

668.49
ROM



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción



"Diseño de una Línea de Producción para la Obtención de Cinta Plástica."

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:



INGENIERO MECANICO

CIB-ESPOL

Presentada por:

Jorge Fernando Román Matamoros

GUAYAQUIL 

CIB



D-33771


CIB-ESPOL

Año: 2005



CIB-ESPOL

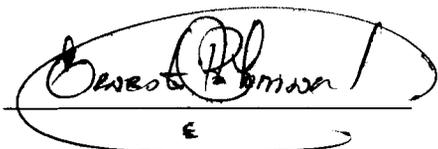
AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este Proyecto de Tesis, al Ing. Manuel Helguero Director de Tesis, en especial a mis Padres y Esposa por su invaluable respaldo.

DEDICATORIA

A mis Padres gestores de este trabajo, mis hermanos por su confianza y apoyo incondicional, a mi esposa por su comprensión y paciencia durante mi carrera, mis abuelos por sus bendiciones, y especialmente a mi hijo Mateo motivo de mi inspiración para la realización y culminación de este arduo trabajo.

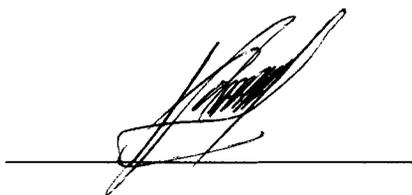
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Ernesto Martínez L.
DELEGADO POR EL
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



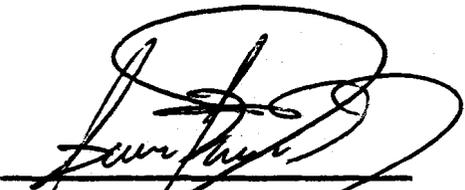
Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS



Dr Kléber Barcia V
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"



Jorge Román Matamoros

RESUMEN

El propósito del presente trabajo de tesis es, como su nombre lo indica el de diseñar una línea de producción, de un producto de gran demanda, sobre todo en las clases sociales menos favorecidas del país, este producto es de muy buena calidad, y por su material tiene muchas ventajas frente a otros materiales comparables con este, como es su alta resistencia y durabilidad ya que no sufre de desgaste por corrosión, no le afecta las condiciones climáticas, es decir está destinado a una vida útil bastante prolongada.

En este trabajo empezamos por hacer una investigación de los tipos de plásticos existentes, y de estos cual es el tipo que más nos favorece para la realización de este tipo de producto. Una vez establecido el tipo de plástico más conveniente para nuestra aplicación, hacemos una breve descripción de lo que es el proceso de producción, indicando y explicando cada uno de los pasos a seguir para su fabricación, de igual manera explicamos los factores

que influyen durante el proceso, entre estos factores se destaca un punto primordial en este tipo de proceso que es el análisis de las pérdidas de calor.

Hacemos un diseño de forma general de lo que es el proceso, para así poder hacer una descripción de cada una de las máquinas que intervendrán durante el proceso. Luego procedemos a diseñar y a seleccionar según sea el caso cada una de las partes constitutivas de los diferentes equipos que servirán en la fabricación de la cinta plástica. Basándonos en cálculos realizados, en catálogos, en normas en caso de haberlas. Así concluimos lo que corresponde a la parte de Diseño, para realizar un Análisis de Costos de la construcción de esta línea de producción, y al fin poder demostrar que sale más conveniente realizar este trabajo internamente sin la necesidad de hacer importaciones.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	XI
INDICE DE TABLAS.....	XIII
INDICE DE PLANOS.....	XIV
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES.....	3
1.1 Introducción.....	3
1.2 Alcance e importancia del Proyecto.....	4
1.3 Análisis del Problema.....	6

1.4 Identificación de Necesidades.....	8
1.5 Requerimientos a Satisfacer.....	9
1.6 Alternativas de Solución.....	10
1.7 Selección del Sistema Óptimo.....	13

CAPÍTULO 2

2. ANALISIS Y DESCRIPCIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN.....	19
2.1 Propiedades y Clasificación de los Plásticos.....	19
2.2 Descripción del Proceso.....	37
2.2.1 Preparación de la Materia Prima.....	38
2.2.2 Extrusión del Plástico.....	41
2.2.3 Sistema de Enfriamiento de la Cinta.....	45
2.2.4 Sistema de Tensión.....	48
2.3 Factores que influyen en el Proceso.....	50
2.4 Análisis de las pérdidas de Calor durante el Proceso.....	54
2.5 Diseño de Forma de la maquinaria.....	56
2.6 Descripción de la maquinaria.....	57

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS QUE INTERVENDRÁN DURANTE EL PROCESO.....	61
3.1 Diseño de la Extrusora.....	61

3.1.1	Diseño del Tornillo Extrusor.....	61
3.1.2	Diseño de la Camisa o Barril.....	83
3.1.3	Diseño y Selección del Aislamiento Térmico de la Cámara de Derretimiento.....	87
3.1.4	Diseño y Selección de la Resistencia Eléctrica para el extrusor secundario.....	94
3.1.5	Diseño de las Tuberías de Gas.....	96
3.1.6	Diseño de la Boquilla.....	98
3.1.7	Diseño del Eje donde se montará la Polea Reductora.....	100
3.1.8	Diseño y Selección de Pernos Críticos.....	102
3.1.9	Diseño del cordón de soldadura en partes críticas.....	110
3.1.10	Diseño de la Bancada.....	114
3.1.11	Diseño y Selección de Poleas.....	117
3.1.12	Diseño y Selección de Bandas.....	122
3.1.13	Diseño y Selección de Cadena.....	123
3.1.14	Diseño y Selección de Rodamientos y Chumaceras.....	127
3.1.15	Selección del Motor del Extrusor Principal.....	135
3.1.16	Selección del Motor del Extrusor Secundario.....	136
3.2	Diseño del Sistema de Enfriamiento para la Cinta.....	137
3.2.1	Análisis Térmico del Sistema.....	137
3.2.2	Diseño del Tanque Reservorio de Agua.....	145
3.2.3	Diseño del Tanque de Enfriamiento de la Cinta.....	145

3.2.4	Diseño del Intercambiador de Calor.....	149
3.2.5	Selección del Equipo de Enfriamiento.....	150
3.2.6	Selección de la Bomba.....	151
3.2.7	Diseño y Selección de Accesorios y Tuberías.....	154
3.3	Diseño del Sistema de Tensión de la Cinta.....	157
3.3.1	Diseño de los rodillos.....	157
3.3.2	Diseño del Sistema de Engranajes.....	159
3.3.3	Diseño de la Bancada.....	169
3.3.4	Selección de Chumaceras.....	171
3.3.5	Selección del Motor.....	174

CAPÍTULO 4

4.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	176
----	--------------------------------	------------

CAPÍTULO 5

5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	180
----	--	------------

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA



CIB-ESPOL,

ABREVIATURAS

°C	Grado centígrado
DHP	Diseño de caballos de fuerza
g	Gravedad
HP	Caballos de fuerza
In	Pulgadas
°K	Grado kelvin
Kg	Kilogramo
Kg/mm ³	Kilogramo por milímetro cúbico
m	Metro
mm	Milímetros
MPa	Megapascales
N	Newton
N/mm ³	Newtons por milímetro cúbico
Pa	Pascales
Pot.	Potencia
V	Voltios
Vol	Volumen
W	Vatios

SIMBOLOGÍA

A	Area
At	Area de esfuerzo a tensión del perno
Cp	Calor específico
Ca	Factor de superficie
Cb	Factor de tamaño
Cc	Factor de carga
Cd	Factor de temperatura
Ce	Factor de confiabilidad
d	Diámetro menor
D	Diámetro mayor
E	Módulo de Young
Fa	Fuerza axial
Fb	Fuerza máxima del perno
Fi	Fuerza de precarga en el perno
Fr	Fuerza radial
Fo	Número de Fourier
h	Altura de cordón de soldadura
hex	Coefficiente de convección externa
h ₂	Profundidad de canal del tornillo extrusor

I	Inercia
J	Segundo momento polar de inercia
K	Conductividad térmica del material
Kb	Rigidez del perno
Km	Rigidez del material de unión empemado
L	Longitud
leff	Longitud efectiva
m	Flujo másico
M	Momento flector
m_p	Razón de contacto de engrane
N	Número de ciclos de vida
Ng	Número de dientes del engrane
Np	Número de dientes del piñón
Nul	Número de Nusseit
P	Presión
Pb	Porción de carga que siente el perno
Pcr	Carga crítica de la columna
Pdg	Paso diametral del engrane
Pdp	Paso diametral del piñón
Po	Carga requerida para separar la unión empemada
Pr	Número de Prandtl
Pr	Carga equivalente dinámica
Por	Carga equivalente estática
Q	Caudal
r	Radio
Ral	Número de Rayleigh
Se	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
Se'	Límite de resistencia a la fatiga de la muestra

I	Inercia
J	Segundo momento polar de inercia
K	Conductividad térmica del material
K _b	Rigidez del perno
K _m	Rigidez del material de unión empernado
L	Longitud
l _{eff}	Longitud efectiva
m	Flujo másico
M	Momento flector
m _p	Razón de contacto de engrane
N	Número de ciclos de vida
N _g	Número de dientes del engrane
N _p	Número de dientes del piñón
N _u	Número de Nusselt
P	Presión
P _b	Porción de carga que siente el perno
P _{cr}	Carga crítica de la columna
P _{dg}	Paso diametral del engrane
P _{dp}	Paso diametral del piñón
P _o	Carga requerida para separar la unión empemada
Pr	Número de Prandtl
Pr	Carga equivalente dinámica
Por	Carga equivalente estática
Q	Caudal
r	Radio
R _{ai}	Número de Rayleigh
Se	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
Se'	Límite de resistencia a la fatiga de la muestra

S_r	Razón de esbeltez para columna
S_{ut}	Resistencia última a la tensión
S_y	Resistencia a la fluencia
t	Tiempo
T	Torque
T_a	Temperatura ambiente
T_{si}	Temperatura superficial interna
T_{se}	Temperatura superficial externa
V	Fuerza cortante
W	Peso
w	Carga distribuida
X, Y	Factores que dependen de la geometría del cojinete
Z	Módulo de la sección
α	Tensión superficial
β	Coefficiente de expansión
ρ	Densidad
ϕ	Angulo de presión
η	Factor de seguridad
μ	Viscosidad
σ	Esfuerzo por flexión
σ'	Esfuerzo de Von Misses
σ_a	Esfuerzo alterno
σ_m	Esfuerzo medio
σ_t	Esfuerzo tangencial
σ_r	Esfuerzo radial
τ	Esfuerzo cortante
ΔT	Variación de temperatura

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Producto a fabricarse.....	4
Figura 1.2	Extrusora con resistencias eléctricas.....	12
Figura 1.3	Extrusora con quemadores a gas.....	13
Figura 2.1	Curva tensión vs. Elongación.....	31
Figura 2.2	Curva tensión vs. Estiramiento. Area bajo la curva representa dureza.....	32
Figura 2.3	Plástico en forma de Pellet.....	39
Figura 2.4	Plástico luego de proceso de aglutinado.....	40
Figura 2.5	Pigmento para darle color a la cinta.....	41
Figura 2.6	Extrusora (Vista lateral).....	44
Figura 2.7	Extrusora (Vista frontal).....	45
Figura 2.8	Sistema de enfriamiento (Parte inicial).....	46
Figura 2.9	Sistema de enfriamiento (Vista completa).....	48
Figura 2.10	Sistema de Tensión.....	50
Figura 2.11	Cámara de Derretimiento.....	56
Figura 2.12	Vista completa de la línea de producción.....	57

Figura 3.1	Tomillo extrusor.....	62
Figura 3.2	Diagrama de cortante y momento.....	64
Figura 3.3	Cilindro de pared gruesa.....	84
Figura 3.4	Diagrama pared vertical.....	88
Figura 3.5	Diagrama pared horizontal.....	92
Figura 3.6	Boquilla.....	99
Figura 3.7	Detalle de la boquilla.....	100
Figura 3.8	Diagrama del eje para la polea reductora.....	100
Figura 3.9	Diagrama del perno.....	104
Figura 3.10	Factores de seguridad en función de la precarga.....	109
Figura 3.11	Cordón de soldadura.....	111
Figura 3.12	Selección por sección transversal para ranuras convencionales.....	119
Figura 3.13	Sección de la banda.....	122
Figura 3.14	Sprocket doble tipo MST.....	125
Figura 3.15	Caja de rodamientos para el tomillo extrusor.....	128
Figura 3.16	Esquema del sistema de enfriamiento.....	144
Figura 3.17	Red de tuberías.....	151
Figura 3.18	Rodillos del sistema de tensión.....	159

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Clasificación de polímeros, propiedades y usos.....	36
Tabla 2	Valores de a y b para diferentes tipos de superficies.....	76
Tabla 3	Factores de confiabilidad.....	79
Tabla 4	Características del flujo de gases.....	97
Tabla 5	Factor de servicio del eje.....	102
Tabla 6	Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero.....	104
Tabla 7	Dimensiones principales de las roscas de tornillo estándar.....	105
Tabla 8	Mínimos diámetros recomendados en poleas para motores eléctricos.....	120
Tabla 9	Factores de servicio para transmisión por cadena.....	124
Tabla 10	Parámetros para el tiempo de enfriamiento.....	142
Tabla 11	Caudales admisibles para sistemas cerrados de tuberías de acero.....	155
Tabla 12	Número mínimo de dientes del piñón según el ángulo de presión.....	161

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Distribución de la Planta para producir cinta plástica
Plano 2	Diseño de Forma de la Extrusora
Plano 3	Diseño de Forma del Sistema de Enfriamiento
Plano 4	Diseño de Forma del Sistema de Tensión
Plano 5	Tornillo Extrusor
Plano 6	Barril
Plano 7	Bancada Extrusora

INTRODUCCIÓN

Los problemas de importación y la carestía de maquinaria industrial originados por la crisis económica que vive el país nos está impulsando continuamente a desarrollarnos tecnológicamente, utilizando nuestros conocimientos, para solventar la demanda de estos recursos.

El presente trabajo trata del “Diseño de una Línea de Producción para la Obtención de Cinta Plástica” enfocado a la elaboración de un producto de gran demanda en el mercado nacional, especialmente en las clases menos favorecidas de nuestro país, ya que este producto se convierte en el principal material para la elaboración de roperos, anaqueles para cocina, baño, en fin una gran variedad de productos a muy bajo costo que se comercializan en el mercado.



Con la elaboración de este trabajo se pretende desarrollar una guía para la construcción de esta maquinaria con las debidas especificaciones técnicas aplicables a este tipo de diseño, realizando la selección de materiales de cada uno de los elementos que intervendrán durante el proceso de fabricación. Finalmente, se realizará un análisis de costos para corroborar que resultará conveniente fabricar este equipo en el país, con lo cual contribuiremos al desarrollo tecnológico ecuatoriano

CAPITULO 1

1. GENERALIDADES

1.1 Introducción

El desarrollo del presente tema de tesis tiene como objetivo principal el diseñar cada uno de los elementos que intervendrán durante el proceso de fabricación del producto en mención, de igual manera se explicará cada uno de los pasos a seguir en la elaboración de la cinta plástica, apegándonos a especificaciones dadas por los fabricantes de este tipo de producto, tales como: calidad de la materia prima, temperaturas de extrusión, de enfriamiento, velocidades de rotación del tornillo; en sí factores que intervendrán directa o indirectamente en la calidad del producto final, cada uno de

estos factores serán explicados con más detalle en el siguiente capítulo.

Para tener una idea mas clara del producto al cual no enfocaremos a lo largo de este trabajo a diseñar la línea de producción para la obtención del mismo, presentamos unas imágenes a continuación del producto resultante, y algunos de los productos que se elaboran a partir de este.

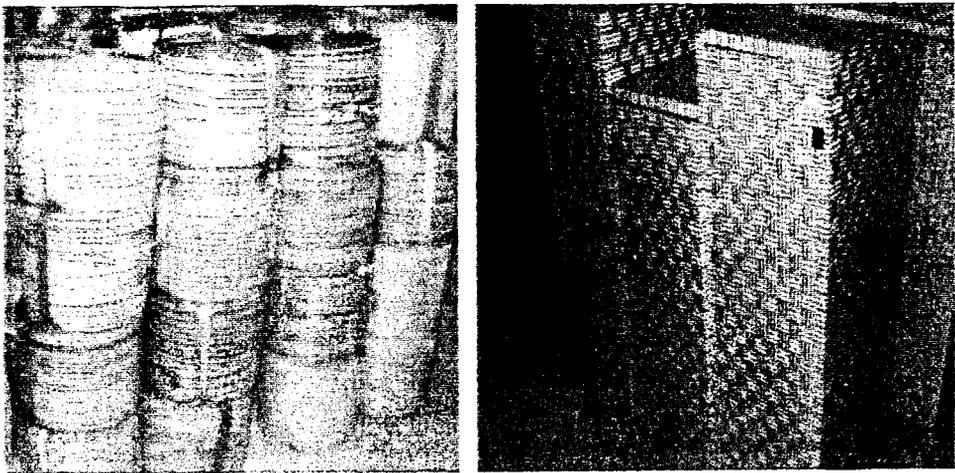


FIGURA 1.1 PRODUCTO FINAL

1.2 Alcance e Importancia del Proyecto

Debemos recalcar la importancia de este proyecto ya que induce a considerar en base a aporte, tres aspectos principales: en primer

lugar como desarrollo de nuevas técnicas y tecnología de la extrusión de plástico aplicada a un producto en particular, en segundo lugar como vía de ahorro de divisas de distintos sectores de la economía nacional, y finalmente como forma de desarrollo tecnológico del país.

Desde el punto de vista del desarrollo de nuevas técnicas y tecnología de la extrusión de plásticos en el presente trabajo lo hacemos incursionado en un método de extrusión muy poco utilizado en el medio como es el uso de quemadores a gas en lugar de las típicas resistencias eléctricas usadas para la fundición del plástico en el tubo extrusor, esta técnica permite obtener un ahorro significativo en los costos de producción, puesto que con el uso de resistencias eléctricas el consumo de energía es elevado y por ende un mayor pago de esta. Independiente del método a usarse para la producción del calor los resultados en la producción de la cinta son iguales.

Considerando el aspecto económico del proyecto, la consecuencia del mismo podría ser muy beneficioso en cuanto a que, siendo el costo de la mayoría de equipos, de cualquier índole, bastante elevado, tanto por su costo inherente como por los costos de importación y transportación que deben pagarse, la construcción de

equipos utilizando materia prima y mano de obra nacional como los de extrusión de plástico que no representan mayores requerimientos de tecnología para su fabricación, pueden lograr costos inferiores a los de sus equivalentes foráneos, inclusive teniendo que importar alguna parte del sistema, por ejemplo la unidad motriz, y el sistema de enfriamiento.

El último aspecto a considerar tiene que ver con el avance tecnológico que pueda lograr la industria metal-mecánica del país, la cual se encuentra en desventaja no tan solo con los países del primer mundo sino con algunos de nuestros vecinos andinos. Comenzar a diseñar y construir equipos como los de extrusión de plásticos podría ser el punto de partida para la concepción y consecución de proyectos más ambiciosos o cuando menos la optimización de los trabajos ya realizados.

1.3 Análisis del Problema

El problema que se plantea en esta tesis, es el de obtener un producto determinado, en nuestro caso cinta, a través de un proceso de extrusión, este problema tiene algunas restricciones que deben ser tomadas en cuenta antes de empezar a diseñar: tales



como las propiedades físicas, mecánicas y químicas de la materia prima; el tamaño del extrusor, debe ser prudente, dependiendo de la capacidad de producción; los materiales que empleemos para la fabricación deben ser comunes en el mercado local, en fin todas estas restricciones serán tomadas en cuenta para poder obtener un equipo de óptimas condiciones físicas y por ende técnicas.

Antes de empezar a diseñar el primer y más importante dato que debemos conocer es el volumen de producción que se desee obtener, de este dato dependerá absolutamente todo el diseño, como, la capacidad del equipo de extrusión, y directamente en el tamaño de sus elementos que lo componen, que más adelante los conoceremos con más detalle, su sistema de enfriamiento, en fin en cada uno de los elementos que intervienen directa e indirectamente en el proceso.

Los equipos para la presente línea de producción a diseñarse si bien lo estamos enfocando para la fabricación de cinta plástica, muy bien pueden ser utilizados para la elaboración de otro tipo de producto, lo que se deberá hacer es regular la velocidad del flujo, la materia prima y lo más importante la boquilla que es la que da el molde para el producto que deseemos sacar, entre los productos de muy buena

demanda en el mercado que podemos sacar, tenemos: manguera para riego, de diferentes diámetros.

1.4 Identificación de Necesidades

El proceso de diseño y fabricación de equipos mecánicos, nuestro caso en particular de un sistema de extrusión de plástico, es solucionado parcialmente en nuestro medio gracias al concurso de mano de obra no calificada. En una empresa con nivel de producción mediano a elevado, que es al nivel de empresa que pretendo llegar con este trabajo, esto se constituye en realidad en un gran inconveniente; debido a la falta de rapidez en el proceso de fabricación de los equipos, o en el proceso de producción, donde esta falta de rapidez es mas critica y cuesta mucho dinero.

Otro de los inconvenientes que se presenta con gran frecuencia, es la necesidad de optimizar al máximo los procesos de producción de una fábrica, este proceso tiene mayor aprovechamiento cuando ocupamos su máximo de capacidad disponible.

Este breve análisis exige el diseño de un equipo que tenga una alta capacidad de producción, sin descuidar la calidad de producción que



es lo más importante en esta era de globalización. Independiente del nivel de mercado que se pretenda atender.

1.5 Requerimientos a Satisfacer

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

El equipo extrusor será diseñado para trabajar y cumplir todos los requerimientos de un proceso de producción de esta índole, entre otros podemos mencionar que el equipo será capaz de producir una máxima transferencia de calor al plástico , y así lograr una optima y completa fundición de la materia prima. Cada uno de estos aspectos los estaremos revisando detalladamente y con la debida atención en el siguiente capitulo.

El sistema de extrusión deberá tener una capacidad de producción elevada de aproximadamente 40 a 50 Kg/hora. Esta capacidad de producción está directamente relacionada exclusivamente con la calidad de materia prima, ya que si se usa un material de mala calidad es decir de un grado 5 de reciclaje, la velocidad de rotación

estará en el orden de los 75 rpm. Pero si el material es de buena calidad es decir de un grado 2 o 1 de reciclaje la velocidad será más alta y está en el orden de los 90rpm.

Un requerimiento importante es la necesidad de un variado stock de repuestos, de manera que permita un rápido y fácil mantenimiento, así como la necesidad imperiosa de que la máquina pueda ser destinada al uso de personal especializado, para una producción eficiente y eficaz.

1.6 Alternativas de Solución

En el proceso de elaboración de productos plásticos por medio de extrusión se pueden usar algunas alternativas para el diseño, en este análisis nos centraremos exclusivamente en el método de calentamiento del tubo extrusor.

Basados en este punto nos enfocamos en dos alternativas, que son las más viables para el propósito de producción que se tiene. Son las siguientes: A través de resistencias eléctricas, y el uso de quemadores tubulares de gas.

El fin de usar una fuente de calor confiable y segura es con el único objetivo de lograr el derretimiento total del plástico que entra en forma de pellet al tubo extrusor, pues de la calidad de colada que se forme aquí, gracias al calor transmitido dependerá en gran parte los resultados del producto final.

En nuestro medio el uso de resistencias eléctricas como fuente de calor en el tubo extrusor es lo más común para el proceso de extrusión, este sistema consiste en unas abrazaderas metálicas de cobre, por ser un material altamente conductor de la electricidad, su principio de funcionamiento de estas resistencias eléctricas es que se oponen al paso de corriente eléctrica y aprovechando esto se las utiliza para la producción de calor por el conocido efecto de Joule. En la siguiente figura se puede apreciar la forma de estas resistencias. Tienen forma a manera de abrazaderas las cuales envuelven por completo el tubo extrusor y así logran calentar el tubo de una manera completa y lo mas importante uniforme.

El fin de usar una fuente de calor confiable y segura es con el único objetivo de lograr el derretimiento total del plástico que entra en forma de pellet al tubo extrusor, pues de la calidad de colada que se forme aquí, gracias al calor transmitido dependerá en gran parte los resultados del producto final.

En nuestro medio el uso de resistencias eléctricas como fuente de calor en el tubo extrusor es lo más común para el proceso de extrusión, este sistema consiste en unas abrazaderas metálicas de cobre, por ser un material altamente conductor de la electricidad, su principio de funcionamiento de estas resistencias eléctricas es que se oponen al paso de corriente eléctrica y aprovechando esto se las utiliza para la producción de calor por el conocido efecto de Joule. En la siguiente figura se puede apreciar la forma de estas resistencias. Tienen forma a manera de abrazaderas las cuales envuelven por completo el tubo extrusor y así logran calentar el tubo de una manera completa y lo mas importante uniforme.

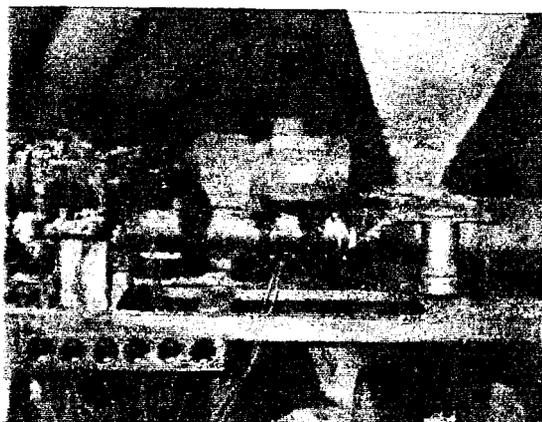


FIGURA 1.2 EXTRUSORA CON RESISTENCIAS ELECTRICAS

Otro método con el que se obtienen los mismos resultados de transferencia de calor y que es muy poco empleado, es el uso de quemadores tubulares de gas, colocados de la misma forma que se ilustra en la figura 1.3. De esta forma se suministra calor a través de la llama que sale de cada uno de estos quemadores, logrando así que la llama abarque la mayor cantidad de área del tubo, y esto se lo logra tratando que el tubo reciba la llama tangencialmente de igual manera como se lo ilustra en la figura. Es de mucha importancia colocar los quemadores de esta manera ya que en el supuesto caso de colocar un solo quemador en la parte inferior, del extrusor, si se obtendrá la temperatura deseada, pero existe un gran problema que muchos diseñadores no toman en cuenta y son los esfuerzos térmicos, que provocarán a la larga serios inconvenientes en la extrusora como pueden ser el pandeo del tornillo o del tubo y por

ende el atascamiento de estos, impidiendo la rotación del tornillo. Cabe recalcar que estos daños serán irreversibles.

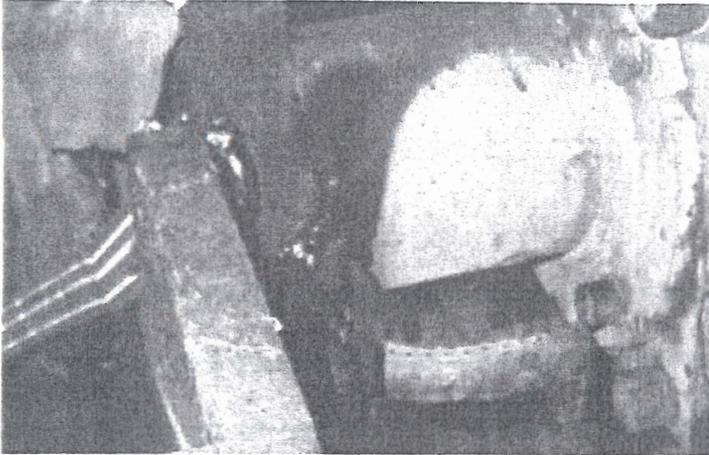


FIGURA 1.3 EXTRUSORA CON QUEMADORES A GAS

1.7 Selección del Sistema Óptimo

Los sistemas de extrusión de plástico pueden ser simples y envolver solamente unos pocos equipos básicos; o bien podría ser dificultosas las operaciones y envolver equipo complejo y automatizado. La selección correcta del equipo a utilizar en un proceso de producción es una decisión de compromiso entre muchos factores. Los principales factores de influencia en la selección son: requerimientos técnicos, seguridad requerida para la labor, el efecto sobre la productividad y el costo.

Desde el punto de vista de requerimientos técnicos con los dos sistemas se obtiene los mismos resultados en cuanto a una adecuada transferencia de calor hacia el pellet que está siendo transportado dentro del tubo extrusor. Ya que con ambos sistemas se logra una temperatura media de 160°C que es suficiente para lograr una completa fundición del plástico.

Desde el punto de vista de seguridad para la labor en ambos casos existen precauciones que se deberán tomar para evitar cualquier tipo de catástrofe. Si es el uso de resistencias eléctricas se deberá revisar que las conexiones eléctricas estén completamente bien aisladas, de igual manera se debe tener en cuenta un aumento de voltaje o sobre carga del sistema, esto se lo hace conectando debidamente a breakers. De igual manera para mas seguridad se deberá proveer de un tablero de control para las resistencias en el cual podemos controlar, voltaje, temperaturas, por medio de termostatos, y por supuesto contar con un respectivo breaker para cada una de las resistencias.

Si se lo hace con el uso de quemadores de gas, se puede apreciar a simple vista que el peligro es eminente, pero se lo puede controlar con iguales cuidados y precauciones que el anterior, se deberá

chequear continuamente que no exista fugas en el sistema de tuberías, los cilindros colocarlos a una distancia prudente de la extrusora, de ser posible en un cuarto aislado debidamente ventilado naturalmente. De esta forma logramos que con los dos sistemas propuestos se pueda trabajar sin mayor peligro.

El último punto a analizar el efecto sobre la productividad y el costo, dentro del punto de productividad, como se mencionó anteriormente en ambos casos se logra los mismos resultados de producción de calor, esto implica directamente en la velocidad de transportación del tornillo sin fin, si fuera cualquiera de ellos menos eficiente, obviamente se deberá disminuir la velocidad de avance del plástico dentro del tubo y finalmente obtendremos una menor capacidad de producción. Esto no se da, así que ambos sistemas son igualmente productivos.

Desde el punto de vista de costos de producción el uso de resistencias eléctricas representa un gran gasto, que es uno de los principales inconvenientes en la mayoría de las empresas de nuestro país. Ya que el costo del kilovatio hora para el sector industrial es muy elevado, mucho más considerando que deberán estar en

funcionamiento prácticamente las 24 horas del día, a su máxima capacidad.

Por otro lado el uso de quemadores de gas, un método muy poco usado en nuestro medio para este tipo de aplicaciones industriales, como el de fuente de calor en un proceso tan importante para la manufactura del plástico como lo es la extrusión, desde el punto de vista de costos de producción parecería más conveniente por lo económico y duradero de un cilindro de gas.

Para hacer una comparación desde el punto de vista de costos de producción de estos dos sistemas tuve la oportunidad de visitar una empresa donde se dedicaba a la fabricación de este tipo de producto, en donde al comienzo se trabajaba con resistencias eléctricas como fuente de calor obteniéndose muy buenos resultados como era de esperárselo de un método tan común en la extrusión de plástico. Pero tenían un gran inconveniente y no necesariamente técnico, este problema era el excesivo consumo de energía eléctrica, pues para este sistema usaban seis resistencias eléctricas de 1000 W a 220V. Que le generaba a la empresa gastos excesivos por concepto de energía eléctrica de aproximadamente \$1000 solamente

para el sistema de extrusión que aparte de las resistencias constan los motores eléctricos necesarios para la rotación del tornillo.

Para tratar de dar una solución a este problema se idearon un nuevo y novedoso sistema que fue el que será de análisis en esta tesis, el uso de quemadores tubulares de gas a lo largo del tubo extrusor. Una vez que se hizo la adaptación de estas a la extrusora; en las primeras pruebas se obtuvo muy buenos resultados en lo que respecta a la parte térmica que es la mas importante en este proceso, se logro alcanzar la temperatura requerida dentro del tubo extrusor que es de 160° para lograr un completa fundición del plástico, y lo mas importante manteniendo la misma capacidad y velocidad de extrusión que las resistencias eléctricas. De esta manera se redujo sustancialmente el consumo de energía eléctrica y por ende el pago de la misma en aproximadamente 45%. Mas no se puede ya que igualmente la extrusora requiere de motores y las resistencias eléctricas para el tubo extrusor secundario.

Luego de este breve análisis, deducimos que el sistema de quemadores tubulares a gas, para un nivel de producción medio y

alto, resulta el más conveniente, ya que logramos con este un mayor costo beneficio en el proceso de producción, que es el factor más predominante en cualquier empresa, de esta manera se obtiene una mayor rentabilidad en la producción del producto en mención.

CAPITULO 2

2. ANÁLISIS Y DESCRIPCIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN.

2.1 Propiedades y Clasificación de los Plásticos

En la siguiente parte del trabajo he tratado de exponer la mayor cantidad de información referente a los plásticos, pero con una profundidad moderada lo más cercana posible al nivel de instrucción al que el trabajo corresponde. Hubo varias especificaciones que fueron omitidas debido a su naturaleza avanzada, ajena a la temática del trabajo, cuya finalidad es más bien explicativa, e intenta afrontar el tema abordándolo de la manera más sencilla y abarcativa posible. Así, gran número de

especificaciones técnicas y detalles de procesos industriales han sido pasados por alto, con el afán de conseguir un desarrollo más sencillo desde el punto de vista interpretativo, y un enfoque conceptual y práctico del tema.

Concepto de Plásticos

El vocablo plástico deriva del griego plastikos, que se traduce como moldeable. Los polímeros, las moléculas básicas de los plásticos, se hallan presentes en estado natural en algunas sustancias vegetales y animales como el caucho, la madera y el cuero, si bien en el ámbito de la moderna tecnología de los materiales tales compuestos no suelen encuadrarse en el grupo de los plásticos, que se reduce preferentemente a preparados sintéticos.

El término Plástico, en su significación mas general, se aplica a las sustancias de distintas estructuras y naturalezas que carecen de un punto fijo de ebullición y poseen durante un intervalo de temperaturas propiedades de elasticidad y flexibilidad que permiten moldearlas y adaptarlas a diferentes formas y aplicaciones. Sin embargo, en sentido restringido,

denota ciertos tipos de materiales sintéticos obtenidos mediante fenómenos de polimerización o multiplicación artificial de los átomos de carbono en las largas cadenas moleculares de compuestos orgánicos derivados del petróleo y otras sustancias naturales.

La definición enciclopédica de plásticos reza lo siguiente:

Materiales poliméricos orgánicos (los compuestos por moléculas orgánicas gigantes) que son plásticos, es decir, que pueden deformarse hasta conseguir una forma deseada por medio de extrusión, moldeo o hilado. Las moléculas pueden ser de origen natural, por ejemplo la celulosa, la cera y el caucho (hule) natural, o sintéticas, como el polietileno y el nylon. Los materiales empleados en su fabricación son resinas en forma de bolitas o polvo o en disolución. Con estos materiales se fabrican los plásticos terminados.

Origen e Historia del Plástico

El primer plástico se origina como resultado de un concurso realizado en 1860, cuando el fabricante estadounidense de bolas de billar Phelan and Collander ofreció una recompensa de

10.000 dólares a quien consiguiera un sustituto aceptable del marfil natural, destinado a la fabricación de bolas de billar. Una de las personas que compitieron fue el inventor norteamericano Wesley Hyatt, quien desarrolló un método de procesamiento a presión de la piroxilina, un nitrato de celulosa tratado previamente con alcanfor y una cantidad mínima de disolvente de alcohol. Si bien Hyatt no ganó el premio, su producto, patentado con el nombre de celuloide, se utilizó para fabricar diferentes objetos tales como mango de cuchillos, armazones de lentes y película cinematográfica sin éste, no hubiera podido iniciarse la industria cinematográfica a fines del siglo XIX. Este puede ser ablandado repetidamente y moldeado de nuevo mediante calor, por lo que recibe el calificativo de termoplástico.

En 1909 el químico norteamericano de origen belga Leo Hendrik Baekeland (1863-1944) sintetizó un polímero de interés comercial, a partir de moléculas de fenol y formaldehído. Este producto podía moldearse a medida que se formaba y resultaba duro al solidificar. No conducía la electricidad, era resistente al agua y los disolventes, pero fácilmente mecanizable. Se lo bautizó con el nombre de baquelita (o bakelita), el primer plástico totalmente sintético de la historia. Baekeland nunca

supo que, en realidad, lo que había sintetizado era lo que hoy conocemos con el nombre de copolímero.



CIB-ESP

Otra cosa que Baekeland desconocía es que el alto grado de entrecruzamiento de la estructura molecular de la baquelita le confiere la propiedad de ser un plástico termoc estable, es decir que puede moldearse apenas concluida su preparación. En otras palabras, una vez que se enfría la baquelita no puede volver a ablandarse. Esto la diferencia de los polímeros termoplásticos, que pueden fundirse y moldearse varias veces, debido a que las cadenas pueden ser lineales o ramificadas pero no presentan entrecruzamiento. Entre los productos desarrollados durante este periodo están los polímeros naturales alterados, como el rayón, fabricado a partir de productos de celulosa.



Los resultados alcanzados por los primeros plásticos incentivaron a los químicos y a la industria a buscar otras moléculas sencillas que pudieran enlazarse para crear polímeros. En la década del 30, químicos ingleses descubrieron que el gas etileno polimerizaba bajo la acción del calor y la presión, formando un termoplástico al que llamaron polietileno



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

(PE). Hacia los años 50 aparece el polipropileno (PP). Al reemplazar en el etileno un átomo de hidrógeno por uno de cloruro se produjo el cloruro de polivinilo (PVC), un plástico duro y resistente al fuego, especialmente adecuado para cañerías de todo tipo. Al agregarles diversos aditivos se logra un material más blando, sustitutivo del caucho, comúnmente usado para ropa impermeable, manteles, cortinas y juguetes. Un plástico parecido al PVC es el politetrafluoretileno (PTFE), conocido popularmente como teflón y usado para rodillos y sartenes antiadherentes.

Otro de los plásticos desarrollados en los años 30 en Alemania fue el poliestireno (PS), un material muy transparente comúnmente utilizado para vasos, potes y hueveras. El poliestireno expandido (EPS), una espuma blanca y rígida, es usado básicamente para embalaje y aislante térmico. También en los años 30 se crea la primera fibra artificial, el nylon. Su descubridor fue el químico Wallace Carothers, que trabajaba para la empresa Dupont. Descubrió que dos sustancias químicas como el hexametildiamina y ácido adípico, formaban polímeros que bombeados a través de agujeros y estirados formaban hilos que podían tejerse. Su primer uso fue la

fabricación de paracaídas para las fuerzas armadas estadounidenses durante la Segunda Guerra Mundial, extendiéndose rápidamente a la industria textil en la fabricación de medias y otros tejidos combinados con algodón o lana. Al nylon le siguieron otras fibras sintéticas como por ejemplo el orlón y el acrilán.

Durante los años de la posguerra se mantuvo el elevado ritmo de los descubrimientos y desarrollos de la industria de los plásticos. Tuvieron especial interés los avances en plásticos técnicos, como los policarbonatos, los acetatos y las poliamidas. Se utilizaron otros materiales sintéticos en lugar de los metales en componentes para maquinaria, cascos de seguridad, aparatos sometidos a altas temperaturas y muchos otros productos empleados en lugares con condiciones ambientales extremas. En 1953, el químico alemán Karl Ziegler desarrolló el polietileno, y en 1954 el italiano Giulio Natta desarrolló el polipropileno, que son los dos plásticos más utilizados en la actualidad. En 1963, estos dos científicos compartieron el Premio Nobel de Química por sus estudios acerca de los polímeros.

En la presente década, principalmente en lo que tiene que ver con el envasado en botellas y frascos, se ha desarrollado vertiginosamente el uso del tereftalato de polietileno (PET), material que viene desplazando al vidrio y al PVC en el mercado de envases.

Características Generales de los Plásticos

Los plásticos se caracterizan por una relación resistencia / densidad alta, unas propiedades excelentes para el aislamiento térmico y eléctrico y una buena resistencia a los ácidos, álcalis y disolventes. Las enormes moléculas de las que están compuestos pueden ser lineales, ramificadas o entrecruzadas, dependiendo del tipo de plástico. Las moléculas lineales y ramificadas son termoplásticas (se ablandan con el calor), mientras que las entrecruzadas son termoendurecibles (se endurecen con el calor).

Propiedades Mecánicas

Hablamos mucho de polímeros "resistentes" (o "fuertes"), "duros", y hasta "dúctiles". La resistencia, la dureza y la ductilidad son propiedades mecánicas. ¿Pero qué significan en realidad estas palabras? ¿Cómo podemos determinar lo



"resistente" que es un polímero? ¿Qué diferencia existe entre un polímero "resistente" y un polímero "duro"?

Resistencia

La resistencia es una propiedad mecánica que se podría relacionar acertadamente. Existen varios tipos de resistencia. Está la resistencia a la tensión. La resistencia a la tensión es importante para un material que va a ser extendido o va a estar bajo tensión. Las fibras necesitan tener buena resistencia a la tensión.

Luego está la resistencia a la compresión. El concreto es un ejemplo de material con buena resistencia a la compresión. Cualquier cosa que deba soportar un peso encima, debe poseer buena resistencia a la compresión.

También está la resistencia a la flexión. Existen otras clases de resistencia de las que podríamos hablar. Un polímero tiene resistencia a la torsión si es resistente cuando es puesto bajo torsión. También está la resistencia al impacto. Una muestra tiene resistencia al impacto si es fuerte cuando se la golpea agudamente de repente, como con un martillo.

Pero qué significa ser resistente, tenemos una definición bien precisa. Emplearemos la resistencia a la tensión para ilustrarlo. Para medir la resistencia a la tensión de una muestra polimérica, tomamos la muestra y tratamos de estirarla tal como se muestra en la figura de arriba. Generalmente la estiramos con una máquina llamada máquina de ensayos de tensión - compresión. Esta máquina simplemente sujeta cada extremo de la muestra y luego procede a estirarla. Mientras dura el estiramiento de la muestra, va midiendo la fuerza (F) que está ejerciendo. Cuando conocemos la fuerza que se está ejerciendo sobre la muestra, dividimos ese número por el área (A) de la muestra. El resultado es la tensión que está experimentando la muestra.

$$\frac{F}{A} = \text{Esfuerzo}$$

Luego, usando nuestra máquina, seguimos incrementando la fuerza, y obviamente la tensión, sobre la muestra hasta que ésta se rompe. La tensión requerida para romper la muestra representa la resistencia a la tensión del material.

Así mismo, podemos imaginar ensayos similares para medir la resistencia a la compresión o a la flexión. En todos los casos, la resistencia es la tensión necesaria para romper la muestra. Las propiedades mecánicas de un polímero no se remiten exclusivamente a conocer cuán resistente es. La resistencia nos indica cuánta tensión se necesita para romper algo. Pero no nos dice nada de lo que ocurre con la muestra mientras estamos tratando de romperla. Ahí es donde corresponde estudiar el comportamiento de elongación de la muestra polimérica. La elongación es un tipo de deformación. La deformación es simplemente el cambio en la forma que experimenta cualquier cosa bajo tensión. Cuando hablamos de tensión, la muestra se deforma por estiramiento, volviéndose más larga. Obviamente llamamos a esto elongación.

$$\frac{L}{L_0} \times 100 = \% \text{ elongación}$$

Por lo general, hablamos de porcentaje de elongación, que es el largo de la muestra después del estiramiento (L), dividido por el largo original (L_0), y multiplicado por 100.

Existen muchas cosas relacionadas con la elongación, que dependen del tipo de material que se está estudiando. Dos mediciones importantes son la elongación final y la elongación elástica.

La elongación final es crucial para todo tipo de material. Representa cuánto puede ser estirada una muestra antes de que se rompa. La elongación elástica es el porcentaje de elongación al que se puede llegar, sin una deformación permanente de la muestra. Es decir, cuánto puede estirársela, logrando que ésta vuelva a su longitud original luego de suspender la tensión.

Los elastómeros deben exhibir una alta elongación elástica. Pero para algunos otros tipos de materiales, como los plásticos, por lo general es mejor que no se estiren o deformen tan fácilmente. Si queremos conocer cuánto un material resiste la deformación, medimos algo llamado módulo. Para medir el módulo de tensión lo mismo que para medir la resistencia y la elongación final. Esta vez medimos la resistencia que estamos ejerciendo sobre el material, tal como procedimos con la resistencia a la tensión incrementamos lentamente la tensión y

medimos la elongación que experimenta la muestra en cada nivel de tensión, hasta que finalmente se rompe. Luego graficamos la tensión versus elongación, de este modo:

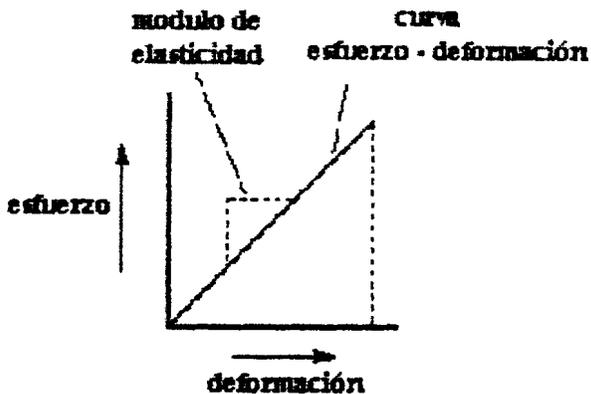


FIGURA 2.1 CURVA TENSIÓN Vs. ELONGACIÓN

Este gráfico se denomina curva de tensión-estiramiento. (Estiramiento es todo tipo de deformación, incluyendo la elongación. Elongación es el término que usamos cuando hablamos específicamente de tensión). La altura de la curva cuando la muestra se rompe, representa obviamente la resistencia a la tensión, y la pendiente representa el módulo de tensión. Si la pendiente es pronunciada, la muestra tiene un alto módulo de tensión, lo cual significa que es resistente a la deformación. Si es suave puede ser deformada con facilidad.

El módulo se mide calculando la tensión y dividiéndola por la elongación. Pero dado que la elongación es adimensional, no tiene unidades por cual dividirías. Por lo tanto el módulo es expresado en las mismas unidades que la resistencia, es decir, en N/cm^2 .

Dureza

El gráfico de tensión versus estiramiento puede darnos otra valiosa información. Si se mide el área bajo la curva tensión-estiramiento, coloreada de rojo en la figura de abajo, el número que se obtiene es algo llamado dureza.

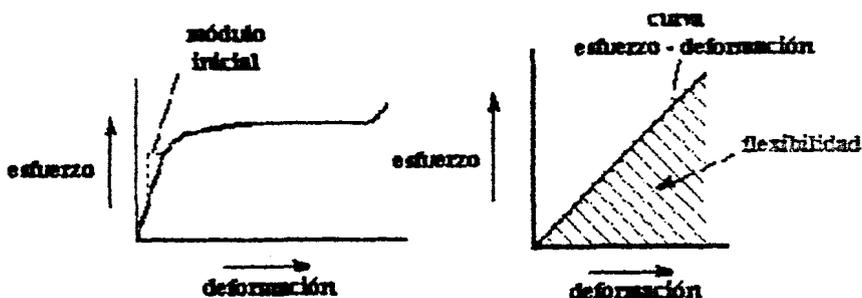


FIGURA 2.2. CURVA TENSIÓN Vs. ESTIRAMIENTO. AREA BAJO LA CURVA REPRESENTA LA DUREZA.

La dureza es en realidad, una medida de la energía que una muestra puede absorber antes de que se rompa. Si la altura del



triángulo del gráfico es la resistencia y la base de ese triángulo es el estiramiento, entonces el área es proporcional a resistencia por estiramiento. Dado que la resistencia es proporcional a la fuerza necesaria para romper la muestra y el estiramiento es medido en unidades de distancia (la distancia que la muestra es estirada), entonces resistencia por estiramiento es proporcional a fuerza por distancia, y según recordamos de la física, fuerza por distancia es energía.

$$\text{Resistencia x Estiramiento} \sim \text{Fuerza x Distancia} = \text{Energía}$$

La diferencia entre dureza y resistencia radica en que la resistencia nos dice cuánta fuerza es necesaria para romper una muestra, y la resistencia nos dice cuánta energía hace falta para romper una muestra.

Concepto y Clasificación de los Polímeros

Un polímero (del griego poly, muchos; meros, parte, segmento) es una sustancia cuyas moléculas son, por lo menos aproximadamente, múltiplos de unidades de peso molecular bajo. La unidad de bajo peso molecular es el monómero. Si el

polímero es rigurosamente uniforme en peso molecular y estructura molecular, su grado de polimerización es indicado por un numeral griego, según el número de unidades de monómero que contiene; así, hablamos de dímeros, trímeros, tetrámero, pentámero y sucesivos. El término polímero designa una combinación de un número no especificado de unidades. Lo que distingue a los polímeros de los materiales constituidos por moléculas de tamaño normal son sus propiedades mecánicas. En general, los polímeros tienen una muy buena resistencia mecánica debido a que las grandes cadenas poliméricas se atraen. Las fuerzas de atracción intermoleculares dependen de la composición química del polímero y pueden ser de varias clases. Las más comunes, denominadas Fuerzas de Van der Waals.

Tipos de Polímeros Más Comunes

El consumo de polímeros o plásticos ha aumentado en los últimos años. Estos petroquímicos han sustituido parcial y a veces totalmente a muchos materiales naturales como la madera, el algodón, el papel, la lana, la piel, el acero y el cemento. Los factores que han favorecido el mercado de los plásticos son los precios competitivos y a veces inferiores a los



de los productos naturales, y el hecho de que el petróleo ofrece una mayor disponibilidad de materiales sintéticos que otras fuentes naturales.

Veamos en qué forma los polímeros derivados del petróleo constituyen una parte muy importante de nuestra vida. Los encontramos en nuestros alimentos, medicinas, vestidos, calzado, casas, edificios, escuelas, oficinas, campos, fábricas y en todos los vehículos usados como medios de transporte. En la presente tabla podemos observar los tipos de polímeros sus respectivas propiedades y sus principales usos, cabe recalcar que los termoplásticos representan el 78 – 80 % de consumo total, y es al que pertenece la materia prima que usamos para la producción de la cinta, específicamente de baja densidad.

TABLA 1

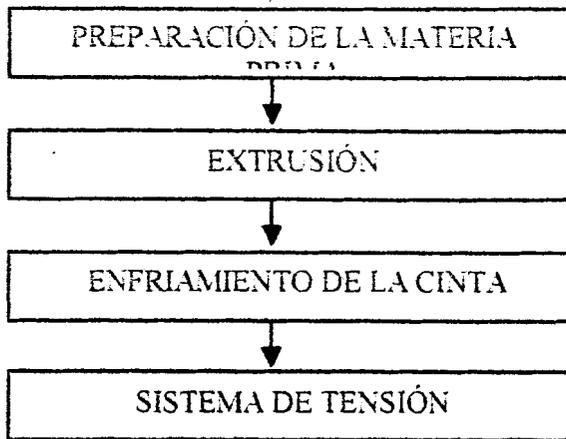
CLASIFICACION DE POLIMEROS, PROPIEDADES Y USOS.

TERMOPLÁSTICOS		
TIPOS	PROPIEDADES	USOS
Poliétileno de alta densidad (HDPE)	Denso, pesado y muy resistente.	Envases de alimentos o líquidos, bolsas, carcasas de electrodomésticos, juguetes, engranajes y tuberías.
Poliétileno de baja densidad (LDPE)	Ligero y flexible.	Bolsas y envoltorios, juguetes y artículos de menaje.
Policloruro de vinilo (PVC)	Duro y tenaz, impermeable, poco inflamable y resistente a la corrosión.	Construcción, tuberías y válvulas, películas impermeables, recubrimiento de cables.
Polipropileno (PP)	Bastante rígido, resistente a esfuerzos y a la acción de productos químicos y buen aislante.	Piezas industriales, componentes eléctricos y electrónicos, envases y menaje de cocina, cascos, papelería, juguetes, fibras para tapicerías, alfombras, moquetas y cuerdas.
Poliestireno (PS)	Bastante rígido, aunque con resistencia mecánica moderada.	Envases de alimentos, carcasas de electrodomésticos, aislante acústico y térmico, embalajes, juguetes.
Poliétertereftalato (PET)	Rígido y tenaz, resistente a la corrosión y a la acción de productos químicos.	Envases de alimentos, botellas, fibras textiles (dacrón), base para cintas magnéticas (mylar).
Polimetacrilato de metilo (PMMA)	Transparente, rígido, no muy duro y con buenas propiedades mecánicas.	Se usa como sustituto del vidrio en artículos domésticos, decoración, envases, faros, etc.
Poliámidas (PA)	Resistente al desgaste y a la acción de productos químicos.	Recubrimientos, rodamientos, fibras textiles (nylon).
Policarbonato (PC)	Tenaz y resistente a los golpes.	Chasis de máquinas, cascos y revestimientos.
Poli tetrafluoretileno (PTFE), teflón	Buen aislante térmico y eléctrico, resistente a la corrosión.	Industria eléctrica y electrónica (revestimiento de cables), recubrimientos en general.
TERMOESTABLES		
Resinas fenólicas (baquelita)	Duras, resistentes al calor y a los productos químicos, buenos aislantes.	Industria eléctrica y electrónica, laminados, recubrimientos, menaje de cocina, adhesivos.
Melamina	Resistente a la corrosión y a los agentes químicos, poco inflamable.	Laminados y recubrimientos de muebles (formica), industria eléctrica, adhesivos y barnices.

Resinas epoxi	Tenaces con elevada resistencia al impacto.	Encapsulados de componentes electrónicos, matrices de materiales compuestos, adhesivos, pinturas y barnices.
ELASTÓMEROS		
Caucho natural	Resistente al desgaste y al impacto, buen aislante eléctrico.	Neumáticos, juntas, tacones y suelas de zapatos.
Polibutadieno (BR)	Resistente a las bajas temperaturas y al desgaste.	Neumáticos.
Policloropreno (CR)	Resistente al calor y a los esfuerzos mecánicos.	Cintas transportadoras, manqueras, cables, trajes de submarinista.
Polisiloxano (SI)	Ligero, alta resistencia mecánica y resistente al desgaste, buen aislante.	Materiales aislantes eléctricos y térmicos, prótesis, adhesivos.

2.2 DESCRIPCION DEL PROCESO

El proceso de fabricación de cinta plástica se divide en cuatro pasos, todos de igual importancia, y dependientes entre sí, ya que si uno de estos llegase a fallar, los resultados que se conseguirán no serán los óptimos para un producto de buena calidad. A continuación se detalla en un diagrama de bloques el proceso de producción en orden de elaboración del producto:



2.2.1 Preparación de la Materia Prima.

El proceso de la preparación de la materia prima depende de un aspecto muy importante como es, el grado de reciclaje del plástico si la materia prima a usarse en el proceso es virgen, o proveniente de productos reciclados, si el caso fuese el primero, donde la materia prima es virgen, este material ya viene en forma de pellet es decir en forma de pequeños tubos y listo para ser introducido a la extrusora, pues no necesita aditivo ni químico alguno, la única diferencia de usar un material virgen es que se fundirá a un poco de menor temperatura, debido a que este material carece de impurezas. Es importante mencionar que la materia

prima debe ser un plástico de baja densidad. Podemos observar con mas claridad este material en la siguiente figura.

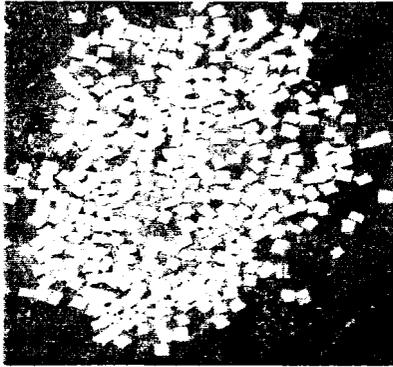


FIGURA 2.3 PLASTICO EN FORMA DE PELLET

Si la materia prima no es virgen es decir es el resultado de productos reciclados, estos productos deberán pasar previamente por una maquina denominada aglutinadora, que se encarga de moler estos productos y transformarlos en pequeñas partículas de plástico, listas para ser introducidas a la extrusora, de la misma forma que con el uso de materiales vírgenes, estos productos no necesitan de aditivo alguno, pero la diferencia de usar este tipo de material como materia prima es que su punto de fusión es algo mas elevado, ya que contiene algunas impurezas y por lo regular son provenientes de plásticos de diferentes propiedades físicas y químicas; pero de

igual manera se obtienen muy buenos resultados en las propiedades finales de la cinta. Podemos observar este material con mayor claridad en la figura siguiente.



**FIGURA 2.4 PLASTICO LUEGO DE PROCESO DE
AGLUTINADO**

Cabe recalcar que el diseño o detalles mecánicos y físicos del equipo requerido para la preparación de la materia prima, como son una peletizadora o una aglutinadora no será de análisis en este proyecto de tesis.

La materia prima que se usa para la pigmentación de la cinta, es de origen virgen, es decir no proviene del reciclaje. Este pigmento sirve para darle a la cinta el color final con el que saldrá luego del proceso de

extrusión, se lo introduce en un extrusor secundario mucho mas pequeño que el principal, calentado con resistencias eléctricas. Esta colada de color es inyectada a la colada principal por medio de tres pequeños difusores antes de pasar por el dado que es la parte final del tubo extrusor, es así como se da a la cinta las líneas de color que se observo en la primer figura. Este pigmento lo podemos observar en la figura siguiente.

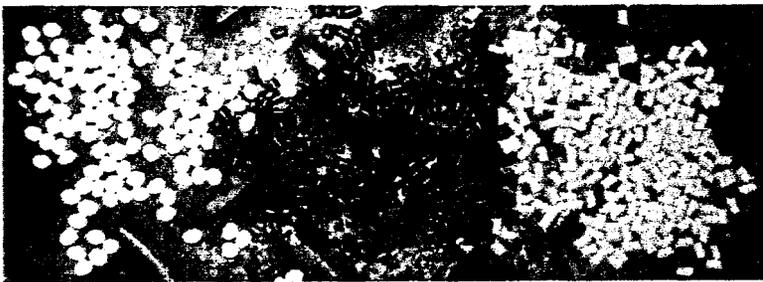


FIGURA 2.5 PIGMENTO PARA DARLE COLOR A LA CINTA

2.2.2 Extrusión del Plástico.

Esta es la etapa donde empieza todo el proceso de producción, además de la de mayor importancia; aquí es donde se produce la fundición del plástico para convertirlo en una colada que será transportada por el tubo extrusor al mismo tiempo que gana la mayor



cantidad de calor proveniente de la fuente de calor del extrusor, la temperatura mínima a la que deberá estar el tubo es de 160°C que es la temperatura a la que funde el plástico. Para nuestro caso en particular el calor será proveído por quemadores tubulares ubicados estratégicamente a lo largo del tubo para garantizar una correcta y uniforme transferencia de calor y así evitar que los esfuerzos térmicos en el tubo y el tornillo sean altos. Existirán dos grupos de quemadores, los quemadores ubicados al comienzo del tubo proporcionarán poco calor tratando de alcanzar una temperatura de entre 80 y 100°C. Los quemadores de la parte final serán los que proporcionarán la mayor cantidad de calor, aquí si llegando a la temperatura requerida para la fundición total del plástico, que es de 160 a 170°C.

Esta colada es transportada por el mismo tornillo hasta llegar a una parte antes del fin del tubo que es un filtro de malla metálica que atrapa cualquier impureza por lo regular metálica que pueda tener la colada para que ingrese al dado que esta ubicado en la parte final del

tubo extrusor y el que da la forma a la colada, en este caso será de cinta, pero también podría ser manguera por citar un ejemplo.

Antes de salir de esta etapa hay un segundo tornillo extrusor pequeño, ubicado sobre la cámara de derretimiento y calentado a través de resistencia eléctrica, este tornillo tiene el mismo principio de funcionamiento que el extrusor principal, la función de este segundo tubo extrusor es que aquí se coloca un plástico de un solo color predeterminado el mismo que de la misma forma es transformado en colada para ser inyectado por unos pequeños difusores a la cinta que esta saliendo por el tubo extrusor principal, y así darle el matiz de color a la cinta que se desee.

En las siguiente imagen podemos apreciar con claridad desde dos ángulos diferentes el equipo que realizará el trabajo de extruir el plástico, en la primera imagen podemos observar al fondo la tolva principal de abastecimiento de material, de igual manera apreciamos la denominada cámara de derretimiento dentro de la

misma se encuentra el tubo extrusor con los respectivos quemadores a gas. Así mismo se puede observar la toiva de abastecimiento para el extrusor secundario, por donde ingresará el pigmento. Esta es una imagen parcial del equipo, ya que en esta no podemos apreciar el sistema motriz del equipo, como tampoco se observa con claridad el bastidor donde va montado el equipo.



FIGURA 2.8 EXTRUSORA (VISTA LATERAL)

En la segunda imagen observamos la parte final del tubo extrusor que es el dado, por aquí sale la cinta ya formada, lista para ser pasada por el siguiente proceso que es el de enfriamiento.



FIGURA 2.7 EXTRUSORA (VISTA FRONTAL)

2.2.3 Sistema de Enfriamiento de la Cinta.

Una vez que la cinta sale del proceso de extrusión es pasada por una tina de agua con el propósito de enfriarla ya que la cinta sale del proceso de extrusión a una temperatura aproximada de 140°C así mismo con muy poca consistencia, prácticamente es una colada, y al hacerla pasar por esta agua la cinta obtendrá una consistencia mas sólida.

En el momento que la cinta sale de la extrusora se la somete a un pequeño chorro de agua a una temperatura ambiente, el cual se lo puede regular con la ayuda de una válvula, de este chorro de agua dependerá el ancho y

espesor de la cinta, a un mayor flujo de agua se obtendrá una mayor anchura de la cinta, por lo contrario a un menor flujo de agua la cinta saldrá mucho mas angosta, pero de mayor espesor. Esto se lo tendrá que calibrar dependiendo el calibre de cinta que queramos obtener. El ancho de cinta varia según el flujo de agua en un rango de entre 7cm. en el máximo flujo a 2.5cm. con el menor flujo de agua.

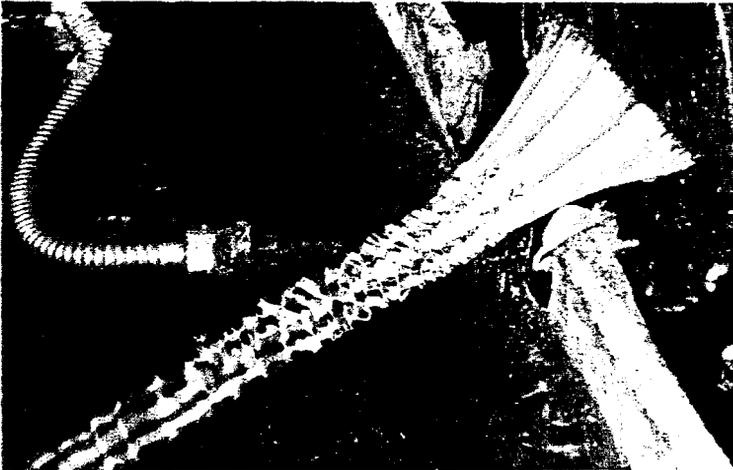


FIGURA 2.8 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO (PARTE INICIAL)

Se debe tener mucho cuidado con la temperatura de esta agua ya que por libre transferencia de calor el agua tiende a calentarse por el hecho de pasar esta cinta a tan alta temperatura por esta tina de agua, para esto se debe disponer de un sistema que haga recircular

constantemente el agua y así mantenerla a temperaturas aptas para el proceso. Porque decimos que se debe tener especial cuidado con la temperatura del agua de enfriamiento, pues bien si esta agua la tratamos de mantener en un rango de entre 15 a 25 grados centígrados ocurriría un impacto térmico muy fuerte en la cinta ya que como dijimos anteriormente esta cinta entra a la tina a una temperatura de alrededor de 150°C y recibir esta agua tan fría provocaría una cristalización del polímero y como consecuencia una fragilización de la cinta lo que la hará completamente quebradiza.

Por otro lado si no se hace una constante renovación del agua, esta se calentara y alcanzara una temperatura muy elevada, y como consecuencia de esta temperatura no se lograra extraer el calor suficiente a la cinta. Por experiencia de los fabricantes de esta cinta que recomiendan hacer una constante renovación y recirculación del agua para mantener el agua en un rango de temperatura de entre 40 y 50°C.

En esta imagen observamos el sistema completo de enfriamiento de la cinta, enfocándonos un poco más en lo que es la tina en sí, ya que la parte inicial del enfriamiento ya lo observamos en la figura anterior. El agua de la tina tiene un sistema adicional de bombeo y control de nivel del agua.

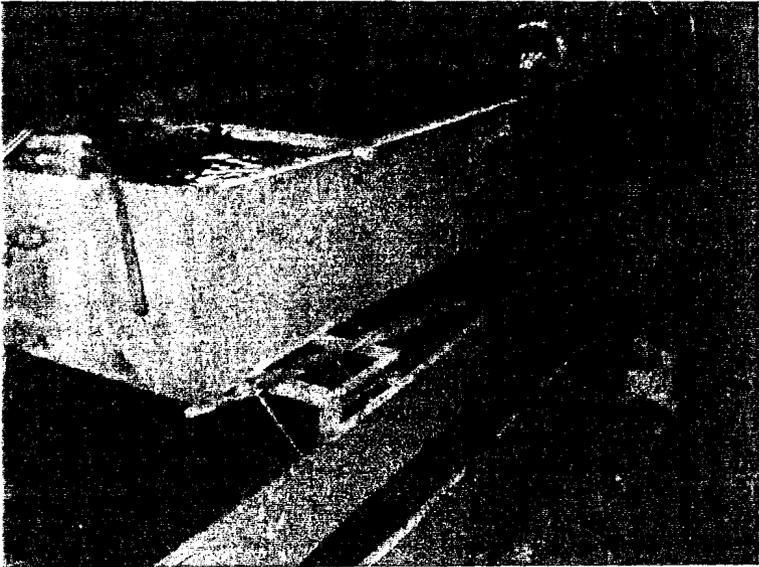


FIGURA 2.9 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO (VISTA COMPLETA)

2.2.4 Sistema de Tensión.

Desde el preciso momento que la cinta sale del proceso de extrusión esta necesita de una fuerza de tensión para

ser tensionada y poder seguir con las etapas de fabricación subsiguientes, que es el de hacerla pasar por la etapa de enfriamiento y formación de la cinta. Se debe tener especial cuidado con esta fuerza de tensión ya que esta directamente relacionada con la velocidad que la cinta será transportada por el sistema de enfriamiento, de ser una velocidad demasiado alta no conseguiremos sacarle la mayor cantidad de calor a la cinta, y obtendremos una cinta muy angosta; de lo contrario de hacerlo demasiado lento provocaremos una acumulación de colada en el dado del tubo extrusor y por ende disminuirémos la capacidad de producción.

Este equipo para el sistema de tensión de la cinta se lo puede observar con mucha claridad en la siguiente imagen.

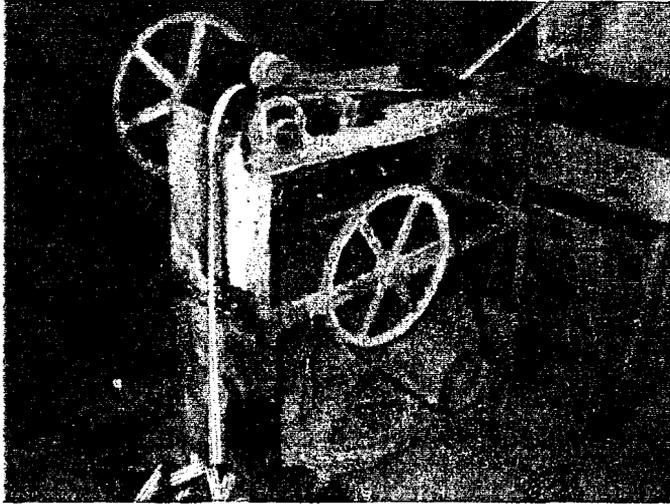


FIGURA 2.10 SISTEMA DE TENSIÓN

2.3 Factores que Influyen en el Proceso.

Durante el proceso de producción existen algunos factores que hay que tener muy en cuenta durante la fabricación de la cinta, ya que si uno de estos factores llegase a fallar, el producto final perderá algunas de sus propiedades físicas y mecánicas, de ahí la importancia de controlar a lo largo de todo el proceso que estos factores estén dentro de los rangos permisibles de producción.

Dentro de estos factores podemos mencionar la calidad de materia prima que usaremos, dado que esta puede ser de dos

tipos: de origen virgen, o proveniente de productos reciclados, si el caso es el primero no tendremos problemas con el resultado, pero si la materia prima es proveniente de productos reciclados, ya tendremos que preocuparnos un poco más porque el hecho de ser materia prima reciclada quiere decir que no será proveniente de polímeros de iguales características, será un material que seguramente contendrá impurezas y esto implicará que tendremos que aumentar la temperatura en el tubo extrusor, así mismo tener cuidado con el filtrado de la colada, el aumento de temperatura implica un mayor consumo de energía y por ende un ligero costo en los costos de producción.

Otro de los factores que influyen en el proceso de producción como ya empezamos a mencionar es la temperatura a la que sometemos el tubo de extrusión; de esta temperatura depende directamente los resultados a obtenerse ya que si tenemos una temperatura óptima que es la temperatura a la que funde el plástico que es de alrededor de 160°C, en el caso de usar materia prima virgen, y de alrededor de 170°C en el caso de materia prima reciclada, se obtiene una buena calidad de colada sin residuos sólidos que es lo más importante a

controlar sino caso contrario habrá obstrucciones en el dado, pese a que existe un filtro metálico antes de que la colada ingrese al dado de salida.

Hay que tener muy en cuenta la velocidad de rotación del tornillo extrusor, esta velocidad de rotación se la puede regular variando el diámetro de poleas del sistema de transmisión, por recomendaciones del fabricante la velocidad de rotación del tornillo extrusor debe ser de aproximadamente 75 rpm.

Esta velocidad de rotación del tornillo extrusor dentro del tubo debe ser proporcional a la velocidad de rotación de los rodillos del sistema de tensión, la misma que puede ser variada de la misma forma que la velocidad de rotación del tornillo extrusor o sin fin; ya que de no ser así. Si la fuerza de tensión es mayor se provocará una disminución del espesor y disminución de anchura de la cinta, o en el peor de los casos se provocará un exceso de tensión y se romperá la cinta. O si el caso es el contrario que esta velocidad de los rodillos sea inferior a la velocidad dentro del tubo, es posible que el material tienda a acumularse a la salida del dado, y esto provocará una desperdicio de material. Otro aspecto que interviene en esta

velocidad es el de el enfriamiento de la cinta ya que si la velocidad es demasiado rápida no habrá una transferencia de calor óptima entre la cinta y el agua de enfriamiento, provocando así que la cinta salga con temperaturas altas, y esto provocará que se pegue al momento del enrollado de la cinta.

Otro aspecto no de menor importancia que los ya mencionados es referente a este aspecto de la transferencia de calor entre la cinta y el agua de enfriamiento, es la temperatura de esta agua, si la temperatura es elevada no se logrará extraer mayor cantidad de calor a la cinta, y si esta temperatura es demasiado bajo provocaremos una cristalización y por ende una fragilización de la cinta y provocará que la cinta se quiebre con facilidad. Esta temperatura debe estar en un rango de entre 45 a 60°C. Según pruebas realizadas con el material obtenido, ya que con estas temperaturas se produce una óptima *transferencia de calor*.

De ahí la importancia de tratar de calibrar la velocidad rotacional de los rodillos que es la que ejercerá la tensión en la cinta, con la velocidad de flujo dentro del tubo extrusor y así

evitar la serie de problemáticas que mencionamos, ya que todos estos aspectos intervienen directamente en la calidad del producto final.

2.4 Análisis de las Pérdidas de Calor durante el Proceso

Este punto de los factores que intervienen dentro del proceso de producción que hemos destacado es el de mayor importancia que intervendrá en la fabricación de la cinta, puesto que el principal recurso para su elaboración es el calor, y por ende se debe controlar al máximo que haya un mínimo de pérdidas de calor durante la extrusión del plástico y se logre un máximo de aprovechamiento de esta energía. Este factor se vuelve mucho mas *primordial por el tipo de fuente de calor* que se esta usando en este trabajo, como es el de quemadores tubulares de gas.

Las pérdidas de calor que se puedan generar durante la extrusión serán básicamente por radiación, para evitar que estas pérdidas sean mayores se ha diseñado una cámara de derretimiento que es donde se generará la mayor concentración de calor y poder alcanzar la temperatura

deseada para una completa fundición del plástico. Esta cámara es un cajón rectangular con aislamiento térmico que envuelve un gran parte del tubo extrusor y de los quemadores. Con este aditamento que se esta diseñando para este sistema se pretende evitar al máximo las pérdidas de calor por radiación. En el caso del uso de resistencias eléctricas, para la generación de calor, no es necesario este aditamento ya que prácticamente no existe perdidas de calor, todo es transmitido de manera directa al tubo extrusor.

En el próximo capítulo haremos el análisis matemático de las pedidas de calor, para así poder diseñar la cámara de demetimiento y hacer la selección del aislante térmico, que deberá soportar las altas temperatura a las que está sometido el tubo extrusor. Está cámara la podemos observar con claridad en la siguiente imagen.

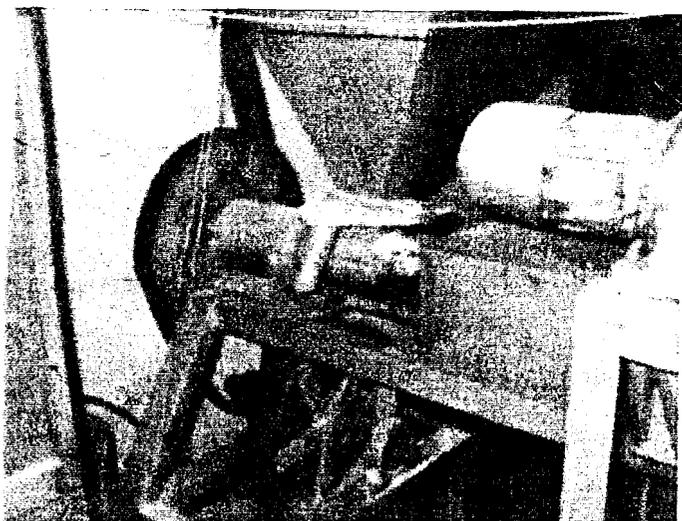


FIGURA 2.11 CÁMARA DE DERRETIMIENTO

2.5 Diseño de Forma de la Maquinaria.

En esta etapa del diseño nos enfocaremos a mostrar con mayor claridad en que consiste el sistema, con la ayuda de algunas imágenes y gráficas que ayudarán de manera significativa a entender la temática del diseño que se está realizando. En la presente imagen, mostramos una vista completa de la línea de producción, al fondo se tiene la extrusora, seguido el sistema de enfriamiento, y el paso final el sistema de tensión de la cinta.





FIGURA 2.12 VISTA COMPLETA DE LA LINEA DE PRODUCCION

2.6 Descripción de la Maquinaria.

Toda la maquinaria que usaremos para la producción de cinta plástica será hecha de materiales comunes en el mercado nacional, y lo más importante la selección del material de cada equipo será seleccionado tomando en cuenta como factor principal el trabajo que vaya a desempeñar dicho equipo.

El equipo mas crítico para la producción de cinta plástica por la importancia de su función es la extrusora, ya que es aquí

donde se básicamente se formará el producto, los pasos subsiguientes son complementarios para la culminación del proceso, pero no por esto estos pasos dejan de ser importantes y más aún dejan de ser imprescindibles para su elaboración.

El equipo extrusor no es otra cosa que un tornillo sin fin con su núcleo cónico hacia el final del tubo extrusor, haciendo en este aparte las aspas o aletas más grandes para ejercer mayor presión hacia el dado que es el final del tubo. Este tornillo sin fin va colocado dentro de un tubo de acero que es el que recibirá directamente el calor. Los materiales tanto para el tornillo como para el tubo preferiblemente será un acero con un cierto grado de resistencia a la abrasión y preferiblemente no deberá llevar tratamiento térmico, ya que como estará expuesto permanentemente al calor y por las noches dejará de funcionar y estará expuesto al frío de alguna forma con el tiempo recibe su propio tratamiento térmico y se va endureciendo el acero.

Los quemadores tubulares de gas son los encargados de calentar el tubo extrusor y provocar las altas temperaturas que se requiere para una completa y uniforme fundición del

plástico. La disposición de estas ya las explicamos anteriormente cuando describimos el proceso de extrusión.

La materia prima es depositada en una tolva al inicio del tubo extrusor la misma que lleva el material ya adentro del tubo extrusor, la boca de esta tolva deberá ser diseñada de tal forma que el material vaya llenando el tubo extrusor de una forma progresiva y no más arriba de la capacidad a la que se la diseñó. De la misma forma es la tolva que alimenta el tubo extrusor secundario en el que se mete el pigmento para darle el color a la cinta, cabe recalcar que este tubo extrusor es calentado a través de resistencias eléctricas.

Luego del proceso de extrusión, como ya le hemos mencionado anteriormente viene el proceso de enfriamiento de la cinta, es aquí donde se consigue el calibre de la cinta, es decir, su ancho y espesor. Este sistema consiste en una tina metálica de dimensiones más adelante especificadas, la cual se la llena de agua, para que sea esta la encargada de extraerle el calor a la cinta.

La forma de darle el calibre a la cinta es un método muy sencillo, el cual consiste que la cinta a la salida del dado, se la somete a un pequeño chorro de agua a una temperatura ambiente, al cual al variar el flujo, variará el calibre de la cinta. El agua de la tina estará continuamente recirculando y mezclándose con agua a temperatura ambiente esto se lo hace con un sistema de bombeo.

El paso final es el sistema de tensión, que consiste en un motor que transmite a través de un sistema de bandas el movimiento rotacional a unos rodillo de goma, separados entre sí pocos milímetros. Por este espacio pasará la cinta y por efecto de fricción ejercerá la debida tensión en la cinta. Se debe tener especial cuidado con esta fuerza de tensión para evitar una acumulación de material en la salida del dado o un exagerado angostamiento de la cinta. Todo este sistema irá montado en un bastidor, como se lo pudo observar en una figura anterior.



CAPITULO 3

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS QUE INTERVENDRÁN DURANTE EL PROCESO.

3.1 DISEÑO DE LA EXTRUSORA

3.1.1 Diseño del Tornillo Extrusor

El presente diseño es el de un tornillo extrusor para polietileno de baja densidad, que muy bien puede ser utilizado para polietileno de alta densidad sin problema alguno, de ahí su ventaja y funcionalidad.

Para hacer el análisis del tornillo extrusor se ha considerado que este estará sometido a cargas combinadas de torsión y flexión, además se lo considera como una viga simplemente apoyada y con una carga distribuida W .

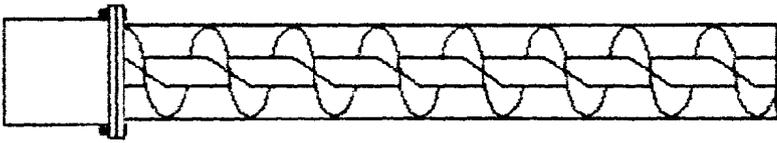


FIGURA 3.1 TORNILLO EXTRUSOR

Sus características serán asumidas inicialmente en relación a los tipos de máquinas existentes, estandarizando los valores así:

Diámetro: 55 mm.

Paso: $(0.8 - 1.2)D = 1.2 D$

Ancho de Filete: $(0.06 - 0.1)D = 0.1D$

Profundidad del Canal: $h_2 = (0.12 - 0.16)D = 0.16D$

Juego del Tornillo: $(0.1 - 0.3) = 0.3 \text{ mm.}$

Presión específica de extrusión: 98 Mpa.

Longitud: 1560mm.



Para el diseño del tornillo se ha seleccionado un material AISI P20 cuyas características son:

Resistencia última: $S_{ut} = 1073 \text{ MPa}$.

Resistencia de fluencia: $S_y = 686 \text{ Mpa}$.

Dureza: 52 HRC

Módulo de Elasticidad: $E = 20500 \text{ Mpa}$.

Densidad: $\rho = 7800 \text{ Kg/mm}^3$.

Peso Específico: $\gamma = 76440 \text{ N/m}^3$.

Peso: $W = \text{Kg/m.}; \text{ en } 1.56\text{m } W = 29.64 \text{ Kg}$.

- **Análisis por Flexión**

Al considerar al tornillo como una viga simplemente apoyada en sus extremos y soportando una carga distribuida W además de su propio peso se tiene que los diagramas de momento y cortante serán:

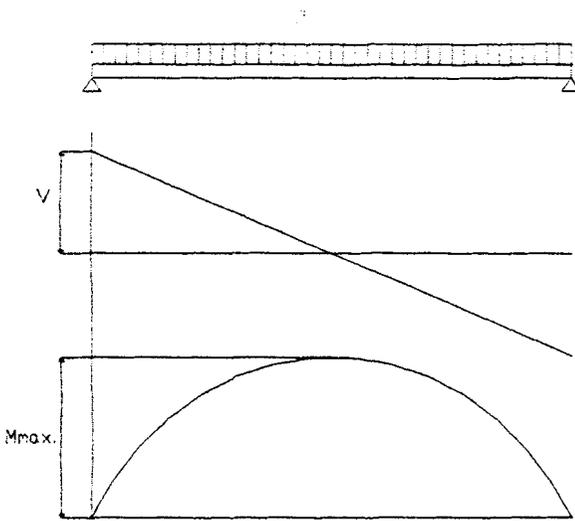


FIGURA 3.2 DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTOS

Para estos diagramas tenemos que:

$$M = \frac{W L^2}{8} \qquad V = \frac{W L}{2}$$

La carga distribuida W se la halla de la siguiente manera:

$$W = \frac{W_1 + W_2}{L}$$

donde W_1 es el peso del plástico derretido es decir de la colada, y para hallar su valor debemos realizar un

análisis del contenido de colada que estará dentro del barril, es decir el plástico que está siendo extruído. Para encontrar el peso de esta colada, lo primero que debemos realizar es hallar un estimado del volumen de colada que esta dentro del barril, este volumen es el volumen del cilindro, menos el volumen del eje que tendrá la forma de un cono truncado.

$$Vol = V_{cilindro} - V_{eje}$$

$$Vol = \frac{\pi d^2}{4} \cdot L - \frac{\pi L}{3} (r^2 + r'^2 + r \cdot r')$$

$$Vol = \frac{\pi(64)^2}{4} \cdot 1560 - \frac{\pi(1560)}{3} (32^2 + 18.36^2 + 32 \cdot 18.36)$$

$$Vol = 1.836 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

donde este volumen representa el volumen de la cámara que contiene al tornillo extrusor, y al multiplicar este volumen por la densidad del polietileno y obtenemos la masa de esta colada, a este valor obtenido hasta aquí lo multiplicamos por gravedad y obtenemos el peso total.

Se usa d como diámetro de trabajo porque este es el realmente va a soportar las cargas provocadas por la resina derretida. Sabemos que este diámetro varía ya que tiene forma cónica teniendo su menor diámetro al inicio, y obviamente su mayor diámetro al final del barril, para así lograr una mayor presión en el dado. Para el análisis consideraremos el menor diámetro que se convertirá en el punto crítico.

$$d = D - 2h_2$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene que:

$$d = 40 - 2(0.16 \times 54)$$

$$d = 36.72 \text{ mm.}$$

Tenemos que el esfuerzo de flexión está dado por:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{como} \quad Z = \frac{I}{c}$$

donde Z se lo define como el módulo de sección,
entonces tenemos:

$$\sigma_f = \frac{M}{Z}$$

para un eje macizo

$$Z = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$Z = \frac{\pi (36.72 \text{ mm})^3}{32}$$

$$Z = 4860.80 \text{ mm}^3$$

Ahora necesitamos saber el valor de M, para esto empezamos por encontrar el valor del peso W, y finalmente hallar el momento.

$$W_1 = Vol \times \rho_{\text{polietileno de baja densidad}} \times g$$

$$W_1 = (1.836 \times 10^6 \text{ mm}^3) \times (9.2 \times 10^{-7} \text{ Kg/mm}^3) \times (9.8)$$

$$W_1 = 16.55 \text{ Kg.}$$

Con este valor obtenido ya podemos hallar el valor de la carga distribuida W , ya que debemos sumarlo al peso del eje que si lo tenemos.

$$W = \frac{16.55 \text{ Kg} + 29.64 \text{ Kg}}{1560 \text{ mm}}$$

$$W = 0.03 \text{ Kg/mm.}$$

$$M = \frac{(0.03 \text{ Kg/mm}) \times (1560 \text{ mm})}{8}$$

$$M = 89.43 \text{ N}\cdot\text{m.}$$

Con este valor de M y el de Z encontrado anteriormente, ya podemos determinar el esfuerzo debido a flexión.

$$\sigma_f = \frac{89.43 \text{ N}\cdot\text{m}}{4.86 \times 10^{-6} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_f = 18.40 \text{ MPa.}$$

- **Análisis por Torsión**

En el caso de una barra maciza, el esfuerzo cortante vale cero en el centro y alcanza su valor máximo en la superficie. Para hacer el análisis por torsión al igual que el de flexión tomamos el menor diámetro del eje, como ya lo mencioné este será el punto crítico. Designando a r como radio de la superficie exterior, se tiene que:

$$\tau_r = \frac{Tr}{J}$$

El valor de J para una sección circular maciza es:

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

Para determinar τ_{\max} se debe determinar primero el momento de torsión T a partir de la potencia a transmitir y la velocidad de un eje rotatorio, así, para una potencia en watts el momento de torsión viene dado aproximadamente por:

$$T = \frac{\text{Potencia}}{2\pi f}$$

La potencia se la halla haciendo un pequeño balance energético en el cilindro o barril que contiene al tornillo extrusor, de la siguiente manera:

$$Pot = mc \Delta T$$

donde m es el flujo másico de resina en Kg/h; c es el calor específico del polietileno en BTU/lb°F; ΔT es la diferencia de temperatura que existe entre la entrada y la salida del cilindro.

Además el tornillo gira a 90 rpm esto es 9.42 rad/s. En el caso más crítico ya que algunas veces gira a menor velocidad cuando se trata de un material con mucha impureza el que se está extruyendo.

En el estudio de esfuerzos combinados de torsión y flexión se tiene que usando el análisis del círculo de Mohr los esfuerzos son:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + \tau_t^2}$$

y los esfuerzos principales serán:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_f}{2} + \tau_t$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_f}{2} - \tau_t$$

Para una viga sólida de sección circular se tiene que el esfuerzo cortante máximo de flexión será:

$$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A}$$

Entonces para el caso de flexión y torsión combinados se tiene que el esfuerzo cortante total es igual a:

$$\tau_{\text{total}} = \tau_{\text{torsión}} + \tau_{\text{flexión}}$$

En el caso de esfuerzos combinados de torsión y flexión, el más crítico es el esfuerzo de torsión, por lo que se cumple que:

$$\tau_{\text{torsión}} \gg \tau_{\text{flexión}}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene que:

$$J = \frac{\pi (0.03672 \text{ m})^4}{32}$$

$$J = 1.785 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\begin{aligned} Pot &= 36 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 0.55 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} * 33.8 \frac{^\circ\text{F}}{1^\circ\text{C}} * \frac{1 \text{ lb}}{2.2 \text{ Kg}} \\ &* \frac{1 \text{ Kg}}{3413 \text{ BTU/h}} * 134^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$Pot = 11.943 \text{ Kw.}$$

$$T = \frac{11.943 \times 10^3 \text{ W}}{2 \pi (9.42 \text{ rad/seg})}$$

$$T = 201.78 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_{\text{torsión}} = \frac{201.78 \text{ N} \cdot \text{m} (0.03672 \text{ m})}{1.785 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{\text{torsión}} = 41.50 \text{ MPa}$$

Para el círculo de Mohr se tiene que:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{18.40 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (41.50 \text{ MPa})^2}$$

$$\tau_{\max} = 42.51 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos principales serán:

$$\sigma_1 = \frac{18.40 \text{ MPa}}{2} + 41.50 \text{ MPa} = 50.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{18.40 \text{ MPa}}{2} - 41.50 \text{ MPa} = -32.3 \text{ MPa}$$

Así se tiene que el esfuerzo cortante de flexión será:

$$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A} = \frac{4\left(\frac{W \cdot L}{2}\right)}{3\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)} = \frac{4\left(\frac{0.03 \cdot 1560}{2}\right)}{3\left(\frac{\pi \cdot 0.03672^2}{4}\right)}$$

$$\tau_{\max} = 0.29 \text{ MPa}$$

Por lo tanto observamos que se cumple que

$$\tau_{\text{torsión}} \gg \tau_{\text{flexión}}$$

$$41.50 \gg 0.29$$

Finalmente obtenemos:

$$\tau_{total} = 41.50 \text{ MPa} + 0.29 \text{ MPa}$$

$$\tau_{total} = 41.79 \text{ MPa}$$

Análisis por Fatiga

Una falla por fatiga casi siempre da comienzo en una discontinuidad local, como una ranura, muestra, grieta u otra área de alta concentración de esfuerzos. Cuando el valor del esfuerzo en la discontinuidad excede al límite elástico, se presenta deformación plástica. Para que ocurra una falla por fatiga deben existir deformaciones cíclicas de naturaleza plástica.

Joseph Marin ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifica el límite de fatiga, para tener en cuenta las más importantes de estas condiciones se emplea una diversidad de factores de modificación, de



los cuales cada uno de ellos corresponde a u efecto específico. Con base en lo dicho se tiene:

$$S_e = C_a C_b C_c C_d C_e S_e'$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga de la muestra.

C_a : Factor de Superficie

C_b : Factor de Tamaño

C_c : Factor de Carga

C_d : Factor de Temperatura

C_e : Factor de Confiabilidad

Así tenemos que:

Factor de Superficie

$$C_a = a (S_{ut})^b$$

TABLA 2
VALORES DE a Y b PARA DIFERENTES TIPOS DE
SUPERFICIES

Acabado Superficial	a (MPa)	b
Rectificado	1.53	-0.085
Maquinado en Frío	4.51	-0.265
Rolado en Caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

El eje es maquinado en frío, por lo que tomamos los valores correspondientes de a y b.

$$C_a = 4.51 (1078 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$C_a = 0.7088$$

Factor de Tamaño

Este factor depende directamente del diámetro del elemento a analizar en el caso de ser una pieza cilíndrica como es el caso.

- Para $d \leq 0.3 \text{ in (8mm)}$: $C_b = 1$
- Para $0.3 \text{ in} \leq d \leq 10 \text{ in}$: $C_b = 0.869 d^{-0.097}$
- Para $8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$: $C_b = 1.189 d^{-0.097}$

El diámetro de la muestra que estamos analizando es de 36.72 mm el mismo que esta dentro del rango expresando en la última ecuación.

$$C_b = 1.189 (36.72)^{-0.097}$$

$$C_b = 0.84$$

Factor de Carga

Este factor para el caso de torsión y cortante es:

$$C_c = 0.577$$

Factor de Temperatura

Se debe considerar que cuando la temperatura de operación es mayor a la temperatura ambiente

desaparece el codo límite de resistencia a la fatiga del diagrama S-N, haciendo que la resistencia a la fatiga siga declinando con el número de ciclos, N . También, a temperaturas por encima de la temperatura ambiente el límite elástico se reduce de manera continua y, en algunos casos, esto puede causar fluencia antes que falla por fatiga. Se puede definir un factor de temperatura $C_{\text{temperatura}}$. Shigley y Mitchell sugieren lo siguiente:

$$\text{Para } T \leq 450^{\circ}\text{C} : \quad C_d = 1$$

$$\text{Para } 450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C} : \quad C_d = 1 - 0.0058 (T - 450)$$

$$\text{Para } 840^{\circ}\text{F} < T \leq 1020^{\circ}\text{F} : \quad C_d = 1 - 0.0032 (T - 840)$$

La temperatura de operación en este caso será de aproximadamente 180°C por lo que el factor de temperatura será el siguiente:

$$C_d = 1$$

Factor de Confiabilidad

Existe considerable dispersión en múltiples ensayos de un mismo material bajo las mismas condiciones de prueba. Haugen y Wirsching informan que las desviaciones estándar de la resistencia a la fatiga de los aceros rara vez exceden el 8% sobre sus valores medios. La tabla 3 proporciona los factores de reducción de resistencia $C_{\text{confiabilidad}}$ para niveles de confiabilidad seleccionados.

TABLA 3
FACTOR DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad (%)	C_s
50	1.000
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Seleccionamos un porcentaje de confiabilidad del 99.99 que considero es un porcentaje bastante aceptable y conservador.

$$C_s = 0.702$$

Para encontrar Se' tenemos que

En el caso de aceros $Se' = 0.5 Sut$ para $Sut < 1400$ MPa.

Por lo tanto:

$$Se' = 0.5 * 1078 MPa$$

$$Se' = 539 MPa$$

Finalmente tenemos que:

$$S_e = 0.7088 * 0.84 * 0.577 * 1 * 0.702 * 539 MPa$$

$$S_e = 130 MPa$$

Usando la teoría de falla de Goodman Modificada se tiene que:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_w} = \frac{1}{\eta}$$

y para el caso de flexión y torsión según Von Mises se tiene los esfuerzos efectivos así:

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

Acomodando esta ecuación para el caso de Goodman modificado, se tiene que:

$$\sigma_a = (3\tau_t^2)^{1/2} = (3 * 41.50^2)^{1/2}$$

$$\sigma_a = 71.88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = (\sigma_f^2 + 3\tau_t^2)^{1/2} = [(18.40)^2 + 3(41.50)^2]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 74.20 \text{ MPa}$$

y obtenemos un factor de seguridad de:

$$\eta = \frac{S_{ut} S_a}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_a}$$

$$\eta = \frac{1078 * 130}{(71.88 * 1078) + (74.20 * 130)}$$

$$\eta = 1.60$$

Con este valor se factor de seguridad que es mayor a 1 sabemos que garantizamos un buen diseño del tornillo, para afianzar este resultados sacamos el número de ciclos de vida, que será:

$$N = \left(\frac{\sigma_f}{a} \right)^{1/b}$$

donde:

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{S_m}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.9 * 1078}{130} \right) = -0.29097$$

$$\log a = \log S_m - 3b$$

$$\log a = \log 0.9 * 1078 - 3 * -0.29097$$

$$a = 7240.5240$$



CIB-ESPOL

de aquí obtenemos el número de ciclos así:

$$N = \left(\frac{41.50}{7240.5240} \right)^{1/0.29097}$$

$$N = 5.1 \cdot 10^7 \text{ ciclos}$$

lo que corresponde a un ciclo de vida infinita. Por ende comprobamos de que el tornillo esta bien diseñado para trabajar bajo las condiciones establecidas de diseño.

3.1.2 Diseño de la Camisa o Barril

El cilindro va a estar sometido a una presión interior de aproximadamente 98 MPa, motivo por el cual debe ser lo suficientemente resistente para soportar esta presión y además debe estar en capacidad de resistir el desgaste y corrosión producidos por el flujo de resina derretida a través de él.

El objetivo del presente análisis será entonces, determinar el diámetro exterior que deberá tener el cilindro para soportar la presión producida por la extrusión del plástico.

Debido a la presión interna que soporta el cilindro, este es un típico caso de cilindro de pared gruesa, y corresponde además a un caso particular de este tipo de cilindros, pues la presión exterior se la considera nula ya que no ejerce ningún efecto en el proceso de extrusión ni somete al cilindro a ningún tipo de esfuerzos.

Por lo tanto, tendremos que los esfuerzos tangenciales (σ_t) y los esfuerzos radiales (σ_r) serán:

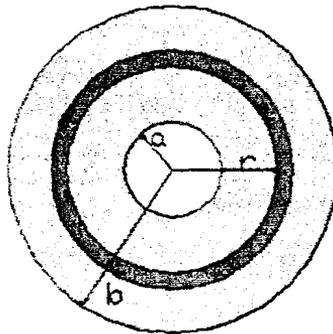


FIGURA 3.3 CILINDRO DE PARED GRUESA

$$\sigma_r = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right)$$

donde $a = r_{\text{int}}$ y $b = r_{\text{ext}}$, siendo σ_r siempre negativo (compresión) y σ_t siempre positivo (tensión) y además mayor $\sigma_t > \sigma_r$ y su valor máximo aparece en la superficie interior del cilindro. Así, llamado K a la relación b/a se tiene que:

$$\sigma_{t_{\text{max}}} = \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \right) P_i$$

y el valor medio del esfuerzo circunferencial es:

$$\sigma_{t_{\text{med}}} = \frac{P_i}{K - 1} \quad \tau = \frac{b^2}{b^2 - a^2} P_i$$

Pero, es de considerar que, para aplicaciones generales, los esfuerzos radiales y de corte no son de magnitud considerable como para afectar los esfuerzos resultantes, por lo tanto, el σ_t se lo usa como criterio de diseño.

Para el diseño del cilindro se selecciona un acero similar al que se selecciono para el tornillo que es AISI P20, cuyas características son:

$$S_{ut} = 1078 \text{ Mpa.}$$

$$S_y = 686 \text{ MPa.}$$

Sometido a una presión interna de 98 MPa.

Como σ_{tmax} ocurrirá en el radio interior, se tiene que $r = a$

$$a = r_{\text{tornillo}} + \text{juego del tornillo}$$

$$a = 0.0275 \text{ m} + 0.0003 \text{ m}$$

$$a = 0.028 \text{ m.}$$

Por lo tanto:

$$686 \text{ MPa} = \frac{b^2 + 0.028^2}{b^2 - 0.028^2} (98 \text{ MPa})$$

$$686b^2 - 0.5378 = 98b^2 + 0.07683$$

$$b = 0.032 \text{ m.}$$



Por lo tanto tenemos que el diámetro exterior será de 64mm.

3.1.3 Diseño y Selección del Aislamiento Térmico de la Cámara de Derretimiento.

Para un sistema tradicional de extrusión que usa resistencias eléctricas para el suministro de calor no requiere de esta cámara ya que el calor suministrado es por medio de abrazaderas en el propio tubo extrusor y de esta forma no existe pérdidas de calor, pero para nuestro caso en particular que el calor es suministrado a través de quemadores de gas si existirá pérdidas de calor, es por eso que se prevé el uso de una cámara para así concentrar el calor suficiente para lograr una completa fundición del material.

La cámara posee las siguientes características:

Dimensiones (bxaxp)mm: 230 x 185 x 800

Material Aislante: Fibra de Vidrio

Se debe tener el óptimo espesor del aislante para así evitar al máximo las pérdidas de calor.

PAREDES VERTICALES

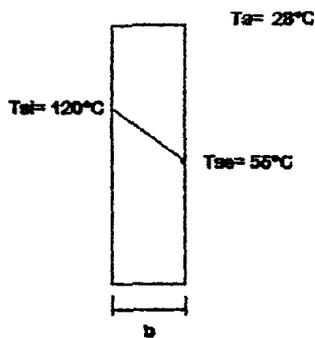


FIGURA 3.4 DIAGRAMA PARED VERTICAL

donde:

T_a = Temperatura del ambiente

T_{si} = Temperatura superficial interna

T_{se} = Temperatura superficial externa

$$q_{cond} = q_{conv}$$

$$\frac{K_{aisl} A (T_{si} - T_{se})}{b} = h_{ex} A (T_{se} - T_a)$$

$$b = \frac{K_{\text{aisl}} (T_{si} - T_{se})}{h_{\text{ex}} (T_{se} - T_a)}$$

Debemos encontrar el coeficiente de convección externa h_{ex} para esto:

$$N_{UL} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 R_{al}^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$R_{al} = \frac{g \beta (T_{se} - T_a) L^3}{\nu \alpha}$$

De la tabla correspondiente a las propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica (APÉNDICE A - TABLA A.4) del libro de transferencia de calor de Incropera encontramos las variables necesarias a la temperatura de película, que es la siguiente:

$$T_f = \frac{T_a + T_{se}}{2} = \frac{28 + 55}{2} = 41.5^\circ\text{C} = 317^\circ\text{K}$$

Con esta temperatura buscamos en la tabla indicada, tenemos que no existen las propiedades a esta

temperatura, por lo que realizamos interpolación lineal para así obtener los siguientes datos:

$$\beta = T_f^{-1} = 3.17 \times 10^{-3}$$

$$\nu = 17.40 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$K = 27.41 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot^\circ\text{K}$$

$$\alpha = 24.72 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0.7049$$

Por lo tanto:

$$R_{aL} = \frac{9.8 (3.17 \times 10^{-3}) (55 - 28) (0.185)^3}{(17.40 \times 10^{-6}) (24.72 \times 10^{-6})}$$

$$R_{aL} = 1.23 \times 10^7$$

Con este valor procedo a encontrar el número de Nusselt.

$$N_{UL} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 (1.23 \times 10^7)^{1/6}}{\left[1 + (0.492/0.7049)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$N_{\mu L} = 33.08$$

$$N_{\mu L} = \frac{hL}{K} \Rightarrow h = \frac{N_{\mu L} K}{L}$$

$$h = \frac{33.08 \times 27.41 \times 10^{-3}}{0.185} = 4.90 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Por lo tanto:

$$b = \frac{0.046 (120 - 55)}{4.90 (55 - 28)}$$

$$b = 22.6 \text{ mm.}$$

De esta forma tenemos que para las paredes verticales de la cámara debemos usar un aislante térmico de 22.6 mm de espesor.

Ahora hacemos el análisis para la pared horizontal, que en nuestro caso es la superior.

PARED HORIZONTAL

$$T_a = 28^\circ\text{C}$$

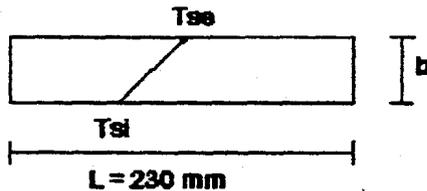


FIGURA 3.5 DIAGRAMA PARED HORIZONTAL

El análisis térmico realizado para esta pared es el mismo que se usó para paredes verticales, cuyo espesor b se lo determina de la siguiente manera:

$$b = \frac{K_{atsi}(T_{si} - T_{se})}{h_{ex}(T_{se} - T_a)}$$

Para determinar el coeficiente de convección externa usamos los mismos valores encontrados en las tablas para el caso anterior.

$$N_{\mu L} = 0.54 R_{al}^{1/4}$$

$$R_{al} = \frac{g \beta (T_{se} - T_a) L^3}{\nu \alpha}$$

$$R_{aL} = \frac{9.8 (3.17 \times 10^{-3}) (55 - 28) (0.089)^3}{(17.40 \times 10^{-6}) (24.72 \times 10^{-6})}$$

$$R_{aL} = 1.374 \times 10^6$$

$$N_{\mu L} = 0.54 (1.374 \times 10^6)^{1/4}$$

$$N_{\mu L} = 18.49$$

$$N_{\mu L} = \frac{hL}{K} \Rightarrow h = \frac{N_{\mu L} K}{L}$$

$$h = \frac{18.49 \times 27.41 \times 10^{-3}}{0.089} = 5.69 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Por lo tanto:

$$b = \frac{0.046 (120 - 55)}{5.69 (55 - 28)}$$

$$b = 20 \text{ mm.}$$

Observamos que el espesor del aislamiento en esta parte de la cámara es 2mm menor a de las paredes verticales, para hacer un diseño uniforme y sin mayores complicaciones, optamos por colocar un espesor de 22mm en todas las paredes de la cámara y así garantizar



un mínimo de pérdidas de calor y por ende una máxima concentración del mismo dentro de la cámara de derretimiento.

3.1.4 Diseño y Selección de la Resistencia Eléctrica para el Extrusor Secundario.

Para la generación del calor necesario para fundir el plástico, en este co-extrusor si se usa el sistema de resistencias eléctricas a diferencia del principal que se lo hará con el uso de quemadores de gas, es preciso seleccionar una resistencia eléctrica, del tipo abrazadera que transmita el calor al barril, y por ende al plástico que está siendo transportado por el tornillo sin fin. El flujo que se tendrá es este sistema será de aproximadamente 20 Kg/h.

Con la siguiente relación obtenemos el tiempo en pasar un volumen, es decir una longitud del barril, este será el tiempo que se deberá tardar en absorber el calor necesario para su fusión.

$$\frac{\# \text{Volúmenes}}{\text{Segundo}} = \frac{Q}{\pi r^2 l \rho}$$

Invirtiendo esta relación se tendrá el tiempo, donde

Q = Flujo del material (20 Kg/h)

R = Radio del barril (1.5 cm)

L = Longitud del barril (30cm)

ρ = Densidad del material (0.92 g/cm³)

$$t = \frac{\pi r^2 l \rho}{Q} = \frac{\pi (1.5)^2 (45) (0.92)}{15}$$

$$t = 20$$

Ahora se requiere saber el calor necesario para lograr la fusión del plástico.

$$Q = m C_p \Delta T = (5.6E-5) (1900) (140 - 30)$$

$$Q = 1170.4 W.$$

Teniendo el tiempo y el calor requerido ya se puede determinar la potencia eléctrica.



$$W = \frac{dQ}{dt} = \frac{1170.4}{20}$$

$$W = 58.52 \text{ Vatios.}$$

$$W = \frac{V^2}{R} \Rightarrow R = \frac{V^2}{W}$$

$$R = \frac{220^2}{58.52}$$

$$R = 827 \Omega$$

Se recomienda usar una resistencia de 850 ohmios.

3.1.5 Diseño de las Tuberías de Gas.

Se debe tener especial cuidado con el diseño de los quemadores de gas, ya que debemos conseguir un diámetro adecuado para así conseguir el máximo aprovechamiento del poder calorífico del gas.

Para poder diseñar estos quemadores, se ha tomado datos de la siguiente tabla.

TABLA 4
CARACTERÍSTICA DE FLUJO DE GASES

GAS	CAUDAL (pie ³ /h)	CALIBRE DE SALIDA (mm)	VELOCIDAD (pie/s)	PRESION (kPa)
Natural	980	0.5	200	2.96
Propano	400	0.5	81	1.32
Butano	314	0.5	64	0.92

Tenemos que:

$$Q = V * A$$

$$Q = V * \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

tomando los correspondientes valores de la tabla para gas natural tenemos:

$$d = \sqrt{\frac{4 * 980}{\pi * 200}}$$

$$d = 0.5 \text{ pulg.}$$

Tenemos que el diámetro del quemador será de ½" en acero galvanizado.

Una vez instaladas los quemadores de gas se deberá revisar con cuidado el color de la llama, ya que en un quemador bien diseñado, aunque es un tema de debate todavía, el color varía desde un color azul transparente hasta amarillo luminoso, además revisar que la llama tenga un perfil adecuado de tal manera que tenga incidencia en el barril de manera tangencial.

3.1.6 Diseño de la Boquilla.

Esta parte corresponde a la parte final del tubo extrusor, es el que dará la forma final a la resina que en este caso en particular será cinta, y deberá soportar toda la presión producida por la extrusión. Esta irá sujeta a través de una brida al tubo extrusor con el uso de pernos más adelante diseñados y seleccionados.

La forma de esta boquilla es cilíndrica de igual diámetro que el tubo extrusor, además del mismo material. En la presente gráfica podemos observar con claridad las características físicas de esta boquilla.



FIGURA 3.6 BOQUILLA

Se puede observar en la parte final que hay una sección, que es donde se formará la cinta, desde la parte superior atomillado a esta sección de 3" de espesor, esta un tubo proveniente del extrusor secundario, a través del cual fluye el material extruído que este caso es el pigmento; para impregnarse en el material proveniente del extrusor principal a través de tres canales de 5/6" de diámetro y dar el detalle de las líneas de color en la cinta.

Esta última sección de la boquilla obviamente tendrá una ranura cónica en la mitad, cuya superficie inferior deberá estar estriada, la superior lisa. La forma cónica es para presionar el material y salga la cinta en buenas condiciones físicas.

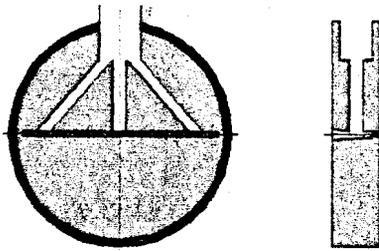


FIGURA 3.7 DETALLE DE LA BOQUILLA

3.1.7 Diseño del Eje donde se montará la polea reductora.

Una flecha deberá diseñarse para minimizar la longitud del tramo sujeto a cargas axiales transfiriéndolas a tierra mediante cojinetes de empuje adecuados, tan cerca de la fuente de la carga como sea posible.

Este eje se lo diseñará basado en el catálogo de Martín, primeramente requeriremos saber el momento de flexión (B) y el momento de torsión (T).

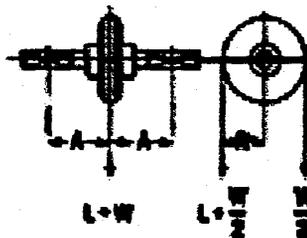


FIGURA 3.8 DIAGRAMA DEL EJE PARA LA POLEA REDUCTORA

$$B = A \frac{L+W}{2} \quad T = R \times L$$

donde:

L = Carga fuera de balance (lbs)

W = Peso suspendido de la polea (lbs)

R = Radio de la polea (pulg)

B = Momento de flexión

T = Momento de torsión

$$W = 1.5 Fn$$

$$Fn = T / (\phi_{polea} / 2) = 720.3 / (20 / 2) = 72.03 \text{ lb.}$$

$$W = 1.5 \times 72.03 = 720.3 \text{ lb.}$$

por lo tanto:

$$B = 10 \frac{720.3}{2} = 3601.5 \text{ lb-in.}$$

$$T = 10 \times 720.3 = 7203 \text{ lb-in}$$

De la tabla 5 obtenemos los factores de servicio

TABLA 5
FACTORES DE SERVICIO DEL EJE

TIPO DE CARGA	FACTOR DE SERVICIO	
	FLEXION	TORSION
Ejes estacionarios		
Cargas aplicadas gradualmente	1.0	1.0
Cargas aplicadas de golpe	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0
Ejes rotativos		
Cargas aplicadas gradualmente o fijas	1.5	1.0
Cargas aplicadas de golpe		
Sólo shock menor	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Cargas aplicadas de golpe		
Shocks pesados	2.0 a 2.5	1.5 a 2.5

Para flexión 2 y para torsión 1.5

Con los valores obtenidos de momentos y factores de servicio entramos a la tabla 1 del Apéndice B para determinar el diámetro del eje, obteniéndose un diámetro de 1-11/16" hecho de acero de transmisión AISI 4337.

3.1.8 Diseño y Selección de Pernos Críticos.

Para esta parte del diseño, luego de un análisis he decidido que los pernos más críticos por el esfuerzo a los que están sometidos constantemente son los pernos de las bridas del barril.



CIB-ESPOL

Como en la mayor parte de los problemas de diseño, hay demasiadas variables desconocidas para resolver en una sola pasada las ecuaciones necesarias. Para varios parámetros deberán seleccionarse valores de prueba y utilizarse iteraciones para encontrar una buena solución, realicé varias iteraciones para resolver este problema, de hecho fueron tres, pero aquí por razones de brevedad presento solo la definitiva.

El diámetro del perno es el valor de prueba principal a escoger, junto con una serie de rosca y una clase de perno, para definir la resistencia de prueba, escogemos un perno de acero **5/8 – 11 UNC – 2 A clase SAE 8.**

En el presente diagrama podremos observar con claridad todos los parámetros requeridos para la selección del perno.

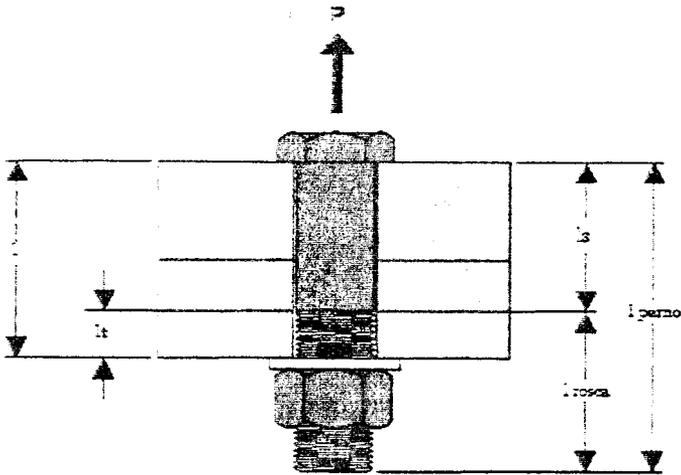


FIGURA 3.9 DIAGRAMA DEL PERNO

De la tabla 6 observamos que la resistencia de prueba de este perno es de 120 Kpsi. Y de la tabla 7 observamos que el área de esfuerzo a tensión es de 0.2260 in^2 . La precarga la tomamos como el 90% de la resistencia de prueba. La precarga será entonces de:

TABLA 6

**ESPECIFICACIONES Y RESISTENCIAS SAE PARA
PERNOS DE ACERO**

Número de grado SAE	Rango de dimensión del diámetro exterior (in)	Resistencia de prueba mínima (Kpsi)	Límite de fluencia elástico mínimo (Kpsi)	Resistencia mínima a tensión (Kpsi)
1	0.25 - 1.5	33	36	60
2	0.25 - 0.75	55	57	74
2	0.375 - 1.5	33	36	60



4	0.25 - 1.5	65	100	115
5	0.25 - 1.0	85	92	120
5	1.125 - 1.5	74	81	105
5.2	0.25 - 1.0	85	92	120
7	0.25 - 1.5	105	115	133
8	0.25 - 1.5	120	130	150
8.2	0.25 - 1.0	120	130	150

TABLA 7

**DIMENSIONES PRINCIPALES DE LAS ROSCAS DE
TORNILLO STÁNDAR**

Tamaño	Diámetro mayor d (In)	Hilos por pulgada	Diámetro menor dr (In)	Area de esfuerzo a tensión At
1	0.0730	64	0.0527	0.0026
2	0.0860	56	0.0628	0.0037
3	0.0990	48	0.0719	0.0049
4	0.1120	40	0.0795	0.0060
5	0.1250	40	0.0925	0.0080
6	0.1380	32	0.0974	0.0091
8	0.1640	32	0.1234	0.0140
10	0.1900	24	0.1359	0.0175
12	0.2160	24	0.1619	0.0242
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063
1/2	0.50	13	0.4001	0.1419
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819
5/8	0.6250	11	0.5089	0.2260
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617
1	1.0000	8	0.8376	0.6057

$$F_i = 0.9 S_p A_t = 0.9 \times 120000 \times 0.2260$$

$$F_i = 24480 \text{ lb.}$$

Se determina las longitudes de rosca l_{rosca} y del vástago l_s del perno según se muestra en la figura 3.6.

$$l_{\text{rosca}} = 2d + 0.25 = 2(0.6250) + 0.25 = 1.5''$$

$$l_s = l_{\text{perno}} - l_{\text{rosca}} = 2.75 - 1.5 = 1.25''$$

a partir de los cuales se puede determinar la longitud de la rosca l_t que está en la zona de sujeción:

$$l_t = l - l_s = 2 - 1.25 = 0.75''$$

Con estas longitudes se determina la rigidez del perno a partir de la siguiente ecuación.

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_t}{A_t E} + \frac{l_s}{A_b E} = \frac{0.75}{0.2260(30 \times 10^6)} + \frac{1.25}{\pi(0.6250)^2(30 \times 10^6)}$$

$$K_b = 6.92 \times 10^6 \text{ lb/in}$$

De igual manera determino la rigidez del material

$$K_m = \frac{\pi (D^2 - d^2) E_m}{4 l}$$

$$\frac{\pi (1^2 - 0.6250^2) 30 \times 10^6}{4 \cdot 2}$$

$$K_m = 7.18 \times 10^6 \text{ lb/in}$$

Con estos valores determino la rigidez de la unión.

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} = \frac{6.92 \times 10^6}{7.18 \times 10^6 + 6.92 \times 10^6}$$

$$C = 0.49$$

La porción de la carga aplicada P que ve el perno se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$P_b = CP = 0.49 \times 8860$$

$$P_b = 4341.4 \text{ lb.}$$

Ahora encuentro la carga resultante en el perno.

$$F_b = F_l + P_b = 24408 + 4341.4$$

$$F_b = 28749.4 \text{ lb.}$$



Por lo tanto el esfuerzo máximo a tensión en el perno es:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{28749.4}{0.2260}$$

$$\sigma_b = 127209.73 \text{ psi.}$$

Como se trata de un caso de esfuerzo uniaxial, además de un caso donde el esfuerzo al que estarán sometidos los pernos analizados es prácticamente constante, se trata de un análisis de diseño estático y por lo tanto el esfuerzo aplicado será idéntico al esfuerzo de Von Mises, por lo que el factor de seguridad debido a la falla por fluencia será:

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{130000}{127209.73}$$

$$\eta_y = 1.02$$

La carga requerida para separar la unión y el factor de seguridad a la separación de la unión se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$P_0 = \frac{F_1}{1-C} = \frac{24408}{1-0.49} = 47858.82 \text{ lb.}$$

$$\eta_{sep} = \frac{P_o}{P} = \frac{47858.82}{8860}$$

$$\eta_{sep} = 5.4$$

El factor de seguridad contra la separación es aceptable, pero el factor de seguridad contra la fluencia es demasiado reducido. Luego de realizar algunas iteraciones par determinar ambos factores de seguridad en función del porcentaje de la precarga obtuvimos la curva representada en la figura 3.10.

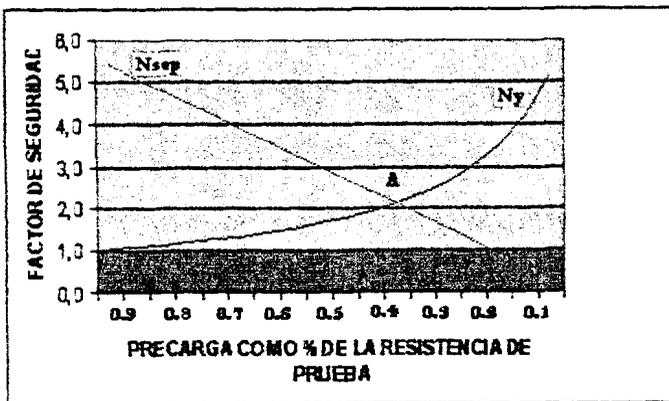


FIGURA 3.10 FACTORES DE SEGURIDAD EN FUNCIÓN DE LA PRECARGA

Ambas líneas se cruzan en el punto A, a una precarga de casi 35% de la resistencia de prueba. Esta precarga da la mejor solución a este problema en particular, ya que equilibra los factores de seguridad contra ambos modos de falla a un valor de 2.1.

El diseño recomendado es por lo tanto un perno de 5/8 – 11 UNC – 2A de grado 8, de 2.75 in de largo y precargado el 35% de la resistencia de prueba.

3.1.9 Diseño del cordón de soldadura en partes críticas.

Después de haber analizados todas las partes que van unidas con cordón de soldadura en cada uno de los elementos mecánicos que intervienen en esta línea de producción se ha concluido que el cordón más crítico, por los esfuerzos a los que está sometido es el cordón de las bridas en el barril de extrusión. En la presente gráfica podemos apreciar el cordón de soldadura que se diseñará.



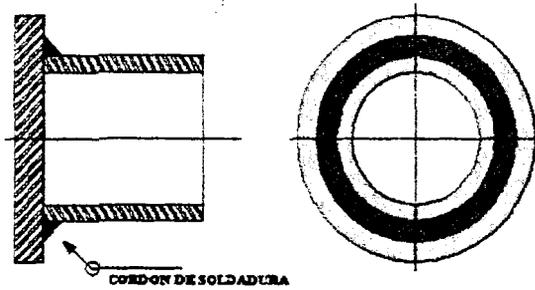


FIGURA 3.11 CORDÓN DE SOLDADURA

Donde:

Fuerza aplicada en el cordón: 315 265 N = 32 170 Kg

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{1.414 \pi h r}$$

donde h es la altura del cordón de soldadura

tenemos que:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{686}{\frac{F}{1.414 \pi h 64}} = \frac{195030.88 h}{315265}$$

Luego de algunas iteraciones con el factor de seguridad para tratar de alcanzar una altura de filete razonable, y por razones de espacio se presenta el seleccionado, que

consideramos un factor de seguridad bastante razonable en función del esfuerzo al que este estará sometido.

$$\eta = 3.5 = \frac{195030.88 h}{315265}$$

$$h = 5.7 \text{ mm.}$$

Esta altura de la garganta del cordón de soldadura corresponde a un diseño estático, ahora realizamos el análisis por fatiga para asegurarnos de que esta altura esta bien diseñada.

$$\eta = \frac{Se Sut}{Sut \sigma_a + Se \sigma_m}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2} = \frac{F}{A} = \frac{315265.02}{1.414 \pi (5.7)(64)}$$

$$\sigma' = 97.28 \text{ MPa}$$

$$Se = C_a C_b C_c C_d C_e Se'$$

donde:

$$C_{carga} = 0.70$$

por ser carga axial

$$C_{tam} = 1.189 d^{-0.097} = 1.189 (64)^{-0.097}$$

$$C_{tam} = 0.79$$

$$C_{sup} = A (Sut)^b$$

A y b los encontramos de la Tabla 2 para un acabado superficial de estirado en frio o maquinado.

$$C_{sup} = 4.51 (1078)^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 0.71$$

$$C_{temp} = 1$$

$$C_{conf} = 0.702$$

De la tabla 3 confiabilidad del 99.99%

Por lo tanto:

$$Se = 0.70 \times 0.79 \times 0.71 \times 1 \times 0.702 \times 0.5 \times 1078$$

$$Se = 148.14 \text{ Mpa.}$$

Con estos valores se determina el valor del factor de seguridad:

$$\eta = \frac{Se Sut}{Sut \sigma_a + Se \sigma_m} = \frac{148.14 \times 1078}{1078 \times 97.28 + 148.14 \times 97.28}$$

$$\eta = 1.4$$

El factor de seguridad es bastante aceptable, el diseño recomendado de la altura de la garganta es por lo tanto 6 mm. Se deberá realizar un previo cordón de penetración con un electrodo 6010 o 6011, para luego realizar un cordón de relleno con un electrodo 7018. Para este caso en particular es preciso realizar el cordón de penetración, pero para el resto de cordones solamente se requiere de un cordón de relleno, tratando siempre de mantener la misma altura de garganta en el cordón de soldadura.

3.1.10 Diseño de la Bancada.

Esta bancada deberá ser diseñada para ser capaz de sostener todos los equipos sobre ella, como los dos tornillo extrusores, llenos de material, barril, sistema de transmisión, tolvas llenas para mayor seguridad, y un

adicional de carga del 10% para asegurarnos y no correr ningún riesgo. Para esto se asumió una carga de 420 Kg.

El material de la bancada será acero estructural A 36 que es el más común en el mercado, en forma de tubos huecos de sección rectangular.

El esfuerzo al que estará sometida la bancada será puramente axial y la fuerza será causada exclusivamente por el peso de todos los equipos que estarán sobre esta. Se tratará la bancada como un sistema de columnas, primeramente determinamos si trata de un sistema de columnas largas o cortas, sacando su razón de esbeltez.

$$Sr = \frac{l}{K} \quad \text{donde} \quad K = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Para determinar su área y momento de inercia de la sección deberemos asumir medidas de la sección y así comprobar la efectividad de dicha sección. Asumimos una sección cuadrada de 40 x 30mm.

$$Sr = \frac{l_{\text{eff}}}{K} \quad \text{donde } l_{\text{eff}} = 0.5l \quad \text{además}$$

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{b^3 h / 12}{b \times h}} = \sqrt{\frac{40^3 \cdot 30 / 12}{40 \times 30}}$$

$$K = 11.55$$

con esto tenemos el valor de la esbeltez de la columna

$$Sr = \frac{0.5 \times 1400}{11.55} = 60.60$$

Por lo general , una columna corta se define como aquella cuya razón de esbeltez es ligeramente menor a 10, en este caso es mucho mayor a 10 por lo que se trata de una columna larga.

A través de las ecuaciones de columna de Johnson se determina la carga crítica de la columna.

$$\begin{aligned}
 P_{cr} &= A \left[S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y S_r}{2\pi} \right)^2 \right] = \\
 &= 1200 \left[36000 - \frac{1}{30E6} \left(\frac{36000 \times 60.60}{2\pi} \right)^2 \right]
 \end{aligned}$$

$$P_{cr} = 3.8E7$$

Con este valor se determina la carga permisible.

$$P_{permisible} = \frac{P_{cr}}{SF} = \frac{3.8E7}{4} = 9.5E6 \text{ lb.}$$

Esta carga esta muy por encima de la carga que requeremos soporte la columna, pero no se la hace de menores medidas por cuestiones de estética, por lo tanto la bancada será de tubos de sección rectangular de 40 x 30mm. En plano No. 7 se puede apreciar con mucho detalle esta bancada con sus respectivas medidas.

3.1.11 Diseño y Selección de Poleas.

El objetivo del uso de esta polea es de reducir la velocidad proveniente del motor, para ser transmitida al

eje del tornillo extrusor. Antes de seleccionar este sistema se necesita conocer los siguientes parámetros:

Caballos de fuerza necesarios para la transmisión: 20 HP

RPM de la unidad motriz: 1750 rpm.

RPM de la máquina impulsada: 390 rpm.

Distancia de centros aproximada de la transmisión: 32"

Tamaño del eje motriz: 1 3/8"

Tamaño del eje impulsado: 1 11/16"

Promedio de horas diarias de operación: 18 horas

De la tabla 1 del apéndice C determino el factor de servicio adecuado, que será para un servicio continuo para extrusoras que es de 1.5, con este factor multiplicado a los caballos de fuerza se obtiene el diseño de caballos de fuerza.

$$\text{Diseño de HP} = \text{factor de servicio} \times \text{HP} = 1.5 \times 20$$

$$\text{Diseño de HP} = 30 \text{ HP.}$$

De la figura 3.12 determino la sección transversal de banda preferencial, a esta gráfica se entra con los

valores de diseño de HP y con las rpm, requeridas, y vemos que este punto converge dentro de la sección de bandas tipo B.

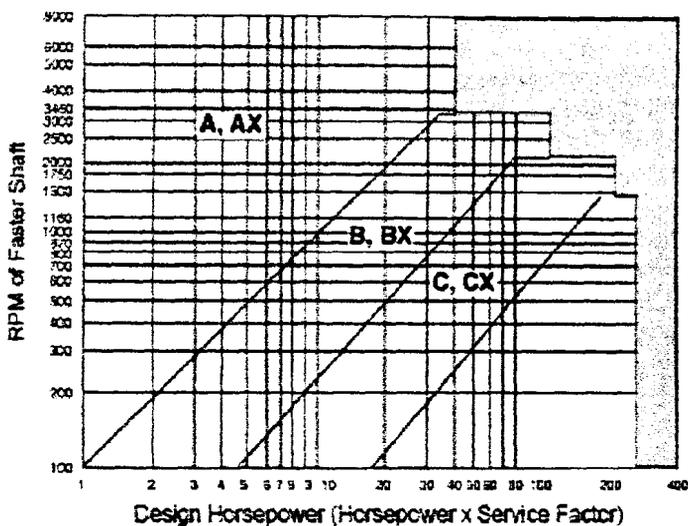


FIGURA 3.12 SELECCIÓN POR SECCIÓN TRANSVERSAL PARA RANURAS CONVENCIONALES

Ahora determinamos el diámetro mínimo de polea recomendado para motor eléctrico, que será la intersección de los caballos de fuerza con los RPM del motor.

TABLA 8
MÍNIMOS DIÁMETROS RECOMENDADOS EN
POLEAS PARA MOTORES ELÉCTRICOS

HP DEL MOTOR	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
0.50	2.50	2.50	2.50	-	-	-
0.75	3.00	2.50	2.50	2.50	-	-
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	-
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50
30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	-
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	-
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	-

Ahora procedemos a determinar la relación de velocidad.

$$\text{Relación de velocidad} = \frac{rpm_{motor}}{rpm_{impulsado}} = \frac{1750}{390} = 4.49$$

Con este valor de la relación de velocidad entro a la tabla 2 del apéndice C correspondiente a Selección de Transmisión en Existencia B. Tomamos el valor más



cercano a este que es 4.55. siguiendo a la derecha de esta tabla debajo de la columna de los RPM de la unidad motriz encontramos una velocidad del impulsado de 385 rpm., que es muy cercana a la pretendida. Tenemos más a la derecha el valor de HP por banda que es de 4.81 HP. Así mismo observamos los diámetros de polea que son de 4.4" para la polea motriz y 20" para la impulsada. Siguiendo hacia la derecha por la misma fila tratamos de buscar el valor más aproximado a la distancia entre centros para determinar la designación del largo de banda que para nuestro caso será 105" con un factor de corrección de la longitud de arco de contacto de 0.99.

Este factor lo multiplicamos por los caballos de fuerza por banda, esto da los caballos de fuerza por banda corregidos.

$$HP \text{ por banda corregidos} = 4.81 \times 0.99 = 4.76$$

Ahora se divide los HP de diseño para los HP por banda corregidos para determinar el número de bandas requeridos.

$$\# \text{ Bandas Requeridos} = \frac{\text{Diseño de HP}}{\text{HP corregidos}} = \frac{30}{4.76} = 6.3$$

Por lo tanto la banda que se deberá usar es la siguiente:

Polea Motriz: **8 B 44 TB**

Polea Impulsada: **8 B 200 TB**

3.1.12 Diseño y Selección de Bandas.

De la sección 3.1.11 se determino el largo de la banda que será de 105". Así mismo se encontró que será una polea de 8 ranuras, el ancho de la polea lo sacamos a partir de la siguiente ecuación:

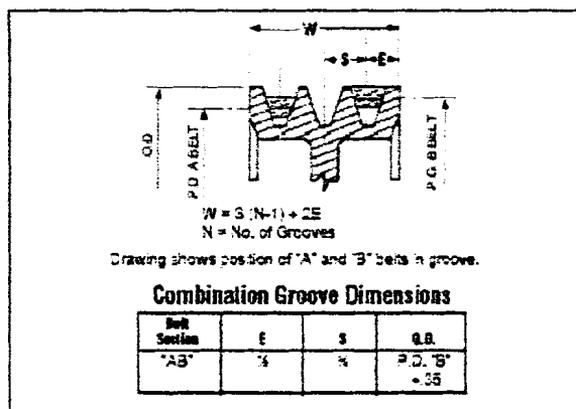


FIGURA 3.13 SECCIÓN DE LA BANDA

$$W = S (N - 1) + 2 E$$

$$W = (3/4) (8 - 1) + 2 (1/2)$$

$$W = 6.25"$$

3.1.13 Diseño y Selección de Cadena.

Este sistemas de cadena es el complemento del sistema de banda seleccionado en la sección anterior, para de aquí transmitir el movimiento al tomillo extrusor. Aquí podría surgir una pregunta, que por que se uso cadena en esta parte y no se uso banda polea como se lo hizo del motor al eje, la razón es muy sencilla e importante a la vez, a revoluciones menores a 100 rpm, en este caso en particular 90 rpm., la banda patina y se vuelve una transmisión muy insegura, es por eso que usamos cadena para esta parte.

Para la selección de cadena y sprocket se requieren de los siguientes datos:

Caballos de fuerza necesarios para la transmisión: 20 HP

RPM de la unidad motriz: 390 rpm.

RPM de la máquina impulsada: 90 rpm.

Distancia de centros aproximada de la transmisión: 20"

Promedio de horas diarias de operación: 18 horas

Clase de servicio: De choque moderado

Factor de servicio: 1.3 (De la tabla 9)

Diseño de HP: $20 \times 1.3 = 26$ DHP

TABLA 9
FACTORES DE SERVICIO PARA TRANSMISIÓN POR
CADENA

CLASIFICACIÓN DE SERVICIO	TIPO DE PODER DE ENTRADA		
	Motores de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Carga uniforme	1.0	1.0	1.2
Carga de Shock moderado	1.2	1.3	1.4
Carga de Shock pesado	1.4	1.5	1.7

Con el valor de diseño de HP que es de 26 DHP y el valor de los RPM entro a la tabla 1 del apéndice D para determinar que se requiere de un sprocket No. 50 de 17 dientes para el impulsor.

Con este dato determino el número de dientes del impulsado:

$$\text{No. dientes impulsado} = 17 \times \frac{390}{90} = 73.6 \text{ ó } 74 \text{ dientes}$$

Como no existen sprockets de 74 dientes seleccionamos uno de 76 dientes.

En la tabla 2 del apéndice D podemos observar las características y medidas de los sprockets seleccionados.

Así mismo en la siguiente figura observamos con claridad las características del sprocket seleccionado.

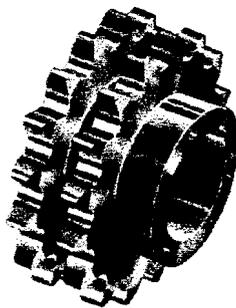


FIGURA 3.14 SPROCKET DOBLE MST

Ahora procedemos a determinar el largo de cadena en pasos, a partir de la siguiente ecuación.

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{A}{C}$$

donde:

L = Largo de cadena en pasos.

C = Distancia entre centro de los ejes.

N = Número de dientes en el sprocket mayor.

n = Número de dientes en el sprocket menor.

A = Valor de la tabla 2 del apéndice D para los valores de N - n.

$$L = 2(20) + \frac{76+17}{2} + \frac{88.17}{20}$$

$$L = 91 \text{ pasos.}$$

Por lo tanto la transmisión seleccionada es la siguiente:

Sprocket Impulsor: **D50P17H**

Sprocket Impulsado: **D50Q76**



Cadena: De rodillos, $L = 91$ pasos.

3.1.14 Diseño y Selección de Rodamientos y Chumaceras.

Rodamientos del Tornillo extrusor

El tipo de rodamiento que se más se acomoda a los parámetros de diseño del tornillo extrusor es el de tipo cónico, ya que el tornillo genera cargas axiales y radiales en la entrada y salida debido al empuje que este produce al conducir la resina desde la entrada hasta el punto de salida (boquilla), y este tipo de cojinete es capaz de soportar cargas radiales, cargas axiales en una dirección y cargas combinadas, además se sabe que aún cuando la una carga externa de empuje no se presente, la carga radial inducirá una reacción de empuje dentro del cojinete debido a la conicidad de los rodillos del cojinete.

Además de este cojinete cónico se usa uno de bolas en la parte posterior para darle al eje mayor estabilidad y así evitar cualquier tipo de descuadre que provoque un rozamiento entre el tornillo y la camisa. Ambos cojinetes estarán dentro de una camisa, la misma que poseerá un

grasero, por el cual constantemente se introducirá grasa de alta densidad, para mantener siempre lubricados los cojinetes y asegurar su máxima eficiencia.

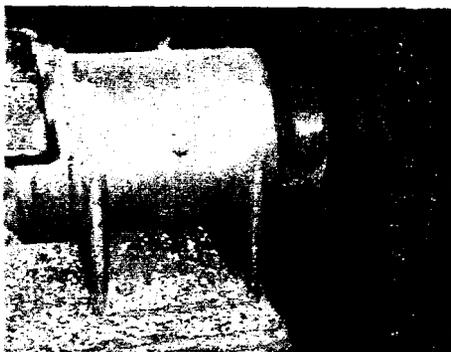


FIGURA 3.15 CAJA DE RODAMIENTOS PARA EL TORNILLO EXTRUSOR

Cojinete cónico

Primero se calcula la fuerza radial con el valor del torque obtenido anteriormente.

$$F_r = \frac{T}{r} = \frac{201.78}{0.03672} = 5495.1N$$

Con esta fuerza se procede a calcular la fuerza axial:

$$F_a = \frac{0.47 F_r}{K} \quad \text{donde } K = 0.75$$

entonces:

$$F_a = \frac{0.47 (5495.1)}{0.75} = 3443.6 N$$

Con estos valores, del catálogo de rodamientos NTN para un diámetro de 35 mm se tiene que la carga equivalente dinámica es:

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

y la carga equivalente estática es:

$$P_{or} = 0.5 F_r + Y_o F_a$$

Con la siguiente relación obtenemos las diferentes variables para sacar ambas cargas equivalentes y realizar la debida selección del rodamiento:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3443.6}{5495.1} = 0.63 > e$$

Con este valor se selecciona del catálogo de la página B-123 un valor para e de 0.45, si con este valor y sus correspondientes valores de X, Y, Yo y al ser reemplazados en las fórmulas de cargas equivalentes

dan como resultado una cantidad menor a su respectiva capacidad básica de carga este valor será el valor escogido, caso contrario se probará con otro valor de e hasta que se cumpla con esta condición de selección.

Así que:

$$Pr = 0.4 (5495.1) + 1.32 (3443.6)$$

$$Pr = 6743.6 \text{ N}$$

$$Por = 0.5 (5495.1) + 0.73 (3443.6)$$

$$Por = 5261.4 \text{ N}$$

Con estos valores se escoge en el catálogo un rodamiento de rodillos cónico **ET - 32007 X**.

Para asegurarnos de la selección del rodamiento encontramos el factor de seguridad, que por recomendaciones del catálogo para rodamientos cónicos deberá ser mayor a 4.

$$So = \frac{Cor}{Po} = \frac{52500}{6743.6} = 7.8$$

Con este valor de factor de seguridad nos cercioramos de que el rodamiento esta bien seleccionado.

Cojinete de Bolas

Para la selección de este rodamiento es prácticamente el mismo procedimiento que el usado en la selección del rodamiento anterior, usamos la misma relación de F_a / F_r para determinar el valor de e y de la página B-10 determinamos los valores necesarios para encontrar las cargas equivalentes.

$$Pr = 0.56 (5495.1) + 1.13 (3443.6)$$

$$Pr = 6968.5$$

Así mismo la carga equivalente estática

$$Por = 0.6 (5495.1) + 0.5 (3443.6)$$

$$Por = 5018.9$$

Si $Por < Fr$ use Fr por lo tanto

$$Por = 5018.9 N$$

Por lo tanto, bajo el mismo criterio de diseño usado para la selección del rodamiento anterior se selecciona un rodamiento **16007**.

De igual manera para asegurarnos de la selección del rodamiento encontramos el factor de seguridad, que por recomendaciones del catálogo para rodamientos de bolas deberá ser mayor a 1.

$$S_o = \frac{C_r}{P_r} = \frac{8200}{5495.1} = 1.5$$

Con este valor de factor de seguridad nos cercioramos de que el rodamiento esta bien seleccionado.

Rodamientos para las chumaceras del eje donde se montará la polea reductora

Para la selección de estos rodamientos del tipo chumaceras, se seguirán los mismos pasos que las selecciones anteriores. Se procederá a seleccionar rodamientos de bolas, ya que son los recomendados



para el tipo de esfuerzo al que estarán sometidos que son de tensión.

$$T = \frac{Pot}{W} = \frac{20(6600)}{390 (2\pi/60)} = 3232.1 \text{ lb-in}$$

$$Fr = \frac{T}{r} = \frac{3232.1}{0.84} = 3847.74 \text{ lb.} = 17114.75 \text{ N}$$

$$Fa = \frac{0.47 Fr}{0.75} = 10725.24 \text{ N}$$

Con estos valores de las cargas equivalentes tanto estática como dinámica entro al catálogo para determinar e de la página B-12.

$$\frac{Fa}{Cor} \text{ tomando } Cor = 24000$$

$$\frac{Fa}{Cor} = 0.45 \Rightarrow e = 0.44$$

$$\text{tenemos } \frac{Fa}{Fr} = 0.63 > e$$

por lo tanto

$$X = 0.56 \quad Y = 1$$

Con estos valores determinamos la carga equivalente dinámica:

$$Pr = XFr + YFa$$

$$Pr = 0.56(17114.75) + 1(10725.24)$$

$$Pr = 20309.5 \text{ N}$$

Así mismo determinamos la carga equivalente estática:

$$Por = 0.6Fr + 0.5Fa$$

$$Por = 15631.47 \text{ N}$$

$$\text{Si } Por < Fr \Rightarrow Por = Fr = 17114.75 \text{ N}$$

Del catálogo NTN en la página B-12 observamos que estas cargas equivalentes tanto dinámica como estática son menores a la capacidad básica del rodamiento seleccionado que es un rodamiento de bolas rígidas **6308**.

Para asegurarnos de nuestra selección sacamos el factor de seguridad.

$$S_o = \frac{C_r}{P_r}$$

$$S_o = 1.99$$

El catálogo nos recomienda un factor de seguridad mayor a 1 para rodamientos de esta clase, por lo que se ratifica la selección de este rodamiento.

3.1.15 Selección del Motor del Extrusor Principal.

Como se analizó en la sección 3.1, la potencia que necesita el tornillo extrusor es de 11.943 KW., por lo tanto para esta potencia se selecciona un motor de 20

HP a 1750 r.p.m., pero esta velocidad de revolución no puede ir directamente al eje del tornillo extrusor, por lo que se hace necesario un sistema de polea, más cadena para reducir esta velocidad, como el que se seleccionó en las secciones anteriores.

3.1.16 Selección del Motor del Extrusor Secundario.

Este motor debe ser capaz de hacer girar el pequeño extrusor que transportará el material para la pigmentación de la cinta. Por la experiencia de las fábricas que se dedican a la producción de este tipo de producto se recomienda un motor de 1 ½ HP a 1200 RPM, con su respectivo reductor de velocidad para transmitir el movimiento al eje del tornillo a través de un sistema de cadena y hacerlo girar a aproximadamente 60 RPM.

En el apéndice E podemos observar las características físicas de cada uno de estos motores, entrando a la tabla con la potencia y sus respectivas revoluciones por minuto.

3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA CINTA

3.2.1 Análisis Térmico del Sistema.

En todo proceso de enfriamiento de agua, es necesario tener siempre presente que entrega o recibe calor de acuerdo a su constante de capacidad de calor, y entrega o recibe calor latente en ase a su entalpía de evaporación, or lo tanto el agua constituye un excelente medio de refrigeración, siendo esta una de las principales aplicaciones que tiene a nivel industrial.

Por otro lado como su costo es cada vez mayor, es necesario extraerle el máximo provecho antes de desecharla.

Dentro del proceso de refrigeración esto significa hacer recircular el agua cuántas veces como sea posible, lo que significa tener el flujo adecuado; caso contrario causa elevadas temperaturas en la cuba, lo que ocasiona que la cinta saldrá con una elevada temperatura y en el momento del embobinado esta se

pegará, provocando una pérdida del material, por otro lado hace que la cuba y las tuberías sean influenciados por la corrosión, e incrustaciones que disminuirá el tiempo de vida de los equipos.

Cuándo el agua está actuando como refrigerante, en cuyo proceso como es obvio absorbe calor, este debe ser eliminado, es decir el agua debe ser enfriada antes de volverla a usar. Esto es lo que precisamente se persigue en los circuitos de recirculación, sean estos cerrados o abiertos, con el uso de diversos equipos que tenemos a la disposición en la industria para enfriar esta agua, como por ejemplo: chillers o torres de enfriamiento.

El calor que ganará el agua esta dado por la siguiente ecuación:

$$Q = m C_p \Delta T$$

donde:

m: flujo másico

C_p: Poder Calorífico



ΔT : Cambio de temperatura

$$Q = 0.01 \text{ Kg/s} (1900 \text{ J/Kg K}) (120 - 45)$$

$$Q = 1425 \text{ W}$$

Como podemos observar no es muy alto el calor cedido por el plástico al agua, esto hace inútil y antieconómico el uso de sistemas como los mencionados anteriormente y los comúnmente usados para este tipo de aplicación. Además la temperatura a la que debe mantenerse el agua es elevada aproximadamente 50°C. Y el uso de una torre de enfriamiento por ejemplo sería inútil como ya lo mencionamos para un sistema tan pequeño, por lo que haciendo recircular el agua es suficiente, teniendo cuidado sí de que el agua no exceda los 60°C. Esto se lo hace mezclando el agua de trabajo con agua a temperatura ambiente para así regular esta temperatura y además de reponer el agua perdida por la evaporación.

Además cabe recalcar que el agua cuando se enfría por el método evaporativo, pierde alrededor de 1000 BTU

por cada libra de agua evaporada, esta cantidad está dentro del rango de calor ganado por el agua.

Para mantener estas temperaturas de operación sin el uso de equipos de enfriamiento es preciso construir un acumulador de agua fría, para la recolección de las aguas de enfriamiento que circulan por la cuba de enfriamiento, esto no es más que una cisterna de las siguientes dimensiones: 3 x 2 x 1.5 mts. Con la finalidad que desde esta cisterna el agua sea succionada, para desde allí sea bombeada hacia la cuba. A esta cisterna se le suministrará constantemente agua fría para como ya lo mencionamos mantener la temperatura y reponer la pérdida por evaporación.

Como el agua se enfriará por efectos de convección libre provocando esta evaporación, se debe tratar de mantener la mayor cantidad de agua al ambiente, es por eso que la cuba de enfriamiento tiene la forma que se indica en el plano No. 3. Así el agua cae por caída libre hacia las dos cubas subsiguientes, para de la última cuba ser bombeada el agua hacia el acumulador de agua

fría, manteniendo de esta forma la temperatura óptima para el enfriamiento del agua sin alterar sus propiedades químicas y mecánicas.

Tiempo de enfriamiento de la cinta

Para proceder a este análisis se deben realizar algunas simplificaciones de ingeniería tales como: considerar a la cinta como una pared plana infinita, asumir una densidad y capacidad calorífica constante con la temperatura; propiedades homogéneas en todo el elemento. Una vez realizado esto, se procede al cómputo:

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = C_1 e^{-\zeta^2 Fo} \quad Fo = \frac{\alpha t}{X^2}$$

donde T es la temperatura inicial de la cinta, T_i es la temperatura final de la cinta y T_{∞} es la temperatura del fluido, C_1 , ζ son constantes dependientes del número de Biot, Fo es el número de Fourier, α es el coeficiente de difusividad térmica, X el ancho de la cinta y t el tiempo. Reemplazando el número de Fourier tenemos:

$$t = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{x}{\zeta} \right)^2 \ln \left(\frac{1}{C_1} \frac{T_i - T_\infty}{T_o - T_\infty} \right)$$

En la tabla 10 se muestran los parámetros.

TABLA 10
PARÁMETROS PARA EL TIEMPO DE ENFRIAMIENTO

PARÁMETROS	VALOR	UNIDAD
Coefficiente térmico	64.9E-3	m ² /s
Temperatura del fluido	45	C
Temperatura inicial cinta	120	C
Temperatura final cinta	50	C
Sae	0.2615	
Constante C1	10.114	
X	0.06	m

Evaluando estos valores en la ecuación tenemos:

$$t = 3 \text{ seg.}$$

Flujo de Agua

Es preciso determinar este factor para poder determinar con que frecuencia se debe recircular el agua de la cuba principal.

Esto se lo hace basándonos en la precisa de que la energía cedida por el plástico es igual a la energía ganada por el agua debido a la convección, la siguiente ecuación muestra dicho balance:

Calor cedido por la cinta = Calor ganado por el
agua

$$m C_p \Delta T = h A \Delta T$$

despejando el flujo másico del agua tenemos que:

$$m = \frac{h A (\Delta T_{\text{agua}})}{C_p \Delta T_{\text{cinta}}}$$

reemplazando los respectivos valores tenemos

$$m = 15 \text{ lt / min.}$$

Este valor podría parecer bastante bajo pero se da por lo que el agua está constantemente cayendo hacia la

segunda cuba por lo que el agua se enfría más por convección libre que por el flujo de agua de reposición.

En la presente gráfica se podrá observar con mayor detalle el sistema de enfriamiento de la cinta cabe recalcar que todo el sistema ocurre en circuito cerrado, además que tanto la cisterna o acumulador de agua fría como el tanque elevado están a presión atmosférica.

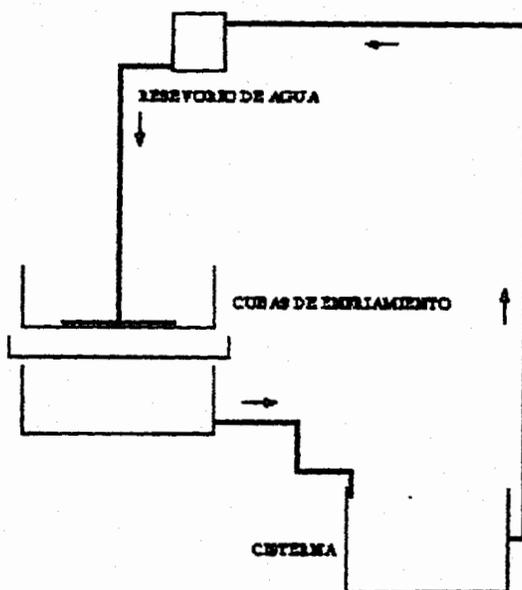


FIGURA 3.16 ESQUEMA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

3.2.2 Diseño del Tanque Reservorio de Agua.

Como ya se mencionó este será un acumulador de agua fría con las dimensiones ya establecidas de 3 x 2 x 1.5 mts. Básicamente será una cisterna de la cual a través de una bomba se transmitirá el agua hacia la cuba para que cumpla con su proceso.

Esta cisterna contará con su respectivo control de nivel a través de una boya la cual accionará la bomba para reponer agua cuando esta baje cierto nivel por las pérdidas de evaporación. Además de un desagüe para cambiar el agua de trabajo, esto se lo hará una vez al día.

3.2.3 Diseño del Tanque de Enfriamiento de la Cinta.

Estos tanques de enfriamiento de cinta, es por donde se hará pasar la cinta para que logre su completa plastificación, se han dispuesto de tres cubas como se ve en la figura 3.16., y con mucha más claridad en el plano No. 3. Esto es para lograr al máximo la transferencia de

calor por convección, y así extraerle calor al agua, para su siguiente proceso el de recirculación.

En primer lugar se deberá determinar la longitud de la cuba, asumiendo un ancho y profundidad de 400mm.

Para el cálculo de la dimensión del equipo se lo hace con la premisa de que la energía cedida por el plástico es igual a la energía ganada por el agua debido a la convección.

$$m C_p \Delta T = h A \Delta T$$

en la cual m es el flujo másico del material, C_p el calor específico del plástico y ΔT su diferencial de temperatura, A el área de la cuba, h el coeficiente convectivo y ΔT el diferencial de temperatura del agua.

Considerando la cinta como una placa plana se tiene:

$$h = \frac{N_u K}{L}$$

$$A = bL$$

$$R_e = \frac{\rho V L}{\mu}$$

$$N_u = 0.036 P_r^{1/3} R_e^{4/5}$$

ecuaciones en las cuales Nu es el número de Nussel, Re el número de Reynolds, Pr el de Prandtl, ρ la densidad del agua, μ su viscosidad y v su velocidad, b es el ancho de la cuba y L su longitud a calcular. Reemplazando estas en la ecuación del balance energético se tiene que:

$$m C_p (T_{sal} - T_{ent}) = \frac{N_u K}{L} A (T - T_\infty)$$

$$m C_p (T_{sal} - T_{ent}) = \frac{0.036 P_r^{1/3}}{L} \left(\frac{\rho V L}{\mu} \right)^{4/5} b L (T - T_\infty)$$

$$L = \frac{\mu}{\rho V} \left[\frac{m C_p (T_{sal} - T_{ent})}{0.036 P_r^{1/3} b (T - T_\infty)} \right]^{5/4}$$

$$L = 1.45 m$$

Esta longitud se la redondeará a 1.5 m., cabe recalcar que esta longitud es de la cuba principal es decir la superior, por donde pasa la cinta, la segunda será 200m más larga y la tercera será de las mismas dimensiones que la primera.

Ahora queda ver el espesor de las planchas de la cuba.



CIB-ES



CIB-ES



CIB-ESPO

La cuba tendrá un volumen de 0.27 m^3 multiplicado por la densidad tenemos el peso que soportará la cuba que será de 270 Kg.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{donde} \quad \sigma = \frac{F}{Lt}$$

donde

t = es el espesor de la plancha.

S_y = 40000 psi (acero AISI 1018)

L = Longitud de la cuba (1.5m)

F = Peso del agua (270 Kg.)

η = Factor de seguridad (5)

Reemplazando el esfuerzo en la fórmula de factor de seguridad tenemos que:

$$t = \frac{\eta F}{S_y L}$$

$$t = 0.2\text{mm}$$

Como podemos observar el ancho de plancha obtenida no llega ni siquiera a 1 mm esto es debido a que el esfuerzo al que estará sometida esta plancha es muy bajo, por lo que recomendamos la plancha de menor espesor en el mercado del acero recomendado que es un acero galvanizado.

Para las paredes el esfuerzo será mucho menor, por lo que se colocará la misma plancha que se usó para la base, esta plancha será la usada en las tres cubas con las dimensiones requeridas en el plano.

3.2.4 Diseño del Intercambiador de Calor.

Este llamado intercambiador de calor no es el típico intercambiador de tubo y coraza, no es más que las cubas diseñadas en la sección 3.2.3., bien llamado intercambiador de calor por que esa es su función la intercambiar el calor de la cinta con el agua, extrayendo este para lograr una óptima plastificación de la cinta.

Estas cubas que cumplirán la función de intercambiador de calor serán de acero, de las siguientes dimensiones:

Cuba 1: 1500 x 400 x 400

Cuba 2: 1900 x 250 x 800

Cuba 3: 1500 x 450 x 400

3.2.5 Selección del Equipo de Enfriamiento.

Como ya se mencionó en la sección 3.2.1 sería antieconómico a la vez antitécnico el uso de un equipo para el enfriamiento del agua, como una torre de enfriamiento que sería la más cercana a los requerimientos que se presentan. Por lo que el único equipo mecánico requerido para el enfriamiento de la cinta sería una bomba para la recirculación del agua, además de los precisos sistemas de control, como de nivel, y termostatos requeridos para el control de la temperatura del agua de enfriamiento.

3.2.6 Selección de la Bomba.

Para la selección de la bomba encargada de bombear agua desde la cisterna o acumulador de agua fría, hasta el tanque reservorio elevado desde donde caerá el agua a través de tuberías hasta las cubas de enfriamiento por donde pasará la cinta para así extraerle el calor y lograr su completa plastificación.

Para la selección de la bomba se realiza el presente análisis:

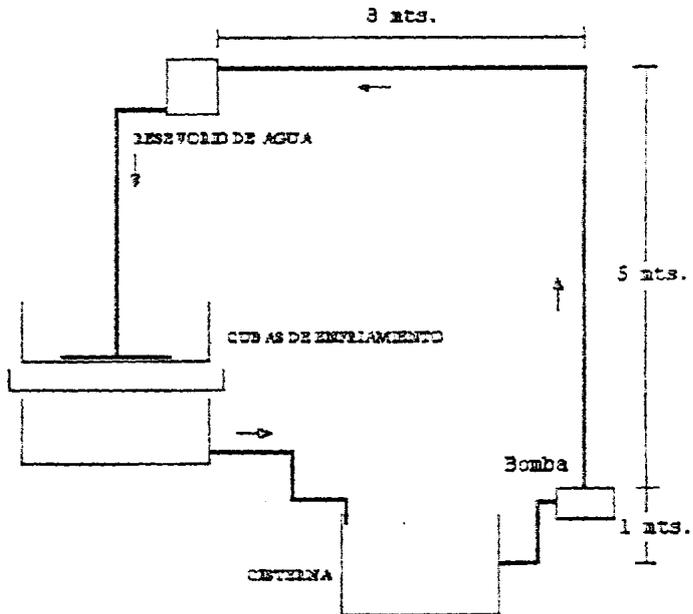


FIGURA 3.14 RED DE TUBERÍAS

$$H = P + Z + F_T$$

donde:

H: Cabezal de la bomba

P: Presión (En este caso 0 por estar a la atmósfera)

Z: Altura de bombeo

F_T : Pérdidas Totales

$$F_T = F_d + F_s$$

donde

F_d = Pérdidas de Descarga

F_s = Pérdidas de Succión

En primer lugar se procede a encontrar las pérdidas de descarga.

$$\text{Longitud equivalente tubería} = 13 \times 3.28 = 42.64 \text{ ft.}$$

$$\text{Longitud equivalente codos} = 3 \times 2.2 = 6.6 \text{ ft.}$$

$$\text{Pérdida por tubería} = 6.9 \times \text{cada 100 pies.}$$

$$\text{TOTAL} = 6.9 / 100 \times 49.24 = 3.4 \text{ ft.}$$

Ahora se determina las pérdidas por succión

Longitud equivalente tubería = 4.9 ft.

Longitud equivalente codos = $1 \times 2.2 = 2.2$ ft.

Longitud equivalente válvula = 5 ft.

Pérdidas por tubería = 6.9 por cada 100 ft.

TOTAL = $6.9 / 100 \times 12.1 = 0.8$ ft.

Los valores en esta sección usados para determinar las pérdidas en tubería, codos y válvulas los podemos encontrar en el apéndice F.

Una vez encontrados los valores de las pérdidas por descarga y succión, con ayuda de tablas, tenemos que:

$$F_T = F_d + F_s$$

$$F_T = 3.4 + 0.8$$

$$F_T = 4.2$$

Aplicando un factor de seguridad de 1.2 tenemos:

$$F_T = 5.1 \text{ ft.}$$

La altura de bombeo (Z) por seguridad tomamos tanto la de bombeo como la de succión, es decir 6 mts. o 19.7 ft. Por lo tanto:

$$H = Z + F_T$$

$$H = 19.7 + 5.1$$

$$H = 24.8 \text{ ft.}$$

Una vez determinado el cabezal H y con el dato del caudal de 4 gpm., se entra a la tabla del fabricante para determinar el caballaje de la bomba.

Encontramos que la bomba requerida es de las siguientes características: Pot: 0.5 HP., que puede ser a 220 V como a 110 V.

3.2.7 Diseño y Selección de Accesorios y Tuberías.

Es de mucha importancia la red de tuberías para el buen desempeño del sistema de enfriamiento ya que de este depende directamente un buen flujo del agua hacia las cubas de enfriamiento de la cinta. En el diseño de



sistemas de tuberías para agua, se deben analizar diferentes factores para así obtener el diámetro deseado de tubería, entre estos parámetros se podría mencionar sin ningún tipo de orden: pérdidas por fricción en codos, válvulas, así como en la tubería mismo, provocando esto una caída de presión en el sistema. En la presente tabla, la número 11 se considera todos estos tipos de factores mencionados para así obtener el diámetro óptimo de tubería y por ende de los accesorios requeridos para un buen funcionamiento del sistema; según el caudal de agua que se maneje.

TABLA 11
CAUDALES ADMISIBLES PARA SISTEMAS
CERRADOS DE TUBERÍA DE ACERO

Tamaño de tuberías (in)	Escala de Caudal (gal/min)	Escala de caída de presión (pies x cada 100mts.)
1/2	0 - 2	0 - 4
3/4	3 - 4	2.4 - 4
1	5 - 7.5	2 - 4
1-1/4	8 - 16	1.25 - 4
1-1/2	17 - 24	2 - 4
2	25 - 48	1.25 - 4
2-1/2	49 - 77	2 - 4
3	78 - 140	1.5 - 4
4	141 - 280	1.25 - 4

5	281 - 500	1.5 - 4
6	501 - 800	1.75 - 4
8	801 - 1700	1 - 4
10	1701 - 2500	1.25 - 2.75
12	2501 - 3600	1.25 - 2.25
14	3601 - 4200	1.25 - 2
16	4201 - 5500	1 - 1.75
18	5501 - 7000	0.9 - 1.5
20	7001 - 9000	0.8 - 1.25
24	9001 - 13000	0.8 - 1

En la sección 3.2.1 se encontró el caudal necesario de agua de 3.75 gpm. Por lo que entrando en la tabla tenemos un diámetro de tubería de $\frac{3}{4}$ " en acero galvanizado.

Por lo tanto se requerirán de codos del mismo diámetro roscados, así como una válvula cheque de igual diámetro en la succión del acumulador de agua fría, para evitar que esta se regrese en el momento que la bomba este fuera de servicio. Así mismo recomiendo el uso de válvulas de bola para el corte del flujo de agua o para ajustar el caudal en momentos determinados en puntos como a la salida de la bomba, o a la llegada a la cuba de enfriamiento.

Así mismo para el control de la temperatura del agua es necesario contar con una termocupla dentro de la cuba como en la cisterna o acumulador de agua fría para controlar la temperatura del agua de enfriamiento que como ya lo hemos mencionado debe estar en un rango de entre 50 a 60°C. De igual manera contar con controladores de nivel tanto para la última cuba como para la cisterna. Así mismo en la línea de tubería es necesario contar con un medidor de presión, esto será a la salida de la bomba por mayor seguridad.

3.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE TENSIÓN DE LA CINTA

3.3.1 Diseño de los Rodillos.

Estos rodillos ubicados en el sistema de tensión juegan un papel importante en el proceso de elaboración de cinta plástica, ya que estos son en gran parte los que le dan el espesor y ancho deseado a la misma.

La función de estos rodillos es halar la cinta desde la boquilla que es el punto de salida de la cinta del extrusor para hacerla pasar por la cuba de enfriamiento, y finalmente pasarla al sistema de rebobinado.

Estos rodillos deben ser rectificadores de goma tipo Neoprene para así evitar las picaduras y mantener la cinta tensa evitando que patine, los rodillos deben estar unidos en un punto de tangencia, tal como se observa en la figura 3.18.

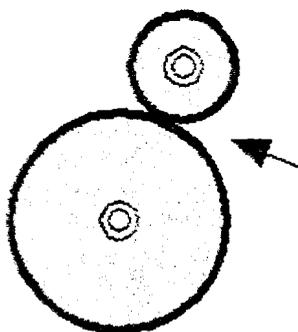


FIGURA 3.18 RODILLOS DEL SISTEMA DE TENSIÓN

Los rodillos son de diferente diámetro pero igual longitud, el inferior es impulsado por el motor a través de un sistema de banda y polea, como se lo observa en el plano, se debe tener especial cuidado con la velocidad

de rotación de estos rodillos ya que influenciará directamente en la fuerza que se ejerza sobre la cinta, se deberá regular esta velocidad de rotación de tal forma que sea muy similar a la velocidad de rotación del tornillo extrusor que es de 90 RPM., en este caso se ha calibrado la velocidad de rotación del rodillo impulsor en 100 RPM.

El diámetro del rodillo mayor es de 140mm y del menor es de 70 mm con una longitud los dos de 400mm.

3.3.2 Diseño del Sistema de Engranajes.

Este sistema será tentativamente el usado en el sistema de tensión de la cinta para transmitir el movimiento del eje del motor al eje del rodillo motriz que como ya lo mencionamos será el de mayor diámetro, a su vez servirá para reducir la velocidad de salida del motor y tener los RPM necesarios requeridos en el rodillo principal que es de 100 RPM., ya que el motor girará a 1200 RPM.

$$\text{Relación de Engranés} = \frac{1200}{100} = 12$$

Generalmente la razón de engranes más elevada en cualquiera de los engranes no debe ser mayor a 10, por lo tanto se deberá usar un rene de engranes, formado por dos engranes, y cada uno de estos si estará dentro de la limitación de 10:1.

Se puede obtener una idea de las relaciones de engranes necesarios , tomando la raíz cuadrada de la razón del tren deseada. $\sqrt{12} = 3.46$. Por lo que bien puede servir dos engranes con esta razón.

Se sabe que el número de dientes en cada engrane debe ser un número entero, se debe iterar para ver que tan cerca se puede llegar a la razón de engranes deseada, con combinaciones de dientes enteros, empezando con el piñón más pequeño posible de la tabla 13.

TABLA 13
NÚMERO MÍNIMO DE DIENTES DEL PIÑÓN SEGÚN
EL ÁNGULO DE PRESIÓN

Angulo de Presión (Grados)	Número mínimo de dientes
14.5	32
20	18
25	12

Generalmente el ángulo de presión es 20, por lo que el mínimo número de dientes del piñón deberá ser de 18.

$$18 \sqrt{12} = 62.35$$

$$24 \sqrt{12} = 83.14$$

$$26 \sqrt{12} = 90.06$$

El tercero de los mostrados, al redondearse a un entero, quedará muy cerca de la razón correcta.

Se prueba con dos engranes de 24 y 90 dientes.

$$\left(\frac{90}{26}\right) \left(\frac{90}{26}\right) = 11.98$$

Este valor es bastante aproximado al de 12 por lo que este número de dientes tanto en el piñón como en el engrane lo tomamos como válido.

Ahora debemos comprobar que el número de dientes y diámetros del piñón como del engrane son correctos, esto se lo hace comprobando una ley fundamental de engranes, que dice: *el paso diametral en engranes acoplados debe ser el mismo.*

$$Pd_p = \frac{N}{d} = \frac{26}{4} = 6.5$$

$$Pd_g = \frac{N}{d} = \frac{90}{14} = 6.43$$

Esto se comprueba ya que son los mismos.

Otra forma de comprobar y la más precisa es determinando la razón de contacto (m_p). La razón mínima de contacto para una operación sin oscilaciones es 1.2. Se prefiere una razón de contacto mínima de 1.4 y cifras superiores son aún mejores.



$$m_2 = \frac{P_1 Z}{\pi \cos \phi}$$

donde Z se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$Z = \sqrt{(r_2 + a_2)^2 - (r_2 \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_3 + a_3)^2 - (r_3 \cos \phi)^2} - C \sin \phi$$

donde:

$$r_2 = \frac{d_p}{2} = \frac{4}{2} = 2$$

$$r_3 = \frac{d_3}{2} = \frac{14}{2} = 7$$

$$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{6.5} = 0.154$$

$$C = r_2 + r_3 = 9$$

con todos los parámetros hallados se procede a encontrar el valor de Z .

$$Z = \frac{\sqrt{(2 + 0.154)^2 - (2 \cos 20)^2} + \sqrt{(7 + 0.154)^2 - (7 \cos 20)^2}}{9 \sin 20}$$

$$Z = 0.855$$

$$m_p = \frac{6.5 (0.855)}{\pi \cos 20} = 1.88$$

Se ha determinado una razón de contacto mayor a la recomendada, lo que ratifica que no habrá interferencia, y que el tren de engranes esta bien diseñado.

Como se mencionó al principio de esta sección esta es una opción tentativa para transmitir el movimiento desde el eje del motor hacia el eje del rodillo y a su vez reducir la velocidad de giro.

Después de hacer un profundo análisis del uso de este sistema, se han encontrado algunos inconvenientes con el uso del mismo, por ejemplo el ruido, es obvio suponer que el uso de engranes para transmisión de movimientos es más ruidoso que otro sistema, otro inconveniente y de más peso es el aspecto económico, el uso de un sistema

de engranes es más costoso, por lo que se ha pensado en el uso de un sistema de banda polea que resulta más económico y más conveniente según la experiencia de este tipo de equipos, además que la velocidad a la que girarán los rodillos será de 100 rpm., que se ajusta a la mínima velocidad de rotación necesaria para el uso de poleas.

El diseño de este sistema que será el usado para la tensión de la cinta se presenta a continuación.

Selección del sistema de transmisión banda – polea.

El objetivo del uso de esta polea es de reducir la velocidad proveniente del motor, para ser transmitida a través de una cadena el movimiento al tornillo extrusor.

Antes deseleccionar este sistema de transmisión se necesita conocer los siguientes factores:

Caballos de fuerza necesarios para la transmisión: 1 HP
RPM de la unidad motriz: 1200 rpm.

RPM de la máquina impulsada: 343 rpm.

Distancia de centros aproximada de la transmisión: 24"

Tamaño del eje motriz: 7/8"

Tamaño del eje impulsado: 1"

Promedio de horas diarias de operación: 18 horas

De la tabla 1 del apéndice C determino el factor de servicio adecuado, que será para un servicio continuo para ejes en línea que es de 1.3, con este factor multiplicado a los caballos de fuerza se obtiene el diseño de caballos de fuerza.

$$\text{Diseño de HP} = \text{factor de servicio} \times \text{HP} = 1.3 \times 1$$

$$\text{Diseño de HP} = 1.3 \text{ DHP.}$$

De la figura 3.12 determino la sección transversal de banda preferencial, obtenemos una banda tipo A.

Ahora determinamos el diámetro mínimo de polea recomendado para motor eléctrico, que será la intercepción de los caballos de fuerza con los RPM del



motor, en la tabla No. 8. Tenemos un Diámetro mínimo de 2.5"

Ahora procedemos a determinar la relación de velocidad.

$$\text{Relación de velocidad} = \frac{\text{rpm motor}}{\text{rpm impulsado}} = \frac{1200}{343} = 3.49$$

Con este valor de la relación de velocidad entro a la tabla 3 del apéndice C correspondiente a Selección de Transmisión en Existencia A. Tomamos el valor más cercano a este que es 4.50. siguiendo a la derecha de esta tabla debajo de la columna de los RPM de la unidad motriz encontramos una velocidad del impulsado de 347 rpm., que es muy cercana a la pretendida. Tenemos más a la derecha el valor de HP por banda que es de 4.83 HP. Así mismo observamos los diámetros de polea que son de 5.6" para la polea motriz y 19.6" para la impulsada. Siguiendo hacia la derecha por la misma fila tratamos de buscar el valor más aproximado a la distancia entre centros para determinar la designación del largo de banda que para nuestro caso será 90" con

un factor de corrección de la longitud de arco de contacto de 1.04.

Este factor lo multiplicamos por los caballos de fuerza por banda, esto da los caballos de fuerza por banda corregidos.

$$HP \text{ por banda corregidos} = 4.83 \times 1.05 = 5.02$$

Ahora se divide los HP de diseño para los HP por banda corregidos para determinar el número de bandas requeridos.

$$\# \text{ Bandas Requeridos} = \frac{\text{Diseño de HP}}{HP \text{ corregidos}} = \frac{1.3}{5.02} = 0.3$$

Esto indica que se deberá usar una sola banda.

Por lo tanto la banda que se deberá usar es la siguiente:

Polea Motriz: 1 A 56 TB

Polea Impulsada: 1 A 196 TB

Selección de la banda

Se determino el largo de la banda que será de 90". Así mismo de la tabla 4 del Apéndice C observamos que será una polea de 1 ranuras, el ancho de la polea lo sacamos a partir de la siguiente ecuación:

$$W = S(N - 1) + 2E$$

$$W = (3/4)(1-1) + 2(1/2)$$

$$W = 1"$$

3.3.3 Diseño de la Bancada.

Esta bancada al igual que la diseñada para el sistema de extrusión deberá ser diseñada para ser capaz de soportar todos los equipos sobre ella, como los dos rodillos tensores, y el sistema de transmisión y un adicional de carga del 10% para aseguramos y no correr ningún riesgo. Para esto se asumido una carga de 40 Kg. Esta bancada será del mismo material que la anterior, es decir acero AISI 1018.

De igual manera que se diseñó la bancada para el sistema de extrusión se diseñará esta, obviamente está será igual de columna larga, por lo que asumimos una sección rectangular de 30 x 20mm.

La razón de esbeltez de la columna será.

$$Sr = \frac{l_{eff}}{K} \quad \text{donde } l_{eff} = 0.5l \quad \text{además}$$

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{b^3 h / 12}{b \times h}} = \sqrt{\frac{30^3 \cdot 20 / 12}{30 \times 20}}$$

$$K = 8.66$$

con esto tenemos el valor de la esbeltez de la columna

$$Sr = \frac{0.5 \times 1000}{8.66} = 57.73$$

A través de las ecuaciones de columna de Johnson se determina la carga crítica de la columna.

$$P_{cr} = A \left[S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y S_r}{2\pi} \right)^2 \right]$$

$$= 600 \left[40000 - \frac{1}{30E6} \left(\frac{40000 \times 57.73}{2\pi} \right)^2 \right]$$

$$P_{cr} = 2.4E7$$

Con este valor se determina la carga permisible.

$$P_{permisible} = \frac{P_{cr}}{SF} = \frac{5.99E11}{4} = 6E6 lb.$$

Esta carga esta muy por encima de la carga que requeremos soporte la columna, pero no se la hace de menores medidas por cuestiones de estética, por lo tanto la bancada será de tubos de sección rectangular de 40 x 30mm. En plano No. 7 se puede apreciar con mucho detalle esta bancada con sus respectivas medidas.

3.3.4 Selección de Chumaceras.

Estos rodamientos servirán tanto en el eje de la polea como para los rodillos, el procedimiento de selección

será el mismo usado en la sección 3.1.14.
 Seleccionaremos unos rodamientos de bolas, ya que se los recomienda para este tipo de aplicación.

$$T = \frac{Pot}{W} = \frac{1(6600)}{100(2\pi/60)} = 630.25 \text{ lb-in}$$

$$Fr = \frac{T}{r} = \frac{630.25}{0.5} = 1260.51 \text{ lb.} = 5606.74 \text{ N}$$

$$Fa = \frac{0.47 Fr}{0.75} = 3513.55 \text{ N}$$

Con estos valores de las cargas equivalentes tanto estática como dinámica entro al catálogo para determinar e de la página B-10

$$\frac{Fa}{Cor} \text{ tomando } Cor = 9250$$

$$\frac{Fa}{Cor} = 0.4 \Rightarrow e = 0.41$$

$$\text{tenemos } \frac{Fa}{Fr} = 0.63 > e$$

por lo tanto

$$X = 0.56 \quad Y = 1.05$$

Con estos valores determinamos la carga equivalente dinámica:

$$Pr = XFr + YFa$$

$$Pr = 0.56 (5606.74) + 1.05 (3513.55)$$

$$Pr = 6829 \text{ N}$$

Así mismo determinamos la carga equivalente estática:

$$Por = 0.6Fr + 0.5Fa$$

$$Por = 5121.79 \text{ N}$$

$$\text{Si } Por < Fr \Rightarrow Por = Fr = 5606.74 \text{ N}$$

Del catálogo NTN en la página B-10 observamos que estas cargas equivalentes tanto dinámica como estática son menores a la capacidad básica del rodamiento

seleccionado que es un rodamiento de bolas rígidas **63 / 22.**

Para asegurarnos de nuestra selección sacamos el factor de seguridad.

$$S_o = \frac{C_r}{P_r}$$

$$S_o = 2.7$$

El catálogo nos recomienda un factor de seguridad mayor a 1 para rodamientos de esta clase, por lo que se ratifica la selección de este rodamiento.

3.3.5 Selección del Motor.

Este motor no tiene mayor torque que vencer, sino el que se genera por la tensión de la cinta que será muy pequeño, se ha optado por un motor de 1HP a 1200 RPM., que es el usado para este fin en empresas dedicadas a actividades similares el mismo que poseerá un sistema de transmisión de banda y polea para

transmitir el movimiento hacia los rodillos y hacerlo girar a 100 RPM..

De igual manera en el apéndice E podemos observar las características físicas de este motor, entrando a la tabla con la potencia y sus respectivas revoluciones por minuto.

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE COSTOS

El análisis realizado a continuación está basado en mano de obra y materiales nacionales, para la construcción de cada uno de los equipos que hemos venido diseñando y seleccionando.

ITEM	DETALLE	DESCRIPCIÓN	CANT.	MATERIAL	MATERIAL Y MANO DE OBRA	
					UNIT. US\$.	TOTAL US\$.
1.0	SISTEMA DE EXTRUSIÓN					
1.1	Tornillo Extrusor	L = 1560 mm. D = 55mm.	1	Acero AISI P20	2.000,00	2.000,00
1.2	Barril o Camisa	L = 1590 mm. D = 55mm. e = 8mm.	1	Acero AISI P20	2.000,00	2.000,00
1.3	Boquilla	Diam. 64mm.	1	Acero AISI P20	480,00	480,00
1.4	Caja de Rodamientos	Diam. 75mm.	1	Acero AISI P20	500,00	500,00
1.3	Tolva Principal	h = 500mm.	1	Acero 1018	60,00	60,00
1.4	Tolva Secundaria	h = 350mm.	1	Acero 1018	40,00	40,00

1.5	Cámara de Derretimiento	Dimensiones: (bxaxp) 230 x 185 x 800 mm. Espesor: 22mm.	1	Fibra de Vidrio	120,00	120,00
1.6	Resistencias Eléctricas	60 Váticos 850 ohmics	1	Cobre	40,00	40,00
1.7	Tuberías de Gas	3 Válvulas Quemadores	1	Acero Galvanizado	100,00	100,00
1.8	Bancada	Dimensiones: (bxaxp) 450 x 1420 x 1700mm	1	Acero A36	180,00	180,00
1.9	Sistema de Transmisión	Polea: 8B44TB	1		112,54	112,54
		Polea: 9B200TB	1		545,08	545,08
		Banda: 8 canales L = 105"	1		15,11	15,11
		Sprocket: D50P17H	1		11,95	11,95
		Sprocket: D50Q76	1		72,02	72,02
		Cadena: Rodillos L = 37 pasos	1		44,30	44,30
1.10	Rodamientos y Chumaceras	Rodillo Cónico Dint = 35mm No. ET - 32007X	1		45,34	45,34
		Bolas Rígido Dint = 35mm No. 16007	1		19,38	19,38
		Bolas Rígido Dint = 1-11/16" No. 6308	2		15,99	31,99
1.11	Motor Principal	12 HP 1750 rpm.	1		683,38	683,38
1.12	Motor Secundario	1-1/2 HP 1200 rpm.	1		143,50	143,50
1.13	Extrusor Secundario	Incluido tornillo y barril L = 400mm D = 30mm.	1	Acero AISI P20	330,00	330,00
2.0	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO					

2.1	Cubas de Enfriamiento	Dimensiones: (bxaxp) No.1: 400x400x1500 No.2: 800x250x1900 No.3: 400x450x1500	1 1 1	Acero Galvanizado	46,00 32,00 52,00	46,00 32,00 52,00
2.2	Acumulador de Agua Fría	Dimensiones: (bxaxp) 2 x 1.5 x 3 mts.	1	Concreto	450,00	450,00
2.3	Red de Tuberías	Diam. 3/4" L = 30mts.	1	Acero Galvanizado	86,00	86,00
2.4	Sistema de Control	Termocuplas Controladores de Nivel Válvulas	1		280,00	280,00
2.5	Bomba de Agua	1 HP 4 gpm.	1		80,00	80,00
3.0	SISTEMA DE TENSIÓN					
3.1	Rodillos	Diam = 140mm L = 400mm Diam = 70mm L = 400mm	1 1	Goma Tipo Necprene	125,00 95,00	125,00 95,00
3.2	Bancada	Dimensiones: (bxaxp) 600 x 1000 x 450	1	Acero A38	125,00	125,00
3.3	Sistema de Transmisión	Polea: 1A58TB Polea: 1A196TB Banda: 1 Canal L = 90"	1 1 1		24,54 84,39 3,63	24,54 84,39 3,63
3.4	Chumaceras	Bolas Rígido Dint = 1" No. 63/22	1		14,54	14,54
3.5	Motor	1 HP 1200 rpm	1		120,00	120,00
4.0	COSTOS VARIOS	Pernos Soldadura, etc.	1		280,00	280,00
5.0	ASISTENCIA TÉCNICA					840,55
6.0	GASTOS ADMINISTRATIVOS					420,27



GRAN TOTAL	\$ 16.734,29
------------	--------------

Este es el valor total de todo el equipo incluido la mano de obra, se puede observar que es un costo bastante aceptable tomando en cuenta que el equipo produce aproximadamente 36 Kg/h. A un costo de \$1.20 por kilo de cinta y una producción de 18h. Al día, 6 días a la semana tenemos un ingreso bruto semanal de \$4665.6. A esta ganancia bruta le quitamos un 60% por costos de producción y administrativos y tenemos una ganancia neta de \$1866.24 semanales, es decir recuperaríamos la inversión inicial en aproximadamente 8 semanas. Que es un tiempo bastante favorable, además que el mercado de esta cinta es garantizado ya que tiene muy buena demanda tanto en el mercado nacional, como en el Peruano, Colombiano e incluso Boliviano.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

El subdesarrollo en el que se encuentra sumergido nuestro país, así como la fuga de divisas debido a la innecesaria importación de maquinaria, dada las posibilidades técnicas con las que cuenta nuestro país para fabricarlas para abastecer el mercado nacional e incluso sudamericano, a un menor precio, constituyeron entre otras razones la motivación para desarrollar el presente proyecto, con el que pretendo de alguna manera aportar en el progreso e independencia tecnológica de nuestro Ecuador.

Es preciso que, finalizando el estudio motivo de la presente Tesis de Grado, se realice un examen de los aspectos más relevantes de su contenido.

1. El proyecto desarrollado, en lo referente a la tecnología de la producción de cinta de polietileno para las aplicaciones ya mencionadas al inicio de este trabajo, determinó como factores influyentes en el proceso a:

- Temperatura de derretimiento: 160°C
- Presión de extrusión: 98 MPa., tanto para polietileno de baja o de alta densidad.
- Tiempo de enfriamiento de la cinta: 3 Seg. dependiendo del ancho y espesor de cinta a producir.
- Resistencia a la fatiga de los materiales seleccionados.

2. Los análisis de diseño desarrollados para el establecimiento de los parámetros de las máquinas dieron como resultado que, los materiales y dimensiones de cada una de las partes más relevantes según su importancia dentro de la línea de producción, deben ser de acuerdo a los cálculos realizados.

3. Debido a que el cilindro va a estar sometido a una presión aproximada de 98 Mpa., este debe ser lo suficientemente resistente para soportar esta presión y además, debe estar en capacidad de resistir el desgaste debido a la abrasividad del material y corrosión producidos por el flujo de resina derretida a través de él.

4. El aislamiento térmico para la denominada cámara de derretimiento será de fibra de vidrio con un espesor de pared de 22mm. Esto es para aprovechar la máxima cantidad del calor generado por los quemadores de gas, y así lograr la temperatura de fusión del plástico que es de 160°C.

5. Como se vio en el análisis se concluyó de que no es necesario de ningún equipo para el enfriamiento del agua, ya que es antieconómico por sobre de antitécnico, ya que es también válido el uso de una torre de enfriamiento, pero el caudal de agua es relativamente bajo además encarecería el costo del equipo. Por lo que se concluyó en el uso de una serie de cubas además de una bomba que hará recircular el agua, mezclando esta con agua fría en una cisterna o llamada acumulador de agua fría.

6. En el sistema de tensión se decidió por un sistema de banda – polea para la transmisión del movimiento desde el motor hasta el rodillo, se optó por este sistema por cuestiones de costos además que es más silencioso al sistema de engranes que se había pensado en primera instancia.

7. Por último el acelerado crecimiento de la industria del plástico en el mercado nacional e internacional y la renovación constante de técnicas para su aprovechamiento, permite prever un excelente futuro para este tipo de industria. Por lo que en el país y específicamente nosotros como Ingenieros Mecánicos debemos considerar la fabricación de este tipo de maquinaria e ir orientando ideas al desarrollo de estos materiales y sus diferentes aplicaciones. Dejando de depender tanto de tecnología extranjera, que hace que los costos de producción en el país sean tan elevados y se dificulte competir con industrias extranjeras.

RECOMENDACIONES

Las sugerencias hechas a continuación, se dirige a quien interese seguir con el proceso subsiguiente al que en esta Tesis de Grado cubre:

1. Se debe realizar una planificación para ejecutar la construcción y posterior montaje de la línea de producción para que, con una posterior evaluación general, se establezcan medidas correctivas para alcanzar su correcta ejecución y así lograr con los volúmenes y calidad de producción preestablecidos.
2. Se deberá tener especial cuidado al momento de construir el tornillo extrusor, ya que el rectificado de su superficie y el tratamiento térmico que se le dé, que generalmente es de nitrurado deben ser de muy buena calidad con el único fin de no tener problemas con la temperatura de operación y con la producción misma.
3. Si se desea hacer una máquina para extruir cinta de mayor ancho y espesor se debe tener especial cuidado en las características del tornillo, boquilla y barril o cilindro que tendrán

que necesariamente cambiar de dimensiones, ya que serán mayores a las expuestas aquí.

4. Para apagar la máquina una vez terminado el turno o para darle mantenimiento se deberá vaciar por completo el barril, esto se lo hará dejando encendida la máquina unos cinco minutos sin material, para que de esta manera las paredes del barril se limpien, igual que la boquilla y el filtro. Igual cuidado se debe tener al momento de encender el equipo, se lo deberá encender sin material en su interior, esto provocaría una posible grieta en el tornillo debido al esfuerzo, o que se quemara el motor, al subir amperaje, así mismo se deberá encender los quemadores y una vez alcanzado la temperatura interior de los 160°C se procederá a insertar material en volúmenes moderados a la tolva.

5. La temperatura de ambos tornillo extrusores debe ser la misma, ya que si la temperatura del tornillo secundario es menor no se logra que el pigmento se adhiera a la resina que está saliendo del tornillo principal, y se desperdiciará tiempo y material.

6. Debido a que la principal función de la boquilla que es la de dar la forma requerida al plástico extruido, se debe tener mucho cuidado con su instalación debe estar perfectamente centrado a la brida del barril. Así mismo su apertura en la parte central debe estar a la separación requerida, de esto dependerá el espesor de la cinta, de igual manera esta ranura debe estar completamente limpia para evitar alguna impureza en la cinta.

7. Así mismo tener especial cuidado del cambio o revisión del filtro en la extrusora, ya que la suciedad de este reduce la salida al mismo paso, es decir, se necesitaría más velocidad en el torillo extrusor para alcanzar la producción deseada, lo que ocasionaría un aumento en la presión de fundido y un aumento en la temperatura de operación lo que resultará en una inestabilidad de la cinta y un desperdicio excesivo de materia prima.

8. El espacio físico que se designe para la instalación de los equipos que intervendrán en la producción de la cinta, debe estar lo suficientemente ventilado, ya que la generación de calor en la extrusora y la evaporación del agua en el sistema de enfriamiento hace que la temperatura del ambiente sea

elevada, y esto podría causar irritabilidad en los obreros así como daños en los motores y bomba. Este espacio físico destinado para los equipos debe estar aparte del espacio físico que se da a los cilindros de gas para evitar cualquier inconveniente, de igual manera este recinto debe contar con suficiente ventilación.

9. Se deberá revirar constantemente las instalaciones de las tuberías de gas, así como sus respectivas válvulas, para generar las diferentes etapas de calor requeridos durante la extrusión del plástico.

10. Así mismo tomar medida de la temperatura del agua de enfriamiento, tratando siempre de que esté por debajo de los 60°C haciendo recircular el agua y al mismo tiempo reponer agua por la pérdida de esta que se da por evaporación.

11. Como recomendación final, es mi obligación dejar por escrito que, con un poco de esfuerzo y dedicación el estudiante que finaliza su carrera como Ingeniero Mecánico, debe salir a ser fuente y generador de trabajo, no a buscarlo, situación en la

que la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción debe poner especial interés.

APÉNDICE A

PROPIEDADES DEL POLIETILENO DE BAJA DENSIDAD

Propiedades Eléctricas

Constante Dieléctrica @1MHz	2,2-2,35
Factor de Disipación a 1 MHz	$1-10 \times 10^{-4}$
Resistencia Dieléctrica (kV mm ⁻¹)	27
Resistividad Superficial (Ohm/sq)	10^{13}
Resistividad de Volumen (Ohmcm)	$10^{15}-10^{18}$

Propiedades Físicas

Absorción de Agua – en 24 horas (%)	<0,015
Densidad (g cm ⁻³)	0,92
Índice Refractivo	1,51
Índice de Oxígeno Límite (%)	17
Inflamabilidad	HB
Resistencia a la Radiación	Aceptable
Resistencia a los Ultra-violetas	Malas

Propiedades Mecánicas

Alargamiento a la Rotura (%)	400
Dureza – Rockwell	D41-46 - Shore
Módulo de Tracción (GPa)	0,1-0,3
Resistencia a la Tracción (MPa)	5-25
Resistencia al Impacto Izod (J m ⁻¹)	>1000

Propiedades Térmicas

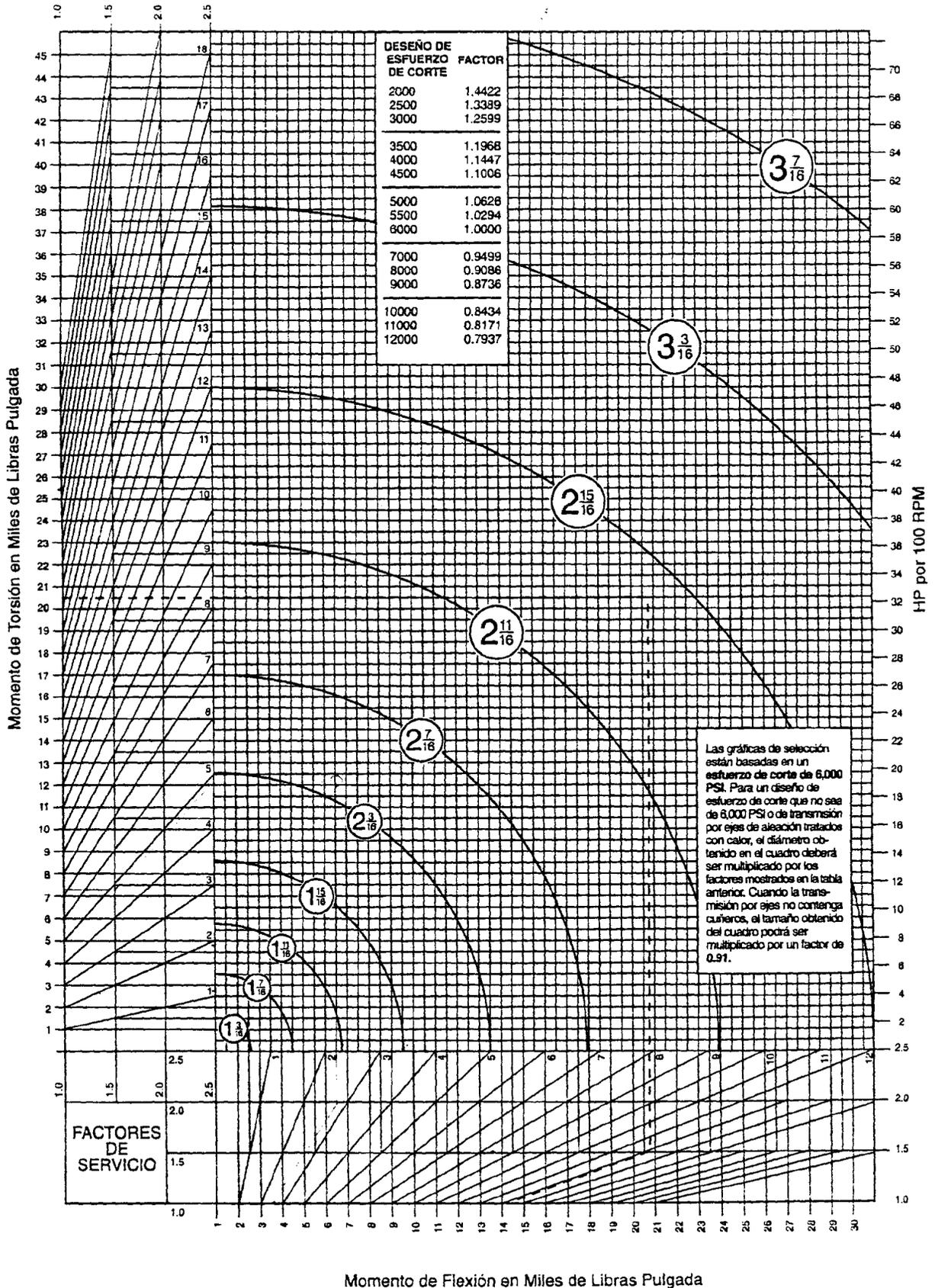
Calor Específico (J K ⁻¹ kg ⁻¹)	1900
Coefficiente de Expansión Térmica (x10 ⁻⁶ K ⁻¹)	100-200
Conductividad Térmica a 23C (W m ⁻¹ K ⁻¹)	0,33
Temperatura Máxima de Utilización (C)	50-90
Temperatura Mínima de Utilización (C)	-60
Temperatura de Deflección en Caliente - 0.45MPa (C)	50
Temperatura de Deflección en Caliente - 1.8MPa (C)	35

Resistencia Química

Acidos – concentrados	Buena-Aceptable
Acidos – diluidos	Buena
Álcalis	Buena
Alcoholes	Buena
Cetonas	Buena-Aceptable
Grasas y Aceites	Buena-Aceptable
Halógenos	Aceptable-Buena
Hidro-carbonios halógenos	Aceptable-Buena
Hidrocarburos Aromáticos	Aceptable-Buena

APÉNDICE B

**TABLAS PARA EL DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE
DONDE SE MONTARÁ LA POLEA REDUCTORA**



Momento de Flexión en Miles de Libras Pulgada

APÉNDICE C

TABLAS PARA EL DISEÑO Y SELECCIÓN DE POLEAS Y BANDAS



Stock Drive Selection

To select the best V-Belt Drive for an application, utilizing stock sheaves, simply follow the step by step instructions below:

BEFORE SELECTING A DRIVE, YOU NEED TO KNOW THESE FACTS:

1. The horsepower requirement of the drive.
2. The RPM of the driver.
3. The RPM of the driven machine.
4. The approximate center distance for the drive.
5. Shaft size of both units.
6. Average hours of operation per day.

TABLE 1 — SERVICE FACTORS

THE CORRECT SERVICE FACTOR IS DETERMINED BY:

1. The extent and frequency of peak loads.
2. The number of operating hours per year, broken down into average hours per day of continuous service.
3. The proper service category, (intermittent, normal or continuous). Select the one that most closely approximates your application conditions.

INTERMITTENT SERVICE — SERVICE FACTOR 1.0 TO 1.5

- a. Light Duty — Not more than 6 hours per day.
- b. Never exceeding rated load.

NORMAL SERVICE — SERVICE FACTOR 1.1 TO 1.6

- a. Daily service 6 to 16 hours per day.
- b. Where occasional starting or peak load does not exceed 200% of the full load.

CONTINUOUS SERVICE — SERVICE FACTOR 1.2 TO 1.8

- a. Continuous service 16 to 24 hours per day.
- b. Where starting or peak load is in excess of 200% of the full load or where starting or peak loads and overloads occur frequently.

TYPICAL SERVICE FACTORS

DRIVER MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
	ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines			ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound		
IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR: Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below.						
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shells Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

B Stock Drive Selection



Speed Ratio	Sheave Combination		Drive/Speed and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factors					
			3500 RPM Drive/			1750 RPM Drive/			1100 RPM Drive/			B/BX Belt Length Designation					
	Drive/ P.D.	Drive/ P.D.	Drive/ RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	Drive/ RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	Drive/ RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	35	38	42	48	51	60
3.41	5.4	18.4	1027	10.17	14.51	514	7.49	9.27	340	5.58	6.68	—	—	—	—	—	—
3.44	3.6	12.4	1016	2.79	8.20	508	2.55	4.09	337	2.05	3.02	—	—	—	10.4	13.1	17.8
3.45	5.8	20.0	1015	11.48	16.10	507	8.53	10.37	336	6.34	7.47	—	—	—	—	—	—
3.48	4.6	16.0	1006	7.17	11.05	503	5.35	7.02	333	4.04	5.08	—	—	—	—	—	13.5
3.49	8.6	30.0	+	+	+	502	15.10	17.52	333	11.36	12.75	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.72	0.77	0.83
3.50	4.4	15.4	1000	6.35	10.12	500	4.80	6.44	331	3.65	4.67	—	—	—	—	—	14.3
3.54	5.2	18.4	989	9.47	13.68	495	6.96	8.72	328	5.20	6.28	—	—	—	—	—	—
3.57	5.6	20.0	980	10.84	15.32	490	8.01	9.83	325	5.96	7.08	—	—	—	—	—	—
3.57	7.0	25.0	980	14.81	20.19	490	11.49	13.56	325	8.55	9.78	—	—	—	—	—	—
3.58	3.8	13.6	978	3.72	7.21	489	3.12	4.68	324	2.45	3.44	—	—	—	—	11.7	16.5
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.74	0.82
3.64	4.4	16.0	962	6.35	10.12	481	4.80	6.44	319	3.65	4.67	—	—	—	—	—	13.6
3.65	3.4	12.4	960	1.84	5.17	480	1.98	3.49	318	1.64	2.60	—	—	—	10.5	13.2	17.9
3.67	4.2	15.4	955	5.50	9.18	477	4.25	5.86	318	3.25	4.26	—	—	—	—	—	14.4
3.68	5.0	18.4	951	8.73	12.83	476	6.43	8.15	315	4.82	5.88	—	—	—	—	—	—
3.68	6.8	25.0	952	14.18	19.59	476	11.01	13.04	316	8.19	9.40	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.72	0.77	0.83
3.70	5.4	20.0	945	10.17	14.52	472	7.49	9.27	313	5.59	6.68	—	—	—	—	—	—
3.75	8.0	30.0	+	+	+	467	13.80	16.08	309	10.33	11.66	—	—	—	—	—	—
3.78	3.6	13.6	926	2.80	6.20	463	2.55	4.09	307	2.05	3.02	—	—	—	—	11.8	16.6
3.79	6.6	25.0	924	13.71	18.95	462	10.53	12.52	306	7.83	9.02	—	—	—	—	—	—
3.81	4.2	16.0	919	5.51	9.18	459	4.25	5.86	304	3.25	4.26	—	—	—	—	—	13.8
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.74	0.82
3.83	4.8	18.4	913	7.97	11.95	457	5.90	7.59	303	4.43	5.48	—	—	—	—	—	—
3.85	4.0	15.4	909	4.63	8.21	455	3.69	5.28	301	2.86	3.85	—	—	—	—	—	14.5
3.85	5.2	20.0	910	9.47	13.69	455	6.97	8.72	302	5.20	6.28	—	—	—	—	—	—
3.91	6.4	25.0	896	13.21	18.28	448	10.04	11.99	297	7.46	8.64	—	—	—	—	—	—
4.00	3.4	13.6	875	1.85	5.17	437	1.98	3.49	290	1.64	2.60	—	—	—	—	12.0	16.8
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.74	0.82
4.00	4.0	16.0	875	4.63	8.21	438	3.69	5.28	290	2.86	3.85	—	—	—	—	—	13.9
4.00	4.6	18.4	875	7.18	11.05	437	5.35	7.02	290	4.04	5.08	—	—	—	—	—	—
4.00	5.0	20.0	875	8.74	12.83	438	6.44	8.16	290	4.82	5.88	—	—	—	—	—	—
4.03	6.2	25.0	868	12.67	17.58	434	9.54	11.46	288	7.09	8.25	—	—	—	—	—	—
4.04	9.4	38.0	+	+	+	433	16.75	19.37	287	12.71	14.19	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.77
4.05	3.8	15.4	864	3.73	7.22	432	3.13	4.69	288	2.46	3.44	—	—	—	—	—	14.7
4.05	7.4	30.0	+	+	+	432	12.43	14.58	286	9.27	10.54	—	—	—	—	—	—
4.17	4.8	20.0	840	7.97	11.96	420	5.90	7.59	278	4.43	5.48	—	—	—	—	—	—
4.17	6.0	25.0	840	12.10	16.86	420	9.04	10.92	278	6.72	7.86	—	—	—	—	—	—
4.18	4.4	16.0	837	6.36	10.13	418	4.81	6.44	277	3.65	4.67	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78
4.21	3.8	16.0	831	3.73	7.22	416	3.13	4.69	275	2.46	3.44	—	—	—	—	—	14.0
4.28	3.8	15.4	818	2.80	6.21	409	2.56	4.09	271	2.05	3.02	—	—	—	—	—	14.8
4.29	7.0	30.0	817	14.62	20.20	408	11.50	13.56	271	8.56	9.79	—	—	—	—	—	—
4.31	5.8	25.0	812	11.49	16.11	406	8.53	10.38	269	6.34	7.47	—	—	—	—	—	—
4.35	4.6	20.0	805	7.18	11.05	402	5.36	7.02	267	4.04	5.08	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78
4.38	4.2	16.0	799	5.51	9.18	399	4.25	5.86	265	3.26	4.26	—	—	—	—	—	—
4.41	6.8	30.0	793	14.19	19.59	397	11.02	13.04	263	8.19	9.41	—	—	—	—	—	—
4.42	8.6	38.0	+	+	+	396	15.10	17.52	263	11.37	12.76	—	—	—	—	—	—
4.44	3.6	16.0	787	2.80	6.21	394	2.56	4.09	261	2.05	3.02	—	—	—	—	—	14.1
4.46	5.6	25.0	784	10.85	15.33	392	8.02	9.83	260	5.97	7.08	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.77
4.53	3.4	15.4	773	1.85	5.18	386	1.98	3.49	256	1.65	2.61	—	—	—	—	—	14.9
4.55	4.4	20.0	770	6.36	10.13	385	4.81	6.44	255	3.65	4.67	—	—	—	—	—	—
4.55	6.6	30.0	770	13.72	18.95	385	10.53	12.52	255	7.83	9.02	—	—	—	—	—	—
4.60	4.0	18.4	761	4.64	8.21	380	3.69	5.28	252	2.86	3.85	—	—	—	—	—	—
4.63	5.4	25.0	758	10.18	14.52	378	7.50	9.28	251	5.59	6.68	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78

B = STANDARD V-BELT
 BX = COGGED/NOTCHED V-BELT
 + IF RIM SPEED EXCEEDS 6500 FEET PER MINUTE, CONSULT *Martin*.

Martin

Stock Drive Selection B

Nominal Center Distances And Arc-Length Correction Factor																Sheave Combination		Speed Rate	
B/BX Belt Length Designation																Drive R P.D.	Drive L P.D.		
68	75	81	85	96	97	105	112	120	128	158	180	195	210	240	300				
14.8	18.6	21.7	23.8	28.4	30.0	34.1	37.6	41.7	45.7	60.9	71.9	79.4	87.0	101.2	131.3	5.4	18.4	3.41	
21.9	25.5	28.5	30.5	33.0	36.6	40.6	44.1	48.1	52.1	67.2	78.2	85.7	93.2	107.5	137.5	3.6	12.4	3.44	
—	16.6	19.9	22.0	24.6	28.2	32.4	35.9	40.0	44.1	59.2	70.3	77.8	85.3	99.6	129.7	5.8	20.0	3.45	
17.8	21.5	24.6	26.6	29.2	32.7	36.8	40.3	44.4	48.4	63.5	74.5	82.0	89.5	103.8	133.8	4.6	16.0	3.48	
—	—	—	—	—	—	—	24.2	28.6	32.8	48.4	59.6	67.2	74.8	89.2	119.4	8.6	30.0	3.49	
0.88	0.91	0.93	0.95	0.96	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29				
18.5	22.2	25.3	27.3	29.8	33.4	37.4	41.0	45.0	49.0	64.1	75.1	82.7	90.2	104.5	134.5	4.4	15.4	3.50	
14.9	18.7	21.9	24.0	26.5	30.1	34.2	37.8	41.8	45.9	61.0	72.1	79.6	87.1	101.4	131.4	5.2	18.4	3.54	
—	16.7	20.0	22.1	24.7	28.4	32.5	36.1	40.1	44.2	59.4	70.4	78.0	85.5	99.8	129.8	5.6	20.0	3.57	
—	—	—	—	18.8	22.5	26.8	30.4	34.6	38.7	54.0	65.1	72.7	80.3	94.6	124.7	7.0	25.0	3.57	
20.7	24.2	27.3	29.3	31.9	35.4	39.4	43.0	47.0	51.0	66.1	77.1	84.6	92.1	106.4	136.4	3.8	13.6	3.58	
0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.12	1.15	1.18	1.20	1.23	1.29				
17.9	21.6	24.7	26.7	29.3	32.9	36.9	40.5	44.5	48.5	63.6	74.7	82.2	89.7	104.0	134.0	4.4	16.0	3.64	
22.0	25.6	28.6	30.7	33.2	36.7	40.7	44.3	48.3	52.3	67.3	78.4	85.9	93.4	107.5	137.7	3.4	12.4	3.65	
18.7	22.3	25.4	27.4	30.0	33.5	37.6	41.1	45.2	49.2	64.3	75.3	82.8	90.3	104.6	134.6	4.2	15.4	3.67	
15.0	18.8	22.0	24.1	26.7	30.3	34.4	37.9	42.0	46.0	61.2	72.2	79.7	87.3	101.6	131.6	5.0	18.4	3.68	
—	—	—	—	18.7	22.6	26.9	30.6	34.7	38.9	54.2	65.3	72.9	80.4	94.7	124.8	6.8	25.0	3.68	
0.88	0.91	0.93	0.95	0.96	0.98	1.01	1.03	1.04	1.06	1.12	1.16	1.18	1.20	1.23	1.29				
—	16.9	20.1	22.3	24.9	28.5	32.6	36.2	40.3	44.4	59.5	70.6	78.1	85.6	99.9	130.0	5.4	20.0	3.70	
—	—	—	—	—	—	—	24.6	29.0	33.2	48.8	60.0	67.7	75.3	89.8	119.8	8.0	30.0	3.75	
20.8	24.4	27.4	29.5	32.0	35.5	39.6	43.1	47.1	51.1	66.2	77.2	84.7	92.3	106.5	136.5	3.6	13.6	3.78	
—	—	—	—	18.8	22.7	27.0	30.7	34.9	39.0	54.3	65.4	73.0	80.6	94.9	125.0	6.6	25.0	3.79	
18.1	21.7	24.8	26.9	29.4	33.0	37.1	40.6	44.8	48.7	63.8	74.8	82.3	89.8	104.1	134.2	4.2	16.0	3.81	
0.86	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.12	1.15	1.17	1.19	1.23	1.29				
15.2	19.0	22.1	24.2	26.8	30.4	34.5	38.1	42.1	46.2	61.3	72.4	79.9	87.4	101.7	131.8	4.8	18.4	3.83	
18.8	22.4	25.5	27.6	30.1	33.7	37.7	41.3	45.3	49.3	64.4	75.4	83.0	90.5	104.8	134.8	4.0	15.4	3.85	
—	17.0	20.3	22.4	25.0	28.7	32.8	36.4	40.4	44.5	59.6	70.7	78.3	85.8	100.1	130.1	5.2	20.0	3.85	
—	—	—	—	19.0	22.8	27.1	30.8	35.0	39.1	54.4	65.6	73.1	80.7	95.0	125.1	6.4	25.0	3.91	
20.9	24.5	27.6	29.6	32.1	35.7	39.7	43.2	47.3	51.3	66.4	77.4	84.9	92.4	106.7	136.7	3.4	13.6	4.00	
0.86	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.12	1.15	1.17	1.19	1.23	1.29				
18.2	21.9	25.0	27.0	29.6	33.1	37.2	40.8	44.8	48.8	63.9	75.0	82.5	90.0	104.3	134.3	4.0	16.0	4.00	
15.3	19.1	22.3	24.4	27.0	30.6	34.6	38.2	42.3	46.3	61.4	72.5	80.0	87.6	101.9	131.9	4.6	18.4	4.00	
—	17.1	20.4	22.5	25.1	28.8	32.9	36.5	40.6	44.8	59.8	70.9	78.4	85.9	100.2	130.3	5.0	20.0	4.00	
—	—	—	—	19.1	23.0	27.3	31.0	35.1	39.3	54.6	65.7	73.3	80.8	95.2	125.3	6.2	25.0	4.03	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	40.1	51.7	59.5	67.1	81.7	112.0	9.4	38.0	4.04	
0.84	0.88	0.91	0.92	0.94	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.11	1.15	1.17	1.19	1.23	1.29				
18.9	22.6	25.7	27.7	30.3	33.8	37.9	41.4	45.5	49.5	64.8	75.8	83.1	90.6	104.9	134.9	3.8	15.4	4.05	
—	—	—	—	—	—	21.0	25.0	29.4	33.6	49.2	60.5	68.1	75.7	90.1	120.2	7.4	30.0	4.05	
—	17.2	20.5	22.6	25.3	28.9	33.0	36.6	40.7	44.8	59.9	71.0	78.6	86.1	100.4	130.5	4.8	20.0	4.17	
—	—	—	—	19.2	23.1	27.4	31.1	35.3	39.4	54.7	65.9	73.4	81.0	95.3	125.4	6.0	25.0	4.17	
15.4	19.2	22.4	24.5	27.1	30.7	34.8	38.4	42.4	46.5	61.6	72.7	80.2	87.7	102.0	132.1	4.4	18.4	4.18	
0.84	0.88	0.91	0.93	0.95	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.11	1.15	1.17	1.19	1.23	1.29				
18.3	22.0	25.1	27.2	29.7	33.3	37.4	40.9	44.9	49.0	64.1	75.1	82.6	90.1	104.4	134.5	3.8	16.0	4.21	
19.1	22.7	25.8	27.9	30.4	34.0	38.0	41.6	45.8	49.6	64.7	75.7	83.3	90.8	105.1	135.1	3.6	15.4	4.28	
—	—	—	—	—	—	21.2	25.2	29.8	33.9	49.5	60.8	68.4	76.0	90.4	120.5	7.0	30.0	4.29	
—	—	—	—	19.3	23.2	27.5	31.2	35.4	39.5	54.9	66.0	73.6	81.1	95.5	125.6	5.8	25.0	4.31	
—	17.4	20.6	22.8	25.4	29.1	33.2	36.8	40.9	44.9	60.1	71.2	78.7	86.2	100.5	130.8	4.6	20.0	4.35	
0.84	0.88	0.91	0.93	0.94	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.11	1.15	1.17	1.19	1.23	1.29				
15.5	19.3	22.5	24.6	27.2	30.8	34.9	38.5	42.6	46.8	61.7	72.8	80.3	87.9	102.2	132.2	4.2	18.4	4.38	
—	—	—	—	—	—	21.3	25.3	29.7	34.0	49.8	60.9	68.5	76.1	90.5	120.7	8.8	30.0	4.41	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	40.6	52.2	60.0	67.7	82.2	112.6	8.6	38.0	4.42	
18.5	22.1	25.2	27.3	29.9	33.4	37.5	41.0	45.1	49.1	64.2	75.3	82.8	90.3	104.6	134.6	3.6	16.0	4.44	
—	—	—	—	19.4	23.4	27.7	31.4	35.5	39.7	55.0	66.2	73.7	81.3	95.6	125.7	5.6	25.0	4.46	
0.83	0.87	0.90	0.92	0.94	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.11	1.15	1.17	1.19	1.22	1.28				
19.2	22.8	25.9	28.0	30.5	34.1	38.2	41.7	45.7	49.8	64.9	75.9	83.4	90.9	105.2	135.3	3.4	15.4	4.53	
—	17.5	20.8	22.9	25.5	29.2	33.3	36.9	41.0	45.1	60.2	71.3	78.9	86.4	100.7	130.8	4.4	20.0	4.55	
—	—	—	—	—	—	21.5	25.5	29.9	34.2	49.8	61.0	68.7	76.3	90.6	120.8	6.6	30.0	4.55	
15.7	19.5	22.7	24.8	27.4	31.0	35.1	38.8	42.7	46.8	61.9	73.0	80.5	88.0	102.3	132.4	4.0	18.4	4.60	
—	—	—	—	19.6	23.5	27.8	31.5	35.7	39.8	55.2	66.3	73.9	81.4	95.8	125.9	5.4	25.0	4.63	
0.84	0.88	0.91	0.92	0.94	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.11	1.15	1.17	1.19	1.23	1.29				

FOR BELT SIZES NOT SHOWN, INTERPOLATE FOR ADDITIONAL CENTER DISTANCE.

A Stock Drive Selection



Speed Ratio	Shaft Combination		DriveR Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factor						
			3500 RPM DriveR			1750 RPM DriveR			1160 RPM DriveR			AJAX Belt Length Designation						
	DriveR P.D.	DriveR P.D.	DriveR RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	DriveR RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	DriveR RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	26	31	35	38	42	46	51
3.25	4.8	15.6	1077	8.27	9.39	538	5.34	5.76	357	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—
3.26	4.6	15.0	1073	7.77	8.85	537	5.00	5.41	356	3.63	3.88	—	—	—	—	—	—	—
3.27	6.0	19.6	1071	10.88	12.32	536	7.30	7.77	355	5.30	5.57	—	—	—	—	—	—	—
3.30	4.0	13.2	1061	6.17	7.14	530	3.96	4.36	352	2.88	3.14	—	—	—	—	—	—	11.7
3.31	3.2	10.6	1057	3.82	4.68	528	2.52	2.91	350	1.87	2.12	—	—	—	—	10.1	12.3	14.9
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.86
3.33	3.6	12.0	1050	5.03	5.94	525	3.24	3.64	348	2.38	2.63	—	—	—	—	—	10.6	13.2
3.33	5.4	18.0	1050	9.66	10.92	525	6.33	6.78	348	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—
3.38	5.8	19.6	1038	10.49	11.87	518	6.98	7.44	343	5.07	5.34	—	—	—	—	—	—	—
3.39	4.6	15.6	1032	7.77	8.85	516	5.00	5.41	342	3.63	3.88	—	—	—	—	—	—	—
3.41	4.4	15.0	1027	7.26	8.29	513	4.65	5.06	340	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78	0.83
3.46	5.2	18.0	1011	9.22	10.43	506	6.01	6.44	335	4.35	4.62	—	—	—	—	—	—	—
3.47	3.8	13.2	1008	5.61	6.55	504	3.60	4.00	334	2.63	2.88	—	—	—	—	—	—	11.9
3.50	5.6	19.6	1000	10.09	11.41	500	8.66	7.11	331	4.83	5.10	—	—	—	—	—	—	—
3.51	7.0	24.6	996	12.48	14.33	498	8.84	9.36	330	6.45	6.74	—	—	—	—	—	—	—
3.53	3.0	10.6	991	3.19	4.04	495	2.15	2.53	328	1.61	1.86	—	—	—	—	10.3	12.4	15.0
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.85
3.53	3.4	12.0	992	4.43	5.32	496	2.88	3.27	329	2.12	2.37	—	—	—	—	—	10.7	13.4
3.55	4.4	15.6	987	7.26	8.29	494	4.65	5.06	327	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—
3.57	4.2	15.0	980	6.73	7.72	490	4.31	4.71	325	3.13	3.39	—	—	—	—	—	—	—
3.60	5.0	18.0	972	8.76	9.92	488	5.67	6.10	322	4.11	4.37	—	—	—	—	—	—	—
3.63	5.4	19.6	964	9.66	10.93	482	6.34	6.78	320	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78	0.83
3.67	3.6	13.2	955	5.03	5.94	477	3.25	3.64	316	2.38	2.63	—	—	—	—	—	—	12.0
3.71	4.2	15.6	942	6.73	7.72	471	4.31	4.71	312	3.13	3.39	—	—	—	—	—	—	—
3.73	6.6	24.6	939	11.91	13.58	470	8.24	8.73	311	6.00	6.28	—	—	—	—	—	—	—
3.75	3.2	12.0	933	3.82	4.88	467	2.52	2.91	309	1.87	2.12	—	—	—	—	—	10.8	13.5
3.75	4.0	15.0	933	6.18	7.14	467	3.96	4.36	309	2.88	3.14	—	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.78	0.83
3.75	4.8	18.0	933	8.27	9.39	467	5.34	5.76	309	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—
3.77	5.2	19.6	929	9.22	10.43	464	6.01	6.44	308	4.35	4.62	—	—	—	—	—	—	—
3.84	6.4	24.6	911	11.59	13.18	455	7.93	8.41	302	5.77	6.05	—	—	—	—	—	—	—
3.88	3.4	13.2	902	4.43	5.32	451	2.88	3.27	299	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	12.1
3.90	4.0	15.6	897	6.18	7.14	449	3.96	4.36	297	2.88	3.14	—	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.80
3.91	4.6	18.0	894	7.78	8.85	447	5.00	5.41	296	3.63	3.88	—	—	—	—	—	—	—
3.92	5.0	19.6	893	8.76	9.92	446	5.67	6.10	296	4.11	4.37	—	—	—	—	—	—	—
3.95	3.8	15.0	887	5.61	6.55	443	3.60	4.00	294	2.63	2.89	—	—	—	—	—	—	—
3.97	6.2	24.6	882	11.24	12.76	441	7.82	8.09	292	5.53	5.81	—	—	—	—	—	—	—
4.00	3.0	12.0	875	3.20	4.04	438	2.15	2.54	290	1.61	1.86	—	—	—	—	—	10.9	13.6
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.83
4.08	4.8	19.6	857	8.28	9.39	429	5.34	5.76	284	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—
4.09	4.4	18.0	856	7.28	8.29	428	4.66	5.07	284	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—
4.10	6.0	24.6	854	10.88	12.33	427	7.30	7.77	283	5.30	5.58	—	—	—	—	—	—	—
4.11	3.8	15.6	853	5.61	6.55	426	3.60	4.00	283	2.63	2.89	—	—	—	—	—	—	—
4.12	3.2	13.2	848	3.82	4.69	424	2.52	2.91	281	1.87	2.12	—	—	—	—	—	—	12.2
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.80
4.17	3.6	15.0	840	5.03	5.94	420	3.25	3.64	278	2.38	2.63	—	—	—	—	—	—	—
4.23	7.0	29.6	828	12.49	14.33	414	8.84	9.36	274	6.45	6.74	—	—	—	—	—	—	—
4.24	5.8	24.6	825	10.50	11.88	413	6.98	7.44	273	5.07	5.34	—	—	—	—	—	—	—
4.26	4.6	19.6	821	7.78	8.85	411	5.00	5.41	272	3.63	3.89	—	—	—	—	—	—	—
4.29	4.2	18.0	817	6.73	7.73	408	4.31	4.71	271	3.13	3.39	—	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
4.33	3.6	15.6	808	5.03	5.94	404	3.25	3.64	268	2.38	2.63	—	—	—	—	—	—	—
4.39	5.6	24.6	797	10.09	11.41	398	6.66	7.11	264	4.83	5.10	—	—	—	—	—	—	—
4.40	3.0	13.2	795	3.20	4.04	398	2.15	2.54	264	1.61	1.86	—	—	—	—	—	—	12.4
4.41	3.4	15.0	793	4.44	5.32	397	2.89	3.28	263	2.13	2.38	—	—	—	—	—	—	—
4.45	4.4	19.6	786	7.26	8.30	393	4.66	5.07	260	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.80

A = STANDARD V-BELT
 AX = COGGED/NOTCHED V-BELT
 + IF RIM SPEED EXCEEDS 6500 FEET PER MINUTE. CONSULT *Martin*.

Nominal Center Distances And Arc-Length Correction Factor												Sprocket Combination		Speed Rate
A/AX Belt Length Designation												Drive R P.D.	Drive L P.D.	
55	60	68	75	80	85	90	95	105	112	120	128			
—	13.6	17.8	21.4	24.0	26.6	29.1	32.2	36.7	40.3	44.3	48.3	4.8	15.6	3.25
11.6	14.3	18.5	22.1	24.7	27.3	29.8	32.8	37.4	40.9	45.0	49.0	4.6	15.0	3.26
—	—	—	18.7	19.3	22.0	24.6	27.7	32.3	35.9	40.0	44.0	6.0	19.6	3.27
13.9	16.5	20.6	24.2	26.7	29.3	31.8	34.8	39.4	42.9	46.9	50.9	4.0	13.2	3.30
16.9	19.5	23.5	27.1	29.6	32.1	34.6	37.6	42.1	45.7	49.7	53.7	3.2	10.6	3.31
0.88	0.91	0.96	0.98	1.01	1.03	1.04	1.06	1.09	1.11	1.13	1.15			
15.3	17.9	22.0	25.6	28.1	30.6	33.1	36.2	40.7	44.2	48.2	52.2	3.6	12.0	3.33
—	—	14.9	18.7	21.3	23.9	26.5	29.6	34.2	37.7	41.8	45.8	5.4	18.0	3.33
—	—	—	16.8	19.5	22.1	24.7	27.8	32.5	36.0	40.1	44.2	5.8	19.6	3.38
—	13.7	17.9	21.6	24.2	26.7	29.3	32.3	36.9	40.4	44.4	48.5	4.6	15.6	3.39
11.7	14.4	18.7	22.3	24.8	27.4	29.9	33.0	37.5	41.1	45.1	49.1	4.4	15.0	3.41
0.87	0.90	0.95	0.96	1.00	1.02	1.04	1.06	1.09	1.11	1.13	1.15			
—	—	15.1	18.8	21.5	24.1	26.7	29.7	34.3	37.9	41.9	46.0	5.2	18.0	3.46
14.0	16.6	20.8	24.3	26.9	29.4	32.0	35.0	39.5	43.0	47.1	51.1	3.8	13.2	3.47
—	—	—	16.9	19.6	22.3	24.9	28.0	32.6	36.2	40.2	44.3	5.6	19.6	3.50
—	—	—	—	—	—	18.8	22.1	26.9	30.6	34.7	38.8	7.0	24.6	3.51
17.0	19.6	23.7	27.2	29.7	32.2	34.8	37.8	42.3	45.8	49.8	53.8	3.0	10.6	3.53
0.88	0.91	0.96	0.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.09	1.11	1.13	1.15			
15.5	18.0	22.1	25.7	28.2	30.8	33.3	36.3	40.8	44.3	48.4	52.4	3.4	12.0	3.53
—	13.8	18.1	21.7	24.3	26.9	29.4	32.5	37.0	40.6	44.6	48.6	4.4	15.6	3.55
11.8	14.6	18.8	22.4	25.0	27.5	30.1	33.1	37.7	41.2	45.2	49.3	4.2	15.0	3.57
—	—	15.2	19.0	21.6	24.2	26.8	29.9	34.5	38.0	42.1	46.1	5.0	18.0	3.60
—	—	—	17.0	19.7	22.4	25.0	28.1	32.7	36.3	40.4	44.4	5.4	19.6	3.63
0.86	0.90	0.94	0.96	1.00	1.02	1.04	1.06	1.09	1.10	1.13	1.14			
14.1	16.8	20.9	24.5	27.0	29.6	32.1	35.1	39.7	43.2	47.2	51.2	3.6	13.2	3.67
—	13.9	18.2	21.9	24.4	27.0	29.5	32.6	37.2	40.7	44.7	48.8	4.2	15.6	3.71
—	—	—	—	—	—	19.0	22.3	27.2	30.8	35.0	39.1	6.6	24.6	3.73
15.6	18.2	22.3	25.8	28.4	30.9	33.4	36.4	41.0	44.5	48.5	52.5	3.2	12.0	3.75
12.0	14.7	18.9	22.6	25.1	27.7	30.2	33.3	37.8	41.4	45.4	49.4	4.0	15.0	3.75
0.86	0.90	0.94	0.96	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14			
—	—	15.3	19.1	21.7	24.3	26.9	30.0	34.6	38.2	42.2	46.3	4.8	18.0	3.75
—	—	—	17.2	19.9	22.5	25.1	28.3	32.9	36.5	40.5	44.6	5.2	19.6	3.77
—	—	—	—	—	—	19.1	22.5	27.3	31.0	35.1	39.2	6.4	24.6	3.84
14.3	16.9	21.0	24.6	27.2	29.7	32.2	35.3	39.8	43.3	47.4	51.4	3.4	13.2	3.88
—	14.1	18.3	22.0	24.6	27.1	29.7	32.7	37.3	40.8	44.9	48.9	4.0	15.6	3.90
0.84	0.88	0.93	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.08	1.10	1.12	1.14			
—	—	15.4	19.2	21.9	24.5	27.1	30.2	34.8	38.3	42.4	46.4	4.6	18.0	3.91
—	—	—	17.3	20.0	22.7	25.3	28.4	33.0	36.6	40.7	44.7	5.0	19.6	3.92
12.1	14.8	19.1	22.7	25.3	27.8	30.4	33.4	38.0	41.5	45.5	49.6	3.8	15.0	3.95
—	—	—	—	—	—	19.3	22.6	27.4	31.1	35.3	39.4	6.2	24.6	3.97
15.7	18.3	22.4	26.0	28.5	31.0	33.6	36.6	41.1	44.6	48.7	52.7	3.0	12.0	4.00
0.86	0.90	0.94	0.96	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14			
—	—	—	17.4	20.1	22.8	25.4	28.5	33.2	36.7	40.8	44.9	4.8	19.6	4.08
—	—	15.6	19.4	22.0	24.6	27.2	30.3	34.9	38.5	42.5	46.6	4.4	18.0	4.09
—	—	—	—	—	—	19.4	22.7	27.5	31.2	35.4	39.5	6.0	24.6	4.10
11.4	14.2	18.5	22.1	24.7	27.3	29.8	32.9	37.4	41.0	45.0	49.1	3.8	15.6	4.11
14.4	17.0	21.2	24.8	27.3	29.9	32.4	35.4	40.0	43.5	47.5	51.5	3.2	13.2	4.12
0.84	0.88	0.93	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.08	1.10	1.12	1.14			
12.2	15.0	19.2	22.8	25.4	28.0	30.5	33.6	38.1	41.7	45.7	49.7	3.6	15.0	4.17
—	—	—	—	—	—	—	—	21.4	25.4	29.8	34.0	7.0	29.6	4.23
—	—	—	—	—	—	19.5	22.8	27.7	31.4	35.5	39.7	5.8	24.6	4.24
—	—	—	17.5	20.3	22.9	25.5	28.7	33.3	36.9	41.0	45.0	4.6	19.6	4.26
—	—	15.7	19.5	22.1	24.8	27.3	30.4	35.0	38.6	42.7	46.7	4.2	18.0	4.29
0.79	0.85	0.91	0.95	0.98	1.00	1.02	1.04	1.07	1.09	1.11	1.13			
11.5	14.3	18.6	22.3	24.8	27.4	30.0	33.0	37.6	41.1	45.2	49.2	3.6	15.6	4.33
—	—	—	—	—	—	19.6	23.0	27.8	31.5	35.7	39.8	5.6	24.6	4.39
14.5	17.2	21.3	24.9	27.5	30.0	32.5	35.6	40.1	43.6	47.7	51.7	3.0	13.2	4.40
12.3	15.1	19.3	23.0	25.5	28.1	30.6	33.7	38.3	41.8	45.8	49.9	3.4	15.0	4.41
—	—	13.7	17.7	20.4	23.0	25.7	28.8	33.4	37.0	41.1	45.2	4.4	19.6	4.45
0.84	0.88	0.93	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.08	1.10	1.12	1.14			

FOR BELT SIZES NOT SHOWN, INTERPOLATE FOR ADDITIONAL CENTER DISTANCE.

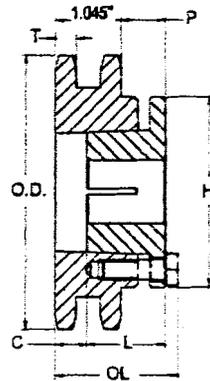
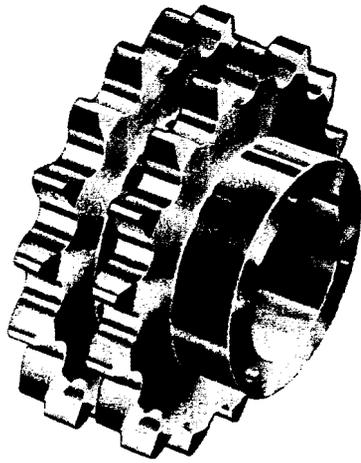
APÉNDICE D

TABLAS PARA EL DISEÑO Y SELECCIÓN DE SPROCKER Y CADENA

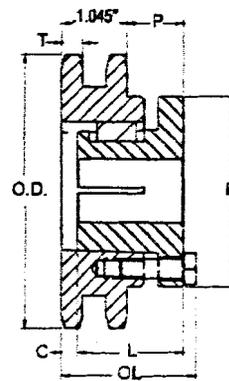
Martin

MST Sprockets

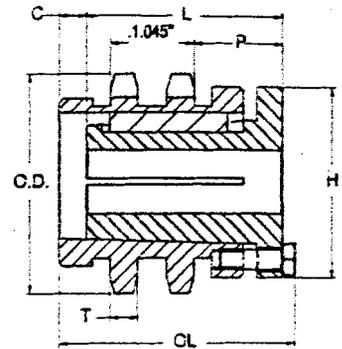
No. 50-2 5/8" Pitch



TYPE 11



TYPE 12



TYPE 16

Double - MST Sprockets

No. Teeth	Catalog Receiver	Bush- ing	Diameters		Type	Max. Bore	Dimensions					Weight (Approx.)		
			Outside Dia.	Pitch Dia.			OL	L	C	H	P	T(mm)	With Hole	Rim Only
14	D50H14H	H	3.110	2.809	11	1-1/2	2 5/16	1-1/4	7/8	2-1/2	1-3/32	.332	2.0	1.2
15	D50P15H	P1	3.320	3.006	16	1-3/4	3 7/16	1-15/16	1-1/4	3	1-13/32	.332	3.3	2.0
16	D50P16H	P1	3.520	3.204	12	1-3/4	2-11/16	1-15/16	1/2	3	1-13/32	.332	2.9	1.6
17	D50P17H	P1	3.720	3.401	12	1-3/4	2-11/16	1-15/16	1/2	3	1-13/32	.332	3.4	2.1
18	D50P18H	P1	3.920	3.599	12	1-3/4	2-11/16	1-15/16	1/2	3	1-13/32	.332	3.8	2.5
19	D50P19H	P1	4.120	3.797	12	1-3/4	2-3/16	1-15/16	0	3	29/32	.332	3.3	2.0
20	D50P20H	P1	4.320	3.995	12	1-3/4	2-3/16	1-15/16	0	3	29/32	.332	3.8	2.5
21	D50P21H	P1	4.520	4.194	12	1-3/4	2-3/16	1-15/16	0	3	29/32	.332	4.1	2.6
22	D50P22H	P1	4.720	4.392	12	1-3/4	2-3/16	1-15/16	0	3	29/32	.332	4.5	3.2
23	D50P23H	P1	4.920	4.590	12	1-3/4	2-3/16	1-15/16	0	3	29/32	.332	4.9	3.6
24	D50Q24H	Q1	5.120	4.788	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	7.5	4.0
25	D50Q25H	Q1	5.320	4.987	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	8.0	4.5
26	D50Q26H	Q1	5.520	5.185	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	8.8	5.3
27	D50Q27H	Q1	5.720	5.384	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	9.4	5.9
28	D50Q28H	Q1	5.920	5.582	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	9.8	6.3
30	D50Q30H	Q1	6.320	5.979	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	11.0	7.5
32	D50Q32H	Q1	6.720	6.376	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	12.0	8.5
35	D50Q35H	Q1	7.320	6.972	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	13.9	10.4
36	D50Q36H	Q1	7.520	7.171	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	14.5	11.0
40	D50Q40H	Q1	8.320	7.966	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	17.1	13.6
42	D50Q42H	Q1	8.720	8.363	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	18.5	15.0
45	D50Q45H	Q1	9.310	8.960	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	21.0	17.5
48	D50Q48H	Q1	9.910	9.556	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	23.9	20.4
52	D50Q52	Q1	10.710	10.351	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	26.8	23.3
54	D50Q54	Q1	11.110	10.749	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	26.8	23.3
60	D50Q60	Q1	12.300	11.942	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	29.0	25.5
72	D50Q72	Q1	14.690	14.329	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	46.6	43.1
76	D50Q76	Q1	15.490	15.124	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	49.5	46.0
84	D50Q84	Q1	17.080	16.715	12	2-11/16	2-25/32	2-1/2	0	4-1/8	1-15/32	.332	60.2	56.7
95	D50R95	R1	19.270	18.903	12	3-3/4	3-5/32	2-7/8	0	5-3/8	2-3/32	.332	79.8	72.3
96	D50R96	R1	19.470	19.102	12	3-3/4	3-5/32	2-7/8	0	5-3/8	2-3/32	.332	86.2	80.7
102	D50R102	R1	20.660	20.295	12	3-3/4	3-5/32	2-7/8	0	5-3/8	2-3/32	.332	92.0	84.5
112	D50R112	R1	22.650	22.285	12	3-3/4	3-5/32	2-7/8	0	5-3/8	2-3/32	.332	100.7	93.2

Sprockets with "H" suffix have hardened teeth.

Chain Drive Engineering

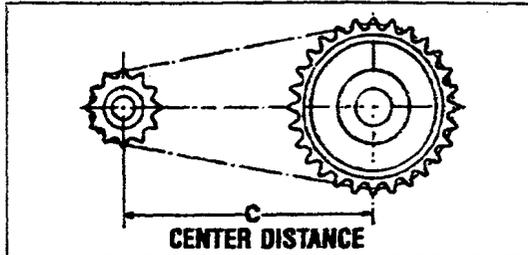


Chain Length Calculation

The following equation may be used to determine the chain length required for any two-sprocket drive.

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{.1013(N-n)^2}{4C} \text{ or substituting A for } \frac{.1013(N-n)^2}{4}, L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{A}{C}$$

- where:
- C = Shaft Center Distance in pitches,
 - L = Length of chain in pitches,
 - N = Number of teeth in larger sprocket,
 - n = Number of teeth in smaller sprocket,
 - π = 3.1416,
 - A = Value from table below tabulated for values of N-n,
 - P = Pitch of chain.



NOTE: The method described with above table of constants is sufficiently accurate for practically all commercial chain drives. When, however, a high degree of precision is necessary, especially if the drive is vertical, the following formula is useful in determining the exact centers for chain length already determined.

Calculation of shaft centers
The following formula is useful in determining the approximate centers in inches for chain lengths in pitches already determined.

$$C = \frac{P}{8} \left\{ 2L - N - n + \sqrt{(2L - N - n)^2 - 0.810(N - n)^2} \right\}$$

Values of A For Chain Length Calculation

N-n	A	N-n	A	N-n	A	N-n	A	N-n	A	N-n	A
1	.03	32	25.94	63	100.54	94	223.82	125	395.79	156	616.44
2	.10	33	27.58	64	103.75	95	228.61	126	402.14	157	624.37
3	.23	34	29.28	65	107.02	96	233.44	127	408.55	158	632.35
4	.41	35	31.03	66	110.34	97	238.33	128	415.01	159	640.38
5	.63	36	32.83	67	113.71	98	243.27	129	421.52	160	648.46
6	.91	37	34.68	68	117.13	99	248.26	130	428.08	161	656.59
7	1.24	38	36.58	69	120.60	100	253.30	131	434.69	162	664.77
8	1.62	39	38.53	70	124.12	101	258.39	132	441.36	163	673.00
9	2.05	40	40.53	71	127.69	102	263.54	133	448.07	164	681.28
10	2.53	41	42.58	72	131.31	103	268.73	134	454.83	165	689.62
11	3.06	42	44.68	73	134.99	104	273.97	135	461.64	166	698.00
12	3.65	43	46.84	74	138.71	105	279.27	136	468.51	167	706.44
13	4.28	44	49.04	75	142.48	106	284.67	137	475.42	168	714.92
14	4.96	45	51.29	76	146.31	107	290.01	138	482.39	169	723.46
15	5.70	46	53.60	77	150.18	108	295.45	139	489.41	170	732.05
16	6.48	47	55.95	78	154.11	109	300.95	140	496.47	171	740.68
17	7.32	48	58.36	79	158.09	110	306.50	141	503.59	172	749.37
18	8.21	49	60.82	80	162.11	111	312.09	142	510.76	173	758.11
19	9.14	50	63.33	81	166.19	112	317.74	143	517.98	174	766.90
20	10.13	51	65.88	82	170.32	113	323.44	144	525.25	175	775.74
21	11.17	52	68.49	83	174.50	114	329.19	145	532.57	176	784.63
22	12.26	53	71.15	84	178.73	115	334.99	146	539.94	177	793.57
23	13.40	54	73.86	85	183.01	116	340.84	147	547.36	178	802.57
24	14.59	55	76.62	86	187.34	117	346.75	148	554.83	179	811.61
25	15.83	56	79.44	87	191.73	118	352.70	149	562.36	180	820.70
26	17.12	57	82.30	88	196.16	119	358.70	150	569.93	181	829.85
27	18.47	58	85.21	89	200.64	120	364.76	151	577.56	182	839.04
28	19.88	59	88.17	90	205.18	121	370.86	152	585.23	183	848.29
29	21.30	60	91.19	91	209.76	122	377.02	153	592.96	184	857.58
30	22.80	61	94.25	92	214.40	123	383.22	154	600.73	185	866.93
31	24.34	62	97.37	93	219.08	124	389.48	155	608.56		

APÉNDICE E

CARACTERÍSTICAS DE MOTORES ELÉCTRICOS USADOS EN LA EXTRUSORA Y EL SISTEMA DE TENSIÓN.

NEMA Frame Designation



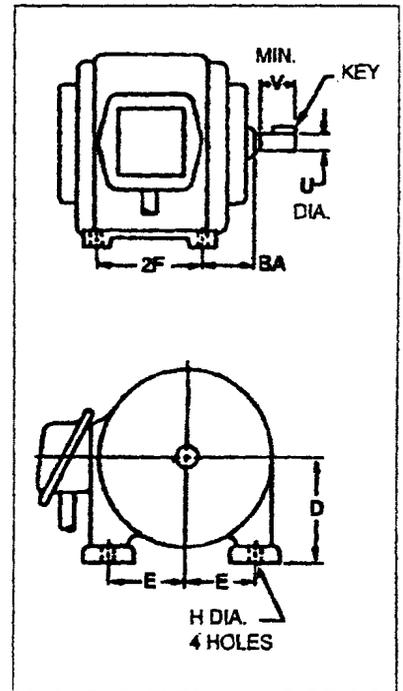
NEMA Frame Designation

Frame Assignments

HP	Motor Speed, RPM				HP	Motor Speed, RPM			
	3600	1800	1200	900		3600	1800	1200	900
1/2	—	—	—	—	15	215T, 256U	254T, 284U	284T, 324U	286T, 326U
3/4	48	—	56	—	20	254T, 284U	256T, 286U	284T, 324U	286T, 326U
1	—	—	48	—	25	256T, 286U	284T, 324U	286T, 326U	324T, 364U
1 1/2	—	56	—	—	30	284TS, 324S	286T, 326U	324T, 364U	326T, 365U
2	56	—	—	—	40	286TS, 326S	324T, 364U	364T, 404U	365T, 405U
3	—	—	—	143T	50	324TS, 364US	326T, 365US	365T, 405U	404T, 444U
4	—	—	143T	145T	60	326TS, 365US	364TS, 404U, 404US	404T, 444U	405T, 445U
5	—	143T	145T	182T	75	364TS, 404US	365TS, 405U, 405US	405T, 445U	444T
7 1/2	143T	145T	182T	184T	100	365TS, 405US	404TS, 444US	444T	445T
10	145T	145T	184T	213T	125	404TS, 444US	405TS, 445US	445T	—
150	145T	182T	213T	215T, 254U	150	405TS, 445US	444TS	—	—
200	182T	184T	215T, 254U	254T, 256U	200	444TS	—	—	—
250	184T	213T, 254U	254T, 256U	256T, 284U	250	445TS	—	—	—
—	213T, 254U	215T, 256U	256T, 284U	284T, 286U	—	—	—	—	—

Motor Frame Dimensions

Frame Size	D	E	ZF	H Dia. (4 Holes)	U Dia.	BA	V Min.	Key
48	3	2 1/4	2 1/4	1/2	1/2	2 1/4	...	1/2 FLAT
56	3 1/2	2 1/4	3	1/2	1/2	2 1/4	...	1/2 x 1/2 x 1 1/2
143T	3 1/2	2 1/4	4	1/2	1/2	2 1/4	2	1/2 x 1/2 x 1 1/2
145T	3 1/2	2 1/4	5	1/2	1/2	2 1/4	2	1/2 x 1/2 x 1 1/2
182T	4 1/4	3 1/4	4 1/2	1/2	1 1/4	2 1/4	2 1/2	1/2 x 1/2 x 1 1/2
184T	4 1/4	3 1/4	5 1/2	1/2	1 1/4	2 1/4	2 1/2	1/2 x 1/2 x 1 1/2
213T	5 1/4	4 1/4	5 1/2	1/2	1 1/2	3 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
215T	5 1/4	4 1/4	7	1/2	1 1/2	3 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
254U	6 1/4	5	8 1/4	1/2	1 1/2	4 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
254T	6 1/4	5	8 1/4	1/2	1 1/2	4 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
256U	6 1/4	5	10	1/2	1 1/2	4 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
256T	6 1/4	5	10	1/2	1 1/2	4 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
284U	7	5 1/2	9 1/2	1/2	1 1/2	4 1/4	4 1/4	1/2 x 1/2 x 3 1/4
284T	7	5 1/2	9 1/2	1/2	1 1/2	4 1/4	4 1/4	1/2 x 1/2 x 3 1/4
284TS	7	5 1/2	9 1/2	1/2	1 1/2	4 1/4	3	1/2 x 1/2 x 1 1/4
286U	7	5 1/2	11	1/2	1 1/2	4 1/4	4 1/4	1/2 x 1/2 x 3 1/4
286T	7	5 1/2	11	1/2	1 1/2	4 1/4	4 1/4	1/2 x 1/2 x 3 1/4
286TS	7	5 1/2	11	1/2	1 1/2	4 1/4	3	1/2 x 1/2 x 1 1/4
324U	8	6 1/4	10 1/2	1/2	1 1/2	5 1/4	5 1/4	1/2 x 1/2 x 4 1/4
324T	8	6 1/4	10 1/2	1/2	2 1/4	5 1/4	5	1/2 x 1/2 x 3 1/4
324TS	8	6 1/4	10 1/2	1/2	1 1/2	5 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2
326U	8	6 1/4	12	1/2	1 1/2	5 1/4	5 1/4	1/2 x 1/2 x 4 1/4
326T	8	6 1/4	12	1/2	2 1/4	5 1/4	5	1/2 x 1/2 x 3 1/4
326TS	8	6 1/4	12	1/2	1 1/2	5 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2
364U	9	7	11 1/2	1/2	2 1/4	5 1/4	6 1/4	1/2 x 1/2 x 5
364US	9	7	11 1/2	1/2	1 1/2	5 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2
364T	9	7	11 1/2	1/2	2 1/4	5 1/4	5 1/4	1/2 x 1/2 x 4 1/4
364TS	9	7	11 1/2	1/2	1 1/2	5 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2
365U	9	7	12 1/2	1/2	2 1/4	5 1/4	6 1/4	1/2 x 1/2 x 5
365US	9	7	12 1/2	1/2	1 1/2	5 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2
365T	9	7	12 1/2	1/2	2 1/4	5 1/4	5 1/4	1/2 x 1/2 x 4 1/4
365TS	9	7	12 1/2	1/2	1 1/2	5 1/4	3 1/4	1/2 x 1/2 x 2
404U	10	8	12 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	6 1/4	1/2 x 1/2 x 5 1/4
404US	10	8	12 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
404T	10	8	12 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	7	1/2 x 1/2 x 5 1/4
404TS	10	8	12 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
405U	10	8	13 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	6 1/4	1/2 x 1/2 x 5 1/4
405US	10	8	13 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
405T	10	8	13 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	7	1/2 x 1/2 x 5 1/4
405TS	10	8	13 1/2	1/2	2 1/4	6 1/4	4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
444U	11	9	14 1/2	1/2	2 1/4	7 1/4	8 1/4	1/2 x 1/2 x 7
444US	11	9	14 1/2	1/2	2 1/4	7 1/4	4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
444T	11	9	14 1/2	1/2	3 1/4	7 1/4	8 1/4	1/2 x 1/2 x 5 1/4
444TS	11	9	14 1/2	1/2	2 1/4	7 1/4	4 1/2	1/2 x 1/2 x 3
445U	11	9	16 1/2	1/2	2 1/4	7 1/4	8 1/4	1/2 x 1/2 x 7
445US	11	9	16 1/2	1/2	2 1/4	7 1/4	4	1/2 x 1/2 x 2 1/4
445T	11	9	16 1/2	1/2	3 1/4	7 1/4	8 1/4	1/2 x 1/2 x 5 1/4
445TS	11	9	16 1/2	1/2	2 1/4	7 1/4	4 1/2	1/2 x 1/2 x 3



Shaded area indicates typical single phase standard squirrel-cage, open type, a-c motors. Balance of table same except three phase, design A and B.

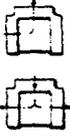
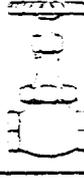
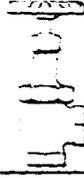
▲ When these motors are used with V-belt or chain drives, the correct frame size is the one or the suffix "S" omitted — consult manufacturer.

APÉNDICE F

**TABLAS USADAS EN LA SELECCIÓN DE LA BOMBA
DE AGUA EN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO
CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA SELECCIONADA**

Friction losses through pipe fittings

FRICION LOSSES THROUGH PIPE FITTINGS IN TERMS OF EQUIVALENT LENGTHS OF STANDARD PIPE

									
SIZE OF PIPE (SMALL DIA.)	STANDARD ELBOW	MEDIUM RADIUS ELBOW	LONG RADIUS ELBOW	45° ELBOW	TEE	RETURN BEND	GATE VALVE OPEN	GLOBE VALVE OPEN	ANGLE VALVE OPEN
LENGTH OF STRAIGHT PIPE GIVING EQUIVALENT RESISTANCE FLOW									
1/2"	1.5	1.4	1.1	.77	3.4	3.8	.35	16	3.4
3/4"	2.2	1.8	1.4	1.0	4.5	5.0	.47	22	12.
1"	2.7	2.3	1.7	1.3	5.8	6.1	.6	27	15.
1-1/4"	3.7	3.0	2.4	1.6	7.8	8.5	.8	37	18.
1-1/2"	4.3	3.6	2.8	2.0	9.0	10.	.95	44	22.
2"	5.5	4.6	3.5	2.5	11.	13.	1.2	57	28.
2-1/2"	6.5	5.4	4.2	3.0	14.	15.	1.4	66	33.
3"	8.1	6.8	5.1	3.8	17.	18.	1.7	85	42.
3-1/2"	9.5	8.0	6.0	4.4	19.	21.	2.	99	50.
4"	11.	9.1	7.0	5.0	22.	24.	2.3	110	58.
4-1/2"	12.	10.	7.9	5.6	24.	27.	2.5	130	61.
5"	14.	12.	8.9	6.1	27.	31.	2.9	140	70.
6"	16.	14.	11.	7.7	33.	37.	3.5	160	83.
8"	21.	18.	14.	10.	43.	49.	4.5	220	110.
10"	26.	22.	17.	13.	56.	61.	5.7	290	140.
12"	32.	26.	20.	15.	66.	73.	6.7	340	170.
14"	36.	31.	23.	17.	76.	85.	8.	390	190.
16"	42.	35.	27.	19.	87.	100.	9.	430	220.
18"	46.	40.	30.	21.	100.	110.	10.2	500	250.
20"	52.	43.	34.	23.	110.	120.	12.	560	280.
22"	58.	50.	37.	25.	130.	140.	13.	610	310.
24"	63.	53.	40.	28.	140.	150.	14.	680	340.
30"	79.	68.	50.	35.	165.	190.	17.	860	420.
36"	94.	79.	60.	43.	200	220.	20.	1000	500.
42"	120.	95.	72.	50.	240	260.	23.	1200	600.
48"	135.	110.	82.	58.	275	300.	26.	1400	680.

From "Engineering Data On Flow Of Fluids In Pipes." - Crane Co.

PIPE FRICTION FOR OFFSET JET PUMPS Friction Loss in Feet Per 100 Feet Offset

JET SIZE H.P.	SUCTION AND PRESSURE PIPE SIZES (In Inches)											
	2 x 1	1 x 1	1 x 1 1/2	1 1/2 x 2	2 x 2	2 x 2 1/2	2 1/2 x 2 1/2	2 1/2 x 3	3 x 3			
1/4	27	18	7	5	3	2	--	--	--	--	--	--
1/2			12	8	6	4	--	--	--	--	--	--
3/4			18	12	8	6	3	2	--	--	--	--
1				22	16	11	6	4	--	--	--	--
1 1/2					25	16	9	6	--	--	--	--
2	Operations Below Line						13	8	5	3	--	--
3	Not Recommended						20	13	7	5	--	--
									13	9	6	4

NOTE: Friction loss is to be added to vertical lift.

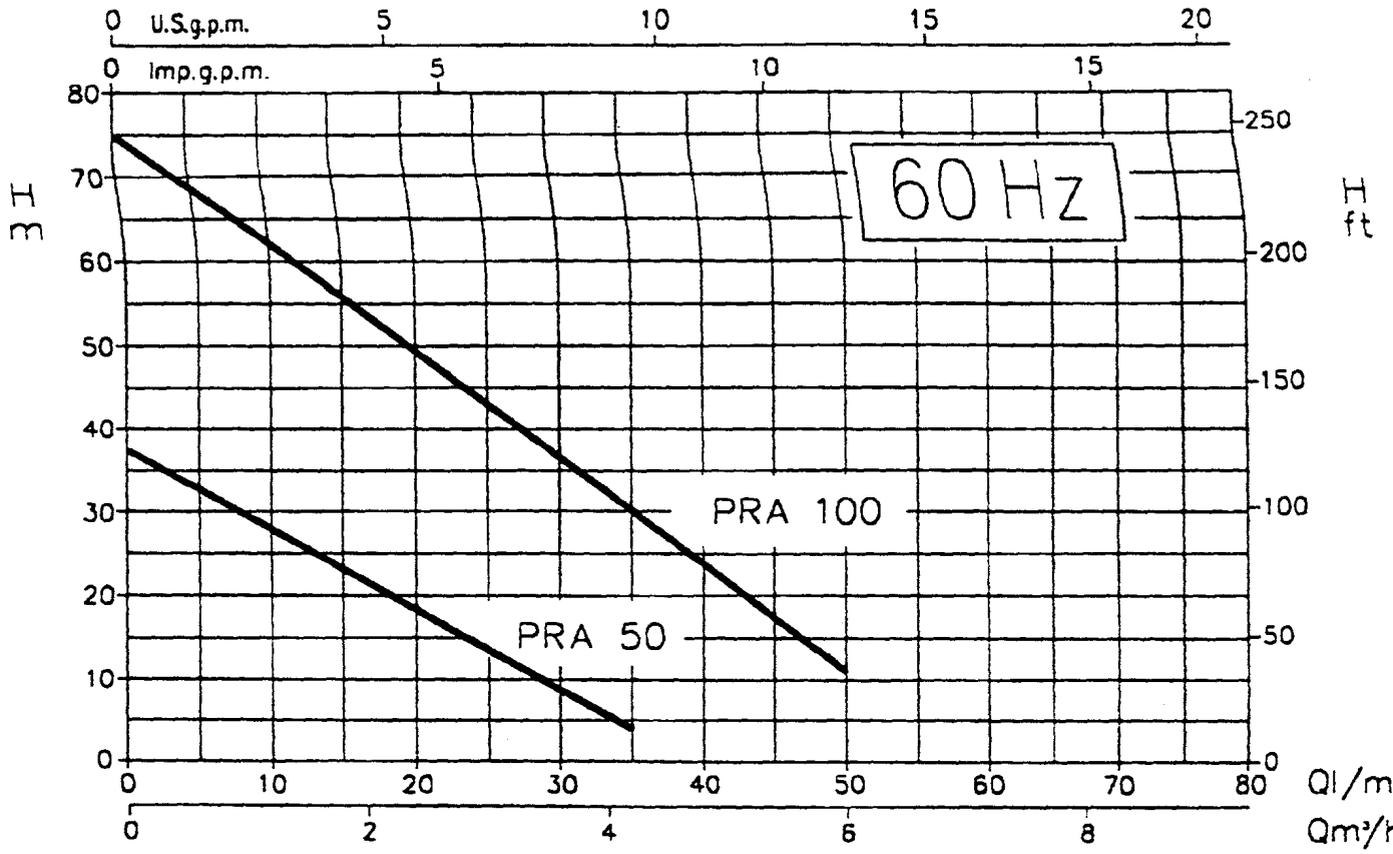
Friction of water in pipes

Gallons Per Minute	Velocity Ft. Per Sec.	Velocity Head Feet	Head Loss Ft. Per 100 Feet	Gallons Per Minute	Velocity Ft. Per Sec.	Velocity Head Feet	Head Loss Ft. Per 100 Feet	Gallons Per Minute	Velocity Ft. Per Sec.	Velocity Head Feet	Head Loss Ft. Per 100 Feet
1/2" Pipe (.622" I. D.)				3/4" Pipe (.824" I. D.)				1" Pipe (1.049" I. D.)			
0.5	.32	.00	.6	1.5	.90	.01	1.1	2	.74	.01	.6
1.0	1.06	.02	2.1	2.0	1.20	.02	1.9	3	1.11	.02	1.3
1.5	1.58	.04	4.4	2.5	1.51	.04	2.9	4	1.49	.03	2.1
2.0	2.11	.07	7.6	3.0	1.81	.05	4.1	5	1.86	.05	3.2
2.5	2.64	.11	11.4	3.5	2.11	.07	5.4	6	2.23	.08	4.5
3.0	3.17	.16	16.0	4.0	2.41	.09	6.9	8	2.97	.14	7.7
3.5	3.70	.21	21.3	4.5	2.71	.11	8.6	10	3.71	.21	11.7
4.0	4.23	.28	27.3	5	3.01	.14	10.5	12	4.46	.31	16.4
4.5	4.75	.35	33.9	6	3.61	.20	14.7	14	5.20	.42	21.8
5.0	5.28	.43	41.2	7	4.21	.28	19.6	16	5.94	.55	27.9
5.5	5.81	.52	49.2	8	4.84	.36	25.0	18	6.68	.69	34.7
6.0	6.34	.62	57.8	9	5.42	.46	31.1	20	7.43	.86	42.1
6.5	6.87	.73	67.0	10	6.02	.56	37.8	22	8.17	1.04	50.2
7.0	7.39	.85	76.8	11	6.62	.68	45.1	24	8.91	1.23	59.0
7.5	7.92	.97	87.3	12	7.22	.81	53.0	26	9.66	1.45	68.4
8.0	8.45	1.11	98.3	13	7.82	.95	61.5	28	10.4	1.7	78.5
8.5	8.98	1.25	110.	14	8.43	1.10	70.5	30	11.1	1.9	89.2
9.0	9.51	1.4	122.	16	9.63	1.44	90.2	35	13.0	2.6	119.
9.5	10.0	1.6	135.	18	10.8	1.8	112.	40	14.9	3.5	152.
10	10.6	1.7	149.	20	12.0	2.2	136.	45	16.7	4.3	189.
1 1/4" Pipe (1.380" I. D.)				1 1/2" Pipe (1.610" I. D.)				2" Pipe (2.067" I. D.)			
4	.86	.01	.6	6	.95	.01	.6	10	.96	.01	.4
5	1.07	.02	.9	8	1.26	.02	1.0	12	1.15	.02	.6
6	1.29	.03	1.2	10	1.58	.04	1.5	14	1.34	.03	.8
7	1.50	.04	1.6	12	1.89	.06	2.0	16	1.53	.04	1.0
8	1.72	.05	2.0	14	2.21	.08	2.7	18	1.72	.05	1.3
10	2.15	.07	3.1	16	2.52	.10	3.5	20	1.91	.06	1.6
12	2.57	.10	4.3	18	2.84	.13	4.3	22	2.10	.07	1.9
14	3.00	.14	5.7	20	3.15	.15	5.2	24	2.29	.08	2.2
16	3.43	.18	7.3	22	3.47	.19	6.3	26	2.49	.10	2.5
18	3.86	.23	9.1	24	3.78	.22	7.3	28	2.68	.11	2.9
20	4.29	.29	11.1	26	4.10	.26	8.5	30	2.87	.13	3.3
25	5.36	.45	16.8	28	4.41	.30	9.8	35	3.35	.17	4.4
30	6.43	.64	23.5	30	4.73	.35	11.1	40	3.82	.23	5.6
35	7.51	.88	31.2	32	5.04	.39	12.5	45	4.30	.29	7.0
40	8.58	1.14	40.0	34	5.36	.45	14.0	50	4.78	.36	8.5
50	10.7	1.8	60.4	36	5.67	.50	15.5	55	5.26	.43	10.1
60	12.9	2.6	84.7	38	5.99	.56	17.2	60	5.74	.51	11.9
70	15.0	3.5	114.	40	6.30	.62	18.9	65	6.21	.60	13.7
80	17.2	4.6	144.	42	6.62	.68	20.7	70	6.69	.70	15.8
90	19.3	5.8	179.	44	6.93	.75	22.5	75	7.17	.80	17.9
				46	7.25	.82	24.5	80	7.65	.91	20.2
				48	7.57	.89	27.1	85	8.13	1.03	22.6
				50	7.88	.97	28.5	90	8.61	1.15	25.1
				55	8.67	1.17	34.0	95	9.08	1.28	27.7
				60	9.46	1.39	40.0	100	9.56	1.42	30.5
				65	10.2	1.6	46.4	110	10.5	1.7	36.4
				70	11.0	1.9	53.2	120	11.5	2.1	42.7
				75	11.8	2.2	60.4	130	12.4	2.4	49.6
				80	12.6	2.5	68.1	140	13.4	2.8	56.9
				85	13.4	2.8	76.2	150	14.3	3.2	64.7
				90	14.2	3.1	84.7				



Friction head loss in pipes from William and Hazen for co-efficient of 100 corresponding to 10 year old steel or 18 year old C.I. pipe.

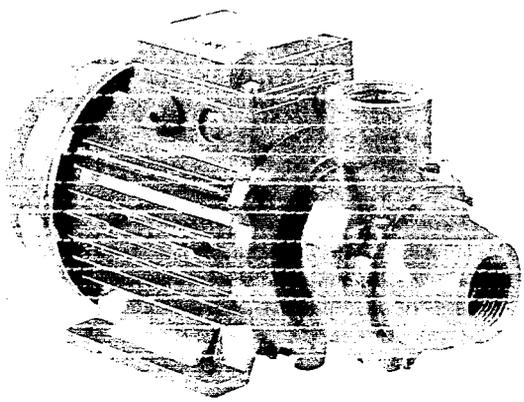
PERFORMANCE CURVES (according to ISO 9906 grade 2)



PERFORMANCE TABLE

Pump Type	Versions	Amp.	Motor		Q = Capacity									
					l/min.	5	10	15	20	25	30	35	40	50
					m³/h	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0
					H = Total head [m]									
PRA 050 M	singlephase 220 V	5,5	HP	kW	33	28	23	18	13,8	8,5	4	-	-	-
	singlephase 110/220 V	2,8/5,5												
PRA 100 M	singlephase 220 V	14,5	1,0	0,74	68,5	62	56	50	42,5	37	31	23,5	11	-
	singlephase 110/220 V	7,1/14,5												

pherical turbine pumps constructed from cast iron and bronze suitable for hot and cold water distribution.



TECHNICAL SPECIFICATIONS

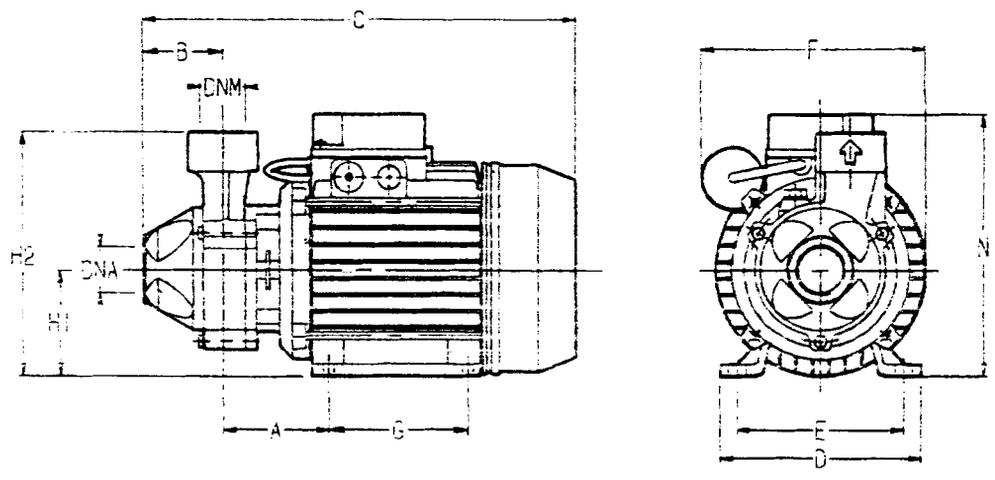
Maximum working pressure: 6 bar for PRA 0.50
 12 bar for the other models
 Maximum liquid temperature:
 100°C according to EN 60335-2-41 for domestic uses
 120°C for other uses

MATERIALS

Pump body and bracket in cast iron
 Shaft in stainless steel
 Mechanical seal in carbon/ceramic/NBR

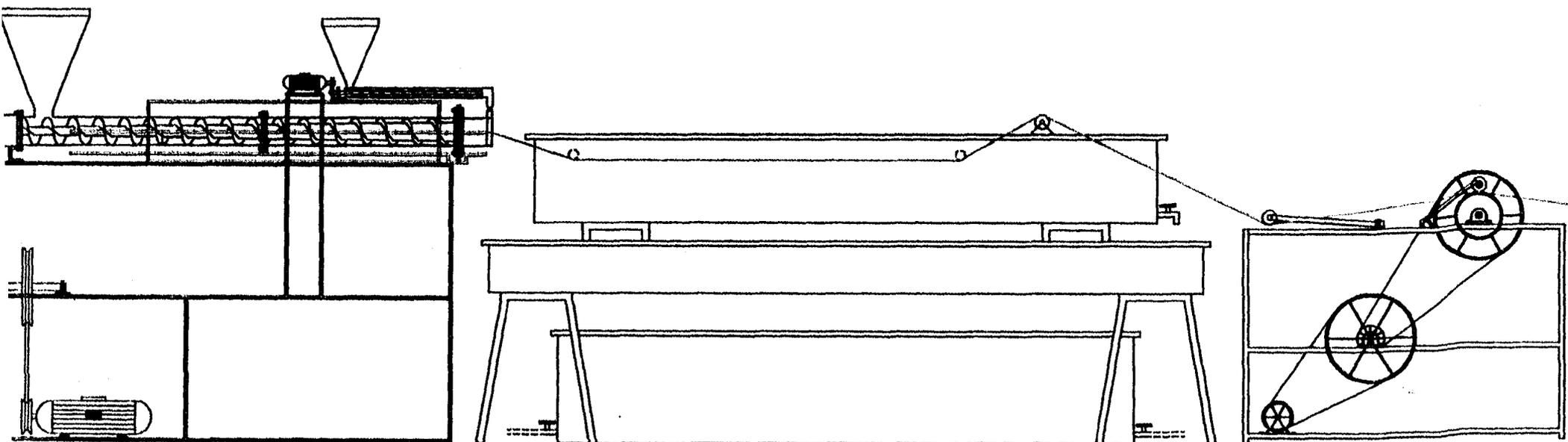
TECHNICAL DATA

- T.E.F.C. 2 poles motor
- Insulation class F
- Protection degree IP44
- 1~220V ± 10% 60Hz, 3~220/380V ± 10% 60Hz
- Permanent split capacitor and automatic thermal overload protection for single-phase version
- Thermal protection to be provided by the user
- DNM-DNA 1"

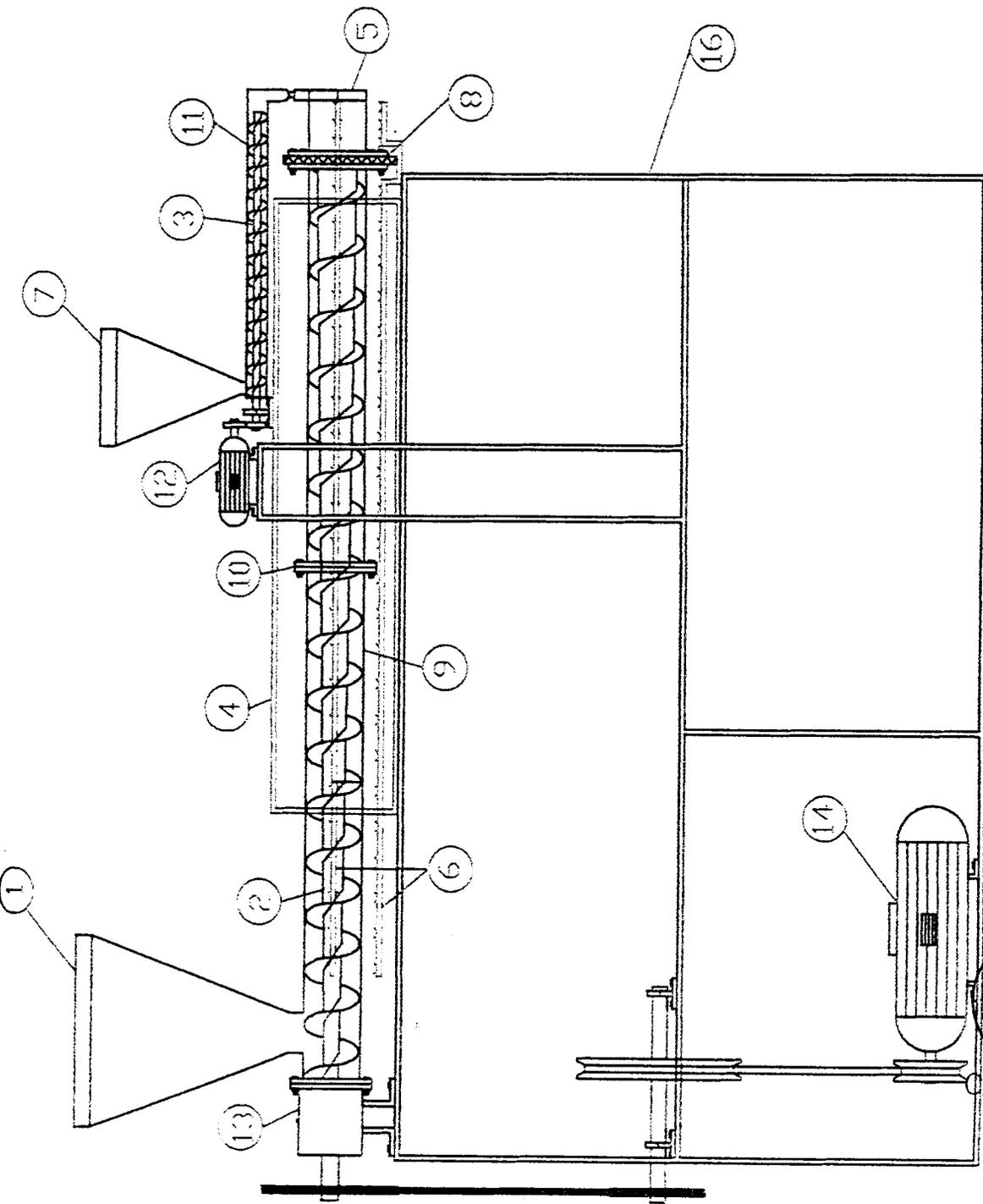


DIMENSIONAL TABLE

Pump Type	Dimensions (mm)											Weight (kg)	
	A	B	C	D	E	F	G	H1	H2	N	DNA		DNM
PRA 050 M	75	49	255	121	100	130	80	63	143	155	116	116	5.8
PRA 100 M	70	53	292	135	112	150	90	71	181	173	116	116	9.7



TITULO		FIMCP - ESPOL		FECHA	29/06/04	NOMBRE	J. Barón
ESCALA		CONTIENE		Revisó	29/06/04	Eng. Helguera	
		PLANO DE CONJUNTO		PLANO			
				1			



16	Bastidor	1
15	Sistema de Transmisión	1
14	Motor Principal	1
13	Rodamientos	2
12	Motor Secundario	1
11	Barril Secundario	1
10	Brida	2
9	Barril Principal	1
8	Filtro / Malla Metálica	1
7	Tolva Secundaria	1
6	Quemadores a Gas	1
5	Dado	1
4	Cámara de Derretimiento	1
3	Tornillo Secundario	1
2	Tornillo Principal	1
1	Tolva Principal	1
PIEZA	DENOMINACION	CANT.

FIMCP - ESPOL

TITULO: EXTRUSORA DE PLASTICOS

ESCALA CONTIENE: PLANO DE CONJUNTO

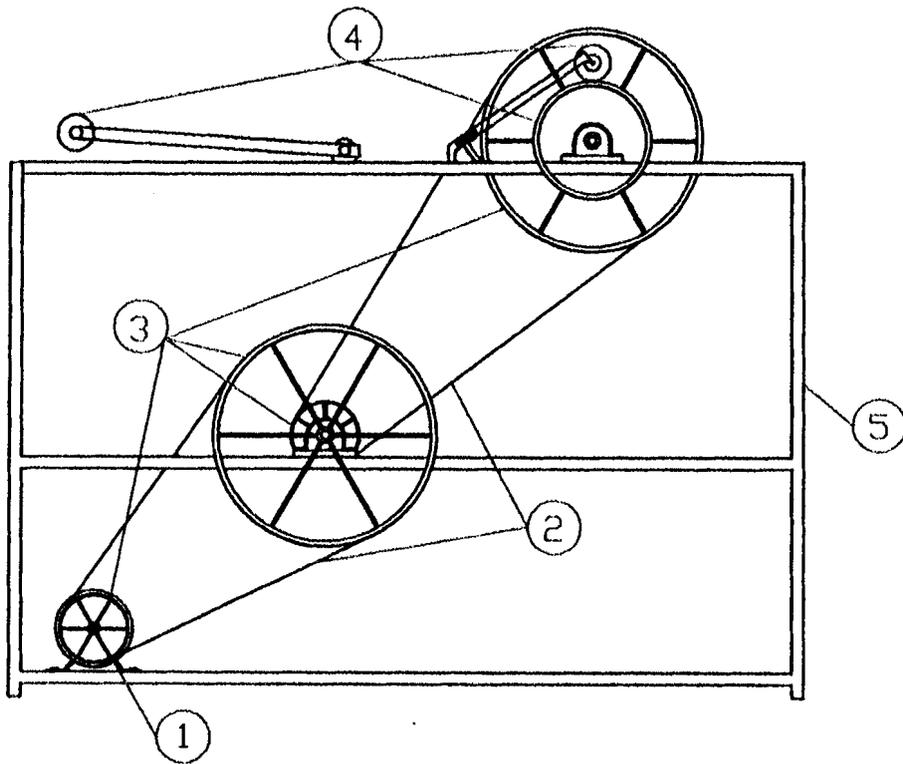
MATERIALES:

PLANO No: 2

MASA (kg):

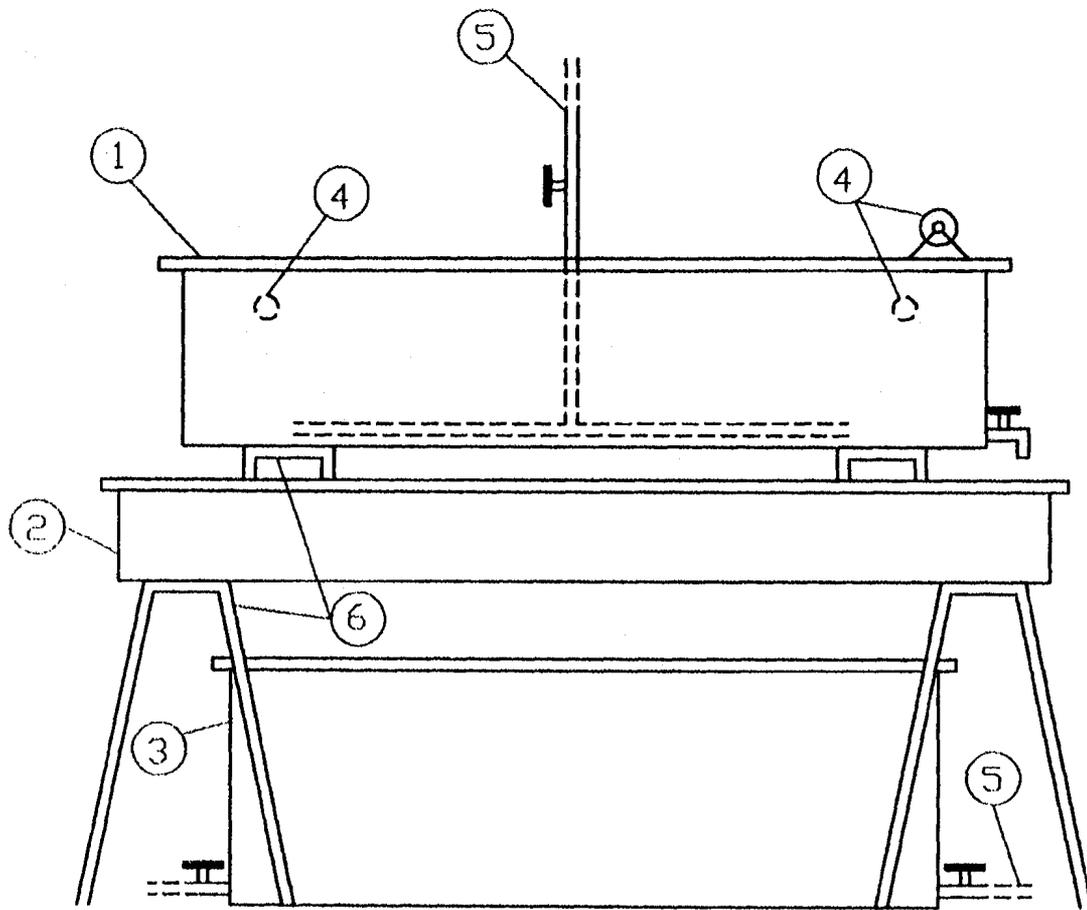
FECHA: 29/10/04
 NOMBRE: J. Román
 Revisó: 29/10/04 Ing. Helguero





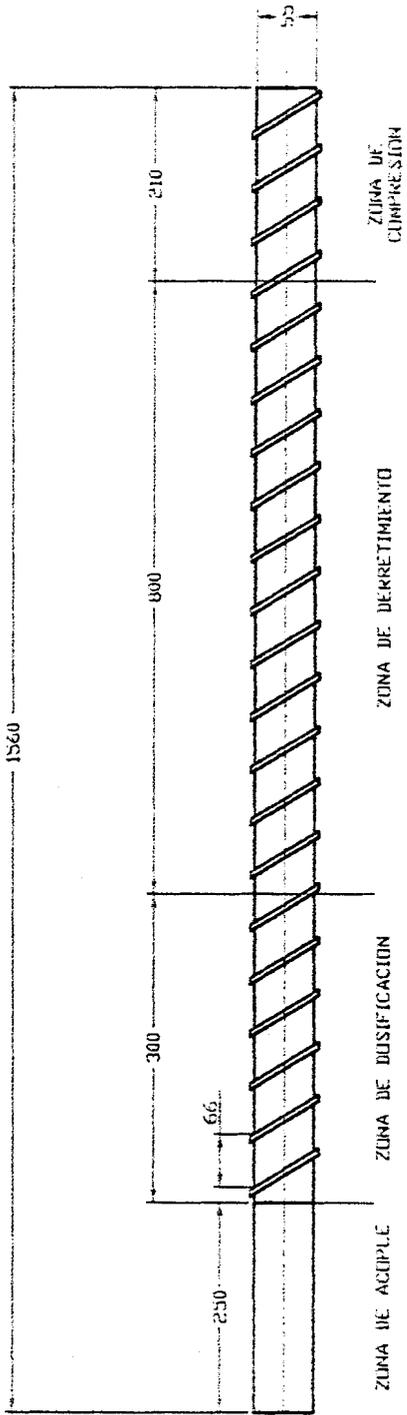
5	Bastidor	1
4	Rodillos	3
3	Poleas	4
2	Bandas	2
1	Motor Eléctrico	1
PIEZA	DENOMINACION	CANT.

TITULO:		FECHA:	NOMBRES:
FIMCP - ESPOL		29/10/04	J. Román
SISTEMA DE TENSION		29/10/04	Ing. Helguero
ESCALA:	CONTIENE:	PLANO No:	
	PLANO DE CONJUNTO	3	
MATERIALES:	MASA (kg):		

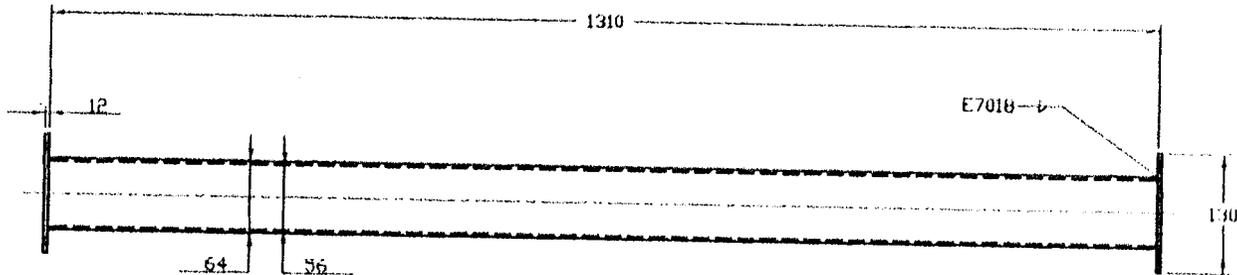
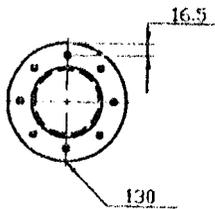


6	Estructura de soporte	1
5	Tubería de recirculación	1
4	Rodillos	3
3	Cuba 3	1
2	Cuba 2	1
1	Cuba 1	1
PIEZA	DENOMINACION	CANT.

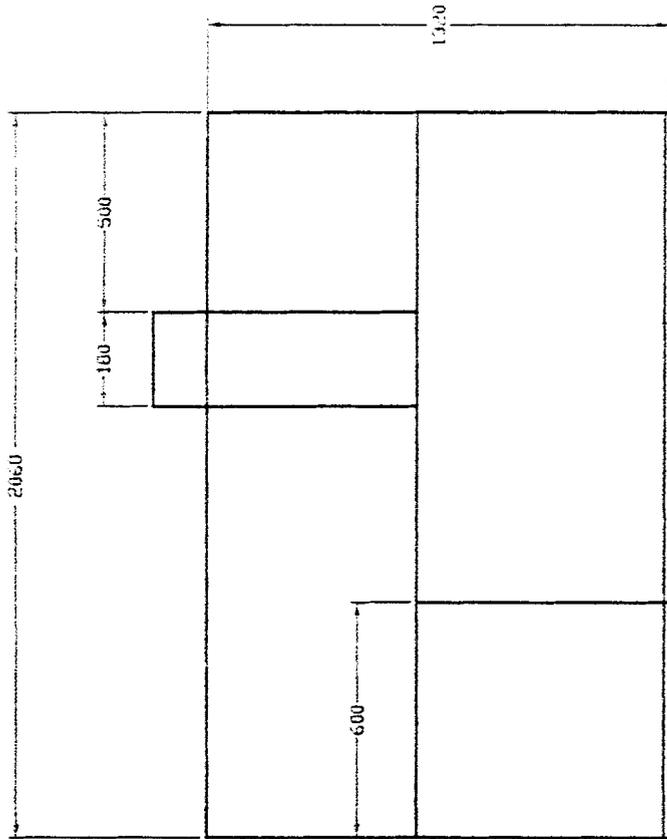
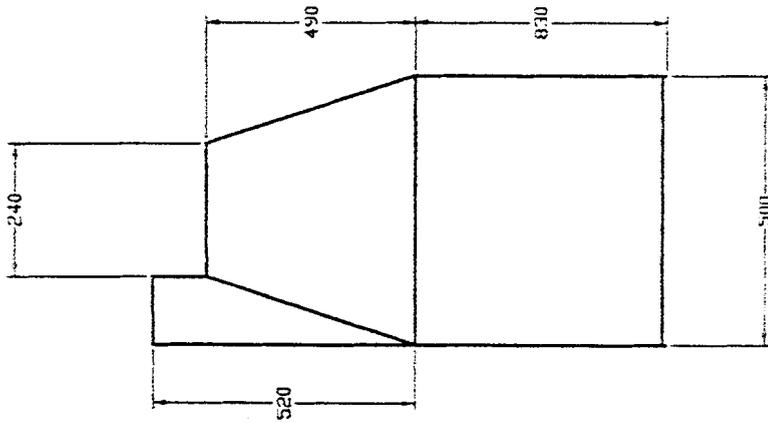
FIMCP - ESPOL		FECHA:	NOMBRES:
TITULO: SISTEMA DE TENSION		Dibujo: 29/10/04	J. Ramón
ESCALA CONTIENE: PLANO DE CONJUNTO		Revisó: 04/01/05	Ing. Helguero
MATERIALES:		PLANO No: 4	
		MASA (kg):	



FIMCP - ESPOL		FECHA	NOMBRE
EXTRUSORA DE PLASTICOS		27/07/04	J. Román
ESCALA CONTIENE: TORNILLO EXTRUSOR		Revisó:	04/07/05 Ing. Helguera
MATERIALES:		PLANO No: 5	
		MASA 71.50	



FIMCP - ESPOL TITULO: EXTRUSORA DE PLASTICOS		FECHA:	NOMBRE:
		Dibujo: 29/10/04	J. Ronán
ESCALA: CONTIENE: BARRIL MATERIALES:		Revisó: 04/01/05	Ing. Helguera
		PLANO No: 6	



FECHA:	NUMBRES:
Dibujo: 29/10/04	J. Rorán
Revisó: 04/01/05	Ing. Helguero
PLANO No: 7	
MASA (kg):	

FIMCP - ESPOL

TITULO: EXTRUSORA DE PLASTICOS

ESCALA CONTIENE: BANCADA - EXTRUSORA

MATERIALES: ACEITE MOTOR



BIBLIOGRAFÍA

1. BIELLONI CASTELLO, Estudio sobre la Extrusión y el Film Cast, Publicación Bielloni Castello, Milán – Italia, Abril 1994
2. BOHMAN IVAN, Catálogo General de Aceros, Ivan Bohman, 2000
3. INCROPERA FRANK, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, Editorial Harla, México D.F. 1999
4. MARTÍN, Catálogo Electrónico
5. MORAN FRANCO CARLOS, "Adaptación Tecnológica de una Máquina Extrusora de Termoplásticos " (Tesis, Facultad de

11. SINGER FERDINAD L., Resistencia de Materiales, Cuarta Edición, Editorial Harla, México D.F. 1995

12. www.plástico.com

13. www.tecnologíadelplástico.com

14. www.mecalor.com.br

15. www.queens.com.tw

16. www.assocomapiast.com/plasi.htm

Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2002)

6. NEW TECHNOLOGY NETWORK (NTN), Catálogo General de Rodamientos de Bolas y Rodillos NTN, Catálogo No. 2200-II/S, NTN Corporation 1999

7. NILS R. GRIMM, ROBERT C. ROSALER., Manual de Diseño de Calefacción, Ventilación y Aire acondicionado, McGraw – Hill, España 1996

8. NORTON ROBERT L., Machine Design, Second Edition, Prentice Hall, New Jersey U.S.A. 2000

9. ROBERT W. FOX, ALAN T. McDONALD., Introducción a la Mecánica de Fluidos, Cuarta Edición, McGraw – Hill, México D.F. 1995

10. SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición en Español, McGraw - Hill, México D.F. 1995

