

# **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SELLADORA Y CODIFICADORA AUTOMÁTICA DE ALIMENTACIÓN MANUAL PARA LA EMPRESA DAS LEBEN**

Paúl Manzano, Francisco Rodríguez  
Ing. Jaime Echeverría, Ing. Melton Tapia  
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica  
Escuela Politécnica del Ejército

## **RESUMEN**

El proyecto realizado es el diseño, construcción y ensamble de una máquina selladora y codificadora automática de alimentación manual para la empresa DAS LEBEN que le permitirá reducir costos de producción.

Para realizar el proyecto se investigó máquinas de similares funciones, diferentes sistemas de transmisión, fuentes de generación de movimiento, permitiendo el diseño de la máquina. Teniendo una idea general del funcionamiento de este tipo de máquinas se determinó las funciones de la máquina, especificaciones generales y criterios de evaluación, los que nos ayudaron en la formulación, análisis y selección de las alternativas de diseño en el sistema de sellado, codificado y transmisión de potencia.

La máquina se diseño para que funcione de la siguiente manera. El motor principal es controlado por un variador de frecuencia que transmite movimiento por medio de una banda a un eje que es capaz de mover al sistema de bandas para el sellado y codificado como para la regulación automática de la altura de la banda transportadora. El sistema de sellado y codificado contempla poleas y bandas que desplazan a la funda hacia las mordazas donde se sella y hacia los rodillos de tinta donde se codifica. Las mordazas son controladas mediante un circuito electrónico para mantener una temperatura constante, mientras que los rodillos de tinta son controlados por un termostato.

En el diseño de cada elemento de la máquina se realizo por métodos analíticos y se comprobó en los programas SolidWorks, SAP 2000 y Ansys Workbench obteniendo resultados dentro de las tolerancias preestablecidas.

Palabras clave: máquina, selladoras, codificadoras, control

## **Summary**

The completed project is the design, construction and assembly of a sealing machine and automatic coding manual feed Das Leben company that will reduce production costs.

To realize the project we investigated similar machines functions, different transmission systems, motion generation sources, enabling the design of the machine. Taking an overview of the operation of such machines was determined the machine functions, general specifications and

evaluation criteria, which helped in the formulation, analysis and selection of design alternatives in the sealing system, coded and power transmission.

The machine is designed to operate as follows. The main motor is controlled by a frequency variator which transmits motion by means of a band to a shaft which is capable of moving the system for sealing bands and encoded as for the automatic adjustment of the height of the conveyor. The sealing system and coded contemplated that pulleys and belts to move the sleeve towards the jaws and which is sealed toward the ink rollers where it is encoded. The jaws are controlled by an electronic circuit to maintain a constant temperature while the ink rollers are controlled by a thermostat.

In the design of each element of the machine is performed by analytical methods and was checked in programs as SolidWorks, Ansys Workbench SAP 2000 and getting results within predetermined tolerances.

## INTRODUCCIÓN

Es importante realizar el diseño, construcción y ensamble de la máquina para la empresa DAS LEBEN ya que en el mercado no se encuentra disponible máquina alguna que cumplan con los requerimientos específicos exigidos por la empresa tales como:

- Las medidas de la máquina deben ser 1500x800x1000 mm.
- El sellado en los fillos debe ser sin quemaduras, sin restos de funda ocasionados por el calor. Debe soportar la manipulación y almacenamiento del producto.
- El sellado y codificado debe ser versátil para los productos que tiene la empresa (diferente tamaño, peso).
- En el sellado de los productos se debe retirar la mayor cantidad de aire de la funda para que ésta no explote al almacenarla.
- El codificado debe cumplir la norma INEN No 1334 que exige que los productos deben tener el lote, fechas de

elaboración y caducidad impresas en las fundas.

- El Sellado debe ser para diferentes espesores de fundas de empaque (40µ o menos).

Actualmente la empresa realiza el proceso de sellado y codificado de acuerdo a la siguiente tabla.

El diseño y construcción de una máquina permitirá ofrecer a la empresa las siguientes ventajas:

- Aumentará el volumen de sellado y codificado en promedio al 132 % como indica la TABLA 1.4, ya que el proceso representa un cuello de botella debido a que el procedimiento es manual.
- Reducir el personal en el área de sellado y codificado a una persona, la que se encargará de alimentar manualmente la máquina.

Se observa que la máquina servirá de mucha ayuda en el proceso de sellado y codificado por que permite duplicar la velocidad del proceso.

## MÉTODOS DE DISEÑO

La información que se recopiló para realizar la selección, análisis de los sistemas que comprende la máquina es: Formas de sellado (inducción, mordazas, ultrasonido, niquelina), tipos de codificado (laser, rodillos, por banda), tipos de transporte del producto (por rodillos, por banda transportadora), formas de transmisión de potencia (engranajes, bandas, cadenas). Una vez analizadas se decidió que la máquina será el sellado por mordazas, el codificado por rodillo de tinta sólida y el transporte será por bandas y engranes.

El diseño de los diferentes elementos mecánicos se realizó en base a teorías de fallas, métodos de resolución y se comprobó con cálculos computacionales.

Los programas que se utilizó para el cálculo son MDSOLID, MITCALC, Solidworks, ANSYS.

## DISEÑO DE FLECHAS O EJES

Los ejes o flechas son diseñados para transmitir potencia por lo que estos elementos de máquina son importantes para los sistemas y máquinas.

Para el diseño de estos elementos de máquina, que soportan esfuerzos en forma simultánea e invertida, es muy importante considerar todas las cargas que le afectan que pueden ser tensión, compresión, flexión o torsión. Además se realiza el diseño a fatiga por la alternabilidad de los esfuerzos.

Las siguientes son los esfuerzos presentes en un eje que posteriormente nos servirán para el diseño,

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$
$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

(Ec. 1)

Donde:

$\tau$  = Esfuerzo cortante

$\sigma$  = Esfuerzo de flexión

$d$  = Diámetro del eje

$M$  = Momento flexionante máximo

$T$  = Momento torsionante máximo

En la teoría de distorsión se utiliza la teoría del cortante máximo donde se emplea un factor de seguridad que da como resultado el diámetro del eje que se calcula de la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$
$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n}$$
$$d = \left( \frac{32n}{\pi S_y} \left( M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{1/2} \right)^{1/3}$$

(Ec. 2)

Donde

$S_y$  = Esfuerzo de fluencia

## DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA

Los tornillos de potencia se utilizan para transformar el movimiento rotatorio en movimiento lineal y son capaces de obtener ventajas mecánicas muy elevadas utilizándose para elevar o mover cargas grandes; Para estas aplicaciones se utilizan roscas cuadradas, ACME, o trapezoidales.

Ecuación para calcular el torque máximo para subir una carga es:

$$T_{bt} := W_t \cdot \frac{dm}{2} \cdot \frac{-l_w + \frac{\mu \cdot \pi \cdot dm}{\cos(\alpha_f)}}{\pi \cdot dm + \frac{\mu \cdot l_w}{\cos(\alpha_f)}} + W_t \cdot \frac{\mu \cdot dc}{2}$$

(Ec. 3)

Donde:

$W_t$  = Carga axial aplicada.

$dm$  = Diámetro medio del tornillo

$l_w$  = Avance del tornillo

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre tornillo y tuerca

$\alpha$  = Angulo de la rosca

$dc$  = Diámetro de la tuerca

La resistencia a flexión de los filetes se calcula mediante:

$$S_{flex} := \frac{3 \cdot W_t \cdot h}{\pi \cdot d_r \cdot n_f \cdot (w_i \cdot p)^2} \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

h= Altura del diente

d<sub>r</sub>= Diámetro menor

n<sub>f</sub>= Factor por hilos del tornillo

p= Paso

w<sub>i</sub>= Factor del tipo de rosca del tornillo

La resistencia al aplastamiento es:

$$S_{ap} = \frac{W_t}{A_{ap}} \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

A<sub>ap</sub>= Área de la sección ( $\pi \cdot d_m \cdot h \cdot n_f$ )

La resistencia al cortante de filetes es:

$$S_{sba} = \frac{3 \cdot W_t}{2 \cdot A_{ba}} \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde:

A<sub>ba</sub>= Área de la sección del filete ( $\pi \cdot d_r \cdot w_i \cdot n_f \cdot p$ )

## DISEÑO DE ENGRANES HELICOIDALES

La geometría del engrane se establece en el plano normal y en la plano transversal. El paso normal  $p_n$  y el ángulo de presión normal  $\Phi_n$  se miden en el plano normal, mientras que el paso transversal  $p_t$  y el ángulo de presión  $\Phi_t$  se miden en el plano transversal.

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \psi}$$

$$p_x = \frac{p_n}{\sin \psi} \quad (\text{Ec. 7})$$

El paso transversal corresponde al paso circular ( $P_c$ ) medido en el paso circular del engrane. El paso diametral define el tamaño de diente y se relaciona con la siguiente igualdad.

$$p_d = \frac{N}{d} = \frac{\pi}{p_c} = \frac{\pi}{p_t} \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde:

N= Número de dientes del engrane.

d= Diámetro de paso.

La relación entre los ángulos de presión se define:

$$\tan \phi_t = \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \quad (\text{Ec. 9})$$

Las fuerzas que se generan en un acoplamiento de engranes helicoidales son:

Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{2 p_d T}{N} \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde:

N= Número de dientes del engrane.

P<sub>d</sub>= Paso diametral

T= Torque

Fuerza radial

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (\text{Ec. 11})$$

Fuerza axial

$$W_a = W_t \tan \psi \quad (\text{Ec. 12})$$

La razón de contacto indica el grado de superposición helicoidal del acoplamiento entre los engranes y debe ser menor de 1.15. Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$m_F = \frac{F \cdot p_d \tan \psi}{\pi} \quad (\text{Ec. 13})$$

Al incrementar el ángulo de hélice ( $\Psi$ ) aumento la razón de contacto permitiendo reducir el ancho del diente pero se aumentará las fuerzas axiales provocadas por los engranes.

## ESFUERZOS EN ENGRANES HELICOIDALES

Los esfuerzos a flexión se encuentran mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F_{mJ}} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (\text{Ec. 14})$$

Para determinar el esfuerzo superficiales se emplea:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_I} \quad (\text{Ec. 15})$$

Donde:

$W_t$ = Fuerza tangencial

F= Ancho de cara del engrane.

J= Factor geométrico varía de acuerdo al ángulo de hélice, altura de diente y ángulo de presión.

$K_a$ = Factor de aplicación.

$K_m$ = Factor de medida

$K_v$ = Factor dinámico

$K_s$ = Factor de tamaño

$K_B$ = Factor de espesor del aro

$K_l$ = Factor de engrane loco

### DISEÑO IMPULSORES DE BANDAS

Para el diseño de las bandas se toma como inicio la relación de velocidades tanto de la polea motora como la polea impulsada que se calcula con la siguiente relación.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (\text{Ec. 16})$$

Donde:

$\omega$ = Velocidad angular

D= Diámetro

Luego se calcula la relación entre la longitud de paso L, la distancia central C y los diámetros de las poleas con la siguiente formula

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (\text{Ec. 17})$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (\text{Ec. 18})$$

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1) \quad (\text{Ec. 19})$$

Donde:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

Si la velocidad que hay que impulsar es menor a 1000 pies/minuto es mejor considerar otro tipo de diseño.

Después se calcula el ángulo de contacto de la banda en cada polea con las siguientes formulas:

$$\theta_1 = 180 - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180 + 2 \sin^{-1} \left[ \frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

(Ec. 20)

### DISEÑO IMPULSORES DE CADENA

Los parámetros que se debe considerar para el diseño de una cadena son:

- El número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser de 17, a menos que esté trabajando a bajas velocidades.
- La relación de velocidad debe ser de máximo 7.
- La distancia central entre los ejes de la rueda debe estar entre 30 y 50 pasos.
- El arco de contacto de la cadena en la rueda más pequeña debe ser menor a  $120^\circ$ .
- En condiciones normales la rueda mayor no debe tener más de 120 dientes.
- La longitud de la cadena debe ser múltiplo completo del paso, se recomienda un número par de pasos.

La longitud de la cadena se encuentra en pasos y se encuentra mediante:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (\text{Ec. 21})$$

Donde:

$N_2$ = Número de dientes rueda 2

$N_1$ = Número de dientes de rueda 1.

C=Distancia central, se toma entre 30 y 50 pasos.

La distancia central teórica se expresa en pasos por:

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}} \right]$$

(Ec. 22)

El diámetro de paso de expresa por:

$$D = \frac{p}{\text{sen} \left( \frac{180^\circ}{N} \right)}$$

(Ec. 23)

Donde:

p= Paso

N= Número de dientes.

### SELECCIÓN DE COJINETES O RODAMIENTOS

EL objetivo de un cojinete es soportar la carga radial específica que permita el libre movimiento entre dos piezas de maquinas. La aplicación más común de un cojinete es soportar los ejes o flechas de transmisión.

Para el diseño de cojinetes es importante encontrar la relación entre su vida útil y carga con la siguiente ecuación:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^a$$

(Ec. 24)

Donde

F= Cargas aplicadas.

L= Vida útil en millones de revoluciones

a= Coeficiente: 3 para cojinetes de bolas y 3.33 para cojinetes de rodillos.

De esta ecuación se deriva la capacidad básica de carga que se expresa en la siguiente fórmula

$$C = FL^{1/a}$$

(Ec. 25)

Otra manera de cálculo es la siguiente

$$C = Fe * \frac{fL}{fN}$$

(Ec. 26)

Al saber ya la carga básica y la vida útil necesaria del cojinete se procede a selección del cojinete, ya sea de bolas o de rodillos. Para esto sabemos que los cojinetes trabajan a carga radial y de empuje. Lo que especifica la AFBMA es que la carga radial equivalente  $F_e$  sea la mayor de las siguientes formulas

$$F_e = V * Fr$$

$$F_e = XVFr + YFa$$

(Ec. 27)

Donde:

$F_e$  = Carga radial equivalente

$Fr$  = Carga radial aplicada

$Fa$  = Carga de empuje aplicada

$V$  = Factor de rotación ( $V=1$  anillo interior y  $V= 1.2$  para un exterior)

$X$  = Factor radial

$Y$  = Factor de empuje

En la siguiente tabla se presentan los valores X y Y:

### RESULTADOS

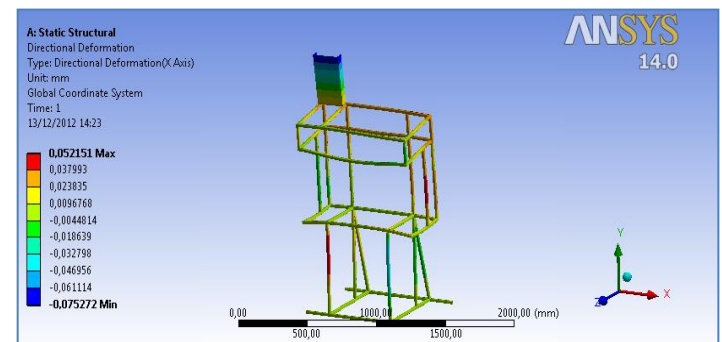


Figura 1. Deformación de la estructura eje x

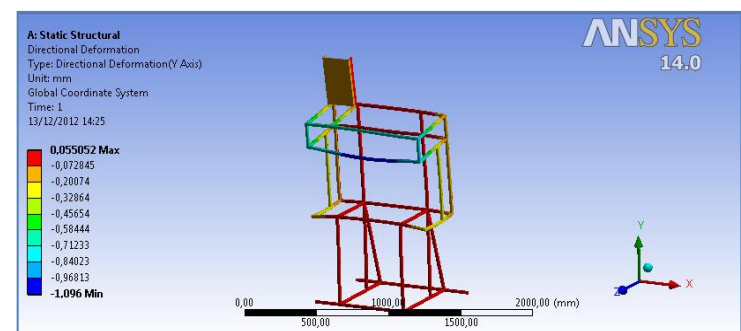


Figura 2. Deformación de la estructura eje y

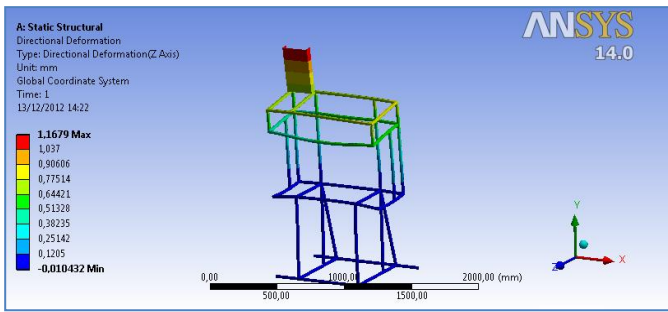


Figura3. Deformación de la estructura eje z

Observamos que la estructura en el eje “y” se deforma en casi todos los elementos y su valor máximo es de 1 (mm), la deformación máxima en la estructura está en el eje “z” con 1,17 (mm) en los elementos de color rojo.

Para que la estructura cumpla con la función determinada, se establece un límite de desplazamiento máximo de 3 (mm). Al comparar el valor establecido con los encontrados en el programa se determina que la estructura cumple y se deduce que está bien diseñada.

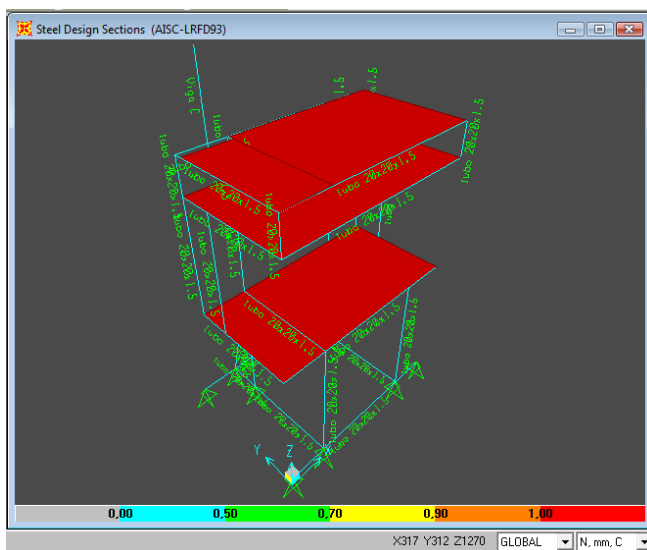


Figura 4. Porcentaje de carga en los elementos de la estructura

Se observa que todos los elementos están trabajando al 50%, lo que nos indica que la

estructura está bien diseñada. Un elemento no debe estar cargado más del 70% debido a que se toma el porcentaje restante como factor de seguridad.

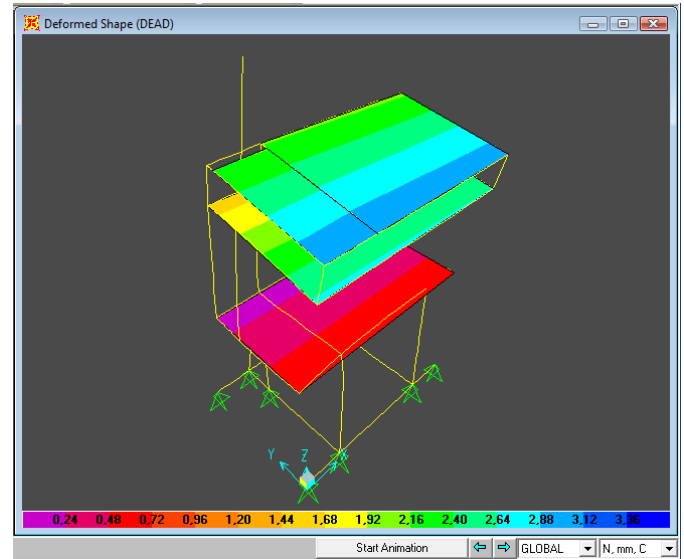


Figura 5. Deformación total en los elementos de la estructura

En la anterior figura se determina la máxima deformación que es de 1,92 (mm) en los elementos estructurales y 2,88 (mm) en las planchas por lo que es aceptable.

### SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE LAS MORDAZAS Y LA FUNDA DE POLIPROPILENO

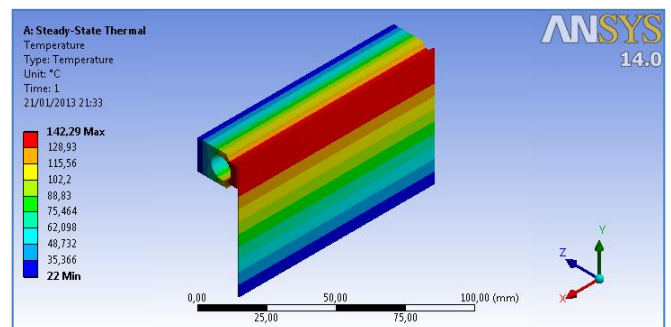


Figura 6. Transferencia de calor desde las mordazas hacia la funda

Debido a la forma de las mordazas la transferencia de calor se realiza directamente a la funda de polipropileno llegando a una temperatura de 140 °C

que es la apropiada para que se selle de manera uniforme y no tenga quemaduras. Podemos observar que la temperatura en la funda va disminuyendo mientras se va alejando de la cara de las mordazas llegando a la temperatura de 22°C.

### SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE SELLADO VARIANDO LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO DE LA FUNDA

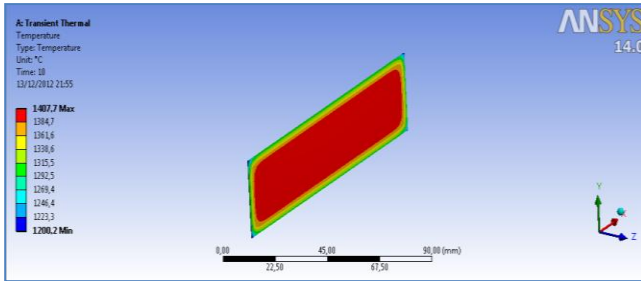


Figura 7. Velocidad con la que se calienta la funda

Tabla 2. Transferencia de calor vs tiempo

Model (A4) > Transient Thermal (A5) > Solution (A6) > Temperature

Time [s]	Minimum [°C]	Maximum [°C]
0,1	45,032	52,846
0,2	70,445	78,746
0,5	146,27	155,85
1,4	367,39	386,94
2,4	602,3	643,77
3,4	827,84	900,6
4,4	1045,3	1157,4
5,4	1255,	1414,3
6,4	1458,1	1671,1
7,4	1655,	1927,9
8,4	1846,3	2184,7
9,4	2032,1	2441,4
10,	2141,4	2595,5

$$T = 256,82t + 27,374$$

Calculamos el tiempo para la temperatura de operación sea de 140°C que es de 0,438 (s), con este tiempo y la distancia de la mordaza podemos sacar la velocidad, sabiendo que la distancia que recorre la funda por la mordaza es de 100 (mm), por tanto la velocidad que debe desplazarse la funda es de 0,228 (m/s).

### DISCUSIÓN

Las alternativas seleccionadas para desarrollar el diseño y la construcción de la máquina fueron las

correctas debido a que cada sistema satisface a los requerimientos impuestos por la empresa.

Todos los elementos que conforman la máquina están diseñados bajo parámetros y criterios que permiten a la máquina un mejor desempeño, rendimiento fiabilidad. Además de que son de fácil mantenimiento y control.

Una vez realizado el análisis económico de la máquina se concluye que la máquina cumple con las expectativas de la empresa y la inversión se recupera en un año y medio. Además el costo de fabricación es menor a máquinas de similares características.

La simulación en programa ANSYS facilito obtener algunas variables fundamentales para el correcto funcionamiento de la máquina como es la velocidad y su transferencia de calor, de ésta manera se puede obtener un sellado óptimo y se evita el desperdicio de material en pruebas.

Se logró comprobar los resultados de los cálculos y análisis de Ansys Workbench con la pruebas realizadas, ya que variando uno de los parámetros dados en los cálculos se obtienen errores en las pruebas de sellado. Un ejemplo claro es al variar la temperatura, si se alcanza una temperatura mayor a la temperatura de operación del polipropileno biorientado hace que se queme y si la temperatura es menor el sellado no es el óptimo.

En el ensamble es importante la alineación y lubricación correcta de los elementos de transmisión, ya que la mala ubicación de los mismos provoca un incremento en el torque del motor ocasionando su sobrecalentamiento o posibles trabas en los mecanismos.

### BIBLIOGRAFÍA

1. ASKELAND DONALD & PHULE PRADEEP. (2004). *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Traducido por Gonzales, Pozo & Sánchez. (4ta.



Ed.). México. Editorial International Thompson Editores, S.A. pp. 669-704.

2. FLINN RICHARD & TROJAN PAUL. *Materiales de Ingeniería y sus aplicaciones*. Traducido del inglés por Houghton Mifflin. (Primera Ed.). Colombia. Editorial Mc GRAW HILL LATINOAMERICANA S.A, p. 352.
3. AVALLONE EUGENE & BAUMEISTER THEODORE. (2002). *Manual del Ingeniero Mecánico*. Traducido del inglés por Noriega Francisco. (9na. Ed.). México, Editorial Mc Graw Hill. v.6 pp. 195-196.
4. MOTT ROBERT. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Traducción del inglés por Virgilio González. (4ta. Ed.). México. Editorial Pearson Educación. pp. 9-15.
5. NORTON ROBERT. (2005). *Diseño de Maquinaria*. Traducido del inglés por Rodolfo Navarro. (3ra. Ed.). México. Editorial Mc Graw Hill. pp. 7-16.
6. POLIMENI RALPH, FABOZZI FRANK & ADELBERG ARTHUR. (2005). *Contabilidad de Costos*. Traducido por Rosas y Gomez. (3ra Ed.). Colombia. McGraw Hill. pp. 15- 30