

165  
24.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

PROPUESTA DE DISEÑO DE CONFIGURACION  
DE UN EQUIPO MECANICO PARA ELABORAR  
TUBOS RIGIDOS DE CARTON (TUBO CIMBRA)  
DE SECCION TRANSVERSAL CUADRADA

T E S I S :  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
( M E C A N I C A )  
P R E S E N T A :  
ARTURO CRESCENCIO XOSPA RAMOS

DIRECTOR DE TESIS:  
ING. ANTONIO ZEPEDA SANCHEZ  
COLABORACION ESPECIAL:  
ING. MARIANO GARCIA DEL GALLEGO



MEXICO

1997

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **DEDICATORIAS**

**A MIS PADRES:** COMO UNA FORMA DE AGRADECER SU APOYO, AMOR Y DEDICACIÓN DESINTERESADA DURANTE TANTOS AÑOS COMO ESTUDIANTE.

**A MIS HERMANOS:** POR SU AYUDA Y SU EJEMPLO DE DESARROLLO PROFESIONAL PARA SALIR ADELANTE.

**AÍDA:** POR DARME SU AMOR Y APOYO PARA EL IMPULSO PRINCIPAL DE TRIUNFO EN MI VIDA PROFESIONAL.

**A TOÑO Y MARIANO:** POR SU AYUDA Y COMPRESIÓN DESINTERESADA PARA LA DIRECCIÓN Y CULMINACIÓN DE ESTE TRABAJO.

**A TODAS LAS PERSONAS:** QUE DE ALGUNA FORMA AYUDARON A CONCRETAR ESTA TÉSIS.

**GRACIAS!!**

**REFLEXIONES:**

*-UNA VERDAD CIENTÍFICA NUEVA NO TRIUNFA PORQUE CONVENZA A SUS DETRACTORES Y LES HAGA VER LA LUZ, SINO PORQUE ÉSTOS ACABAN POR MORIR Y SUBE UNA GENERACIÓN QUE ESTÁ FAMILIARIZADA CON ELLA.*

*MAX PLANCK*

*-EL ÉXITO SIN HONOR ES COMO UN PLATO MAL SAZONADO: MITIGA EL HAMBRE, PERO NO SABE BIEN.*

*JOE PATERNO*

*-RECUERDA SIEMPRE QUE TU PROPIA RESOLUCIÓN DE TRIUNFAR ES MÁS IMPORTANTE QUE CUALQUIER OTRA COSA.*

*ABRAHAM LINCOLN*

*“Propuesta de diseño de configuración de un equipo mecánico para elaborar tubos rígidos de cartón (tubo cimbra) de sección transversal cuadrada.”*

<b>ÍNDICE</b>	<b>Páginas</b>
-Dedicatorias.....	1
-Reflexiones .....	2
-Introducción.....	7
-Problemas principales en la elaboración de una cimbra.....	9
-Planteamiento del problema.....	11
-Objetivo y Restricciones.....	12
-Variables de diseño que intervienen en el proceso.....	13
-Parámetros de diseño.....	14
<b>-CAPÍTULO I : “INVESTIGACIÓN TÉCNICA Y COMERCIAL”</b>	
-1.1 Método de diseño tradicional.....	16
-1.2 Resultados de la investigación de sistemas comerciales para fabricación de tubo cuadrado.....	18
1.3 Características físicas y químicas de algunos de los compuestos involucrados en la fabricación del tubo cimbra.....	20
-1.4 Pruebas de pegado.....	22
-1.4.1 Descripción de las pruebas.....	22
-1.4.2 Tabla de resultados.....	23
-1.4.3 Conclusiones de las pruebas.....	24
-1.5 Descripción general del sistema de fabricación continua de tubos cilíndricos (comercial).....	25

## **-CAPÍTULO II: “DISEÑO CONCEPTUAL Y EVALUACIÓN DE OPCIONES DE SOLUCIÓN”**

<i>-2.1 Muestra y descripción de las opciones generadas.....</i>	<i>27</i>
<i>-2.2 Evaluación y selección.....</i>	<i>40</i>
<i>-2.3 Clasificación de criterios.....</i>	<i>40</i>
<i>-2.4 Selección de criterios.....</i>	<i>41</i>
<i>-2.5 Matriz de decisión.....</i>	<i>42</i>
<i>-2.6 Tabla comparativa entre los diferentes sistemas de fabricación y conformado de tubo de cartón con sección cuadrada.....</i>	<i>43</i>
<i>-2.6.1 Conclusión de la tabla comparativa.....</i>	<i>43</i>

## **-CAPÍTULO III : “DISEÑO DE CONFIGURACIÓN”**

<i>-3.1 Dibujos de la opción seleccionada.....</i>	<i>45</i>
<i>-3.2 Descripción general del sistema propuesto y consideraciones de la fabricación del tubo cuadrado.....</i>	<i>52</i>

## **-CAPÍTULO IV : “MEMORIA DE CÁLCULO**

<i>-4.1 Conceptos generales para el cálculo del motor eléctrico.....</i>	<i>55</i>
--	-----------

-4.2 Cálculo del volumen de los rodillos de conformado por medio de sólidos de revolución.....	59
-4.3 Estimación de la relación de los diámetros de las catarinas de tracción para el cálculo de velocidad lineal del tubo y angular de los rodillos.....	70
-4.4 Análisis dinámico.....	72
-4.5 Cálculo de la potencia requerida para el funcionamiento del equipo.....	74
-4.5.1 Potencia requerida para el movimiento del sistema (elementos mecánicos y tubo de cartón).....	74
-4.5.2 Potencia requerida para conformar al tubo (experimento).....	77

**CAPÍTULO V : “RESULTADOS Y COMENTARIOS FINALES “**

-5.1 Ventajas del equipo propuesto.....	81
-5.2 Producción estimada.....	82
-5.3 Dimensiones posibles para la deformación de tubos.....	82
-5.4 Costo estimado del sistema propuesto.....	83
-5.5 Comentarios finales.....	84
-Referencias bibliográficas.....	86
-Apéndices 1.....	88
2.....	93
3.....	100

## ***Introducción:***

La cimbra es el recipiente dentro del cual, o contra el cual, se cuela el concreto para obtener la configuración de diseño requerida, moldeada o con relieve, masiva o esbelta, expuesta o escondida dentro de la estructura. Aún cuando la cimbra se usa como estructura temporal, tiene un efecto permanente sobre la estructura final del concreto y representa el ingenio de aquellos que intervienen en su construcción.

El ingeniero tiene completa libertad de diseño para expresar tanto conceptos estéticos como formas funcionales, mientras que la tarea del constructor consiste en usar hábilmente el diseño y construcción de cimbras para moldear y dar forma al concreto conforme a los lineamientos del diseño, cumpliendo con las especificaciones de acabado y exactitud de manera competitiva.

Para lograr una estructura que satisfaga las demandas de diseño tanto arquitectónico como estructural, es indispensable que los responsables del diseño, construcción y supervisión de las cimbras tengan conocimientos suficientes no solo de las diversas operaciones de las cimbras, sino también de los métodos y materiales involucrados.

Aunque se tenga un buen control de los recursos empleados en el diseño de refuerzo y su fijación, así como del mezclado y colocación del concreto son, sin embargo, los materiales seleccionados para la cimbra, su construcción y el ajuste de las formas de sus componentes, los que tendrán el mayor impacto para lograr una estructura satisfactoria.

El concreto se coloca dentro del molde o cimbra, y es aquí donde se le compacta por diversos medios, de manera que el acero quede completamente recubierto y protegido. La compactación debe ser tal que asegure un concreto denso, libre de vacíos y capaz de alcanzar la resistencia de diseño para resistir los esfuerzos que se desarrollan dentro de la estructura. El molde debe contener la masa de concreto sin filtraciones y sin distorsiones mayores que las admisibles de acuerdo al tamaño del elemento. Además de soportar las presiones que se ejercen en el *proceso de colocación del concreto (colada)* y las cargas presentes durante la construcción, la cimbra debe también proteger al concreto durante el curado y soportar el peso hasta que éste adquiera suficiente resistencia para contribuir estructuralmente. Una vez alcanzada esta etapa, el molde debe ser tal que permita ser removido para usarse posteriormente en otras obras (*no es el caso de los tubos de cartón*).

La calidad del acabado final de la superficie, o la exactitud lograda, es el criterio por el cual el ingeniero, el arquitecto y el cliente evalúan la estructura de concreto resultante. *La facilidad con la cual se usa la cimbra para alcanzar estos fines, el número de usos que se obtengan del equipo y la erogación financiera de la operación total*, son factores adicionales que permiten al contratista evaluar el resultado de las aplicaciones de la cimbra.

***Los problemas principales que surgen en la elaboración de una cimbra convencional son los siguientes:***

-El alto costo que tienen los materiales que tradicionalmente se utilizan para diseñar y modelar *cimbras tradicionales* para la colada de concreto, los problemas de filtraciones de la "*lechada*" (*partículas de cemento diluidas en agua*) y dificultad al retirar los materiales de moldeo.

-El tiempo de colocación de una cimbra convencional. Una cimbra de este tipo necesita un grupo de materiales para su formación y sujeción, la cual en geometrías complicadas tiene muchos problemas en cuanto al acabado final de la forma de la obra.

-El alto costo en la renta de materiales para formar la cimbra convencional, el cual comienza desde que se inicia a formar el molde, a esto se suma el tiempo que deberá contener al concreto para su endurecimiento o fraguado, el tiempo para desarmar y el traslado del material de regreso al lugar en donde se rentó.

-Las filtraciones de la colada (*o colado*); esto crea variaciones en la resistencia del concreto y apariencia de la construcción.

-La colocación de las cimbras para coladas de columnas tiene muchas dificultades por la unión de todos los elementos que la forman ya que la utilización de la madera y clavos es lo más común.

-Deterioro de la madera con el uso propio y la perforación de clavos en la mayor parte de la superficie esto provoca que la madera se desgarre y la unión no sea muy buena.

-En el momento del armado, pueden haber errores en la verticalidad de los elementos, pues como sabemos, una columna que no es perfectamente vertical, "no trabaja" adecuada ni eficientemente en el momento de ser cargada.

Estos problemas serán tomados en cuenta en el presente estudio.

Todas las dificultades antes citadas pueden evitarse o simplificarse utilizando *tubo cimbra*, que en la actualidad se utiliza para la colada de columnas de sección transversal circular.

En resumen diremos que, las *cimbras convencionales* son armadas en el lugar de la obra, y constituyen una parte importante en el tiempo del personal que labora en ella. Están hechas generalmente de madera (tablas, polines, pedacería, etc.), clavos, tornillos y alambre, estos últimos sirven para unir y mantener fijas las tablas. Todo esto sirve para poder formar moldes que posteriormente serán llenados de concreto. La *cimbra convencional* tiene muchas limitaciones en cuanto a las filtraciones de concreto, al costo de alquiler, a las dificultades de geometría y al acabado superficial que éstas dejan en la obra.

### ***Planteamiento del problema.***

Actualmente en nuestro país se vive un momento de crisis económica muy importante, el cual nos afecta a nosotros los universitarios directamente, pues ésta se traduce en desempleo una vez terminados los estudios.

Una de las industrias que más ha ayudado en el desarrollo económico de nuestro país, es la industria de la construcción, pero también ésta es de las que más fuertemente ha sido afectada por la crisis. Por esta razón en el presente estudio existe gran interés en lograr un apoyo para esta importante rama industrial.

El gran desarrollo de la construcción en México, ha sido propiciado por la industria cementera, que en la actualidad es una de las más fuertes a nivel mundial, esto hace pensar que aún con la presente situación en nuestro país, es posible dar ayuda y apoyo con confianza a este sector de la industria mexicana.

Una alternativa al uso de la cimbra tradicional, es el uso de tubos de cartón de sección transversal circular (*sonotubo*), para el caso de columnas circulares, los cuales sustituyen un gran esfuerzo y tiempo en el momento de fabricar el molde en la obra.

Comercialmente, existen máquinas capaces de elaborar tubo circular de cartón, pero ha surgido la necesidad de elaborar tubo de cartón con formas distintas a la circular, es el caso de un empresario mexicano que desea incursionar en este mercado. Inicialmente sugiere elaborar tubo de cartón con las siguientes especificaciones: secciones transversales de 20x30, 30x30, 40x40 y 50x50cm, longitud de 3m, impermeabilizados por dentro y por fuera y una producción aproximada de 20 a 30 tubos por hora.

### ***Objetivo:***

*Desarrollar el diseño de configuración de un equipo mecánico para elaborar tubos rígidos de cartón con sección transversal cuadrada basándose en el método de diseño tradicional.*

El presente estudio pretende, obtener la configuración de un sistema que ofrezca como producto final, un **tubo cimbra compuesto de tiras enrolladas de cartón engomadas e impermeabilizadas, con sección transversal cuadrada.**

Existen dos posibles principios de solución: el primero es, enrollar papel sobre un molde cuadrado y posteriormente expulsarlo o bien hacerlo en forma continua. El segundo principio consistiría en partir de tubo cimbra de sección circular previamente fabricado, y conformarlo a la forma deseada.

El empresario desea que el prototipo no sea muy complicado, de tal manera que no sea necesaria mano de obra calificada, ni de operación muy complicada en relación a la máquina comercial para tubos redondos.

### ***Restricciones***

-El sistema de fabricación de preferencia, debe ser de funcionamiento continuo o intermitente con pequeños lapsos de paro, ya que los costos de tiempo de elaboración se elevarían demasiado. Otra de las restricciones es la de usar *Silicato de Sodio* como pegamento, el cual es utilizado en la fabricación de "sonotubo" principalmente por su bajo costo, también por sus características de secado rápido y endurecimiento, éste da también rigidez al cartón (*materiales compuestos*). Las tiras de papel varían en espesor y en ancho, dependiendo del lugar que ocupan dentro de la pared del tubo y del diámetro del mismo.

### ***Variables de diseño que intervienen en el proceso***

Las variables primordiales que encontramos en un sistema de este tipo son:

***-La calidad del papel.-*** si ha sido reciclado o no, si presenta imperfecciones en su superficie, si tiene cambios en la coloración, etc.

***La concentración de agua o porcentaje de humedad en el pegamento (silicato de sodio).-*** Si se han hecho mezclas con agua, o si el pegamento se presenta sin diluir.

***El acabado superficial en los moldes o mandriles.-*** Este acabado puede repercutir en el acabado final del tubo, el cual debe de estar libre de cualquier defecto, doblez o rasguño.

***El lubricante de desmolde.-*** Esta variable de calidad o concentración del lubricante se refiere a qué tan lubricante es el aceite (*qué tanto disminuye el coeficiente de fricción entre el tubo y el mandril*), y esto solamente afecta a las cantidades que se suministran al sistema.

***El impermeabilizante.-*** Al igual que en el punto anterior, éste puede variar en la cantidad, pero además podría causar muchos rechazos por parte de los clientes si la humedad empieza a penetrar las paredes del tubo, en el momento de la colada de concreto.

## ***Parámetros de diseño***

***El ángulo de enrollado.-*** Este parámetro afecta al avance del tubo y el tiempo de elaboración del mismo.

***La velocidad angular del molde o mandril(en el caso de fabricación a partir de tiras enrolladas y pegadas sobre un molde de sección cuadrada).***-Ésta hace cambiar los tiempos de fabricación, pero también está afectada por la tensión y tiempo de inmersión de las tiras en el pegamento y en el impermeabilizante.

***Tensión de las tiras de papel.-*** Ésta es importante pues la rigidez y consistencia de las paredes del tubo dependen de la tensión de las mismas.

La tensión también depende del calibre del papel.

***Textura y color final del tubo.-*** El tiempo de inmersión de las tiras de papel dentro del pegamento e impermeabilizante, es el principal factor de cambio en la coloración final del tubo.

***Rectitud en las caras y esquinas del tubo.-*** La rectitud de las caras y esquinas es de primordial importancia, pues de no ser rectas, el producto transfiere estos defectos a las columnas, y entonces es rechazado por los clientes.

***El calibre del papel.-*** Éste depende del tamaño del tubo que se esté fabricando y del lugar que ocupa dentro de las paredes del tubo.

# ***CAPÍTULO I***

## ***“Investigación técnica y comercial”***

## ***1.1 Método de diseño tradicional.***

El método de diseño tradicional establece generalmente una secuencia lógica de cinco puntos o actividades a seguir (*estos puntos pueden variar según el tipo de proyecto que se esté trabajando*):

***1.- Reconocimiento de la necesidad***

***2.- Definición del problema***

***3.- Investigación***

***4.- Conceptualización, selección y diseño***

***5.- Comunicación del diseño o presentación.***

### **DESCRIPCIÓN:**

***1.- Reconocimiento de la necesidad.*** En esta etapa sólo se trata de detectar la necesidad primordial y ésta definirá el problema.

***2.-Definición del problema.*** Es la determinación detallada de las características del problema, estableciendo el estado *A* (*lo que se tiene*) y el estado *B* (*lo que se quiere*), para establecer los objetivos, especificaciones y los criterios a los que se debe restringir la solución.

***3.- Investigación.*** Es toda actividad destinada a obtener información, ya sea comercial, de patentes o teórica, la cual puede ayudar para resolver el problema. La investigación también contempla todo tipo de análisis y experimentación hecha con los componentes y materiales que están involucrados en el proyecto, todo esto se realiza en el laboratorio.

Está presente en todas las etapas.

**4.- Conceptualización, selección y diseño.** Es presentar opciones de solución, analizarlas y cuantificarlas y seleccionar la más adecuada respecto a ciertos criterios como costo, productividad, espacio, etc. Una vez seleccionada la alternativa óptima se procede al diseño de la misma.

*Esta etapa se puede subdividir de la siguiente manera:*

**4.1 Diseño de configuración.** Aquí se generan las opciones de solución mostrando los principios de funcionamiento, sin entrar en detalles como dimensiones, materiales, etc.

**4.2 Selección.** Del universo de soluciones se escoge aquella que cumpla más adecuadamente los criterios de selección previamente establecidos para el problema en particular.

**5.- Comunicación del diseño.** Es el trabajo escrito del diseño total del sistema, producto o máquina que se eligió, donde se incluyen además resultados y conclusiones.

## ***1.2 Resultados de la investigación de sistemas comerciales para fabricación de tubo cuadrado.***

Para realizar la investigación se hizo una búsqueda con proveedores nacionales e internacionales de máquinas para elaborar tubo de cartón de sección transversal circular. Para llevarlo a cabo se consultaron bancos electrónicos de datos, directorios nacionales e internacionales (*Thomas Register*), etc. Obteniendo como resultado lo siguiente:

-Existe en el mercado industrial una gran cantidad de sistemas mecánicos que se especializan en la elaboración de tubos rígidos de sección circular, todos estos sistemas se basan en un principio de enrollamiento con ayuda de una banda elástica la cual hace girar al grupo de tiras que alimenta al molde (*mandril*) del tubo (*ver figura 1.1*). Este molde se encuentra inmóvil lo que hace la gran diferencia en cuanto a la fabricación de tubos rígidos de sección transversal cuadrada. En éstos "no es posible" hacer girar ningún tipo de banda, ya que las esquinas no nos lo permiten.

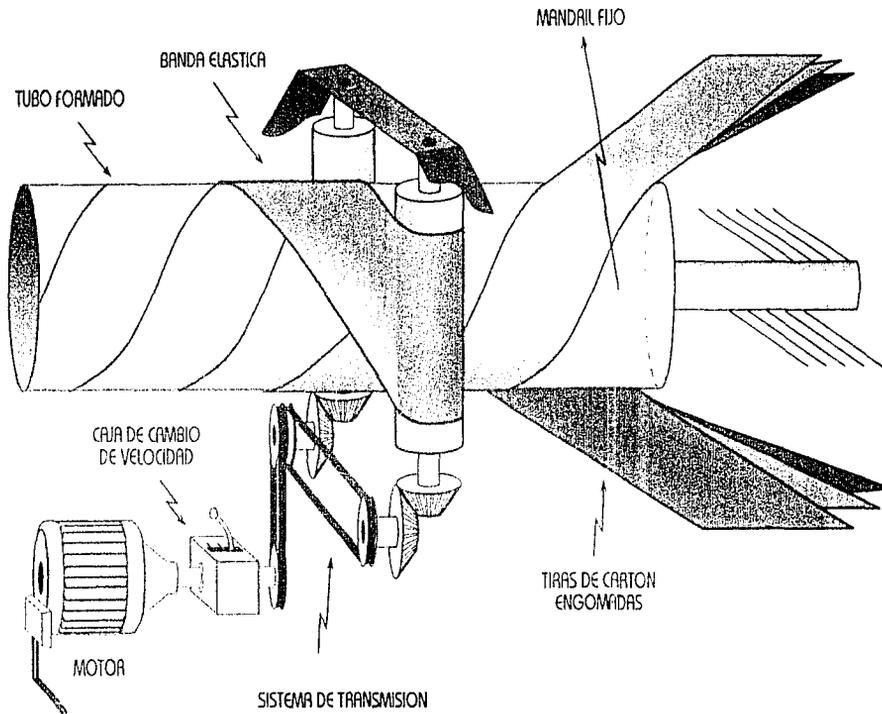


FIGURA 1.1

 FLUNNIA	PROYECTO	TESIS	ESCALA	S/E	
	TITULO	SISTEMA COMERCIAL DE FABRICACION DE TUBO CILINDRICO RECTO		ACOTACIONES	S/A
	DISEÑO	ARTURO XOSPAMAMOS	DIBUJO	ARTURO XOSPAMAMOS	
	FECHA	04-NOV-96	RESP.	A.Z.S.	
			PLANO	A4008	

-En el mercado no “existen” sistemas de transformación de tubos de sección circular a tubos de sección transversal cuadrada, por medio de algún tipo de conformado mecánico.

-Tampoco existen sistemas que fabriquen tubos enrollando las tiras sobre un molde o mandril, para luego “retirar la sección fabricada” y volver a enrollar otras tiras sobre el mismo molde.

- Ninguno de los medios de información fue suficiente para tener un punto de partida en el diseño del sistema.

### ***1.3 Características físicas y químicas de los compuestos involucrados en la fabricación del tubo cimbra.***

El adhesivo utilizado en la industria de fabricación del tubo cimbra es el *Silicato de Sodio* o vidrio de agua, éste se disuelve en agua para formar una solución colorante (por el tipo de absorción que existe en la superficie del papel, éste cambia su coloración o tonalidad). Este es el único adhesivo inorgánico que se aplica en la industria de empaques.

## PROPIEDADES DEL SILICATO DE SODIO (adhesivo)

<b>Forma:</b>	<b>solución acuosa colorada</b>
---------------	---------------------------------

Contenido típico de sólidos:	40%
Viscosidad típica(dinámica):	500 mPa.s
Grado de empapamiento:	bajo
Resistencia de unión al calor:	buena
Resistencia de unión agua:	pobre
Resistencia de unión solventes:	pobre
Resistencia de unión aceites:	pobre
Resistencia de unión a la biodegradación	buena

*Materiales típicos a pegar: Papel semicraft, aluminio, vidrio y madera.*

*Aplicaciones.* El silicato de sodio ha sido utilizado de forma común en la industria de elaboración de tubos de papel corrugado, por su bajo costo y endurecimiento rápido.

Éste es usado en la creación de tubos pesados y tambores donde la dureza es un valor importante para la utilización de pocas capas de papel de bajo calibre, mismas que soportan los esfuerzos de aplastamiento en el tubo terminado. La principal desventaja de éste, es el afianzamiento quebradizo, y ésta, es una de las razones de porqué el silicato ha venido siendo reemplazado por la fécula para el corrugado, y dextrina para el tubo enrollado.

## ***1.4 Pruebas de pegado***

***(Tabla de resultados sobre la prueba de adhesión con silicato)***

### ***1.4.1 Descripción de las pruebas***

Las pruebas de pegado consistieron en la toma de tiempos de inmersión en el pegamento, tiempo que permanece el pegamento sobre la superficie del cartón sin tener contacto aún con otra tira del mismo, concentración de pegamento diluido en agua y en la distinción de las diferentes tonalidades que tomaban las tiras de cartón dentro de la solución de agua-silicato.

Se desgarró a mano las partes unidas y según un manual de adhesivos se determinó si la unión era buena, regular o mala.

A continuación se muestra la tabla de los resultados obtenidos:

### 1.4.2 Tabla de resultados:

Cantidad de pegamento	Concentración de pegamento en %	Tiempo de espera de dos tiras unidas por pegamento(en segundos)	Resultados obtenidos después de la prueba de tracción manual en unión inmediata	Resultados obtenidos después de la prueba de tracción manual en unión después de esperar 20 segundos
Pequeña(quitando por completo el exceso de líquido)	100	20	Falla el pegamento ofreciendo resistencia media	No pega
Regular (dejando un poco de Líquido en la superficie del papel	100	20	Falla el pegamento ofreciendo buena resistencia	Pega muy poco
Pequeña	90	10	Falla el pegamento ofreciendo buena resistencia	Pega muy poco
Regular	90	20	Falla el pegamento ofreciendo excelente resistencia	Pegado regular
Pequeña	80	20	Falla el papel y en algunos puntos el pegamento ofreciendo una excelente resistencia	Pegado regular
Regular	80	20	Falla el pegamento ofreciendo buena resistencia	Pegado bien
Pequeña	70	20	Falla el papel	Pegado bien
Regular	70	20	Falla el papel	Pega muy bien

### ***1.4.3 Conclusiones de las pruebas realizadas:***

Las pruebas sirvieron para tener una idea clara del tiempo que nos da el proceso para poder hacer buenas uniones y en un momento dado (*si el sistema seleccionado resultase de conformado y no de fabricación*) poder deformar el cartón impregnado de pegamento aún fresco.

En resumen diremos que:

-Entre menor es la concentración de adhesivo es menor la viscosidad, facilitando la aplicación.

-El adhesivo al 100% es muy viscoso y difícil de aplicar. Además forma rápidamente una capa superficial carente de adhesión. Otra desventaja es que no se absorbe fácilmente por el papel.

-El adhesivo al 100% de pureza es el que tiene la mejor adhesión si en un caso ideal el papel se encontrara con cierto grado de humedad.

-El adhesivo al 90% tiene menor viscosidad, siendo relativamente más fácil de aplicar y de absorber por el papel. Tiene una buena adhesión en húmedo (*dando tiempo al cartón que se humedezca por inmersión*).

-El adhesivo al 80% es el menos viscoso y el más fácil de aplicar, absorber por el papel, y tiene una adhesión media con respecto a los anteriores.

-Una concentración de 70% de silicato y el resto de agua, nos da una solución con muy buenas propiedades de rigidez en el momento del secado y un tiempo razonablemente alto, como para definir que el tubo se encuentra flexible todavía y aprovecharlo para el conformado.

### ***1.5 Descripción general del sistema de fabricación continua de tubos cilíndricos (comercial).***

El sistema parte de tiras de papel tipo semicraft, las cuales se embobinan en grandes rollos los que son acomodados en posición vertical y se colocan en una estructura especial, en la que las tiras van dirigidas a la alimentación de la máquina.

Durante el trayecto de las tiras al alimentador, éstas son sumergidas en unas tinas con rodillos que contienen silicato (*pegamento*) y otras cera (*impermeabilizante*); las tiras de papel hacen contacto con los rodillos impregnándose así de los distintos fluidos las caras del papel que se desean.

En el sistema tradicional de fabricación lo que gira es el tubo, y lo que lo hace girar es la banda elástica que lo envuelve, y además le da un movimiento axial, que es el que lo hace salir del molde (*como si fuera un tornillo*).

Después de que el tubo completa los tres metros de longitud hace contacto en uno de sus extremos con un sistema de accionamiento neumático, el cual hace que una sierra se acople con la superficie del tubo, y ésta lo corta.

Al final del proceso un operador engrapa las últimas dos tiras del tubo. Una vez inspeccionado, el producto final pasa al almacén.

*nota: ver fig.1.1*

## ***CAPÍTULO II.***

### **“Diseño conceptual y evaluación de opciones de solución.”**

## ***2.1 Muestra y descripción de las opciones generadas***

Los conceptos que se generaron son cuatro. Dos se basan en el sistema de fabricación a base de tiras de papel, pegamento e impermeabilizante formadas sobre un molde o mandril cuadrado el cual se retira con algún medio mecánico. Y las otras dos se basan en el tubo de sección transversal circular ya existente, y solamente se cambia por medio de un sistema de conformado a la sección transversal deseada.

### *Características físicas del tubo antes de ser conformado:*

De acuerdo a las pruebas realizadas con el pegamento (*ver capítulo I en pruebas de pegado*) se determinó que el silicato diluido al 70 % es la mejor opción para pegar el tubo y a la vez tener tiempo en la operación de conformado y así poder deformar con cierta facilidad las paredes del mismo.

Las condiciones del tubo para el conformado son:

- 70% de silicato por 30% de agua*
- Dejar una cantidad considerable en el momento de retirar el sobrante*
- Y recorrer el sistema de corte por sierra lo más cercano posible al molde de fabricación, ya que con esto se aprovecha el tiempo que el pegamento está fresco.*

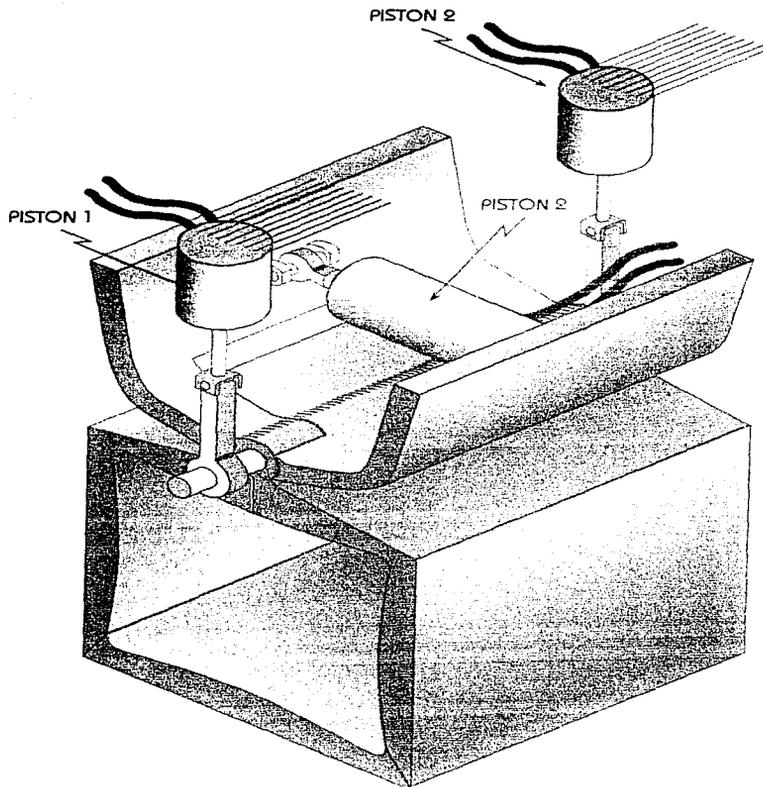
Por lo tanto, debemos partir de un tubo de cartón de sección transversal circular recién fabricado, bajo la condición de pegado antes citada, con el objeto de mantenerlo más flexible, retardar su endurecimiento y evitar que el pegamento se fracture al generarse fuerzas cortantes entre las capas de cartón, debidas a la deformación.

**A continuación se muestra una descripción breve de cada uno de ellos:**

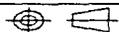
## **Concepto No 1: “Conformado tipo Tijera”**

Este sistema parte del principio de aplastamiento de las caras exteriores del tubo cilíndrico las cuales tienen un perfil exagerado (*las caras están invertidas hacia adentro*), para lograr un mejor acabado en cuanto a la rectitud de los lados del tubo.

*Nota: Con base a pruebas realizadas, se determinó que siempre la tendencia de las paredes del tubo es a regresar a ser nuevamente circulares: es por eso que en este concepto se diseñó un perfil de aplastamiento de las paredes hacia adentro (ver figura 2.1) para contrarrestar hasta cierto punto dicho efecto.*



**FIGURA 2.1**

	PROYECTO	TESIS	ESCALA
	TÍTULO	SISTEMA DE CONFORMADO TIPO TUEFA	S/E ACOTACIONES S/A
	DISEÑO ARTURO LOSA RAMOS	DIBUJO ARTURO LOSA RAMOS	
	FECHA 23-OCT-96	RESP. A.Z.S.	PLANO F4010

### ***Descripción del proceso***

1.-Partimos de un tubo ya fabricado bajo ciertas condiciones en su elaboración. Tales como: mayor cantidad de pegamento y mayor cantidad de agua en el mismo; con el fin de volverlo más elástico y retardar su endurecimiento.

*(la concentración de agua silicato deberá ser de 30-70 respectivamente)*

2.-Se somete al conformado

3.-El sistema acciona primero los pistones hidráulicos *1* y *2* , entonces el sistema baja y envuelve al tubo quedando semiplanas las dos primeras caras del tubo.

4.- Al accionarse el pistón *3*, el sistema comprime el tubo en toda la superficie exterior, y da a éste su forma final deseada.

5.- El tubo se deja secar para que su consistencia sea totalmente rígida.

*(fig. 2.1 vista principal del sistema; fig. 2.2 pasos del conformado)*

### ***Virtudes:***

La virtud principal es que el conformado se lleva a cabo en un solo paso y que puede hacerse rápidamente.

### ***Problemas que pueden surgir:***

El problema principal de este sistema es la manufactura de las cavidades de conformado y la masa total que se está manejando, ya que las paredes de éste deben ser de muy baja deformación en el momento de aplicar la fuerza.

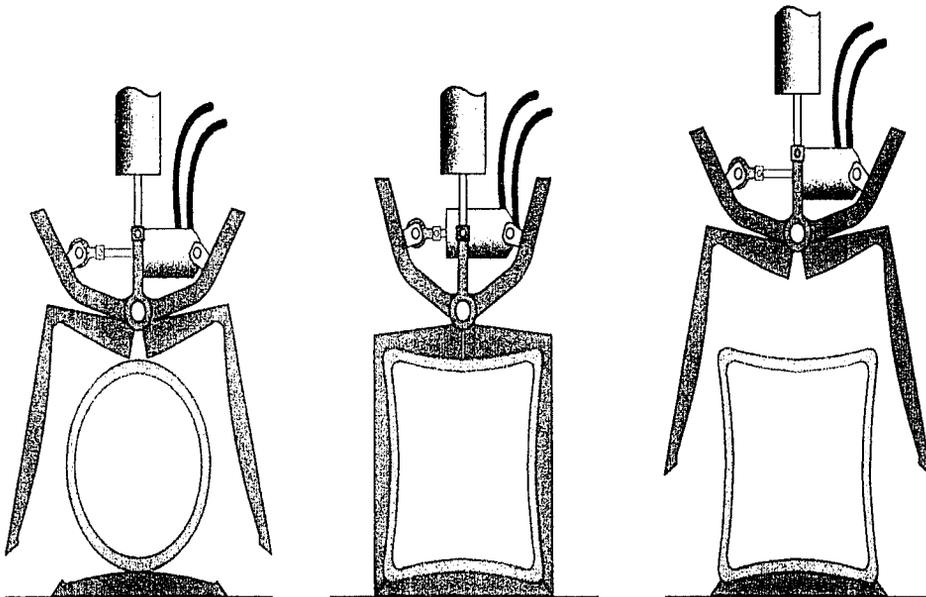


FIGURA 2.2

	PROYECTO	TESIS	ESCALA
	TÍTULO	SISTEMA DE CONFORMADO TIPO TUGAR	5/16
	DISEÑO	DIBUJO	ACOTACIONES
	FECHA	RESP.	PLANO
	23-OCT-96	A.Z.S.	A4009

## **Concepto No. 2 : “Enrollado tipo intermitente”**

En este sistema se hace necesaria la utilización básica de dos motores eléctricos, un molde o mandril y un tornillo de bolas recirculantes.

( ver figura 2.3)

### ***Descripción del sistema***

1.- Las tiras de papel engomadas se enrollan sobre el molde o mandril (*la tira que hace contacto en el mandril está impregnada de lubricante*).

2.-El motor *A* acciona al mandril haciéndolo girar, y al mismo tiempo avanza con él.

3.-El sistema se detiene cuando ha finalizado la fabricación de una sección igual a la longitud del mandril.

4.-El motor *B* hace regresar al mandril por medio del tornillo de bolas recirculantes y a su vez el motor *A* también regresa.

5.-Se inicia la fabricación de otro tramo de tubo.

### ***Virtudes:***

Este sistema tiene un principio muy sencillo de fabricar tubo de sección cuadrada, por el principio de enrollamiento de tiras de cartón.

Como se fabrican los tramos de manera intermitente, entonces podemos hacer con un número extenso de pasos, cualquier tamaño de tramo de tubo.

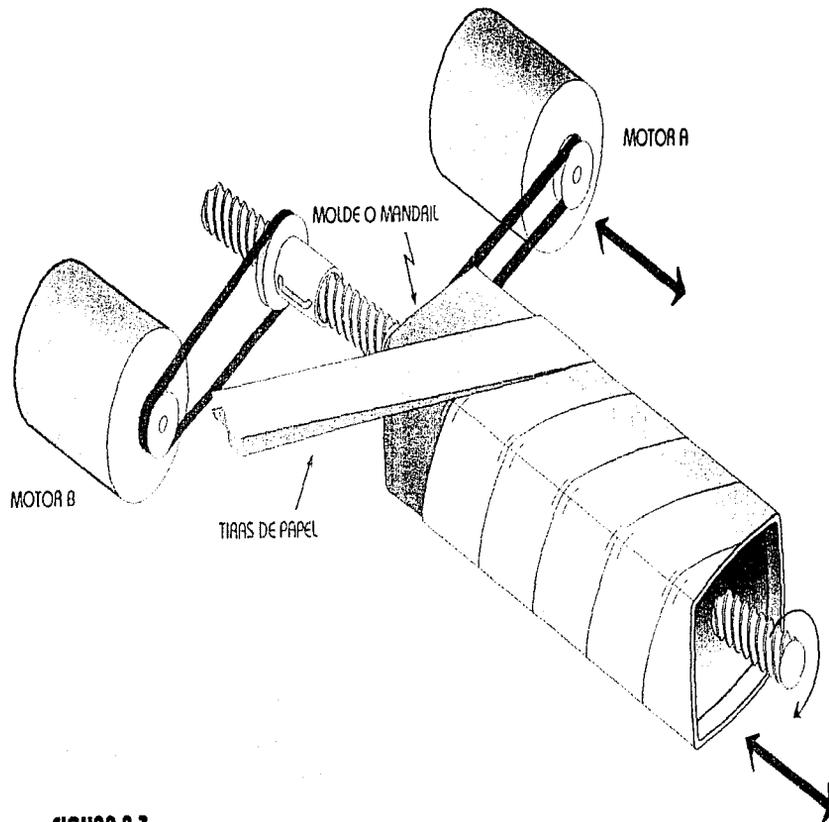


FIGURA 2.3

 cdm FLUNYMA	PROYECTO	TESIS	ESCALA
	TITULO	SISTEMA DE FABRICACION TIPO INTERMITENTE	SE
	DISEÑO	ARTURO ROSA RAMOS	ACOTACIONES
	FECHA	6-DIC-96	SA
		DIBUJO	
		ARTURO ROSA RAMOS	
		PLANO	
		PA009	

***Problemas que se pueden esperar:***

La sincronización de todos los sistemas para el funcionamiento intermitente podría causar muchos problemas en cuanto a las tolerancias.

Se necesitarían sistemas adicionales de detención del tramo fabricado, en el momento de retirar el mandril.

### **Concepto No. 3 : “Conformado por rodillos”**

#### ***Descripción del sistema***

1.-Partimos de un tubo ya fabricado bajo ciertas condiciones en su elaboración mencionadas con anterioridad en el sistema de conformado tipo tijera. Con el fin de volverlo más elástico y retardar su endurecimiento.

*(la concentración agua silicato deberá ser de 30-70 respectivamente)*

2.-Se introduce al sistema de conformado.

3.-El sistema parte de deformar gradualmente al tubo, en  $n$  operaciones.

3.1 Tubo ovalado

3.2 Tubo semicuadrado

3.3 Tubo de sección cuadrada o rectangular.

*Nota: por simplificación solamente se muestran tres pasos en el conformado ( ver figura 2.4)*

4.-El tubo se deja secar completamente.

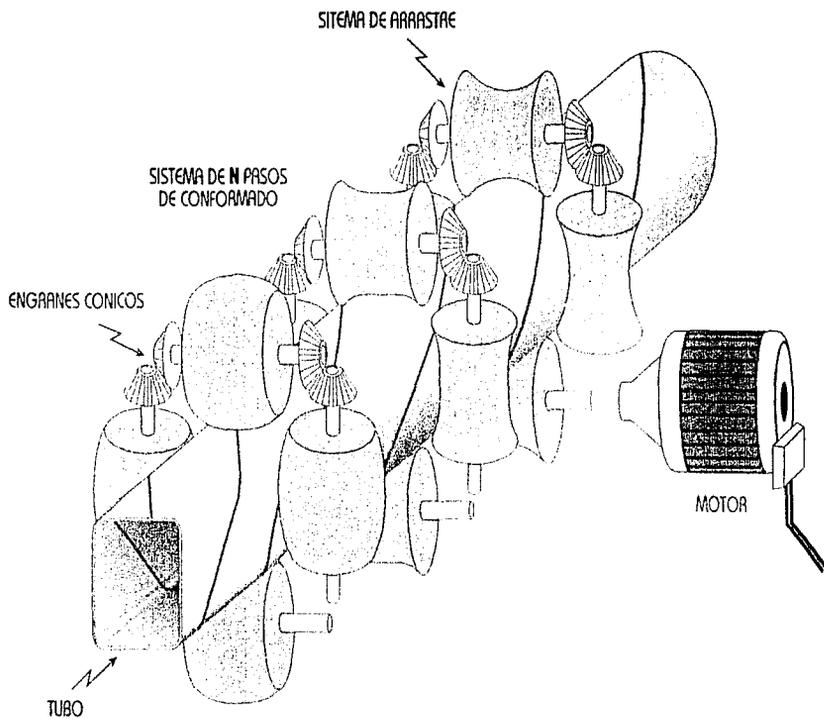


FIGURA 2.4

 FUNAM	PROYECTO	TESIS		ESCALA	SE
	TÍTULO	SISTEMA DE CONFORMADO POR RODILLOS		ACOTACIONES	SA
	DISEÑO	PARTURO JOSPA RAMOS			
	FECHA	DIBUJO	PARTURO JOSPA RAMOS		
	25-NOV-96	RESP.	A.Z.S.	PLANO	PA008

***Virtudes:***

Este sistema puede transformar tubos de sección circular a cuadrada de una manera rápida y sencilla.

La energía de suministro a los motores es relativamente baja.

Se pueden hacer cambios fácilmente en el momento de conformar diferentes medidas de tubo.

Podría utilizarse en perfiles hexagonales o de otra geometría.

***Problemas que se pueden esperar:***

Que las capas de papel se separen en las esquinas a causa de un corrimiento de las mismas.

## **Concepto No. 4: “Fabricación tipo mandril bipartido”**

En este sistema se parte de un equipo básico que se compone de dos motores eléctricos, dos mandriles y un tornillo sin fin de bolas recirculantes.

*(ver figura 2.5)*

### ***Descripción del sistema***

1.-Partimos de tiras de papel “semicraft” engomadas, éstas se enrollan en un principio solamente en el mandril *A*.

2.-El sistema se pone a girar con el motor *1*

3.-El avance del mandril *A* hace que la elaboración del complemento del tubo sea continúa, el movimiento giratorio de los mandriles se detiene cuando el mandril *A* llega al límite del tornillo.

4.-El mandril *B* solamente tiene movimiento giratorio.

5.-El motor *2* se acciona y hace regresar a su posición inicial al mandril *A*.

6.-Se repite el proceso a partir del punto 2

### ***Virtudes:***

Este sistema puede trabajar de manera continúa

### ***Problemas que se pueden esperar:***

Las tiras del papel que quedan sin tocar a cualquiera de las superficies de los mandriles, están sujetas a tensión, y esto puede causar un “deshilachado” del tubo, como si fueran serpentinatas.

El sistema de sincronización del movimiento de los mandriles implica muchos problemas con las tolerancias.

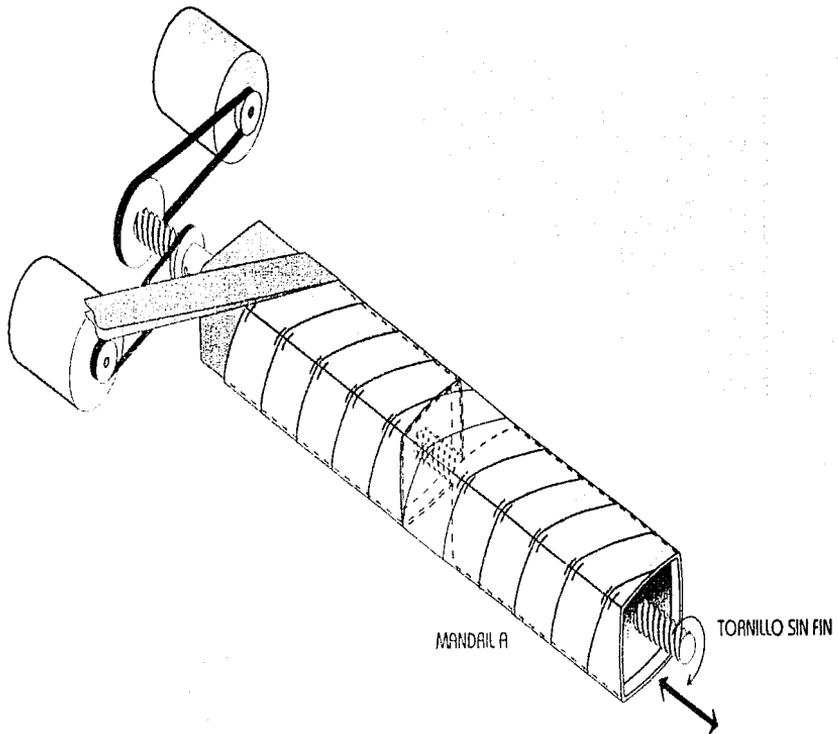


FIGURA 2.5

 cdm F-UNFM	PROYECTO	TESIS	ESCALA
	TÍTULO	SISTEMA DE FABRICACION TIPO MANDRIL BIPORTADO	SIE ACOTACIONES SA
	DISEÑO ARTURO ROSA RABOS	DIBUJO ARTURO ROSA RABOS	
	FECHA 6-DIC-96	RESP. A.Z.S.	PUNTO P4007

## ***2.2 Evaluación y selección***

La evaluación del sistema consiste en evaluar a los diferentes conceptos con la ayuda de dos métodos. El primero es la matriz de decisión y el segundo es una tabla comparativa, con éstos dos sistemas es posible seleccionar cuál de todos es el óptimo para desarrollar.

## ***2.3 Clasificación de criterios***

La clasificación de criterios se hizo de la siguiente manera:

El *costo de manufactura (materiales, y mano de obra)* y el de los *elementos comerciales* fueron los más importantes ya que el valor del dinero es el punto del cual partimos para la realización de todo proyecto, y siempre hay limitantes en cuanto a este concepto. El tomar en cuenta desde un principio, los elementos comerciales que podemos utilizar durante el transcurso de nuestro diseño, es muy importante y repercute en nuestros costos: por experiencia sabemos que siempre existen retrasos y dudas por parte de los talleres de fabricación de piezas especiales. También una selección correcta de materiales nos ahorra tiempo, costos de manufactura y reparaciones a corto y mediano plazo.

Otro de los puntos importantes fue la *calidad del producto final*; ésta se refiere a las características generales de calidad, para la aceptación del tubo en el mercado. Sin el cumplimiento de ésta no tendría ningún caso fabricar nuestro sistema.

El *tiempo por unidad producida (velocidad de producción)* y el *mantenimiento* se situaron en segundo lugar con la misma puntuación en la matriz de decisión.

El *tiempo por unidad producida*, se refiere al tiempo que tarda cada uno de los sistemas en fabricar un tramo de tubo.

Con el *mantenimiento* nos referimos a la frecuencia para que el equipo requiera cambio de piezas, limpieza, desgaste, etc.

La *facilidad de operación* es el mínimo de asistencia humana durante la operación del sistema.

## **2.4 Selección de criterios**

La selección de los criterios se hizo en base a las experiencias de diseños y proyectos anteriores los cuales marcan los principales problemas que afectan tanto a los clientes como a los diseñadores en el momento de la elaboración y ajustes de las máquinas.

2.5 Matriz de decisión

CRITERIO DE DISEÑO FACTOR DE PESO	COSTO DE MANUFACTURA		TIEMPO POR UNIDAD PRODUCCION (ESTIMADO)	MANTENIMIENTO	CALIDAD DEL PRODUCTO FINAL	COSTO DE ELEMENTOS COMERCIALES	PUNTUACIÓN GLOBAL X 100%
	MATERIALES	MANO DE OBRA					
OPCIÓN	0.2	0.2	0.1	0.1	0.2	0.2	100
CONFORMADO TIPO TIJERA	40% 8	40% 8	80% 8	50% 5	80% 16	10% 2	47
ENROLLADO INTERMITENTE	70% 14	80% 16	70% 7	80% 8	90% 18	50% 10	73
CONFORMADO POR RODILLOS	90% 18	80% 16	80% 8	80% 8	90% 18	70% 14	82
ENROLLADO TIPO MANDRIL BIPARTIDO	50% 10	60% 12	60% 6	80% 8	60% 12	60% 12	60

ts

Puntuación en %	Descripción
100	Satisfacción total: el objetivo se satisface en todos los sentidos
90	Gran satisfacción: el objetivo satisface todos los aspectos importantes
70	Satisfacción considerable: el objetivo satisface en la mayoría de los aspectos
50	Satisfacción moderada: punto medio entre satisfacción completa y no satisfactoria
10	Satisfacción mínima: el objetivo satisface en una porción mínima a los aspectos importantes
0	No satisface: el objetivo no satisface ningún aspecto

**2.6 Tabla comparativa entre los diferentes sistemas de fabricación de tubo de cartón con sección cuadrada.**

<b>CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA</b>	<b>MANDRIL BIPARTIDO</b>	<b>INTERMITENTE</b>	<b>CONFORMADO POR RODILLOS</b>	<b>CONFORMADO TIPO TIJERA</b>
CONTINUO	NO	NO	SI	NO
NUMERO DE MOTORES ELÉCTRICOS	1	2	1	NO
USO DE PISTONES HIDRÁULICOS	NO	NO	NO	SI
DIMENSIONES APROXIMADAS (LxAxA) (m)	2.15X1X0.80	2.5X1X1	3.5X1.5X1.2	1.2X1.1X0.8
FACILIDAD EN LA FABRICACIÓN DE PIEZAS(1=sencillez)	3	2	1	4
NIVEL DE CANTIDAD DE PIEZAS Y ELEMENTOS(1=menos pzas.)	2	3	3	2
VELOCIDAD DE PRODUCCIÓN (20 A 30 TUBOS POR HORA)	SIMILAR A LA EXISTENTE	SIMILAR A LA EXISTENTE	MAYOR A LA EXISTENTE	SIMILAR A LA EXISTENTE
NIVEL DE COSTO(1=más barato)	3	4	2	4
ETAPAS PARA OBTENER UN TUBO DE 3m	4 u 5	2 u 3	1	2u3

**2.6.1 Conclusión de la tabla comparativa:** Esta tabla es una herramienta extra para dar mayor peso a la selección resultante.

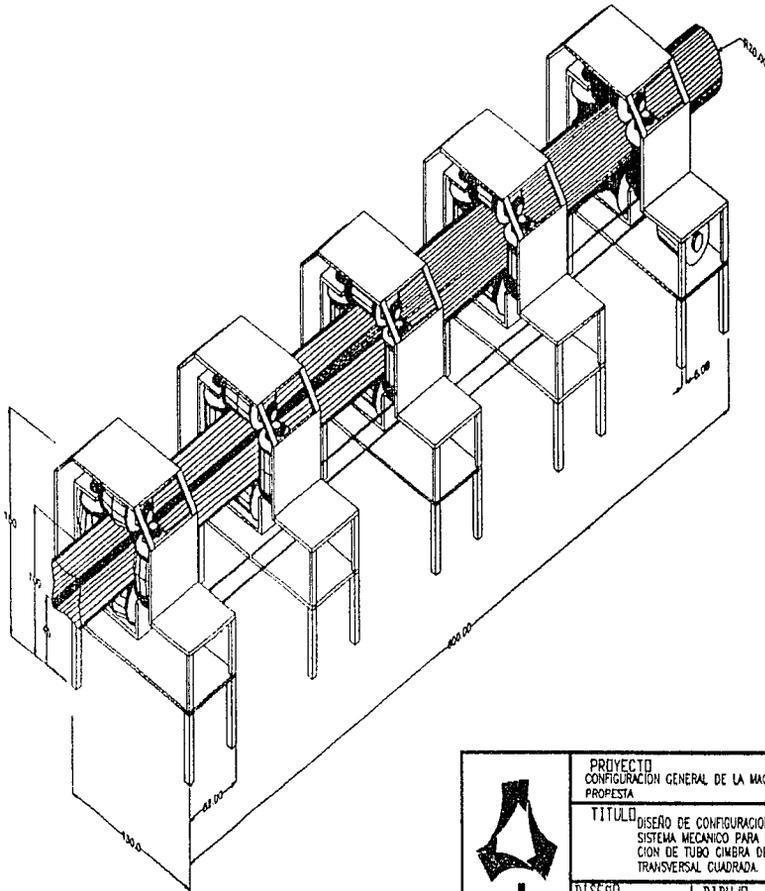
En las evaluaciones podemos darnos cuenta de que la mejor opción sigue siendo la máquina conformadora por rodillos la cual tiene mejores resultados en más del 90% de las calificaciones.

## ***CAPÍTULO III.***

### ***“Diseño de configuración”***

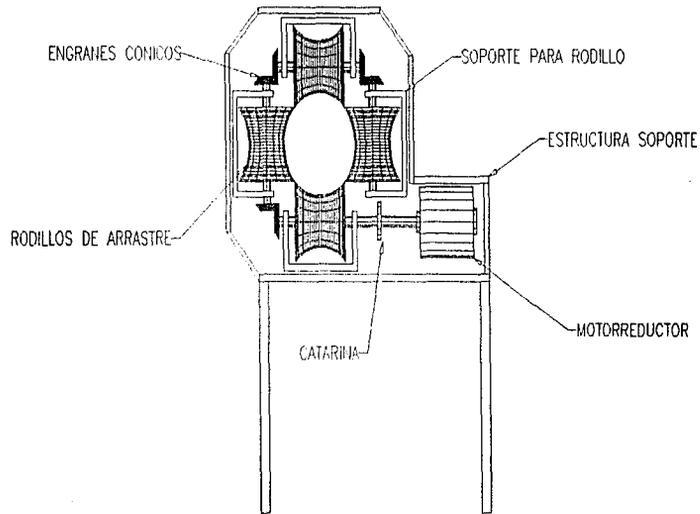
### ***3.1 Dibujos de la opción seleccionada.***

***(ver planos de configuración, páginas siguientes)***



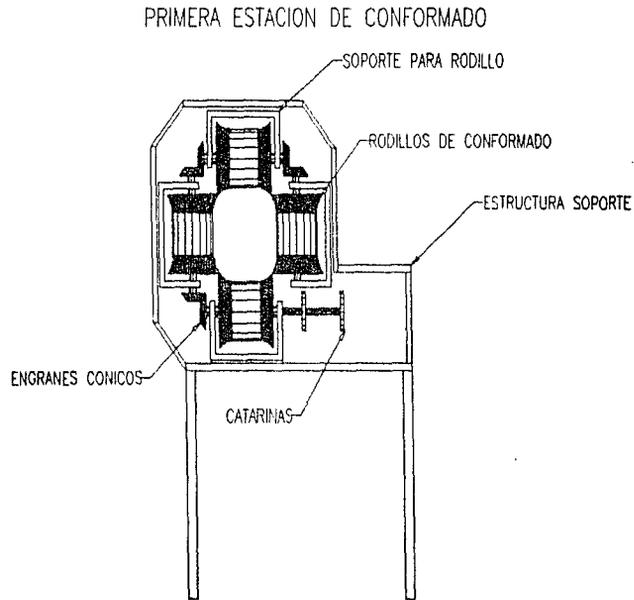
 <b>cdm</b> FI-UNAM	PROYECTO CONFIGURACION GENERAL DE LA MAQUINA PROPUESTA	ESCALA 1:1	
	TITULO DISEÑO DE CONFIGURACION DE UN SISTEMA MECANICO PARA ELABORACION DE TUBO CILINDRO DE SECCION TRANSVERSAL CUADRADA.	ACOTACIONES CM. 	
	DISEÑO ARTURO XOSPÁ R.	DIBUJO ARTURO XOSPÁ R.	
	FECHA 5-SEP-96	RESP. ING. ANTONIO ZEPEDA S	PLANO A3001

## CONFIGURACION DE LA ESTACION DE ARRASTRE



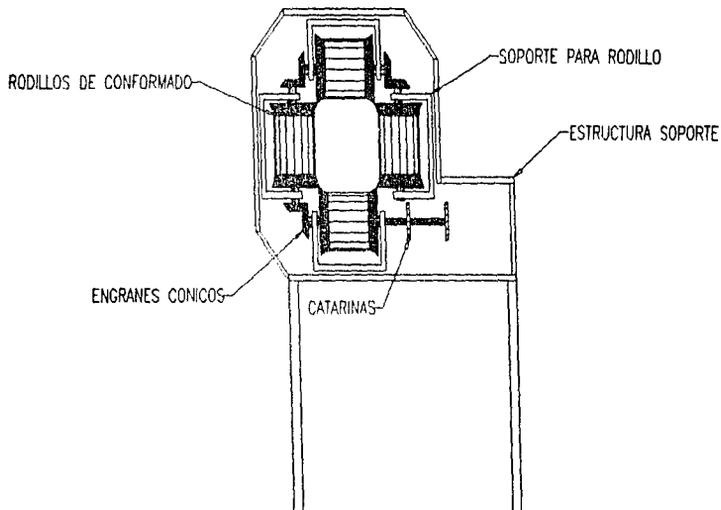
47

	PROYECTO	TESIS	ESCALA	1:1	
	TÍTULO	DISEÑO DE CONFIGURACION DE UN SISTEMA MECANICO PARA ELABORACION DE TUBO CIMBRA DE SECCION TRANSVERSAL CUADRADA.		ACOTACIONES	CM
	DISEÑO	ARTURO XOSPA R.	DIBUJO	ARTURO XOSPA R.	
	FECHA	5-SEP-96	RESP.	ING. ANTONIO ZEPEDA S.	



	PROYECTO	TESIS	ESCALA	1:1
	TÍTULO DISEÑO DE CONFIGURACIÓN DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA ELABORACIÓN DE TUBO CIBRA DE SECCIÓN TRANSVERSAL CUADRADA.		ACOTACIONES	CM.
	DISEÑO			
	ARTURO XOSPA R.	DIBUJO	ARTURO XOSPA R.	
FECHA	5-SEP-96	RESP.	ING. ANTONIO ZEPEDA S.	
		PLANO	A3001	

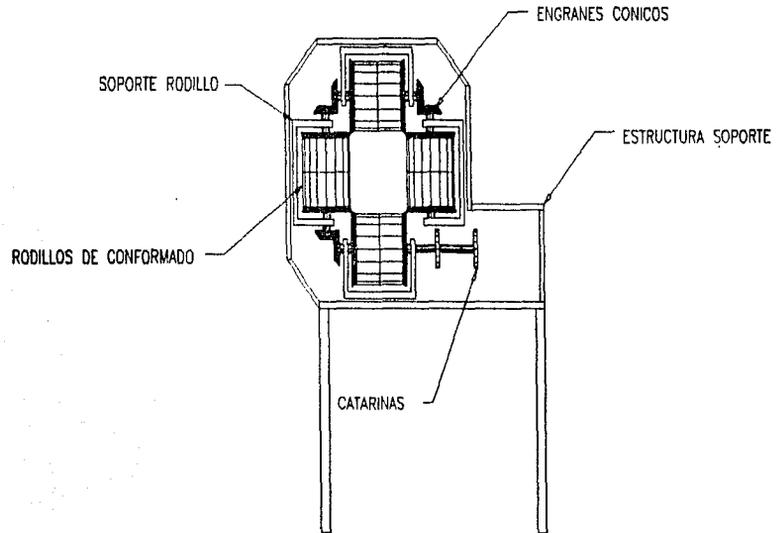
## SEGUNDA ESTACION DE CONFORMADO



19

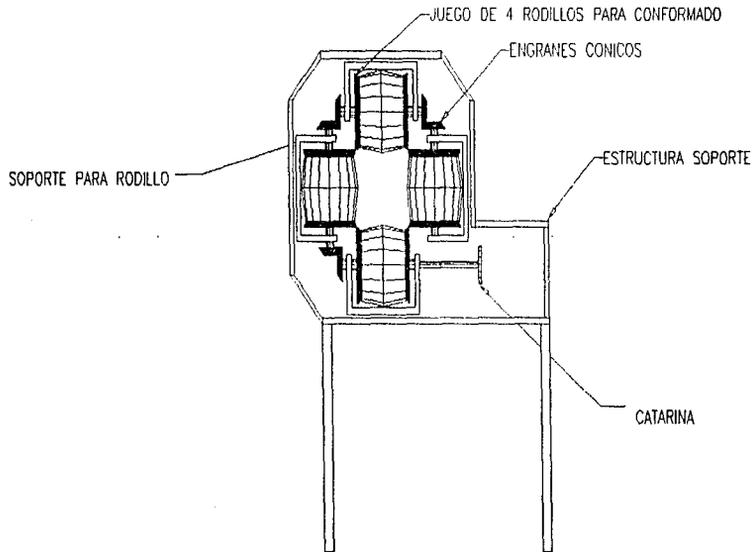
	PROYECTO	TESIS	ESCALA	1:1
	TÍTULO		ACOTACIONES	
	DISEÑO		DIBUJO	
	FECHA		RESP.	
	ARTURO XOSPÁ R.	ARTURO XOSPÁ R.		
	5-SEP-96	ING. ANTONIO ZEPEDA S.	PLAND	A3001

## TERCERA ESTACION DE CONFORMADO



	PROYECTO	TESIS	ESCALA	1:1	
	TÍTULO	DISEÑO DE CONFIGURACIÓN DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA ELABORACIÓN DE TUBO CIMBRA DE SECCIÓN TRANSVERSAL CUADRADA.		ACOTACIONES	CM.
	DISEÑO	ARTURO XOSPA R.	DIBUJO	ARTURO XOSPA R.	
	FECHA	5-SEP-96	RESP.	ING. ANTONIO ZEPEDA S.	PLANO

# CUARTA ESTACION DE CONFORMADO



51

	PROYECTO	TESIS	ESCALA	1:1	
	TÍTULO		ACOTACIONES		
	DISEÑO DE CONFIGURACION DE UN SISTEMA MECANICO PARA ELABORACION DE TUBO CUADRA DE SECCION TRANSVERSAL CUADRADA.		CM.		
	DISEÑO	DIBUJO			
ARTURO XOSFA R.	ARTURO XOSFA R.				
FECHA	RESP.	PLANO			
5-SEP-96	ING. ANTONIO ZEPEDA S.	A3001			

### ***3.2 Descripción general del sistema propuesto y consideraciones en la fabricación del tubo cuadrado.***

El diseño del sistema seleccionado partió de la idea de hacer un tubo de 40cm de diámetro, que es una dimensión inmediata anterior de la más grande.

El cambio de sección transversal de circular a cuadrada nos da una reducción en las caras del tubo ya conformado. El perímetro aproximado del tubo de 40cm de diámetro es de 125cm esto tiene como resultado un tubo de sección transversal cuadrada de 31.41cm de lado (*en lugar de 40x40*).

En el caso de requerir las dimensiones exactas de los tubos cuadrados se necesitará que los tubos de sección circular sean fabricados con el perímetro igual al que resulta de sumar los cuatro lados del tubo de sección cuadrada.

*Por ejemplo:* para obtener un tubo cuadrado de 20cm de lado debemos fabricar primero un tubo de sección circular de 25.46cm de diámetro.

La sección de planos o dibujos de configuración van desde la sección de arrastre hasta la etapa final del conformado, pasando por todas las etapas de deformación del perfil original. Es muy sencillo observar el cambio que se va dando en dicho perfil con la presentación de estas vistas de la máquina.

Al final de la sección está el plano de la configuración general de la máquina conformadora por rodillos, en el cual se muestra las estructuras soporte, la posición específica del motorreductor y la transmisión por medio de catarinas y cadena que utiliza.

El motivo principal de mostrar así el sistema es el de ver con detalle, cómo se deforma el tubo en las esquinas y observar con facilidad el movimiento de los juegos de cuatro rodillos en cada una de las estaciones de conformado.

El espacio que existe entre cada estación puede reducirse casi a la mitad juntando las estructuras soporte, y así hacer caso omiso de la cota de longitud de 6 metros.

El principal motivo de la forma del perfil de los rodillos surge de pruebas hechas con tubos pequeños de cartón ( rollo de papel sanitario ) en los cuales después de remojarlos en una solución de pegamento antes citada, se aplicó fuerza de compresión parecida a la que aplicaría la máquina conformadora, y se observó que el control principal de la deformación circular a la cuadrada, se encuentra en las esquinas.

Si nosotros tratamos de dar un perfil cuadrado a un tubo de sección circular con rodillos rectos, perdemos control en las esquinas del cuadrado y por consiguiente la deformación de las caras y de la simetría del tubo.

***CAPÍTULO IV***  
***“Memoria de cálculo”***

#### ***4.1 Conceptos generales para el cálculo del motor***

El cálculo principal del concepto seleccionado es la potencia o capacidad del motor eléctrico que moverá a todo el sistema.

Las bases principales de cálculo son el principio del trabajo y la energía, la potencia, la eficiencia y el momento de Inercia.

También fue importante determinar mediante cálculos experimentales, la masa de cada uno de los tramos de tubo y la densidad de los materiales de los cuales estarán hechos los sistemas de rodillos de conformado.

**El principio del trabajo y la energía.-  $\Sigma U_{1,2} = 1/2mv^2_2 - 1/2mv^2_1$**

Esta ecuación representa el principio del trabajo y la energía para una partícula. El término de la izquierda es la suma del trabajo hecho por todas las fuerzas que actúan sobre la partícula conforme ésta se mueve desde el punto 1 hasta el punto 2. Los dos términos del miembro derecho que son de la forma  $T = 1/2mv^2$ , definen la energía cinética final e inicial de la partícula, respectivamente. Estos términos son cantidades escalares positivas, ya que no dependen de la dirección de la velocidad de la partícula.

$$T_1 + \Sigma U_{1,2} = T_2$$

Esta ecuación establece que la energía cinética inicial de la partícula más el trabajo hecho por todas las fuerzas que actúan sobre ella conforme la partícula se mueve desde una posición inicial hasta su posición final, es igual a la energía cinética final de la partícula.

**Potencia y Eficiencia.**- la potencia se define como la cantidad de trabajo ejecutado por unidad de tiempo. Por tanto, la potencia media generada por una máquina o un motor que ejecuta una cantidad de trabajo  $\Delta U$  en el tiempo  $\Delta t$  es:

$$P_{mg} = \Delta U / \Delta t$$

Si el tiempo  $\Delta t \Rightarrow dt$  y, consecuentemente,  $\Delta U \Rightarrow dU$ , entonces la potencia instantánea se define como:

$$P = dU / dt$$

Con tal que el trabajo  $dU$  se exprese por  $dU = F \cdot ds$ , entonces también es posible escribir:

$$P = dU / dt = F \cdot ds / dt$$

$$\text{o } P = F \cdot v$$

Por tanto la potencia es escalar, en donde la formulación  $v$  representa la velocidad instantánea del objeto sobre el cual actúa la fuerza desequilibrada  $F$ .

Las unidades básicas de potencia usadas en SI son los watts ( $W$ ) y en el PLS los caballos de fuerza.

$$1W = 1J/s = 1N \cdot m/s$$

$$1hp = 550ft \cdot p/s$$

para la conversión entre las unidades de los dos sistemas,  $1hp = 746W$ .

El término potencia proporciona una base útil para determinar el tipo de motor o de máquina que se requiere para hacer una cierta cantidad de trabajo en un tiempo dado.

**Eficiencia.**- La eficiencia mecánica de una máquina se define como la razón entre la potencia útil de salida creada por la máquina y la potencia de entrada suministrada a la máquina. Por tanto,

$$\epsilon = \text{potencia de salida} / \text{potencia de entrada}$$

*Uno de los conceptos más complicados que podrían considerarse en este estudio son, encontrar ecuaciones de conformado para los tubos de cartón las cuales podrían ser análogas a conformados de materiales que comúnmente se utilizan en la industria (aceros, latones, etc.): pero debido a lo especial del problema, solamente se utilizarán aproximaciones de valores de fricción sobre la superficie del tubo en contacto con los rodillos de conformado, pues no existe laminado o aplastamiento de material, solamente deformación de cartón húmedo.*

**Momento de inercia:** el momento de inercia de un cuerpo sólido con respecto a un eje dado es el límite de la suma de los productos de las masas de cada una de las partículas elementales en las que se puede concebir dividido el cuerpo, por el cuadrado de sus distancias al eje dado.

Si  $dm = dw/g$  representa la masa de una partícula elemental y  $y$  su distancia del eje, el momento de inercia  $I$  del cuerpo con respecto a este eje será  $I = \int y^2 dm = \int y^2 dw/g$ .

El momento de inercia se puede expresar en unidades de peso ( $I_w = \int y^2 dw$ ), en cuyo caso el momento de inercia en unidades de peso,  $I_w$ , es igual al momento de inercia expresado en unidades de masa del mismo sistema,  $I$ , multiplicado por  $g$ .

Si  $I = k^2 m$ , la cantidad  $k$  se llama el radio de giro o el radio de inercia.

Si se considera un cuerpo compuesto por un cierto número de partes, su momento de inercia con respecto a un eje es igual a la suma de los momentos de inercia de sus diversas partes con respecto al mismo eje, o sea,  $I = I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n$ .

El momento de inercia de una superficie o un área plana con respecto a un eje dado es el límite de la suma de los productos de las áreas elementales en las que se puede concebir dividida la superficie por el cuadrado de sus distancias ( $y$ ) al eje en cuestión.  $I = \int y^2 dA = k^2 A$ , en donde  $k =$  **radio de giro**.

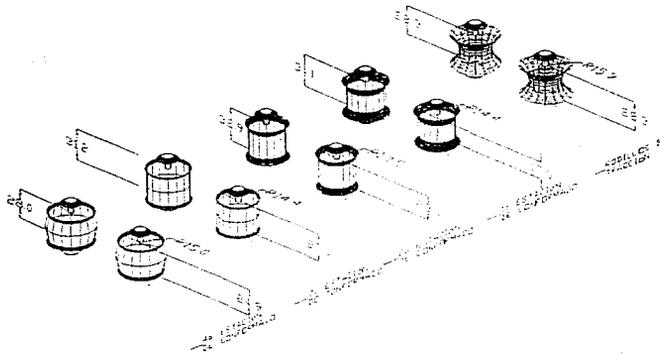
A la cantidad  $\int y^2 dA$  se le conoce con más propiedad como segundo momento de área, ya que no es una medida de la inercia en un sentido verdadero.

**Relación entre los momentos de inercia de una superficie y de un sólido:** el momento de inercia de un sólido o cuerpo de espesor elemental con respecto a un eje es igual al momento de inercia de la superficie o el área de una de sus caras con respecto al mismo eje multiplicado por la masa por unidad de volumen del sólido y por el espesor elemental del mismo.

Para el cálculo de la cantidad de material o masa en movimiento del sistema es necesario obtener el volumen de los rodillos de conformado, los cuales tienen un perfil diferente en cada uno de los cuatro juegos.

Como generalmente es muy difícil calcular el volumen de un objeto de forma irregular, es necesario aprender técnicas de cálculo vectorial para poder obtener dichos volúmenes.

**4.2 Cálculo del volumen de los rodillos de conformado por medio de sólidos de revolución.**



**ACOTACIONES EN CM.**

*figura 4.0*

**Sólidos de revolución:** si una región de un plano gira alrededor de una recta  $l$  del plano, genera un cuerpo geométrico sólido que se llama *sólido de revolución*. La recta  $l$  se denomina eje de revolución. Si una región  $R$  acotada por la gráfica de una función  $f$  continua no negativa, por el eje  $x$  y por las rectas verticales  $x=a$  y  $x=b$  gira al rededor del eje  $x$ , se genera un sólido como el de la figura 4.2 .

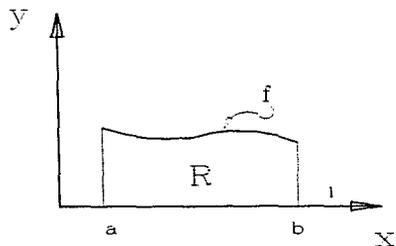


figura 4.1

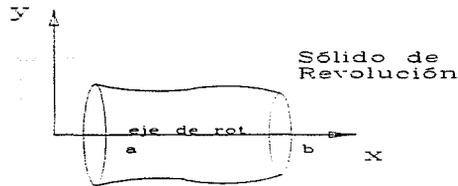


figura 4.2

La definición general para obtener el volumen de un sólido de revolución es:

Sea  $f$  continua en el intervalo  $[a,b]$  y sea  $R$  la región acotada por la gráfica de  $f$ , el eje  $x$  y las rectas verticales  $x=a$  y  $x=b$  (fig.4.1 y 4.2). El volumen  $V$  del sólido de revolución generado al girar  $R$  alrededor del eje  $x$  es:

$$V = \lim_{|P| \rightarrow 0} \sum_k \pi [f(W_k)]^2 \Delta x_k = \int_a^b \pi [f(x)]^2 dx \quad \text{ec.4.1}$$

*Fórmula general para el cálculo de volúmenes, mediante el concepto de sólidos de revolución.*

El desarrollo de los cálculos es de la siguiente manera:

Primero se tomará en cuenta solamente la energía que se necesita para mover el sistema “libre” o sea sin la presencia de un tubo dentro del espacio de conformado.

La potencia se calcula tomando en cuenta todas las inercias de los diferentes rodillos de conformado.

$$P=EC/t=d/dt(1/2I\omega^2) \text{ ec. 4.2}$$

esto es:

$$P=I\omega(\dot{\omega})=I\omega^2 d\omega/d\theta \text{ ec.4.3}$$

$P$ =Potencia en watts

$I$ =Momento de inercia en  $m^4$

$w$ =Velocidad angular en radianes

$EC$ =Energía Cinética

$t$ =Tiempo en segundos

Siendo la inercia  $I$  igual a:

$$I=\int_m(x^2+y^2)dm = \int(x^2+y^2)\rho dv \text{ ec. 4.4}$$

$\rho dv$ =masa

$$\alpha=d\omega/d\theta(d\theta/dt)=\omega(d\omega/d\theta)=(d\omega/dt) \text{ ec. 4.5}$$

Aplicando las ecuaciones anteriores a los diferentes perfiles en los rodillos de conformado para obtener su volumen, tenemos:

ecuación general de la circunferencia:

$$(x-h)^2+(y-k)^2=r^2$$

donde:

$h$  y  $k$  son las coordenadas en  $x$  y en  $y$  respectivamente, del centro de la circunferencia (fig. 4.3).

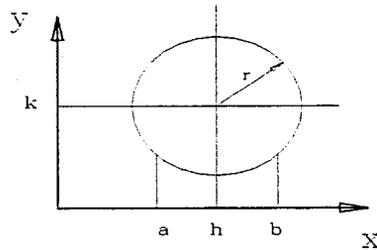


figura 4.3

$r$  = radio de la circunferencia.

$[a, b]$  = límites de integración.

Despejando tenemos dos ecuaciones, una positiva y otra negativa. Para el caso del perfil buscado tomaremos la parte negativa, ya que para que resulte la figura deseada tenemos que "retirar" material de un cilindro recto imaginario (fig 4.4):

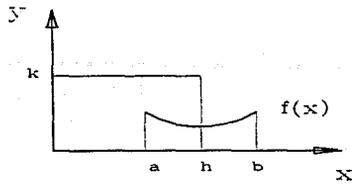


figura 4.4

$$(y-k)^2 = r^2 - (x-h)^2$$

$$y-k = \sqrt{r^2 - (x-h)^2}$$

$y = k + \sqrt{r^2 - (x-h)^2}$  ec. pos. para el perfil definido en nuestro problema.

$y = f(x) = k - \sqrt{r^2 - (x-h)^2}$  ec. neg. y desarrollada para el perfil curvo de los sistemas de rodillos de arrastre y conformado. ec. 4.6

El sólido generado con esta función se muestra en la figura 4.5.

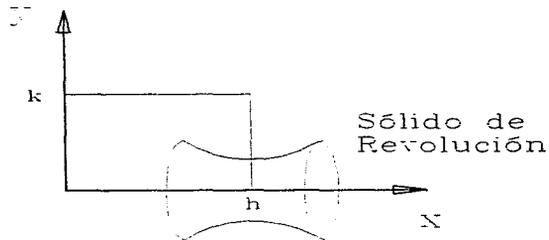


figura 4.5

Integrando  $f(x)$  ec.4.6:

$$V = \int_a^b \pi(k - \sqrt{-h^2 + r^2 + 2hx - x^2})^2 dx \quad \text{ec. 4.7}$$

El resultado de integrar la función anterior es:

$$\equiv (x/2 - h/2) \sqrt{r^2 - x^2 + 2hx - h^2} - r^2/2 \text{ArcTan}((x-h) \sqrt{h^2 - r^2 - 2hx + x^2}) / h^2 - r^2 - 2hx + x^2 \quad \text{ec. 4.8}$$

Sustituyendo en el resultado de la integral ec. 4.8, los valores de las medidas de los rodillos de la figura 4.0 tenemos:

$$r=0.2;$$

$$h=0.141;$$

$$k=0.3;$$

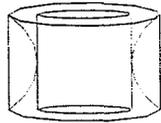
$$a=0;$$

$$b=0.282;$$

El volumen calculado para este rodillo del sistema de tracción es:

$$V=0.012608 \text{ m}^3 \approx 12.611 \text{ litros (dm}^3)$$

El volumen dado teóricamente está dentro del valor, porque tomando el volumen del cilindro interior y exterior al rodillo (ver fig. 4.6) nos damos cuenta de que no debe ser mayor de 22 litros (22 dm<sup>3</sup>) ni menor de 8 litros (8 dm<sup>3</sup>) correspondientemente.



$$V=22 \text{ litros}$$
$$v=8 \text{ litros}$$

figura 4.6

Para el segundo, tercero y cuarto volumen, tenemos que integrar solamente uno de los extremos de los rodillos de los sistemas de conformado. Después lo multiplicaremos por dos, debido a que, solamente tenemos dificultad de cálculo en la parte curva de los rodillos, pues la parte central de éste puede calcularse como el volumen de un cilindro recto. Ésta será sumada también a los resultados anteriores (fig. 4.7).

*entonces la fórmula para calcular los siguientes volúmenes es:*

$$V_{tot}=V \times 2 + \pi r^2 h \text{ ec. 4.9}$$

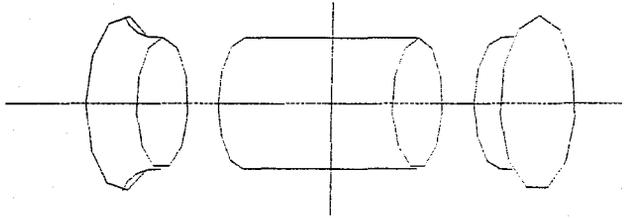


figura 4.7

Sustituyendo los valores en la *ec. 4.8* para el primer sistema de conformado tenemos que:

$$r=0.1;$$

$$h=0.07071;$$

$$k=0.215;$$

$$a=0;$$

$$b=0.07071;$$

$$V=0.003437 \text{ m}^3 \approx 3.43 \text{ dm}^3 \times 2=6.86 \quad \text{aplicando la ec. 4.9 tenemos:}$$

$$V=6.86+\pi r^2 h=6.86+(3.1416)(0.115)^2(0.169)=6.86+7.021=13.88 \text{ litros}$$

Para el segundo, tercero y cuarto sistema consecutivamente tenemos que:

$$r=0.07;$$

$$h=0.04949;$$

$$k=0.185;$$

$$a=0;$$

$$b=0.04949;$$

$$V=0.002295 \text{ m}^3 \approx 2.3 \text{ dm}^3 \text{ aplicando la ec. 4.9 tenemos:}$$

$$2.3 \times 2 = 4.6$$

$$V_{\text{tot}} = 4.6 + \pi r^2 h = (3.1416)(0.115)^2(0.229) = 4.6 + 9.51 = 14.11 \text{ litros}$$

*Tercer sistema de conformado :*

$$r=0.03;$$

$$h=0.02121;$$

$$k=0.165;$$

$$a=0;$$

$$b=0.02121;$$

$$V=0.00126447 \text{ m}^3 \approx 1.26 \text{ dm}^3 \text{ aplicando la ec. 4.9 tenemos:}$$

$$1.26 \times 2 = 2.52$$

$$V_{\text{tot}} = 2.52 + \pi r^2 h = 2.52 + (3.1416)(0.135)^2(0.2696) = 2.52 + 15.43 = 17.95 \text{ litros}$$

El cuarto sistema de conformado tiene en las esquinas de los rodillos la misma forma que el tercero es por eso que utilizaremos el último de los cálculos para resolver el volumen del mismo. Para calcularlo por sólidos de revolución en la parte central del cuarto sistema de conformado tendríamos que calcular por medio de una recta inclinada girando alrededor del eje  $X$ . Dos de estos conos componen al cilindro abarrilado, y es como se ve en la figura 4.8 del sistema seleccionado.

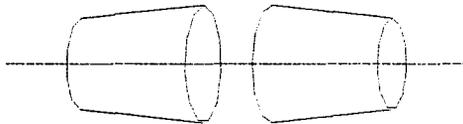


figura 4.8

La fórmula para calcular el volumen de un cono circular recto truncado es:

$$V = 1/4 \pi h [(R+r)^2 + 1/3(R-r)^2] \text{ ec. 4.10}$$

$R$  = radio mayor

$r$  = radio menor

$h$  = altura sustituyendo en la ec. 4.10 tenemos:

$$V = 1/4 \pi (0.1187) [(0.16 + 0.119)^2 + 1/3(0.16 - 0.119)^2]$$

$$V = 7.3091$$

$$7.3091 \times 2 = 14.6182 \text{ litros}$$

$$V_{tot} = 14.6182 + 2.52 = 17.1382 \text{ litros}$$

### ***4.3 Estimación de relación de diámetros de las catarinas de tracción para cálculo de velocidad lineal del tubo y angular de los rodillos***

Tomando los diámetros de los diferentes juegos de rodillos tenemos:

$2r=D$  ; entonces :

Diámetro medio del rodillo de tracción  $D=0.26m$

Diámetro del primer rodillo de conformado  $D=0.23m$

“ “ segundo “ “  $D=0.23m$

“ “ tercer “ “  $D=0.27m$

“ “ cuarto “ “  $D=0.32m$

Se tomará una producción estimada de un tubo por cada 30 segundos; por lo tanto la velocidad lineal de los rodillos será de 6 m/min, y por consiguiente la misma para todos.

Obteniendo los perímetros de los mismos tenemos:

$$P = \pi D \text{ [m]}$$

$$P_1 = 0.8168 \text{ (rodillo de tracción)}$$

$$P_2 = 0.7225 \text{ (1}^{\text{er}} \text{ rodillo de conformado)}$$

$$P_3 = 0.7225 \text{ (2}^{\text{o}} \text{ rodillo de conformado)}$$

$$P_4 = 0.8482 \text{ (3}^{\text{er}} \text{ rodillo de conformado)}$$

$$P_5 = 1.0053 \text{ (4}^{\text{o}} \text{ rodillo de conformado)}$$

La velocidad de los rodillos está dada en radianes por segundo.

$$1 \text{ rad/s} = 9.55 \text{ rpm}$$

**$0.1047 \text{ rad} = 1 \text{ revolución}$**   $\omega = \text{velocidad angular [rad/s]}$

**$\omega = v/P = \text{rpm}$**  ;  $\text{rpm}(0.1047) = [\text{rad/s}]$

**$\omega = 10 \text{ m/min} / P_{\text{perimetro}} = \text{rpm}(0.1047) = [\text{rad/s}]$**

-sistema de tracción :

$\omega_1 = 12.24 \text{ rpm}$

$\omega_1 = 1.2818 \text{ rad/s}$

1<sup>er</sup> sistema de conformado :

$\omega_2 = 13.84 \text{ rpm}$

$\omega_2 = 1.44 \text{ rad/s}$

2<sup>o</sup> sistema de conformado :

$\omega_3 = 13.84 \text{ rpm}$

$\omega_3 = 1.44 \text{ rad/s}$

3<sup>er</sup> sistema de conformado :

$\omega_4 = 11.78 \text{ rpm}$

$\omega_4 = 1.23 \text{ rad/s}$

4<sup>o</sup> sistema de conformado :

$\omega_5 = 9.94 \text{ rpm}$

$\omega_5 = 1.041 \text{ rad/s}$

El resultado de los cálculos de diámetros y velocidades de los rodillos son usados para la obtención de las dimensiones de las catarinas y así mismo, para las relaciones entre una y otra. La selección de éstas (*apéndice 2*) depende de la potencia transmitida y de las relaciones de diámetros (*existe la opción de fabricación*).

*nota: las velocidades angulares de los rodillos son las mismas que las de las catarinas.*

#### 4.4 Análisis dinámico

Estimación de la inercia de cada uno de los rodillos que estarán sometidos a movimiento.

La integración necesaria para resolver el momento de inercia de los diferentes rodillos de conformado es complicada. Por lo tanto se utilizó la inercia de cilindros rectos circunscritos en los rodillos, con el fin de tener un rango de confiabilidad, al estar calculando un poco más de la energía necesaria para el movimiento de los mismos. Además los límites de integración en la inercia exacta de los rodillos es una función.

Fórmula general para el cálculo exacto de la inercia de cualquier cuerpo:

$$I_{zz} = \int (x^2 + y^2) dm = \rho \int (x^2 + y^2) dv = \rho \int (x^2 + y^2) dx dy dz$$

$$MM_{xz} = \int y^2 dm = \int_0^L \int_{-R}^R \int_{-x}^x y^2 \rho dx dy dz$$

Para los perfiles de los rodillos, tenemos que los límites de integración  $L$  y  $X$  son funciones de un cuarto de circunferencia y una circunferencia completa respectivamente.

La analogía de un cilindro recto con respecto al perfil de los rodillos del sistema de conformado tiene un error aproximado de 2% (por la diferencia de volúmenes y esquinas salientes con poca cantidad de masa con respecto al cilindro recto).

La ecuación de inercia de un cilindro recto es:

$$I_x = md^2/8; \quad \text{ec. 4.11}$$

$$m = \pi d^2 l \rho / 4g \quad \text{ec. 4.12}$$

$m$  = masa del cuerpo

$d$  = diámetro del cilindro

$l$  = longitud del cuerpo

$\rho$  = densidad del cuerpo

$g$  = aceleración de la gravedad

*Nota: El material de los rodillos es Nylamid blanco y su densidad es  $1.1 \text{ kg/m}^3$  (ver apéndice sección 1).*

Utilizando las ecuaciones 4.11 y 4.12 y sustituyendo los valores respectivos tenemos para el primer sistema de rodillos (*sistema de tracción*):

$$\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$$

$$m = \pi(0.316)^2(0.282)(1100)/4(9.81) = 97.58/39.24 = 2.48$$

$$I_x = 2.48(0.316)^2/8 = \mathbf{0.03095}$$

Para el primer sistema de conformado tenemos:

$$m = \pi(0.24)^2(0.3114)(1100)/39.24 = 1.5796$$

$$I_x = 1.5796(0.24)^2/8 = \mathbf{0.01137}$$

consecutivamente para el segundo, tercero y cuarto sistema de conformado

tenemos:

$$m = \pi(0.24)^2(0.3287)(1100)/39.24 = 1.6673$$

$$I_x = 1.6673(0.24)^2/8 = \mathbf{0.01200}$$

$$m = \pi(0.27)^2(0.3124)(1100)/39.24 = 2.0056$$

$$I_x = 2.0056(0.27)^2/8 = \mathbf{0.01827}$$

$$m = \pi(0.32)^2(0.28)(1100)/39.24 = 2.5250$$

$$I_x = 2.5250(0.32)^2/8 = 0.3232$$

#### ***4.5 Cálculo de la potencia requerida para el funcionamiento del equipo***

La potencia requerida para el funcionamiento del equipo se puede obtener como la suma de la potencia necesaria para vencer la inercia de todas las partes móviles, la potencia requerida para conformar al tubo y la potencia por pérdidas mecánicas.

##### ***4.5.1 Potencia requerida para el movimiento del sistema (elementos mecánicos y tubo de cartón)***

Todos los cálculos tienen como base al sistema de tracción, pues éste es el que transmite movimiento a los demás.

Para la determinación de la velocidad angular tenemos:

$$\text{Perímetro de los rodillos} = \pi D \text{ [m]}$$

$$\pi = 3.1416$$

$$D = \text{diámetro del rodillo [m]}$$

$$\text{Perímetro 1} = 0.8168 \text{ [m]}$$

$$\text{“ 2} = 0.7225 \text{ [m]}$$

“  $3 = 0.7225 \text{ [m]}$

“  $4 = 0.8482 \text{ [m]}$

“  $5 = 1.0053 \text{ [m]}$

Si la velocidad lineal del tubo estimada es de 10 metros /minuto, para que la producción sea aproximada a 3 tramos por minuto tenemos del subtema 4.3 que las velocidades angulares son:

$$1 \text{ rpm} = 0.1047 \text{ rad/s}$$

$$\omega_1 = 1.281 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = 1.44 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = 1.44 \text{ rad/s}$$

$$\omega_4 = 1.23 \text{ rad/s}$$

$$\omega_5 = 1.041 \text{ rad/s}$$

$$\text{Potencia} = EC/t = d/dt(1/2 I \omega^2)$$

$$\text{Potencia} = I \omega^2 d\omega/d\theta \quad \text{ec. 4.3}$$

$$P_{tot} = 4 P_{otc}$$

$d\omega/d\theta$  = variación de la velocidad angular con respecto al ángulo (aceleración angular); es la estabilización del sistema a la velocidad nominal, partiendo de cero.

Este valor es estimado en una estabilización de 0 rpm a 14 rpm con un tiempo de 2 segundos (tomando como velocidad de referencia el equipo de fabricación de tubo circular).

Entonces la pendiente que se obtiene de graficar  $\omega$  contra  $\theta$  es  $14/2=7$ . Entonces el factor de la variación de la velocidad angular con respecto al ángulo es 7.

$$P_1=0.03095(1.281)^2(7)=0.3555 \text{ Watts}$$

$$P_{\text{tot1}} = 0.3555 \times 4 = \underline{1.4220 \text{ Watts}}$$

$$P_2=0.0095(1.44)^2(7)=0.1378 \text{ Watts}$$

$$P_{\text{tot2}} = 0.1378 \times 4 = \underline{0.5515 \text{ Watts}}$$

$$P_3=0.01012(1.44)^2(7)=0.1468 \text{ Watts}$$

$$P_{\text{tot3}} = 0.1468 \times 4 = \underline{0.5875 \text{ Watts}}$$

$$P_4=0.1792(1.23)^2(7)=1.8977 \text{ Watts}$$

$$P_{\text{tot4}} = 1.8977 \times 4 = \underline{7.5911 \text{ Watts}}$$

$$P_5=0.3170(1.041)^2(7)=2.4046 \text{ Watts}$$

$$P_{\text{tot5}} = 2.4046 \times 4 = \underline{9.6187 \text{ Watts}}$$

$$\Sigma P_{\text{tot por inercia}} = \underline{1.4220 + 0.5515 + 0.5875 + 7.5911 + 9.6187 = 19.7708 \text{ Watts}}$$

$$19.7708/1166.71=0.016945 = 1.69\%$$

La energía utilizada por el sistema para su movimiento libre de carga, es solamente el 1.69% de la energía utilizada en el conformado.

*Nota: el cálculo de 1166.71 Watts está en la sección 4.5.2.*

#### **4.5.2 Potencia requerida para conformar al tubo (experimento).**

El experimento consistió en obligar a un tramo de tubo de cartón húmedo y otro seco con sección transversal circular, para tomar la forma de un molde cuadrado ; presionando sobre una de sus caras. Los resultados obtenidos fueron para el tubo seco  $F=1324.3 \text{ N}$  ; y para el húmedo

$F=441.4 \text{ N}$ , por lado (aproximadamente  $1/3$  de la fuerza necesaria en seco).

Dicho experimento fue desarrollado en una máquina universal de pruebas, y consistió en fabricar dicho molde cuadrado con dimensiones aproximadas que tendría una etapa de conformado dentro del sistema propuesto.

$$\text{Joule} = N.m$$

$$\text{Pot} = [W] = [J/s]$$

$$\text{Pot} = \tau . \omega$$

$$\tau = F.d$$

$$\text{Pot} = F.d.\omega \text{ ec. 4.13}$$

$\omega$  = velocidad angular [rad/s]

$d$  = distancia del eje de giro a punto de contacto con el tubo (radio del rodillo) [m]

La potencia de los cuatro rodillos de cada sistema es igual a :

$$P_T = 4P_x$$

$x$  = Número del sistema

**-Para el primer sistema de conformado tenemos :**

$$F_{exp} = 441.4 \text{ N}$$

sustituyendo la ec. 4.13 tenemos:

$$P_1 = (441.4 \times 0.13)(1.44) = 82.63 \text{ Watts}$$

$$P_{T1} = 82.63 \times 4 = \underline{330.52 \text{ Watts}}$$

**-Para el segundo sistema de conformado :**

$$P_2 = (441.4 \times 0.115)(1.44) = 73.09 \text{ Watts}$$

$$P_{T2} = P_2 \times 4 = \underline{292.38 \text{ Watts}}$$

**-Para el tercer sistema de conformado :**

$$P_3 = (441.4 \times 0.115)(1.23) = 62.43 \text{ Watts}$$

$$P_{T3} = P_3 \times 4 = \underline{249.74 \text{ Watts}}$$

**-Para el cuarto sistema de conformado :**

$$P_4 = (1635 \times 0.16)(1.041) = 73.51 \text{ Watts}$$

$$P_{T4} = P_4 \times 4 = \underline{294.07 \text{ Watts}}$$

**-Para el sistema de tracción tenemos:**

$$P_{tracción} = (50 \times 0.135)(1.281) = 8.64 \text{ Watts}$$
$$\times 4 = \underline{34.58 \text{ Watts}}$$

$$\Sigma P = 330.52 + 292.38 + 249.74 + 294.07 = 1166.71 \text{ Watts}$$

$$Pot_{hp} = 1166.71/746 = 1.5 \text{ hp}$$

Ver apéndice 3 "tipos de motores"

## ***CAPÍTULO V***

### ***“Conclusiones y comentarios finales”***

### ***5.1 Ventajas y desventajas del equipo propuesto.***

-El sistema seleccionado tiene como ventaja principal, evitar el trabajo de elaboración de los tubos, pues ya se cuenta con la máquina que los fabrica, solamente debemos cambiar la geometría de éstos.

-Se pueden sustituir los juegos de rodillos de conformado para obtener las diferentes medidas que se necesitan.

-No requiere de sistemas complicados de transporte ni de transmisión de potencia.

-La utilización de un solo motor lo hace relativamente económico.

-La producción esperada puede ser más alta que la máquina que elabora los tubos de sección transversal circular.

-Existe la posibilidad de cerrar los espacios entre estación y estación de conformado, de esta manera se reduce el espacio que ocupa (*aproximadamente se reduce el espacio en un 25%, con respecto a los planos presentados*).

-El costo de todos los componentes de reemplazo, es relativamente económico.

-Las partes comerciales son fácilmente asequibles en el país.

-Las partes a fabricar no requieren de alta precisión, por lo que, no se necesitan talleres especializados.

-La principal desventaja es el alto costo del maquinado y material de los rodillos de conformado; ya que se necesita un juego de éstos para cada medida del tubo.

-Se necesita un diseño bien detallado del sistema de ajuste de los rodillos para el formado del tubo.

## ***5.2 Producción estimada***

La producción de la máquina de conformado por rodillos se estima en 960 tubos por jornada de 8 horas.

Si la deformación del tubo lo permite esta cifra de producción podría duplicarse.

## ***5.3 Dimensiones posibles para la deformación de tubos***

Si hacemos un sistema de correderas ajustables dentro de la estructura, para poder mover los soportes de los rodillos, entonces es posible conformar toda la gama de medidas de los tubos.

#### ***5.4 Costo estimado del sistema propuesto***

A continuación se presenta una lista sintetizada de partes comerciales y fabricadas en taller que podrían ser utilizadas en este sistema, también se presenta en dicha lista, los costos aproximados a la fecha, de cada uno de ellos.

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>COSTO</b>
20 Pzas	Rodillos en Nylamid Blanco	\$20,000
40 Pzas	Engranés cónicos rectos	\$11,000
40 Pzas	Chumaceras de pared	\$12,000
20 Pzas	Ejes con catarinas	\$6,000
1 Pza	Estructura de 5 secciones Armada con cadenas y motor de 1.5 HP	\$35,000
<b>Costo total aproximado</b>		<b>\$84,000</b>

*nota: cotización a abril de 1997*

## ***5.5 Comentarios finales***

-Teniendo una relación de diámetros correcta en cuanto a catarinas y rodillos se refiere, obtendremos también un buen avance del tubo durante las etapas de conformado.

Los momentos de inercia se calcularon con la ecuación de un cilindro recto. Tal estimación tuvo un efecto poco relevante en la selección del motor eléctrico pues el volumen retirado (*maquinado de los rodillos*) en la fabricación de los perfiles es mínima, además la mayor parte de la potencia utilizada está en el conformado del tubo y no en el movimiento del sistema.

Fue interesante conocer y darme cuenta del gran trabajo que implica hacer cálculos reales de inercia y obtención de volúmenes mediante sólidos de revolución, para un sistema que a simple vista parece tan sencillo y que adentrándose en él se convierte en algo complicado.

-El presente trabajo abrió muchas perspectivas antes ocultas en cuanto al desarrollo y problemas que involucra el hacer diseño mecánico, tales problemas son consecuencia de falta de reconocimiento e identificación de la necesidad y los límites que se tienen en cuanto al alcance del estudio a realizar.

Definitivamente el tiempo y las experiencias vividas en la Facultad dejan una huella imborrable en mi carácter y manera de pensar. Creo que fue un gran reto para mí, desarrollar y proponer un diseño totalmente nuevo y original para la solución de un problema real.

-Con el desarrollo de este estudio pude darme cuenta, que hacer ingeniería en nuestro país requiere de tiempo y de costosos estudios, así como de una buena administración de bienes materiales y humanos para poder crear equipos de trabajo que den solución a los problemas que día con día enfrenta la industria.

-Para concluir pienso que la Ingeniería Mexicana está deseosa de investigaciones, desarrollos y resultados óptimos para la formación de nuevos equipos que faciliten el trabajo y aumente la producción en la industria.

***“Referencias Bibliográficas.”***

***-“Engineering Design, Materials and Processing Approach”***

***George Dieter***

***International Student Edition.***

***-“Industrial Picking Adhesives”***

***Ken Booth, M Inst. Pkg.***

***Technical Director***

***Swift Adhesives LTD***

***London.***

***Blackie Glasgow and London.***

***-“Curso abierto de diseño de máquinas industriales”***

***Metodología de diseño***

***Dr. Alejandro Ramírez Reivich.***

***-“Manual del Ingeniero Mecánico”***

***Volumen I***

***Theodor Baumeister***

***Eugene A. Avallone***

***-“Mecánica para Ingenieros”***

***“Dinámica”***

***Hibbeler***

***-“Mecánica Vectorial para Ingenieros”***

***“Dinámica”***

***Ferdinand P. Beer***

***Lehigh University***

***E. Russell Johnston, Jr.***

***University of Connecticut.***

***-“Cálculo con Geometría Analítica”***

***Earl W. Swokowski***

***-“Dinámica de maquinaria”***

***Juan León L.***

***Limusa***

## APÉNDICE 1 “NYLAMID”



**¿PORQUE RECOMENDAMOS NYLAMID VS MATERIALES COMO BRONCE, CELORON, ETC.?**

Porque al usar Nylamid en lugar de otros materiales de ingeniería tradicionales se tienen las siguientes ventajas:

1. Nylamid es menos costoso por unidad de volúmen en comparación a otros materiales de mayor peso específico.
2. Nylamid ofrece un mayor tiempo de vida por su gran resistencia a la abrasión, superando en tiempo de duración a otros materiales suaves y de mediana dureza.
3. Nylamid es menos costoso en el maquinado por lo cual se puede fabricar un mayor volúmen de piezas en tiempos menores que otros materiales más duros.
4. Nylamid ahorra significativamente en energía de la maquinaria y equipo por su bajo peso específico en comparación con otros materiales.

**RECOMENDACION DE CUALES TIPOS DE NYLAMID SE DEBEN USAR PARA PIEZAS DE LA INDUSTRIA EN GENERAL.**

**Nylamid M**

- Cojinetes con lubricación natural para bajas velocidades y lubricación forzada para altas velocidades.
- Engranés con alta resistencia a la abrasión y al impacto.
- Catarinas y poleas de baja velocidad y tensores.
- Guías de desgaste, guías axiales y radiales.
- Placas de desgaste
- Piezas varias para reducir el elevado nivel de vibraciones, ruido y abrasión.

**Nylamid 6**

- Cojinetes de baja velocidad con lubricación de líquidos poco viscosos o velocidades medias con lubricación forzada.
- Engranés con adecuada resistencia de viga.
- Catarinas y poleas.

**Nylamid SL**

- Cojinetes sin lubricación.
- Anillos portacables o de desgaste.
- Anillos giratorios.
- Piezas varias con la misma velocidad tangencial de la pieza que lo aloja o soporta.

**Nylamid TS**

- Tabla para suaje o corte industrial

**Nylamid xl**

- Piezas varias (cojinetes, patines, etc.) de baja velocidad sin acceso a lubricación.
- Piezas varias (cojinetes, estrellas, etc.) de la misma velocidad tangencial con mínimo coeficiente de fricción.
- Todo tipo de piezas de alta resistencia a la abrasión, flexibilidad y elevada carga de trabajo.

**Nota.**

Se dispone de información técnica específica en boletines: ( engranes, maquinado, pegado, cojinetes, etc. )

Se dispone de información específica clasificada por giro industrial en nuestro Departamento técnico.

**BARRA CILINDRICA SOLIDA**

Sist. Metrico Centímetros Diámetro	Largo	Sist. Ingles Pulgadas Diámetro	Largo
0.95	61	3/8	24
1.27	61	1/2	24
1.59	61	5/8	24
1.9	61	3/4	24
2.54	61	1"	24
3.2	61	1 1/4	24
3.8	61	1 1/2	24
4.5	61	1 3/4	24
5.1	61	2	24
5.7	61	2 1/4	24
6.4	61	2 1/2	24
7.0	61	2 3/4	24
7.6	61	3	24
8.2	61	3 1/4	24
8.9	61	3 1/2	24
10.2	61	4	24
11.4	61	4 1/2	24
12.7	61	5	24
12.7	75	5	29
14	61	5 1/2	24
15.2	61	6	24
16.5	61	6 1/2	24
17.8	61	7	24
19	61	7 1/2	24
20.3	15		6
20.3	30		12
20.3	61		24
25.4	15	10	6
25.4	30	10	12
25.4	61	10	24
28	15	11	6
28	30	11	12
28	61	11	24
33	15	13	6
33	30	13	12
33	61	13	24
35.6	15	14	6
35.6	30	14	12
35.6	61	14	24
38.1	15	15	6
38.1	30	15	12
40.6	15	16	6
40.6	30	16	12

### PLACAS

Sist. Métrico	Ancho	Largo	Sist. Ingles	Ancho	Largo
Centímetros			Pulgadas		
Espesor			Espesor		
0.54	61	61	1/4	24	24
0.95	61	61	3/8	24	24
1.27	61	61	1/2	24	24
1.59	61	61	5/8	24	24
1.9	61	61	3/4	24	24
2.54	61	61	1	24	24
3.2	61	61	1 1/4	24	24
3.8	61	61	1 1/2	24	24
5.1	61	61	2	24	24
5.7	61	61	2 1/4	24	24
6.4	61	61	2 1/2	24	24
7.6	61	61	3	24	24
8.2	61	61	3 1/4	24	24
8.9	61	61	3 1/2	24	24
0.64	125	125	1/4	49	49
1.27	125	125	1/2	49	49
1.59	125	125	5/8	49	49
1.9	125	125	3/4	49	49
2.54	125	125	1	49	49
3.2	125	125	1 1/4	49	49
3.8	125	125	1 1/2	49	49

### PLACAS DE MEDIDAS ESPECIALES

Sist. Métrico	Ancho	Largo	Sist. Ingles	Ancho	Largo
Centímetros			Pulgadas		
Espesor			Espesor		
0.64	66	66	1/4	26	26
1.27	66	66	1/2	26	26
1.59	66	66	5/8	26	26
1.9	66	66	3/4	26	26
2.54	71	102	1	28	40
3.2	41	102	1 1/4	16	40
0.95	84	86	3/8	33	34
1.27	84	86	1/2	33	34
1.59	84	86	5/8	33	34
1.9	84	86	3/4	33	34
3.2	84	86	1 1/4	33	34
2.54	46	91	1	18	36
8.9	71	91	3 1/2	28	36
10.2	71	86	4	28	34
12.7	71	86	5	28	34
3.8	53	104	1 1/2	21	41

### PROPIEDADES PRINCIPALES DE NYLAMID

PROPIEDADES	NORMA ASTM	UNIDADES	NYLAMID *M*	NYLAMID *S*	NYLAMID *XL*	NYLAMID *TS*	NYLAMID *SL*
Densidad	D792	gr. /cm. <sup>3</sup>	1.14	1.15 - 1.16	1.14	1.11	1.14
Dureza Shore-D			80 - 82	82 - 84	80 - 85	74 - 77	80 - 82
Absorción de agua: En 24 hrs.	D570	%	0.60	0.8 - 1.4	0.5 - 1		0.60
Hasta saturación		% máx	3	6 - 7	3		3
Temperatura de servicio	D648	°C	100	120	110		100
Resistencia a la tensión	D638	kg/cm. <sup>2</sup>	720	840 - 980	810 - 914	475	720
Resistencia a la compresión	D695	kg/cm. <sup>2</sup>	850	1,073	670 - 810	500	850
Resistencia al aplastamiento		kg/cm. <sup>2</sup>	680	858	850		680
Resistencia a la flexión	D790	kg/cm. <sup>2</sup>	1,200	1,050 - 1,100	770 - 1,270	110	1,200
Resistencia a la torsión		kg7cm. <sup>2</sup>	530	662			530
Resistencia al impacto	E186	cmkg/cm	8.0	5.4	11.8		8.0
Elongación	D638	%	15 - 30	42	40	7	15 - 30
Módulo de elasticidad	D638	kg/cm. <sup>2</sup>	24,000	24,600 - 31,600	21,093 - 28,124	275	24,000
Coefficiente de fricción en seco: Estático					0.14 - 0.15		0.3 - 0.4
Dinámico							0.15-0.30

- Los valores de las propiedades de Nylamid han sido avaladas por las pruebas desarrolladas por nuestro licenciador.

así como por laboratorios calificados de la República Mexicana ( Forj, CIGA, IIE, LANFI, etc )

\* Plásticos de Mantenimiento garantiza el material por defectos de fabricación; sin embargo, no se responsabiliza por defectos derivados del maquinado o uso, ya que las condiciones están fuera de nuestro control.

### BARRA HUECA, TUBO O BUJE

Sist. Métrico	Int.	Largo	Sist. Ingles	Int.	Larg
Centímetros			Pulgadas		
Diámetro Ext.			Diámetro Ext.		
5.1	2.54	61	2	1	2
6.4	3.8	61	2 1/2	1 1/2	2
7.6	3.8	61	3	1 1/2	2
8.9	4.5	61	3 1/2	1 3/4	2
10.2	6.4	61	4	2 1/2	2
11.4	8.9	61	4 1/2	3 1/2	2
12.7	8.9	61	5	3 1/2	2
14.0	11.1	61	5 1/2	4 3/8	2
17.8	15.2	61	7	6	2
20.3	15.2	61	8	6	2
22.9	16.5	61	9	6 1/2	2
28.0	20.3	61	11	8	2

### BARRA CUADRADA

Sist. Métrico	Lado	Largo	Sist. Ingles	Lado	Largo
Centímetros			Pulgadas		
Lado			Lado		
2.5	3.5	61	1	1	24
3.2	3.2	61	1 1/4	1 1/4	24
3.8	3.8	61	1 1/2	1 1/2	24
5.1	5.1	61	2	2	24
6.4	6.4	61	2 1/2	2 1/2	24
7.6	7.5	61	3	3	24
8.9	8.9	61	3 1/2	3 1/2	24
10.2	10.2	61	4	4	24
12.7	12.7	61	5	5	24

### PLACAS TS

Sist. Métrico	Ancho	Largo	Sist. Ingles	Ancho	Largo
Espesor			Espesor		
0.64	46	91	1/4	18	36
2.54	46	91	1	18	36
2.54	40 Diam.		1	15 3/4 Diam.	
2.54	125	125	1	49	49

# Nylamid<sup>MR</sup>

ES MEJOR

DESDE EL PUNTO DE VISTA  
MECANICO.

Nylamid OFRECE:

- **Resistencia al impacto.** Absorbe cargas que pueden fracturar a los metales. Nylamid (en todas sus presentaciones normal y lubricado) posee grandes resistencias mecánicas.
- **Reducción de ruido.** Las partes hechas en Nylamid son silenciosas, además, Nylamid absorbe el ruido producido por las piezas metálicas.
- **Reducción de peso.** Nylamid resulta de dos a siete veces más ligero que los metales. Esta cualidad proporciona asimismo un ahorro substancial en el costo de fabricación de las refacciones.
- **Autolubricación.** Algunos rodamientos de Nylamid se han mantenido por años sin necesidad de lubricación, pues Nylamid SL y XL eliminan este requerimiento, ya que ofrecen mayor resistencia al desgaste por fricción, evitando, además, problemas de lubricación en lugares de difícil acceso a lubricación.
- **Resistencia dieléctrica.** Nylamid por sus propiedades aislantes, es un material ideal para ser aplicado en equipos eléctricos.
- **Seguridad.** Nylamid produce chispas y es autoextinguible.



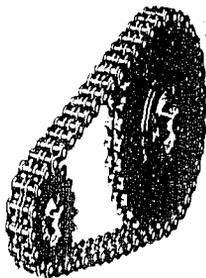
COMPARADO CON OTROS  
MATERIALES, Nylamid es:

- Más fácil de maquinar que el celorón, el bronce y el acero.
- De menor coeficiente de fricción que el bronce, celorón y otros polímeros.
- Más resistente a la corrosión que el celorón, el bronce y el acero.
- Más resistente al impacto que el bronce, el teflón y otros polímeros.
- Más eficaz para la eliminación de ruidos que el celorón, el bronce y el acero.
- Más resistente a la abrasión que el celorón, el bronce y el acero.

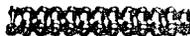
## APÉNDICE 2 “CATARINAS Y CADENAS”

# DODGE' chain drives... rolling with stamina.

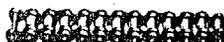
Combine DODGE roller chain and sprockets and you have an especially efficient drive. DODGE roller chain is produced to exceedingly high standards in the finest of manufacturing facilities. Shot peened rollers and plates are precision assembled to close tolerance. Pre-stressing takes out initial "stretch" and distributes working loads evenly. Pre-lubrication by hot dipping into a petroleum bath provides rust resistance and initial lubrication. Sprockets are manufactured to equally high standards in finished and plain bore, TAPER LOCK and steel plate types. The precision and articulation achieved with matched chain and sprockets make a very real difference in the life of a drive—with substantial cost savings to the user.



## Chain: Pages 50-60 thru 50-72



Single Strand



Heavy Series



Double Strand



Extended Pitch Drive



Triple Strand



Extended Pitch Conveyor



Quadruple Strand

Extended Pitch Conveyor  
(With Large Rollers)

Wide-Clearance



DL Self Lubricated

## Sprockets: Pages 50-14 thru 50-58

Single Strand  
TAPER LOCK\*Double Strand  
TAPER LOCK

Extended Pitch



Plain Bore



Steel Plate

## Attachments and Accessories

Chain Tensioners  
Page 50 60Roller Chain Pin Extractors  
Page 50 81Chain Assembly Tool, Page 50 81  
Idle Sprockets Page 50 80Attachments for Roller Chain  
Pages 50 73 thru 50 79

## Selection of Standard Roller Chain Drives

## Simplified Method

There are two methods of selecting a DODGE\* roller chain drive; the formula method and the newsimplified method.

The simplified method, explained below, offers fast analysis of a given chain design problem. The results will be both safe and economical for the chain and the sprocket. If suitable for your needs, the drive is ready to select.

If there is a need to further consider the selection, the simplified method can be a handy reference to give you, the designer, a starting point if space limitations or specific drive ratios require further refinement of your selection.

**Step 1. Determine Class of Service**—See Table 2 for class of service for driven machine. (This table is based on installations which have been historically successful in regards to: time of service, typical loading, and normal maintenance.)

If a new application is planned which has load conditions which require a higher class of service than normally present, the higher class of service should be used for longer drive life.

**Step 2. Select Service Factor**—Obtain the service factor from Table 1 below.

Table 1—Service Factor

Class of Service	Type of Input Power		
	Internal Combustion Engine with Hydraulic Drive	Electric Engine with Mechanical Drive	Internal Combustion Engine with Mechanical Drive
A	1.0	1.0	1.2
B	1.2	1.3	1.4
C	1.4	1.5	1.7

**Step 3. Determine Design HP**—Multiply the normal running HP by the service factor selected in Step 2. If multiple strand drives are being considered, divide the design HP by 1.7 for double strand chain, by 2.5 for triple strand, and by 3.3 for quadruple strand chain. This calculated design HP allows you to select a drive out of the standard rating tables for single strand chain.

Single strand chain offers benefits such as cost availability, and ease of assembly where multiple strand chains can solve design problems of space limitations, increased speeds, and greater horsepower capacity.

**Step 4. Determine Chain Size, Size of Small Sprocket and Required Lubrication**—Refer to Tables 3 and 4 on pages 50-6 and 50-7. In the table heading, find the design HP required. If exact design HP is not listed, use the next higher design HP column. The column to the left of the table lists various RPM's of small sprockets. Choose desired RPM from this column. On the same line, under the design HP, the recommended chain size, number of teeth in the small sprocket and the required type of lubrication are listed for this RPM. Note—Check bore of small sprocket to see if it will fit the high speed shaft.

**Step 5. Calculate Speed Ratio**—

$$\text{Speed Ratio} = \frac{\text{High speed shaft RPM}}{\text{Low speed shaft RPM}}$$

A speed ratio over 7 is generally not recommended for one chain drive. Very slow speed drives (up to 100 RPM of the small sprocket) are often practicable with as few as 9 or 10 teeth in the small sprocket, allowing ratios up to 12. Where the ratio exceeds 5, consider the possibility of some double reduction drives to obtain maximum service life.

**Step 6. Determine the Center Distance—Center Distance (in pitches) = Center Distance (in inches) + Pitch Length** For the average application, a center distance of 30 to 50 pitches of the chain represents good practice. For pulsating loads, centers as short as 20 pitches of chain may be desirable. To permit the sprocket teeth to clear, the center distance must at least be slightly greater than one-half the sum of the outside diameters of the two sprockets.

**Step 7. Determine Size of Large Sprocket**—Refer to Tables 5 thru 10 on pages 50-8 thru 50-13, find a ratio equal to, or nearly equal to, the required ratio determined in Step 5 which employs the recommended small sprocket (listed under column headed "Driver"). On the same line, in the adjacent column headed "Driven", read the number of teeth required in the large sprocket for this ratio.

**Step 8. Determine Chain Length**—Find, in the table heading, the center distance (in pitches) determined in Step 6. Under this column, on the same line as ratio and driver and driven sprockets, read the chain length (in pitches) for this drive. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not in the table, can be found by interpolation. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch. Chain lengths found by interpolation should also be rounded to the nearest even pitch. For center distances less than 20 pitches and center distances over 60 pitches, see page 50-9.

**Slow Speed Drives**—Where final speed of the chain is under 100 fpm and loading is uniform, DODGE roller chain drives may be selected without regard to horsepower ratings as shown in the rating tables. This often results in significant savings.

When chain length is more than 50 pitches, the maximum applied load may be as great as 1/7 of the ultimate tensile strength of the chain for speeds below 50 fpm and 1/8 of the ultimate tensile strength for 50 to 100 fpm.

For additional information on slow speed drives see page 50-9.

**Hardened Teeth**—The advantages gained by hardening the teeth of the small sprocket easily offset the higher cost. Longer life, increased strength, equalized wear between small and large sprockets, all result in lower overall cost to the chain drive user. Hardened steel sprockets are recommended for use under the following conditions: 1. Slow speed, heavily loaded drives where chains and sprockets are selected on the basis of chain tensile strengths; 2. Moderate speed drives where sprockets have 17 teeth or less; 3. High speed drives where sprockets have 25 teeth or less; 4. When speed ratios exceed 4 to 1; 5. When drives are operating exposed to dirty or dusty surroundings.

**Drive Position**—The most favorable position for a roller chain drive is with the center line of the sprockets driven horizontal or at an angle up to about 60°. With small sprockets or long center distances, the slack side should be the lower span to avoid the possibility of the loose upper strand making contact with the tight lower strand. If this cannot be avoided, center distance adjustment on an idler sprocket should be provided.

Avoid vertical or nearly vertical drives if possible. If unavoidable, some form of center distance adjustment is essential to secure a snug fit of the chain. On short horizontal drives it is desirable to have the slack side run on the bottom. With the slack side on the top, there is a tendency for it to be pushed out of proper tooth engagement. With normal centers and reasonably sized sprockets, the slack side may be either at the top or at the bottom.

## Selection of Standard Roller Chain Drives (Continued)

**Chain Adjustment**—Center distance adjustment is desirable for all chain drives. If fixed centers are required, some form of slack adjustment should be provided. In the case of low speed ratio (3 or less) short center drives, center adjustment is not always necessary except for drives subject to impulses, load reversals or shock loads.

**Additional Sprockets**—An idler sprocket is generally recommended for a fixed center drive. Place on the slack side as close to the larger sprocket as possible. Care must be taken to assure proper wrap of the chain on idler sprockets. To assure adequate chain wrap, for a multiple sprocket drive—consult factory.

**Noise**—Too much emphasis is often placed on quiet operation. Naturally, for motion picture projectors, business machines, etc., quietness is of primary concern. However, for general industrial machinery such as machine tools, bakery laundry, packaging, printing, etc. machinery, other noises exist and a roller chain need not be entirely silent. Chain noise is definitely not a deciding factor on crane, hoist, agricultural, construction, mill, etc. machinery because of the inherent noise of the equipment or the surrounding machinery. In general, roller chain drives in the shorter pitch range having sprockets with more than 25 teeth are "quiet" at normal speeds.

Table 2—Class of Service for Driven Machine

Driven Machine	Class	Driven Machine	Class
Agriculture, liquid or semi-liquid stock, paddle or sprocket	A	Line Shafts	A
Bakery Machinery	B	Light or normal service	A
Beaters	B	Unusually loaded	B
Blowers, Centrifugal	A	Machines, Non Reversing	A
Boat Paddle Wheels or Propellers	C	Even load	A
Centrifuges	C	Pulsating load	B
Clay Working Machinery	B	Impact load	C
Cricketers, Grampolers, Mixers, Pug Mills, Rolls	B	Mills	A
Extrudes, Machines, Presses	C	Ball, Peeling, Rod Tube	B
Compressors	B	Blooming, Hammer, Haulage, Rolling	C
Centrifugal, Rotary	B	Flour Machinery	B
Reciprocating	C	Agricultors, Callenders, Dryers, Jordan Engines, Paper Machines, Pulp Grinders	B
Conveyors	C	Beaters, Chippers, Wash Pumps, Washers, Winders	B
Uniformly fed or loaded	B	Drums, Yankee Dryers	C
Irregularly fed or loaded	B	Presses	B
Reciprocating	C	Pumping Machinery	B
Cookers, Cereal	A	Prints	B
Cranes	B	Centrifugal, Gear, Rotary	A
Cutters	C	Drugs	C
Elevators	A	Reciprocating, 1 or 2 cylinder	C
Uniformly fed or loaded	B	Reciprocating, 3 or more cylinder	B
Irregularly fed or loaded	B	Rubber Plant Machinery	C
Centrifugal	A	Sawing Mills, Callenders, Mixers	C
Mine, Positive Blowers, Propeller	C	Screens	A
Feeders, Reciprocating	C	Air Washing, Water	A
Press, Feed or Cereal Mill Machinery	B	Rollery (Stone or Gravel), Vibrating	B
Generators	A	Textile Machinery	C
Hops for Relief	C	Batcher, Callender, Dry Can, Dyeing Machinery,	B
Paints, Coils	C	Loom, Mangle, Napier, Soap, Spinner, Tender	B
Mills and Dryers, rotary	B	Flame	C
Laundry Machinery	B	Card Machine	C
		Woodworking Machinery	B

**Class A**—Running load is fairly uniform. Starting and peak loads may be somewhat greater than running load, but occur infrequently.

**Class B**—Running load is variable. Starting and peak loads

are considerably greater than running load and occur frequently.

**Class C**—Starting loads are extremely heavy. Peak loads and overloads occur continuously and are of maximum fluctuation.

## Example of Selection

A chain drive is required for a tumbling barrel for metal stampings which is to be operated at 24 RPM. The tumbling barrel is to be driven by a speed reducer with an output speed of approximately 77 RPM. Power to the speed reducer is supplied by a 5 HP electric motor. Starting loads are heavy; peak loads end overloads occur continuously. The drive requires a center distance of 50 inches.

**Step 1.** In Table 2 above, this application is not listed. We must refer to the class designations in the table. Here, we find that our application would be Class C.

**Step 2.** The service factor from Table 1 on the preceding page is 1.5.

**Step 3.** Design HP = 5 HP x 1.5 = 7.5 HP.

**Step 4.** Referring to Table 3 on page 50-6; 7½ HP

at 77 RPM will require number 100 chain with 17 tooth small sprocket and "Drip Lubrication."

**Step 5.** Speed Ratio =

$$\frac{77 \text{ (High Speed Shaft RPM)}}{24 \text{ (Low Speed Shaft RPM)}} = 3.21:1$$

**Step 6.** Center distance (in pitches) = 50 (Center distance in inches) x 1¼ (pitch length) = 40.0 pitches.

**Step 7.** Referring to Table on page 50-12; a speed ratio of 3.16 is the closest ratio which employs a 17 tooth sprocket. Reading in the column headed "Driven," we find that a 54 tooth large (driven) sprocket would be required for this ratio.

**Step 8.** In Table 9, for a ratio of 3.18 with a 17 tooth driver, a 54 tooth driven sprocket and a center distance of 40 pitches, 116 pitches of chain would be required to complete our drive.



Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50 4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50 93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 5—Center Distance and Chain Lengths (Ratios 1.00 to 1.25)

Pitch	Number of Teeth		Minimum Center Distance		Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances					Pitch	Number of Teeth		Minimum Center Distance		Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances					
	Driver	Driven	Center Distance (Pitch)	Chain Length (Pitch)	20	30	40	50	60		Driver	Driven	Center Distance (Pitch)	Chain Length (Pitch)	70	80	90	100	110	120
100	6	5	4.50	14	32	36	40	44	48	111	15	21	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	10	11	4.00	18	32	36	40	44	48	111	17	23	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	15	16	3.50	22	32	36	40	44	48	111	19	25	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	20	21	3.00	26	32	36	40	44	48	111	21	27	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	25	26	2.50	30	32	36	40	44	48	111	23	29	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	30	31	2.00	34	32	36	40	44	48	111	25	31	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	35	36	1.50	38	32	36	40	44	48	111	27	33	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	40	41	1.00	42	32	36	40	44	48	111	29	35	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	45	46	0.75	46	32	36	40	44	48	111	31	37	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	50	51	0.50	50	32	36	40	44	48	111	33	39	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	55	56	0.25	54	32	36	40	44	48	111	35	41	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	60	61	0.00	58	32	36	40	44	48	111	37	43	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	65	66	0.00	62	32	36	40	44	48	111	39	45	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	70	71	0.00	66	32	36	40	44	48	111	41	47	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	75	76	0.00	70	32	36	40	44	48	111	43	49	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	80	81	0.00	74	32	36	40	44	48	111	45	51	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	85	86	0.00	78	32	36	40	44	48	111	47	53	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	90	91	0.00	82	32	36	40	44	48	111	49	55	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	95	96	0.00	86	32	36	40	44	48	111	51	57	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	100	101	0.00	90	32	36	40	44	48	111	53	59	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	105	106	0.00	94	32	36	40	44	48	111	55	61	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	110	111	0.00	98	32	36	40	44	48	111	57	63	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	115	116	0.00	102	32	36	40	44	48	111	59	65	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	120	121	0.00	106	32	36	40	44	48	111	61	67	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	125	126	0.00	110	32	36	40	44	48	111	63	69	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	130	131	0.00	114	32	36	40	44	48	111	65	71	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	135	136	0.00	118	32	36	40	44	48	111	67	73	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	140	141	0.00	122	32	36	40	44	48	111	69	75	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	145	146	0.00	126	32	36	40	44	48	111	71	77	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	150	151	0.00	130	32	36	40	44	48	111	73	79	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	155	156	0.00	134	32	36	40	44	48	111	75	81	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	160	161	0.00	138	32	36	40	44	48	111	77	83	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	165	166	0.00	142	32	36	40	44	48	111	79	85	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	170	171	0.00	146	32	36	40	44	48	111	81	87	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	175	176	0.00	150	32	36	40	44	48	111	83	89	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	180	181	0.00	154	32	36	40	44	48	111	85	91	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	185	186	0.00	158	32	36	40	44	48	111	87	93	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	190	191	0.00	162	32	36	40	44	48	111	89	95	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	195	196	0.00	166	32	36	40	44	48	111	91	97	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	200	201	0.00	170	32	36	40	44	48	111	93	99	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	205	206	0.00	174	32	36	40	44	48	111	95	101	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	210	211	0.00	178	32	36	40	44	48	111	97	103	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	215	216	0.00	182	32	36	40	44	48	111	99	105	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	220	221	0.00	186	32	36	40	44	48	111	101	107	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	225	226	0.00	190	32	36	40	44	48	111	103	109	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	230	231	0.00	194	32	36	40	44	48	111	105	111	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	235	236	0.00	198	32	36	40	44	48	111	107	113	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	240	241	0.00	202	32	36	40	44	48	111	109	115	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	245	246	0.00	206	32	36	40	44	48	111	111	117	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	250	251	0.00	210	32	36	40	44	48	111	113	119	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	255	256	0.00	214	32	36	40	44	48	111	115	121	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	260	261	0.00	218	32	36	40	44	48	111	117	123	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	265	266	0.00	222	32	36	40	44	48	111	119	125	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	270	271	0.00	226	32	36	40	44	48	111	121	127	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	275	276	0.00	230	32	36	40	44	48	111	123	129	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	280	281	0.00	234	32	36	40	44	48	111	125	131	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	285	286	0.00	238	32	36	40	44	48	111	127	133	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	290	291	0.00	242	32	36	40	44	48	111	129	135	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	295	296	0.00	246	32	36	40	44	48	111	131	137	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	300	301	0.00	250	32	36	40	44	48	111	133	139	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	305	306	0.00	254	32	36	40	44	48	111	135	141	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	310	311	0.00	258	32	36	40	44	48	111	137	143	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	315	316	0.00	262	32	36	40	44	48	111	139	145	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	320	321	0.00	266	32	36	40	44	48	111	141	147	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	325	326	0.00	270	32	36	40	44	48	111	143	149	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	330	331	0.00	274	32	36	40	44	48	111	145	151	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	335	336	0.00	278	32	36	40	44	48	111	147	153	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	340	341	0.00	282	32	36	40	44	48	111	149	155	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	345	346	0.00	286	32	36	40	44	48	111	151	157	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	350	351	0.00	290	32	36	40	44	48	111	153	159	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	355	356	0.00	294	32	36	40	44	48	111	155	161	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	360	361	0.00	298	32	36	40	44	48	111	157	163	7.99	36	50	60	70	80	90	100
100	365	366	0.00	302	32	36	40													

Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50 4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50 93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 7—Center Distance and Chain Lengths (Ratios 1.61 to 2.10)

Pitch	Number of Teeth		Minimum Center Distance (Pitch Units)	Maximum Chain Length (Pitch Units)	Chain Lengths (Pitch Units) for Various Center Distances				Pitch	Number of Teeth		Minimum Center Distance (Pitch Units)	Maximum Chain Length (Pitch Units)	Chain Lengths (Pitch Units) for Various Center Distances			
	Driver	Driven			20	30	40	50		60	Driver			Driven	20	30	40
15	23	45	12.65	33	25	36	46	56	1.64	24	77	18.11	31	41	51	61	
15	25	51	13.00	34	26	37	47	57	1.65	25	78	18.44	32	42	52	62	
15	27	54	13.35	35	27	38	48	58	1.66	26	79	18.77	33	43	53	63	
15	29	57	13.70	36	28	39	49	59	1.67	27	80	19.10	34	44	54	64	
15	31	60	14.05	37	29	40	50	60	1.68	28	81	19.43	35	45	55	65	
15	33	63	14.40	38	30	41	51	61	1.69	29	82	19.76	36	46	56	66	
15	35	66	14.75	39	31	42	52	62	1.70	30	83	20.09	37	47	57	67	
15	37	69	15.10	40	32	43	53	63	1.71	31	84	20.42	38	48	58	68	
15	39	72	15.45	41	33	44	54	64	1.72	32	85	20.75	39	49	59	69	
15	41	75	15.80	42	34	45	55	65	1.73	33	86	21.08	40	50	60	70	
15	43	78	16.15	43	35	46	56	66	1.74	34	87	21.41	41	51	61	71	
15	45	81	16.50	44	36	47	57	67	1.75	35	88	21.74	42	52	62	72	
15	47	84	16.85	45	37	48	58	68	1.76	36	89	22.07	43	53	63	73	
15	49	87	17.20	46	38	49	59	69	1.77	37	90	22.40	44	54	64	74	
15	51	90	17.55	47	39	50	60	70	1.78	38	91	22.73	45	55	65	75	
15	53	93	17.90	48	40	51	61	71	1.79	39	92	23.06	46	56	66	76	
15	55	96	18.25	49	41	52	62	72	1.80	40	93	23.39	47	57	67	77	
15	57	99	18.60	50	42	53	63	73	1.81	41	94	23.72	48	58	68	78	
15	59	102	18.95	51	43	54	64	74	1.82	42	95	24.05	49	59	69	79	
15	61	105	19.30	52	44	55	65	75	1.83	43	96	24.38	50	60	70	80	
15	63	108	19.65	53	45	56	66	76	1.84	44	97	24.71	51	61	71	81	
15	65	111	20.00	54	46	57	67	77	1.85	45	98	25.04	52	62	72	82	
15	67	114	20.35	55	47	58	68	78	1.86	46	99	25.37	53	63	73	83	
15	69	117	20.70	56	48	59	69	79	1.87	47	100	25.70	54	64	74	84	
15	71	120	21.05	57	49	60	70	80	1.88	48	101	26.03	55	65	75	85	
15	73	123	21.40	58	50	61	71	81	1.89	49	102	26.36	56	66	76	86	
15	75	126	21.75	59	51	62	72	82	1.90	50	103	26.69	57	67	77	87	
15	77	129	22.10	60	52	63	73	83	1.91	51	104	27.02	58	68	78	88	
15	79	132	22.45	61	53	64	74	84	1.92	52	105	27.35	59	69	79	89	
15	81	135	22.80	62	54	65	75	85	1.93	53	106	27.68	60	70	80	90	
15	83	138	23.15	63	55	66	76	86	1.94	54	107	28.01	61	71	81	91	
15	85	141	23.50	64	56	67	77	87	1.95	55	108	28.34	62	72	82	92	
15	87	144	23.85	65	57	68	78	88	1.96	56	109	28.67	63	73	83	93	
15	89	147	24.20	66	58	69	79	89	1.97	57	110	29.00	64	74	84	94	
15	91	150	24.55	67	59	70	80	90	1.98	58	111	29.33	65	75	85	95	
15	93	153	24.90	68	60	71	81	91	1.99	59	112	29.66	66	76	86	96	
15	95	156	25.25	69	61	72	82	92	2.00	60	113	29.99	67	77	87	97	
15	97	159	25.60	70	62	73	83	93	2.01	61	114	30.32	68	78	88	98	
15	99	162	25.95	71	63	74	84	94	2.02	62	115	30.65	69	79	89	99	
15	101	165	26.30	72	64	75	85	95	2.03	63	116	30.98	70	80	90	100	
15	103	168	26.65	73	65	76	86	96	2.04	64	117	31.31	71	81	91	101	
15	105	171	27.00	74	66	77	87	97	2.05	65	118	31.64	72	82	92	102	
15	107	174	27.35	75	67	78	88	98	2.06	66	119	31.97	73	83	93	103	
15	109	177	27.70	76	68	79	89	99	2.07	67	120	32.30	74	84	94	104	
15	111	180	28.05	77	69	80	90	100	2.08	68	121	32.63	75	85	95	105	
15	113	183	28.40	78	70	81	91	101	2.09	69	122	32.96	76	86	96	106	
15	115	186	28.75	79	71	82	92	102	2.10	70	123	33.29	77	87	97	107	
15	117	189	29.10	80	72	83	93	103	2.11	71	124	33.62	78	88	98	108	
15	119	192	29.45	81	73	84	94	104	2.12	72	125	33.95	79	89	99	109	
15	121	195	29.80	82	74	85	95	105	2.13	73	126	34.28	80	90	100	110	
15	123	198	30.15	83	75	86	96	106	2.14	74	127	34.61	81	91	101	111	
15	125	201	30.50	84	76	87	97	107	2.15	75	128	34.94	82	92	102	112	
15	127	204	31.19	85	77	88	98	108	2.16	76	129	35.27	83	93	103	113	
15	129	207	31.54	86	78	89	99	109	2.17	77	130	35.60	84	94	104	114	
15	131	210	31.89	87	79	90	100	110	2.18	78	131	35.93	85	95	105	115	
15	133	213	32.24	88	80	91	101	111	2.19	79	132	36.26	86	96	106	116	
15	135	216	32.59	89	81	92	102	112	2.20	80	133	36.59	87	97	107	117	
15	137	219	32.94	90	82	93	103	113	2.21	81	134	36.92	88	98	108	118	
15	139	222	33.29	91	83	94	104	114	2.22	82	135	37.25	89	99	109	119	
15	141	225	33.64	92	84	95	105	115	2.23	83	136	37.58	90	100	110	120	
15	143	228	34.00	93	85	96	106	116	2.24	84	137	37.91	91	101	111	121	
15	145	231	34.35	94	86	97	107	117	2.25	85	138	38.24	92	102	112	122	
15	147	234	34.70	95	87	98	108	118	2.26	86	139	38.57	93	103	113	123	
15	149	237	35.05	96	88	99	109	119	2.27	87	140	38.90	94	104	114	124	
15	151	240	35.40	97	89	100	110	120	2.28	88	141	39.23	95	105	115	125	
15	153	243	35.75	98	90	101	111	121	2.29	89	142	39.56	96	106	116	126	
15	155	246	36.10	99	91	102	112	122	2.30	90	143	39.89	97	107	117	127	
15	157	249	36.45	100	92	103	113	123	2.31	91	144	40.22	98	108	118	128	
15	159	252	36.80	101	93	104	114	124	2.32	92	145	40.55	99	109	119	129	
15	161	255	37.20	102	94	105	115	125	2.33	93	146	40.88	100	110	120	130	
15	163	258	37.55	103	95	106	116	126	2.34	94	147	41.21	101	111	121	131	
15	165	261	37.90	104	96	107	117	127	2.35	95	148	41.54	102	112	122	132	
15	167	264	38.25	105	97	108	118	128	2.36	96	149	41.87	103	113	123	133	
15	169	267	38.60	106	98	109	119	129	2.37	97	150	42.20	104	114	124	134	
15	171	270	38.95	107	99	110	120	130	2.38	98	151	42.53	105	115	125	135	
15	173	273	39.30	108	100	111	121	131	2.39	99	152	42.86	106	116	126	136	
15	175	276	39.65	109	101	112	122	132	2.40	100	153	43.19	107	117	127	137	
15	177	279	40.00	110	102	113	123	133	2.41	101	154	43.52	108	118	128	138	
15	179	282	40.35	111	103	114	124	134	2.42	102	155	43.85	109	119	129	139	
15	181	285	40.70	112	104	115	125	135	2.43	103	156	44.18	110	120	130	140	
15	183	288	41.05	113	105	116	126	136	2.44	104	157	44.51	111	121	131	141	
15	185	291	41.40	114	106	117	127	137	2.45	105	158	44.84	112	122	132	142	
15	187	294	41.75	115	107	118	128	138	2.46	106	159	45.17	113	123	133	143	
15	189	297	42.10	116	108	119	129	139	2.47	107	160	45.50	114	124	134	144	
15	191	300	42.45	117	109	120	130	140	2.48	108	161	45.83	115	125	135	145	
15	193	303	42.80	118	110	121	131	141	2.49	109							

### Type A Steel Plate Sprockets



Type A sprockets, made of steel plate, are available from stock for Nos. 35 thru 160 ANSI chain. They can be supplied plain with stock bore, or can be altered as required by reborring, counterboring, drilling, counter-sinking, spitting or other special machining.

Type A sprockets reflect a quality product. Accurately cut teeth provide true articulation and lengthen the life of both sprocket and chain.

Sprockets can be furnished with hardened teeth on special order.

Typical uses of Type A sprockets are illustrated on opposite page. TAPER LOCK hubs, beginning on page 20 10, provide an excellent means of utilizing Type A sprockets.

#### Bore Tolerances

Standard Bore Tolerances are as follows:

- 1/2 to 1 1/4 bores: + .001 — .030
- 1 to 1 3/4 bores: + .002 — .030
- 2 to 2 1/4 bores: + .003 — .030
- 3 to 3 1/4 bores: + .004 — .030
- 4 and over bores: + .005 — .030

#### Special Bores

Standard reborre charges for bores not in excess of 3 times stock bore (unless greater than 1/2 OD).

Bores larger than 3 times stock bore but no greater than 1/2 OD add 50% to reborre machining charge.

Bores larger than 1/2 OD but not greater than 1/2 OD, double reborre machining charge. Over 1/2 OD: Price on Application.

Prices, Dimensions—See listings on the pages that follow—beginning on page 50 20.

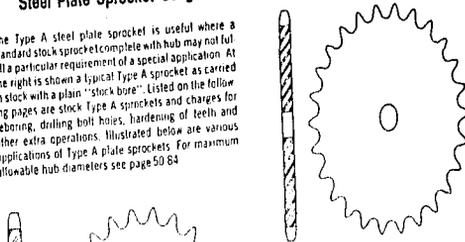
### Made-to-Order Sprockets

Stock sprockets, shown on the pages that follow, satisfy most drive requirements; however, many variations of these sprockets and additional sizes can be furnished on order. In ordering or in requesting a

quotation give chain pitch, number of teeth, bore and any special requirements such as special hub length or diameter. Also, specify fit teeth and keyway must be in line.

### Steel Plate Sprocket Usage

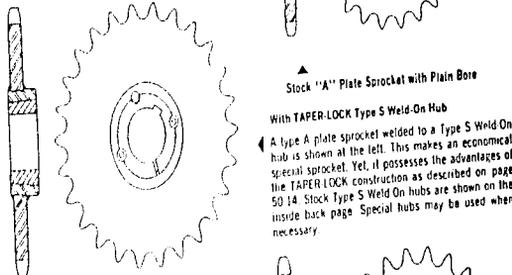
The Type A steel plate sprocket is useful where a standard stock sprocket complete with hub may not fulfill a particular requirement of a special application. At the right is shown a typical Type A sprocket as carried in stock with a plain "stock bore". Listed on the following pages are stock Type A sprockets and charges for reborring, drilling, hardening of teeth and other extra operations, illustrated below are various applications of Type A plate sprockets. For maximum allowable hub diameters see page 50 84.



Stock "A" Plate Sprocket with Plain Bore

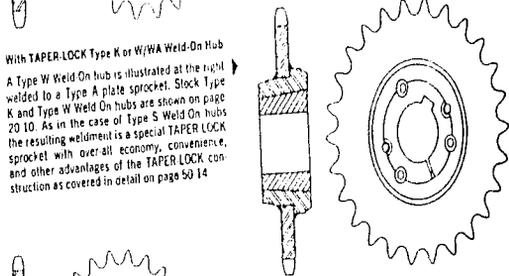
#### With TAPER LOCK Type S Weld-On Hub

A Type A plate sprocket welded to a Type S Weld-On hub is shown at the left. This makes an economical special sprocket. Yet, it possesses the advantages of the TAPER LOCK construction as described on page 50 14. Stock Type S Weld-On hubs are shown on the inside back page. Special hubs may be used when necessary.



#### With TAPER LOCK Type K or W/WA Weld-On Hub

A Type W Weld-On hub is illustrated at the right. A Type W Weld-On hub is illustrated at the right welded to a Type A plate sprocket. Stock Type K and Type W Weld-On hubs are shown on page 20 10. As in the case of Type S Weld-On hubs the resulting weldment is a special TAPER LOCK sprocket with over-all economy, convenience, and other advantages of the TAPER LOCK construction as covered in detail on page 50 14.



#### Other Variations Available

The Type A sprocket shown at the left has been reborred and drilled for bolting to a machine part or to a solid or split hub. Extra charges for these and other operations such as hardening of teeth or sawing into halves to facilitate replacement are listed on the pages that follow.

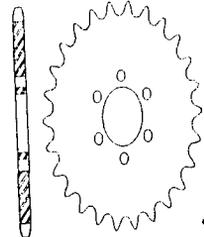


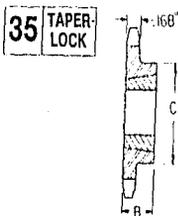
Table 12  
Thickness of Type A Sprockets

For Chain No.	Pitch	Inside Width of Chain	Thickness of Sprockets	
			Max.	Min.
35	3/4	1/4	168	141
40	1	5/16	227	195
45	1 1/8	3/8	284	249
50	1 1/4	1/2	343	307
60	1 3/8	5/8	439	413
80	1 7/8	3/4	575	535
100	2 1/4	1	692	646
120	2 7/8	1 1/8	924	867

\* Actual thickness is usually closer to the maximum than to the minimum value. Sprockets are made of hot rolled steel plate.

### TAPER-LOCK<sup>®</sup> Sprockets for No. 35, $\frac{3}{8}$ " Pitch Single Strand Chain

(For general description and information see page 50-14)



#### Alteration Prices— TAPER-LOCK Type B Steel Sprockets for No. 35, $\frac{3}{8}$ " Pitch Single Strand Chain Price List A5171

Type of Alteration	Sprocket Quant. Price		
	1 to 4	5 to 9	10 and up
Warden Each Tooth	\$ 20	\$ 15	\$ 12

Note—Add alteration list price to sprocket list price from table below.

\* Applies only to sprockets with 35 teeth or less.

#### TAPER-LOCK Type B Steel Sprockets for No. 35, $\frac{3}{8}$ " Pitch Single Strand Chain Price List A5124

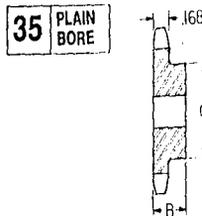
No. of Teeth	Out. Side Diam. *	Inch. No.	Uses Bush No.†	Bore Parge	Spot Price Each, Less Bush	Price Each, With Only	Spall Wt. With Bush	B. Lght. thru Bore	C. Max. Hub Diam.
18	2 3/2	11B318	1594	5/8-1"	\$11.90	\$5.20	7	3/4	1 1/4
19	2 4/2	11B319	1655	5/8-1"	12.70	5.20	8	3/4	1 1/4
20	2 5/8	11B320	1628	5/8-1"	12.70	5.20	9	1	1 1/4
21	2 7/8	11B321	1628	5/8-1"	14.05	5.20	10	1	1 1/4
22	2 8/8	11B322	1219	5/8-1"	13.45	5.60	14	1 1/4	2 1/4
23	2 9/8	11B323	1210	5/8-1"	13.60	5.60	15	1 1/4	2 1/4
24	3 0/8	11B324	1210	5/8-1"	14.05	5.60	15	1 1/4	2 1/4
25	3 1/8	11B325	1210	5/8-1"	14.45	5.60	16	1 1/4	2 1/4
26	3 2/8	11B326	1610	5/8-1"	14.85	5.60	20	1 1/4	2 1/4
27	3 3/8	11B327	1610	5/8-1"	14.75	5.70	20	1 1/4	2 1/4
28	3 5/8	11B328	1610	5/8-1"	15.50	5.70	21	1 1/4	2 1/4
29	3 7/8	11B329	1610	5/8-1"	15.10	5.70	21	1 1/4	2 1/4
32	4 0/2	11B332	1610	5/8-1"	15.10	5.70	21	1 1/4	2 1/4
35	4 1/2	11B335	1610	5/8-1"	17.40	5.70	22	1 1/4	2 1/4
36	4 3/8	11B336	1610	5/8-1"	17.55	5.70	23	1 1/4	2 1/4
40	4 9/8	11B340	1610	5/8-1"	18.70	5.70	28	1 1/4	2 1/4
42	5 2/8	11B342	1610	5/8-1"	19.20	5.70	29	1 1/4	2 1/4
45	5 5/8	11B345	1610	5/8-1"	19.65	5.70	30	1 1/4	2 1/4
48	5 9/8	11B348	1610	5/8-1"	20.30	5.70	32	1 1/4	2 1/4
54	6 6/8	11B354	1610	5/8-1"	22.70	5.70	35	1 1/4	2 1/4
60	7 3/8	11B360	1610	5/8-1"	25.65	5.70	39	1 1/4	2 1/4
70	8 5/8	11B370	1610	5/8-1"	28.70	5.70	46	1 1/4	2 1/4
72	8 8/8	11B372	1610	5/8-1"	29.55	5.70	48	1 1/4	2 1/4
80	9 1/0	11B380	1610	5/8-1"	31.40	5.70	54	1 1/4	2 1/4
84	10 2/2	11B384	1610	5/8-1"	32.80	5.70	58	1 1/4	2 1/4
96	11 6/0	11B396	1610	5/8-1"	36.40	5.70	69	1 1/4	2 1/4
112	13 5/0	11B412	1610	5/8-1"	41.65	5.70	87	1 1/4	2 1/4

Note: Teeth are in line with keyway and may be hardened on TAPER-LOCK sprockets of 35 teeth or less. See alteration price list above.  
\* Different discounts apply to bushings than to sprockets.

† For bushing and keyway information see page 20-4.  
\* Non stock sizes available on request.  
\* For complete sprocket diameter tables see page 50-100.  
\* Hub ground for chain clearance.

### Plain Bore Sprockets for No. 35, $\frac{3}{8}$ " Pitch Single Strand Chain

(For general description and information see page 50-15)



#### Alteration Prices— Plain Bore Type B Steel Sprockets for No. 35, $\frac{3}{8}$ " Pitch Single Strand Chain Price List A5171

Type of Alteration	Sprocket Quant. Price		
	1 to 4	5 to 9	10 and up
Warden Each Tooth	\$ 25	\$ 20	\$ 14.40
Each Set Screw	6.00	4.25	2.85
Each Hex Nut	4.50	2.85	1.55
Each Tooth	20	15	.12

Note: Add alteration list price to sprocket list price from table below.

#### Plain Bore Type B Steel Sprockets for No. 35, $\frac{3}{8}$ " Pitch Single Strand Chain Price List A5126

No. of Teeth	Out. Side Diam. *	Spall No.	Price Each	Wt.	Bore	B. Lght. thru Bore	C. Hub Diam.
9	1 2/8	B109	\$3.10	1	3/8	1/2	1 1/4
10	1 3/8	B110	3.20	1	3/8	1/2	1 1/4
11	1 5/8	B111	3.60	2	3/8	1/2	1 1/4
12	1 6/8	B112	3.80	2	3/8	1/2	1 1/4
13	1 7/8	B113	3.90	2	3/8	1/2	1 1/4
14	1 8/8	B114	4.10	3	3/8	1/2	1 1/4
15	1 9/8	B115	4.20	3	3/8	1/2	1 1/4
16	2 1/0	B116	4.40	4	3/8	1/2	1 1/4
17	2 2/8	B117	4.40	4	3/8	1/2	1 1/4
18	2 3/8	B118	4.70	5	3/8	1/2	1 1/4
19	2 4/2	B119	4.70	6	3/8	1/2	1 1/4
20	2 5/8	B120	5.00	7	3/8	1/2	1 1/4
21	2 7/8	B121	5.40	8	3/8	1/2	1 1/4
22	2 8/8	B122	6.20	8	3/8	1/2	1 1/4
23	2 9/8	B123	6.20	9	3/8	1/2	1 1/4
24	3 0/8	B124	7.00	9	3/8	1/2	1 1/4
25	3 1/8	B125	7.60	9	3/8	1/2	1 1/4
26	3 2/8	B126	7.80	10	3/8	1/2	1 1/4
28	3 5/8	B128	8.90	11	3/8	1/2	1 1/4
30	3 7/8	B130	8.60	11	3/8	1/2	1 1/4
32	4 0/2	B132	9.60	12	3/8	1/2	1 1/4
35	4 3/2	B135	10.60	16	3/8	1/2	1 1/4
36	4 3/8	B136	10.70	17	3/8	1/2	1 1/4
40	4 9/8	B140	11.90	17	3/8	1/2	1 1/4
42	4 2/2	B142	12.20	18	3/8	1/2	1 1/4
45	4 5/8	B145	13.80	22	3/8	1/2	1 1/4
48	4 9/8	B148	14.40	24	3/8	1/2	1 1/4
54	5 6/8	B154	14.90	26	3/8	1/2	1 1/4
60	6 3/8	B160	16.50	30	3/8	1/2	1 1/4
70	7 5/8	B170	19.60	37	3/8	1/2	1 1/4
72	7 8/8	B172	20.00	39	3/8	1/2	1 1/4
80	8 1/0	B180	22.30	45	3/8	1/2	1 1/4
84	10 2/2	B184	23.00	49	3/8	1/2	1 1/4
96	11 6/0	B196	27.00	60	3/8	1/2	1 1/4
112	13 5/0	B212	31.60	78	3/8	1/2	1 1/4

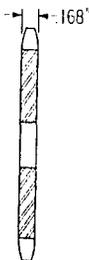
Note: Teeth may be hardened on all plain bore sprockets on special order. Sprockets are furnished without keyway and set screw unless specifically ordered. If keyway and set screw is ordered it will be furnished as shown in table.

† Page 50-15, unless otherwise specified. For additional machining, see alteration price list above.  
\* For complete sprocket diameter tables see page 50-100.  
\* Hub ground for chain clearance.

### Plate Sprockets for No. 35, $\frac{1}{4}$ " Pitch Single Strand Chain

(For general description and information see page 50-14)

35 "A" PLATE



Type A Steel Plate Sprockets for No. 35,  $\frac{1}{4}$ " Pitch Single Strand Chain  
Price List AS127

No. of Teeth	Out. Dia. #	Spkt. No.	Price	Wt.	Stock Code
15	1.983	A315	\$5.00	2	$\frac{1}{2}$ "
16	2.100	A316	5.00	2	$\frac{1}{2}$ "
17	2.231	A317	5.20	2	$\frac{1}{2}$ "
18	2.352	A318	5.20	2	$\frac{1}{2}$ "
19	2.472	A319	5.30	3	$\frac{1}{2}$ "
20	2.593	A320	5.50	3	$\frac{1}{2}$ "
21	2.713	A321	5.50	3	$\frac{1}{2}$ "
22	2.833	A322	5.60	3	$\frac{1}{2}$ "
23	2.954	A323	5.60	4	$\frac{1}{2}$ "
24	3.074	A324	5.60	4	$\frac{1}{2}$ "
25	3.194	A325	5.60	4	$\frac{1}{2}$ "
26	3.314	A326	5.90	5	$\frac{1}{2}$ "
27	3.434	A327	6.10	5	$\frac{1}{2}$ "
28	3.553	A328	6.10	5	$\frac{1}{2}$ "
30	3.793	A330	6.20	6	$\frac{1}{2}$ "
32	4.032	A332	6.40	7	$\frac{1}{2}$ "
35	4.392	A335	6.50	7	$\frac{1}{2}$ "
36	4.511	A336	6.70	8	$\frac{1}{2}$ "
40	4.950	A340	7.00	10	$\frac{1}{2}$ "
42	5.229	A342	7.40	11	$\frac{1}{2}$ "
45	5.588	A345	7.60	13	$\frac{1}{2}$ "
48	5.948	A348	7.90	15	$\frac{1}{2}$ "
54	6.653	A354	8.60	18	$\frac{1}{2}$ "
60	7.353	A360	9.40	21	$\frac{1}{2}$ "
70	8.575	A370	10.60	27	$\frac{1}{2}$ "
72	8.814	A372	10.70	29	$\frac{1}{2}$ "
80	9.700	A380	11.80	35	$\frac{1}{2}$ "
84	10.247	A384	12.50	39	$\frac{1}{2}$ "
112	13.150	A3112	20.00	67	$\frac{1}{2}$ "

Note: Teeth may be hardened on all plate sprockets on special order. For this and additional machining charges see alteration price list below. Maximum Hub and Groove diameters may be found on page 50-84 and hubs for plate sprockets beginning on page 20. 10. \* For complete sprocket diameter tables see page 50-100.

Alteration Prices—  
Type A Steel Plate Sprockets for No. 35,  $\frac{1}{4}$ " Pitch Single Strand Chain  
Price List AS171

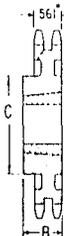
Type of Alteration	Sprocket Quant.	Price	
	1 to 4	5 to 9	10 and Up
Rebore	\$0.25	\$5.90	\$4.40
Harden Each Tooth	.20	.15	.12
Drill per Hole	2.00	1.15	.90
Drill Click per Hole	3.40	1.70	1.25
Saw Split per tooth O.D.	1.10	.90	.70

Note: Add alteration list price to sprocket list price from table above.

### TAPER-LOCK® Sprockets for No. 35-2, $\frac{1}{4}$ " Pitch Double Strand Chain

(For general description and information see page 50-14)

35-2 TAPER-LOCK



Alteration Prices—  
TAPER-LOCK Sprockets for No. 35-2,  $\frac{1}{4}$ " Pitch Double Strand Chain  
Price List AS171

Type of Alteration	Sprocket Quant.	Price	
	1 to 4	5 to 9	10 and Up
Harden Each Tooth	\$ .20	\$ .15	\$ .12

Note: Add alteration list price to sprocket list price from table below. \* Applies only to sprockets with 25 teeth.

TAPER-LOCK Sprockets for No. 35-2,  $\frac{1}{4}$ " Pitch Double Strand Chain  
Price List AS160

No. of Teeth	Out. Dia. #	Sprocket No.	Uses Bush No. 1	Bore Range	Spkt. Price Each, Less Bush.	Price Each, Onys	Spkt. Wt. With Bush.	B. Lgh. thru Bore	C. Hub Diam.
19	2.472	TLB319 2H	1068	$\frac{1}{2}$ -1"	\$20.00	\$5.20	.9	$\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{4}$ "
20	2.593	TLB320 2H	1068	$\frac{1}{2}$ -1"	20.70	5.20	1.1	$\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{4}$ "
21	2.713	TLB321 2H	1068	$\frac{1}{2}$ -1"	21.40	5.20	1.7	$\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{4}$ "
22	2.833	TLB322 2H	1068	$\frac{1}{2}$ -1"	22.10	5.20	2.0	$\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{4}$ "
24	3.074	TLB324 2H	1210	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	22.90	5.60	2.4	1	2 $\frac{1}{2}$ "
25	3.194	TLB325 2	1210	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	23.10	5.60	2.6	1	2 $\frac{1}{2}$ "
30	3.713	TLB330 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	24.20	5.70	2.7	1	3 $\frac{1}{4}$ "
32	4.032	TLB332 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	25.70	5.70	2.9	1	3 $\frac{1}{4}$ "
35	4.392	TLB335 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	29.00	5.70	3.2	1	3 $\frac{1}{4}$ "
40	4.990	TLB340 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	31.20	5.70	3.8	1	3 $\frac{1}{4}$ "
45	5.558	TLB345 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	37.85	5.70	4.1	1	3 $\frac{1}{4}$ "
48	5.946	TLB348 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	34.83	5.70	4.0	1	3 $\frac{1}{4}$ "
54	6.663	TLB354 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	37.30	5.70	4.8	1	3 $\frac{1}{4}$ "
60	7.380	TLB360 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	40.00	5.70	5.8	1	3 $\frac{1}{4}$ "
70	8.575	TLB370 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	42.30	5.70	7.2	1	3 $\frac{1}{4}$ "
80	9.770	TLB380 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	52.45	5.70	8.8	1	3 $\frac{1}{4}$ "
96	11.680	TLB396 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	58.00	5.70	10.8	1	3 $\frac{1}{4}$ "
112	13.590	TLB3112 2	1610	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$ "	69.00	5.70	11.8	1	3 $\frac{1}{4}$ "

Note: Teeth are in line with keyway. Price includes hard steel teeth on sprockets numbered with an "H" suffix. 25 tooth may be hardened, if desired. See alteration price list above. Sprockets with 45 teeth or less are steel; larger sizes are gray iron.

\* Different discounts apply to bushings than to sprockets. For bushing and keyway information see page 20-4. \* For complete sprocket diameter tables see page 50-100.

## APÉNDICE 3 “MOTORES ELÉCTRICOS”

# Tablas de características

## Motores MBT en 2 y en 4 polos

Tipo MBT	Potencia de salida KW CP		Velocidad RPM	Eficiencia %	Factor de pot.	Corriente primaria a 440V A	Ia 1)	M Kgf/m	Ma M 1)	Mmax M 1)	Momento de inercia J Kg <sup>m</sup> <sup>2</sup> )	Peso neto aprox. Kg
<b>2 polos, 3600 RPM velocidad sincrona</b>												
48 ( 71B)	0.37	0.5	3400	69	0.93	0.8	6.0	0.10	3.6	4.15	0.0008	7.5
48 ( 71B)	0.55	0.75	3400	68	0.84	1.3	5.6	0.16	3.8	4.37	0.0008	7.5
48 ( 71B)	0.75	1	3300	69	0.91	1.6	4.4	0.22	2.73	3.2	0.0008	7.5
143T ( 90S)	1	1.5	3500	78	0.86	2.2	8.0	0.30	3.33	4.6	0.002	14.0
145T ( 90L)	1.5	2	3510	80	0.90	3.0	8.0	0.41	4.0	5.2	0.003	17.0
145T ( 90L)	2.2	3	3460	80	0.90	4.0	7.2	0.62	2.6	3.4	0.003	17.0
184T (112M)	3.7	5	3500	82	0.90	6.5	8.0	1.02	3.15	3.9	0.008	38.0
213T (132S)	5.5	7.5	3510	90	0.97	8.2	8.0	1.53	2.34	3.6	0.015	43.0
213T (132S)	7.5	10	3500	85	0.90	13.5	7.4	2.04	2.44	3.6	0.015	47.0
254T (160M)	11	15	3515	88	0.90	19.0	7.4	3.05	2.0	3.0	0.06	88.0
256T (160L)	15	20	3500	90	0.90	22.0	7.0	4.10	1.9	3.0	0.07	105.0
284TS (180M)	18.5	25	3500	88	0.87	32.5	5.2	5.10	1.9	2.7	0.12	134.0
286TS (180L)	22	30	3500	80	0.90	36.0	6.8	6.10	1.8	2.7	0.15	155.0
324TS (200M)	30	40	3500	89	0.82	55.0	3.8	8.20	1.61	2.1	0.20	180.0
326TS (200L)	37	50	3500	86	0.83	63.5	6.7	10.23	1.89	2.6	0.23	205.0
364TS (225S)	45	60	3520	90	0.90	70.0	5.3	12.20	1.66	2.2	0.31	250.0
<b>4 polos, 1800 R.P.M. velocidad sincrona</b>												
48 ( 71A)	0.18	0.25	1610	59	0.79	0.51	3.13	0.11	2.13	2.41	0.0008	5.5
48 ( 71B)	0.37	0.50	1635	62	0.75	1.1	3.7	0.22	2.96	3.50	0.0012	7
143T ( 90S)	0.55	0.75	1710	79	0.6	1.5	5.8	0.31	2.95	3.67	0.0025	14
143T ( 90S)	0.75	1	1730	89	0.66	2.5	5.8	0.41	4.35	4.90	0.0035	14
145T ( 90L)	1	1.5	1715	77	0.72	2.7	5.8	0.62	4.09	4.70	0.005	15
145T ( 90L)	1.5	2	1675	77	0.83	3.5	5.0	0.85	2.99	3.60	0.005	15
182T (112S)	2.2	3	1730	78	0.84	4.4	7.5	1.24	3.20	3.73	0.01	24.5
184T (112M)	3.7	5	1715	81	0.90	7.2	6.2	2.1	3.14	3.50	0.015	30.0
213T (132S)	5.5	7.5	1745	87	0.88	9.5	7.6	3.1	2.68	3.12	0.022	43.5
215T (132M)	7.5	10	1710	87	0.86	14.6	5.4	4.1	1.76	2.60	0.03	53.0
254T (160M)	11	15	1740	87	0.90	18.0	5.2	6.2	1.84	2.57	0.10	88.0
256T (160L)	15	20	1730	76	0.90	23.0	4.3	8.2	1.96	2.65	0.14	105.0
284T (180M)	18.5	25	1705	85	0.87	33.0	4.0	10.3	1.7	2.0	0.20	134.0
286T (180L)	22	30	1740	89	0.89	37.0	5.5	12.4	2.0	2.3	0.24	155.0
326T (200L)	30	40	1750	88	0.84	52.0	5.6	16.4	2.2	2.6	0.30	205.0
364T (225S)	37	50	1770	90	0.82	70.0	5.4	20.3	1.6	2.0	0.53	250.0
365T (225M)	45	60	1750	90	0.84	79.5	4.8	24.5	1.4	1.8	0.58	250.0

1) Ia/I = Corriente de arranque/corriente a plena carga

Ma/M = Par de arranque/Par a plena carga

Mmax/M = Par máximo/Par a plena carga

2) Momento de inercia J = 1/4 GD<sup>2</sup>

Nota: Entre paréntesis se da armazón IEC equivalente

## Tensión y frecuencia

Los motores pueden soportar una desviación de  $\pm 10\%$  de la tensión nominal y  $\pm 5\%$  de la frecuencia. Los valores dados en las tablas de características (páginas 14, 15 y 16), potencia, velocidad, eficiencia, factor de potencia, par de arranque y corriente de arranque son válidos a tensión y frecuencia nominal.

## Conexión eléctrica

Los motores de una velocidad tienen como estándar 9 terminales del devanado del estator haciendo posible la reconexión entre 220 y 440 V. La conexión a cada una de las tensiones se hace según lo indica la figura 1.

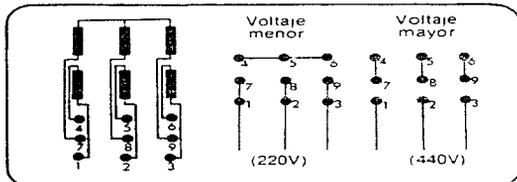


Fig. No. 1

Motores embobinados para arranque Y/ $\Delta$  (ESTRELLA DELTA) tiene seis terminales y se conectan según lo indica la figura 2.

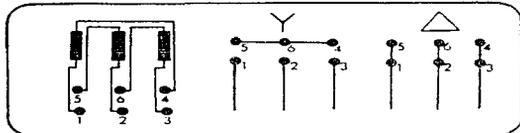


Fig. No. 2

Los motores de dos velocidades con polos conmutables tienen seis terminales, según se indica en la figura 3.

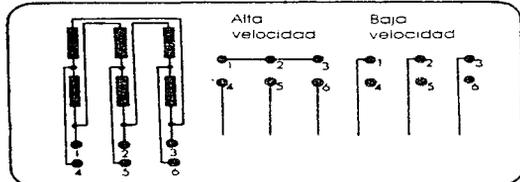


Fig. No. 3

Para motores de dos velocidades con devanados separados, se marcará en sus terminales el número de polos de cada devanado.

## Potencia de salida

La potencia de salida se define normalmente como la potencia que puede dar el motor a una temperatura ambiente de 40°C y hasta 1000 m sobre el nivel del mar como máximo. Los motores MBT están diseñados y fabricados para dar su potencia nominal a 2000 m de altura y 40°C de temperatura. Esto significa mayor potencia que el motor dimensionado para 1000 m de altura y 40°C. Para otras condiciones ambientales, se corrige la potencia de salida con los factores indicados en la tabla No 6 pag. 6. Si el producto de los factores  $K_1$ ,  $K_2$ , es mayor o igual a 1 no es necesario reducir la potencia.

Obviamente un motor eléctrico tiene que ser capaz de suministrar la potencia requerida por la máquina accionada pero es aconsejable además contar con un **márgen** de seguridad, ya que a menudo se presentan pequeñas sobrecargas difíciles de calcular. Una sobrecarga anormal puede producir que el devanado del motor se quemara por sobrecalentamiento. Si se tiene que escoger entre dos tamaños diferentes de motor, siempre deberá escogerse el más grande. Por otro lado no es aconsejable seleccionar un motor excesivamente grande ya que tendrá un alto precio de compra y operará a un bajo factor de potencia. Además, en el motor "jaula de ardilla", la corriente de arranque, que es proporcional al tamaño del motor, será innecesariamente alta.

La figura No. 4 muestra las curvas características de la velocidad ( $n$ ), la eficiencia ( $\eta$ ), el factor de potencia y la corriente ( $I$ ) en función de la potencia de salida. De la gráfica se puede apreciar que el motor está diseñado para la eficiencia y factor de potencia más altos entre 75 y 100% de plena carga. Para el servicio más económico se debe elegir por lo tanto el motor que trabaje dentro de estos límites.

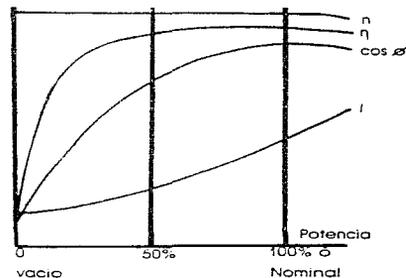


Figura No. 4 Curvas características  
 $n$  - velocidad (rpm)  
 $\eta$  - eficiencia  
 $\cos \varphi$  - factor de potencia  
 $I$  - corriente

### Servicio continuo

El motor es operado continuamente a la potencia nominal

### Servicio continuo con carga intermitente

El motor es conectado a la red por un periodo largo, pero solamente es cargado en breves periodos que ocurren más o menos regularmente.

Bajo estas condiciones se puede obtener del motor una potencia mayor que su potencia nominal.

Un motor que en un periodo de 10 minutos trabaja con carga durante 6 minutos y en vacío durante 4 minutos, trabaja con una intermitencia de 60% (Ver figura N° 10). Del mismo modo se definen las intermitencias de 15%, 25% y 40%.



Figura No. 10

Motor trabajando en servicio continuo con intermitencia de 60%.

### Servicio continuo con carga intermitente de corta duración

El motor marcha durante 30 ó 60 minutos y luego se deja enfriar hasta 40°C antes del siguiente periodo de trabajo (Ver figura No. 11)

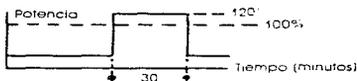


Figura No. 11

Motor trabajando en servicio continuo con carga intermitente de 30 minutos.

No. de polos	Continuo con intermitencia				Continuo con carga intermitente de corta duración	
	15%	25%	40%	60%	30 minutos	60 minutos
2y4	145	130	110	107	120	110
6y8	140	125	108	105	120	110

Tabla No. 17 Potencia obtenible de un motor, en porcentaje de su potencia nominal, cuando trabaja en alguno de los tipos de servicio arriba indicados.

Es importante tomar nota de que en los casos en donde la placa del motor está marcada con 60% (u otro porcentaje) o con 30 min. (u otra cifra), la potencia que cita la placa es ya la que puede dar el motor con el tipo de servicio específicamente marcado y no la potencia en servicio continuo.

Además de los 3 tipos de servicio descrito existen otros (normados o en la práctica) como lo son el servicio intermitente (donde el motor está desconectado de la red en los lapsos de tiempo en que no recibe carga, lo cual disminuye la rapidez con que se enfría), servicio continuo con carga variable o incluso una mezcla de los anteriores que muestran las figuras 12, 13 y 14, en el orden que se han listado.

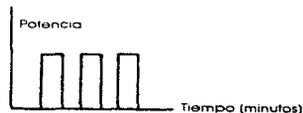


Figura No. 12 Servicio intermitente

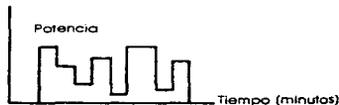


Figura No. 13 Servicio continuo con carga variable



Figura No. 14 Servicio intermitente con carga variable

En muchos casos es conveniente asesorarse con el fabricante de motores para el cálculo y la correcta selección del motor

## Carcasa del estator y tapas

La carcasa del estator, las tapas y la caja de terminales son fabricadas de una aleación ligera y dúctil de aluminio proporcionando alta resistencia mecánica. Para los tamaños 48-215 los componentes son fundidos por inyección a presión, mientras para los tamaños 254-365 son vaciados por gravedad.

La aleación de aluminio proporciona varias ventajas como son:

- Menor peso que los motores de fundición de hierro.
- Misma resistencia al impacto que el hierro nodular.
- La aleación ligera es resistente a la corrosión.

## Tratamiento anticorrosivo

El aluminio en presencia del aire adquiere una capa dura y bien adherida de óxido la cual es bastante densa y evita que la oxidación continúe. Esta capa de óxido actúa entonces como una excelente protección a la corrosión.

Un tratamiento desarrollado por ASEA, se aplica a la superficie antes de dar el acabado final con la pintura azul.

## Agujeros de drenaje

Los motores están provistos de agujeros de drenaje en las tapas, drenando los motores con las formas de montaje indicadas en las tablas No. 3 y 4; para otras formas de montaje es necesario asegurarse de la posición correcta de los agujeros.

## Devanado del estator

Las bobinas del devanado del estator van montadas en ranuras semicerradas.

El aislamiento está formado por Dacron Mylar Dacron altamente resistente al calor y a la humedad y con buenas propiedades eléctricas y mecánicas. Se utiliza alambre de cobre con doble capa de esmalte. El aislamiento satisface los requerimientos de la temperatura 155° C (clase F).

## Devanado del rotor

El rotor tiene devanado de aluminio inyectado a presión con aspas formadas sobre los anillos de corto circuito y es balanceado dinámicamente.

## Rodamientos y Lubricación

Los motores están provistos de rodamientos de bolas, siendo éstos prelubricados y con doble sello en los tamaños 48 (71) a 215 (132) y provistos de válvula de grasa para ser relubricados en los tamaños 254 (160) a 365 (225). Estos últimos con rodamientos de bolas y rodillo.

Los rodamientos están dimensionados para proporcionar una larga vida y soportar esfuerzos considerables.

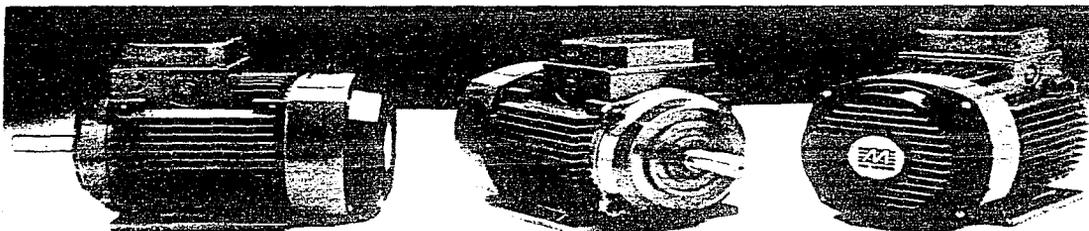
Los asientos de rodamientos en las tapas son anillos de hierro colado integrado a la tapa al fundirse ésta.

Los diferentes tipos y tamaños de rodamientos para cada motor, se indican en la tabla No. 5.

Sobre consulta especial, los motores pueden proveerse con otros tipos de rodamientos para soportar cargas mayores que las indicadas en las tablas 8 y 9 de la pág. 8.

Motor MBT	Rodamientos	
	Lado Flecha	Lado ventilador
48T ( 71)	6203-2Z	6202-2Z
140T ( 90)	6305-2Z	6204-2Z
180T ( 112)	6306-2Z	6205-2Z
210T ( 132)	6308-2Z	6206-2Z
250T ( 160)	N 309	6307
280T ( 180)	N 310	6309
320T ( 200)	N 312	6310
360T ( 225)	N 313	6312

Tabla No. 5 Especificación de rodamientos para motores MBT. Posición de trabajo horizontal.



## Motores MBT en 6 y en 8 polos

Tipo	Potencia de salida		Velocidad	Eficiencia	Factor de pot.	Corriente primaria	$I_a$	M	$M_a$	$M_{m\acute{a}x.}$	Momento de inercia	Peso neto
ARMAZON	KW	CP	RPM	%		a 440 V	1	Kgm	M	M	J	aprox. kg.
						A			1)	1)	J .2)	kgm <sup>2</sup>
<b>6 polos, 1200 RPM velocidad s\ncrona.</b>												
143T ( 90S)	0.37	0.5	1150	61	0.59	1.4	4.6	0.31	4.23	4.80	0.004	14
145T ( 90L)	0.55	0.75	1150	68	0.56	2.0	4.6	0.47	4.43	4.90	0.005	16
145T ( 90L)	0.75	1	1130	71	0.66	2.1	4.2	0.63	3.26	3.91	0.005	16
182T (112S)	1.1	1.5	1140	75	0.77	2.7	5.1	0.94	2.78	3.22	0.010	25
182T (112S)	1.5	2.0	1100	71	0.85	3.3	4.0	1.30	2.00	2.32	0.010	25
184T (112M)	2.2	3.0	1145	74	0.81	5.0	6.8	1.90	1.55	3.75	0.015	30.5
213T (132S)	3.7	5.0	1140	82	0.85	7.0	5.4	3.10	1.94	2.62	0.030	45
215T (132M)	5.5	7.5	1135	83	0.88	10.0	5.0	4.70	1.55	2.57	0.030	51
254T (160M)	7.5	10.0	1160	85	0.75	14.0	5.6	6.20	1.56	2.25	0.100	88
256T (160L)	11	15	1150	85	0.85	20.0	5.1	9.30	1.49	2.67	0.140	105
286T (180L)	15	20	1160	85	0.84	27.0	3.77	12.34	1.50	2.30	0.240	155
324T (200M)	18.5	25	1140	82	0.85	34.0	4.38	15.70	1.55	2.40	0.300	180
326T (200L)	22	30	1160	77	0.74	53.0	6.0	18.50	1.55	2.30	0.350	205
365T (225M)	30	40	1170	88	0.85	54.0	6.5	24.50	1.52	2.40	0.830	250
<b>8 polos, 900 R. P. M. velocidad s\ncrona</b>												
143T ( 90S)	0.26	0.35	850	53	0.5	1.4	2.92	0.30	3.79	4.35	0.004	14
145T ( 90L)	0.55	0.75	810	62	0.63	2.0	3.0	0.66	2.82	3.42	0.005	16
182T (112S)	0.75	1	855	66	0.6	2.5	4.28	0.84	2.88	3.63	0.010	23.6
182T (112S)	1.1	1.5	820	65	0.74	3.2	3.3	1.3	1.84	2.32	0.010	23.6
184T (112M)	1.5	2.0	825	69	0.68	4.3	3.8	1.7	3.06	3.72	0.015	30.0
213T (132S)	2.2	3.0	840	76	0.73	5.2	3.9	2.5	3.66	4.15	0.022	43.0
215T (132M)	3.7	5.0	855	78	0.75	8.5	4.1	4.2	1.56	2.37	0.030	52.0
254T (160M)	5.5	7.5	860	85	0.77	11.0	5.4	6.24	1.86	2.99	0.10	88.0
256T (160L)	7.5	10	850	80	0.76	15.5	5.0	8.42	1.92	2.87	0.14	105.0
286T (180L)	11.0	15	860	84	0.75	23.0	4.0	12.5	1.6	2.40	0.24	155.0
326T (200L)	15.0	20	850	80	0.80	32.0	6.8	16.8	1.4	2.20	0.35	205.0
364T (225S)	18.5	25	880	86	0.75	38.0	6.5	20.3	1.39	2.10	0.69	250.0
365T (225M)	22	30	880	87	0.78	43.0	5.7	24.4	1.39	2.2	0.83	250.0

- 1)  $I_a$  = Corriente de arranque/corriente a plena carga  
 $M_a/M$  = Par de arranque/Par a plena carga  
 $M_{m\acute{a}x}/M$  = Par m\`aximo/Par a plena carga  
 2) Momento de inercia J = 1/4 GD<sup>2</sup>

Nota: Entre par\ntesis se da armaz\`on IEC equivalente

## Normas

Los motores MBT han sido diseñados de tal manera que cumplen con las recomendaciones NEMA a la vez que son compatibles con las normas internacionales IEC (International Electrotechnical Commission).

## Forma de protección

Los motores MBT tienen la forma de protección indicada en la tabla No. 1.

Tipo de Motor	NEMA MG1	IEC Publ. 34.5
MBT	Totallymente cerrado a prueba de salpicaduras	IP-54

Tabla No. 1.

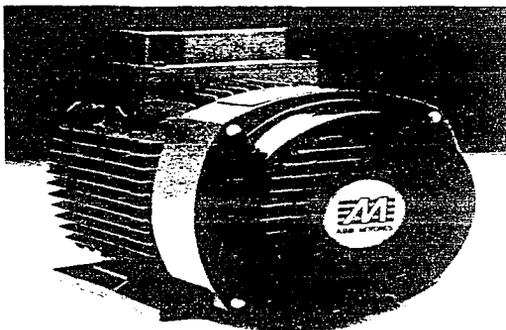
## Forma de enfriamiento

Los motores MBT tienen formas de enfriamiento de acuerdo con la tabla No. 2.

Tipo de Motor	NEMA MG1	IEC Publ. 34.6
MBT	MG-1-1.26 B Totalmente cerrado con ventilador exterior de enfriamiento	IC-41

Tabla No. 2.

Los ventiladores de enfriamiento operan igual en ambos sentidos de rotación. Las aberturas de entrada y salida de aire son grandes para reducir la velocidad del aire, contribuyendo así a la operación silenciosa del motor.



## Forma de montaje

Los motores MBT tienen en su ejecución estándar las formas de montaje indicadas en la tabla a continuación.

Tipo de Motor	IEC Publ. 34-7 (Normas DIN)	Descripción
MBT	IM 1001  (IM B 3)	Motor sobre patas con una extensión de flecha.
MBT	IM 3001  (IM B 5)	Motor con brida con una extensión de flecha.

Tabla No. 3 Montaje horizontal.

Los motores también pueden montarse verticalmente con la flecha hacia arriba o hacia abajo según se indica en la tabla No. 4, sin embargo la carga axial no debe exceder los valores dados en el capítulo "Carga permisible sobre rodamientos y flecha" en página 7.

Tipo de Motor	IEC Publ. 34-7 (Normas DIN)	Descripción
MBT	IM 1011  (IMV5)	Motor con patas con una extensión de flecha hacia arriba o hacia abajo.
	IM 1031  (IMV5)	
MBT	EM 3011  (IMV1)	Motor con brida con una extensión de flecha hacia abajo o hacia arriba.
	EM 3031  (IMV3)	

Tabla No. 4 Montaje vertical.