
8-3	0,11	0,229
8-4	0,11	0,112

Como se observa en la figura N°41, la potencia requerida (N_R) aumenta exponencialmente al avanzar por las distintas etapas. Como resultado, se obtiene una disparidad en las solicitudes del proceso. O sea, las primeras etapas estarán muy solicitadas, mientras que las últimas etapas estarían levemente cargadas. Esto se opone a lo expuesto en 4.a.3 (homogeneidad de los elementos de máquinas), ya que deberían disminuirse gradualmente los tamaños de los árboles y transmisiones, complicando el diseño y la fabricación.

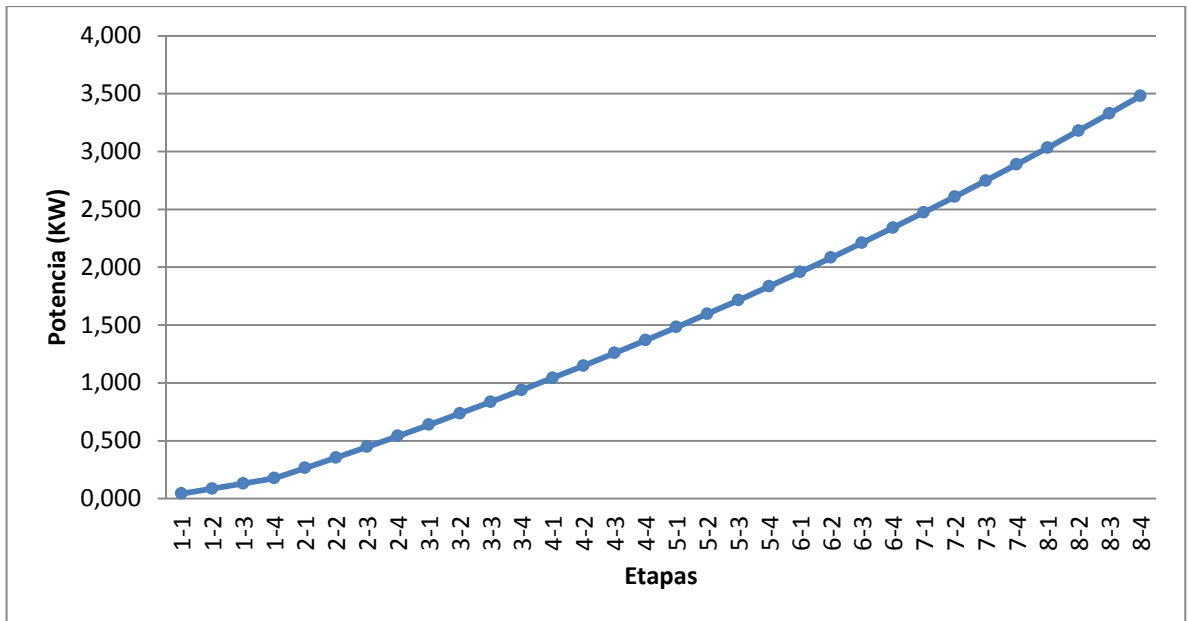


Fig.N°41 – Variación de la potencia entre etapas

Según lo expuesto hasta ahora, se concluye que lo más conveniente sería dividir el proceso en tres módulos (Ver Fig.N°42). De esta forma, la distribución de solicitudes es más homogénea, y por ende, los elementos de máquinas estarán menos solicitados.

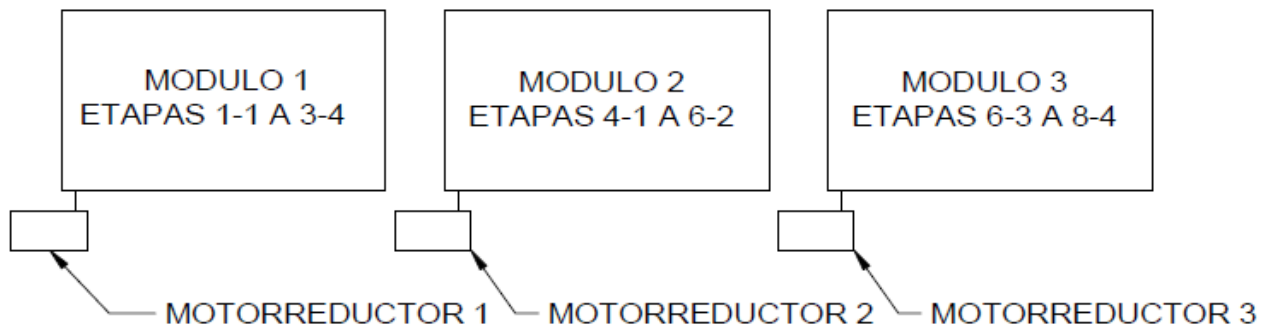


Fig.N°42 – Distribución del proceso en módulos

Adoptando ésta configuración, se obtuvieron los siguientes resultados:

Modulo	Etapas	$N_E [CV]$	$N_R [CV]$	$N_R [KW]$
1	3-4	0,11	0,11	0,08
	3-3	0,11	0,23	0,17
	3-2	0,11	0,35	0,26
	3-1	0,11	0,47	0,34
	2-4	0,11	0,59	0,43
	2-3	0,11	0,72	0,53
	2-2	0,11	0,84	0,62
	2-1	0,11	0,97	0,72
	1-4	0,06	1,05	0,77
	1-3	0,06	1,13	0,83
	1-2	0,06	1,21	0,89
1-1	0,06	1,29	0,95	
2	6-2	0,11	0,11	0,08
	6-1	0,11	0,23	0,17
	5-4	0,11	0,35	0,26
	5-3	0,11	0,47	0,34
	5-2	0,11	0,59	0,43
	5-1	0,11	0,72	0,53
	4-4	0,11	0,84	0,62
	4-3	0,11	0,97	0,72
	4-2	0,11	1,11	0,82
4-1	0,11	1,24	0,92	
3	8-4	0,11	0,11	0,08
	8-3	0,11	0,23	0,17
	8-2	0,11	0,35	0,26
	8-1	0,11	0,47	0,34
	7-4	0,11	0,59	0,43
	7-3	0,11	0,72	0,53
	7-2	0,11	0,84	0,62
	7-1	0,11	0,97	0,72
	6-4	0,11	1,11	0,82
	6-3	0,11	1,24	0,92

Al trazar estos valores en una nueva gráfica (Figura N°43), se puede observar la mejor distribución de potencias, y por consiguiente, de esfuerzos. A su vez, la variación de la potencia entre etapas se aproxima a una función lineal, obteniendo la deseada igualdad de sollicitaciones.

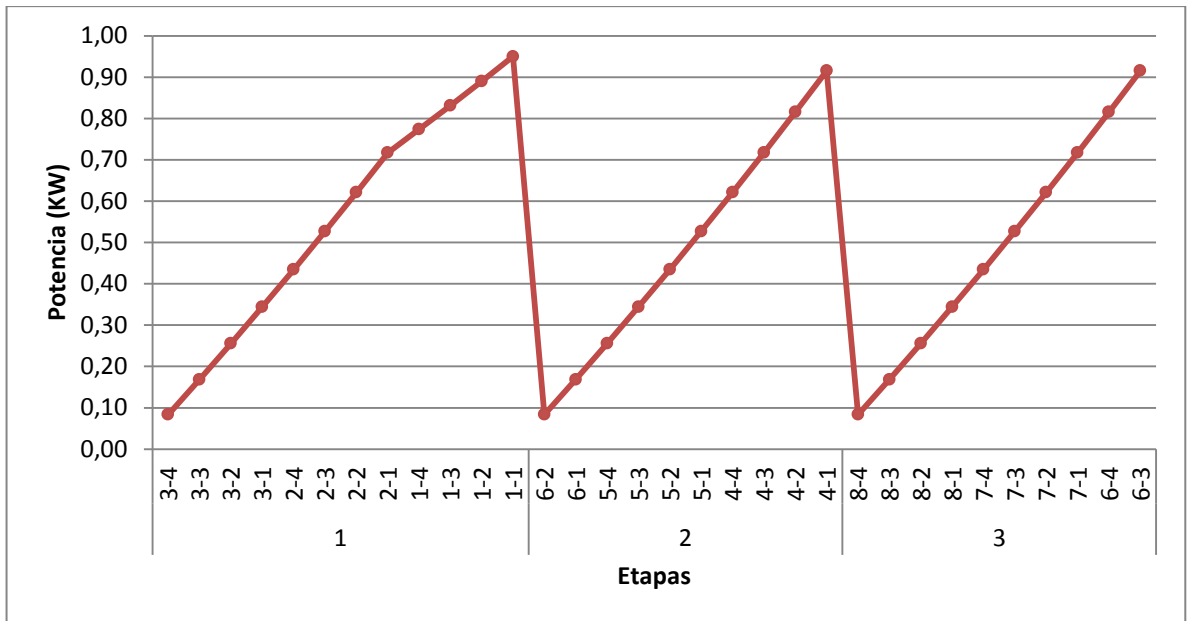


Fig.N°43 – Nueva distribución de potencias

Entonces se adoptará como potencia necesaria a la salida del reductor, la mayor de las potencias de los módulos:

$$N_r = 1,3CV \cong 1KW$$

b.7. Adopción de la distancia horizontal entre centros: Siguiendo con los valores experimentales recomendados por Halmos (pág.5-35), el autor afirma que dicha distancia es crítica en el diseño de un proceso de conformado. Si la distancia horizontal (HD) entre centros es pequeña, el panel conformado puede resultar distorsionado y con ondas laterales (Fig.N°44).

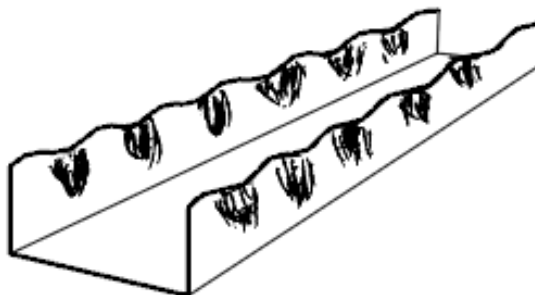


Fig.N°44 – Defectos que aparecen en el conformado si HD es pequeño

Del mismo modo, una distancia horizontal demasiado grande presenta como inconveniente las dimensiones finales de la máquina, ya que la misma consta de 32 etapas. El autor recomienda una distancia horizontal HD de 24" (610mm), entonces adoptará:

$$HD = 610\text{mm}$$

b.8. Transmisión entre etapas: En la elección del tipo de transmisión entre etapas, se evaluaron las siguientes alternativas:

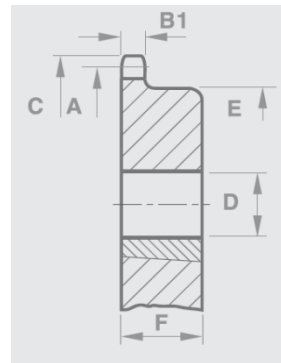
- Transmisión a engranajes: Este tipo de transmisión, hubiese sido conveniente si fuera necesario traccionar los rodillos superiores. En la configuración adoptada, no es conveniente debido a:
 - Distancia entre centros HD relativamente grande.
 - Árboles con elevada luz entre apoyos lo que produce desalineaciones considerables entre engranes.
 - Necesidad de que los rodillos giren en el mismo sentido; esto obliga a introducir un tercer engrane.
 - Dificultad de lubricar el sistema.
- Transmisión por correas trapezoidales: Se descarta este tipo de transmisión por la imposibilidad de la misma de mantener un sincronismo entre etapas.
- Transmisión por correas sincrónicas: Eliminar la dificultad presentada por la transmisión anterior podría haber sido una posibilidad, pero en las etapas más solicitadas, el ancho de correa aumenta significativamente, aumentando demasiado el ancho de las poleas y, por ende, el largo de los extremos de los árboles.
- Transmisión por cadena: Este tipo de transmisión es el que mejor se adapta al sistema por su versatilidad, resistencia y sincronismos. Tipo de transmisión que se adoptará para transmitir la potencia entre etapas, entonces:

Siguiendo el procedimiento descrito por la cátedra "elementos de máquinas", se dimensiona la transmisión, obteniendo los siguientes resultados:

Tipo cadena:	C-80
Paso:	24,5 mm
Long.cadena:	68 eslabones
Factor seguridad:	8,2
Dientes piñón:	18

A continuación se detalla el piñón adoptado:

$A=D_{pc} =$	146,3 mm
$B_{1p} =$	16,2 mm
$C_p =$	157,8 mm
$E_p =$	100 mm
$F_p =$	45 mm



b.9. Selección de los rodamientos: Repitiendo lo expuesto en la selección de la transmisión a cadena, al escoger el tipo de rodamiento, se deberá tener en cuenta la capacidad de soportar desalineaciones del mismo. Se podrían seleccionar los siguientes tipos de rodamientos:

- *Rodamiento de bolas o rodillos a rótula:* Estos tipos de rodamientos son capaces de soportar desalineaciones. Debido a las relativamente bajas cargas radiales, la adopción de este tipo de rodamientos quedaría sobredimensionada, ya que al poseer elementos rodantes dobles, su capacidad de carga es elevada. Además, se trata de rodamientos costosos y, por ende, se encarecería el sistema (teniendo en cuenta que el diseño consta de 128 rodamientos).
- *Rodamientos tipo Y (SKF) o UC (NTN, NSK, etc.):* Este tipo de rodamiento permite desalineaciones angulares, su capacidad de carga y costo es mucho menor a los anteriores. Por lo cual, su adopción es beneficiosa.

Consecuentemente, teniendo en cuenta un salto de diámetro de 10mm, entre el diámetro del árbol/eje donde se monta el rodillo conformador y el diámetro de la

pista interior del rodamiento, se obtendrá como resultado, un diámetro de árbol para la instalación del rodamiento de 55mm.

Se adoptará, por consiguiente, un rodamiento tipo **YAR211** con las siguientes características (Fig. N°45-46).

Modelo: YAR211	
s1 =	33,4 mm
C =	43,6 KN
Co =	29 KN
r =	1 mm

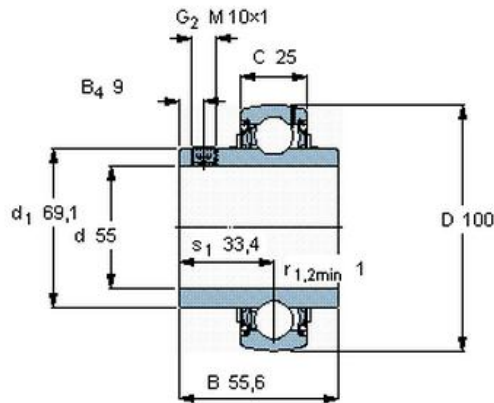


Fig.N°45 – Rodamiento YAR211

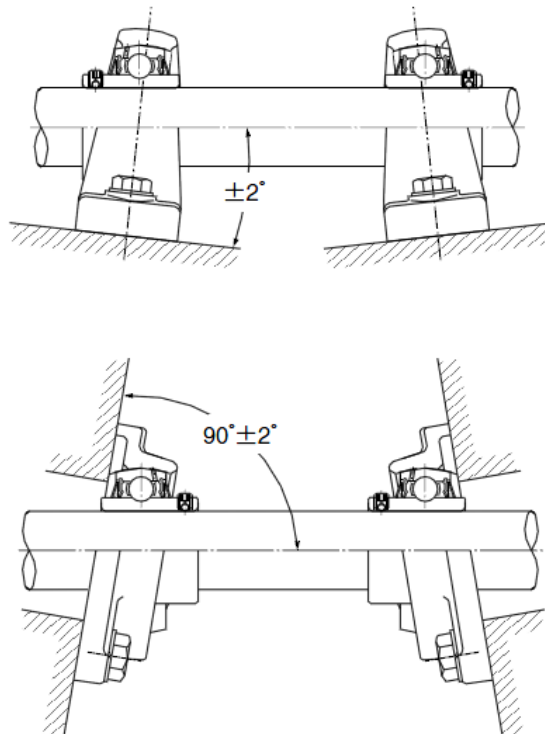


Fig.N°46 – Desalineaciones angulares permisibles

Se calcularon los esfuerzos sobre cada rodamiento en cada etapa ($i - 1$) según los siguientes diagramas de cuerpo libre:

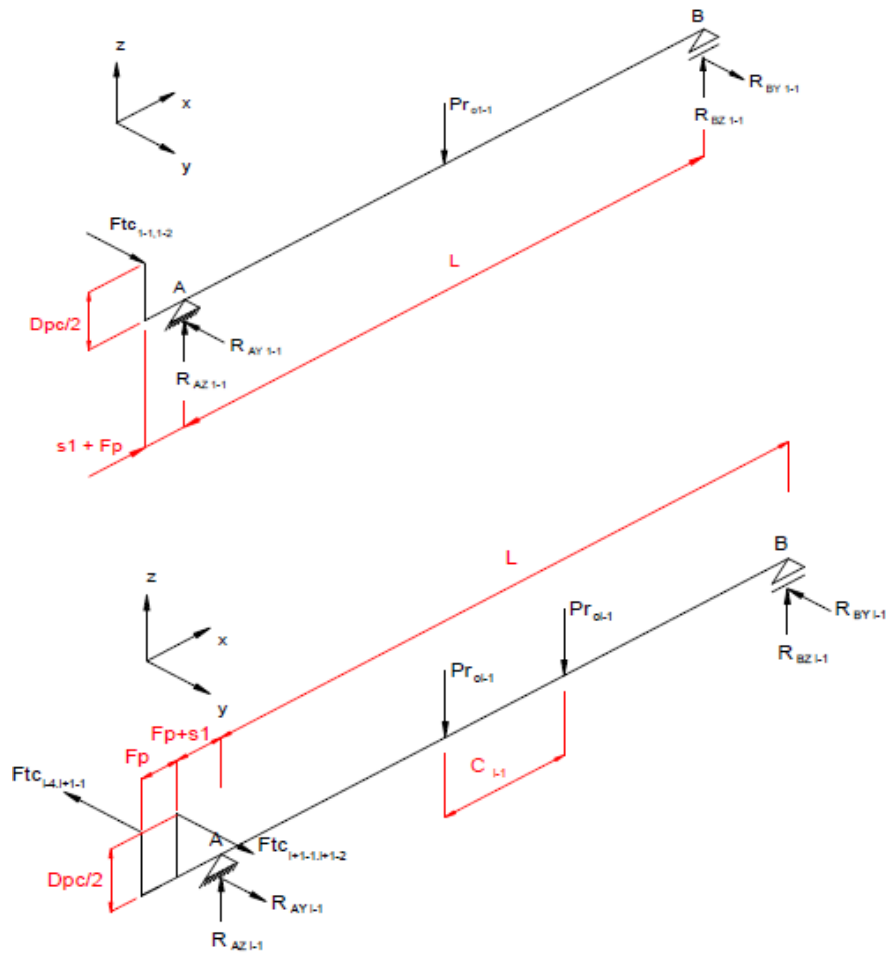


Fig.N°47 – Diagramas de cuerpo libre(fig.superior etapa 1-1, fig. inferior resto etapas)

Se obtuvieron los resultados resumidos en la siguiente tabla:

Etapa	R_{RA} (Kg)	R_{RB} (Kg)	R_{RA} (KN)	R_{RB} (KN)
1-1	866,3	129,5	8,50	1,27
2-1	263,2	241,4	2,58	2,37
3-1	256,4	240,5	2,52	2,36
4-1	861,1	244,6	8,45	2,40
5-1	259,6	240,9	2,55	2,36
6-1	253,6	240,2	2,49	2,36
7-1	263,2	241,4	2,58	2,37
8-1	256,4	240,5	2,52	2,36

Allí podemos observar que la etapa más solicitada es la 1-1, etapa que se utilizará para verificar el rodamiento seleccionado.

Las capacidades de carga (estática y dinámica) necesarias son:

$C_{nec} =$	32,8 KN
$C_{0nec} =$	11,2 KN

Como conclusión, el rodamiento seleccionado verifica ampliamente.

En la elección del tipo de soporte se tuvo en cuenta que el eje superior debe desplazarse verticalmente, según varíe el espesor de chapa. Los fabricantes de rodamientos disponen del siguiente modelo de soporte tipo tensor (Fig. N°48):

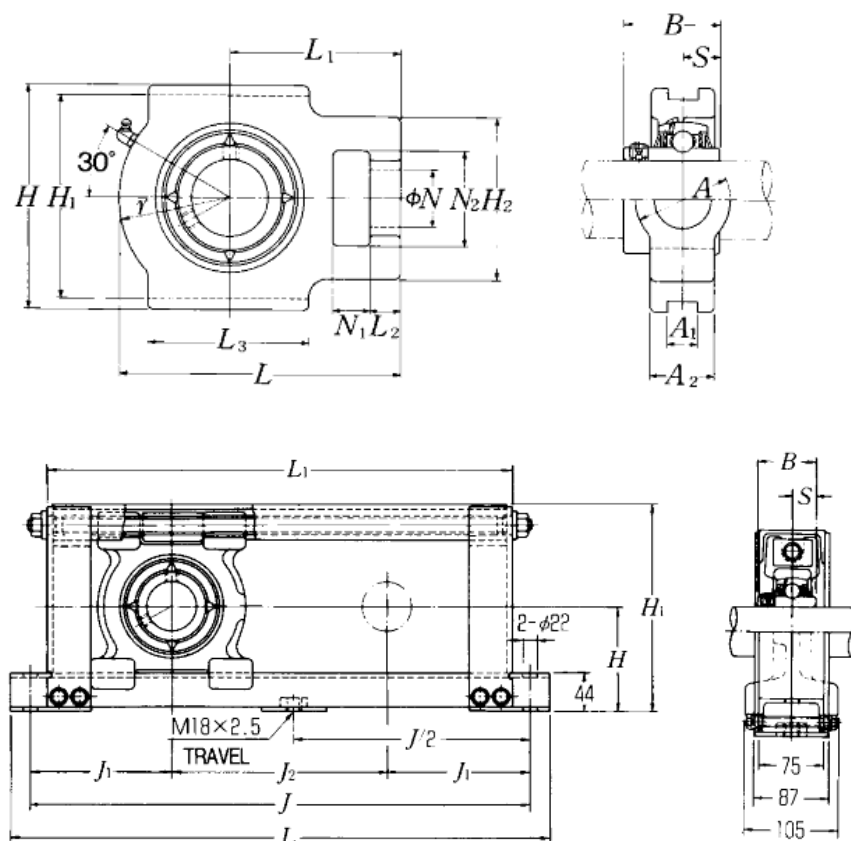


Fig.N°48 – Soportes de rodamientos “tipo tensor”

Estos soportes presentan los siguientes inconvenientes:

- Poca precisión en la posición longitudinal: Presentan un juego apreciable en las guías, perdiendo precisión en el conformado:

- Gran tamaño radial: El tamaño radial elevado que presentan estos soportes, requeriría aumentar los diámetros de los rodillos conformadores, caso contrario, no se obtendría la separación deseada entre rolos debido a la interferencia entre soportes.
- Elevado volumen: Son soportes robustos que requieren una estructura vertical donde poder fijarlos.

Fabricantes como NTN/SNR producen soportes tipo “cartucho” (Fig.N°49). Son soportes económicos y de tamaño pequeño. Estos soportes no pueden fijarse por sí mismos, debiendo diseñar un soporte para fijarlos. En este caso, es ventajoso, ya que se podrá diseñar un sistema de regulación de altura, según las exigencias necesarias y a un bajo costo.

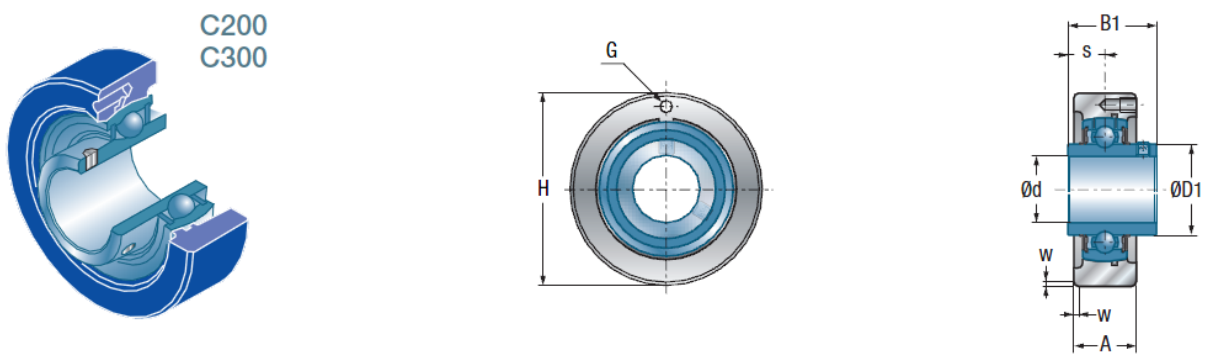


Fig.N°49 – Soportes tipo cartucho

Entonces, se adoptará el siguiente soporte:

C211 (conjunto UCC211)

b.10. Selección del reductor. Debido a la facilidad de montaje, se seleccionará un reductor con árbol hueco a la entrada y a la salida, a fin de evitar acoplamientos intermedios, que introducirían a la máquina potenciales desalineaciones, y además, hecho muy importante, se eliminan elementos de máquinas (acoples). Este tipo de configuración, resulta ser muy compacto y fácil de montar. En primera instancia, se evaluó un reductor del tipo tornillo sinfín y corona, pero dada la elevada relación de transmisión (aprox. 1:100), el rendimiento de los mismos era

demasiado bajo (inferior al 50%), elevando la potencia motriz innecesariamente. Por lo tanto, se optó por un reductor de engranes helicoidales de tres etapas, del tipo ortogonal cuyo rendimiento oscila un 94%. Se seleccionó un reductor marca **SEW**, modelo K, del siguiente tipo (ver fig.N°50):

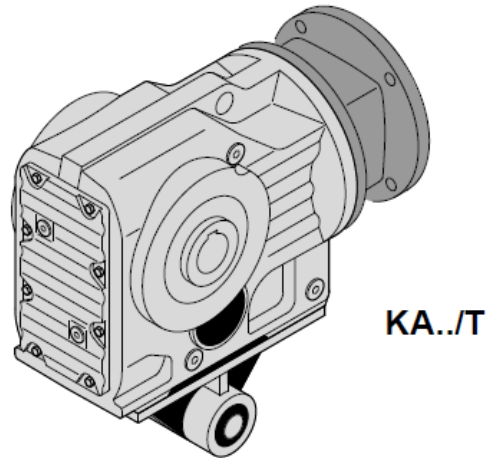


Fig.N°50: Reductor marca SEW modelo KA

A su vez, se escogió un reductor del tipo sin patas, dada su facilidad de montaje (sólo se debe disponer un eje que impida su giro). Para su selección, se tuvo en cuenta las siguientes solicitaciones:

REDUC.N°	N_R (CV)	N_R (KW)	n_R (RPM)	M_{nec} (Nm)
1	1,29	0,95	15,6	580,56
2	1,24	0,92	15,6	559,61
3	1,24	0,92	15,6	559,61

Al considerar la condición de marcha, se calculó el factor de servicio ($f_b = 1,2$) y con el momento torsor del módulo 1 (módulo más solicitado, ver fig.N°39), se adoptó el siguiente reductor:

Marca:	SEW
Modelo:	KA67/TA
Ma =	820 Nm
i =	90,04
η =	0,94

En la figura N°41, se presentan las principales dimensiones del reductor seleccionado:

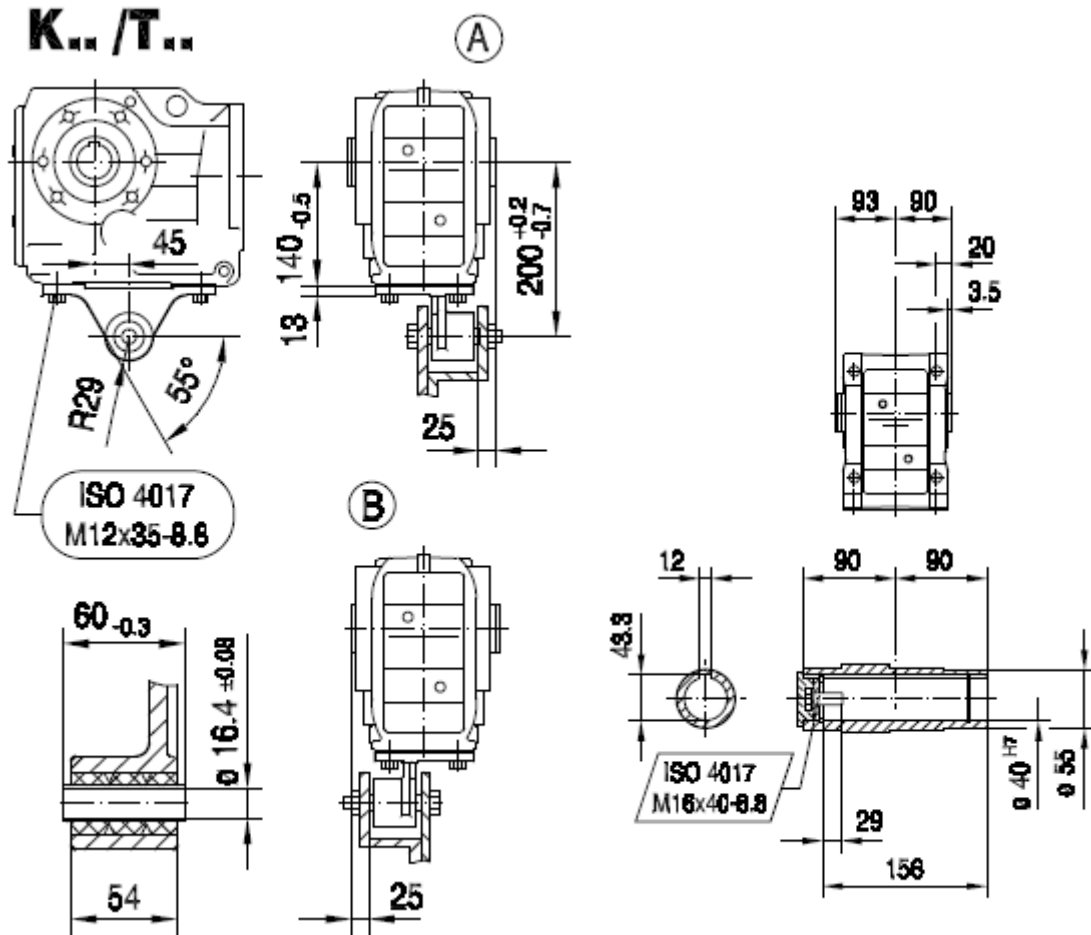


Fig.N°51 – Principales dimensiones del reductor SEW mod KA67/TA

b.11. Diseño general de árboles y verificación: Una vez calculados, seleccionados y verificados todos los componentes, nos encontramos en condiciones de diseñar los árboles y ejes de cada etapa. Para su verificación, se siguió la metodología planteada en 4.b.3. En el caso de verificación de árboles con chaveteros, se procedió según metodología de Niemann y Hanchen; en el caso de cambios de sección, se utilizó la metodología de cálculo de Niemann y Vallance.

b.11.1. *Árbol 1 – 1*: Se deberá verificar por separado este árbol dado que es el de mayor momento torsor.

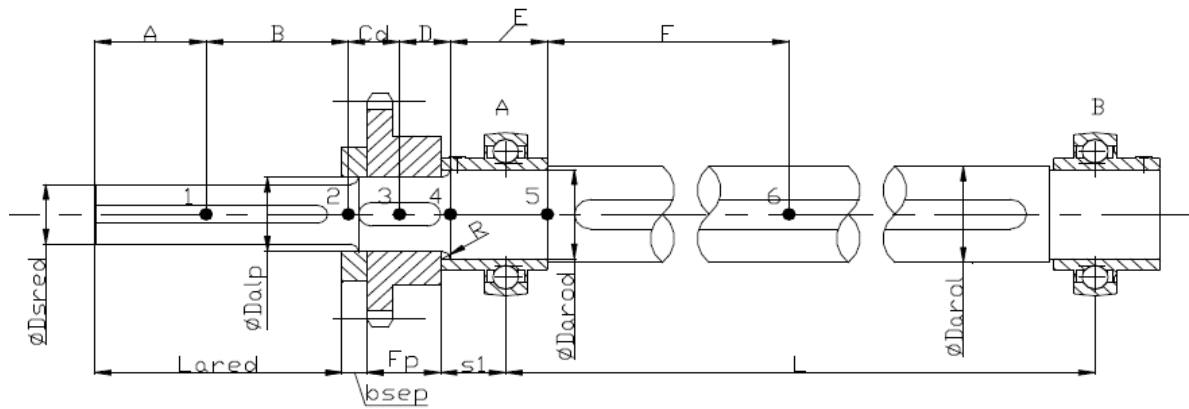


Fig.N°52 – Arbol 1 – 1

Se plantearon las siguientes medidas tentativas:

$L_{ARED} =$	156 mm	$D_{sred} =$	40 mm
$b_{sep} =$	15 mm	$D_{ALP} =$	50 mm
$Fp =$	45 mm	$D_{AROD} =$	55 mm
$S1 =$	33,4 mm	$D_{AROL} =$	65 mm
$L =$	1300 mm		
$A =$	78 mm		
$B =$	85,5 mm		
$Cd =$	30 mm		
$D =$	31 mm		
$E =$	50 mm		
$F =$	624,9 mm		
$R4 =$	2,5 mm		
$R2 =$	5 mm		

Se calcularon esfuerzos según el diagrama de cuerpo libre y el diagrama de esfuerzos internos mostrado en la figura N°53 y 54.

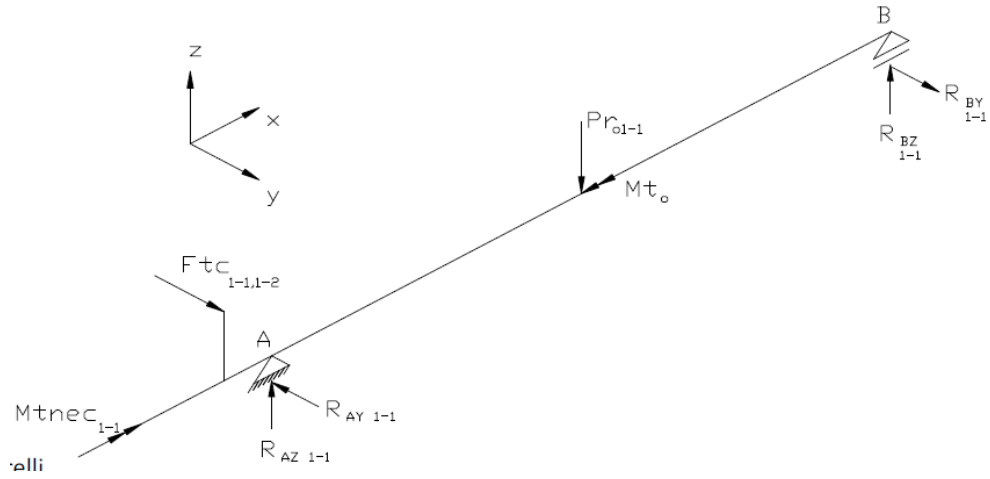


Fig.N°53 – Diagrama de cuerpo libre árbol 1 - 1

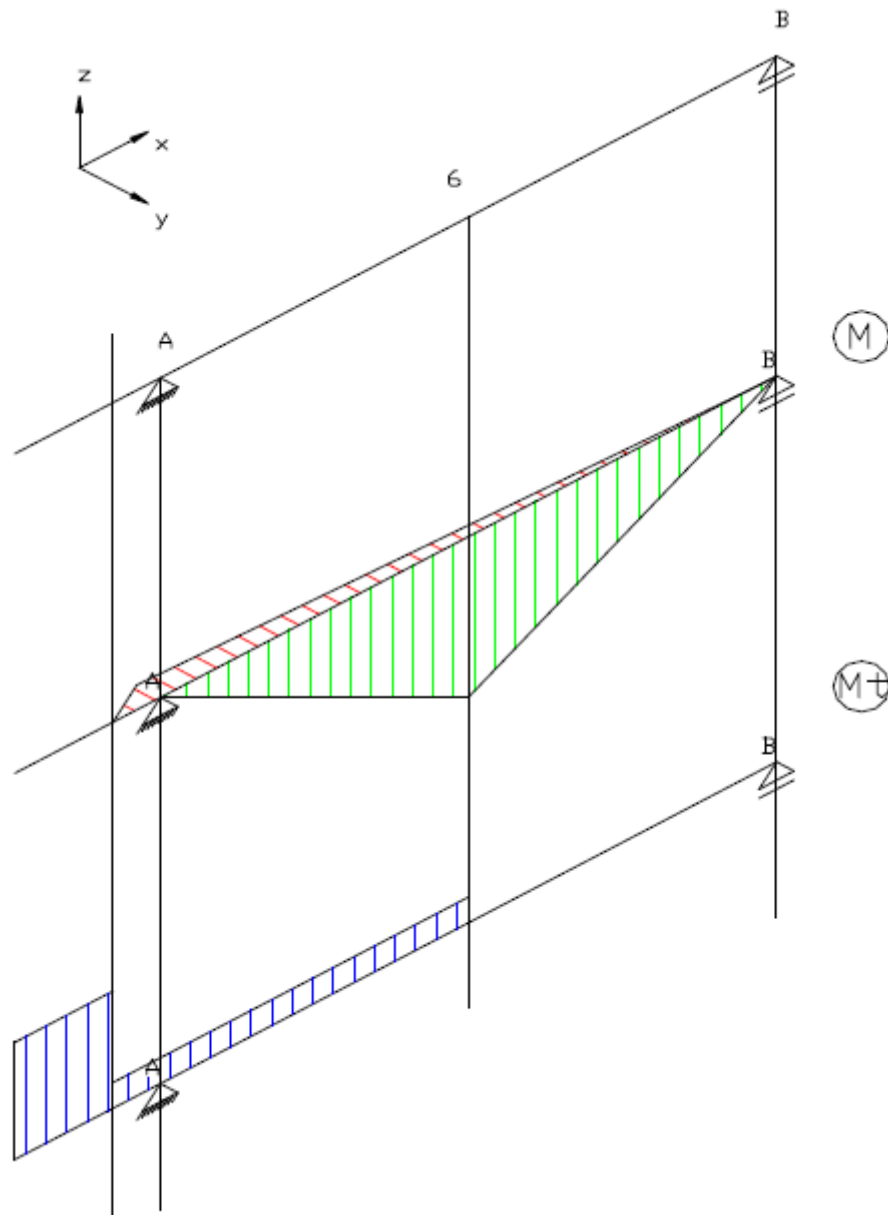


Fig.N°54 Diagrama de esfuerzos internos árbol 1 - 1

Se obtuvieron los siguientes valores:

Puntos	Mf_{xy} (Kgm)	Mf_{xz} (Kgm)	Mt (Kgm)
1	0	0	59,18
2	0	0	59,18
3	0	0	59,18
4	36,4	0	2
5	81,5	2,0	2
6	31,7	78	2

Verificación:

Puntos	Diámetro(mm)					
	Niemann		Hanchen		Vallance	
1	38,97 mm	VERIFICA	35,52 mm	VERIFICA		
2	37,92 mm	VERIFICA	-		36,48 mm	VERIFICA
3	41,51 mm	VERIFICA	36,41 mm	VERIFICA		
4	38,13 mm	VERIFICA	-		38,75 mm	VERIFICA
5	52,48 mm	VERIFICA	-		52,50 mm	VERIFICA
6	51,63 mm	VERIFICA	45,37 mm	VERIFICA		

b.11.2. *Arbol 4 – 1*: Se deberá verificar este árbol por separado, por ser el motriz del módulo N°2 y presentar una consideración más desfavorable que el árbol 1 – 1, ya que el árbol 4 – 1 posee dos rodillos conformadores, por lo tanto, la fuerza radial es el doble. Lo mismo ocurriría en el árbol 6 – 3, pero la condición es mucho más favorable que la del árbol 4 – 1, ya que, si bien es el motriz del módulo N°3, el árbol de la etapa 6 – 3 presenta los rodillos más separados (menor momento flector), y a su vez, al ser la tercer etapa de conformado de la onda, el esfuerzo radial es mucho menor (Fig.N°11). La geometría y las medidas tentativas del árbol 4 – 1 (también del árbol 6 – 3) son las mismas que las del árbol 1 – 1. Pero al presentar 2 rodillos conformadores, varía la condición de carga y, por lo tanto, las reacciones y esfuerzos internos.

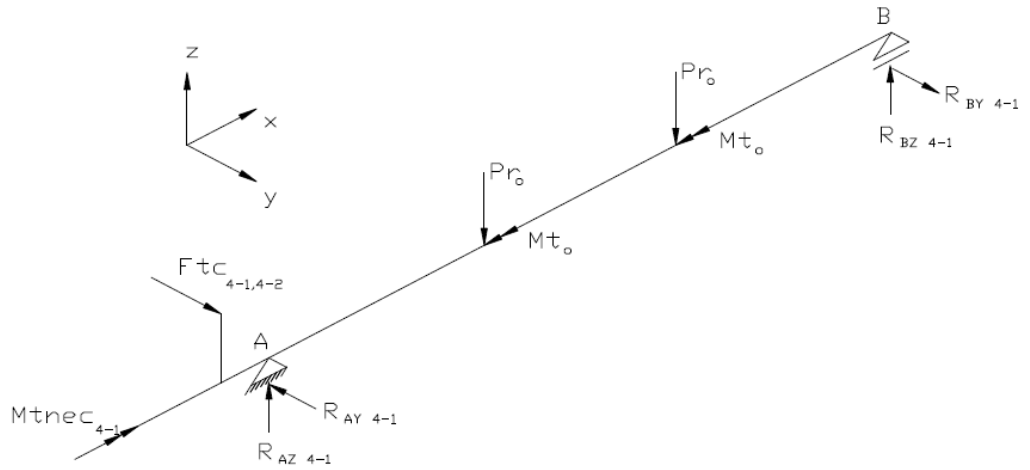


Fig. N°55 – Diagrama de cuerpo libre del árbol 4 – 1

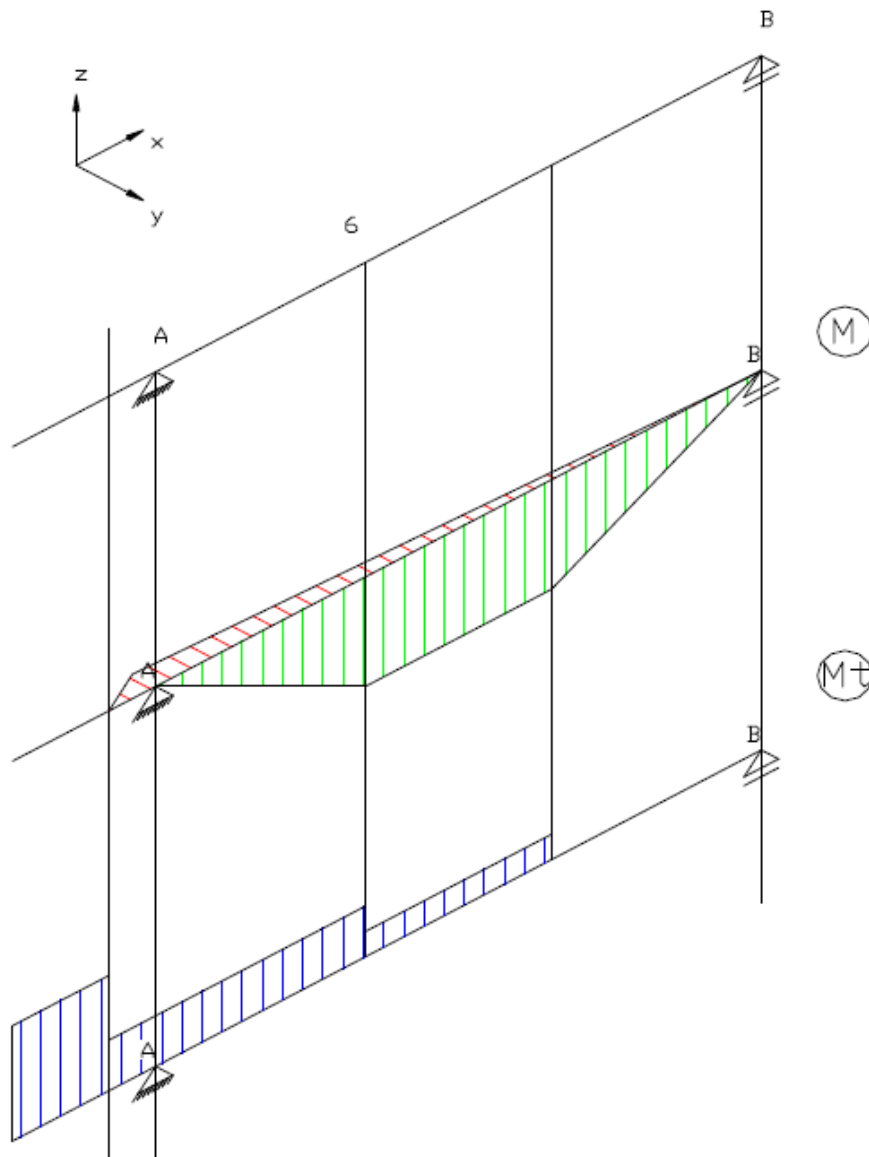


Fig.N°56 – Diagrama de esfuerzos internos del árbol 4 – 1

Se obtuvieron los siguientes valores:

Puntos	Mf_{xy} (Kgm)	Mf_{xz} (Kgm)	Mt (Kgm)
1	0	0	57,04
2	0	0	57,04
3	0	0	57,04
4	35,1	0	4
5	78,6	4,0	4
6	41,3	101,28	4

Verificación:

Puntos	Diámetro(mm)					
	Niemann		Hanchen		Vallance	
1	38,50 mm	VERIFICA	35,09 mm	VERIFICA		
2	37,46 mm	VERIFICA	-		34,03 mm	VERIFICA
3	41,00 mm	VERIFICA	35,96 mm	VERIFICA		
4	37,71 mm	VERIFICA	-		38,32 mm	VERIFICA
5	51,71 mm	VERIFICA	-		51,88 mm	VERIFICA
6	56,33 mm	VERIFICA	49,51 mm	VERIFICA		

b.11.3. *Árbol 2 – 1*: Se debe verificar este árbol, dado que, de todos los árboles, es el que presenta los rolos más próximos al centro. Esta condición trae como resultado que dicho árbol sea el más solicitado a la flexión. La verificación de este árbol, implicará la verificación de los árboles restantes y más aún, los ejes superiores, que al no transmitir momento torsor, se encuentran menos solicitados.

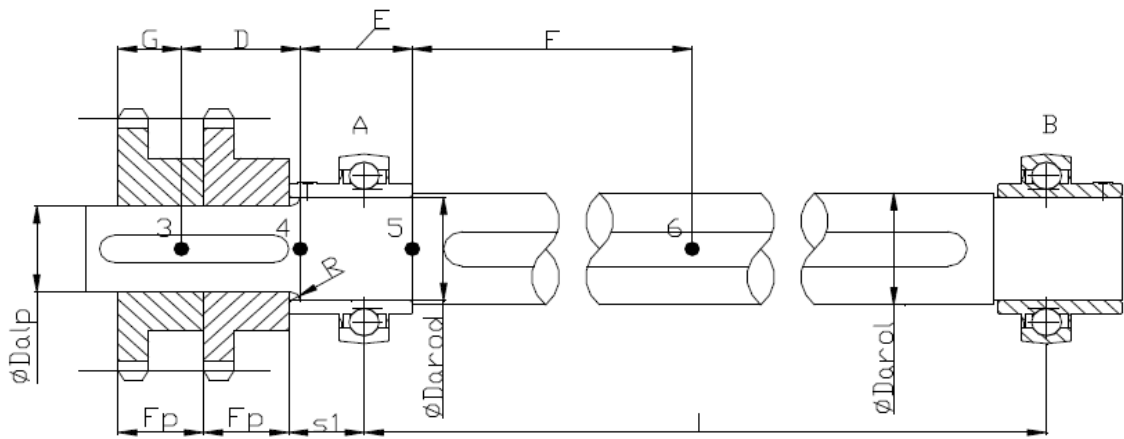


Fig.N°57 – Árbol 2 – 1

Se plantearon las siguientes medidas tentativas:

$F_p =$	45 mm		
$S_1 =$	33,4 mm	$D_{ALP} =$	50 mm
$L =$	1300 mm	$D_{AROD} =$	55 mm
$D =$	62 mm	$D_{AROL} =$	65 mm
$E =$	50 mm		
$F =$	548,9 mm		
$R_4 =$	2,5 mm		
$G =$	33 mm		

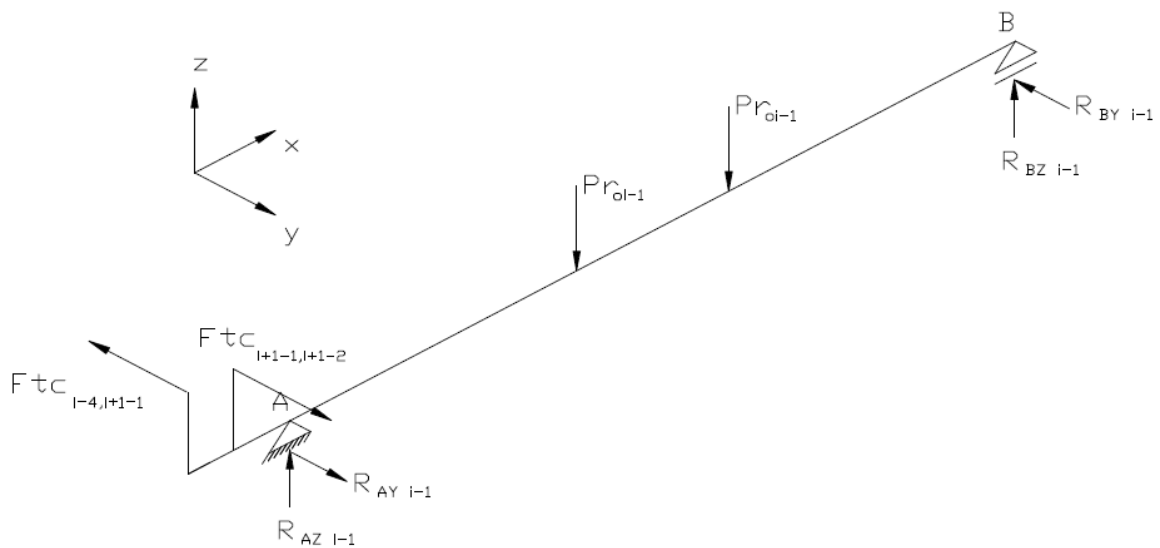


Fig.N°58 – Diagrama de cuerpo libre del árbol 2 – 1

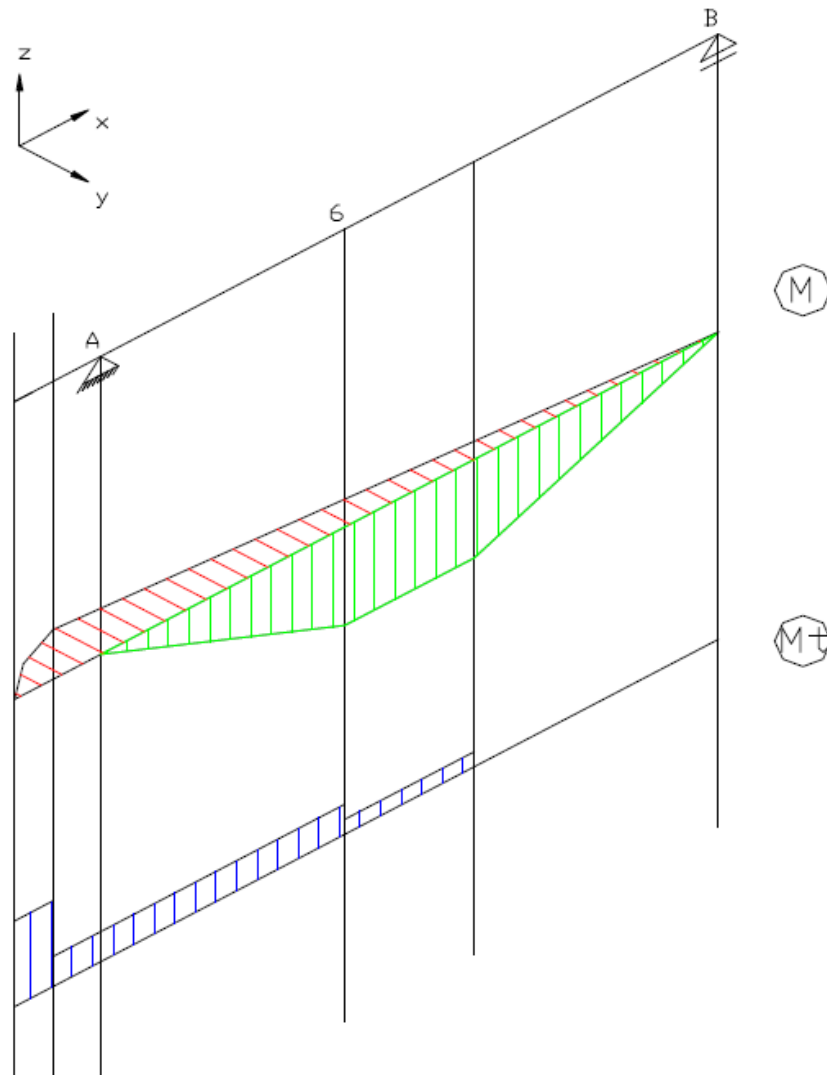


Fig.N°59 – Diagrama de esfuerzos internos del árbol 2 – 1

Se obtuvieron los siguientes valores:

Puntos	Mf_{xy} (Kgm)	Mf_{xz} (Kgm)	Mt (Kgm)
1			
2			
3	27,5	0	44,70
4	31,2	0	4
5	36,0	4,0	4
6	18,9	137,76	4

Verificación:

Puntos	Diámetro(mm)					
	Niemann		Hanchen		Vallance	
1						
2						
3	41,04 mm	VERIFICA	35,99 mm	VERIFICA		
4	36,05 mm	VERIFICA	-		36,85 mm	VERIFICA
5	39,97 mm	VERIFICA	-		40,10 mm	VERIFICA
6	61,02 mm	VERIFICA	53,63 mm	VERIFICA		

b.12. *Chaveteros*: De acuerdo a la norma DIN6885 en función de los diámetros, se seleccionaron los chaveteros. Excepto el chavetero del reductor, que es impuesto por el fabricante. A continuación, se resumen las dimensiones y esfuerzos a los que están sometidos los mismos:

Diámetro	(mm)	b_{chA} (mm)	h_{ch} (mm)	L_{uCH} (mm)	Mt (Kgm)
$D_{sred} =$	40	12	6	156	59,2
$D_{ALP} =$	50	14	9	45	59,2
$D_{AROL} =$	65	18	11	76	2

Siguiendo las recomendaciones de la cátedra “Elementos de máquinas”, se seleccionaron los materiales de las chavetas, de manera que tengan menor resistencia que la de los árboles y ejes. Entonces, el material de las chavetas será:

Material:	SAE1020
$\sigma_{chav} =$	22 Kg/mm ²
$\sigma_{Rchav} =$	46 Kg/mm ²

Se verificaron las chavetas al corte y al aplastamiento según procedimiento descrito en la cátedra antes mencionada. En la siguiente tabla, se exponen los valores de tensión (corte y aplastamiento) a los cuales están sometidas las chavetas:

Diámetro	τ (kg/mm ²)		σ_{apl} (Kg/mm ²)	
D _{sred} =	1,58	VERIFICA	6,3	VERIFICA
D _{ALP} =	3,76	VERIFICA	11,7	VERIFICA
D _{AROL} =	0,04	VERIFICA	0,1	VERIFICA

b.13. *Selección del motor eléctrico:* Se seleccionó un motor estándar de 4 polos, con brida para poder ser montado en el reductor de árbol hueco. Siguiendo la metodología de selección desarrollada por SEW, se adoptó el siguiente motor eléctrico:

N _{mot} =	3 CV	2,2 KW
n _{mot} =	1410 RPM	
Carcasa:	90L	
η_{mot} =	76,5 %	
Brida:	FF-165	

Para poder adaptar un motor estándar a su modelo de reductores, SEW proporciona bridas adaptadoras. Se seleccionó un adaptador AM90 (Fig.N°55)

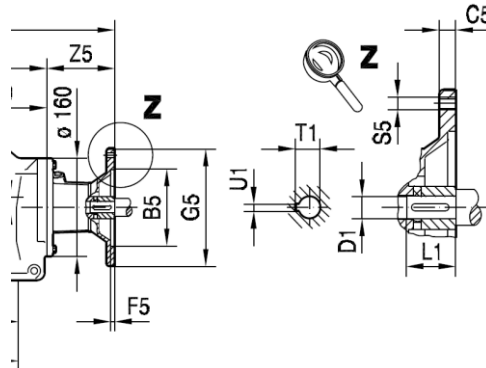


Fig.N°60 – Adaptador SEW modelo AM90

c) **Diseño final:**

A continuación, en las siguientes figuras, se exhibe el diseño final detallado en los ítems anteriores.

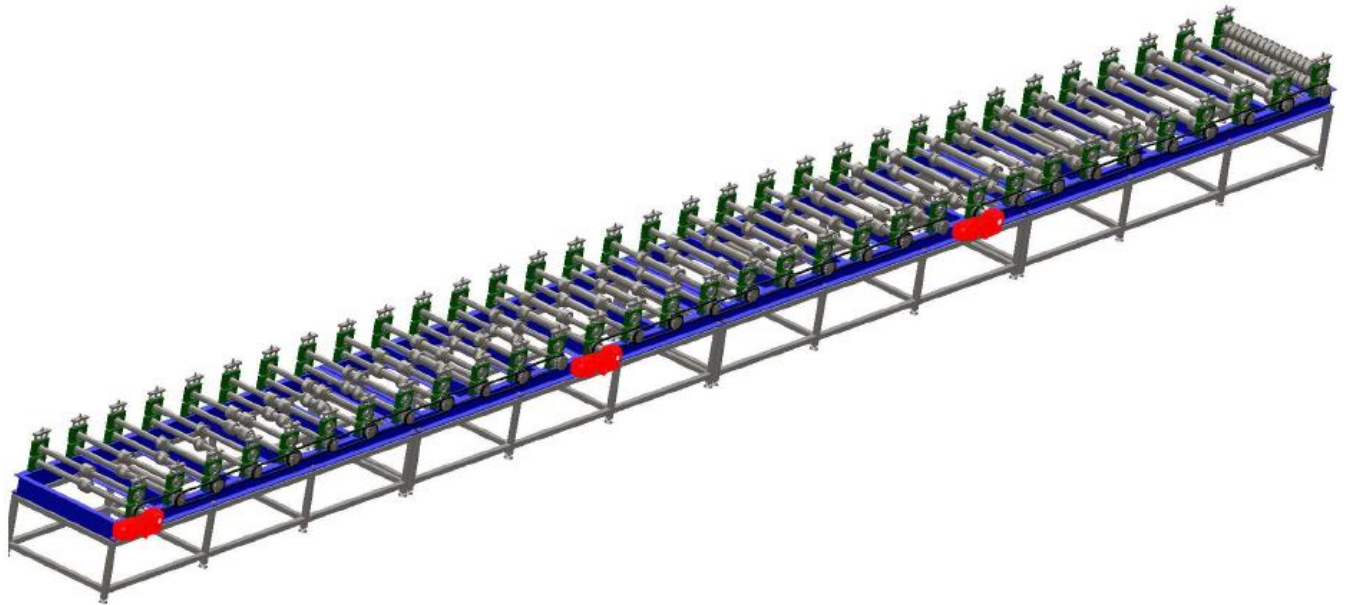


Fig. N°61 – Diseño final de la conformadora

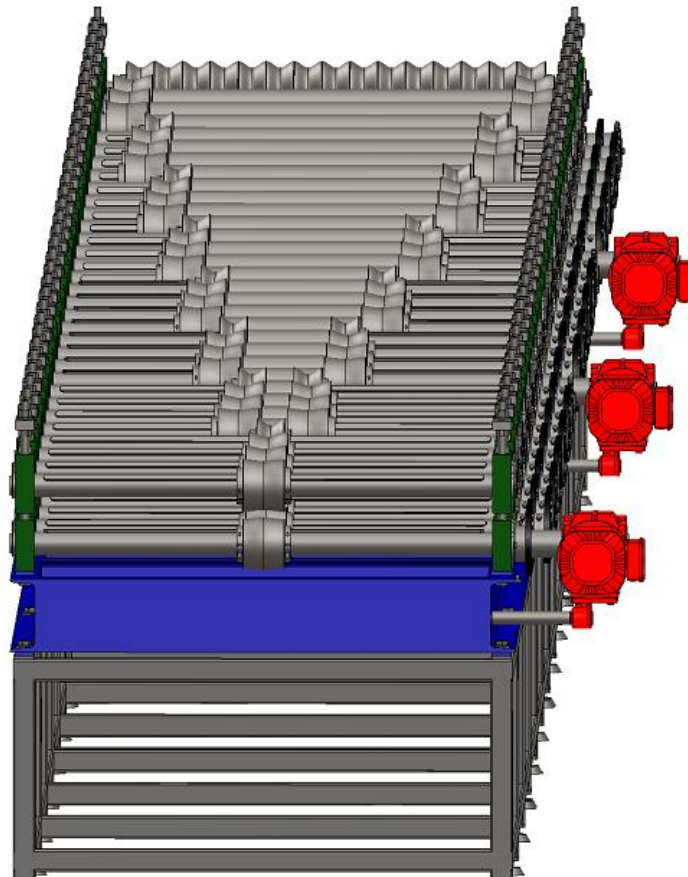


Fig. N°62 – Diseño final de la conformadora

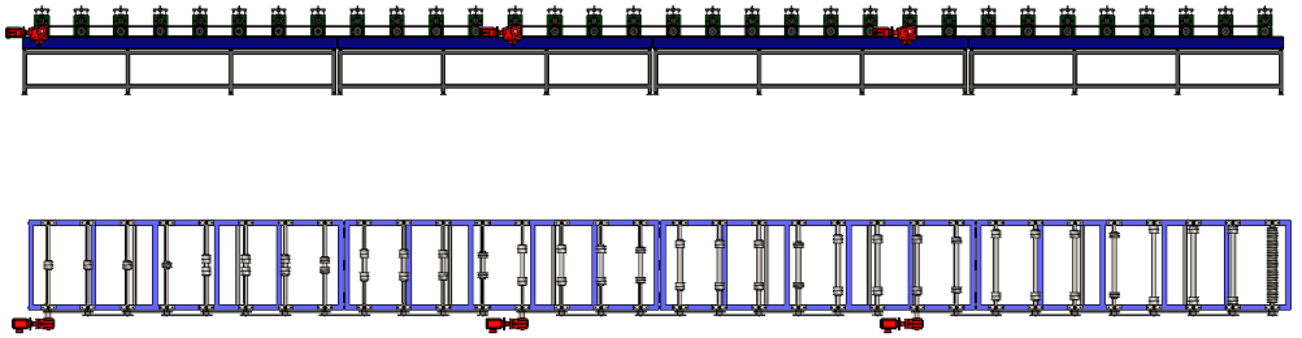


Fig. N°63 – Diseño final de la conformadora – vistas

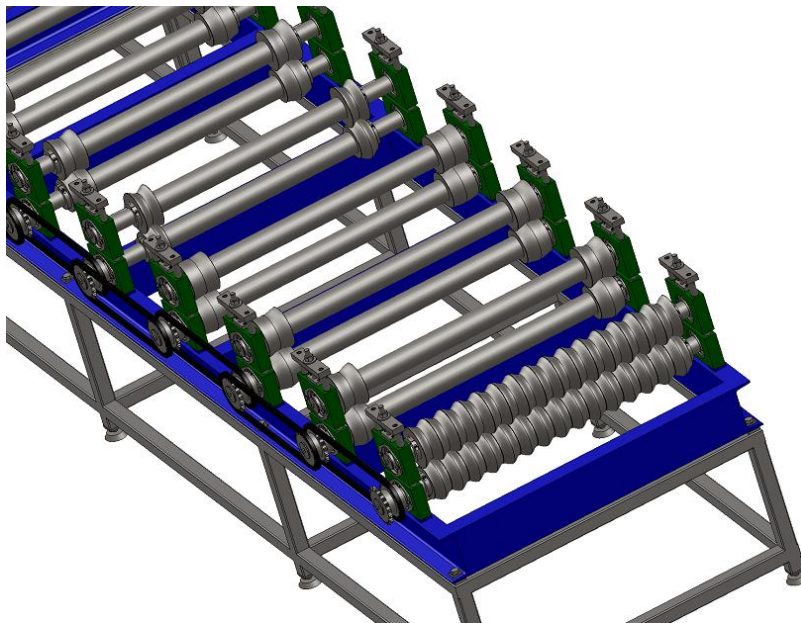


Fig. N°63 – Diseño final de la conformadora – últimas etapas

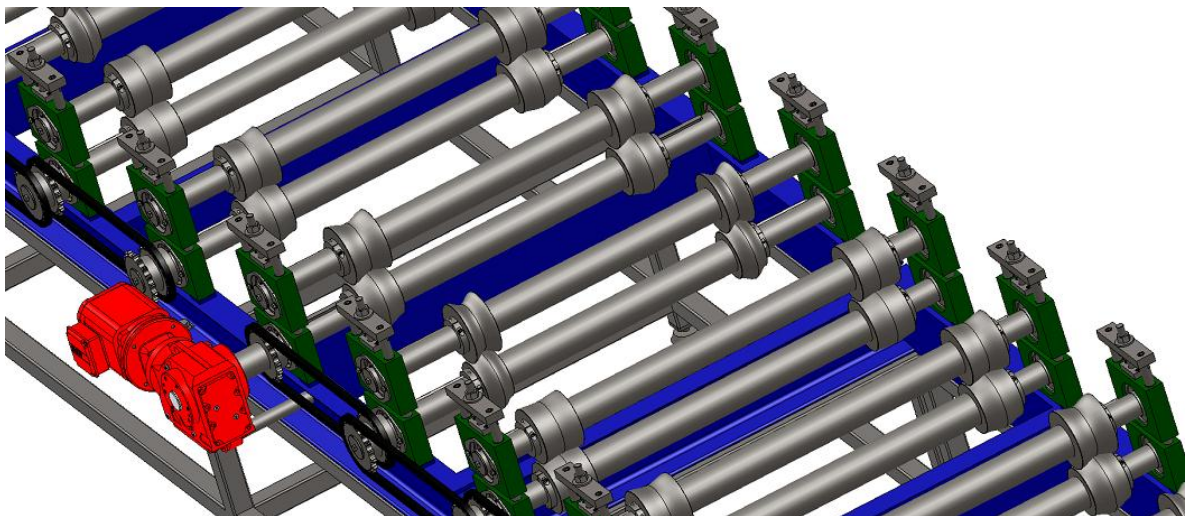


Fig. N°63 – Diseño final de la conformadora – Típico etapa con reductor

5. Resumen y discusión de resultados

A modo de resumen final, se ha logrado diseñar una conformadora confiable, apta para altas producciones seriadas.

El hecho de haber partido de una máquina de ensayos, permitió diseñar la máquina de manera práctica, asegurando que cumpla con los valores reales del proceso.

Por otra parte, ha sido diseñada para un espesor de chapa de 1,25mm, cuando en el mercado se pueden encontrar conformadoras que procesan hasta 0,8mm de espesor.

Uno de los resultados más importantes fue, poder desarrollar una estación de conformado que alcance velocidades de proceso de 15m/min con sólo 6,6KW de potencia instalada, resultado altamente relevante, ya que usualmente en el mercado se observan velocidades de proceso inferiores con mayor potencia instalada. Lo mencionado anteriormente, denota falta de estudio en el tema.

Se trata de una máquina eficiente, de gran capacidad y velocidad de proceso. Véase la siguiente tabla comparativa:

FABRICANTE	PROYECTO	MANEK	HF	WEIHUA	ZHONGJI	HUAFENG	WILLING
VEL.PROC. (m/min)	15	12	8	7	10	12	4
ESPESORES (mm)	0,4 - 1,25	0,3 - 0,7	0,35-0,42	0,3 - 0,8	0,3-0,8	0,35-0,65	0,5-0,6
POTENCIA (KW)	6,6	7,5	7,5	7,5	5,5	7,5	7,5
ETAPAS	32	17	23	33	18	20	15
ANCHO MAX. (mm)	1250	1250	914	1000	1250	1250	1000
ORIGEN		CHINA	USA	CHINA	CHINA	CHINA	CHINA

En síntesis, promediando valores, se puede concluir que, se ha desarrollado un proceso con un 70% más de velocidad, aproximadamente un 80% más de capacidad de espesor, y todo esto con un 10% menos de potencia instalada.

6. Apendice

a. Bibliografía

<i>Titulo</i>	<i>Autor</i>	<i>Año</i>	<i>Editorial</i>
Roll Forming Handbook	G.T.Halmos	2006	Taylor & Francis
Conformado De Los Metales	G.W.Rowe	1972	URMO
Trenes de Laminación	A.I.Tselikov - V.V.Smirnov	1970	URMO
Metal Forming and the Finite-Element Method	Shiro Kobayashi - Soo Ik Oh	1989	Oxford
Elementos de máquinas	G.Niemann	1987	Labor
Diseño de elementos de máquinas	R.Mott	2006	Pearson
Máquinas Prontuario	N.Larburu	2009	Paraninfo
Elementos de máquinas	Catedra UTN FRRO	2005	-

b. Agradecimientos

- A Javier Masetro, por el asesoramiento brindado a lo largo del proyecto.
- A Juan Ricci, por la ayuda incondicional, en el momento de construir la máquina de ensayos.
- A Fernando Faeti, por ayudarnos a adquirir los elementos estándar necesarios para construir la máquina de ensayos.
- A Miguel Ceccarelli, por el apoyo otorgado en la fabricación de las probetas y la realización de los ensayos.
- A Oscar Bolzani y Juan Tomei, por facilitarnos los elementos de metrología necesarios para realizar los ensayos.

Anexo I

Resultados de los ensayos

Ensayo de torque chapa 27 (0,4mm)

N°	P (Kg)	L (m)	POS (X/4)	Mt (Kgm)
1	1,16	0,245	2	0,2842
2	1,28	0,245	2	0,3136
3	1,17	0,245	3	0,28665
4	1,06	0,245	4	0,2597
5	0,86	0,245	4	0,2107
6	1,1	0,245	1	0,2695
7	1,12	0,245	1	0,2744
8	1,16	0,245	2	0,2842
9	1,2	0,245	2	0,294
10	1,18	0,245	3	0,2891
11	1,04	0,245	4	0,2548
12	1,04	0,245	4	0,2548
13	1,16	0,245	1	0,2842
14	1,16	0,245	1	0,2842
15	1,2	0,245	2	0,294
16	1,18	0,245	2	0,2891
17	1,18	0,245	3	0,2891
18	1,18	0,245	3	0,2891
19	1,12	0,245	4	0,2744
20	1	0,245	4	0,245

Xmed	Xmáx	Xmin	σ	IC	Xcmin	Xcmax
0,28	0,3136	0,2107	0,022	0,00983405	0,27	0,29

Ensayo de torque chapa 25 (0,5mm)

N°	P (Kg)	L (m)	POS (X/4)	Mt (Kgm)
1	1,96	0,245	1	0,4802
2	1,92	0,245	1	0,4704
3	1,92	0,245	2	0,4704
4	1,84	0,245	2	0,4508
5	1,88	0,245	3	0,4606
6	1,92	0,245	3	0,4704
7	1,96	0,245	1	0,4802
8	1,78	0,245	1	0,4361
9	1,78	0,245	2	0,4361
10	1,84	0,245	2	0,4508
11	1,7	0,245	3	0,4165
12	1,8	0,245	3	0,441
13	1,8	0,245	4	0,441
14	1,84	0,245	4	0,4508
15	1,96	0,245	1	0,4802
16	1,92	0,245	1	0,4704
17	1,92	0,245	2	0,4704
18	1,98	0,245	2	0,4851
19	1,98	0,245	3	0,4851
20	1,98	0,245	3	0,4851
21	1,82	0,245	4	0,4459
22	1,92	0,245	4	0,4704
23	1,94	0,245	1	0,4753
24	2,08	0,245	2	0,5096
25	2,04	0,245	3	0,4998
26	2,06	0,245	3	0,5047
27	2,06	0,245	4	0,5047
28	1,96	0,245	4	0,4802
29	1,72	0,245	1	0,4214
30	1,94	0,245	1	0,4753
31	1,84	0,245	2	0,4508
32	1,82	0,245	3	0,4459
33	1,9	0,245	3	0,4655

Xmed	Xmáx	Xmin	σ	IC	Xcmin	Xcmax
0,47	0,5096	0,4165	0,023	0,00797137	0,46	0,47

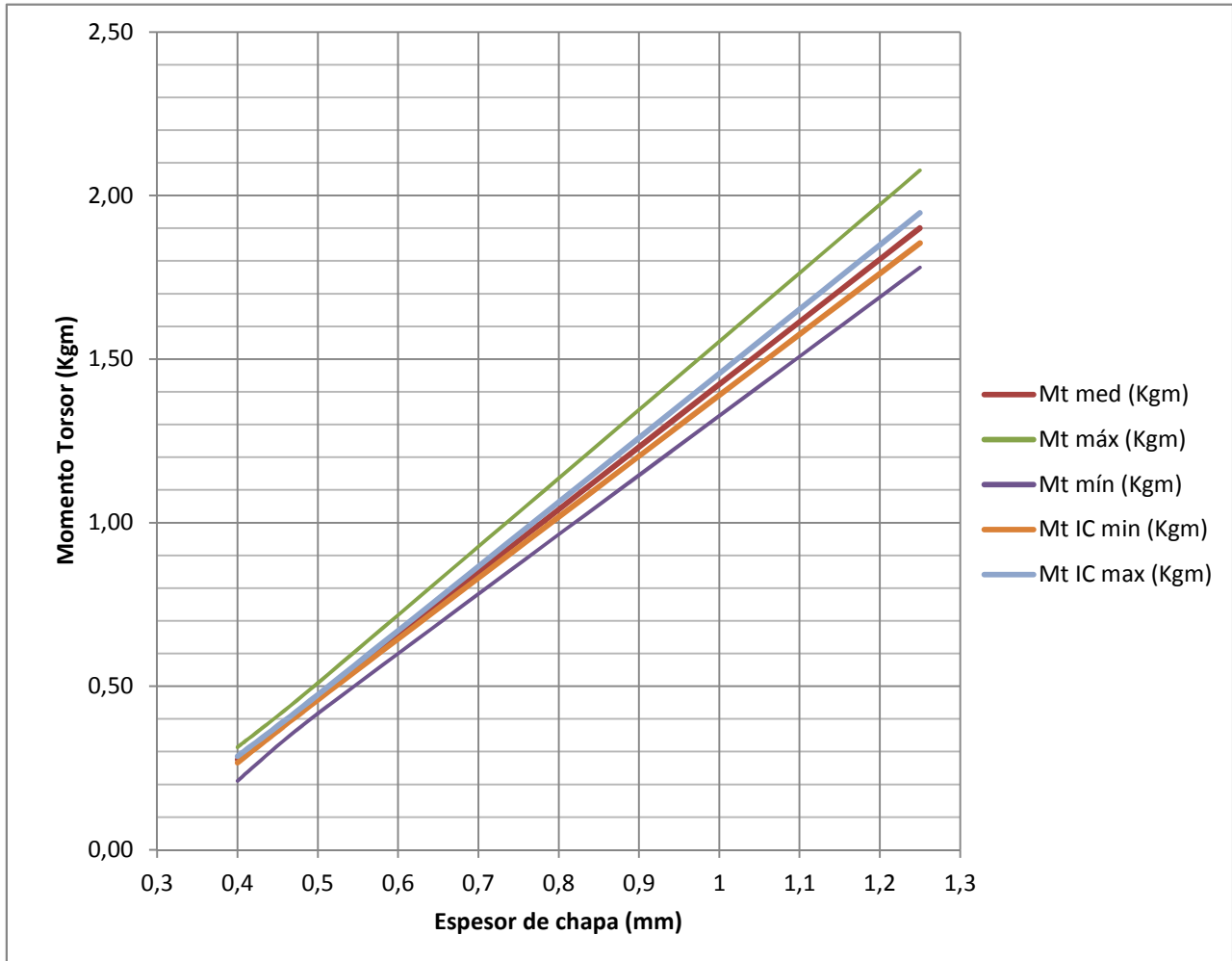
Ensayo de torque chapa 18 (1,25mm)

N°	P (Kg)	L (m)	POS (X/3)	Mt (Kgm)
1	2,94	0,645	2	1,8963
2	3,2	0,645	2	2,064
3	2,78	0,645	3	1,7931
4	2,76	0,645	3	1,7802
5	2,82	0,645	3	1,8189
6	3	0,645	1	1,935
7	2,98	0,645	1	1,9221
8	2,94	0,645	1	1,8963
9	2,94	0,645	2	1,8963
10	3,02	0,645	2	1,9479
11	2,84	0,645	2	1,8318
12	2,94	0,645	3	1,8963
13	2,88	0,645	3	1,8576
14	3,22	0,645	3	2,0769

Xmed	Xmáx	Xmin	σ	IC	Xcmin	Xcmax
1,90	2,0769	1,7802	0,088	0,04618204	1,85	1,95

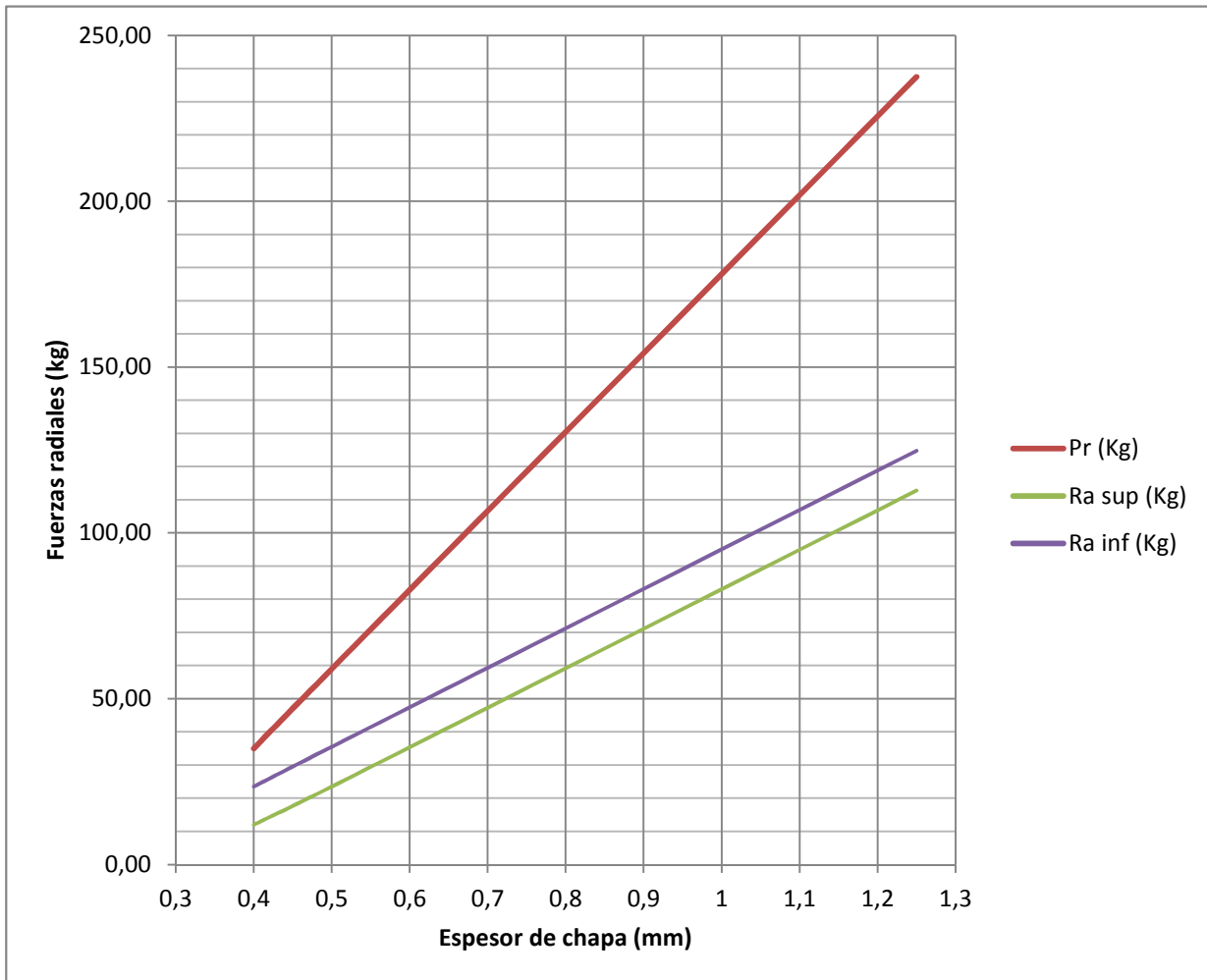
Ensayo de torque - Resumen de resultados

CHAPA	ESPELOR (mm)	Mt med (Kgm)	Mt máx (Kgm)	Mt mín (Kgm)	IC (Kgm)	Mt IC min (Kgm)	Mt IC max (Kgm)
27	0,4	0,28	0,3136	0,2107	0,010	0,266	0,286
25	0,5	0,47	0,5096	0,4165	0,008	0,458	0,474
18	1,25	1,90	2,0769	1,7802	0,046	1,855	1,947



Ensayo de Fuerza radial - Resumen de resultados

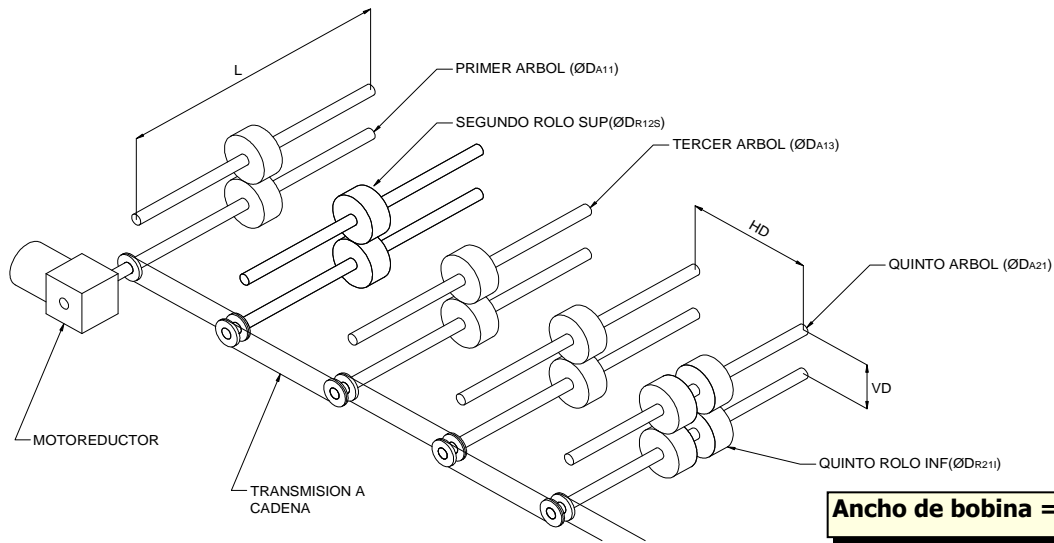
CHAPA	ESPESOR (mm)	Pr (Kg)	Ra sup (Kg)	Ra inf (Kg)
27	0,4	35,00	12	23,5
25	0,5	59,00	23,5	35,5
18	1,25	237,50	112,75	124,75



Anexo II

Memoria de cálculo

ESQUEMA - NOMENCLATURA



L: DISTANCIA ENTRE CENTROS DE RODAMIENTOS **L = 1300 mm**

NOTA:
 Las celdas con valores que estén rellenas del color implican que el mismo fue adoptado. Así mismo las celdas que no estén rellenas, implican que el valor se obtuvo por cálculo.

1) CALCULO DEL N° DE ETAPAS

BIBLIOGRAFIA: ROLL FORMING HANDBOOK - GEORGE T. HALMOS

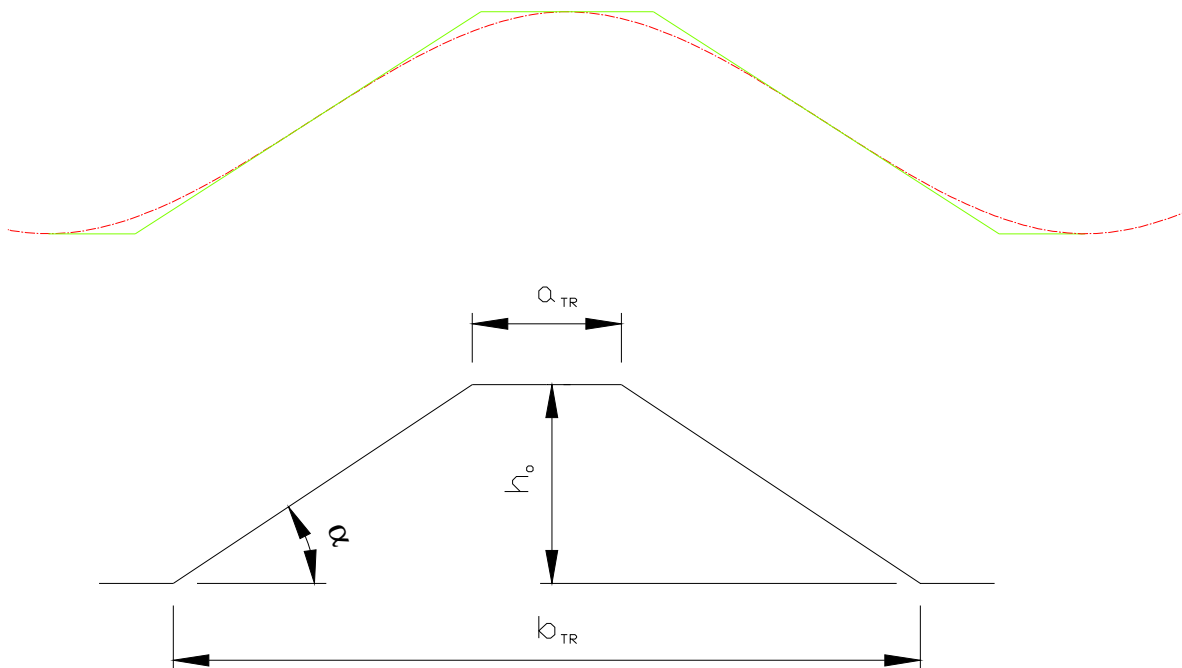
Definimos como etapa a cada par de árboles sobre los cuales van montados los rolos conformadores

1-1) DISEÑO DEL PRODUCTO TERMINADO



p_o : PASO ONDA	$p_o =$	76 mm
h_o : ALTURA ONDA	$h_o =$	18 mm
b_{ch} : ANCHO	$b_{ch} =$	1086 mm
z_o : N° ONDAS	$z_o =$	15,0 ONDAS

1-2) APROXIMACION TRAPEZOIDAL DE LA SECCION



Valores:

$a_{TR} =$	13 mm
$b_{TR} =$	63 mm
$h_o =$	18 mm
$\alpha =$	36 °

1-3) N° DE ETAPAS (PAG.5-69)

$$\left[\left(\frac{h}{t} - 1 \right) \left(\frac{h}{t} - 1 \right) \right] S \cdot (1 + 0,5Z) + e + x + 5zs$$

espesor de chapa a procesar varía de 0,5 a 1,25mm, adoptamos el menor

donde:

n: N° de etapas		
h _o : altura máx.de la sección (altura de onda)	h = 18 mm h = 0,71 pulg	
t: espesor del material a conformar	t = 0,5 mm t = 0,0197 pulg	Según catálogo de SIDERAR
α: ángulo de plegado	α = 36°	
σ _{fCH} : Tensión de fluencia de la chapa	σ _f = 230 MPa σ _f = 33,4 KPSI	Según catálogo de SIDERAR
σ _{RCH} : Tensión de rotura de la chapa	σ _R = 310 MPa σ _R = 45,0 KPSI	
s: factor de forma	s = 1	No aplica en este tipo de conformadora
z: factor de perforado	z = 0	
e: N° de etapas calibradoras	e = 0	
f: factor de tolerancia	x = 0	Baja tolerancia

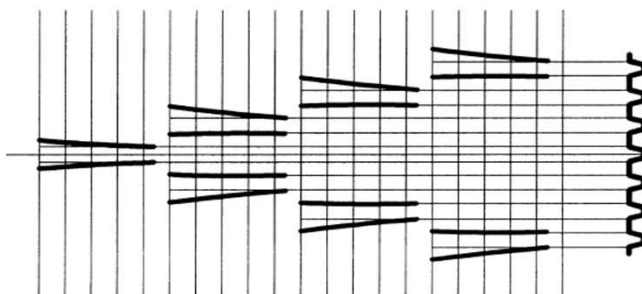
TABLE 5.7 Effect of Shape (S) on Number of Passes (Equation 5.19)

S	Shape Factor	1	1	1.05	1.05	1-1.05	1.1 - 1.2	1.4	1.5

n =	4,24 pasos	adoptamos	n =	4 pasos
-----	------------	-----------	-----	---------

El valor calculado de n, se refiere a los necesarios para conformar una onda, teniendo en cuenta la siguiente configuración, calcularemos el N° total de etapas:

No lo tendremos en cuenta ya que usaremos la ultima etapa como calibradoras.

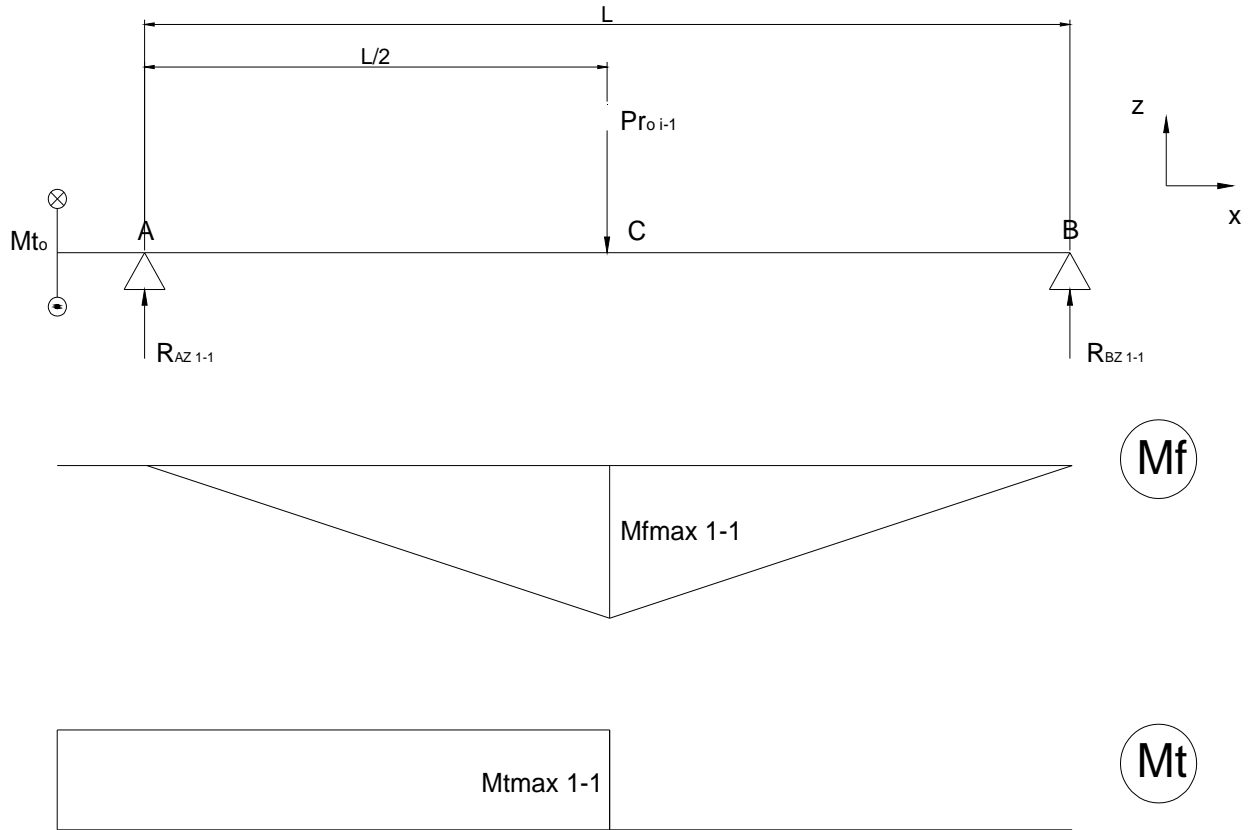


n _t : N° TOTAL DE ETAPAS	n _t =	32 ETAPAS
-------------------------------------	------------------	-----------

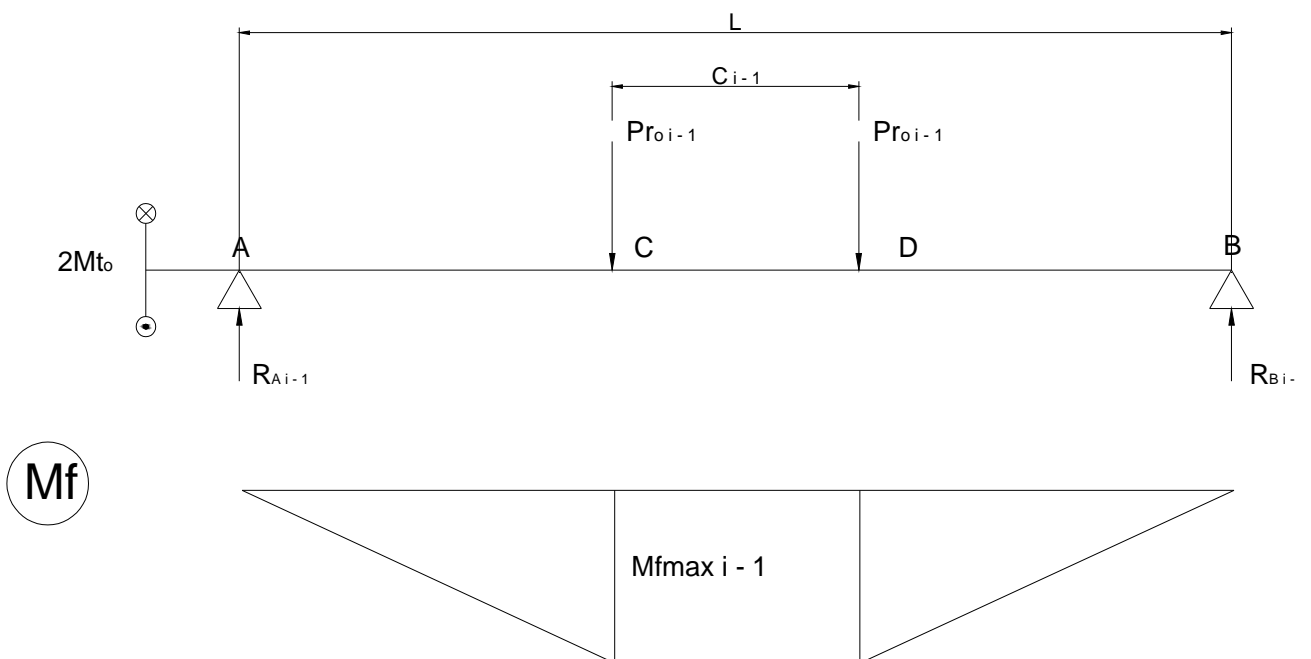
2) CALCULO DE LOS ESFUERZOS EN CADA ETAPA

2-1) DIAGRAMAS

Etapa 1-1



Etapas $i - 1$ (con $2 < i < 8$)



Mt



Obtenido de ensayo en prototipo para chapa 18 (límite superior)

2-2) CALCULO DE LOS ESFUERZOS

Mt ₀ : momento torsor necesario para cada onda	Mt =	2 Kgm
Pr _{o i-1} : esfuerzo radial de cada primer etapa de c/onda	Pr =	240 Kg
	L =	1300 mm

ETAPA (i - 1)	R _{Ai - 1} (Kg)	R _{Bi - 1} (Kg)	C _{i-1} (mm)	Mfmax _{i-1} (Kgm)	Mtmax _{i - 1} (Kgm)
1 - 1	120	120	0	78	2
2 - 1	240	240	152	137,76	4
3 - 1	240	240	304	119,52	4
4 - 1	240	240	456	101,28	4
5 - 1	240	240	608	83,04	4
6 - 1	240	240	760	64,8	4
7 - 1	240	240	912	46,56	4
8 - 1	240	240	1064	28,32	4

Obtenido de ensayo en prototipo, extrapolado para chapa 18

Se observa que el árbol más solicitado será el 2-1

3) DISEÑO Y CALCULO DE LOS ARBOLES

BIBLIOGRAFIA: APUNTE TRABAJOS PRACTICOS CATEDRA ELEMENTOS DE MAQUINAS

3-1) DISEÑO GENERAL

Los árboles son lisos, con un chavetero central (donde se encuentra el máximo esfuerzo).

Material:	SAE1045
Tratamiento:	Laminado en caliente
$\sigma_{fA} =$	42 Kg/mm ²
$\sigma_{RA} =$	63 Kg/mm ²

3-2) MOMENTO IDEAL DE FLEXOTORSION

Según Guest.

$$Mift_{i-1} = \sqrt{Mfmax_{i-1}^2 + \alpha_0^2 Mtmax_{i-1}^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{admA}}{\varphi \cdot \tau_{admA}}$$

$\varphi =$	2
$\sigma_{admA} =$	37 Kg/mm ²
$\tau_{admA} =$	24 Kg/mm ²
$\alpha_0 =$	0,77

Relación de tensiones adm. Del mismo signo según teoría de rotura (pág. 6 tp árboles)

Diagrama smith pág. 11 Tp N°2

Diagrama smith pág. 11 Tp N°2

Relación entre tensiones admisibles (flexión, torsión) del diagrama de smith según el estado de carga,

Etapas	Mift _{i-1}	
1-1	78,02	Kgm
2-1	137,79	Kgm
3-1	119,56	Kgm
4-1	101,33	Kgm
5-1	83,10	Kgm
6-1	64,87	Kgm
7-1	46,66	Kgm
8-1	28,49	Kgm

Según Huber, Von Misses y Hencky.

$$Mift_{i-1} = \sqrt{Mfmax_{i-1}^2 + \alpha_0^2 Mtmax_{i-1}^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{admA}}{\varphi \cdot \tau_{admA}}$$

$\varphi =$	1,73
$\sigma_{admA} =$	37 Kg/mm ²
$\tau_{admA} =$	24 Kg/mm ²
$\alpha_0 =$	0,89

Etapa	Mift _{i-1}	
1-1	78,02	Kgm
2-1	137,79	Kgm
3-1	119,56	Kgm
4-1	101,33	Kgm
5-1	83,10	Kgm
6-1	64,87	Kgm
7-1	46,66	Kgm
8-1	28,49	Kgm

3-3) TENSIONES ADMISIBLES

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

De Niemann Fig 3/27 curva 4 aumentado en un 30% por ser fresa de disco

$\sigma_{bWK10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	60 mm
$b_0 =$	0,85
$F_{SA} =$	1,9
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,4 Kg/mm ²

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_K \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

$\sigma_{bWK10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	60 mm
$b_0 =$	0,65
$f_s =$	0,88
$\beta_K =$	1,62
$F_C =$	1,25
$\sigma_{admAH} =$	8,5 Kg/mm ²

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificad

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

3-4) CALCULO DE LOS DIAMETROS



$$\sigma_{admAN/H} \geq \frac{Mift_{i-1}}{\frac{\pi D_{AROL}^3}{32}} \rightarrow D_{AROL} = \sqrt[3]{\frac{32Mift_{i-1}}{\pi\sigma_{admAN/H}}}$$

ARBOL	D _{AROL} (mm)	
	Niemann	Hanchen
1-1	49,93 mm	45,43 mm
2-1	60,35 mm	54,92 mm
3-1	57,56 mm	52,38 mm
4-1	54,48 mm	49,57 mm
5-1	50,99 mm	46,40 mm
6-1	46,95 mm	42,72 mm
7-1	42,07 mm	38,28 mm
8-1	35,69 mm	32,47 mm

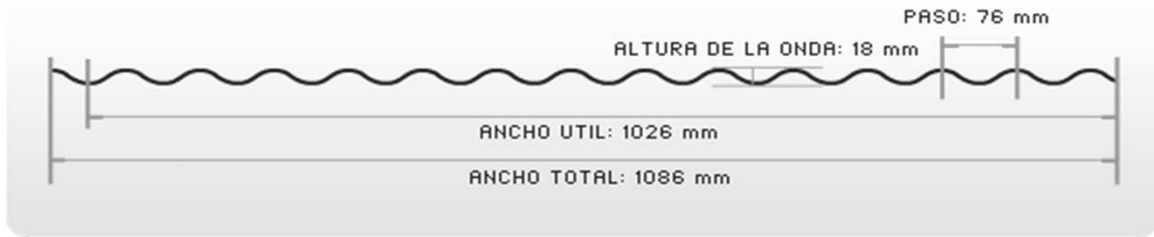
Adoptamos	D _{AROL} =	65 mm
Adoptamos	D _{AROD} =	55 mm

4) DISEÑO Y CALCULO DE LOS RODILLOS CONFORMADORES

BIBLIOGRAFIA: ROLL FORMING HANDBOOK - GEORGE T. HALMOS

4-1) GEOMETRIA DE LA ONDA

La onda responde a un perfil sinuoidal, encontraremos la función que satisfaga las siguientes condiciones:



p_o : Paso de la onda	$p_o =$	76 mm
h_o : Altura de la onda	$h_o =$	18 mm
b_o : Ancho de chapa	$b_o =$	1086 mm
z_o : N° Ondas por chapa	$z_o =$	15,0 ONDAS

La función será del tipo:

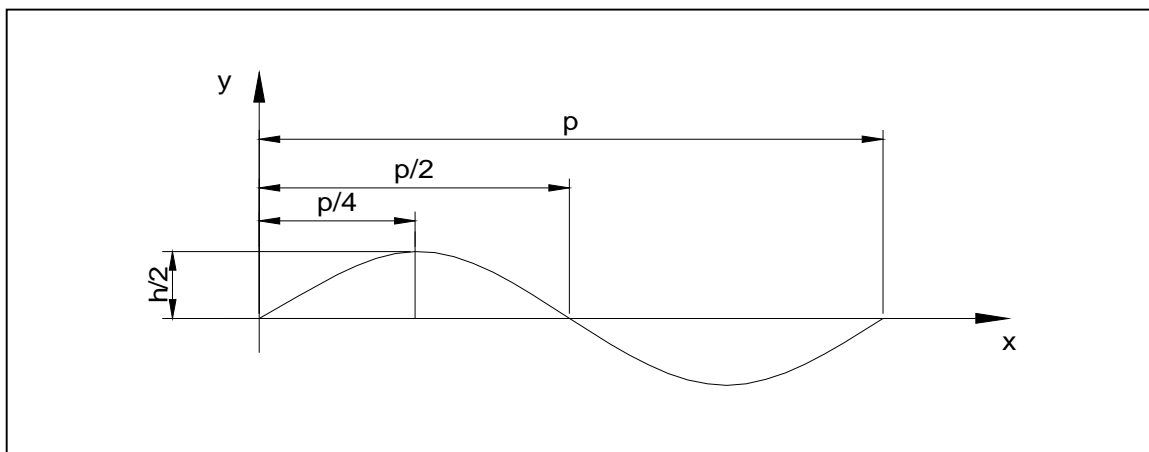
$$f(x) = a \cdot \text{sen}(b \cdot x)$$

Donde a y b son constantes que tienen que cumplir las siguientes condiciones:

cuando $x = k \cdot p/2$ siendo k un número entero, $f(x) = 0$

cuando $x = k \cdot p/2 - p/4$ siendo k un número entero, $f(x) = h/2$

entonces:



$$\left. \begin{matrix} \left(\begin{matrix} - \\ - \end{matrix} \right) \\ \left(\begin{matrix} - & - \end{matrix} \right) \end{matrix} \right\}$$

de 1) no se puede concluir nada ya que queda la expresión $0 = 0$

de 2) podemos concluir dos cosas:

a) el valor máximo de la función seno la tendremos cuando la expresión:

$$b \cdot \frac{k \cdot p}{2} - b \cdot \frac{p}{4} = k \cdot \frac{\pi}{2}$$

cuando ésto suceda $f(x)$ tendrá que ser igual a $h/2$

entonces:

$$a = \frac{h}{2}$$

y tomando $k=1$

$$\frac{b \cdot p}{2} - \frac{b \cdot p}{4} = \frac{\pi}{2} \rightarrow b = \frac{2\pi}{p}$$

Entonces concluimos que:

$$f(x) = \frac{h_o}{2} \text{sen} \left(\frac{2\pi}{p_o} x \right)$$

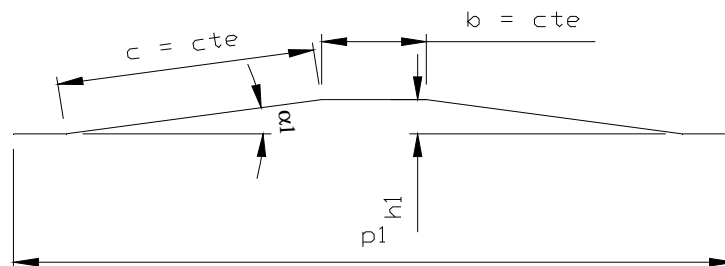
4-2) DISEÑO DE LOS ROLOS

Para poder aplicar los valores obtenidos en los ensayos dividiremos las cuatro etapas de cada onda, igualando los ángulos de plegado de la aproximación trapezoidal.

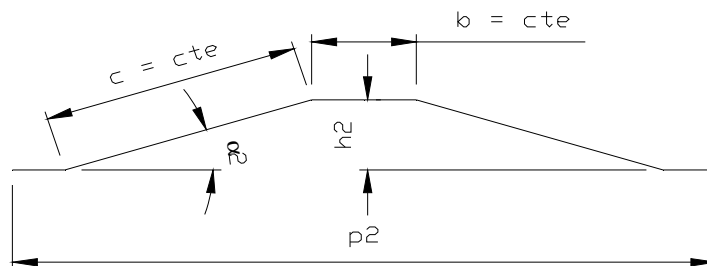
En dicha aproximación dividimos equitativamente el ángulo de plegado por 4:

4-2-a) Aproximación trapezoidal

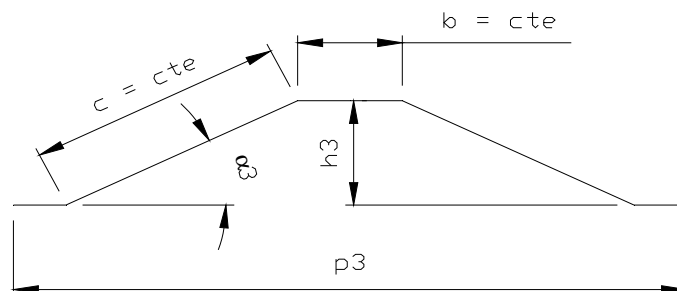
1° ETAPA



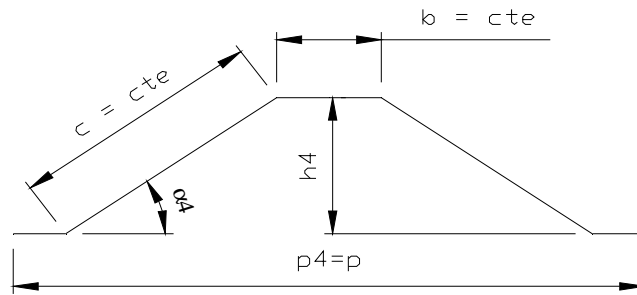
2° ETAPA



3° ETAPA



4° ETAPA



ETAPA	$\alpha(^{\circ})$	b_{tr} (mm)	c_{tr} (mm)	h_o (mm)	p_o (mm)
i-1	9	26,5	30,62	5	113
i-2	18	26,5	30,62	9	111
i-3	27	26,5	30,62	14	107
i-4	36	26,5	30,62	18	76

Donde h_o y p_o serán válidos para calcular la geometría de los rolos

4-2-b) - Perfil de los rolos

Etapa i - 1

$$f(x) = \frac{h}{2} \text{sen} \left(\frac{2\pi}{p} x \right)$$

x	f(x)1
-56,7	4,2
-54,7	4,2
-52,7	4,3
-50,7	4,3
-48,7	4,4
-46,7	4,6
-44,7	4,7
-42,7	4,9
-40,7	5,1
-38,7	5,3
-36,7	5,5
-34,7	5,8
-32,7	6,0
-30,7	6,3
-28,7	6,6
-26,7	6,8
-24,7	7,1
-22,7	7,3
-20,7	7,6
-18,7	7,8
-16,7	8,0
-14,7	8,2
-12,7	8,4
-10,7	8,6
-8,7	8,7
-6,7	8,8
-4,7	8,9
-2,7	9,0

-0,7	9,0
1,3	9,0
3,3	9,0
5,3	8,9
7,3	8,8
9,3	8,7
11,3	8,5
13,3	8,4
15,3	8,2
17,3	8,0
19,3	7,8
21,3	7,5
23,3	7,3
25,3	7,0
27,3	6,7
29,3	6,5
31,3	6,2
33,3	6,0
35,3	5,7
37,3	5,5
39,3	5,2
41,3	5,0
43,3	4,8
45,3	4,7
47,3	4,5
49,3	4,4
51,3	4,3
53,3	4,2
55,3	4,2
56,7	4,2

Etapa i - 2

x	f(x) ²
-55,6	-0,4
-54,6	-0,4
-53,6	-0,4
-52,6	-0,4
-51,6	-0,3
-50,6	-0,2
-49,6	-0,2
-48,6	-0,1
-47,6	0,0
-46,6	0,2
-45,6	0,3
-44,6	0,5
-43,6	0,6
-42,6	0,8
-41,6	1,0
-40,6	1,2

-39,6	1,4
-38,6	1,6
-37,6	1,8
-36,6	2,0
-35,6	2,3
-34,6	2,5
-33,6	2,8
-32,6	3,0
-31,6	3,3
-30,6	3,6
-29,6	3,8
-28,6	4,1
-27,6	4,4
-26,6	4,6
-25,6	4,9
-24,6	5,2
-23,6	5,4
-22,6	5,7
-21,6	5,9
-20,6	6,2
-19,6	6,4
-18,6	6,7
-17,6	6,9
-16,6	7,1
-15,6	7,3
-14,6	7,5
-13,6	7,7
-12,6	7,9
-11,6	8,1
-10,6	8,2
-9,6	8,4
-8,6	8,5
-7,6	8,6
-6,6	8,7
-5,6	8,8
-4,6	8,9
-3,6	8,9
-2,6	9,0
-1,6	9,0
-0,6	9,0
0,4	9,0
1,4	9,0
2,4	9,0
3,4	8,9
4,4	8,9
5,4	8,8
6,4	8,7
7,4	8,6
8,4	8,5
9,4	8,4

10,4	8,2
11,4	8,1
12,4	7,9
13,4	7,7
14,4	7,5
15,4	7,3
16,4	7,1
17,4	6,9
18,4	6,7
19,4	6,5
20,4	6,2
21,4	6,0
22,4	5,7
23,4	5,5
24,4	5,2
25,4	4,9
26,4	4,7
27,4	4,4
28,4	4,1
29,4	3,9
30,4	3,6
31,4	3,3
32,4	3,1
33,4	2,8
34,4	2,6
35,4	2,3
36,4	2,1
37,4	1,8
38,4	1,6
39,4	1,4
40,4	1,2
41,4	1,0
42,4	0,8
43,4	0,6
44,4	0,5
45,4	0,3
46,4	0,2
47,4	0,1
48,4	-0,1
49,4	-0,1
50,4	-0,2
51,4	-0,3
52,4	-0,4
53,4	-0,4
54,4	-0,4
55,4	-0,4
55,6	-0,4

Etapa i - 3

x	f(x) ³
-53,7	-5,0
-52,7	-4,9
-51,7	-4,9
-50,7	-4,8
-49,7	-4,8
-48,7	-4,7
-47,7	-4,5
-46,7	-4,4
-45,7	-4,2
-44,7	-4,0
-43,7	-3,8
-42,7	-3,6
-41,7	-3,3
-40,7	-3,0
-39,7	-2,8
-38,7	-2,4
-37,7	-2,1
-36,7	-1,8
-35,7	-1,4
-34,7	-1,1
-33,7	-0,7
-32,7	-0,3
-31,7	0,0
-30,7	0,4
-29,7	0,8
-28,7	1,2
-27,7	1,6
-26,7	2,1
-25,7	2,5
-24,7	2,9
-23,7	3,3
-22,7	3,7
-21,7	4,1
-20,7	4,4
-19,7	4,8
-18,7	5,2
-17,7	5,5
-16,7	5,9
-15,7	6,2
-14,7	6,5
-13,7	6,8
-12,7	7,1
-11,7	7,4
-10,7	7,6
-9,7	7,9
-8,7	8,1
-7,7	8,3
-6,7	8,4
-5,7	8,6

-4,7	8,7
-3,7	8,8
-2,7	8,9
-1,7	8,9
-0,7	8,9
0,3	9,0
1,3	8,9
2,3	8,9
3,3	8,8
4,3	8,7
5,3	8,6
6,3	8,5
7,3	8,3
8,3	8,2
9,3	8,0
10,3	7,7
11,3	7,5
12,3	7,2
13,3	7,0
14,3	6,7
15,3	6,4
16,3	6,0
17,3	5,7
18,3	5,4
19,3	5,0
20,3	4,6
21,3	4,2
22,3	3,8
23,3	3,5
24,3	3,1
25,3	2,7
26,3	2,2
27,3	1,8
28,3	1,4
29,3	1,0
30,3	0,6
31,3	0,2
32,3	-0,2
33,3	-0,5
34,3	-0,9
35,3	-1,3
36,3	-1,6
37,3	-2,0
38,3	-2,3
39,3	-2,6
40,3	-2,9
41,3	-3,2
42,3	-3,4
43,3	-3,7
44,3	-3,9

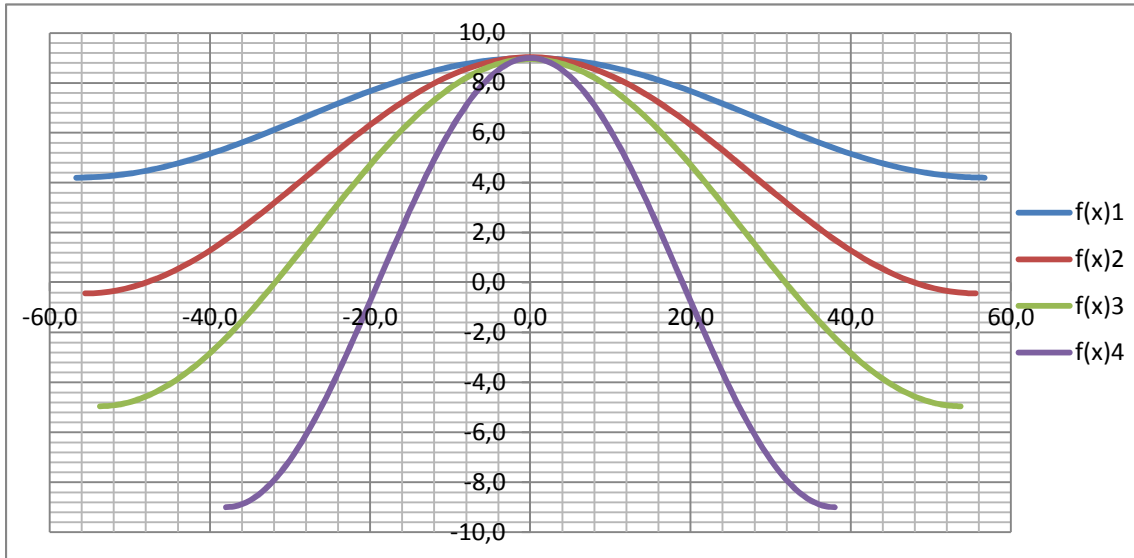
45,3	-4,1
46,3	-4,3
47,3	-4,5
48,3	-4,6
49,3	-4,7
50,3	-4,8
51,3	-4,9
52,3	-4,9
53,3	-4,9
53,7	-5,0

Etapa i - 4

x	f(x)4
-38,0	-9,0
-37,0	-9,0
-36,0	-8,9
-35,0	-8,7
-34,0	-8,5
-33,0	-8,2
-32,0	-7,9
-31,0	-7,5
-30,0	-7,1
-29,0	-6,6
-28,0	-6,1
-27,0	-5,5
-26,0	-4,9
-25,0	-4,3
-24,0	-3,6
-23,0	-2,9
-22,0	-2,2
-21,0	-1,5
-20,0	-0,7
-19,0	0,0
-18,0	0,7
-17,0	1,5
-16,0	2,2
-15,0	2,9
-14,0	3,6
-13,0	4,3
-12,0	4,9
-11,0	5,5
-10,0	6,1
-9,0	6,6
-8,0	7,1

-7,0	7,5
-6,0	7,9
-5,0	8,2
-4,0	8,5
-3,0	8,7
-2,0	8,9
-1,0	9,0
0,0	9,0
1,0	9,0
2,0	8,9
3,0	8,7
4,0	8,5
5,0	8,2
6,0	7,9
7,0	7,5
8,0	7,1
9,0	6,6
10,0	6,1
11,0	5,5
12,0	4,9
13,0	4,3
14,0	3,6
15,0	2,9
16,0	2,2
17,0	1,5
18,0	0,7
19,0	0,0
20,0	-0,7
21,0	-1,5
22,0	-2,2
23,0	-2,9
24,0	-3,6
25,0	-4,3
26,0	-4,9
27,0	-5,5
28,0	-6,1
29,0	-6,6
30,0	-7,1
31,0	-7,5
32,0	-7,9
33,0	-8,2
34,0	-8,5
35,0	-8,7
36,0	-8,9
37,0	-9,0
38,0	-9,0

4 - 2 - c) Diseño de la flor



4 - 3) DIMENSIONES DE LOS ROLOS

4 - 3 - a) - Diámetros medios

Para que los datos de los ensayos sean aplicables, seleccionaremos el diámetro medio de los rolos de cada etapa igual que el del prototipo.

Dimensiones rolos prototipo:

$D_{maxp} =$	144,7 mm
$D_{minp} =$	135 mm
$D_{medp} =$	139,85 mm

Adoptamos

$DR_{med} =$	140 mm
--------------	--------

Dimensiones rolo conformadora

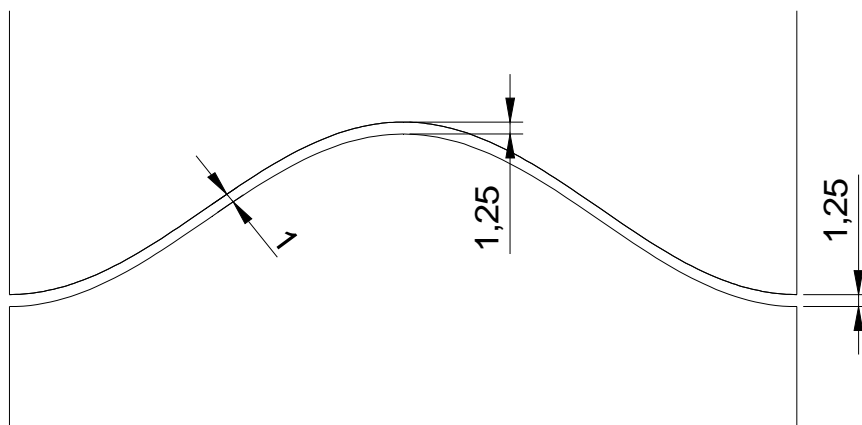
$$DmR_{max} = DR_{med} + \frac{h_o}{2}$$

$$DmR_{min} = DR_{med} - \frac{h_o}{2}$$

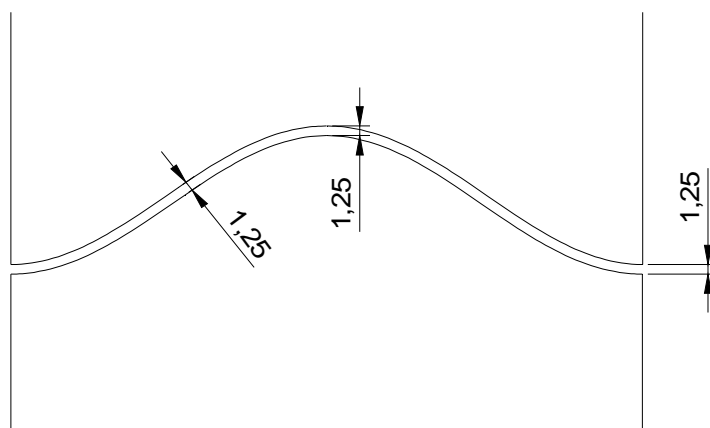
ETAPA	DmR_{max}	DmR_{min}
1	144,8	135,2
2	149,5	130,5
3	153,9	126,1
4	158,0	122,0

NOTA: Estos diámetros corresponden a la fibra central de la chapa. habría que restarle el espesor de la chapa.

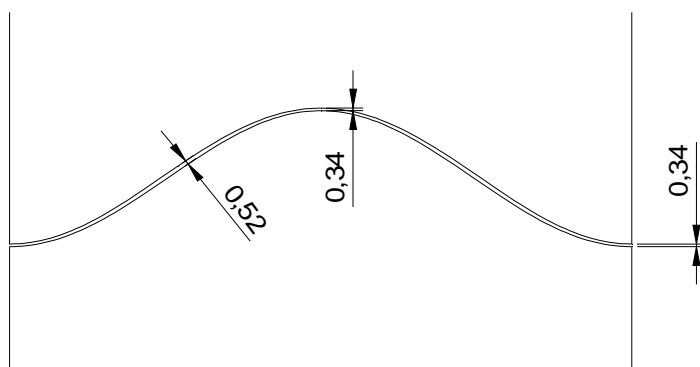
Los perfiles trazados, son válidos para la línea media. si fabricamos los dos rolos con el mismo perfil, nos encontraremos con un problema de interferencia. Por ejemplo supongamos que separamos los rolos para un espesor de chapa 1,25, veamos en el siguiente gráfico el problema que encontraríamos:



en los valores máximos y mínimos del perfil, tendríamos efectivamente la separación de 1,25mm deseada. Pero en los sectores medios nos encontraríamos con el problema de que la separación normal a las superficies sería mucho menor, produciendo fenómenos de laminación y excesiva fricción. De lo expuesto concluimos que los rolos deberán tener distintas funciones, el perfil del rolo superior e inferior deberá ser paralelo al perfil medio calculado:



Inversamente al problema anterior, cuando disminuimos la distancia entre rolos, los valores máximos y mínimos tendrán menor valor de separación que los valores intermedios:



Éste efecto es ventajoso, si bien perdemos un poco de precisión en la forma de la onda, tenemos como resultado menor superficie de contacto, lo que trae aparejado, menor potencia, mayor vida útil de los rolos y menos marcas en la superficie de la chapa. Determinar la función de dicho perfil es complejo, por lo que usaremos la función equidistanciar del software autocad y confeccionaremos el plano para que el rolo sea mecanizado bajo sistema CAD-CAM.

4 - 3 - b) - Diámetros de los rolos

Dejando constante el diámetro medio calcularemos el diámetro de los rolos según la sgte. ecuación

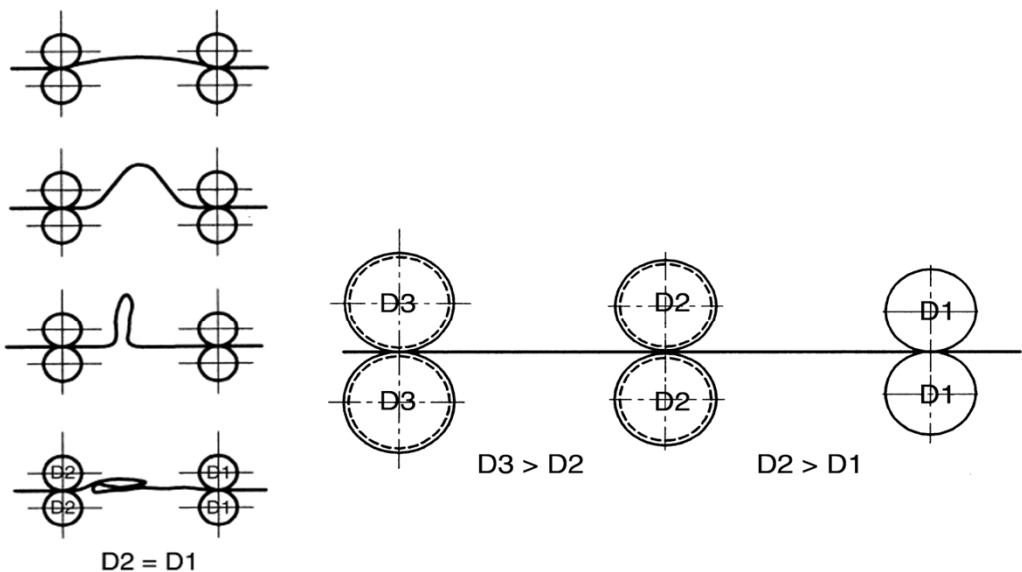
—
—

t_{max} : espesor máximo de chapa a conformar	$t_{max} =$	1,25 mm
t_{min} : espesor mínimo de chapa a conformar	$t_{min} =$	0,4 mm

ETAPA	DR_{max}	DR_{min}	DR_{med}	VDmax	VDmin
i-1	144,2	134,6	139,4	140,0	139,6
i-2	148,8	129,9	139,4	140,0	139,6
i-3	153,3	125,5	139,4	140,0	139,6
i-4	157,4	121,4	139,4	140,0	139,6

Variación del diámetro según la posición de la etapa

Halmos recomienda en su libro, que los diámetros de los rolos vaya aumentando a medida que la chapa avanza por las sucesivas etapas. Con ésto nos aseguramos que no se formen bucles en la chapa ante un eventual



Halmos recomienda en su libro, que los diámetros de los rolos vaya aumentando a medida que la chapa avanza por las sucesivas etapas.
 Con ésto nos aseguramos que no se formen bucles en la chapa ante un eventual resbalamiento y/o cambio de velocidad de la chapa sobre alguna etapa.

Valores recomendados
0,4 a 0,6

ΔD_R : incremento de diámetro entre etapas $\Delta D_R = 0,5 \text{ mm}$

Etapa	DR_{max}	DR_{min}	DR_{med}	ΔDR_{med}
1-1	144,2	134,6	139,4	
1-2	149,3	130,4	139,9	0,5
1-3	154,3	126,5	140,4	0,5
1-4	158,9	122,9	140,9	0,5
2-1	146,2	136,6	141,4	0,5
2-2	151,3	132,4	141,9	0,5
2-3	156,3	128,5	142,4	0,5
2-4	160,9	124,9	142,9	0,5
3-1	148,2	138,6	143,4	0,5
3-2	153,3	134,4	143,9	0,5
3-3	158,3	130,5	144,4	0,5
3-4	162,9	126,9	144,9	0,5
4-1	150,2	140,6	145,4	0,5
4-2	155,3	136,4	145,9	0,5
4-3	160,3	132,5	146,4	0,5
4-4	164,9	128,9	146,9	0,5
5-1	152,2	142,6	147,4	0,5
5-2	157,3	138,4	147,9	0,5
5-3	162,3	134,5	148,4	0,5
5-4	166,9	130,9	148,9	0,5
6-1	154,2	144,6	149,4	0,5
6-2	159,3	140,4	149,9	0,5
6-3	164,3	136,5	150,4	0,5
6-4	168,9	132,9	150,9	0,5
7-1	156,2	146,6	151,4	0,5
7-2	161,3	142,4	151,9	0,5
7-3	166,3	138,5	152,4	0,5
7-4	170,9	134,9	152,9	0,5
8-1	158,2	148,6	153,4	0,5
8-2	163,3	144,4	153,9	0,5
8-3	168,3	140,5	154,4	0,5
8-4	172,9	136,9	154,9	0,5

4 - 3 - c) - Ancho de los rolos

Etapa	b_r (mm)
i - 1	113
i - 2	111
i - 3	107
i - 4	76

4 - 4) MATERIAL

Los rolos conformadores deben diseñarse de manera que sean resistentes a la fricción superficial que se origina en el proceso de tracción de la chapa y en el proceso de plegado. No es tan importante su resistencia a esfuerzos, ya que es una pieza de geometría favorable. Deberá adoptarse un material que pueda adquirir dureza superficial por cementado, o simplemente un acero común con algún recargue duro superficial.

Tipo acero:	SAE8620		
Tipo trat.:	Cementación		
Temp.trat.:	870-925°C	Revenido:	180-220°C
Dureza:	58HRC		
Profundidad:	1mm		
σ_{RR} : tensión de rotura del acero del rolo	$\sigma_{RR} =$	63 Kg/mm ²	
σ_{fR} : tensión de fluencia del acero del rolo	$\sigma_{fR} =$	36 Kg/mm ²	

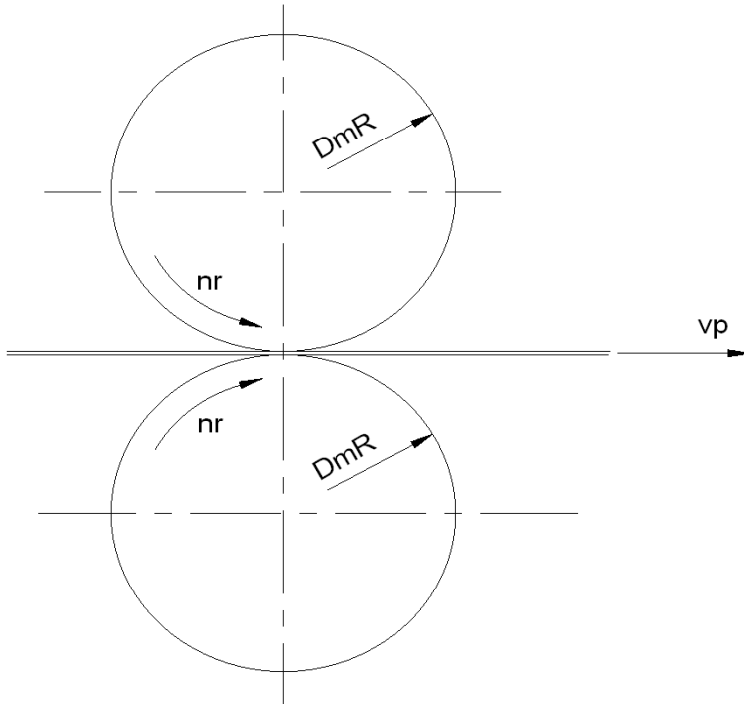
5) ADOPCION DE LA VELOCIDAD DE PROCESO

En el mercado, las velocidades oscilan entre 6 y 10 mm/s. Dichas máquinas poseen menos cantidad de etapas, lo que obliga a disminuir dicha velocidad. Nuestro diseño posee transiciones graduales entre etapa y etapa por lo que seleccionaremos una velocidad de proceso de:

vp: velocidad de proceso	vp =	15 m/min
--------------------------	------	----------

6) POTENCIA DE LA TRANSMISION

6-1) POTENCIA NECESARIA EN CADA ETAPA



Donde:

$$[] = \frac{[]}{[]} \frac{[]}{[]}$$

Teniendo en cuenta la cantidad de ondas (w) por etapa y magnificando la potencia en un 30% para tener en cuenta la fricción interna del material:

Donde

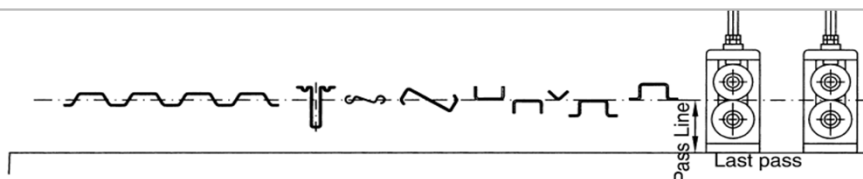
N_E : Potencia de cada etapa [CV]

M_t : Momento torsor necesario en cada etapa [Kgm]

v_p : Velocidad del proceso [m/min]

D_{mR} : Diámetro medio de cada etapa [mm]

Nota: Para el cálculo de la velocidad tomamos el diámetro medio basándonos en la experiencia de Halmos (p.5-40), quien afirma que para éste tipo de conformado la velocidad de la chapa es la del diámetro medio.



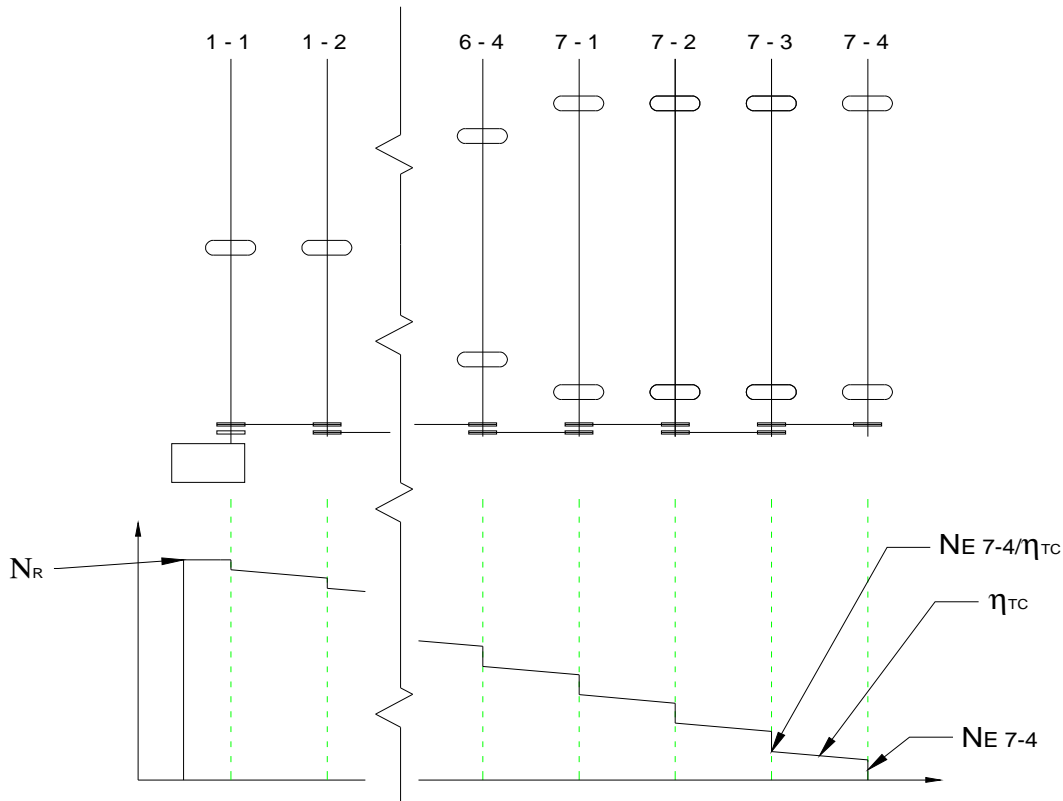
Etapa	DmR [mm]	n _R [RPM]	w	N _E [CV]	N _E [KW]
1-1	139,4	15,6	1	0,06	0,04
1-2	139,9	15,6	1	0,06	0,04
1-3	140,4	15,6	1	0,06	0,04
1-4	140,9	15,6	1	0,06	0,04
2-1	141,4	15,6	2	0,11	0,08
2-2	141,9	15,6	2	0,11	0,08
2-3	142,4	15,6	2	0,11	0,08
2-4	142,9	15,6	2	0,11	0,08
3-1	143,4	15,6	2	0,11	0,08
3-2	143,9	15,6	2	0,11	0,08
3-3	144,4	15,6	2	0,11	0,08
3-4	144,9	15,6	2	0,11	0,08
4-1	145,4	15,6	2	0,11	0,08
4-2	145,9	15,6	2	0,11	0,08
4-3	146,4	15,6	2	0,11	0,08
4-4	146,9	15,6	2	0,11	0,08
5-1	147,4	15,6	2	0,11	0,08
5-2	147,9	15,6	2	0,11	0,08
5-3	148,4	15,6	2	0,11	0,08
5-4	148,9	15,6	2	0,11	0,08
6-1	149,4	15,6	2	0,11	0,08
6-2	149,9	15,6	2	0,11	0,08
6-3	150,4	15,6	2	0,11	0,08
6-4	150,9	15,6	2	0,11	0,08
7-1	151,4	15,6	2	0,11	0,08
7-2	151,9	15,6	2	0,11	0,08
7-3	152,4	15,6	2	0,11	0,08
7-4	152,9	15,6	2	0,11	0,08
8-1	153,4	15,6	2	0,11	0,08
8-2	153,9	15,5	2	0,11	0,08
8-3	154,4	15,5	2	0,11	0,08
8-4	154,9	15,4	2	0,11	0,08

Considerando la velocidad angular constante.

Nota: según vimos en 4) todos los rolos giraran a igual n para que las vt aumentan entre etapa y etapa y de esta forma evitamos la formación de bucles.

6-2) POTENCIA TOTAL

La potencia total, será la sumatoria de la potencia de cada etapa. Al valor de la potencia de cada etapa habrá que afectarla por el rendimiento de la transmisión (a cadena). Veamos el siguiente esquema:



$$N_R = \sum \left(\frac{N_{E\ i-j}}{\eta_{TC}} + N_{E\ i+1-j+1} \right)$$

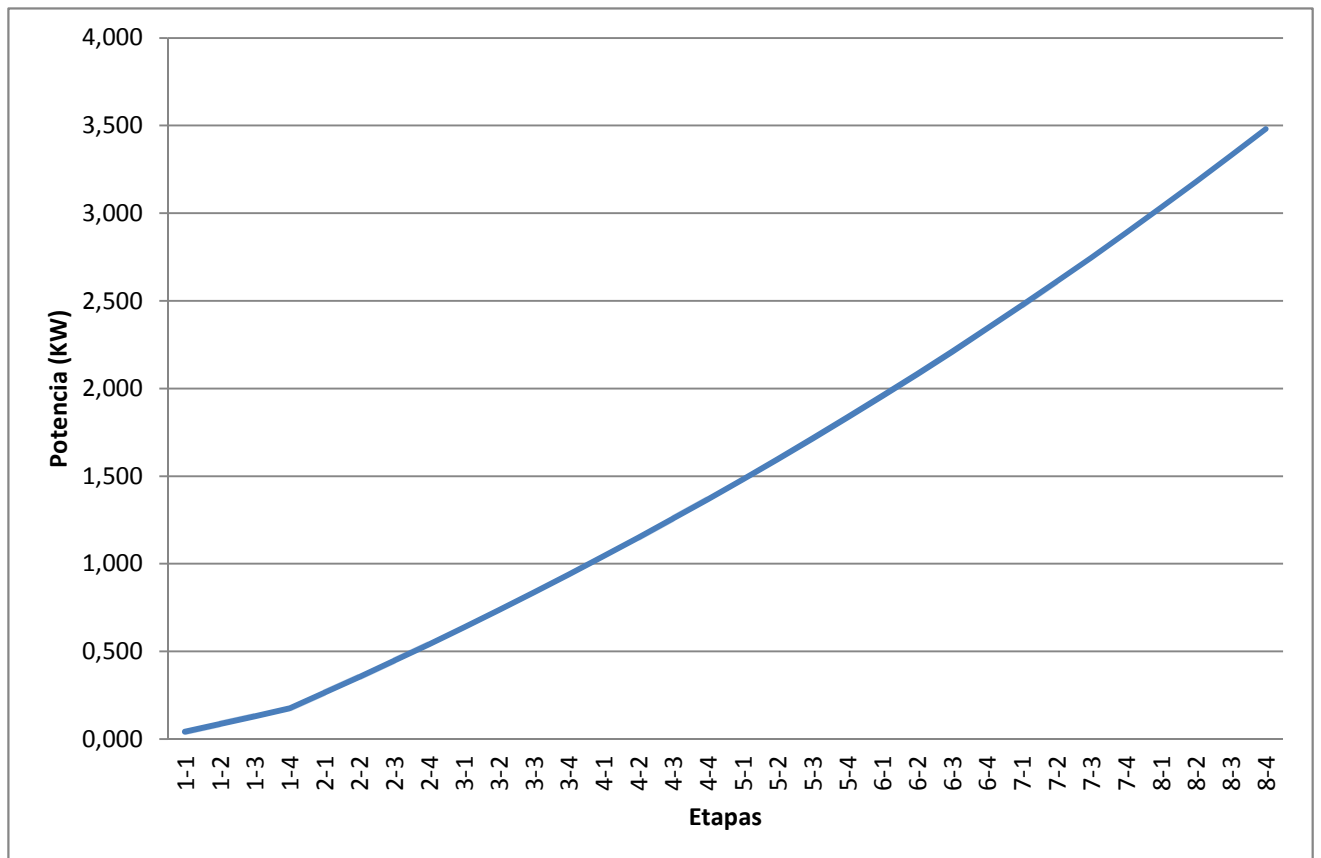
Donde:

N_R : Potencia total necesaria a la salida del reductor
$N_{E\ i-j}$: Potencia de cada etapa
η_{TC} : Rendimiento transmisión entre etapas $\eta_{TC} = 0,98$

Etapa	N_E (CV)	N_R (CV)	N_R (KW)
1-1	0,06	0,058	0,043
1-2	0,06	0,117	0,086
1-3	0,06	0,177	0,130
1-4	0,06	0,239	0,176
2-1	0,11	0,359	0,264
2-2	0,11	0,482	0,355
2-3	0,11	0,608	0,447
2-4	0,11	0,736	0,542
3-1	0,11	0,867	0,638
3-2	0,11	1,000	0,736
3-3	0,11	1,136	0,836

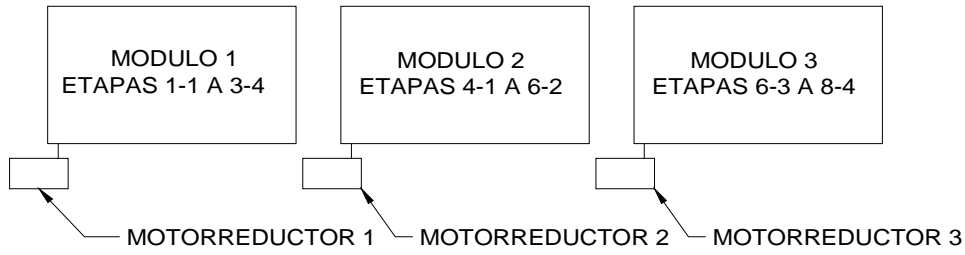
elementos de transmisión (catedra elementos de máquinas), transmisión cadenas de rodillos bien lubricadas

3-4	0,11	1,275	0,938
4-1	0,11	1,417	1,043
4-2	0,11	1,561	1,149
4-3	0,11	1,709	1,258
4-4	0,11	1,859	1,368
5-1	0,11	2,013	1,482
5-2	0,11	2,170	1,597
5-3	0,11	2,330	1,715
5-4	0,11	2,493	1,835
6-1	0,11	2,660	1,957
6-2	0,11	2,829	2,083
6-3	0,11	3,003	2,210
6-4	0,11	3,180	2,340
7-1	0,11	3,361	2,473
7-2	0,11	3,545	2,609
7-3	0,11	3,733	2,747
7-4	0,11	3,925	2,889
8-1	0,11	4,120	3,032
8-2	0,11	4,319	3,179
8-3	0,11	4,522	3,328
8-4	0,11	4,728	3,480



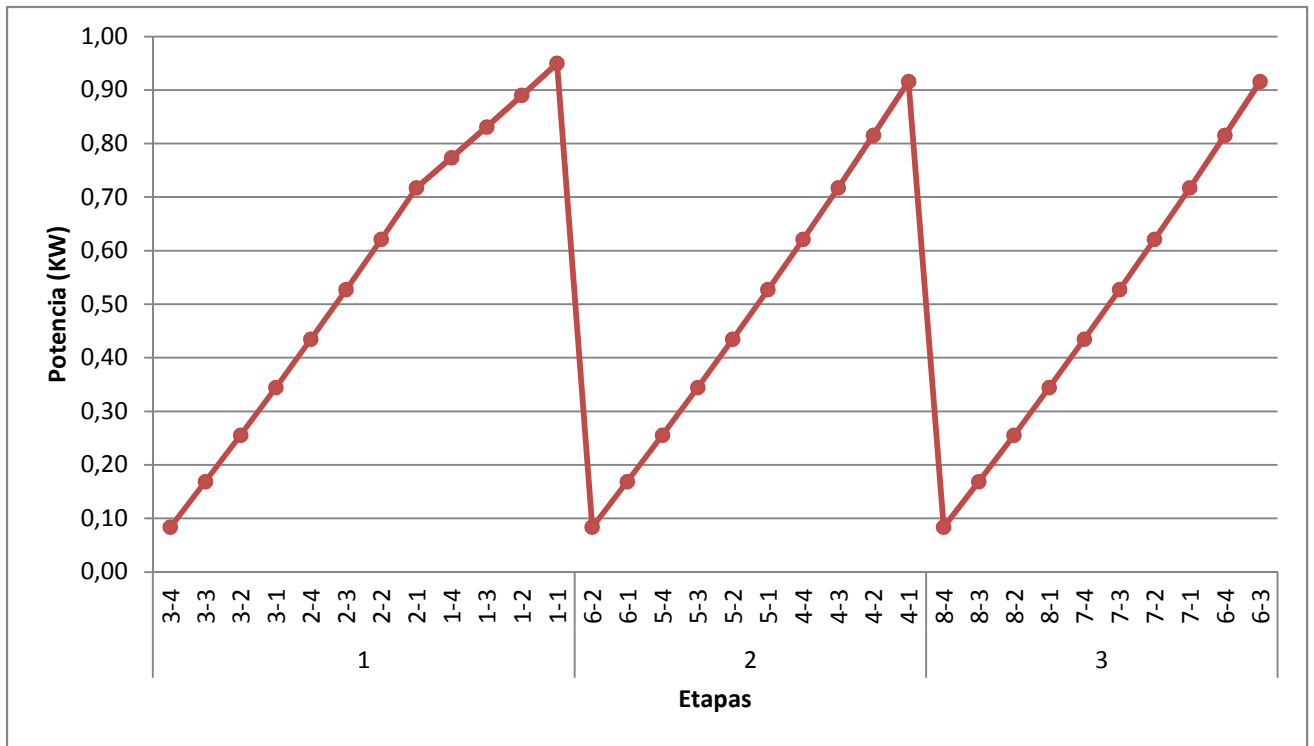
Este tipo de configuración tiene el inconveniente del desbalance de tensiones entre la primer y última etapa. Quedando transmisiones muy solicitadas en la entrada y por el contrario, las últimas etapas quedan muy poco cargadas.

Para disminuir éste inconveniente dividiremos la conformadora en tres grandes grupos:



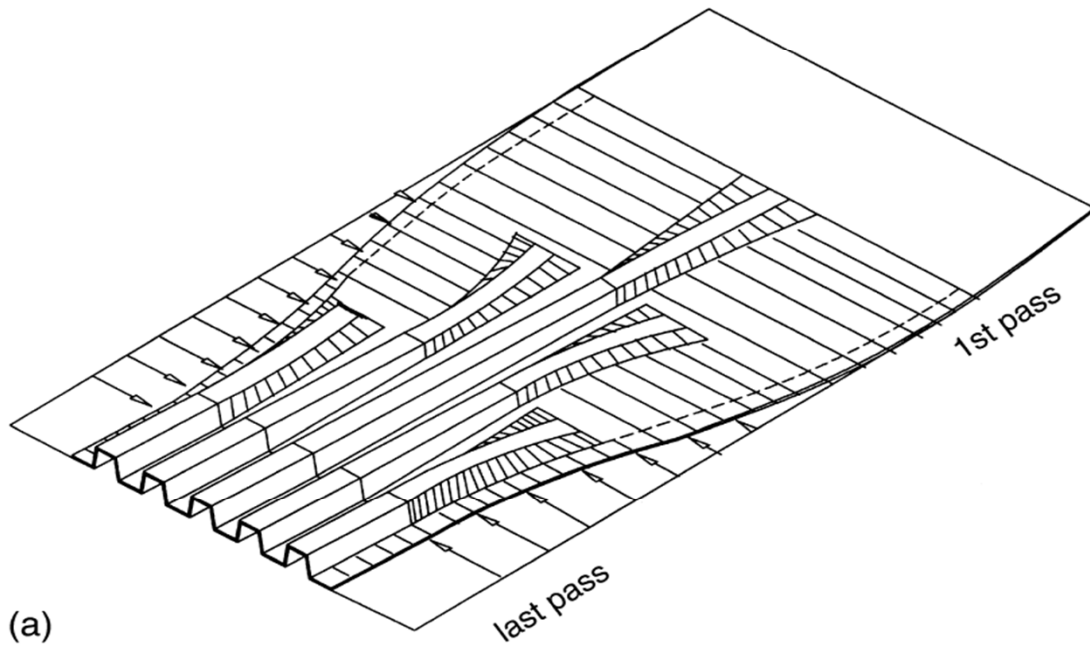
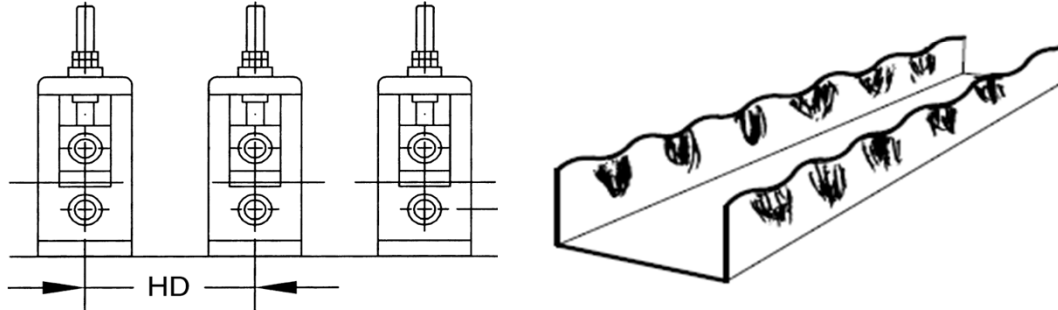
Dentro de cada uno de éstos módulos nos encontraremos con etapas vinculadas por transmision a cadena.

Modulo	Etapa	N _E [CV]	N _R [CV]	N _R [KW]
1	3-4	0,11	0,11	0,08
	3-3	0,11	0,23	0,17
	3-2	0,11	0,35	0,26
	3-1	0,11	0,47	0,34
	2-4	0,11	0,59	0,43
	2-3	0,11	0,72	0,53
	2-2	0,11	0,84	0,62
	2-1	0,11	0,97	0,72
	1-4	0,06	1,05	0,77
	1-3	0,06	1,13	0,83
	1-2	0,06	1,21	0,89
2	1-1	0,06	1,29	0,95
	6-2	0,11	0,11	0,08
	6-1	0,11	0,23	0,17
	5-4	0,11	0,35	0,26
	5-3	0,11	0,47	0,34
	5-2	0,11	0,59	0,43
	5-1	0,11	0,72	0,53
	4-4	0,11	0,84	0,62
	4-3	0,11	0,97	0,72
3	4-2	0,11	1,11	0,82
	4-1	0,11	1,24	0,92
	8-4	0,11	0,11	0,08
	8-3	0,11	0,23	0,17
	8-2	0,11	0,35	0,26
	8-1	0,11	0,47	0,34
	7-4	0,11	0,59	0,43
	7-3	0,11	0,72	0,53
	7-2	0,11	0,84	0,62
	7-1	0,11	0,97	0,72
6-4	0,11	1,11	0,82	
6-3	0,11	1,24	0,92	



7) ADOPCION DISTANCIA HORIZONTAL ENTRE ETAPAS

Esta distancia es muy importante debido a que la línea de plegado se desplaza hacia el centro. Si la distancia horizontal HD es corta, el producto final puede conformarse distorsionado o con ondas:



(a)

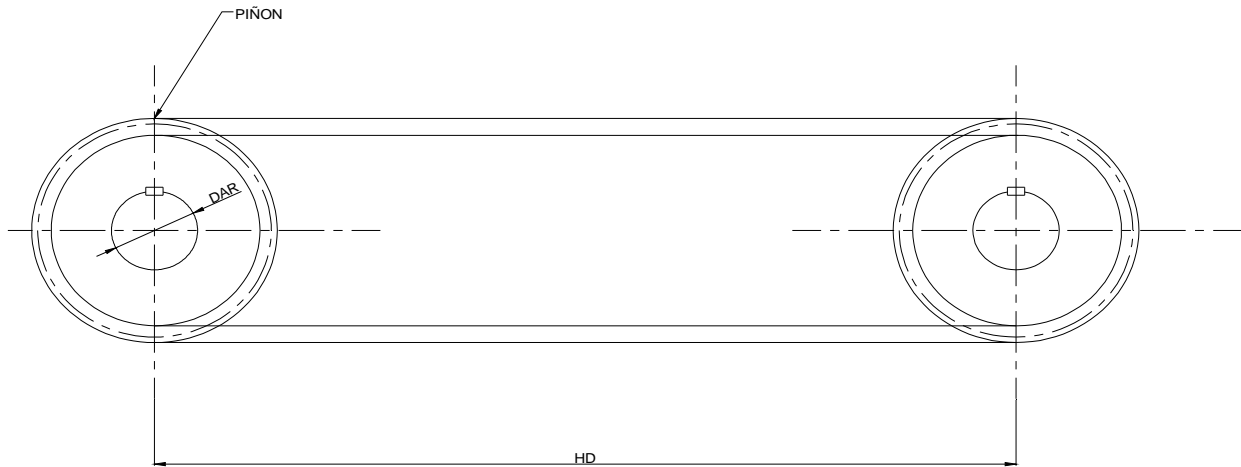
Adoptamos:

HD = 610 mm

Roll forming handbook
G.T.Halmos P. 5-35

8 - CALCULO DE LA TRANSMISION DE CADA ETAPA

La transmisión de movimiento entre etapa y etapa la haremos por medio de cadena de rodillos.



Seguiremos el orden de cálculo sugerido por la cátedra Elementos de máquinas en el TP N°09 - Transmisiones por cadena.
 Seleccionaremos la transmisión para las dos primeras etapas del módulo 1 por ser las más solicitadas.

8-1) VELOCIDAD ANGULAR Y RELACION DE TRANSMISION

$n_R =$	15,6 RPM
$i =$	1

8-2) FACTOR DE SERVICIO

$F_{sc} =$	1
------------	---

Pag.5 considerando tipo de carga regular y motor eléctrico

8-3) NUMERO DE DIENTES DEL PIÑON Y FACTOR DF

$z_p =$	18 DIENTES
$DF =$	0,93

Tabla B Pag.6

8-4) FACTOR DE CADENA MULTIPLE MF

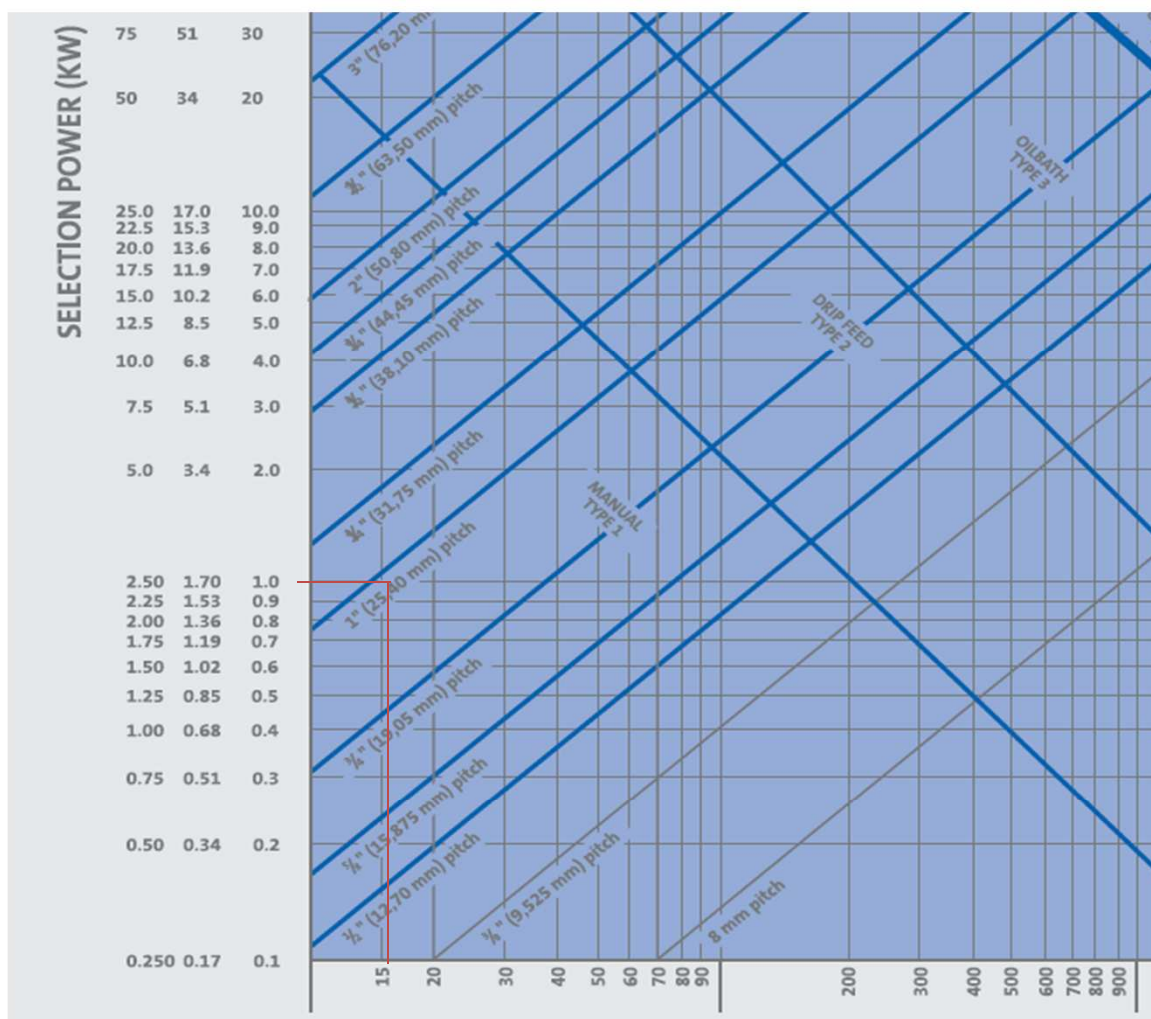
$MF =$	1
--------	---

Tabla C pág.6 adoptando una hilera de cadenas.

8-5) POTENCIA A TRANSMITIR

Ncal =	1,4 CV	1,0 KW
--------	--------	--------

8-6) SELECCIÓN CADENA QUE SATISFAGA EL SERVICIO DE ACUERDO A NORMAS ASA



De catálogo Renold seleccionamos cadena C - 80

$p_c = 25,4 \text{ mm}$

8-7) DETERMINACION DE DIAMETROS PRIMITIVOS D_p

$D_{pc} = 146,3 \text{ mm}$

8-8) VERIFICACION DISTANCIA ENTRE CENTROS (DEC)

DEC = HD

a < HD < b

a =	24 pasos	609,6 mm
b =	40 pasos	1016 mm

HD =	610 mm	VERIFICA
------	--------	----------

8-9) LONGITUD DE LA CADENA

$$Lc = 2HD + \pi Dpc$$

Lc =	1679,5 mm	66,1 Eslabones
------	-----------	----------------

Adoptamos	68 eslabones
-----------	--------------

8-10) FUERZA A TRANSMITIR Y COEFICIENTE DE SEGURIDAD

PRc: Carga de rotura de la cadena	PRc =	55600 N
	PRc =	5667,7 Kg
Ftc: Fuerza Tangencial en la cadena	Ftc =	694,7 Kg

$$Csc = PR/Ft > 8$$

Csc =	8,16	VERIFICA
-------	------	----------

8-11) SELECCIÓN METODO DE LUBRICACION

Vt: Velocidad tangencial de la cadena	Vt =	2,28 m/min
---------------------------------------	------	------------

Adoptamos sistema de lubricación por goteo

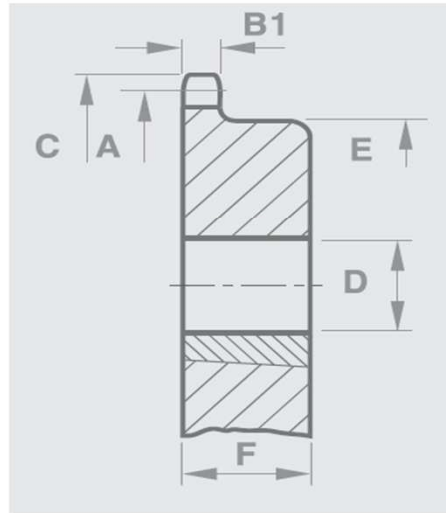
8-12) VERIFICACION DE ALESAJES

Datos piñon

p _c =	25,4 mm
z _p =	18 dientes
ALESAJE MAXIMO =	60 mm

8-13) DIMENSIONES DE LOS PIÑONES

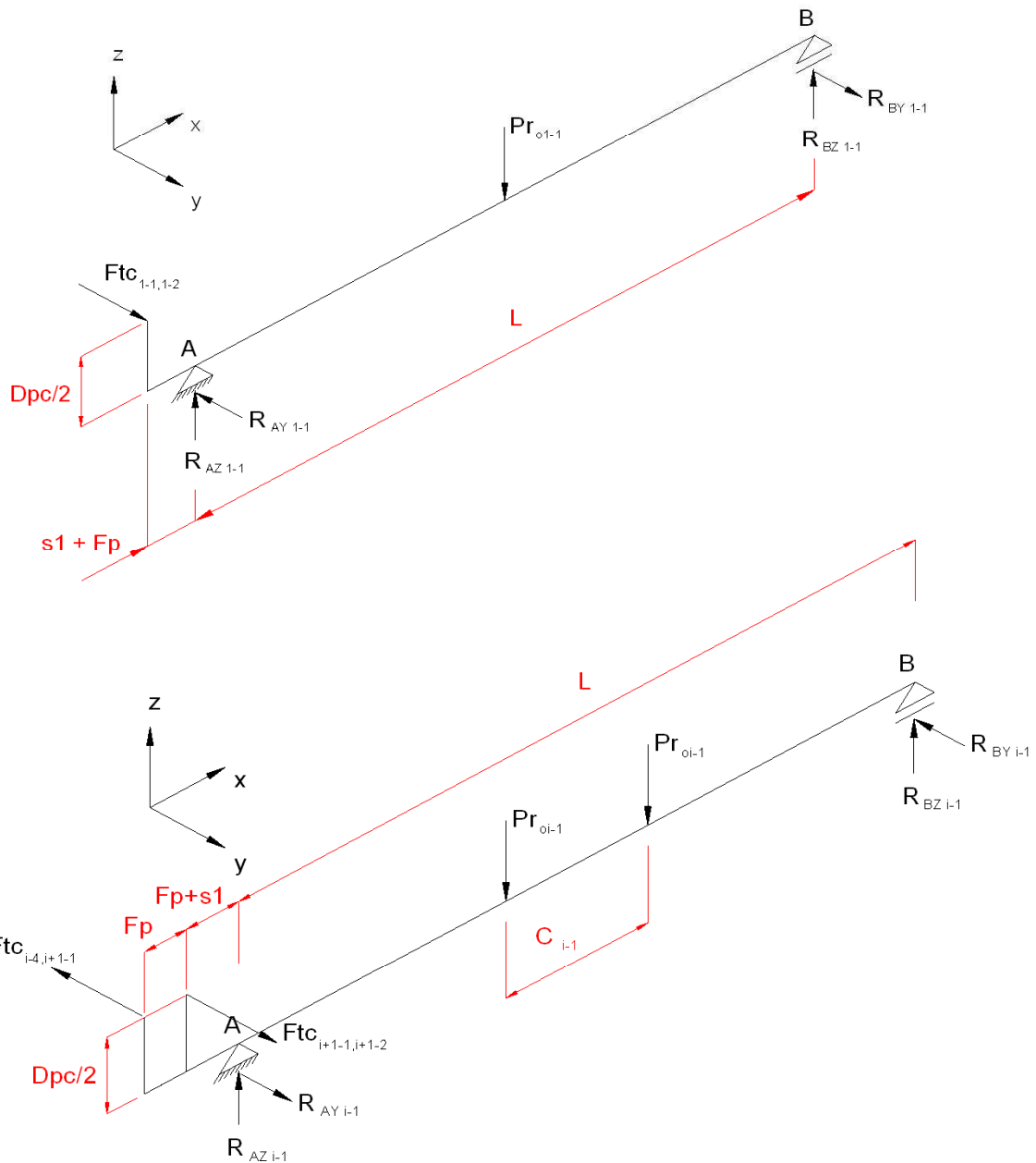
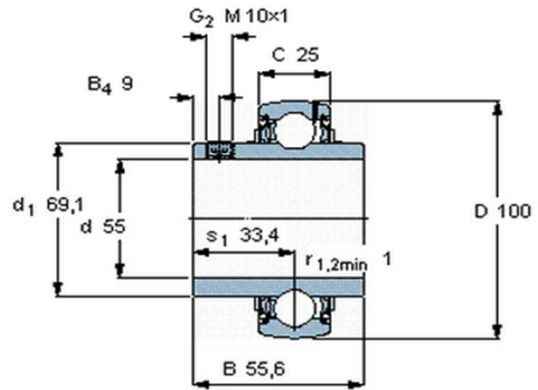
A=D _{pc} =	146,3 mm
B _{1p} =	16,2 mm
C _p =	157,8 mm
E _p =	100 mm
F _p =	45 mm



9-SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

9-1) PRESELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Modelo: YAR211	
$s_1 =$	33,4 mm
$C =$	43,6 kN
$Co =$	29 kN
$r =$	1 mm



9-2) CALCULO DE LOS ESFUERZOS

Pr _{oi-1} =	240 Kg
L =	1300 mm
Fp =	45 mm
s1 =	33,4 mm

Etapa	Ftc _{i-4,i+1-1}	Ftc _{i+1-1,i+1-2}	C _{i-1} (mm)	R _{AZ i-1}	R _{AY i-1}	R _{BZ i-1}	R _{BY i-1}
1-1	0,0	809,2	0	120	858,0	120	48,8
2-1	611,1	529,2	152	240	108,0	240	26,1
3-1	293,2	217,7	304	240	90,2	240	14,7
4-1	0,0	780,0	456	240	-827,0	240	-47,0
5-1	449,0	370,3	608	240	98,9	240	20,3
6-1	143,7	71,1	760	240	81,9	240	9,3
7-1	611,1	529,2	912	240	108,0	240	26,1
8-1	293,2	217,7	1064	240	90,2	240	14,7

Nota: Los esfuerzos son en Kg.

RESULTANTES

Etapa	R _{RA} (Kg)	R _{RB} (Kg)	R _{RA} (KN)	R _{RB} (KN)
1-1	866,3	129,5	8,50	1,27
2-1	263,2	241,4	2,58	2,37
3-1	256,4	240,5	2,52	2,36
4-1	861,1	244,6	8,45	2,40
5-1	259,6	240,9	2,55	2,36
6-1	253,6	240,2	2,49	2,36
7-1	263,2	241,4	2,58	2,37
8-1	256,4	240,5	2,52	2,36

Rodamiento mas solicitado: Rodamiento A etapa 1 - 1

9-3) VERIFICACION DEL RODAMIENTO

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n_R} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L_{10h} = Vida nominal en horas de servicio

C = Capacidad de carga dinámica

P = Carga dinámica equivalente

p = exponente depende del rodamiento

Vida nominal

Característica de Servicio	16 hs/día
Cantidad de días de servicio al mes	25 días
Duración estimada	6 años

$L_{10h} =$	28800 hs
-------------	----------

Carga dinámica equivalente (Pág. 467 catálogo SKF)

$$P = R_{RA} \cdot F_z \cdot F_d$$

Fr: fuerza radial sobre el rodamiento	Fr = 866,3 Kg
	Fr = 8,5 KN
F_z : coeficiente de dentado	$F_z = 1,2$
F_d : coeficiente de la máquina acoplada	$F_d = 1,1$

Tabla pág 4 apunte cátedra TP selección de roddamientos

$P =$	11,21828 KN
-------	-------------

Tabla pág 4 apunte cátedra TP selección de roddamientos

9-3-a) Verificación de la carga dinámica

En tabla 2 y 3 pág. 31 del catálogo SKF se dan los valores de seguridad de carga (C/P)

$n_R =$	15,6 RPM
$L_{10h} =$	28800 hs

n = 50	$L_{10h} = 25000$	C/P = 3,65
n = 100	$L_{10h} = 25000$	C/P = 4,5
n = 50	$L_{10h} = 32000$	C/P = 3,93
n = 100	$L_{10h} = 32000$	C/P = 4,84

$(C/P)_{nec} = \#jREF!$

$C_{nec} = \#jREF!$ KN	#jREF!
------------------------	--------

Pág 467 catálogo SKF

9-3-b) Verificación de la carga estática

$C_0 = S_0 P_0$

$P_0 =$ Carga estática equivalente	$P_0 = P =$	11,2 KN
$S_0 =$ factor de seguridad estático	$S_0 = 1$	

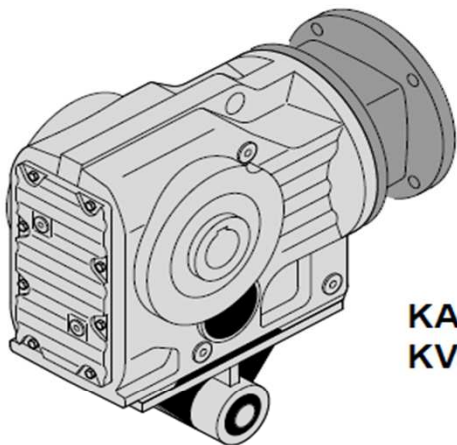
$\frac{C_0}{P_0} =$	2,59	VERIFICA
---------------------	------	----------

Tabla N°9 pág. 53 catálogo SKF Considerando requerimiento relativo al funcionamiento silencioso NORMAL y tipo de funcionamiento NORMAL

10) SELECCIÓN DEL REDUCTOR

10-1) SELECCIÓN DEL TIPO DE REDUCTOR

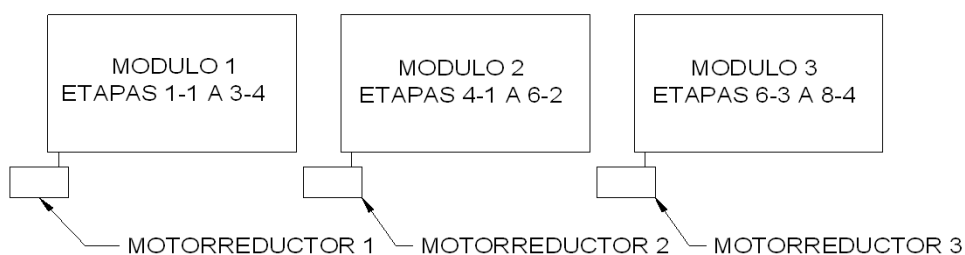
Seleccionaremos un reductor a engranajes helicoidales con eje hueco, debido a su alto rendimiento y facilidad de montaje. Eliminando elementos de acople y posibles desalineaciones. También tenemos la ventaja del espacio reducido que el mismo ocupa.



KA../T AM..
KV../T AM..

Marca:	SEW
Modelo:	KA../T
Descripción modelo:	Reductor de grupo cónico sin patas y eje hueco

10-2) VARIABLES



REDUC.N°	N _R (CV)	N _R (KW)	n _R (RPM)	M _{tnec} (Nm)
1	1,29	0,95	15,6	580,56
2	1,24	0,92	15,6	559,61
3	1,24	0,92	15,6	559,61

10-3) FACTOR DE SERVICIO

Considerando un largo de chapa L_{ch} :

$L_{ch} =$	6000 mm
$vp =$	15 m/min

Teniendo en cuenta un tiempo t_c para cortar la chapa

$t_c =$	10 seg
---------	--------

Considerando un arranque y una detención por cada chapa conformada, calcularemos la frecuencia de conexión.

$Z =$	211,8 1/h
-------	-----------

Adoptando un grado de impulsión homogéneo y:

Característica de Servicio	16 hs/día
----------------------------	-----------

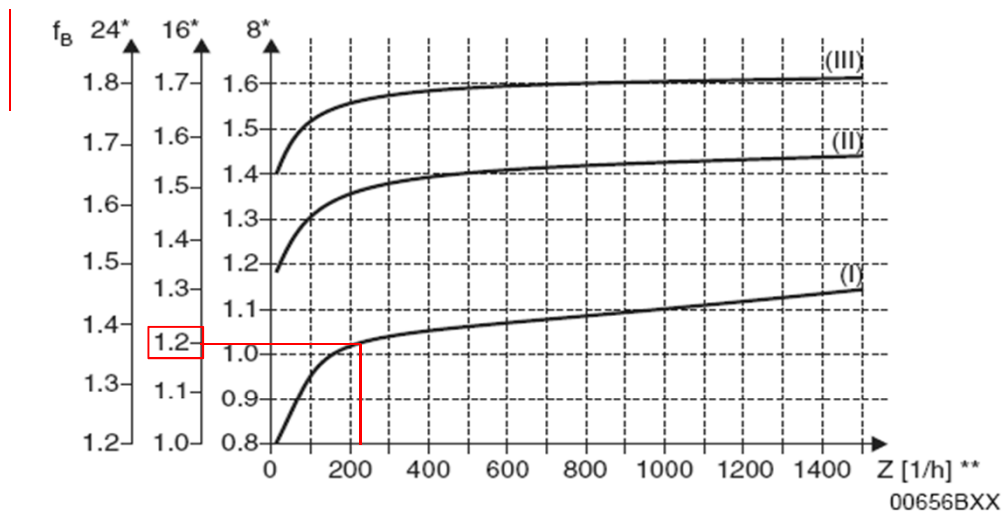


Fig. 8: Factor de servicio f_B

* Funcionamiento diario en horas/día

** Frecuencia de conexión Z: como conexiones se entienden todos los procesos de arranque y frenado, así como pasos de bajas a altas revoluciones y al contrario.

Se distinguen tres grados de impulsión:

- (I) Homogéneo, factor de aceleración de masas permitido $\leq 0,2$
- (II) No homogéneo, factor de aceleración de masas permitido ≤ 3
- (III) Extremadamente no homogéneo, factor de aceleración de masas permitido ≤ 10

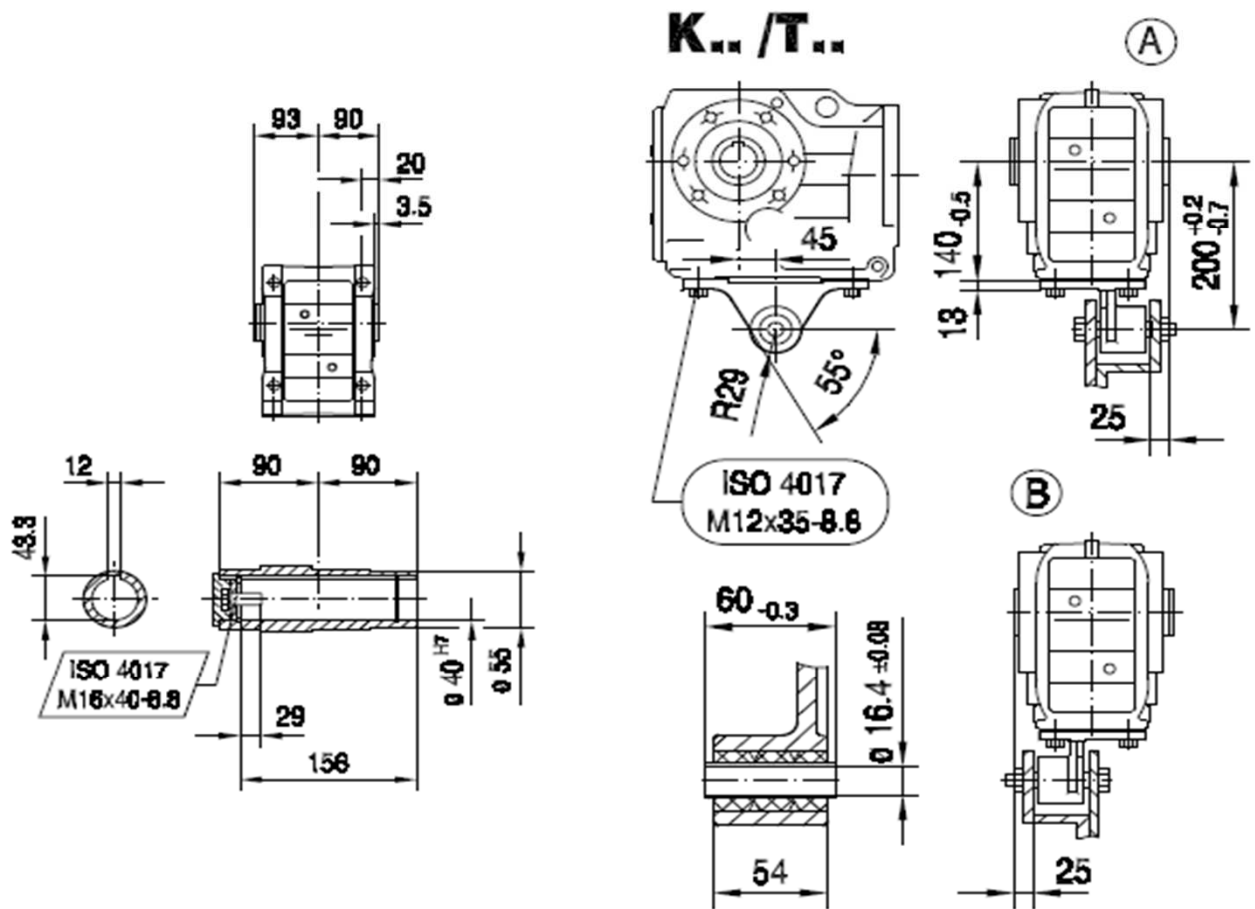
$f_B:$	1,2
--------	-----

10-4) CALCULO DEL MOMENTO TORSOR DE SELECCIÓN $M_{a_{max}}$

$M_{a_{max}} >$	696,7 Nm
-----------------	----------

10-5) SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL REDUCTOR

Seleccionamos reductor KA67/TA



$n_e = 1400 \text{ 1/min}$						820 Nm						
i	n_a [1/min]	$M_{a \text{ max}}$ [Nm]	F_{Ra} [N]	φ (°R)		63	71	80	AM 90	100	112	132S/M
5.20	269	350	9860	10								
7.28	192	420	10700	9								
8.37	167	440	11100	9								
9.66	145	480	11500	9								
10.63	132	500	11800	9								
12.48	112	530	12300	9								
13.22	106	670	11500	8								
15.19	92	700	11300	8								
17.54	80	740	11000	7								
19.30	73	760	10800	7								
22.66	62	780	10700	7								
24.00	58	800	10500	7								
27.28	51	820	10300	7								
30.22	46	820	10300	7								
35.62	39	820	10300	7								
38.39	36	800	10500	6								
44.32	32	820	10300	6								
48.77	29	820	10300	6								
57.28	24	820	10300	6								
60.66	23	820	10300	6								
68.95	20	820	10300	6								
76.37	18	820	10300	6								
90.04	16	820	10300	6								
102.02	14	820	10300	6								
108.03	13	820	10300	6								
123.54	11	820	10300	6								
144.79	9.7	820	10300	6								

m [kg]		AM						
IEC	s	63	71	80	90	100	112	132S/M
K67		33	33	35	35	40	40	47
NEMA		-	56	143	145	182	184	213/215
K67		-	33	35	35	39	39	45

KF: + 5.6 kg / KA: + -2.7 kg / KAF: + 3.0 kg

10-6) DIMENSIONES

$D_{SRED} =$	40 mm
$b_{chr} =$	12 mm
$a_{ch} =$	6 mm
$L_{ARED} =$	156 mm

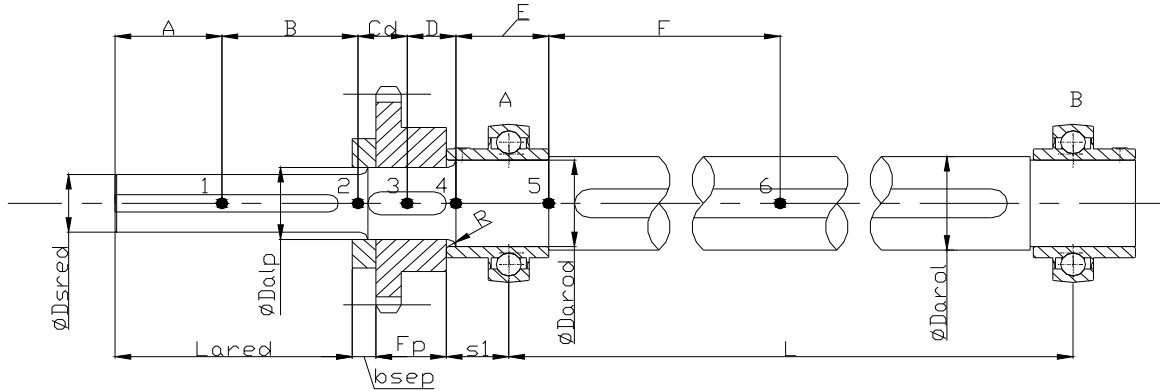
10-7) RENDIMIENTO

$\eta_{red} =$	0,94
----------------	------

11) VERIFICACION DE ARBOLES

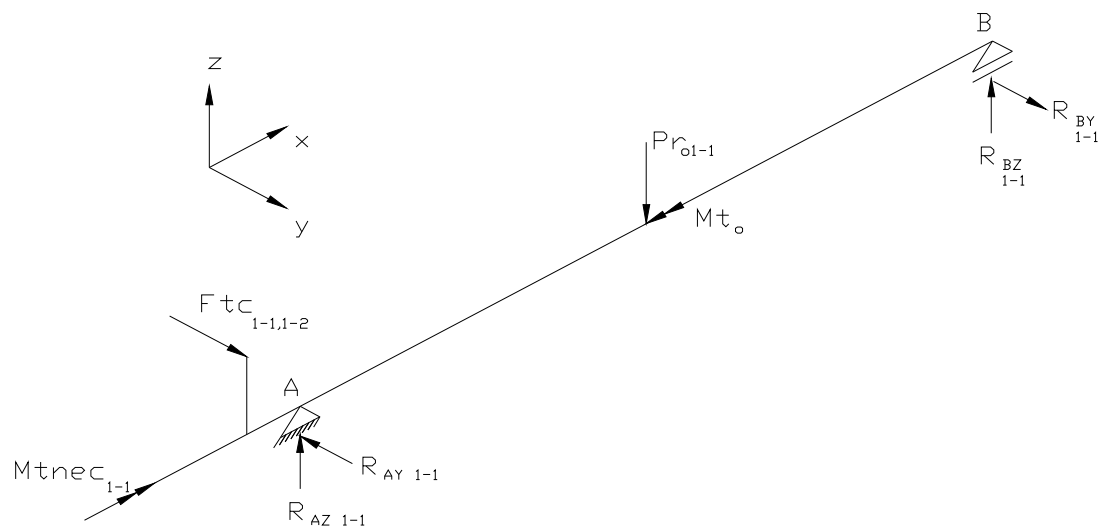
11-1) ARBOL 1-1

11-1-a) Medidas tentativas

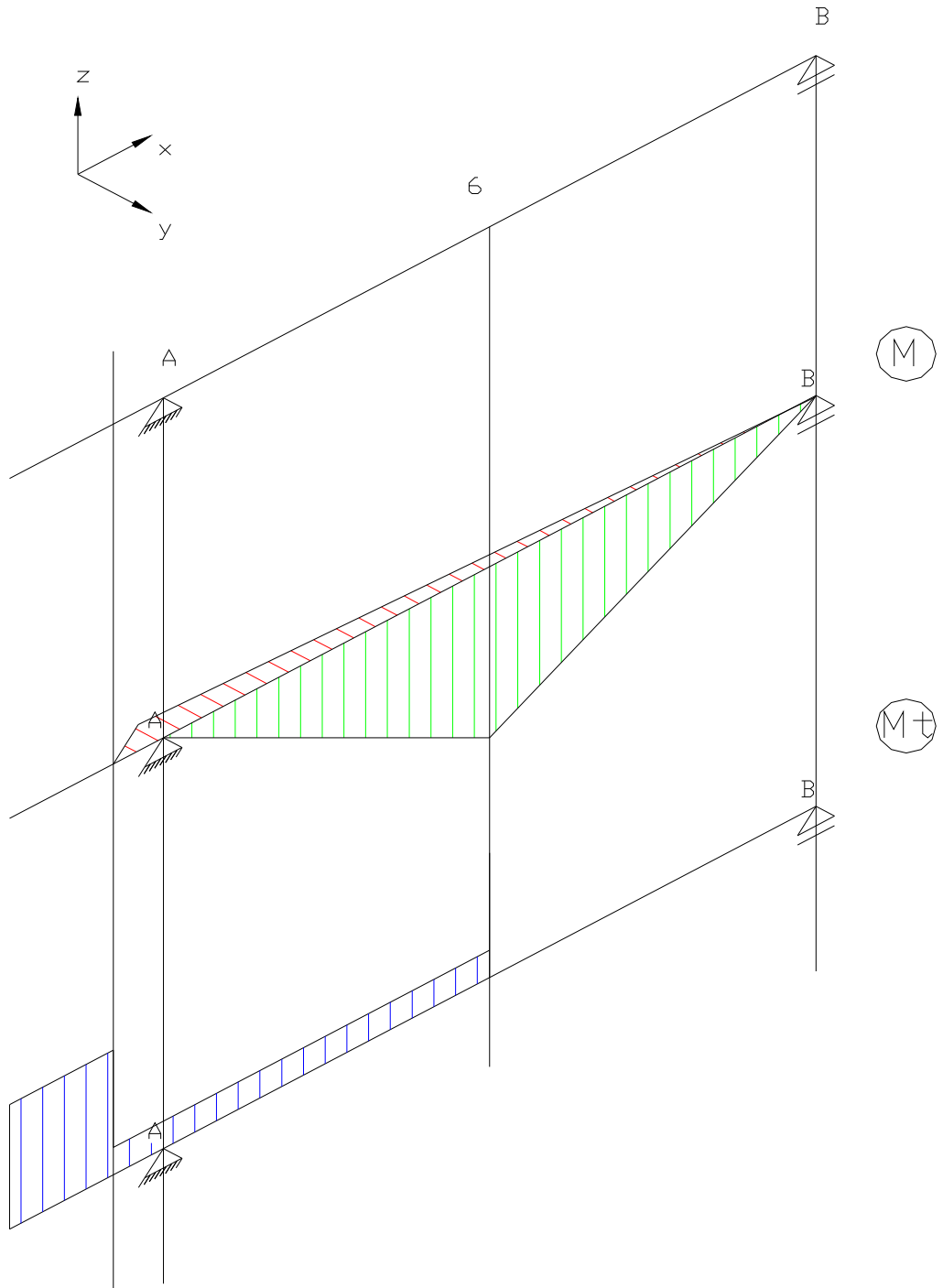


$L_{ARED} =$	156 mm	$D_{sred} =$	40 mm
$b_{sep} =$	15 mm	$D_{ALP} =$	50 mm
$Fp =$	45 mm	$D_{AROD} =$	55 mm
$S1 =$	33,4 mm	$D_{AROL} =$	65 mm
$L =$	1300 mm		
$A =$	78 mm		
$B =$	85,5 mm		
$Cd =$	30 mm		
$D =$	31 mm		
$E =$	50 mm		
$F =$	624,9 mm		
$R4 =$	2,5 mm		
$R2 =$	5 mm		

11-1-b) Diagrama de cuerpo libre



11-1-c) Diagramas de esfuerzos internos



11-1-d) Fuerzas y reacciones

$R_{AZ\ i-1} =$	120 Kg
$R_{AY\ i-1} =$	858,0 Kg
$R_{BZ\ i-1} =$	120 Kg
$R_{BY\ i-1} =$	48,8 Kg
Mtnec =	59,18 Kgm
$Ft_{C_{i+1-1,j+1-2}} =$	809,2 Kg
$Pr_{oi-1} =$	240 Kg
$Mt_0 =$	2 Kgm

11-1-e) Calculo de los esfuerzos internos

Puntos	Mf_{xy} (Kgm)	Mf_{xz} (Kgm)	Mt (Kgm)
1	0	0	59,18
2	0	0	59,18
3	0	0	59,18
4	36,4	0	2
5	81,5	2,0	2
6	31,7	78	2

11-1-f) Momentos flectores combinados

$$Mfc = \sqrt{Mf_{xy}^2 + Mf_{xz}^2}$$

Puntos	Mfc (Kgm)
1	0
2	0
3	0
4	36,4
5	81,5
6	84,2

11-1-g) Momento ideal de flexotorsion

Según Guest.

$$Mift = \sqrt{Mfc^2 + \alpha_0^2 Mt^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{admA}}{\varphi \cdot \tau_{admA}}$$

$\varphi =$	2	Relación de tensiones adm. Del mismo signo según teoría de rotura (pág. 6 tp árboles)
$\sigma_{admA} =$	37 Kg/mm ²	
$\tau_{admA} =$	24 Kg/mm ²	Diagrama smith pág. 11 Tp N°2
$\alpha_0 =$	0,77	Diagrama smith pág. 11 Tp N°2

Relación entre tensiones admisibles (flexión, torsión) del diagrama de smith según el estado de carga,

Puntos	Mift (Kgm)
1	45,6
2	45,6
3	45,6
4	36,4
5	81,5
6	84,2

11-1-h) Tensiones admisibles

Punto 1) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	40 mm
$b_0 =$	0,88
$F_{SA} =$	1,6
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	7,8 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4 aumentado en un 30% por ser fresa de disco

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot f_s}{\beta_K \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	40 mm
$b_0 =$	0,7
$f_s =$	0,88
$\beta_k =$	1,62
$F_{CA} =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	10,4 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

Tabla 8 pág 17

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificado

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

Punto 2) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Niemann fig 3/27 Curva 3a

$\sigma_{bwk10} =$	190 N/mm ²
d =	40 mm
D =	50 mm
d/D =	0,80
R	5 mm
R/d =	0,100
q =	1
b ₀ =	0,88
$\sigma_{bwk} =$	167,2 N/mm ²
F _{SA} =	1,6
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAN} =$	8,5 Kg/mm ²

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque medio pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
d =	40 mm
D =	50 mm
D/d =	1,25
r =	5,00 mm
r/d =	0,13
f =	1,1
$\beta_k =$	1,2
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAV} =$	9,6 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 3) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	50 mm
$b_0 =$	0,865
$F_{SA} =$	1,9
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,5 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4 aumentado en un 30% por ser fresa de disco

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_K \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	50 mm
$b_0 =$	0,65
$f_s =$	0,88
$\beta_K =$	1,62
$F_C =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	9,6 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificado

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

Punto 4) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Niemann fig 3/27 Curva 3B	
$\sigma_{bwk10} =$	161 N/mm ²
d =	50 mm
D =	55 mm
d/D =	0,91
R	2,5 mm
R/d =	0,045
q =	1,12
b ₀ =	0,865
$\sigma_{bwk} =$	156,0 N/mm ²
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,7 Kg/mm ²

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque suave pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k \cdot F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp	
$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
d =	50 mm
D =	55 mm
D/d =	1,10
r =	2,50 mm
r/d =	0,05
f =	1,1
$\beta_k =$	1,8
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAV} =$	6,4 Kg/mm ²

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 5) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Niemann fig 3/27 Curva 3C

$\sigma_{bwk10} =$	150 N/mm ²
d =	55 mm
D =	65 mm
d/D =	0,85
R	1 mm
R/d =	0,015
q =	1,05
b ₀ =	0,85
$\sigma_{bwk} =$	133,9 N/mm ²
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAN} =$	5,7 Kg/mm ²

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque suave pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
d =	55 mm
D =	65 mm
D/d =	1,18
r =	1,00 mm
r/d =	0,02
f =	1,1
$\beta_k =$	2
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAV} =$	5,7 Kg/mm ²

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 6) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	65 mm
$b_0 =$	0,83
$F_{SA} =$	1,9
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,2 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4 aumentado en un 30% por ser fresa de disco

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_K \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	65 mm
$b_0 =$	0,62
$f_s =$	0,88
$\beta_K =$	1,62
$F_C =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	9,2 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificado

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

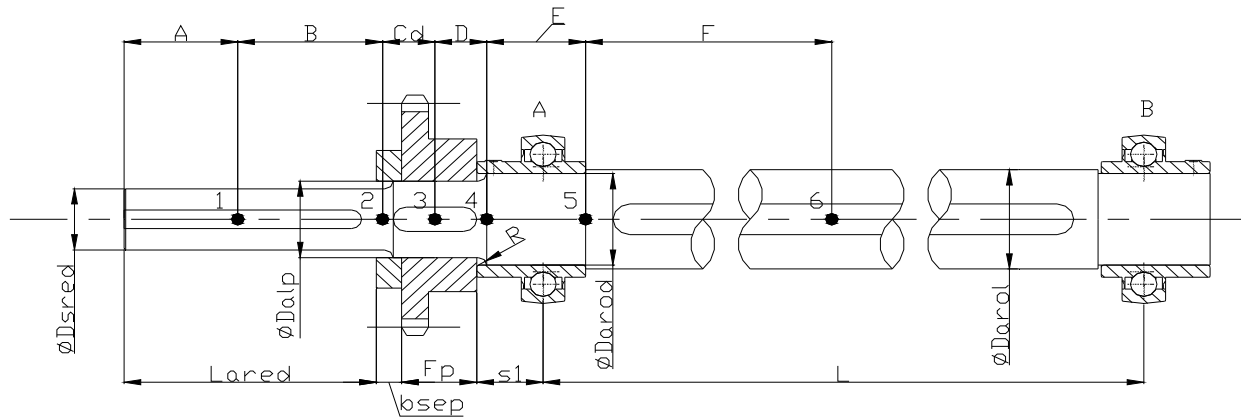
11-1-i) Cálculo de los diámetros necesarios

$$\sigma_{admAN-H-V} \geq \frac{Mift}{\frac{\pi D_{i-1}^3}{32}} \rightarrow D_{i-1} = \sqrt[3]{\frac{32Mift_{i-1}}{\pi\sigma_{admAN-H-V}}}$$

Puntos	Diámetro(mm)					
	Niemann		Hanchen		Vallance	
1	38,97 mm	VERIFICA	35,52 mm	VERIFICA		
2	37,92 mm	VERIFICA	-		36,48 mm	VERIFICA
3	41,51 mm	VERIFICA	36,41 mm	VERIFICA		
4	38,13 mm	VERIFICA	-		38,75 mm	VERIFICA
5	52,48 mm	VERIFICA	-		52,50 mm	VERIFICA
6	51,63 mm	VERIFICA	45,37 mm	VERIFICA		

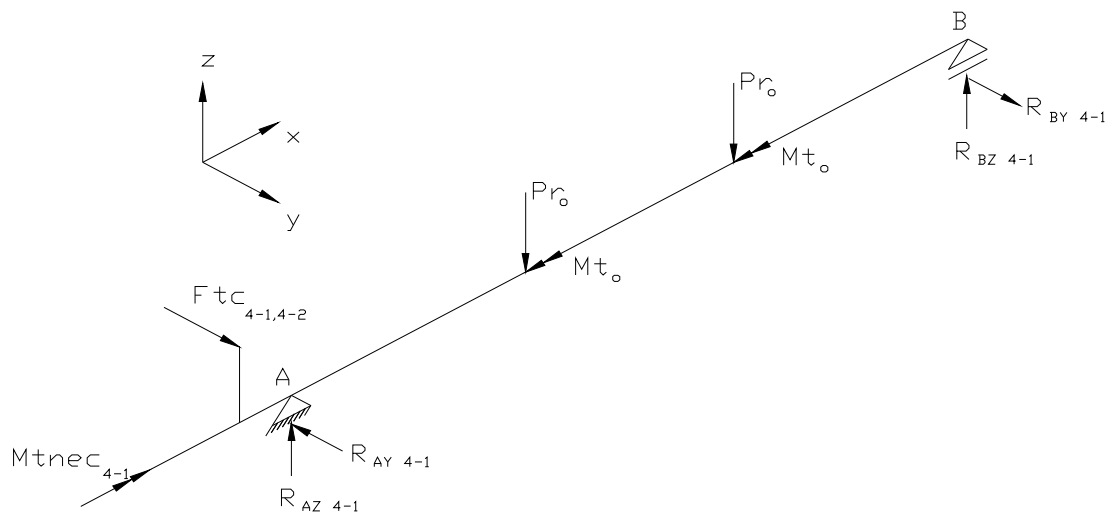
11-2) ARBOL 4-1

11-2-a) Medidas tentativas

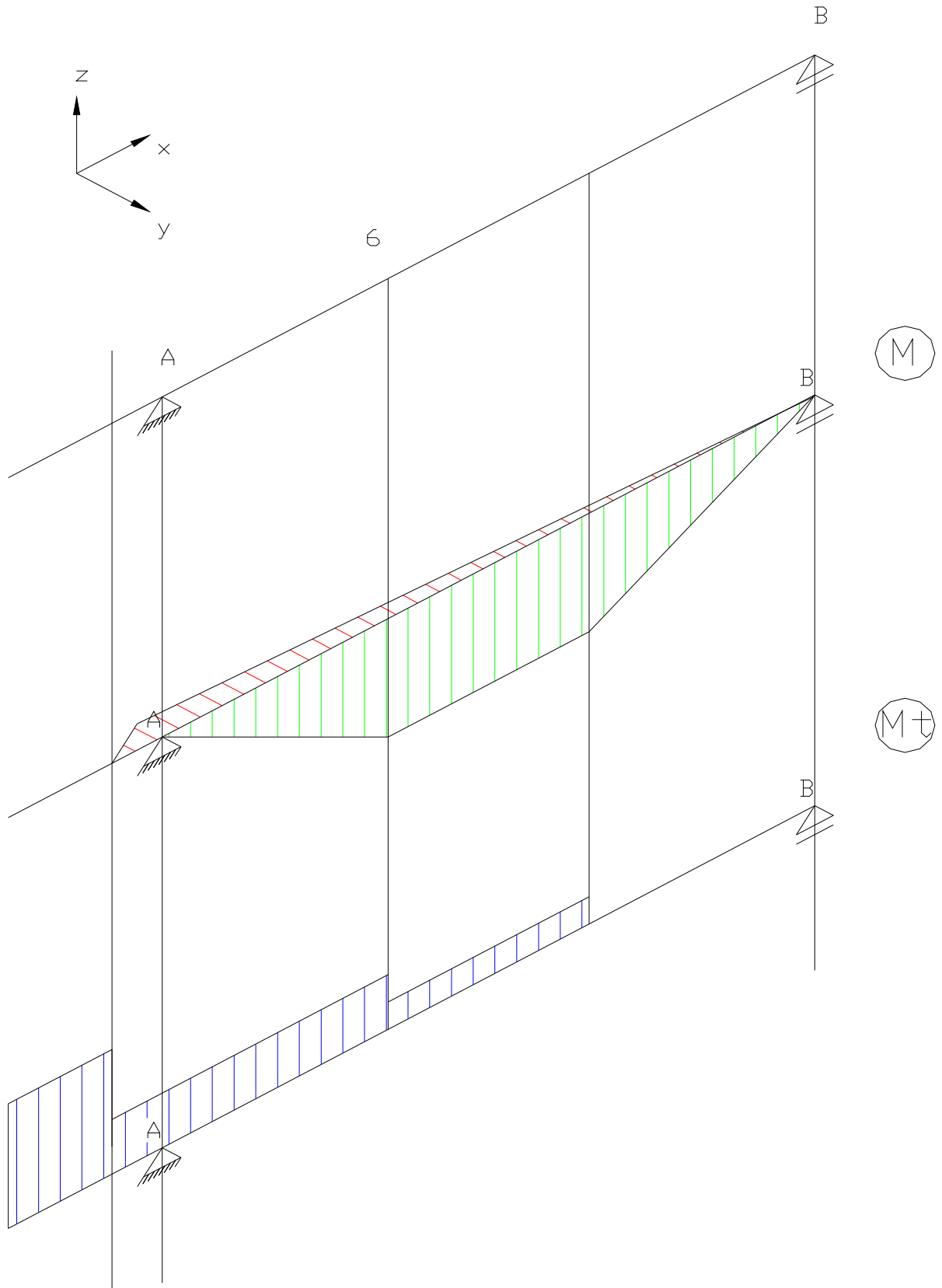


L _{ARED} =	156 mm	D _{sred} =	40 mm
b _{sep} =	15 mm	D _{ALP} =	50 mm
F _p =	45 mm	D _{AROD} =	55 mm
S ₁ =	33,4 mm	D _{AROL} =	65 mm
L=	1300 mm		
A=	78 mm		
B =	85,5 mm		
Cd =	30 mm		
D=	31 mm		
E=	50 mm		
F=	396,9 mm		
R ₄ =	2,5 mm		
R ₂ =	5 mm		

11-2-b) Diagrama de cuerpo libre



11-2-c) Diagramas de esfuerzos internos



11-2-d) Fuerzas y reacciones

$R_{AZ\ i-1} =$	240 Kg
$R_{AY\ i-1} =$	827,0 Kg
$R_{BZ\ i-1} =$	240 Kg
$R_{BY\ i-1} =$	47,0 Kg
Mtnec =	57,04 Kgm
$Ft_{C_{i+1-1},j+1-2} =$	780,0 Kg
$Pr_{oi-1} =$	240 Kg
$Mt_0 =$	2 Kgm

11-2-e) Calculo de los esfuerzos internos

Puntos	Mf_{xy} (Kgm)	Mf_{xz} (Kgm)	Mt (Kgm)
1	0	0	57,04
2	0	0	57,04
3	0	0	57,04
4	35,1	0	4
5	78,6	4,0	4
6	41,3	101,28	4

11-2-f) Momentos flectores combinados

$$Mfc = \sqrt{Mf_{xy}^2 + Mf_{xz}^2}$$

Puntos	Mfc (Kgm)
1	0
2	0
3	0
4	35,0990983
5	78,6677281
6	109,377024

11-2-g) Momento ideal de flexotorsion

Según Guest.

$$Mift = \sqrt{Mfc^2 + \alpha_0^2 Mt^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{admA}}{\varphi \cdot \tau_{admA}}$$

Relación de tensiones adm. Del mismo signo según teoría de rotura (pág. 6 tp árboles)

Diagrama smith pág. 11 Tp N°2

$\varphi =$	2
$\sigma_{admA} =$	37 Kg/mm ²
$\tau_{admA} =$	24 Kg/mm ²
$\alpha_0 =$	0,77

Diagrama smith pág. 11 Tp N°2

Relación entre tensiones admisibles (flexión, torsión) del diagrama de smith según el estado de carga,

Puntos	Mift (Kgm)
1	43,972122
2	43,972122
3	43,972122
4	35,2342681
5	78,7281296
6	109,420474

11-2-h) Tensiones admisibles

Punto 1) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	40 mm
$b_0 =$	0,88
$F_{SA} =$	1,6
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	7,8 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_k \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	40 mm
$b_0 =$	0,7
$f_s =$	0,88
$\beta_k =$	1,62
$F_C =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	10,4 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificado

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

Punto 2) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	190 N/mm ²
$d =$	40 mm
$D =$	50 mm
$d/D =$	0,80
$R =$	5 mm
$R/d =$	0,100
$q =$	1
$b_0 =$	0,88
$\sigma_{bWK} =$	167,2 N/mm ²
$F_{SA} =$	1,6
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	8,5 Kg/mm ²

Niemann fig 3/27 Curva 3a

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque medio pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k \cdot F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	30 Kg/mm ²
$d =$	40 mm
$D =$	50 mm
$D/d =$	1,25
$r =$	5,00 mm
$r/d =$	0,13
$f =$	1,1
$\beta_k =$	1,2
$F_{SA} =$	1,6
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAV} =$	11,4 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 3) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	50 mm
$b_0 =$	0,865
$F_{SA} =$	1,9
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,5 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4 aumentado en un 30% por ser fresa de disco

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_K \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	50 mm
$b_0 =$	0,65
$f_s =$	0,88
$\beta_K =$	1,62
$F_C =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	9,6 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificadado

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

Punto 4) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	161 N/mm ²
d =	50 mm
D =	55 mm
d/D =	0,91
R	2,5 mm
R/d =	0,045
q =	1,12
b ₀ =	0,865
$\sigma_{bwk} =$	156,0 N/mm ²
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,7 Kg/mm ²

Niemann fig 3/27 Curva 3B

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque suave pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k \cdot F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
d =	50 mm
D =	55 mm
D/d =	1,10
r =	2,50 mm
r/d =	0,05
f =	1,1
$\beta_k =$	1,8
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAV} =$	6,4 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 5) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Niemann fig 3/27 Curva 3C

$\sigma_{bwk10} =$	150 N/mm ²
d =	55 mm
D =	65 mm
d/D =	0,85
R	1 mm
R/d =	0,015
q =	1,06
b ₀ =	0,85
$\sigma_{bwk} =$	135,2 N/mm ²
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAN} =$	5,8 Kg/mm ²

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque suave pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k \cdot F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
d =	55 mm
D =	65 mm
D/d =	1,18
r =	1,00 mm
r/d =	0,02
f =	1,1
$\beta_k =$	2
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAV} =$	5,7 Kg/mm ²

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 6) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	65 mm
$b_0 =$	0,83
$F_{SA} =$	1,9
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,2 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_k \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	65 mm
$b_0 =$	0,62
$f_s =$	0,88
$\beta_k =$	1,62
$F_C =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	9,2 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificad

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

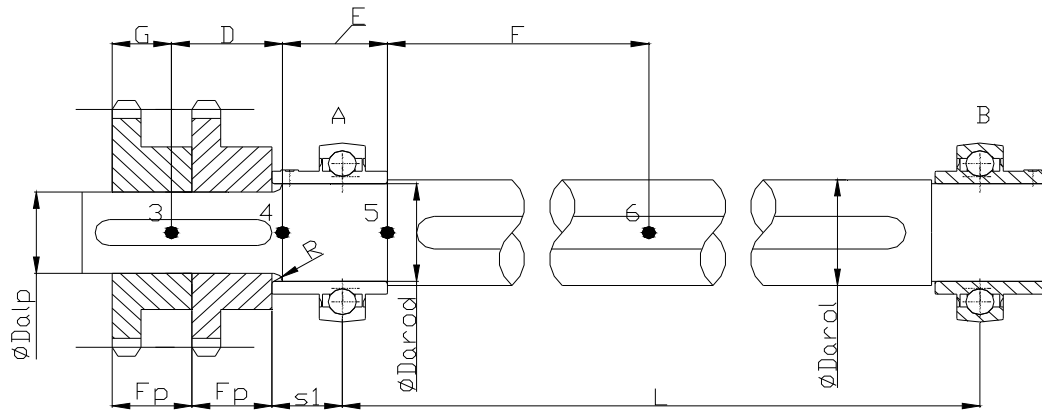
11-2-i) Cálculo de los diámetros necesarios

$$\sigma_{admAN-H-V} \geq \frac{Mift}{\frac{\pi D_{i-1}^3}{32}} \rightarrow D_{i-1} = \sqrt[3]{\frac{32Mift_{i-1}}{\pi \sigma_{admAN-H-V}}}$$

Puntos	Diámetro(mm)					
	Niemann		Hanchen		Vallance	
1	38,50 mm	VERIFICA	35,09 mm	VERIFICA		
2	37,46 mm	VERIFICA	-		34,03 mm	VERIFICA
3	41,00 mm	VERIFICA	35,96 mm	VERIFICA		
4	37,71 mm	VERIFICA	-		38,32 mm	VERIFICA
5	51,71 mm	VERIFICA	-		51,88 mm	VERIFICA
6	56,33 mm	VERIFICA	49,51 mm	VERIFICA		

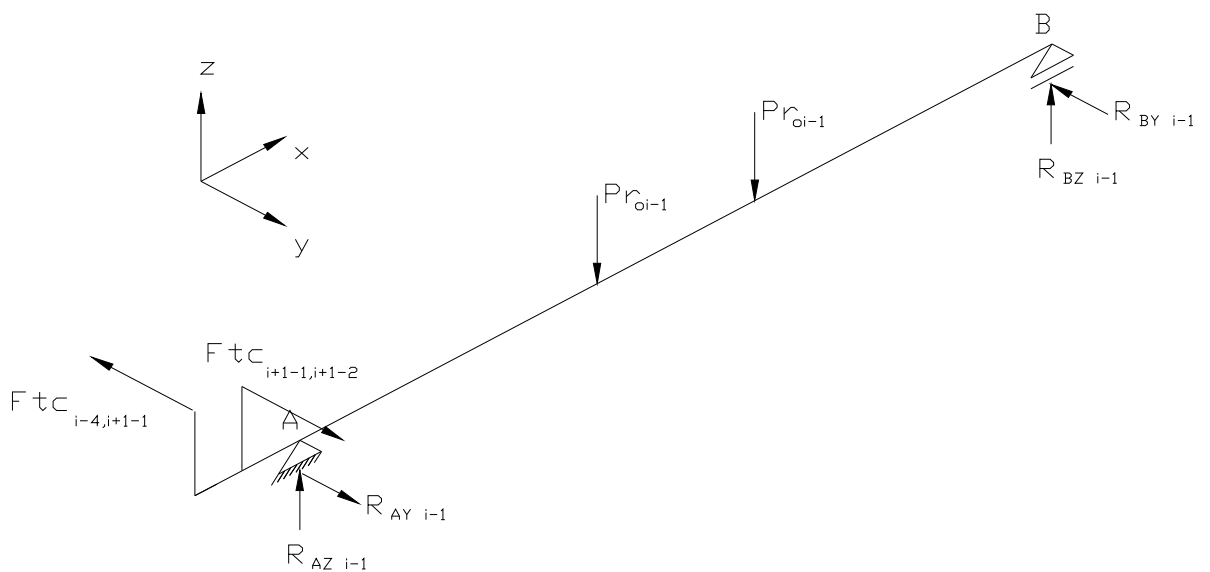
11-3) ARBOL 2-1

11-3-a) Medidas tentativas

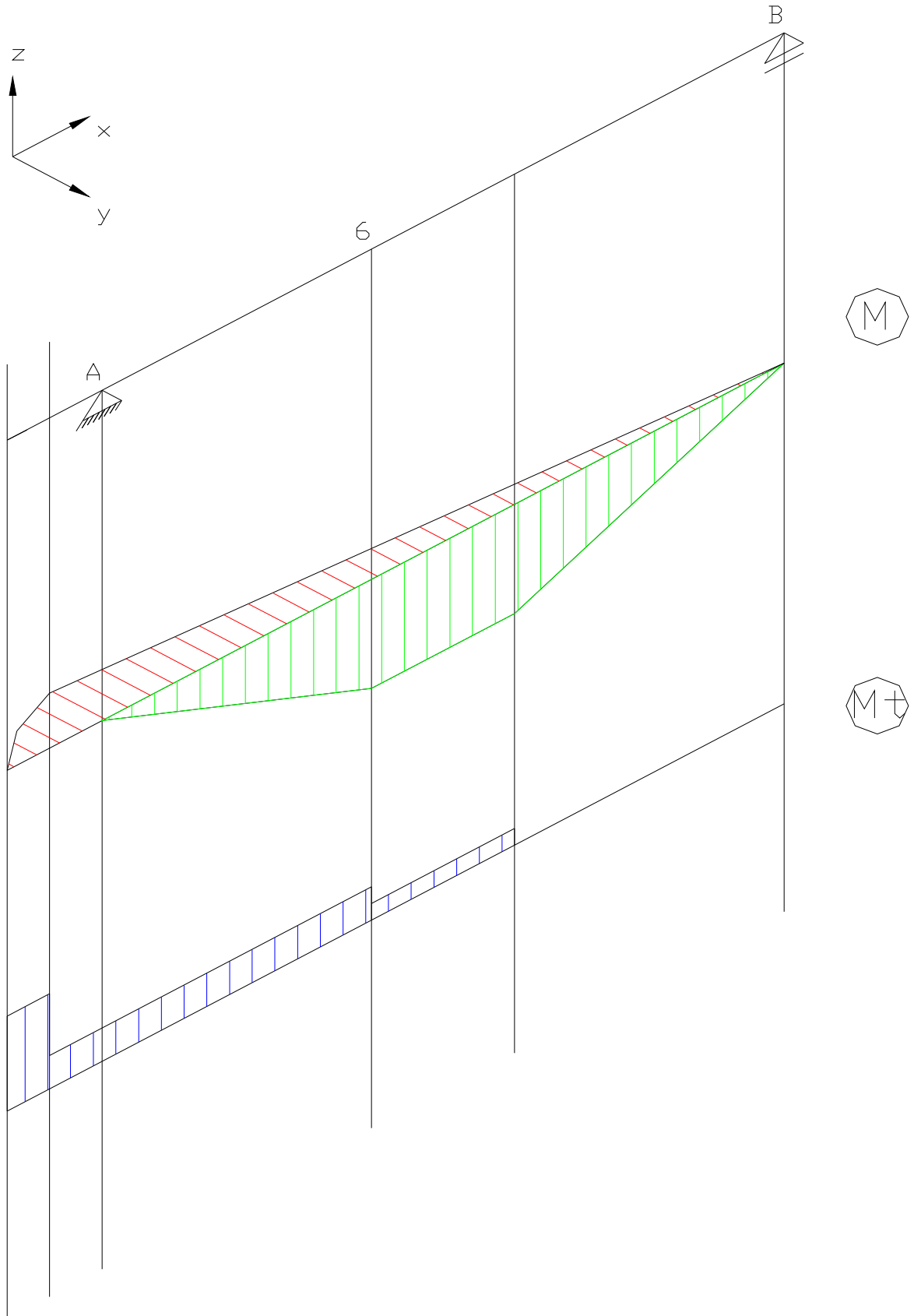


$F_p =$	45 mm		
$S_1 =$	33,4 mm	$D_{ALP} =$	50 mm
$L =$	1300 mm	$D_{AROD} =$	55 mm
$D =$	62 mm	$D_{AROL} =$	65 mm
$E =$	50 mm		
$F =$	548,9 mm		
$R =$	2,5 mm		
$G =$	33 mm		

11-3-b) Diagrama de cuerpo libre



11-3-c) Diagramas de esfuerzos internos



11-3-d) Fuerzas y reacciones

$R_{AZ\ i-1} =$	240 Kg
$R_{AY\ i-1} =$	108,0 Kg
$R_{BZ\ i-1} =$	240 Kg
$R_{BY\ i-1} =$	26,1 Kg
$Ftc_{i-4,i+1-1}$	611,1 Kg
$Ftc_{i+1-1,i+1-2} =$	529,2 Kg
$Pr_{oi-1} =$	240 Kg
$Mt_0 =$	2 Kgm

11-3-e) Calculo de los esfuerzos internos

Puntos	Mf_{xy} (Kgm)	Mf_{xz} (Kgm)	Mt (Kgm)
1			
2			
3	27,5	0	44,70
4	31,2	0	4
5	36,0	4,0	4
6	18,9	137,76	4

11-3-f) Momentos flectores combinados

$$Mfc = \sqrt{Mf_{xy}^2 + Mf_{xz}^2}$$

Puntos	Mfc (Kgm)
1	0
2	0
3	27,5
4	31,2
5	36,2
6	139,1

11-3-g) Momento ideal de flexotorsion

Según Guest.

$$Mift = \sqrt{Mfc^2 + \alpha_0^2 Mt^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{admA}}{\varphi \cdot \tau_{admA}}$$

Relación de tensiones adm. Del mismo signo según teoría de rotura (pág. 6 tp árboles)

$\varphi =$	2
$\sigma_{admA} =$	37 Kg/mm ²
$\tau_{admA} =$	24 Kg/mm ²
$\alpha_0 =$	0,77

Diagrama smith pág. 11 Tp N°2

Diagrama smith pág. 11 Tp N°2

Relación entre tensiones admisibles (flexión, torsión) del diagrama de smith según

Puntos	Mift (Kgm)
1	0
2	0
3	44,08
4	31,34
5	36,36
6	139,09

11-3-h) Tensiones admisibles

Punto 3) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	50 mm
$b_0 =$	0,865
$F_{SA} =$	1,9
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,5 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_k \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	50 mm
$b_0 =$	0,65
$f_s =$	0,88
$\beta_k =$	1,62
$F_C =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	9,6 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificado

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

Punto 4) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	161 N/mm ²
d =	50 mm
D =	55 mm
d/D =	0,91
R	2,5 mm
R/d =	0,045
q =	1,12
b ₀ =	0,88
$\sigma_{bwk} =$	158,7 N/mm ²
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,8 Kg/mm ²

Niemann fig 3/27 Curva 3B

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque suave pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
d =	50 mm
D =	55 mm
D/d =	1,10
r =	2,50 mm
r/d =	0,05
f =	1,1
$\beta_k =$	1,8
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAV} =$	6,4 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 5) cambio de sección

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	150 N/mm ²
d =	55 mm
D =	65 mm
d/D =	0,85
R	1 mm
R/d =	0,015
q =	1,06
b ₀ =	0,85
$\sigma_{bWK} =$	135,2 N/mm ²
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAN} =$	5,8 Kg/mm ²

Niemann fig 3/27 Curva 3a

Factor para corregir d/D distinto de 0,8, Niemann pág 77

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Choque suave pág 3 tp árboles

Según Vallance

$$\sigma_{admAV} = \frac{\sigma_{bWK10}}{f \cdot \beta_k \cdot F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bWK10} =$	30 Kg/mm ²
d =	55 mm
D =	65 mm
D/d =	1,18
r =	1,00 mm
r/d =	0,02
f =	1,1
$\beta_k =$	2
F _{SA} =	1,9
F _{CA} =	1,25
$\sigma_{admAV} =$	5,7 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Fig. 24 Tp Árboles pág 5

gráfico pág 6 tp árboles

Pág, 5 Tp árboles considerando material dúctil

choque ligero

Punto 6) chavetero

Según Niemann

$$\sigma_{admAN} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	175 N/mm ²
$D_{APC} =$	65 mm
$b_0 =$	0,83
$F_{SA} =$	1,9
$F_{CA} =$	1,25
$\sigma_{admAN} =$	6,2 Kg/mm ²

De Niemann Fig 3/27 curva 4 aumentado en un 30% por ser fresa de disco

Interpolando de fig. 3/27 de Niemann

para cálculo de rotura a la fatiga (Niemann pág 85)

Niemann pág 84 Máquinas eléctricas

Según Hanchen

$$\sigma_{admAH} = \frac{\sigma_{bWK10} \cdot b_0 \cdot \beta_k \cdot f_s}{F_{SA} \cdot F_{CA}}$$

$\sigma_{bwk10} =$	30 Kg/mm ²
$D_{APC} =$	65 mm
$b_0 =$	0,62
$f_s =$	0,88
$\beta_k =$	1,62
$F_c =$	1,1
$\sigma_{admAH} =$	9,2 Kg/mm ²

Diagrama de smith pág 11 guía de Tp

Gráfico pág16 tp árboles

De gráfico pág 16 tp árboles, considerando árbol rectificado

Tabla 8 pág 17

Pág. 16 tp árboles máquina eléctrica

11-3-i) Cálculo de los diámetros necesarios

$$\sigma_{admAN-H-V} \geq \frac{Mift}{\frac{\pi D_{i-1}^3}{32}} \rightarrow D_{i-1} = \sqrt[3]{\frac{32Mift_{i-1}}{\pi\sigma_{admAN-H-V}}}$$

Puntos	Diámetro(mm)					
	Niemann		Hanchen		Vallance	
1						
2						
3	41,04 mm	VERIFICA	35,99 mm	VERIFICA		
4	36,05 mm	VERIFICA	-		36,85 mm	VERIFICA
5	39,97 mm	VERIFICA	-		40,10 mm	VERIFICA
6	61,02 mm	VERIFICA	53,63 mm	VERIFICA		

12) VERIFICACION DE CHAVETEROS

12-1) MATERIAL DE LA CHAVETA

Adoptamos:

Material:	SAE1020
$\sigma_{f_{chav}} =$	22 Kg/mm ²
$\sigma_{R_{chav}} =$	46 Kg/mm ²

12-2) VERIFICACION

$\tau_{admch} =$	11 Kg/mm ²
$\sigma_{ADMPLCH} =$	13,2 Kg/mm ³

AL CORTE

$$\tau_{ADMCH} \geq \frac{2Mt}{D_{ARBOL} \cdot b_{chA} \cdot L_{uCH}}$$

AL APLASTAMIENTO

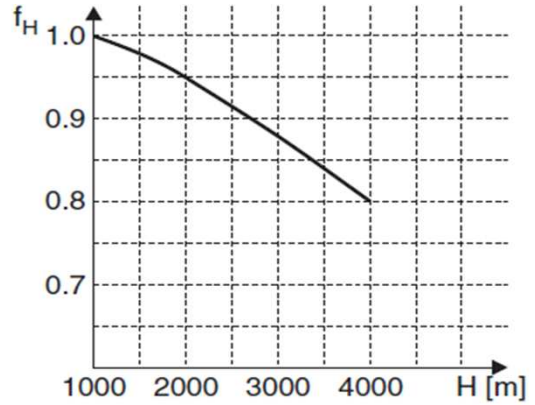
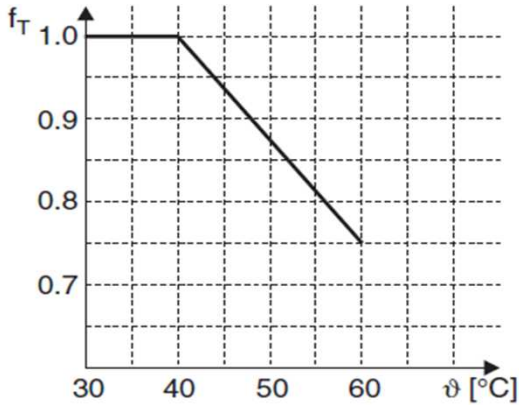
$$\sigma_{ADMPLCH} \geq \frac{Mt}{\frac{D_{ARBOL}}{2} \cdot \frac{h_{CH}}{2} \cdot L_{uCH}}$$

Diámetro	(mm)	b _{chA} (mm)	h _{ch} (mm)	L _{uCH} (mm)	Mt (Kgm)
D _{sred} =	40	12	6	156	59,2
D _{ALP} =	50	14	9	45	59,2
D _{AROL} =	65	18	11	76	2

Diámetro	τ (kg/mm ²)		σ_{apl} (Kg/mm ²)	
D _{sred} =	1,58	VERIFICA	6,3	VERIFICA
D _{ALP} =	3,76	VERIFICA	11,7	VERIFICA
D _{AROL} =	0,04	VERIFICA	0,1	VERIFICA

13) SELECCIÓN DEL MOTOR ELECTRICO

13-1) FACTOR DE TEMPERATURA Y ALTURA



Para una temperatura de 45°C

$f_t =$	0,93
---------	------

Para una altura < a 1000m

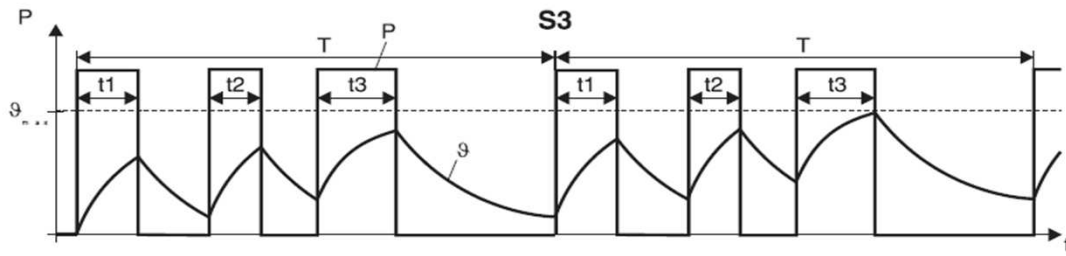
$f_h =$	1
---------	---

13-2) FACTOR DE FUNCIONAMIENTO K

Se define la duración de conexión relativa ED como:

$$ED = \frac{\text{Suma de los tiempos de conexión } (t_1 + t_2 + t_3)}{\text{Duración de ciclo } (T)} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

Modo de funcionamiento	Explicación
S1	Funcionamiento continuo: funcionamiento con estado de carga constante, el motor alcanza el equilibrio térmico.
S2	Funcionamiento a intervalos: funcionamiento con estado de carga constante durante un tiempo determinado limitado y, a continuación, pausa. En la pausa, el motor alcanza de nuevo la temperatura ambiente.
S3	Funcionamiento intermitente: sin influencia del proceso de conexión sobre el calentamiento. Caracterizado por una sucesión de ciclos de carga del mismo tipo, está formado por un intervalo con carga constante y una pausa. Se describe mediante la "duración de conexión relativa (ED)" en %.
S4...S10	Funcionamiento intermitente: con influencia del proceso de conexión sobre el calentamiento. Caracterizado por una sucesión de ciclos de carga del mismo tipo, está formado por un intervalo con carga constante y una pausa. Se describe mediante la "duración de conexión relativa (ED)" en % y el número de conexiones por hora.



Adoptando modo de funcionamiento:

S3

ED = 70,6 %

Entonces:

Modo de funcionamiento			Factor de aumento de la potencia K
S2	Duración de funcionamiento	60 min	1.1
		30 min	1.2
		10 min	1.4
S3	Duración de conexión relativa (ED)	60 %	1.1
		40 %	1.15
		25 %	1.3
		15 %	1.4
S4...S10	Para determinar la potencia nominal y el modo de funcionamiento se deben indicar el número y el tipo de conexiones por hora, el tiempo de arranque, el tipo de frenado, el tiempo de frenado, el tiempo de marcha en vacío, la duración de ciclo, el tiempo de reposo y la demanda de potencia.		Por encargo

Adoptamos:

K = 1,1

13-3) CALCULO DE LA POTENCIA

$N_{mot} = 1,62 \text{ CV} \quad 1,20 \text{ KW}$

13-3) ADOPCION DEL MOTOR ELECTRICO

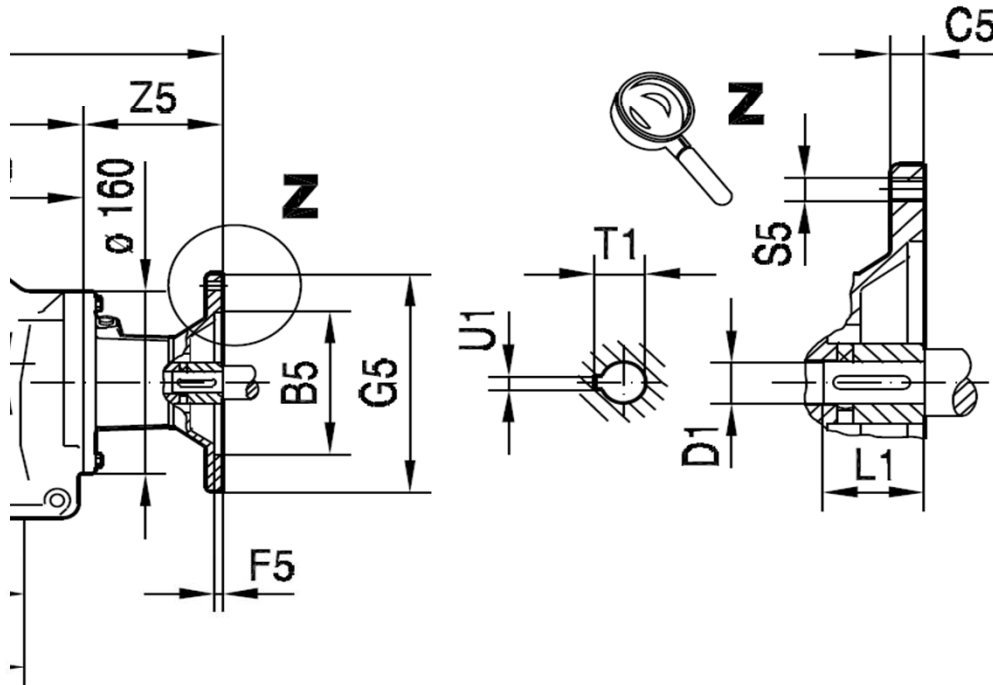
Adoptamos motor eléctrico

$N_{mot} =$	3 CV	2,2 KW
$n_{mot} =$	1410 RPM	
Carcasa:	90L	
$\eta_{mot} =$	76,5 %	
Brida:	FF-165	

13-4) ADOPCION DEL ADAPTADOR SEW PARA EL REDUCTOR

Adoptamos adaptador modelo:

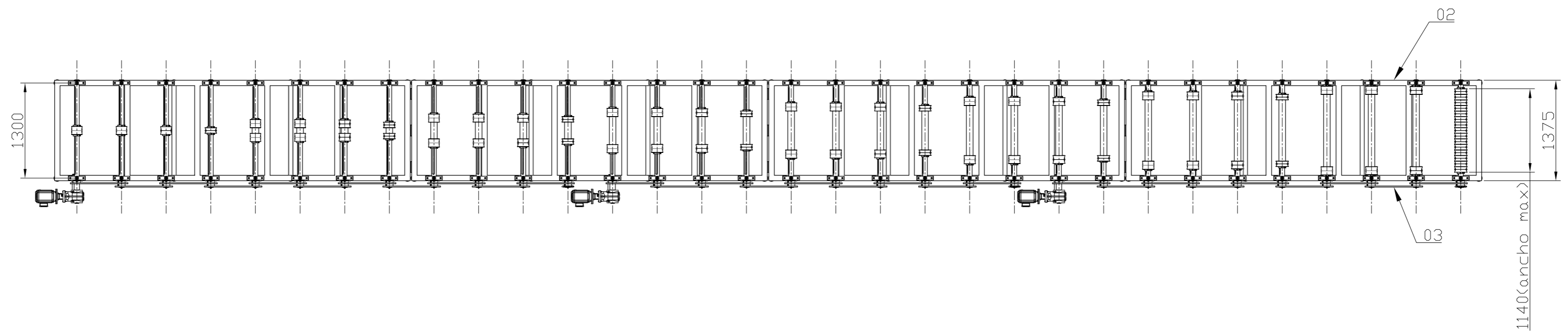
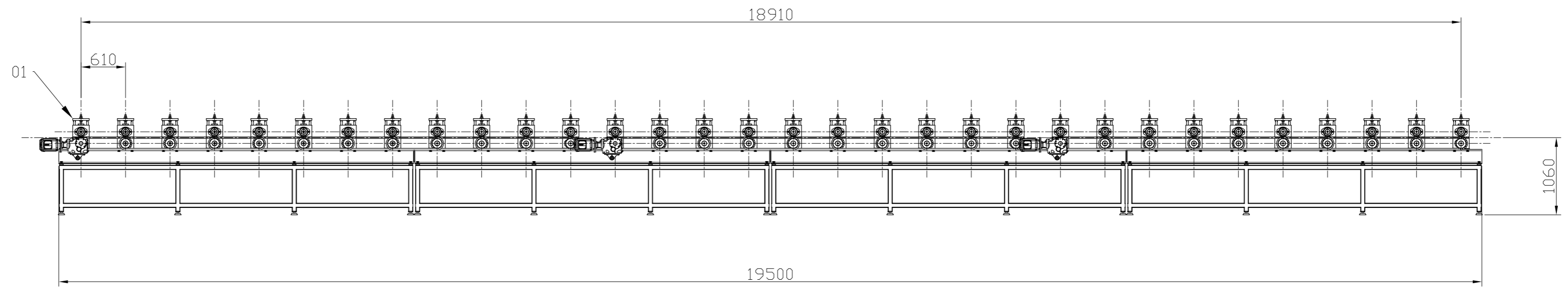
AM90



(→ 130)	B5	C5	E5	F5	G5	L	S5	Z5	D1	L1	T1	U1	
AM63	95	10	115	3.5	140	340	M8	66	11	23	12.8	4	
AM71	110	10	130	4.0	160	340	M8	66	14	30	16.3	5	
AM80	130	12	165	4.5	200	373	M10	99	19	40	21.8	6	
AM90	130	12	165	4.5	200	373	M10	99	24	50	27.3	8	
AM100	180	15	215	5.0	250	408	M12	134	28	60	31.3	8	
AM112	180	15	215	5.0	250	408	M12	134	28	60	31.3	8	
AM132S/M	230	16	265	5.0	300	465	M12	191	38	80	41.3	10	

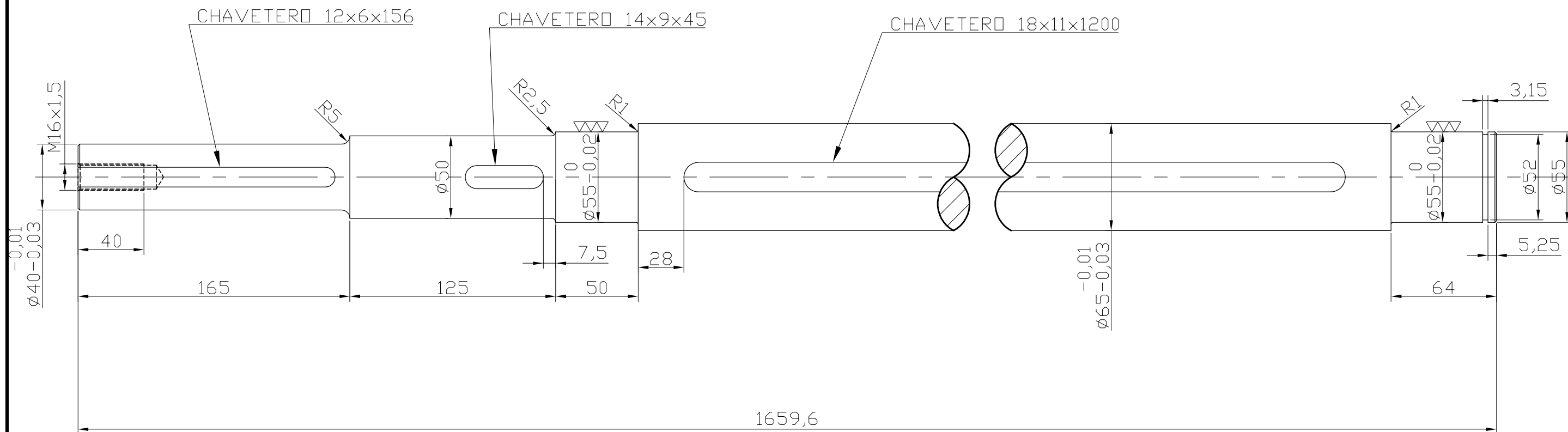
Anexo III

Planos



- VELOCIDAD MAXIMA DE OPERACION: 15m/min
- ESPESOR MAXIMO DE CHAPA A CONFORMAR: 1,25mm
- ANCHO MAXIMO DE CHAPA A CONFORMAR: 1220mm

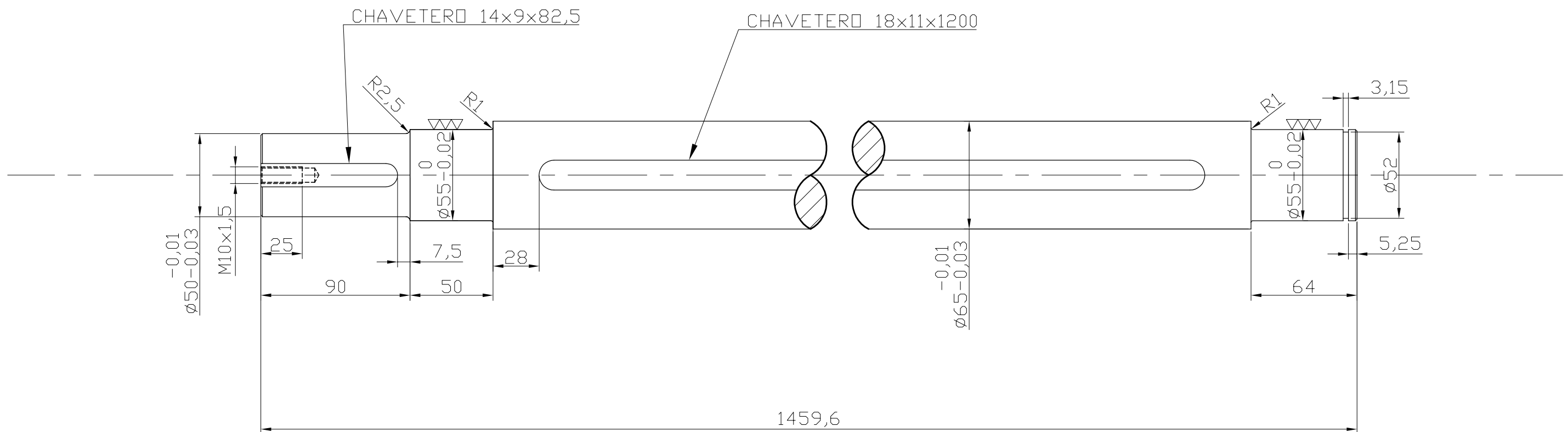
29	CADENA C-80	-	03	-	29 TRAMOS DE 68 ES LABONES							
4	BASTIDOR	-	02	12	-							
32	ETAPA DE CONFORMADO	-	01	13	-							
CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	PDS.	N°PLAND	OBSERV.							
	TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS									
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chafanes no acotados 1x45°	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000	
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos	- Forja y/o fundición +/- 0,8	Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000	
Esesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0	
	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL									
Dib.												
Rev.												
Apr.			CONJUNTO GENERAL				EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL					
Esc.: 1:50												
							N° PLAND: 01					
							N° PLAND CONJ.:					



POS.02 ∇ (∇∇∇)

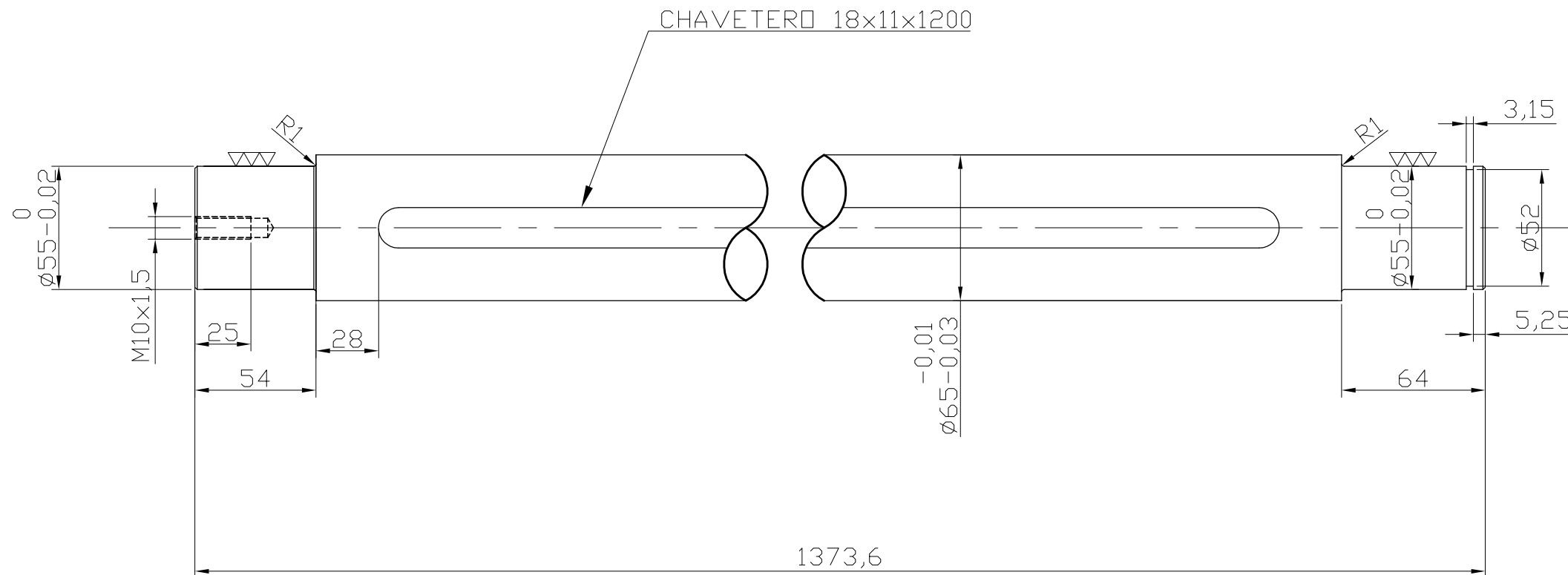
MATERIAL: ACERO SAE1045
CANT.: 3

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.												
TOLERANCIAS NO INDICADAS																	
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS														
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/- 0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000						
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos - Radios no acotados 1-1,5		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000						
Espesor +/- 0,05			Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0						
		Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL													
		Dib.															
		Rev.															
		Apr.		Esc.:1:2,5		EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL											
												ARBOL MOTRIZ 1-1, 4-1, 6-3					
						N° PLANO: 02											
						N° PLANO CONJ.: 13											



POS.26 ▽ (▽▽▽)
 MATERIAL: ACERO SAE1045
 CANT.: 29

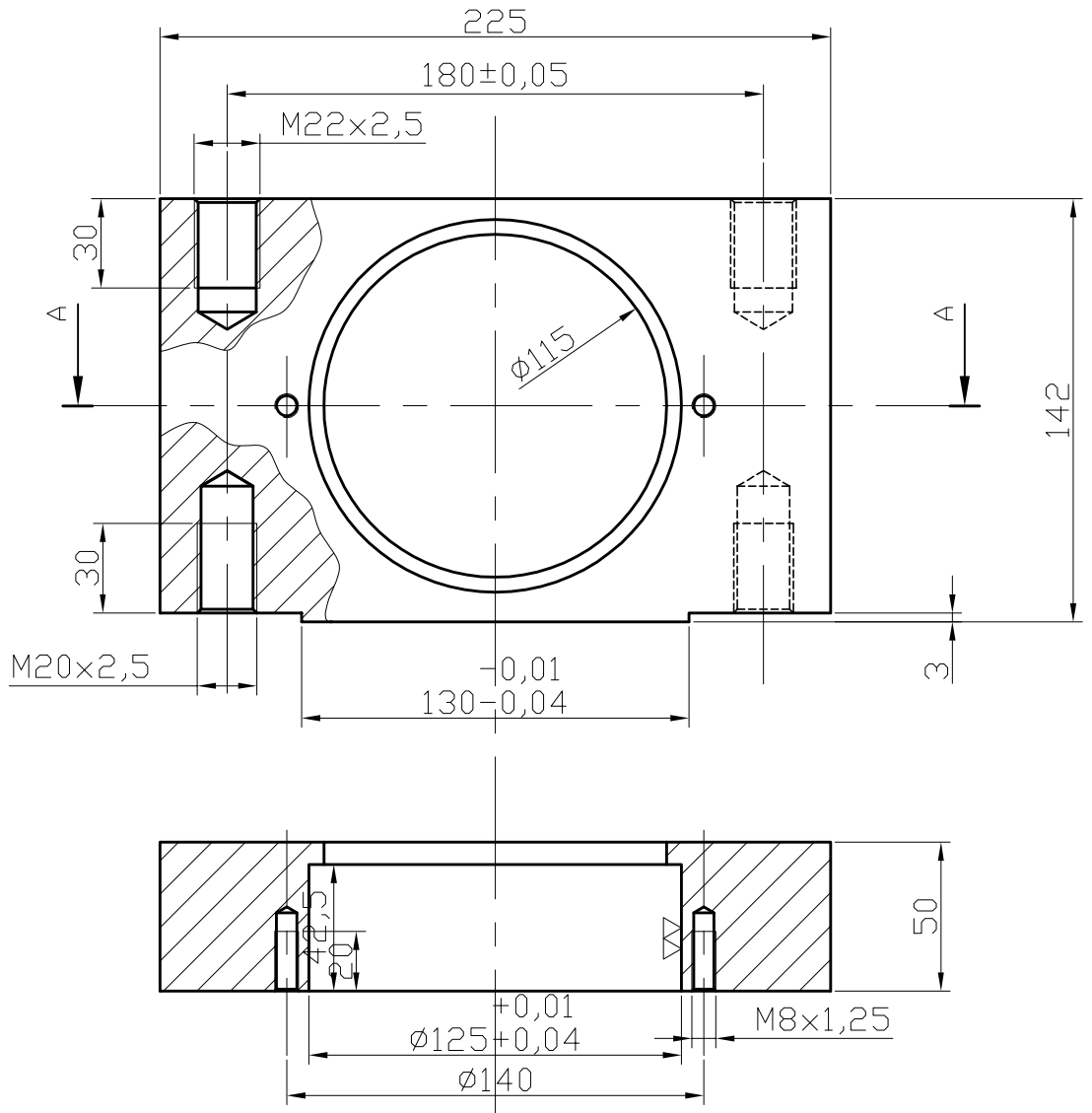
CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.						
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/- 0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos - Radios no acotados 1-1,5		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Espesor +/- 0,05			Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0
		Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL							
		Dib.									
		Rev.									
		Apr.				EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL N° PLANO: 03 N° PLANO CONJ.: 13					
		Esc.:1:2,5									
			ARBOL MOTRIZ SIN REDUCTOR ACOPLADO								



POS.01 ∇ ($\nabla\nabla$)

MATERIAL: ACERO SAE1045
CANT.: 32

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.						
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
Agujero -0,0 +0,1	Angulos $\pm 0^{\circ} 30'$	- Chaflanes no acotados $1 \times 45^{\circ}$	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos	- Forja y/o fundición $\pm 0,8$	Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Espesor $\pm 0,05$	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
		Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL							
		Dib.									
		Rev.									
		Apr.		EJE SUPERIOR		EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL N° PLANO: 04 N° PLANO CONJ.: 13					
		Esc.:1:2,5									




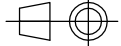
CORTE A - A

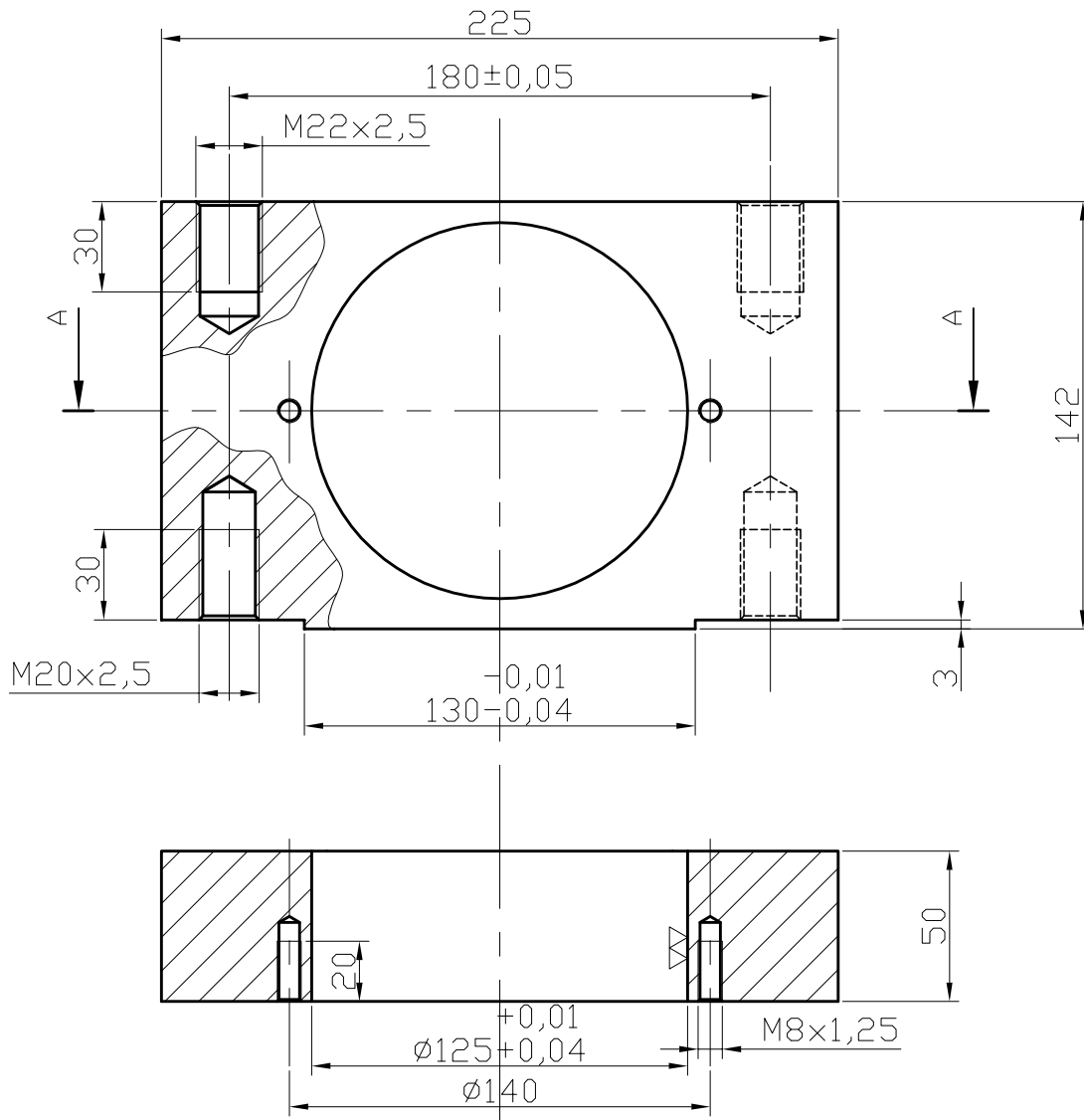
POS.13 ▽ (▽ ▽)

MATERIAL: ACERO SAE1010

CANT.: 64

TRAT.SUPERFICIAL: UNA MANO DE BASE EPOXI
+ 2 MANOS EPOXI COLOR RAL5013

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.													
TOLERANCIAS NO INDICADAS																		
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS															
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/- 0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000							
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000							
Esesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0							
Dib. Rev. Apr.	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL															
	Esc.:1:2,5	 SOPORTE INFERIOR LADO MANDO										EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL						
												N° PLANO: 05						
												N° PLANO CONJ.: 13						



CORTE A - A


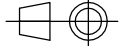
POS.21 ▽ (▽ ▽)

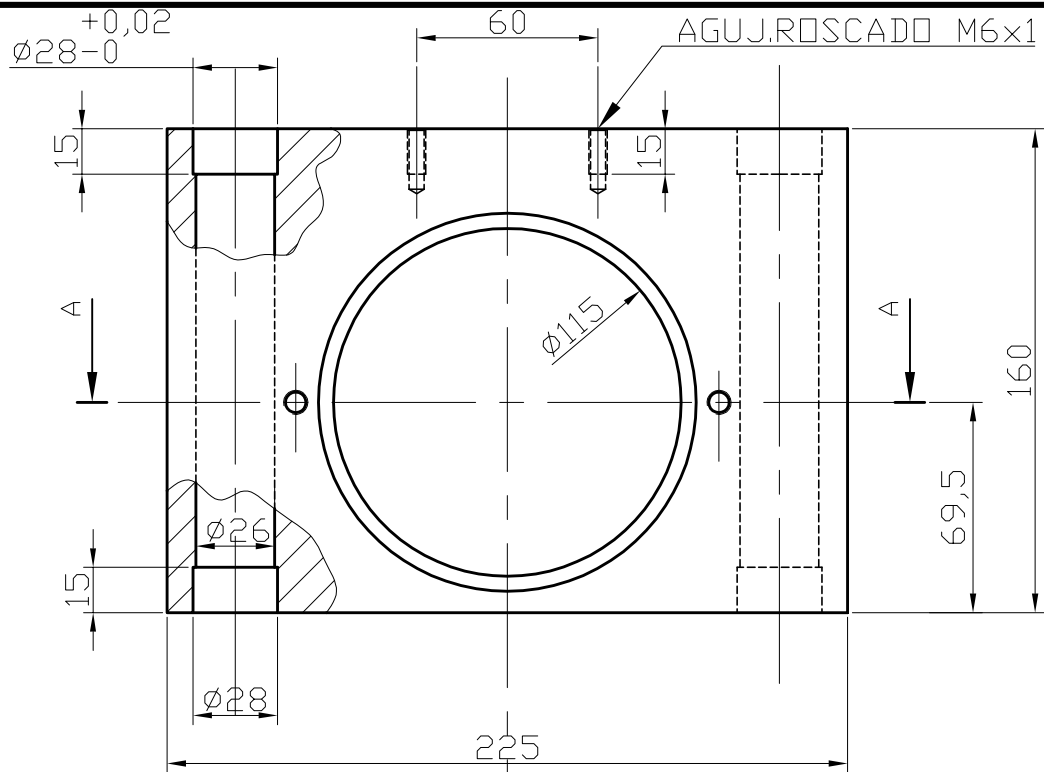
MATERIAL: ACERO SAE 1010

CANT.: 64

TRAT.SUPERFICIAL: UNA MANO DE BASE

EPOXI + 2 MANOS EPOXI COLOR RAL5013

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.						
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/- 0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Espesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0
		Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL							
		Dib.									
		Rev.									
		Apr.		EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL							
		Esc.:1:2,5									
			SOPORTE INFERIOR LADO LIBRE								
						N° PLANO: 06					
						N° PLANO CONJ.: 13					



CORTE A - A

POS.06 ▽ (▽ ▽)

MATERIAL: ACERO SAE 1010

CANT.: 64


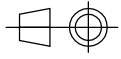
TRAT.SUPERFICIAL: UNA MANO DE BASE

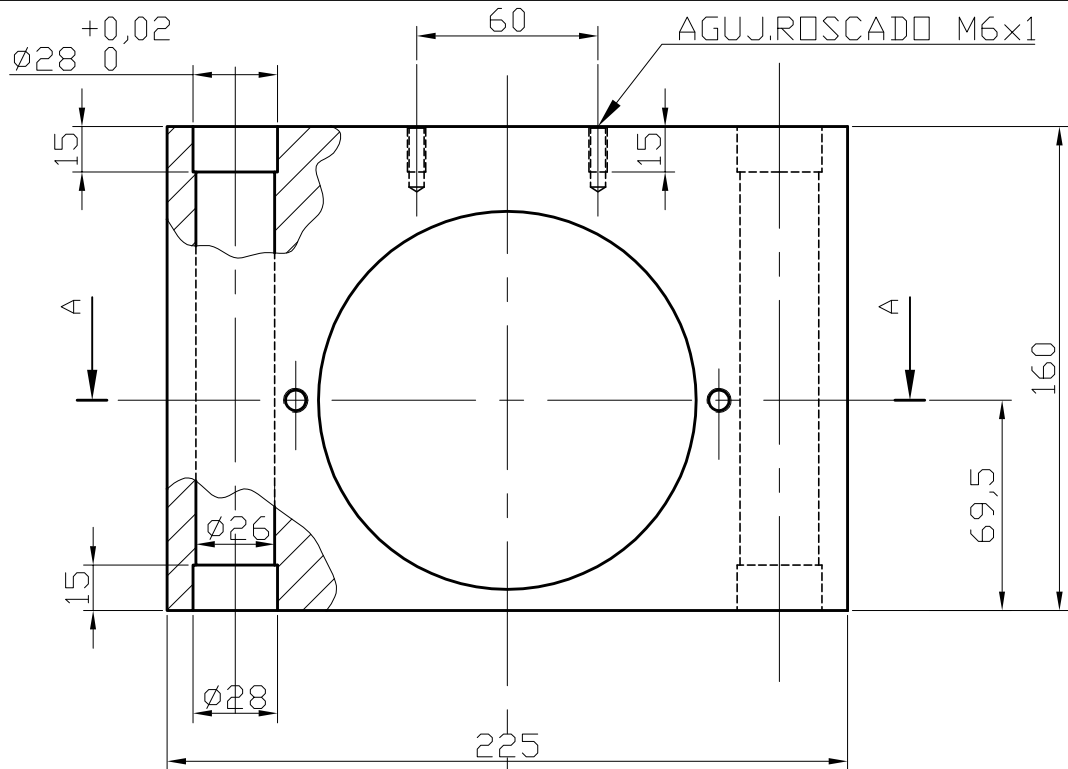
EPOXI + 2 MANOS EPOXI COLOR RAL5013

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.
-------	--------------	----------	------	---------	---------

TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/- 0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Esesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0

		Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL	
Dib.					
Rev.					
Apr.					
Esc.:1:2,5		 SOPORTE SUPERIOR LADO MANDO			EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL
					N° PLANO: 07
					N° PLANO CONJ.: 13



CORTE A - A

POS.25 ∇ ($\nabla\nabla$)

MATERIAL: ACERO SAE 1010

CANT.: 64

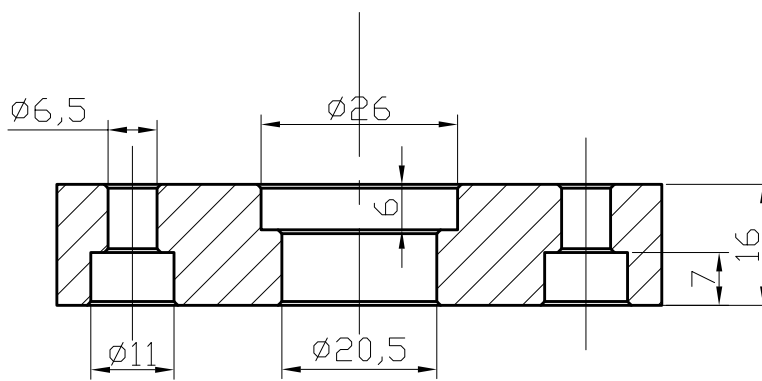
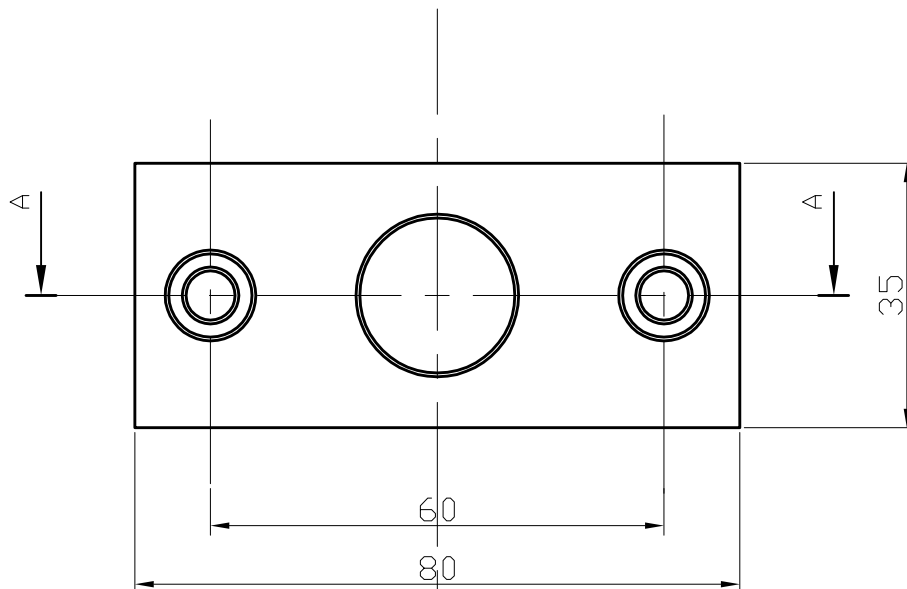
TRAT.SUPERFICIAL: UNA MANO DE BASE
EPOXI + 2 MANOS EPOXI COLOR RAL5013

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.
-------	--------------	----------	------	---------	---------

TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
Agujero $-0,0 +0,1$	Angulos $+/-0^{\circ} 30'$	- Chaflanes no acotados $1 \times 45^{\circ}$ - Forja y/o fundición $+/-0,8$	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje $+ 0,0 - 0,1$	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Esesor $+/- 0,05$	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$

Dib. Rev. Apr.	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL	
	Esc.:1:2,5			
SOPORTE SUPERIOR LADO LIBRE			EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL	N° PLANO: 08 N° PLANO CONJ.: 13



CORTE A - A

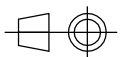

POS.07 ▽

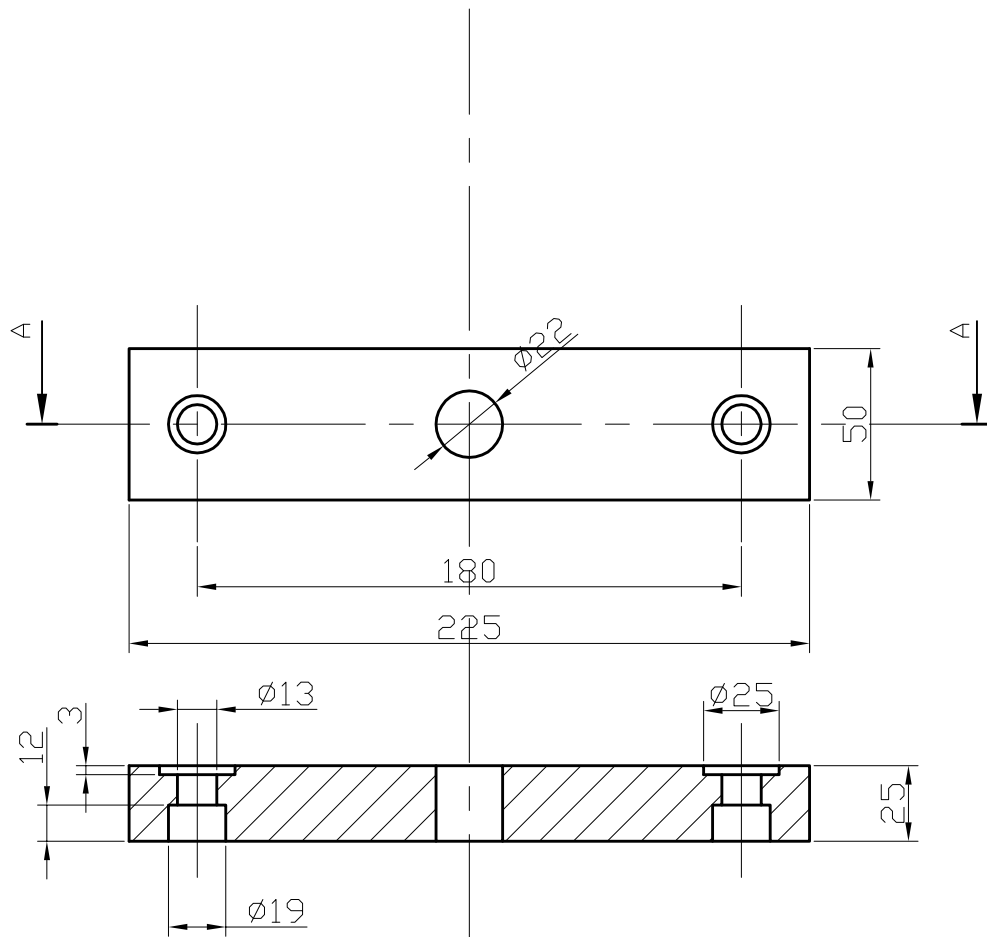
MATERIAL: ACERO SAE 1010

CANT.: 64

TRAT.SUPERFICIAL: UNA MANO DE BASE

EPOXI + 2 MANOS EPOXI COLOR RAL5013


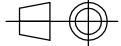
CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.												
TOLERANCIAS NO INDICADAS																	
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS														
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/-0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000						
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000						
Espesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0						
Dib. Rev. Apr. Esc.: 1:1 	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL														
	ANCLAJE SISTEMA DE REGULACION EN ALTURA											EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL					
												N° PLANO: 09					
												N° PLANO CONJ.: 13					

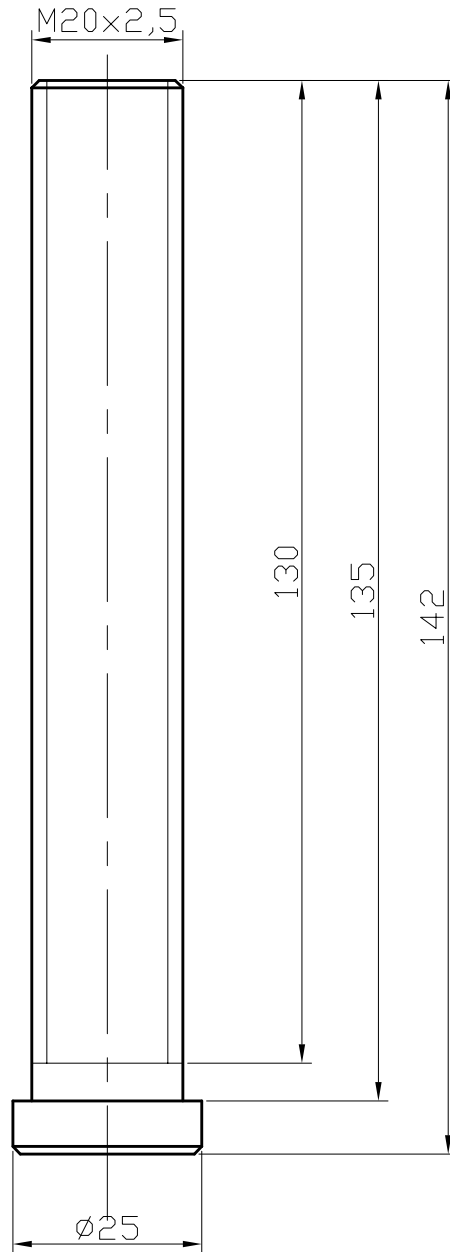


CORTE A - A

POS.09 ▽

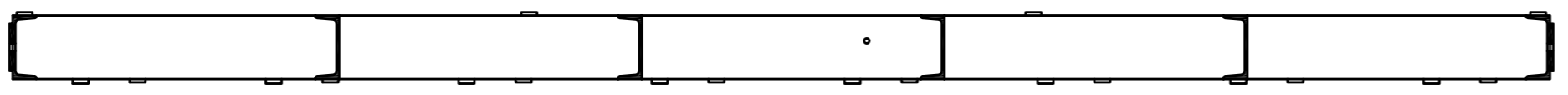
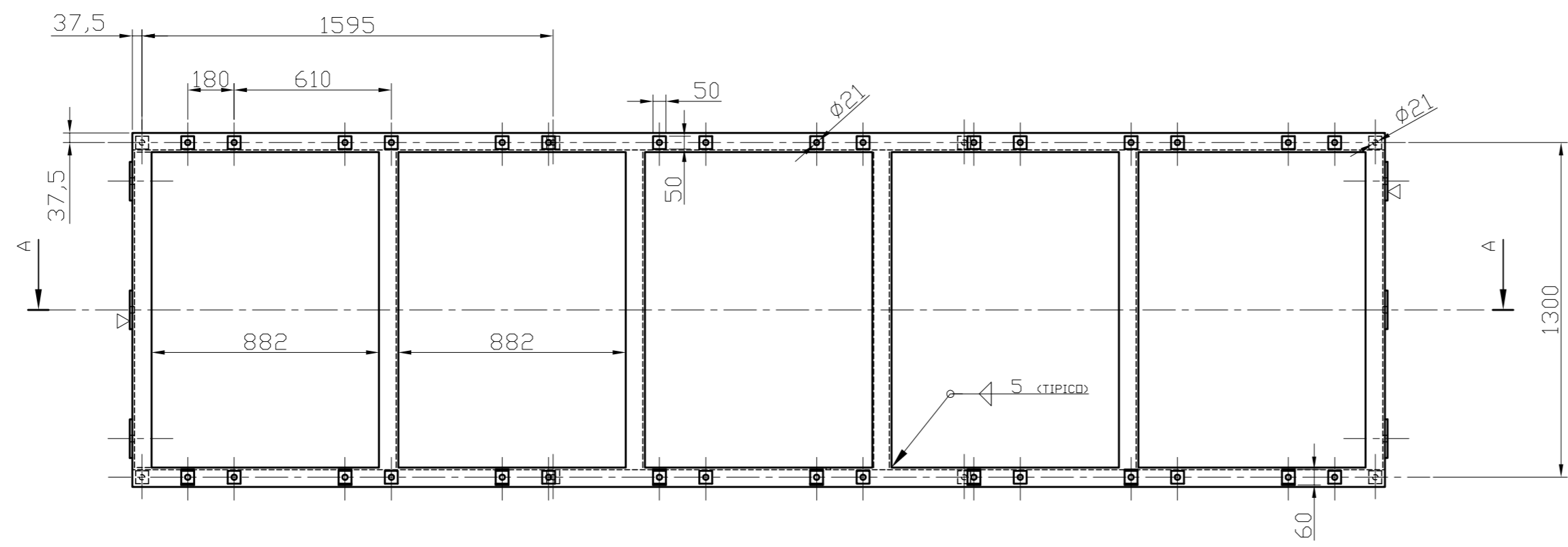
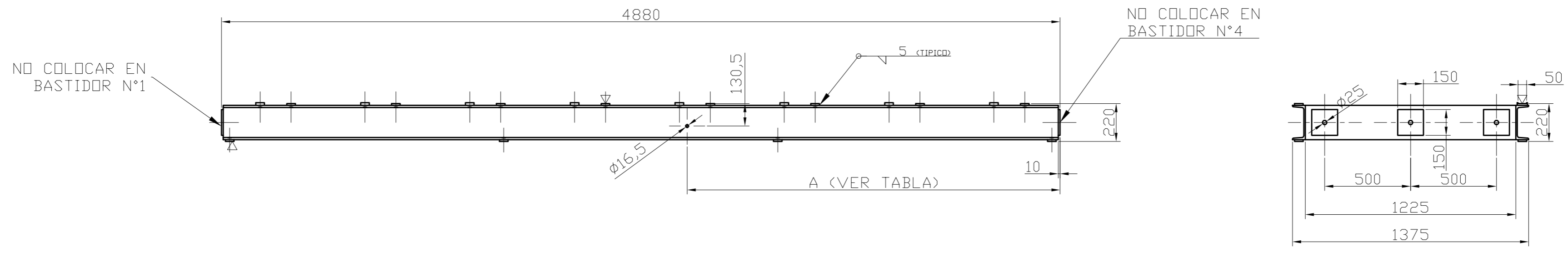
MATERIAL: ACERO SAE 1045 CANT.: 64
 TRAT.SUPERFICIAL: UNA MANO DE BASE
 EPOXI + 2 MANOS EPOXI COLOR RAL5013

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N° PLANO	OBSERV.						
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/- 0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Espesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
		Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL							
		Dib.									
		Rev.									
		Apr.									
		Esc.: 1:2.5				EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL					
		PUENTE SISTEMA DE REGULACION EN ALTURA				N° PLANO: 10					
						N° PLANO CONJ.: 13					



POS.27 ▽
 MATERIAL: ACERO SAE1045
 CANT.: 64

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.						
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
Agujero $-0,0 +0,1$	Angulos $\pm 0^{\circ} 30'$	- Chaflanes no acotados $1 \times 45^{\circ}$ - Forja y/o fundición $\pm -0,8$	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje $+ 0,0 - 0,1$	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Esesor $\pm 0,05$	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL								
	Dib.										
	Rev.										
	Apr.										
Esc.: 1:1	VARILLA ROSCADA SISTEMA DE REGULACION EN ALTURA					EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL					
						N° PLANO: 11					
						N° PLANO CONJ.: 13					

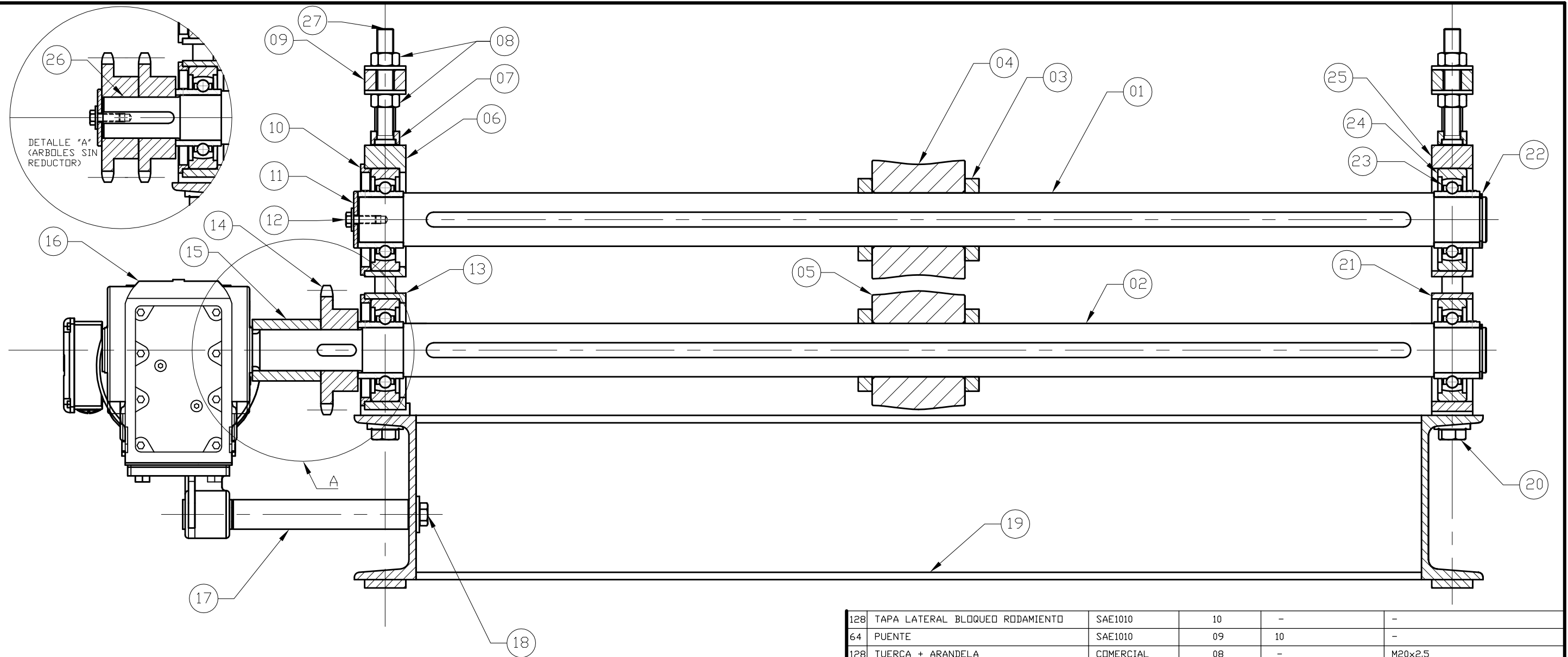


CORTE A - A

POS.19 ~ (▽)
 PERFIL: TIPO UPN200
 CANT.: 4
 TRAT.SUPERFICIAL: UNA MANO DE BASE EPOXI + 2 MANOS EPOXI COLOR RAL7001

N° BASTIDOR	ETAPAS	A (mm)
1	1-1 A 2-4	4610
2	3-1 A 4-4	2170
3	5-1 A 6-4	950
4	7-1 A 8-4	NO POSEE

1	AAAAAAAA	AAAAAAAA	AAAAAAAA	AAAAAAAA	AAAAAAAA
CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.
TOLERANCIAS NO INDICADAS					
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS		
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chafanes no acotados 1x45°	Desde	0,5	3
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos	- Forja y/o fundición +/- 0,8	Hasta	3	6
Esesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1
				±0,2	±0,3
				±0,5	±0,8
				±1,2	±2,0
	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL		
	Dib.				
	Rev.				
	Apr.		UTN Universidad Tecnológica Nacional		
	Esc.: 1:20				
			EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL		
			N° PLANO: 12		
			N° PLANO CONJ.: 13		

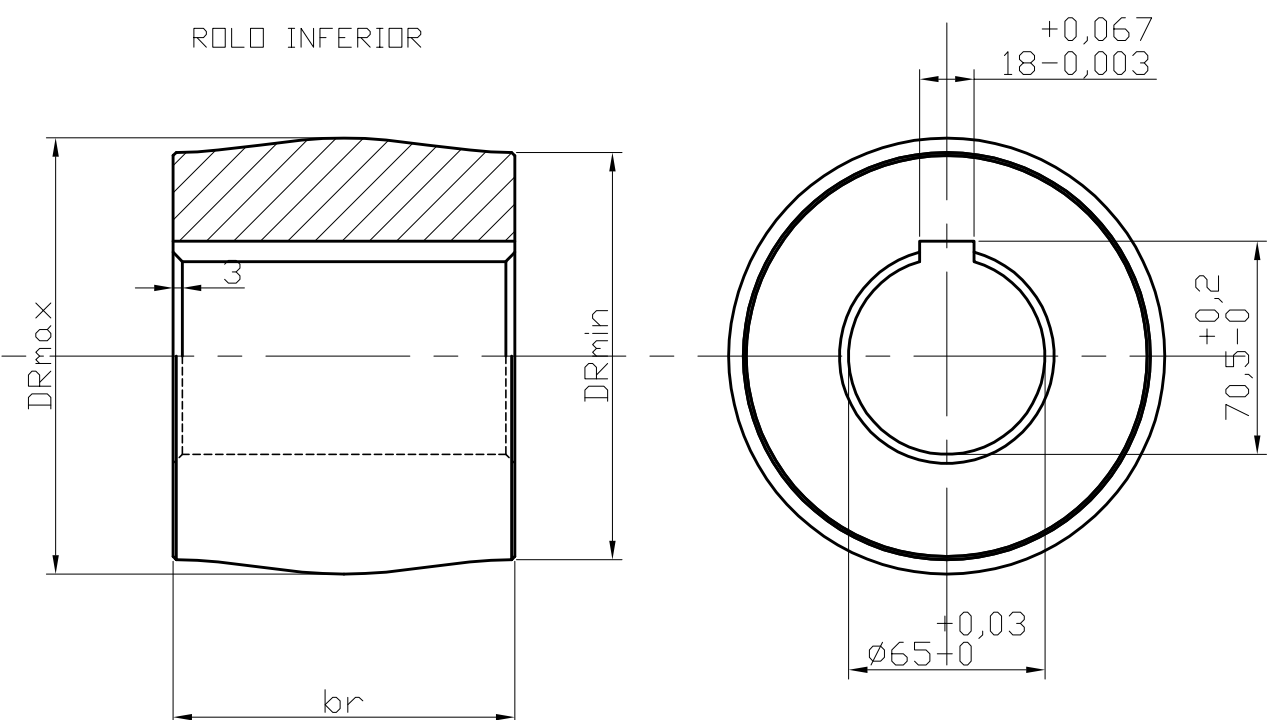
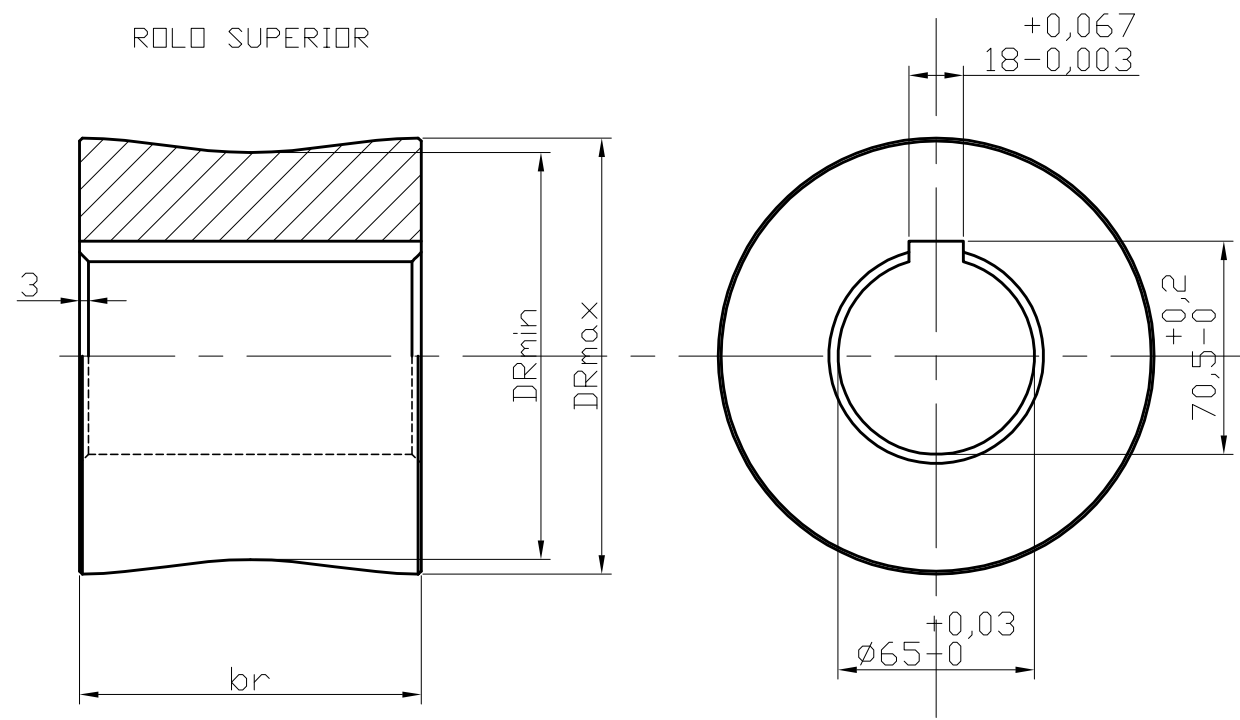


64	VARILLA ROSC.SIST.REGUL. ALTURA	SAE1045	26	11	-
29	ARBOL MOTRIZ SIN REDUCTOR	SAE1045	26	03	-
32	SOPORTE SUPERIOR LADO LIBRE	SAE1010	25	08	INCLUYE 4 CASQ.PCM252815 (SKF)
128	SOPORTE DE RODAMIENTOS	COMERCIAL	24	-	MARCA NTN MOD.C211D1
128	RODAMIENTO DE BOLAS	COMERCIAL	23	-	MARCA SKF MOD.YAR211
64	ANILLO DE RETENCION	COMERCIAL	22	-	P/EJE Ø55
32	SOPORTE INFERIOR LADO LIBRE	SAE1010	21	06	-
128	BULON + ARANDELA 8%	COMERCIAL	20	-	-
4	BASTIDOR	SAE1020	19	12	-
3	BULON + ARANDELA	COMERCIAL	18	-	-
3	EJE BLOQUEO REDUCTOR	SAE1045	17	-	-
3	MOTOREDUCTOR SEW KA67/TAAM90	COMERCIAL	16	-	INCL.MOTDR 2.2KW 90L FF165
3	SEPARADOR REDUCTOR	SAE 1010	15	-	DI=50, DE=75, L=83.4
61	PIÑON	COMERCIAL	14	-	PASO=1" Z=18DIENTES
61	SOPORTE INFERIOR LADO TRANSMISION	SAE1010	13	05	-
61	BULON + ARANDELA	COMERCIAL	12	-	M10x1,5 LARGO = 30
61	ARANDELA DE RETENCION	SAE1010	11	-	69x10.5x5
CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.

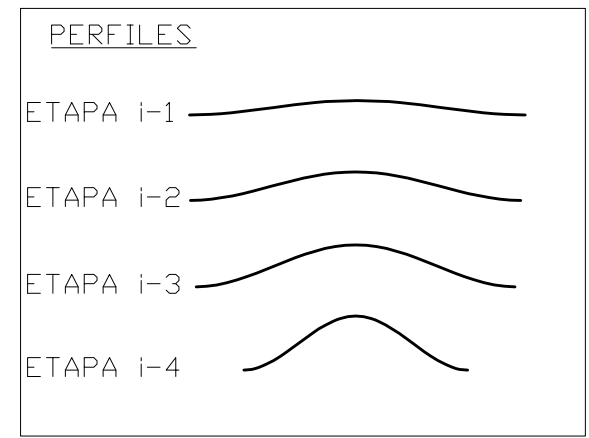
128	TAPA LATERAL BLOQUEO RODAMIENTO	SAE1010	10	-	-
64	PUENTE	SAE1010	09	10	-
128	TUERCA + ARANDELA	COMERCIAL	08	-	M20x2.5
64	ANCLAJE SIST.REGUL.ALTIURA	SAE1010	07	09	-
32	SOPORTE SUPERIOR LADO TRANSMISION	SAE1010	06	07	INCLUYE 4 CASQ.PCM252815 (SKF)
60	ROLO CONFORMADOR INFERIOR	SAE8620	05	14	CEMENTADO
60	ROLO CONFORMADOR SUPERIOR	SAE8620	04	14	CEMENTADO
128	RETENTOR	SAE1010	03	-	-
3	ARBOL INFERIOR MOTRIZ (REDUCTOR)	SAE1045	02	02	-
32	EJE SUPERIOR	SAE1045	01	04	-
CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS					CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS						
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chafanes no acotados 1x45°	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos	- Forja y/o fundición +/- 0,8	Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Espesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0

Dib.	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL	
Rev.				
Apr.				
Esc.: 1:5			ETAPA DE CONFORMADO (CONJUNTO)	EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL
				N° PLANO: 13
				N° PLANO CONJ.: 01

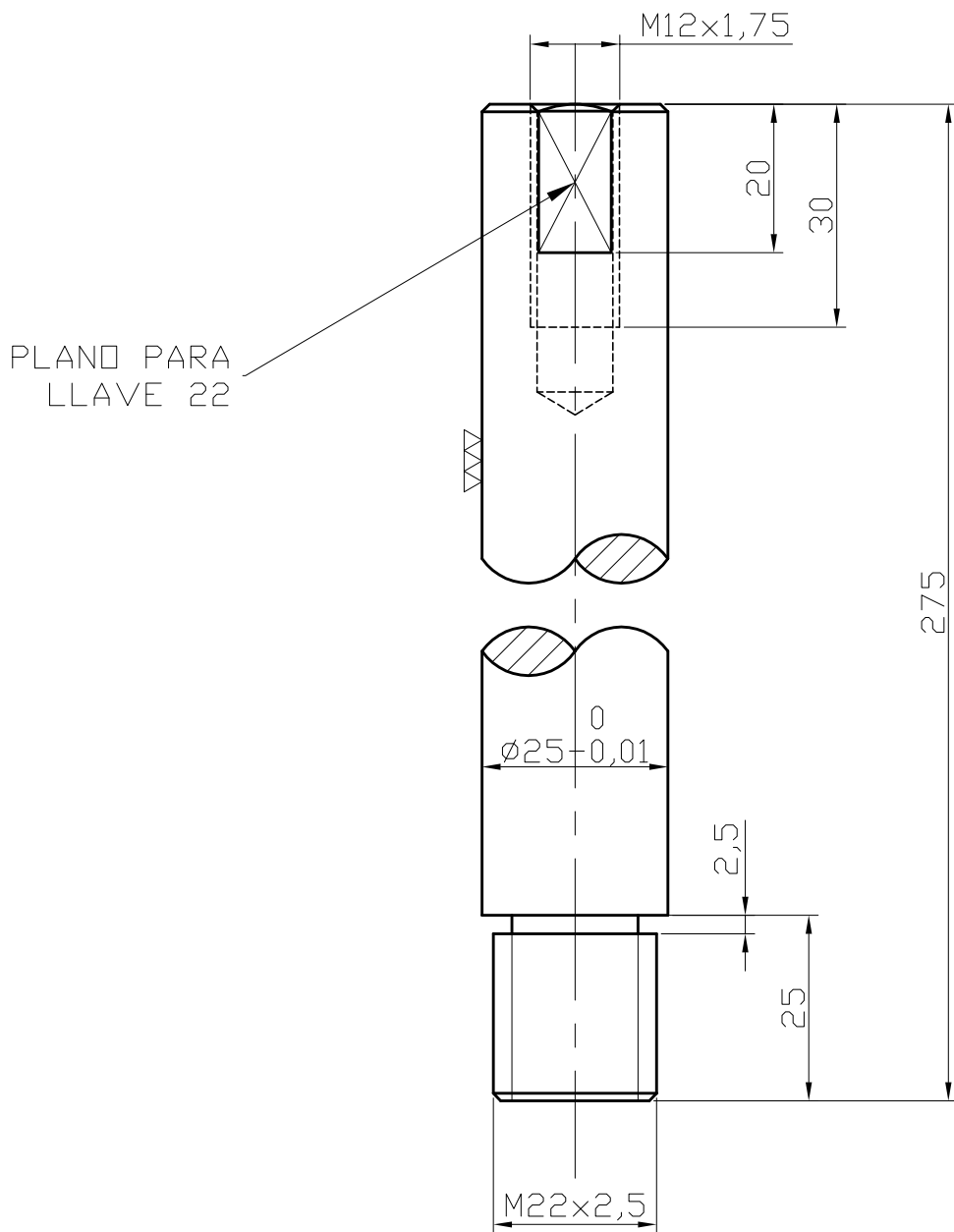


Etapa	DRmax	DRmin	br
1-1	144,2	134,6	113
1-2	149,3	130,4	111
1-3	154,3	126,5	107
1-4	158,9	122,9	76
2-1	146,2	136,6	113
2-2	151,3	132,4	111
2-3	156,3	128,5	107
2-4	160,9	124,9	76
3-1	148,2	138,6	113
3-2	153,3	134,4	111
3-3	158,3	130,5	107
3-4	162,9	126,9	76
4-1	150,2	140,6	113
4-2	155,3	136,4	111
4-3	160,3	132,5	107
4-4	164,9	128,9	76
5-1	152,2	142,6	113
5-2	157,3	138,4	111
5-3	162,3	134,5	107
5-4	166,9	130,9	76
6-1	154,2	144,6	113
6-2	159,3	140,4	111
6-3	164,3	136,5	107
6-4	168,9	132,9	76
7-1	156,2	146,6	113
7-2	161,3	142,4	111
7-3	166,3	138,5	107
7-4	170,9	134,9	76
8-1	158,2	148,6	113
8-2	163,3	144,4	111
8-3	168,3	140,5	107
8-4	172,9	136,9	76



▽
 MATERIAL: ACERO SAE8620 CEMENTADO A 880-925°C Y REVENIDO A 180-220°C
 DUREZA SUPERFICIAL 58HRC, PROFUNDIDAD DE CEMENTADO = 1MM
 CANT.: 2 POR ETAPA EXCEPTO ETAPAS 1-J DONDE CORRESPONDE UN SOLO RODILLO.
 TOTAL: 60 RODILLOS (30 SUP. Y 30 INF.)

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N° PLANO	OBSERV.						
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chafanes no acotados 1x45°	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos	- Forja y/o fundición +/- 0,8	Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
Espesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0
		Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL		UTN Universidad Tecnológica Nacional					
Dib.						EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL					
Rev.											
Apr.											
Esc.:1:2,5											
				RODILLOS CONFORMADORES ETAPA i-1		N° PLANO: 14					
						N° PLANO CONJ.:13					



POS.27 ▽

MATERIAL: EJE MACIZO MARCA INA MOD.W25
 CANT.: 128

CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	POS.	N°PLANO	OBSERV.																			
TOLERANCIAS NO INDICADAS																								
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS																					
Agujero -0,0 +0,1	Angulos +/- 0° 30'	- Chaflanes no acotados 1x45° - Forja y/o fundición +/- 0,8	Desde	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000													
Eje + 0,0 - 0,1	- Matar los cantos vivos		Hasta	3	6	30	120	315	1000	2000	4000													
Esesor +/- 0,05	- Radios no acotados 1-1,5		Tolerancia	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0													
Dib. Rev. Apr.	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL																					
	Esc.: 1:1	GUIA VERTICAL CONJUNTO REGULACION EN ALTURA										EZEQUIEL CECCARELLI CLAUDIO VIDAL												
																		N° PLANO: 15						
																								N° PLANO CONJ.: -