

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL

ESCUELA DE INGENIERIA

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA SEMIAUTOMATICA SELLADORA DE FUNDAS PLASTICAS CON UNA CAPACIDAD DE TREINTA SELLOS POR MINUTO

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO
MECANICO**

**IVAN RODRIGO BEDOYA BUENAÑO
DANNY SANTIAGO QUISIRUMBAY GAIBOR**

DIRECTOR: Ing. JAIME VARGAS T.

Quito, Junio del 2007

DECLARACION

Nosotros, Iván Rodrigo Bedoya Buenaño y Danny Santiago Quisirumbay Gaibor, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

IVAN BEDOYA BUENAÑO

SANTIAGO QUISIRUMBAY G.

CERTIFICACION

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Iván Rodrigo Bedoya Buenaño y Danny Santiago Quisirumbay Gaibor, bajo nuestra supervisión.

Ing. JAIME VARGAS.
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. JORGE ESCOBAR
COLABORADOR

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme la vida y hacer posible que cada sueño en mi vida se vuelva una realidad.

Al Ing. Jaime Vargas por la acertada dirección en la realización de este proyecto.

A los Ingenieros, Homero Barragán y Gabriel Velasteguí por la colaboración prestada. A todos los profesores y personal de la carrera de Ingeniería Mecánica, por su abnegada dedicación a la formación de nuevos profesionales.

Santiago.

A la Virgen Dolorosa y a Dios por guiarme durante toda mi vida.

A mis padres Gonzalo y Guadalupe, mis hermanos Lenín y Paulina, mi tío Ramón, quienes han sido un apoyo incondicional durante mi vida y carrera profesional.

Al Ing. Jaime Vargas por su acertada dirección en la realización de este proyecto.

A mis amigos por su apoyo y amistad durante la carrera.

Iván.

DEDICATORIA

A Dios, a mis padres Jaime e Iralda, a mis hermanos Javier y Jimmy, por su apoyo y amor incondicional durante toda mi vida, a mis amigos, quienes siempre me han brindado su apoyo y fortaleza para seguir adelante.

A mi hija Kamila y mi novia Margarita por siempre brindarme su amor incondicional y ser la inspiración para culminar mi carrera.

Santiago.

A mis padres Gonzalo y Guadalupe por ser la raíz de todos mis logros, su amor y apoyo incondicional.

A mis abuelitos, por su cariño. A mis hermanos, por su ejemplo y amor. A mi sobrina Kathleen, por la alegría y la inspiración para alcanzar la meta.

A mi novia Viviana por su comprensión, amor y apoyo en los momentos difíciles.

Iván.

INDICE GENERAL

CAPITULO I	1
ENVASES Y ESTUDIO DE LOS PLASTICOS	1
1.1 REQUERIMIENTO DE ENVASES	1
1.2 SELECCION DEL ENVASE A UTILIZARSE.....	2
1.3 BREVE ESTUDIO DEL POLIETILENO DE BAJA DENSIDAD	2
1.4 PROPIEDADES DEL POLIETILENO	3
1.4.1 CARACTERISTICAS MECANICAS.....	4
1.4.2 CARACTERISTICAS TERMICAS	4
1.4.3 CARACTERISTICAS AISLANTES	5
1.4.4 PROPIEDADES OPTICAS.....	5
1.4.5 CARACTERISTICAS FISICO – QUIMICAS	6
1.4.6 TERMOSOLDADO DEL POLIETILENO.....	7
CAPITULO II	2
ESTUDIO Y SELECCION DE ALTERNATIVAS	9
2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	9
2.2 PARAMETROS DE DISEÑO Y ALTERNATIVAS.....	10
2.2.1 PARAMETROS FUNDAMENTALES.....	10
2.2.2 PARAMETROS FUNCIONALES.....	11
2.2.2.1 Ambiente de trabajo.	11
2.2.2.2 Vida útil.....	11
2.2.2.3 Costo del equipo.	11
2.2.2.4 Tamaño y peso.....	12
2.2.2.5 Materiales.....	12
2.2.2.6 Procesos.	12
2.2.2.7 Pruebas.	13
2.2.2.8 Restricciones.....	13
2.3 CARACTERISTICAS DEL PROTOTIPO.....	14
2.4 ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	15
2.4.1 SELLADORA ELECTRICA DE LAMINA (ALTERNATIVA 1)...	15

2.4.2	SELLADORA DE BARRAS (ALTERNATIVA 2)	17
2.4.3	SELLADORAS DE AIRE CALIENTE (ALTERNATIVA 3).....	19
2.5	SELECCION DE LA ALTERNATIVA ADECUADA	21
2.5.1	CARACTERISTICAS TECNICAS	21
2.6	PROTOCOLO DE PRUEBAS	24
2.6.1	VERIFICACION DEL MONTAJE	24
2.6.2	VERIFICACION DE ALINEACION Y PARALELISMO.....	24
2.6.3	PRUEBAS DE DOSIFICACION.....	25
2.6.4	TEMPERATURA DE SELLADO VERTICAL	25
2.6.5	TEMPERATURA DE SELLADO HORIZONTAL.....	25
2.6.6	CANTIDAD DE SELLOS POR MINUTO	26
2.6.7	TIEMPO DE SELLADO	26
2.6.8	PRUEBAS EN VACIO	26
2.6.9	PRUEBAS CON CARGA.....	26
2.6.10	HERMETICIDAD DE SELLADO.....	27
CAPITULO III	30
DISEÑO DE LA MAQUINA SELLADORA	30
3.1	CALCULO DE LA FUERZA DE SELLADO.....	30
3.2	MECANISMO DE CIERRE DE LAS MORDAZAS	33
3.3	CALCULO DE LA FUERZA RECUPERADORA, FR.....	34
3.4	CALCULO DE LOS RESORTES DE COMPRESION.....	36
3.4.1	CALCULO DE LA LONGITUD DE LOS RESORTES, L.....	40
3.4.2	CALCULO DEL NUMERO DE ESPIRAS	41
3.5	DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACION DE LA TIRA PLASTICA.....	42
3.5.1	CALCULO DE LA FUERZA PARA GIRAR EL ROLLO DE PLASTICO.....	43
3.5.1.1	Cálculo de la fuerza F_a aplicada por los resortes	45
3.5.1.2	Cálculo de la fuerza total F_t que ejercen los rodillos	47
3.6	CALCULO Y DISEÑO DE LOS EJES.....	48
3.6.1	EJE EXTERIOR.....	48
3.6.2	EJE INTERIOR.....	53

3.7	CALCULO DE LOS ENGRANAJES DEL SISTEMA TRACTOR	58
3.7.1	CADENAS Y CATARINAS DEL SISTEMA TRACTOR	61
3.8	DISEÑO DE LEVAS	62
3.8.1	DEFINICION.....	62
3.8.2	TRAZO DEL PERFIL DE LEVA.....	62
3.9	CALCULO DE LA CATARINA MOTRIZ Y ENGRANAJES DE LA CAJA DE TRANSMISION.	64
3.9.1	CALCULO Y DISEÑO DE LOS ENGRANAJES DE LA CAJA DE TRANSMISION.....	68
3.10	CALCULO Y DISEÑO DEL EJE DE LEVAS	74
3.10.1	CALCULO DE LA FUERZA APLICADA POR LAS LEVAS	74
3.10.2	SELLADOR VERTICAL.....	74
3.10.3	SELLADOR HORIZONTAL	76
3.11	DISEÑO DE LOS SOPORTES DE LA MAQUINA	83
3.12	CALCULO Y DISEÑO SEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO MECANICO.....	86
3.12.1	RENDIMIENTOS	88
3.12.2	CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISION	89
3.12.3	CALCULO DE LA LONGITUD REQUERIDA DE LA CADENA	91
3.12.4	CÁLCULO Y SELECCION DE LA BANDA DEL MOTOR ELECTRICO	93
3.13	CALCULO DE LA POTENCIA ELECTRICA	94
3.13.1	CONTROL DE TEMPERATURA.....	94
3.13.2	CALOR ACUMULADO EN LOS ENFRIADORES	96
3.13.3	CALOR PERDIDO POR CONVECCION.....	97
3.13.4	CALOR PERDIDO POR RADIACION	99
3.13.5	CALOR GANADO POR EL PLÁSTICO.....	102
3.13.6	CALOR PERDIDO POR CONVECCION-RADIACION.....	103
	CAPITULO IV.....	105
	ELABORACION DE PLANOS, CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL PROTOTIPO	105
4.1	ELABORACION DE PLANOS	105

4.2	CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	105
4.3	MAQUINAS Y HERRAMIENTAS	105
4.4	OPERACIONES TECNOLOGICAS	107
4.5	CURSOGRAMA SINOPTICO DE CONSTRUCCION.....	108
4.5.1	SISTEMA DE SELLADO VERTICAL.....	109
4.5.2	SISTEMA DE SELLADO HORIZONTAL	110
4.5.3	SISTEMA DE RODILLO TRACTOR.....	111
4.5.4	CAJA DE ENGRANES	112
4.5.5	CARCAZA	113
4.5.6	EJE DE LEVAS	114
4.6	MONTAJE.....	114
4.6.1	CURSOGRAMA SINOPTICO DE MONTAJE.....	116
CAPITULO V.....		117
ANALISIS DE COSTOS DEL PROTOTIPO		117
5.1	COSTOS DIRECTOS	117
5.2	COSTOS INDIRECTOS	119
5.3	OTROS RUBROS.....	120
CAPITULO VI.....		122
PRUEBAS DE CAMPO		122
PRUEBAS.....		122
6.1	RESULTADOS.....	125
CAPITULO VII.....		126
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		126
BIBLIOGRAFIA		128
ANEXOS.....		129

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Selladoras de láminas	16
Fig. 2. Selladora de barras	18
Fig. 3. Selladora de aire caliente.	20
Fig. 4. Magnitudes de los selladores utilizados.	32
Fig. 5. Elementos que conforman los selladores	33
Fig. 6. Elementos de los rodillos tractores.....	42
Fig. 7. Fuerzas presentes en los rodillos.....	47
Fig. 8. Fuerzas presentes Eje Exterior.	48
Fig. 9. Diagramas del eje exterior.....	50
Fig. 10. Fuerzas presentes Eje Interior.	53
Fig. 11. Diagramas del eje interior.....	55
Fig. 12. Diagrama de desplazamiento.....	63
Fig. 13. Trazado de perfil de leva.	63
Fig. 14. Diagramas de velocidad de la leva circular y rache	66
Fig. 15. Terminología de los engranes cónicos.	69
Fig. 16. Diagrama de fuerzas del sellador vertical.....	75
Fig. 17. Diagrama de fuerzas del sellador horizontal.	77
Fig. 18. Fuerzas presentes Eje de levas.	78
Fig. 19. Diagramas del eje del eje de levas.....	80
Fig. 20. Diagrama de cargas en los soportes.	84
Fig. 21. Esquema del sistema de transmisión.	91
Fig. 22. Esquema del sistema tractor de la tira de plástico.	91
Fig. 23 Volumen de control.....	96
Fig. 24. Ubicación de las mandíbulas y elementos aislantes.	101
Fig. 25. Cursograma de construcción del sistema de sellado vertical.	109
Fig. 26. Cursograma de construcción del sistema de sellado horizontal.	110
Fig. 27. Cursograma de construcción del sistema de rodillo tractor.	111
Fig. 28. Cursograma de construcción de la caja de engranes.....	112
Fig. 29 Cursograma de construcción la carcaza.	113
Fig. 30.Cursograma de construcción del eje de levas.....	114
Fig. 31.Cursograma sinóptico de montaje.....	116
Fig. 32. Pruebas de campo.	125

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades del polietileno de baja densidad.	4
Tabla 2. Tabla de uso de las películas plásticas de polietileno.	7
Tabla 3 . Análisis de alternativas.	23
Tabla 4. Formato para el protocolo de pruebas.	28
Tabla 5. Resultados para engranajes rectos.	60
Tabla 6. Energía entregada a las láminas y tiempo de calentamiento.	100
Tabla 7 Herramientas.	106
Tabla 8 Máquinas herramientas y equipos.	106
Tabla 9 Instrumentos de medición y verificación.	107
Tabla 10 Operaciones Tecnológicas.	107
Tabla 11 Simbología usada en cursogramas.	108
Tabla 12. Operaciones de montaje.	115
Tabla 13. Materiales utilizados.	118
Tabla 14. Equipos y accesorios.	119
Tabla 15. Costos indirectos de maquinaria-hombre.	120
Tabla 16. Pruebas de Campo según el Protocolo de Pruebas.	123

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo diseñar y construir una máquina semiautomática selladora de fundas plásticas con una capacidad de treinta sellos por minuto, contribuyendo a la industria de la fabricación de refrescos, cuya producción requiere que la manipulación sea mínima, su precio accesible y competitivo, utilizando materiales existentes en el mercado nacional.

En el capítulo uno se realiza un breve estudio de los plásticos, con la finalidad de conocer sus propiedades mecánicas, térmicas, eléctricas, ópticas, etc., y sus aplicaciones.

En el capítulo dos, una vez planteados y determinados los parámetros efectivos, se buscan alternativas de sellado, se describen ventajas y desventajas de los tipos de máquinas selladoras, para finalmente seleccionar la más adecuada. Se consideran los factores básicos del termosoldado, se selecciona el material de las láminas calefactores y establece el protocolo de pruebas que se va a realizar a la máquina una vez que se termine la construcción de la misma.

El capítulo tres está dedicado al diseño del prototipo. Primero se establece la forma de calentamiento de las láminas para fijar la temperatura máxima de servicio, necesaria para ablandar las películas de polietileno y a continuación seguir con el respectivo diseño de las partes.

En el capítulo cuatro se aborda la elaboración de planos, construcción y montaje del prototipo.

En el capítulo cinco se realiza una descripción de los costos directos e indirectos, los cuales intervienen en la realización del proyecto.

En el capítulo seis una vez diseñado el prototipo se procede a efectuar las pruebas de campo y al análisis de resultados.

En los anexos se incluyen tablas y figuras que reúnen aspectos importantes empleados en el diseño del prototipo, así como fotografías y planos del mismo.

SIMBOLOS

A	:	Constante para determinar la resistencia de los resortes.
a	:	Ancho de sellado.
As	:	Área máxima de sellado.
C	:	Índice del resorte.
Cp	:	Calor específico.
D	:	Diámetro del resorte helicoidal.
d	:	Diámetro del alambre.
DT	:	Gradiente de temperatura.
E	:	Módulo elástico para el acero.
Ea	:	Energía acumulada.
Ecv	:	Energía perdida por convección.
Ee	:	Energía que entra.
Erad	:	Energía perdida por radiación.
Esell	:	Energía de sellado.
F	:	Anchura de cara.
F	:	Fuerza axial de compresión aplicada a los resortes.
Flv	:	Fuerza aplicada por la leva sellador vertical.
Flh	:	Fuerza aplicada por la leva sellador horizontal.
Fm	:	Fuerza axial media de compresión en resortes.
Fr	:	Fuerza recuperadora de los resortes.
Fs	:	Fuerza de sellado.
η	:	Factor de seguridad.
η_g	:	Factor de seguridad de engranajes.
G	:	Módulo de torsión para resortes.
g	:	Aceleración de la gravedad.
Grl	:	Número de Grashoff.
H	:	Coeficiente de convección.
I	:	Intensidad de corriente.
I	:	Momento de inercia.
K	:	Factor de corrección de Wahl.
Ka	:	factor de superficie.

K_b : factor de tamaño.
K_c : factor de confiabilidad.
K_d : factor de temperatura.
K_e : Factor de concentración de esfuerzos.
K_f : Factor de sensibilidad para aceros.
K_s : Factor de multiplicación de esfuerzos.
k_v : Factor de velocidad.
L : Longitud de los selladores.
M : Masa de los selladores.
m : Constante para determinar la resistencia de los resortes.
m : Módulo para engranajes.
M_{máx} : Momento flector máximo.
N : Número de espiras activas.
N : Número de dientes de engranajes.
N₁ : Número de dientes de catarina conductora.
N₂ : Número de dientes de catarina conducida.
N_t : Número total de espiras.
Pr : Presión de sellado.
p : Paso de espiras del resorte.
p : Diámetro de paso para engranajes.
Pot : Potencia.
Q : Calor almacenado.
R : Resistencia del alambre.
r : Radio de alambre del resorte.
R_L : Radio máximo de leva.
R_r : Radio máximo de rache.
s : Superficie de sección transversal de los selladores.
S_{se} : Límite de fatiga a la torsión.
S_{sf} : Resistencia de vida finita de resortes.
S_{su} : Resistencia última a la torsión para acero.
S_{ut} : Resistencia a la tensión para aceros.
S_y : Resistencia a la fluencia.
T : Temperatura.

- T** : Torque.
- V** : Volumen.
- V** : Velocidad en línea de paso.
- V_L** : Velocidad lineal de levas.
- W** : Peso.
- W_t** : Carga transmitida.
- W_L** : Velocidad angular de leva.
- y** : Deformación.
- α** : Desviación angular.
- δ** : Densidad.
- ε** : Emisividad.
- τ_a** : Esfuerzo cortante mínimo.
- τ_m** : Esfuerzo cortante medio.
- σ** : Esfuerzo nominal.
- θ** : Tiempo.

PRESENTACION

Las necesidades existentes en la industria de alimentos hacen que futuros profesionales aporten con soluciones tecnológicas a sus requerimientos. Tal es el caso de industrias que se dedican a la elaboración de refrescos, con productos exhibidos al público.

Es importante iniciar el presente proyecto con un breve estudio de los plásticos, para conocer y establecer sus propiedades mecánicas, térmicas, eléctricas, ópticas, etc., para diseñar la máquina selladora.

Conocido el tipo de plástico a ser utilizado, se diseña el prototipo, considerando la temperatura de ablandamiento y presión de las mandíbulas. La aplicación de la fuerza de sellado se realiza a través de un sistema de mecanismos que transmite la fuerza desde un motor hasta la mandíbula móvil.

Una vez realizado el diseño, construcción y montaje del prototipo, se realizan pruebas de campo, si estas arrojan resultados satisfactorios, se concluye que todas las consideraciones realizadas son correctas.

CAPITULO I

ENVASES Y ESTUDIO DE LOS PLASTICOS

INTRODUCCION.

El objetivo principal de este proyecto, está dirigido a la producción de refrescos en el país.

De acuerdo a las especificaciones de una empresa que se dedica a la producción, envase y distribución de refrescos; la producción diaria de dicha empresa al momento es de 900 litros, de tal manera que debe envasar y sellar aproximadamente 1800 fundas en cada hora (fundas de 100 cc).

El producto es envasado en polietileno de baja densidad por requerimiento del microempresario.

requerimiento de envases

Se debe tomar en cuenta que los materiales utilizados para envasar refrescos deben cumplir ciertos requerimientos, los cuales deben proporcionar protección al producto, facilitar su transporte, maniobrabilidad y ser económicos.

Los envases para refrescos deben cumplir con las siguientes características:

- No deben permitir el paso de oxígeno, sabores o microorganismos.
- El sello del envase debe ser hermético, con el fin de evitar que se pierda el producto y facilitar su apertura.
- El envase debe cumplir propiedades físicas y mecánicas.
- El material del envase no debe tener impresiones en su interior y estar libre de basura.

1.2 selecciOn del envase a utilizarse

Para seleccionar el envase adecuado que cumpla con los requerimientos y sobre todo considerando que los costos de producción deben ser bajos, el tipo de envase y la máquina a ser utilizada para este fin deben ser ajustados a la realidad del país.

De las características señaladas anteriormente se deduce; que el costo del equipo para envasar, esterilizar, etiquetar y sellar los envases es alto, así como el costo unitario de los envases; es decir, las botellas de vidrio y las botellas de plástico no son una opción viable para el desarrollo de este proyecto.

En conclusión, la funda de plástico es la alternativa adecuada, dado que en el mercado ecuatoriano los refrescos se encuentran ya posicionados y la presentación de ellos en envases de plástico, cumplen con todos los requerimientos de salubridad de manera satisfactoria.

Tomando en cuenta que el principal objetivo de este proyecto es el diseño y construcción de una máquina selladora de plásticos, es conveniente realizar un breve estudio del polietileno, que es el material utilizado para este fin.

1.3 breve estudio del polietileno de baja densidad

INTRODUCCION.

Polietileno es un compuesto que tiene como parte fundamental de su estructura una resina de alto peso molecular, que para trabajarlo se lo puede obtener líquido o lo suficientemente blando para su manipulación y que en su estado final vuelve a ser sólida, obteniendo así el objetivo para el cual fue procesado.

En este subcapítulo se realiza un breve estudio de sus propiedades, características y aplicaciones del polietileno que es un polímero termoplástico.

Los polímeros termoplásticos, son polímeros que cuando se someten al calor se ablandan, sin perder sus propiedades físicas y que al enfriarse vuelven a su estado original. Esta característica hace que este proceso sea totalmente reversible sin perder sus características físicas.

1.3.1 POLIETILENO (PE)

El polietileno se origina a partir del etileno gaseoso, el cual se licua a una alta presión para luego ser polimerizado.

Este material, tiene una proporción cristalina, la cual influye sobre los valores de la resistencia del polímero. Con la cristalinidad, aumenta la temperatura de reblandecimiento, factor importante en la utilización y elaboración de polímeros.

Debido a la flexibilidad del polietileno blando, se elaboran piezas inyectadas con pequeños entrantes. Las planchas se extruyen a través de toberas de rendija ancha y las hojas a través de toberas angulares. Las hojas tubulares que se obtienen, son insufladas al salir de la tobera y estiradas en dos direcciones para finalmente ser cortadas y enrolladas.

1.4 propiedades del polietileno

La configuración macromolecular influye en principio en todas las propiedades, especialmente en las mecánicas. El constructor que desee efectuar cálculos relacionados con elementos mecánicos, debe tener cuidado de no fundamentarse solo en estos ni en los valores de resistencia dados en tablas. En la **Tabla 1**, se muestran las propiedades del polietileno.

Tabla 1. Propiedades del polietileno de baja densidad.

PROPIEDADES	De media presión
Dureza (Shore DA)	70
Densidad, Kg./m ³	960
Temperatura de ablandamiento °C	130

Fuente: Propia

1.4.1 características mecánicas

Las cadenas moleculares son desplazables entre sí, con mayor facilidad cuando más elevada sea la temperatura. Para ello, solo se necesita una pequeña fuerza para que produzca el desplazamiento con rapidez. Sin embargo, cuanto menor sea la temperatura, o bien, cuando más congelado esté el plástico, mayor es la fuerza que ocasione un desplazamiento determinado.

1.4.2 características térmicas

El comportamiento de los plásticos al calor, no se basa exclusivamente en las propiedades físicas como la dilatación y la conductividad térmica, sino también, a la disminución de la resistencia durante el calentamiento en los puntos de reblandecimiento, fusión, descomposición y temperatura de elaboración.

El coeficiente de dilatación térmica de los plásticos es mucho mayor que la de los metales. Se puede afirmar que su valor varía del 1% al 2% que el de

los materiales metálicos. Por el contrario, la conductividad térmica es mucho menor, esto se debe tener en cuenta en la ingeniería, siempre que no se aproveche esta característica con fines aislantes.

La estabilidad dimensional al calor, es una característica relacionada con la disminución de la resistencia mecánica por aumento de la temperatura.

Actualmente se suele indicar solo una temperatura límite de servicio o un intervalo de la misma, dentro del cual las características de servicio esperadas no disminuyen considerablemente.

1.4.3 características aislantes

UNO DE LOS CAMPOS DE LA APLICACIÓN DE LOS PLÁSTICOS ES SER ELEMENTOS AISLANTES, TENIENDO UNA GRAN IMPORTANCIA, DEBIDO A SUS PROPIEDADES Y CARÁCTER DIELECTRICO.

MEDIANTE MEDIDAS ELÉCTRICAS SE TIENE INFORMACIÓN SOBRE LAS CARACTERÍSTICAS DE ACEPTACIÓN COMO RESISTENCIA DE AISLAMIENTO, RIGIDEZ DIELECTRICA, FACTOR DE PÉRDIDAS DIELECTRICAS, ETC.; ADEMÁS DE LA ESTRUCTURA MOLECULAR Y GRADO DE ENDURECIMIENTO.

1.4.4 propiedades opticas

Una parte de las resinas sintéticas son transparentes como el vidrio, presentando una coloración propia en pequeño grado. La mayoría de la

resinas pueden teñirse con pigmentos coloreados en forma traslúcida, transparente u opaca.

Para usos ópticos se utilizan exclusivamente los acrílicos, que por ello se denominan también vidrios orgánicos, los cuales pueden fabricarse con excelentes cualidades ópticas. Un criterio sobre estas cualidades es el índice de refracción y la transmisión de la luz, superando en ambas propiedades a los vidrios acrílicos y de silicatos.

1.4.5 características fisico – químicas

En general, los plásticos se muestran altamente resistentes al ataque de agentes químicos, por lo que, se emplean mucho cuando los metales no son apropiados ya que existe peligro de corrosión (construcción de recipientes, revestimientos para los mismos, elementos de aparatos químicos, maquinaria textil, bombas, etc.).

En relación a la resistencia química no se debe generalizar, en especial a los materiales entrelazados que se les califica de insolubles o difícilmente solubles. En la mayor parte de los casos, existen disolventes orgánicos que atacan a los plásticos en mayor o en menor grado.

El termosoldado une dos películas de plástico por medio de fusión. Un buen sellado, suelda a estas y por ello la unión resulta más gruesa que las dos piezas.

Tomando en cuenta las propiedades y características señaladas anteriormente, se concluye que el *polietileno* es uno de los mejores materiales para termosoldar.

La selladora por medio de una combinación de presión y calor, deberá sellar el plástico a una temperatura de trabajo óptima que no sobrepase las características del mismo.

De ahí que para la selección del envase, debe regirse a su uso como se muestra en la **Tabla 2**.

Tabla 2. Tabla de uso de las películas plásticas de polietileno.

POLIETILENO
Película termocontraíble
Envasamiento automático
Bolsas industriales
Film para agro
Bolsas de uso general
Cables eléctricos (aislantes)
Tuberías para riego
Tubos y pomos

Fuente: Propia

Además del uso que se pueda dar al polietileno, se debe considerar la densidad del mismo, cuyo valor es: **0,910 a 0,925 gr/cm³**.

1.4.6 termosoldado del polietileno

La presión que ejercen las mandíbulas, está relacionada con la temperatura, si se tienen temperaturas de trabajo bajas, se debe aplicar mayor presión en las mandíbulas y así obtener mayor flexibilidad en cuanto a tiempo requerido para el sello adecuado.

Teniendo en cuenta la flexibilidad en cuanto a tiempo y temperatura, se debe considerar que para la industria de sellado, es muy importante la producción, es decir, el número de fundas selladas, con lo que se debe tener un punto medio entre tiempo y temperatura para así obtener mayor producción.

En cuanto a la temperatura de sellado del polietileno, mientras mayor es la producción, menor es la temperatura; es por este motivo que el diseño que se plantea en este proyecto, eleva la temperatura, pero se la puede mantener constante con un sistema de refrigeración que será detallado en el mismo.

Teniendo al polietileno como material para las fundas, en uno de los casos con un índice de fusión menor, este material presenta mayor flexibilidad de trabajo que una resina de mayor índice de fusión.

Generalizando los criterios, es imposible obtener un sellado con temperatura baja, presión baja y un tiempo demasiado corto. Se debe considerar que las temperaturas y presiones altas, hacen que el plástico se pegue a las mandíbulas o que el material se corra y no selle.

Dado que el polietileno es ideal para la elaboración de fundas o películas de embalaje, debido a su transparencia, alta flexibilidad, tenacidad, bajo costo, alta resistencia al ataque químico, retención y mantenimiento de la humedad; pueden elaborarse bolsas tomando en cuenta su flexibilidad en el sellado con calor y la facilidad para ser impresas.

El rango de temperatura de ablandamiento recomendado para el polietileno de baja densidad es de 110 a 180 °C.

Para el sellado de la película sobre sí mismo se emplea una combinación de calor y presión, por lo cual, la temperatura de trabajo de las láminas debe estar ligeramente por encima de la mencionada, permitiendo establecer una temperatura media de trabajo de 150 °C.

CAPITULO II

ESTUDIO Y SELECCION DE ALTERNATIVAS

INTRODUCCION.

En este capítulo se presentan: el planteamiento del problema, el estudio de los parámetros fundamentales y funcionales para el diseño, estudio de varias alternativas de diseño, incluyendo varias máquinas que se encuentran actualmente en el mercado investigadas en el Internet. Se finaliza este capítulo con la selección y estudio de la alternativa seleccionada.

Los parámetros de diseño son especificados de acuerdo a la producción de refrescos de una empresa. Una vez que se obtengan los parámetros principales de diseño se podrán estudiar varias alternativas, para finalmente seleccionar una de ellas.

Uno de los puntos más importantes en la selección de la alternativa, es que los elementos que entren en contacto con el refresco no cambien sus características.

La alternativa seleccionada debe ajustarse lo mejor posible a los parámetros de diseño, solucionando el problema planteado de una manera óptima y que garantice su funcionalidad.

2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la industria ecuatoriana se pueden encontrar pequeñas empresas que se dedican a envasar y sellar, sin garantizar la hermeticidad y su presentación.

El presente proyecto tiene como objetivo solucionar el problema específico de una empresa productora de refrescos, la cual al momento sella el

producto de manera manual y lenta, siendo el caso de diferentes empresas del país que envasan productos como maíz, lenteja, arroz, entre otros.

Otro de los problemas que enfrentan estas pequeñas empresas, es la contaminación del producto por la manipulación inadecuada de sus operadores, produciendo pérdidas a la empresa.

Existen actualmente una gran variedad de productos que requieren ser almacenados en fundas plásticas, evitando su contaminación o algún daño.

El diseño y construcción de una máquina selladora de plásticos, permite a la industria de refrescos envasar con mayor rapidez, evitando el contacto humano con el producto.

2.2 PARAMETROS DE DISEÑO Y ALTERNATIVAS

2.2.1 PARAMETROS FUNDAMENTALES

Estos parámetros son los que definen el diseño y construcción del prototipo, los cuales son entregados por el microempresario. Estos son:

- La selladora debe realizar como mínimo 30 sellos por minuto.
- El plástico a utilizarse será el polietileno de baja densidad.
- El prototipo debe ser automático o semiautomático.

2.2.2 PARAMETROS FUNCIONALES.

2.2.2.1 Ambiente de trabajo.

Como ambiente de trabajo, se considera el medio donde se desenvuelven las actividades diarias de una empresa dedicada a la producción, envase y sellado de refrescos; tomando en consideración, el clima templado húmedo de la ciudad de San Miguel de Bolívar, con una temperatura media de 20°C y una humedad relativa de 60%.

Además, se toma en cuenta que el equipo debe ser manipulado por operarios humanos, a quienes se debe ofrecer seguridad contra accidentes.

2.2.2.2 Vida útil.

El equipo está diseñado para vida infinita, el número de ciclos que debe soportar el prototipo, sin fallar, debe ser mayor que 10^6 , por lo que se calculan los elementos a falla por fatiga.

2.2.2.3 Costo del equipo.

El costo del equipo depende de varios factores como la capacidad de sellado, la cantidad de sellos por hora, la rapidez, el grado de automatización, etc.

El costo puede ser similar o menor que el establecido por el mercado actual, debido a que se pretende fabricar un prototipo que disminuye los costos. Sin embargo, el costo del equipo se ajusta a la economía ecuatoriana, sin dejar de lado la calidad de los materiales ocupados en su construcción, que ascienden aproximadamente a 7500 USD.

2.2.2.4 Tamaño y peso.

El peso del equipo depende directamente del diseño del mismo, así como de los materiales, especificaciones, capacidad, etc.

El equipo, debe tener un tamaño lo más cómodo posible para su operación, adaptabilidad a la línea de producción, posibilidad de ser montado, desmontado y movilizado con la menor dificultad. Tomando en cuenta que su altura no debe ser mayor a 2,50 metros, pues es la altura media donde generalmente se ubican estos equipos.

2.2.2.5 Materiales.

Se considera el uso de acero de diferentes características, según la pieza o sistema del equipo que se construye.

Las partes que están en contacto con el producto son de acero inoxidable evitando que influyan en la calidad del producto, así como verificando la resistencia de los materiales que estén expuestos a cargas que hagan fallar el diseño.

2.2.2.6 Procesos.

Para la construcción del equipo se consideran los siguientes procesos:

- Torneado.
- Fresado.
- Taladrado

- Soldado.
- Doblado.
- Fundido.
- Rectificado.

Uniones empernadas, para partes no fijadas permanentemente por facilidad de montaje y desmontaje del equipo.

Procesos de acabado, como pintura o aplicación de material anticorrosivo sobre los elementos metálicos expuestos a los agentes externos.

2.2.2.7 Pruebas.

Las pruebas que se realizan al prototipo, siguen el formato del Protocolo de Pruebas.

2.2.2.8 Restricciones

El precio del equipo se considera como una de las principales restricciones, ya que al ser un prototipo el costo total es cubierto por los autores de este trabajo.

El equipo debe ser lo más sencillo posible para que la operación del mismo no requiera de una futura capacitación.

2.3 CARACTERISTICAS DEL PROTOTIPO

- El equipo diseñado debe ser capaz de sellar fundas de plástico por medio del proceso de termosoldado, para garantizar la hermeticidad del envase ya que en su interior se tiene un líquido (refresco).
- La velocidad de sellado depende de la presentación del producto (50 a 100 cc.), es decir, el volumen del producto que entre en la funda a ser sellada.
- La capacidad de sellado dependerá de la producción del refresco que llegue cada hora al proceso de sellado, el cual no debe ser menor a 30 sellos por minuto, como se indica en los parámetros fundamentales.
- El tipo de producto, en un principio envasa solamente refrescos en bolsas plásticas selladas herméticamente por el prototipo diseñado.
- El funcionamiento semiautomático, es con la finalidad de que el esfuerzo humano, la manipulación del producto y los costos sean menores. El equipo a diseñarse no necesita mayor contacto humano sino el necesario para controlar y calibrar la máquina.
- La adaptabilidad del equipo debe ajustarse a distintos tipos de producto, para así mejorar las características de la máquina.
- La facilidad de montaje se obtiene con la modularidad, lo que permite el transporte del prototipo, objeto de este proyecto.
- El mantenimiento del prototipo debe dar facilidades, evitando que los elementos sean de difícil acceso.

2.4 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Para solucionar el problema presentado en este capítulo, se plantean algunas alternativas, cada una de ellas presenta una solución al sellado de bolsas plásticas.

Estas alternativas se guían por las máquinas existentes actualmente en el mercado (consultadas en Internet), en especial en los diferentes sistemas para el termosoldado de plásticos.

Para el efecto, se plantean tres alternativas de solución:

- Alternativa 1(A1): Selladora de lámina.
- Alternativa 2 (A2): Selladora de barra
- Alternativa 3 (A3): Selladora de aire caliente.

2.4.1 SELLADORA ELECTRICA DE LAMINA (ALTERNATIVA 1)

Este tipo de selladoras utilizan una resistencia eléctrica en forma de lámina, de pequeño espesor; ubicada en forma paralela a otra, mismas que al estar en contacto y con cierta presión, se calientan instantáneamente para realizar el sello.

Las láminas para sellar son de acero inoxidable, ya que por sus características son las adecuadas.

Para evitar que el plástico y las láminas se peguen entre ellas, se dispone de un tejido de vidrio con teflón.

La presión ejercida es regulable, así como la temperatura y el tiempo de sellado.

Las láminas están sujetas a dos mandíbulas, una fija y otra móvil lo que facilita el sellado como se muestra en la **Figura 1**.



Fig. 1. Selladoras de láminas

Ventajas.

- Son de fácil construcción, ya que su funcionamiento no requiere de mecanismos complejos para lograr el sello, tanto las resistencias como el transformador y el recubrimiento, se encuentra con facilidad en el mercado, solamente con especificar los parámetros requeridos.
- Permite que el sellado sea de manera instantánea.
- Se puede controlar la temperatura de trabajo mediante resistencias variables, las cuales regulan el paso de corriente.
- Las mandíbulas tienen un sistema de refrigeración que permiten mantener

la temperatura de trabajo y así evitar el deterioro de las láminas.

Desventajas.

- El recubrimiento de teflón suele quemarse si la presión es excesiva y por su uso se deteriora.
- Se obtienen sellos defectuosos si las láminas son de pequeño espesor y el plástico es muy grueso, es decir, que para selladoras de pequeña escala el sello es defectuoso y para las industriales este criterio es diferente.

2.4.2 SELLADORA DE BARRAS (ALTERNATIVA 2)

Este tipo de selladoras tienen el principio de funcionamiento mediante resistencias eléctricas, la diferencia fundamental, es que en estos equipos las resistencias están dispuestas en el interior de las barras, haciéndolas resistentes a la corrosión y oxidación.

Para el sellado, una de las barras es móvil y la otra fija, el sello se produce al unir las por medio de un sistema mecánico. La selladora de este tipo se muestra en la **Figura 2**.

Para evitar el uso de recubrimientos se debe realizar canales en las barras, evitando que el plástico se pegue a ellas. Estos canales permiten que la adhesión no sea un contacto de toda la superficie.



Fig. 2. Selladora de barras

Ventajas.

- Para el calentamiento de las barras solamente se necesita un termostato que controle la temperatura.
- La longitud de las barras puede adaptarse a cualquier tamaño de fundas.
- Con el labrado de las barras se obtiene un mejor sello de manera hermética y reforzada.
- Permite sellar mayor producción ya que las barras trabajan periodos más largos y son eficientes.
- Las barras con resistencias interiores hacen que la vida útil sea mayor.
- Al ser de fácil manejo no necesita que el operador tenga mayor experiencia.

- El costo de construcción es bajo si el sistema es manual.

Desventajas.

- La construcción de las barras se dificulta si son muy largas, ya que el agujero interior y los canales donde va la resistencia, son complicados de elaborar.
- El calentamiento de las barras no es instantáneo, ya que debido a la conductividad térmica del material de estas, demora cierto tiempo hasta llegar a la temperatura de trabajo.
- Es necesario que el operador de esta máquina tenga capacitación sobre el funcionamiento de la misma.

2.4.3 SELLADORAS DE AIRE CALIENTE (ALTERNATIVA 3)

Estas máquinas también tienen mandíbulas, la diferencia es que las dos están fijas y separadas por una distancia constante.

El sello se realiza por medio de resistencias eléctricas, las cuales generan calor y son sopladas a través de unos agujeros. Este proceso es de sellado continuo.

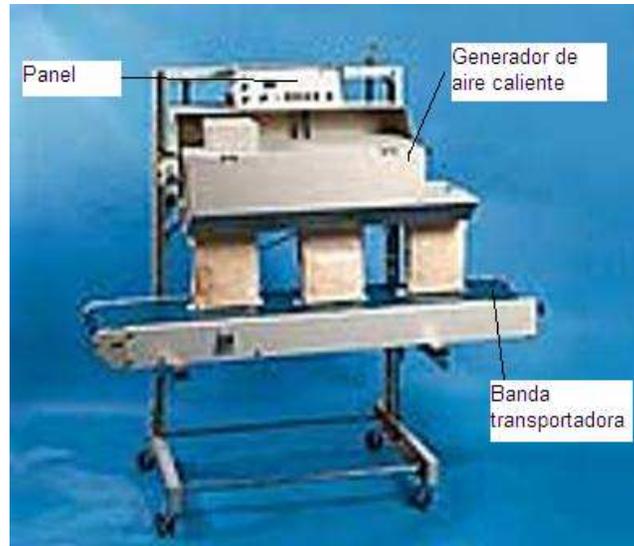


Fig. 3. Selladora de aire caliente.

Ventajas.

- Son máquinas de producción continua a gran escala de sellado.
- Producen un sellado seguro, hermético y sin deformaciones.
- La vida útil es larga, no necesitan de mayor mantenimiento.
- Son automáticas en su mayoría y no necesitan de un operador calificado.

Desventajas.

- Es maquinaria grande y ocupa demasiado espacio, dependiendo del tamaño y contenido de la funda.
- Son equipos complejos, dependen de varios elementos auxiliares para su funcionamiento, por lo tanto su costo de construcción es muy alto para el medio.
- El rendimiento es menor para tamaños grandes de sellado.

2.5 SelecciOn DE LA ALTERNATIVA ADECUADA

Para seleccionar la mejor alternativa, se debe tomar en cuenta, ventajas, desventajas, costos estimados, facilidad de construcción, tipo de material a sellar, tipo de sellado que necesita el producto, entre otros factores.

Para que la selección sea efectiva se realiza una tabla de análisis de alternativas, comparando los mismos factores para los tres tipos de selladoras. Para realizar la tabla cuantitativa se siguen las consideraciones que se muestran en Carles Riba, Diseño Concurrente.

Para la valoración se toman en cuenta factores técnicos que ayudan a la selección de la alternativa, siempre y cuando estos sean comparables y existan para cada una de ellas.

2.5.1 CARACTERISTICAS TECNICAS:

1. Sistema principal de funcionamiento.- El sistema que mueve las mandíbulas puede ser:
 - Mecánico.
 - Hidráulico.
 - Neumático.
2. Disposición del equipo.- Es el lugar físico donde se ubica el equipo, lo que hace más fácil o difícil su manejo.
3. Adaptabilidad.- Es la posibilidad de adaptar o no el equipo a cualquier tipo de producto o sellado.
4. Facilidad de montaje.- Se toma en cuenta la modularidad del equipo, con el fin de facilitar las tareas de armado y transporte.
5. Automatización.- Hace referencia a que el equipo trabaja de manera independiente.

6. Número de elementos.- La cantidad de elementos del equipo facilita o dificulta la fabricación y el montaje del mismo.
7. Tipo de sellado.- La facilidad, hermeticidad y calidad de sellado.
8. Seguridad de trabajo.- Para garantizar que no existan riesgos en la operación del equipo.

Para seleccionar la selladora idónea se toma en cuenta el criterio de pesos diferenciados, según la importancia del factor considerado para cada caso. Para aplicar este criterio se siguen las indicaciones que presenta el libro de Carles Riba; Diseño Concurrente.

Para obtener la alternativa que se diseña, se considera la ideal (A ideal), cuantificada sobre 100, tomando en cuenta la importancia de cada una de las características técnicas, como se muestra en la **Tabla 3**.

El costo del equipo, siendo el factor más importante para el diseño, se considera un peso de 40 puntos sobre un total de 100 puntos, en segundo lugar se considera el sistema de funcionamiento, es decir, si la máquina es mecánica o hidráulica tiene un peso total de 12 puntos, la automatización y tipo de sellado, entre los factores considerados.

Tabla 3 . Análisis de alternativas.

Características Técnicas	ALTERNATIVAS			
	A1	A2	A3	A ideal
Sistema Principal de Funcionamiento	8	5	6	10
Disposición del Equipo	4	2	4	5
Adaptabilidad	6	4	4	8
Facilidad de montaje	4	1	2	5
Número de elementos	11	7	6	12
Tipo de sellado	8	4	5	12
Seguridad	6	4	5	8
Costo	30	30	20	40
Total	77	57	52	100
Índices	0.77	0.57	0.52	1.00

Fuente: Propia

De la **Tabla 3** se obtiene como conclusiones, que las alternativas 2 y 3 con un porcentaje del 57% y 52% respectivamente, no se deberían considerar como viables, ya que no cumplen satisfactoriamente con los factores requeridos.

De la misma manera se concluye que la alternativa que cumple de mejor manera los requerimientos y factores planteados, en la **Tabla 3**, con un porcentaje mayor a sus otras dos alternativas, 77%, es la que se selecciona para el diseño y construcción de la máquina selladora de plásticos.

En conclusión el equipo que se diseña y construye en el presente trabajo, es una selladora eléctrica de láminas semiautomática.

2.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Seleccionada la alternativa, se elabora y presenta el formato para realizar las pruebas respectivas, una vez que se concluya la construcción del prototipo.

Con el fin de analizar el correcto funcionamiento de la selladora, se debe establecer un conjunto de pruebas básicas, a toda la máquina, elementos más significativos y sistemas que permitan la medición de parámetros.

Las pruebas que deben realizarse son las que se piden en el Protocolo de Pruebas.

2.6.1 verificacion del montaje

- Comprobar la ubicación correcta de cada uno de los elementos que conforman cada sistema.
- Verificar las dimensiones del prototipo.
- Asegurarse que cada elemento móvil posea la lubricación adecuada.
- Comprobar que el montaje del motor sea correcto.
- Verificar que el templado de las cadenas y bandas sea adecuado.
-

2.6.2 verificacion de alineacion y paralelismo

- Comprobar que todos los ejes, levas, seguidores, engranajes, poleas; se encuentren paralelos y alineados. Los engranajes deben estar en contacto y correctamente engranados.
- Verificar el paralelismo entre el eje del reductor y el de levas, así como las poleas del reductor y del motor.

2.6.3 pruebas de dosificación

- Comprobar que la apertura de la válvula del tanque dosificador, asegure el paso del líquido hasta los selladores a través del conducto.

2.6.4 temperatura de sellado vertical

- Al ser la temperatura de sellado, un parámetro fundamental, se debe realizar la medición de esta con una termocupla.
- A continuación se compara, con los datos obtenidos por medio de cálculos y la obtención de un sello adecuado.
- La temperatura de sellado debe estar cercano a los 150 grados centígrados.

2.6.5 temperatura de sellado horizontal

- Los dos sistemas de sellado tanto el horizontal como el vertical, se manejan con los mismos parámetros de temperatura. El procedimiento de prueba es similar al sellado vertical.

2.6.6 cantidad de sellos por minuto

- Se debe garantizar que el equipo entregue el número de sellos para el cual se diseña y construye, es decir, que la máquina debe realizar 30 sellos por minuto.
- La prueba consiste en realizar un conteo de los sellos que realice la máquina durante un minuto, por varios intervalos.

2.6.7 tiempo de sellado

- La máquina diseñada realiza 30 sellos por minuto, cada sello en dos segundos; la prueba consiste en tomar el tiempo de sellado de cada uno de los sistemas.

2.6.8 pruebas en vacío

- Efectuar pruebas en vacío (sin líquido); comprobando que el plástico no se pegue a los aislantes de cada sellador.
- Comprobar que el plástico avance a través de los rodillos tractores.

2.6.9 pruebas con carga

- Efectuar pruebas a plena carga (dosificador lleno, al 100%), para verificar la cantidad de refrescos y sellos por minuto.

2.6.10 hermeticidad de sellado

- Considerando que las pruebas anteriores sean satisfactorias, la prueba visual debe corroborar las pruebas pasadas.
- Esta prueba consiste en observar la seguridad del sellado.
- También se debe observar que el sello no presente quemaduras del plástico.

El formato para realizar las pruebas de campo, según el Protocolo de Pruebas se muestra en la **Tabla 4**.

Tabla 4. Formato para el protocolo de pruebas.

PROTOCOLO DE PRUEBAS		
Máquina semiautomática selladora de fundas plásticas con una capacidad de 30 sellos por minuto		
EMPRESA:	Nombre del Verificador:	
FECHA:	NUMERO DE HOJA: 1/2	
PRUEBA A REALIZARSE	CUMPLE	NO CUMPLE
Verificación del Montaje:		
1. Verificar dimensiones.		
2. Ubicación correcta de elementos.		
3. Lubricación de elementos móviles.		
4. Comprobar montaje del motor.		
5. Montaje de bandas y cadenas.		
Verificación de alineación y paralelismo:		
1. Comprobar que los elementos estén alineados.		
2. Verificar paralelismo entre ejes.		
Pruebas de dosificación:		
1. Comprobar el paso de producto.		
2. Verificar que llene la funda.		
Pruebas de temperatura de sellado:		
1. Verificar temperatura de sellado vertical.		

2. Verificar temperatura de sellado horizontal.		
PROTOCOLO DE PRUEBAS		
Máquina semiautomática selladora de fundas plásticas con una capacidad de 30 sellos por minuto		
EMPRESA:	Nombre del Verificador:	
FECHA:	NUMERO DE HOJA: 2/2	
Cantidad de sellos por minuto:		
1. 28 a 30 de sellos (1 minuto)		
2. 300 sellos (10 minutos)		
3. 900 sellos (30minutos)		
4. 1800 sellos (60 minutos)		
Tiempo de sellado:		
1. Verificar que se realice un sello cada dos segundos		
Pruebas en vacío:		
1. Comprobar que la funda no se pegue al sellador.		
2. Verificar el avance del plástico.		
Pruebas en vacío:		
1. Comprobar el número de sellos y la cantidad de producto en la funda		
Hermeticidad de sellado:		
1. Observar el sellado del plástico		
2. Observar que no existan fugas		
3. Observar que el plástico no presente quemaduras		

Notas:

CAPITULO III

DISEÑO DE LA MAQUINA SELLADORA

INTRODUCCION

En el presente capítulo se realiza el diseño de la máquina selladora, según la alternativa seleccionada.

La unión de los plásticos a base de calor se denomina termosoldado, misma que solo es utilizable con termoplásticos, debido a que los termoestables no pueden fundirse, ni conglutinarse (soldarse), después que se ha producido el endurecimiento.

En la soldadura de los plásticos, se considera la cantidad de calor y su tiempo de actuación, para que no se produzca la deformación o quemado del material.

A partir de la unión de las películas de polietileno es posible elaborar cualquier tamaño de funda, mediante el uso de una selladora de mandíbulas. Lo importante es establecer la temperatura máxima requerida para ablandar el polietileno y la presión necesaria en las barras.

3.1 *calculo de la fuerza de sellado.*

Una vez que se conoce la temperatura media de trabajo, es necesario establecer la presión requerida con que se juntan las mordazas, para permitir la unión de las dos superficies que conforman la funda plástica.

El tipo de selladora seleccionada presenta dos sistemas, el primero que se encarga de un sellado vertical que da la forma de tubo a la película de polietileno y el segundo encargado de realizar un sellado horizontal, dando la forma final a la funda.

La magnitud de la fuerza con que se juntan las mandíbulas, se puede obtener de datos bibliográficos provenientes de otros países que construyen este tipo de máquinas.

Generalmente, en un periodo de 2 a 5 segundos, con una temperatura de 120 °C en la superficie de sellado y la presión de mordaza de alrededor de 0,564 Kg/cm²; se obtiene un sellado satisfactorio.

El área efectiva de sellado es:

$$A_s = a * L \quad (3.1)$$

Donde:

A_s = Área máxima de sellado en cm².

a = Ancho total de sellado en cm.

L = Longitud de sellado en cm.

Si la presión de sellado es de 0,564 Kg/cm², se puede determinar la fuerza necesaria para las mordazas mediante la siguiente expresión:

$$F_s = P_s * A_s \quad (3.2)$$

Donde:

F_s = Fuerza de sellado, Kgf.

P_s = Presión de sellado, Kgf/cm².

A_s = Área efectiva de sellado, cm².

Reemplazando los valores de los selladores como se ilustra en la **Figura 4**, se obtiene:

$$A_s = 78.4\text{cm}^2$$
$$F_s = 44.2\text{Kgf}$$

Sellador Vertical.

$$A_s = 55.3\text{cm}^2$$
$$F_s = 31.2\text{Kgf}$$

Sellador Horizontal.

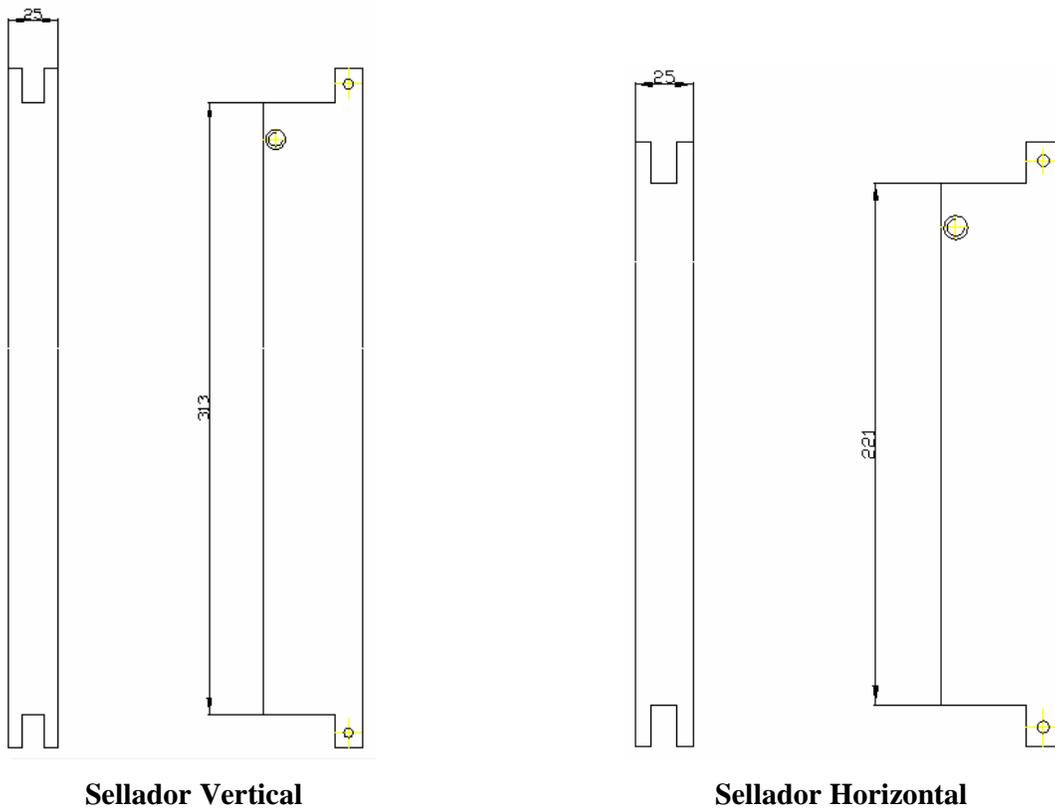
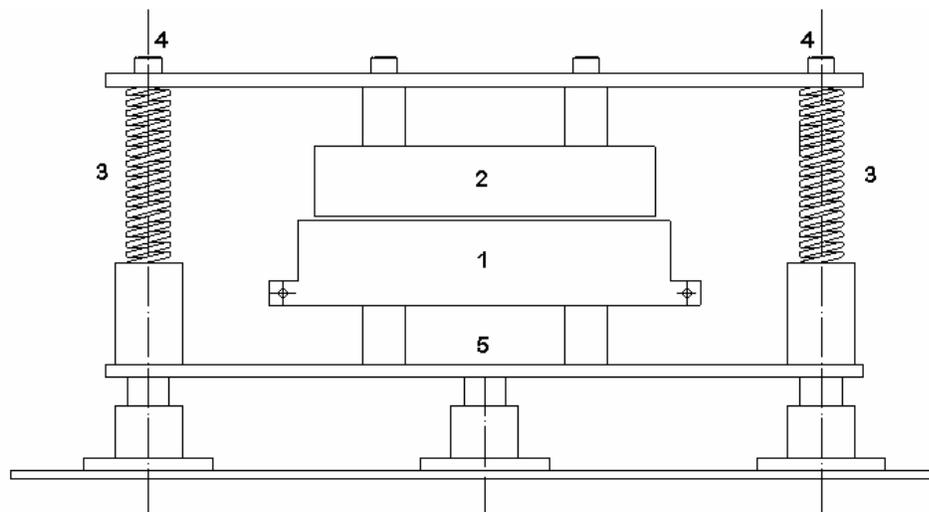


Fig. 4. Magnitudes de los selladores utilizados.

3.2 Mecanismo de cierre de las mordazas

La separación es importante para facilitar la introducción de las fundas entre ellas. Se establece una separación de 15 a 20 mm, permitiendo el funcionamiento de la mandíbula móvil, haciendo que esta permanezca separada respecto a la fija, juntándose únicamente, en el momento que se aplica la fuerza de sellado y retornando inmediatamente a su posición inicial cuando no actúa.

Para que esto suceda, es necesaria una fuerza recuperadora en sentido contrario a la fuerza de sellado, F_s , la que se logra por medio de la acción de resortes helicoidales de compresión en los ejes, como se muestra en la **Figura 5**.



Sellador Horizontal

Fig. 5. Elementos que conforman los selladores.

Donde:

1. Sellador.
2. Tope sellador.
3. Resortes helicoidales.
4. Ejes guías.
5. Placa soporte de sellador.

Los resortes están sometidos a compresión en el momento de aplicar la fuerza de sellado, F_s , debido a que su fuerza recuperadora, empuja a la mandíbula móvil hacia atrás.

3.3 *calculo de la fuerza recuperadora, fR*

La fuerza recuperadora, F_r , debe ser mayor que el peso de toda la estructura en movimiento, permitiéndola retornar a su posición inicial, cuando la fuerza de sellado, F_s , deja de actuar.

Los valores de longitudes y espesores de los selladores se asumen de acuerdo a las dimensiones del envase requerido.

Para determinar el peso de la estructura, se calcula el volumen de cada elemento multiplicado por la densidad del acero, cuyo valor es de 7850 Kg./m^3 y para las de aluminio de 2702 Kg./m^3 , utilizando la siguiente expresión:

$$W = m * g \tag{3.3}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.3 se obtiene:

$$V_{ps} = (0,45 * 0,05 * 0,0095) - 2 * [\pi * (0,005)^2 * 0,0095] - [\pi * (0,005)^2 * 9,5 + 0,051 * 0,0095]$$

$$V_{ps} = 0,000211m^3$$

$$W_{ps} = 0,000211 * 7850kg / m^3 * 9,8m / seg^2$$

$$W_{ps} = 16,23N$$

$$V_{pp} = (0,45 * 0,05 * 0,0095) - 2 * [\pi * (0,0095)^2 * 0,0095]$$

$$V_{pp} = 0,000210m^3$$

$$W_{pp} = 16,03N$$

$$V_b = 2 * [0,5214 * \pi * (0,0095)^2]$$

$$V_b = 0,000295m^3$$

$$W_b = 22,7N$$

$$V_i = 0,348 * 0,0504 * 0,025$$

$$V_i = 0,000438m^3$$

$$W_i = 0,000438 * 196,25 * 9,8$$

$$W_i = 8,4N$$

$$V_{rs} = 0,0002056m^3$$

$$W_{rs} = 15,8N$$

Sumando el peso de cada una de las partes, se obtiene que el total de la estructura móvil es $W_{es} = 79,2$ N, eligiendo así, una fuerza de recuperación superior a la calculada.

$$F_r = 100 \text{ N.}$$

El sistema de sellado horizontal presenta una configuración semejante a la vertical, en consecuencia, la fuerza de recuperación para los resortes es la misma.

Para el montaje de resortes se aplica una pequeña fuerza de compresión, llamada precarga, con la finalidad de evitar movimientos bruscos de la estructura móvil; manteniendo igual separación de las mandíbulas en toda su longitud.

3.4 *calculo de los resortes de compresion*

El tipo de resorte seleccionado ocasiona espiras muertas o inactivas en cada extremo del resorte, las cuales deben restarse del total, a fin de obtener el número de espiras activas. Esto se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$N = N_T - N_D \quad (3.4)$$

Donde:

N = número de espiras activas.

N_T = número total de espiras.

N_D = número de espiras inactivas.

Los resortes trabajan a temperatura ambiente ya que no están cerca a los selladores. Según el **Anexo A**, el material seleccionado para su fabricación es: alambre trefilado duro UNS G10660 AISI 1065 ASTM A227 – 47, por la frecuencia de uso y bajo costo.

Para dimensionar los resortes, se elige en primer lugar el diámetro. Si $d = 3,5 \text{ mm}$, con la relación:

$$D/d = 8 \quad (3.5)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.5, se obtiene:

$$D = 28 \text{ mm.}$$

Los resortes siempre son instalados con una precarga inferior a la carga de trabajo, la fuerza para el sellado vertical es $F_{sv} = 44,13 \text{ Kgf}$ y horizontal $F_{sh} = 31,2 \text{ Kgf}$. Sí las placas se mueven a través de dos ejes, serán dos resortes los que trabajan a compresión, diseñándolos con una fuerza máxima

de trabajo $F_{máxv} = 22,06 \text{ Kgf}$ y $F_{máxh} = 15,6 \text{ Kgf}$, con precarga mínima de $F_{mín} = 5 \text{ Kgf}$ para los dos casos.

Utilizando las ecuaciones:

$$Fa = \frac{F_{máx} - F_{mín}}{2} \quad (3.6)$$

$$Fm = \frac{F_{máx} + F_{mín}}{2} \quad (3.7)$$

Se obtiene:

$$Fa_v = 8,53 \text{ Kgf}$$

$$Fm_v = 13,53 \text{ Kgf}$$

$$Fa_h = 5,3 \text{ Kgf}$$

$$Fm_h = 10,3 \text{ Kgf}$$

Para calcular cargas dinámicas y estáticas τ , **C** varía desde 6 hasta 12 en la mayoría de resortes helicoidales y **Ks** se obtiene a partir del índice del resorte **C**, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\tau = Ks \frac{8 * F * D}{\pi * d^3},$$

Reemplazando se obtiene que $C = D/d = 8$, y $Ks = 1,075$ según **Anexo A**, se calculan los componentes de esfuerzo empleando las siguientes ecuaciones:

$$\tau_a = Ks \frac{8 * Fa * D}{\pi * d^3} \quad (3.8)$$

$$\tau_m = Ks \frac{8 * Fm * D}{\pi * d^3} \quad (3.9)$$

Se obtiene:

$$\tau_{av} = 15,25 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2$$

$$\tau_{mv} = 24,18 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2$$

$$\tau_{ah} = 9,47 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2$$

$$\tau_{av} = 18,41 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2$$

Los límites de fatiga a la tensión de aceros para resortes, son los proporcionados por Zimerli, cuyos datos experimentales son:

$$S'_{se} = 31,64 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2$$

$$S'_{se} = 47,45 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2$$

Para resortes no graneados, los límites deben ser corregidos por confiabilidad y concentración de esfuerzos.

Para una confiabilidad del 99%, se obtiene K mediante la siguiente ecuación:

$$K = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (3.10)$$

Siendo K = 1,184 y el factor de curvatura, K_c , el siguiente:

$$K_c = \frac{K}{K_s} = \frac{1,184}{1,075} = 1.10$$

La sensibilidad a las ranuras en aceros de resortes es muy próxima a la unidad, debido a que la resistencia a la fluencia es muy elevada, por lo tanto **$K_f = K_c$** . En consecuencia, el factor de modificación de esfuerzo es:

$$K_e = \frac{1}{K_f} = 0,90 \quad (3.11)$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$S_{se} = K_c * K_e * S_{se} \quad (3.12)$$

$$S_{se} = 1,10 * 0,90 * 31,64 * 10^6 \text{ Kgf} / m = 31,32 * 10^6 \text{ Kgf} / m^2$$

Los resortes se diseñan para una vida útil media, aproximadamente 1.000.000 de ciclos de deformación. Según el **Anexo A**, los valores son: **A** = $95,6 * 10^6$ Kgf/m² y **m** = 0,192, reemplazando en la siguiente ecuación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{95,6 * 10^6}{(0,0035)^{0,192}} = 283,14 * 10^6 \text{ Kgf} / m^2$$

Si se diseñan resortes para una vida finita, se calcula el módulo de ruptura S_{su} (Resistencia última a la tensión) mediante la relación:

$$S_{su} = 0,577 * S_{ut} \quad (3.13)$$

Así, $S_{su} = 163,3 * 10^6$ Kgf/m² se reemplaza en las siguientes ecuaciones para obtener la resistencia a la fluencia S_{sy} .

$$\begin{aligned} m &= \frac{1}{3} \log \frac{0,9 * S_{su}}{S_{se}} = 0,22 \\ b &= \log \frac{(0,9 * S_{su})^2}{S_{se}} = 8,83 \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\text{Sí, } S_{sy} = \frac{10^b}{N^m} \text{ para } 10^3 \leq N \leq 10^6$$

$$S_{sy} = \frac{10^{8,83}}{(10^6)^{0,22}} = 32,35 * 10^6 \text{ Kgf} / m^2$$

Se calcula el factor de seguridad, para prevenir una falla por fatiga a 1.000.000 de ciclos.

$$\eta_v = \frac{S_{sf}}{\tau_{av}} = \frac{32,35 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2}{15,25 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2} = 2,12$$

$$\eta_h = \frac{S_{sf}}{\tau_{ah}} = \frac{32,35 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2}{9,47 * 10^6 \text{ Kgf} / \text{m}^2} = 3,41$$

El resultado obtenido permite visualizar que los resortes son confiables, puesto que el factor de seguridad es mayor a la unidad en los dos casos.

3.4.1 CALCULO DE LA LONGITUD DE LOS RESORTES, L

Para determinar la longitud total de los resortes, se consideran los siguientes aspectos:

- a) Separación de las superficies de sellado.
- b) Espesor de las placas de la estructura fija y móvil.

La distancia libre existente para el alojamiento de los resortes en el sellador vertical es $L_v = 150 \text{ mm}$ y el horizontal $L_h = 150 \text{ mm}$.

La longitud real de los resortes L , será mayor a L , puesto que al aplicar una fuerza mínima o precarga para el montaje, se produce una deformación mínima, y_{\min} .

$$L = L + y_{\min} \quad (3.15)$$

3.4.2 calculo del nUmero de espiras

La ecuación para determinar el número de espiras, es:

$$N = \frac{y * d^4 * G}{8 * F * D^3} \quad (3.16)$$

El valor de G se obtiene del **Anexo A**, la fuerza F es el resultado de la suma de la fuerzas de sellado, $F_{sv} = 22,1 \text{ Kgf/m}^2$, $F_{sh} = 15,6 \text{ Kgf/m}^2$ y $F_r = 10,2 \text{ Kgf/m}^2$, obteniendo así, $F_v = 32,3 \text{ Kgf/m}^2$ y $F_h = 25,8 \text{ Kgf/m}^2$; siendo la longitud de compresión $y = 25 \text{ mm}$.

Remplazando se obtiene:

$$N_v = 7 \text{ Espiras.}$$

$$N_h = 6 \text{ Espiras.}$$

Si los extremos de los resortes son esmerilados, se dice que el número de espiras totales N_t son:

$$N_{Tv} = 9 \text{ Espiras.}$$

$$NT_h = 8 \text{ Espiras.}$$

Con el número de espiras activas del resorte, se calcula la deformación producida por la precarga $F_{\min} = 5 \text{ Kgf}$, utilizando la ecuación:

$$y_{\min} = \frac{8 * F_{\min} * D^3 * N}{d^4 * G} \quad (3.17)$$

Obteniendo así:

$$y_{V\text{mín}} = 5 \text{ mm}$$

$$y_{H\text{mín}} = 4 \text{ mm}$$

Una vez determinada la longitud de alojamiento del resorte $L = 150 \text{ (mm)}$, se determina la real.

$$L = L + y_{\text{mín}} = 155 \text{ mm}$$

3.5 diseño del sistema de alimentacion de la tira plástica

Este sistema está compuesto por un par de rodillos tractores de caucho que permiten el avance de la funda de plástico hacia los selladores, al rotar el rollo situado en la parte posterior de la máquina.

Un par de resortes aplican fuerza al eje de los rodillos, evitando el deslizamiento entre la superficie de la funda y el rodillo tractor de caucho.

En la **Figura 6**, se observa la posición de los rodillos de caucho, ejes y resortes helicoidales.

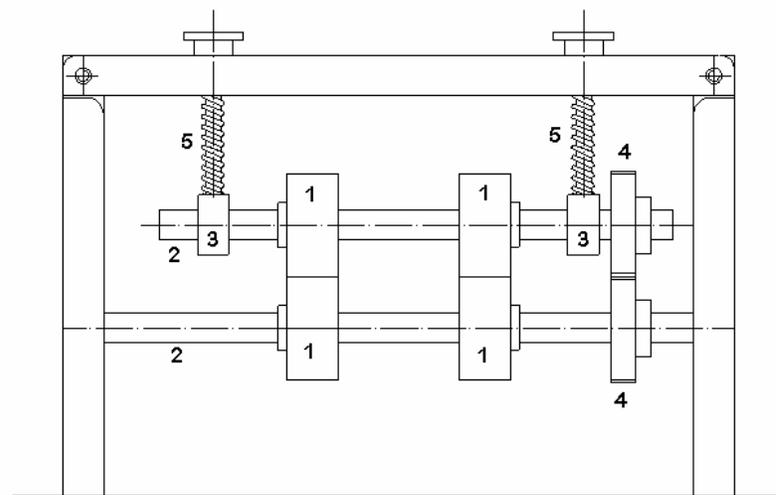


Fig. 6. Elementos de los rodillos tractores

Donde:

1. Rodillos de caucho.
2. Ejes.
3. Soportes de eje.
4. Engranajes rectos.
5. Resortes helicoidales.

3.5.1 calculo de la fuerza para girar el rollo de plAstico

Para determinar esta fuerza, se debe calcular el momento de inercia del rollo de plástico, por medio de la siguiente ecuación:

$$I_r = \frac{m}{8} (do^2 + di^2) \quad (3.18)$$

Donde:

I_r = Momento de inercia del rollo de plástico.

m = Masa del rollo de plástico.

do = Diámetro exterior del rollo.

di = Diámetro interior del rollo.

Estos datos son proporcionados por el fabricante de los rollos:
 $m = 15 \text{ Kg}$, $do = 500 \text{ mm}$, $di = 150 \text{ mm}$.

Reemplazando estos datos en la ecuación 3.18, se obtiene:

$$I_r = \frac{15}{8} (0,50^2 + 0,15^2) = 0,51 \text{ Kgm}^2$$

Seguidamente, se determina la velocidad angular del rollo, partiendo de la velocidad lineal de producción del prototipo.

$$V_L = N_{es} * L_e \quad (3.19)$$

Donde:

V_L = Velocidad de rotación del rollo de plástico.

N_{es} = Número de envases por segundo, $N_{es} = 0,5$ envases/seg.

L_e = Longitud de envase, $L_e = 30$ (mm).

Remplazando estos valores se obtiene:

$$V_L = 0,5 * 0,03 = 0,015 \text{ m/seg.}$$

$$\omega_{m\acute{a}x} = \frac{V_L}{r_i} = 0,1 \text{ rad / seg}$$

Con lo cual, se calcula la aceleración angular $\acute{\alpha}_{m\acute{a}x}$, mediante la siguiente ecuación:

$$\alpha_{m\acute{a}x} = \frac{\omega_{m\acute{a}x} * V_L}{r_i} = 0,01 \text{ rad / seg}^2$$

Partiendo de este cálculo, se obtiene el torque producido por la fuerza sobre el rodillo, basado en la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} T &= I_r * \alpha_{m\acute{a}x} \\ T &= 0,0051 \text{ N.m} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Sabiendo que $T = F*r$, se obtiene la fuerza necesaria para romper la inercia del rollo de plástico.

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{T}{r_i}$$

$$F_{max} = \frac{0,005Nm}{0,15m} = 0,033 \text{ N.}$$

3.5.1.1 CÁLCULO DE LA FUERZA F_a APLICADA POR LOS RESORTES

La principal función de estos resortes es mantener en contacto las superficies de la funda y los rodillos tractores, evitando el deslizamiento. Estos resortes están sometidos a una precarga de montaje, cuya reacción aplica una fuerza de recuperación **F_a** , sobre el eje de los rodillos tractores.

Los datos que se obtienen de los resortes son:

$$L_o = 980 \text{ mm}; L_c = 620 \text{ mm}; d = 2,5 \text{ mm}; N = 10.$$

Donde:

L_o = Longitud libre del resorte.

L_c = Longitud de compresión del resorte después del montaje.

N = Número de espiras totales del resorte.

Para un diámetro de alambre $d = 2,5$ (mm) con un resorte de acero duro trefilado, $A = 140$ Kpsi y $m = 0,190$ según **Anexo A**, reemplazando estos valores en la siguiente ecuación, se obtiene:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{140Kpsi * pulg}{(0,098pulg)^{0,190}} = 217,66 \text{ Kpsi}$$

Con lo cual se calcula S_{sy} , para acero duro trefilado mediante la expresión:

$$S_{sy} = 0,45 * S_{ut}$$

$$S_{sy} = 97,95 \text{ Kpsi}$$

Para el cálculo del diámetro medio del resorte D_m , se parte de la siguiente ecuación:

$$C = D/d = 8$$

De donde se obtiene que; $D_m = 20 \text{ mm}$.

Se calcula la razón del resorte k , mediante la siguiente ecuación:

$$k = \frac{d^4 * G}{8 * D_m^3 * N_a} \quad (3.22)$$

Donde:

N_a = Es el número de espiras activas, $N_a = N - 2$.

$G = 11,5 * 10^6 \text{ psi}$.

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.22, se obtiene:

$$k = \frac{(0,098 \text{ pulg})^4 * 11,5 * 10^6 \text{ psi}}{8 * (0,0787 \text{ pulg})^3 * 8} = 34 \text{ lbf / pulg.}$$

Para el cálculo de la fuerza aplicada F_a , se aplica la siguiente expresión:

$$F_a = (L_o - L_c) * k \quad (3.23)$$

Obteniendo:

$F_a = 47,94 \text{ lb} = 21,79 \text{ Kgf}$. (Para cada uno de los resortes)

3.5.1.2 CÁLCULO DE LA FUERZA TOTAL F_t QUE EJERCEN LOS RODILLOS

Para determinar F_t , se realiza un sumatorio de fuerzas en los rodillos tractores, cuya distribución se muestra en la **Figura 7**.

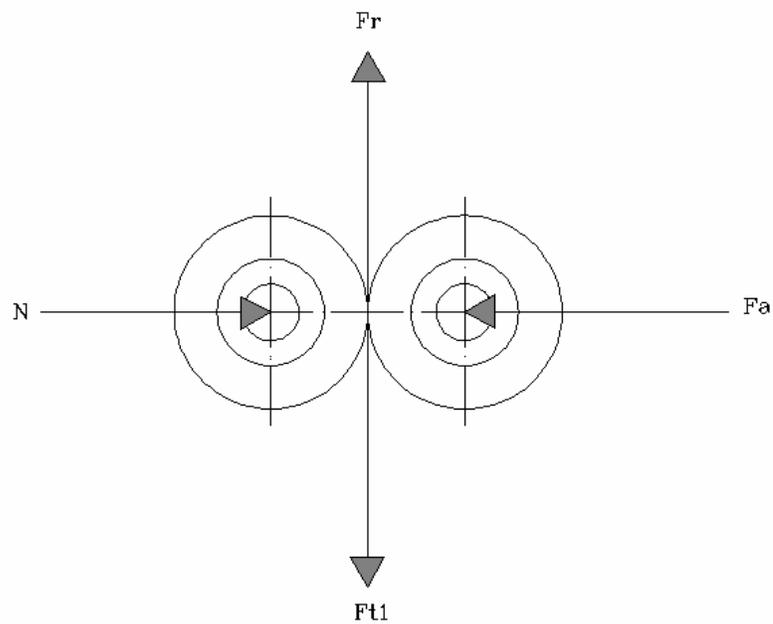


Fig. 7. Fuerzas presentes en los rodillos.

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ N &= F_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= m \cdot a \\ F_{t1} &= \mu_r \cdot N\end{aligned}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$F_{t1} = 26,15 \text{ Kgf}$$

Con este resultado se determina el torque T , que se aplica al eje por medio de un par de engranajes que giran a una relación 1:1.

$$T = F_{t1} * r_e \quad (3.24)$$

Donde:

r_e = radio del engranaje conducido = 34,3 mm.

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.24 se obtiene:

$$T = 0,897 \text{ Kgf*m.}$$

3.6 CALCULO y diseño de los ejes

3.6.1 eje exterior

En la **Figura 8**, se muestran las fuerzas presentes en el eje exterior.

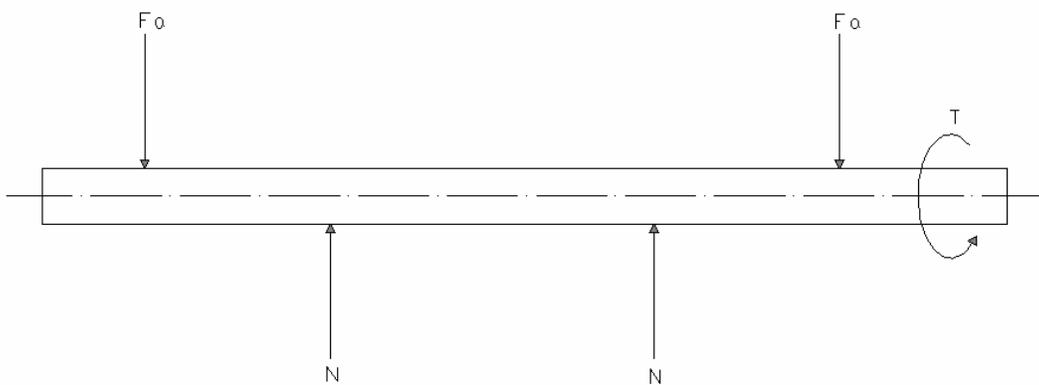


Fig. 8. Fuerzas presentes Eje Exterior.

Esfuerzo de corte (V).

$$V_{ab} = -N.$$

$$V_{bc} = 0.$$

$$V_{cd} = N$$

$$V_{m\acute{a}x} = 21,79 \text{ Kgf.}$$

Momento flector (M).

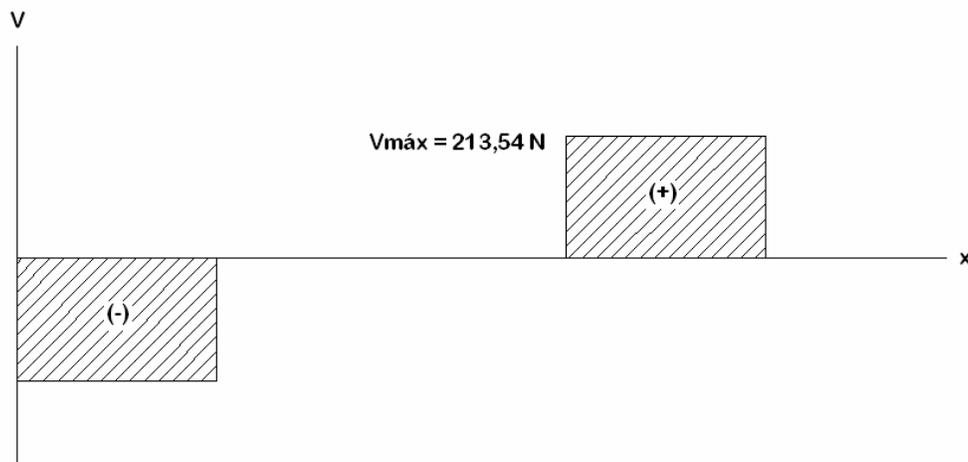
$$M_{ab} = F \cdot x$$

$$M_{bc} = F \cdot a$$

$$M_{cd} = F (l - x)$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1,34 \text{ Kgf.m}$$

En la **Figura 9**, se muestran los diagramas de cortante y momento del eje exterior.



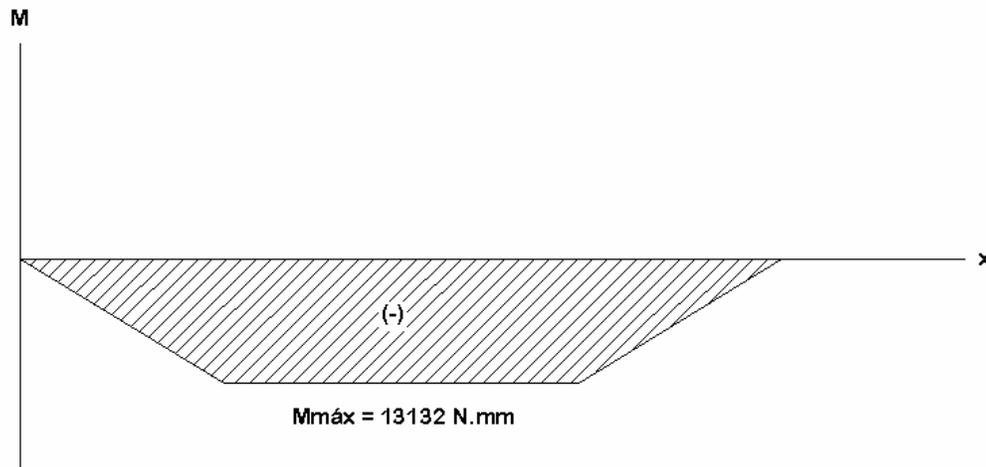


Fig. 9. Diagramas del eje exterior.

Esfuerzo máximo debido a la flexión ($\sigma_{máx}$) y corte ($\tau_{máx}$)

El esfuerzo máximo debido a la flexión, está dado por:

$$\sigma_{máx} = \frac{32 * M_{máx} * \eta}{\pi * d^3} \quad (3.25)$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = 283,53 \text{ mm}^2$$

Donde:

d = Diámetro del eje.

$M_{máx}$ = Momento flexionante en sección crítica.

η = Factor de seguridad = 2.

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.25 se obtiene:

$$\sigma_{máx} = 39,0 \text{ N/mm}^2$$

La ecuación para calcular el esfuerzo al corte, es la siguiente:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A} * \eta \quad (3.26)$$

Reemplazando valores en la ecuaci3n 3.26 se obtiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 2,008 \text{ N/mm}^2$$

C\acute{a}lculo de la flexi3n en el eje.

La flecha m\acute{a}xima de los ejes viene dada por la expresi3n:

$$y = \frac{F * a}{24 * E * I} (4 * a^2 - 3 * l^2) \quad (3.27)$$

Donde:

$E = 2 * 10^5 \text{ N/mm}^2$; es el m3dulo el\acute{a}stico para el acero.

$I =$ es el momento de inercia y su f3rmula es:

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} \text{ (Ejes s3lidos).}$$

Reemplazando estos valores en la ecuaci3n 3.27 se obtiene:

$$y = 0.014 \text{ mm.}$$

C\acute{a}lculo del l\acute{i}mite de fatiga (Se).

El l\acute{i}mite de fatiga se expresa en la siguiente ecuaci3n:

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f \quad (3.28)$$

Donde:

S_e' = Límite de fatiga de la probeta.

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

Cuando: $S_{ut} \leq 200 \text{Kpsi}$

S_{ut} = Resistencia última a la tensión.

K_a = factor de superficie.

K_b = factor de tamaño.

K_c = factor de confiabilidad.

K_d = factor de temperatura.

K_e = factor de concentración de esfuerzos.

K_f = factor de efectos diversos.

Para el material de los ejes de acero de transmisión SAE 1018, según **ANEXO B**, sus propiedades son:

$$S_y = 40 \text{Kpsi.}$$

$$S_{ut} = 69 \text{Kpsi.} \quad \approx \quad (476,41 \text{ N/mm}^2)$$

Con lo cual se obtiene:

$K_a = 0,86$, para maquinado.

$K_b = 0,90$, para $d = 19 \text{ mm}$.

$K_c = 0,814$, para un 99% de confiabilidad.

$K_d = 1$, para $T \leq 450^\circ \text{C}$.

$K_e = 1$.

$$K_f = \frac{1}{K_e} = 1$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.28, se obtiene:

$$S_e = 0,5 * 476,41 * 0,86 * 0,90 * 0,814 * 1 = 150,07 \text{ N/mm}^2$$

Cálculo del factor de seguridad (η).

Este se lo calcula en base al criterio de SODERBERG, cuya ecuación es:

$$\eta = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\frac{T^2}{S_y^2} + \frac{M^2}{S_e^2} \right]^{1/2}} \quad (3.29)$$

Reemplazando los valores obtenidos, en la ecuación 3.28 se obtiene:

$$\eta = 6,7$$

3.6.2 eje interior

En la **Figura 10**, se muestran las fuerzas actuantes en el eje interior.

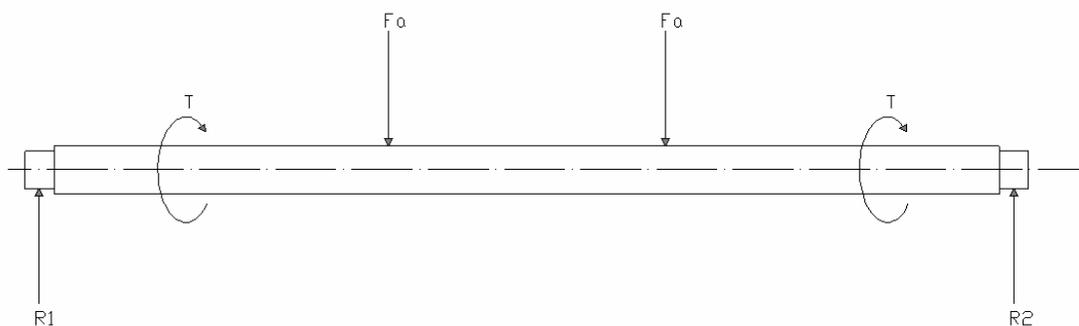


Fig. 10. Fuerzas actuantes Eje Interior.

Esfuerzo de corte (V).

$$V_{ab} = Fa.$$

$$V_{bc} = 0.$$

$$V_{cd} = - Fa$$

$$V_{m\acute{a}x} = 21,79 \text{ Kgf.}$$

Momento flector (M).

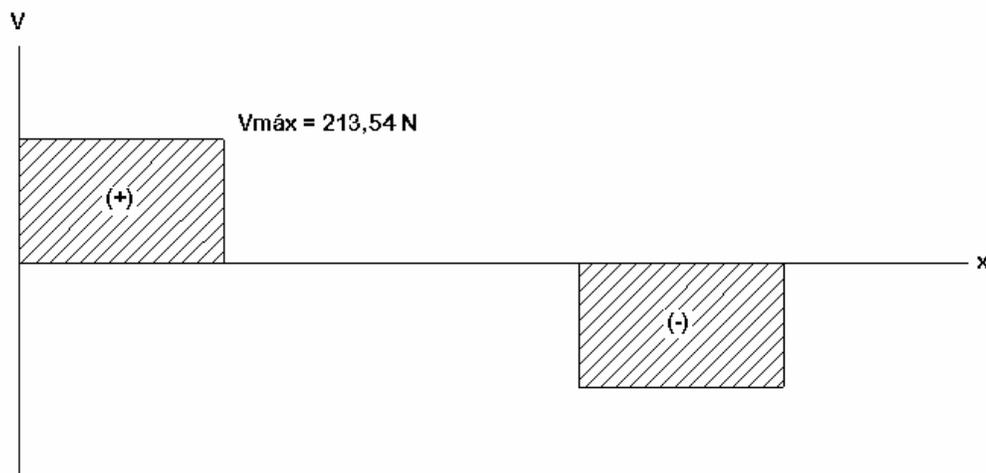
$$M_{ab} = F \cdot x$$

$$M_{bc} = F \cdot a$$

$$M_{cd} = F (l - x)$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1,34 \text{ Kgf.m}$$

En la **Figura 11**, se muestran los diagramas de cortante y momento del eje interior.



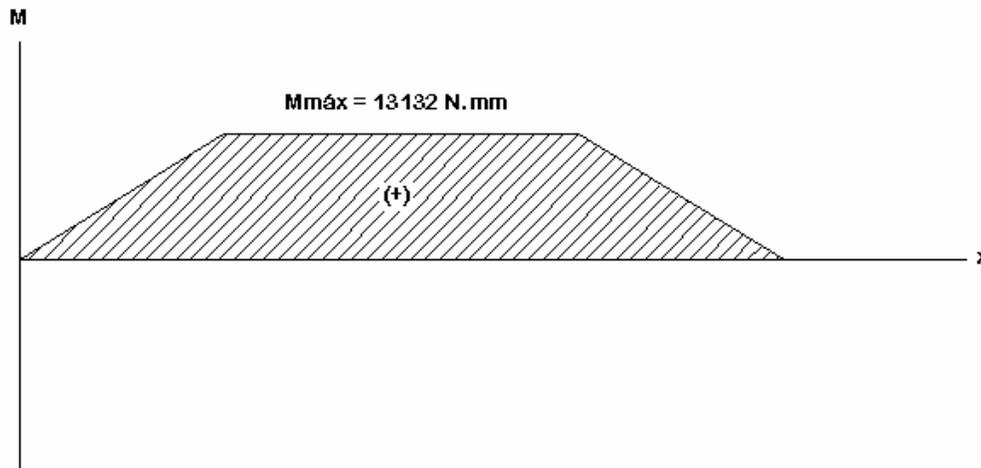


Fig. 11. Diagramas del eje interior.

Esfuerzo máximo debido a la flexión ($\sigma_{máx}$) y corte ($\tau_{máx}$)

$$\sigma_{máx} = \frac{32 * M_{máx} * \eta}{\pi * d^3}$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = 283,53 \text{ mm}^2$$

Donde:

d = diámetro del eje, = 19 mm.

$M_{máx}$ = Momento flexionante en sección crítica.

η = Factor de seguridad = 2.

Reemplazando valores en la ecuación 3.25, se obtiene:

$$\sigma_{máx} = 39,0 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo al corte se calcula mediante:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A} * \eta$$

Reemplazando valores en la ecuaci3n anterior se obtiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 2,008 \text{ N/mm}^2$$

C\acute{a}lculo de la flexi3n en el eje.

La flecha m\acute{a}xima de los ejes viene dada por la siguiente expresi3n:

$$y = \frac{F * a}{24 * E * I} (4 * a^2 - 3 * l^2)$$

Donde:

$E = 2 * 10^5 \text{ N/mm}^2$; es el m3dulo el\acute{a}stico para el acero.

I = es el momento de inercia y est\acute{a} dado por:

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} \quad (\text{Ejes s3lidos}).$$

Con los valores calculados se obtiene:

$$y = 0.008 \text{ mm.}$$

C\acute{a}lculo del l\acute{i}mite de fatiga (Se).

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f$$

Donde:

S_e' = L\acute{i}mite de fatiga de la probeta.

$$Se = 0,5 * Sut$$

Cuando: $Sut \leq 200Kpsi$

Para el material de los ejes de acero de transmisión SAE 1018, según **ANEXO B**, sus propiedades son:

$$Sut = 69Kpsi. \quad \approx \quad (476,41N / mm^2)$$

Se obtiene:

$Ka = 0,86$, para maquinado.

$Kb = 0,90$, para $d = 19 \text{ mm}$.

$Kc = 0,814$, para un 99% de confiabilidad.

$Kd = 1$, para $T \leq 450^\circ C$.

$Ke = 1$.

$$Kf = \frac{1}{Ke} = 1$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.28, se calcula:

$$Se = 0,5 * 476,41 * 0,86 * 0,90 * 0,814 * 1 = 150,07 \text{ N / mm}^2$$

Cálculo del factor de seguridad (η).

$$\eta = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\frac{T^2}{Sy^2} + \frac{M^2}{Se^2} \right]^{1/2}}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$\eta = 6,5$$

3.7 **CALCULO de LOS engranajes del sistema tractor**

El método de iteración también puede emplearse en el diseño de sistema de engranajes, en los cuales la duración y confiabilidad no son consideraciones de diseño muy importantes.

Se determina un valor de ancho de cara en un intervalo de $3p > F > 5p$.

Engranajes con ancho de cara mayor a cinco veces del paso circular, tienen la probabilidad de que la distribución de la carga a la cara del diente no sea uniforme.

Las dimensiones del engranaje se obtienen por medio de iteraciones, ya que la carga transmitida y la velocidad, dependen directa o indirectamente del paso p .

La información requerida para aplicar este método es:

- H = Potencia (en caballos).
- η = Velocidad (en r.p.m) del engranaje a dimensionar
- N = Número de dientes, del engranaje a dimensionar
- Y = Factor de forma de Lewis según **Anexo A**, para el engranaje a dimensionar
- σ_p = El esfuerzo permisible por flexión.

El procedimiento de cálculo consiste en seleccionar un valor de prueba para el paso diametral, para luego realizar los siguientes cálculos sucesivos:

- 1) El diámetro de paso p (en pulgadas) en la ecuación:

$$d = \frac{N}{P} \quad (3.30)$$

- 2) La velocidad en la línea de paso V (en pies por minuto) en la ecuación:

$$V = \frac{\pi * d * \eta}{12} \quad (3.31)$$

- 3) La carga transmitida W (en libras) en la ecuación:

$$W_t = \frac{33000 * H}{V} \quad (3.32)$$

- 4) El factor de velocidad K_v en la ecuación:

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V} \quad (3.33)$$

- 5) La anchura de cara F (en pulgadas) en la ecuación:

$$F = \frac{W_t * P}{K_t * Y \sigma_p} \quad (3.34)$$

- 6) Verificar que los valores de anchura de cara estén entre $3p$ y $5p$, obtenidos en la ecuación 3.34.

Se conoce que el diámetro exterior del engranaje debe ser ligeramente mayor al de los rodillos y el de la base menor respecto al exterior; para que exista contacto entre los rodillos.

Para engranajes de $N = 40$ dientes y $p = 16$ dientes/pulg., según el **ANEXO A**, se obtiene que $Y = 0,38721$ interpolando entre los valores de 38 y 45 dientes. De igual manera se obtiene que $S_y = 19$ kpsi, para el aluminio fundido A03330.

La **Tabla 5**, muestra los resultados obtenidos de los cálculos sucesivos.

Tabla 5. Resultados para engranajes rectos.

Cantidades	Resultados
<i>Paso p</i>	16
<i>Diámetro d, pulg.</i>	2,7
<i>Velocidad V, pie/min.</i>	47,1
<i>Carga W_t, lb</i>	56,1
<i>Ancho de carga F, pulg.</i>	0,40 \approx 10 mm
<i>$F_{min} = 3p$, pulg.</i>	0,36
<i>$F_{máx} = 5p$, pulg.</i>	0,6

Cálculo del factor de seguridad (η).

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} = \frac{50}{50 + \sqrt{41,1}} = 0,886$$

Según el **ANEXO A**, para $N = 40$, interpolando entre 35 y 50 se sabe que $J = 0,4306$. Reemplazando en la siguiente ecuación se obtiene:

$$\sigma = \frac{W_t * P}{K_v * F * J} = \frac{56,01 * 16 * 10^3}{0,886 * 0,40 * 0,4306} = 5,872 \text{ Kpsi} \approx 40,5 \text{ N/mm}^2$$

En el **ANEXO A**, $S_{ut} = 34$ kpsi.; $k_a = 0,82$; $K_b = 0,990$; $k_c = 0,868$; k_d y K_e son igual a 1 para una confiabilidad de 95%.

Si $S_e' = 0,5 S_{ut} = 20,25 \text{ N/mm}^2$, el límite de fatiga se halla por medio de la siguiente ecuación.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * K_f * S_e' = 89,62 \text{ N/mm}^2$$

Obteniendo datos del **ANEXO A**, $k_o = 1$ para condición de choque uniforme y $k_m = 1,3$ para montaje con holguras pequeñas.

$$\eta_G = k_o * k_m * \eta = 1,3$$

El factor de seguridad η_G es:

$$\eta_G = \frac{S_e}{\sigma} = 2,6$$

Por lo tanto

$$\eta = \frac{\eta_G}{1,3} = 2$$

El factor de seguridad es admisible ya que la potencia y velocidad a transmitir, son bajas.

3.7.1 Cadenas y catarinas del sistema tractor

Para determinar la catarina del sistema tractor de la funda de plástico, se parte de la velocidad de rotación de los rodillos en R.P.M. y la potencia aplicada.

$$\omega_{m\acute{a}x} = \frac{V_L}{r_R} = \frac{15 \text{ mm/seg}}{32.5 \text{ mm}}$$

R.P.M. del piñón del sistema tractor = 5.

Al ser una velocidad de rotación pequeña que no se encuentra especificada en el **Catálogo de transmisión de potencia por cadena de rodillos**, se aproxima al menor valor tabulado (10 R.P.M).

Con una potencia de 0,08 HP y la velocidad de rotación necesaria para su funcionamiento, se obtiene el número de dientes del piñón igual a 17 con una cadena sencilla N° 40, de paso 12,5 mm., según el **ANEXO A**.

3.8 Diseño de levas

3.8.1 definición

Una leva es un elemento mecánico que se utiliza para conducir a otro llamado seguidor, transmitiéndole por contacto directo un movimiento determinado. Sus características principales son:

- Fáciles de diseñar.
- Ocupan poco espacio.
- Permiten obtener cualquier movimiento en el seguidor.

3.8.2 trazo del perfil de leva

Las **Figuras 12 y 13**, muestran el trazo del perfil de leva correspondiente al mecanismo de avance del sellador vertical. Para el horizontal se sigue el mismo procedimiento.

En este caso, el diagrama de desplazamiento da el ángulo girado por el seguidor en función del tiempo. Este diagrama se divide, en 12 partes.

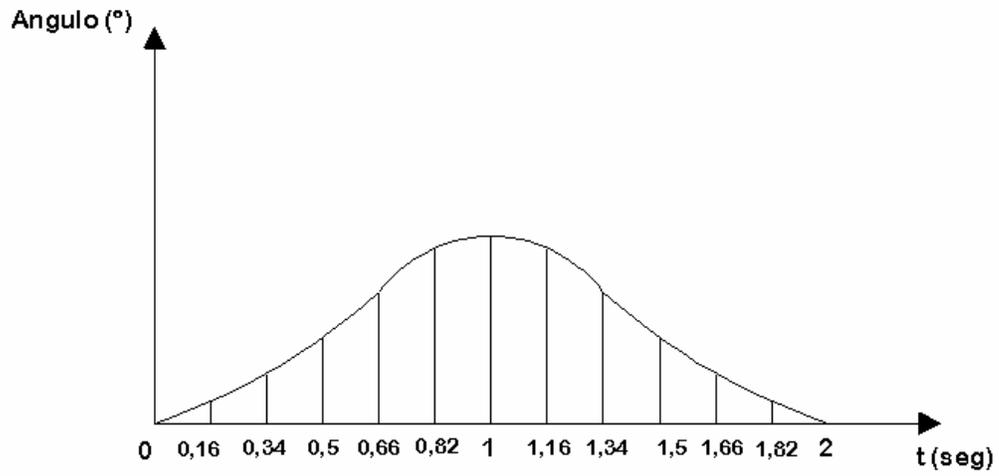


Fig. 12. Diagrama de desplazamiento.

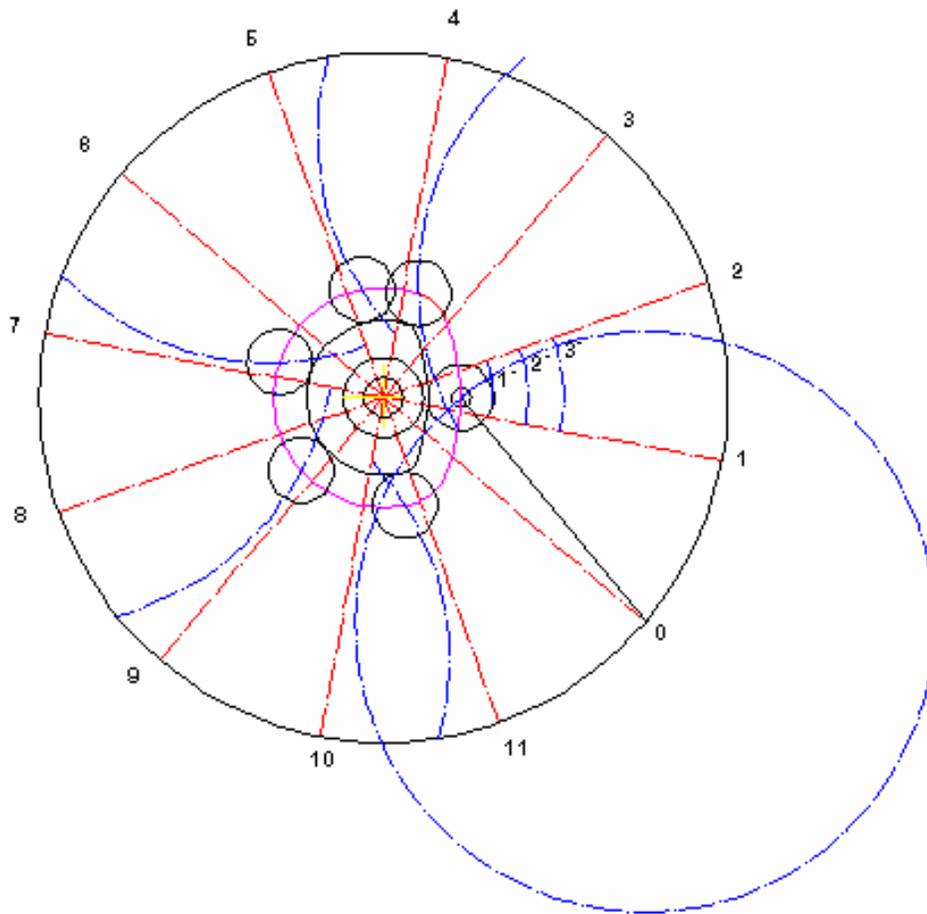


Fig. 13. Trazado de perfil de leva.

Las dimensiones de las levas obtenidas por este método, se muestran en los planos de taller del **Anexo D**. El espesor de la leva es mayor al del seguidor.

3.9 cAlculo de la catarina motriz y engranajes de la caja de transmision.

Para trasladar el movimiento de rotación desde el eje de levas hasta el sistema tractor de plástico, se requiere transformar el movimiento rotacional horizontal a vertical, lo que se logra con un sistema de engranajes cónicos de dientes rectos.

Una vez trazado el perfil de las levas y establecido el tiempo de sellado, se calcula la velocidad requerida de rotación de las mismas.

La velocidad angular es:

$$W_L = \frac{V_L}{r_L} \quad (3.35)$$

Donde:

V_L = Velocidad lineal de la leva (mm / seg)

r_L = Radio de la leva (mm)

$$V_L = \frac{L_{al}}{t_s} \quad (3.36)$$

Donde:

L_{al} = Longitud activa de la leva (mm)

t_s = Tiempo se sellado (seg)

$$V_{Ls} = 93 \text{ (mm/seg)}$$

$$V_{Ll} = 127 \text{ (mm/seg)}$$

$$W_{Ls} = \frac{93}{49,35} = 20.5 \text{ RPM}$$

$$W_{Ll} = \frac{127}{74.5} = 16.28 \text{ RPM}$$

La leva circular es aquella que transmite la velocidad de rotación hacia una palanca de va y ven (Rache).

Se escoge el rache, ya que en la caja de engranajes se requiere una sola dirección de giro, lo que no es posible con la interacción de una leva circular con una palanca normal.

Para determinar la velocidad de rotación del rache, se parte de la velocidad de giro de la leva circular en un sistema de velocidades relativas, mostradas en la **Figura 14**.

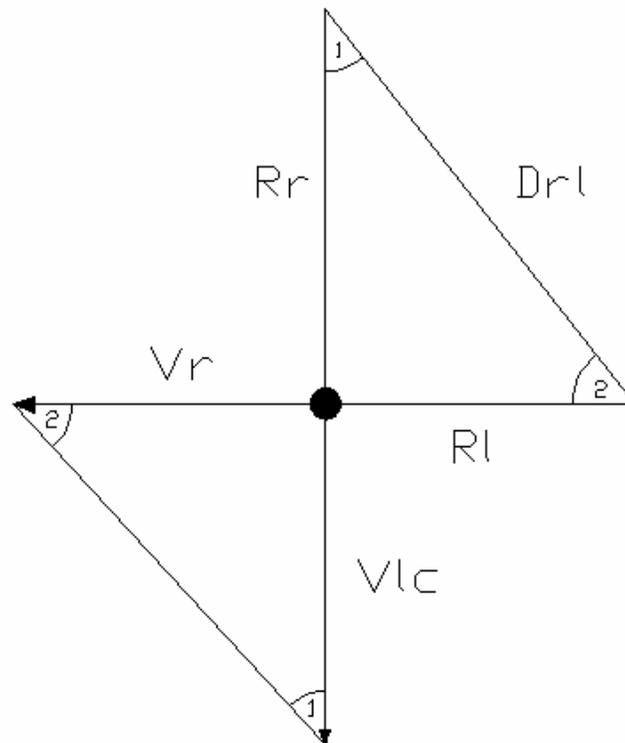


Fig. 14. Diagramas de velocidad de la leva circular y rache

Donde:

Rr = Radio del rache = 126.8 mm

Rl = Radio máximo de la leva circular = 99.3 mm

Drl = Distancia entre ejes = 160.8 mm

Vlc = Velocidad lineal de la leva circular = 109.6 mm/seg

Vr = Velocidad lineal del rache.

Con los valores de los ángulos del triángulo, se calcula la velocidad lineal del rache mediante la siguiente ecuación:

$$Vr = \frac{Vlc}{\hat{tg} 2} \quad (3.37)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.37, se obtiene:

$$V_r = \frac{109.6}{\operatorname{tg}(52)} = 85.6 \text{ mm/seg}$$

La velocidad angular se obtiene al reemplazar valores en la ecuación 3.35:

$$W_r = \frac{V_r}{r_r}$$

$$W_r = \frac{85.6}{126.8} = 6 \text{ RPM}$$

Mediante la relación de transmisión de los engranajes, se calcula la velocidad de rotación a la salida de la caja de estos.

$$\frac{RPM_{Conducida}}{RPM_{Conductor}} = \frac{N_{Conductor}}{N_{Conducido}}$$

$$\frac{RPM_p}{RPM_G} = \frac{N_G}{N_p} \quad (3.38)$$

Donde:

RPM_p = Velocidad de rotación del piñón conducido

RPM_G = Velocidad de rotación del engranaje conductor = 6 RPM

N_p = Número de dientes del piñón = 20

N_G = Número de dientes del engranaje = 60

Reemplazando valores en la ecuación 3.38, se obtiene:

$$\frac{RPM_p}{6} = \frac{60}{20}$$

$$RPM_G = 18 \text{ RPM.}$$

Con la velocidad de rotación de salida, la catarina y velocidad de rotación de los rodillos de tracción, se calcula el número de dientes de la catarina conductora.

Reemplazando los valores en la ecuación 3.38, se obtiene:

$$\frac{RPM_{Conducida}}{RPM_{Conductor}} = \frac{N_{Conductor}}{N_{Conducido}}$$

$$\frac{18}{5} = \frac{N_{Conductor}}{17}$$

$$N_{Conductor} = 60 \text{ dientes.}$$

Al ser una transmisión por una misma cadena sencilla N° 40, de paso 12,5 mm., se selecciona una catarina con el mismo paso, pero con diferente número de dientes.

3.9.1 CAlculo y diseño de los engranajes de la caja de transmisiOn

Cuando han de utilizarse engranes para transmitir movimiento entre ejes no paralelos, es necesario recurrir a los engranajes cónicos, estos generalmente se hacen para un ángulo entre ejes de 90°. Los dientes pueden ser fundidos, fresados o generados, sin embargo, sólo estos últimos pueden clasificarse como exactos.

La terminología de los engranajes cónicos se ilustra en la **Figura 15**.

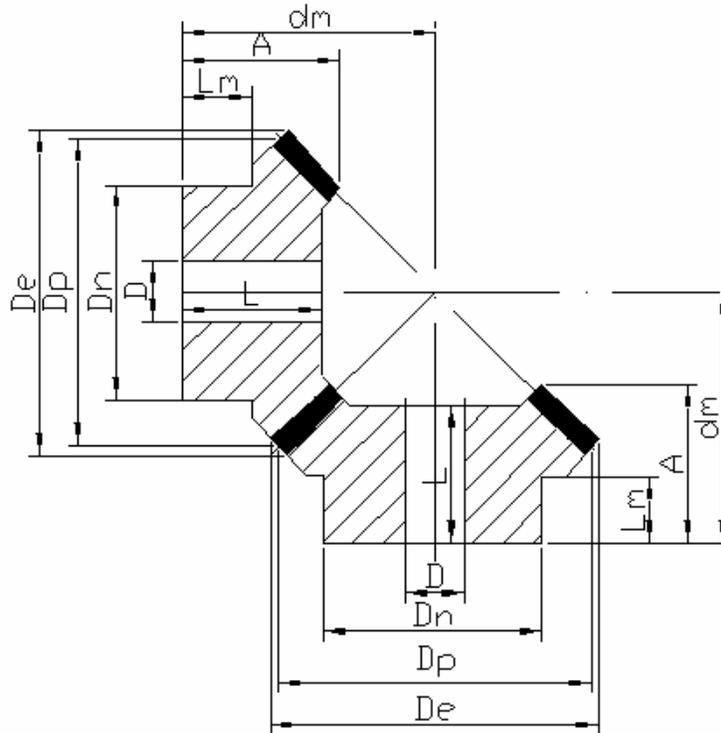


Fig. 15. Terminología de los engranes cónicos.

Se conoce que el número de dientes del engranaje $N_G = 60$, y del piñón $N_P = 20$, generan una relación de velocidad de 1:3.

Se calculan los ángulos de paso mediante las siguientes ecuaciones:

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \qquad \tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P} \qquad (3.39)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones 3.39, se obtiene:

$$\gamma = 18.4^\circ \qquad \Gamma = 71.6^\circ$$

Para el diseño de los engranajes se asume un módulo, $m = 2 \text{ mm.}$, a partir del cual se determina el valor del diámetro de paso d , mediante la siguiente ecuación:

$$m = \frac{d}{N} \quad (3.40)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.40, se obtiene:

$$d = m * N$$

$$d = 2 * 60 = 120 \text{ mm} \approx (5 \text{ pulg})$$

Partiendo de este valor se procede a calcular el paso diametral mediante la siguiente ecuación:

$$P = \frac{N}{d} \quad (\text{dientes/pulgada}) \quad (3.41)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.41, se obtiene:

$$P = \frac{60}{5} = 12$$

El paso circular (ρ) se lo calcula en la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{\pi * d}{N} = \pi * m \quad (3.42)$$

$$\rho = \frac{\pi * 120}{60} = 6.283 \text{ mm.}$$

Se calcula el ancho de cara mediante la siguiente ecuación:

$$F = \frac{Ao}{3} \qquad F = \frac{10}{P} \qquad (3.43)$$

Donde:

Ao = Largo de cono

P = Paso diametral

F = Ancho de cara

Reemplazando valores en la ecuación 3.43, se obtiene:

$$Ao = \frac{d/2}{\text{sen}\Gamma} = 63.24$$

$$F = \frac{63.24}{\text{sen}(71.6)} = 21.03 \text{ mm} \qquad F = \frac{10}{0,5} = 20 \text{ mm}$$

De los valores obtenidos se selecciona el menor.

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

Se calcula el diámetro medio mediante la siguiente ecuación:

$$d_{med} = d - F\text{sen}\gamma \qquad (3.44)$$

$$d_{med} = 120 - 20 * \text{sen}(18.4) = 113.7 \text{ mm.}$$

La velocidad en la línea de paso según el diámetro medio es:

$$V = \frac{\pi * d_{med} * \eta}{12} \quad (3.45)$$

$$V = \frac{\pi * 4.47 * 18}{12} = 21.06 \text{ pie/min} \approx (0,75 \text{ mm/seg})$$

El factor de velocidad se evalúa mediante la siguiente ecuación:

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} \quad (3.46)$$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{21.06}} = 0.916$$

Se calcula la carga transmitida mediante la siguiente ecuación:

$$W_t = \frac{33000 * H}{V} \quad (3.47)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.47, se obtiene:

$$W_t = \frac{33000 * 0.08}{21.06} = 125.36 \text{ lb} \approx (56,98 \text{ Kg})$$

Según el **ANEXO A**, $J = 0.21$ para el factor geométrico.

Se determina el esfuerzo por flexión, igual que para los engranes rectos, mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{W_t * P}{K_v * F * J} \quad (3.48)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.48, se obtiene:

$$\sigma = \frac{125.36 * 12}{0.919 * 0.79 * 0.21} = 9.8 \text{ kpsi} \approx 67,66 \text{ N/mm}^2.$$

El paso a seguir, es determinar la resistencia del material del que se fabrican los engranajes, en este caso el acero UNS G10350 estirado a 800 °C, cuyas especificaciones son:

$$S_{ut} = 110 \text{ Kpsi} \approx 759,5 \text{ N/mm}^2.$$

$$S_e' = 0.5(S_{ut}) = 379,75 \text{ N/mm}^2.$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (3.49)$$

Según el **Anexo A**, se determinan los valores de cada uno de los factores de la ecuación 3.49.

$$K_a = 0,725$$

$$K_b = 0.990$$

$$K_c = 0.868 \quad \text{Para una confiabilidad del 95\%}.$$

$$K_d = K_e = 1$$

$$K_f = 1.33$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.28, se obtiene:

$$S_e = 0.725 * 0.990 * 0.868 * 1 * 1.33 * 379,75 = 314,66 \text{ N/mm}^2.$$

Siendo $K_o = 1,25$ y $K_m = 1,6$ de acuerdo al **ANEXO A**, para choque moderado se determina el factor de seguridad para los engranajes, mediante las siguientes ecuaciones:

$$\eta_G = K_o * K_m * \eta = 1.25 * 1.6 = 2\eta$$

$$\eta_G = \frac{Se}{\sigma} = \frac{314,66}{67,66} = 4.694$$

Igualando las ecuaciones antes expuestas, se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{\eta_G}{2} = \frac{4.694}{2} = 2.35$$

Por lo tanto, este valor cumple con los requerimientos de diseño.

3.10 *calculo y diseño del eje de levas*

3.10.1 calculo de la fuerza aplicada por las levas

Para determinar la potencia que aplican las levas sobre los diferentes sistemas de sellado y tractor de plástico, se parte de la configuración y fuerzas existentes en cada sistema.

3.10.2 sellador vertical

En la **Figura 16**, se muestra el diagrama de fuerzas presentes en el sellador vertical.

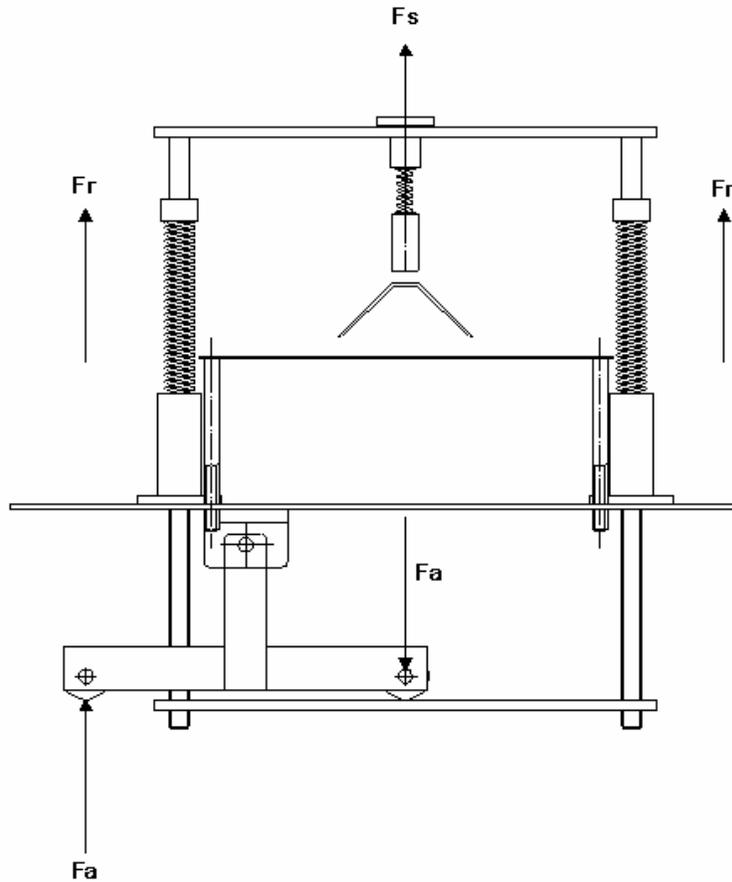


Fig. 16. Diagrama de fuerzas del sellador vertical.

Donde:

F_{s_v} = Reacción a la fuerza de sellado.

F_{r_v} = Fuerza de recuperación de los resortes.

F_{a_v} = Fuerza aplicada por la leva.

Siendo la ecuación:

$$F_a = 2F_r + F_s \quad (3.50)$$

Para obtener la fuerza de recuperación, se determina la razón del resorte k , mediante la siguiente ecuación:

$$k = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * Na} \quad (3.51)$$

Donde:

Na = Es el número de espiras activas, $Na = N - 2$.

$G = 11,5 * 10^6 \text{ psi}$. (**Anexo A**)

Reemplazando estos valores se obtiene:

$$k = \frac{(0,12 \text{ pulg})^4 * 11,5 * 10^6 \text{ psi}}{8 * (0,825 \text{ pulg})^3 * 7} = 88,5 \text{ lbf / pulg.}$$

Para el cálculo de la fuerza aplicada por los resortes **Fa** se aplica la siguiente expresión:

$$Fr = (L_o - L_c) * k$$

Con lo cual se tiene que:

$$Fr = 123,8 \text{ lb} = 56,27 \text{ Kgf}, \text{ (Por cada resorte).}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.50, se tiene.

$$\mathbf{FLv = 157 \text{ Kgf}}$$

3.10.3 Sellador horizontal

En la **Figura 17**, se muestra el diagrama de fuerzas presentes en el sellador horizontal.

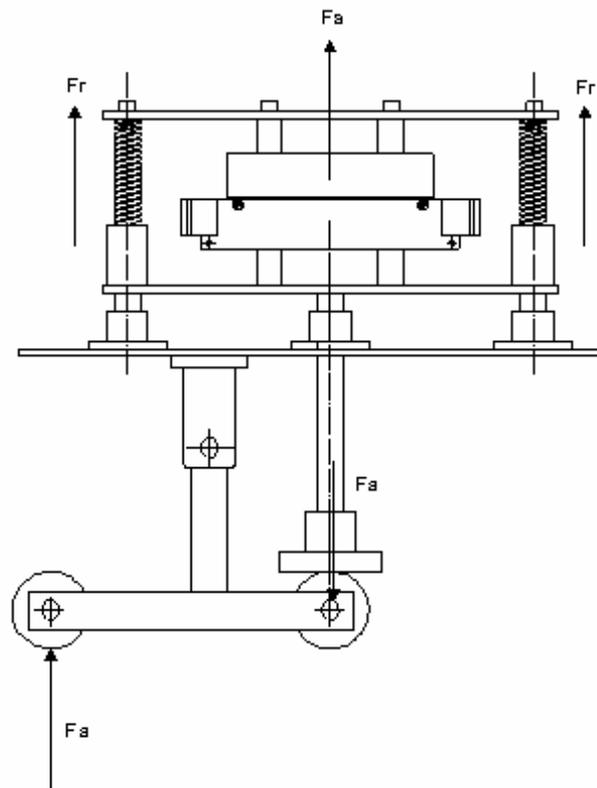


Fig. 17. Diagrama de fuerzas del sellador horizontal.

Donde:

F_{s_h} = Reacción a la fuerza de sellado.

F_{r_h} = Fuerza de recuperación de los resortes.

F_{a_h} = Fuerza aplicada por la leva.

$$F_a = 2Fr + F_s \quad (3.52)$$

Para determinar la fuerza de recuperación se determina la razón del resorte k mediante la siguiente ecuación.

$$k = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * Na} \quad (3.53)$$

Reemplazando estos valores se tiene:

$$k = \frac{(0,12 \text{ pulg})^4 * 11,5 * 10^6 \text{ psi}}{8 * (0,825 \text{ pulg})^3 * 6} = 88,7 \text{ lbf / pulg.}$$

Para el cálculo de la fuerza aplicada por los resortes **Fr** se aplica la siguiente expresión:

$$Fr = (L_o - L_c) * k$$

Con lo cual se obtiene:

$$Fr_h = 123,85 \text{ lb} = 56,37 \text{ Kgf. (Por cada resorte).}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.52, se obtiene:

$$F_{Lh} = 144 \text{ Kgf.}$$

En la **Figura 18**, se muestran las fuerzas que actúan en el eje de levas.

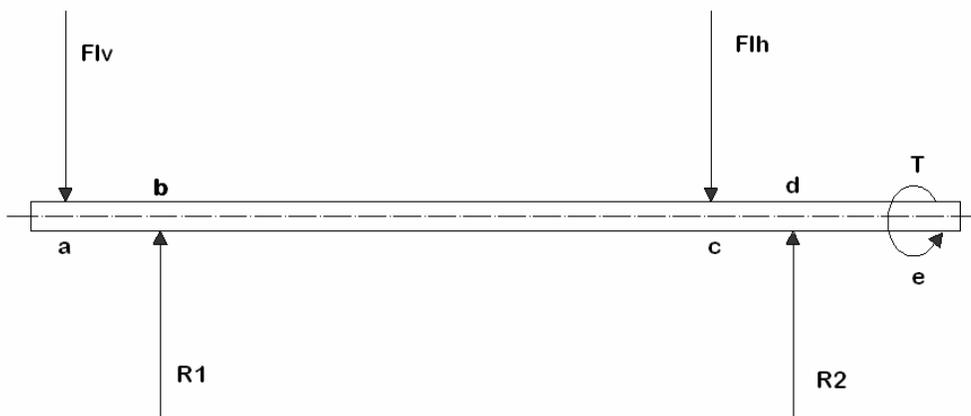


Fig. 18. Fuerzas presentes Eje de levas.

Donde:

F_{lv} = Fuerza leva sellador vertical = 1538.6 N.

F_{lh} = Fuerza leva sellador horizontal = 1411.2 N.

ab = 55 mm.

bc = 508 mm.

cd = 56 mm.

de = 122 mm.

Reacciones.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 2948.8 \text{ N}$$

$$\sum M_b = 0$$

$$-(F_{lv} * ab) + (F_{lh} * bc) + (R_2 * bd) = 0$$

$$R_1 = 1828,76 \text{ N}$$

$$R_2 = 1121.04 \text{ N}$$

Esfuerzo de corte (V).

$$V_{ab} = F_{lv}.$$

$$V_{bc} = -(R_1 - F_{lv}).$$

$$V_{cd} = -R_2$$

$$V_{m\acute{a}x} = 1538.6 \text{ N}.$$

Momento flector (M).

$$M_{ab} = -F_{lv} * x$$

$$M_{bc} = 100581.8 - 290.16 * x$$

$$M_{cd} = R_2 (l - x)$$

$$M_{m\acute{a}x} = 84623 \text{ Nmm}.$$

En la **Figura 19**, se muestran los diagramas de cortante y momento del eje de levas.

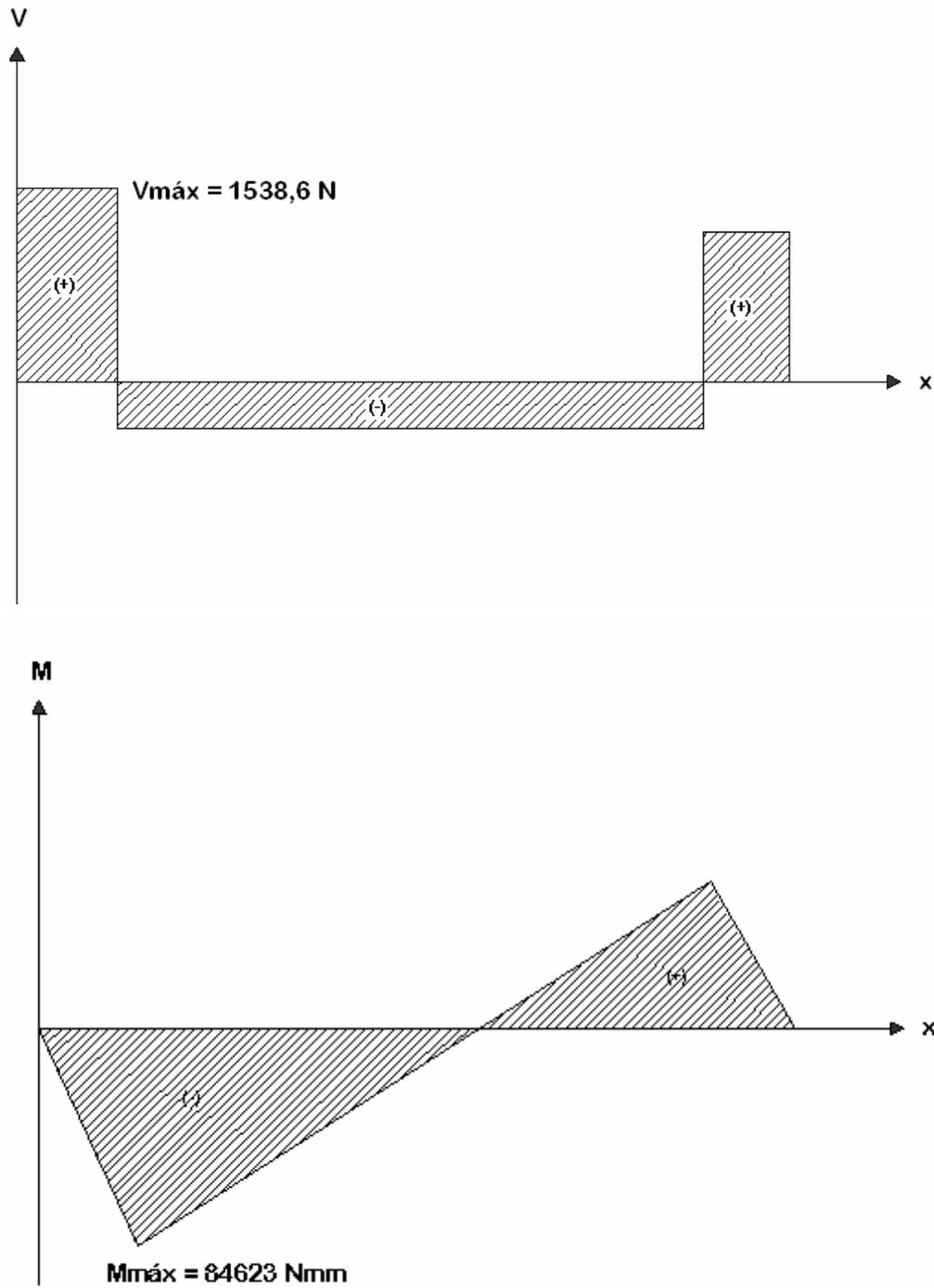


Fig. 19. Diagramas del eje del eje de levas.

Esfuerzo máximo debido a la flexión ($\sigma_{m\acute{a}x}$) y corte ($\tau_{m\acute{a}x}$)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3} * \eta$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = 507,7 \text{ mm}^2$$

Donde:

d = diámetro del eje, = 25.4 mm.

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flexionante en sección crítica.

η = Factor de seguridad = 2.

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.25 se obtiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 105.2 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo debido al corte es:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A} * \eta$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.26 se obtiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 8.08 \text{ N/mm}^2$$

Cálculo del límite de fatiga (Se).

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f$$

Donde:

Se' = Límite de fatiga de la probeta.

$$Se' = 0,5 * Sut$$

Cuando: $Sut \leq 200Kpsi$

Para el acero de transmisión SAE 1018, las propiedades son:

$$Sut = 69Kpsi. \quad \approx \quad (476,41N / mm^2)$$

Se obtiene:

$Ka = 0,86$, para maquinado.

$Kb = 0,87$, para $d = 25.4$ mm.

$Kc = 0,814$, para un 99% de confiabilidad.

$Kd = 1$, para $T \leq 450^\circ C$.

$Ke = 1$.

$$Kf = \frac{1}{Ke} = 1$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.28, se obtiene:

$$Se = 0,5 * 476,41 * 0,86 * 0,87 * 0,814 * 1 = 145,07 \quad N / mm^2$$

Cálculo del torque

$$Pot = T * W * 10^{-3} \quad (3.54)$$

Donde:

Pot = Potencia transmitida por el motor = 1 Hp.

$W =$ Velocidad de rotación del eje de levas = 20 RPM.

Despejando T de la ecuación 3.54 se obtiene:

$$T = 356793.4 \text{ N.mm}$$

Cálculo del factor de seguridad (η).

$$\eta = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\frac{T^2}{S_y^2} + \frac{M^2}{S_e^2} \right]^{1/2}}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.28, se obtiene:

$$\eta = \frac{\pi * (25.4)^3}{16 * \left[\frac{(356794.3)^2}{(267.18)^2} + \frac{(84623)^2}{(145.07)^2} \right]^{1/2}}$$

$$\eta = 2.208$$

Este valor cumple con las condiciones del diseño, garantizando que el material y las dimensiones se encuentran correctamente seleccionados.

3.11 diseño de los soportes de la mAquina

Se sabe que la falla de una columna puede ser muy peligrosa, ya que no presenta manifestación alguna de pandeo inminente. Por esta razón tienen que seleccionarse factores de seguridad muy amplios, escogiendo valores entre $2 \leq \eta \leq 8$.

El material de los soportes es acero de transmisión SAE 1018, cuyas propiedades son:

$$S_y = 40 \text{Kpsi.}$$

$$S_{ut} = 69 \text{Kpsi.}$$

$$E = 30 \text{Mpsi.}$$

Factor de seguridad ($\eta = 8$)

Carga de diseño ($P = 825 \text{ lb}$)

Longitud del soporte ($l = 160 \text{ mm}$) ($l = 6.3 \text{ pulg}$)

Diámetro del soporte ($d = 15.5 \text{ mm}$) ($d = 0.61 \text{ pulg}$)

En la **Figura 20**, se muestran las fuerzas que actúan en cada uno de los apoyos del prototipo.

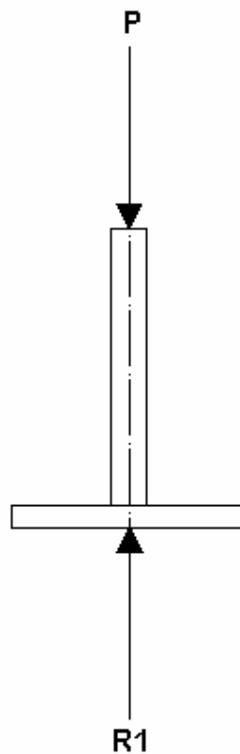


Fig. 20. Diagrama de cargas en los soportes.

Para definir un factor de seguridad en el caso de columnas, la ecuación es:

$$\eta = \frac{P_{cr}}{P} \quad (3.55)$$

I se determina con la siguiente ecuación:

$$I = \frac{P_{cr} * l^2}{C * \pi^2 * E} \quad (3.56)$$

Para determinar $\left(\frac{l}{k}\right)_1$ se emplea la ecuación:

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * C * E}{S_y}} \quad (3.57)$$

Si $4l/d - (l/k)_1 \geq 0$, la columna será de Euler y dará el diámetro correcto. Si la desigualdad es menor que cero, debe usarse la de Jonson, cuyo diámetro se determina con la siguiente ecuación:

$$d = 2 * \left(\sqrt{\frac{P_{cr}}{\pi * S_y} + \frac{S_y * l^2}{C * \pi^2 * E}} \right) \quad (3.58)$$

Se determina $\left(\frac{l}{k}\right)_1$ mediante la ecuación 3.57:

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 1 * 30 * (10)^3}{40}} = 121.7$$

Reemplazando los valores en $4l/d - (l/k)_1 \geq 0$, se obtiene un valor menor a 0; por lo tanto, se debe utilizar una columna de Jonson. El diámetro de la columna se determina mediante la ecuación 3.58.

$$d = 2 * \left(\sqrt{\frac{6.6}{\pi * 40} + \frac{40 * (6.3)^2}{1 * \pi^2 * 30 * (10)^3}} \right) = 0.48 \approx 0.5 \text{ pulg} \approx 13 \text{ mm}.$$

Por lo tanto, las dimensiones de los soportes son:

$$l = 160 \text{ mm}$$

$$d = 13 \text{ mm}$$

3.12 cAlculo y diseño sel sistema de accionamiento mecAnico

Este sistema está constituido por un reductor de velocidad y un motor, los mismos que proporcionan la potencia y velocidad necesarias para el proceso de sellado.

La potencia y velocidad necesaria se calcula de la siguiente manera:

$$Pot = Pot_{LS} + Pot_{LC} + Pot_{LS} \quad (3.59)$$

$$Pot = (T_{LS} * W_{LS} * 10^{-3}) + (T_{LI} * W_{LI} * 10^{-3}) + Pot_{LC} \quad (3.60)$$

Donde:

Pot = Potencia del motor (watt)

T_{LS} = Momento de torsión de la leva superior (N.mm)

T_{LI} = Momento de torsión de la leva inferior (N.mm)

W_{LS} = Velocidad angular leva superior (rad / seg)

W_{LI} = Velocidad angular leva inferior (rad / seg)

Pot_{LC} = Potencia transmitida por la leva circular (Hp)

$$T_L = F_L * r_L \quad (3.61)$$

Donde:

F_L = Fuerza aplicada por la leva

r_L = Radio de la leva

Reemplazando los valores en la ecuación 3.61, se obtiene:

$$T_{LS} = 1538.6 * 49.35 = 75929.91 \text{ N.mm}$$

$$T_{LI} = 1411.2 * 74.5 = 105134.4 \text{ N.mm}$$

La velocidad angular es:

$$W_L = \frac{V_L}{r_L} \quad (3.62)$$

Donde:

V_L = Velocidad lineal de la leva (mm / seg)

r_L = Radio de la leva (mm)

$$V_L = \frac{L_{al}}{t_s} \quad (3.63)$$

Donde:

L_{al} = Longitud activa de la leva (mm)

t_s = Tiempo se sellado (seg)

Reemplazando los valores en la ecuación 3.63, se obtiene:

$$V_{Ls} = 93 \text{ mm/seg}$$

$$V_{Li} = 127 \text{ mm/seg}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.62, se obtiene:

$$W_{Ls} = \frac{93}{49,35} = 20.5 \text{ RPM}$$

$$W_{Ll} = \frac{127}{74.5} = 16.28 \text{ RPM}$$

Seleccionando la velocidad máxima de 20 RPM, satisface los parámetros de diseño.

Entonces en la ecuación 3.60, se obtiene:

$$\text{Pot} = (75930 * 2.094 * 10^{-3}) + (105134.4 * 2.094 * 10^{-3}) + 0,08 \text{ (Hp)}$$

$$\text{Pot} = 0.213 + 0.3 + 0.08$$

$$\text{Pot} = 0.611 \text{ (Hp)}$$

3.12.1 rendimientos

Para los distintos elementos a transmitir potencia, se tiene:

Rodamientos: 97% Son 9

$$\begin{aligned} \eta &= 0.97^9 \\ &= 0.76 \end{aligned}$$

Catarinas: 96% Son 4

$$\begin{aligned} \eta &= 0.96^4 \\ &= 0.85 \end{aligned}$$

$$\eta \text{ total} = 0.76 * 0.85$$

$$= 0.65$$

$$\text{Pot total} = \frac{\text{Pot}}{\eta t}$$

$$= \frac{0.611}{0,65}$$

$$= 0.94 \text{ Hp}$$

De acuerdo a estos valores, el reductor más conveniente es de 20 RPM de salida, con un motor de 1 Hp, de fácil adquisición en el mercado nacional.

3.12.2 CALCULO y diseño del sistema de transmiOn

La transmisión de la potencia, desde el reductor hasta el eje de levas, se realiza con un sistema de catarina – cadena, debido a que se requiere que la potencia transmitida desde el reductor de velocidad se mantenga constante, ya que sobre el eje existen cargas fluctuantes por el contacto de las levas.

Inicialmente, para diseñar este sistema, se parte de la potencia a transmitir y de la velocidad que se requiere en las levas, así como de la velocidad que se tiene a la salida del reductor; esto es:

- Potencia a transmitirse = 1 HP
- Velocidad de giro del piñón conductor = 20 RPM
- Velocidad de giro del piñón conducido = 20 RPM

La selección se basa en las RPM del piñón y la potencia indicada, es decir, HP indicadas = HP reales por el factor de servicio.

Para obtener el factor de servicio para transmisión en serie de diseño normalizado, los requerimientos a cumplirse son:

- a.- Fuente de potencia: para motor eléctrico, el factor de servicio $f_s = 1$.
- b.- Características de funcionamiento: la carga que se aplica a la máquina, es uniforme. $f_s = 1$.

- c.- Frecuencia de golpe: al ser carga uniforme. $f_s = 1$.
- d.- Condiciones atmosféricas: se refiere a las condiciones de trabajo del sistema de transmisión. $f_s = 1$.
- e.- Temperatura: esta se encuentra por debajo de los $93\text{ }^\circ\text{C}$, $f_s = 1$
- f.- Horas de operación: al trabajar la máquina de 8 a 10 horas diarias, $f_s = 1$.

$$\text{Hp indicados} = \text{Hp reales} * f_s \text{ total} \quad (3.64)$$

$$f_s \text{ total} = 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 = 1$$

$$\text{Hp indicados} = 1 \text{ Hp} * 1$$

$$= 1 \text{ Hp.}$$

Consultando la tabla de selección de la página C – 25 del **Catálogo de transmisión de potencia por cadena de rodillos**, se ve que la intersección de las líneas correspondientes a una velocidad del piñón de 20 RPM con la línea de 1 Hp de potencia, corresponde a la zona de la cadena número 80 de paso 25.4 mm.

Debido a que la velocidad de rotación del eje de levas requerida es de 20 RPM, la relación de transmisión es igual a 1; por lo que, los piñones seleccionados tienen igual número de dientes.

Para aplicaciones normales, los piñones empleados en transmisiones que trabajan a medianas velocidades, no deben tener menos de 19 dientes, siendo la catarina escogida 80B19.

En la **Figura 21**, se muestra la ubicación de las catarinas y la cadena del sistema de transmisión de potencia.

Para el caso del sistema tractor de plástico, se selecciona una cadena sencilla número 40, de paso 12.7 mm, y piñones 40B17 y 40B60.

En la **Figura 22**, se muestra la ubicación de las catarinas y la cadena del sistema tractor de la tira de plástico.

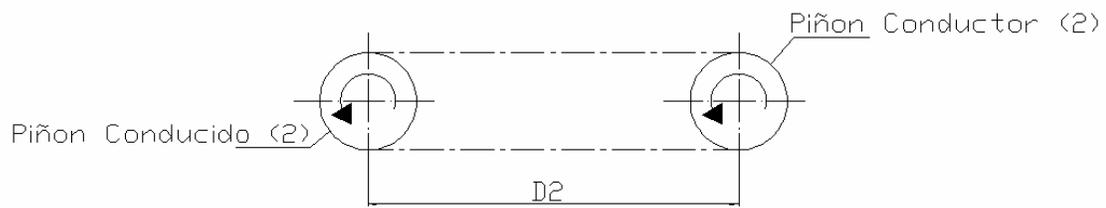


Fig. 21. Esquema del sistema de transmisión.

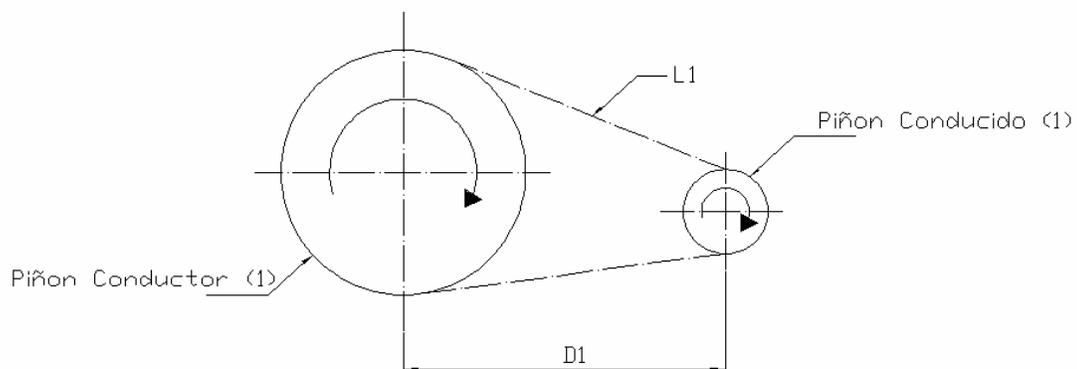


Fig. 22. Esquema del sistema tractor de la tira de plástico.

3.12.3 cAlculo de la longitud requerida de la cadena

Se procede de la siguiente manera:

- Para la cadena N° 80, paso $P = 25.4$ mm (1 pulg.) con una distancia entre centros igual a 367 mm (14.448 pulg), la longitud de la cadena está dada por la fórmula:

$$\frac{L}{P} = \frac{2 * C}{P} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4 * \pi^2 * \left(\frac{C}{P}\right)} \quad (3.65)$$

Donde:

L = Longitud de la cadena

P = Paso de la cadena = 25.4 mm.

C = Distancia entre centros = 367 mm.

$N1$ = Número de dientes de la rueda menor = 19

$N2$ = Número de dientes de la rueda mayor = 19

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.65, se obtiene:

$$\frac{L}{P} = \frac{2 * 367}{25.4} + \frac{19 + 19}{2}$$

$$\frac{L}{P} = 47.8 \text{ pasos.}$$

El número par de pasos más aproximado es 48; por lo tanto, se requiere de un ligero ajuste en la distancia entre centros de ejes.

Sustituyendo $\frac{L}{P} = 48$, en la fórmula 3.65 y despejando C , aproximadamente da 368.3 mm, siendo la nueva distancia.

Para determinar la longitud de la cadena del sistema tractor de plástico, se procede de la misma manera, reemplazando los valores en la ecuación 3.65.

P = Paso de la cadena = 12.7 mm.

C = Distancia entre centros = 210.25 mm.

$N1$ = Número de dientes de la rueda menor = 17

$N2$ = Número de dientes de la rueda mayor = 60

$$\frac{L}{P} = \frac{2 * 210.25}{12.7} + \frac{17 + 60}{2} + \frac{(60 - 17)^2}{4 * \pi^2 * \left(\frac{210.25}{12.7}\right)}$$

$$\frac{L}{P} = 74.439 \text{ pasos.}$$

Si el número par de pasos es 74, las longitudes de las cadenas serán:

$$L1 = 74 \text{ pasos} * 12.7 \text{ mm.}$$

$$L1 = 939.8 \text{ mm.}$$

$$= 1 \text{ metro de cadena N}^\circ 40.$$

$$L2 = 48 \text{ pasos} * 25.4 \text{ mm}$$

$$L2 = 1219.2 \text{ mm.}$$

$$= 1.30 \text{ metros de cadena N}^\circ 80.$$

3.12.4 CALCULO y selecciOn de la banda del motor elEctrico

Se tiene un motor eléctrico de 1 hp y 1470 R.P.M de salida, el que impulsa un reductor de velocidad, la entrada debe girar a la misma velocidad que el motor.

Para seleccionar la banda se considera:

- Se selecciona un factor de servicio de 1,2.
- Se escoge una banda tamaño A.
- El diámetro de la polea conducida es de 80 mm.
- Se elige una distancia entre ejes de 180 mm.

Este es un diámetro de paso estándar para las bandas tamaño A y es mayor que el diámetro mínimo.

La longitud de paso se determina mediante la siguiente ecuación:

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (3.66)$$

Donde:

C = Distancia entre ejes = 220 mm.

D = Diámetro de paso de la polea mayor = 80 mm.

d = Diámetro de paso de la polea menor = 80 mm.

L_p = Longitud de paso (o efectiva) de la banda.

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.66, se obtiene:

$$L_p = 2 * 220 + 1.57(80 + 80)$$

$$L_p = 691.2 \text{ mm.} \quad (27.212 \text{ pulgadas}).$$

El perímetro interior se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$L = L_p - 1.3 \quad \mathbf{(3.67)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.67, se obtiene:

$$L = 27.212 - 1.3$$

$$L = 25.925 \text{ Pulgadas.}$$

El tamaño normalizado y próximo al resultado de banda obtenido, es A26.

3.13 calculo de la potencia electrica

3.13.1 control de temperatura

Es necesario incorporar a la máquina un dispositivo que controle el suministro de energía a través de las láminas. De esta manera, se hace un

estudio de la relación existente entre las principales variables que intervienen en el proceso de sellado.

- Energía suministrada.
- Temperatura de sellado.
- Temperatura superficial de los selladores para cada instante de tiempo.
- Temperatura ambiente en la cual trabaja la máquina.
- Tiempo de calentamiento de los selladores.

El análisis se lo realiza en base a la ecuación de la conservación de la energía, aplicada a un volumen de control representado en la **Figura 23**.

$$E_e = E_a + E_{cv} + E_{rad} \quad (3.68)$$

Donde:

E_e = Energía de entrada (W)

E_a = Energía acumulada en los enfriadores (W/h)

E_{cv} = Energía perdida al ambiente por convección (W).

E_{rad} = Energía perdida por radiación (W)

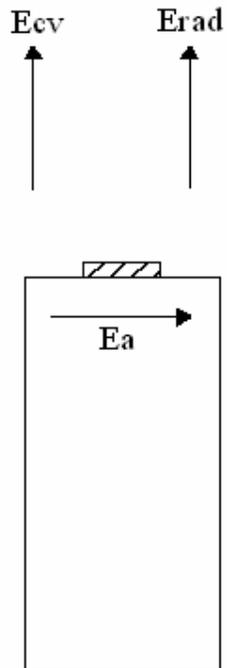


Fig. 23 Volumen de control

3.13.2 calor acumulado en los enfriadores

Toda la energía que se acumula en los enfriadores es para mantener la temperatura de trabajo constante.

$$E_a = M * C_p * dt/d\theta \quad (3.69)$$

Donde:

M = Masa de los enfriadores (Kg.)

C_p = Calor específico de los enfriadores (W*h/Kg.*K)

$dT/d\theta$ = Variación de la temperatura de calentamiento con respecto al tiempo (K/h).

La energía que se acumula en los selladores, depende de la temperatura que estos alcancen en un determinado tiempo, iniciando el proceso de calentamiento a través de la lámina en la cara del enfriador.

Las propiedades del material del enfriador de aluminio son:

$$C_p = 0.278 \text{ W}\cdot\text{h}/\text{Kg}\cdot\text{K}.$$

$$\delta = 2702 \text{ Kg. /m}^3$$

La masa del enfriador se calcula con la siguiente expresión:

$$M = \delta * s * L \quad \text{(a)}$$

Donde:

s = Superficie de la sección transversal del enfriador (m^2)

δ = Densidad del aluminio. (Kg./m^3)

L = Longitud de la barra. (m)

Reemplazando los valores en cada uno de los términos se obtiene:

$$M = 1.067 \text{ Kg.}$$

La energía acumulada en los enfriadores se obtiene reemplazando valores en la ecuación 3.69:

$$E_a = 0.297 \frac{dT}{d\theta}$$

3.13.3 calor perdido por conveccion

Las pérdidas por convección al ambiente se calculan con la siguiente ecuación:

$$E_{cv} = h * A * DT \quad (3.70)$$

Donde:

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m²*K)

A = Área de transferencia de calor (m²)

DT = Gradiente de temperatura (K)

El área de convección de la lámina se calcula con la siguiente ecuación:

$$A = a * L \quad (b)$$

Reemplazando los valores se obtiene $A = 0.0016 \text{ m}^2$.

β , g , v^2 , μ , C_p , K , Pr = Propiedades del aire (**ANEXO A.**)

L = Longitud de la barra, considerada como placa horizontal (m)

DT = Gradiente de temperatura entre la superficie de la lámina y el aire (°C).

Se obtiene un valor para flujo laminar.

$$Gr_L * Pr = 1.8 * 10^8$$

Por lo tanto, es válida la expresión para calcular la magnitud del coeficiente de convección de calor, entre la superficie de la lámina y el aire.

$$h_c = 5.95 \text{ W} / \text{m}^2 * \text{K}$$

Se utiliza la ecuación simplificada para calcular la energía perdida por convección:

$$E_{cv} = 5.95 * A * (T - Ta) \quad (3.71)$$

3.13.4 calor perdido por radiacion

La ecuación para calcular estas pérdidas es:

$$E_{rad} = \varepsilon * \sigma_{SB} * A * (T_f^4 - T_a^4) \quad (3.72)$$

Donde:

ε = Emisividad

σ_{SB} = Constante de Stefan Boltzmann

T_f = Temperatura absoluta superficial de la lámina

T_a = Temperatura absoluta de los alrededores.

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se calcula de la siguiente manera:

$$h_{rad} = \frac{\sigma_{SB} * \varepsilon * (T_f^4 - T_a^4)}{(T_f - T_a)} \quad (3.73)$$

Cuyos valores son:

$$\varepsilon = 0.17$$

$$\sigma_{SB} = 5.67 * 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4 \quad (47)$$

$$T_f = 423 \text{ K}$$

$$T_a = 293 \text{ K}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.73, se obtiene:

$$h_{rad} = 1.83 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$h_{total} = h_{cv} + h_{rad} \quad (3.74)$$

$$\ln \left[\frac{E_e}{E_e + 0.0122(T_a - T)} \right] = \frac{0.0122\theta}{0.297} \quad (3.75)$$

La temperatura máxima de servicio considerada para el análisis es: $T_f = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, con una temperatura de los alrededores de $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

En la **Tabla 6**, se muestran valores calculados de tiempo, para diferentes valores de energía E_e .

Tabla 6. Energía entregada a las láminas y tiempo de calentamiento.

E_e (Wattios)	θ (Horas)	θ (min)
50	0.78	46.8
100	0.39	23.4
200	0.19	11.6
300	0.12	7.64
500	0.077	4.64
1000	0.038	2.3

En las condiciones de trabajo, un tiempo de 1 a 5 minutos es aceptable para que las láminas y enfriadores almacenen calor, llegando a la temperatura máxima de servicio.

Se elige una potencia entregada de 500 Watios, para que las láminas se calienten en 4.64 minutos y alcancen la temperatura de servicio. En este punto, el operador abre la válvula situada en el tanque y deja que el líquido llegue a la funda.

En la **Figura 24**, se observa la distribución de cada uno de los elementos necesarios para el montaje de las mandíbulas, permitiendo su aislamiento térmico. Para evitar que el calor sea conducido hacia la estructura metálica, se mantiene la temperatura de trabajo por más tiempo.

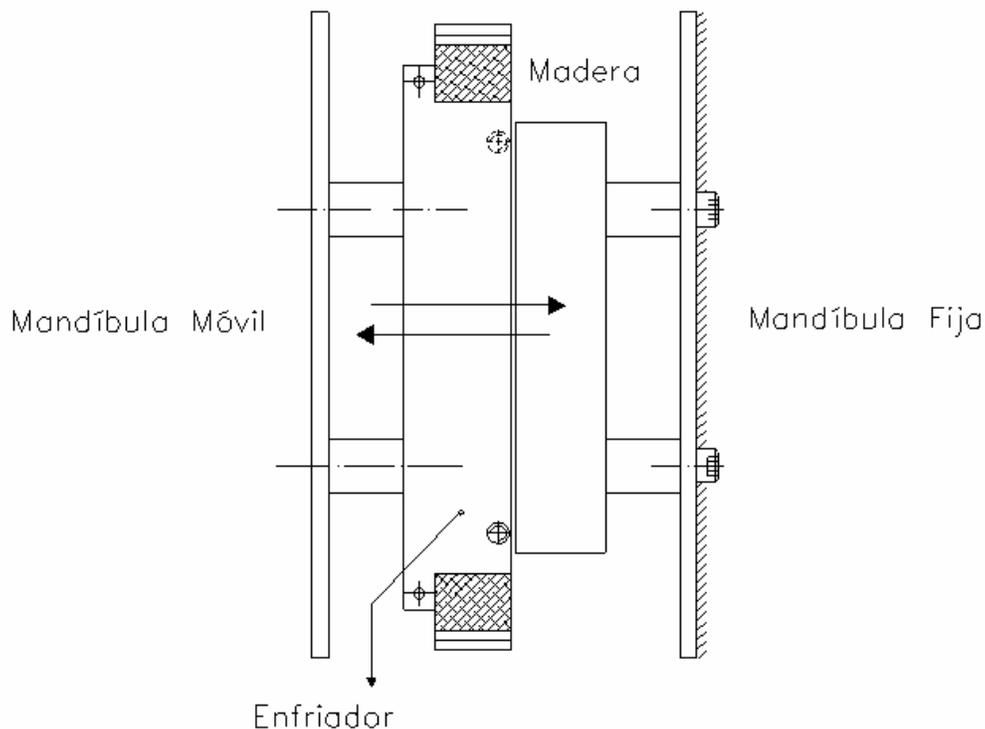


Fig. 24. Ubicación de las mandíbulas y elementos aislantes.

La transmisión de calor se produce por el contacto del plástico con la lámina selladora, por lo que se establece una transmisión de calor en estado estable unidireccional.

El balance de energía para el análisis es el siguiente:

$$E'_e = E_{cr} + E_{sell} \quad (3.76)$$

Donde:

E'_e = Energía que compensa el calor perdido a través del plástico y los alrededores (W)

E_{cr} = Energía que se pierde por convección y radiación a los alrededores (W)

E_{sell} = Energía absorbida por el plástico (W)

3.13.5 calor ganado por el plástico.

La energía aprovechada por el plástico, es la requerida para su ablandamiento y se calcula de la siguiente manera:

$$E_{sellado} = (m * C_p)_{plástico} * \frac{dT}{d\theta} \quad (3.77)$$

Donde:

m = Masa de la película de polietileno (kg)

C_p = Calor específico del plástico (W*h/kg*°C)

$dT/d\theta$ = Variación de la temperatura con respecto al tiempo (°C/h)

Las propiedades de las películas de polietileno de baja densidad son:

$$\delta = 920 \quad \frac{kg}{m^3}$$

$$e = 50 * 10^{-6} m$$

$$C_p = 0.236 \quad \frac{W * h}{Kg * ^\circ C}$$

El área de sellado de las películas es $A_s = 0.0078 \text{ m}^2$.

La masa de las dos películas es $m = 7.21 * 10^{-4} \text{ Kg}$.

Reemplazando los valores en la ecuación 3.77, se obtiene:

$$E_{\text{sellado}} = 1.70 * 10^{-4} \frac{dT}{d\theta} \quad (3.78)$$

3.13.6 calor perdido por conveccion-radiacion

Cuando las mandíbulas se cierran, el calor perdido por convección-radiación se produce únicamente a través de las caras laterales; por lo tanto, el área de transferencia se reduce y se calcula de la siguiente manera:

$$A' = 2 * a * L \quad (b')$$

Reemplazando los valores se obtiene: $A' = 0.032 \text{ m}^2$

La energía total que se pierde hacia los alrededores por convección-radiación, es la suma de los dos estados en que trabajan las mandíbulas.

Dependiendo de la rapidez en la operación de sellado, las mandíbulas pueden permanecer más tiempo abiertas que cerradas, puesto que este se produce en 2 segundos.

$$E_{cr} = 0.5556(T - T_a) \quad (3.79)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.79, se obtiene la ecuación general para el análisis:

$$e^{\frac{0.5556\theta}{1.70 \cdot 10^{-4}}} = \frac{E \cdot e}{E \cdot e - 0.5556(T - T_a)} \quad (3.80)$$

Las condiciones de servicio para el análisis son:

$$T = 150 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$T_a = 20 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$\Theta = 5.555 \cdot 10^{-4} \text{ h.}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.80, se calcula la energía que se necesita para mantener la temperatura de trabajo, cada vez que se llena una funda plástica.

$$E \cdot e = 86.267 \text{ (W)}$$

La potencia de 500 Watios que se calcula en el estado transitorio sirve para iniciar el proceso de calentamiento. Una vez almacenado el calor se inicia el proceso de sellado y se debe suministrar una potencia permanente de 86.267 Watios, para compensar las pérdidas de convección-radiación hacia los alrededores.

CAPITULO IV

ELABORACION DE PLANOS, CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL PROTOTIPO

4.1 *elaboracion de planos*

Los planos de montaje y de taller se presentan en el **Anexo D**, contienen la ingeniería de detalle que permiten la construcción y montaje del prototipo.

4.2 *construcción del prototipo*

Parte del proceso de construcción, así como el prototipo construido se presentan en el **Anexo C**.

4.3 *maquinas y herramientas*

Para la construcción de los elementos que conforman el prototipo, se emplean diversos equipos; por ejemplo, máquinas herramientas como torno, fresadora, limadora, etc.; herramientas manuales como, taladro, machuelos, limas, etc. e instrumentos de medición como, calibrador, escuadra, etc.

En la **Tabla 7**, **Tabla 8** y **Tabla 9**, se muestran las designaciones de cada una de las herramientas, maquinas herramientas e instrumentos de medición, para interpretar el cursograma de construcción de cada uno de los sistemas.

Tabla 7 Herramientas.

Designación	Herramientas
H	Arco de sierra
	Prensas
	Machuelos
	Taladro
	Limas
	Esmeril
	Brocas

Tabla 8 Máquinas herramientas y equipos.

Designación	Máquina Herramienta
M1	TORNO
M2	FRESADORA
M3	TALADRO DE BANCO
M4	ESMERIL
M5	AMOLADORA
M6	RECTIFICADORA
E1	EQUIPO DE SUELDA ELECTRICA
E2	EQUIPO DE PINTURA

Tabla 9 Instrumentos de medición y verificación.

Designación	Herramientas
I	Calibrador (Pie de rey)
	Escuadra
	Regla metálica
	Nivel
	Flexómetro
	Micrómetro

4.4 operaciones tecnológicas

Las diferentes operaciones tecnológicas que se necesitan para obtener cada uno de los sistemas con sus elementos, se detallan en la **Tabla 10**.

Tabla 10 Operaciones Tecnológicas.

No.	Operación
1	Trazado y corte de material
2	Esmerilado o Amolado
3	Soldado
4	Doblado
5	Taladrado
6	Torneado
7	Roscado
8	Fresado
9	Rectificado
10	Lijado
11	Fundido

4.5 *cursograma sinoptico de construccion*

La simbología para realizar el cursograma sinóptico de construcción se muestra en la **Tabla 11**.

Tabla 11 Simbología usada en cursogramas.

SIMBOLO	INTERPRETACION
	OPERACION
	INSPECCION
	TRASLADO
	TERMINO DEL PROCESO

4.5.1 SISTEMA DE SELLADO VERTICAL

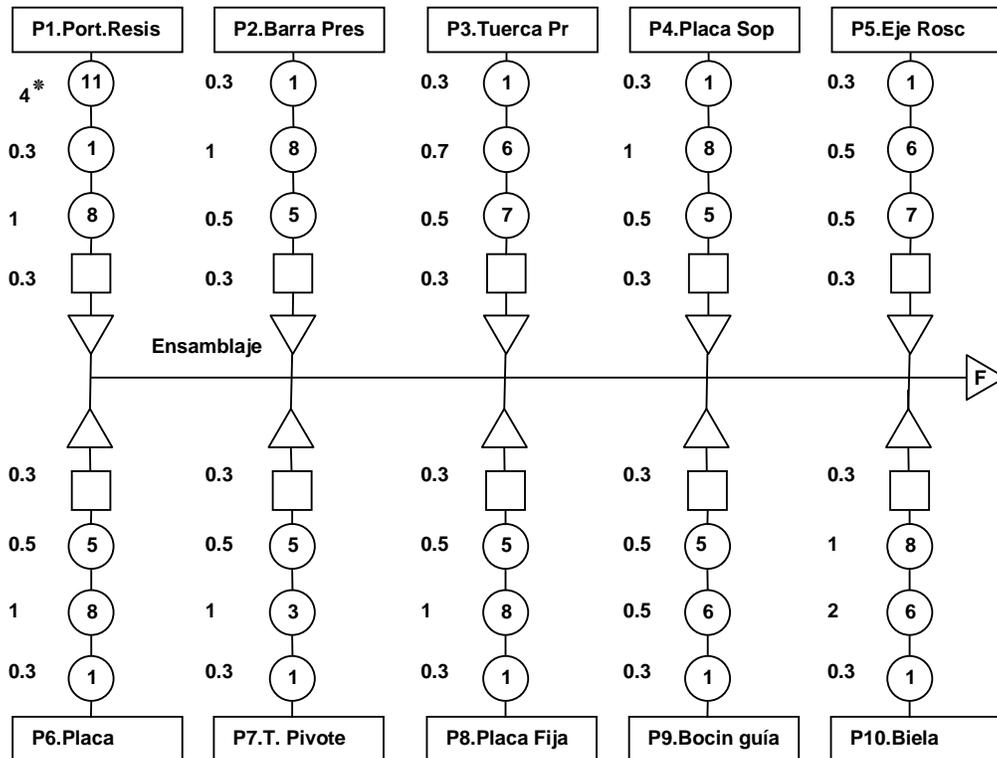


Fig. 25. Cursograma de construcción del sistema de sellado vertical.

En la **Figura 25** se indican los procesos tecnológicos de las principales piezas construidas, relacionadas con el subconjunto mostrado en el plano 1.2231.005 del **Anexo D**, mismas que deben conjugarse con las demás partes.

* Tiempo de operación en horas

4.5.2 SISTEMA DE SELLADO horizontal

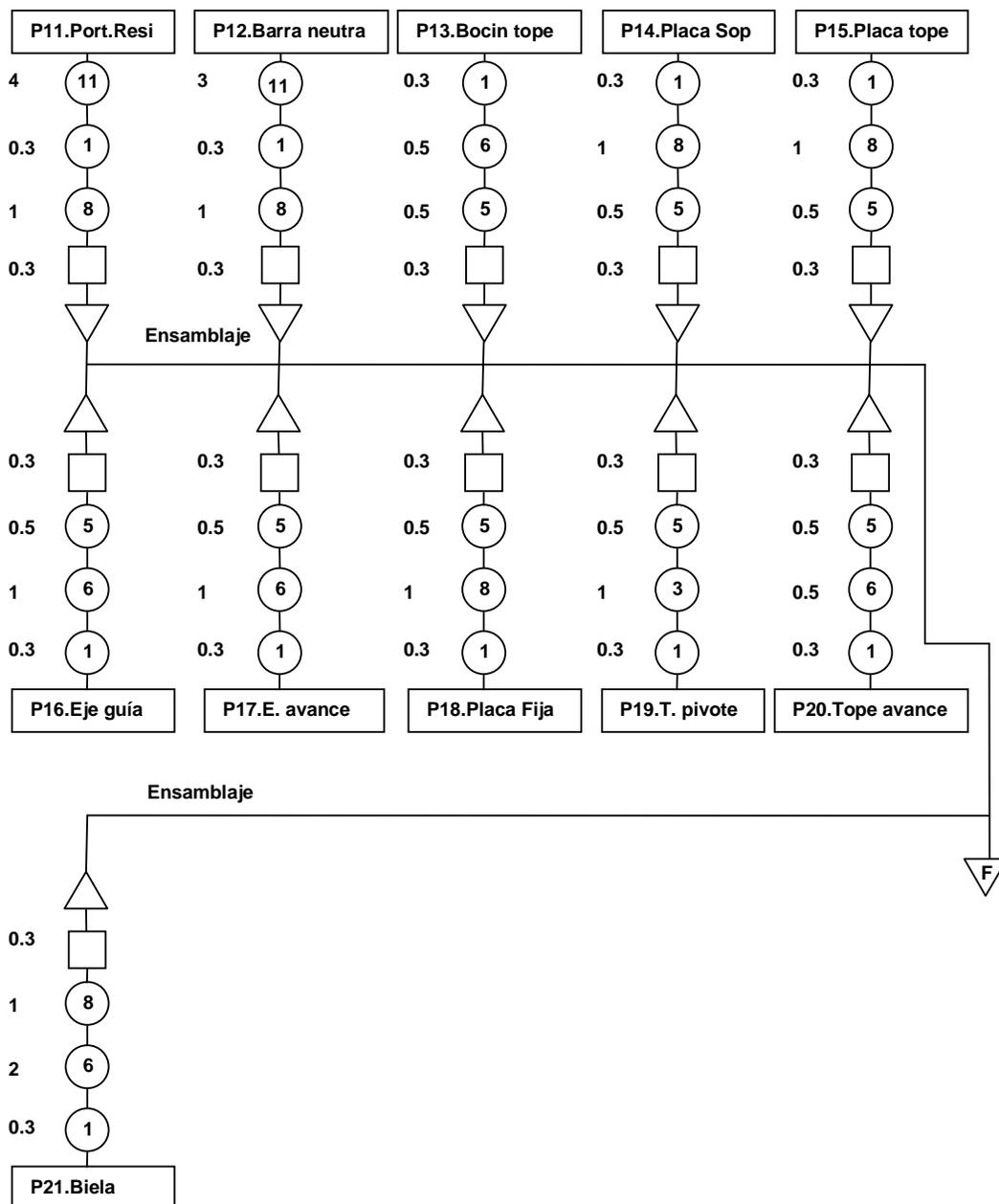


Fig. 26. Cursograma de construcción del sistema de sellado horizontal.

En la **Figura 26** se indican los procesos tecnológicos de las principales piezas construidas, relacionadas con el subconjunto mostrado en el plano 1.2231.003 del **Anexo D**, mismas que deben conjugarse con las demás partes.

4.5.3 SISTEMA DE rodillo tractor

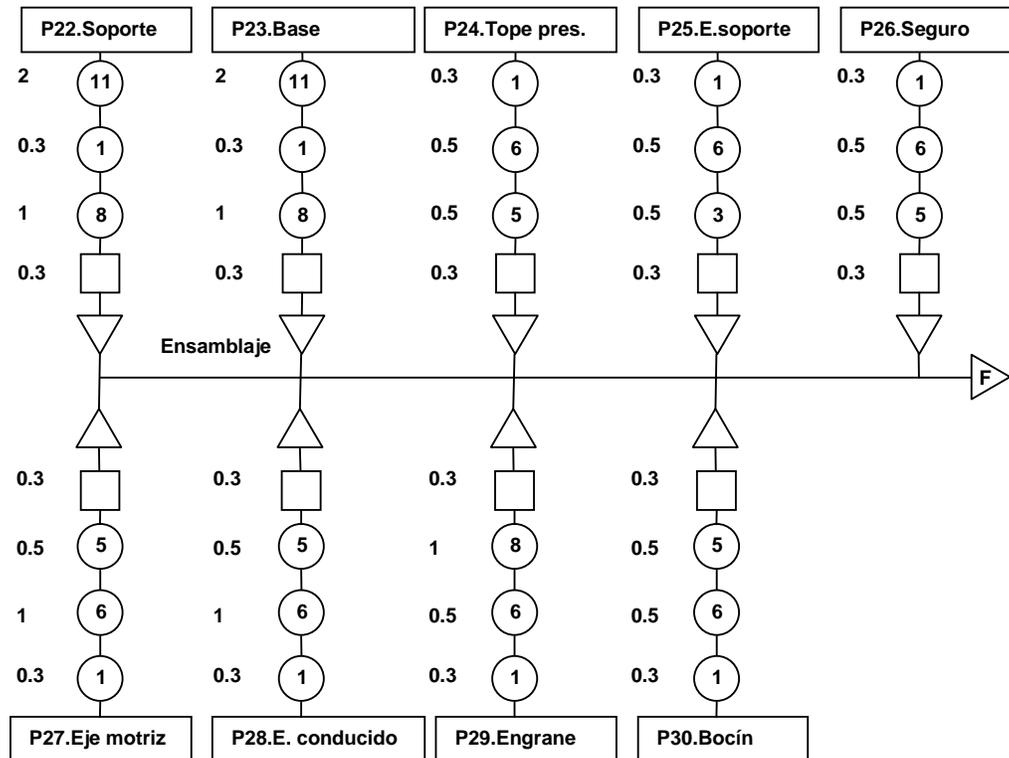


Fig. 27. Cursograma de construcción del sistema de rodillo tractor.

En la **Figura 27** se indican los procesos tecnológicos de las principales piezas construidas, relacionadas con el subconjunto mostrado en el plano 1.2231.004 del **Anexo D**, mismas que deben conjugarse con las demás partes.

4.5.4 caja de engranes

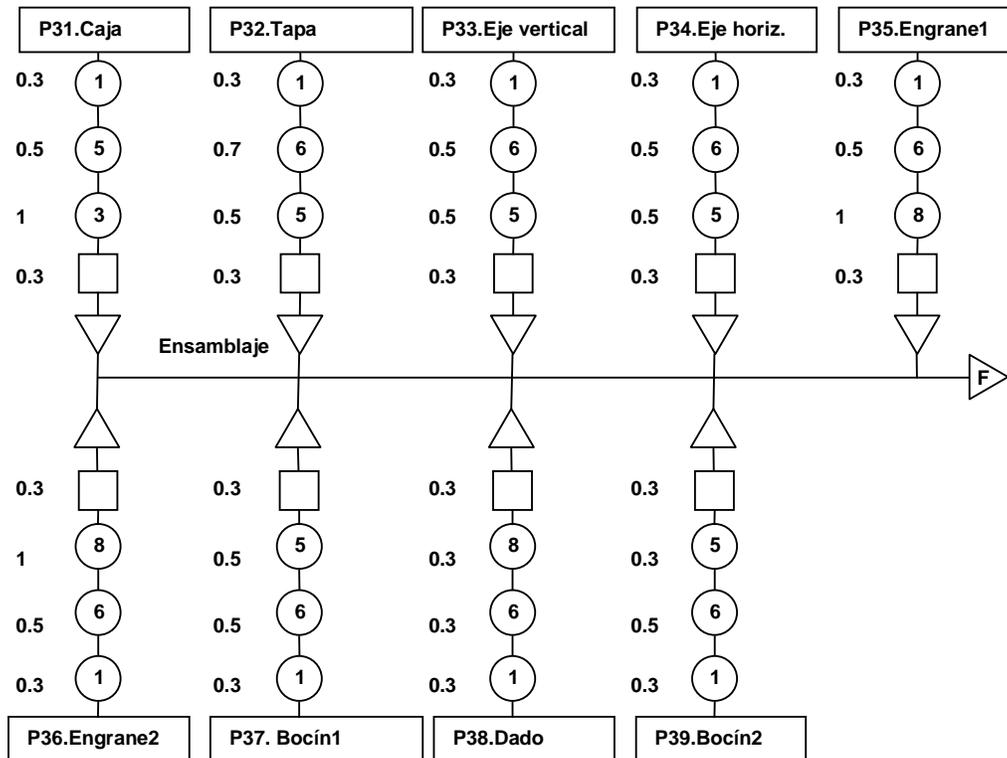


Fig. 28. Cursograma de construcción de la caja de engranes.

La **Figura 28** indica, los procesos tecnológicos de las principales piezas construidas, relacionadas con el subconjunto mostrado en el plano 1.2231.007 del **Anexo D**, mimas que deben conjugarse con las demás partes.

4.5.5 carcaza

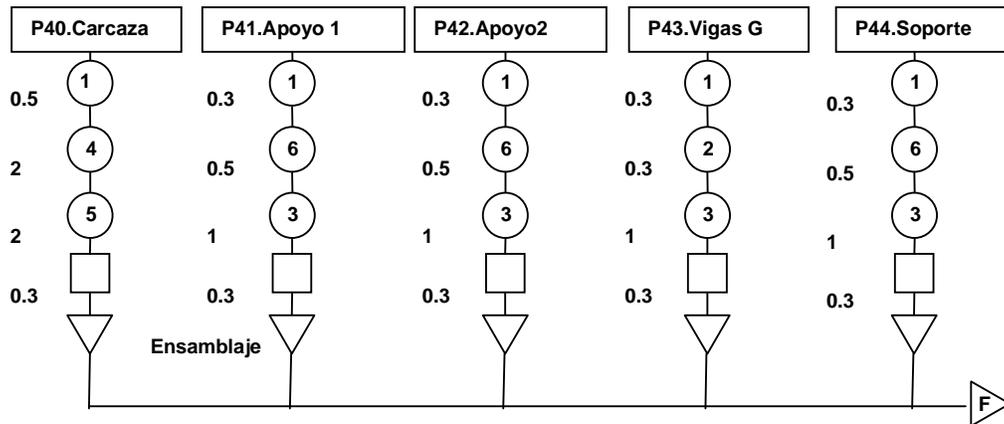


Fig. 29 Cursograma de construcción la carcaza.

La **Figura 29** indica los procesos tecnológicos de las principales piezas construidas, relacionadas con el plano 1.2231.102 del **Anexo D**.

Tabla 12. Operaciones de montaje.

ITEM	OPERACION
M1	La carcaza se instala con los soportes en el lugar de trabajo.
M2	Instalación de la caja de engranes en la carcaza.
M3	Instalación de todos los bocines guía en la carcaza.
M4	Instalación de los ejes guía de los sistemas de sellado.
M5	Se arma el sistema de sellado vertical con la placa tope.
M6	Instalación del sistema de sellado vertical.
M7	Instalación de la placa trasera con los ejes guía.
M8	Instalación de la tubería y la placa guía del plástico.
M9	Instalación del sistema tractor.
M10	Instalación de los ejes y las placas guía del sellador horizontal.
M11	Instalación del sistema de sellado horizontal.
M12	Instalación del eje de avance del sellador horizontal.
M13	Instalación de las bielas, catarinas, chumaceras en el eje de levas.
M14	Instalación del eje de levas.
M15	Instalación del motor.
M16	Instalación del reductor.
M17	Instalación de las cadenas y bandas de poleas.
M18	Instalación del tanque.
M19	Instalación eléctrica.
M20	

4.6.1 cursograma sinoptico de montaje

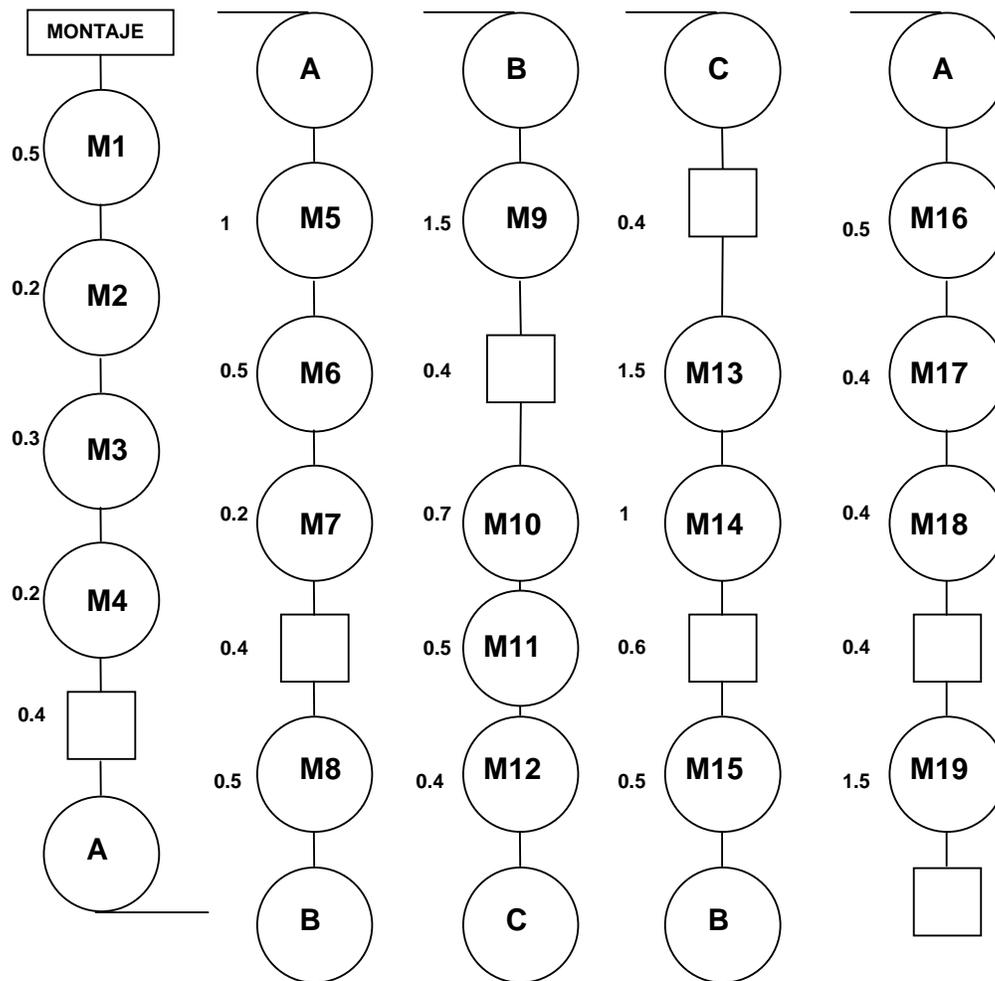


Fig. 31. Cursograma sinóptico de montaje.

En la **Figura 31** se muestra el cursograma de montaje, los tiempos que se necesitan para cada operación y el estimado de montaje.

El tiempo total aproximado de montaje del prototipo es de **14.6 horas**.

CAPITULO V

ANALISIS DE COSTOS DEL PROTOTIPO

Una vez diseñada y construida la maquina selladora de fundas plásticas, es necesario realizar un análisis económico, para obtener una referencia del costo total del equipo.

En los costos del prototipo intervienen:

- Costos directos.
- Costos indirectos.
- Otros rubros.

5.1 *costos directos*

Los costos directos son los gastos que se incurren en la compra de materiales, accesorios y equipos utilizados para el funcionamiento del prototipo, por ejemplo, materiales para los ejes, para las levas de avance, etc.

Como accesorios se toman en cuenta los resortes, rodillos de caucho, poleas, catarinas, engranes, etc.

Los equipos necesarios para el funcionamiento de la selladora, son por ejemplo; el motor, el reductor, etc.

En la **Tabla 13** se muestran los rubros correspondientes a costos de materiales utilizados, obtenidos en el mercado actual.

Tabla 13. Materiales utilizados.

MATERIAL	Dimensión mm	Precio USD.
Acero al carbono	d=14x2500	4,8
Acero transmisión	d=22 x 1500	9,25
Acero transmisión	d=28x2000	18,5
Acero transmisión	d=40x800	14,8
Acero transmisión	d=55x500	18,5
Acero transmisión	d=80x500	49,5
Acero transmisión	d=100x250	40,5
Acero transmisión	d=110x40	9
Acero transmisión	d=150x80	27
Acero al carbono	d=17020	14,4
Acero inoxidable	2x2m e=4mm	981
Plancha de acero	2x2m e=5mm	147
Platina de acero	12 x 90	12
Bronce fosfórico	d=25.4x2000	215
Barra cuadrada de aluminio	12 x 90	75
Barra cuadrada de aluminio	12 x 90	50
TOTAL COSTO DE MATERIALES		1686,25

Fuente: DISTRIBUIDORA IBCA – Quito, precios al primer trimestre del 2007

La **Tabla 14** presenta el costo de los equipos y accesorios utilizados en el prototipo.

Tabla 14. Equipos y accesorios.

MATERIAL	CANT.	COSTO/UNID.	COSTO TOT.
Rodillo de caucho Ø 65mm	4	17.50	70
Catarina motriz 80B 19 1"	1	22.50	22,5
Catarina conducida 80B 19 1"	1	22.50	22,5
Catarina sist. Tractor 40B 60 1/2"	1	25.00	25
Catarina sist. Tractor 40B 17 1/2"	1	25.00	25
Esparragos M10 x 1.5	2	0.80	1,6
Tornillería		9.00	9
Rodamientos 6202	1	3.20	3,2
Rodamientos 627	2	3.00	6
Rodamientos 62/22	3	6.00	18
Rodamientos 6004	4	6.20	24,8
Chumacera 16205	2	6.50	13
Electrodos E6011	1 Kg.	3.00	3
Motor 1 Hp	1	700.00	700
Reductor 40:1	1	450.00	450
Poleas d=180mm	2	32.00	64
Bandas A 26	1	15.00	15
Viga estructural C 74 x 40 x 6m	1	22.50	22,5
Cadenas 1m serie 40	2	32.00	64
Total de costos de accesorios y equipos			1559,1

De la suma de los totales de las tablas 17 y 18 se obtienen los costos directos, es decir:

$$\text{Costos directos} = (\text{Costo de materiales} + \text{Costos de accesorios y equipos})$$

$$\text{Costos directos} = (1686,25 + 1559,1)$$

$$\text{Costos directos} = \mathbf{3245.35 \text{ USD}}$$

5.2 costos INdirectos

Los costos indirectos son rubros que se originan por concepto de utilización de maquinaria, útiles de maquinas, maquinas herramientas, procesos manuales y mano de obra. Por ejemplo, la utilización del torno, fresadora, dobladora, soldadora, etc.

Para considerar estos rubros se toma en cuenta el costo por hora maquina y mano de obra, en cada proceso.

En la **Tabla 15** se detallan los costos indirectos.

Tabla 15. Costos indirectos de maquinaria-hombre.

MAQUINA HERRAMIENTA	HORAS	COSTO/HOR.	COSTO TOT.
TORNO	23	8	184
FRESADORA	22	10	220
RECTIFICADORA	3	10	30
SOLDADURA	8	3.75	30
TALADRO	18	5	90
MAQUINA DOBLADORA	4	7	28
FUNDICION	25	6	150
OP. DE MONTAJE Y AJUSTAJE	14,6	10	146
OPERACIONES MANUALES	20	5	100
INSTALACION ELECTRICA	32	10	320
TOTAL			1298

5.3 OTROS RUBROS

Para determinar estos gastos se considera un rubro denominado costo imprevisto, que representara el 10% de la suma de los costos directos e indirectos, ya que son difíciles de especificar, desglosar y caracterizar.

Es así que:

$$\text{Otros rubros} = 0.1 \times (\text{Costos directos} + \text{Costos indirectos})$$

$$\text{Otros rubros} = 0.1 \times (3245.35 + 1298)$$

$$\text{Otros rubros} = \mathbf{454,33 \text{ USD.}}$$

De la suma de los tres tipos de costo se obtiene el costo parcial del prototipo, el que es de:

Costo parcial de la selladora = 4997.70 USD.

Al costo parcial de la selladora se le suma el costo de diseño.

El valor del costo de diseño se determina mediante la siguiente relación:

Costo total de diseño = Costo/hora USD x número de horas

Costo total de diseño = 15 USD/hora x 145 horas

Costo total de diseño = 2175 USD.

Para el costo del diseño se toma como base la inexperiencia de los diseñadores, por este motivo este es relativamente bajo.

Costo total de la selladora = Costo Parcial + Costo del Diseño

Costo total de la selladora = 4997.70 USD + 2175 USD

Costo total de la selladora = 7172.70 USD

CAPITULO VI

PRUEBAS DE CAMPO

pruebas

En este capítulo se consideran las pruebas de funcionamiento que se efectúan a la máquina una vez construida e instalada, las que garanticen un funcionamiento óptimo a futuro.

Las pruebas realizadas son las especificadas en el formulario Protocolo de Pruebas, como se muestra en la **Tabla 16**.

Tabla 16. Pruebas de Campo según el Protocolo de Pruebas.

PROTOCOLO DE PRUEBAS		
Máquina semiautomática selladora de fundas plásticas con una capacidad de 30 sellos por minuto		
EMPRESA: AVALUAC	N. del Verificador: Francisco Silva	
FECHA: 2007-03-24	NUMERO DE HOJA: 1/2	
PRUEBA A REALIZARSE	CUMPLE	NO CUMPLE
Verificación del Montaje:		
1. Verificar dimensiones.	X	
2. Ubicación correcta de elementos.	X	
3. Lubricación de elementos móviles.	X	
4. Comprobar montaje del motor.	X	
5. Montaje de bandas y cadenas.	X	
Verificación de alineación y paralelismo:		
1. Comprobar que los elementos estén alineados.	X	
2. Verificar paralelismo entre ejes.	X	
Pruebas de dosificación:		
1. Comprobar el paso de producto.	X	
2. Verificar que llene la funda.	X	
Pruebas de temperatura de sellado:		
1. Verificar temperatura de sellado vertical.	X	
2. Verificar temperatura de sellado horizontal.	X	

PROTOCOLO DE PRUEBAS		
Máquina semiautomática selladora de fundas plásticas con una capacidad de 30 sellos por minuto		
EMPRESA: AVALUAC	N. del Verificado: Francisco Silva	
FECHA: 2007-03-24	NUMERO DE HOJA: 2/2	
PRUEBA A REALIZARSE	CUMPLE	NO CUMPLE
Cantidad de sellos por minuto:		
1. 28 a 30 de sellos (1 minuto)	X	
2. 300 sellos (10 minutos)	X	
3. 900 sellos (30minutos)	X	
4. 1800 sellos (60 minutos)	X	
Tiempo de sellado:		
1. Verificar que se realice un sello cada dos segundos	X	
Pruebas en vacío:		
1. comprobar que la funda no se pegue al sellador.	X	
2. Verificar el avance del plástico.	X	
Pruebas a plena carga:		
1. Comprobar el número de sellos y la cantidad de producto en la funda	X	
Hermeticidad de sellado:		
1. Observar el sellado del plástico	X	
2. Observar que no existan fugas	X	
3. Observar que el plástico no presente quemaduras	X	
Notas: <ul style="list-style-type: none"> - Se encontraron defectos en la pintura. - La alineación de los selladores se corrige satisfactoriamente. - El avance de los selladores se ajusta con éxito. 		

6.1 resultados

De las pruebas de campo realizadas mediante el Protocolo de Pruebas, se obtiene como resultado el normal funcionamiento del prototipo como se muestra en la **Figura 32** y se procede al afinamiento de las partes y configuración de los parámetros.



Fig. 32. Pruebas de campo.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

Al finalizar el presente trabajo, se presentan las conclusiones más importantes:

- Se cumple con el objetivo principal de este proyecto de manera satisfactoria, es decir, el diseño, construcción y funcionamiento del prototipo cumple con los parámetros fundamentales.
- Es importante realizar un estudio previo de las propiedades físicas, térmicas y eléctricas de los plásticos a sellar, ya que es un parámetro fundamental que sirve de punto de partida para realizar el diseño de la selladora.
- Al realizar el diseño de los elementos que conforman la selladora de fundas plásticas, se puede determinar las dimensiones y los materiales de dichos componentes, que sirven como base para las cotizaciones de mano de obra, materiales y maquinaria necesarias para la elaboración del prototipo.
- El estudio térmico que se realiza en los selladores ayuda a determinar la potencia eléctrica necesaria para el calentamiento inicial de las láminas y para mantener la temperatura de sellado constante, durante el tiempo de operación del prototipo.

RECOMENDACIONES:

- Es importante recordar que para realizar el diseño de una máquina, el factor de seguridad, determina la confiabilidad del prototipo.
- Es necesario realizar un correcto mantenimiento del prototipo, para evitar el posterior desgaste y deterioro de sus partes, lubricándolas manualmente en base a la velocidad de rotación de sus componentes.
- El aislamiento debe ser reemplazado periódicamente, ya que es afectado por la temperatura y es el que evita el contacto directo entre la superficie del plástico y las láminas selladoras.
- Cuando un prototipo se construye, se consideran los costos de fabricación y materiales a ser utilizados, asegurando de esta manera que los elementos no cambien sus características, asegurando su funcionamiento.

BIBLIOGRAFIA

- INCROPERA FRANK. Fundamentos de Transferencia de Calor. Pearson Educación. Cuarta edición, México, 1999
- KREITH, F. Principios de Transferencia de Calor. Ed. 1986. Madrid España
- NORTON ROBERT, Diseño de máquinas. Segunda edición. Barcelona, España, 1950.
- MEYSEMBURG C. M. , Tecnología de los Plásticos para Ingenieros, URMO, España, 1981.
- WELTY T. R. , Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería, 1ra Ed. , LIMUSA, México, 1981
- SHIGLEY J.E., Manual de diseño mecánico, Mc. Graw Hill, México, 1989.
- FITZGERALD, Mecánica de materiales, Alfaomega, México, 1990.
- TIMOSHENKO. S., Elementos de resistencia de materiales, Montaner y Simón S.A., Barcelona, 1973.
- AVNER S., Introducción a la metalurgia física, Mc. Graw Hill, México, 1988.
- VARGAS J., Guía de los fundamentos del dibujo industrial, Ecuador, 2000.
- INEN, Codigo de dibujo técnico mecánico, Quito, 1981
- STOFF; ZAHL; FORM, Tablas para la industria metalúrgica, Reverté, Barcelona, 1984.

ANEXOS

ANEXO A

TABLAS UTILIZADAS EN EL DISEÑO DEL PROTOTIPO

- Materiales para resortes.
- Valores de A y m.
- Valores de G (Resortes)
- Tablas de valores de los coeficientes
- Coeficientes de rozamiento estático y cinético
- Valores de k_a , k_b , k_c ,... (ejes)
- Valores de forma Y para engranajes rectos.
- Factores de acabado de superficie.
- Factores para el diseño
- Catarinas y cables
- Clasificación y nomenclatura de levas
- Propiedades del aire

Tabla 10-1 ACEROS PARA RESORTES DE ALTO CARBONO Y DE ALEACIÓN

Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de instrumento musical, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el material mejor, más tenaz y el más ampliamente usado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede resistir mayores esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 pulg.). No se emplee a más de 120°C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM A229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.5000 pulg.), pero es posible obtener mayores y menores tamaños. No se use a más de 180°C (350°F), ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Es el acero de uso general de menor costo y debe utilizarse sólo donde la vida, la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 pulg.). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM A231-41	El acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos elevados, inadmisibles en aceros al alto carbono, y de donde se necesitan resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases recocido o prerevenido y en tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg.) de diámetro.
Al cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación, bastante nueva, es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C55, y el material puede emplearse hasta temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg.).

Fuente: reproducida con permiso de Harold C. R. Carlson, "Selection and Application of Spring Materials", *Mech. Eng.*, vol. 78, 1956, pp. 531-554.

Tabla 10-2 CONSTANTES A EMPLEAR EN LA ECUACIÓN (10-11) PARA ESTIMAR LA RESISTENCIA A LA TENSIÓN DE ALGUNOS ACEROS PARA RESORTES

Material	Intervalo de calibres, pulg	Intervalo de calibres, mm	Exponente, m	Constante, A	
				kpsi	MPa
Alambre para cuerda musical ^a	0.004–0.250	0.10–6.5	0.146	196	2170
Alambre revenido en aceite ^b	0.020–0.500	0.50–12	0.186	149 ^{1/2}	1880 ✓
Alambre estirado duro ^c	0.020–0.500	0.70–12	0.192	136	1750
Al cromo vanadio ^d	0.032–0.437	0.80–12	0.167	169	2000
Al cromo silicio ^e	0.063–0.375	1.6–17	0.112	202	2000

^a La superficie es lisa, no tiene defectos y con brillante acabado lustroso.

^b Tiene una ligera capa, proveniente del tratamiento térmico, que debe quitarse antes de aplicar recubrimiento.

^c La superficie es lisa y brillante, sin marcas visibles.

^d Alambre revenido de calidad para aviones; también puede obtenerse recocido.

^e Revenido a Rockwell C49, pero también puede obtenerse sin revenir.

Tabla A-7 CONSTANTES FÍSICAS DE MATERIALES

Material	Módulo de elasticidad, E		Módulo de rigidez, G		Relación de Poisson	Peso específico		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/pulg ³	lb/pie ³	kN/m ³
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.5	0.33	0.016	28	4.3
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Acero níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Hierro fundido gris	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	554	85.8
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata níquel	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4

Coefficientes de rozamiento por deslizamiento para diferentes materiales.

Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02-0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (neumático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

Fuente: Koshkin N. I., Shirkévich M. G.; *Manual de Física Elemental*. Editorial Mir 1975.

Superficies en contacto	m_s	m_k
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Fuente: Serway R. A.; *Física*. Editorial McGraw-Hill. (1992)

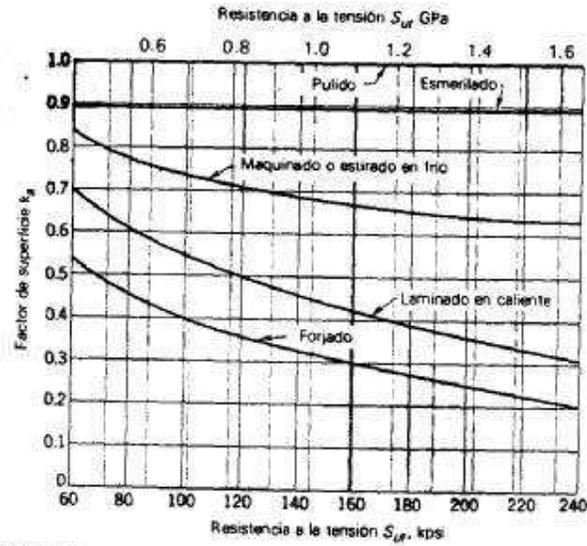


FIGURA 7-10 Factores de modificación de acabado superficial para el acero. Estos son los factores k_a que se usan en la ecuación (7-15).

$$k_b = \begin{cases} 0.869d^{-0.097} & 0.3 \text{ pulg} < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ pulg} \text{ o bien } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1.189d^{-0.097} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Tabla 7-7 FACTORES DE CONFIABILIDAD k_c , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE 8% DEL LÍMITE DE FATIGA.

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_c	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

$$k_d = \begin{cases} 1.0 & T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F}) \\ 1 - 5.8(10)^{-3}(T - 450) & 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \\ 1 - 3.2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{cases}$$

Tabla 13-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, DE LA AGMA*

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.800$ $b = 1.000$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Cremallera	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

* Fuente: R. G. Mitchiner and H. H. Mabie, "The Determination of the Lewis Form Factor and the AGMA Geometry Factor J for External Spur Gear Teeth, *ASME Journal of Mechanical Design*, vol. 104, no. 1, enero 1982, pp. 148-158.

* Todas las dimensiones están en pulgadas. Los valores dados corresponden a un paso diametral de 1.

Tabla 13-13 FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA K_m PARA ENGRANES CILÍNDRICOS RECTOS

Características de montaje	Ancho de cara, pulg			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 2.2			

* Fuente: Darle W. Dudley (ed.), *Gear Handbook*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962, pp. 15-21.

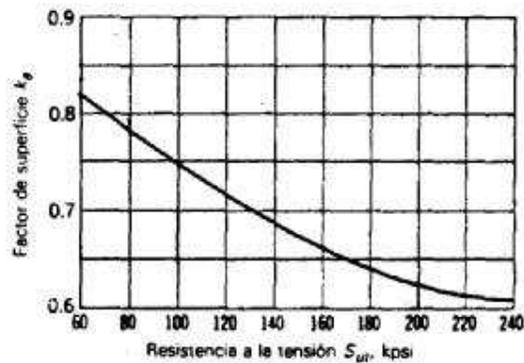


FIGURA 13-25 Factores de acabado en superficie k_s para dientes de engranes cortados, cepillados y esmerilados.

Tabla 13-9 FACTORES DE TAMAÑO PARA DIENTES DE ENGRANES RECTOS

Paso P	Factor k_t	Paso P	Factor k_t
2	0.832	6	0.925
2½	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.951
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

Tabla 13-10 FACTORES DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad R	0.50	0.90	0.95	0.99	0.999	0.9999
Factor k_c	1.000	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702

Tabla 15-11 FACTORES DE EFECTOS DIVERSOS PARA FLEXIÓN EN UN SOLO SENTIDO

Resistencia a la tensión S_w , kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor k_f	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

Tabla 15-12 FACTOR DE CORRECCIÓN POR SOBRECARGA K_o

Características de impulso de la máquina motriz	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

Fuente: Darle W. Dudley (dir. ed), *Gear Handbook* McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962, pp. 18-21.

Tabla 17-11 CAPACIDAD O POTENCIA NOMINAL (EN HP) DE CADENAS DE RODILLOS DE PASO SIMPLE Y UN SOLO CORDÓN CON RUEDA DENTADA DE 17 DIENTES (CONCLUYE)

Velocidad de la rueda rpm	Número ANSI de cadena							
	80	100	120	140	160	180	200	240
50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115.
150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103.	166.
200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101.	134.	215.
300	14.5	27.7	46.8	72.4	105.	145.	193.	310.
400	18.7	35.9	60.6	93.8	136.	188.	249.	359.
500	22.9	43.9	74.1	115.	166.	204.	222.	0
600	27.0	51.7	87.3	127.	141.	155.	169.	
700	31.0	59.4	89.0	101.	112.	123.	0	
800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101.		
900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
1000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
1200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
1400	22.7	27.2	31.5	35.6	0			
1600	18.6	22.3	25.8	0				
1800	15.6	18.7	21.6					
2000	13.3	15.9	0					
2500	9.56	0.40						
3000	7.25	0						

Tipo C

Tipo C'

* Valor estimado de las tablas del ANSI por interpolación lineal.

Nota: Tipo A—Lubricación manual o por goteo

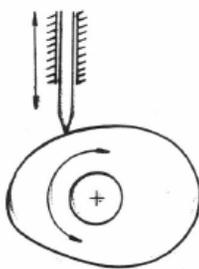
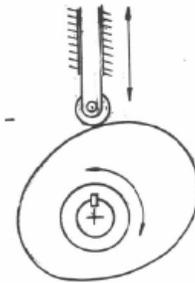
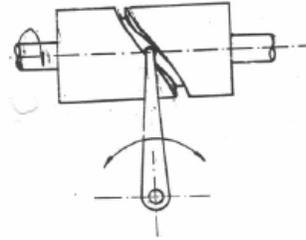
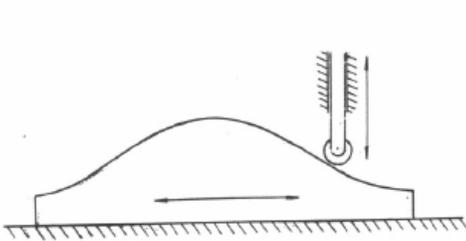
Tipo B—Lubricación por baño o de disco.

Tipo C—Lubricación por flujo de aceite.

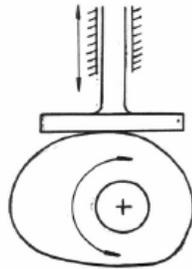
Tipo C'—Tipo C, pero ésta es una región de posible conflicto; preséntese el diseño al fabricante para su evaluación

Fuente: compilado de la sección de información de la ANSI B29.1-1975, y de B29.9-1958.

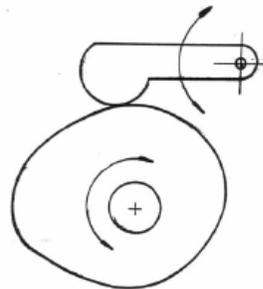
LEVAS	SEGUIDORES		
De traslación Cilíndricas De disco o plato	Por el movimiento del seguidor	Por el tipo de contacto leva-seguidor	Según halla o no desplazamiento
	De traslación Oscilante	Puntual De pie plano De pie curvo De rodillo	Desplazado Centrado



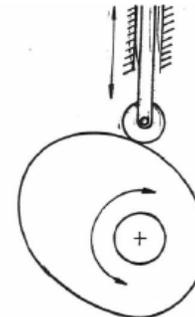
Seguidor puntual
desplazado



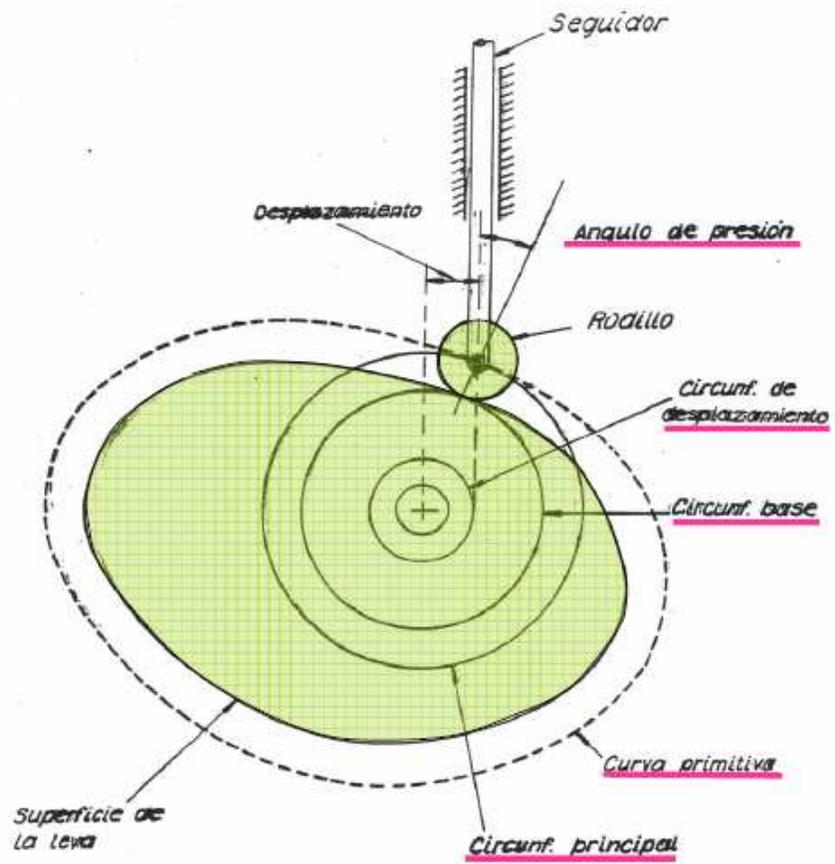
Seguidor plano



Seguidor oscilante



Seguidor de
rodillos



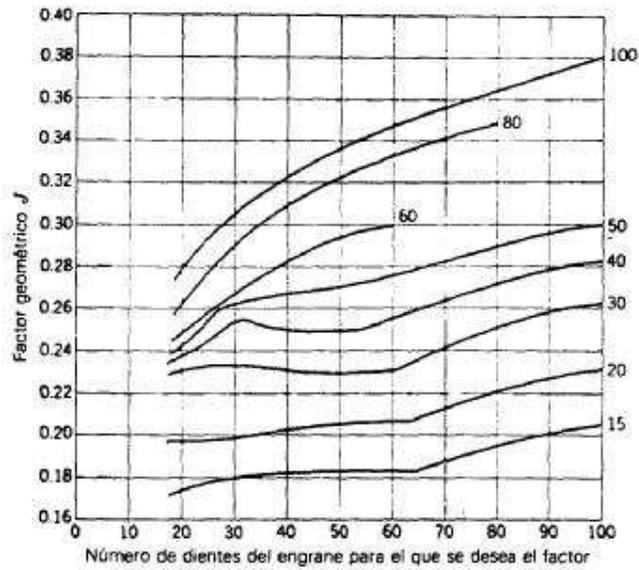


FIGURA 14-25 Factores geométricos J para engranes cónicos rectos. Corresponden a un ángulo entre ejes de 90° , un ángulo de presión de 20° y una holgura $c = 0.240/P$ pulg. (AGMA Information Sheet 225.01.)

Tabla 14-9 FACTORES DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA APROXIMADOS K_m Y C_m PARA ENGRANES CÓNICOS

Aplicación	Ambos engranes entre cojinetes	Un engrane fuera de cojinetes	Ambos engranes fuera cojinetes
En la industria, uso general	1.00-1.10	1.10-1.25	1.25-1.40
En automóviles	1.00-1.10	1.10-1.25	
En aeroplanos	1.00-1.25	1.10-1.40	1.25-1.50

Fuente: AGMA Information Sheet 225.01, 1967, tabla 4.

Tabla 17-14 FACTORES DE SERVICIO PARA CARGAS K_s

Maquinaria impulsada	Máquina impulsora		
	Motor de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Sin choques	1.00	1.00	1.2
Choques moderados	1.2	1.3	1.4
Choques fuertes	1.4	1.5	1.7

Tabla 17-2 DESIGNACIONES NORMALES PARA BANDAS TRAPECIALES O EN V

Tipo	Sección transversal	Diámetro mínimo de polea*	Norma †
Común para servicio pesado	A	3.0 pulg	ANSI/RMA-IP-20-1977
	B	5.4 pulg	
	C	9.0 pulg	
	D	13.0 pulg	
	E	21.0 pulg	
Común SI para servicio pesado	13C	80 mm	ANSI/RMA-IP-20-1977
	16C	140 mm	
	22C	224 mm	
	32C	355 mm	
Angosta para servicio pesado	3V	2.65 pulg	RMA-IP-22
	5V	7.1 pulg	
	8V	12.3 pulg	
Angosta ranura	3VX	2.2 pulg	RMA-IP-23
	5VX	4.4 pulg	
Para servicio ligero	2L	0.8 pulg	RMA-IP-23
	3L	1.5 pulg	
	4L	2.5 pulg	
	5L	3.5 pulg	
Automotriz (en pulgadas)	0.25	2.25 pulg	ANSI/SAE J636C
	0.315	2.25 pulg	
	0.380	2.40 pulg	
	0.440	2.75 pulg	
	0.500	3.00 pulg	
	$\frac{11}{16}$	3.00 pulg	
	$\frac{1}{2}$	3.00 pulg	
	$\frac{3}{4}$	3.50 pulg	
	1.0	4.00 pulg	
Automotriz SI	6A	57 mm	ANSI/SAE J636C
	8A	57 mm	
	10A	61 mm	
	11A	70 mm	
	13A	76 mm	
	15A	76 mm	
	17A	76 mm	
	20A	89 mm	
23A	102 mm		

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Apéndice A ■ Propiedades termofísicas de la materia

TABLA A.11 Emisividad total, normal (n) o hemisférica (h) de superficies seleccionadas

Descripción/composición	Emisividad, ϵ_n o ϵ_h , a varias temperaturas (K)											
	100	200	300	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	
Aluminio												
Altamente pulido, película	(h)	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06						
Hoja, brillante	(h)	0.06	0.06	0.07								
Anodizado	(h)			0.82	0.76							
Cromo												
Pulido o plateado	(h)	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14						
Cobre												
Altamente pulido	(h)			0.03	0.03	0.04	0.04	0.04				
Establemente oxidado	(h)					0.50	0.58	0.80				
Oro												
Altamente pulido o película	(h)	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06				
Hoja, brillante	(h)	0.06	0.07	0.07								
Molibdeno												
Pulido	(h)					0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.21	0.26
Limpiado con chorro de perdigones, áspero	(h)					0.25	0.28	0.31	0.35	0.42		
Establemente oxidado	(h)					0.80	0.82					
Níquel												
Pulido	(h)					0.09	0.11	0.14	0.17			
Establemente oxidado	(h)					0.40	0.49	0.57				
Platino												
Pulido	(h)						0.10	0.13	0.15	0.18		
Plata												
Pulida	(h)			0.02	0.02	0.03	0.05	0.08				
Aceros inoxidables												
Típico, pulido	(h)			0.17	0.17	0.19	0.23	0.30				
Típico, limpio	(h)			0.22	0.22	0.24	0.28	0.35				
Típico, ligeramente oxidado	(h)						0.33	0.40				
Típico, altamente oxidado	(h)						0.67	0.70	0.76			
ANSI 347, establemente oxidado	(h)						0.87	0.88	0.90			
Tantalio												
Pulido	(h)								0.11	0.17	0.23	0.28
Tungsteno												
Pulido	(h)							0.10	0.13	0.18	0.25	0.29

ANEXO B
ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS
MATERIALES UTILIZADOS

Aceros Bonificados					
Normas		Características Técnicas y Aplicaciones	Composición Química %		Dureza Entrega HB
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero al Cr, Ni, Mo de gran templabilidad y tenacidad, con tratamiento térmico, para ejes, cigüeñales, ejes diferenciales y cardanes, engranajes y piezas de mando.	C : 0,34	Mo : 0,25	299 353
4340	6582		Mn : 0,55	Ni : 1,55	
Código Color			Cr : 1,55		
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero al Cr, Mn, Mo con tratamiento térmico, de alta resistencia a la tracción para piezas de maquinarias sometidas a la tracción para piezas de maquinarias sometidas a exigencias como muñones, pernos y piñones	C : 0,42	Mo : 0,20	266 310
4140	7225		Mn : 0,65	Cr : 1,00	
Código Color					
Aceros de Cementación					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero al Cr, Ni, Mo de gran templabilidad y tenacidad, con tratamiento térmico, para ejes, cigüeñales, ejes diferenciales y cardanes, engranajes y piezas de mando.	C : 0,14	Cr : 1,0	170 210
3115	5713		Mn : 0,80	Ni : 1,45	
Código Color					
Aceros para Resortes					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero para resortes aleado al Cr, Mn, de gran durabilidad en trabajo de compresión y tracción.			240 260
5160	7176				
Código Color		En resortes de vehículos, máquinas, agroindustria, cuchillas de máquinas pequeñas, piezas de máquina, etc. Las temperaturas de conformado recomendable son entre 830 y 920 °C	C : 0,57	Cr : 0,85	
			Mn : 0,85		
Aceros al Carbono					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero de medio carbono, de uso general para la construcción de todo tipo de piezas mecánicas como ejes, motores eléctricos, cuñas, martillos, chavetas, etc. En plancha se utiliza donde hay mayor resistencia a ruptura y abrasión. Puede ser suministrado trefilado	C : 0,45		170 190
1045	1191		Mn : 0,65		
Código Color					

USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero blando de bajo carbono para piezas de maquinaria, pernos, pasadores de baja resistencia. Buena soldabilidad. No toma temple, pero es cementable en piezas no exigidas. Puede ser suministrado trefilado.	C : 0,20 Mn : 0,50		120 150
1020	1151				
Código Color					
Aceros Refractarios					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable refractario austenítico al Cr, Ni, Si, tipo 25/20 para piezas sometidas a temperaturas hasta 1.200° C. Se emplea en pisos de hornos, parrillas, ganchos, moldes para vidrio, tubos de conducción, rejillas para esmaltar; su durabilidad está condicionada a la atmósfera de trabajo.	C : 0,15 Si : 2,0	Cr : 25,0 Ni : 20,0	145 190
310	4841				
Código Color					
Aceros Inoxidables					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable austenítico al Cr, Ni, Mo, tipo 18/10. Su contenido de molibdeno mejora todas sus características de resistencia al ataque ácido. No se garantiza la corrosión intercrystalina en soldaduras. Aplicaciones en la industria minera, petroquímica, farmacéutica y alimentaria. Usos clínicos ortopédicos. Industria textil	C: 0,07 máx Mn : 2,0 Cr : 17,0	Ni : 12,0 Mo : 2,2 Si : 1,0	130 180
316	4401				
Código Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable austenítico al Cr, Ni, Mo, del tipo 18/10. Estabilizado al carbono, insensibilidad a la corrosión intercrystalina en soldaduras, no necesita tratamientos térmicos post-soldadura. Mejor aptitud a la deformación en frío y obtención de altos grados de pulimento, lo que permite una mayor resistencia a los ácidos comúnmente empleados en la industria.	C: 0,03 máx Mn : 2,0 máx Cr : 17,5	Ni : 12,5 Mo : 2,2 Si : 1,0	130 180
316L	4404				
Código Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable austenítico al Cr, Ni, 18/8. Buenas características de resistencia a la corrosión, ductibilidad y pulido. No garantido a la corrosión intercrystalina en soldaduras.	C: 0,07 máx Mn : 2,0 máx Cr : 18,5	Ni : 9,5 Mo : 1,0 Si :	130 180
304	4301				
Código Color					

		Resistente a la corrosión de aguas dulces y atmósferas naturales. En construcción de muebles, utensilios de cocina, orfebrería, arquitectura, decoración de exteriores.			
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable austenítico al Cr, Ni, tipo 18/8. Estabilizado al carbono, con garantía de insensibilidad a la corrosión intercrystalina, por tanto no necesita tratamiento térmico post-soldadura. De fácil pulido y gran ductibilidad, especial para embutido profundo. Se emplea en el forjado, estampado y mecanizado de piezas mecánicas diversas para la industria química, alimentaria, equipamiento de decoración	C: 0,03 máx Mn : 2,0máx Cr : 18,5	Ni : 10,0 Si : 1,0máx	130 180
304L	430L				
Código Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable ferrítico con buena resistencia a la corrosión en frío en medios moderadamente agresivos aptitudes limitadas para la deformación en frío con un bajo costo con respecto a otros aceros de mayor aleación. Usado en la ornamentación de la industria automotriz. Aplicaciones específicas de la industria química.	C: 0,1 máx Mn : 1,0	Cr : 16,5 Si : 1,0 máx	130 170
430	14016				
Código Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Son aceros inoxidables martensíticos al Cr, que presentan una alta resistencia mecánica y buena resistencia a la corrosión con tratamientos térmicos. Se aplican fundamentalmente en la fabricación de piezas mecánicas que operan normalmente en contacto con agua, vapor, vinos, cerveza y otros ambientes moderadamente corrosivos, como pernos, pasadores, pistones, camisas, ejes de bombas, etc.	C: 0,15 máx Mn : 1,0	Cr : 13,0 Si : 1,0 máx	500 530
1020	1151				
Código Color					
Aceros Antiabrasivos					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero estructural aleado de bajo carbono con tratamiento térmico y altas propiedades de soldabilidad, resistencia	C: 0,17 Mn : 1,0 Cr : 0,53	Mo : 0,22 V : 0,06 Ni, Ti, B.	321 390
T-1	8921A 8922B				

Código Color		al impacto y la abrasión a bajo costo. Usos: Planchas de recubrimiento antiabrasivas chutes, equipos de movimiento de tierras y minerales, y otros servicios severos de impacto y abrasión. Permite reducir el peso muerto al reducir secciones. Construcción de puentes y edificios, refuerzos de camiones, etc.			
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero aleado, con tratamiento térmico de normalizado, diseñado para obtener alta resistencia a la abrasión, impacto y corrosión atmosférica. Las propiedades inherentes a este acero permiten alcanzar un excelente desempeño al ser usado en equipos de movimiento de tierra, tolvas, canaletas de traspaso, baldes de dragado, transportadoras deslizantes, cuchillos de bulldozer, mezcladores de hormigón, aspas de ventiladores.	C: 0,19 Mn : 1,5 Cr : 1,5	Mo : 0,35 Cu : 0,21	360
Durcap	360				
Código Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero aleado, templado y revenido, diseñado para obtener alta resistencia a la abrasión e impacto. Estas propiedades permiten obtener a este acero un altísimo desempeño al ser usado en equipos de movimiento de tierra, tolvas, cucharones de palas mecánicas, placas de desgaste, filo y revestimiento de palas de cargadores frontales, ductos de carga, carros de ferrocarril, tolvas de camiones.	C: 0,31 máx Mn : 1,0 Cr : 1,25	Ni : 1,5 máx Mo : 0,35 Nb: 0,02máx	500
Cap	500				
Código Color					

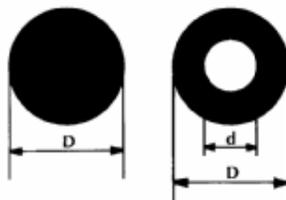
Aceros Inoxidables

USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable austenítico al Cr, Ni, Mo, tipo 18/10. Su contenido de molibdeno mejora todas sus características de resistencia al ataque ácido.	C: 0,07 máx Ni : 12,0 Mn : Mo : 2,2 Si : 1,0 Cr :		
316	4401	No se garantiza la corrosión intercrystalina en soldaduras. Aplicaciones en la industria minera, petroquímica, farmacéutica y alimentaria. Usos clínicos ortopédicos. Industria textil			130 180
Código					
Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable austenítico al Cr, Ni, Mo, del tipo 18/10. Estabilizado al carbono, insensibilidad a la corrosión intercrystalina en soldaduras, no necesita tratamientos térmicos post-soldadura. Mejor aptitud a la deformación en frío y obtención de altos grados de pulimento, lo que permite una mayor resistencia a los ácidos comúnmente empleados en la industria.	C: 0,03 máx Ni : 12,5 Mn : Mo : 2,2 Si : 1,0 Cr :		
316L	4404				130 180
Código					
Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable a Ni, 18/8. Buenas c resistencia a la co ductibilidad y pulid la corrosión intercr soldaduras. Resist de aguas dulces y naturales. En cons muebles, utensilio: orfebrería, arquiter de exteriores.	C: 0,07 máx Ni : 9,5 Mn : Mo : 1,0 Si : Cr :		
304	4301				130 180
Código					
Color					
USA/ SAE/AISI	Alemania W.St.N°	Acero inoxidable austenítico al	C: 0,03 máx Ni : 10,0 Si : 1,0		
					130 180

Código Color		<p>carbono, con garantía de insensibilidad a la corrosión intercrystalina, por tanto no necesita tratamiento térmico post-soldadura. De fácil pulido y gran ductibilidad, especial para embutido profundo. Se emplea en el forjado, estampado y mecanizado de piezas mecánicas diversas para la industria química, alimentaria, equipamiento de decoración</p>	<p>Mn : 2,0máx Cr : 18,5</p>	130 170
USA/ SAE/AISI 430	Alemania W.St.N° 14016	<p>Acero inoxidable ferrítico con buena resistencia a la corrosión en frío en medios moderadamente agresivos aptitudes limitadas para la deformación en frío con un bajo costo con respecto a otros aceros de mayor aleación. Usado en la ornamentación de la industria automotriz. Aplicaciones específicas de la industria química.</p>	<p>C: 0,1 máx Cr : 16,5 Mn : Si :1,0 máx 1,0</p>	130 170
Código Color		<p>Son aceros inoxidables martensíticos al Cr, que presentan una alta resistencia mecánica y buena resistencia a la corrosión con tratamientos térmicos.</p>	<p>C: 0,15 máx Cr : 13,0 Mn : Si :1,0 máx 1,0</p>	500 530
Código Color				

BRONCE FOSFORICO SAE 40 - JOHNSON METALL

JM 1-15



JM 1-15

ANALISIS APROXIMADOS

	Cu	Sn	Pb	Zn
Max.	Bal.	4%	4%	4%
Min.	—	6%	6%	6%

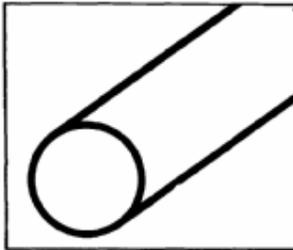
PROPIEDADES MECANICAS

Resistencia a la rotura	90 - 130 N/mm ²
Resistencia a la tracción	250 - 290 N/mm ²
Alargamiento A5	15 - 25%
Dureza	70 - 85 Brinell.

JM 1-15 Es un bronce fosfórico de procedencia sueca, tiene buena maquinabilidad, se usa en la fabricación de bocines, ejes, cojinetes para bomba de agua, etc.

BARRAS MACIZAS			BARRAS HUECAS			BARRAS HUECAS		
DIAMETRO D	LARGO	APROX. KG/B	DIAMETRO D x d	LARGO	APROX. KG/B	DIAMETRO D x d	LARGO	APROX. KG/B
13mm	500mm	0.6	26x13	x 500mm	1.75	67x48	x 500mm	7.65
16mm	500mm	0.9	29x13	x 500mm	2.35	72x23	x 500mm	16.25
19mm	500mm	1.25	29x18	x 500mm	1.8	77x23	x 500mm	18.85
23mm	500mm	1.85	33x13	x 500mm	3.2	77x38	x 500mm	15.7
26mm	500mm	2.35	33x18	x 500mm	2.65	77x48	x 500mm	12.65
29mm	500mm	3	36x13	x 500mm	4	82x48	x 500mm	15.5
33mm	500mm	3.8	36x18	x 500mm	3.4	92x48	x 500mm	21.55
39mm	500mm	5.3	36x23	x 500mm	2.7	92x63	x 500mm	15.7
46mm	500mm	7.4	39x26	x 500mm	3	97x53	x 500mm	23.05
51mm	500mm	9.1	46x18	x 500mm	6.25	102x58	x 500mm	24.6
67mm	500mm	15.5	46x23	x 500mm	5.5	102x73	x 500mm	17.5
77mm	500mm	20.5	51x23	x 500mm	7.25	117x73	x 500mm	29.2
92mm	500mm	14.3	51x33	x 500mm	5.3	127x83	x 500mm	32.3
			56x23	x 500mm	9.1	127x103	x 500mm	19.3
			56x33	x 500mm	7.15	142x98	x 500mm	33.55
			56x38	x 500mm	5.9	152x98	x 500mm	47.15
			67x38	x 500mm	10.65	182x118	x 500mm	67.
			67x43	x 500mm	9.25			

EJES DE ACERO DE TRANSMISION



EJES DE ACERO DE TRANSMISION. En calidad U ST 37-2K + SH. Estirados y desde 3/4" de diámetro, torneados, tolerancias según ISA (h9) enderezados mecánicamente y pulidos en largos de 3-4 mts. hasta 1/2" los demás en largos de 6 mts. a 7 mts.

EJES DE TRANSMISION		EJES DE TRANSMISION		EJES DE TRANSMISION	
PULGADA	APROX. KG/M	PULGADA	APROX. KG/M.	PULGADA	APROX. KG/M
3/8"	0.62	1-3/4"	12.5	3-3/4"	57.8
1/2"	0.99	2"	15.8	4"	66.1
5/8"	1.58	2-1/4"	20.1	4-1/2"	83.6
3/4"	2.25	2-1/2"	24.8	5"	101
7/8"	3.10	2-3/4"	30.2	5-1/2"	123
1"	3.98	3"	35.9	6"	147
1-1/8"	5.01	3-1/4"	43.5	7"	198
1-1/4"	6.31	3-1/2"	51.5		
1-3/8"	7.55			MILIMETRO	APROX. KG/M.
1-1/2"	8.95			10	0.62
				14	1.26
				16	1.58
				19	2.25
				28	5.01

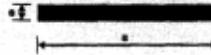
PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE

AISI 304

	ESPESOR	ANCHO	LARGO	PESO C/PLAN.
	0.80mm -	1250mm	2500mm	20Kgs
	1.0mm -	1250mm	2500mm	24Kgs
	1.5mm -	1250mm	2500mm	37.5Kgs
	2.0mm -	1250mm	2500mm	49Kgs
	2.5mm -	1250mm	2500mm	61Kgs
	3.0mm -	1250mm	2500mm	73Kgs
	4.0mm -	1250mm	2500mm	100Kgs
	5.0mm -	1250mm	2500mm	131Kgs
	6.0mm -	1250mm	2500mm	149Kgs
	8.0mm -	1250mm	2500mm	201Kgs

IVAN BOHMAN C.A.

2. Platinas



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA cm ²
	a mm	e mm	Kg/m	Kg/6m	
PL 12 X 3	12	3	0,28	1,70	0,36
PL 12 X 4	12	4	0,38	2,26	0,48
PL 12 X 6	12	6	0,57	3,39	0,72
PL 19 X 3	19	3	0,45	2,68	0,57
PL 19 X 4	19	4	0,60	3,58	0,76
PL 19 X 6	19	6	0,89	5,37	1,15
PL 25 X 3	25	3	0,59	3,53	0,75
PL 25 X 4	25	4	0,79	4,71	1,00
PL 25 X 6	25	6	1,18	7,07	1,50
PL 25 X 9	25	9	1,77	10,59	2,25
PL 25 X 12	25	12	2,36	14,13	3,00
PL 30 X 3	30	3	0,71	4,24	0,90
PL 30 X 4	30	4	0,94	5,65	1,20
PL 30 X 6	30	6	1,41	8,47	1,80
PL 30 X 9	30	9	2,12	12,71	2,70
PL 30 X 12	30	12	2,83	16,95	3,60
PL 38 X 3	38	3	0,89	5,37	1,15
PL 38 X 4	38	4	1,19	7,16	1,52
PL 38 X 6	38	6	1,79	10,74	2,28
PL 38 X 9	38	9	2,69	16,11	3,42
PL 38 X 12	38	12	3,58	21,48	4,56
PL 50 X 3	50	3	1,18	7,07	1,50
PL 50 X 4	50	4	1,58	9,50	2,00
PL 50 X 6	50	6	2,26	14,13	3,00
PL 50 X 9	50	9	3,53	21,20	4,50
PL 50 X 12	50	12	4,71	28,26	6,00
PL 65 X 6	65	6	3,06	18,37	3,90
PL 65 X 9	65	9	4,59	27,55	5,85
PL 65 X 12	65	12	6,12	36,73	7,80
PL 75 X 6	75	6	3,53	21,20	4,50
PL 75 X 9	75	9	5,30	31,80	6,75
PL 75 X 12	75	12	7,07	42,39	9,00
PL 100 X 6	100	6	4,71	28,26	6,00
PL 100 X 9	100	9	7,07	42,40	9,00
PL 100 X 12	100	12	9,42	56,52	12,00

ANEXO C

FOTOGRAFIAS DEL PROTOTIPO

- Máquina selladora de plásticos.
- Pruebas de campo.

Prototipo construido.



Pruebas de campo.



ANEXO D

PLANOS DEL PROTOTIPO