



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA PARA LÁMINAS DE
POLIESTIRENO EXPANDIDO”**

Alfaro, Ahilixha
Umanés, Rogelio

VALENCIA, MARZO 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA PARA LÁMINAS DE
POLIESTIRENO EXPANDIDO”**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO.**

Alfaro, Ahilixha
Umanés, Rogelio

VALENCIA, MARZO 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado ***“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA PARA LÁMINAS DE POLIESTIRENO EXPANDIDO”***, realizado por los bachilleres: **Alfaro, Ahilixha C.I: 16.999.169** y **Umanés, Rogelio C.I: 17.366.267**, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Nelson Vilchez.
Tutor

Prof. Jorge E. Romero C.
Jurado

Prof. Giovanni Pizzella P.
Jurado

VALENCIA, MARZO 2009



DEDICATORIA

A Dios Todopoderoso, mi fortaleza

A Francisca Duarte, mi guía

A Upaima e Ildemaro, mis amados padres, mi motivo

A Yahougni y Ahilen, mis queridas hermanas

A Ikmouxy, mi apoyo

Ahilixha.



DEDICATORIA

A Ángeles y a la bendición más grande que viene en camino.

A Fabiola y a Sebas.

Rogelio.



AGRADECIMIENTOS

A *Dios*, por ser la luz que orienta cada paso de mi vida, y por regalarme cada día toda la fortaleza y entereza para luchar por hacer realidad este y todos mis sueños.

A *Francisca Duarte*, por ser una guía, abriéndome caminos para alcanzar esta meta.

A mis padres, *Upaima e Ildemaro*, por recorrer todo este camino junto a mí, compartiendo conmigo siempre los sacrificios, derrotas, logros y alegrías que viví para llegar hasta aquí. Esta es una meta alcanzada por ustedes.

A *Ikmouxy*, por brindarme su apoyo incondicional.

Al *Ing. Nelson Vilchez*, por orientarnos sabiamente en el desarrollo de este proyecto.

A la empresa *MOLANCA*, por permitirnos demostrar nuestros conocimientos y destrezas confiándonos el desarrollo de este proyecto.

A *Rogelio*, por realizar este proyecto conmigo, por su dedicación y por su apoyo.

A mis amigos, *Adriana, Arlines, Alexander, Fernando* y todos los que de una u otra forma colaboraron conmigo y me acompañaron en este sendero.

Ahilixha.



AGRADECIMIENTOS

A *Dios Todopoderoso* por iluminarme el camino cuando todo parecía estar oscuro, por poner cerca de mí personas tan maravillosas y llenas de amor, y por darme la paciencia y el aplomo para lograr esta meta tan importante en mi vida.

A mis padres, *Coromoto, Rogelio y José Félix*, y a mi hermana *María* que me han apoyado a lo largo de esta aventura, y por darme todo el amor desde el principio.

A *mis abuelos* que son otra bendición de Dios y que me hacen sentir una persona muy afortunada. Los amo.

A *María de los Ángeles*, a quien amo, eres la persona más especial en mi corazón, gracias por ayudarme siempre, estar pendiente de mí y por llevar dentro lo más importante de nuestras vidas.

A toda *mi familia*, incluyendo a la nueva, sin su apoyo no hubiese llegado.

A *Ahilixha*, por compartir conmigo y ayudarme en este largo camino.

A *mis amigos* gracias por compartir los buenos momentos y los malos también, gracias por todo.

Rogelio.



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Título: “Diseño de una máquina troqueladora para láminas de poliestireno expandido”

Autor(es): Alfaro, A. y Umanés, R.

Lugar y Fecha: Universidad de Carabobo. Venezuela. Año 2009

RESUMEN

Moldeados Andinos C.A., es una empresa que se dedica a la fabricación de envases de diferentes materiales para almacenar alimentos, tales como, separadores de huevos, envases de poliestireno expandido para llevar comida, y envases de aluminio con tapas de poliestireno expandido, entre otros. La capacidad de producción actual de tapas de poliestireno expandido representa un problema para la empresa, ya que la máquina utilizada para su fabricación no tiene capacidad para igualar la producción de los envases de aluminio; esto trae como consecuencia pérdidas económicas y de materia prima para la empresa, limitando el volumen de ventas de dichos productos. De aquí surge la necesidad de realizar el “Diseño de una máquina troqueladora de tapas de poliestireno expandido”, con capacidad para producir un número de tapas mayor al obtenido en el proceso actual, y que además cuente con un sistema de disposición de los desperdicios generados durante el corte, práctico y eficiente. Para alcanzar estos objetivos se plantea como metodología el análisis de los factores que influyen sobre el proceso, recolectando información en la empresa y, definiendo a partir de ésta, los criterios que determinan las características que debe poseer el diseño propuesto, para así establecer las partes, equipos y accesorios que requiere la máquina. Siguiendo la metodología planteada se ha diseñado una máquina troqueladora cilíndrica, accionada por motores eléctricos, y formada básicamente por cilindros de acero, sistemas de transmisión por cadena, rodamientos y perfiles estructurales de acero; en la cual son cortadas tapas de tres dimensiones, que al salir del troquel caen sobre un grupo de cintas transportadoras, que permiten que los desperdicios caigan en un depósito colocado debajo de dichas cintas. La ejecución del proyecto tendría un tiempo de retorno de la inversión corto con aumento de las ganancias, lo cual constituye un proyecto económicamente factible.



LISTADO DE VARIABLES

<i>Variable</i>	<i>Denominación</i>	<i>Unidades Sistema Internacional</i>
b	Ancho total del área de corte	mm
L_L	Longitud de lámina	mm
b_c	Ancho de corte	mm
L_c	Longitud de corte	mm
b_t	Ancho de tapa	mm
L_t	Longitud de tapa	mm
A_D	Área de desperdicio	mm ²
A_c	Área de corte	mm ²
A_t	Área de tapa	mm ²
e	Espesor de lámina	mm
P	Perímetro	mm
τ_p	Resistencia a la cizalladura del poliestireno expandido	MPa
F_c	Fuerza de corte requerida	N
L_R	Longitud del rodillo	mm
r_o	Radio externo	mm
r_i	Radio interno	mm
t_c	Espesor de pared del cilindro.	mm
R_A	Reacción en el punto A.	N
R_B	Reacción en el punto B.	N
σ_x	Esfuerzo de flexión en el eje x	MPa
M_x	Momento flector en el eje x	MPa
c	Distancia a la fibra esforzada más alejada.	mm
I_x	Inercia en el eje x.	mm ⁴
S_y	Esfuerzo de fluencia	MPa
$\tau_{m\acute{a}x}$	Resistencia de corte máxima.	MPa
V	Fuerza de corte	N
A	Área	mm ²
t_c	Espesor de pared del cilindro	mm
ρ_{acero}	Densidad del acero	Kg/m ³
g	Gravedad	m/s ²
W_c	Peso del cilindro	N
Vol_c	Volumen del cilindro	m ³
m_c	Masa del cilindro	Kg
F_D	Fuerza de corte de diseño	N
Pot	Potencia requerida	W



LISTADO DE VARIABLES



Pot_{Lineal}	Potencia Lineal	W
$Pot_{Rotaciona}$	Potencia rotacional	W
l		
V_c	Velocidad tangencial del cilindro	m/s
F_F	Fuerza de fricción	N
F_{cit}	Fuerza para mover el cilindro	N
μ	Coefficiente de fricción	-
ω	Velocidad de giro	min^{-1}
a	Aceleración lineal	m/s^2
t	Tiempo	s
L_e	Longitud de eje	mm
T	Momento torsor	$N - m$
$I_{Rodillo}$	Inercia de masa del rodillo	$Kg \times m^2$
α	Aceleración angular	Rad/s^2
K_t	Factor de forma	-
τ_d	Esfuerzo de corte de diseño	MPa
n_s	Factor de seguridad	-
Z_P	Coefficiente de la sección polar	mm^3
Z	Coefficiente de la sección rectangular	mm^3
D_e	Diámetro del eje	mm
Pot_D	Potencia de diseño	W
F_s	Factor de servicio	-
$d_{máx}$	Diámetro máximo	mm
ω_p	Velocidad de giro del piñón	min^{-1}
ω_c	Velocidad de giro de la corona	min^{-1}
N_c	Número de dientes de la corona	-
N_p	Número de dientes del piñón	-
D_c	Diámetro de la corona	mm
D_p	Diámetro del piñón	mm
L	Longitud de cadena	mm
C	Distancia entre centros	mm
D_R	Diámetro del rodillo	mm
F_A	Fuerza de tensión de la cadena	N
R_{Ey}	Reacción en el punto E, en el plano xy.	N
R_{By}	Reacción en el punto B, en el plano xy.	N
R_{Ez}	Reacción en el punto E, en el plano xz.	N
R_{Bz}	Reacción en el punto B, en el plano xz.	N
M_{fB}	Momento flector en el punto B	$N - m$
σ_d	Esfuerzo de flexión de diseño.	MPa
l	Longitud de columna	mm
l_e	Longitud efectiva	mm
S_r	Relación de esbeltez	-



$(S_r)_D$	Relación de esbeltez en el punto de tangencia	-
P_{cr}	Carga crítica	N
E	Módulo de elasticidad	GPa
$P_{permisible}$	Carga permisible	KN
τ	Esfuerzo de corte	MPa
σ_{adm}	Esfuerzo admisible	MPa
h	Tamaño de la garganta del cordón de soldadura	mm
$l_{cordón}$	Longitud del cordón de soldadura	mm
F	Carga aplicada a cada columna	N
C_s	Costo del sistema.	Bs.F
A_s	Ahorro del sistema.	Bs.F/mes
T_r	Tiempo de retorno.	meses
B_u	Beneficio por tapa.	Bs.F/tapa
P_v	Precio de venta.	Bs.F/tapa
C_u	Costo unitario.	Bs.F/tapa
T_{vuelta}	Cantidad de tapas producidas por vuelta	Tapas/vuelta
P_m	Cantidad de tapas producidas por mes	Tapas/mes



ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	vi
LISTADO DE VARIABLES	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xv
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: EL PROBLEMA.	3
1.1.- Planteamiento del problema.	3
1.2.- Objetivos	7
1.2.1.- General.....	7
1.2.2.- Específicos.	7
1.2.- Justificación de la investigación.	8
1.3.- Limitaciones y delimitaciones.	8
Limitaciones.....	8
Delimitaciones.....	8
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.	10
2.1.- Antecedentes de la investigación.	10
2.2.- Bases teóricas.	11
2.2.1.- Poliestireno expandido:.....	11
2.2.2.-Troquelado:	14
2.3.- Definición de términos básicos.	15
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.	17
3.1.- Nivel de la investigación.	17
3.2.- Diseño de la investigación.	17



CAPÍTULO IV: DISEÑO DE LA MÁQUINA.	19
4.1.- Descripción del sistema de corte actual.	19
4.2.- Planteamiento de posibles soluciones.	20
4.2.1.- Posible solución 1: Troqueladora hidráulica.....	21
4.2.2.- Posible solución 2: Troqueladora cilíndrica.....	22
4.2.3.- Posible solución 3: Troqueladora neumática.	24
4.3.- Selección de la mejor solución.	25
4.3.1.- Definición de criterios y restricciones.	26
4.3.2.- Evaluación de las posibles soluciones.	27
4.4.- Diseño de la troqueladora cilíndrica.	28
4.4.1.- Selección de la disposición de corte y de las cuchillas.	29
4.4.2.- Fuerza de corte requerida.....	39
4.4.3.- Rodillo de corte.	40
4.4.4.- Rodillo de contracorte.....	45
4.4.5.- Selección del motor para el rodillo de corte.	46
4.4.6.- Selección del motor para el rodillo de contracorte.	54
4.4.7.- Eje para el rodillo de contracorte.	54
4.4.8.- Eje para el rodillo de corte.	71
4.4.9.- Estructura de soporte de los rodillos.....	72
4.4.10.- Acoples, rodamientos y estructura de soporte de los motores.	82
4.4.11.- Bandas transportadoras con cilindros.	86
4.4.12.- Contenedor de desechos.....	88
4.5.- Análisis de factibilidad técnica y económica.	90
CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	98
5.1.- Conclusiones.	98
5.1.- Recomendaciones.	100
Referencias Bibliográficas	101



APÉNDICE A: Coeficiente de fricción entre el acero y algunos polímeros.	104
APÉNDICE B: Tablas y Gráficos para la Selección de Cadenas. Catálogo de Cadenas Renold.....	106
APÉNDICE C: Catálogo de acoples - SURE FLEX.	111
APÉNDICE D: Catálogo de rodamientos - SKF.....	114
APÉNDICE E: Catálogo de cintas transportadoras - Habasit.	121
APÉNDICE F: Catálogo de motorreductores - Bonfiglioli.....	130
APÉNDICE G: Catálogo de perfiles estructurales - CONDUVEN.....	132
APÉNDICE H: Tabla de propiedades del poliestireno expandido.....	134
APÉNDICE I: Catálogo de láminas de hierro negro UNICON.....	136
APÉNDICE J: Catálogo de cuchillas, conchas de madera y material elástico..	138
PLANOS.	145



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Bobinas de poliestireno expandido.....	5
Figura 1.2. Desembobinadora.....	5
Figura 1.3. Termoformadora.....	6
Figura 1.4. Troqueladora.....	6
Figura 1.5. Esquema del proceso actual de producción de tapas de poliestireno expandido.....	7
Figura 2.1. Fórmula molecular del poliestireno expandido.....	12
Figura 4.1. Esquema general de la posible solución 1.....	21
Figura 4.2. Esquema de las partes de la posible solución 1.....	22
Figura 4.3. Esquema general de la posible solución 2.....	23
Figura 4.4. Esquema de las partes de la posible solución 2.....	24
Figura 4.5. Esquema general de la posible solución 3.....	25
Figura 4.6. Esquema de las partes de la posible solución 3.....	26
Figura 4.7. Diagrama de flujo de los cálculos para el diseño del sistema de corte....	30
Figura 4.8. Diagrama de flujo de los cálculos para el diseño del sistema de disposición de desechos.....	31
Figura 4.9. Dimensiones del área de corte.....	32
Figura 4.10. Disposición horizontal de tapas.....	34
Figura 4.11. Dimensiones de tapa.....	36
Figura 4.12. Geometría de las cuchillas de corte.....	39
Figura 4.13. Conjunto en explosión de cilindro de corte con cuchillas de corte.....	42
Figura 4.14. Dimensiones del cilindro de corte.....	42
Figura 4.15. Detalle del diferencial de la pared del cilindro.....	43
Figura 4.16. Diagrama de cuerpo libre de la pared del cilindro.....	44
Figura 4.17. Dimensiones del cilindro de corte.....	45
Figura 4.18. Dimensiones del cilindro de contracorte.....	46
Figura 4.19. Vista del eje del rodillo de corte.....	47
Figura 4.20. Esquema del proceso de corte.....	51



Figura 4.21. Sistema de transmisión de potencia al eje del rodillo de contracorte....	55
Figura 4.22. Eje de contracorte con elementos acoplados.	59
Figura 4.23. Diagrama de cuerpo libre del eje de contracorte en el plano XY.....	60
Figura 4.24. Diagramas de corte y momento del eje de contracorte en el plano XY.	61
Figura 4.25. Diagrama de cuerpo libre del eje de contracorte	62
Figura 4.26. Diagramas de corte y momento flector del eje de contracorte en el plano XZ.	64
Figura 4.27. Dimensiones del eje de contracorte.	71
Figura 4.28. Eje de corte con elementos acoplados.	71
Figura 4.29. Diámetros del eje de corte.	72
Figura 4.30. Estructura de soporte de los rodillos.	73
Figura 4.31. Diagrama de cuerpo libre de la columna.	74
Tabla 4.4. Factores de longitud efectiva, según la condición terminal de la columna	75
Figura 4.32. Líneas de falla de columnas Euler, Jonhson y columnas cortas.....	76
Figura 4.33. Diagrama de cuerpo libre de la columna de la estructura principal.	79
Figura 4.34. Detalle de uniones soldadas.....	80
Figura 4.35. Tamaño mínimo de la garganta para soldadura de filete.....	81
Figura 4.36. Ubicación de los rodamientos 1 y 2.	83
Figura 4.37. Ubicación de los rodamientos 3 y 4.	84
Figura 4.38. Estructura de soporte de los motores.	85
Figura 4.39. Ubicación de las cintas transportadoras.....	87
Figura 4.40. Cadena de transmisión de potencia de las cintas transportadoras.	89
Figura 4.41. Dimensiones del contenedor de desperdicios.....	90



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Número de tapas y porcentaje de pérdida de material obtenidos para las distintas dimensiones de tapas con cilindros de 66 pulg. de perímetro.	37
Tabla 4.2. Número de tapas y porcentaje de pérdida de material obtenidos para las distintas dimensiones de tapas con cilindros de 55 pulg. de perímetro.	38
Tabla 4.3. Dimensiones calculadas del eje de apoyo para el rodillo de contracorte..	70
Tabla 4.4. Factores de longitud efectiva, según la condición terminal de la columna.	75
Tabla 4.5. Resistencias a esfuerzos mínimas de los tipos de electrodos AWS	82
Tabla 4.6. Costos de materiales y equipos.	92
Tabla 4.7. Disponibilidad de materiales y equipos.	96



INTRODUCCIÓN

Los principales factores en los cuales se centra toda empresa para diseñar y dirigir sus procesos productivos son: calidad, economía y tiempo de producción; por lo tanto, a medida que van cambiando las condiciones de mercado, las empresas, para mantener sus estándares de producción, se ven en la necesidad de realizar continuamente cambios en los parámetros del proceso productivo. Estos cambios generalmente están asociados al reemplazo de maquinarias y equipos, ya sea para estar a la vanguardia tecnológica, lo cual implica calidad, o para utilizar procesos de fabricación basados en métodos que permitan mejorar sus tiempos de producción.

A raíz de estas situaciones, se presenta aquí un proyecto que busca satisfacer la necesidad de aumentar la capacidad de producción que plantea actualmente una empresa del ramo manufacturero, para ello se realiza un análisis que permite enfocar de manera específica los aspectos que influyen en una de las líneas de fabricación de la empresa, a fin de determinar el foco principal donde se genera el problema y, a su vez, establecer cuales factores podrían ser modificados para lograr disminuir el tiempo de elaboración de uno de sus productos.

Una vez identificado el problema presente, se muestran investigaciones previas, relacionadas al tema que se está estudiando, las cuales aportan técnicas que se pueden emplear para atacar la problemática planteada, además de información útil relacionada con el proceso de manufactura utilizado en la empresa, acompañado de la identificación de las características tanto de dicho proceso, como de la materia prima involucrada en el mismo.

Además, en base a la clasificación merecida por el proyecto, según los fundamentos de las técnicas de investigación, se presenta la metodología que se va a seguir para cumplir con los objetivos que se desean alcanzar con el desarrollo de este



proyecto, los cuales están enfocados a generar una solución factible que permita corregir el problema planteado.

Por otra parte, siguiendo la metodología establecida, y con base en la información sobre el proceso recolectada en la empresa, se buscan soluciones que podrían disminuir o eliminar en su mayoría, las condiciones que generan el problema expuesto; luego, se presenta la descripción y cálculos de diseño de una solución que satisface con bastante eficiencia las necesidades planteadas. El diseño consta del dimensionamiento y selección de todas las partes que se requieren para la fabricación e instalación de la máquina, con características adaptadas a las que presentan las piezas disponibles comercialmente, dentro del mercado del país.

Posteriormente se realiza el análisis de factibilidad técnica y económica, el cual establece las posibilidades reales de implementar el proyecto que existen actualmente, así como la rentabilidad del mismo. Finalmente, se presentan las conclusiones y recomendaciones a las que se ha llegado al culminar el proyecto, fundamentadas en los resultados obtenidos.



CAPÍTULO I: EL PROBLEMA.

1.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

La empresa Moldeados Andinos C.A., ubicada en la Zona Industrial de Valencia Estado Carabobo, se dedica a la fabricación de envases y empaques utilizados por la industria alimenticia para la distribución y comercialización de productos.

Para poder cumplir sus metas, de acuerdo con la materia prima utilizada y el producto obtenido a partir de ella, la empresa está dividida en dos plantas, la de pulpa y aluminio y la de plástico, cada una de las cuales cuenta con una serie de maquinarias y equipos que permiten llevar a cabo el proceso de fabricación requerido para garantizar la obtención de productos que cumplan con los estándares establecidos.

En este orden de ideas, entre los productos que se elaboran en la planta de plástico se encuentran las tapas de poliestireno expandido, las cuales consisten en pequeños rectángulos delgados que se emplean para cerrar las bandejas desechables de aluminio. Dichas bandejas son fabricadas por la empresa en la planta de pulpa y para su comercialización es indispensable que sean complementadas por sus respectivas tapas, razón por la cual se requiere una capacidad de producción de tapas de poliestireno igual o mayor que la de bandejas de aluminio.

Por otra parte, para la producción de dichas tapas, una vez procesada la materia prima, se forman láminas de poliestireno que se almacenan en grandes bobinas (Ver Figura 1.1), que luego se llevan a la estación de desembobinado (Ver Figura 1.2), en la cual se despliega la lámina a medida que va entrando a la máquina termoformadora (Ver Figura 1.3), donde se le transfiere calor a la lámina mientras se mantiene extendida, a fin de eliminar la curvatura cóncava que adquiere al permanecer



enrollada en bobinas durante su almacenaje. Al salir del proceso de termoformado la lámina de poliestireno pasa a la estación de corte (Ver Figura 1.4), en ésta se realiza un primer corte cuando un troquel, que posee el molde con la forma de las tapas, impacta la lámina con una fuerza generada por el movimiento sincronizado de un brazo accionado oleohidráulicamente, dividiendo la lámina en varias tapas de iguales dimensiones que se mantienen unidas en algunos puntos donde el corte no se realiza completo, a fin de permitir el desplazamiento en conjunto de las tapas; a continuación se lleva a cabo un segundo corte donde se separa la lámina en grupos de tapas cuyo número depende del tamaño de las mismas y la facilidad con que pueda ser manejada la sección de lámina obtenida. Al completar el corte, el grupo de tapas unidas cae sobre una mesa donde un operario apila cinco grupos de tapas, las separa y finalmente las empaca (Ver Figura 1.5).

La máquina troqueladora mencionada trabaja por ciclos de aproximadamente veintidós golpes por minuto, obteniéndose aproximadamente 352 tapas por minuto, este ritmo de operación se traduce en un nivel de producción bajo, con el cual la cantidad de tapas elaboradas siempre se mantiene por debajo del número de bandejas de aluminio que fabrica la empresa, las cuales se producen a razón de 462 envases por minuto, traduciéndose todo esto en una reducción de la tasa de comercialización de ambos productos, debido a la diferencia de producción estimada en 24% aproximadamente. Además la actual fabricación de las tapas ha significado para la empresa la suspensión del proceso de elaboración de otros productos, ya que para el corte se ha adaptado el troquel de una máquina de embutido que anteriormente se empleaba para hacer envases de poliestireno expandido; traduciéndose todo esto en la disminución de la variedad de productos fabricados en la empresa y consecuente pérdida de plazas de venta en el mercado.



Figura 1.1. Bobinas de poliestireno expandido. (MOLANCA, 2008)

Toda esta situación, deriva en la necesidad de disponer de una máquina troqueladora que efectúe el corte de las tapas en menor tiempo que la actual, para así aumentar los niveles de producción de la empresa y reanudar la fabricación de otros productos que originalmente se elaboraban con la actual máquina troqueladora.

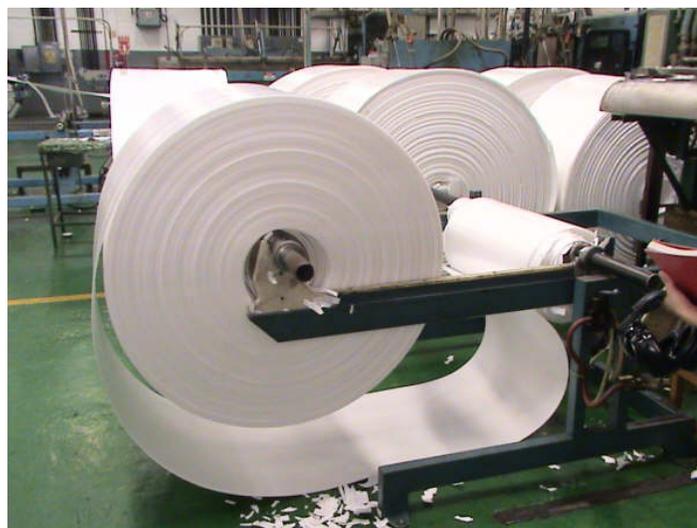


Figura 1.2. Desembobinadora. (MOLANCA, 2008)



Figura 1.3. Termoformadora. (MOLANCA, 2008)



Figura 1.4. Troqueladora. (MOLANCA, 2008)

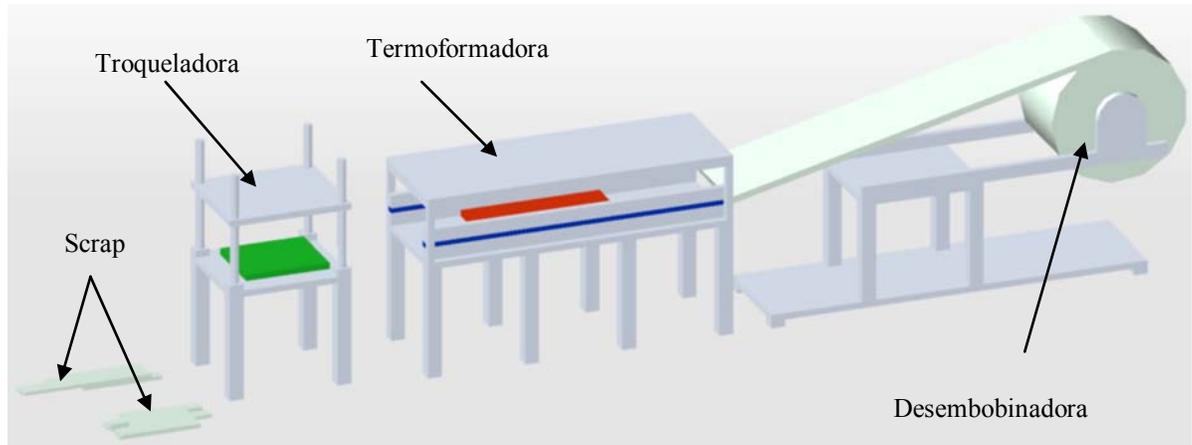


Figura 1.5. Esquema del proceso actual de producción de tapas de poliestireno expandido. (Alfaro y Umanés, 2009)

1.2.- OBJETIVOS

1.2.1.- General.

Diseñar una máquina troqueladora para cortar tapas de poliestireno expandido para aumentar la producción en una empresa procesadora de envases y empaques.

1.2.2.- Específicos.

- Analizar y describir el funcionamiento del sistema de corte de tapas de poliestireno que se desarrolla actualmente en la empresa.
- Evaluar el diseño de corte más eficiente.
- Diseñar una máquina cortadora de láminas de poliestireno expandido.
- Diseñar un sistema de disposición de desecho de poliestireno generado en el proceso de corte de las tapas.
- Estudiar la factibilidad económica y técnica del proyecto.



1.2.- JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.

El diseño de una máquina troqueladora de láminas de poliestireno expandido brinda a la empresa un proyecto, cuya implementación y desarrollo permitirá incrementar la capacidad de producción de tapas de poliestireno, y de esta forma igualar la producción de bandejas de aluminio, eliminando así la limitación de producción de estas últimas pudiendo así ser comercializadas con las mencionadas tapas.

1.3.- LIMITACIONES Y DELIMITACIONES.

Limitaciones.

- El diseño y dimensiones de las partes de la máquina se debe adaptar a los parámetros de la máquina termoformadora.
- Las dimensiones del diseño deben adecuarse al espacio que la empresa ha destinado para la máquina troqueladora.
- El diseño debe estar en capacidad de cortar láminas de poliestireno expandido.

Delimitaciones.

- Sólo se realizará el diseño de la máquina troqueladora y de un sistema para la disposición de los desechos de poliestireno generados en el proceso de corte.
- La máquina troqueladora sólo trabajará con láminas de poliestireno expandido.
- La máquina troqueladora tiene capacidad para cortar tapas de tres dimensiones a saber, 139x115 mm, 178x128 mm y 213x148 mm.



-
- El sistema de disposición de desechos debe garantizar, al menos el almacenamiento de los mismos.



CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.

2.1.- ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.

En su trabajo de Grado 2000, González y Solórzano realizaron el diseño de un sistema de transporte para desechos de vidrio proveniente de la zona de formación, para una empresa fabricante de envases de vidrio, con la finalidad de disponer los residuos de vidrio generados en el proceso de producción. El diseño cuenta con un primer sistema de transporte de bandas metálicas capaz de soportar altas temperaturas, desde donde se hace pasar el vidrio por un proceso de enfriamiento y laminación, desde el cual pasa por un segundo sistema de transporte de barras de goma; todo el sistema está complementado por un mecanismo alternativo de emergencia, que actúa en caso de paradas no programadas, que consta de canales tipo báscula que dirigen el flujo de vidrio fundido hacia una caja metálica, donde se almacenan. Este diseño puede proveer información y características para ser adaptadas a las necesidades de disposición de desechos, planteadas en los objetivos del presente trabajo.

Durante el año 2004, Rebonatto en el trabajo titulado “Diseño de un Sistema Automatizado de una Máquina Troqueladora de Láminas de Cartón”, plantea realizar la definición de los sistemas de control de carga y descarga, y de manejo de desperdicios presentes en el proceso de troquelado de láminas de cartón; para ello se diseñaron dos sistemas de manejo de materiales, basados en camas de rodillos motorizados manejados a través de un controlador lógico programable.

También, en el trabajo realizado por Jerez y Fernández (2006), titulado “Rediseño y Automatización de una Máquina Cortadora de Láminas de Aluminio en una Empresa Laminadora”, se plantea la realización de modificaciones a un cortadora cilíndrica, para mejorar se rendimiento. Se establecieron las condiciones de operación



de la máquina al inicio de la investigación, mediante cuestionarios y observaciones directas, a partir de la información obtenida se definieron las deficiencias de la máquina, y en función de ellas se propone la instalación de correas dentadas “gates”, con lo cual se logra una mejor sincronización en la máquina cortadora y la disminución de las conexiones lubricadas, lo cual implica la reducción de la cantidad de aceite depositada alrededor de las máquinas. La solución planteada garantiza el aumento de la producción en un 211% con recuperación de la inversión en un lapso de veinte días. Las bases y principios planteados por los autores, aportan una referencia para el desarrollo del diseño que se desea desarrollar, ya que ambos trabajos están enfocados en el mismo proceso de fabricación, es decir, en el corte de materiales.

2.2.- BASES TEÓRICAS.

2.2.1.- Poliestireno expandido:

El Poliestireno Expandido (EPS) se define técnicamente como:

"Material plástico celular y rígido fabricado a partir del moldeo de perlas preexpandidas de poliestireno expandible o uno de sus copolímeros, que presenta una estructura celular cerrada y rellena de aire".

Por otra parte, la abreviatura EPS deriva del inglés Expanded PolyStyrene. Este material es conocido también como Telgopor o Corcho Blanco.

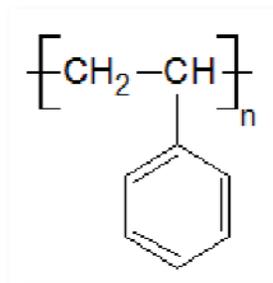


Figura 2.1. Fórmula molecular del poliestireno expandido. (ANAPE, 2000)

En este sentido el poliestireno fue sintetizado por primera vez a nivel industrial en el año 1930. Hacia fines de la década del 50, la firma BASF (Alemania) por iniciativa del Dr. F. Stastny, desarrolla e inicia la producción de un nuevo producto: poliestireno expandible, bajo la marca Styropor. Ese mismo año fue utilizado como aislante en una construcción dentro de la misma planta de BASF donde se realizó el descubrimiento. Al cabo de 45 años frente a escribanos y técnicos de distintos institutos europeos, se levantó parte de ese material, y se lo sometió a todas las pruebas y verificaciones posibles. La conclusión fue que el material después de 45 años de utilizado mantenía todas y cada una de sus propiedades intactas. (ANAPE, 2000).

Seguidamente se exponen brevemente algunas de las propiedades físicas, químicas y biológicas que caracterizan al poliestireno expandido.

Propiedades Físicas

Densidad:

Los productos y artículos acabados en poliestireno expandido (EPS) se caracterizan por ser extraordinariamente ligeros aunque resistentes. En función de la aplicación la densidad se sitúa en un rango entre los 10kg/m³ y 50kg/m³.



Resistencia mecánica:

La resistencia a los esfuerzos mecánicos de los productos de EPS se evalúa generalmente a través de las siguientes propiedades.

- -Resistencia a la compresión para una deformación del 10%.
- -Resistencia a la flexión.
- -Resistencia a la tracción.
- -Resistencia a la cizalladura o esfuerzo cortante.
- -Fluencia a compresión.

Propiedades Químicas

El poliestireno expandido es estable frente a muchos productos químicos. Si se utilizan adhesivos, pinturas disolventes y vapores concentrados de estos productos, hay que esperar un ataque de estas sustancias.

Por otro lado, el EPS no es estable frente a: ácidos concentrados (sin agua) al 100%, disolventes orgánicos (acetona, esteres,..), hidrocarburos alifáticos saturados, aceite de diesel, y carburantes.

Propiedades Biológicas.

El poliestireno expandido no constituye sustrato nutritivo alguno para los microorganismos. Es imputrescible, no enmohece y no se descompone. Tampoco se ve atacado por las bacterias del suelo. Los productos de EPS cumplen con las exigencias sanitarias y de seguridad e higiene establecidas, con lo que pueden



utilizarse con total seguridad en la fabricación de artículos de embalaje destinados al contacto alimenticio.

Además, el EPS no tiene ninguna influencia medioambiental perjudicial no es peligroso para las aguas. Se pueden adjuntar a los residuos domésticos o bien ser incinerados. En cuanto al efecto de la temperatura, mantiene las dimensiones estables hasta los 85°C. No se produce descomposición ni formación de gases nocivos. (ANAPE, 2000).

2.2.2.-Troquelado:

En términos sencillos, el troquelado es un método para trabajar láminas de diferentes tipos de materiales en frío, en forma y tamaño predeterminados, por medio de un troquel y una prensa. El troquel determina el tamaño y forma de la pieza terminada y la prensa suministra la fuerza necesaria para efectuar el cambio. La acción ejercida entre un punzón y una matriz actúa como una fuerza de cizallamiento en el material a procesar una vez que el punzón ha penetrado éste, sufriendo esfuerzos que rápidamente rebasan su límite elástico produciendo la ruptura o desgarramiento en ambas caras en el mismo lapso de tiempo, al penetrar más y más el punzón se produce la separación del material completando el proceso.

Así, cada troquel está especialmente construido para la operación que va a efectuar y no es adecuado para otras operaciones. El troquel tiene dos mitades (punzón y matriz), entre las cuales se coloca la lámina. Cuando las dos mitades del troquel se juntan se lleva a cabo la operación.

Por otra parte, el punzón y la matriz deben ser diseñados con la holgura correcta para obtener un corte limpio, libre de rebabas y filos cortantes, esta holgura dependerá del tipo de material y el espesor del mismo, cuando la holgura es adecuada



se puede observar que el desgarramiento ocurre en el último tercio del espesor del material mientras que el resto se mantiene relativamente brillante.

Finalmente se puede decir que existen dos tipos básicos de troqueles:

Troquel plano. El punzón y la matriz son de perfil plano. Su movimiento es perpendicular a la plancha consiguiendo así una gran precisión en el corte.

Troquel rotativo. El punzón y la matriz son de forma cilíndrica, el movimiento es continuo y el registro de corte es de menor precisión. Ello es debido a que la incidencia de las cuchillas sobre la plancha se realiza de forma oblicua a la misma. Las piezas fabricadas en rotativo son, por tanto, aquellas que no presentan altas exigencias estructurales tales como las bandejas. Por su movimiento continuo, el troquelado rotativo consigue mayores productividades en fabricación que el plano. (Seropo, 2002)

2.3.- DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS.

Polímeros: Son sustancias de alto peso molecular, naturales o sintéticas, compuestas por moléculas más pequeñas (monómeros) enlazadas entre sí de forma repetitiva.

Termoformado: Es un proceso que se lleva a cabo para quitarle la forma curvada que trae la lámina de poliestireno expandido cuando es desembobinado, esto se logra al pasar la lámina cerca de resistencias a temperatura controlada.

Scrap: Es el desecho de materia prima que queda luego de que se lleva a cabo el proceso de producción, dependiendo de las características del proceso y de la materia prima éste puede ser reusado, vendido o desechado.



Dureza rockwell: Es un ensayo utilizado para determinar la dureza de un material, es decir la resistencia a ser penetrado.

Granulometría: Es un ensayo que se realiza para determinar el peso de una cierta cantidad de granos.

Holgura: Es la diferencia dimensional entre punzón y matriz, en donde el punzón es ligeramente más pequeño que la matriz.



CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.

3.1.- NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.

El desarrollo de la investigación se basará en el estudio de una situación problemática real presente en la empresa MOLANCA, a través del análisis de los factores que afectan dicha situación a fin de establecer los parámetros que definirán el diseño; por esta razón la investigación es de tipo descriptivo.

Además es un proyecto factible, por buscar plantear una solución posible al problema, para satisfacer una necesidad que se refleja en un problema práctico, a un grupo de personas.

3.2.- DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

1.- Se realizarán visitas a la empresa, para recolectar toda la información referente al proceso productivo actual al cual está asociada la situación problemática, así como también las especificaciones técnicas del material que se desea cortar con la máquina que se va a diseñar.

2.- Se establecerán los parámetros por los cuales se debe regir el diseño de la máquina.

3.- Planteamiento de posibles soluciones a la problemática planteada.

4.- Definición de criterios y restricciones para la selección de la mejor solución, en función de conseguir la mayor eficiencia del proceso, adecuándose siempre a los requerimientos establecidos por la empresa.

5.- Diseño de la solución seleccionada, realizando todos los cálculos que garanticen el correcto dimensionamiento y funcionamiento de las partes de la máquina.



6.- Análisis de la factibilidad técnica y económica del proyecto, analizando si las partes y herramientas necesarias para la construcción de la máquina son asequibles para la empresa, y el costo total que implica dicha construcción.



CAPÍTULO IV: DISEÑO DE LA MÁQUINA.

En este capítulo se describe y analiza el proceso de corte desarrollado por la empresa, a fin de establecer las necesidades en la fabricación del producto, así como las deficiencias del sistema. A continuación, con base en la información recolectada, se plantean alternativas de solución al problema presentado, para luego seleccionar y desarrollar el diseño de aquella que cumpla con mayor eficiencia los requerimientos del proceso.

4.1.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CORTE ACTUAL.

El proceso de elaboración de las tapas de poliestireno expandido se desarrolla en tres etapas, desembobinado, termoformado y troquelado; siendo ésta última el objeto central de este estudio.

En primer lugar, es borrada la “memoria de lámina” en el proceso de termoformado ésta es desplazada hasta el troquel, mediante un sistema de cadenas, el cual consta de dos cadenas dentadas colocadas una a cada lado de la máquina, las cuales sujetan la lámina en ambos extremos laterales desde que entra a la termoformadora y van moviéndola, por acción de un juego de engranajes que transmiten la potencia.

Seguidamente, al llegar al troquel, la lámina es impactada por las cuchillas de corte, las cuales están unidas a la placa inferior del troquel, dispuestas de tal manera, que al cortarla, dibujen un arreglo rectangular de tapas en la lámina. La placa inferior, al ser impulsada por la fuerza de un pistón oleohidráulico, se desplaza hacia arriba para cortar la lámina; la fuerza requerida para realizar este movimiento es transmitida a través de un mecanismo de dos barras articuladas entre sí por uno de sus extremos; mientras el extremo libre de una va unido a la placa y el de la otra barra al pistón.



Luego, en una segunda etapa de corte, la lámina es dividida por otro troquel, obteniéndose grupos de tapas que van unidas en los bordes, para que puedan seguir siendo movidas por las cadenas, hasta salir de la máquina y caer en la mesa de trabajo, donde los operarios se encargan de separarlas y empacarlas. Este segundo troquel tiene el mismo principio de funcionamiento del anterior, pero sólo consta de una cuchilla transversal para realizar el corte.

Además, en el sistema de corte expuesto, las cuchillas del troquel pueden ser cambiadas, de acuerdo con las dimensiones de las tapas que se deseen fabricar, ya que estas van sujetas al troquel mediante un juego de tornillos.

Por otra parte, el sistema oleohidráulico limita el desplazamiento del troquel a razón de veintidós golpes por minuto como máximo, restringiendo así la capacidad de producción. Por otra parte dicho sistema, al requerir de aceite para su funcionamiento, crea un ambiente de trabajo sucio, lo cual llega a dañar la calidad del producto en ocasiones, cuando las láminas entran en contacto con el aceite, produciendo pérdidas en el proceso.

Finalmente, cabe destacar, que en el sistema instalado, todos los desperdicios generados durante el proceso productivo son esparcidos en el piso de la zona de trabajo y alrededores, puesto que no se cuenta con un medio de disposición del mismo.

4.2.- PLANTEAMIENTO DE POSIBLES SOLUCIONES.

En esta etapa se exponen distintas estructuras y sistemas, que representan alternativas factibles para ser aplicadas en el proceso de corte que se desarrolla en la empresa, en pro de mejorar las condiciones del mismo resolviendo el problema identificado en el sistema actual.



4.2.1.- Posible Solución 1: Troqueladora Hidráulica.

Este diseño consta de dos troqueles planos iguales colocados en línea para cada tamaño de tapa (Ver Figura 4.1), que son accionados alternativamente mediante brazos hidráulicos, al entrar la lámina proveniente de la termoformadora a la zona de corte, se acciona el primer troquel (Ver figura 4.2), desplazándose la placa superior del mismo hacia abajo hasta impactar la lámina, y mientras éste regresa a su posición original es accionado el segundo troquel, el cual funciona de igual manera que el anterior. Una vez realizado el corte con el segundo troquel la lámina avanza hasta que la sección troquelada está completamente fuera de las placas, y es separada del resto de la lámina al ser cortada por una cuchilla transversal.

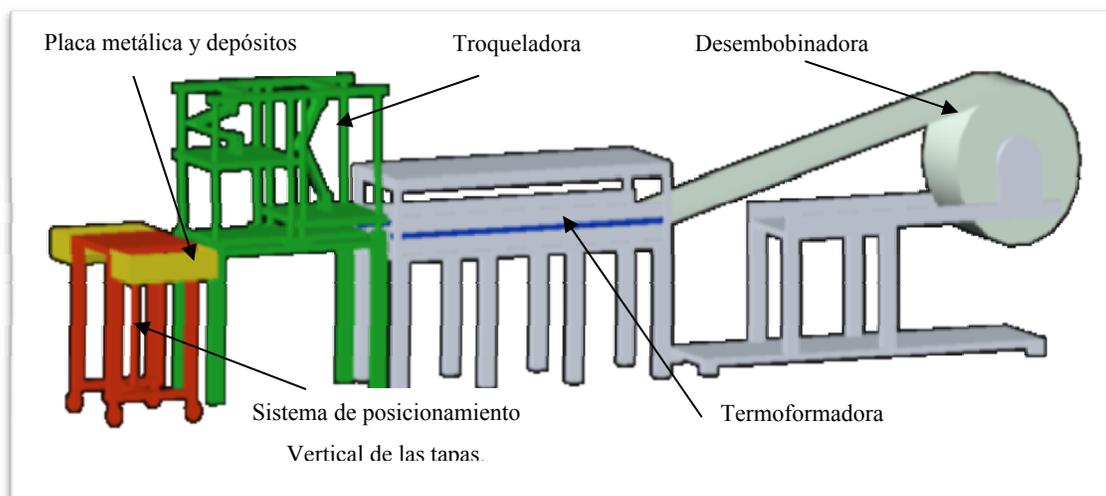


Figura 4.1. Esquema general de la posible solución 1. (Alfaro y Umanés, 2009).

Así, los grupos de tapas cortados van cayendo sobre una superficie metálica que se desplaza hacia abajo, mediante un sistema de posicionamiento vertical de las tapas, a medida que se van depositando las láminas, para evitar movimientos de dorso flexión de los operarios que las reciben, esta base metálica posee ruedas que permiten retirarla de la zona con facilidad para ser llevada al área donde son separadas las

tapas. Además a los lados de la placa metálica, se encuentran ubicados unos depósitos donde se va almacenando el desperdicio o scrap generado.

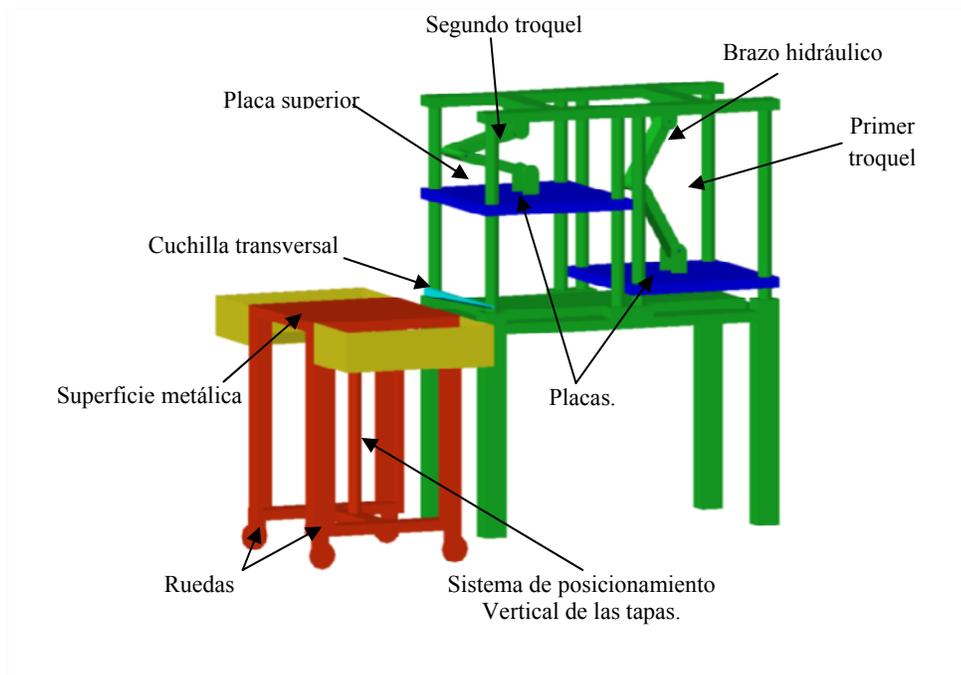


Figura 4.2. Esquema de las partes de la posible solución 1. (Alfaro y Umanés, 2009)

Cabe considerar, por otra parte que con esta disposición se logra aumentar la rapidez de producción ya que no es necesario esperar a que mientras un troquel se reposiciona, el otro troquel va realizando un nuevo corte, y además se aprovecha mejor la energía requerida para el movimiento de los troqueles, ya que podrían depender de un mismo sistema de accionamiento.

4.2.2.- Posible solución 2: Troqueladora Cilíndrica.

Esta posible solución consiste en dos cilindros horizontales alineados verticalmente (Ver Figuras 4.3 y 4.4), uno de corte, que posee cuchillas y otro de contra corte que es liso y sirve de apoyo para que se realice el corte, este proceso es



conocido como troquelado cilíndrico. Los cilindros giran por la acción de un motor eléctrico, y durante su movimiento las cuchillas fijadas en el cilindro de corte (Ver figura 4.4) van cortando la lámina proveniente de la termoformadora, la cual una vez cortada sale de los cilindros dividida en grupos de tapas y va a un conjunto de cintas transportadoras delgadas separadas entre sí para permitir que el desperdicio generado en el corte caiga a un depósito de desperdicios, colocado debajo de dichas cintas. Al salir de las cintas transportadoras, las tapas caen a una mesa de trabajo donde son organizadas y empacadas por los operarios.

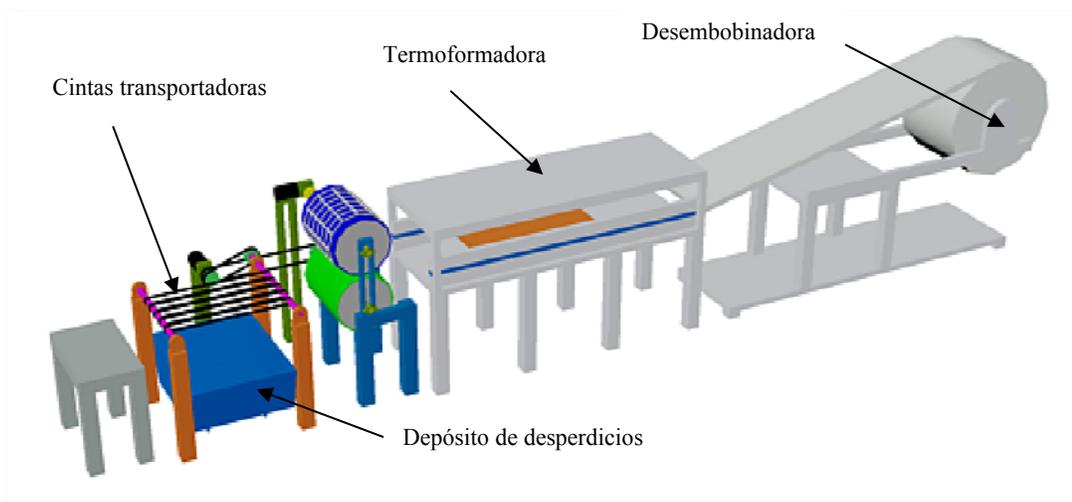


Figura 4.3. Esquema general de la posible solución 2. (Alfaro y Umanés, 2009)

Evidentemente, este sistema provee una producción continua de tapas, cuya velocidad puede ser adaptada a las necesidades que se presenten, cambiando la velocidad de giro de los rodillos, además de ser un proceso limpio.

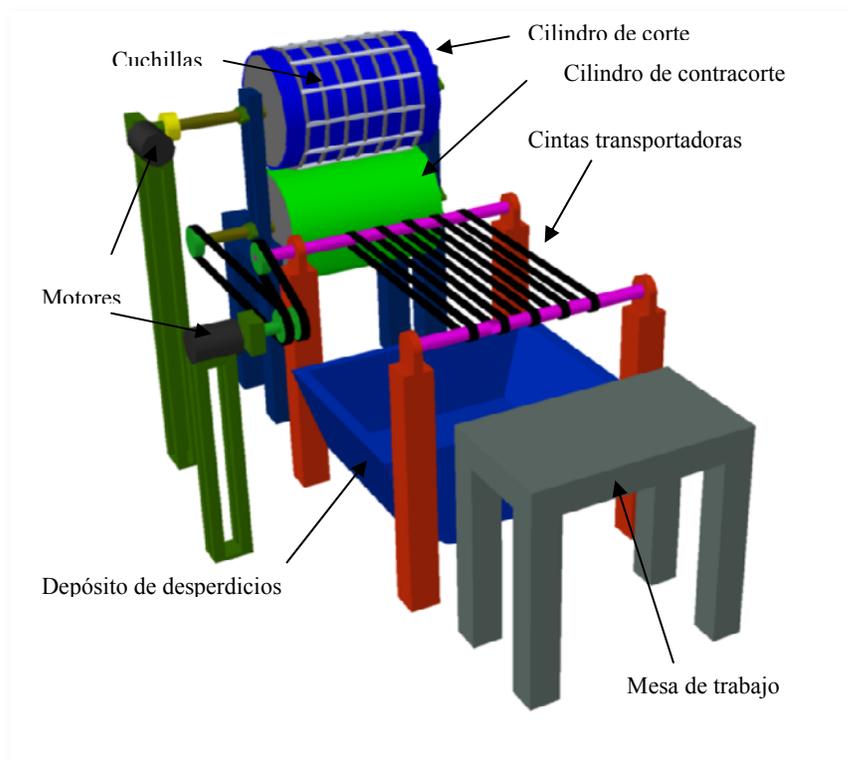


Figura 4.4. Esquema de las partes de la posible solución 2. (Alfaro y Umanés, 2009)

4.2.3.- Posible solución 3: Troqueladora Neumática.

La tercera opción consiste en un troquel vertical plano (Ver Figuras 4.5 y 4.6), en cuya placa superior se insertan las cuchillas de corte, y que es accionado por un sistema neumático. Al entrar la lámina al troquel, es impactada por la placa superior (Ver Figura 4.6) gracias al movimiento de un brazo, que recibe la potencia del sistema neumático, luego la lámina sale del troquel, y al ser impactada la nueva sección de lámina, una cuchilla transversal separa el grupo de tapas que se ha cortado.

De esta manera, cuando esto ocurre, el grupo de tapas cae sobre una base segmentada con la forma de las tapas. Una vez que se ha acumulado un número establecido de tapas, un sensor envía la señal a un actuador neumático, para que las



tapas sean empujadas hacia arriba separándolas y retirando el desperdicio, el cual cae en un depósito. Las tapas luego son separadas y empacadas por los operarios.

Por lo demás, esta solución aporta un proceso muy limpio, lo cual es muy conveniente en este caso ya que el material de trabajo es blanco, y además permite que el troquel se desplace con bastante rapidez.

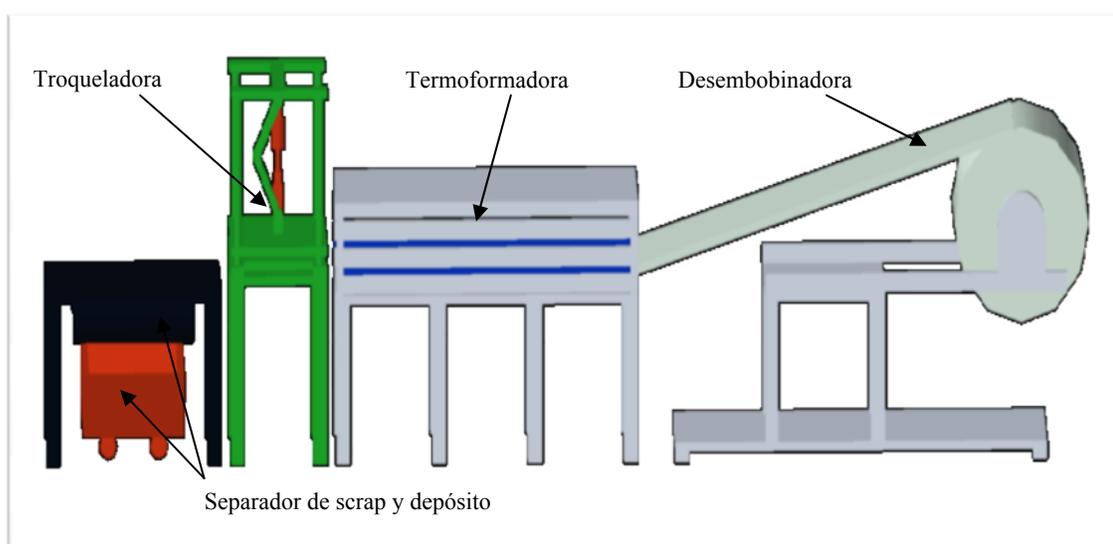


Figura 4.5. Esquema general de la posible solución 3. (Alfaro y Umanés, 2009)

4.3.- SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN.

Para determinar cuál de las alternativas planteadas en la sección anterior brinda la solución más eficiente al problema que se presenta, ajustándose de mejor forma a las necesidades de la empresa y aportando un proyecto factible, se definen una serie de criterios y restricciones que debe cumplir la solución, y en base a estos, se realiza un análisis comparativo entre las soluciones, a partir del cual se define la propuesta que ofrece el medio más eficiente para solucionar el problema planteado.

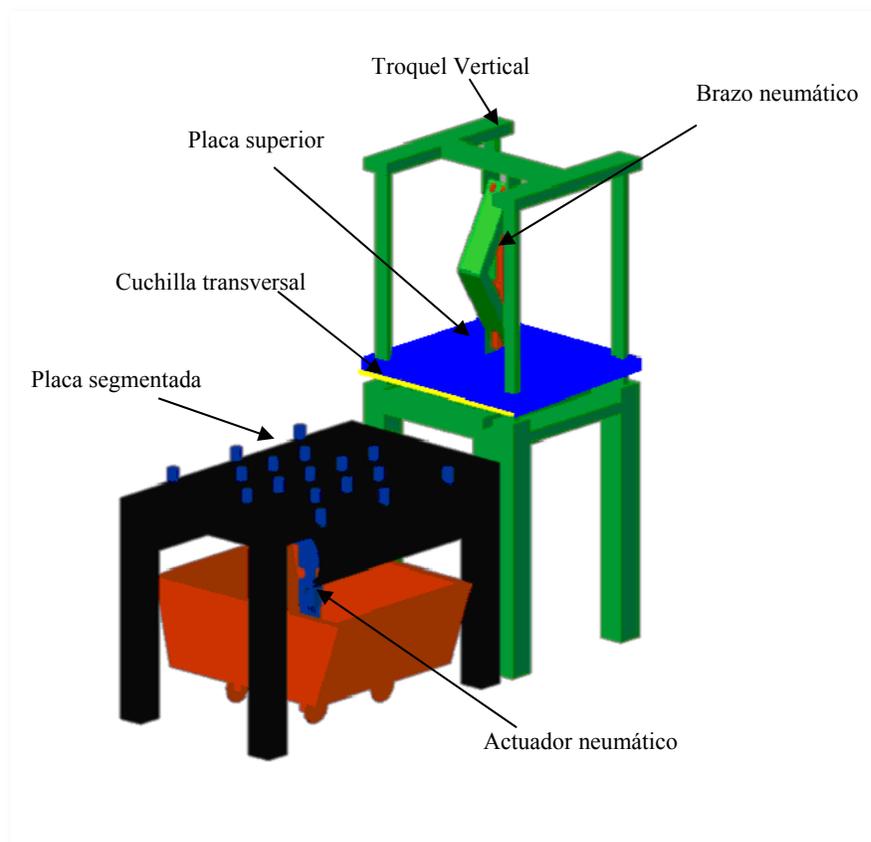


Figura 4.6. Esquema de las partes de la posible solución 3. (Alfaro y Umanés, 2009)

4.3.1.- Definición de criterios y restricciones.

Restricciones:

R1: La máquina debe cortar láminas de poliestireno expandido de al menos 2,3 mm. de espesor.

R2: El diseño seleccionado debe permitir realizar el corte de tapas de las siguientes dimensiones: 139x115 mm, 178x128 mm y 213x148 mm.

R3: Las dimensiones de la máquina se deben adaptar al espacio disponible dentro de la empresa para su instalación, el cual es de 8,20 x 16,70 metros.



R4: Las partes y equipos requeridos para la instalación y funcionamiento de la máquina, deben estar disponibles en el mercado nacional.

Criterios:

C-1: Menor costo de fabricación e instalación.

C-2: Mayor facilidad de construcción e instalación.

C-3: Mayor capacidad de producción instalada.

C-4: Debe ser de fácil mantenimiento.

C-5: El sistema de funcionamiento de la máquina debe producir la menor cantidad de desperdicios posible en el área de trabajo.

C-6: Menor energía requerida para su funcionamiento.

4.3.2.- Evaluación de las posibles soluciones.

La evaluación se realiza verificando si las soluciones planteadas cumplen con todas las restricciones que definen el diseño requerido, quedando eliminada aquella de las alternativas, que no cumpla con alguna de las restricciones.

Una vez observado que todas las posibles soluciones planteadas cumplen con las restricciones, cada una será evaluada según los criterios definidos, para determinar cual de ellas se ajusta mejor a las características definidas para el diseño requerido y, de esta manera, poder obtener la mejor solución.

Por otra parte, al evaluar las posibles soluciones en relación a los criterios definidos en orden de importancia, se determina que la troqueladora cilíndrica es la que ofrece mayor capacidad de producción, menor costo, menos complicación para su construcción e instalación, requiere menos energía para su funcionamiento y es aceptablemente limpia. La troqueladora hidráulica, aunque su costo no es tan elevado



como el de la troqueladora neumática, requiere de mayor cantidad de energía que las otras dos y, como su sistema de funcionamiento requiere el uso de aceite presenta más riesgos al tratar de mantener el producto limpio y su construcción e instalación son más engorrosas. La troqueladora neumática, es la más limpia, pero presenta un costo muy elevado debido a que el sistema de accionamiento del troquel es neumático y, esto, a su vez, incrementa la cantidad de energía requerida para su funcionamiento. Por lo tanto, la solución que plantea mayor eficacia para resolver el problema planteado, según los criterios y restricciones establecidos, es la troqueladora cilíndrica.

4.4.- DISEÑO DE LA TROQUELADORA CILÍNDRICA.

El diseño de la máquina se inicia definiendo claramente las partes de la misma, y luego se observa la interrelación que existe entre ellas, tanto para la instalación, como para el funcionamiento de la máquina.

Al analizar la solución propuesta, se observa que la principal variable de diseño es la fuerza de corte requerida, que representa la fuerza que se debe aplicar sobre la lámina para lograr realizar el corte; este valor depende del máximo perímetro que es cortado en un mismo instante de tiempo. Para determinar la fuerza de corte requerida, es necesario establecer previamente la disposición óptima de corte, de acuerdo con las características de los troqueles cilíndricos disponibles comercialmente, ya que es esta información la que permite definir la geometría que forma el arreglo de las cuchillas sobre el cilindro de corte, y por ende, el perímetro de corte máximo.

Además, a partir de la selección de la geometría de las cuchillas, que incluye las dimensiones del troquel de corte, se define el diámetro externo del cilindro sobre el cual se fija el troquel (cilindro de corte), dato que, en conjunto con la fuerza de corte requerida, establecen los parámetros para el diseño de dicho cilindro. Luego de



calcular las dimensiones del cilindro de corte, se obtiene el peso del mismo, el cual representa la fuerza de corte de diseño, es decir, la fuerza real que se aplica para cortar la lámina, a partir de la cual se diseña el cilindro de contracorte.

Una vez conocidas las características de los cilindros, se determina la potencia que se requiere para mover cada uno, y de acuerdo con su peso y las condiciones de transmisión de potencia, se diseñan los ejes sobre los cuales van apoyados los cilindros.

Para finalizar los cálculos del sistema de corte, se determinan las dimensiones de las estructuras que soportan todas las partes de la máquina.

Seguidamente, se detallan las características del sistema de disposición de desperdicios y, a partir de esta información, se seleccionan las bandas transportadoras, los elementos de transmisión de potencia, los ejes de apoyo, y la estructura de soporte del sistema de bandas. Finalmente, se definen las dimensiones del contenedor en el cual se depositan los desperdicios de poliestireno expandido, generados durante el proceso de corte.

En las figuras 4.7 y 4.8, se presentan diagramas de flujo, que indican el orden en que se realizan los cálculos para el diseño general de la máquina.

4.4.1.- Selección de la disposición de corte y de las cuchillas.

La selección de las cuchillas, se basa en definir la disposición de corte, adecuándola a las dimensiones del perímetro de los cilindros de madera comerciales en los cuales van acopladas las cuchillas. Comercialmente se dispone de tres perímetros para los cilindros de madera, 66, 55 y 18 pulgadas; de los tres sólo se



estudian los dos primeros, ya que el de 18 pulgadas implica un área de corte muy pequeña, y por ende por cada vuelta del cilindro se obtienen muy pocas tapas.

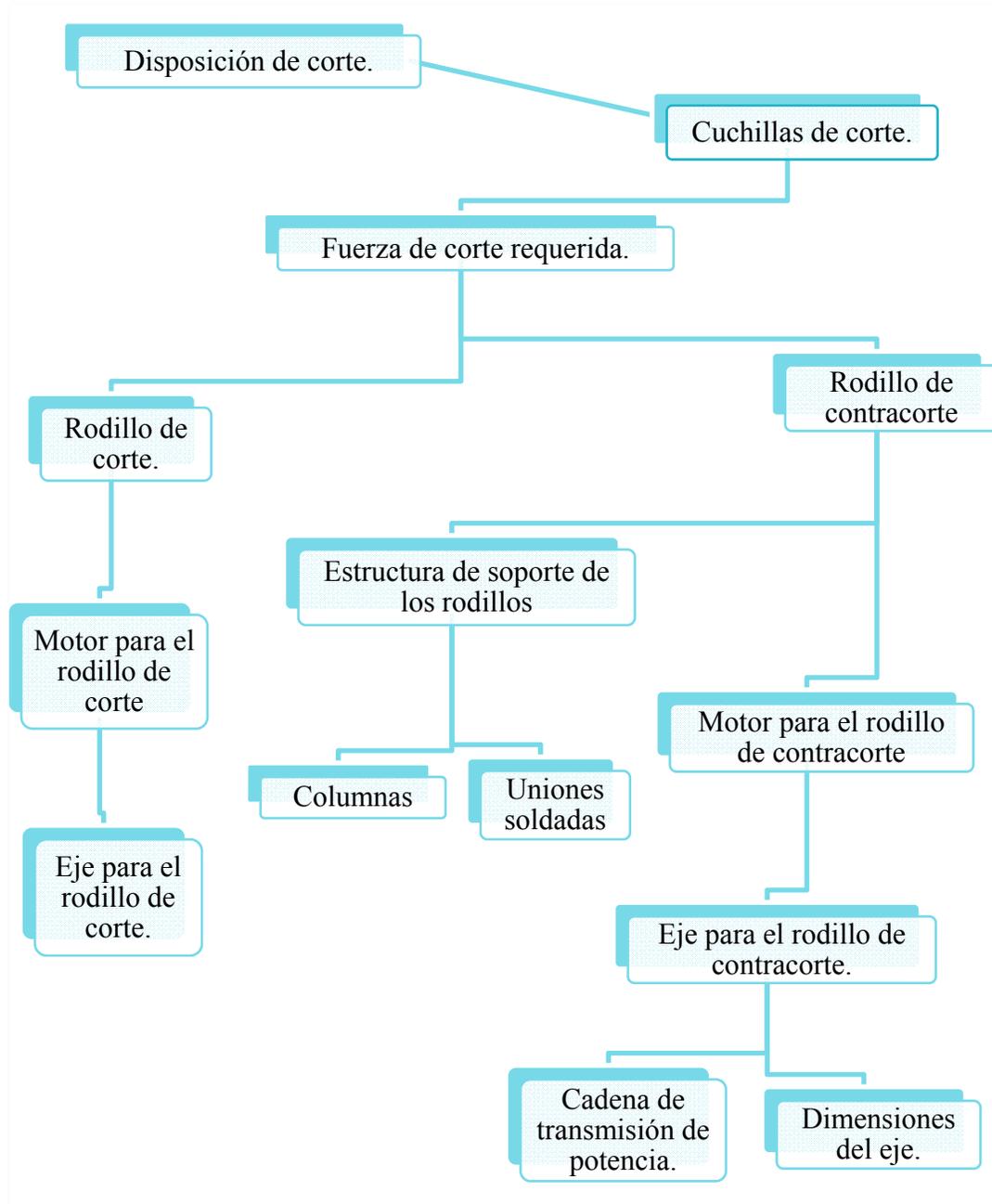


Figura 4.7. Diagrama de flujo de los cálculos para el diseño del sistema de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

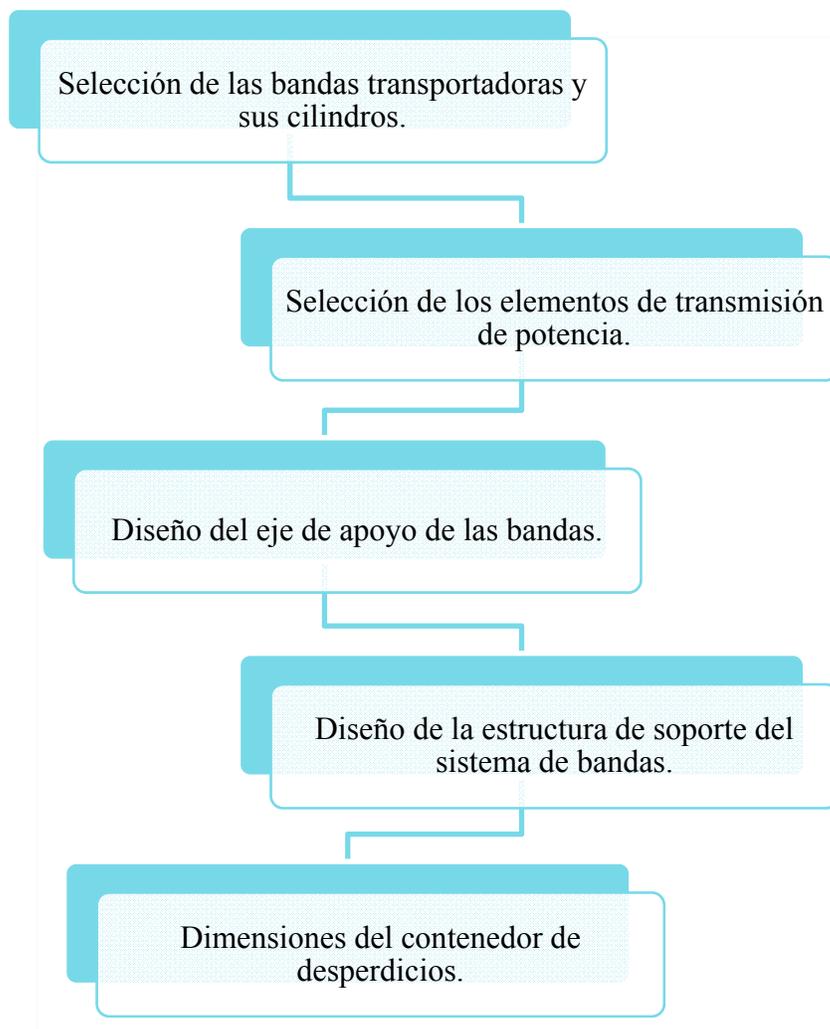


Figura 4.8. Diagrama de flujo de los cálculos para el diseño del sistema de disposición de desechos. (Alfaro y Umanés, 2009)

El proceso de selección consiste en determinar el número de tapas obtenidas al utilizar cada uno de los cilindros disponibles, para cada una de las dimensiones de tapas que se cortarán en la máquina troqueladora. Una vez conocido este valor, se calcula el porcentaje de desperdicio de material para cada arreglo, y aquella disposición que arroje un porcentaje de desperdicio menor será el arreglo óptimo para el corte.



Disposición óptima de corte.

Consideraciones.

- El ancho de la lámina es de 28 pulgadas, y representa el ancho total del área de corte.
- La longitud del área de corte viene dada por el perímetro de las conchas de madera donde van insertadas las cuchillas.

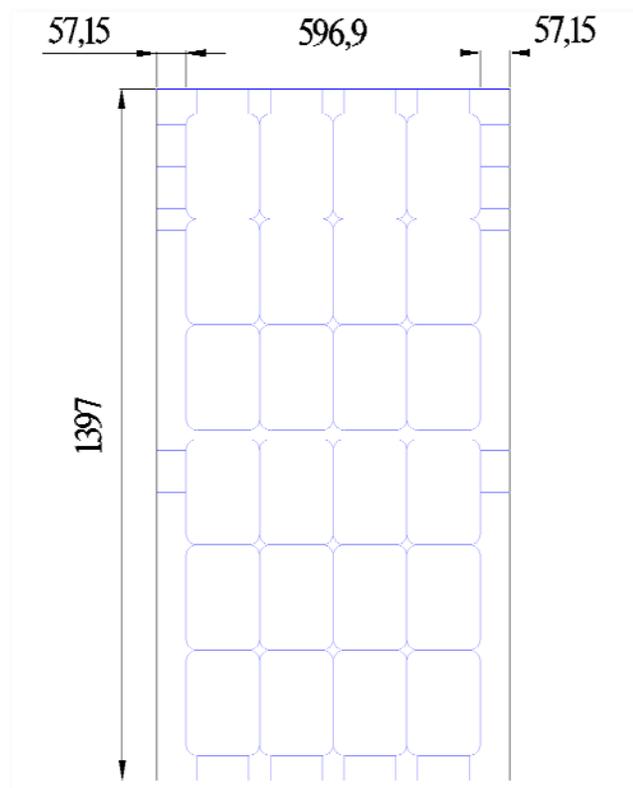


Figura 4.9. Dimensiones del área de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

- Las láminas se sujetan al sistema de transmisión dentro de la máquina termoformadora, por los bordes laterales, aproximadamente a una pulgada de distancia del borde de la lámina. (Ver Figura 4.9)



- Para lograr un cizallado limpio en todas las líneas de corte, se deja un espacio de 1,25 pulgadas a cada lado de la lámina, medidos desde la línea de sujeción de misma. (Ver Figura 4.9)
- Las dos consideraciones anteriores suman una distancia total de separación desde los bordes laterales de la lámina de 57,15 mm, como se indica en la figura 4.9.
- En los bordes inferior y superior, se guarda una pulgada de distancia, como mínimo, desde el borde hasta la ubicación de la cuchilla.

Combinación 1:

$$b = 28 \text{ pulg.} = 711,2 \text{ mm.}$$

$$L_L = 66 \text{ pulg.} = 1676,4 \text{ mm.}$$

Donde,

b : ancho del área total de corte.

L_L : longitud del área total de corte.

Para la disposición horizontal de las tapas (Ver figura 4.10.)

$$\text{Ancho de corte: } b_c = (28 \text{ pulg.}) - 2 \times 2,25 \text{ pulg} = 23,5 \text{ pulg.} = 596,9 \text{ mm.}$$

$$\text{Longitud de corte: } L_c = 66 \text{ pulg.} - 2 \times 1 \text{ pulg.} = 64 \text{ pulg.} = 1625,6 \text{ mm.}$$

Número de columnas:

$$N^{\circ} \text{ columnas} = \frac{b_c}{b_t}$$

EC. 4.1



$$N^{\circ} \text{ columnas} = \frac{596,9 \text{ mm}}{213 \text{ mm}} = 2,8 \text{ columnas}$$

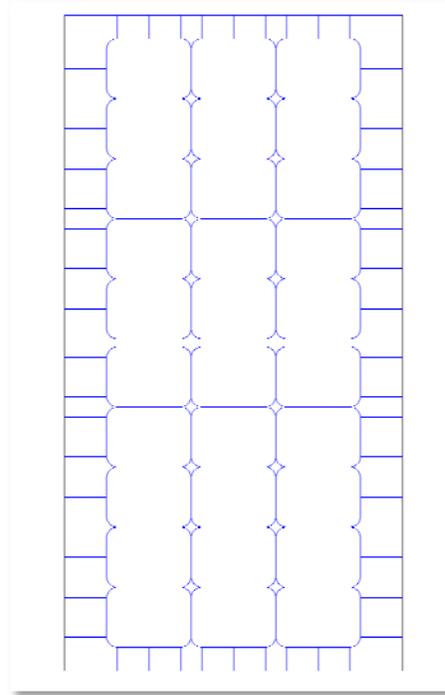


Figura 4.10. Disposición horizontal de tapas. (Alfaro y Umanés, 2009)

Redondeando:

$$N^{\circ} \text{ columnas} = 2 \text{ columnas}$$

Número de filas:

$$N^{\circ} \text{ filas} = \frac{L_c}{L_f}$$

EC. 4.2.



$$N^{\circ} \text{ filas} = \frac{1625,6 \text{ mm}}{148 \text{ mm}} = 10,97 \text{ filas}$$

Redondeando,

$$N^{\circ} \text{ filas} = 10 \text{ filas.}$$

Número de tapas:

$$N^{\circ} \text{ tapas} = N^{\circ} \text{ columnas} \times N^{\circ} \text{ filas}$$

EC.4.3

$$N^{\circ} \text{ tapas} = 2 \times 10 = 20 \text{ tapas.}$$

Con esta disposición se obtienen 20 tapas por cada vuelta del cilindro.

Área de desperdicio (A_D):

El área de desperdicio se determina restándole al área total de corte, el área que ocupan todas las tapas que se obtienen con la disposición de corte.

$$A_D = A_c - N^{\circ} \text{ tapas} \times A_t$$

EC. 4.4.

Donde,

A_c : área de corte.

A_t : área de tapa.

$$A_c = b_c \times L_c$$

EC. 4.5.



$$A_c = 596,9 \text{ mm} \times 1625,6 \text{ mm} = 970320,64 \text{ mm}^2$$

Área de tapa:

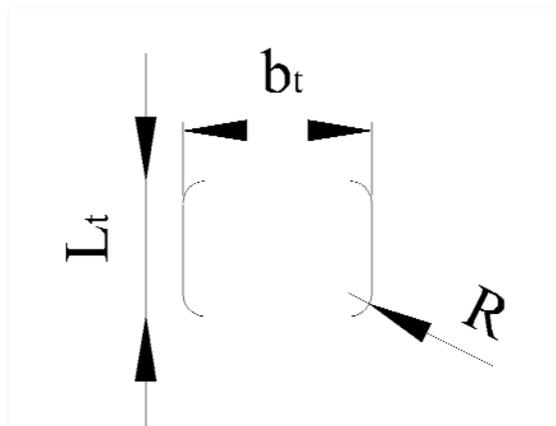


Figura 4.11. Dimensiones de tapa. (Alfaro y Umanés, 2009)

$$R = 22 \text{ mm}$$

$$A_t = (L_t \times b_t) - 4 \left(R^2 - \frac{\pi \times R^2}{4} \right)$$

EC. 4.6.

$$A_t = (213 \times 148) - 4 \left(22^2 - \frac{\pi \times 22^2}{4} \right) = 31141,86 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación 4.4:

$$A_D = 970320,64 \text{ mm}^2 - 20 \times 31141,86 \text{ mm}^2 = 347483,44 \text{ mm}^2$$



$$\% \text{Pérdida de material} = \frac{A_D}{A_c} \cdot 100\%$$

EC. 4.7.

$$\% \text{Pérdida de material} = \frac{347483,44 \text{ mm}^2}{970320,64 \text{ mm}^2} \cdot 100\% = 36\%$$

De igual forma, se realiza la misma secuencia de cálculos para las otras dimensiones de tapas, y luego utilizando como longitud del área total de corte el otro perímetro del cilindro de madera, obteniéndose los datos de las tablas 4.1 y 4.2.

Tabla N° 4.1. Número de tapas y porcentaje de pérdida de material obtenidos para las distintas dimensiones de tapas con cilindros de 66 pulg. de perímetro. (Alfaro y Umanés, 2009)

Tapa	Disposición	N° de tapas por vuelta del cilindro	Porcentaje de pérdida de material
213 x 148	Horizontal	20	36 %
213 x 148	Vertical	28	10,4 %
178 x 128	Horizontal	36	18,28 %
178 x 128	Vertical	36	18,28 %
139 x 115	Horizontal	56	10,93 %
139 x 115	Vertical	55	12,52 %

Según el análisis precedente, de acuerdo con los valores expresados en las tablas 4.1 y 4.2, y considerando que las tapas que más se fabrican son las de 213 x 148 mm., seguidas de las de 178 x 128; se determina que la mejor combinación para la disposición de corte se obtiene con el cilindro de madera de 55 pulgadas de perímetro, ya que al utilizar dicho perímetro como longitud del área total de corte, el



porcentaje de desperdicio generado es menor. Esta disposición define la geometría de las cuchillas, la cual se muestra en la figura 4.12.

Tabla N° 4.2. Número de tapas y porcentaje de pérdida de material obtenidos para las distintas dimensiones de tapas con cilindros de 55 pulg. de perímetro. (Alfaro y Umanés, 2009)

Tapa	Disposición	N° de tapas por vuelta del cilindro	Porcentaje de pérdida de material
213 x 148	Horizontal	18	30,44 %
213 x 148	Vertical	24	7,29 %
178 x 128	Horizontal	30	17,76 %
178 x 128	Vertical	28	23,25 %
139 x 115	Horizontal	44	15,49 %
139 x 115	Vertical	45	13,57 %

De este modo, conocida la geometría de las cuchillas, y de acuerdo con los datos facilitados por el proveedor para el tipo de material y para el tipo de corte que requieren las tapas, se seleccionaron cuchillas de veinte dientes por pulgada, tanto para las cuchillas curvas como para las rectas. Además, para evitar que el material cortado, tanto desperdicios como tapas cortadas, no queden atoradas dentro del contorno de las cuchillas se le colocaran trozos de goma (ver apéndice J) que empujan todo el material cortado fuera del contorno que dibujan las cuchillas sobre el cilindro una vez que se realiza el corte estos.

Por último es conveniente acotar que, para que se pueda llevar a cabo un buen corte, las cuchillas se deben apoyar sobre otra superficie que sirva de sustento y que a su vez evite la pérdida de filo, es por esto que el cilindro de contracorte debe ir recubierto con un material elástico recomendado por el proveedor, este es un material

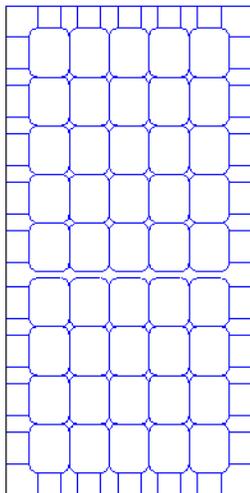


fácil de instalar y desinstalar, es desechable y es específico para este tipo de procesos (Ver apéndice J).

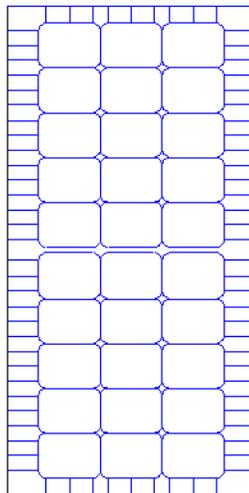
4.4.2.- Fuerza de corte requerida.

La fuerza de corte requerida para la fabricación de las tapas, se determina de acuerdo con la resistencia al cizallamiento del poliestireno expandido, y el espesor y longitud de lámina a ser cortada.

Tapas de 139 X 115 mm



Tapas de 178 X 128 mm



Tapas de 231 X 148 mm

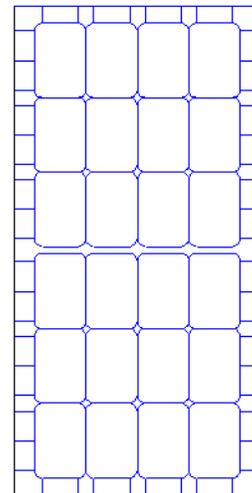


Figura 4.12. Geometría de las cuchillas de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

Consideraciones.

- Se toma como longitud de corte el ancho total de la lámina, ya que al dar el cilindro una vuelta completa, se realiza un corte a lo ancho de la misma para separar las tapas en grupos, siendo éste el mayor perímetro que se corta a la vez; tomando en



cuenta que en el troquelado cilíndrico, el corte se produce sobre la línea de contacto entre el cilindro y la superficie que va a ser cortada.

Datos:

$$e = 2,15 \pm 0,15 \text{ mm}$$

$$P = 711,2 \text{ mm}$$

$$\tau_p = 0,18 \text{ MPa (Ver apéndice H)}$$

Donde,

e : espesor de la lámina de poliestireno expandido.

P : perímetro de corte.

τ_p : resistencia al cizallamiento del poliestireno expandido.

Para el cálculo de la fuerza de corte requerida (F_c), se considera el mayor espesor que puede tener la lámina.

$$F_c = P \times e \times \tau_p$$

EC. 4.8.

$$F_c = 711,2 \text{ mm} \times 2,30 \text{ mm} \times 0,18 \text{ MPa}$$

$$F_c = 300,98 \text{ N}$$

4.4.3.- Rodillo de corte.

Es un cilindro hueco, dispuesto horizontalmente (Ver figura 4.13), que lleva las cuchillas de corte acopladas mediante tornillos. Primero se define el espesor de la pared del cilindro considerando los esfuerzos de flexión y corte, luego se comparan



los espesores obtenidos por cálculo, con el espesor requerido por el fabricante de las cuchillas para el acople entre estas y el cilindro, y se selecciona el mayor espesor.

Para el cálculo del espesor por flexión y corte, se consideran los siguientes aspectos:

- Para determinar el espesor de las paredes del cilindro al cual se acoplarán las cuchillas, se analizarán las condiciones de esfuerzo que actúan sobre la pared del mismo en el momento en que se realiza el corte, para lo cual se analiza un diferencial de dicha pared.
- La fuerza que actúa sobre el cilindro, es la resistencia que opone el material a ser cortado, lo cual coincide con la magnitud de la fuerza de corte, distribuida a lo largo del cilindro.
- El diámetro externo del cilindro depende del diámetro de las conchas donde van acopladas las cuchillas, el cual para conchas de perímetro 55 pulg. es 444,70 mm. (Ver figura 4.13).
- El material del cilindro es Acero al Carbono 1060, con $S_y=372 \text{ MPa}$.

Datos:

$$F_c = 300,98N$$

$$L_R = 28 \text{ pulg.} = 711,2mm$$

$$D_o = 17,5 \text{ pulg.} = 444,7 \text{ mm}$$

$$r_o = 222,35 \text{ mm}$$

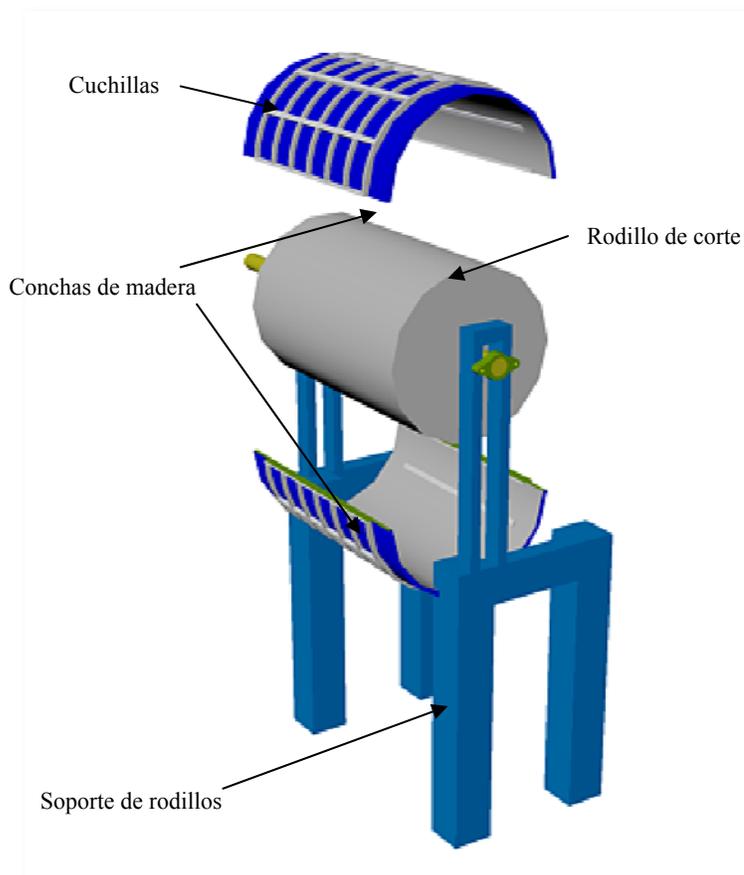


Figura 4.13. Conjunto en explosión de cilindro de corte con cuchillas de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

Dimensiones del cilindro.

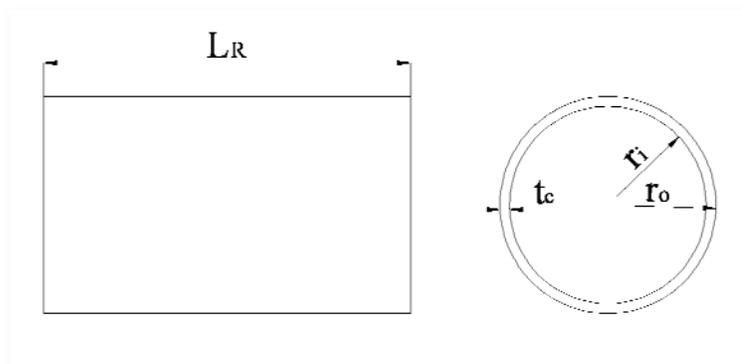


Figura 4.14. Dimensiones del cilindro de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)



t_c : Espesor de las paredes del cilindro.

L_R : Longitud del rodillo.

F_c : Fuerza de corte.

Diagrama de cuerpo libre de la pared del cilindro:

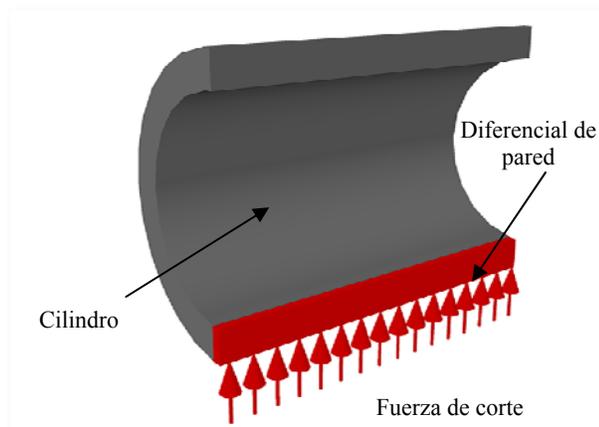


Figura 4.15. Detalle del diferencial de la pared del cilindro.

Considerando que el cilindro está sometido a esfuerzos solamente en la superficie externa de la pared, se tiene la distribución de esfuerzos mostrada en la figura 4.16, en la cual, el espesor del cilindro será condicionado por el esfuerzo circunferencial máximo ($\sigma_{\theta_{máx}}$), que viene dado por la ecuación 4.9.

$$\sigma_{\theta_{máx}} = \frac{2r_o^2 \times p_o}{r_o^2 - r_i^2}$$

EC. 4.9.

Donde la presión externa (p_o), se define como:

$$p_o = \frac{F_C}{A_o} = \frac{F_C}{2\pi r_o \times L_R}$$

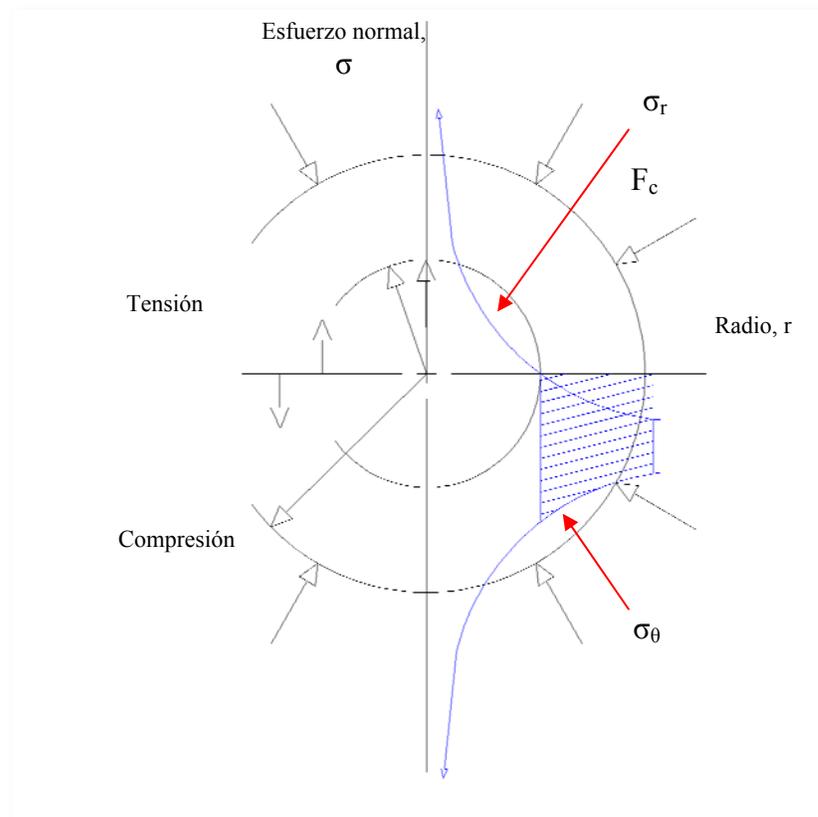


Figura 4.16. Diagrama de cuerpo libre de la pared del cilindro.

Sustituyendo en la ecuación 4.16, se obtiene:

$$\sigma_{\theta_{\max}} = \frac{2r_o \times F_C}{2\pi \times L_R \times (r_o^2 - r_i^2)}$$

Sustituyendo los datos, utilizando un factor de seguridad $n_s=1,5$ y de acuerdo con las propiedades del material, queda:

$$\frac{372 \text{ MPa}}{1,5} = \frac{2 \times 222,35 \text{ mm} \times 300,98 \text{ N}}{2\pi \times 711,2 \text{ mm} \times ((222,35 \text{ mm})^2 - r_i^2)}$$



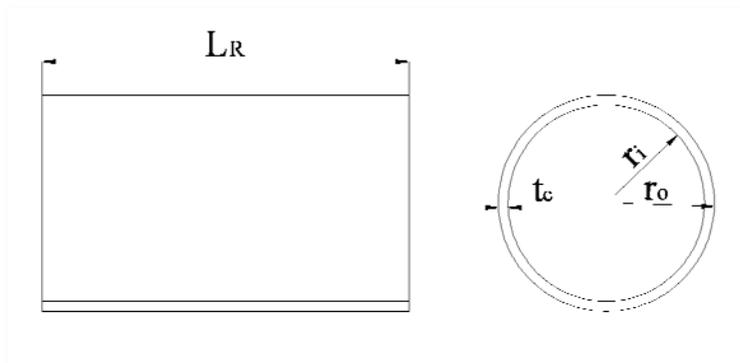
$$r_i = 222,349 \text{ mm}$$

Así, el espesor mínimo requerido para las paredes del cilindro será:

$$t_c = r_o - r_i$$

$$t_c = 0,001 \text{ mm}$$

Como se observa en el resultado anterior, el espesor de pared de cilindro requerido es un valor dimensionalmente muy pequeño, ya que el material presenta una alta resistencia, en comparación con las condiciones de esfuerzo a las que se somete. Por lo tanto, a fin de garantizar una óptima instalación de las cuchillas, y siguiendo las recomendaciones planteadas por el fabricante de las mismas, el espesor de pared que será utilizado es $\frac{1}{2}$ pulgada, el cual es mayor que el espesor mínimo requerido por las condiciones de esfuerzo.



Datos:

$$t_c = 12,7 \text{ mm}$$

$$L_R = 711,2 \text{ mm}$$

$$r_o = 222,35 \text{ mm}$$

$$r_i = 209,65 \text{ mm}$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7800 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Figura 4.17. Dimensiones del cilindro de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

4.4.4.- Rodillo de contracorte.

Debido a que el rodillo de contracorte está sometido al mismo esfuerzo que el de corte, ya que su función es servir como superficie de soporte del proceso de corte

(Ver figura 4.21), sus dimensiones y características serán iguales a las del rodillo de corte, las cuales fueron calculadas en la sección 4.4.3.

Dichas dimensiones se muestran a continuación:

Datos:

$$t_c = 12,7mm$$

$$L_R = 711,2mm$$

$$r_o = 222,35mm$$

$$r_i = 209,65mm$$

$$\rho_{acero} = 7800 \text{ Kg}/m^3$$

$$g = 9,81 \text{ m}/s^2$$

$$W_c = 918,22N$$

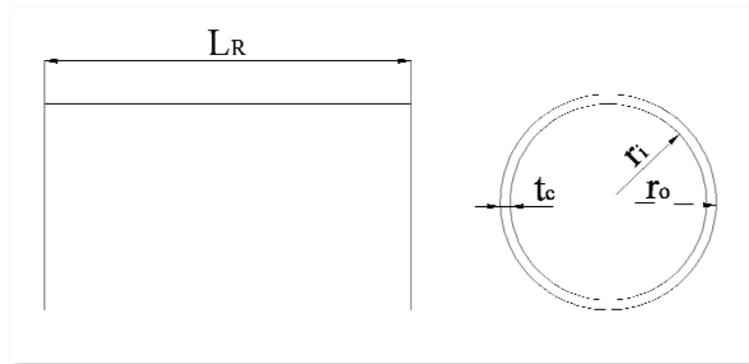


Figura 4.18. Dimensiones del cilindro de contracorte. (Alfaro y Umanés, 2009)

Además, este cilindro va recubierto con un material elástico, a fin de proteger el filo de las cuchillas de corte (Ver apéndice J). Este material es removible, de tal manera que cuando finaliza su vida útil, puede ser fácilmente reemplazado sin necesidad de cambiar el cilindro.

4.4.5.- Selección del motor para el rodillo de corte.

Para seleccionar el motor, se determina la potencia que se requiere para el funcionamiento del sistema, la cual depende de la carga que debe mover el eje (Ver figura 4.19), para ello se considera la potencia lineal y la potencia rotacional que intervienen en el movimiento del rodillo de corte.

De esta forma, se calcula la potencia requerida para mover la carga, según la ecuación 4.13:



$$Pot = Pot_{Lineal} + Pot_{Rotacional}$$

EC. 4.13.

Donde,

Pot: Potencia requerida.

Pot_{Lineal}: Potencia lineal.

Pot_{Rotacional}: Potencia rotacional.

a.- Potencia lineal:

Para obtener la potencia lineal, se calcula la velocidad tangencial a la que se debe mover el cilindro de corte, luego se determina la fuerza requerida para mover el cilindro de corte según sus dimensiones, y finalmente se calcula la fuerza de fricción que se debe vencer; para después sustituir todos estos valores en la ecuación 4.14.

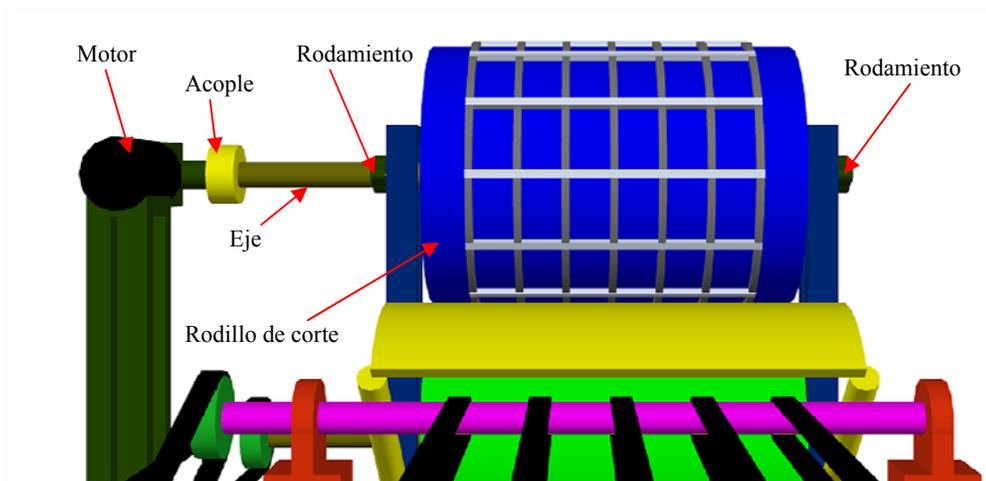


Figura 4.19. Vista del eje del rodillo de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

$$Pot_{Lineal} = V_c \times (F_{Cil} + F_F)$$

EC. 4.14.



Donde,

F_{cil} : Fuerza para mover el cilindro.

F_F : Fuerza de fricción.

V_C : Velocidad tangencial del cilindro.

Sabiendo que, por limitación establecida por la empresa, la velocidad de giro del cilindro debe ser de 40 Rpm, lo cual equivale a $4,19 \text{ rad/s}$, y conocido el radio externo del cilindro, se calcula la velocidad tangencial V_c .

$$V_C = \omega \times r_o$$

EC. 4.15.

Donde, ω : velocidad de giro.

$$V_C = (4,19 \text{ rad/s}) \times (222,35 \times 10^{-3} \text{ m})$$

$$V_C = 0,92 \text{ m/s}$$

La fuerza F_{Cil} se calcula utilizando la segunda ley de Newton:

$$F_{Cil} = m_c \times a$$

EC. 4.16.

Donde, a es la aceleración tangencial del cilindro, y se determina por la siguiente ecuación:

$$a = \frac{V_c}{t}$$

EC. 4.17.



Considerando que el motor va a vencer una baja inercia, se toma como tiempo de estabilización del motor $t=2s$, según datos aportados por la empresa. De esta manera se obtiene en la ecuación 4.17:

$$a = 0,46 \frac{m}{s^2}$$

Por otra parte, la masa del cilindro m_c , se obtiene según sus dimensiones por la ecuación 4.18.

$$m_c = Vol_c \times \rho_{acero}$$

EC. 4.18.

Donde,

m_c : masa del cilindro

Vol_c : volumen del cilindro

ρ_{acero} : densidad del acero.

El volumen del cilindro se determina con la ecuación.

$$Vol_c = \pi \times L_c \times (r_o^2 - r_i^2)$$

EC. 4.19.

$$Vol_c = \pi(711,2mm) \times (222,35mm^2 - 209,65mm^2)$$

$$Vol_c = 0,012m^3$$

Sustituyendo en la ecuación 4.18, con una densidad del acero de $\rho=7800 \text{ Kg/m}^3$:



$$m_c = \left(7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times 0,012 \text{m}^3$$
$$m_c = 93,6 \text{kg}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.16:

$$F_{Cil} = (93,6 \text{kg}) \times \left(0,46 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$
$$F_{Cil} = 43,05 \text{N}$$

La fuerza de fricción (F_F) se debe a la resistencia que oponen los dos materiales en contacto a cambiar su posición relativa (Ver figura 4.20), y depende de la fuerza de corte $F_c=300,98 \text{ N}$ y la inercia de masa del cilindro. Sin embargo en el caso de estudio, la fricción debida a la no será considerada por no ser apreciable, así que sólo se tomará en cuenta la componente de la fuerza de corte, la cual es la principal para este caso.

$$F_F = \mu \times F_c$$

EC. 4.20.

Donde,

μ : Coeficiente de fricción entre el poliestireno y el acero.

W_c : Peso del cilindro.

El coeficiente de fricción entre el acero y el poliestireno es $\mu = 0,5$ (Ver apéndice A). Sustituyendo en la ecuación 4.20 se obtiene:

$$F_F = 0,5 \times (300,98 \text{N})$$
$$F_F = 150,49 \text{N}$$

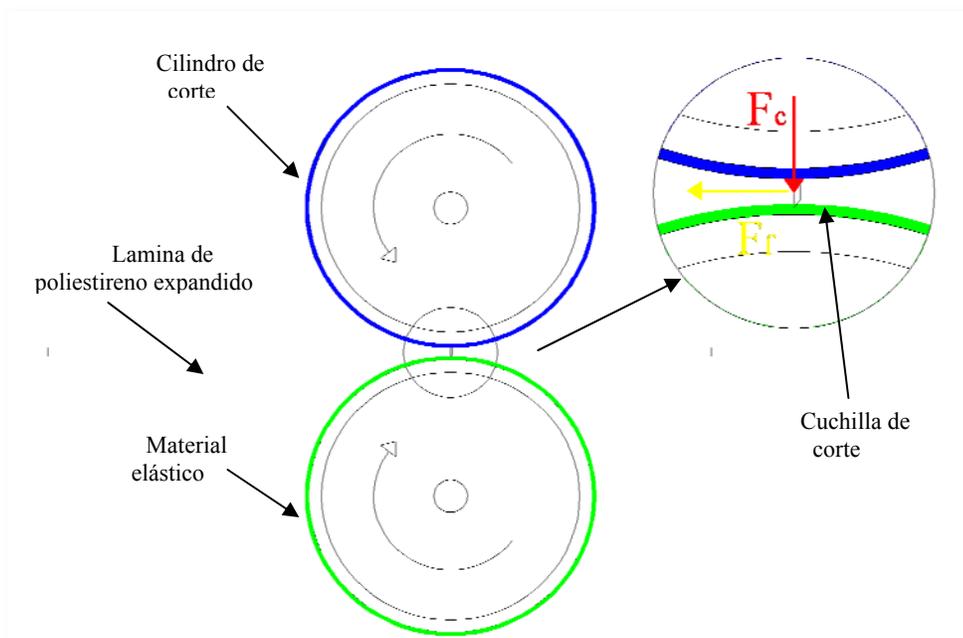


Figura 4.20. Esquema del proceso de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

De la ecuación 4.14 la potencia lineal es:

$$Pot_{Lineal} = 178,06 W$$

b.- Potencia rotacional.

$$Pot_{Rotacional} = T \times \omega$$

EC. 4.21.

Donde,

ω : Velocidad angular.

T : Momento torsor.



El momento torsor se calcula por la ecuación:

$$T = \alpha \times I_{\text{Rodillo}}$$

EC. 4.22.

Donde,

I_{Rodillo} : Inercia de masa del rodillo.

α : Aceleración angular.

Para hallar la inercia se utiliza la fórmula para un cilindro hueco, la cual viene dada por la ecuación 4.23:

$$I_{\text{Rodillo}} = \frac{m_c}{8} \times (D_o^2 + D_i^2)$$

EC. 4.23.

Donde,

D_o : Diámetro externo del cilindro.

D_i : Diámetro interno del cilindro.

$$I_{\text{Rodillo}} = 0,38 \text{kg} \times m^2$$

La aceleración angular del rodillo viene dada por:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

EC. 4.24.



$$\alpha = \frac{4,19 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}} = 2,09 \text{ rad/s}^2$$

Utilizando la ecuación 4.22:

$$T = 8,03N - m$$

Por lo tanto la potencia rotacional será, según la ecuación 4.21:

$$Pot_{Rotacional} = (8,03N - m) \times (4,19 \text{ rad/s})$$

$$Pot_{Rotacional} = 33,66W$$

Así, la potencia requerida, según la ecuación 4.13, será

$$Pot = (178,06W) + (33,66W)$$

$$Pot = 211,72 W = 0,28 HP$$

Una vez conocida la potencia que se requiere para lograr el movimiento del eje, se selecciona un motor comercial con una potencia nominal igual o mayor que la potencia requerida. Esto se hace según las especificaciones de un catálogo de motores de una marca comercial.

Debido a que la velocidad de giro que deben tener los rodillos es pequeña, será necesario utilizar mecanismos que reduzcan la velocidad de giro del motor, por lo tanto, a fin de simplificar el diseño y buscar la mayor eficiencia de los equipos, se seleccionará un motorreductor para accionar el movimiento del rodillo de corte. Esto evita complicaciones en cuanto a instalación y mantenimiento del sistema.



Con la potencia requerida $Pot=211,72 W$, y la velocidad de giro requerida en la salida del motorreductor que irá acoplado al eje de corte, que es igual a la velocidad de giro del rodillo de corte $w= 40 rpm$, del catálogo de motorreductores Bonfiglioli se selecciona el modelo W63_30P71BN71A4 (Ver Apéndice F).

4.4.6.- Selección del motor para el rodillo de contracorte.

Como se ha dicho anteriormente, las dimensiones de los cilindros de corte y contracorte son iguales, por lo tanto los requerimientos de potencia para moverlos serán iguales también, según esto, la potencia requerida para el rodillo de contracorte es $Pot=211,72 W$.

Para considerar el sistema de bandas transportadoras, que también es accionado por este motor sólo se toma en cuenta un factor de seguridad de $1,25$, ya que, en comparación con la potencia requerida para mover el rodillo de contracorte, la potencia necesaria para mover las cintas transportadoras, es despreciable. Por lo tanto la potencia requerida será $Pot=264,65 W$

De este modo, con los valores obtenidos, se selecciona del catálogo de motorreductores Bonfiglioli el modelo W63_30P71BN71A4. (Ver Apéndice F)

4.4.7.- Eje para el rodillo de contracorte.

Para dimensionar el eje, primero se selecciona la cadena mediante la cual se le transmite potencia, para conocer la tensión que genera sobre el eje, después se definen las demás fuerzas que actúan sobre el eje indicándolas en un diagrama de cuerpo libre, y a continuación, haciendo uso de las ecuaciones de esfuerzo de flexión, esfuerzo de torsión y teoría para esfuerzos combinados, se calcula el diámetro del eje en los puntos más esforzados.



Selección de la cadena para la transmisión de potencia. (Ver figura 4.21)

1.- Para la selección de la cadena, primero se determina el factor de servicio, en función del tipo de carga.

Así, para una máquina herramienta y motor de accionamiento eléctrico corresponde, según la tabla B.1 del apéndice B, un factor de servicio de 1,25.

2.- Potencia requerida.

$$Pot = 202,34W$$

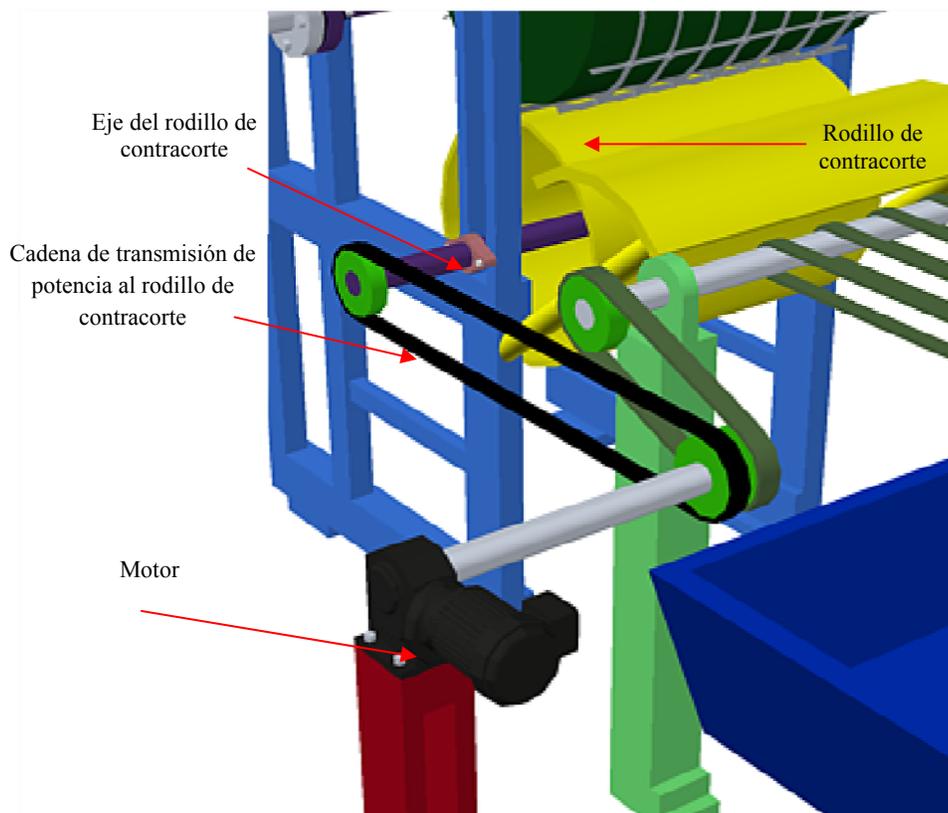


Figura 4.21. Sistema de transmisión de potencia al eje del rodillo de contracorte. (Alfaro y Umanés, 2009)



Luego, se calcula la potencia de diseño, multiplicando la requerida por el factor de servicio.

$$Pot_D = F_s \times Pot$$

EC. 4.25.

$$Pot_D = (1,25) \times (202,34 W)$$

$$Pot_D = 252,92 W$$

3.- Selección de la cadena y del piñón.

Con una potencia requerida de 252,92 W y siendo la velocidad de giro del piñón 40 rpm, según la figura B.1 del apéndice B, se obtiene una cadena de paso 12,7 mm. con un piñón de 19 dientes.

4.- Comprobación de la cadena y del piñón seleccionado.

Se determina el diámetro máximo de eje para el piñón seleccionado de la tabla B.2, apéndice B.

$$d_{\max} = 42 \text{ mm}$$

Luego, este diámetro máximo se utilizará como referencia al momento de definir las dimensiones finales del eje de corte, para las cuales se deberá comprobar que la sección del mismo donde va acoplado el piñón tenga un diámetro menor o igual al diámetro máximo indicado.

5.- Selección de la rueda catalina grande (corona).



Para seleccionar la corona, se debe determinar la relación de transmisión (i).

$$i = \frac{\omega_p}{\omega_c} = \frac{N_c}{N_p} = \frac{D_c}{D_p}$$

EC. 4.26.

$$\omega_p = 40 \text{ Rpm}$$

$$\omega_c = 40 \text{ Rpm}$$

$$\frac{\omega_p}{\omega_c} = 1$$

$$N_c = 1 \times N_p$$

$$N_c = 19 \text{ dientes}$$

6.- Longitud de cadena.

$$L = 2 \times C + \frac{N_c + N_p}{2} + \frac{(N_c - N_p)^2}{4 \times \pi^2 \times C}$$

EC. 4.27.

Donde, $C = 463,38 \text{ mm}$ es la distancia entre centros (piñón - corona), que equivale a la distancia entre el eje del motor y el eje del rodillo de contracorte (Ver plano de distancias entre ejes y motores.), en pasos sería:

$$C = \frac{L \text{ mm}}{\text{paso}} = \frac{463,38 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}} = 36,49 \text{ pasos}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.27, se obtiene:



$$L = 91,98 \text{ pasos}$$

Se debe tomar como valor de L el número entero par más próximo al calculado, para no utilizar un eslabón adicional, por lo tanto la longitud de la cadena será:

$$L = 92 \text{ pasos}$$

7.- Corrección de la distancia entre centros.

Recalculando, la distancia entre centros, en función de la nueva longitud de la cadena:

$$C = \frac{L - \frac{N_c + N_p}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_c + N_p}{2}\right)^2 - 8 \times \frac{(N_c - N_p)^2}{4 \times \pi^2}}}{4}$$

EC. 4.28.

$$C = \frac{956 \text{ mm} - \frac{38 + 19}{2} + \sqrt{\left(956 \text{ mm} - \frac{38 + 19}{2}\right)^2 - 8 \times \frac{(38 - 19)^2}{4 \times \pi^2}}}{4}$$

$$C = 463,74 \text{ mm} = 36,51 \text{ pasos}$$

Cálculo de las dimensiones del eje.

Para determinar las dimensiones del eje, se hacen las siguientes consideraciones:



- El diseño del eje se hace según las teorías de carga estática, ya que la fatiga por flexión invertida es despreciable debido a que la velocidad de giro es pequeña (40 Rpm), siendo la carga soportada por el eje igual al peso del cilindro.
- La transmisión de potencia al eje se realiza mediante una cadena, por lo tanto los esfuerzos sobre el eje vienen dados por el peso del cilindro, el torque transmitido por la cadena y la tensión que ésta genera.
- La potencia transmitida al eje es igual que la transmitida al eje del cilindro de corte.
- El material del eje es acero al carbono 1020, con $S_y=207 \text{ MPa}$.

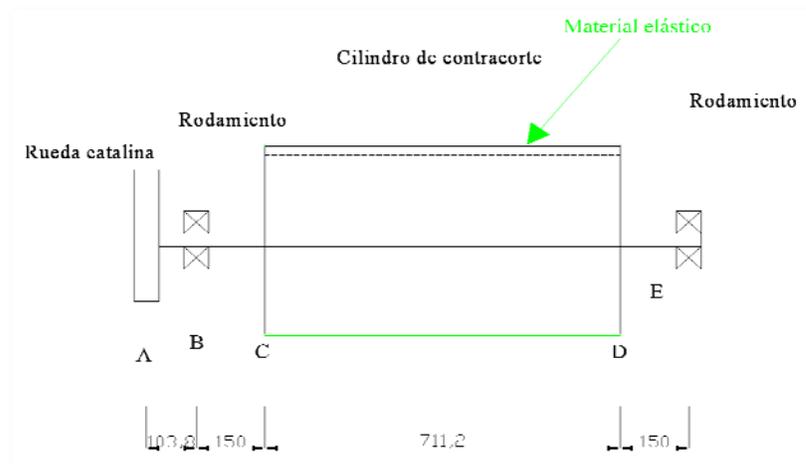


Figura 4.22. Eje de contracorte con elementos acoplados. (Alfaro y Umanés, 2009)

El peso del cilindro viene dado por la ecuación.

$$W_c = m_c \times g$$

EC. 4.29.

De la ecuación 4.29, con la gravedad $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$:



$$W_c = (93,6Kg) \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_c = 918,22N$$

Cálculo de las reacciones en el plano XY.

Sumatoria de momento flector en el punto B. (Ver figura 4.23)

$$\sum M_B = 0$$

$$-(459,11N) \times (150mm) - (459,11N) \times (861,2mm) + R_{Ey} \times (1011,2mm) = 0$$

$$R_{Ey} = 459,11N$$

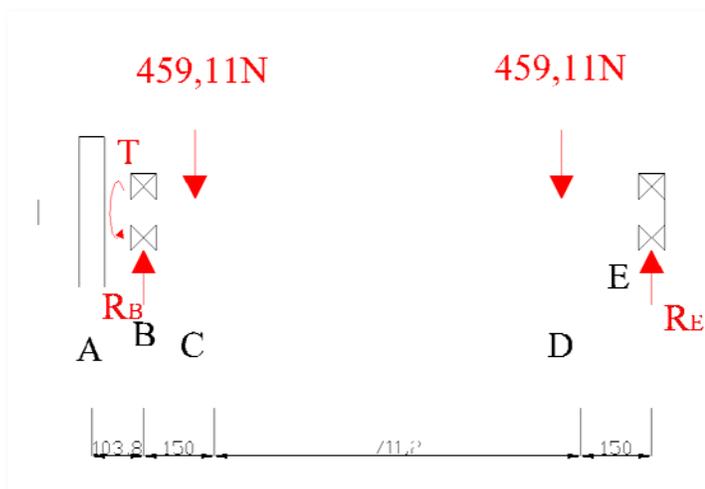


Figura 4.23. Diagrama de cuerpo libre del eje de contracorte en el plano XY. (Alfaro y Umanés, 2009)

Sumatoria de momento flector en el punto E. (Ver figura 4.24)

$$\sum M_E = 0$$

$$-R_{By} \times (1011,2mm) + (459,11N) \times (861,2mm) + (459,11N) \times (150mm) = 0$$

$$R_{By} = 459,11N$$



Diagramas de corte y momento flector en el plano XY.

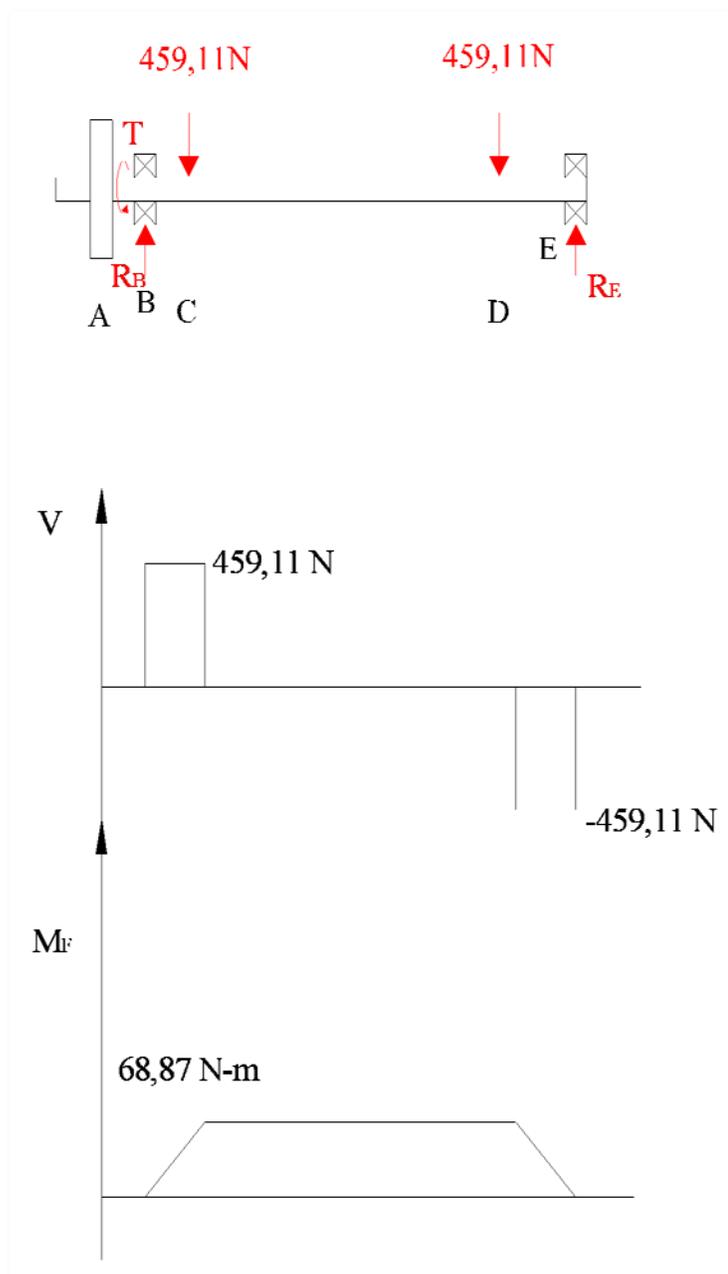


Figura 4.24. Diagramas de corte y momento del eje de contracorte en el plano XY. (Alfaro y Umanés, 2009)

Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ.

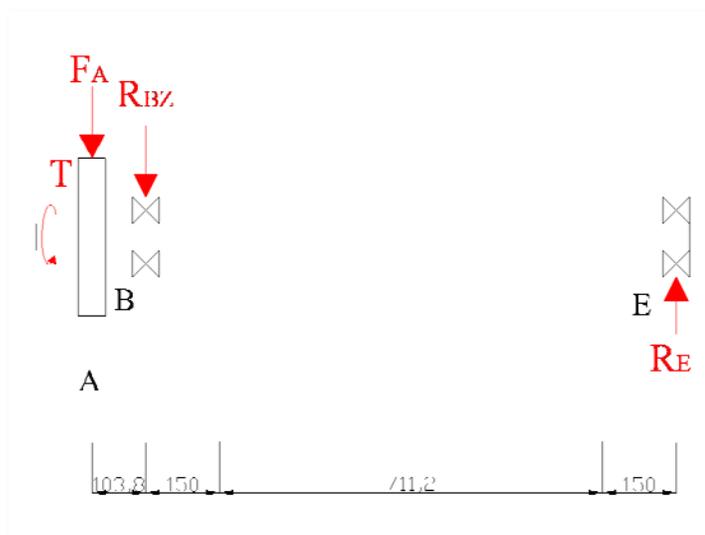


Figura 4.25. Diagrama de cuerpo libre del eje de contracorte en el plano XZ. (Alfaro y Umanés, 2009)

Cálculo de F_A .

Conocido el torque transmitido por la cadena, su velocidad de giro y el diámetro de la rueda dentada, se determina la tensión de la cadena F_A .

$$F_A = \frac{T}{r_c}$$

EC. 4.30.

Conocida la potencia requerida, y la velocidad de giro, se determina el torque:

$$T = \frac{Pot}{\omega}$$

EC. 4.31.



$$T = \frac{0,20 \text{ kW}}{4,19 \text{ rad/s}}$$

$$T = 0,05 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El radio de la corona viene dado por la siguiente ecuación:

$$D_c = \frac{\text{paso}}{2 \times \text{sen} \left(\frac{180^\circ}{N_c} \right)}$$

EC. 4.32.

$$D_c = 0,04 \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.30:

$$F_A = \frac{0,05 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,02 \text{ m}}$$

$$F_A = 2,5 \text{ N}$$

Cálculo de las reacciones en el plano XZ.

Sumatoria de momento flector en el punto B. (Ver figura 4.25)

$$\sum M_B = 0$$

$$-(2,5 \text{ N}) \times (103,8 \text{ mm}) - R_{Ez} \times (1011,2 \text{ mm}) = 0$$

$$R_{Ez} = -0,26 \text{ N}$$

Sumatoria de momento flector en el punto E. (Ver figura 4.25)



$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ -F_A - R_{Bz} + R_{Ez} &= 0 \\ R_{Bz} &= -2,5 - 0,26 \\ R_{Bz} &= -2,76 \text{ N}\end{aligned}$$

Diagrama de corte y momento flector en el plano XZ.

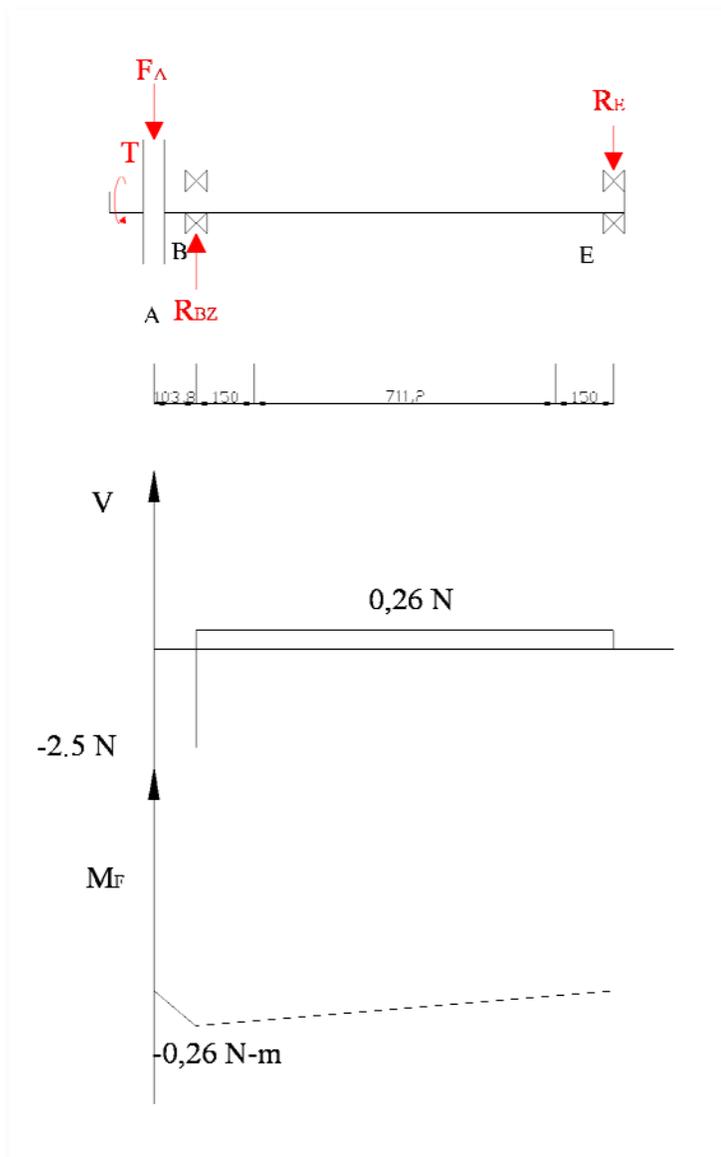


Figura 4.26. Diagramas de corte y momento flector del eje de contracorte en el plano XZ. (Alfaro y Umanés, 2009)



Dimensiones del eje.

Para obtener el diámetro del eje en los diferentes puntos, se observa el tipo de esfuerzo aplicado en el punto estudiado, se definen los factores de forma, y utilizando las ecuaciones de esfuerzo de flexión, torsión, corte o combinado, según sea el caso; se despeja el valor mínimo del diámetro.

Las dimensiones finales, se definen de acuerdo con los diámetros comerciales de los elementos acoplados al eje.

Punto B (a la izquierda): (Ver figura 4.26): el torque es $T= 0,05 N - m$, y está sometido a momento flector en los dos planos. En este punto es el asiento del cojinete con un chaflán de hombro con bordes cortantes, para el cual se tiene un $K_t = 2,5$.

- Por torsión: Al estar aplicado un esfuerzo de torsión constante al eje, no se considera K_t .

$$\tau_d = \frac{0,557 \times S_y}{n_s}$$

EC. 4.33.

Donde,

τ_d : esfuerzo cortante de diseño.

S_y : resistencia última a la tracción.

n_s : factor de seguridad.

$$\tau_d = \frac{0,557 \times (207 \text{ Mpa})}{3}$$



$$\tau_d = 69,07 \text{ Mpa}$$

Sabiendo que,

$$\tau_d = \frac{T}{Z_p}$$

EC. 4.34.

$$Z_p = \frac{0,05 \text{ N-m}}{38,43 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$Z_p = 1,3 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

Por otra parte.

$$Z_p = \frac{\pi \times D_e^3}{16}$$

EC. 4.35.

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16 \times (1,3 \times 10^{-9} \text{ m}^3)}{\pi}}$$

$$D_e = 1,87 \text{ mm}$$

- Por corte: el diseño por corte se realiza considerando el valor de la carga V , indicado en el diagrama de corte (Ver figura 4.26), y la resistencia máxima al corte ($\tau_{\text{máx}}$) del material del eje; a través de la ecuación 4.12.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{2 \times V}{A}$$

EC. 4.36.



Donde, A es el área de la sección transversal:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

EC. 4.37.

y, V es la fuerza cortante:

$$V = \sqrt{V_{xy}^2 + V_{xz}^2}$$

EC. 4.38.

$$V = 2,5 N$$

El esfuerzo cortante permisible es:

$$\tau_{perm} = \frac{0,6 \times S_y}{n_s}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.33:

$$\frac{0,6 \times 297 MPa}{3} = \frac{8 \times 2,5 N}{\pi \times D_e^2}$$

$$D_e = 0,39 mm$$

- Por flexión: para el dimensionamiento por flexión se calcula el momento flector total al que está sometido el eje en el punto, luego se determina el esfuerzo de flexión admisible con un factor de seguridad $n_s=3$ y finalmente se calcula el diámetro.



El momento flector a la izquierda del punto B, según los diagramas para ambos planos es: (Ver figuras 4.24 y 4.26)

$$M_{fB} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

EC. 4.39.

$$M_{fB} = 0,26 N - m$$

El esfuerzo admisible por flexión es:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{n_s}$$

EC. 4.40.

$$\sigma_d = \frac{207 MPa}{3}$$

$$\sigma_d = 69 MPa$$

Además, se conoce que:

$$\sigma_d = \frac{K_t \times M_{fB}}{Z}$$

EC. 4.41.

$$Z = \frac{K_t \times M_{fB}}{\sigma_d}$$

$$Z = \frac{2,5 \times (0,26 N - m)}{69 \times 10^6 Pa}$$



$$Z = 1,13 \times 10^{-8} m^3$$

Además.

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{32 \times Z}{\pi}}$$

EC. 4.42.

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,13 \times 10^{-8} m^3}{\pi}}$$

$$D_e = 4,86 mm$$

- Por esfuerzos combinados: se consideran los esfuerzos de flexión y torsión en conjunto, de acuerdo con la ecuación 4.43 (Hamrock B y otros, 2000)

$$D_e = \left(\frac{32 n_s}{\pi S_y} \times \sqrt{M_{fB}^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3}$$

EC. 4.43.

$$D_e = \left(\frac{32 \times 3}{\pi \times 207 \times 10^6} \times \sqrt{(0,26)^2 + \frac{3}{4} \times (0,05)^2} \right)^{1/3}$$

$$D_e = 4,58 mm$$

Las dimensiones de los ejes en los demás puntos, se obtienen aplicando las ecuaciones 4.33 a 4.43, siendo los valores correspondientes obtenidos en cada caso, y para los distintos tipos de esfuerzo generados, los indicados en la tabla 4.3.



De los resultados obtenidos, tomando los diámetros comerciales superiores existentes para los elementos acoplados, y manteniendo un diámetro constante entre los puntos C y D, las dimensiones del eje serán las indicadas en la figura 4.27.

Tabla N° 4.3. Dimensiones calculadas del eje de apoyo para el rodillo de contracorte (*).

Punto	Torque [N – m]	Momento flector [N – m]	Factor de forma (K_f)^(**)	Diámetro del eje [mm]			
				Por torsión	Por flexión	Por corte	Esfuerzos Combinados
A Acople de rueda dentada.	0,05	0	Anillo de retención 3	1,98	-	0,39	-
B Asiento de rodamien to	0,05	0,26	Anillo de retención 3	1,87	4,86	0,39	3,39
		68,87	Borde cortante 2,5	1,87	29,42	5,31	21,70
C Acople de flanche	0,05	68,87	Borde cortante 2,5	1,87	29,42	5,31	21,70
		68,87	Cuñero de perfil 2,0	2,36	27,31	0,13	21,70
D Acople de flanche	0,05	68,87	Cuñero de perfil 2,0	2,36	27,31	0,13	21,70
		68,87	Borde cortante 2,5	1,87	29,42	5,31	21,70
E Asiento de rodamiento	0,05	68,87	Borde cortante 2,5	1,87	29,42	5,31	21,70

(*) Para todos los cálculos se utiliza un factor de seguridad $n_s = 3$.

(**) Fuente: Mott (1992).

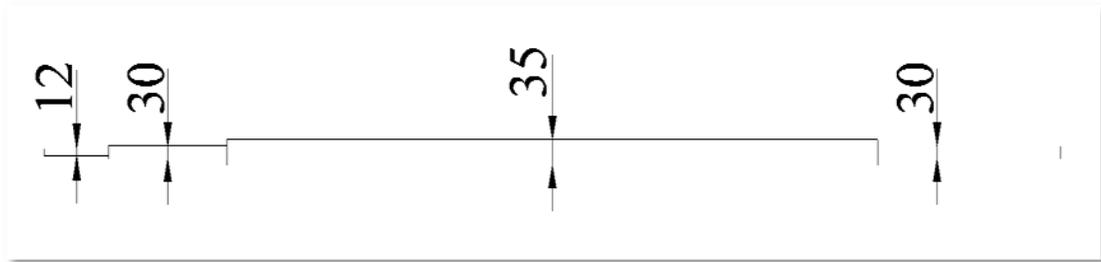


Figura 4.27. Dimensiones del eje de contracorte.

4.4.8.- Eje para el rodillo de corte.

Debido a que las condiciones de esfuerzo a las cuales están sometidos los ejes de ambos rodillos son similares, siendo la única diferencia que el eje de contracorte lleva acoplada una rueda catalina que genera un esfuerzo adicional al mismo; se asignarán al eje del rodillo de corte las mismas dimensiones del eje del rodillo de contracorte, sin considerar el cambio de sección requerido para el acople de la rueda catalina, ya que este elemento no se encuentra acoplado al eje de corte (Ver figura 4.28). Los diámetros del eje de corte se muestran en la figura 4.29.

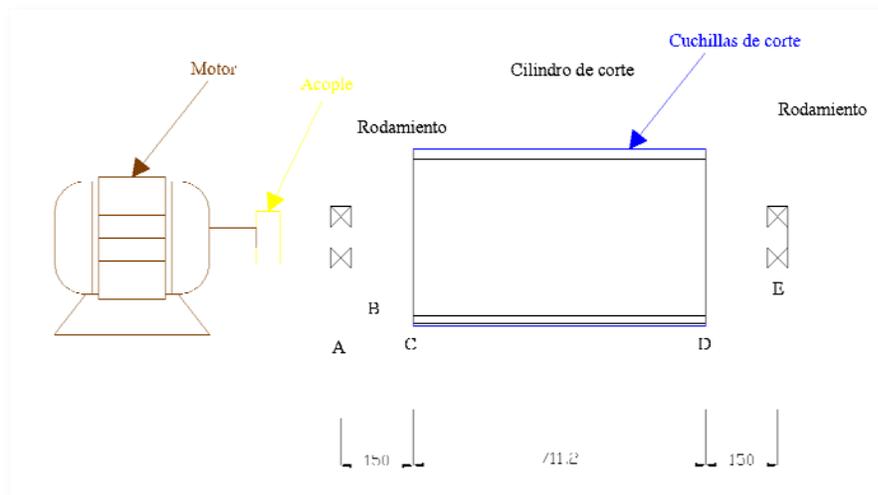


Figura 4.28. Eje de corte con elementos acoplados. (Alfaro y Umanés, 2009)

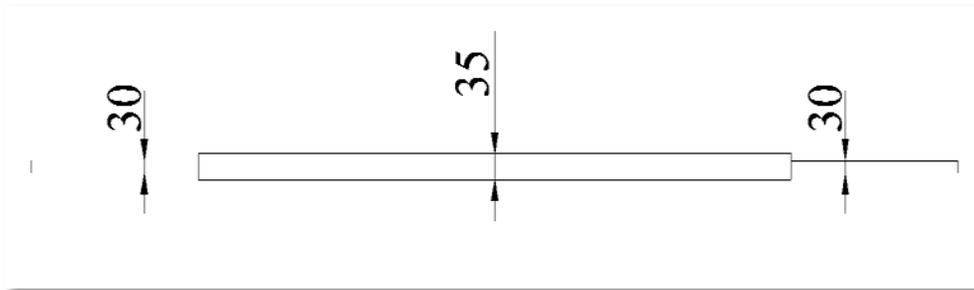


Figura 4.29. Diámetros del eje de corte. (Alfaro y Umanés, 2009)

4.4.9.- Estructura de soporte de los rodillos.

La estructura de soporte de los cilindros va fijada a una estructura principal de acero, que está unida a la máquina termoformadora (Ver figura 4.30), en la cual se apoyaban anteriormente troqueles como los descritos en el análisis del sistema actual. Para ello se adaptarán columnas fabricadas con tubos estructurales comerciales, cuya resistencia mecánica soporte la carga generada por los rodillos de corte y contracorte. Las uniones entre las columnas y la estructura principal son soldadas.

a.- Diseño de las columnas.

El cálculo se realiza en base a las teorías de diseño de columnas, utilizando las ecuaciones de Euler y Johnson, según corresponda. Para ello, una vez definida la carga soportada por cada columna, se establecen las propiedades de interés del material con que son elaborados los tubos estructurales que se utilizarán; luego, se calcula el área de la sección transversal mínima requerida para soportar la carga. Con dicha área se selecciona el perfil estructural adecuado, y con las características de este perfil se verifican las dimensiones por teoría de diseño de columnas.

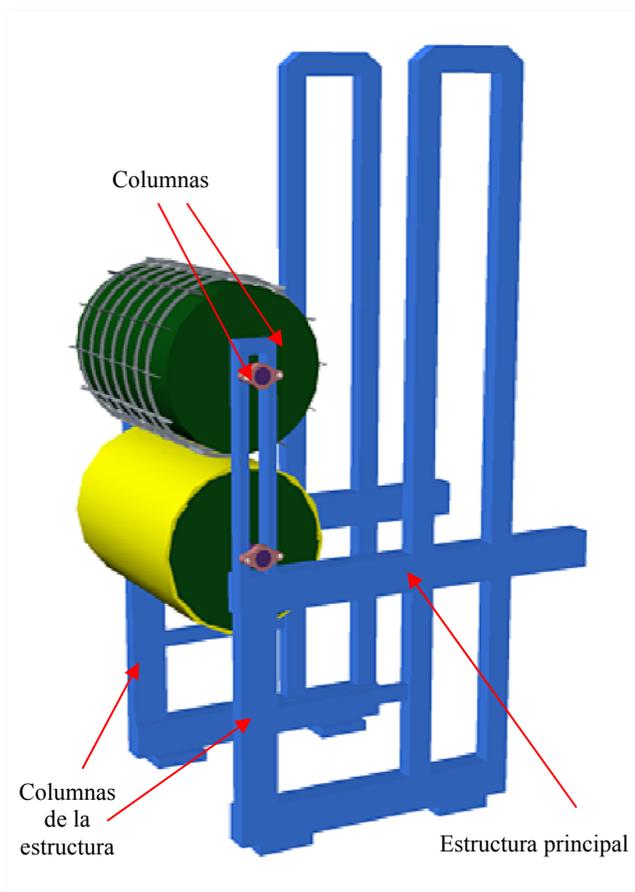


Figura 4.30. Estructura de soporte de los rodillos. (Alfaro y Umanés, 2009)

Consideraciones:

El peso total de los dos rodillos de corte es de 1836,44 N, siendo soportado por cuatro columnas iguales, por lo tanto, cada columna soporta la cuarta parte de dicho peso $P= 459,11 \text{ N}$. (Ver figura 4.30).

- Por estar sometidas a las mismas condiciones de carga y tener iguales características físicas, se diseña una sola columna, aplicándose los resultados a las demás.
- La longitud de la columna considerada en los cálculos, es la distancia desde el empotramiento, hasta el punto más alejado donde se aplica carga.

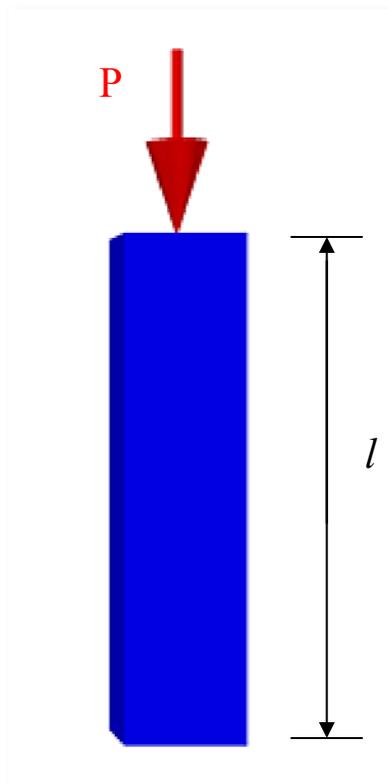


Figura 4.31. Diagrama de cuerpo libre de la columna. (Alfaro y Umanés, 2009)

Datos:

$S_y = 344,71 \text{ MPa}$ (Perfiles estructurales de sección cuadrada CONDUVEN)

$P = 459,11 \text{ N}$

$n_s = 3$

$l = 415 \text{ mm}$

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

EC. 4.44.

Donde,

P : Carga aplicada.

A : Área de la sección transversal



Se determina el esfuerzo admisible, con el factor de seguridad:

$$\sigma_{adm} = n_s \times S_y$$

EC. 4.45.

$$\sigma_{adm} = 1034,15 \text{ MPa}$$

Sustituyendo σ_{adm} en la ecuación 4.28, se obtiene:

$$A = 4,43 \times 10^{-3} \text{ cm}^2$$

Con el área, se busca en el catálogo de perfiles estructurales CONDUVEN, un perfil con área igual o mayor que la calculada, el cual corresponde con el perfil de sección cuadrada 60 x 60, con área $A = 5,02 \text{ cm}^2$ y radio de giro $K = 2,34 \text{ cm}$.

Las columnas están fijas en la base, y el extremo superior está libre. Para esta disposición, según la tabla 4.4 el valor de longitud efectiva recomendado por AISC es: $l_e = 871,5 \text{ mm}$.

Tabla 4.4: Factores de longitud efectiva, según la condición terminal de la columna (Norton, 1999).

Condiciones terminales	Valor teórico	Recomendado por AISC	Valor conservador
Redonda - redonda	$l_{eff} = l$	$l_{eff} = l$	$l_{eff} = l$
Articulada - articulada	$l_{eff} = l$	$l_{eff} = l$	$l_{eff} = l$
Fija - libre	$l_{eff} = 2l$	$l_{eff} = 2,1l$	$l_{eff} = 2,4l$
Fija - articulada	$l_{eff} = 0,707 l$	$l_{eff} = 0,80 l$	$l_{eff} = l$
Fija - fija.	$l_{eff} = 0,5 l$	$l_{eff} = 0,65l$	$l_{eff} = l$



Se determina la relación de esbeltez (S_r), para definir el tipo de columna, comparándola con la relación de esbeltez en el punto de tangencia (). (Ver Figura 4.32).

$$S_r = \frac{l_e}{K}$$

EC. 4.46.

$$S_r = 37,24$$

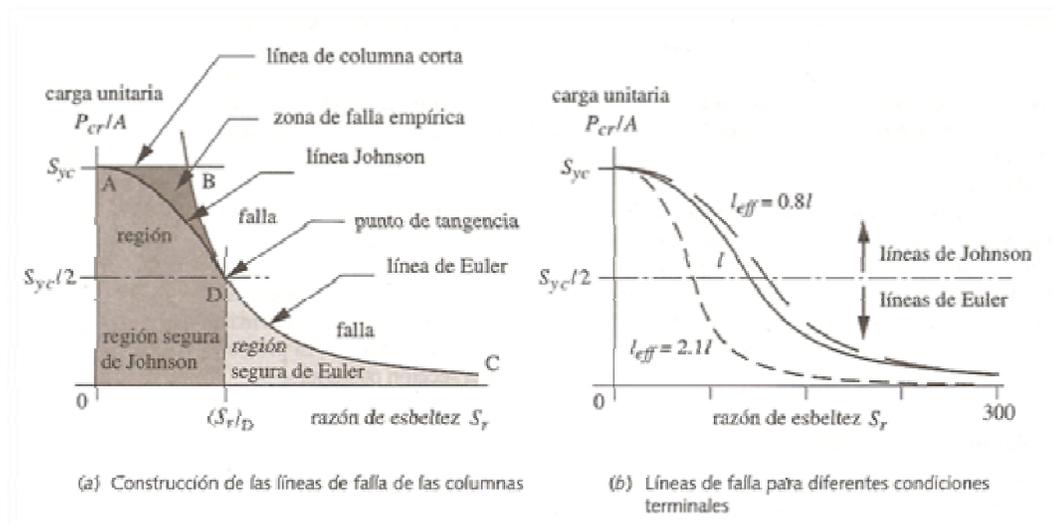


Figura 4.32. Líneas de falla de columnas Euler, Johnson y columnas cortas. (Norton, 1999)

Por otra parte,

$$(S_r)_D = \pi \sqrt{\frac{2 \times E}{S_y}}$$

Donde, $E = 207 \text{ GPa}$, es el módulo de elasticidad del acero.

EC. 4.47.

$$(S_r)_D = 34,64$$



Comparando $(S_r)_D < S_r$, por lo tanto, se utiliza la ecuación de Euler para el diseño de la columna.

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 \times E}{S_r^2}$$

EC. 4.48.

$$P_{cr} = 738,8 \text{ kN}$$

Con la carga crítica (P_{cr}), se determina la carga permisible ($P_{permisible}$), y se compara con la carga aplicada (P).

$$P_{permisible} = \frac{P_{cr}}{n_s}$$

EC. 4.49.

$$P_{permisible} = 246,27 \text{ kN}$$

Como $P_{permisible} > P$, el perfil seleccionado cumple con el diseño. Entonces, la estructura de las columnas se realiza con un perfil estructural cuadrado 60 x 60, con $S_y = 344,71 \text{ MPa}$.

A continuación, se comprueba que la estructura principal a la cual van soldadas las columnas (Ver figura 4.30), tiene las dimensiones necesarias para soportar la carga. Para ello, se estudia el efecto que ejercen dichas cargas sobre la estructura, las cuales, como se observa en la figura 4.30, sólo representan una carga unitaria sobre dos de las columnas de la estructura principal.



Así, el cálculo corresponde al de una columna fija – fija, que soporta la mitad del peso de ambos cilindros, es decir $2P$, en su extremo superior (Ver figura 4.33). Las columnas de la estructura principal son perfiles estructurales de sección cuadrada de 120×120 , cuyo material es Acero con $S_y = 344,71 \text{ MPa}$, con área $A = 18,01 \text{ cm}^2$, radio de giro $K = 4,70 \text{ cm}$ y una longitud de $l = 360 \text{ mm}$.

Utilizando las ecuaciones 4.44 con factor de seguridad $n_s = 3$, se obtiene:

$$\sigma_{adm} = 1034,15 \text{ MPa}$$

De la tabla 4.4, para una columna fija – fija, la longitud efectiva de esta columna es: $l_e = 234,36 \text{ mm}$. Sustituyendo en la ecuación 4.46:

$$S_r = 49,86$$

De la ecuación 4.47:

$$(S_r)_D = 34,64$$

Como $(S_r)_D < S_r$, se utiliza la ecuación 4.48, y así:

$$P_{cr} = 657,62 \text{ kN}$$

Entonces, según la ecuación 4.49:

$$P_{permisible} = 219,21 \text{ kN}$$



Comparando, como $P_{permissible} > P$, la estructura principal cumple con los requerimientos de diseño.

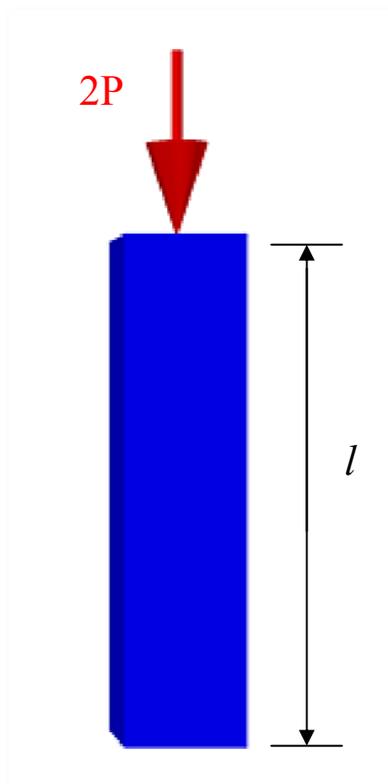


Figura 4.33. Diagrama de cuerpo libre de la columna de la estructura principal. (Alfaro y Umanés, 2009)

b.- Unión de las columnas a la estructura principal.

La unión se realiza mediante soldadura, esta unión soldada es entre las columnas que soportan los rodillos de corte y contracorte y la estructura principal de la máquina. (Ver figura 4.34).

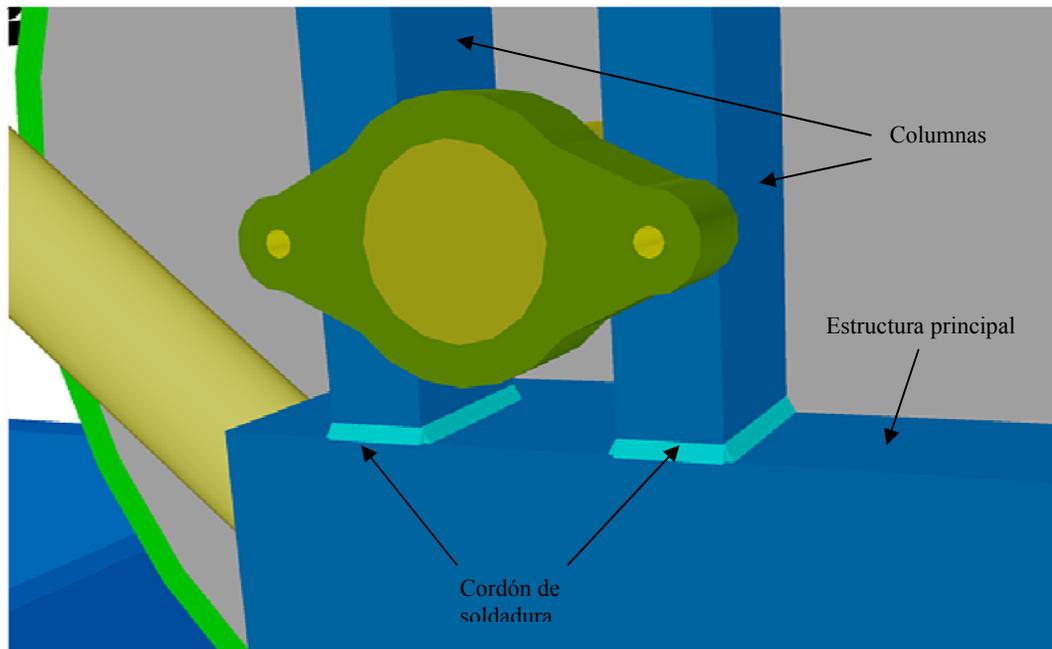


Figura 4.34. Detalle de uniones soldadas. (Alfaro y Umanés, 2009)

El diseño de la soldadura se basa en los parámetros establecidos por el código de soldadura AISC/AWS.

Por la disposición de la fuerza que se aplica sobre la columna, se considera que existe un esfuerzo cortante en la soldadura, el cual se determina por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{1,414 \times P}{h \times l_{\text{cordón}}}$$

EC. 4.50.

Donde,

τ : Esfuerzo cortante.

P : Carga aplicada.

h : tamaño de la garganta del cordón de soldadura.

$l_{\text{cordón}}$: longitud del cordón de soldadura.



Según el espesor de los materiales que se van a unir, el código AISC/ASW recomienda el tamaño de la garganta, los valores están expresados en la figura 4.35.

Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta 1/4 inclusive	1/8
Mayor que 1/4 A 1/2	3/16
Mayor que 1/2 A 3/4	1/4
† Mayor que 3/4 A 1 1/2	5/16
Mayor que 1 1/2 A 2 1/4	3/8
Mayor que 2 1/4 A 6	1/2
Mayor que 6	5/8

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
 † Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.
 * El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.

Figura 4.35. Tamaño mínimo de la garganta para soldadura de filete. AWS (2001).

En este caso, ambos espesores son menores de 1/4 pulg, y por lo tanto el tamaño de garganta recomendado es h : 1/8 pulg. Y la carga aplicada es igual a la que soportan las columnas $P = 459,11 N$.

Sustituyendo en la ecuación 4.34, se obtiene:

$$\tau = 850,6 Pa$$

De acuerdo con el código AISC/AWS, el esfuerzo permisible en la soldadura de filete, en función del esfuerzo último del electrodo S_{ut} , viene dado por la siguiente ecuación:

$$EC. 4.51.$$



Preseleccionando un electrodo E60xx, con esfuerzo último 427 MPa (Ver tabla 4.6), se tiene:

$$\tau_{adm} = 128,1 \text{ Mpa}$$

Tabla 4.5: Resistencias a esfuerzos mínimas de los tipos de electrodos AWS

Número de electrodo AWS	Resistencia última kpsi (MPa)	Resistencia de fluencia kpsi (MPa)	Elongación (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17 - 25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14 - 17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13 - 16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Fuente: *Código de soldadura AISC/AWS.*

Comparando el esfuerzo τ calculado, con el esfuerzo admisible τ_{adm} se observa que el electrodo E60xx cumple los requerimientos del diseño, porque $\tau_{adm} > \tau_{calculado}$.

4.4.10.- Acoples, rodamientos y estructura de soporte de los motores.

a.- Acoples.

El acople se utiliza para conectar el eje de salida del motorreductor, al eje del rodillo de corte (Ver figura 4.34.). Para un motor de 0,28 HP y una velocidad de giro de 40 rpm, del catálogo de acoples SURE - FLEX, Apéndice C, se selecciona el acople *GC02 – 1010GC*.

b.- Rodamientos.

Se seleccionan cuatro rodamientos con sus respectivos soportes, para el montaje de los ejes de los rodillos de corte y contracorte. Los parámetros de selección son el diámetro mínimo del eje donde se acoplan y la fuerza radial a la que están sometidos, ya que la fuerza axial es nula.

Rodamientos 1 y 2: (Ver figura 4.36)

La carga radial es de 459,11 N y el diámetro mínimo del eje es de 25 mm, se selecciona una unidad de rodamiento que satisfaga las restricciones, la cual según el Catálogo SKF (Apéndice D) es YAT206.

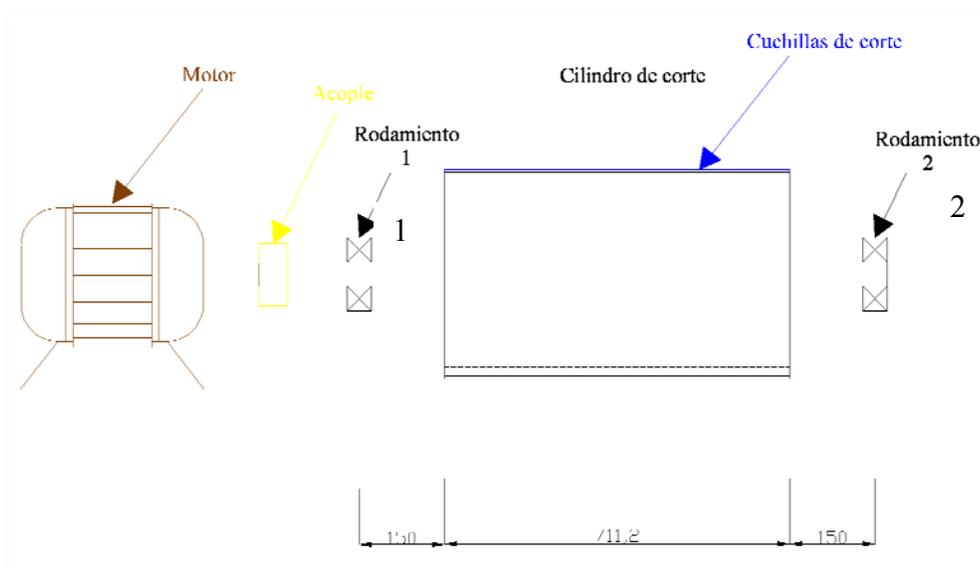


Figura 4.36. Ubicación de los rodamientos 1 y 2. (Alfaro y Umanés, 2009)

Rodamiento 3: (Ver figura 4.37)



La carga radial es de 459,11 N y el diámetro mínimo del eje es de 12 mm, se selecciona una unidad de rodamiento que satisfaga las restricciones, la cual según el Catálogo SKF (Apéndice D) es FYTB12TF.

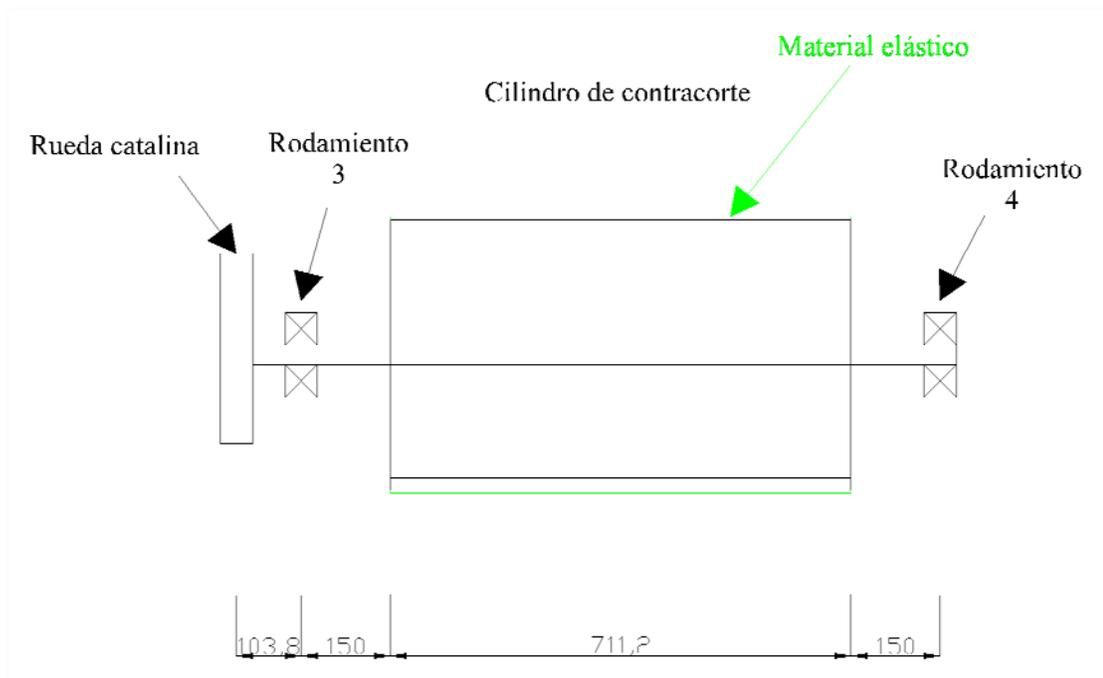


Figura 4.37. Ubicación de los rodamientos 3 y 4. (Alfaro y Umanés, 2009)

Rodamiento 4:

La carga radial es de 459,11 N y el diámetro mínimo del eje es de 30 mm, se selecciona una unidad de rodamiento que satisfaga las restricciones, la cual según el Catálogo SKF (Apéndice D) es YAT206.

La duración de los rodamientos es mayor a 1000000 de horas de servicio. (Ver Apéndice D)

c.- Estructura de soporte de los motores.

La estructura de soporte está formada por cuatro columnas, sobre las cuales se apoyan los motorreductores (Ver figura 4.38). Ya que los perfiles estructurales sólo son comercializados con una longitud mínima de 12 m., se utilizarán para la estructura de las bandas, la longitud de perfiles que sobra de la estructura de soporte de los rodillos de corte, de esta forma se reducen los costos de fabricación de la máquina. Las características de los perfiles son:

Perfil estructural cuadrado 60 x 60, con $S_y = 344,71 \text{ MPa}$.

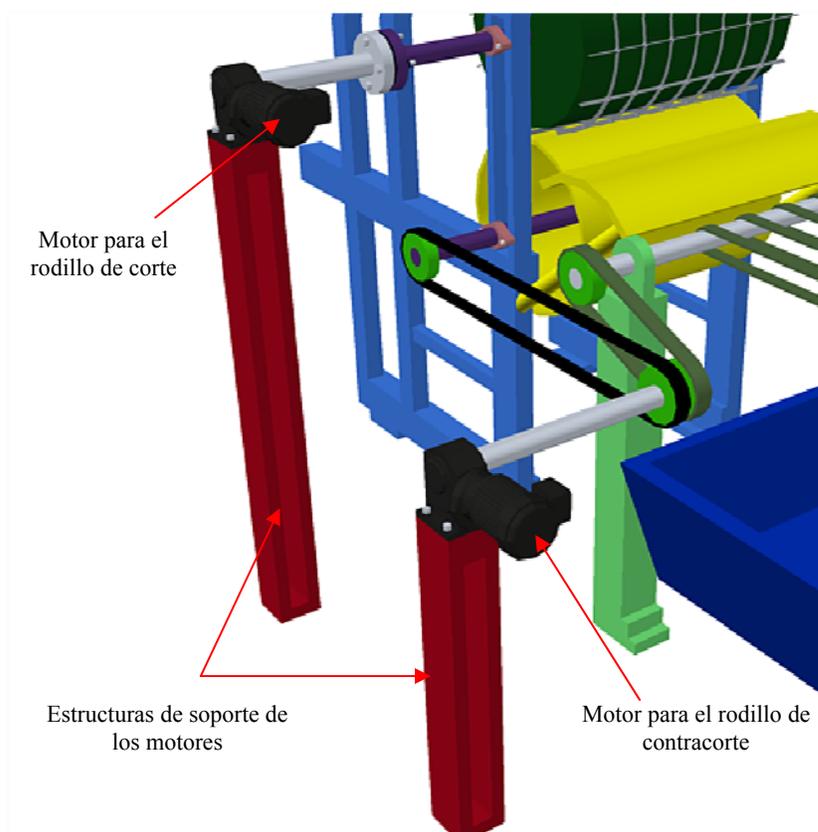


Figura 4.38. Estructura de soporte de los motores. (Alfaro y Umanés, 2009)



No se realiza el cálculo por columnas porque las cargas que soportan son mucho menores que las generadas por los rodillos de corte y contracorte, por lo que se garantiza que cumplen con las necesidades del diseño.

4.4.11.- Bandas transportadoras con cilindros.

Las bandas transportadoras llevan las tapas desde la salida del rodillo de corte (Ver figura 4.39), hasta la mesa de trabajo; sin embargo, su principal función en este diseño es servir como herramienta, para otorgar un tiempo intermedio entre el corte y el empacado de las tapas, durante el cual el desperdicio de poliestireno expandido que se genera en el proceso el corte, caiga en el contenedor.

a.- Selección de las bandas.

El sistema de bandas no está sometido a condiciones de operación muy exigentes; el peso del material transportado es de 30 g. aproximadamente, la longitud de la banda requerida es de 1500 mm, y no requiere de características de rugosidad especiales, por lo tanto se considera como una banda para transporte general.

En base a esa información, se selecciona por el catálogo Habasit (Ver Apéndice E), una banda transportadora plana, con las siguientes especificaciones:

Designación: SAB - 5E 07.

Espesor: $e = 1,65$ mm.

Diámetro mínimo de polea: $d = 20$ mm.

Ancho de fabricación sin costuras: 3200 mm.

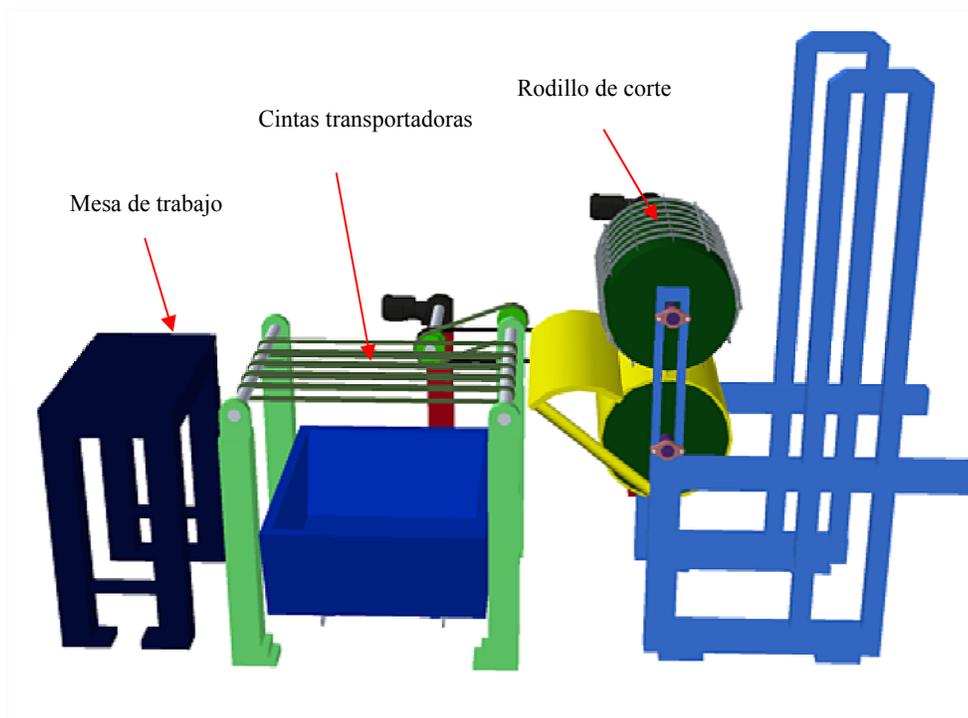


Figura 4.39. Ubicación de las cintas transportadoras. (Alfaro y Umanés, 2009)

Además, considerando que los ejes no están sometidos a grandes esfuerzos, ya que el peso del material transportado es despreciable, se utilizan ejes de 25 mm de diámetro para la instalación de las bandas, el cual es mayor al mínimo diámetro de polea recomendado por el fabricante. Las características y dimensiones de los rodillos y mesa de apoyo de las bandas transportadoras son definidos por el fabricante, y se incluyen en el presupuesto del producto.

b.- Selección de los elementos de transmisión de potencia para las bandas transportadoras.

La potencia para mover el eje de las bandas, se transmite por medio de un mecanismo de cadena (Ver figura 4.40), el cual viene desde el eje de la caja reductora, debido a que la velocidad de giro de las bandas será igual a la del cilindro



de contracorte, 40 rpm, y que la relación de transmisión es igual a la del mencionado cilindro; considerando además que las cadenas se consiguen comercialmente con una longitud no menor a tres metros, las características de la cadena y las ruedas dentadas que se utilizarán serán iguales a las del mecanismo de cadenas del cilindro de contracorte seleccionado en el apartado 4.4.4. Esto permite reducir los costos de fabricación de la máquina, ya que se puede utilizar la longitud de cadena sobrante del mecanismo del rodillo de contracorte.

Por otra parte, utilizando las ecuaciones de la sección 4.4.7, se determina la longitud de la cadena, sabiendo que la distancia entre el eje de las bandas transportadoras y el eje del motor es $C = 342,5 \text{ mm}$, la longitud de la cadena será igual a $L = 27 \text{ pasos}$.

Así, las características de los elementos de transmisión de potencia para el sistema de bandas transportadoras son:

Cadena de paso $\frac{1}{2}''$

Piñón: $n = 19$ dientes

Catalina: $N = 38$ dientes.

L: longitud de cadena, 27 pasos.

4.4.12.- Contenedor de desechos.

En el contenedor de desechos caen los trozos de poliestireno que se desechan después del proceso de corte, y va ubicado debajo del conjunto de bandas transportadoras.

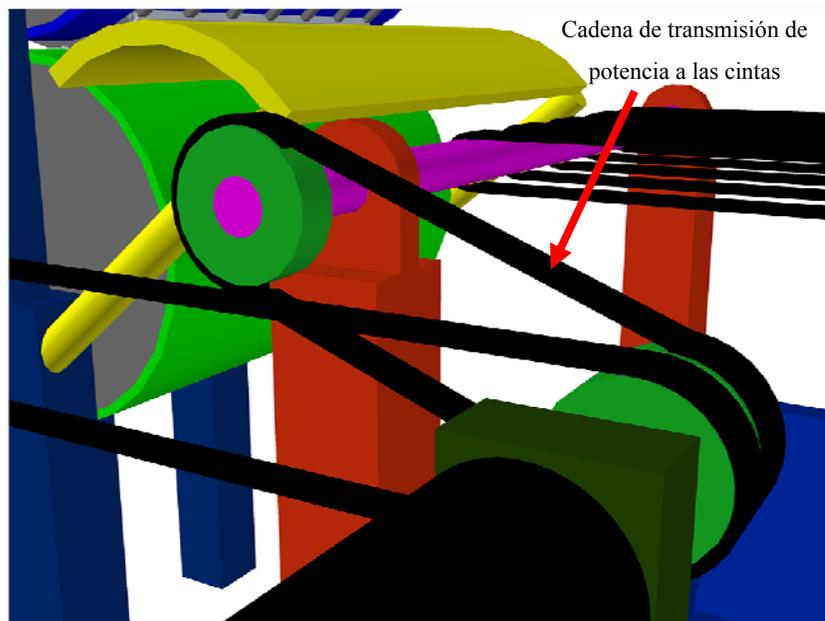


Figura 4.40. Cadena de transmisión de potencia de las cintas transportadoras. (Alfaro y Umanés, 2009)

Recordando que los espacios libres entre las bandas, tienen por objeto servir de conductos para dejar caer los desperdicios, las dimensiones de longitud y ancho del contenedor dependen del área total que abarca el juego de bandas transportadoras, y su altura debe ser tal pueda ser colocado con facilidad debajo de dichas bandas.

Además, el contenedor tiene la forma de un cono truncado invertido, para ayudar a que el material que va cayendo se apile lo más uniformemente posible en el contenedor, y aprovechar mejor el espacio. Así, las dimensiones del contenedor serán las mostradas en la figura 4.41.

Por otra parte, se colocan ruedas al contenedor en su parte inferior, para facilitar el traslado del mismo, cuando sea necesario retirarlo de la zona de trabajo, para vaciar los residuos de poliestireno.

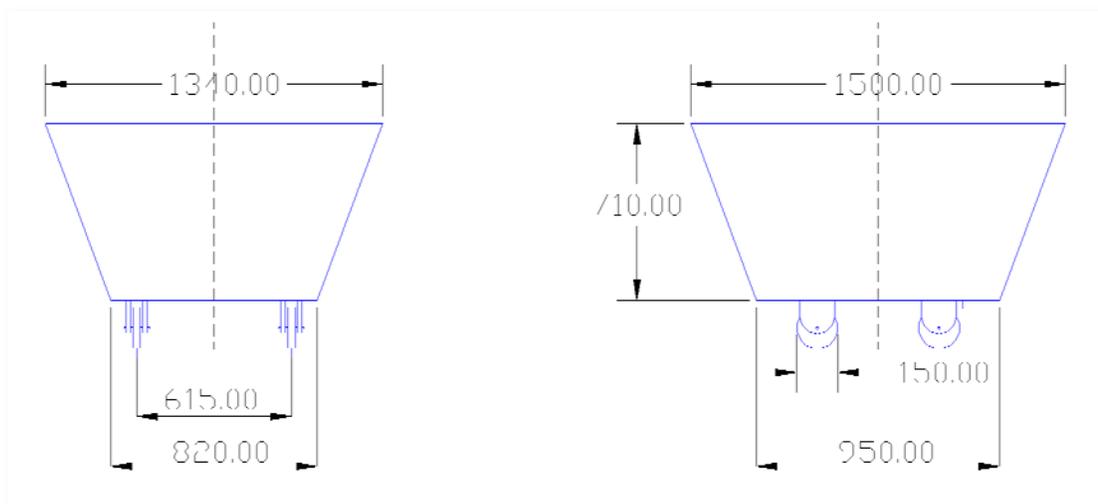


Figura 4.41. Dimensiones del contenedor de desperdicios.

Finalmente, se utiliza para el diseño láminas de hierro negro de 2 mm de espesor, soldadas. Esta soldadura no será calculada, porque el contenedor no estará sometido a condiciones de esfuerzo, ya que el peso del poliestireno expandido no es considerable.

4.5.- ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA.

La factibilidad económica del proyecto se determinará utilizando como criterio el tiempo de recuperación de la inversión, para ello se presenta en la tabla 4.6 y la lista de los materiales y equipos necesarios para la ejecución del proyecto, cada uno acompañado de la cantidad requerida y su costo correspondiente. A partir de esta información, y de acuerdo con los costos de instalación y asesoría técnica se calcula la inversión inicial; por otra parte se determinan los costos de operación asociados al funcionamiento de la máquina y las ganancias que se obtienen con la máquina nueva según su capacidad de producción y el precio de venta del producto.



A partir de todos los valores mencionados, se calcula el tiempo necesario para recuperar la inversión que requiere la ejecución del proyecto, y con este se concluye si el proyecto es o no factible.

Por otra parte, el tiempo de retorno se determina por la ecuación 4.52.

$$T_r = \frac{C_s}{A_s}$$

EC. 4.52.

Donde,

C_s : Costo del sistema.

A_s : Ahorro del sistema.

T_r : Tiempo de retorno.

Así, el total de la inversión en equipos será de 42.315 Bs.F. se estima que el costo por asesoría técnica y mano de obra será del 35% del costo de los materiales, obteniéndose así una inversión inicial de 57.125 Bs.F.

De acuerdo con lo expuesto, el tiempo de instalación de la máquina se estima en tres meses, ya que, como se muestra en la tabla 4.7, existen partes de los cilindros que son importadas y que no tienen disponibilidad inmediata, además de otras que deben ser fabricadas. Por esta razón el equipo se va construyendo hasta que se tengan los cilindros, las cuchillas y el material elástico para completar el diseño.

Cabe destacar que, la máquina que actualmente posee la empresa produce unas 6.758.400 piezas/mes, este dato fue suministrado por el departamento de producción de MOLANCA.



Tabla 4.6. Costos de materiales y equipos. (Alfaro y Umanés, 2009)

Proveedor	Producto	Precio (Bs.F)	Cantidad	Total (Bs.F)
Tornos Marín C.A.	Cilindro de corte	10.000	01	10.000
Tornos Marín C.A.	Cilindro de contracorte	10.000	01	10.000
Citroempaques C.A.	Cuchillas de corte	2.000	06	12.000
Citroempaques C.A.	Material elastico	1.000	05	5.000
Bearing U.S.A. C.A.	Rodamientos	30	04	120
Maica	Acople	200	01	200
Bearing U.S.A. C.A.	Cadena	20	01	20
Bearing U.S.A. C.A.	Piñones	35	03	105
Crisol Representaciones C.A.	Tubos estructurales	280	01	280
Crisol Representaciones C.A.	Lámina de hierro negro de 1 X2 m y 2 mm de espesor	180	04	720
Maica	Cilindros para cintas transportadora	50	10	500
Maica	Cintas transportadoras	10	05	50
Maica	Motoreductor	1.500	1	1.500
Maica	Motoreductor	1.700	1	1.700
Bearing U.S.A. C.A.	Rodamientos	30	04	120

Además, la máquina será manipulada por dos operarios los cuales se encargarán de recibir las láminas cortadas y apilarlas en la mesa de trabajo, para luego proceder a separar las tapas individualmente, este proceso se realiza alternadamente, es decir,



que cuando un operario está recibiendo las láminas cortadas el otro estará separando las láminas que apiló en el intervalo de corte anterior.

Como se sabe, los operarios devengan salario mínimo (860,71 BsF), con turnos de trabajo de 8 horas de lunes a viernes, y para efectos del análisis se tomarán dos turnos diarios y sólo la producción de tapas de 213 x 148 mm, ya que este es el producto con mayor demanda.

Según esto, la cantidad de tapas producidas al mes será:

$$P_m = RPM_{cil} \times T_{vuelta} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \times \frac{16 \text{ hora}}{1 \text{ día}} \times \frac{20 \text{ días}}{1 \text{ mes}}$$

EC. 4.53

Donde,

ω : Velocidad de giro.

T_{vuelta} : Cantidad de tapas producidas por vuelta.

P_m : Cantidad de tapas producidas por mes.

Sustituyendo en la ecuación 4.53, se obtiene:

$$P_m = \frac{40 \text{ Rev.}}{1 \text{ min}} \times \frac{24 \text{ Tapas}}{1 \text{ Rev.}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \times \frac{16 \text{ hora}}{1 \text{ día}} \times \frac{20 \text{ días}}{1 \text{ mes}}$$

$$P_m = 18.432.000 \text{ Tapas al mes}$$

Esto superaría en un 272.73% la producción actual; la empresa deberá cancelar a los trabajadores 3.442,84 Bs.F/mes.



Por otra parte, el costo de producción de la tapa es de 0,05 Bs.F, según datos suministrados por el departamento de producción de MOLANCA.

Considerando que, el precio de venta del conjunto envase de aluminio y tapa de poliestireno expandido es de (0,386 Bs.F), se asume que el precio de venta de una tapa será el 25% del precio de venta total del envase (0,1 Bs.F). Con esto la empresa obtendría por concepto de tapas 1.843.200 Bs.F/mes como ganancia neta de la máquina nueva, mientras que la ganancia neta de la máquina actual es de 675.840 Bs.F/mes, de acuerdo con los datos suministrados por el departamento de ventas de MOLANCA.

Finalmente, para calcular el tiempo en el que se recuperará la inversión inicial se utilizan las siguientes ecuaciones.

$$B_u = P_v - C_u$$

EC. 4.54.

Donde,

B_u : Beneficio por tapa.

P_v : Precio de venta.

C_u : Costo unitario.

Sustituyendo los valores expuestos anteriormente:

$$B_u = \left(0,10 \text{ Bs.F}/\text{tapa}\right) - \left(0,05 \text{ Bs.F}/\text{tapa}\right)$$

$$B_u = 0,05 \text{ Bs.F}/\text{tapa}$$



El ahorro del sistema viene dado por la ecuación 4.55:

$$A_s = P_a \times B_u$$

EC. 4.55.

Donde, P_a es la cantidad de tapas adicionales de la nueva propuesta.

$$A_s = \left(11.673.600 \frac{\text{tapas}}{\text{mes}} \right) \times \left(0,05 \frac{\text{Bs.F}}{\text{tapa}} \right)$$

$$A_s = 583.680 \frac{\text{Bs.F}}{\text{mes}}$$

Así, el tiempo de retorno será según la ecuación 4.52:

$$T_r = \frac{(57.125 \text{Bs.F})}{\left(583.680 \frac{\text{Bs.F}}{\text{mes}} \right)}$$

$$T_r = 0,1 \text{ meses} = 3 \text{ días}$$

Según lo expuesto anteriormente, la empresa recuperará la inversión inicial en aproximadamente tres días, lo que implica un proyecto sumamente rentable, sobre todo considerando que el principal interés de la empresa con esta máquina es igualar la producción de tapas con la producción de envases, ya que estos productos se venden juntos, y si además de igualar la producción se logra obtener buenas ganancias en poco tiempo el proyecto se hace más interesante.

Ahora, se define la factibilidad técnica del proyecto, la cual se basa en la disponibilidad de los equipos y materiales que conforman la máquina propuesta,



dentro del mercado nacional, así como también del tiempo en que los proveedores hacen entrega de los pedidos. Esta información es presentada en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Disponibilidad de materiales y equipos. (Alfaro y Umanés, 2009)

Producto	Disponibilidad
Cilindro de corte	1 mes
Cilindro de contracorte	1 mes
Cuchillas de corte	2 meses
Material elastico	2 meses
Rodamientos	Entrega inmediata
Acople	Entrega inmediata
Cadena	Entrega inmediata
Piñones	Entrega inmediata
Tubos estructurales	Entrega inmediata
Lamina de hierro negro de 1 X2 m y 2 mm de espesor	Entrega inmediata
Cilindros para cintas transportadoras	15 días
Cintas transportadoras	15 días
Motoreductor	5 días
Motoreductor	5 días
Rodamientos	Entrega inmediata

Como se puede observar en la tabla 4.7, la mayoría de las piezas pueden ser adquiridas de manera inmediata o en pocos días, lo que permitiría implementar el diseño rápidamente. Los cilindros de corte y contracorte son entregados en mayor tiempo, debido a que los fabricantes de los mismos deben esperar el material para luego conformar los cilindros, que por sus dimensiones y por la exactitud que requieren para que funcionen de manera adecuada deben ser fabricados cuidadosamente. Los elementos que tardan más en ser entregado son las cuchillas de corte montadas en las conchas de madera y el material elástico con que se recubre el cilindro de contra corte, ya que éstos no son fabricados en el país, por lo que deben



ser importados y debido a los controles con respecto a las divisas y a los trámites aduanales, la llegada de estos se tarda alrededor de dos meses.

Se puede concluir que, éstos plazos son aceptables para realizar el proyecto ya que, los materiales que más se tardan en llegar son los que se instalan cuando la máquina ya está armada, es decir, la máquina se puede ir construyendo con las demás partes.



CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1.- CONCLUSIONES.

El proceso de troquelado de tapas que se desarrolla actualmente en la empresa no tiene la capacidad de producir el número de tapas necesario para satisfacer la demanda del producto; además, de ser un proceso que genera altos niveles de ruido.

Por otra parte, el sistema oleohidráulico que acciona los troqueles de corte de la máquina que se utiliza hoy día en la empresa, presenta fugas de aceite, lo cual ensucia notablemente el ambiente de trabajo, y en muchas ocasiones daña las láminas de poliestireno, generando condiciones inseguras y pérdidas de materia prima.

Además, el troquel de la máquina propuesta es cilíndrico, y cuenta con una geometría que permite disminuir el porcentaje de pérdida de material que se produce en la fabricación de las tapas por lo menos en siete puntos.

Así, el diseño propuesto consiste en una máquina troqueladora cilíndrica que permite fabricar tapas de poliestireno expandido de tres dimensiones diferentes, como son 213 x 148 mm, 178 x 128 mm y 139 x 115 mm con un espesor aproximado de 2,3 mm.

El rodillo de corte de la máquina puede girar a una velocidad máxima de cuarenta revoluciones por minuto, permitiendo fabricar 960 tapas de 213 x 148 mm, 1200 de 178 x 128 mm y 1800 de 139 x 115 mm, en un minuto.

Con la máquina diseñada se logra elevar la capacidad de producción de tapas de 213 x 148 mm en 42%, la de 178 x 128 mm en 88% y la de 139 x 115 en 42,5%;



equilibrando el número de tapas fabricadas con relación a la cantidad de bandejas de aluminio producidas por la empresa, y con las cuales son comercializadas.

La máquina troqueladora es accionada por motores eléctricos, y su funcionamiento depende de un sistema mecánico que reduce los niveles de ruido, ya que el impacto brusco de dos placas metálicas, como ocurre en los troqueles presentes en la empresa sumado al ruido generado por las bombas de aceite hidráulico, generan mucho más ruido que el sistema de cadenas planteado por la solución propuesta

A la salida de la máquina troqueladora se plantea instalar un juego de bandas transportadoras, las cuales van separadas entre sí, dejando un espacio a través del cual va cayendo en un contenedor el desperdicio producido durante el corte, gracias a esto se garantiza que a la mesa de trabajo de los operarios lleguen las tapas sin ningún tipo de scrap, facilitando así el embalaje del producto, y que el ambiente de trabajo se mantenga más limpio.

Todas las partes, equipos y accesorios que constituyen el diseño, están disponibles dentro del mercado nacional, por lo que el proyecto es técnicamente factible.

La implementación del proyecto requiere de una inversión inicial moderada, y se puede recuperar en menos de una semana, ya que en promedio, incrementa las ganancias de la empresa en 63,33 %.



5.1.- RECOMENDACIONES.

Se recomienda realizar mantenimiento a la máquina troqueladora actual, si se desea mantenerla en funcionamiento, a fin de disminuir los niveles de ruido, así como también el desperdicio de aceite oleohidráulico.

Para aumentar la capacidad de producción de tapas de poliestireno instalada de la empresa, es recomendable la construcción e instalación de la máquina troqueladora cilíndrica diseñada en este trabajo.

Además, se sugiere automatizar el proceso de embalaje de las tapas, ya que esto permitiría elevar la velocidad de producción, sin que se presenten cuellos de botella en el proceso.

Definir un plan de mantenimiento para la máquina troqueladora, que garantice la precisión y calidad en el corte de las tapas.

Utilizar equipos variadores de velocidad, que permitan modificar la rapidez de giro de los rodillos de corte y contracorte, de tal forma que se pueda adaptar la capacidad de producción de la máquina, a la demanda del producto que se presente.

Para el sistema de disposición de desechos, se sugiere fabricar dos o más contenedores, para evitar que cuando se llene uno, se deba interrumpir la producción, mientras se vacía el contenedor.

Por otra parte, es recomendable, al momento de aprobar la ejecución del proyecto, realizar el pedido de todos los materiales y equipos necesarios, para disminuir al máximo los tiempos de fabricación e instalación de la máquina.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ANAPE (2000). *Propiedades del Poliestireno Expandido*. Extraído el 03 de Febrero de 2008 desde <http://www.anape.es/pdf/ficha73.pdf>.
2. ASM Metals Handbook volume 14. (1992). *Forming and Forging*. Novena Edición. Estados Unidos. Autor.
3. AWS (2001). *Código de Soldadura para Acero Estructural*. (18 va. Ed.). Miami, Florida. Autor.
4. Bonfiglioli Power and Control Solutions. (2003). *Catálogo de Motorreductores*. Extraído el 11 de Noviembre de 2008 desde <http://www.bonfiglioli.com>
5. *Catálogo de Cuchillas, Conchas de Madera y Material Elástico*
6. CONDUVEN (2004). *Catálogo de perfiles estructurales*. Extraído el 22 de Noviembre de 2008 desde prof.usb.ve/orlandop/pdf/mc2143/TEMA%2004%20cat%20PERFILES%20CONDUVEN.pdf.
7. González y Solórzano. (2000). *Diseño de un sistema de transporte para desechos de vidrio provenientes de la zona de formación en una empresa fabricante de envases de vidrio*. Universidad de Carabobo. Venezuela.
8. Habasit (2008). *Catálogo de Bandas Transportadoras*. Extraído el 29 de Octubre de 2008 desde <http://www.habasit.com>.



9. Hamrock B y otros. (2000). *Elementos de Máquinas*. Mc Graw Hill. Mexico.
10. Jerez y Fernández. (2006). *Rediseño y Automatización de una Máquina Cortadora de Láminas de Aluminio en una Empresa Laminadora*. Universidad de Carabobo. Venezuela.
11. Moldeados Andinos, C.A.
12. Mott, Robert. (1992). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Segunda Edición. Prentice Hall Hispanoamericana. Mexico.
13. Neale, M. J. (1995). *The Tribology Handbook*. Segunda Edición. Butterworth Heinemann. Boston, Estados Unidos.
14. Norton, Robert. (1999). *Diseño de Máquinas*. Prentice Hall Hispanoamericana. Mexico.
15. Rebonatto, Marcos. (2004). *Diseño de un Sistema Automatizado de una Máquina Troqueladora de Láminas de Cartón*. Universidad de Carabobo. Venezuela.
16. RENOLD. (2004). *Catálogo de Cadenas de transmisión de Potencia*. Extraído el 04 de Septiembre 2008 desde <http://www.renold.com>.
17. Seropo Kalpakjian. (2002). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. Pearson. Mexico.
18. Shigley, J y Mischke, C. (1992). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Cuarta Edición. Mc Graw Hill. Mexico.



19. SKF (n.d.). *Catálogo de Rodamientos*. Extraído el 15 de Octubre 2008. desde http://www.skf.com/portal/skf_es/home.
20. SURE – FLEX (n.d.). *Catálogo de Acoples*. Extraído el 12 de Noviembre 2008. Disponible en: <http://www.nor-pro.dk/Sure-Flex%20Main%20Catalogue%20section-F1.pdf>.
21. UNICON (2005). *Catálogo de Láminas de Hierro Negro*. Extraído el 22 de Noviembre de 2008 desde <http://www.unicon.com.ve>.
22. Vílchez, Nelson. (2005). *Estrategias creativas en el diseño mecánico*. Universidad de Carabobo. Valencia.



APÉNDICE A:

Coeficiente de Fricción entre el Acero y algunos Polímeros.



Table 5.5 Friction of steel on polymers: room temperature, low sliding speeds

Material	Condition	μ	Material	Condition	μ
Nylon	Dry	0.4	Lignum vitac	Natural state	0.1
Nylon	Wet	0.15	PTFE	Dry or wet	0.05
Perspex (Plexiglass)	Dry	0.5	PTFE (high loads)	Dry or wet	0.08
PVC	Dry	0.5	PTFE (high speeds)	Dry or wet	0.3
Polypropylene	Dry	0.3	Filled PTFE (15% glass fibre)	Dry	0.12
Polystyrene	Dry	0.5	Filled PTFE (15% graphite)	Dry	0.09
Polyethylene (no plasticiser)	Dry or wet	0.4	Filled PTFE (60% bronze)	Dry	0.09
Polyethylene (plasticiser)	Dry or wet	0.1	Rubber (polyurethane)	Dry	1.6
Polyethylene (high density)	Dry or wet	0.08	Rubber (isoprene)	Dry	3 to 10
Kelf	Dry	0.3	Rubber (isoprene)	Wet (water-alcohol solution)	2 to 4
Teflon-FEP Copolymer	Dry	0.2			

Fuente: *The Tribology Handbook*.

Valor utilizado para el diseño en la sección 4.4.5.



APÉNDICE B:

Tablas y Gráficos para la Selección de Cadenas. Catálogo de Cadenas Renold.



Tabla B.1: Factor de servicio para cadenas.

Factor de servicio C_1 para cadenas de norma BS	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de carga constante			
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos Alternadores y generadores Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano) Compresores centrífugos Elevadores y transportadores con carga uniforme Maquinaria de industria de alimentos Bombas centrífugas Máquinas de imprentas	1,00	1,25	1,50
Máquinas de carga no constante			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido. Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño. Mezcladoras de cemento. Compresores de más de 3 cilindros. Grúas Transportadores y elevadores con carga no uniforme. Bombas de dragado. Maquinaria de lavandería. Máquinas, Herramientas, Molinos	1,25	1,50	1,75
MÁQUINAS DE FUNCIONAMIENTO DISPAREJO			
Alternadores y generadores de soldadoras Compresores de uno o dos cilindros Excavadoras, Trituradoras, Alimentadoras vibratorias, Sierras circulares y lineales, Molinos de martillos y de mandíbula, Maquinaria minera	1,75	2,00	2,25

Fuente: Catálogo de cadenas Renold.



Tabla B.2: Diámetro máximo del eje en función del paso de la cadena.

Paso de la cadena:	3/8"											
Z _p de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	150
Eje de diámetro máximo mm	28	32	35	42	42	35	42	45	45	50	50	50
Paso de la cadena:	1/2"											
Z _p de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	
Eje de diámetro máximo mm	42	45	48	48	48	45	50	50	50	50	50	
Paso de la cadena:	5/8"											
Z _p de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	
Eje de diámetro máximo mm	50	50	55	55	55	50	50	50	50	50	75	
Paso de la cadena:	3/4"											
Z _p de stock	19	20	21	23	25	27	30	38	57	76	95	114
Eje de diámetro máximo mm	55	55	55	55	55	55	55	50	55	55	65	75

Fuente: Catálogo de cadenas Renold.

Valor seleccionado.



Tabla B.2: Diámetro máximo del eje en función del paso de la cadena. (Continuación)

Paso de la cadena:	1"											
Z _p de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	
Eje de diámetro máximo mm	75	75	75	75	75	75	65	75	75	75	100	
Paso de la cadena:	1^{1/4}"											
Z _p de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo mm	90	90	90	90	90	95	100					
Paso de la cadena:	1^{1/2}"											
Z _p de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo mm	100	100	100	100	100	110	125					
Paso de la cadena:	1^{3/4}"											
Z _p de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo mm	110	110	110	110	110	125	140					
Paso de la cadena:	2"											
Z _p de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo mm	125	125	125	125	125	140	150					

Fuente: Catálogo de cadenas Renold.

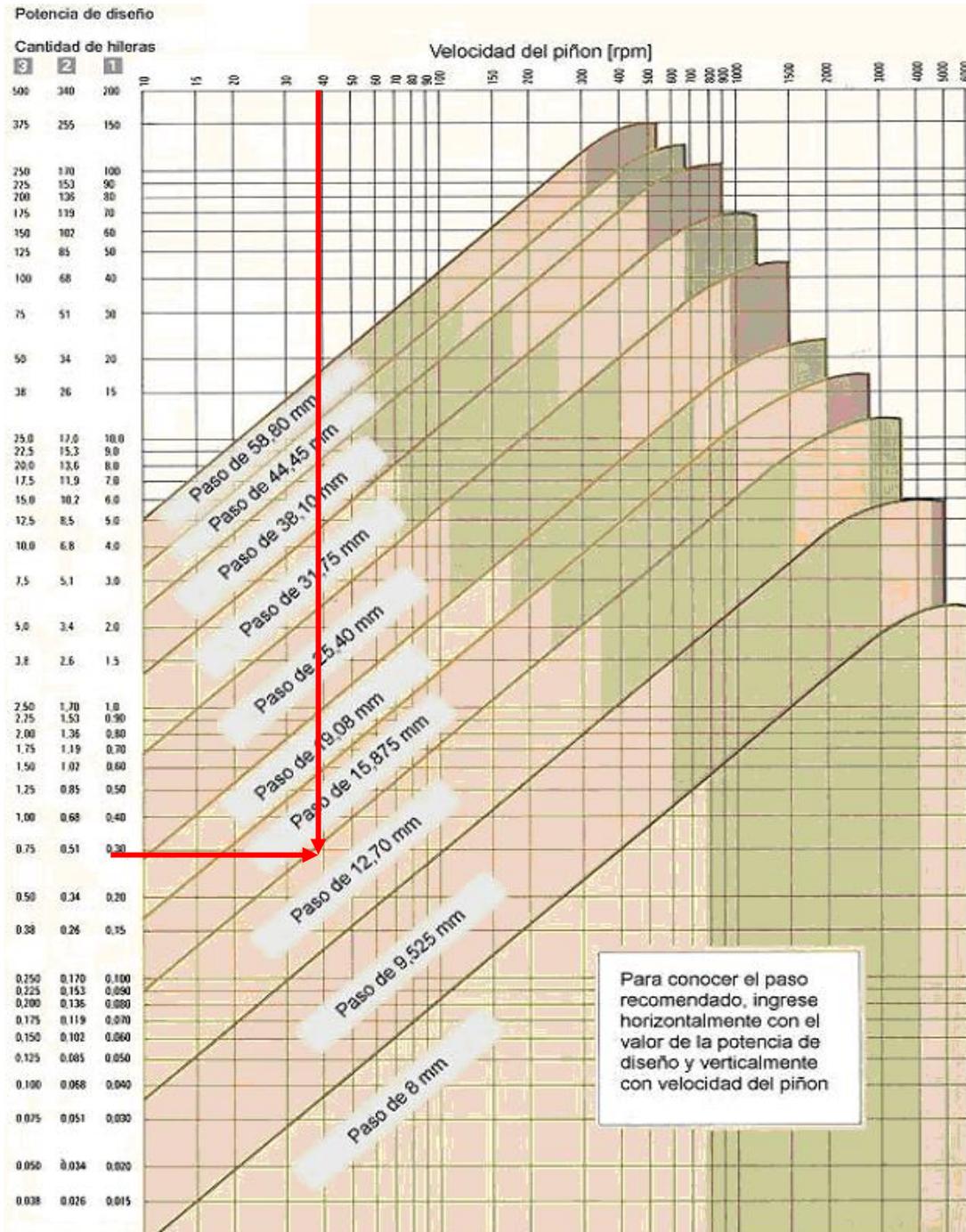


Figura B.1: Gráfico para la selección del paso de la cadena en función de la potencia y la velocidad de giro del piñón.

Fuente: Catálogo de cadenas Renold.



APÉNDICE C:

Catálogo de Acoples - SURE FLEX.



COUPLING RATINGS

Size	EPDM Sleeves	Neoprene Sleeves	HP @ RPM				Torque (In. lbs.)	Stiffness (In. lbs./rad)	Max RPM
			100	1160	1750	3500			
3	JE,JES	JN,JNS	0.1	1.1	1.7	3.3	60	229	9200
4	E,JE,JES	N,JN,JNS	0.2	2.2	3.3	6.7	120	458	7600
5	E,JE,JES	N,JN,JNS	0.4	4.4	6.7	13	240	916	7600
6	E,JE,JES	N,JN,JNS	0.7	8.3	12.5	25	450	1718	6000
7	E,JE,JES	N,JN,JNS	1.2	13	20	40	725	2769	5250
8	E,JE,JES	N,JN,JNS	1.8	20	32	63	1135	4335	4500
9	E,JE,JES	N	2.9	33	50	100	1800	6875	3750
10	E,JE,JES	N	4.6	53	80	160	2875	10980	3600
11	E	N	7.2	83	126	252	4530	17300	3600
12	E	N	11.4	132	200		7200	27500	2800
13	E	N	18.0	209	315		11350	43350	2400
14	E	N	28.6	331	500		18000	68755	2200
16	E		75.0	870			47250	180480	1500
Size	Hytrel Sleeves	Urethane Sleeves	HP @ RPM				Torque (In. lbs.)	Stiffness (In. lbs./rad)	Max RPM
			100	1160	1750	3500			
6	H, HS		2.9	33	50	100	1800	10000	6000
7	H, HS		4.6	53	80	160	2875	20000	5250
8	H, HS		7.2	84	126	252	4530	30000	4500
9	H, HS		11.4	132	200	400	7200	47500	3750
10	H, HS	U	18.0	209	315	630	11350	100000*	3600
11	H, HS	U	28.6	331	500	1000	18000	125000*	3600
12	H, HS	U	50.0	580	875		31500	225000*	2800
13	HS		75.0	870	1312		47268	368900	2400
14	HS		115.0	1334	2013		72480	593250	2200

* Urethane values are 220000, 350000, and 600000.

Elemento seleccionado.



APÉNDICE D:

Catálogo de Rodamientos - SKF.



Soportes de brida con rodamientos Y, soporte de fundición ovalado, prisionero

Dimensiones			Capacidades de carga			Velocidad	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀	C ₀	Unidad de rodamiento		
mm					mm	rpm	kg			
12	26	76,5	57	32,9	9,56	4,75	0,42	FY1B12-IF	FYT 503 M	YAR 203-12-2F
12,7	23,42	76,2	54	30,8	9,56	4,75	0,31	FYT 12 RM	FYT 503 U	YAT 203-008
12,7	23,42	76,2	54	30,8	9,56	4,75	0,33	FY112-IF	FY1 503 U	YAR 203-008-3F
15	28	76,5	57	32,9	9,56	4,75	0,40	FYTB15 TF	FYTE 503 M	YAR 203-15-2F
15,875	23,42	76,2	54	30,8	9,56	4,75	0,3	FYT 58 RM	FYT 503 U	YAT 203-010
15,875	23,42	76,2	54	30,8	9,56	4,75	0,31	FYT 58 TF	FYT 503 U	YAR 203-010-3F
17	28	76,5	57	32,9	9,56	4,75	0,38	FYTB17 TF	FYTE 503 M	YAR 203-2F
19,05	24,61	89,7	60,3	32,6	12,7	6,55	0,47	FYT 34 RM	FYT 504 U	YAT 204-012
19,05	24,61	89,7	60,3	32,6	12,7	6,55	0,5	FYT 34 TF	FYT 504 U	YAR 204-012-3F
19,05	25,5	90	60	33,3	12,7	6,55	0,43	FYTJ 3/4 TF	FYTJ 504	YAR 204-012-3F
19,05	29,5	90	60,5	37,3	12,7	6,55	0,5	FYTB 3/4 TF	FYTE 504 M	YAR 204-012-3F
20	29,5	90	60	33,3	12,7	6,55	0,51	FYTJ 20 TF	FYTJ 504	YAR 204-2F
20	29,5	90	60,5	37,3	12,7	6,55	0,50	FYTB 20 TF	FYTE 504 M	YAR 204-2F
20	29,5	90	60,5	37,3	12,7	6,55	0,50	FYTB 20 TR	FYTE 504 M	YAR 204-3RF
20,637	30	98,3	70	38,8	14	7,3	0,67	FYT 13/16 TF	FYT 505 U	YAR 205-013-3F
22,225	30	98,3	70	38,8	14	7,3	0,63	FYT 7/8 RM	FYT 505 U	YAT 205-014
22,225	30	98,3	70	38,8	14	7,3	0,66	FYT 7/8 TF	FYT 505 U	YAR 205-014-3F
23,013	30	90,3	70	30,0	14	7,3	0,61	FYT 15/16 RM	FYT 505 U	YAT 205-015
23,813	30	98,3	70	38,8	14	7,3	0,64	FYT 15/16 TF	FYT 505 U	YAR 205-016-3F
25	27	88	60	35,0	14	7,3	0,67	FYTJ 25 TT	FYTJ 505	YAR 205-2F
25	30	99	70	38,8	14	7,3	0,63	FYTB 25 TF	FYTE 505 M	YAR 205-2F
25	30	99	70	38,8	14	7,3	0,63	FYTB 25 TR	FYTE 505 M	YAR 205-3RF
25,4	27	99	68	35,8	14	7,3	0,66	FYTJ 1 TF	FYTJ 505	YAR 205-100-3F
25,4	30	98,3	70	38,8	14	7,3	0,6	FY111-HM	FY1 505 U	YAT 205-100
25,4	30	98,3	70	38,8	14	7,3	0,6	FYT 1 TF	FYT 505 U	YAR 205-100-3F

Fuente: Catálogo de Rodamientos SKF

Modelos seleccionados.



Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de chapa de acero, prisionero

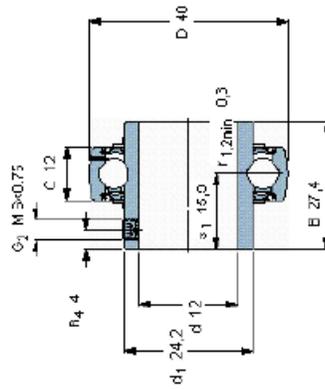
Dimensiones			Capacidades de carga			Carga radial admisible sobre el soporte	Masa Unidad de rodamiento	Unidad de rodamiento	Designaciones para el pedido	
d	A	H	H ₁	L	C				C ₀	Soporte
mm					KN	kg	KN			
25,4	38	66	32,9	119	14	7,8	2,6	0,38	P 1. TR	YAR 205-100-2RF
25,4	38	66	32,9	119	14	7,8	2,6	0,38	P 62 R-1. TF	YAR 205-100-2F
25,4	38	66	32,9	119	14	7,8	2,6	0,38	P 62 R-1. TR	YAR 205-100-2RF
26,988	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,49	P 1.1/16 TF	YAR 206-101-2F
26,988	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,62	P 72 R-1.1/16 TF	YAR 206-101-2F
26,575	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,42	P 1.1/8 RM	YAT 206-102
26,575	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,47	P 1.1/8 TF	YAT 206-102-2F
26,575	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,55	P 72 R-1.1/8 RM	YAT 206-102
26,575	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,60	P 72 R-1.1/8 TF	YAT 206-102-2F
30	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,42	P 30 RM	YAT 206
30	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,47	P 30 TF	YAR 206-2F
30	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,47	P 30 TR	YAR 206-2RF
30	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,53	P 72 R-30 RM	YAT 206
30	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,58	P 72 R-30 TF	YAR 206-2F
30	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,58	P 72 R-30 TR	YAR 206-2RF
30,163	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,40	P 1.3/16 RM	YAT 206-103
30,163	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,45	P 1.3/16 TF	YAR 206-103-2F
30,163	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,53	P 72R-1.3/16 RM	YAT 206-103
30,163	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,58	P 72R-1.3/16 TF	YAR 206-103-2F
31,75	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,39	P 1.1/4 ARM	YAT 206-104
31,75	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,44	P 1.1/4 ATF	YAR 206-104-2F
31,75	41	78	39,2	130	25,5	15,3	3,3	0,62	P 1.1/4 RM	YAT 207-104
31,75	41	78	39,2	130	25,5	15,3	3,3	0,73	P 1.1/4 TF	YAR 207-104-2F
31,75	41	78	39,2	130	25,5	15,3	3,3	0,73	P 1.1/4 TR	YAR 207-104-2RF
31,75	41	78	39,2	130	19,5	11,2	3,3	0,52	P 72 R-1.1/4 ARM	YAT 206-104

Fuente: Catálogo de Rodamientos SKF

Modelos seleccionados.

Rodamientos Y, con prisionero

Dimensiones principales				Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad límite para el eje tolerancia h0	Masa	Designación
d	D	B	C	C	C_0				
mm				kN		kN	rpm	kg	
12	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,11	YAR 203/12.2F

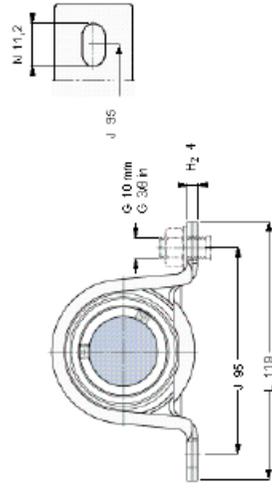
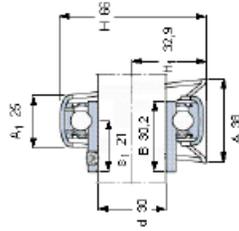


- Tamaño de la llave hexagonal, mm ₃
- Par de apriete recomendado, Nm ₁
- Aro de sellado de caucho adecuado
RIS 203
- Factores de cálculo _{0 13}



Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de chapa de acero, prisionero

Dimensiones				Capacidades de carga		Carga radial admisible sobre el soporte		Masa		Designaciones para el pedido			
j	A	H	H ₁	L	C	C ₀	C	C ₀	kg	Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento	Aro de asiento de caucho
30	38	66	32,9	119	19,5	11,2	2,6	0,42	P 62	P 30 RM	YAT 206		

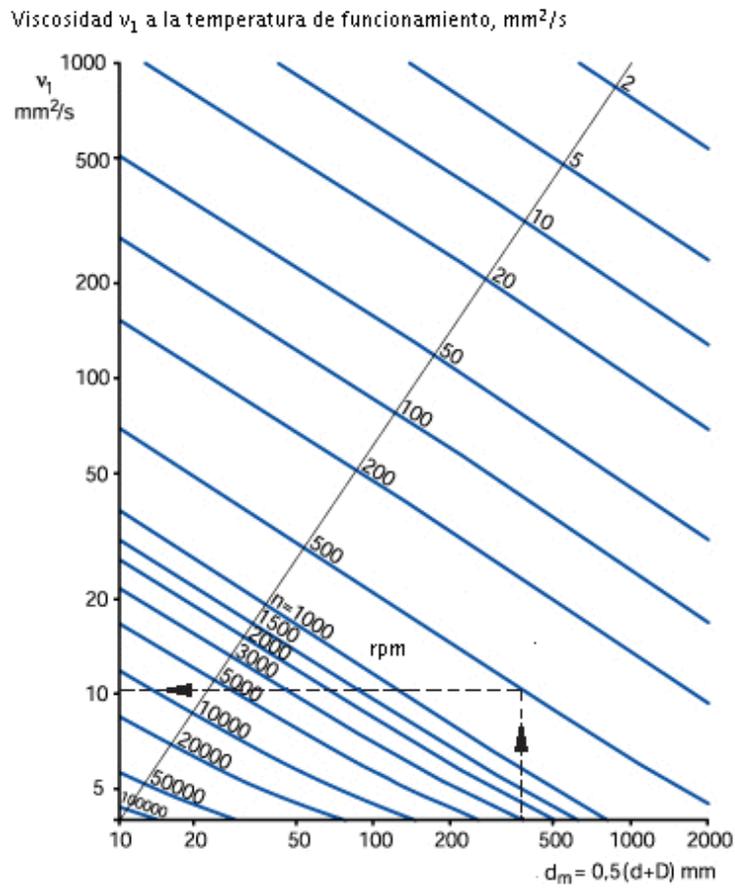


Prisionero
 Par de apretes recomendado, Nm
 Tamaño de la llave hexagonal, mm

M 8x1 75
 4
 3



Diagrama 5: Estimación de la viscosidad cinemática mínima a la temperatura de funcionamiento





Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se procuscan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Vida nominal SKF"

Selección η_0

Redamiento YAP:208112-2F

d , mm

D , mm

C , μm

P_p , kN

F_r , kN

n , rpm

v_r , mm/s

ϵ

γ_1

ϕ_{SKF}

L_1 , h

L_2 , h

L_3 , h

Módulo artificio α_{23} para una comparación

α_{23}

L_4 , h

L_5 , h

L_6 , h

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa, ver la sección "Lubricación con grasa"

Para el cálculo de los rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"

Para calcular el factor de contaminación η_0 , consulte el programa "SKF Bearing Select"



APÉNDICE E:

Catálogo de Cintas Transportadoras - HABASIT.



Tabla E.1: Tipos de bandas transportadoras, según la aplicación.

Printing and paper applications, possible belt types (selection only) Part B

Belt application	Polyamide folder-gluer belts			Polyester folder-gluer belts		
	S-10/30	S-10/40	S-18/60	CM-14/30F	CM-14/40F	CM-14/50F
Sheet feeder/layoff						
Sheet folder						
Folder of web-fed printing machine						
Finishing systems:bookbinding						
Newspaper production (printing- and mailroom equipment)						
Sheet/crosscutter	•					
Corrugated cardboard production	•	•	•	•	•	•
Foldergluer machine	•	•	•	•	•	•
Tubewinder	•	•	•	•	•	•
Tissue and diaper production						
Paper and cardboard converting, various kind of applications	•	•	•	•	•	•
Paper conveying						
Cardboard conveying	•	•	•	•	•	•
Feeder belt/pick-off belt						
Driving belt				•		
Conveyor belt						
Incline belt						
Power turn belt						

Fuente: Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.



Tabla E.1: Tipos de bandas transportadoras, según la aplicación. (Continuación)
and technical key data.

18/19

TPU coated conveyor and processing belts				Nonwoven belts					
FAB-5E	FAB-5ER	FNB-5E	FNI-5ER	FAB-8E	FNB-8E	G18/0NNB6E	G23/0NNB6E	G24/0NNB6E	G26/0NHB3
•						•			
•	•	•	•	•	•		•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Fuente: Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.



Tabla E.1: Tipos de bandas transportadoras, según la aplicación. (Continuación)

PVC coated conveyor and processing belts										
NAB-5EKBV	NHB-5EKBV	NSW-5ELAV	NMM-10EBAV	NHB-10EKBV	NSL-10ELAV	SAB-5E	SAW-5E	SNB-5E	SAB-8E	SAB-8E
•	•	•		•	•	•	•	•		•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Fuente: Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.



Tabla E.1: Tipos de bandas transportadoras, según la aplicación. (Continuación)

SAG-0C	SAQ-0C	SND-0C	SAG-12C	Delt application
•				Sheet feeder/layboy
•				Sheet folder
				Folder of web-fed printing machine
				Finishing systems/bookbinding
				Newspaper production (printing- and millroom equipment)
•	•		•	Sheeter/crosscutter
•		•	•	Corrugated cardboard production
				Folder-gluer machine
				Tubewinder
•				Tissue and diaper production
•	•	•	•	Paper and cardboard converting, various kind of applications
•	•	•	•	Paper conveying
•	•	•	•	Cardboard conveying
				Feeder belt/pick-off belt
				Driving belt
•	•	•	•	Conveyor belt
				Incline belt
				Power turn belt



Fuente: Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.

Tabla E.2: Ficha de datos del producto seleccionado, banda SAB - 5E 07.



HabaFLOW Ficha de datos del producto SAB-5E 07

Designación del producto

Grupo del producto:	Bandas transportadoras y de procesamiento de PVC
Subgrupo del producto:	Bandas transportadoras Standard
Segmento industrial:	Centros de distribución; Manutención general; Clasificación de paquetes; Clasificación postal
Aplicaciones de la correa:	Banda de entrega; Banda de transporte general; Banda en línea; Banda de transferencia; Banda para pesadora/báscula
Características especiales:	Antiruido
Modo de utilización/transporte:	Horizontal; Inclinado

Diseño del producto (ampliado)



Construcción del producto/Diseño

1	Lado de transporte (material):	Cloruro de polivinilo (PVC)
1	Lado de transporte (superficie):	Suave
1	Lado de transporte (propiedad):	Adhesivo

Fuente: Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.



Tabla E.2: Ficha de datos del producto seleccionado, banda SAB - 5E 07. (Continuación)

1	Lado de transporte (color):	Antracita
2	Capa de tracción (material):	Poliéster (PET)
	Número de tejidos:	2
3	Cara de marcha/Lado de polea (material):	Tejido de poliéster (PET)
3	Cara de marcha/Lado de polea (superficie):	Tejido
3	Cara de marcha/Lado de polea (color):	Bianco mate
Características del producto		
	Mesa de apoyo:	Sí
	Rodillos soporte:	Sí
	Instalaciones curvas, bandas curvilineas:	No
	Barra de frente:	No
	Antiruido:	Sí
	Permanente antiestática:	Sí
	Detector de metales:	No
	Inflamabilidad:	Clasificado según UL94HB (USA)
	Apto para uso alimentario, homologado por la FDA:	No
	Apto para uso alimentario, recomendaciones de la USDA:	No not conformable
	Apto para uso alimentario, homologado por la UE:	No

Fuente: Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.



Tabla E.2: Ficha de datos del producto seleccionado, banda SAB - 5E 07. (Continuación)

Datos técnicos

Grosor:	1.65 mm.	0.06 en.
Masa de la correa (peso de la correa):	1.75 kg/m ²	0.36 lbs./sq.ft
Radio de la barra de frente (mínimo):	NA mm.	NA en.
Diámetro de la polea (mínimo):	20 mm.	0.8 en.
Diámetro mínimo de la polea con contrafricción:	25 mm.	1 en.
Carga para 1% de extensión (k1% estático) por unidad de ancho (Norma Habasit SOP3-064):	7 N/mm	40 lbs./in
Fuerza de tracción para 1% de alargamiento después de la relajación (k1% ISO 21181/EN 1723) por unidad de ancho (Norma Habasit SOP3-155):	5 N/mm	34 lbs./in
Fuerza de tracción admisible por unidad de ancho:	11 N/mm	63 lbs./in
Temperatura de funcionamiento admisible (continua):	Min -5 °C Max 70 °C	Min 23 °F Max 158 °F
Coefficiente de fricción sobre la mesa de apoyo de acero decapado:	0.20 [-]	0.2 [-]
Ancho de fabricación sin costuras:	3200 mm.	126 en.

Todos los datos son valores aproximados bajo condiciones climáticas standar: 23°C/73°F, 50% humedad relativa (DIN 50005/ISO 554) y están basados en el método de empalme Master.

Datos técnicos adicionales

Clase química de resistencia:	3 (Las indicaciones no son garantías de propiedades)
Instrucciones de instalación y manejo:	No reduzca por debajo de la tensión inicial (épsilon) ~ 0.3%; Instale la banda floja y ténsela hasta que se deslice perfectamente aplicando toda la carga de banda.
Limitaciones:	Este producto no ha sido probado siguiendo los estándares ATEX (atmósferas con riesgo de explosión regulación ATEX 95 o la normativa de la UE 94/9) y por tanto- es tarea del usuario su análisis en el respectivo entorno.

Fuente: *Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.*



Tabla E.2: Ficha de datos del producto seleccionado, banda SAB - 5E 07. (Continuación)

Leyenda

*	Sin valor de cálculo
1)	Ya no se requiere aceptación oficial desde que la USDA eliminó el procedimiento de aprobación previa el 24 de septiembre de 1957
2)	Los productos que contienen diversos materiales de revestimiento como elastómeros / fibras naturales / siliconas etc. no están sujetos a la Directiva 2002/72/EC
3)	Cl A: Coordinación de la línea central - valor medio RA (en los FF UJ también media aritmética (AA)) desde el pico máximo a la parte inferior RT para superficies fabricadas por arranque de viruta
8)	Debido al elevado coeficiente de fricción de la cara de recorrido/pole: la adecuabilidad para utilización con plataformas de deslizamiento es limitada
BfR	German federal institute for risk assessment (Bundesinstitut fuer Risikobewertung)
EEC	Comunidad Económica Europea
EU	Unión Europea (Directiva 2002/72/EC)
FDA	Administración de alimentos y medicamentos
NA	No disponible
NAP	No aplicable
USDA	Ministerio de Agricultura de los EE.UU. (Servicio de Inspección y Seguridad de los Alimentos - Washington D.C.)
JFRL	Japan Food Research Laboratory

Responsabilidad civil por productos defectuosos, consideraciones sobre la aplicación

Si la selección y aplicación correcta de los productos Habasit no está recomendada por un especialista de ventas autorizado por Habasit, la selección y aplicación de esos productos Habasit, incluido todo lo relativo a la seguridad del producto, será responsabilidad del cliente.

Aunque todas las indicaciones / informaciones son recomendaciones dignas de confianza, no se hace en las mismas ningún tipo de afirmación, fianza o garantía en cuanto a la precisión o idoneidad de los productos para aplicaciones particulares. Los datos aquí proporcionados están basados en trabajos de laboratorio con equipamiento de ensayos a pequeña escala, de funcionamiento bajo condiciones estándar y no igualan necesariamente el rendimiento de los productos en uso industrial. Nuevos conocimientos y experiencia pueden conducir a modificaciones y cambios en un plazo corto y sin previo aviso.

COMO LAS CONDICIONES DE USO ESCAPAN AL CONTROL DE HABASIT Y DE SUS COMPAÑÍAS AFILIADAS, NO PODEMOS ASUMIR NINGUNA RESPONSABILIDAD CIVIL ACERCA DE LA IDONEIDAD Y CAPACIDAD PARA PROCESOS INDUSTRIALES DE LOS PRODUCTOS ARRIBA MENCIONADOS. ELLO ES ASIMISMO APLICABLE A LOS RESULTADOS / VOLUMEN DE PRODUCCIÓN / MERCANCIAS DE ELABORACIÓN DE PROCESOS ASÍ COMO A LOS POSIBLES DEFECTOS, DAÑOS, DAÑOS INDIRECTOS Y CONSECUENCIAS ULTERIORES.

Fuente: Catálogo de cintas transportadoras habasit. Disponible en: www.habasit.com.



APÉNDICE F:

Catálogo de Motorreductores - BONFIGLIOLI.



0.25 kW					
n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	S	I	Rn_2 N	
13.2	99	1.3	100	6200	W75_100 P71 BN71A4
13.2	107	2.0	100	7000	W86_100 P71 BN71A4
13.2	112	4.0	100	8000	W110_100 P71 BN71A4
16.5	85	2.1	80	6200	W75_80 P71 BN71A4
16.5	93	2.8	80	7000	W86_80 P71 BN71A4
20.6	79	3.6	64	7000	W86_64 P71 BN71A4
20.6	71	1.8	64	4730	W63_64 P71 BN71A4
22.0	71	2.8	60	6200	W75_60 P71 BN71A4
26.4	61	3.6	50	5960	W75_50 P71 BN71A4
29.3	55	2.2	45	4250	W63_45 P71 BN71A4
35	48	2.5	38	4040	W63_38 P71 BN71A4
37	44	1.0	36	2480	VF49_36 P71 BN71A4
44	40	3.0	30	3750	W63_30 P71 BN71A4
47	36	1.2	28	2300	VF49_28 P71 BN71A4
55	33	1.4	24	2200	VF49_24 P71 BN71A4
55	34	3.5	24	3500	W63_24 P71 BN71A4
66	28	1.1	20	1830	VF44_20 P71 BN71A4
73	26	1.7	18	2020	VF49_18 P71 BN71A4
94	21	1.4	14	1650	VF44_14 P71 BN71A4
94	20	2.1	14	1870	VF49_14 P71 BN71A4
132	15.2	1.9	10	1480	VF44_10 P71 BN71A4
132	15.2	2.8	10	1690	VF49_10 P71 BN71A4
189	10.9	2.7	7	1320	VF44_7 P71 BN71A4
189	10.9	3.8	7	1510	VF49_7 P71 BN71A4

0.37 kW					
n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	S	I	Rn_2 N	
13.7	152	1.4	100	7000	W86_100 P71 BN71B4
17.1	122	1.5	80	6200	W75_80 P71 BN71B4
17.1	132	1.9	80	7000	W86_80 P71 BN71B4
21.4	112	2.5	64	7000	W86_64 P71 BN71B4
21.4	101	1.2	64	4480	W63_64 P71 BN71B4
22.8	101	2.0	60	6060	W75_60 P71 BN71B4
24.5	101	3.0	56	7000	W86_56 P71 BN71B4
27.4	88	2.5	50	5730	W75_50 P71 BN71B4
30	87	3.9	46	7000	W86_46 P71 BN71B4
30	78	1.5	45	4040	W63_45 P71 BN71B4
34	74	3.4	40	5370	W75_40 P71 BN71B4
36	69	1.7	38	3850	W63_38 P71 BN71B4
46	57	2.1	30	3590	W63_30 P71 BN71B4
57	48	2.5	24	3360	W63_24 P71 BN71B4
72	40	3.0	19	3130	W63_19 P71 BN71B4
76	37	1.2	18	1910	VF49_18 P71 BN71B4
91	32	3.7	15	2920	W63_15 P71 BN71B4
98	29	1.0	14	1550	VF44_14 P71 BN71B4
98	29	1.5	14	1780	VF49_14 P71 BN71B4
137	22	1.3	10	1400	VF44_10 P71 BN71B4
137	22	1.9	10	1610	VF49_10 P71 BN71B4
196	15.5	1.9	7	1250	VF44_7 P71 BN71B4
196	15.5	2.6	7	1440	VF49_7 P71 BN71B4



APÉNDICE G:

Catálogo de Perfiles Estructurales - CONDUVEN.



Tubos y Perfil de Acero para Uso Estructural

- Los **Tubos y el Perfil de Acero para Uso Estructural** de **C.A. CONDUVEN** son fabricados con acero estructural de alta resistencia mecánica conformado en frío y/o soldado eléctricamente por alta frecuencia, formando elementos de sección circular, cuadrada, rectangular y Correa Z.
- Los Tubos y el Perfil para uso Estructural, se fabrican según las Normas ASTM y BS.

Tubos Estructurales CONDUVEN ECO

Los Tubos Estructurales **CONDUVEN ECO**, son perfiles de sección cerrada, conformado en frío y soldado eléctricamente por alta frecuencia, formando elementos tubulares de sección transversal circular, cuadrada, rectangular, suministrados en Longitud de 12,00 m.

Son producidos según la norma **ASTM** (American Society for Testing and Materials) **A500 Grado C**, con láminas de alta resistencia, presentando un esfuerzo de fluencia **Fy = 3.515 Kgf / cm²**

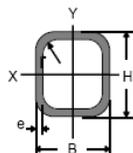
La eficiencia de los **Tubos Estructurales CONDUVEN ECO** se debe a la forma de su sección transversal permitiéndole manejar solicitudes de **flexo-compresión** y alta **compresión axial**.

Tubo Estructural CONDUVEN ECO Sección Cuadrada

Al igual que la sección circular la compresión axial es muy eficiente, teniendo un $F_y=3.515$ Kgf/cm² y un $F_b=0,69 \times F_y$. Es recomendado su uso común como columna, para cargas axiales grandes, momentos moderados y (KL) grandes.

DIMENSIONES Y PROPIEDADES ESTÁTICAS

H x B mm	DIMENSIONES mm		Sección A cm ²	Peso kg/m	Propiedades Estáticas		
	e	r			I cm ⁴	S cm ³	r cm
60X60	2,25	3,38	5,02	3,94	27,40	9,13	2,34
70X70	2,25	3,38	5,92	4,65	44,60	12,74	2,74
90X90	2,50	3,75	8,54	6,70	107,46	23,88	3,55
100X100	3,00	4,50	11,33	8,89	175,10	35,02	3,93
110X110	3,40	5,10	14,10	11,07	263,04	47,82	4,32
120X120	4,00	6,00	18,01	14,14	397,30	66,22	4,70
135X135	4,30	6,45	21,85	17,15	612,27	90,71	5,29
155X155	4,50	6,75	26,39	20,72	982,43	126,77	6,10
175X175	5,50	8,25	36,25	28,46	1.709,23	195,34	6,87
200X200	5,50	8,25	41,75	32,77	2.597,67	259,77	7,89
200X200	7,00	10,50	52,36	41,10	3.194,10	319,41	7,81
220X220	7,00	10,50	57,96	45,50	4.314,30	392,21	8,63
220X220	9,00	13,50	73,18	57,45	5.317,27	483,39	8,52
260X260	9,00	13,50	87,58	68,75	9.038,52	695,27	10,16



Fuente: Catálogo de perfiles estructurales CONDUVEN ECO.

Perfil seleccionado.



APÉNDICE H:

Tabla de Propiedades del Poliestireno Expandido.



TABLA RESUMEN PROPIEDADES FÍSICAS			
PROPIEDADES	NORMA UNE	UDS.	VALORES MARGEN DE OSCILACIÓN
DENSIDAD Nominal	EN-1602	Kg/m ³	10-35
DENSIDAD Mínima		Kg/m ³	9-31.5
ESPESOR MÍNIMO		mm	50-20
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA λ (10°C)	92201	mW/(mK)	46-33
Tensión por COMPRESIÓN con deformación del 10%. (σ_{10})	EN-826	KPa	30-250
Resistencia permanente a la COMPRESIÓN con una deformación del 2%		KPa	15-70
Resistencia a la FLEXION (σ_B)	EN-12089	KPa	50-375
Resistencia al CIZALLAMIENTO	EN-12090	KPa	25-184
Resistencia a la TRACCION	EN-1607 EN-1608	KPa	<100-580
Modulo de Elasticidad		MPa	<1.5-10.8
Indeformabilidad al calor instantánea		°C	100
Indeformabilidad al calor duradera con 20.000 N/m ²		°C	80
Coefficiente de dilatación térmica lineal		1/K (xE-5)	5-7
Capacidad Térmica Específica		J/(kgK)	1210
Clase de reacción al fuego		-	M1 o M4
Absorción de agua en condiciones de inmersión al cabo de 7 días	EN-12087	% (vol.)	0.5-1.5
Absorción de agua en condiciones de inmersión al cabo de 28 días	EN-12087	% (vol.)	1-3
Indice de resistencia a la difusión de vapor de agua	92226	-	<20-120

Fuente: <http://www.anape.es/pdf/ficha73.pdf>.

 Valor utilizado para cálculos en la sección 4.4.2.



APÉNDICE I:

Catálogo de Láminas de Hierro Negro UNICON.



UNICON
Industrias Unicon, C.A.

Tabla de Productos

Lámina

Lámina Cortada

Producto	Largo	Ancho	Espesor	Peso	Norma
	m	m	mm	Kg/m ²	
	2,00	1,00	2,00	15,70	
Lámina Hierro Negro	2,40	1,20	2,50	23,55	ASTM A 568
	2,00	1,00	3,00	23,55	
	2,40	1,20	3,00	28,26	
Lámina Pulida	2,00	1,00	0,60	4,71	ASTM A 568
	2,40	1,20	0,60	5,65	
	2,00	1,00	0,70	5,50	
	2,40	1,20	0,70	6,59	
	2,00	1,00	0,90	7,07	
	2,40	1,20	0,90	8,48	
	2,00	1,00	1,10	8,64	
	2,40	1,20	1,10	10,36	
	2,00	1,00	1,40	10,99	
Lámina Estriada	2,40	1,00	2,80	23,60	ASTM A786 / COVENIN 1693
	2,40	1,00	3,00	25,00	
	2,40	1,00	6,00	50,59	

Todos los datos de la tabla son nominales.

Los pesos son de referencia, en función del espesor nominal.

TOLERANCIAS

Ancho: - 0 mm, + 25 mm

Largo: - 0 mm, + 20 mm

Espesor: Para Lámina Pulida y Hierro Negro:
Según norma ASTM A 568 / ASTM A 568 M-04A
Para Lámina Estriada:
Según norma COVENIN 1693 y ASTM A786

Lámina seleccionada.



APÉNDICE J:

Catálogo de Cuchillas, Conchas de madera y Material elástico.



DIE MAKING MATERIALS



DIEBOARDS-ROTARY DIE Hardwood Rotary Dieboards

A superior grade of hardwood. All plies are top grade and top quality with a special bonding process to prevent delamination. Boards are manufactured and trimmed to our exact specifications. Care is taken to package properly so the inside diameter remains constant for international shipment.

For 66" Machines

For 50" & 51" Machines

For 86" Jumbo Machines

For 40", 38", 37-1/2" Machines

For 35" Machines

Other sizes from 6-1/2" I.D. to 32-1/4" I.D. in 5/8" and 1/2" thickness

For 66" Machines

DESCRIPTION	CAT. NO.	UNIT
51" x 19-3/16" x 1/2"	34-280	Each
51" x 19-3/16" x 5/8"	34-281	Each
60" x 19-3/16" x 1/2"	34-290	Each
60" x 19-3/16" x 5/8"	34-291	Each
72" x 19-3/16" x 1/2"	34-296	Each
72" x 19-3/16" x 5/8"	34-298	Each
79" x 19-3/16" x 1/2"	34-310	Each
79" x 19-3/16" x 5/8"	34-311	Each
82" x 19-3/16" x 1/2"	34-314	Each
82" x 19-3/16" x 5/8"	34-313	Each
102" x 19-3/16" x 1/2"	34-326	Each

For 50" & 51" Machines

DESCRIPTION	CAT. NO.	UNIT
72" x 14-1/2" x 1/2"	34-235	Each
72" x 14-1/2" x 5/8"	34-244	Each
72" x 14-3/16" x 1/2"	34-230	Each
72" x 14-3/16" x 5/8"	34-231	Each

For 86" Machines

DESCRIPTION	CAT. NO.	UNIT
60" x 22-1/4" x 1/2"	34-346	Each
60" x 22-1/4" x 5/8"	34-347	Each
51" x 25-1/2" x 1/2"	34-320	Each
51" x 25-1/2" x 5/8"	34-321	Each

For 40", 38", 37-1/2" Machines

DESCRIPTION	CAT. NO.	UNIT
72" x 10-1/8" x 1/2"	34-145	Each
72" x 10-1/8" x 5/8"	34-144	Each
72" x 10-5/8" x 1/2"	34-148	Each
72" x 10-5/8" x 5/8"	34-129	Each
72" x 11" x 1/2"	34-157	Each
72" x 11" x 5/8"	34-158	Each
72" x 11-1/2" x 1/2"	34-163	Each
72" x 11-1/2" x 5/8"	34-181	Each

For 35" Machines

DESCRIPTION	CAT. NO.	UNIT
72" x 9-1/2" x 1/2"	34-117	Each
72" x 9-1/2" x 5/8"	34-118	Each

Many other sizes are available from 6-1/2" I.D. to 32-1/4" I.D. in 5/8" and 1/2" thickness.



ProPly™ FLAT DIEBOARDS

This product is more dense than maple or birch, resists water and humidity. An excellent board for laser cutting. Sizes below are always in stock. We insist on quality boards made to our specifications that are ready to laser or saw.

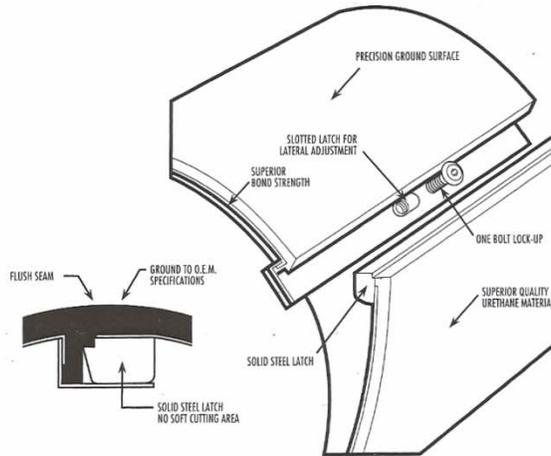
DESCRIPTION	CAT. NO.	UNIT
1/2" x 36" x 48" 5 ply x 24/crate-Maple	45-120	Each
5/8" x 36" x 48" 7 ply x 19/crate-Maple	45-130	Each
3/4" x 36" x 48" 7 ply x 10/crate-Maple	45-140	Each
1" x 36" x 48" 9 ply x 12/crate-Maple	45-143	Each
5/8" x 48" x 60" 7 ply x 12/crate-Maple	45-210	Each
5/8" x 48" x 72" 7 ply x 10/crate-Maple	45-230	Each
1/2" x 48" x 60" ProPly™ Coated	45-205	Each
5/8" x 48" x 60" ProPly™ Coated	45-206	Each
1/2" x 36" x 48" ProPly™ Uncoated	45-083	Each
5/8" x 36" x 48" ProPly™ Uncoated	45-436	Each
5/8" x 48" x 60" ProPly™ Uncoated	45-437	Each
5/8" x 48" x 72" ProPly™ Uncoated	45-454	Each

Sizes above have no broken crate charges.

All other sizes are available on "quick ship," full crate only program.



ROTARY DIE CUTTING BLANKETS



ROTARY DIE CUTTING BLANKETS

Container Graphics is the distributor for this quality blanket from C.U.E., Inc. We are proud to have this good product as one of the supplies we make available to you. These blankets are specifically developed to solve the problem of lengthy down-time to change or rotate a set of blankets.

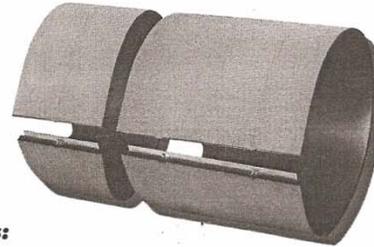
Simple to install. Use one bolt to secure, wrap around cylinder, and snap-lock into place using a dead blow hammer. Rotation of blankets is done in a few minutes. Removal is easy. Simply pry under the latch area with special tool without damaging the blanket.

The Timesaver™ Series Features:

- Solid steel latch bar: no soft areas or distortions that cause erratic cutting.
- Steel angle hold-down: provides rigid, positive blanket alignment.
- Fast installation...fast rotation: that's why it is named TIMESAVER.
- Best-quality urethane: specially formulated to extend service life under the severest conditions.
- Superior bond strength: urethane is permanently molded to the solid steel backing.
- Precision-ground surface: ensures absolutely uniform blanket thickness to assure quality cutting.
- Surface stresses eliminated: for prolonging blanket resilience and reliability.

The Dual-Width Timesaver™

Exactly the same construction as our top-of-the-line Timesaver™ blankets, only twice the width. Dual-wide blankets will save time in installation, rotation and change out. Best of all, there are fewer seams to cause diecutting problems.



Notes:

- Please contact your local Container Graphics representative or office location for any blanket size or style not listed.
- Some Staley Rotary Die Cutters use the WARD width blanket while others use the Koppers width. Please verify before placing order.
- Some Langston Rotary Die Cutters use the WARD width blankets while others use a 10" blanket. Please verify before placing order.

Timesaver™ ROTARY BLANKETS

DESCRIPTION	CAT. NO.	UNIT
25" S. A. Martin #616, #718	36-060-0	Q1025 Each
25" S.A. Martin #616, #718 90-95 A Durometer	36-098-0	Q1125 Each
35" Mitsubishi Rotary Shear #56-1-C 90-95A	36-065-0	Q2035 Each
35" Mitsubishi #62-17164-A	36-063-0	Q3035 Each
37-1/2" Cheil	36-085-0	Q16037 Each
37-1/2" Curioni-Lodi #2200	36-080-0	Q4037 Each
37-1/2" Equalizer #1372 Replacement, Langston	36-088-0	Q58037 Each
37-1/2" Equalizer #1371 Replacement, Ward	36-102-0	Q53037 Each
37-1/2" Equalizer #5371 Ward	36-078-0	Q59037 Each
37-1/2" Isowa PS-3 & PS-5 Special Width	36-087-0	Q18037 Each
37-1/2" Isowa PS-5	36-112-0	Q11037 Each
37-1/2" Isowa Special Thickness	36-086-0	Q17037 Each
37-1/2" Langston Special Width	36-089-0	Q8037 Each
37-1/2" Langston Special Width	36-104-0	Q10037 Each
37-1/2" Staley	36-081-0	Q19037 Each
37-1/2" Ward Special Width	36-084-0	Q15037 Each
37-1/2" Ward Special Slots	36-082-0	Q13037 Each
37-1/2" Ward, Langston	36-103-0	Q3037 Each
37-1/2" Ward Special Width	36-083-0	Q14037 Each
38" Geo. Martin (C.A.)	36-107-0	Q2038 Each
38" S & S	36-106-0	Q1038 Each
38" S & S Equalizer #1401	36-109-0	Q5038 Each
42" Equalizer #1425 Mitsubishi Summit 100	36-110-0	Q46042 Each
42" Mitsubishi Summit	36-200-0	Q1042 Each
42" Mitsubishi Summit	36-203-0	Q2042 Each
42" Sam Hyun	36-204-0	Q4042 Each
46" Gandossi-Fossate Special Width	36-070-0	Q2046 Each
46" Gandossi-Fossate 130/230	36-143-0	Q4046 Each
46" Gandossi-Fossate 130/230 Special Diameter	36-071-0	Q6046 Each
46" S. A. Martin #1224	36-072-0	Q8046 Each
47" Equalizer #1390 Martin #924	36-108-0	Q47047 Each
47" S.A. Martin #924	36-096-0	Q1047 Each
50" Corr. Rotary Shear 90-95A	36-222-0	Q2050 Each
50" Curioni	36-111-0	Q16050 Each
50" Equalizer #1348 Koppers	36-114-0	Q50050 Each
50" Equalizer #5505 Boltless	36-223-0	Q60050 Each
50" Equalizer #1505 Langston	36-124-0	Q52050 Each



Rotary Rule

Euro-Cut

Euro-Cut is the first rotary rule jointly developed by two of the world's leading rule manufacturers. The design and development process was driven by the desire to produce a rule that cut with minimal penetration.

We succeeded by combining a precision shaved edge with a unique tooth profile and state of the art hardening technology. Euro-Cut not only cuts with less penetration, but has the following benefits:

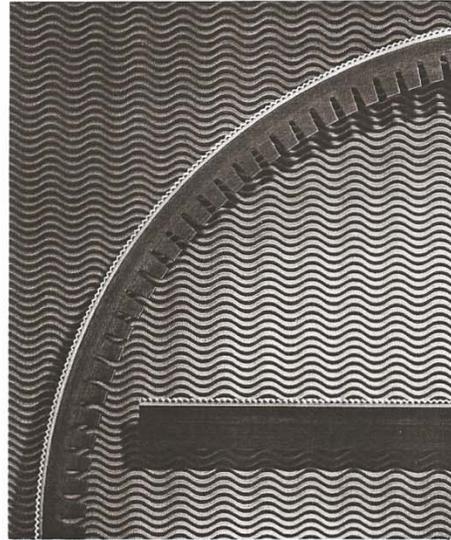
- Requires less pressure to cut
- Improves die life by reducing wear on rubber
- Improves stripping
- Reduces edge crush
- Allows faster running speeds

Euro-Cut works equally well on light and heavy test boards. Since Euro-Cut is an 8 tooth rule, it performs very well on hot and wet board. * You can use the same rule height both across and around the cylinder or use the more traditional method of using a slightly higher rule for the horizontal cuts. Because of the reduced penetration, you may need to increase the score heights by .005 to .010 (1.5 to 2.5 mm) to achieve a well defined score.

* A 10 tooth version of Euro-Cut is available for light and medium board grades.

Thickness Available
 3 Pt. (1.07 mm)
 4 Pt. (1.42 mm)
 6 Pt. (2.13mm)

Heights Available
 .590" (15 mm) – 1.575" (40 mm)



Standard Euro-Cut



10 Tooth Euro-Cut



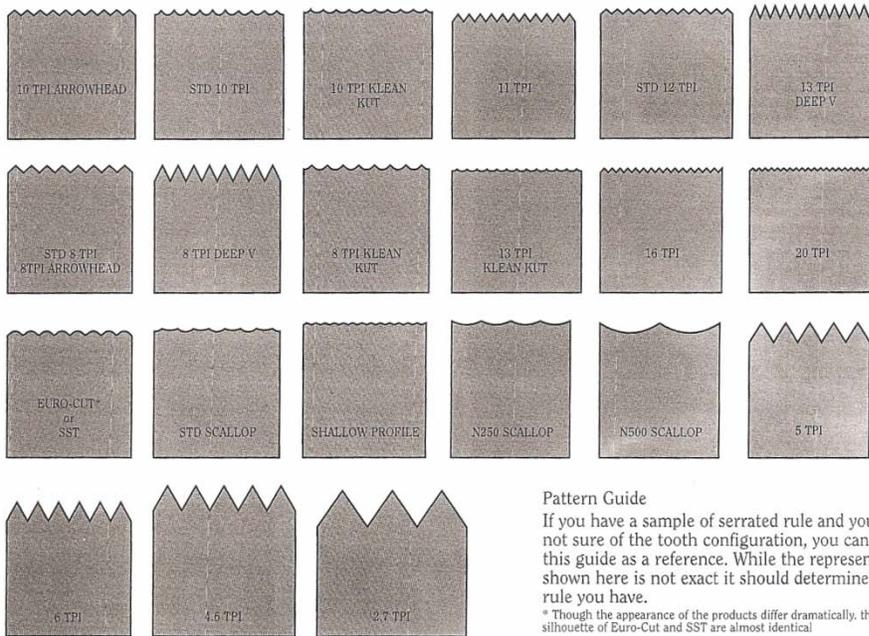
Serrated Rule

While virtually all rotary rule is serrated, not all serrated rule is engineered for rotary applications. The previous pages described the fourteen styles of serrated rule used primarily in rotary diecutting. Of course many of these products can be used in flat dies or as cut off blades. National manufactures the largest variety of serrated rules for all applications. The following pages describe the products National manufactures to solve particular applications.

While we have done our best to describe the applications where the products have proven performance, the best method for finding the correct rule is to work with our research department where a variety of rules can be evaluated on the type of equipment you use.

Custom Engineered Rule

No other rule company comes close to producing the number of products National does. By combining height, thickness, bevel and tooth configuration, the number of products we can produce is infinite. Even though we have produced over 20,000 varieties of rule, hardly a day passes where we don't make something new. We can even modify an existing design to meet your specifications (See photo to the right). This incredible flexibility assures you that we won't force your application to fit our product line, we'll make our product fit your application.





Serrated Rule

5 Tooth / 6 Tooth

National 5 and 6 Tooth rules are excellent choices when diecutting high density foam products. The ultra sharp teeth cut with very low pressure, which minimizes concavity on the finished part.

These tooth configurations are available in a wide range of heights, thicknesses, hardnesses, and bevels to solve a variety of difficult diecutting problems. Both products work well on film and in other applications where you are cutting into air or into a slot.

- Can be customized to solve diecutting problems.
- Available in a large variety of heights.
- Can be edge hardened to improve life.
- Available in center or side bevel.

Thickness Available	Heights Available
2 Pt. (0.71mm)	.937" (23.8 mm) – 4.000" (101.6 mm)
3 Pt. (1.07 mm)	6 Pt. – 3.000" max
4 Pt. (1.42 mm)	8 Pt. – 2.000" max.
6 Pt. (2.13mm)	
8 Pt. (2.84mm)	



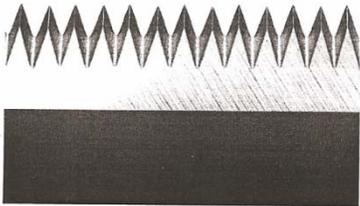
5 Tooth Shown in 3 Pt. (1.07 mm) Center Bevel



6 Tooth Shown in 6 Pt. (2.14 mm) Side Bevel



Deep "V" 8 Tooth Shown in 4 Pt. (1.42 mm) Side Bevel



Deep "V" 13 Tooth Shown in 4 Pt. (1.42 mm) Side Bevel

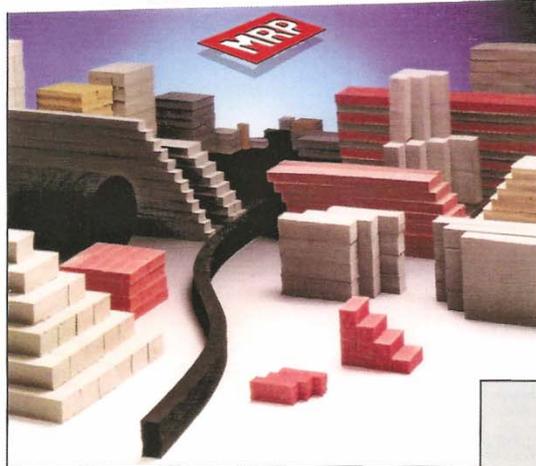
Deep "V" Serrated Rule

By combining an extremely sharp tooth with a deep gullet, Deep V rules perform well in a variety of applications. Available in 8, 10, 13, and 16 teeth per inch these products work well on Films, Foams, and even specialty paper products such as thinner Honeycom

Due to the sharpness of the tip, we recommend these products be ordered edge-hardened. These products perform best when cutting into air or a slot since the sharp tip and deeper gullet may damage a soft anvil or cutting be

- Available 8, 10, 13, 16, T.P.I.
- Available Center or side bevel
- Extremely sharp tooth design
- Cuts with minimal pressure

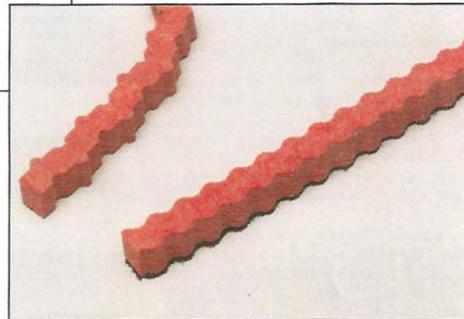
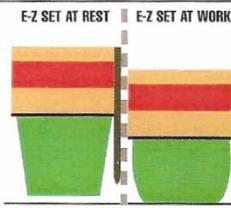
Thickness Available	Heights Available
2 Pt. (0.71mm)	.625" (15.88mm) – 4.000" (101.6 mm)
3 Pt. (1.07 mm)	6 Pt. – 3.000" max
4 Pt. (1.42 mm)	8 Pt. – 2.000" max.
6 Pt. (2.13mm)	
8 Pt. (2.84mm)	



Monroe Rubber & Plastic, Inc.

Monroe offers a wide variety of ejection materials including open cell, closed cell and specialty materials like **Green G'rilla™**, Neoprene and Stripping Foam. Monroe also features specially-cut shapes like punch rubber (to fit Wagner Punches), **Ejecto-Flex™**, **E-Z-Set™**, and **Side-Wave Ejectors**. Monroe's **Groovy G'rilla™** is a wavy slot rubber designed to provide excellent columnar strength for ejection, while allowing space for compression.

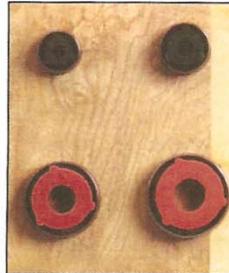
Monroe's E-Z Set™ strips are available in open cell, closed cell and Green G'rilla™ styles. E-Z-Set™ automatically spaces the material accurately from the steel rule for quick die rubbering. E-Z-Set™ ejectors compress without putting pressure against the cutting rule. It helps reduce static charge buildup and nick breakage.



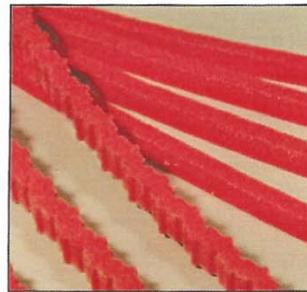
Monroe's Ejecto-Flex™ and Side-Wave ejectors are designed for quick and easy rubbering of dies. Both Side-Wave and Ejecto-Flex™ automatically space themselves from the cutting rule. Ejecto-Flex™, with its unique shape also allows it to easily and precisely conform to curved or bent rule. Ejecto-Flex™ and Side-Wave are available with pressure sensitive adhesive.



Punch rubber for Wagner seamless hangers.



Punch rubber for Wagner seamless punches.



Red Rhino

Red Rhino has a $\pm .020$ thickness tolerance. It has the quick kick needed for ejecting thin substrates while having the compressability to handle thicker substrates as well. Red Rhino eliminates crushing materials and overloading the press.



PLANOS.