

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

**“ADAPTACIÓN TECNOLÓGICA DE UNA MÁQUINA  
EXTRUSORA DE TERMOPLÁSTICOS”**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de

**INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

**Carlos Daniel Morán Franco**

GUAYAQUIL-ECUADOR

2002

## **AGRADECIMIENTO**

Mi agradecimiento sincero primero a Dios por haberme permitido llegar hasta aquí, al Ing. Manuel Helguero, quien, más que un director de tesis, se ha comportado como un verdadero amigo. Al Ing. Marcelo Castillo, Ing. Holger Garzón, Ec. Alvaro Garzón y al Señor Adolfo Castro por su ayuda desinteresada en el desarrollo de esta Tesis.

A mis amigas de la biblioteca central, Josefina, Jovita y María. Al Ing. Xavier Ochoa y al Ing. Carlos Martillo, amigos de siempre de mi querido San José-La Salle quienes con su consejo y ayuda me permitieron solucionar más de un problema. A mis amigos de promoción, futuros ingenieros David Carranza, Ricardo Arias, José Malave, Daniel Blum y Luís Zambrano, quienes fueron de gran ayuda en el día a día universitario.

A todos ellos de verdad GRACIAS!!.

## DEDICATORIA

Este triunfo va dedicado primero a mis padres Carlos y Mercy, quienes, con sacrificio, cariño y sabios consejos supieron sacar adelante a este joven.

Para Anita y Beatriz, mis abuelitas queridas, quienes, con su cariño, estímulo y comprensión ayudaron a la formación de este profesional.

A Daniel, Rubén y mi novia Wendy, tres razones para mi diaria superación.

## TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

---

Ing. Eduardo Rivadeneira P.  
DECANO DE LA FIMCP  
PRESIDENTE

---

Ing. Manuel Helguero G.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Eduardo Orcés P.  
VOCAL

---

Ing. Edmundo Villacís M.  
VOCAL

## **DECLARACIÓN EXPRESA**

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

---

Carlos Daniel Morán Franco

## RESUMEN

El desarrollo de nuevas tecnologías, la complejidad de las líneas de producción y las distintas condiciones del mercado , sumados a los problemas de importación y carestía de la maquinaria industrial originada por las continuas recesiones que se han producido en los últimos tiempos, obliga a poner en práctica los conocimientos adquiridos en las aulas para desarrollarnos tecnológicamente; satisfacer la demanda interna y no depender de patrimonio tecnológico extranjero.

Por esta razón, se presenta este trabajo de investigación, donde se explica la metodología correcta, debidamente fundamentada en los aspectos técnicos y de producción para la “adaptación tecnológica de una máquina extrusora de termoplásticos”, cuya orientación está centrada exclusivamente a la producción de fundas plásticas, proponiendo así una nueva alternativa que busca suplir de una manera más económica la demanda de la industria del plástico en el Ecuador. Esta adaptación hace mucho tiempo ha sido pilar fundamental del desarrollo y la base de la práctica profesional en países del primer mundo como Japón y China, ejemplos dignos de imitar en países en vías de desarrollo como el nuestro.

Para el efecto se han seleccionado materiales y equipos disponibles en nuestro medio con el fin de abaratar los costos de producción evitando la importación y su respectivo aumento de divisas.

Primero se describe el proceso de extrusión y el funcionamiento de la máquina en cada uno de sus ciclos, seguidamente se realiza la descripción de la máquina, señalando sus parámetros, partes y la función que realiza cada una de ellas, con el afán de facilitar al lector del presente trabajo la comprensión del mismo, esto va acompañado de un esquema gráfico que explicará la posición de cada uno de los componentes de la máquina para tener una visión un poco más amplia del aspecto físico de la misma.

Luego se entra de lleno a la adaptación tecnológica de la máquina a nuestro medio, es decir, usando elementos y tecnología existente en el país, realizando los respectivos análisis de esfuerzos para cada uno de los componentes principales y aplicando al mismo tiempo las teorías y metodologías de diseño de maquinaria debidamente estandarizadas.

Selección de materiales para cada uno de los elementos según el trabajo que realiza y los esfuerzos a los que están sometidos, tomando en cuenta la disponibilidad en el mercado local de estos.

Selección del equipo complementario basados en la función que debe realizar la máquina y en los resultados obtenidos previamente.

Análisis de costos de producción, que se realiza con el objeto de sustentar la premisa de que su realización es sencilla y más económica que la importación, teniendo presente que el país cuenta con el material humano debidamente capacitado en nuestras aulas para la realización del mismo, haciendo que este trabajo se convierta en una alternativa rentable a la demanda de la industria del plástico en el Ecuador que en estos últimos años ha aumentado considerablemente.



# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	VI
ÍNDICE GENERAL.....	IX
ABREVIATURAS.....	XIII
SIMBOLOGÍA.....	XIV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIX
ÍNDICE DE PLANOS.....	XX
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
ANÁLISIS DEL PROCESO DE EXTRUSIÓN DE TERMOPLÁSTICOS.....	3
1.1. Clasificación de los plásticos.....	3
1.2. Descripción del Proceso.....	7
1.2.1. Índice de Derretimiento.....	9
1.3. Necesidad del Proyecto.....	14
CAPITULO 2.....	17
DESCRIPCIÓN DE LA MAQUINA.....	17
2.1. Introducción.....	17

2.2. Tolva.....	20
2.3. Tornillo Extrusor.....	21
2.4. Barril.....	24
2.5. Dados.....	30
2.5.1. Función.....	31
2.5.2. Abertura y Longitud.....	33
2.6. Película Soplada (burbuja).....	37
2.7. Placa de Distribución.....	43
2.8. Enfriado de Película.....	47
2.9. Anillo de Aire.....	51

### CAPITULO 3

ADAPTACIÓN TECNOLÓGICA Y SELECCIÓN DE EQUIPO AUXILIAR.....	61
3.1. Diseño del Tornillo Extrusor.....	61
3.2. Diseño del Barril .....	77
3.3. Diseño de la Estructura de Soporte.....	81
3.4. Diseño del Sistema de Enfriamiento de Burbuja.....	84
3.5. Selección del Dado y Anillos de Aire.....	88
3.6. Selección de Rodillos.....	121
3.6.1. Selección de Rodillos Prensadores.....	121
3.6.2. Selección de Rodillos Rebobinadores.....	122
3.7. Selección de Unidad de Aire Comprimido.....	123

3.8. Selección de Motores Eléctricos.....	124
3.8.1. Selección del Motor del Extrusor.....	124
3.8.2. Selección del Motor del Rebobinador y de los Rodillos	
Prensadores.....	126

#### CAPITULO 4

ANÁLISIS DE COSTOS.....	133
-------------------------	-----

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	138
-------------------------------------	-----

#### APÉNDICES

#### BIBLIOGRAFÍA Y DIRECCIONES WEB RECOMENDADAS

## ABREVIATURAS

C	Grado centígrado
°F	Grado Farenheit
HB	Dureza Brinnell
HP	Caballos de poder
HRC	Dureza Rockwell C
In	Pulgada
Kg	Kilogramo
Kg/mm <sup>3</sup>	Kilogramo por milímetro cúbico
Kw	Kilovatio
m	Metro
mm	Milímetro
mm <sup>3</sup>	Milímetro cúbico
Mpa	Megapascales
N	Newton
N*m	Newton por metro
N/m <sup>2</sup>	Newton por metro cuadrado
N/m <sup>3</sup>	Newton por metro cúbico
Pa	Pascales
Pot.	Potencia
V	Voltios
W	Vatio

## SIMBOLOGÍA

A	Area
a	Adendo
BUR	Tasa de soplo
b	Dedendo
$C_a$	Factor de aplicación en el engrane
$C_a'$	Capacidad básica de carga en el cojinete
$C_f$	Factor de superficie del engrane
$C_m$	Factor de distribución de carga
$C_p$	Coefficiente elástico del engrane, Calor específico
$C_s$	Factor de tamaño en el engrane
$C_v$	Factor dinámico
D	Diámetro
$D_{burb}$	Diámetro de burbuja
d	Diámetro de paso
E	Módulo de elasticidad
EPS	Poliestireno expandido
e	Valor de referencia para selección decojinetes
F	Ancho de cara
$F_a$	Fuerza axial
$F_r$	Fuerza radial
HDPE	Polietileno de alta densidad
$h_t$	Altura total del diente
I	Factor geométrico de resistencia en la superficie del engrane
$\bar{h}$	
$I_x$	Coefficiente de convección
J	Momento de inercia en el eje x
K	Segundo momento de área
$K_a$	Factor de incremento permisible en la temperatura del aceite de cojinetes
$K_a$	Factor de superficie (límite de fatiga)
$K_b$	Factor de superficie del engrane
$K_c$	Factor de tamaño
$K_d$	Factor de carga
$K_e$	Factor de temperatura
$K_L$	Factor de efectos diversos
	Factor de vida del engrane

$K_m$	Factor de distribución de carga
$K_R$	Porcentaje de confiabilidad del engrane
$K_s$	Factor de tamaño
$K_T$	Factor de temperatura del engrane
$K_v$	Factor dinámico
$L$	Vida nominal básica en cojinetes
$L_e$	Longitud equivalente
LDPE	Polietileno de baja densidad
LLDPE	Polietileno lineal de baja densidad
$M$	Momento flector
$M'$	Módulo
$M_f$	Razón de contacto axial
$m_N$	Relación de repartición de carga
$m_G$	Relación de velocidad
$N$	Número de ciclos
$N_{bp}$	Factor de seguridad contra falla por flexión en el piñón
$N_{bg}$	Factor de seguridad contra falla por flexión en la rueda
$N_{cp}$	Factor de seguridad contra falla superficial en el piñón
$N_{cg}$	Factor de seguridad contra falla superficial en la rueda
$N_g$	Número de dientes de la rueda
$N_p$	Número de dientes del piñón
$n$	Factor de seguridad
$P$	Paso
$P_c$	Paso circular
$P_{cr}$	Carga equivalente estática del cojinete
$P_{or}$	Carga crítica
$P_r$	Carga equivalente dinámica del cojinete
PE	Polietileno
PET	Tereftalato de polietileno
$P_n$	Paso normal
$P_{nd}$	Paso diametral en el plano normal
PP	Polipropileno
PVC	Cloruro de polivinilo
PS	Poliestireno
$P_t$	Paso transversal
PTFE	Politetrafluoretileno
$P_x$	Paso axial
$r$	Radio

$r_{bp}$	Radio de la circunferencia base del piñón
$r_{bg}$	Radio de la circunferencia base de la rueda
$r_p$	Radio del piñón
$r_g$	Radio de la rueda
$r_x$	Radio de giro mínimo en x
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
$S_{fb}'$	Resistencia a la fatiga por flexión sin corregir
$S_{fc}$	Resistencia a la fatiga superficial corregida
$S_{RT}$	Resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo
$S_T$	Resistencia a la tensión a la temperatura de operación
$S_{ut}$	Resistencia última a la tensión
$S_y$	Resistencia de fluencia
$t$	Tiempo
$T$	Torque
$T_i$	Temperatura inicial
$T_\infty$	Temperatura final en la superficie
$V$	Fuerza cortante
$Vol$	Volumen
$V_t$	Velocidad en la línea de paso
$W$	Peso
$w$	Carga distribuida
$W_t$	Fuerza tangencial en el engrane
$W_r$	Fuerza radial en el engrane
$W_a$	Fuerza axial en el engrane
$X, Y$	Factores que dependen de la geometría del cojinete
$Z$	Módulo de sección
$Z'$	Longitud de la línea de acción del engrane
$\sigma$	Esfuerzo por flexión
$\sigma_a$	Esfuerzo admisible
$\sigma_{cp}$	Esfuerzo de contacto en el piñón
$\sigma_{cg}$	Esfuerzo de contacto en la rueda
$\sigma_{fp}$	Esfuerzo de flexión en el piñón
$\sigma_{fg}$	Esfuerzo de flexión en la rueda
$\sigma_m$	Esfuerzo medio

$\sigma_r$	Esfuerzo radial
$\sigma_t$	Esfuerzo tangencial
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\Delta T$	Variación de temperatura
$\omega$	Velocidad angular
$\rho$	Densidad
$\gamma$	Peso específico
$\nu$	Relación de Poisson
$\phi$	Angulo de presión
$\phi$	Angulo de presión transversal
$\phi$	Angulo de hélice



## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1.1 Extrusora en Funcionamiento.....	16
Figura 2.1 Extrusora de un Tornillo.....	19
Figura 2.2 Línea de Extrusión.....	19
Figura 2.3 Tolva.....	21
Figura 2.4 Tornillo Extrusor de Paso Constante.....	22
Figura 2.5 Tornillo Extrusor.....	23
Figura 2.6 Rotación del Dado.....	36
Figura 2.7 Película Soplada.....	40
Figura 2.8 Relaciones de Soplado para Anchos de Película y Diámetros Determinados.....	43
Figura 2.9 Placa de Distribución.....	44
Figura 2.10 Enfriamiento de Burbuja.....	50
Figura 2.11 Anillo de Aire.....	53
Figura 2.12 Variación en el Calibre de Película causado por un Anillo de Aire Sucio.....	54
Figura 2.13 Sección Esquemática del Equipo de Tiraje y Arrollamiento.....	58
Figura 3.1 Tornillo Extrusor.....	62
Figura 3.2 Diagrama de Cortante y Momentos.....	64
Figura 3.3 Cilindro de Pared Gruesa.....	79
Figura 3.4 Resistencia a la Fatiga por Flexión AGMA para los Aceros.....	115
Figura 3.5 Factor de Vida en Resistencia a Flexión $K_L$ de la AGMA.....	116
Figura 3.6 Resistencia a la Fatiga Superficial AGMA para los Aceros.....	118
Figura 3.7 Factor de Vida en Resistencia a la Fatiga Superficial AGMA.....	119

## ÍNDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla 1 Valores de a y b para Algunos Tipos de Superficie.....	72
Tabla 2 Valores para hallar el Factor de Temperatura.....	74
Tabla 3 Condiciones de Sujeción en Columnas Largas.....	84
Tabla 4 Factores de Distribución de Carga.....	100
Tabla 5 Factor Geométrico a Flexión J en Engranés Helicoidales cuando $\phi = 20^\circ$ y $\varphi = 20^\circ$ .....	102
Tabla 6 Factor de Confiabilidad de la AGMA.....	117
Tabla 7 Mínimos Diámetros Recomendados en Poleas para Motores Eléctricos.....	125

## ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Plano de Conjunto
Plano 2	Barril
Plano 3	Tornillo Extrusor
Plano 4	Anillo de Aire
Plano 6	Sistema de Fuelle
Plano 7	Estructura de Soporte
Plano 8	Rodillo Prensador de Goma
Plano 9	Rodillo Prensador de Acero Cromado

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad vivimos en un mundo que cambia rápidamente y los problemas de importación y carestía de la maquinaria industrial son cada vez mayores para que países como el nuestro siga adelante con su meta de desarrollo, motivo por el cual los estudiantes, futuros profesionales están obligados a buscar formas de desarrollo tecnológico y tratar de imitar o intentar ponerse a la par con los países industrializados.

Es por eso que presento esta **"Adaptación Tecnológica de una Máquina Extrusora de Termoplásticos"**, como una posible forma de llegar a esa meta de desarrollo independiente.

Este tipo de adaptación se lleva a cabo hace algún tiempo en países como China y Japón y ha sido la base de su vertiginoso desarrollo. Países que alguna vez estuvieron en peor situación que la nuestra y que supieron aprovechar el único recurso con el que contaban para salir del fondo, "SU GENTE".

Todo esto tiene el fin de enfocarse más allá de un simple trabajo, a poner en práctica lo aprendido en las aulas para empezar a buscar desarrollo tecnológico y no depender de patrimonio tecnológico extranjero.

Esta finalidad debe estar presente en el pensamiento de todos los estudiantes, futuros profesionales que, si bien es cierto, al salir de la

universidad no cuentan con la experiencia necesaria para hacerlo, pero este tipo de proyectos de grado los va a ayudar a abrirse campo en el ambiente que implica la carrera que se ha escogido, ya que no lo desarrollarán solos sino que cuentan con la ayuda de sus maestros, excelentes profesionales con amplia experiencia en esta rama, que los sabrán guiar y corregir errores en la realización del mismo, de ahí, la obligación que como estudiante se tiene de saber aprovechar esa experiencia y cúmulo de conocimientos que ellos tienen y desean compartirlos.

Primero se detallan todos los conceptos y procedimientos básicos del proceso de extrusión necesarios para tener una mejor comprensión del trabajo que realiza la máquina, luego se entra a la etapa de adaptación de partes a nuestro medio y finalmente se hace una comparación de costos de producción.

# CAPÍTULO 1

## ANÁLISIS DEL PROCESO DE EXTRUSIÓN DE TERMOPLÁSTICOS

- **Antecedentes Históricos**

El primer plástico se origina como resultado de un concurso realizado en 1860 en los Estados Unidos, cuando se ofrecieron 10.000 dólares a quien produjera un sustituto del marfil —cuyas reservas se agotaban— para la fabricación de bolas de billar. Ganó el premio John Hyatt, quien inventó un tipo de plástico al que llamó celuloide.

El celuloide se fabricaba disolviendo celulosa, un hidrato de carbono obtenido de las plantas, en una solución de alcanfor y etanol. Con él se empezaron a fabricar distintos objetos como mangos de cuchillo, armazones de lentes y película cinematográfica. Sin el celuloide no hubiera podido iniciarse la industria cinematográfica a fines del siglo XIX.

El celuloide puede ser ablandado repetidamente y moldeado de nuevo mediante calor, por lo que recibe el calificativo de **termoplástico**.

En 1907 Leo Baekeland inventó la baquelita, el primer plástico calificado como **termofijo** o termoestable: plásticos que puede ser fundidos y moldeados mientras están calientes, pero que no pueden ser ablandados por el calor y moldeados de nuevo una vez que han fraguado. La baquelita es aislante y resistente al agua, a los ácidos y al calor moderado. Debido a estas características se extendió rápidamente a numerosos objetos de uso doméstico y componentes eléctricos de uso general.

Los resultados alcanzados por los primeros plásticos incentivó 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** (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 Du Pont. Descubrió que dos sustancias químicas como el hexametildiamina y ácido adípico podían formar un polímero que bombeado a través de agujeros y estirados podían formar 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.

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.

En los plásticos ocurre un fenómeno conocido como migraciones. o sea la transferencia de componentes no poliméricos desde el material plástico hacia el alimento que contiene. Los factores que influyen en la migración según Ariosti son:

- Naturaleza físicoquímica y concentración de componentes no poliméricos.
- Condiciones de tiempo y temperatura. A mayor temperatura mayor migración.
- Propiedades estructurales de los materiales plásticos
- Tipo de producto
- Espesor del material plástico

Otros materiales tampoco son absolutamente inertes, en todos se verifican el pasaje de sustancias del envase al producto.

## 1.1. Clasificación de los Plásticos

El plástico es una resina sintética, es decir, hecha por la mano del hombre, similar en muchos aspectos a las resinas naturales que se encuentran en árboles y otras plantas. Estas tienen generalmente un peso molecular alto.

Un plástico es sólido en su estado virgen o manufacturado, pero entre estos dos estados, es decir, en su proceso de transformación éste se derrite suavemente por medio de la aplicación simultánea de alguna combinación de calor, presión y trabajo mecánico para darle variadas formas y diseños, los cuales pueden ser piezas compactas o películas planas o sopladas.

Los plásticos se subdividen en:

### ➤ **Termofijos o Termoestables**

Los llamados termofijos o termoestables, son plásticos que una vez que han sido moldeados no pueden modificar su forma.

### ➤ **Termoplásticos**

Los llamados termoplásticos tienen un uso más extendido y pueden ser procesados varias veces dependiendo del tipo que se trate.

Los más comunes son: el PET (polietileno tereftalato), LDPE (polietileno de baja densidad), LLDPE (polietileno lineal de baja densidad), HDPE (polietileno de alta densidad).

## **1.2. Descripción del Proceso**

El proceso se inicia colocando en la tolva de alimentación 30% de LLDPE y 70% de LDPE o HDPE según las características que se necesiten en el producto terminado.

Se añade el LLDPE para dar más estabilidad y resistencia a la película y dependiendo de lo que se necesite también se añaden otros aditivos como pigmentos y otro tipo de estabilizadores en un 5 a 15% según sea el caso (7).

El proceso de producir película mediante la extrusión de resina fundida en un tubo continuo es extremadamente sencilla a primera vista. Los elementos del proceso incluyen los nódulos de resina que

son alimentados a través de una tolva de alimentación a un extrusionador.

Aquí el calor y la fricción convierten los nódulos en un fundido que es forzado a través de una estampa anular o con forma de anillo para formar un tubo o burbuja.

El tubo o burbuja es inflado para aumentar su diámetro y disminuir el calibre de la película. A su vez, el tubo es retraído del dado, también para reducir su calibre. En este momento la burbuja es aplanada por los rodillos prensadores y sobre los rodillos guía hacia una rebobinadora que forma los rollos de película terminados.

### **1.2.1. Índice de Derretimiento**

Ya que el HDPE es de mayor peso molecular que el LDPE, la extrusión del primero es más difícil y por lo tanto se requerirá de temperaturas más altas de extrusión, mientras que el LDPE necesitará menores temperaturas de extrusión y tendrá ciclos más rápidos de tiempo, lo que lo hace superior en ciertas aplicaciones que el HDPE, principalmente tiene mayor resistencia a los esfuerzos provocados por el medio ambiente.

El índice de derretimiento, depende principalmente, aunque no exclusivamente, del peso molecular. Generalmente una resina de polietileno de alto peso molecular tiene un índice de derretimiento bajo y viceversa.

Este índice describe la fluencia de una resina de polietileno a una determinada temperatura (190 °C) y a una determinada presión. Si el índice de derretimiento de una resina es bajo, su viscosidad de derretimiento o fusión es elevada y viceversa, siendo viscosidad de fusión la resistencia de la resina fundida a fluir durante la formación de película, tubería o recipientes (8).

Por lo tanto, las resinas de mayor índice de derretimiento fluyen más fácilmente en el estado de fusión que aquellas con menor índice de derretimiento.

La viscosidad de fusión es una propiedad muy importante para los productores debido a que todos los procesos se basan en la fusión del material plástico y luego transportando esta masa para llenar un molde o para darle una determinada forma tal como una película.

La fluencia del polietileno fundido es afectada por condiciones de procesamiento tales como presión, temperatura, y estas condiciones pueden variar extensamente. Además, dos resinas pueden tener el mismo índice de fusión para diferente fluencia a altas presiones.

- **Puesta en Marcha y Para de un Extrusor**

Se debe seguir los procedimientos correctos para poner en marcha y detener un extrusor a fin de producir la menor cantidad posible de desecho y mantener al mínimo la oxidación o degradación del polímero. Esto último sucede particularmente cuando se detiene con frecuencia el extrusor. Los períodos de inacción son más críticos al respecto que la puesta en marcha.

En general debe seguirse el siguiente procedimiento para la puesta en marcha del extrusor luego de haber sido detenido (3):

1. Fijar la temperatura deseada en los instrumentos de control. Nunca se debe comenzar en frío. El polímero frío puede causar considerable daño pues puede quebrar

el tornillo, agrietar el barril o romper partes del cabezal del extrusor.

2. Cuando los instrumentos indican aproximadamente 150 °C o las temperaturas deseadas, cualesquiera sea la menor, ponga en marcha el tornillo a la velocidad mínima.

3. Al mismo tiempo, abra el paso del agua a la camisa de enfriamiento en la zona de la tolva al tornillo, luego comience la alimentación en la tolva.

4. Si el cabezal fue retirado durante el período de inacción, ajústelo nuevamente al adaptador luego de que ambos estén calientes y antes de comenzar la extrusión.

5. Purgue el extrusor, es decir, limpie los residuos remanentes hasta que las temperaturas alcancen los valores de operación, esto llevará alrededor de 15 min.

6. Aumente la velocidad del tornillo hasta alcanzar la velocidad deseada.

7. Ajuste la temperatura del tornillo hasta alcanzar la deseada para el caso.

8. Comience a tirar y enrollar la película.

En general debe seguirse el siguiente procedimiento para detener la operación (3):

1. Pare el tornillo. No debe verse resina en los filetes del tornillo mirando dentro de la tolva.

2. Corte el suministro de energía a los calefactores del extrusor.

3. Limpie los labios del cabezal y cúbralos con grasa de silicones.

4. Si se retira y limpia el tornillo, lubrique éste con grasa de silicones como medida protectora.

Los términos y partes aquí mencionados se explican en detalle en el siguiente capítulo.



### **1.3. Necesidad del Proyecto**

La industria del plástico en el Ecuador se ha desarrollado considerablemente en los últimos años y las máquinas que en la actualidad existen en las fábricas son en su mayoría viejas, con muy raras excepciones, ya que el costo de una máquina nueva es sumamente elevado sin tomar en cuenta el costo adicional que incluye la importación.

La realización de este trabajo nace de una inquietud que se presentó hace un par de años atrás al realizar una práctica vacacional en una empresa que se dedicaba a la fabricación de fundas plásticas, donde siempre se tenían problemas de para de máquinas porque estas han venido funcionando por algunos años las 24 horas del día y los 365 días del año y ya presentaban fallas, cuya solución iba más allá de un simple plan de mantenimiento.

Es así, que el presente trabajo será una pauta para que gente capacitada como los estudiantes, pongan en práctica lo aprendido en las aulas para desarrollarse y que las empresas vean en ellos gente que pueda ampliar o renovar sus líneas de producción de una manera más económica y sencilla evitando la importación y su respectivo aumento de divisas.

De esta manera, la "**Adaptación Tecnológica de una Máquina Extrusora de Termoplásticos**", permitirá familiarizarlos con los diferentes elementos que componen la máquina, dando especial interés al desarrollo mecánico de la misma que es en sí motivo de nuestro estudio.

Otro motivo muy importante es el poco o casi nulo desperdicio que se tiene en esta industria, ya que todo se aprovecha, todo desecho es reprocesado (con un previo tratamiento de peletización) se vuelve a producir plástico, evitando así el desperdicio de material y de dinero, convirtiendo a esta en una industria muy rentable.



**FIGURA 1.1. EXTRUSORA EN FUNCIONAMIENTO**

# CAPÍTULO 2

## DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

### 2.1. Introducción

El proceso de película soplada es uno de los procesos principales para fabricar productos de películas, las cuales generalmente tienen menos de 0,254 mm de espesor, aunque algunas pueden tener un máximo de 0,5 mm, el presente diseño será para una máquina que podrá extruir película de 40 mm hasta 380 mm de diámetro y un espesor de 0,025 mm hasta 0,3 mm y una relación de extrusión de 24:1(9).

El soplado de película se usa para producir gran variedad de artículos, nuestra aplicación será para la fabricación de rollos de película para hacer fundas plásticas.

Así, el concepto básico de cualquier línea de extrusión contiene:

1. Sistema para alimentación de material.
2. Mecanismo de enfriamiento y calentamiento.
3. Barril
4. Tornillo Extrusor.
5. Caja Reductora.
6. Motor.
7. Base.
8. Embobinadoras.

Cada uno de los cuales cumple con un fin determinado dentro del proceso y constan de diferentes elementos que se explican en detalle más adelante.

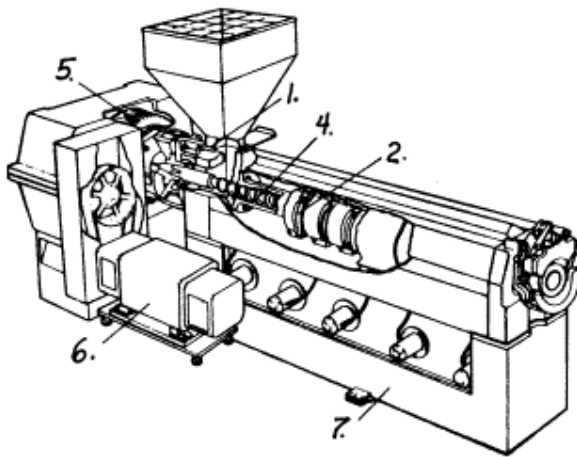


FIGURA 2.1. EXTRUSORA DE UN TORNILLO

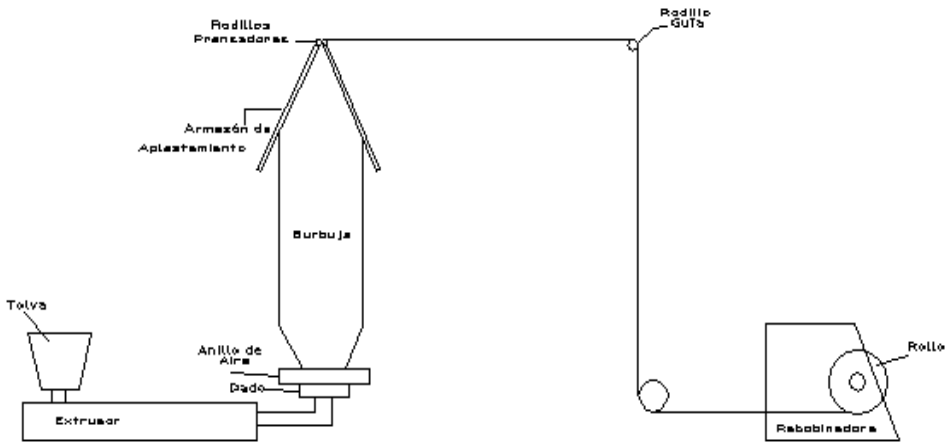
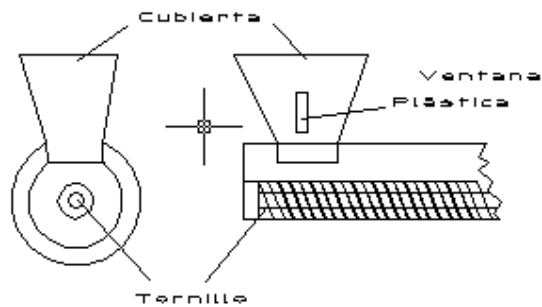


FIGURA 2.2. LÍNEA DE EXTRUSIÓN

## 2.2. Tolva

La tolva es alimentada con la resina de polietileno ya sea a mano a partir de bolsas de 25 kg. o mediante un sistema automático. Las máquinas pequeñas son generalmente alimentadas a mano. Mientras el extrusor está en funcionamiento, la tolva debe mantenerse llena de resina. Una ventanilla de Plexiglas en uno de sus costados permite el control del nivel de la resina. Una tapa, preferentemente corrediza, evita la contaminación de la resina en la tolva con polvo, tierra y otras impurezas que puedan producir roturas o agujeros en la película y toda otra serie de inconvenientes. Mientras el extrusor está funcionando, la tapa debe ser retirada sólo para alimentar la tolva (4).

La garganta de alimentación y parte de la sección de alimentación del tornillo deben ser enfriadas por agua para evitar que los cubos o gránulos de resina se fundan prematuramente, y se adhieran a la garganta antes de llegar al tornillo. Este bloqueo puede disminuir o detener la alimentación y por lo tanto reducir o retener la producción.



**FIGURA 2. 3. TOLVA**

### **2.3. Tornillo Extrusor**

De la tolva de alimentación, la resina pasa a través de la garganta de alimentación al canal del tornillo. El tornillo impulsado mecánicamente rota dentro de una camisa cementada en el cilindro y los filetes transportan la resina hacia delante. A medida que avanza, la resina es calentada, fundida, mezclada y comprimida dentro de los canales del tornillo.

El tornillo tiene 3 zonas perfectamente diferenciadas (8):

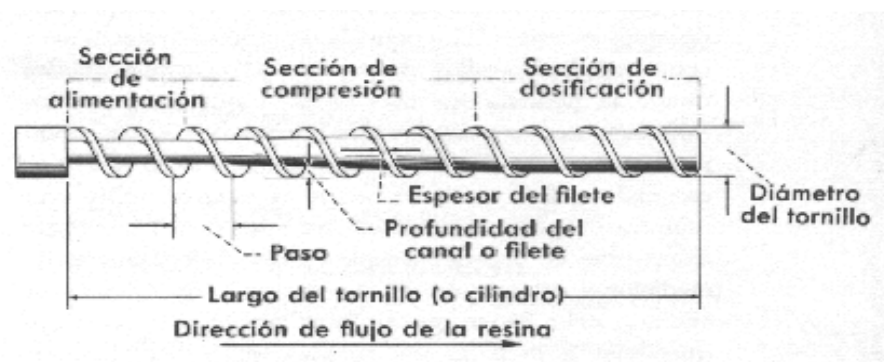
- Zona 1: zona de alimentación.
- Zona 2: zona de compresión.



- Zona 3: zona de dosificación (los últimos 3 a 8 filetes del tornillo).

Las cuales cumplen diferentes funciones detalladas a continuación:

- Zona 1: la resina en estado natural es movida hacia delante dentro de los calentadores del barril.
- Zona 2: la resina calentada es comprimida, derretida y mezclada; el aire que arrastra escapa por la zona de alimentación.
- Zona 3: se origina suficiente presión para homogeneizar la mezcla fundida, uniformar su temperatura y forzar el paso de la resina a través del cabezal para obtener una producción constante con un mínimo de fluctuaciones.



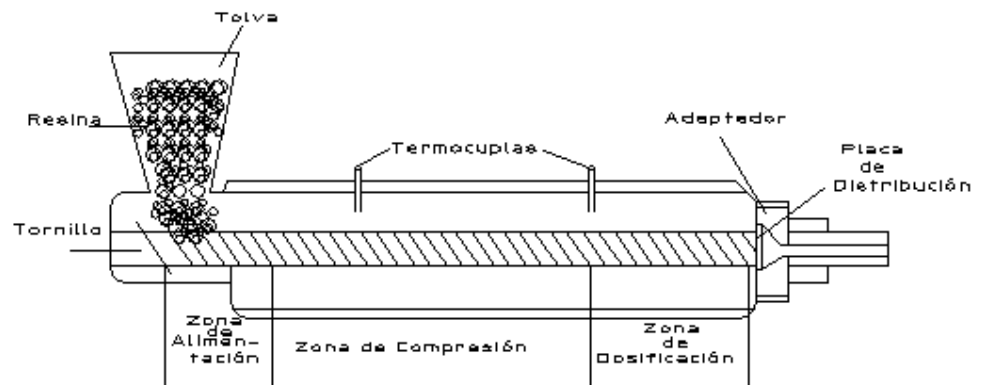
**FIGURA 2.4. TORNILLO EXTRUSOR DE PASO CONSTANTE**

El tornillo transporta la resina como una bomba continua. La relación de compresión es la relación entre el volumen del canal de una vuelta de tornillo en la sección de alimentación con respecto al volumen de una vuelta en la sección de dosificación

Fuerzas de compresión elevadas dan como resultado (8):

- Alto calentamiento interno.
- Buena mezcla de resina fundida.

Eliminando cualquier resto de aire transportado con la masa fundida, estos restos atrapados de aire pueden producir burbujas en la masa fundida y oxidarla a altas temperaturas, por combinación con el oxígeno de las burbujas de aire.



**FIGURA 2.5. TORNILLO EXTRUSOR**

En cuanto a la velocidad del tornillo, esta se mide en rpm y a mayor velocidad se dan extremas fluctuaciones de temperatura y presión.

A medida que aumenta la velocidad de rotación, la producción es mayor y por lo tanto el calor interno generado es mayor (hasta un cierto límite). Un aumento del calor interno significará una disminución del calentamiento eléctrico exterior requerido.

Estos aumentos en la velocidad de rotación pueden producir fluctuaciones extremas de la temperatura y "puré de manzana" aún con un paquete de tamices muy finos y un cilindro largo. Las variaciones en la presión y temperatura son generalmente la primera indicación de que la velocidad de rotación del tornillo es demasiado elevada (8).

#### **2.4. Barril**

El barril es el que contiene al tornillo extrusor y consta de unas camisas con resistencias eléctricas que sirven para calentar la resina dentro de él.

El uso de un barril y tornillo del largo apropiado dará como resultado una mezcla más uniforme de la resina fundida, y por lo tanto un

mejor aspecto de la película, espesores más uniformes, y hasta un aumento de la producción. Por eso es preferible que el largo del tornillo o barril sea por lo menos 16 veces y preferiblemente 20 veces el diámetro, la cual resulta en:

- Mejor apariencia de película.
  
- Tolerancias más estrechas de espesor.
  
- Aumento del índice de producción.

El calor se provee externa e internamente. El calor que ablandará la resina en su paso por el barril o camisa se provee en dos formas:

Internamente, por la fricción producida por la acción de mezclado y compresión del tornillo y desde el exterior mediante calefactores.

La cantidad de calor de fricción provisto a la resina en el cilindro es considerable, sobre todo a reducidas temperaturas de extrusión, donde éste representa la mayor parte. De todos modos para puesta en marcha rápidas se requiere calentamiento adicional del barril. El adaptador y cabezal o matriz deben ser calentados externamente para mantener la temperatura de la resina fundida desarrollada en el extrusor y evitar una disminución de esta temperatura (4).

Para calentar el barril desde el exterior se puede usar:

- Electricidad
  
- Vapor
  
- Aceite caliente

La electricidad es la más usada porque es:

- La mejor forma de controlar las diferentes zonas de calentamiento del barril separadamente.
  
- Más conveniente.
  
- Responde rápidamente.
  
- Fácil de ajustar.
  
- Mínimo mantenimiento.
  
- Permite temperaturas más altas que los otros sistemas.

Los elementos más comúnmente utilizados son bandas de resistencias eléctricas o calefactores eléctricos. Un cilindro

calentado eléctricamente puede ser enfriado rápidamente mediante ventiladores.

- **Temperatura de Derretimiento**

La calidad de la película depende en gran parte de la temperatura de la resina fundida. El brillo y claridad de la película aumentan con el uso de temperaturas más elevadas.

El uso de estas temperaturas resulta generalmente en un incremento en la resistencia al impacto, o tenacidad, esto es, la resistencia de la película o bolsa a las roturas cuando algún artículo pesado cae en ella.

Si la temperatura de extrusión es considerablemente menor que la indicada para cierto tipo de resina, la mezcla fundida no será homogénea. Esto resultará en un espesor no uniforme y otros defectos. Si la temperatura es mucho mayor de la necesaria (8):

- La mezcla fundida recalentada será demasiado fluida para hacer película.
- Será difícil de enfriar y enrollar.

- Puede oxidarse.

Por lo tanto, es recomendable utilizar la temperatura más elevada compatible con el sistema de enfriamiento y enrollamiento, y que permita mantener un tubo uniforme en extrusión de película soplada.

Así tenemos, que con temperaturas menores de la resina puede ocurrir:

- Mejor deslizamiento de la película o bolsa.
- Bajas propiedades ópticas.
- Aumento de la producción sólo cuando la capacidad del enfriador sea limitada.

Además, fluctuaciones en la temperatura de la resina fundida puede resultar en:

- Película de espesor no uniforme, de ancho variable.
- Calidad y brillo irregular.
- Arrugas o pliegues en rollos terminados.

➤ Agujeros o ranuras y rotura de burbuja.

Si el barril es calentado eléctricamente, éste está comúnmente dividido de 2 a 4 zonas de calentamiento, cada una controlada por un instrumento. El aumento o disminución de la temperatura en una zona puede indicar un calefactor defectuoso, y un aumento en la temperatura puede también indicar un punto de fricción en un tornillo defectuoso contra la pared del barril. Una zona recalentada en el barril puede producir oxidación del polímero, que a su vez aparecerá en forma de partícula oxidadas.

La temperatura en las diversas zonas de calentamiento es generalmente controlada por termocuplas insertadas profundamente en la pared del barril y a veces también en la mezcla fundida.

El mantenimiento de la temperatura de fusión a la salida del extrusor, es tan importante como el control de la temperatura requerida para el proceso de mezcla y fusión dentro de la máquina. Se puede controlar esta temperatura por medio de una termocupla que se extiende a través del adaptador o pared del cabezal dentro de la corriente de masa fundida.



Puede también indirectamente mantener controlada la temperatura a la salida del extrusor por medio de manómetros insertados a través de la pared del cilindro en la zona de terminación del tornillo y el filtro. Estos manómetros permiten un control constante de las presiones internas que tienen un efecto poderoso sobre la temperatura de la resina fundida.

En el soplado de película los manómetros deben indicar presiones oscilando entre 70 a 350 Kg./cm<sup>2</sup> (1000 a 5000 libras)

## **2.5. Dados**

El dado o cabezal de extrusión es la continuación de la matriz o adaptador. El adaptador guía a la resina fundida desde el cilindro hasta el cabezal con un mínimo de estancamiento. Un flujo no uniforme significará zonas de estancamiento donde la resina puede detenerse, recalentarse y descomponerse químicamente.

Se utiliza generalmente una abrazadera articulada para mantener el adaptador ajustado contra el final del barril. Los calefactores del adaptador mantienen a éste a la temperatura requerida. Se controlan de la misma manera que los calefactores del barril (8).

Se abre al exterior mediante un orificio de precisión recto o en forma de anillo a través del cual la mezcla fundida es extruída con flujo de resina sin que haya posibilidades de estancamiento y recalentamiento aún de partículas pequeñas de la misma.

### **2.5.1. Función**

1. Forzar la mezcla fundida para darle la forma deseada.
2. Mantener una temperatura de fusión constante.
3. Dosificar la masa fundida a una velocidad y presión constantes con algún mecanismo que permita variar su apertura, y por lo tanto el espesor de la película.

Las reducciones en el espesor son causadas por:

- a) El estirado con el equipo de tiraje.
- b) Contracción debida al enfriamiento de la película mientras cambia del estado de fusión al estado sólido.
- c) Relación de soplado.

La porción final del cabezal está formada por los bordes o labios. Los bordes oponen resistencia al flujo de la mezcla fluida y por lo tanto originan una presión en el cabezal y adaptador. Si el largo de los bordes no es suficiente, el flujo sufrirá variaciones.

Las temperaturas deseadas en la masa fundida se miden mediante una termocupla ubicada en el dado, tan cerca del dado como sea posible e insertada dentro de la masa fundida. Un pirómetro manual puede ser utilizado para comprobar la temperatura de la masa que sale del cabezal solamente cuando no se produce película porque esto produciría roturas.

- **Funcionamiento**

En la extrusión de película soplada la resina fundida llega al cabezal en forma de anillo ya sea a través del fondo o del costado. La resina es forzada alrededor de un mandril en forma de manguito y extruída a través de la apertura del cabezal en la forma de un tubo de pared todavía relativamente gruesa. El tubo todavía en estado de fusión, es expandido hasta el diámetro deseado y adquiere el espesor final que será considerablemente menor. Esta expansión se

realiza mediante presión de aire que llega al tubo a través del centro del mandril.

La mayoría de los cabezales para película soplada están dirigidos hacia arriba y empujan el tubo en la misma dirección.

### **2.5.2. Abertura y Longitud**

El cabezal tiene una o más zonas de calentamiento en forma de anillo. Para obtener la mejor apariencia en la película, la temperatura del cabezal debe ser tan alta como lo permita el equipo de enfriamiento alcanzando hasta los 200 °C. Sin embargo, si la temperatura de la masa fundida es demasiado elevada, la viscosidad de la resina disminuirá considerablemente produciendo roturas en el tubo. Al poner en marcha el extrusor, se puede utilizar una temperatura menor que más tarde debe ser elevada. La temperatura final estará determinada por las exigencias de la resina en uso para obtener las propiedades óptimas en la película soplada.

La apertura anular entre el mandril y el anillo del cabezal varía entre 0,4 a 0,9 mm. (15 y 35 milésimas de pulg.). en ciertos casos la apertura puede ser variada desplazando el mandril

longitudinalmente. Estas variaciones en la apertura modifican el espesor del tubo o burbuja extruído.

La producción podrá aumentarse ligeramente con una apertura mayor, pero el control del espesor y de la línea de enfriamiento (frost line), descrita más adelante, será más difícil debido a un flujo no uniforme. Esto también aumentará las posibilidades de roturas de la película, particularmente cuando se desean obtener espesores menores de 13 micrones (1/2 milésima de pulg.). La relación de tiraje normal (apertura del cabezal sobre espesor de película) es de 15:1 generalmente (6).

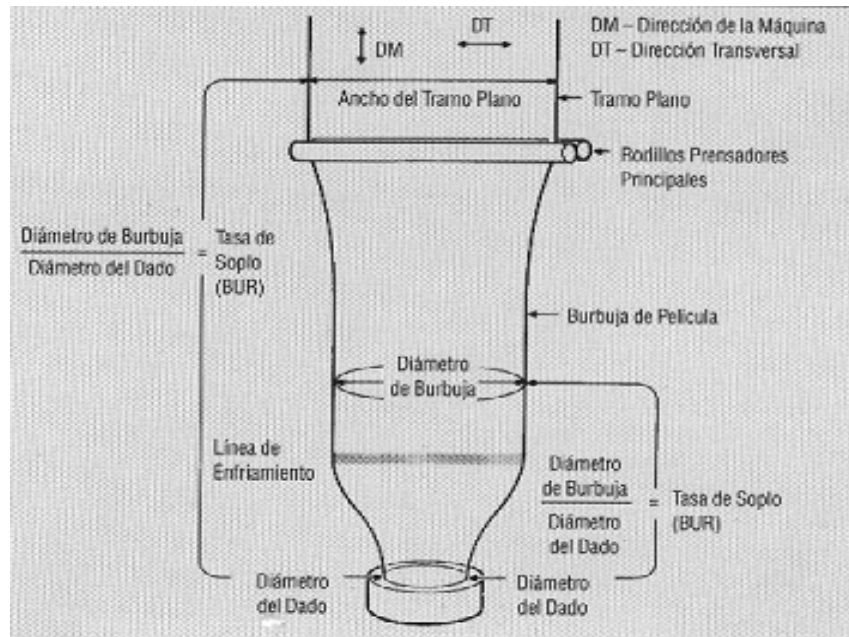
El centrado del dado o cabezal es el ajuste más importante para obtener un espesor mínimo uniforme. Para llevar a cabo tal ajuste se utilizan por lo menos 4 pernos de ajuste que ejercen presión sobre el anillo del cabezal. Esta es una operación delicada ya que consume un tiempo considerable hasta obtenerse el espesor deseado. Una vez que el anillo ha sido centrado con los pernos de ajuste que ejercen presión sobre el anillo del cabezal, pueden realizarse pequeñas correcciones en el espesor de la película moviendo ligeramente el anillo de aire.

- **Rotación del Dado**

La rotación del dado o del anillo de aire como lo muestra la **FIGURA 2.6** puede ayudar a disfrazar los errores integrados al fundido por las fallas en el proceso que causan variaciones en el grosor de la película y que se denominan bandas de separación.

Mediante la rotación del dado y del anillo de aire, las bandas de separación pueden ser movidas alrededor de la superficie de la película mientras se extrusiona la burbuja. La burbuja en sí no gira. Las bandas de separación quedan distribuidas a lo largo de la carátula del rollo, devanadas a nivel como una línea de pesca sobre el carrete de una caña, y el resultado es un rollo de película con una simetría perfecta.

Sin la rotación, estas fallas se acumulan en un solo sitio sobre el rollo de película, al igual que una línea de pesca en un carrete sin un devanado uniforme. El resultado de esto es un rollo de película defectuosa. Desafortunadamente, la rotación puede crear problemas propios en que las bandas de separación ahora se mueven gradualmente a lo largo de la carátula del armazón de aplastamiento.



**FIGURA 2.6. ROTACIÓN DEL DADO**

Dicha acción hace que la nervadura se mueva de atrás hacia delante entre los armazones y que el tramo plano se mueva de atrás hacia delante en la línea, corriente debajo de los rodillos prensadores principales. Se requieren un guía de nervadura para localizar el tramo plano finalmente en una línea recta, para que la película pueda ser rebobinada como un buen rollo.

Generalmente, las bandas de calibre ancho ocasionadas por una corriente de aire o un alza de calor en el extremo

delantero del extrusor contra el fundido no pueden ser giradas dado que el fundido en sí no está girando debido a esta falla. Como consecuencia, el rollo de película puede quedar ahusado o tener carátulas convexas o cóncavas según los grosores distintos de película se hayan acumulado.

Nuevamente, según se aumenta el diámetro de la burbuja o del dado, lo mismo sucede con la velocidad transversal de las bandas de separación a lo largo de las carátulas de los armazones de aplastamiento, que aumenta para una velocidad de rotación determinada. Esto puede ocasionar la inestabilidad de la burbuja, arrugamiento intermitente en los prensadores y divagaciones en la nervadura corriente abajo. Estos tres problemas pueden corregirse reduciendo la velocidad de rotación (6).

## **2.6. Película Soplada (Burbuja)**

En la fabricación de película soplada, la película que sale de la abertura anular del cabezal es soplada en forma de un cilindro hueco el cual es aplastado entre los rodillos de presión luego de una distancia recorrida libremente.



La presión entre estos rollos es generalmente indicada por un manómetro. El aire retenido dentro de este tubo continuo es admitido a través del mandril en el cabezal. Una vez que el tubo ha sido formado, no se requiere más aire exterior para mantener el tubo estable, siempre que no se permita el escape de aire retenido.

Como se ha mencionado anteriormente, el diámetro del tubo es siempre mayor que el diámetro del cabezal. El primero dividido por el segundo es llamado tasa de soplo o relación de soplado (BUR).

$$\text{Tasa de soplo (BUR)} = D_{\text{tubo}} / D_{\text{cabezal}}$$

El diámetro del tubo no debe ser confundido con el ancho final de la película que se medirá en el rollo. El ancho de esta capa doble de película es 1,57 veces el diámetro del tubo aproximadamente (6).

$$\text{Ancho final del tubo} = 1,57 \times D_{\text{cabezal}} \times \text{BUR}$$

$$\text{BUR} = 0,637 (D_{\text{cabezal}} / \text{Ancho final})$$

Estas fórmulas pueden ser utilizadas para calcular el ancho final de la película sobre el rollo o la relación de soplado. Para ello debe conocerse uno de estos datos así como el diámetro del cabezal.

A medida que aumenta la relación de soplado con respecto a un cierto cabezal, se obtendrá una película más delgada y un mayor ancho a velocidad del tornillo y de tiraje constante.

- **Inicio del Soplado de Película**

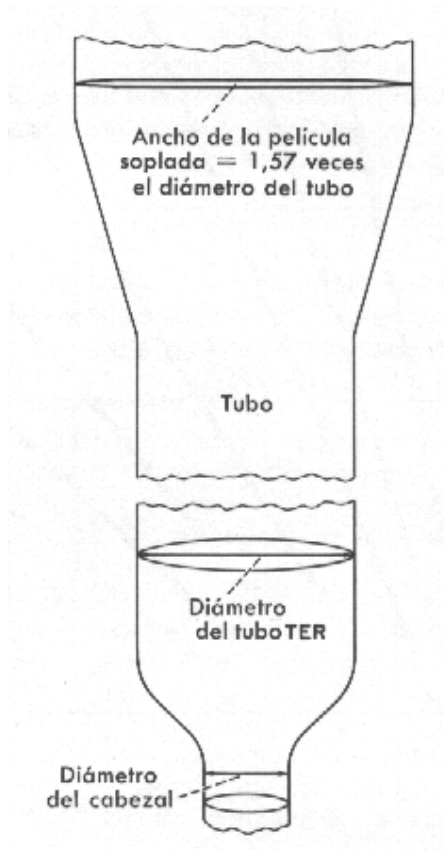
Para iniciar el soplado del tubo, el operario debe abrir el aire interno lentamente para mantener el tubo parcialmente inflado. Debe entonces tomar el extremo abierto y pegarlo a presión para darle resistencia y pasarlo a través de los rodillos de presión. El aire de enfriamiento también debe estar en funcionamiento.

Nunca debe utilizar una regla u otra herramienta para hacer pasar el tubo a través de los rodillos de presión. Esta operación debe ser hecha con las manos. Pero el operario debe mantener sus dedos por lo menos a 30 cm. de los rollos de presión para evitar ser atrapado entre ellos. Debe utilizar guantes de cuero o de amianto puesto que el extremo del tubo puede quemar sus dedos.

Los rodillos de presión están ubicados a una distancia muy corta entre sí. Uno de ellos es de acero inoxidable y el otro

está recubierto con caucho siendo relativamente elástico pero siempre peligroso. No debe soplar demasiado aire dentro de la burbuja pues puede causar su rotura.

La **FIGURA 2.7** muestra la burbuja como sale del dado y sus componentes (6).



**FIGURA 2.7. PELÍCULA SOPLADA**

- **Ancho de Película Soplada**

Cuando se ha comenzado a formar el tubo, la presión de aire interna debe ser aumentada hasta obtener el diámetro requerido. Este es un procedimiento tentativo.

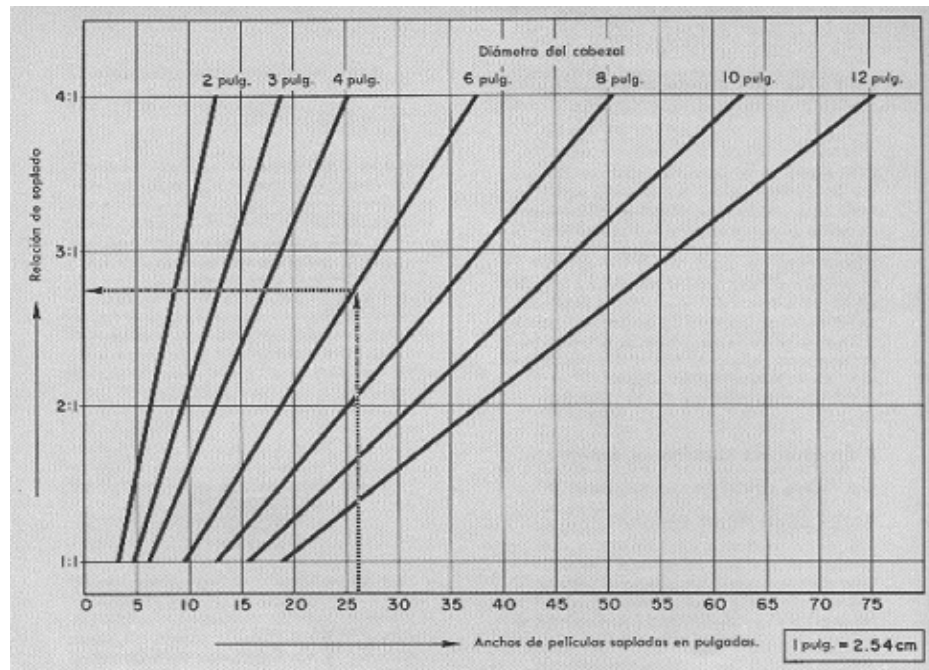
El diámetro del tubo no puede ser medido exactamente. Para una medida aproximada, el diámetro del tubo puede ser establecido por la distancia entre dos barras de guía paralelas.

En realidad lo que realmente interesa no es el diámetro del tubo sino el ancho final de la película en el rollo, y éste es fácil de medir. Si es demasiado angosto o demasiado ancho, el tubo puede ser inflado o desinflado. En el primer caso se hacen pequeños agujeros en el tubo con un cuchillo para permitir el escape de aire.

Nunca debe reducirse el diámetro del tubo mediante la separación de los rollos de presión, ya que esto hará que el exceso de aire quede atrapado dentro de la película y dañe el rollo. La presión entre los rodillos debe mantenerse al mínimo posible, debiendo ser sólo la suficiente para evitar que el aire

escape del tubo. Lógicamente, si existiera una rotura en el tubo, el aire se perdería.

Como los datos de producción son generalmente establecidos tales como diámetro del cabezal, ancho y espesor de la película, no se podrá elegir la relación de soplado. Se debe saber sin embargo, que una película con las mejores propiedades mecánicas, brillo y claridad, se obtiene con una relación de soplado de aproximadamente 2,5:1 y 3:1. Si la relación de soplado es menor de 1,5:1, existe el peligro de perder estas características, pese a utilizarse resinas que produzcan alta claridad, brillo y baja opacidad (6).



**FIGURA 2.8. RELACIONES DE SOPLADO PARA ANCHOS DE PELÍCULA Y DIÁMETROS DETERMINADOS**

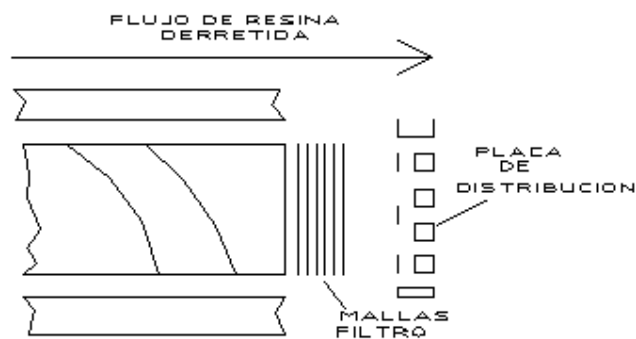
## 2.7. Placa de Distribución

Está localizada entre el final del barril y el adaptador. Este puede ser lo suficientemente largo para permitirse permanecer entre los costados de ambas partes mencionadas donde son ajustados por tornillos que aseguran que la resina no se filtre hacia el exterior.

Su función principal es:

1. Reforzar la acción del filtro.
2. Desarrollar presión.

3. Enderezar el flujo espiral debido al tornillo.
4. Sirve como sello entre el barril y el adaptador.
5. Alinear el barril y el adaptador.



**FIGURA 2.9. PLACA DE DISTRIBUCIÓN**

- **Filtro**

Luego de haber atravesado los canales del tornillo, la resina fundida pasa a través del paquete de tamices y del filtros que lo soporta por el adaptador hasta el cabezal. El paquete de tamices sirve principalmente como filtro para materias extrañas que puedan haberse depositado en la tolva. También ayuda a aumentar la presión en el barril, sobre todo si no se utiliza una válvula para este fin.

El interior del adaptador es diseñado y maquinado de tal modo que el flujo de la mezcla fundida a través del cabezal o matriz tenga un mínimo de puntos de estancamiento. El cabezal confiere a la resina fundida la forma de hoja o película en el tubo o burbuja.

El filtro es de forma circular, y está ubicado entre el final del barril y el adaptador, está generalmente ajustado contra ambos. Debe ser suficientemente largo como para que exista luz entre las bridas de ambas partes de la máquina cuando éstas son ajustadas, esto da seguridad contra filtraciones de la resina. Un anillo robusto rodea el grueso disco que está perforado con un número de agujeros equidistantes, generalmente de 1,6 a 3,2 mm. de diámetro. El largo adicional del filtro permite que las superficies de cierre puedan ser torneadas varias veces sin que el disco pierda su condición de sello.

Sus funciones principales son:

- Servir de soporte para el paquete de tamices.
- Reforzar la acción del paquete de tamices.
- Desarrollar presiones.
- Ayuda a que haya una buena mezcla y homogenización.



- Sirve de elemento de cierre entre el barril y el adaptador.
  
- Alinear el cilindro y el adaptador.

Siempre deben tenerse algunos filtros adicionales en reserva para cada máquina, en caso de que ocurra alguna rotura o se desee cambiar el filtro al renovar el paquete de tamices o mallas.

El paquete de tamices, consiste en una serie de tamices circulares de diversas mallas. La malla de un tamiz es el número de aperturas por pulgada cuadrada, es decir,  $25,4 \text{ mm}^2$ . Su función principal consiste, como se mencionó anteriormente, en filtrar materias extrañas, también ayuda a incrementar la presión pues es un obstáculo al libre flujo de la resina fundida.

Siempre deber usarse este paquete de tamices en la extrusión de película de polietileno para obtener un buen mezclado y homogeneización del polietileno. Como medida de precaución, usar siempre tamices de acero inoxidable, nunca de malla de cobre, aunque resulten más económicos. El cobre es demasiado blando para el uso a estas elevadas presiones y además se oxidará y contaminará la resina.

- **Efecto de los Tamices Finos y Gruesos sobre la Película**

La presión en la zona de dosificación del tornillo puede ser incrementada utilizando un paquete de tamices compuesto de seis o más tamices finos. Una presión elevada a cierta velocidad del tornillo, mejora la calidad de la película, aunque puede reducir la producción ligeramente (8).

La temperatura de la masa fundida aumentará algo utilizando un paquete de tamices finos que al aumentar la presión producirán más calor de fricción. Con un tornillo neutral (no enfriado) un aumento en el número o mallas de los tamices resultará en un aumento de producción de película de mejor calidad.

## **2.8. Enfriado de Película**

Existen tres maneras de enfriamiento de película:

1. Por medio de **anillos de aire** donde, el área de cambio es la llamada línea de escarcha (frost line), donde el endurecimiento de película primero aparece escarchadamente, en la actualidad esta línea no es visible, procedimiento que se realiza en el soplado de película tubular.

2. **Rodillos enfriadores**, que no es un enfriado uniforme, se lo hace en el soplado de película plana.

3. **Tanque de agua de enfriamiento**, también para película plana.

La viscosa resina fundida que es empujada por el tornillo y a su vez tirada por el equipo de tiraje se solidifica, es decir, se enfría y endurece. Los sistemas de enfriamiento difieren en cada una de las tres técnicas para fabricar película antes mencionadas.

Con frecuencia se puede observar cuando ocurre la línea de cambio entre el fluido viscoso y película sólida y esta línea debe ser vigilada cuidadosamente. Una línea irregular es índice de que algo anda mal en el proceso y puede dar como resultado una película de baja calidad. La zona de cambio se denomina línea de enfriamiento o línea de escarcha (frost line), y con algunas películas puede notarse una diferencia entre la transparencia de ambas zonas. En realidad, la línea de enfriamiento no es siempre visible.

En la práctica, la línea de enfriamiento puede definirse como la línea o nivel donde el tubo alcanza su diámetro definitivo. Si fuera visible,

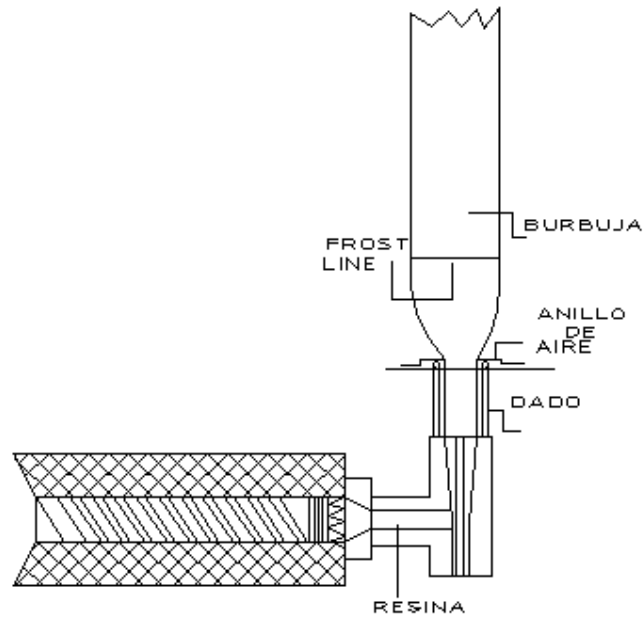
la línea de enfriamiento debe ser horizontal y con forma de anillo alrededor del tubo.

La línea de enfriamiento se puede subir o bajar mediante la variación de la producción, de la velocidad de tiraje y variando el flujo a través del anillo de aire. Cuando se aumenta la velocidad del tornillo y por lo tanto la producción, se produce un aumento de la distancia entre el cabezal y la línea de enfriamiento; cuanto más aire es dirigido contra el tubo la línea de enfriamiento baja proporcionalmente.

Cuando se eleva la línea de enfriamiento, se aumenta el tiempo de enfriamiento. Esto produce una superficie más suave, y por lo tanto mayor claridad y brillo. Sin embargo, una línea de enfriamiento demasiado alta producirá bloqueo (pegado) en la película al ser enrollada. La línea de enfriamiento es de suma importancia para el control de otras propiedades tales como: resistencia al desgarramiento, a la tracción y al impacto (6).

En el caso de película soplada, una línea de enfriamiento demasiado alta resultará no sólo en bloqueo sino también en que la película se pegue a los rodillos de presión. Este último problema se reduce aumentando la altura de estos rodillos y mediante el uso de aire refrigerado para enfriar el rodillo de acero inoxidable.

Por lo tanto, la altura de la línea de enfriamiento en película soplada es sumamente importante. Esta aumentará con el diámetro del tubo y puede variar entre 10 y 60 cm. por encima del nivel del cabezal en tubos con diámetros de hasta 90 cm. Los límites recomendados se hallan entre 20 y 45 cm. de altura sobre el cabezal. Cuanto mayor sea la altura de esta línea más dificultoso se tornará el control del espesor de la película.



**FIGURA 2.10. ENFRIAMIENTO DE BURBUJA**

## **2.9. Anillo de Aire**

El grado de enfriamiento es un factor crítico para obtener película de alta calidad y evitar el pegado en los rodillos de presión o en el arrollamiento final.

Un anillo de aire sobre el dado o cabezal es el sistema más generalmente usado para enfriar y solidificar la película. Un anillo de aire de diseño correcto proporcionará un gran volumen de aire enfriado o a temperatura ambiente, a bajas velocidades y con una distribución uniforme alrededor de su abertura.

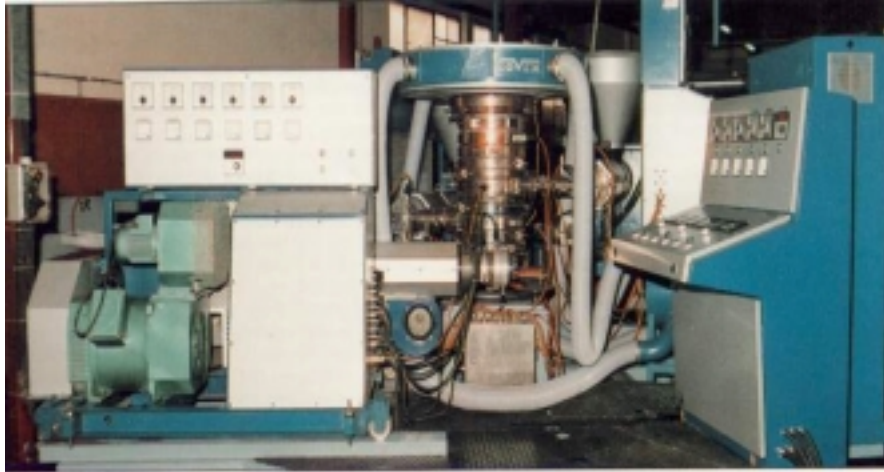
El control de la cantidad y dirección del aire es esencial para mantener el espesor uniforme. Las variaciones en el espesor son debidas a menudo a un flujo no uniforme de aire a través del anillo. Generalmente se puede variar la cantidad de aire de enfriamiento, pero se debe observar que el tubo no vibre o se deforme debido a alta velocidad del aire o a una distribución defectuosa.

Sin embargo, en la mayoría de los casos, no se puede variar el ángulo con que el aire fluye a través del anillo.

El diámetro de este anillo no debe exceder en más de 2,5 a 5 cm. al diámetro del cabezal. Se debe evitar que circule aire entre el cabezal y el anillo. Esto significa que el anillo debe estar firmemente asentado sobre el cabezal o que esta zona esté cerrada herméticamente, para evitar que el aire exterior sea absorbido antes de que la película se enfríe. El anillo debe estar aislado del cabezal para evitar que el aire se caliente.

Un anillo de aire de diseño correcto ayudará a aumentar la producción, mantener un espesor uniforme así como la altura de la línea de enfriamiento. Es posible realizar pequeños ajustes en el espesor rotando ligeramente el anillo (6).

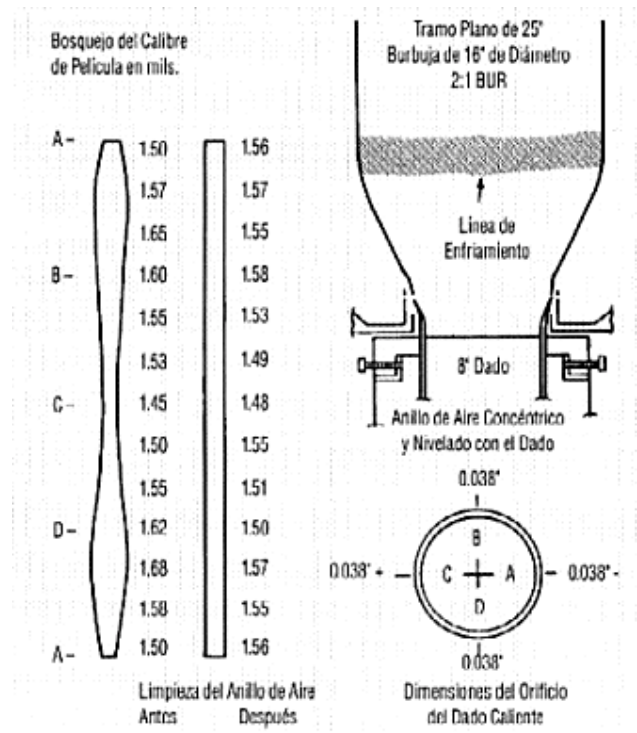
El filtro en la boca de entrada del soplador debe limpiarse frecuentemente, para mantener constante el volumen del aire. Debe evitarse que se obstruya, pues se reducirá el volumen de aire y la línea de enfriamiento se elevará. Puede utilizarse una aspiradora común para su limpieza, mientras el equipo está funcionando.



**FIGURA 2.11. ANILLO DE AIRE**

Como lo muestra la **FIGURA 2.12**, el anillo de aire debe estar limpio. El anillo de aire en esta figura, se dejó caer sobre su borde, desde entonces, las compuertas metálicas perforadas e internas (filtros) de este anillo de aire han tenido la tendencia de tupirse en dos áreas que guardan 180 grados de distancia entre sí.





**FIGURA 2.12. VARIACION EN EL CALIBRE DE PELÍCULA CAUSADO POR UN ANILLO DE AIRE SUCIO**

Esto es parte de un experimento, donde un dado caliente fue nivelado y centrado a un orificio de dado caliente de 0,038". El anillo de aire descrito anteriormente fue nivelado y centrado sobre el dado. Los dos gráficos de la izquierda muestran la diferencia que puede hacer un anillo de aire limpio y uno sucio (6).

- **Equipo de Tiraje y Arrollamiento**

El equipo de tiraje toma la película enfriada y la aleja del cabezal. En el caso de película soplada, el equipo de tiraje consiste en un par de rodillos de presión mantenidos bajo presión. Como se ha mencionado uno de los rodillos es de acero inoxidable y el otro es de metal cubierto con caucho elástico.

La función principal de los rodillos de presión es controlar la velocidad de tiraje. En el proceso de película soplada, los rodillos están montados a una altura suficiente sobre el anillo de aire para permitir que el tubo reciba enfriamiento del ambiente a fin de evitar que la película caliente se pegue entre los rodillos de presión y que se formen arrugas en el arrollamiento.

- **Velocidad de Tiraje**

La velocidad de tiraje determina el espesor de la película a una producción determinada. Cuando se tira más rápidamente, se obtienen películas más delgadas. Cuando se tira más lentamente, se obtienen películas más gruesas. Se podrá reducir o aumentar la velocidad de tiraje (por medio de una transmisión variable) si nota que

el espesor ha cambiado, pero generalmente deberá mantener esta velocidad para mantener el espesor constante.

Las causas que producen cambios en el espesor, aunque no muy frecuentes, son obstrucciones en el paquete de tamices o cambios en la velocidad del tornillo. La velocidad de tiraje también controla hasta cierto punto, las propiedades físicas de la película.

Para obtener rollos uniformes, la velocidad de tiraje debe ser constante y firme. Esto significa que deben eliminarse las vibraciones en el equipo, mediante una fundación sólida y una alineación correcta.

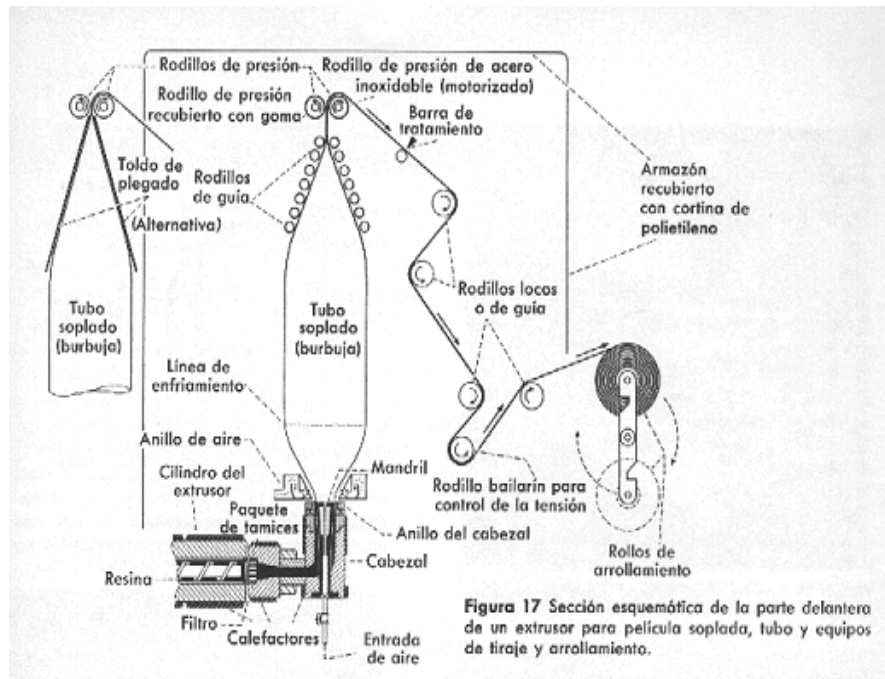
Generalmente las velocidades de tiraje son mayores en película plana que en película soplada. Estas velocidades más elevadas requieren mejores propiedades en las resinas debido a que la película es estirada más rápidamente (6).

- **Rodillos de Guía entre el Tiraje y el Enrollamiento**

Finalmente la película, independientemente del sistema de fabricación, será enrollada sobre un núcleo o tubo de cartón. Pero antes de llegar al enrollamiento la película debe pasar a través de varios rodillos de guía que giran locos. Frecuentemente uno de estos rodillos es oscilante o bailarín estando montado en forma tal que su peso y balanceo mantienen una tensión constante sobre la película en movimiento antes de que llegue al equipo de enrollamiento.

- **Sistema de Enrollamiento**

La última etapa de la película luego de haber circulado desde el cabezal a través de una serie de rodillos con distintas funciones, es el enrollamiento. La película es enrollada sobre un núcleo o tubo hueco ajustado sobre un eje de acero desmontable. Estos núcleos son generalmente hechos de cartón. Su diámetros son uniformados en los Estados Unidos y miden 83 mm. en el exterior y 70mm. en el interior, esto puede variar según sea la aplicación o el pedido del cliente.



**FIGURA 2.13. SECCIÓN ESQUEMÁTICA DEL EQUIPO DE TIRAJE Y ARROLLAMIENTO**

- **Importancia del Control Uniforme de la Tensión**

Las velocidades de los rodillos de presión o de los cilindros transportadores deben fijarse como un compromiso entre el tiraje posible para obtener la mejor calidad y la más alta producción. La velocidad del mecanismo de enrollamiento debe ser fijada para obtener una tensión suficiente sobre la película a fin de producir un rollo de superficie uniforme.

Se debe observar continuamente el rollo para asegurar un buen aspecto y una ausencia de arrugas; el rollo debe ser firme pero no demasiado duro, la tensión sobre la película se ajusta cambiando la velocidad en el mecanismo de arrollamiento (8).

Una tensión excesiva en el rollo puede producir estiramiento local en la película. Esto resultará en:

- Líneas de deformación y esfuerzo.
  
- Pegado entre sí de la película o hasta aplastamiento.

Una falta de tensión puede dar lugar a :

- Puntos blandos en la película o a un efecto telescópico, esto es el resbalamiento de las capas de película hacia uno u otro lado como en un telescopio.

Por lo tanto, un control eficiente de la tensión, o sea un ajuste del mecanismo de arrollamiento es necesario para obtener un rollo de buen aspecto y uniforme. Existen una serie de aparatos automáticos que una vez ajustados mantienen una tensión constante, independientemente del

diámetro del rollo o de los cientos de metros de película enrollada sobre el núcleo. En otras palabras, la velocidad del rollo variará a medida que aumenta el diámetro, a partir del núcleo hasta alcanzar el diámetro deseado.

# CAPITULO 3

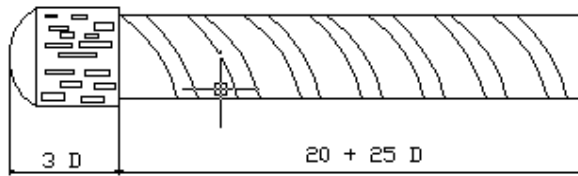
## ADAPTACIÓN TECNOLÓGICA Y SELECCIÓN DE EQUIPO AUXILIAR

### 3.1. Diseño del Tornillo Extrusor

El presente diseño es de un tornillo extrusor para polietileno de alta densidad que también puede extruir polietileno de baja densidad, de ahí su ventaja y funcionalidad.

El tornillo extrusor estará sometido a cargas combinadas de torsión y flexión, se lo considera como una viga simplemente apoyada y con una carga distribuida  $w$ .





**FIGURA 3.1. TORNILLO EXTRUSOR**

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

Diámetro:  $D = 55 \text{ mm}$ .

Paso:  $(0,8-1,2) D = 1,2 D$ .

Ancho de filete:  $(0,06-0,1)D = 0,1 D$ .

Profundidad del canal ( $h_2$ ):  $(0,12-0,16)D = 0,16 D$ .

Juego del tornillo:  $(0,1-0,3) = 0,3 \text{ mm}$ .

Presión específica de extrusión:  $P = 98 \text{ MPa}$ .

Longitud:  $L = 1560 \text{ mm}$ .

Para el diseño se selecciona un acero AISI P20 cuyas características son (5):

Resistencia última:  $S_{ut} = 1078 \text{ MPa}$ .

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

Dureza: 52 HRC.

Módulo de elasticidad:  $E = 205000 \text{ MPa}$ .

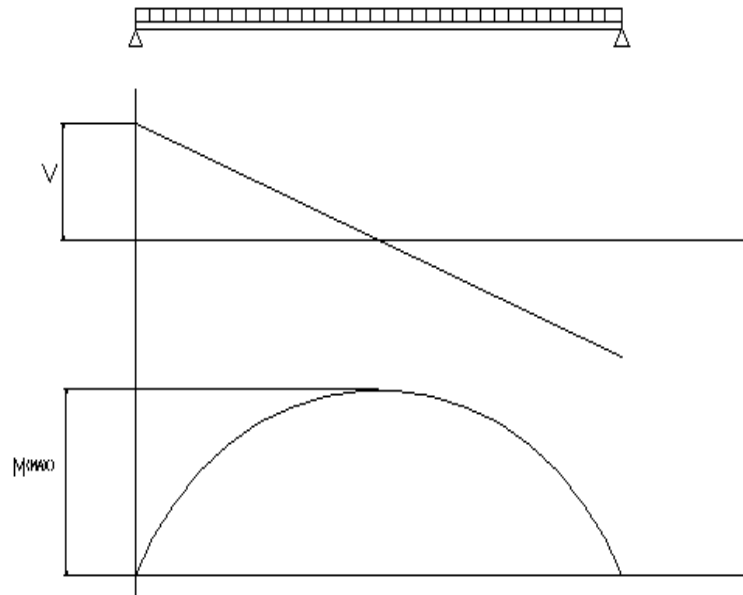
Densidad:  $\rho = 7800 \text{ kg/mm}^3$ .

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

Peso:  $W = 19 \text{ kg/m}$ ; en 1,56m  $W = 29,64 \text{ kg}$ .

- **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 son (1):



**FIGURA 3.2. DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTOS**

Para estos diagramas tenemos que:

$$\text{(Ec. 3.1)} \quad M = \frac{wL^2}{8} \quad \text{y} \quad V = \frac{wL}{2} \quad \text{(Ec. 3.2)}$$

La carga distribuida \$w\$ se la halla de la siguiente manera:

$$w = \frac{W_1 + W_2}{L} \quad \text{(Ec. 3.3)}$$

y \$W\_1\$ es el peso de una colada de resina derretida y su valor viene dado por las siguientes relaciones:

$$\text{Vol} = \frac{(D^2 - d^2)\pi L}{4} \quad \text{(Ec. 3.4)}$$

donde \$V\$ es el volumen de la cámara que contiene al tornillo y este volumen lo multiplicamos por la densidad del polietileno y

obtenemos la masa de una colada la que al ser multiplicada por la gravedad da el peso.

El área esta dada por:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Se usa **d** como diámetro de trabajo porque éste es el que realmente va a soportar las cargas provocadas por la resina derretida.

De esta manera, se tiene que el esfuerzo de flexión está dado por (12):

$$(\text{Ec. 3.6}) \quad \sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{y como } Z = \frac{I}{c} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

**Z** se define como el módulo de sección, entonces:

$$\sigma_f = \frac{M}{Z} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

$$\text{para un eje macizo(13)} \quad Z = \frac{\pi d^3}{32} \quad (\text{Ec. 3.9}) \quad \text{y}$$

$$d = D - 2 h_2 \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene que:

$$d = 55 \text{ mm} - 2(0,16 * 55 \text{ mm}) = 37,4 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi (0,0374 \text{ m})^2}{4} = 1,098 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Z = \frac{\pi (0,0374 \text{ mm})^3}{32} = 5,1358 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$Vol = \frac{(64^2 - 54,4^2) \pi L}{4} = 1,55 * 10^6 \text{ mm}^3$$

$$m = V * \rho = 1,55 * 10^6 \text{ mm}^3 * 9,5 * 10^{-7} \text{ kg} / \text{mm}^3 =$$

$$= 1,473 \text{ Kg}$$

$$W_1 = 1,473 * 9,8 = 14,35 \text{ Kg}$$

$$w = \frac{14,435 \text{ kg} + 29,64 \text{ kg}}{1560 \text{ mm}} = 0,03 \text{ Kg} / \text{mm}$$

$$M = \frac{0,03 \text{ kg} / \text{mm} (1560 \text{ mm})^2}{8} = 89,44 \text{ N} * \text{m}$$

y

$$V = \frac{0,03 \text{ kg} / \text{mm} (1560 \text{ mm})}{2} = 15,522 \text{ kg} = 152,12 \text{ N}$$

$$\sigma_f = \frac{89,44 \text{ N} * \text{m}}{5,1358 * 10^{-6}} = 17,42 \text{ MPa}$$

- **Análisis por Torsión**

En el caso de una barra maciza, el esfuerzo cortante vale cero en el centro y es máximo en la superficie. Designando a  $r$  como radio de la superficie exterior, se tiene que (12):

$$\tau_t = \frac{Tr}{J} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

y para una sección circular maciza:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Para determinar el  $\tau_{\max}$  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:

$$T = \frac{\text{Potencia}}{2 \pi f} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

La potencia se halla haciendo un pequeño balance energético en el cilindro o barril que contiene al tornillo extrusor, entonces (7):

$$Pot = mc \Delta T \quad (\text{Ec. 3.14})$$

donde  $m$  es el flujo másico de resina en kg/h;  $c$  es el calor específico del polietileno en BTU/Lb°F;  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura que existe entre la entrada y la salida del cilindro.

Además el tornillo girará a 100 r.p.m.= 10,42 rad/s aproximadamente.

En el estudio de esfuerzos combinados de torsión y flexión se tiene que usando el análisis del círculo de Mohr los esfuerzos son (12):

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + \tau_t^2} \quad \text{(Ec. 3.15)}$$

y los esfuerzos principales serán:

$$\text{(Ec. 3.16)} \quad \sigma_1 = \frac{\sigma_f}{2} + \tau_t \quad y$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_f}{2} - \tau_t \quad \text{(Ec. 3.17)}$$

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

$$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A} \quad \text{(Ec. 3.18)}$$

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

$$\tau_{total} = \tau_{torsión} + \tau_{flexión} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

En el caso de torsión y flexión combinados, el más crítico es la torsión, por esto se cumple que:

$$\tau_{torsión} \gg \tau_{flexión}$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$J = \frac{\pi (0,0374 \text{ m})^4}{32} = 1,93 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$Pot = 100 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,55 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} * 33,8 \frac{^\circ\text{F}}{1^\circ\text{C}} * \frac{1\text{Lb}}{2,2\text{kg}} * \frac{1\text{Kw}}{3413 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}} * 30^\circ\text{C} = 7,43\text{Kw}$$

$$T = \frac{7,43 * 10^3 \text{ W}}{2\pi (10,472 \text{ rad / s})} = 113,486 \text{ N} * \text{m}$$

$$\tau_{torsión} = \frac{113,486 \text{ N} * \text{m} (0,0374 \text{ m})}{1,93 * 10^{-7} \text{ m}^4} = 21,99 \text{ MPa}$$

Para el círculo de Mohr se tiene que:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{17,42 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (21,99 \text{ MPa})^2}$$

$$\tau_{max} = 23,65 \text{ MPa}$$



Los esfuerzos principales serán:

$$\sigma_1 = \frac{17,42 \text{ MPa}}{2} + 21,99 \text{ MPa} = 30,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{17,42 \text{ MPa}}{2} - 21,99 \text{ MPa} = -13,28 \text{ MPa}$$

Así se tiene que el esfuerzo cortante de flexión será:

$$\tau_{\max} = \frac{4(152,12)}{3(1,098 * 10^{-3})} = 0,185 \text{ MPa}$$

Entonces se cumple que  $\tau_{\text{torsión}} \gg \tau_{\text{flexión}}$

$$21,99 \text{ MPa} \gg 0,185 \text{ MPa}$$

Ahora:

$$\tau_{\text{total}} = 21,99 \text{ MPa} + 0,185 \text{ MPa} = 22,01 \text{ MPa}$$

- **Análisis por Fatiga**

Una falla por fatiga casi siempre da comienzo en una discontinuidad local, como una ranura, muesca, grieta u otra área de alta concentración del esfuerzo. Cuando el valor del esfuerzo en la discontinuidad excede el 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 modifican 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 corresponde a un solo efecto. Con base en lo anterior se tiene(12):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (\text{Ec. 3.20})$$

Donde:  $S_e$  = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$S_e'$  = límite de resistencia a la fatiga de la muestra.

$k_a$  = factor de superficie.

$k_b$  = factor de tamaño.

$k_c$  = factor de carga.

$k_d$  = factor de temperatura.

$k_e$  = factor de efectos diversos.

Así tenemos que:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (\text{Ec. 3.21})$$

**TABLA 1**

**VALORES DE a Y b PARA ALGUNOS TIPOS DE SUPERFICIE**

$k_a$	a(MPa)	b
Rectificado	1,58	- 0,085
Maquinado en frío	4,51	- 0,265
Laminado en caliente	57,7	- 0,718
Forjado	272	- 0,995

$$k_a = 4,51 \text{ MPa} (1078 \text{ MPa})^{-0,265} = 0,7088 \text{ MPa}$$

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,1133} & 0,11 \leq d \leq 2in \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} & 2,79 \leq d \leq 51mm \end{cases} \quad (\text{Ec. 3.22})$$

y en nuestro caso  $d = 37,4$  mm., nuestro  $k_b$  será igual a:

$$k_b = \left( \frac{37,4}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,84$$

El factor de carga ( $k_c$ ) para el caso de torsión y cortante es:

$$k_c = 0,577$$

Para la búsqueda del factor de tamaño se debe considerar que cuando las temperaturas de operación son mayores que la del lugar de trabajo, antes debe investigarse la fluencia porque la resistencia de fluencia disminuye muy rápido con la temperatura.

Por lo tanto, cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opere con altas temperaturas; así que también debe tomarse en cuenta este factor.

Por último, quizás resulte cierto que no existe límite de fatiga en materiales que operan con altas temperaturas, debido a la reducción en la resistencia a la fatiga, el proceso de falla depende del tiempo hasta cierto punto.

Así tenemos que:  $k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$  (Ec. 3.23)

Y mediante la siguiente tabla (12):

**TABLA 2**  
**VALORES PARA HALLAR EL FACTOR DE**  
**TEMPERATURA**

<b>Temp. (°C)</b>	<b>S<sub>T</sub>/S<sub>RT</sub></b>
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

Interpolando linealmente para una temperatura de 190 °C tenemos que:

$$k_d = 1,021$$

Además, uno de los motivos para emplear el factor de efectos diversos ( $k_e$ ), es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos; sin embargo, la verdadera razón de usarlo es que sirve de recordatorio de que deben considerarse dichos efectos, pues no se dispone de valores reales de  $k_e$ . Así, nuestro tornillo estará sometido debido a la fuerte abrasión a un efecto diverso de corrosión y para este caso:

$$k_e = 0,9$$

Y tenemos que

$$\text{(Ec. 3.24)} \quad S_e' = 0,504S_{ut} \quad \text{para} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$S_e' = 0,504(1078 \text{ MPa}) = 543,312 \text{ MPa}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} S_e &= 0,7088 * 0,84 * 0,577 * 1,021 * 0,9 (543,312) = \\ &= 171,513 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Usando la teoría de falla de Goodman modificada se tiene que (12):

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (\text{Ec. 3.25})$$

y para el caso de flexión y torsión combinados según Von Mises se tiene que:

$$\sigma = \left( \sigma_x^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad (\text{Ec. 3.26})$$

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

$$\sigma_a = \left( 3\tau_t^2 \right)^{1/2} = \left( 3(21,99 \text{ MPa})^2 \right)^{1/2} = 38,08 \text{ MPa}$$

**(Ec. 3.27)**

$$\sigma_m = \left( \sigma_f^2 + 3\tau_t^2 \right)^{1/2} = \left[ (17,42 \text{ MPa})^2 + 3(21,99 \text{ MPa})^2 \right]^{1/2} = 41,88 \text{ MPa}$$

**(EC.3.28)**

y se tiene un factor de seguridad de:

$$n = \frac{S_{ut} S_e}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e} = \quad (\text{Ec. 3.29})$$

$$\frac{(1078 \text{ MPa}) (171,513 \text{ MPa})}{38,08 \text{ MPa} (1078 \text{ MPa}) + 41,88 \text{ MPa} (171,513 \text{ MPa})} = 3,85 \approx 4$$

El número de ciclos será:

$$N = \left( \frac{\sigma_f}{a} \right)^{1/b} \quad \text{(Ec. 3.30)}$$

donde:

$$a = \frac{(0,9 S_u)}{S_e} = \frac{(0,9 * 1078 \text{ MPa})}{171,513 \text{ MPa}} = 5488,14 \text{ MPa}$$

**(Ec. 3.30.1)**

y

$$b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{0,9 S_u}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \left( \frac{0,9 * 1078}{171,513} \right) = -0,251$$

**(Ec. 3.30.2)**

$$N = \left( \frac{21,99 \text{ MPa}}{5488,14 \text{ MPa}} \right)^{-1/0,251} = 3,598 * 10^9 \text{ ciclos}$$

Lo que corresponde a un ciclo de vida infinita.

### 3.2. Diseño del Barril

El cilindro va a estar sometido a un 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.

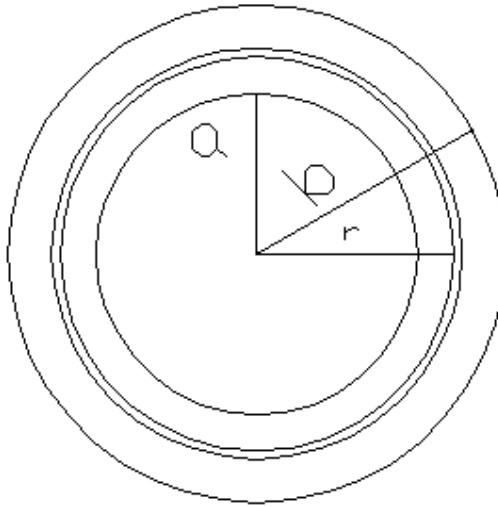


El objetivo del presente análisis será entonces, determinar el diámetro exterior que deberá tener el cilindro para soportar esta presión.

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.

El cilindro será calentado por medio de cuatro resistencias eléctricas de 2000 W. y 220 V. tanto para HDPE como para LDPE y será enfriado por cuatro ventiladores de 93,25 w ó 1/8 HP cada uno (8).

Por lo tanto, tendremos que los esfuerzos tangenciales ( $\sigma_t$ ) y los esfuerzos radiales ( $\sigma_r$ ) serán (14):



**Figura 3.3 CILINDRO DE PARED GRUESA**

$$\sigma_r = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \text{ (Ec. 3.31)}$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \text{ (Ec. 3.32)}$$

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

$$\sigma_{t_{\text{max}}} = \left( \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} \right) P_i \text{ (Ec. 3.33)}$$

y el valor medio del esfuerzo circunferencial es:

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{P_i}{k-1} \text{ (Ec. 3.34)} \quad \tau = \frac{b^2}{b^2 - a^2} P_i \text{ (Ec. 3.35)}$$

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  $\sigma_r$  se lo usa como criterio de diseño.

Para el diseño del cilindro se selecciona un acero AISI P20, cuyas características son (5):

$$S_{ut} = 1078 \text{ MPa}$$

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

Y la presión interior en Mpa es  $P_i = 98 \text{ MPa}$

Y como,  $\sigma_{tmax}$  ocurrirá en el radio interior, se tiene que  $r = r_{int} = a$  (8):

$$a = r_{\text{tornillo}} + \text{juego del tornillo (Ec. 3.36)}$$

$$a = 0,0275 \text{ m} + 0,0003 \text{ m} = 0,0278 \approx 0,028 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$686 \text{ MPa} = \frac{b^2 + (0,028 \text{ m})^2}{b^2 - (0,028 \text{ m})^2} (98 \text{ MPa})$$

$$686b^2 - 0,54 = 98b^2 + 0,0768$$

$$b = 0,032 \text{ m.}$$

$$D_{ext} = 64 \text{ mm.}$$

Así, el diámetro exterior será igual a 64 mm.

### 3.3. Diseño de la Estructura de Soporte

La estructura soportará el peso de los rodillos prensadores, su motor eléctrico, el sistema de calandras y en casos de elevación de burbuja o mantenimiento el de un operador, que en conjunto suman una carga de 1427,86 N o 145,7 Kg

El análisis se realiza mediante las fórmulas de columna larga, empotrada en un extremo y libre en el otro tipo mástil.

Este tipo de columna tienden a fallar por flexión o pandeo, con este análisis, se escoge el perfil adecuado, para nuestro caso será un perfil L y se verifica que la estructura no fallará por pandeo.

Así, la carga crítica para este tipo de columnas está dada por (14):

$$P_{cr} = \frac{EI_x \pi^2}{4L^2} \text{ (Ec. 3.37)}$$

Esta ecuación se la puede modificar al multiplicarla por un factor de seguridad (N) que depende de las condiciones de sujeción que se muestran en la tabla siguiente (14):

**TABLA 3**

**CONDICIONES DE SUJECIÓN EN COLUMNAS LARGAS.**

<b>Condición de Sujeción</b>	<b>N</b>	<b>L<sub>e</sub></b>
Ambos extremos empotrados	4	$\frac{1}{2}L$
Un extremo empotrado y otro articulado	2	0,7L
Ambos extremos articulados	1	L
Un extremo empotrado y otro libre	$\frac{1}{4}$	2L

Así:

$$P_{cr} = N \left( \frac{EI_x \pi^2}{L^2} \right) = \frac{EI_x \pi^2}{L_e^2}$$

L<sub>e</sub> = Longitud efectiva

L = 2000 mm

P<sub>cr</sub> = 1427,86 N

N = 3

$$E = 200 \text{ Mpa}$$

$$L_e = 2L = 4 \text{ (Tabla 3)}$$

Por lo tanto,

$$\text{(Ec. 3.38)} I_x = \frac{P_{cr} (L_e)^2}{E\pi^2} = \frac{1427,86N(4)^2}{(200*10^6 Pa)\pi^2} = 1,15*10^{-6} m^4 = 1,15*10^6 mm^4$$

Ahora bien, la esbeltez debe ser para columnas largas  $\frac{L}{r_x} \geq 100$ , de

esta manera, el radio de giro mínimo será:

$$\text{(Ec. 3.39)} r_x \leq \frac{L}{100} = \frac{4000mm}{100} = 40mm$$

De acuerdo con estos datos y haciendo uso del manual de aceros de la AISC (American Institute of Steel Construction) se busca un perfil L que posea un radio de giro mínimo en el eje x que sea mayor o igual a 40 mm, y con un momento de inercia en el eje x  $I_x = 1,15 * 10^6 mm^4$ .

El perfil que más se acomoda a estas condiciones de diseño y que resulta más económico es un perfil: L 100 \* 75 \* 6,25 cuyas características son (1):

$$I_x = 1152961,05 mm^4$$

$r_x = 44,5 \text{ mm}$ .

Estos valores justifican la no existencia de pandeo en nuestra estructura ya que cumplen la condición planteada anteriormente.

### **3.4. Diseño del Sistema de Enfriamiento de Burbuja**

El sistema de enfriamiento de burbuja consta de un anillo que envía aire refrigerado proveniente de un chiller a una velocidad de 10 m/s y 5 °C de temperatura, lo que es importante para un bajo nivel de generación de calor y la consiguiente disminución del tiempo de enfriamiento de burbuja, lo que permite aumentar la producción en un 25 a 30 % (4).

El anillo tiene un diámetro de 550 mm y un espesor de 60 mm con ranuras en la parte central que permiten la salida del aire hacia la burbuja.

El presente diseño es para evaluar el tiempo de enfriamiento que proporciona este sistema y se lo realiza para una película de 40 mm de diámetro, ya que este tiempo variará según el diámetro de la película a extruír.

Así, se tiene que, para la burbuja:

$$T_i = 120 \text{ }^\circ\text{C} = 393 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T = 40 \text{ }^\circ\text{C} = 313 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$D_{\text{burb}} = 40 \text{ mm}$$

$$L = 1600 \text{ mm}$$

$$\rho = 950 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,5 \text{ W/m }^\circ\text{K}$$

$$C_p = 1,9 \text{ Kj/Kg }^\circ\text{K}$$

$$P_r = 0,72$$

Y para el aire se tiene que:

$$T_\infty = 5 \text{ }^\circ\text{C} = 278 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$V = 10 \text{ m/s}$$

$$P = 20 \text{ psi} = 0,1379 \text{ Mpa}$$



Con estos datos, se procede a obtener el tiempo de enfriamiento que variará como se mencionó anteriormente, según el diámetro de burbuja a extruír.

El tiempo de enfriamiento se evalúa mediante la siguiente ecuación

(1):

$$t = \frac{\rho Vol C_p}{h A_s} \ln \frac{T_i - T_\infty}{T - T_\infty} \quad \text{(Ec. 3.40)}$$

esta ecuación sirve para evaluar el tiempo necesario que requiere un cuerpo para alcanzar cierta temperatura T, bajo la suposición de que los gradientes de temperatura dentro del mismo son despreciables.

Además se tiene que:

$$\text{(Ec. 3.41)} \quad Vol = \frac{\pi D_{burb}^3}{6} \quad \text{y} \quad \text{(Ec. 3.42)} \quad A_s = \pi D_{burb} L$$

por lo tanto:

$$t = \frac{\rho C_p D_{burb}}{6hL} \ln \frac{T_i - T_\infty}{T - T_\infty}$$

donde:

$\rho$  = densidad del polietileno

$C_p$  = Calor específico del polietileno

$D_{burb}$  = Diámetro de burbuja

$\bar{h}$  = Coeficiente de convección

$k$  = coeficiente de conductividad térmica

y el coeficiente de convección se calcula a partir de la ecuación de enfriamiento de Newton (1).

$$\bar{h} = \frac{q}{A(T_i - T_\infty)}; A = \pi D_{burb} L \text{ (Ec. 3.43)}$$

Donde  $q$ , es el calor transferido por conducción desde el interior de la burbuja hacia el exterior y se calcula a partir de:

$$q = \frac{k\Delta T}{L} = \frac{0,5 \left( \frac{W}{m^\circ K} \right) [393^\circ K - 278^\circ K]}{1,6m} = 35,94W \text{ (Ec. 3.44)}$$

Así, el coeficiente de convección será:

$$\bar{h} = \frac{35,94W}{\pi(0,04m * 1,6m)(393^\circ K - 278^\circ K)} = 1,55W / m^2 \circ K$$

Entonces,

$$t = \frac{950\left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 1,9\left(\frac{J}{Kg^{\circ}K}\right) * 0,04m}{6 * 1,55\left(\frac{W}{m^2^{\circ}K}\right) * 1,6m} \ln \frac{393^{\circ}K - 278^{\circ}K}{313^{\circ}K - 278^{\circ}K} = 5,77s \cong 6s$$

El tiempo obtenido tiene coherencia con los requerimientos planteados al inicio de esta sección, ya que, el enfriamiento debe realizarse a la vez que sale la resina hacia los rodillos y con un tiempo de 6 segundos se obtendrá un enfriamiento más rápido que el proporcionado simplemente con el anillo de aire.

### 3.5. Selección del Dado y Anillos de Aire

El dado o cabezal será del tipo cabezal giratorio total (360°) accionado por un moto-reductor de ½ HP (4), para la selección de estos elementos se debe hacer el respectivo análisis de fatiga para el dado o cabezal, y según este resultado, se seleccionará el anillo de aire. Debido a que el diámetro del dado varía según el espesor de película que se desee, para el presente diseño se ha seleccionado una de las diversas medidas del dado o cabezal con el fin de mostrar los cálculos y su adecuado factor de seguridad.

El dado o cabezal, al igual que el tornillo extrusor, puede fallar por fatiga debido al paso de la resina derretida (proveniente del tornillo) a través de él a una temperatura de aproximadamente 190°C que se

mantiene para que la resina no se solidifique ni se adhiera a sus paredes, además, éste debe girar para enviar la resina al anillo de aire, por lo tanto, estará sometido a torsión.

Se selecciona un dado con diámetro de salida de 200 mm y como soportará elevadas temperaturas y abrasión, se selecciona un acero para moldes de plásticos AISI P20, cuyas características son (5):

Densidad:  $7800 \text{ kg/mm}^3$

Módulo elástico: 205000 Mpa.

Dureza: 52 HRC

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

$S_y = 686 \text{ Mpa}$ .

- **Análisis por Fatiga**

Para iniciar el análisis se hallan los factores que modifican el límite de fatiga que son (12):

- **Factor de superficie.-**

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (\text{Ec. 3.21})$$

Debido a que el cabezal es un elemento fundamental del proceso de extrusión, su acabado superficial debe ser el mejor posible para evitar picaduras en el soplado de película y además para no permitir que la resina derretida se adhiera a sus paredes, por lo tanto, el acabado superficial será un rectificado, para el cual de la **Tabla 1** (12):

$$a = 1,58 \text{ Mpa y } b = - 0,085$$

Así:

$$k_a = 1,58 \text{ MPa } (1078 \text{ MPa})^{-0,085} = 0,873$$

$$k_a = 0,873$$

- **Factor de tamaño.-**

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,1133} & 0,11 \leq d \leq 2in \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} & 2,79 \leq d \leq 51mm \end{cases} \quad \text{(Ec. 3.22)}$$

Como se mencionó anteriormente, el diámetro del dado es de 80 mm >> 51 mm y para estos casos se toma el valor de :

$$k_b = 1.$$

- **Fator de carga.-**

Para el caso de torsión y cortante se tiene que,

$$k_c = 0,577$$

- **Factor de temperatura.-**

El cabezal o dado, al igual que el tornillo extrusor, se mantiene a una temperatura de hasta 190 °C para evitar que la resina se adhiera a sus paredes.

Entonces, tenemos que, interpolando en la **Tabla 2** entre 150 °C y 200 °C para una temperatura de 190 °C: (12):

$$k_d = 1,021$$

- **Factor de efectos diversos.-**

Al igual que el tornillo extrusor, el dado va a estar sometido a desgaste por corrosión y abrasión debido al paso de la resina derretida a través de él, por lo tanto:

$$k_e = 0,9$$

Así, de la **Ec. 3.24 y Ec. 3.20** se tiene que:

$$S_e' = 0,504(1078 \text{ MPa}) = 543,312 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 0,873 * 1 * 0,577 * 1,021 * 0,9 (543,312) = 251,5 \text{ Mpa}$$

- **Análisis por Torsión**

El dado gira a aproximadamente 20 r.p.m. = 2,1 rad/seg, y la potencia requerida es de 5,8 Kw (4), por lo tanto, el momento rotacional y de torsión **T** está dado por:

$$T = \frac{Pot}{\omega}; \omega \text{ en rad/seg (Ec. 3.45)}$$

$$T = \frac{5,8 * 10^3 \text{ W}}{2,1 \text{ rad / seg}} = 2761,9 \text{ N - m}$$

Entonces, de la **Ec. 3.11 y Ec. 3.12** se tiene que:

$$\tau_{\max} = \frac{Tr}{J} \quad y \quad J = \frac{\pi d^4}{32} = 4,021 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

Usando la teoría de falla de Goodman modificada

**(Ec. 3.25)** se tiene que (12):

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Según Von Mises (Ec. 3.26) se tiene que:

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

y, de la **Ec. 3.11** se tiene que:

$$\tau_t = \frac{Tr}{J} = \frac{2761,9 \text{ N} \cdot \text{m} (0,1 \text{ m})}{4,02 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4} = 68,7 \text{ MPa}$$

Acomodando esta ecuación para el caso de Goodman modificado (**Ec. 3.27-3.28**):

$$\sigma_a = (3\tau_t^2)^{1/2} = (3(68,7 \text{ MPa})^2)^{1/2} = 118,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = (\sigma_f^2 + 3\tau_t^2)^{1/2} = [3(68,7 \text{ MPa})^2]^{1/2} = 118,99 \text{ MPa}$$

y se tiene un factor de seguridad (**Ec. 3.29**) de:

$$n = \frac{S_{ut}S_e}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e} = \frac{(1078 \text{ MPa})251,5 \text{ MPa}}{118,99 \text{ MPa}(1078 \text{ MPa} + 251,5 \text{ MPa})} = 2$$

Entonces, para un dado o cabezal de estas características, se requiere un anillo de aire de  $D = 680 \text{ mm}$ . y un diámetro de salida de burbuja de  $150 \text{ mm}$ . con mínimo 6 entradas de aire proveniente del soplador de  $5 \text{ HP}$  y  $3500 \text{ r.p.m.}$ , formando así un solo paquete dado-anillo de aire necesario para un



correcto soplado y formado de burbuja evitando así el desperdicio de material y el aumento de la producción, ya que una mala selección de este paquete puede causar daños severos en la película como picaduras, película más gruesa en un lado que en otro, nervaduras en el producto final, etc.

#### ➤ **Diseño de la Caja Reductora**

La caja reductora consta de dos engranes helicoidales tipo piñón-rueda con enfriamiento a base de aceite y basado en la relación de velocidades proveniente del motor (300 rpm) luego de la reducción y la velocidad del árbol (100 rpm), debo reducir la velocidad en una proporción de 3:1, para lo cual se asume un número de dientes de 80 para la rueda y de 25 para el piñón. El diseño se lo ha dividido en dos partes: primera, diseño del piñón y diseño de la rueda motriz, segunda, análisis de falla por fatiga y por picadura.

El material seleccionado para su fabricación es un acero AISI 3115.

#### ➤ **Diseño del Piñón**

Poniendo atención a lo expresado anteriormente, el piñón tiene las siguientes características:

Número de dientes:  $N = 25$

Diámetro de paso:  $d = 152,4 \text{ mm}$ .

Angulo de presión:  $\phi = 20^\circ$

Angulo de hélice:  $\varphi = 20^\circ$

Ancho de cara:  $F = 12 \text{ M}$

Velocidad:  $300 \text{ r.p.m.} = 31,42 \text{ rad/seg}$

Altura total del diente:  $h_t = M(2,167)$

Adendo:  $a = M$

Dedendo:  $b = 1,167M$

Primero se encuentra el torque **(Ec. 3.45)**:

$$T = \frac{Pot}{\omega} = \frac{11190 \text{ W}}{31,42 \text{ rad / seg}} = 356,14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ahora se hallarán los parámetros de diseño (11) y (12):

• **Paso diametral:**

$$P_d = \frac{N}{d} = \frac{25 \text{ dtes}}{152,4 \text{ mm}} = 0,16 \text{ dte / mm} \quad \text{(Ec. 3.46)}$$

- **Módulo:**

$$M = \frac{d_p}{N_p} = \frac{152,4}{25} = 6,096 \text{ mm} = 6 \text{ (Ec. 3.47)}$$

- **Altura total del diente:**

$$h_t = M(2,167) = 13 \text{ mm.}$$

- **Adendo:**

$$a = M = 6 \text{ mm.}$$

- **Dedendo:**

$$b = 1,167M = 7 \text{ mm.}$$

- **Ancho de cara:**

$$F = 12 (6 \text{ mm} ) = 72 \text{ mm} \text{ (Ec. 3.48)}$$

- **Paso circular:**

$$P_c = \pi M = \pi (6 \text{ mm} ) = 18,84 \text{ mm} \text{ (Ec. 3.49)}$$

- **Paso transversal:**

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \phi}; P_n = P_c \cos \phi \text{ (Ec. 3.50)}$$

$$P_t = 18,84 \text{ mm} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 18,84 \text{ mm}$$

- **Paso axial:**

$$P_x = \frac{P_n}{\text{sen } \varphi} = \frac{18,84 \cos 20^\circ}{\text{sen } 20^\circ} = 51,76 \text{ mm} \quad \text{(Ec. 3.51)}$$

- **Paso diametral en el plano normal:**

$$P_{nd} = \frac{P_t}{\cos \varphi} = \frac{18,84 \text{ mm}}{\cos 20^\circ} = 20 \text{ mm} \quad \text{(Ec. 3.52)}$$

- **Razón de contacto axial** (debe ser mayor a 1,2):

$$M_f = \frac{F}{P_x} = \frac{72 \text{ mm}}{51,76 \text{ mm}} = 1,4 \quad \text{(Ec. 3.53)}$$

### ➤ **Fuerzas en el Piñón**

El piñón estará sometido a tres tipos de fuerzas; una fuerza tangencial (**W<sub>t</sub>**) que se puede determinar a partir del par de torsión aplicado, una fuerza radial (**W<sub>r</sub>**) que depende del ángulo de flexión y una fuerza de tipo axial (**W<sub>a</sub>**) que tiende a separar axialmente a los engranes.

Así se tiene que (11):

$$W_t = \frac{T}{r} = \frac{356,14 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,0762 \text{ m}} = 4673,75 \text{ N} \quad \text{(Ec. 3.54)}$$

$$W_r = W_t \tan \phi = 4673,75 \text{ N} (\tan 20^\circ) = 1701,11 \text{ N} \quad \text{(Ec. 3.55)}$$

$$W_a = \frac{W_t}{\cos \phi \cos \phi} = \frac{4673,75 \text{ N}}{\cos 20^\circ \cos 20^\circ} = 5292,9 \text{ N} \quad \text{(Ec. 3.56)}$$

➤ **Esfuerzos en el Piñón**

Estará sometido a un esfuerzo por flexión y a un esfuerzo por resistencia a picaduras o superficial.

• **Esfuerzo por flexión (12):**

$$\sigma_{fp} = \frac{W_t K_a K_s K_m}{K_v F m J} \quad \text{(Ec. 3.57)}$$

• **Esfuerzo de resistencia a la picadura (12):**

$$\sigma_{cp} = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m C_s C_f}{F l d C_v}} \quad \text{(Ec. 3.58)}$$

cada uno de estos factores se explican a continuación y son válidos tanto para el piñón como para la rueda, según las especificaciones de la American Gear Manufacturers Association (AGMA) (12).

• **Factores de aplicación (C<sub>a</sub>, K<sub>a</sub>):**

La finalidad del factor de aplicación es la de compensar el hecho de que se presentan casos donde la carga real excede a la carga tangencial ( $W_t$ ). Estos van de acuerdo al criterio del diseñador, para este caso

$$C_a, K_a = 1$$

• **Factor de superficie( $C_f$ ):** No están establecidos valores concretos para este factor por lo que es recomendable adoptar el valor de la unidad.

$$C_f = 1$$

• **Factores de tamaño( $C_s, K_s$ ):** La recomendación de la AGMA es que se utilice un factor de tamaño igual a la unidad, el objetivo original de este factor es considerar cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material.

$$C_s = K_s = 1$$

• **Factores de distribución de carga ( $C_m, K_m$ ):** Se emplea para tomar en cuenta desalineamiento de los ejes geométricos de rotación por algún motivo, desviaciones en el avance, deflexiones elásticas causadas por la carga en

ejes o árboles, cojinetes o en el alojamiento. Su valor está dado por la siguiente tabla (11):

**TABLA 4**  
**FACTORES DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA**

Ancho de cara (F)		$C_m, K_m$
in	mm	
< 2	50	1,6
6	150	1,7
9	250	1,8
>20	500	2,0

Por lo tanto, para un ancho de cara  $F = 72$  mm interpolando linealmente entre 50 mm y 150 mm se obtiene que

$$C_m = K_m = 1,622$$

• **Factores dinámicos ( $C_v, K_v$ ):** Trata de tomar en cuenta cargas por vibración generadas internamente por impactos de diente contra diente inducidos por acoplamientos no

conjugados de los dientes del engrane. Su valor numérico se lo obtiene de la siguiente manera:

$$C_v, K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200 V_t}} \right)^B \quad (\text{Ec. 3.59})$$

donde  $V_t$ , es la velocidad en la línea de paso del acoplamiento en m/s.

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec. 3.60})$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (\text{Ec. 3.61})$$

donde  $Q_v$ , es el índice de calidad del engrane que va de acuerdo al criterio del diseñador y debe cumplir un rango de  $6 < Q_v < 11$ , para el presente diseño se toma un valor de  $Q_v = 8$ .

Y

$$V_t = \frac{A + (Q_v - 3)}{200} \quad (\text{Ec. 3.62})$$

• **Factor geométrico de resistencia a la flexión (J):** Su valor depende del ángulo de presión y de hélice y viene dado para nuestro caso en la siguiente tabla (11):



**TABLA 5**  
**FACTOR GEOMÉTRICO A FLEXIÓN J EN ENGRANES HELICOIDALES**  
**CUANDO  $\phi = 20^\circ$ ,  $\varphi = 20^\circ$**

Dientes del engrane	Dientes del piñón									
	17		21		25		35		55	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
17	0,44	0,44								
21	0,45	0,46	0,47	0,47						
25	0,45	0,49	0,27	0,22	0,50	0,50				
35	0,46	0,51	0,27	0,24	0,51	0,53	0,54	0,54		
55	0,47	0,54	0,27	0,26	0,52	0,56	0,55	0,57	0,58	0,58
135	0,48	0,58	0,27	0,28	0,54	0,60	0,57	0,61	0,60	0,62

**P = piñón; G = rueda**

Para nuestro caso, interpolando linealmente entre 55 y 135 para un  $N = 80$  de la rueda y  $N = 25$  del piñón se tiene que

$$J_p = 0,52625$$

• **Coficiente elástico (C<sub>p</sub>):** Se obtiene directamente de la siguiente fórmula:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right)}} \quad \text{(Ec. 3.63)}$$

donde,  $\nu$  = relación de Poisson = 0,28 para aceros y  $E$  = límite elástico =  $30 \cdot 10^6$  N/m<sup>2</sup>.

• **Factor geométrico de resistencia en la superficie (I):**

Se lo obtiene directamente de la siguiente fórmula:

$$I = \frac{\cos \phi_t \text{sen } \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{(Ec. 3.64)}$$

donde,  $m_n$  = relación de repartición de carga, se la obtiene de la siguiente fórmula:

$$m_N = \frac{P_n}{0,95Z} \quad \text{(Ec. 3.65)}$$

Z es la longitud de la línea de acción y se calcula a partir de:

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bp}} + \sqrt{(r_g + a)^2 - r_{bg}} - (r_p + r_g) \text{sen } \phi_t$$

**(Ec. 3.66)**

si uno de los dos radicales es mayor que el tercer término, este es reemplazado por el tercero.

Y  $r_{bp}$ ,  $r_{bg}$  = radio de la circunferencia base del piñón y la rueda respectivamente y se calculan así (11):

$$\text{(Ec. 3.67)} \quad r_b = r \cos \phi_t ; \quad \text{y}$$

$$\phi_t = \text{tg}^{-1} \left( \frac{\text{tg } \phi}{\cos \phi} \right) \text{(Ec. 3.68)}$$

$m_G$  es la relación de velocidad y se la calcula según la fórmula:

$$m_G = \frac{N_g}{N_p} \text{(Ec. 3.69)}$$

Al reemplazar los valores correspondientes se tiene que:

$$A = 50 + 56 (1 - 0,63) = 70,72$$

$$B = \frac{(12 - 8)^{2/3}}{4} = 0,63$$

$$V_t = \frac{70,72 + (8 - 3)}{200} = 28,57 \text{ m / s}$$

$$K_v = \left( \frac{70,72}{70,72 + \sqrt{200 (28,57)}} \right)^{0,63} = 0,633$$

Así el esfuerzo por flexión será:

$$\sigma_{fp} = \frac{4673,75 N(1)(1)(1,622)}{0,633(0,072 m)(0,006 m)(0,52625)} = 52,68 MPa$$

Y

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - (0,28)^2}{30 * 10^6} \right) + \left( \frac{1 - (0,28)^2}{30 * 10^6} \right)}} = 2276,14$$

$$\phi_t = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} \right) = 21,18^\circ$$

$$r_{bp} = 3 \cos 21,18^\circ \quad r_{bg} = 5,5 \cos 21,18^\circ$$

$$m_G = \frac{80}{25} = 3,2$$

$$Z = \sqrt{(0,0762 + 0,006)^2 - (0,0711)^2} + \sqrt{(0,1397 + 0,006)^2 - (0,1303)^2} - (0,0762 + 0,1397) \operatorname{sen} 21,18^\circ$$

$$Z = 0,04125 + 0,06519 - 0,078 = 0,028 \text{ m.}$$

$$m_N = \frac{0,0177 \text{ m}}{0,95 (0,028 \text{ m})} = 0,665$$

$$I = \frac{\cos 21,18^\circ \operatorname{sen} 21,18^\circ}{2(0,665)} \frac{3,2}{3,2 + 1} = 0,193$$

Así, el esfuerzo de resistencia a picaduras será:

$$\sigma_{cp} = 2276,14 \sqrt{\frac{4673,75 (1)(1)(1)(1,622)}{0,072 \text{ m} (0,193) (0,1524 \text{ m}) (0,633)}} = 5,413 MPa$$

➤ **Diseño de la Rueda**

Poniendo atención a lo expresado anteriormente, la rueda tiene las siguientes características:

Número de dientes:  $N = 80$

Diámetro de paso:  $d = 279,4 \text{ mm}$

Angulo de presión:  $\phi = 20^\circ$

Angulo de hélice:  $\varphi = 20^\circ$

Ancho de cara:  $F = 12 M$

Velocidad:  $100 \text{ r.p.m.} = 10,472 \text{ rad/seg}$

Altura total del diente:  $h_t = M(2,167) = 13 \text{ mm.}$

Adendo:  $a = M = 6 \text{ mm.}$

Dedendo:  $b = 1,167M = 7 \text{ mm.}$

Primero se encuentra el torque **(Ec. 3.45)**:

$$T = \frac{Pot}{w} = \frac{11190 \text{ W}}{10,472 \text{ rad / seg}} = 1068,56 \text{ N} * m$$

Ahora se hallarán los parámetros de diseño (11) y (12):

- **Paso diametral (Ec. 3.46):**

$$P_d = \frac{N}{d} = \frac{80 \text{ dtes}}{279,4 \text{ mm}} = 0,28 \text{ dte / mm}$$

- **Ancho de cara (Ec. 3.48):**

$$F = 12 (6 \text{ mm}) = 72 \text{ mm}$$

- **Paso circular (Ec. 3.49):**

$$P_c = \pi M = \pi (6 \text{ mm}) = 18,84 \text{ mm}$$

- **Paso transversal (Ec. 3.50):**

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \phi}; P_n = P_c \cos \phi$$

$$P_t = 18,84 \text{ mm} \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 18,84 \text{ mm}$$

- **Paso axial (Ec. 3.51):**

$$P_x = \frac{P_n}{\text{sen } \phi} = \frac{18,84 \text{ mm} \cos 20^\circ}{\text{sen } 20^\circ} = 51,76 \text{ mm}$$

- **Paso diametral en el plano normal (Ec. 3.52):**

$$P_{nd} = \frac{P_t}{\cos \varphi} = \frac{18,84 \text{ mm}}{\cos 20^\circ} = 20 \text{ mm}$$

- **Razón de contacto transversal:**

$$M_p = \frac{Z}{P_n} \quad \text{(Ec. 3.70)}$$

donde **Z** se la definió anteriormente (Ec. 3.66) y es:

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{(r_g + a)^2 - r_{bg}^2} - (r_p + r_g) \text{sen } \phi_t$$

$$Z = \sqrt{(0,0762 + 0,006)^2 - (0,0711)^2} + \sqrt{(0,1397 + 0,006)^2 - (0,1303)^2} - (0,0762 + 0,1397) \text{sen} 21,18^\circ$$

$$Z = 0,04125 + 0,06519 - 0,078 = 0,028 \text{ m.}$$

Por lo tanto:

$$M_p = \frac{0,028 \text{ m}}{0,01771 \text{ m}} = 1,6$$

- **Razón de contacto axial:**

$$M_f = \frac{F}{P_x} = \frac{72 \text{ mm}}{51,76 \text{ mm}} = 1,4 \quad \text{(Ec. 3.71)}$$

➤ **Fuerzas en la Rueda**

La rueda, al igual que el piñón, estará sometida a tres tipos de fuerzas; una fuerza tangencial ( $W_t$ ) que se puede determinar a partir del par de torsión aplicado, una fuerza radial ( $W_r$ ) que depende del ángulo de flexión y una fuerza de tipo axial ( $W_a$ ) que tiende a separar axialmente a los engranes.

Haciendo uso de las **Ec. 3.54 Ec., 3.55 y Ec. 3.56:**

$$W_t = \frac{T}{r} = \frac{1068,56 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,1397 \text{ m}} = 7648,96 \text{ N}$$

$$W_r = W_t \tan \phi = 7648,96 (\tan 20^\circ) = 2783,99 \text{ N}$$

$$W_a = \frac{W_t}{\cos \phi \cos \phi} = \frac{7648,96 \text{ N}}{\cos 20^\circ \cos 20^\circ} = 8662,25 \text{ N}$$



➤ **Esfuerzos en la Rueda**

Estará sometido a un esfuerzo por flexión y a un esfuerzo por resistencia a picaduras o superficial.

• **Esfuerzo por flexión (Ec. 3.57):**

$$\sigma_{fg} = \frac{W_t K_a K_s K_m}{K_v FmJ}$$

• **Esfuerzo de resistencia a la picadura (Ec. 3.58):**

$$\sigma_{cg} = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m C_s C_f}{FIdC_v}}$$

Los valores de cada factor en estas ecuaciones son:

$$C_m = K_m = 1,6 \text{ (Tabla 4)}$$

$$C_a = K_a = 1$$

$$C_s = K_s = 1$$

$$C_f = 1$$

$$C_v, K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200 V_t}} \right)^B \text{ (Ec. 3.59)}$$

donde  $V_t$ , es la velocidad en la línea de paso del acoplamiento en m/s.

$$A = 50 + 56 (1 - B) \quad (\text{Ec. 3.60})$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (\text{Ec. 3.61})$$

donde  $Q_v$ , es el índice de calidad del engrane que va de acuerdo al criterio del diseñador y debe cumplir un rango de  $6 < Q_v < 11$ , para el presente diseño se toma un valor de  $Q_v = 8$ .

Y, de la **Ec. 3.62**:

$$V_t = \frac{A + (Q_v - 3)}{200}$$

Al reemplazar los valores correspondientes se tiene que:

$$A = 50 + 56 (1 - 0,63) = 70,72$$

$$B = \frac{(12 - 8)^{2/3}}{4} = 0,63$$

$$V_t = \frac{70,72 + (8 - 3)}{200} = 28,57 \text{ m / s}$$

$$K_v = \left( \frac{70,72}{70,72 + \sqrt{200 (28,57)}} \right)^{0,63} = 0,633$$

Interpolando linealmente entre 55 y 135 para un N = 80 de la rueda, de la tabla 4 se obtiene el valor de el factor geométrico J:

$$J_p = 0,5725$$

Al reemplazar los valores se tiene que el esfuerzo por flexión (Ec. 3.57) será:

$$\sigma_{fg} = \frac{7648,96N(1)(1)(1,622)}{0,633(0,072m)(0,006m)(0,5725)} = 79,25MPa$$

También, el coeficiente elástico será:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right)}}$$

donde,  $\nu$  = relación de Poisson = 0,28 para aceros y  
 $E$  = límite elástico =  $30 \cdot 10^6$  N/m<sup>2</sup>.

• **Factor geométrico de resistencia en la superficie:**

$$I = \frac{\cos \phi_t \cdot \text{sen } \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (\text{Ec. 3.64})$$

donde,  $m_n$  = relación de repartición de carga, se la obtiene de la siguiente fórmula:

$$m_N = \frac{P_n}{0.95 Z} \quad (\text{Ec. 3.65})$$

• La relación de velocidad  $m_G$  es:

$$m_G = \frac{N_g}{N_p} \quad (\text{Ec. 3.69})$$

Reemplazando se tiene que:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - (0,28)^2}{30 * 10^6} \right) + \left( \frac{1 - (0,28)^2}{30 * 10^6} \right)}} = 2276,14$$

$$m_G = \frac{80}{25} = 3,2$$

$$m_N = \frac{0,01771 \text{ m}}{0.95 (0,028 \text{ m})} = 0,665$$

$$I = \frac{\cos 21,18^\circ \text{ sen } 21,18^\circ}{2 (0,665)} \frac{3,2}{3,2 + 1} = 0,193$$

Por lo tanto, el esfuerzo de resistencia a la picadura será:

$$\sigma_{cg} = 2276,14 \sqrt{\frac{7648,96((1)(1)(1)(1,622))}{(0,072 \text{ m})(0,2794)(0,193)(0,633)}} = 5,114 \text{ MPa}$$

➤ **Factor de Seguridad y Análisis de Resistencia a la Fatiga**

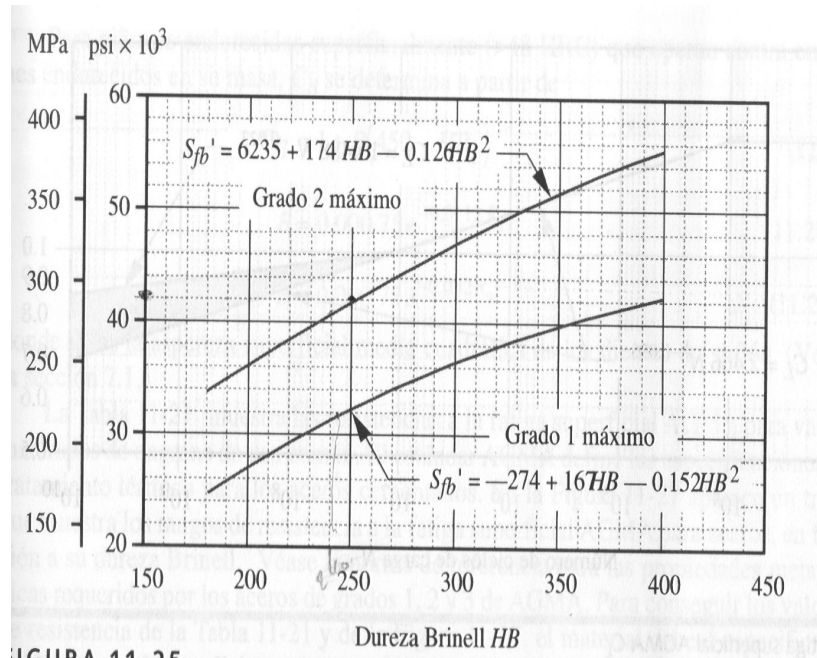
Como se indicó al inicio del diseño de la caja reductora, el material seleccionado es un acero AISI 3115 cuyas características son (5):

Resistencia última a la tensión:  $S_{ut} = 100 \text{ Mpa}$ .

Resistencia a la cedencia:  $S_y = 45 \text{ Mpa}$ .

Dureza: 200-300 HB

A partir de la **FIGURA 3.4**, es posible hacer una estimación de la resistencia a la fatiga por flexión sin corregir para un acero de grado 2 y dureza 250 HB, así se tiene que (11):



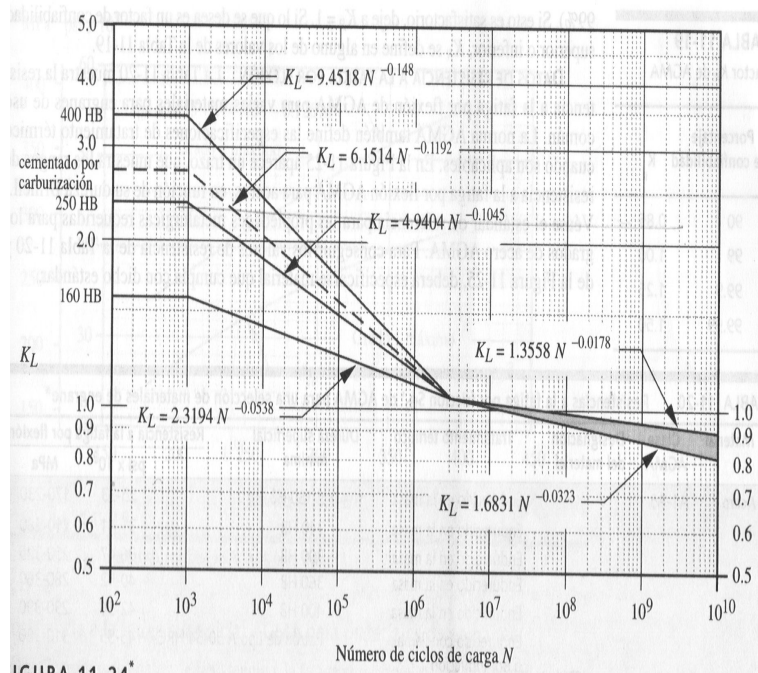
**FIGURA 3.4. RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN AGMA PARA LOS ACEROS**

$$S_{fb}' = 6235 + 174 HB - 0,126 HB^2 = 418,60 \text{ MPa}$$

Ahora, se procede a corregir este valor con la siguiente ecuación (11):

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad (\text{Ec. 3.72})$$

$K_L$  es el factor de vida, se lo obtiene de la **FIGURA 3.5**, y para un número de ciclos de  $10^9$  y una dureza de 250 HB



**FIGURA 3.5. FACTOR DE VIDA EN RESISTENCIA A FLEXIÓN  $K_L$  DE LA AGMA**

$$K_L = 1,6831 (10^9)^{-0,0178} = \mathbf{1,164 \text{ (Ec. 3.73)}}$$

$K_T$  es el factor de temperatura, y para una temperatura de 374 °F  $\cong$  190 °C

$$K_T = \frac{460 + T (^{\circ} F)}{620} = \frac{460 + 374}{620} = 1,35 \quad \mathbf{(Ec. 3.74)}$$

$K_R$  es el factor de confiabilidad, se lo obtiene de la siguiente tabla (11):

**TABLA 6**

**FACTOR DE CONFIABILIDAD DE LA AGMA**

<b>% confiabilidad</b>	<b>K<sub>R</sub></b>
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Se toma para el presente diseño un porcentaje de confiabilidad del 99,9% por lo tanto

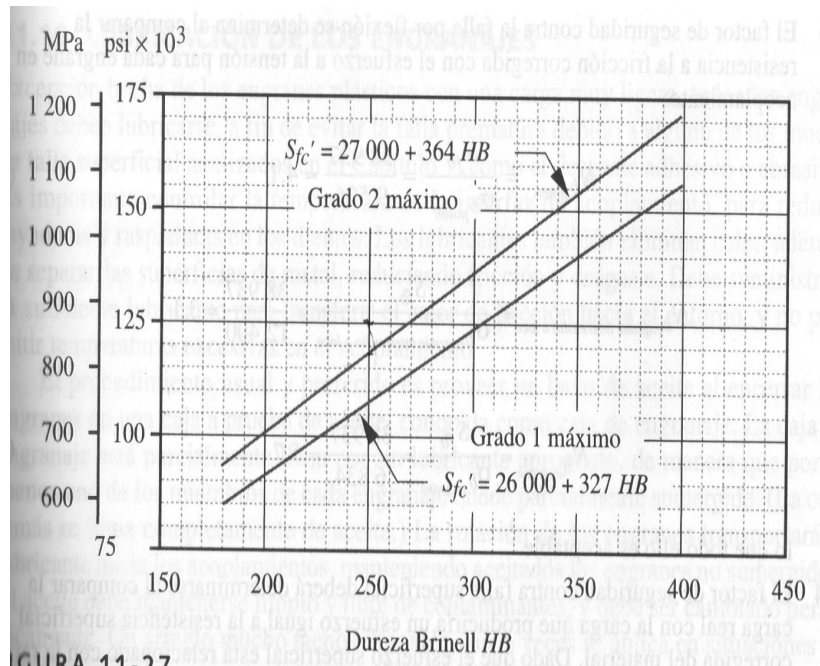
$$K_R = 1,25$$

Reemplazando los valores se tiene que:

$$S_{fb} = \frac{1,164}{1,35 (1,25)} (418,6 \text{ MPa} ) = 288,74 \text{ MPa}$$

A partir de la **FIGURA 3.6**, es posible efectuar una estimación de la resistencia a la fatiga superficial sin corregir, así:





**FIGURA 3.6. RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL AGMA PARA LOS ACEROS**

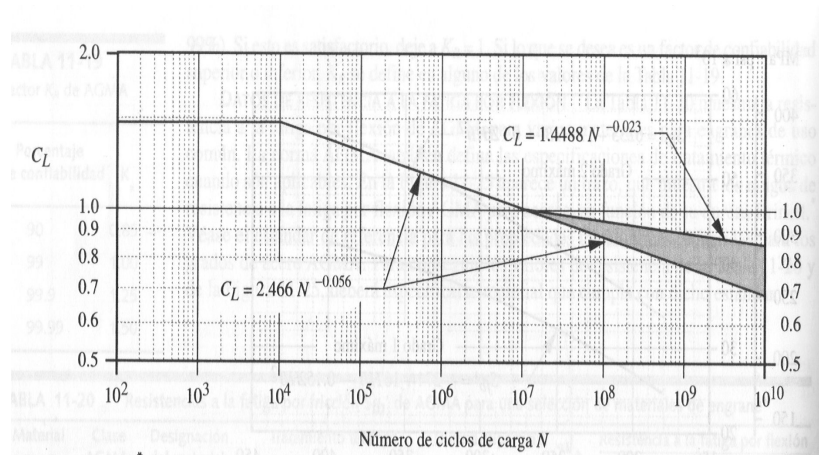
$$S_{fc}' = 27000 + 364 HB = 11,8\text{MPa (Ec. 3.75)}$$

Al corregir este valor se tiene:

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad \text{(Ec. 3.76)}$$

donde:

$C_L$  es el factor de vida, se lo obtiene de la **FIGURA 3.7:**



**FIGURA 3.7. FACTOR DE VIDA EN RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL AGMA**

$$C_L = 1,4488 N^{-0,023} = 1,4488(10^9)^{-0,023} \text{ (Ec. 3.77)}$$

$$C_L = 0,899$$

$$C_T = K_T = 1,35$$

$$C_R = K_R = 1,25$$

Debido a que el piñón y la rueda han sido diseñados para el mismo material, entonces:

$$C_H = 1$$

Por lo tanto:

$$S_{fc} = \frac{0,899 (1)}{1,35 (1,25)} (11,8 MPa) = 6,28 MPa$$

Así, el factor de seguridad contra la falla por flexión se determina al comparar la resistencia a la fricción corregida con el esfuerzo a la flexión para cada engrane (11):

$$N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{fp}} = \frac{288,74 MPa}{52,68 MPa} = 5,48 \cong 6 \quad \text{(Ec. 3.78)}$$

$$N_{bg} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{fg}} = \frac{288,7 MPa}{79,25 MPa} = 3,6 \cong 4 \quad \text{(Ec. 3.79)}$$

Y el factor de seguridad contra falla superficial se determina comparando la carga real con la carga que produciría un esfuerzo igual a la resistencia superficial corregida del material ( $S_{fc}$ ). Ya que el esfuerzo superficial está relacionado con la raíz cuadrada de la carga, se puede calcular el factor de seguridad por fatiga superficial como el cociente del cuadrado de la resistencia superficial corregida ( $S_{fc}$ ) dividida entre el cuadrado del esfuerzo de cada engrane (11):

$$N_{cp} = \left( \frac{S_{fc}}{\sigma_{cp}} \right)^2 = \frac{6,28 MPa}{5,413 MPa} = 1,16 \cong 2 \quad \text{(Ec. 3.80)}$$

$$N_{cg} = \frac{S_{fc}}{\sigma_{cg}} = \frac{6,28 MPa}{5,114 MPa} = 1,23 \cong 2 \quad \text{(Ec. 3.81)}$$

### **3.6. Selección de Rodillos**

Los rodillos juegan un papel muy importante en el proceso de soplado de película, ya que estos son los que le dan el espesor y ancho deseados a la misma.

Así, los rodillos prensadores son los que dan el espesor deseado a la película, se abren y se cierran de acuerdo a la medida pedida por el cliente.

Los rodillos rebobinadores son los que dan forma al rollo que luego pasa a las máquinas cortadoras y selladoras que forman la funda, de estos sólo uno es el motriz, los otros se mueven por contacto.

#### **3.6.1. Selección de Rodillos Prensadores**

La función de los rodillos prensadores es halar la burbuja de abajo hacia arriba y darle el espesor deseado a la película.

Para estos hay una medida estándar que se utilizan en máquinas extrusoras de un tornillo como la presente, los cuales deben ser uno rectificado de goma tipo Neoprene y otro de acero cromado, el de goma evita las picaduras y

nervaduras en la película y el de acero cromado mantiene la película tensa y la envía al rebobinador.

Tienen la misma longitud y el mismo diámetro que es:  $D = 180$  mm. y  $L = 1100$  mm (2).

### **3.6.2. Selección de Rodillos Rebobinadores**

La función de estos es formar el rollo de película terminada que pasa luego a la cortadora y selladora para formar las fundas. Cabe recalcar, que todo lo aquí expuesto es para extrusoras de un tornillo.

Este es un conjunto de cuatro rodillos, uno de ellos es el desarrugador que tiene estrías divididas en ángulos de  $85^\circ$  desde el centro hacia la derecha y hacia la izquierda con respecto a su eje de simetría, este es de acero cromado y sus medidas deben ser  $L = 1100$  mm. y  $D = 60$  mm (2).

Luego vienen otros dos rodillos, uno rectificado de goma tipo Neoprene y otro de acero cromado que giran en sentidos opuestos el uno del otro y sirven para enviar la película al embobinado final.

El de goma protege a la película de picaduras y sopladuras, sus medidas deben ser:  $L = 1100 \text{ mm.}$  y  $D = 80 \text{ mm.}$

El de acero cromado, es el motriz y que por contacto mueve a los demás, debe tener su superficie completamente lisa para evitar arrugas en el rollo terminado y sus medidas deben ser:  $L = 1100 \text{ mm.}$  y  $D = 180 \text{ mm (2).}$

### **3.7. Selección de la Unidad de Aire Comprimido**

La unidad de aire comprimido tiene la única función de enviar aire a los rodillos prensadores para abrirlos o cerrarlos, los que necesitan una cantidad demasiado pequeña de aire como para entrar al cálculo, entonces, por pura observación se selecciona un pequeño compresor de 2HP con 1200 r.p.m., lo que será suficiente para el requerimiento de aire comprimido que se debe cubrir (2).

### 3.8. Selección de Motores Eléctricos

#### 3.8.1. Selección del Motor del Extrusor

Como se vio en la sección **3.1**, la potencia que necesita el tornillo extrusor es de  $7,43 \cdot 10^3$  W., por lo tanto, para esta potencia se selecciona un motor de 15 H.P = 11,2 Kw. y 1200 r.p.m., pero esta velocidad no puede ir directamente del eje del motor al tornillo extrusor, por lo que se hace necesario un sistema de poleas que reduzcan esta velocidad en una relación de 4:1; para lo cual se seleccionan **(Tabla 7)** una polea motriz de  $D = 114,3$  mm. y una polea conductora de  $D = 457,2$  mm la que se conecta luego a la caja reductora que es la que hace girar al tornillo extrusor (9).

**TABLA 7****MÍNIMOS DIÁMETROS RECOMENDADOS EN POLEAS  
PARA MOTORES ELECTRICOS**

<b>HP</b>	<b>R.P.M. DEL MOTOR</b>					
	<b>575</b>	<b>695</b>	<b>870</b>	<b>1200</b>	<b>1750</b>	<b>3450</b>
<b>0.5</b>	2.5	2.5	2.5	---	---	---
<b>0.75</b>	3.0	2.5	2.5	2.5	---	---
<b>1.0</b>	3.0	3.0	2.5	2.5	2.25	---
<b>1.5</b>	3.0	3.0	3.0	2.5	2.5	2.25
<b>2.0</b>	3.75	3.0	3.0	2.5	2.5	2.5
<b>3.0</b>	4.5	3.75	3.0	3.0	2.5	2.5
<b>5.0</b>	4.5	4.5	3.75	3.0	3.0	2.5
<b>7.5</b>	4.25	4.5	4.5	3.75	3.0	3.0
<b>10</b>	6.0	5.25	4.5	4.5	3.75	3.0
<b>15</b>	6.075	6.0	5.25	4.5	4.5	3.75
<b>20</b>	8.25	6.75	6.0	5.25	4.5	4.5
<b>25</b>	9.0	8.25	6.75	6.0	4.5	4.5
<b>30</b>	10.0	9.0	6.75	6.75	5.25	---



### 3.8.2. Selección del Motor del Rebobinador y de los Rodillos

#### Prensadores

- **Rebobinador**

El torque a vencer que establecen los fabricantes para un sistema de rebobinaje de película es de 39,2 N-m y su velocidad de rotación es de aproximadamente 90 r.p.m.  $\cong$  9,42 rad/seg (3), por lo tanto, la potencia requerida será de:

$$\text{Pot} = T * w = 39,2 \text{ N*m} (9,42\text{rad/seg}) = 369,26 \text{ Watt}(\text{Ec. 3.82})$$

Por lo tanto se selecciona un motor-reductor de 0,37 Kw = ½ HP y 200 r.p.m.

- **Selección del Motor de los Rodillos Prensadores**

Para los rodillos prensadores, el torque a vencer que establecen los fabricantes es de 44,4 N-m y deben girar a 80 r.p.m.  $\cong$  8,4 rad/seg (3).

Entonces la potencia será:

$$\text{Pot} = T * w = 44,4 \text{ N*m} (8,4 \text{ rad/seg}) = 372,96 \text{ Watt}$$

Por lo tanto se selecciona un motor-reductor de 0.37 Kw = ½ HP y 200 r.p.m.

➤ **Selección de Rodamientos**

• **Selección de Rodamientos del Tornillo Extrusor**

El tipo de rodamiento que más se acomoda a los parámetros de diseño del tornillo extrusor es el de tipo **rodillo 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 de la tolva (entrada) al dado (salida) y este tipo de cojinete es capaz de soportar cargas radiales y de empuje (axiales) o cualquier combinación de ambas, además, se sabe que aun cuando 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 (11).

Primero se calcula la fuerza radial con el valor del torque obtenido de la **Ec. 3.13**:

$$F_r = \frac{T}{r} = \frac{113,486N * m}{0,0275m} = 4126,68N .$$

Con esta fuerza se procede a calcular la fuerza axial:

$$F_a = \frac{0,47 F_r}{K} \text{ donde } K = 0,75 \text{ (Ec. 3.83)}$$

Entonces:

$$F_a = \frac{0,47(4126,68N)}{0,75} = 2586,02N$$

Con estos valores en el catálogo de rodamientos NTN para un D = 55mm. se tiene que la carga equivalente dinámica es (10):

$$P_r = XF_r + YF_a \text{ (Ec. 3.84)}$$

y la carga equivalente estática es:1

$$P_{or} = 0,5 F_r + Y_o F_a \text{ (Ec. 3.85)}$$

y si,  $P_{or} < F_r$ , se usa  $F_r = P_{or}$

además se tiene que si:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \left\{ \begin{array}{l} X = 1 \\ Y = 0 \end{array} \right. \quad \text{y} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \left\{ \begin{array}{l} X = 0,4 \\ Y = Y_2 \end{array} \right.$$

**(Ec. 3.86)**

Los valores de  $e$ ,  $Y_2$ , y  $Y_0$ , los proporciona el catálogo en la tabla B-125, así como también las dimensiones finales del cojinete seleccionado.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2586,02}{4126,68} = 0,62 > e$$

Con este valor, se selecciona del catálogo un valor de  $e = 0,31$ , si con este valor y sus correspondientes valores de  $X$  y  $Y$  al ser reemplazados en las fórmulas de carga equivalente estática y dinámica dan como resultado un número menor a su respectiva capacidad básica de carga este será el valor escogido, caso contrario, se probará con otro valor de  $e$  hasta que se cumpla esta condición de selección (10):

Así se tiene que:

$$P_r = 0,4 (4126,68\text{N}) + 1,94 (2586,02\text{N}) = 6667,55\text{N}$$

$$P_{or} = 0,5 (4126,88\text{N}) + 1,07 (2586,02\text{N}) = 4830,48\text{N}$$

Con estos valores se escoge en el catálogo un rodamiento de rodillos cónicos número **32911XU**.

- **Selección de Rodamientos para el Sistema de Engranés**

Debido a que los engranes helicoidales soportan tres tipos de fuerzas, (tangencial, radial y axial), para resistir estas fuerzas, el tipo de rodamiento que más se ajusta a la necesidad de diseño de engranajes helicoidales son los rodamientos con capacidad de empuje o axiales, ya que los engranes someten los soportes de los ejes a cargas axiales muy elevadas, por esta razón, el cojinete axial que mejor se adapta a estos requerimientos es el rodamiento **axial de bolas de doble sentido** ya que estos están en capacidad de soportar cargas axiales en cualquier sentido (10).

Se realiza el análisis tanto para el piñón como para la rueda.

Los valores de las fuerzas radial y axial se obtuvieron en la sección **3.6.1.1** para el caso del piñón y en la sección **3.6.2.1** para el caso de la rueda y son:

$$W_{rp} = F_{rp} = 1701,11 \text{ N}$$

$$W_{ap} = F_{ap} = 5292,9 \text{ N}$$

$$W_{rg} = F_{rg} = 2783,99 \text{ N}$$

$$W_{ag} = F_{ag} = 8662,25 \text{ N}$$

Con estos valores, en el catálogo de rodamientos NTN para  $D = 55 \text{ mm}$  en el piñón y  $D = 50 \text{ mm}$  en la rueda, se tiene que la carga equivalente dinámica es  $P_a = F_a$ , y la carga equivalente estática es

$P_{oa} = F_a$  . Además, la capacidad básica de carga dinámica es (10):

$$C_a = P_a \sqrt[p]{L} \quad (\text{Ec. 3.87})$$

donde:

$P_a$  = carga equivalente dinámica.

$p = 3$  para cojinetes de bolas.

$L$  = vida nominal básica ( $10^3 - 10^6$  rev.)

Entonces, para el piñón se tiene que:

$$C_{ap} = 5292,9N \sqrt[3]{10^3} = 52929N$$

con este valor en el catálogo de rodamientos NTN se escoge un rodamiento axial de bola de doble sentido número **52213** que tiene una  $C_a = 75000$  N.

Para la rueda:

$$C_{ag} = 8662,25N \sqrt[3]{10^4} = 186622,51N$$

con este valor se escoge un rodamiento axial de bolas de doble sentido número **52413** que tiene una  $C_a = 232000$  N

# **CAPÍTULO 4**

## **ANÁLISIS DE COSTOS**

El análisis que sigue a continuación, se realiza en base a la comparación de precios entre una máquina fabricada aquí en el Ecuador, con materiales y mano de obra nacional, y una máquina importada de Taiwan cuyas características se detallan más adelante y son muy similares a la propuesta en esta Tesis de Grado, además, se podrá apreciar la diferencia de precios que existe entre una y otra.



En el siguiente desarrollo se aprecia el costo de fabricación en el país de una Máquina Extrusora de Termoplásticos cuyas características fueron definidas anteriormente en el cálculo y son:

- Tornillo Extrusor de 55 mm de diámetro, hecho en acero AISI P20 con tratamiento térmico de nitrurado
- Ancho de película a extruír: 40 mm hasta 380 mm
- Espesor de película 0,025 mm hasta 0,3 mm
- Relación de extrusión L/D : 24:1
- Reducción de engranes 3:1

PIEZA Y/O EQUIPO	DIMENSIONES Y ESPECIFICACIÓN	PESO Y CANT.	MATERIAL	COSTO DETALLADO
Tornillo Extrusor	L = 1560 mm D = 58 mm	38Kg	Acero AISI P20	Trat. Térmico, Material, Mecanización \$ 2,000
Barril	L= 1800mm D= 64 mm	60Kg	Acero AISI P20	Trat. Térmico, Material, Mecanización \$ 2,100
Piñón	Ancho= 50mm D= 178 mm N=25	8,91Kg	Acero AISI 3115	Trat. Térmico, Material, Mecanización \$ 425
Rueda	Ancho= 50mm D= 330,2 mm N= 80	37,75Kg	Acero AISI 3115	Trat. Térmico, Material, Mecanización \$ 1,176.36
Motores	0,373 Kw 200 r.p.m.	5,7 Kg 3		\$ 285.60
	12 Kw 1200 r.p.m.	1		\$ 680

Cojinetes	Rodillo Cónico D <sub>int</sub> = 54mm No. 32911 XU	2		\$105.34
	Axial de Bolas de Doble Sentido D <sub>int</sub> = 63mm No. 52213	2		\$300
	No. 52413	2		\$536
Estructura de Soporte	Perfil L100*75*6mm	3	Acero A36	\$86,55
Base para Embobinador	Plancha de 12,7mm 1,22m*2,44m	1	Acero A36	\$187,04
Rodillos	Prensador L= 1100mm D= 180mm	1	Goma tipo Neoprene	\$500
	Prensador L= 1100mm D= 180mm	1	Acero Cromado	\$500
	Embobinador L= 1100mm D= 80mm	1	Goma tipo Neoprene	\$300
	Embobinador L= 1100mm D= 80mm	1	Acero Cromado	\$300
	Desarrugador L= 1100mm D= 60mm	1	Acero Cromado	\$300
Tolva y Cubierta de Barril	Plancha de 8mm 1,22m*2,44m	2	Acero A36	\$160
Sistemas Eléctricos	Caja 1,5m*2m	1		
	Resistencias 2000W	8		
	Arrancadores	5		
	Termocuplas	6		
	Botoneras	10		
	Borneras	100		
Cable #8 y #10	20m			

	Controlador Térmico Amperímetros Focos Adicionales	6 8 10 -----		\$3,800
Anillo de Aire	D= 680mm	1	Aluminio	Material, Mecanización \$800
Soplador	3,73 Kw 3500 r.p.m.	1		\$1,000
Compresor	1,5 Kw 1200 r.p.m.	1		\$350
				<b>\$15,891.89</b>
			Material Fungible	<b>\$ 600</b>
			<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$16,491.00</b>

<b>ADICIONALES</b>	<b>COSTO</b>
Asistencia Técnica	\$ 2,473.65
Gastos Administrativos	\$ 824.55
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$ 3,298.20</b>
<b>COSTO FINAL</b>	<b>\$19,789.20</b>

De la misma manera, se describe a continuación el costo real de una máquina con similares características proveniente de Taiwán:

- Tornillo Extrusor de 55 mm de diámetro, hecho en acero AISI P20 con tratamiento térmico de nitrurado
- Ancho de película a extruír: 35 mm hasta 300 mm
- Espesor de película 0,0025 mm hasta 0,20 mm
- Relación de extrusión L/D : 24:1

- Reducción de engranes 3:1

El costo de una máquina con estas características es de:

COSTO DE MAQUINARIA (1)	\$ 27,700
TRANSPORTE O FLETE (2)	\$ 4,300
COSTO CIF (1+2)	\$ 32,000
<u>IMPUESTOS DE LEY:</u>	
5% Ad Valorem	
12% IVA	
0,01% Verificadora	
1% Seguro de Transporte	
1% Desaduanización	
TOTAL= 16,01 %	\$ 5,123.20
<b>COSTO FINAL</b>	<b>\$ 37,123.20</b>

Como se puede apreciar el costo de la máquina al importarla es mucho mayor, casi dobla el valor de lo que costaría fabricarla en el país.

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **CONCLUSIONES**

El poco desarrollo tecnológico que tiene nuestro país, así como la fuga de divisas debido a la innecesaria importación de maquinaria, dadas las posibilidades técnicas con que cuenta el país para fabricarla por un costo no mayor a un tercio de su precio, constituyeron entre otras razones el incentivo para desarrollar el presente proyecto , el que, pretende ser de alguna manera un aporte al progreso e independencia tecnológica del Ecuador.

Es así que, finalizado el estudio motivo de la presente Tesis de Grado, es menester realizar un examen de los aspectos más relevantes de su contenido.

1. El proyecto llevado a cabo, en lo referente a la tecnología de la extrusión de película de polietileno, determinó como factores influyentes en el proceso a:

- Temperatura de derretimiento: 160 °C.
- Presión de extrusión: 98 Mpa, tanto para polietileno de baja densidad como para polietileno de alta densidad.
- Tiempo de enfriamiento de burbuja: 5 – 10 segundos dependiendo del diámetro de burbuja a extruír.
- Resistencia a la fatiga de los materiales seleccionados.

Parámetros que por su importancia en el desarrollo del proceso de extrusión de película de polietileno, representan la base del diseño mismo de la máquina.

2. Los análisis cumplidos para el establecimiento de los parámetros de la máquina dieron como resultado que, los materiales y dimensiones de cada una de las partes más importantes deben ser:

- **TORNILLO EXTRUSOR:**

El justificativo para la selección previa al diseño de un tornillo extrusor para polietileno de alta densidad, radica en que éste a su vez, puede extruír polietileno de baja densidad, de ahí, su ventaja y funcionalidad.

Sus características se las asumió en base a máquinas existentes, estandarizando los valores así:

Diámetro:  $D = 55 \text{ mm}$ .

Paso:  $(0,8-1,2) D = 1,2 D$ .

Ancho de filete:  $(0,06-0,1)D = 0,1 D$ .

Profundidad del canal ( $h_2$ ):  $(0,12-0,16)D = 0,16 D$ .

Juego del tornillo:  $(0,1-0,3) = 0,3 \text{ mm}$ .

Presión específica de extrusión:  $P = 98 \text{ MPa}$ .

Longitud:  $L = 1560 \text{ mm}$ .

Seleccionando además, un acero AISI P20, el cual, debido a sus características y a la probada existencia en el mercado nacional, premisa fundamental establecida previamente para la realización de este diseño adaptativo, resultó ser el más idóneo para nuestro análisis.

El número de ciclos de operación será de  $3,598 \cdot 10^9$  ciclos, lo que corresponde a un ciclo de vida infinita, va en concordancia al tiempo

diario de operación al que va a estar sometido el tornillo, ya que, la máquina opera en las fábricas tres turnos de 8 horas por 300 días al año, con paras regulares para mantenimiento o reparación de 15 días cada 6 meses aproximadamente.

- **BARRIL O CILINDRO:**

Debido a que el cilindro va a estar sometido a una presión de aproximadamente 98 Mpa, éste 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.

Se seleccionó en el proceso de diseño un acero AISI P20 debido a sus características y a la probada existencia en el mercado nacional.

El diámetro necesario para soportar estas condiciones de operación será de 64 mm.

- **DADO O CABEZAL Y ANILLO DE AIRE.**

Será de tipo giratorio, su diámetro variará según la película a extruír, se seleccionó para el fin de mostrar los cálculos un dado de diámetro de salida de 200 mm y como el material más idóneo para su construcción se seleccionó un acero AISI P20, además, para este tipo de dado se



seleccionó un anillo de aire con un diámetro de 680 mm, el cual es funcional para el rango de diámetros de película que puede extruír esta máquina.

- **RODILLOS PRENSADORES Y REBOBINADORES:**

Los rodillos prensadores seleccionados serán dos, uno de goma tipo neoprene y otro de acero cromado cuya longitud será  $L = 1100$  mm y  $D = 180$  mm.

Los rodillos rebobinadores serán cuatro, un desarrugador de acero cromado con  $L = 1100$  mm y  $D = 60$  mm, otro de goma tipo neoprene con  $L = 1100$  mm y  $D = 180$  mm, uno de acero cromado con  $L = 1100$  mm y  $D = 180$  mm, el último es una bobina de cartón que forma el rollo de producto terminado.

- **RODAMIENTOS:**

El tipo de rodamiento que más se acomoda a los parámetros de diseño, para el tornillo extrusor serán del tipo rodillo cónico ya que el tornillo genera cargas radiales y axiales en la entrada y la salida.

Para el sistema de engranes se seleccionó un cojinete axial de bolas de doble sentido, pues, los engranes soportarán tres tipos de fuerzas: axial,

tangencial y radial, y , este tipo de cojinete está en capacidad de soportar cargas en cualquier sentido.

Las dimensiones definidas y operaciones específicas que caracterizan este diseño, permiten la extrusión de película de polietileno de alta y baja densidad para diámetros de burbuja en un rango de 40 mm hasta 180 mm y espesores de película de 0,025 mm hasta 0,3 mm.

3. El crecimiento vertiginoso de la industria del plástico en la actualidad y la aparición constante de nuevas técnicas para su aprovechamiento, permiten prever un excelente futuro para estos. Por lo que en el país se debe considerar la fabricación de este tipo de maquinaria e ir orientando ideas al desarrollo de estos materiales y sus diferentes aplicaciones ya que estos están perdiendo su dependencia del metal y la madera, además se puede apreciar que, el costo de fabricación de la máquina es mucho menor que el costo de importación, lo que sugiere que es una manera muy rentable de renovar las líneas de producción el fabricarla en el país y no depender de tecnología extranjera para lograrlo

## RECOMENDACIONES

Las sugerencias hechas a continuación, se dirigen 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 de la máquina para que, con una posterior evaluación general, se establezcan medidas correctivas para alcanzar su correcta ejecución.
2. El control de calidad del trabajo efectuado por una máquina da la medida de su eficiencia, por lo que es conveniente recomendar tener un especial cuidado al construir el tornillo extrusor, debido a que el rectificado de su superficie y el tratamiento térmico que generalmente es el de nitrurado, deben ser óptimos, a fin de no tener problemas con la temperatura de operación y con la producción misma.
3. Si se desea hacer una máquina para extruir película de más espesor o diámetro, se debe poner atención a las características del tornillo, dado y anillo de aire que variarán para medidas mayores o menores a las aquí expuestas.
4. Debido a que la principal función del dado es estabilizar la burbuja, éste debe ser siempre centrado en relación a la posición de los rodillos prensadores y debe ser nivelado en conjunto con el tornillo extrusor

cuando haya alcanzado éste la temperatura de operación por las siguientes razones:

- a. La mayoría de los pisos no están nivelados, lo que significa que el dado debe ser nivelado en su sitio.
  - b. Las distancias del piso a las líneas del centro del dado y el barril del extrusor aumentan a tasas diferentes al alcanzar la temperatura de operación.
5. Una vez que el dado esté debidamente centrado, se puede colocar el anillo de aire, pero en una manera concéntrica al dado para evitar un mal enfriamiento de burbuja.
6. Se debe tener especial cuidado del cambio o revisión del filtro o placa de distribución ya que la suciedad de éste reduce la salida al mismo paso, es decir, se necesitaría más velocidad en el tornillo 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 burbuja y en un desperdicio excesivo de materia prima.
7. El espacio físico que se designe para el funcionamiento de la máquina debe estar, en lo posible, libre de corrientes de aire, polvo y mucha

humedad, ya que estos factores afectan de manera directa la calidad de la película, pues se pueden formar perforaciones, arrugas, pliegues y muchos otros defectos que no son deseables en la producción.

8. 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 brindar trabajo, no a buscarlo, situación en la que la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción debe poner gran interés.

## APÉNDICE A

### PROPIEDADES DEL POLIETILENO DE ALTA

#### DENSIDAD

##### ***Propiedades Eléctricas***

Constante Dieléctrica @1MHz: 2,3-2,4

Factor de Disipación a 1 MHz :  $1-10 \times 10^{-4}$

Resistencia Dieléctrica ( kV.mm<sup>-1</sup> ) : 22

Resistividad Supeficial ( Ohm/sq ) :  $10^{13}$

Resistividad de Volumen ( Ohmcm):  $10^{15}-10^{18}$

##### ***Propiedades Físicas***

Absorción de Agua - en 24 horas ( % ): <0,01

Densidad ( g cm<sup>-3</sup> ): 0,95

Indice Refractivo: 1,54

Indice de Oxígeno Límite ( % ): 17

Inflamabilidad: Flammable

Resistencia a los Ultra-violetas: Aceptable

##### ***Propiedades Mecánicas***

Coefficiente de Fricción: 0,29

Dureza – Rockwell: D60-73 - Shore

Módulo de Tracción ( GPa ) : 0,5-1,2

Resistencia a la Tracción ( MPa ) : 15-40

Resistencia al Impacto Izod ( J m<sup>-1</sup> ) : 20-210

### ***Propiedades Térmicas***

Calor Específico (  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  ): 1,9

Conductividad Térmica @23°C (  $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$  ): 0,45-0,52

Dilatación Térmica (  $\times 10^{-6} \text{K}^{-1}$  ): 100-200

Temperatura Máxima de Utilización ( °C ): 55-120

Temperatura de Deflección en Caliente - 0.45MPa ( °C ): 75

Temperatura de Deflección en Caliente - 1.8MPa ( °C ): 46

### ***Resistencia Química***

Acidos – Concentrados: Bueno/a

Acidos – Diluidos: Bueno/a

Álcalis: Bueno/a

Alcoholes: Bueno/a

Cetonas: Bueno/a

Grasas y Aceites: Aceptable

Halógenos: Bueno/a

Hidrocarburos Aromáticos: Aceptable-Bueno/a

## APÉNDICE B

DATOS DE SALIDA PARA ALTA CALIDAD EN

PELÍCULA SOPLADA DE LDPE

<b>Diámetro de tornillo(mm)</b>	<b>Máxima salida (Kg/h)</b>	<b>Potencia de impulso(Kw)</b>
<b>55</b>	<b>160</b>	<b>55</b>
<b>90</b>	<b>400</b>	<b>110</b>
<b>120</b>	<b>550</b>	<b>170</b>
<b>150</b>	<b>900</b>	<b>300</b>

DATOS DE SALIDA PARA ALTA CALIDAD EN

PELÍCULA SOPLADA DE HDPE

<b>Diámetro de tornillo</b>	<b>Máxima salida (Kg/h)</b>
<b>35</b>	<b>40</b>
<b>55</b>	<b>80</b>
<b>65</b>	<b>140</b>
<b>75</b>	<b>200</b>
<b>90</b>	<b>260</b>



## **BIBLIOGRAFÍA Y DIRECCIONES WEB RECOMENDADAS**

1. AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction, First Edition, U.S.A. 1986
2. BIELLONI CASTELLO, Film Extrusion, Publicación Bielloni Castello, Milán-Italia, Diciembre 1993
3. BIELLONI CASTELLO, Estudio sobre la Extrusión y el Film Cast, Publicación Bielloni Castello, Milán-Italia, Abril 1994
4. BIELLONI CASTELLO, Extrusion Training, Publicación Bielloni Castello, Milán-Italia, Junio 1993
5. BOHMAN IVAN, .Catálogo General de Aceros, Ivan Bohman, 2000

6. BRASIL PLAST,. Como resolver los problemas del Soplado de Película,  
Editorial Quantum, Brasil 1999
7. INCROPERA FRANK, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición,  
Editorial Harla, México D. F. 1999
8. INDUSTRIAL CHEMICAL COMPANY, Polyethylene Extrusion Film, First  
Edition, National Distillers and Chemical Corporation, U.S.A. 1992
9. KANG CHYAN, Inflation Machine, Catalogue No. 4571/98, China 2001
10. NEW TECHNOLOGY NETWORK (NTN), Catálogo General de Rodamientos  
de Bolas y Rodillos NTN, Catálogo No. 2200-II/S, NTN Corporation 1999
11. NORTON ROBERT L., Machine Design, Second Edition, Prentice Hall, New  
Jersey U.S.A. 2000
12. SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición en Español,  
Mc. Graw Hill, México D: F: 1995
13. SILVA RICAURTE LUIS, “Diseño de una Máquina Inyectora de  
Termoplásticos” (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1990)

14. SINGER FERDINAND L., Resistencia de Materiales, Cuarta Edición, Editorial Harla, México D. F. 1995
15. [www.Mecalor.com.br](http://www.Mecalor.com.br)
16. [www.plástico.com](http://www.plástico.com)
17. [www.queens.com.tw](http://www.queens.com.tw)
18. [www.tecnologíadelplástico.com](http://www.tecnologíadelplástico.com)
19. [www.assocomplast.com/plast.htm](http://www.assocomplast.com/plast.htm)