

CAPÍTULO 4

DISEÑO DE LA MÁQUINA EXTRUSORA DE TORNILLO SIMPLE

4.1 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

Los parámetros que rigen el diseño y el funcionamiento de una máquina extrusora son los siguientes:

Viscosidad del material: depende esencialmente de la velocidad de deformación y de la temperatura. Se trabaja a la mayor temperatura que garantiza que no hay degradación térmica.

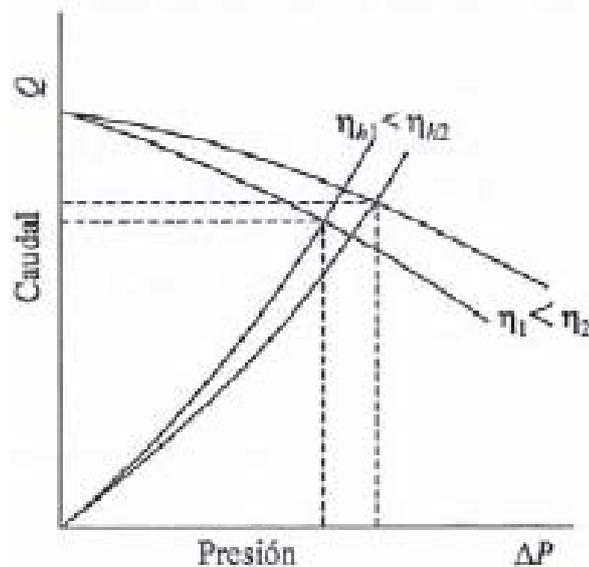


Fig. 4.1 Influencia de la viscosidad del material

Velocidad de giro del husillo: determina el caudal y la presión. Se trabaja a la mayor velocidad que garantiza:

- Que no hay degradación mecánica (disminución de MW por rotura de cadenas).
- Que no se produce rotura del fundido (melt fracture).

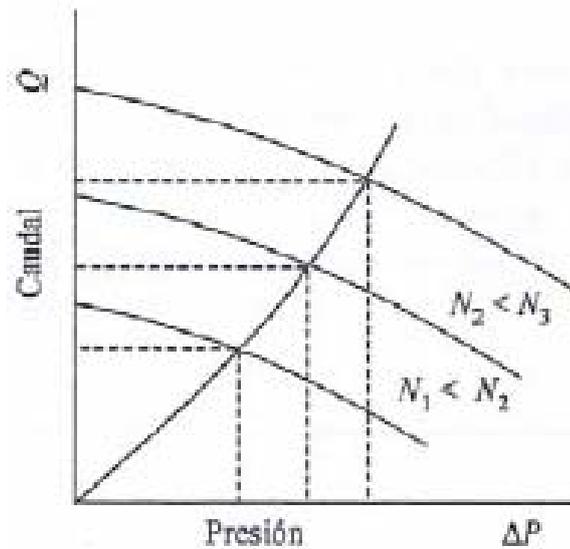


Fig. 4.2 Influencia de la velocidad de giro del husillo

Geometría de la hilera: determina la relación entre presión y caudal. Se trabaja con el mayor diámetro D_h y menor longitud L_h , limitados por la aparición de:

- Hinchamiento.
- Inestabilidades del flujo.
- Defectos superficiales.

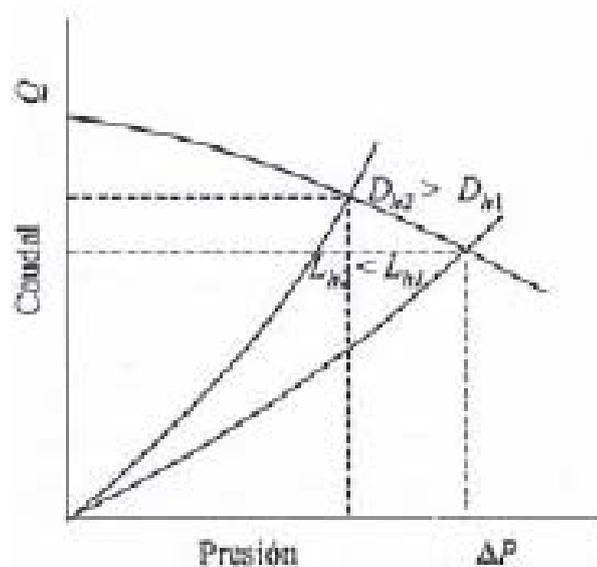


Fig. 4.3 Influencia de la geometría de la hilera

Geometría del husillo: Se consigue mayor caudal con mayor longitud de la zona de bombeo L_D y con mayor altura de los filetes del husillo h_D .

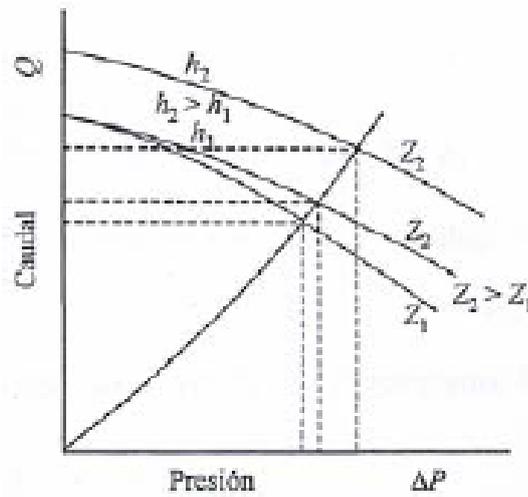


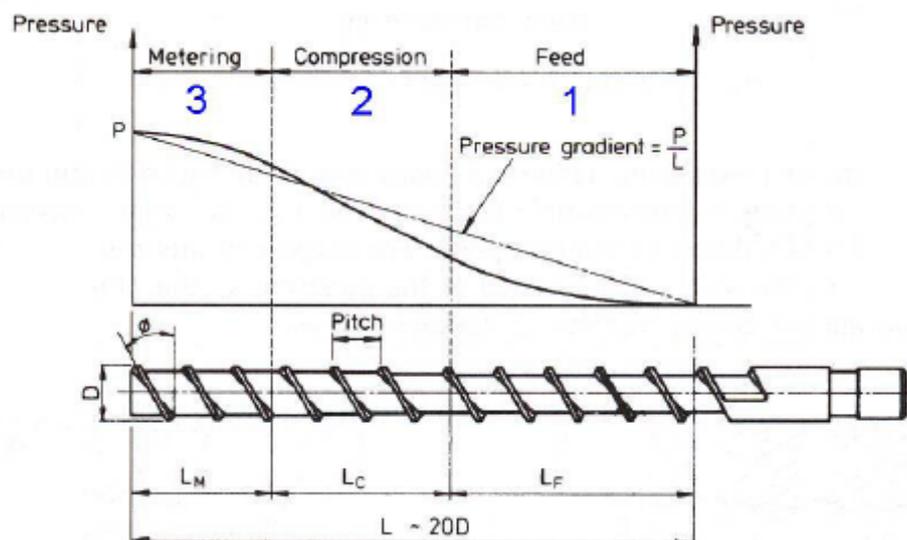
Fig. 4.4 Influencia de la geometría del husillo

4.2 CÁLCULOS DE INGENIERÍA PARA EL DISEÑO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS

4.2.1 CÁLCULOS DE INGENIERÍA

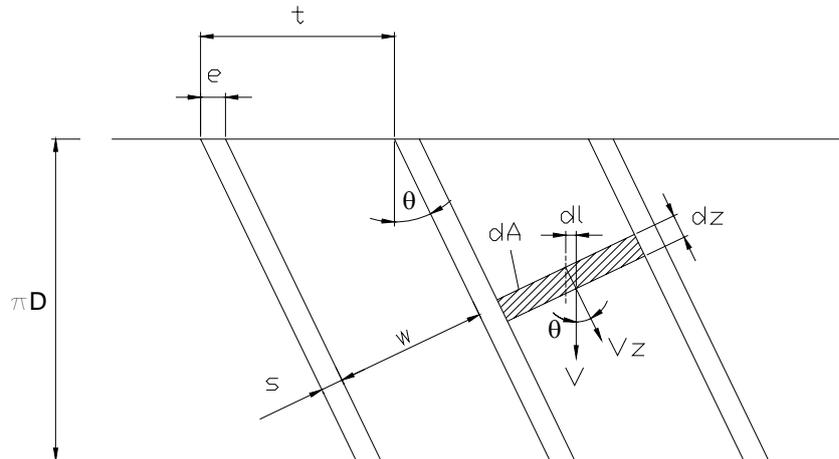
MEMORIA DE CÁLCULO: (CÁLCULOS CON BOQUILLA DE EXTRUSIÓN IMPORTADOS DESDE MathCAD)

Zonas del tornillo:



$L := 760$ mm Longitud total del tornillo
 $L_m := 253$ mm Longitud de la zona de bombeo

Tornillo desarrollado:



$D := 23.8$ mm Diámetro del tornillo
 $t := 25.5$ mm Paso
 $e := 4$ mm Espesor del filete (en el sentido longitudinal)
 $\delta := 0.1$ mm Holgura radial

$$\theta := \text{atan}\left(\frac{t}{\pi \cdot D}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$\theta = 18.832$ ° Ángulo de hélice

$$s := e \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$s = 3.786$ mm Espesor del filete (en el sentido transversal al canal)

$$w := t \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - s$$

$w = 20.349$ mm Ancho del canal

Constante de la boquilla:

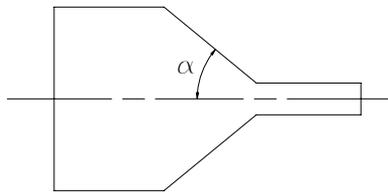
Ra := 2.5 mm Radio de la abertura

La := 10 mm Largo de la abertura

$$K := \frac{\pi \cdot Ra^4}{8 \cdot La}$$

K = 1.534 mm³ Constante de la boquilla

Determinación del ángulo para fluido cónico - cilíndrico:



η := 3500 Poise

Bajo condiciones newtonianas:

λ := 3 · η Viscosidad extensional

$$\lambda = \frac{\sigma}{\frac{1}{L} \frac{dL}{dt}} = \frac{\sigma}{\& = \frac{tensile_stress}{rate_of_extension}}$$

$$\alpha := \text{atan} \left[\left(\frac{2 \cdot \eta}{\lambda} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

α = 39.232 °

Aproximadamente 40°

Función que representa la profundidad de canal variable:

$$h(l) := -0.0025658l + 3.65$$

l := 0 mm h(l) = 3.65 mm

l := 760 mm h(l) = 1.7 mm

$$i := \frac{3.65}{1.7}$$

i = 2.147 Relación de compresión

Velocidad de giro del husillo:

$$N := 12 \cdot \frac{1}{60}$$

$$N = 0.2 \quad \frac{\text{rev}}{\text{seg}}$$

Caudal de arrastre medio (despreciando el parámetro s):

$$Q_{fm} := \int_{506}^{760} \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot N \cdot h(l) \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)}{253} dl$$

$$Q_{fm} = 347.377 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{fm1} := Q_{fm} \cdot \frac{1}{10^3}$$

$$Q_{fm1} = 0.347 \quad \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$\rho_f := 1.10 \quad \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \quad \text{Densidad PET fundido a temperatura de tratamiento (248.8 °C)}$$

$$Q_m := Q_{fm1} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_m = 1.376 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal total (despreciando el parámetro s):

$$\alpha := \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot N$$

$$\beta := \frac{\pi \cdot D}{12}$$

$$Q := \frac{\alpha \cdot \int_{506}^{760} \frac{\cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^2} dl}{\frac{\beta}{K} + \int_{506}^{760} \frac{\csc\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2}{h(l)^3} dl}$$

$$Q = 332.684 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_t := Q \cdot \frac{1}{10^3} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_t = 1.317 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal de arrastre medio (considerando el parámetro s):

$$Q_{fm} := \int_{506}^{760} \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot h(l) \cdot w \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)}{253} dl$$

$$Q_{fm} = 292.887 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{fm1} := Q_{fm} \cdot \frac{1}{10^3}$$

$$Q_{fm1} = 0.293 \quad \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$\rho_f := 1.10 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \quad \text{Densidad PET fundido a temperatura de tratamiento (248.8 }^\circ\text{C)}$$

$$Q_m := Q_{fm} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_m = 1.16 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal total (considerando el parámetro s):

$$Q := \frac{\int_{506}^{760} \frac{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot \cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^2} dl}{\frac{1}{12 \cdot K} + \int_{506}^{760} \frac{\csc\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^3 \cdot w} dl}$$

$$Q = 281.07 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_t := Q \cdot \frac{1}{10^3} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_t = 1.113 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad \text{Para el prototipo se fijo una capacidad de 1 Kg/h}$$

Tiempo de residencia aproximado del material:

$$R := \frac{760}{t}$$

$$R = 29.804 \text{ rev} \quad \text{Revoluciones necesarias para llevar el material a la zona de bombeo}$$

$$T_r := \frac{R}{N \cdot 60}$$

$$T_r = 2.484 \text{ min} \quad \text{Tiempo de residencia del material}$$

Relación L/D:

$$RLD := \frac{760}{D}$$

$$RLD = 31.933$$

Relación correspondiente a un tornillo largo, existe mejor mezcla del material

Diferencial de presión producido por el efecto de la hilera (boquilla):

$$\eta := 3500 \quad \text{Poise}$$

Viscosidad de extrusión para el PET (este valor se encuentra en el rango de 2000 - 3500 Poise)

$$\mu := 0.1 \cdot \eta$$

$$\mu = 350 \quad \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$\Delta P := \frac{Q \cdot \mu}{K}$$

Considerando un flujo newtoniano (aproximación) en condiciones isotermas

$$\Delta P = 6.413 \times 10^4 \quad \text{Pa}$$

Presión estática máxima:

La presión estática máxima se produce cuando el flujo de retroceso es capaz de anular el flujo total en la extrusora, es decir, cuando el flujo de retroceso iguala al flujo de fricción.

$$h_c := 2.675 \quad \text{mm}$$

Profundidad media del canal

$$P_{\max} := \frac{6 \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot L \cdot \mu \cdot \cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h_c^2}$$

$$P_{\max} = 9.78 \times 10^6 \quad \text{Pa}$$

Presión estática máxima

Potencia requerida para el proceso de extrusión:

$$Z := \left(\pi^3 \cdot D^3 \cdot N^2 \cdot \mu \cdot \int_{506}^{760} \frac{1}{h(l)} dl \right) + \left(\frac{Q_{fm} \Delta P}{\cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2} \right) + \left(\frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot N^2 \cdot \mu \cdot e \cdot L_m}{\delta \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \right)$$

$$Z = 3.084 \times 10^9 \quad \frac{\text{mm}^3 \cdot \text{Pa}}{\text{s}}$$

$$P := Z \cdot \frac{1}{10^9}$$

$$P = 3.084 \quad \text{W} \quad \text{Potencia teórica para el bombeo}$$

Potencia calculada en base a experiencias industriales:

AN OVERVIEW OF POLYMER PROCESSING

John Vlachopoulos

Centre for Advanced Polymer Processing and Design

Department of Chemical Engineering

McMaster University

Hamilton ON L8S 4L7

Canada

$$\rho_m := 1100 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Melt Density}$$

$$Q = 281.07 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Volume rate of flow}$$

$$C_p := 2300 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{Heat Capacity (1.10 - 2.30 J/g } ^\circ\text{C)}$$

$$H_f := 65000 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \text{Heat of fusion (56.0 - 65.0 J/g)}$$

$$T_o := 20 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{Outside temperature}$$

$$T_i := 255 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{Inside temperature}$$

$$\Delta P = 6.413 \times 10^4 \quad \text{Pa} \quad \text{Pressure change}$$

$$P_o := \left[\rho_m \cdot (Q \cdot 10^{-9}) \cdot C_p \cdot (T_i - T_o) \right] + \left[\rho_m \cdot (Q \cdot 10^{-9}) \cdot H_f \right] + \Delta P \cdot (Q \cdot 10^{-9})$$

$$P_o = 187.225 \quad \text{W} \quad \text{Power}$$

Corrección de la potencia requerida:

Pérdidas por instalaciones eléctricas:

$$Z_e := 0.015 P_o$$

$$Z_e = 2.808 \quad \text{W}$$

Pérdidas en motores y generadores:

$$Z_m := 0.05 P_o$$

$$Z_m = 9.361 \quad \text{W}$$

Eficiencia de los elementos mecánicos:

Engranajes helicoidales 98%

Rodamientos de rodillos 98%

Catalinas y cadenas 95%

$$\varepsilon := 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.95$$

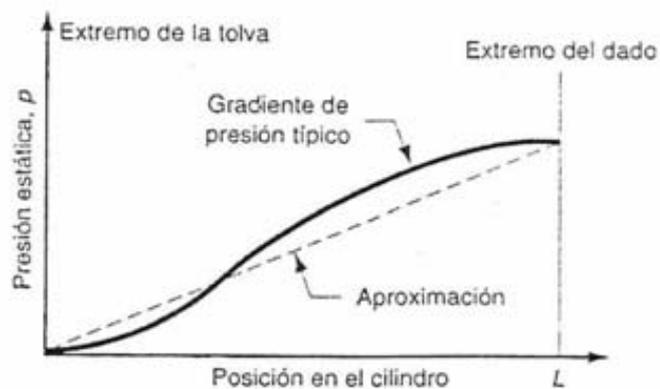
$$\varepsilon = 0.912 \quad \text{Eficiencia del sistema}$$

$$P_c := \frac{(P_o + Z_e + Z_m)}{\varepsilon}$$

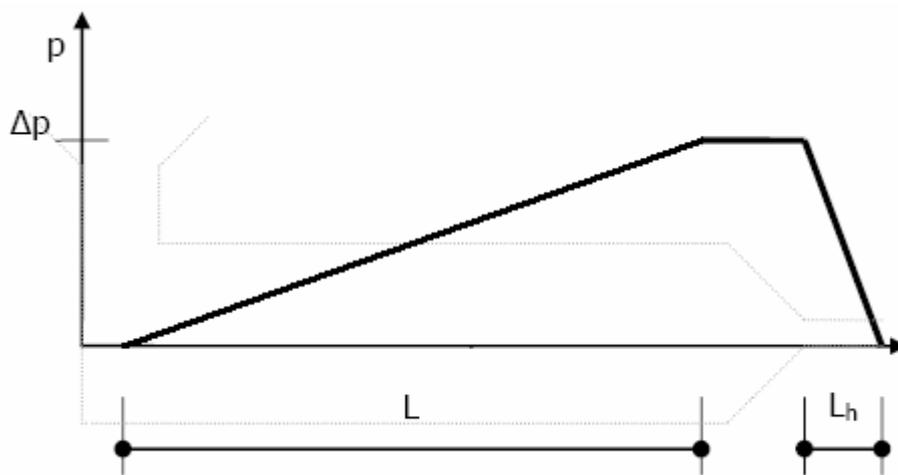
$$P_c = 218.543 \quad \text{W} \quad \text{Potencia corregida}$$

Diagramas de presión:

Gradiente de presión en el extrusor:

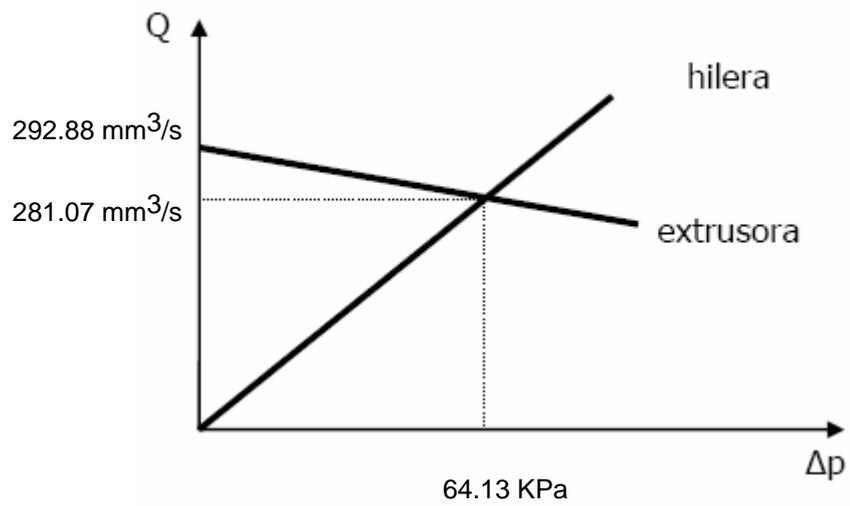


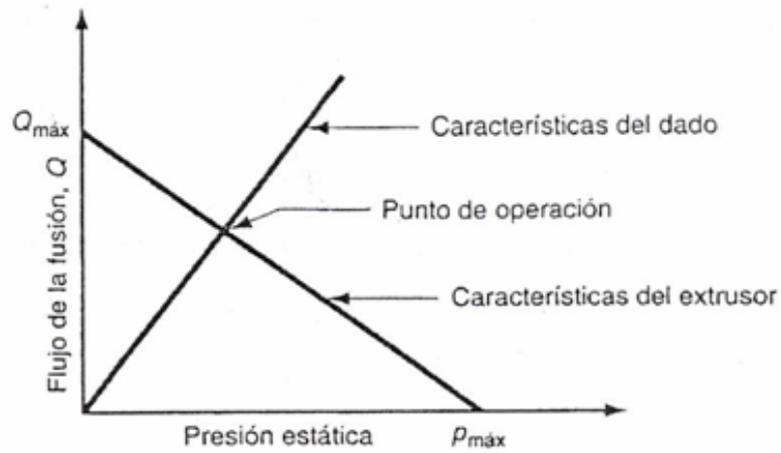
Caída de presión en la hilera (considerando exclusivamente la boquilla):



$$\Delta P = 6.413 \times 10^4 \text{ Pa}$$

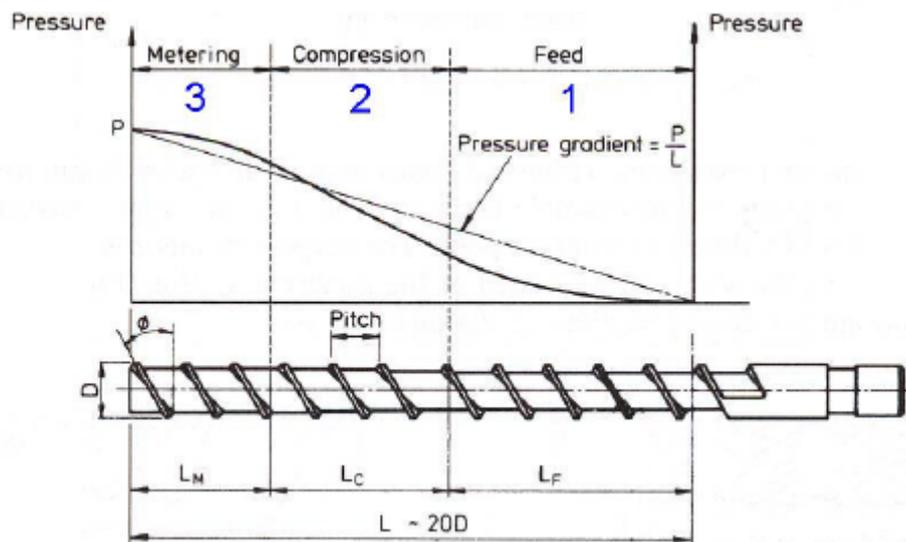
Curvas Q - ΔP :





MEMORIA DE CÁLCULO: (CÁLCULOS CON CABEZAL DE EXTRUSIÓN IMPORTADOS DESDE MathCAD)

Zonas del tornillo:



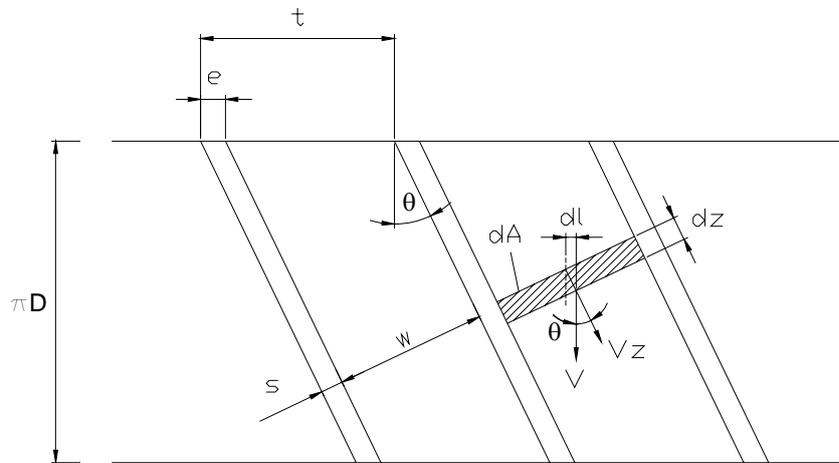
$L := 760$ mm

Longitud total del tornillo

$L_m := 253$ mm

Longitud de la zona de bombeo

Tornillo desarrollado:



- $D := 23.8$ mm Diámetro del tornillo
 $t := 25.5$ mm Paso
 mm Espesor del filete (en el sentido longitudinal)
 $\delta := 0.1$ mm Holgura radial

$$\theta := \text{atan}\left(\frac{t}{\pi \cdot D}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$$

- $\theta = 18.832$ ° Ángulo de hélice

$$s := e \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

- $s = 3.786$ mm Espesor del filete (en el sentido transversal al canal)

$$w := t \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - s$$

- $w = 20.349$ mm Ancho del canal

Constante de la boquilla:

- $R_a := 18$ $R_b := 11.69$ $R_c := 9.91$ $R_d := 6.4$ mm Radio de la abertura
 $L_a := 17$ $L_b := 9.5$ $L_c := 22$ $L_d := 8$ mm Largo de la abertura

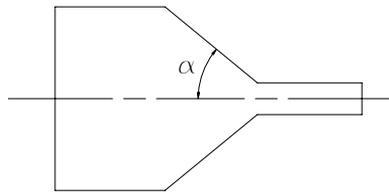
$$K_a := \frac{\pi \cdot R_a^4}{8 \cdot L_a} \quad K_b := \frac{\pi \cdot R_b^4}{8 \cdot L_b} \quad K_c := \frac{\pi \cdot R_c^4}{8 \cdot L_c} \quad K_d := \frac{\pi \cdot R_d^4}{8 \cdot L_d}$$

$$K_a = 2.425 \times 10^3 \quad K_b = 773.016 \quad K_c = 172.716 \quad K_d = 86.551 \quad \text{mm}^3$$

$$K := \frac{1}{\frac{1}{K_a} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_d}}$$

$$K = 52.494 \quad \text{mm}^3 \quad \text{Constante equivalente de la boquilla}$$

Determinación del ángulo para fluido cónico - cilíndrico:



$$\eta := 3500 \quad \text{Poise}$$

Bajo condiciones newtonianas:

$$\lambda := 3 \cdot \eta \quad \text{Viscosidad extensional}$$

$$\lambda = \frac{\sigma}{\frac{1}{L} \frac{dL}{dt}} = \frac{\sigma}{\& \text{rate_of_extension}} = \frac{\text{tensile_stress}}{\& \text{rate_of_extension}}$$

$$\alpha := \text{atan} \left[\left(\frac{2 \cdot \eta}{\lambda} \right)^2 \right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\alpha = 39.232 \quad ^\circ$$

Aproximadamente 40°

Función que representa la profundidad de canal variable:

$$h(l) := -0.0025658l + 3.65$$

$$l := 0 \quad \text{mm} \quad h(l) = 3.65 \quad \text{mm}$$

$$l := 760 \quad \text{mm} \quad h(l) = 1.7 \quad \text{mm}$$

$$i := \frac{3.65}{1.7}$$

$$i = 2.147 \quad \text{Relación de compresión}$$

Velocidad de giro del husillo:

$$N := 12 \cdot \frac{1}{60}$$

$$N = 0.2 \quad \frac{\text{rev}}{\text{seg}}$$

Caudal de arrastre medio (despreciando el parámetro s):

$$Q_{fm} := \int_{506}^{760} \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot N \cdot h(l) \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)}{253} dl$$

$$Q_{fm} = 347.377 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{fm1} := Q_{fm} \cdot \frac{1}{10^3}$$

$$Q_{fm1} = 0.347 \quad \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$\rho_f := 1.10 \quad \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \quad \text{Densidad PET fundido a temperatura de tratamiento (248.8 °C)}$$

$$Q_m := Q_{fm1} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_m = 1.376 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal total (despreciando el parámetro s):

$$\alpha := \frac{1}{2} \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot N$$

$$\beta := \frac{\pi \cdot D}{12}$$

$$Q := \frac{\alpha \cdot \int_{506}^{760} \frac{\cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^2} dl}{\frac{\beta}{K} + \int_{506}^{760} \frac{\csc\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2}{h(l)^3} dl}$$

$$Q = 336.928 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_t := Q \cdot \frac{1}{10^3} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_t = 1.334 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal de arrastre medio (considerando el parámetro s):

$$Q_{fm} := \int_{506}^{760} \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot h(l) \cdot w \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)}{253} dl$$

$$Q_{fm} = 292.887 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{fm1} := Q_{fm} \cdot \frac{1}{10^3}$$

$$Q_{fm1} = 0.293 \quad \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$\rho_f := 1.10 \quad \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

Densidad PET fundido a temperatura de tratamiento (248.8 °C)

$$Q_m := Q_{fm1} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_m = 1.16 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal total (considerando el parámetro s):

$$Q := \frac{\int_{506}^{760} \frac{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot \cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^2} dl}{\frac{1}{12 \cdot K} + \int_{506}^{760} \frac{\csc\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^3 \cdot w} dl}$$

$$Q = 284.094 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_t := Q \cdot \frac{1}{10^3} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_t = 1.125 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad \text{Para el prototipo se fijo una capacidad de 1 Kg/h}$$

Tiempo de residencia aproximado del material:

$$R := \frac{760}{t}$$

$$R = 29.804 \quad \text{rev} \quad \text{Revoluciones necesarias para llevar el material a la zona de bombeo}$$

$$Tr := \frac{R}{N \cdot 60}$$

$$Tr = 2.484 \quad \text{min} \quad \text{Tiempo de residencia del material}$$

Relación L/D:

$$RLD := \frac{760}{D}$$

$$RLD = 31.933$$

Relación correspondiente a un tornillo largo, existe mejor mezcla del material

Diferencial de presión producido por el efecto de la hilera (boquilla):

$$\eta := 3500 \quad \text{Poise}$$

Viscosidad de extrusión para el PET (este valor se encuentra en el rango de 2000 - 3500 Poise)

$$\mu := 0.1 \cdot \eta$$

$$\mu = 350 \quad \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$\Delta P := \frac{Q \cdot \mu}{K}$$

Considerando un flujo newtoniano (aproximación) en condiciones isotermas

$$\Delta P = 1.894 \times 10^3 \quad \text{Pa}$$

Presión estática máxima:

La presión estática máxima se produce cuando el flujo de retroceso es capaz de anular el flujo total en la extrusora, es decir, cuando el flujo de retroceso iguala al flujo de fricción.

$$h_c := 2.675 \quad \text{mm}$$

Profundidad media del canal

$$P_{\max} := \frac{6 \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot L \cdot \mu \cdot \cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h_c^2}$$

$$P_{\max} = 9.78 \times 10^6 \quad \text{Pa}$$

Presión estática máxima

Potencia requerida para el proceso de extrusión:

$$Z := \left(\pi^3 \cdot D^3 \cdot N^2 \cdot \mu \cdot \int_{506}^{760} \frac{1}{h(l)} dl \right) + \left(\frac{Q_{fm} \Delta P}{\cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2} \right) + \left(\frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot N^2 \cdot \mu \cdot e \cdot L_m}{\delta \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \right)$$

$$Z = 3.063 \times 10^9 \quad \frac{\text{mm}^3 \cdot \text{Pa}}{\text{s}}$$

$$P := Z \cdot \frac{1}{10^9}$$

$$P = 3.063 \quad \text{W}$$

Potencia teórica para el bombeo

Potencia calculada en base a experiencias industriales:

AN OVERVIEW OF POLYMER PROCESSING
 John Vlachopoulos
 Centre for Advanced Polymer Processing and Design
 Department of Chemical Engineering
 McMaster University
 Hamilton ON L8S 4L7
 Canada

$$\rho_m := 1100 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Melt Density}$$

$$Q = 284.094 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Volume rate of flow}$$

$$C_p := 2300 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{Heat Capacity (1.10 - 2.30 J/g } ^\circ\text{C)}$$

$$H_f := 65000 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \text{Heat of fusion (56.0 - 65.0 J/g)}$$

$$T_o := 20 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{Outside temperature}$$

$$T_i := 255 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{Inside temperature}$$

$$\Delta P = 1.894 \times 10^3 \quad \text{Pa} \quad \text{Pressure change}$$

$$P_o := \left[\rho_m \cdot (Q \cdot 10^{-9}) \cdot C_p \cdot (T_i - T_o) \right] + \left[\rho_m \cdot (Q \cdot 10^{-9}) \cdot H_f \right] + \Delta P \cdot (Q \cdot 10^{-9})$$

$$P_o = 189.221 \quad \text{W}$$

Power

Corrección de la potencia requerida:

Pérdidas por instalaciones eléctricas:

$$Z_e := 0.015 P_o$$

$$Z_e = 2.838 \quad \text{W}$$

Pérdidas en motores y generadores:

$$Z_m := 0.05 P_o$$

$$Z_m = 9.461 \quad \text{W}$$

Eficiencia de los elementos mecánicos:

Engranajes helicoidales 98%

Rodamientos de rodillos 98%

Catalinas y cadenas 95%

$$\varepsilon := 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.95$$

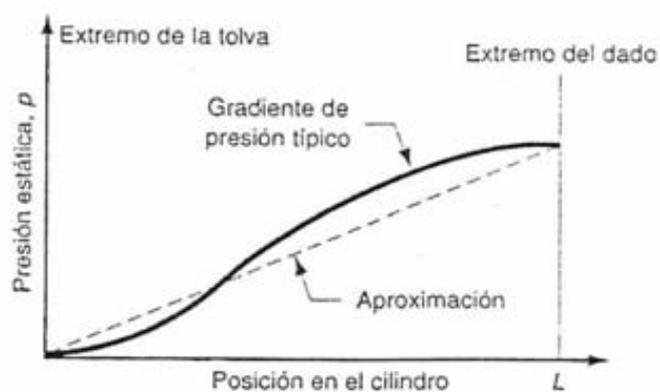
$$\varepsilon = 0.912 \quad \text{Eficiencia del sistema}$$

$$P_c := \frac{(P_o + Z_e + Z_m)}{\varepsilon}$$

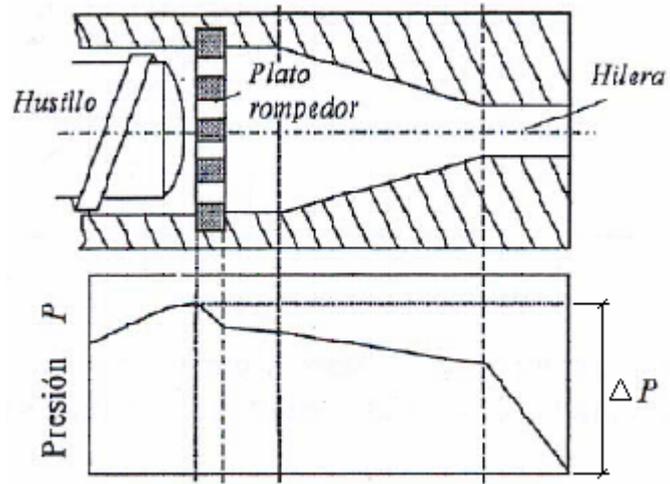
$$P_c = 220.873 \quad \text{W} \quad \text{Potencia corregida}$$

Diagramas de presión:

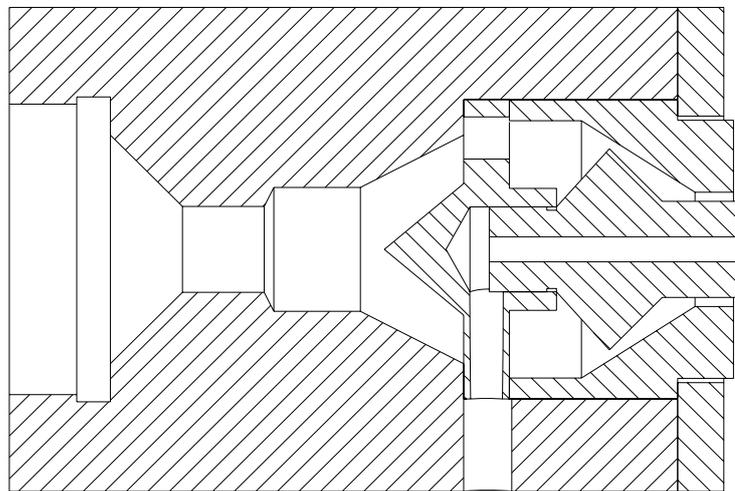
Gradiente de presión en el extrusor:



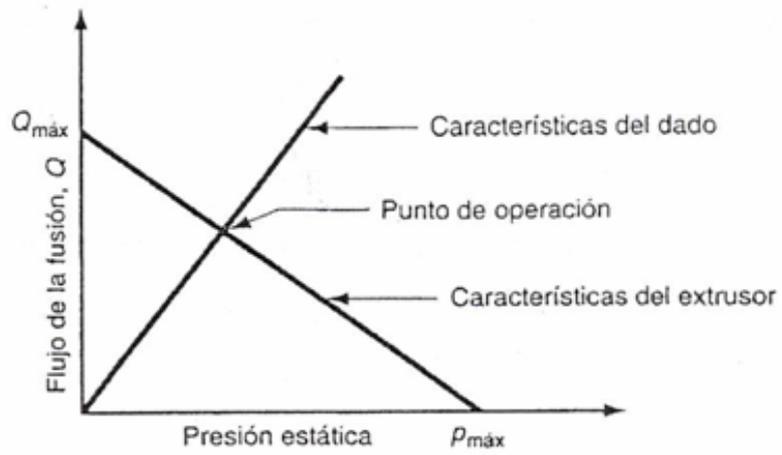
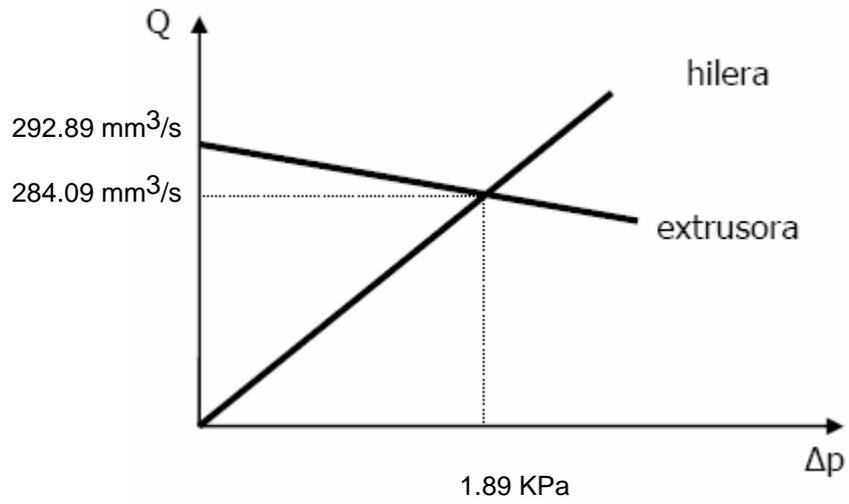
Caída de presión en la hilera (considerando la presencia de un plato rompedor):



$$\Delta P = 1.894 \times 10^3 \text{ Pa}$$

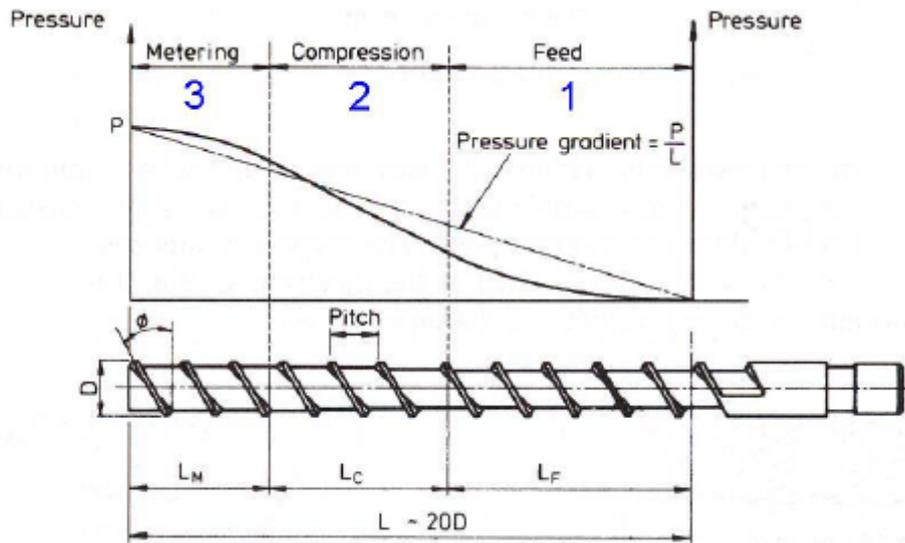


Curvas Q - ΔP:



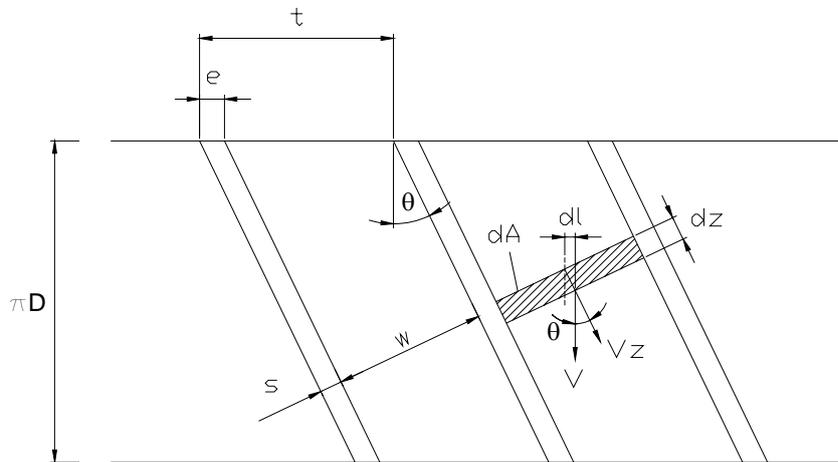
MEMORIA DE CÁLCULO: (CÁLCULOS CRÍTICOS IMPORTADOS DESDE MathCAD)

Zonas del tornillo:



- $L := 760$ mm Longitud total del tornillo
- $L_m := 253$ mm Longitud de la zona de bombeo

Tornillo desarrollado:



- $D := 23.8$ mm Diámetro del tornillo
- $t := 25.5$ mm Paso
- $e := 4$ mm Espesor del filete (en el sentido longitudinal)
- $\delta := 0.1$ mm Holgura radial

$$\theta := \text{atan}\left(\frac{t}{\pi \cdot D}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta = 18.832 \quad ^\circ \quad \text{Ángulo de hélice}$$

$$s := e \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$s = 3.786 \quad \text{mm} \quad \text{Espesor del filete (en el sentido transversal al canal)}$$

$$w := t \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - s$$

$$w = 20.349 \quad \text{mm} \quad \text{Ancho del canal}$$

Constante de la boquilla:

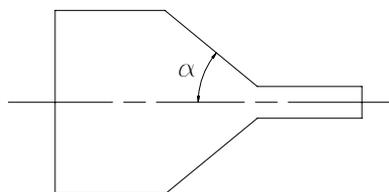
$$Ra := 2.5 \quad \text{mm} \quad \text{Radio de la abertura}$$

$$La := 10 \quad \text{mm} \quad \text{Largo de la abertura}$$

$$K := \frac{\pi \cdot Ra^4}{8 \cdot La}$$

$$K = 1.534 \quad \text{mm}^3 \quad \text{Constante de la boquilla}$$

Determinación del ángulo para fluido cónico - cilíndrico:



$$\eta := 3500 \quad \text{Poise}$$

Bajo condiciones newtonianas:

$$\lambda := 3 \cdot \eta \quad \text{Viscosidad extensional}$$

$$\lambda = \frac{\sigma}{\frac{1}{L} \frac{dL}{dt}} = \frac{\sigma}{\& \text{rate_of_extension}} = \frac{\text{tensile_stress}}{\text{rate_of_extension}}$$

$$\alpha := \text{atan}\left[\left(\frac{2 \cdot \eta}{\lambda}\right)^{\frac{1}{2}}\right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\alpha = 39.232 \quad ^\circ \quad \text{Aproximadamente } 40^\circ$$

Función que representa la profundidad de canal variable:

$$h(l) := -0.0025658l + 3.65$$

$$\text{mm} \quad h(l) = 3.65 \quad \text{mm}$$

$$l := 760 \quad \text{mm} \quad h(l) = 1.7 \quad \text{mm}$$

$$i := \frac{3.65}{1.7}$$

$$i = 2.147 \quad \text{Relación de compresión}$$

Velocidad de giro del husillo:

$$N := 62 \cdot \frac{1}{60}$$

$$N = 1.033 \quad \frac{\text{rev}}{\text{seg}}$$

Caudal de arrastre medio (despreciando el parámetro s):

$$Q_{fm} := \int_{506}^{760} \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot N \cdot h(l) \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)}{253} dl$$

$$Q_{fm} = 1.795 \times 10^3 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{fm1} := Q_{fm} \cdot \frac{1}{10^3}$$

$$Q_{fm1} = 1.795 \quad \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$\rho_f := 1.10 \quad \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \quad \text{Densidad PET fundido a temperatura de tratamiento (248.8 °C)}$$

$$Q_m := Q_{fm1} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_m = 7.107 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal total (despreciando el parámetro s):

$$\alpha := \frac{1}{2} \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot N$$

$$\beta := \frac{\pi \cdot D}{12}$$

$$Q := \frac{\alpha \cdot \int_{506}^{760} \frac{\cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^2} dl}{\frac{\beta}{K} + \int_{506}^{760} \frac{\csc\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2}{h(l)^3} dl}$$

$$Q = 1.719 \times 10^3 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_t := Q \cdot \frac{1}{10^3} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_t = 6.807 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal de arrastre medio (considerando el parámetro s):

$$Q_{fm} := \int_{506}^{760} \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot h(l) \cdot w \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)}{253} dl$$

$$Q_{fm} = 1.513 \times 10^3 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{fm1} := Q_{fm} \cdot \frac{1}{10^3}$$

$$Q_{fm1} = 1.513 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$\rho_f := 1.10 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \quad \text{Densidad PET fundido a temperatura de tratamiento (248.8 °C)}$$

$$Q_m := Q_{fm} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_m = 5.992 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Caudal total (considerando el parámetro s):

$$Q := \frac{\int_{506}^{760} \frac{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot \cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^2} dl}{\frac{1}{12 \cdot K} + \int_{506}^{760} \frac{\csc\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h(l)^3 \cdot w} dl}$$

$$Q = 1.452 \times 10^3 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_t := Q \cdot \frac{1}{10^3} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$Q_t = 5.751 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad \text{Para el prototipo se fijo una capacidad de 1 Kg/h}$$

Tiempo de residencia aproximado del material:

$$R := \frac{760}{t}$$

$$R = 29.804 \text{ rev} \quad \text{Revoluciones necesarias para llevar el material a la zona de bombeo}$$

$$Tr := \frac{R}{N \cdot 60}$$

$$Tr = 0.481 \text{ min} \quad \text{Tiempo de residencia del material}$$

Relación L/D:

$$RLD := \frac{760}{D}$$

$$RLD = 31.933$$

Relación correspondiente a un tornillo largo, existe mejor mezcla del material

Diferencial de presión producido por el efecto de la hilera (boquilla):

$$\eta := 350 \text{ Poise}$$

Viscosidad de extrusión para el PET (este valor se encuentra en el rango de 2000 - 3500 Poise)

$$\mu := 0.1 \cdot \eta$$

$$\mu = 350 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\Delta P := \frac{Q \cdot \mu}{K}$$

Considerando un flujo newtoniano (aproximación) en condiciones isothermas

$$\Delta P = 3.313 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Presión estática máxima:

La presión estática máxima se produce cuando el flujo de retroceso es capaz de anular el flujo total en la extrusora, es decir, cuando el flujo de retroceso iguala al flujo de fricción.

$$h_c := 2.67 \text{ mm}$$

Profundidad media del canal

$$P_{\max} := \frac{6 \cdot \pi \cdot D \cdot N \cdot L \cdot \mu \cdot \cot\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{h_c^2}$$

$$P_{\max} = 5.053 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Presión estática máxima

Potencia requerida para el proceso de extrusión:

$$Z := \left(\pi^3 \cdot D^3 \cdot N^2 \cdot \mu \cdot \int_{506}^{760} \frac{1}{h(l)} dl \right) + \left(\frac{Q_{\text{fin}} \Delta P}{\cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2} \right) + \left(\frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot N^2 \cdot \mu \cdot e \cdot L_m}{\delta \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \right)$$

$$Z = 8.231 \times 10^{10} \frac{\text{mm}^3 \cdot \text{Pa}}{\text{s}}$$

$$P := Z \cdot \frac{1}{10^9}$$

$$P = 82.315 \quad \text{W}$$

Potencia teórica para el bombeo

Potencia calculada en base a experiencias industriales:

AN OVERVIEW OF POLYMER PROCESSING

John Vlachopoulos

Centre for Advanced Polymer Processing and Design

Department of Chemical Engineering

McMaster University

Hamilton ON L8S 4L7

Canada

$$\rho_m := 1100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Melt Density}$$

$$Q = 1.452 \times 10^3 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Volume rate of flow}$$

$$C_p := 2300 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{Heat Capacity (1.10 - 2.30 J/g } ^\circ\text{C)}$$

$$H_f := 65000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \text{Heat of fusion (56.0 - 65.0 J/g)}$$

$$T_o := 20 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{Outside temperature}$$

$$T_i := 255 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{Inside temperature}$$

$$\Delta P = 3.313 \times 10^5 \quad \text{Pa} \quad \text{Pressure change}$$

$$P_o := \left[\rho_m \cdot (Q \cdot 10^{-9}) \cdot C_p \cdot (T_i - T_o) \right] + \left[\rho_m \cdot (Q \cdot 10^{-9}) \cdot H_f \right] + \Delta P \cdot (Q \cdot 10^{-9})$$

$$P_o = 967.717 \quad \text{W} \quad \text{Power}$$

Corrección de la potencia requerida:

Pérdidas por instalaciones eléctricas:

$$Z_e := 0.015 P_o$$

$$Z_e = 14.516 \quad \text{W}$$

Pérdidas en motores y generadores:

$$Z_m := 0.05 P_o$$

$$Z_m = 48.386 \quad \text{W}$$

Eficiencia de los elementos mecánicos:

Engranajes helicoidales 98%

Rodamientos de rodillos 98%

Catalinas y cadenas 95%

$$\varepsilon := 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.95$$

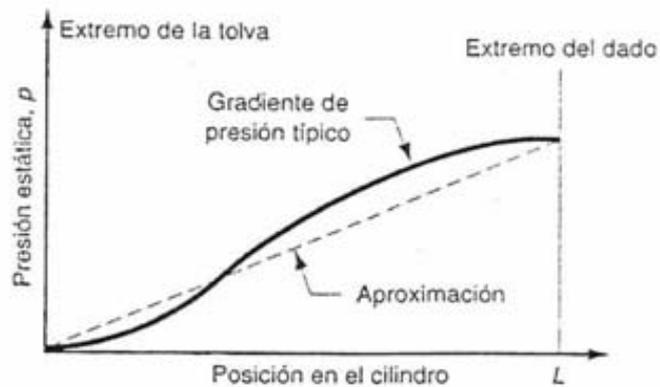
$\varepsilon = 0.912$ Eficiencia del sistema

$$P_c := \frac{(P_o + Z_e + Z_m)}{\varepsilon}$$

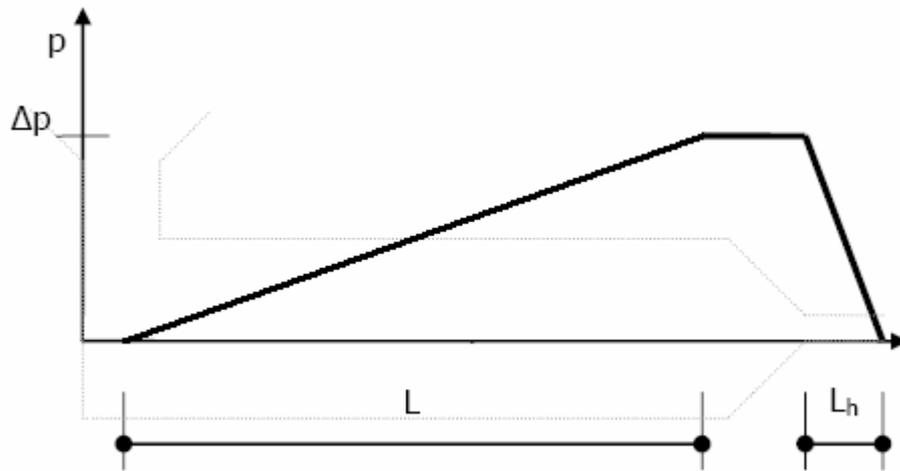
$$P_c = 1.13 \times 10^3 \quad \text{W} \quad \text{Potencia corregida}$$

Diagramas de presión:

Gradiente de presión en el extrusor:

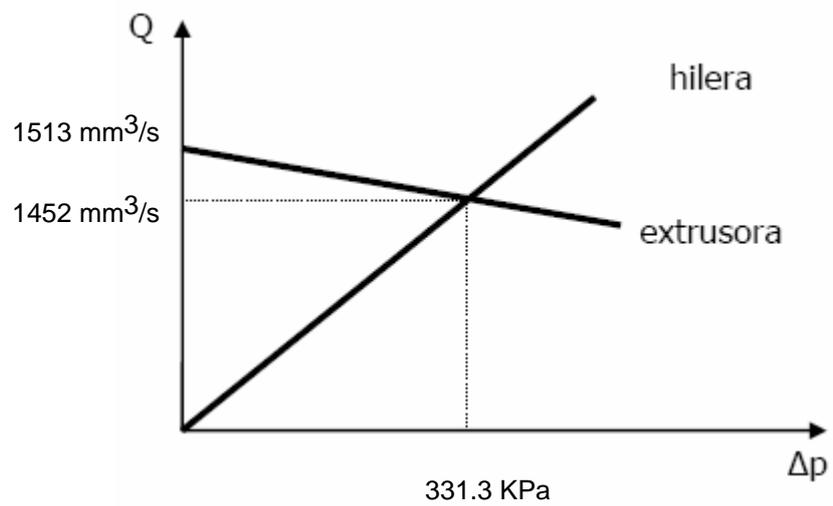


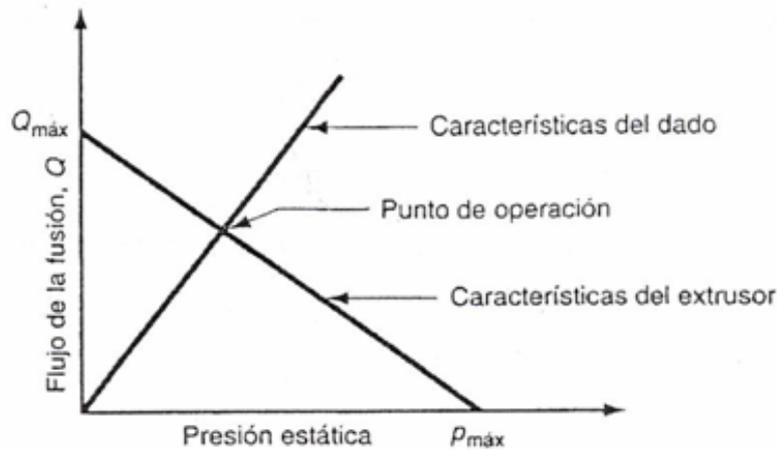
Caída de presión en la hilera (considerando exclusivamente la boquilla):



$$\Delta P = 3.313 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Curvas Q - ΔP :





4.2.2 CALEFACCIÓN Y REGULACIÓN DE TEMPERATURA

4.2.2.1 Introducción

El calor requerido al arrancar la extrusora, es el máximo, ya que se deben llevar a la temperatura de operación el cilindro, y el cabezal de ésta.

Los tipos de calentadores seleccionados son bandas calefactoras diseñadas especialmente para trabajar en el procesamiento de plásticos.

Los calentadores se sitúan por zonas, las cuales poseen, para el control de temperatura, una conexión de termocupla y un dispositivo regulador de temperatura.

4.2.2.2 Potencia de los calefactores

La potencia que deberán suministrar las bandas calefactoras para poder elevar la temperatura del cilindro y del husillo, está en función del calor necesario que se produce en el estado transitorio. Se debe considerar este estado, puesto que el cilindro debe ser calentado hasta alcanzar la temperatura de trabajo antes de empezar a extruir el material plástico.

El cilindro y el husillo se encuentran al arrancar el equipo a temperatura ambiente, iniciado el proceso, se cierra el circuito de corriente de los elementos calefactores, los cuales comienzan a transferir calor, el mismo que se va acumulando y elevando su temperatura conforme pasa el tiempo.

4.2.2.3 Balance energético en el estado transitorio

Este balance se lo hace, considerando el cilindro y el husillo como dos sistemas, el husillo no gira y se desprecia el aire que se encuentra en el interior de los mismos.

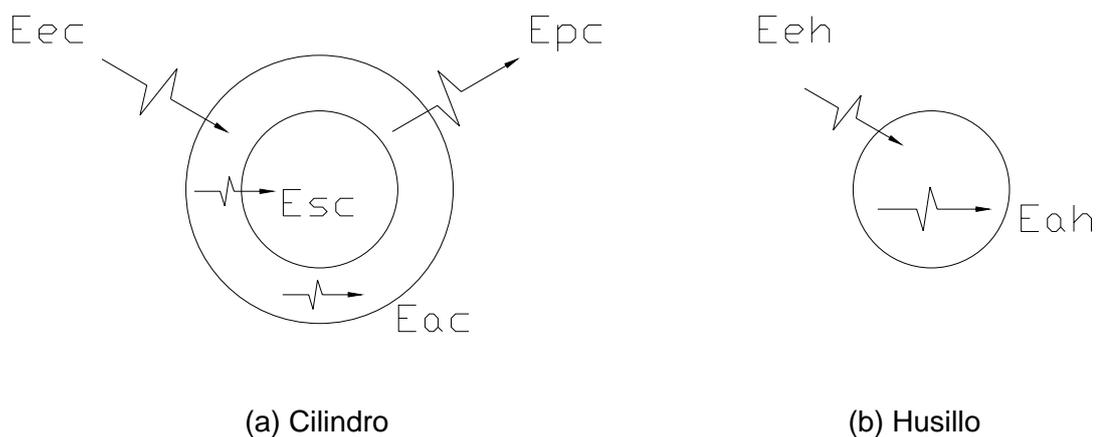


Fig. 4.5 Sistema de análisis para el balance energético

Al realizar el balance energético en los sistemas de la fig. 4.5 se tiene:

$$E_{ec} = E_{ac} + E_{sc} + E_{pc} \quad (4.1)$$

$$E_{eh} = E_{ah} \quad (4.2)$$

Donde:

E_{ec} : energía que entra al cilindro, proviene de los calefactores eléctricos (W)

E_{ac} : energía almacenada por el cilindro (W)

E_{pc} : energía que sale del cilindro hacia el exterior (W)

E_{sc} : energía que sale del cilindro hacia el husillo (W)

E_{eh} : energía que entra al husillo, proviene del cilindro (W)

E_{ah} : energía almacenada por el husillo (W)

Considerando que existe un contacto térmico ideal entre el cilindro y el husillo, se tiene:

$$E_{sc} = E_{eh} \quad (4.3)$$

La energía almacenada por el cilindro es:

$$E_{ac} = m_c \cdot C_{pc} \cdot \frac{\partial T_c}{\partial t} \quad (4.4)$$

Donde:

m_c : masa del cilindro

C_{pc} : calor específico del material del cilindro (0.11 Kcal/Kg °C, acero)

$\frac{\partial T_c}{\partial t}$: variación de la temperatura respecto al tiempo

La energía que sale del cilindro hacia el exterior es:

$$E_{pc} = h \cdot A \cdot [T_{c(t)} - T_{\infty}] \quad (4.5)$$

Donde:

h : coeficiente de transferencia de calor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

A : área de transferencia de calor (m^2)

$T_{c(t)}$: temperatura del cilindro, variable con el tiempo ($^\circ C$)

T_{∞} : temperatura del medio ambiente ($^\circ C$)

La energía almacenada por el husillo es:

$$E_{oh} = m_h \cdot C_{p_h} \cdot \frac{\partial T_h}{\partial t} \quad (4.6)$$

Donde:

m_h : masa del husillo

C_{p_h} : calor específico del material del husillo (0.11 Kcal/Kg °C, acero)

$\frac{\partial T_h}{\partial t}$: variación de la temperatura respecto al tiempo

Para facilitar la solución de las ecuaciones (4.1) y (4.2), se considera que el husillo y el cilindro tienen la misma temperatura conforme varía el tiempo, consideración debida a que la termocupla se la coloca lo más cerca posible al polímero, en las cercanías del husillo, y dicho sensor indica la temperatura del interior del cilindro y del exterior del husillo. Al combinar las ecuaciones (4.1) y (4.2) y reemplazando además las ecuaciones (4.4), (4.5) y (4.6), se llega a la siguiente expresión:

$$E_{ec} = (m_c \cdot C_{p_c} + m_h \cdot C_{p_h}) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + h \cdot A \cdot [T_{(c)} - T_{\infty}] \quad (4.7)$$

Esta ecuación se resuelve haciendo las siguientes sustituciones:

$$Q = E_{ec}$$

$$\Theta(t) = T_{(c)} - T_{\infty}$$

$$\partial \Theta(t) = \partial T_{(c)}$$

$$M = \frac{h \cdot A}{m_c \cdot C_{p_c} + m_h \cdot C_{p_h}}$$

$$P = \frac{Q}{m_c \cdot C_{p_c} + m_h \cdot C_{p_h}}$$

La ecuación (4.7) se reduce a:

$$\frac{dQ(t)}{dt} + M \cdot Q(t) = P \quad (4.8)$$

Resolviendo la ecuación diferencial (4.8), se tiene:

$$Q(t) = Q_0 \cdot e^{(-M \cdot t)} + [1 - e^{(-M \cdot t)}] \cdot \frac{P}{M} \quad (4.9)$$

Sustituyendo los valores anteriores, y considerando que $T_{(0)}=T^\infty$, la ecuación queda de la siguiente forma:

$$T(t) = \left[1 - e^{\left(-\frac{h \cdot A \cdot t}{m \cdot C_p + m \cdot C_r} \right)} \right] \cdot \frac{Q}{h \cdot A} + T^\infty \quad (4.10)$$

En esta ecuación interviene el coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual se lo evalúa en el siguiente apartado.

4.2.2.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor

Este coeficiente es igual a la suma del coeficiente de convección y del coeficiente de radiación:

$$h = hc + hr \quad (4.11)$$

Dónde:

hc : Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

hr : Coeficiente de transferencia de calor por radiación ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

Los valores de hc y hr se los calcula a continuación:

4.2.2.4.1 Determinación del coeficiente de convección

La transferencia de calor por convección, se presenta siempre que un cuerpo sólido es colocado en la vecindad de un fluido que está a diferente temperatura que la superficie de dicho cuerpo.

La temperatura media de película:

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2}$$

Dónde:

T_s : Temperatura de la superficie del cuerpo sólido

Las propiedades del aire deben ser evaluadas a la temperatura T_f .

La longitud característica en el número de Grashof, del cilindro horizontal grande, es su diámetro; por lo tanto:

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu^2} \quad (4.12)$$

Siendo:

g : gravedad

D : diámetro del cilindro

ΔT : variación de temperatura

El producto $Pr \cdot Gr$, permite encontrar las constantes c y a , para flujo laminar. Dichas constantes se utilizan para evaluar el número de Nusselt, así:

$$Nu = c \cdot (Pr \cdot Gr)^a \quad (4.13)$$

El número de Nusselt para convección libre es:

$$Nu = (hc \cdot D)/k \quad (4.14)$$

Despejando hc y reemplazando valores se obtiene:

$$hc = Nud \cdot k/D \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°k]} \quad (4.15)$$

4.2.2.4.2 Determinación del coeficiente de radiación

Las superficies metálicas oxidadas corrientes, son buenos radiadores de calor, las pérdidas que se verifican dependen de la temperatura absoluta, del área de la superficie y de la emisividad de la misma.

Las pérdidas por radiación, se las determina aplicando la ecuación:

$$q = A \cdot \epsilon_1 \cdot \sigma \cdot (Ts^4 - T\alpha^4) \quad (4.16)$$

Dónde:

A: Área de transferencia de calor

ϵ_1 : Emisividad de la superficie = 0.61

σ : Constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8}$ (W/m²·°k)

Ts: Temperatura absoluta de la superficie

T α : Temperatura absoluta ambiental

El calor de pérdidas por radiación, considerando un coeficiente de pérdidas es:

$$q = A \cdot hr \cdot (Ts - T\alpha) \quad (4.17)$$

De las ecuaciones (4.16) y (4.17), se determina:

$$hr = \frac{\epsilon \cdot \sigma \cdot (Ts^4 - T\alpha^4)}{(Ts - T\alpha)} \quad (4.18)$$

4.2.2.5 Estimación de las pérdidas de calor

4.2.2.5.1 Pérdidas por conducción

El cilindro transmite calor a la garganta y a los soportes con los cuales entra en contacto. En el diseño de estos elementos de la extrusora se ha tratado de minimizar la conducción de calor entre las superficies, reduciendo al mínimo el contacto físico de la superficie del cilindro con los soportes y con la garganta, éstas pérdidas se desprecian.

4.2.2.5.2 Pérdidas por radiación

Las pérdidas por radiación, se las determina aplicando la ecuación:

$$Q_r = S \cdot \epsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_a^4) \quad (4.19)$$

Dónde:

S: Área de cada zona

ϵ_1 : Emisividad de la superficie

σ : Constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8}$ (W/m²·°k)

T_s: Temperatura absoluta de la superficie

T_a: Temperatura absoluta ambiental

4.2.2.5.3 Pérdidas por convección

El aire caliente en contacto con la superficie lateral del cilindro tiende a elevarse a causa de su menor densidad comparada con el aire más frío. Este proceso establece un flujo de corriente de aire que se eleva al techo, llevando consigo una cantidad importante de calor desde las partes calientes de la extrusora.

Aplicando la ley de enfriamiento de Newton, se tiene que:

$$Q_c = h \cdot \Delta T \cdot S \quad (4.20)$$

Las pérdidas calóricas por convección, se las determina utilizando el coeficiente de convección calculado para el sistema.

4.2.2.6 Incremento de la energía interna del polímero

La siguiente relación, permite determinar la cantidad teórica de calor necesario para elevar una masa de material a determinada temperatura:

$$Esp = \frac{\delta m}{\delta t} C_p \cdot (T_s - T_e) \quad (4.21)$$

Siendo:

Esp : Cantidad de calor agregada al polímero (kcal/h)

$\delta m/\delta t$: Flujo másico de polímero en la zona (Kg/h)

C_p : Calor específico del polímero:

T_s : Temperatura del polímero a la salida (°C)

T_e : Temperatura del polímero a la entrada (°C)

La producción de la extrusora es de 1 Kg/h.

MEMORIA DE CÁLCULO: (IMPORTADA DESDE MathCAD)

POTENCIA DE LAS BANDAS CALEFACTORAS.

$T_s := 260 \quad ^\circ\text{C}$ Temperatura de la superficie del calentador

$T_\alpha := 20 \quad ^\circ\text{C}$ Temperatura ambiente

$T_f := \frac{T_s + T_\alpha}{2}$ Temperatura media de película

$T_f = 140 \quad ^\circ\text{C}$

Propiedades del aire a 140 °C:

$$tF := 140 + 273 \quad ^\circ\text{K}$$

$$tF = 413 \quad ^\circ\text{K}$$

$$Pr := 0.6889$$

$$\beta := \frac{1}{tF}$$

$$\beta = 2.421 \times 10^{-3} \quad ^\circ\text{K}^{-1}$$

$$\gamma := 2.796 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \text{Viscosidad cinemática}$$

$$k := 0.0347 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}} \quad \text{Conductividad térmica}$$

Número de Grashof:

$$g := 9.81 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$D := 0.05 \quad \text{m} \quad \text{Diámetro del cilindro horizontal}$$

$$\Delta T := T_s - T_\alpha$$

$$\Delta T = 240 \quad ^\circ\text{K}$$

$$Gr := \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\gamma^2}$$

$$Gr = 9.115 \times 10^5$$

$$Pr \cdot Gr = 6.28 \times 10^5$$

Constantes para evaluar el número de Nusselt, según tabla 9.1, libro Fundamentos de transferencia de Calor, Incropera, página 501, para cilindros largos horizontales:

Al estar en el rango de 10^4 a 10^7 , las constantes son:

$$c := 0.48$$

$$a := 0.25$$

Cálculo del número de Nusselt:

$$\text{Nu} := c \cdot (\text{Pr} \cdot \text{Gr})^a$$

$$\text{Nu} = 13.512$$

Cálculo del coeficiente de convección:

$$h_c := \frac{\text{Nu} \cdot k}{D}$$

$$h_c = 9.38 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

Coefficiente de radiación:

$$e_1 := 0.65$$

Emisividad del acero a temperatura de 533 K

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

Constante de Stefan Boltzmann

$$T_{s1} := 260 + 273 \quad \text{K}$$

$$T_{\alpha 1} := 20 + 273 \quad \text{K}$$

$$h_r := \frac{e_1 \cdot \sigma \cdot (T_{s1}^4 - T_{\alpha 1}^4)}{(T_{s1} - T_{\alpha 1})}$$

$$h_r = 11.418 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

Coefficiente de transferencia de calor total:

$$h := h_r + h_c$$

$$h = 20.798 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

$$L := 0.52 \quad \text{m}$$

Longitud de la zona de calefacción total

$$S := \pi \cdot D \cdot L$$

$$S = 0.082 \quad \text{m}^2$$

Área de la zona de calefacción

Pérdidas por radiación:

$$Q_r := S \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{s1}^4 - T_{\alpha 1}^4)$$

$$Q_r = 223.827 \quad \text{W}$$

Tomando como una temperatura promedio en toda la zona de calefacción de 260 °C

Pérdidas por convección:

$$Q_c := hc \cdot \Delta T \cdot S$$

$$Q_c = 183.887 \quad \text{W}$$

Cantidad de calor necesaria para elevar la masa de material a la temperatura de trabajo:

$$Q := 1 \quad \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad \text{Flujo másico de polímero en la zona}$$

$$C_p := 0.545 \quad \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{Calor específico del PET}$$

$$Q_n := Q \cdot C_p \cdot (T_s - T_{\alpha})$$

$$Q_n = 131.76 \quad \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_{nn} := 153.138 \quad \text{W} \quad \text{Cantidad teórica de calor necesario para elevar 1 kg/h a una temperatura promedio en todo el cilindro o camisa de 260 °C}$$

Energía que sale del sistema:

$$E_s := Q_r + Q_c + Q_{nn}$$

$$E_s = 560.851 \quad \text{W}$$

Cálculo de la potencia requerida para las bandas calefactoras:

$$T_{\alpha} := 293 \quad ^\circ\text{K} \quad \text{Temperatura del ambiente}$$

$$hc = 9.38 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \quad \text{Coeficiente de convección}$$

$$A := \pi \cdot D \cdot L$$

$$A = 0.082 \quad \text{m}^2 \quad \text{Área de transferencia de calor}$$

$$m_c := 9.5 \text{ Kg} \quad \text{Masa del cilindro}$$

$$m_h := 2.17 \text{ Kg} \quad \text{Masa del husillo}$$

$$C_{pc} := 460.2 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{Calor específico del material del cilindro (acero)}$$

$$C_{ph} := 460.2 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{Calor específico del material del husillo (acero)}$$

$$Q := 3500 \quad \text{W} \quad \text{Potencia necesaria en los calefactores (5 bandas de 700 W)}$$

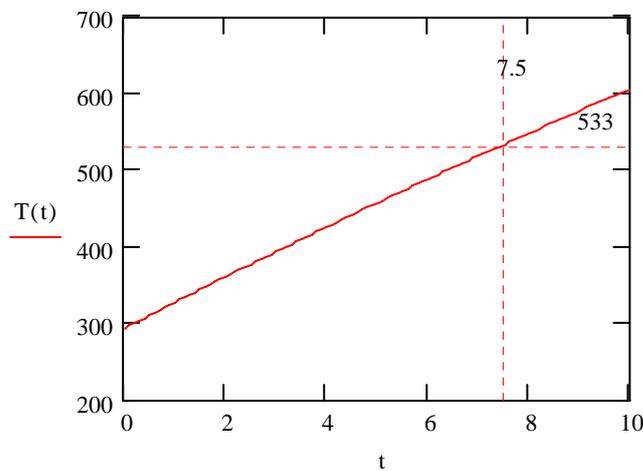
$$Q_{\text{real}} := Q - Q_r - Q_c$$

$$Q_{\text{real}} = 3.092 \times 10^3 \quad \text{W} \quad \text{Potencia neta (considerando pérdidas)}$$

$$t := 0, 0.1.. 10 \quad \text{min} \quad \text{Tiempo necesario para alcanzar la temperatura operativa de } 260^\circ\text{C}$$

$$T(t) := \left[1 - e^{\left(\frac{-h \cdot A \cdot t \cdot 60}{m_c \cdot C_{pc} + m_h \cdot C_{ph}} \right)} \right] \cdot \frac{Q_{\text{real}}}{h \cdot A} + T_{\alpha} \quad \text{Temperatura de operación } 533 \text{ K (} 260^\circ\text{C)}$$

VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA CON EL TIEMPO



La temperatura de operación se alcanza una vez transcurrido un tiempo de 8.0 minutos aproximadamente; después de este instante los contactores empezarán a trabajar junto con los controladores de temperatura para mantener constante la temperatura de operación.

4.2.3 SELECCIÓN DE COMPONENTES MECÁNICOS

MEMORIA DE CÁLCULO:

SELECCIÓN DE CATALINAS Y CADENA:

Relaciones de transmisión:

$i_1 := 3.91$ Primera relación de transmisión (reductor helicoidal)

$\omega_1 := 1680$ rpm Velocidad angular del motor

$$\omega_2 := \frac{\omega_1}{i_1}$$

$\omega_2 = 429.668$ rpm Velocidad angular a la salida del reductor helicoidal

$\omega_3 := 80$ rpm Velocidad angular del eje motriz

$$i_2 := \frac{\omega_2}{\omega_3}$$

$i_2 = 5.371$ Segunda relación de transmisión (catalinas y cadena)

Factor de servicio:

$k_d := 1.15$ Seleccionado de la Tabla No. 1, catálogo Browning. Motor eléctrico con shock moderado.

Potencia de servicio:

$P_{ent} := 1.5$ HP

$P_s := k_d \cdot P_{ent}$

$P_s = 1.725$ HP

Tipo de cadena seleccionada:

$P_s = 1.725$ HP

$\omega_2 = 429.668$ rpm

Cadena simple

Tipo de cadena: No. 40 Tabla de selección del número de cadena, catálogo Browning

$$p := \frac{1}{2} \text{ pulg} \quad (\text{paso})$$

Número de dientes de la catalina piñón:

$$P_{sp} := P_s$$

$$P_{sp} = 1.725 \quad \text{HP}$$

$$\omega_2 = 429.668 \quad \text{rpm}$$

$$Z_p := 11 \quad \text{Número de dientes de la catalina piñón. Tabla No.1 Horsepower Ratings - American Standard Roller Chain. Catálogo Browning.}$$

Relación de transmisión entre catalina piñón y catalina rueda:

$$i_2 = 5.371$$

$$Z_r := i_2 \cdot Z_p$$

$$Z_r = 59.079 \quad \text{Número de dientes de la catalina rueda}$$

$$Z_r := 57$$

$$i_2 := \frac{Z_r}{Z_p} \quad i_2 = 5.182$$

$$\omega_3 := \frac{\omega_2}{i_2}$$

$$\omega_3 = 82.918 \quad \text{Velocidad de rotación del eje motriz}$$

Catalina piñón: $Z_p = 11$, Tipo B -----> $\phi_p := 1.775$ pulg Pág. E-18, catálogo Browning
Catalina rueda: $Z_r = 57$, Tipo B - W

Cálculo de la velocidad tangencial:

$$v_t := \frac{\pi \cdot \phi_p \cdot \omega_2}{60000} \cdot 25.4$$

$$v_t = 1.014 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad v_t < 12 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Resistencia mínima a la tensión para una cadena No. 40:

$R_c := 3130 \text{ lbf}$ Cadena de hilo sencillo, Tabla 17 - 20 Shigley, Pág. 1090

Fuerza soportada por la cadena:

$P_n := 1.5 \text{ HP}$

$n := \omega^2$ Velocidad de rotación de la catalina piñón

$n = 429.668 \text{ rpm}$

$$T := \frac{63025 P_n}{n}$$

$T = 220.025 \text{ lbf - pulg}$

$$r := \frac{\phi_p}{2}$$

$r = 0.888 \text{ pulg}$

$$F := \frac{T}{r}$$

$F = 247.915 \text{ lbf}$

$$FS := \frac{R_c}{F}$$

$FS = 12.625$ Debido a este factor de seguridad, se puede observar que la cadena resistirá la carga producida por la catalina piñón.

Distancia entre centros:

$20 \cdot p \leq C \leq 80 \cdot p$ Servicio pulsante

$C_{min} := 20 \cdot p$ $C_{max} := 80 \cdot p$

$C_{min} = 10 \text{ pulg}$ $C_{max} = 40 \text{ pulg}$

$C_i := 19 \text{ pulg}$ Distancia entre centros seleccionada

Número de pasos de la cadena:

$$N_p := 2 \cdot \frac{C_i}{p} + \frac{(Z_p + Z_r)}{2} + \frac{(Z_r - Z_p)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{C_i}{p}}$$

$$N_p = 111.41$$

$$N_{pr} := 112$$

Número par de pasos para una cadena cerrada.

Distancia definitiva entre centros:

$$C_r := C_i + \frac{(N_{pr} - N_p) \cdot p}{2}$$

$$C_r = 19.147 \quad \text{pulg}$$

Sumario:

Cadena:

No. 40, hilo sencillo

112 pasos para la cadena del eje del motorreductor al eje motriz

1 catalina $Z_p = 11$, Tipo B:

$$\phi_{ext} := 2.00 \quad \text{pulg}$$

No. 40 Simple

$$\phi_p := 1.775 \quad \text{pulg}$$

$$\text{Ancho} := \frac{7}{8} \quad \text{pulg}$$

1 catalina $Z_r = 57$, Tipo B - W:

$$\phi_{ext} := 9.36 \quad \text{pulg}$$

No. 40 Simple

$$\phi_p := 9.076 \quad \text{pulg}$$

$$\text{Ancho} := 1 \frac{1}{8} \quad \text{pulg}$$

Distancia entre centros:

$$C_r = 19.147 \quad \text{pulg}$$

(Eje del motorreductor y eje motriz)

DISEÑO DE CHAVETAS:

Piñón montado al eje del motorreductor:

$$P := 1.5 \quad \text{HP}$$

$$n := 77.7 \quad \text{rpm} \quad \text{Frecuencia} \quad 10 \quad \text{Hz}$$

$$T := \frac{63025P}{n}$$

$$T = 1.217 \times 10^3 \quad \text{lbf} - \text{pulg}$$

$$\phi := 0.75 \quad \text{pulg}$$

$$F := \frac{2 \cdot T}{\phi}$$

$$F = 3.245 \times 10^3 \quad \text{lbf}$$

Diámetro del eje

$$0.75 \quad \text{pulg}$$

Ancho de la chaveta

$$w := 0.25 \quad \text{pulg}$$

Diámetro del tornillo prisionero

$$0.312 \quad \text{pulg}$$

Norton, Tabla No. 9 - 2

Para el diseño se toma un ancho de chaveta relativa a un eje de $\phi 1''$ para obtener una menor longitud de chaveta.

Material para la chaveta: Acero AISI 1045

$$S_y := 45.5 \quad \text{Ksi} \quad (S_y = 32 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$L := \frac{2 \cdot F}{\frac{w}{2} \cdot S_y \cdot 1000}$$

Los factores de seguridad para chavetas varían entre 2 y 4. Para cargas estaticas, FS = 2; para cargas variables, FS = 4. En este caso se utilizará un FS = 2.

$$L = 1.14 \quad \text{pulg}$$

1 Cuña de L = 1.283 pulg

Rueda montada al eje motriz:

$$P := 1.5 \quad \text{HP}$$

$$n := 15 \quad \text{rpm} \quad \text{Frecuencia} \quad 10 \quad \text{Hz}$$

$$T := \frac{63025P}{n}$$

$$T = 6.303 \times 10^3 \quad \text{lbf} - \text{pulg}$$

$$\phi := 50 \cdot \frac{1}{25.4} \quad \text{pulg}$$

$$F := \frac{2 \cdot T}{\phi}$$

$$F = 6.403 \times 10^3 \quad \text{lbf}$$

Diámetro del eje	Ancho de la chaveta	Diámetro del tornillo prisionero
$\phi = 1.969 \quad \text{pulg}$	$w := 0.500 \quad \text{pulg}$	$0.500 \quad \text{pulg}$

Norton, Tabla No. 9 - 2

Material para la chaveta: Acero AISI 1045

$$S_y := 45.5 \quad \text{Ksi} \quad (S_y = 32 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$L := \frac{2 \cdot F}{\frac{w}{2} \cdot S_y \cdot 1000}$$

Los factores de seguridad para chavetas varían entre 2 y 4. Para cargas estaticas, FS = 2; para cargas variables, FS = 4. En este caso se utilizará un FS = 2.

$$L = 1.125 \quad \text{pulg} \quad 1 \text{ Cuña de } L = 1.125 \text{ pulg}$$

Tornillo extrusor montado al eje motriz:

$$P := 1.5 \quad \text{HP}$$

$$n := 15 \quad \text{rpm} \quad \text{Frecuencia } 10 \quad \text{Hz}$$

$$T := \frac{63025P}{n}$$

$$T = 6.303 \times 10^3 \quad \text{lbf} - \text{pulg}$$

$$\phi := 25 \cdot \frac{1}{25.4} \quad \text{pulg}$$

$$F := \frac{2 \cdot T}{\phi}$$

$$F = 1.281 \times 10^4 \quad \text{lbf}$$

Diámetro del eje	Ancho de la chaveta	Diámetro del tornillo prisionero
$\phi = 0.984 \quad \text{pulg}$	$w := 0.250 \quad \text{pulg}$	$0.312 \quad \text{pulg}$

Norton, Tabla No. 9 - 2

Material para la chaveta: Acero AISI 1045

$$S_y := 45.5 \text{ Ksi} \quad (S_y = 32 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$L := \frac{2 \cdot F}{\frac{w}{2} \cdot S_y \cdot 1000} \cdot \frac{1}{2}$$

Los factores de seguridad para chavetas varían entre 2 y 4. Para cargas estaticas, FS = 2; para cargas variables, FS = 4. En este caso se utilizará un FS = 2.

$$L = 2.251 \text{ pulg}$$

2 Cuñas de L = 2.251 pulg

4.3 DISEÑO ASISTIDO POR PAQUETES COMPUTACIONALES

Para realizar el diseño de los diferentes elementos que componen la máquina extrusora, se utilizó el paquete computacional SolidWorks. A continuación se presenta la modelación tridimensional de los elementos:

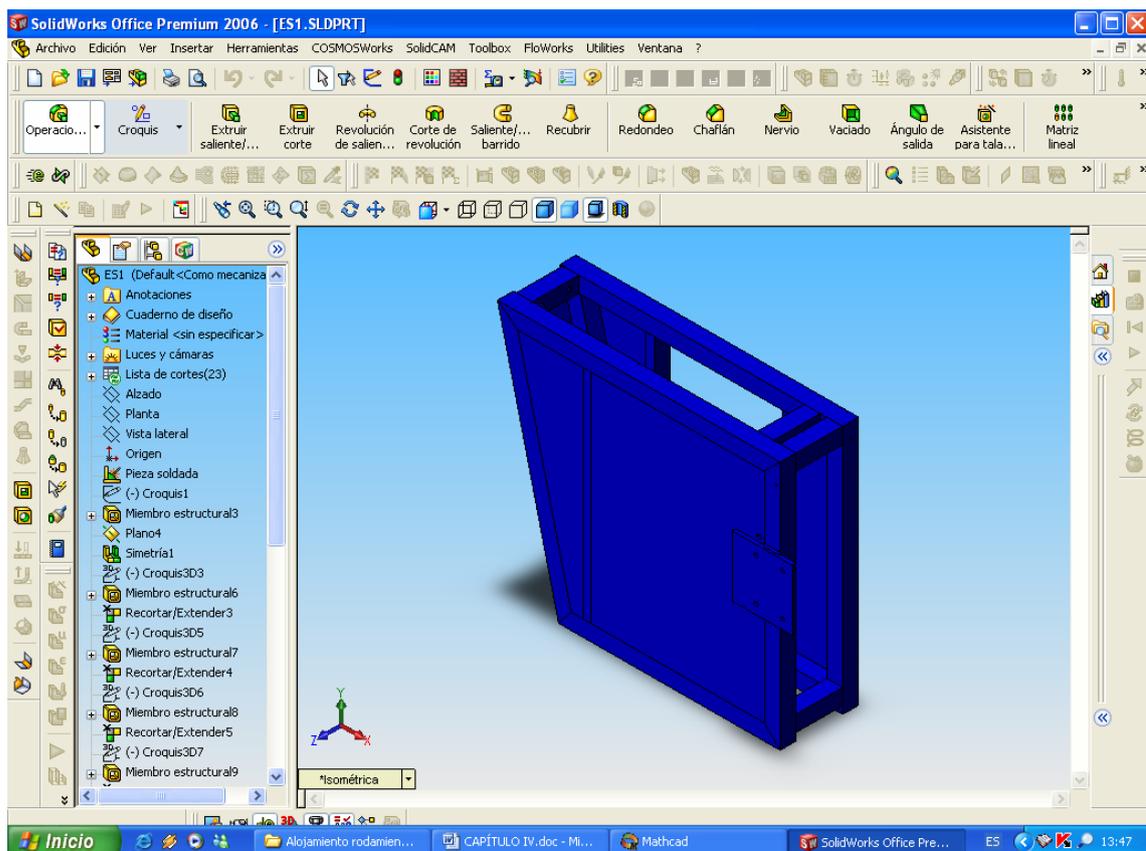


Fig. 4.6 Estructura – soporte

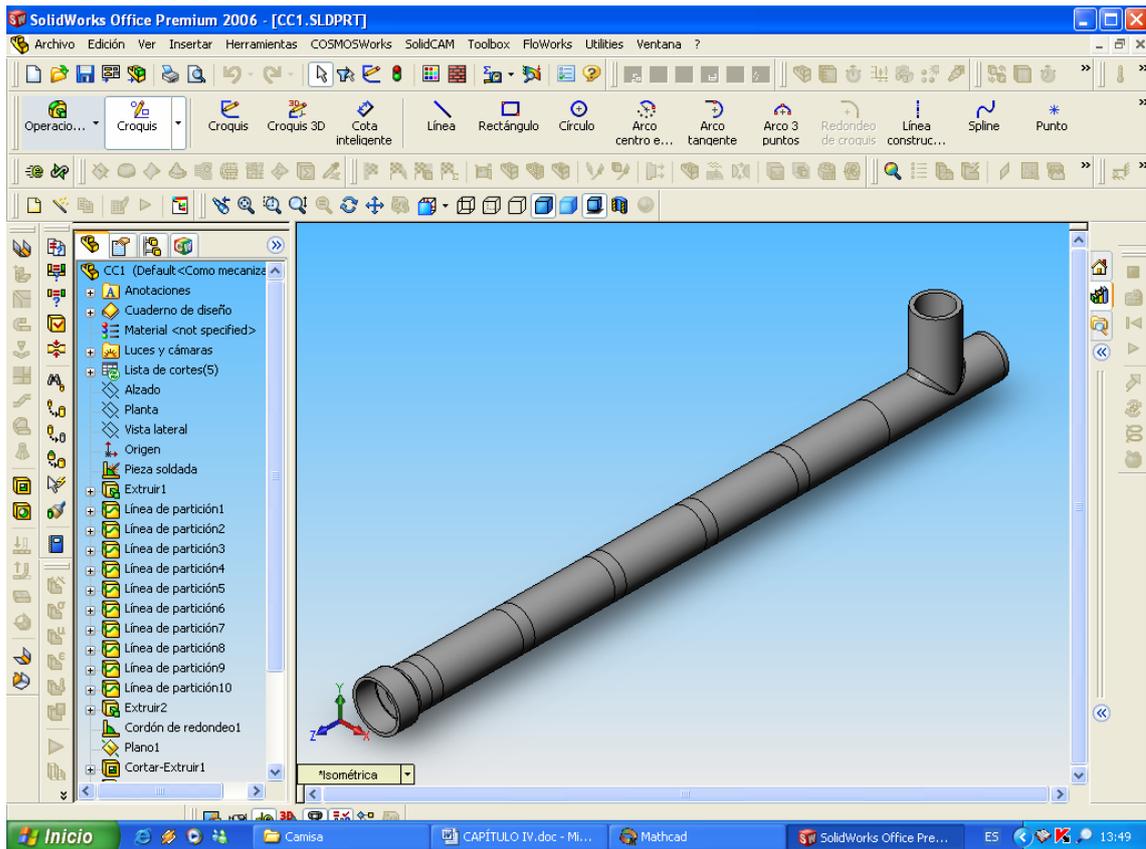


Fig. 4.7 Cilindro o camisa

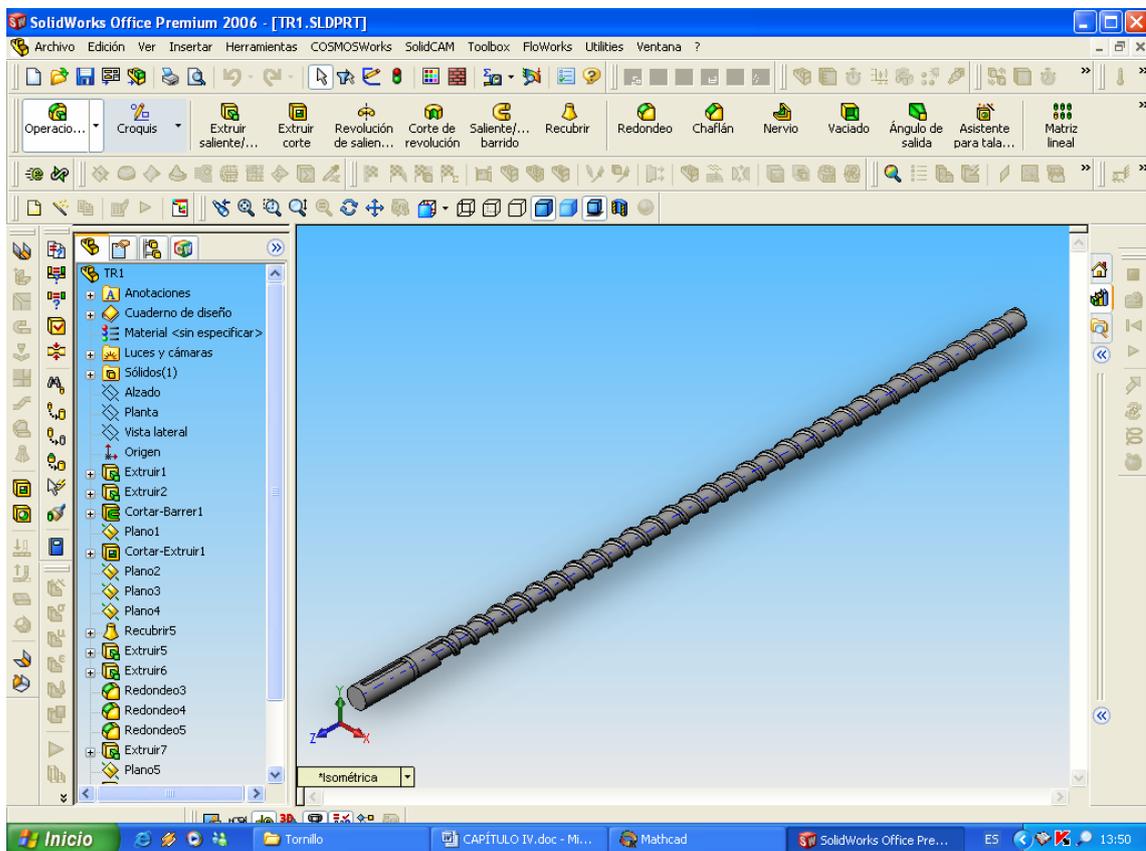


Fig. 4.8 Tornillo extrusor

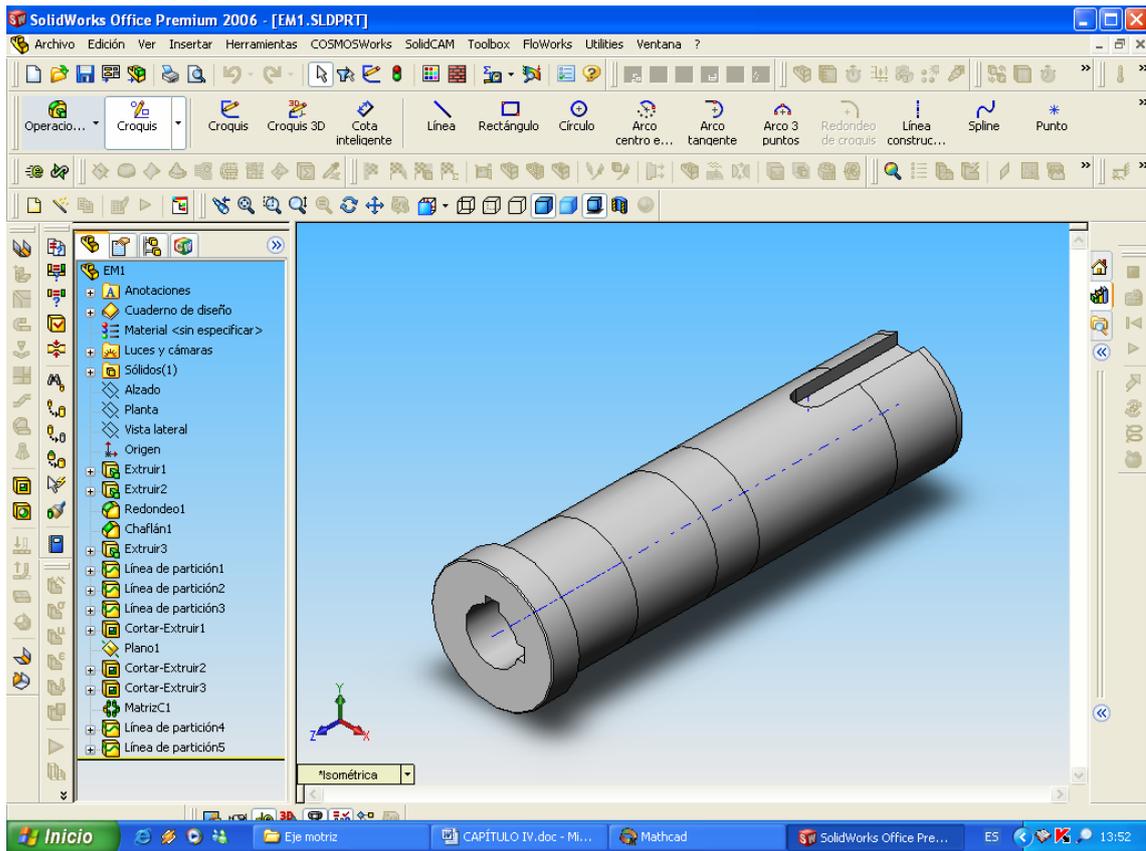


Fig. 4.9 Eje motriz

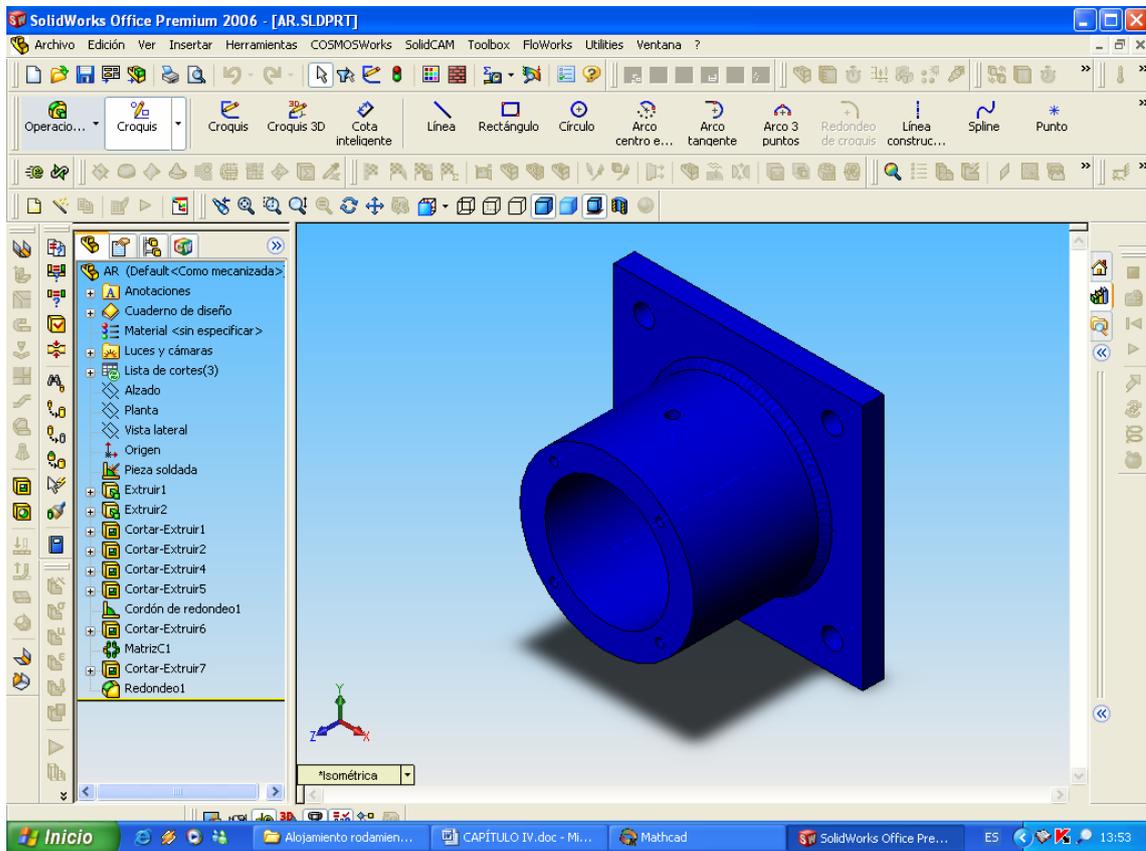


Fig. 4.10 Cilindro – alojamiento de rodamientos

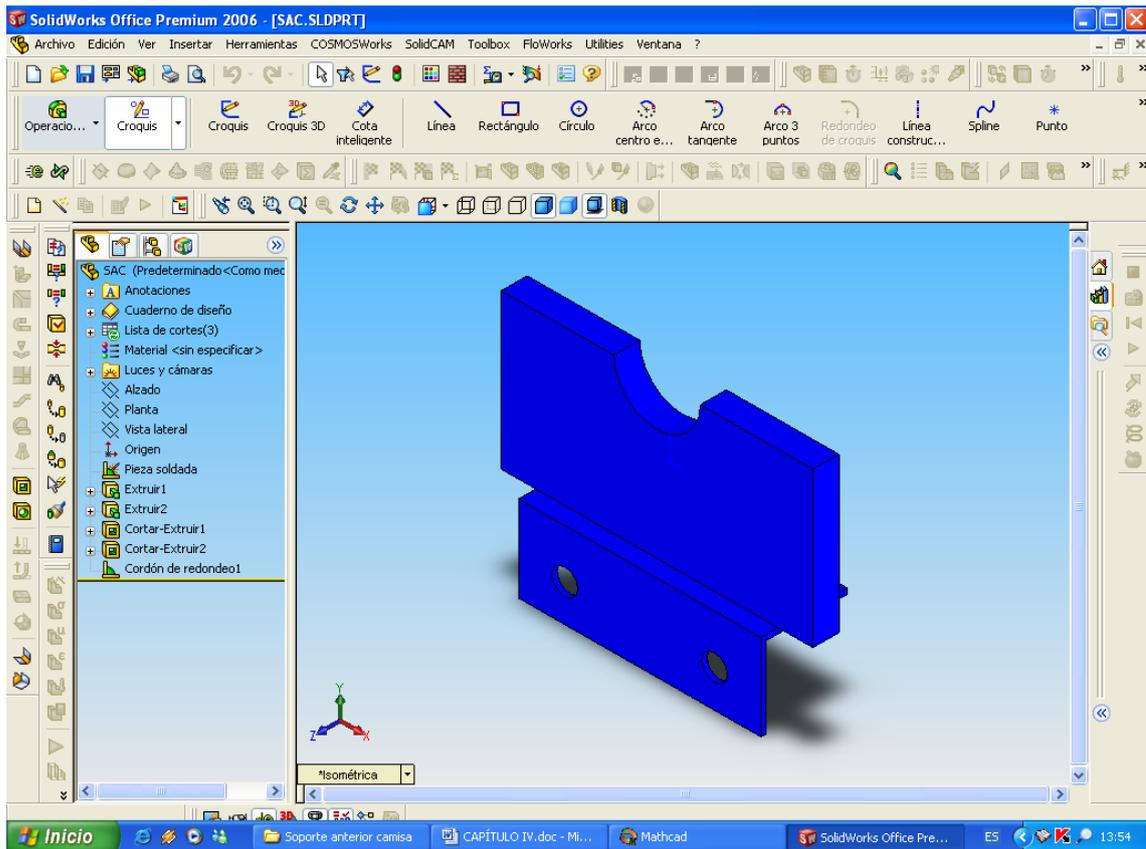


Fig. 4.11 Soporte anterior de la camisa

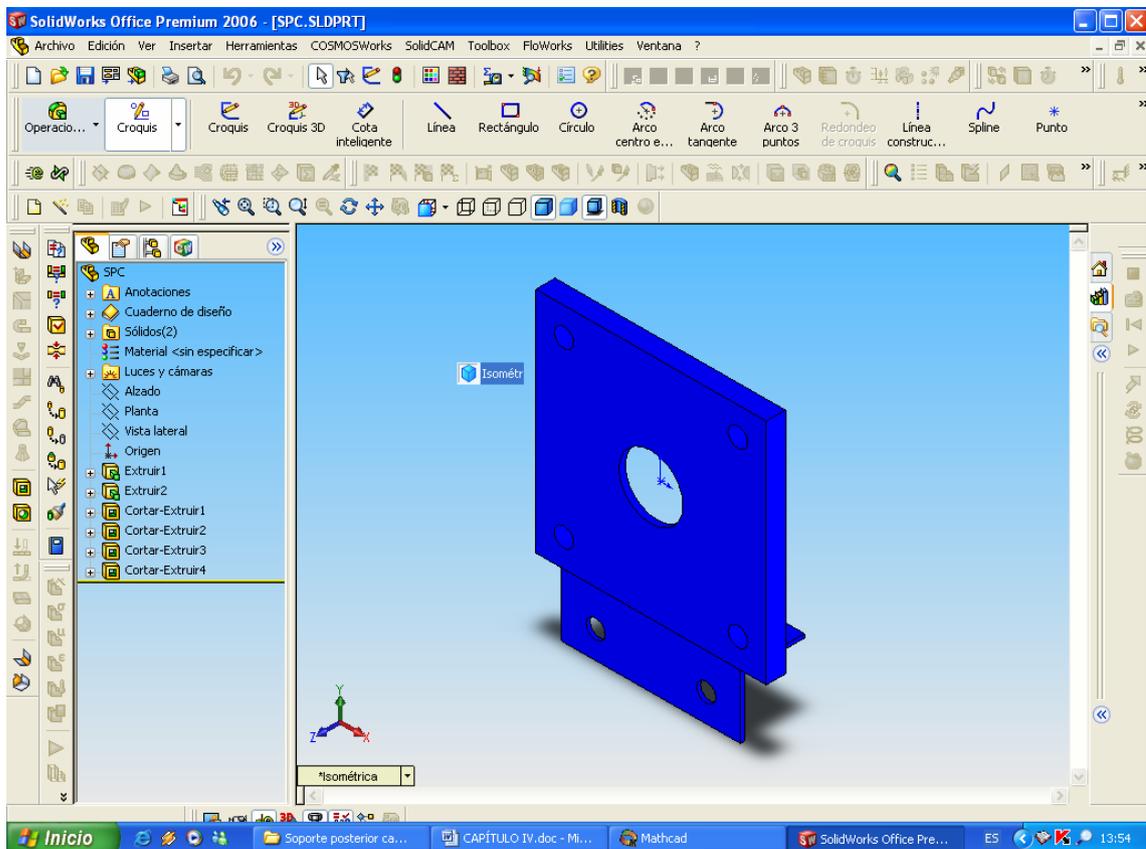


Fig. 4.12 Soporte posterior de la camisa

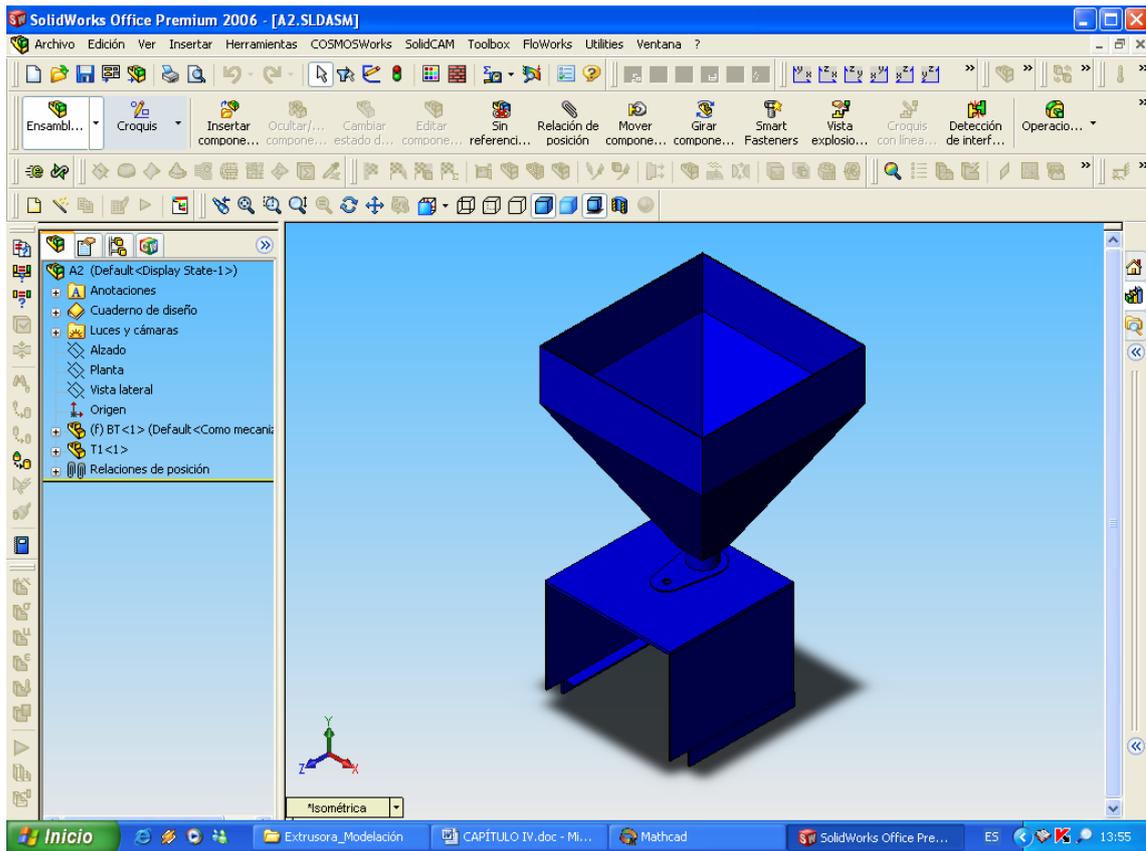


Fig. 4.13 Tolva con su base

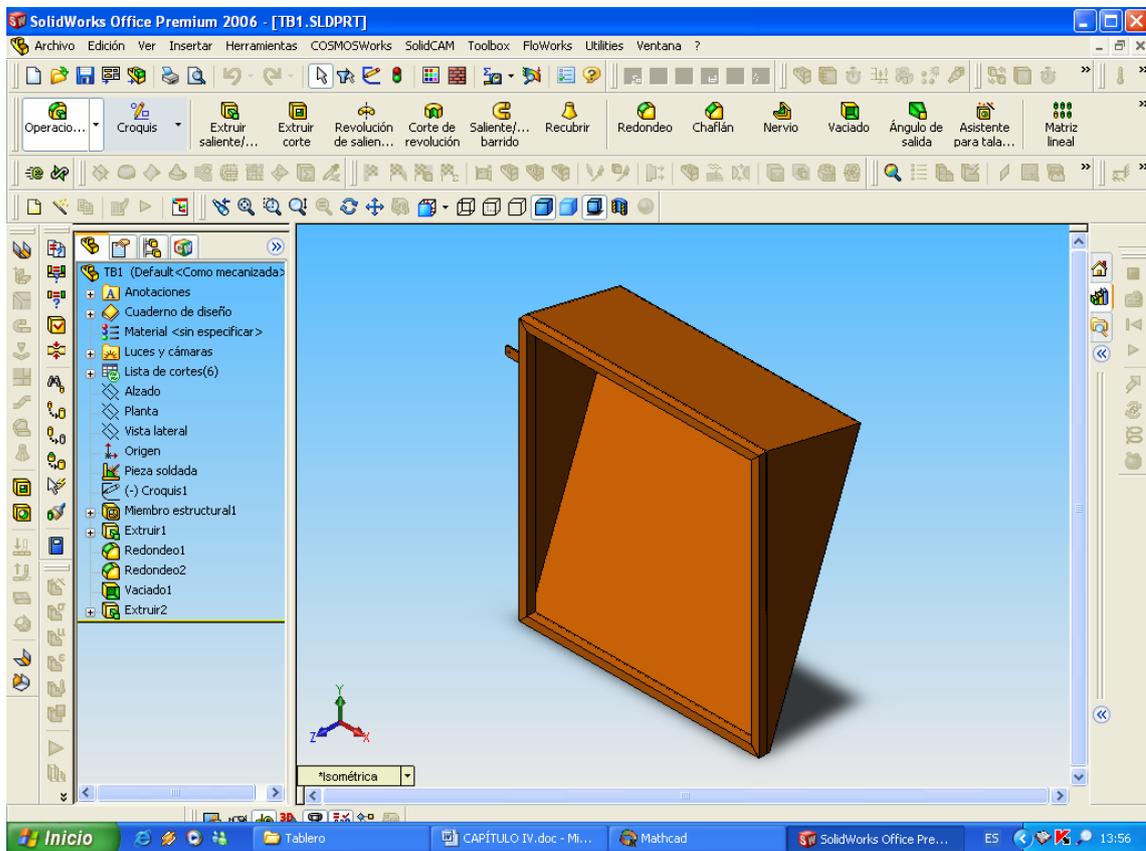


Fig. 4.14 Panel metálico

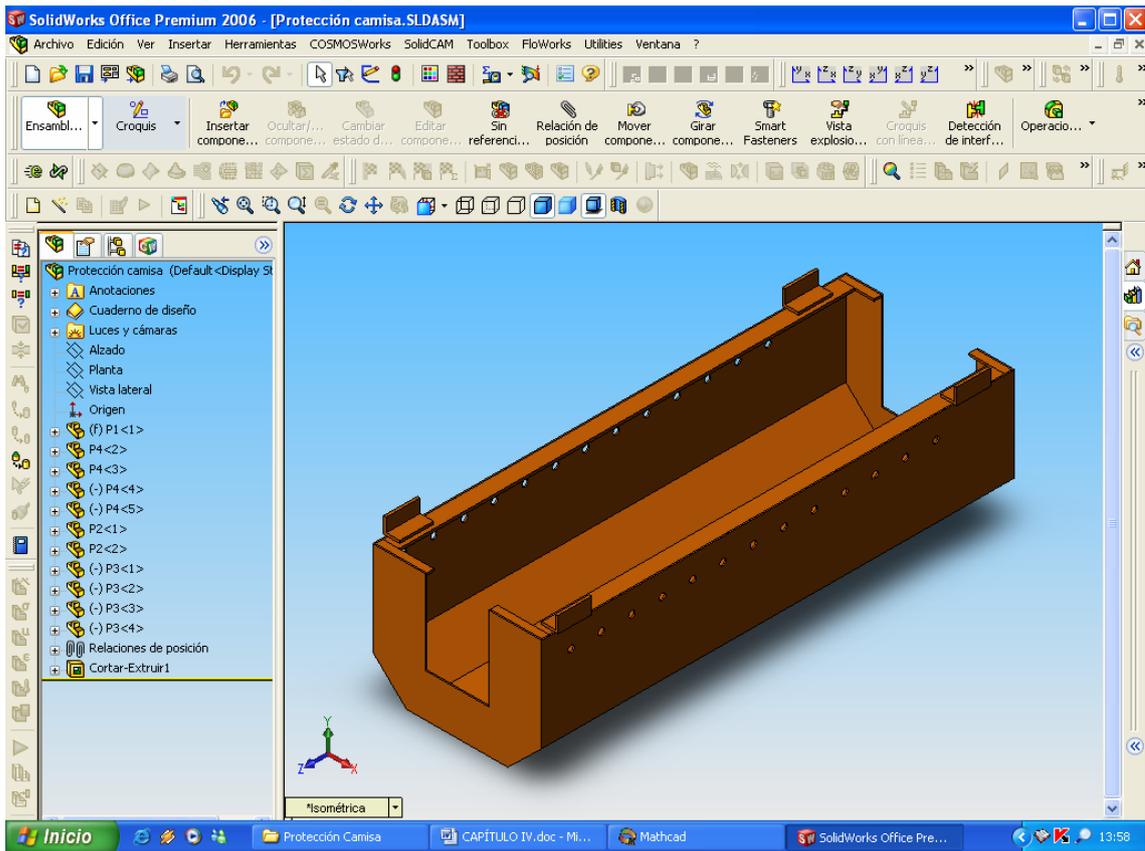


Fig. 4.15 Protección de la camisa

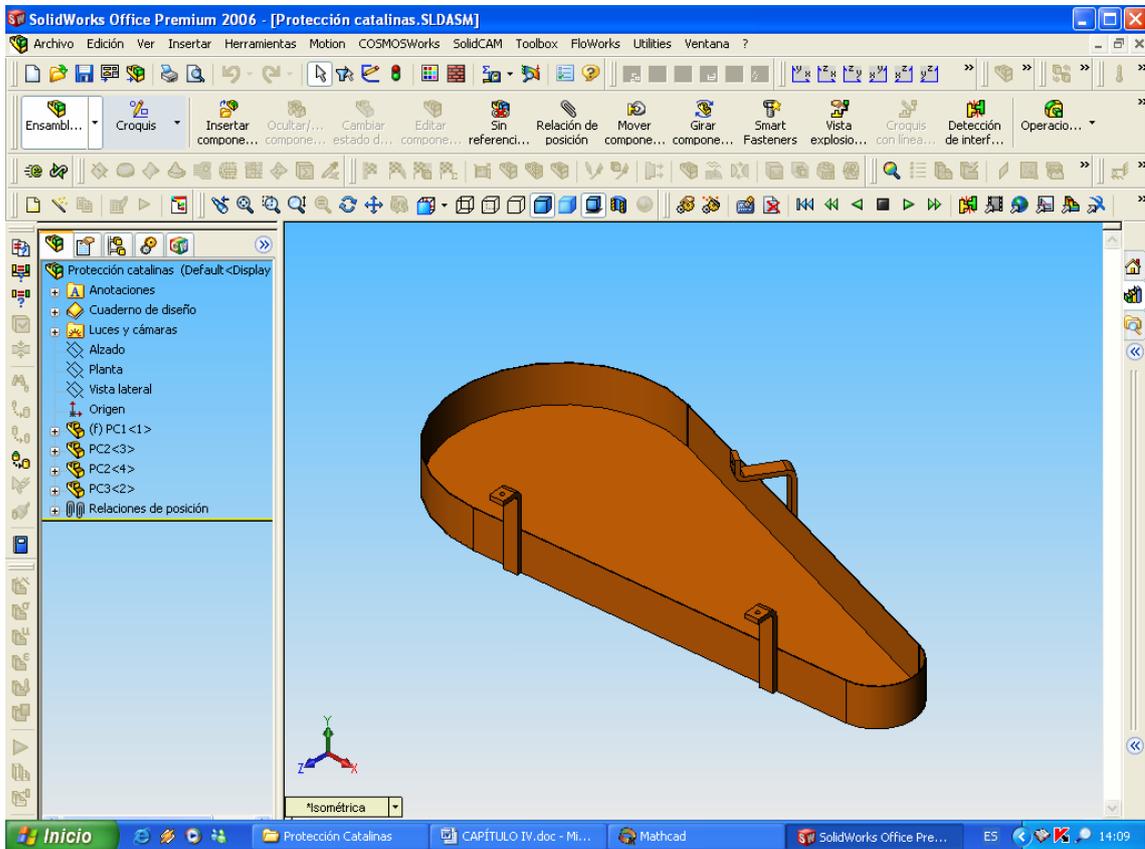


Fig. 4.16 Protección de las catalinas

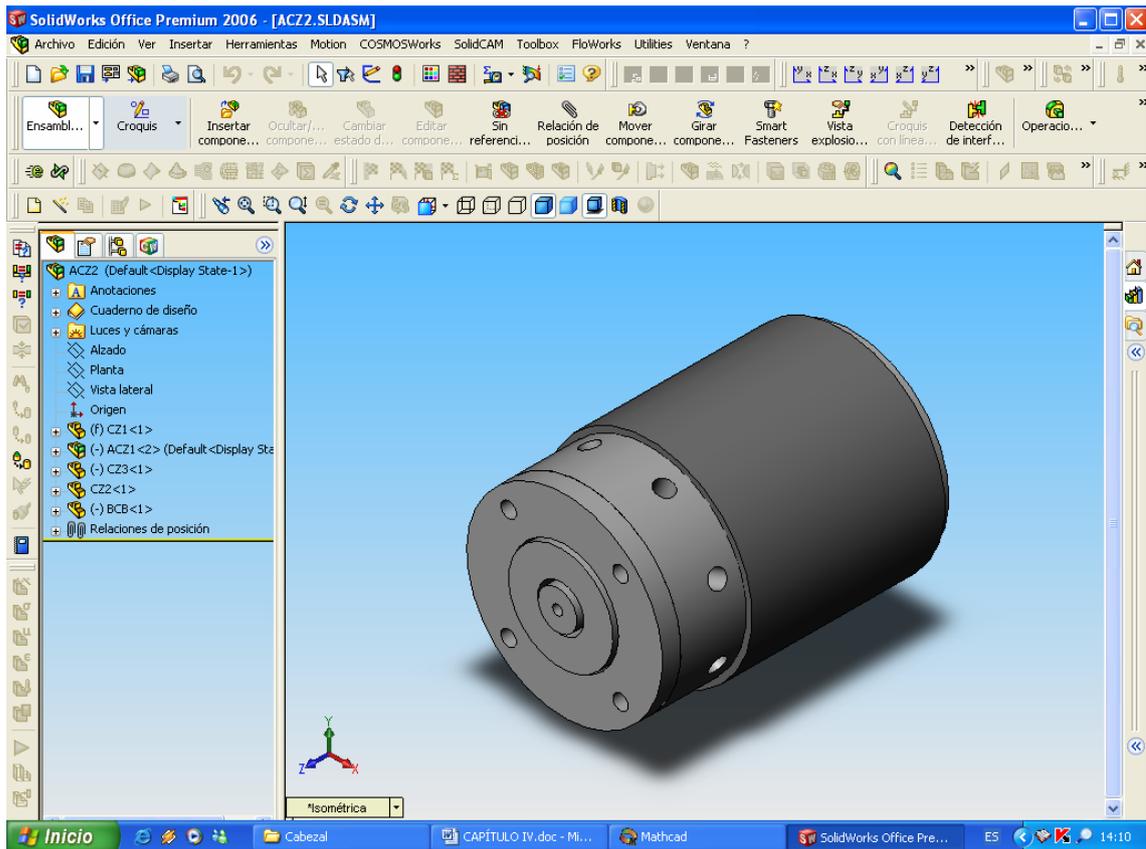


Fig. 4.17 Cabezal de extrusión

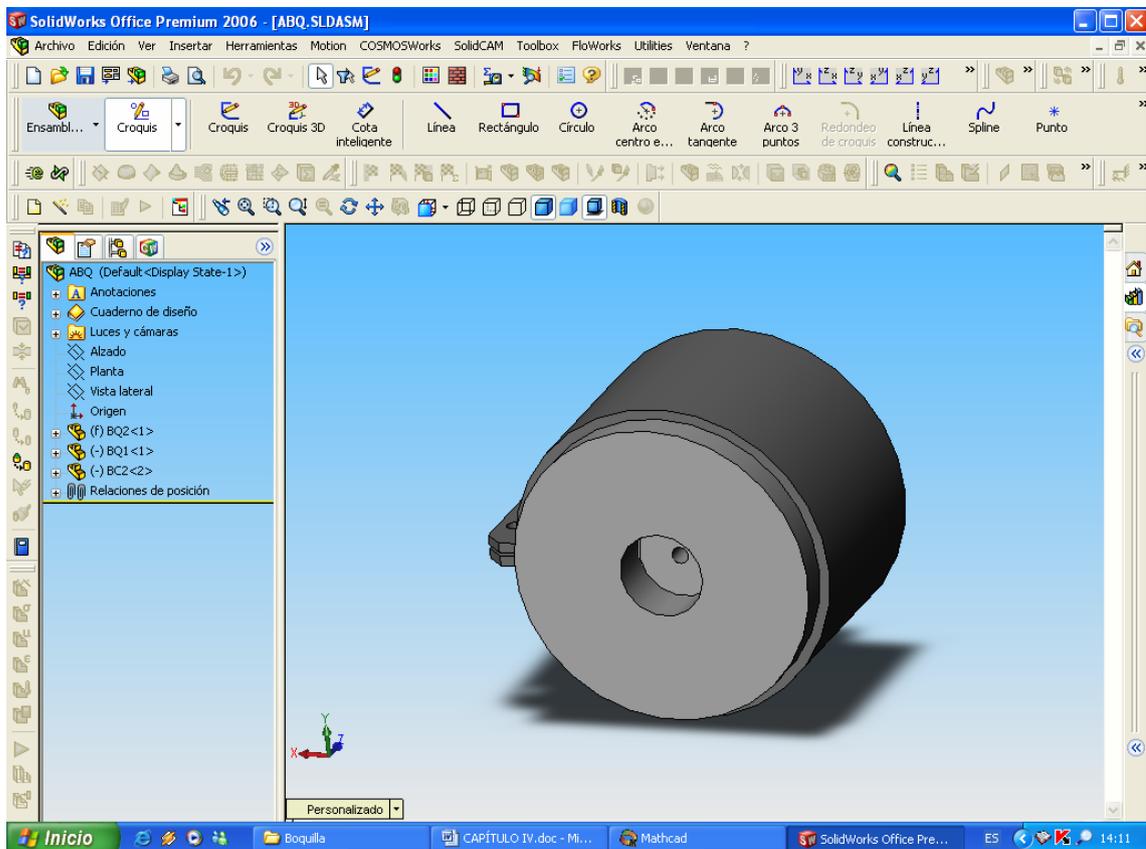


Fig. 4.18 Boquilla de extrusión

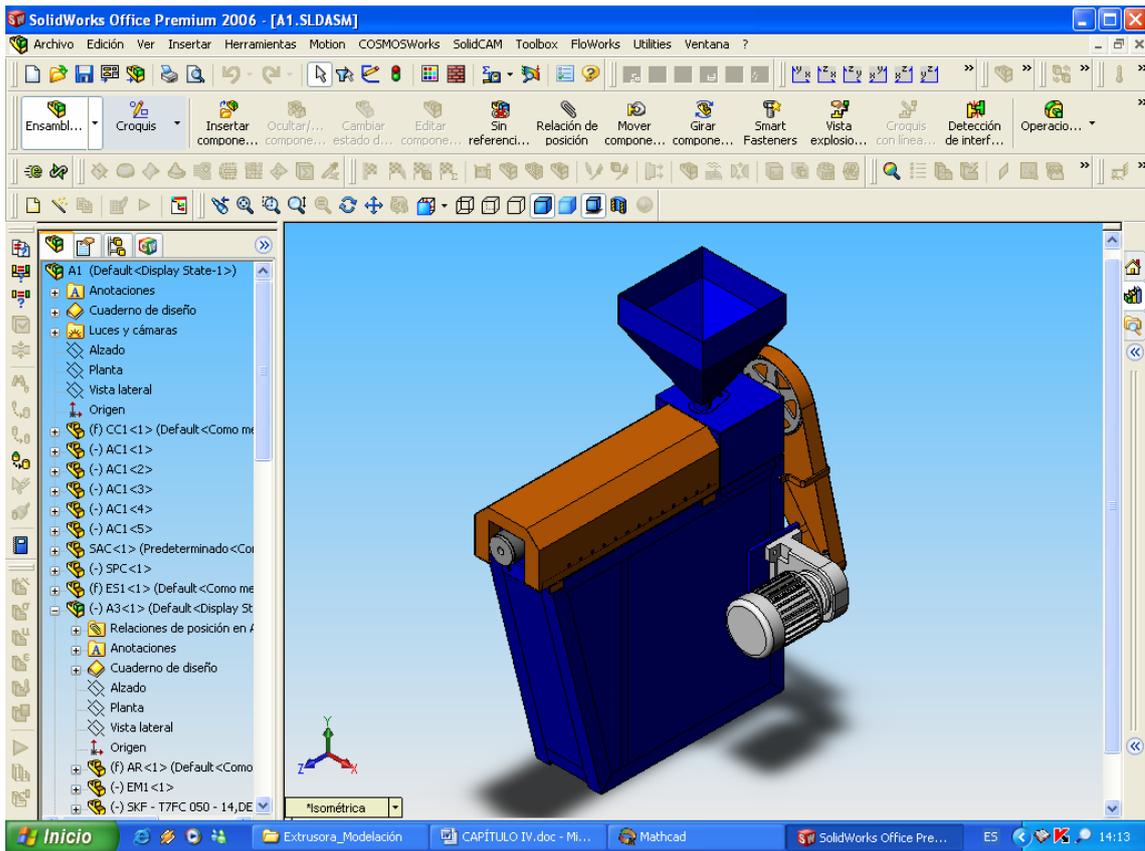


Fig. 4.19a Ensamblaje del prototipo

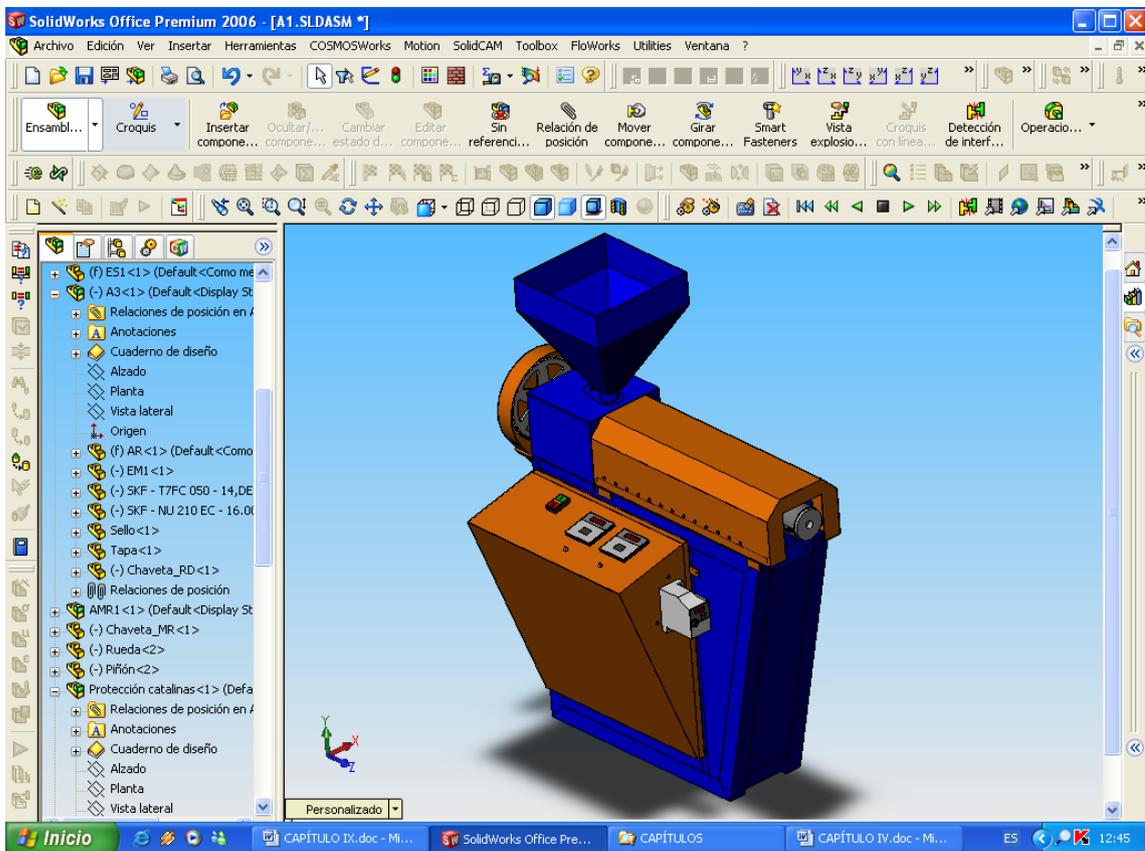


Fig. 4.19b Ensamblaje del prototipo

4.4 SIMULACIÓN Y VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Para realizar la simulación y verificación de diseño de los elementos mecánicos se utilizó la aplicación CosmosWorks, obteniendo los siguientes resultados:

Selección de rodamientos:

Régimen alto de RPM:

$$P_n := 1.5 \quad \text{HP}$$

$$n := 62 \quad \text{rpm} \quad \text{Velocidad de rotación de la catalina rueda}$$

$$T := \frac{63025 P_n}{n}$$

$$T = 1.525 \times 10^3 \quad \text{lbf} - \text{pulg}$$

$$\phi_p := 9.076 \quad \text{pulg} \quad \text{Diámetro de paso de la catalina rueda}$$

$$r := \frac{\phi_p}{2}$$

$$r = 4.538 \quad \text{pulg}$$

$$F := \frac{T}{r} \cdot \frac{9.81}{2.205}$$

$$F = 1.495 \times 10^3 \quad \text{N} \quad (\text{aproximadamente a } 54^\circ \text{ con respecto a la horizontal})$$

$$W := 7.4 \quad \text{lbr} \quad \text{Peso de la catalina rueda}$$

$$\Delta P := 331.5 \quad \text{KPa} \quad \text{Caída de presión en la boquilla}$$

$$P_{\text{max}} := 50.52 \quad \text{MPa} \quad \text{Presión estática máxima}$$

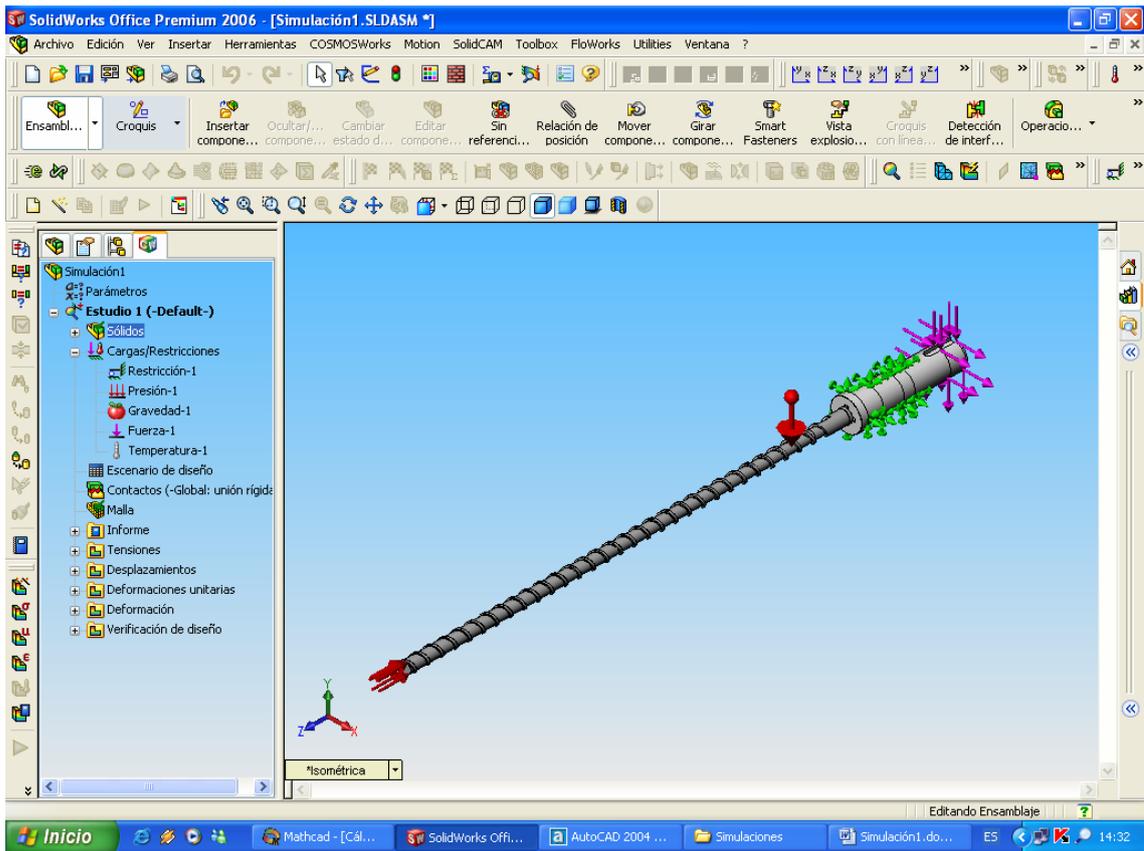


Fig. 4.20a Modelación, cargas y restricciones (presión estática máxima)

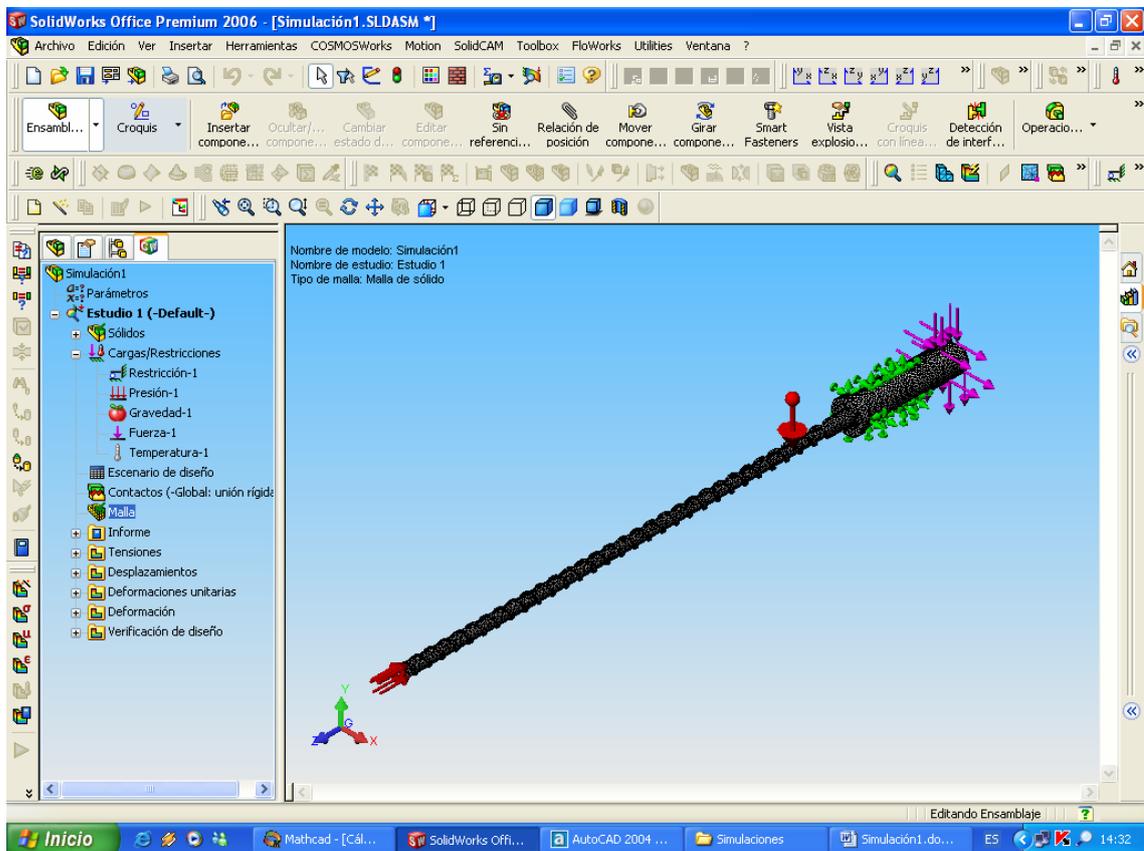


Fig. 4.20b Mallado (presión estática máxima)

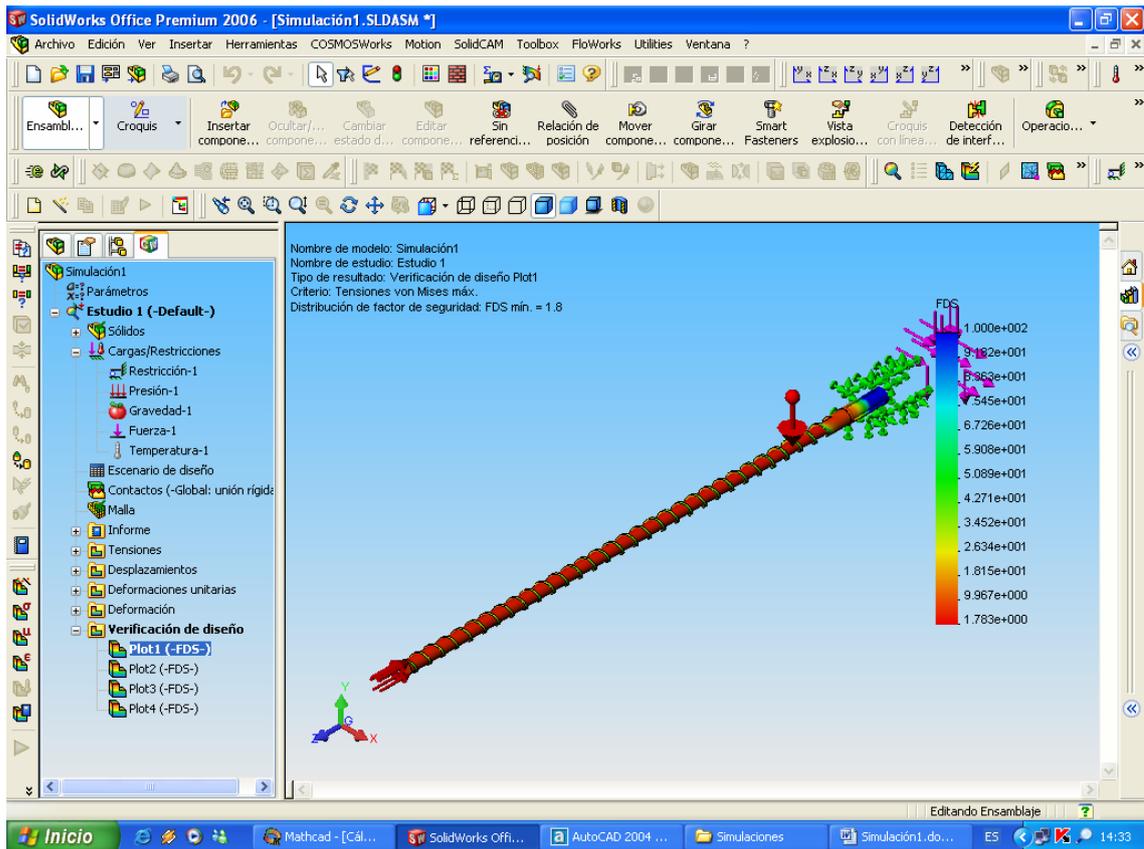


Fig. 4.20c Verificación de diseño – Tornillo (presión estática máxima)

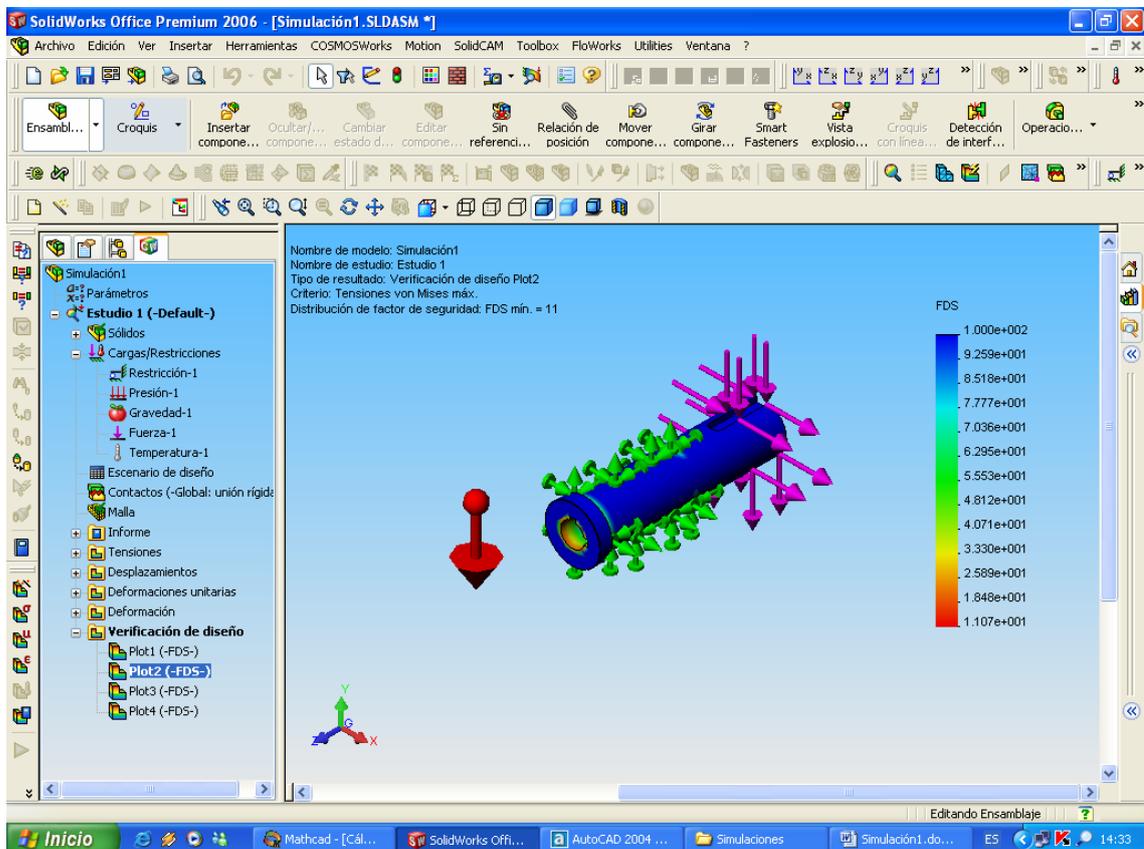


Fig. 4.20d Verificación de diseño – Eje Motriz (presión estática máxima)

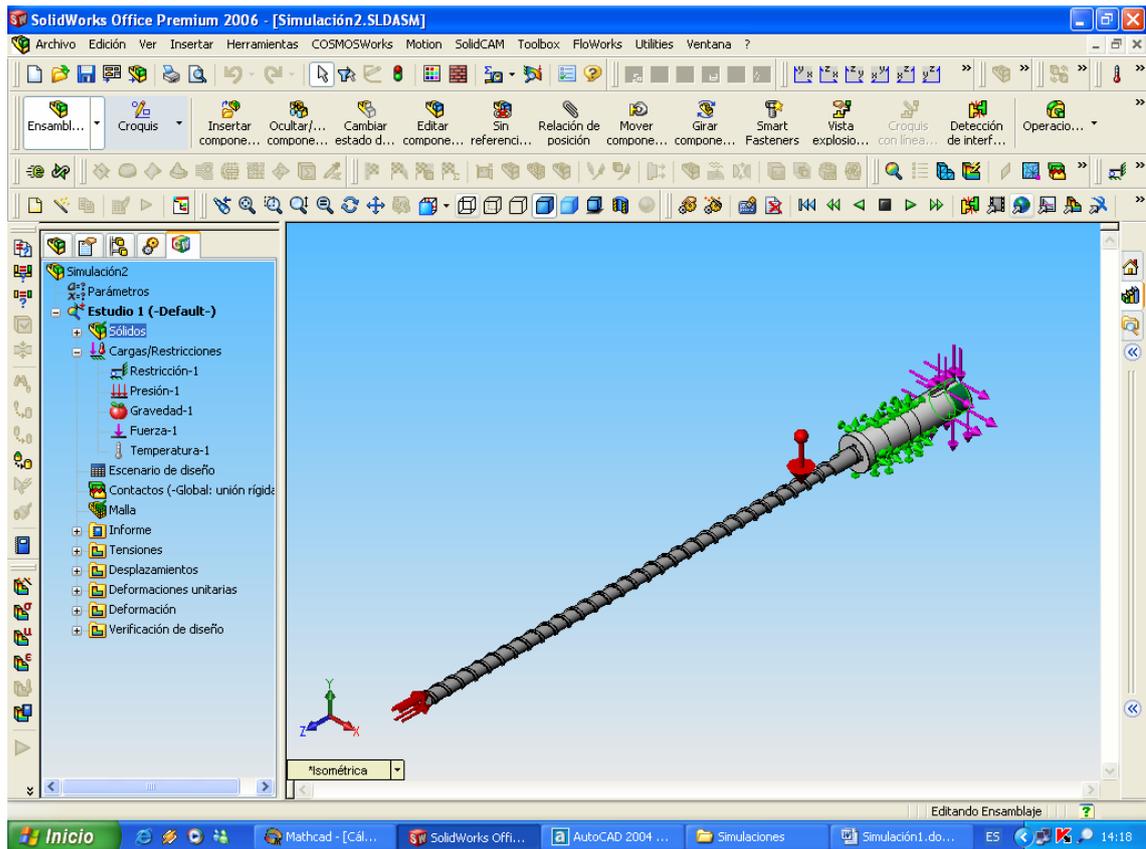


Fig. 4.21a Modelación, cargas y restricciones (caída de presión normal)

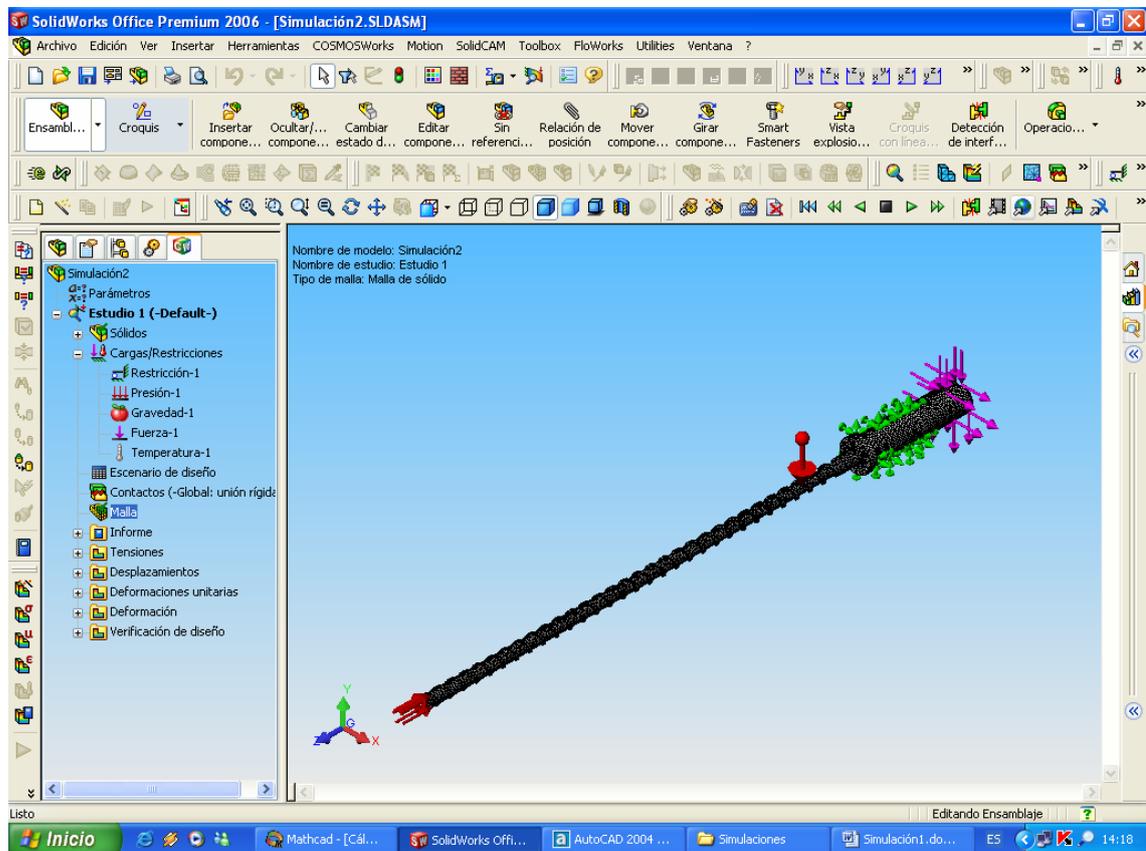


Fig. 4.21b Mallado (caída de presión normal)

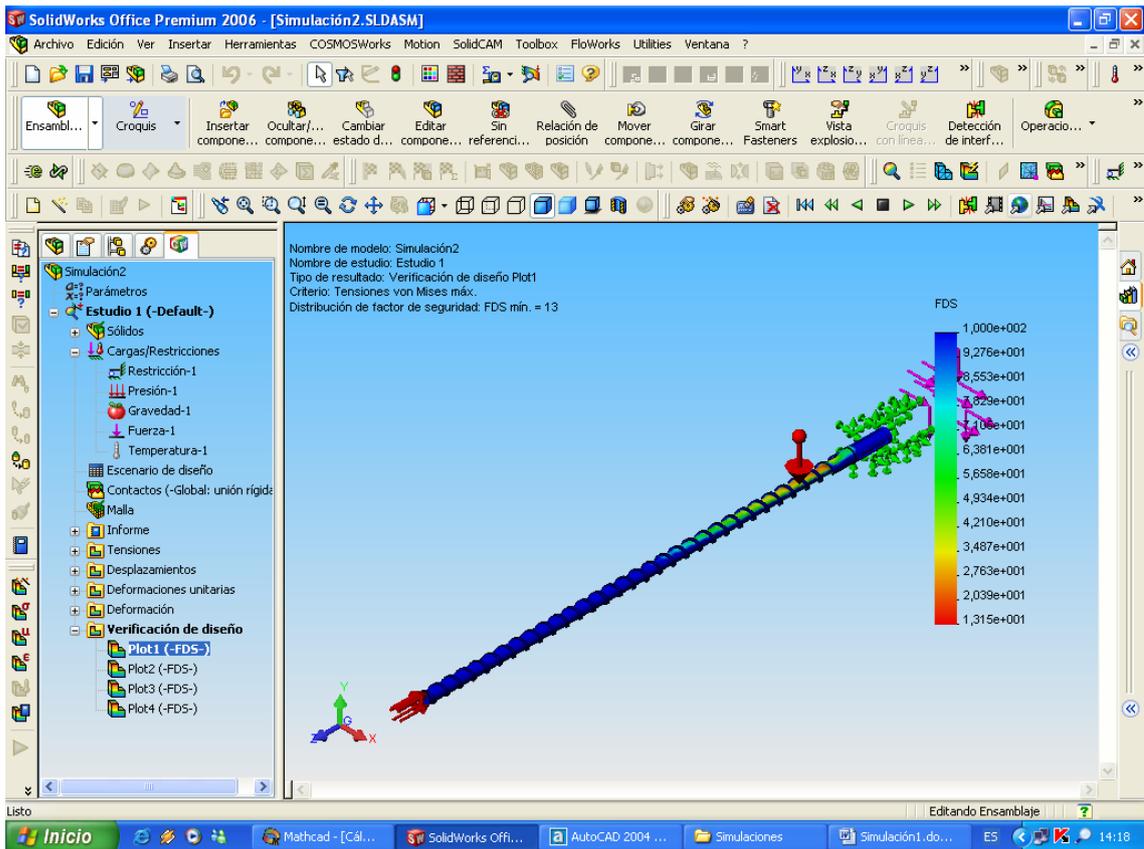


Fig. 4.21c Verificación de diseño – Tornillo (caída de presión normal)

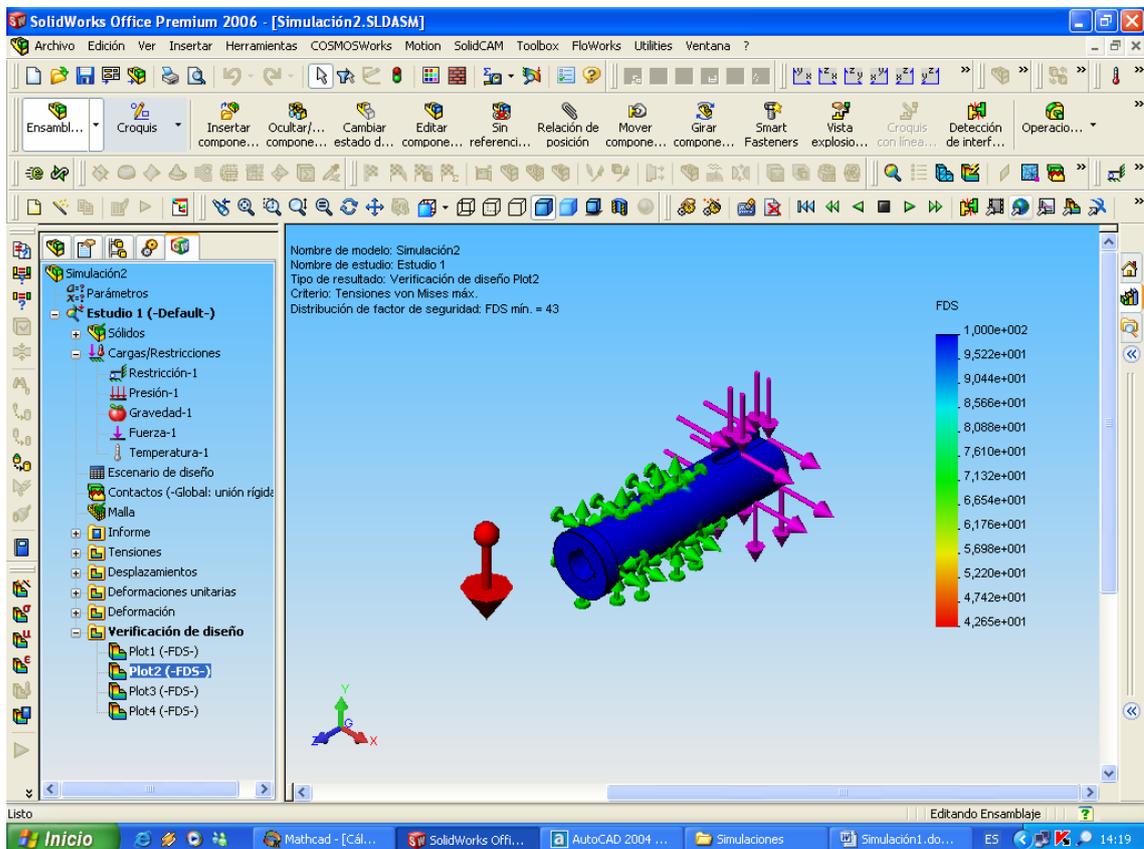


Fig. 4.21d Verificación de diseño – Eje Motriz (caída de presión normal)

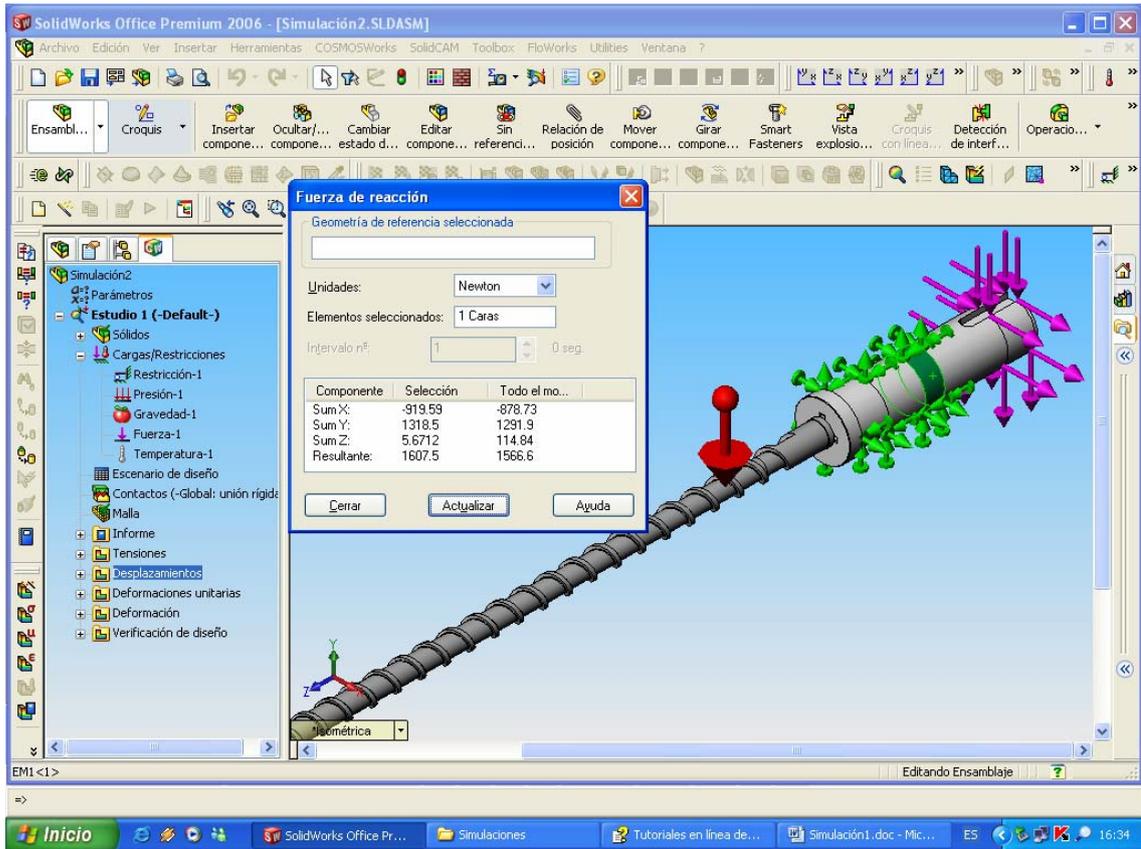


Fig. 4.22 Reacciones rodamiento de rodillos cilíndrico (caída de presión normal)

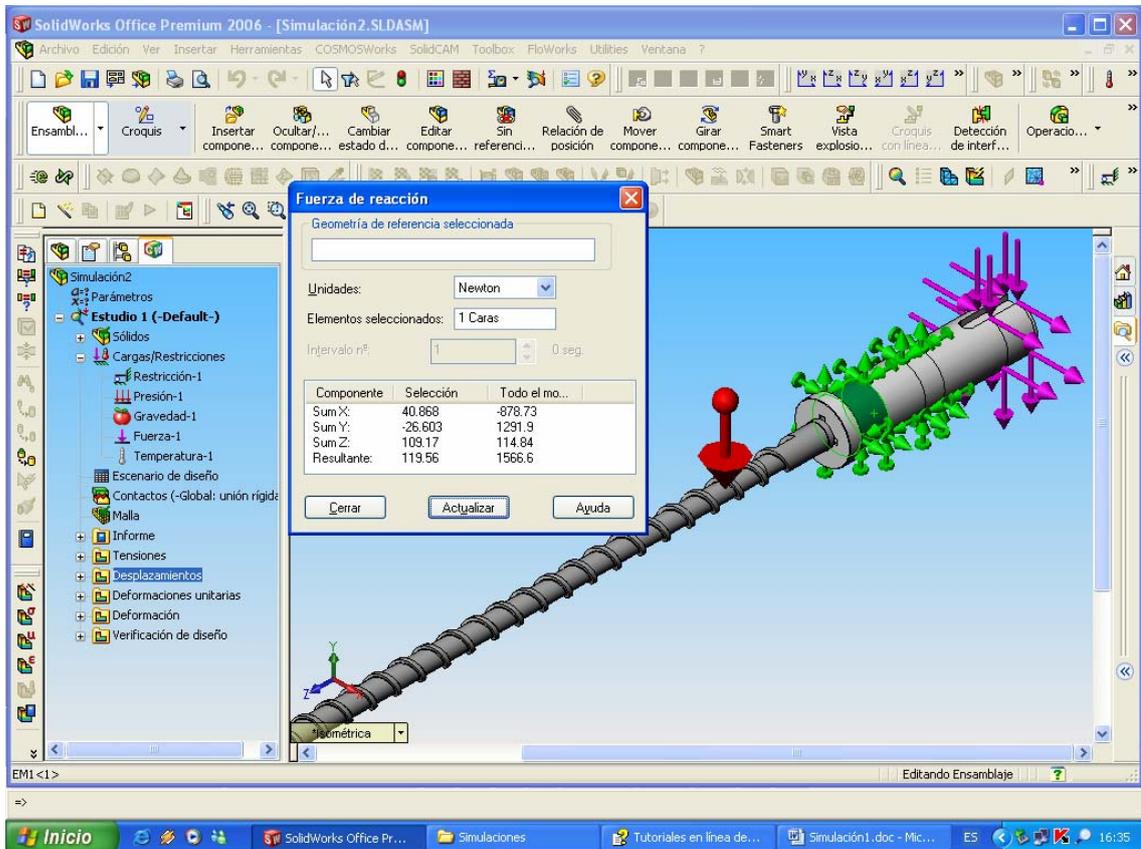


Fig. 4.23 Reacciones rodamiento de rodillos cónico (caída de presión normal)

Carga equivalente en rodamientos:

Rodamiento de rodillos cilíndrico SKF - NU 210 EC

$$F_x := 919.59 \quad \text{N} \quad \text{Carga radial}$$

$$F_y := 1318.4 \quad \text{N} \quad \text{Carga radial}$$

$$P_q := \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad \text{Carga radial equivalente}$$

$$P_q = 1.608 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Rodamiento de rodillos cónico SKF - T7FC 050

$$F_x := 40.868 \quad \text{N} \quad \text{Carga radial}$$

$$F_y := 26.601 \quad \text{N} \quad \text{Carga radial}$$

$$F_z := 114.84 \quad \text{N} \quad \text{Carga axial}$$

$$R_q := \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad \text{Carga radial equivalente}$$

$$R_q = 48.764 \quad \text{N}$$

$$\frac{F_z}{R_q} = 2.355 \quad \frac{F_z}{R_q} > e := 0.88$$

$$Y := 0.68$$

$$P_q := 0.4 R_q + Y \cdot F_z \quad \text{Carga equivalente dinámica}$$

$$P_q = 97.597 \quad \text{N}$$

$$Y_o := 0.4$$

$$P_o := 0.5 R_q + Y_o \cdot F_z \quad \text{Carga equivalente estática}$$

$$P_o = 70.318 \quad \text{N}$$

$$C := 10800 \quad \text{N} \quad \text{Capacidad dinámica}$$

$$C_o := 13700 \quad \text{N} \quad \text{Capacidad estática}$$

$$L := \left(\frac{C}{P_q} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L = 1.402 \times 10^{10} \quad \text{Vida básica en millones de ciclos}$$

$$n = 62 \quad \text{rpm}$$

$$H := \frac{L \cdot 10^6}{n} \cdot \frac{1}{60}$$

$$H = 3.768 \times 10^{12} \quad \text{Vida básica en horas}$$

Calculadora de rodamientos - Rodamiento de rodillos cilíndricos NU 210 EC

Unidades: EE.UU. SI

SKF

Rodamiento de rodillos cilíndricos

- NU 309 EC
- NU 409
- NU 2309 EC
- NU 1010
- NU 210 EC**
- NU 2210 EC
- NU 310 EC
- NU 410
- NU 2310 EC
- NU 1011 EC
- NU 211 EC

Confiabilidad: L(10) = 90%

Capacidad: Calculada Introducir capacidad

Calibre: 50 mm

Diámetro exterior: 90 mm

Nº de rodillos: 20

Diámetro de rodillo: 10.200000 mm

Capacidad: 37139.126519 N

Carga: Carga equivalente: 1608 N

Vida básica: Vida en revs.: 35087.476618 × 10⁶ revs.

Velocidad: 62 r/min

Vida en horas: 9432117.37050 hrs.

Fig. 4.24 Vida en ciclos y horas del rodamiento de rodillos cilíndrico

Régimen bajo de RPM:

$$P_n := 1.5 \quad \text{HP}$$

$$n := 15 \quad \text{rpm} \quad \text{Velocidad de rotación de la catalina rueda}$$

$$T := \frac{63025 P_n}{n}$$

$$T = 6.303 \times 10^3 \quad \text{lbf - pulg}$$

$\phi_p := 9.07\epsilon$ pulg Diámetro de paso de la catalina rueda

$$r := \frac{\phi_p}{2}$$

$r = 4.538$ pulg

$$F := \frac{T \cdot 9.81}{r \cdot 2.205}$$

$F = 6.179 \times 10^3$ N (aproximadamente a 54° con respecto a la horizontal)

$W := 7.4$ lbrn Peso de la catalina rueda

$\Delta P := 64.1\epsilon$ KPa Caída de presión en la boquilla

$P_{max} := 9.7\epsilon$ MPa Presión estática máxima

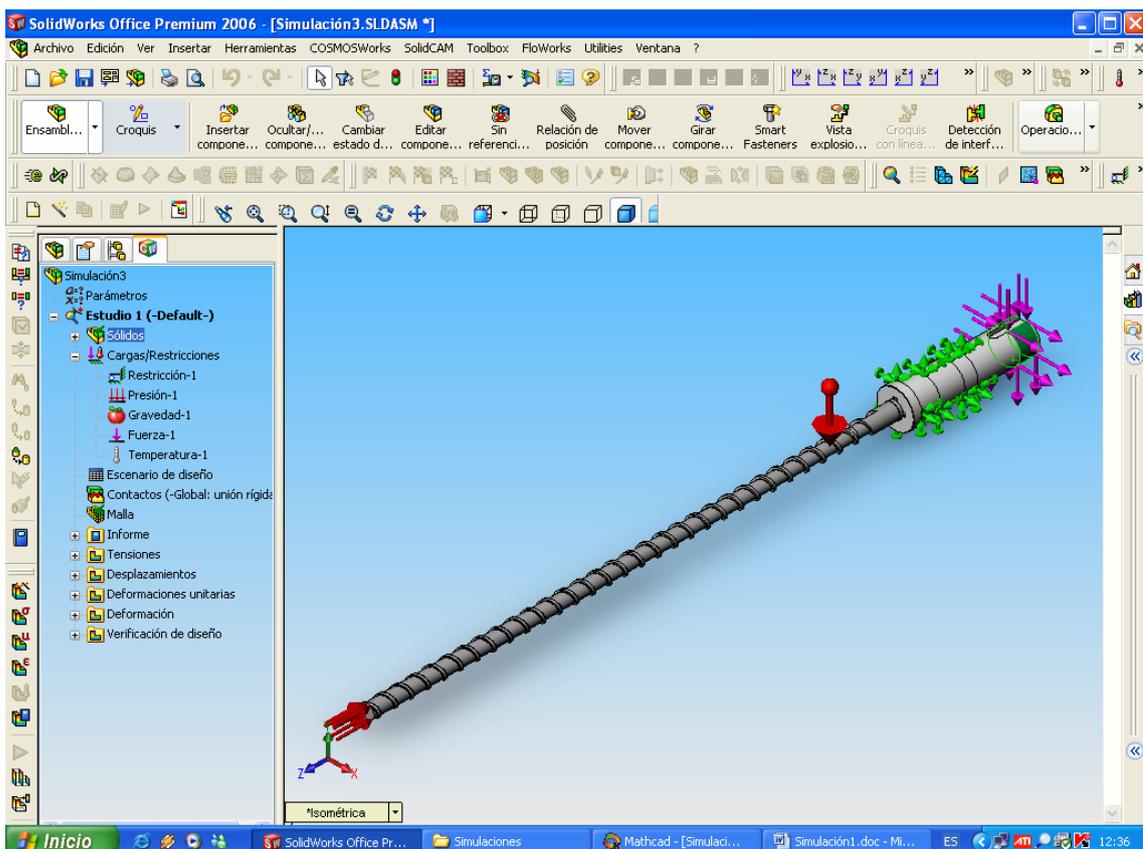


Fig. 4.25a Modelación, restricciones y cargas (presión estática máxima)

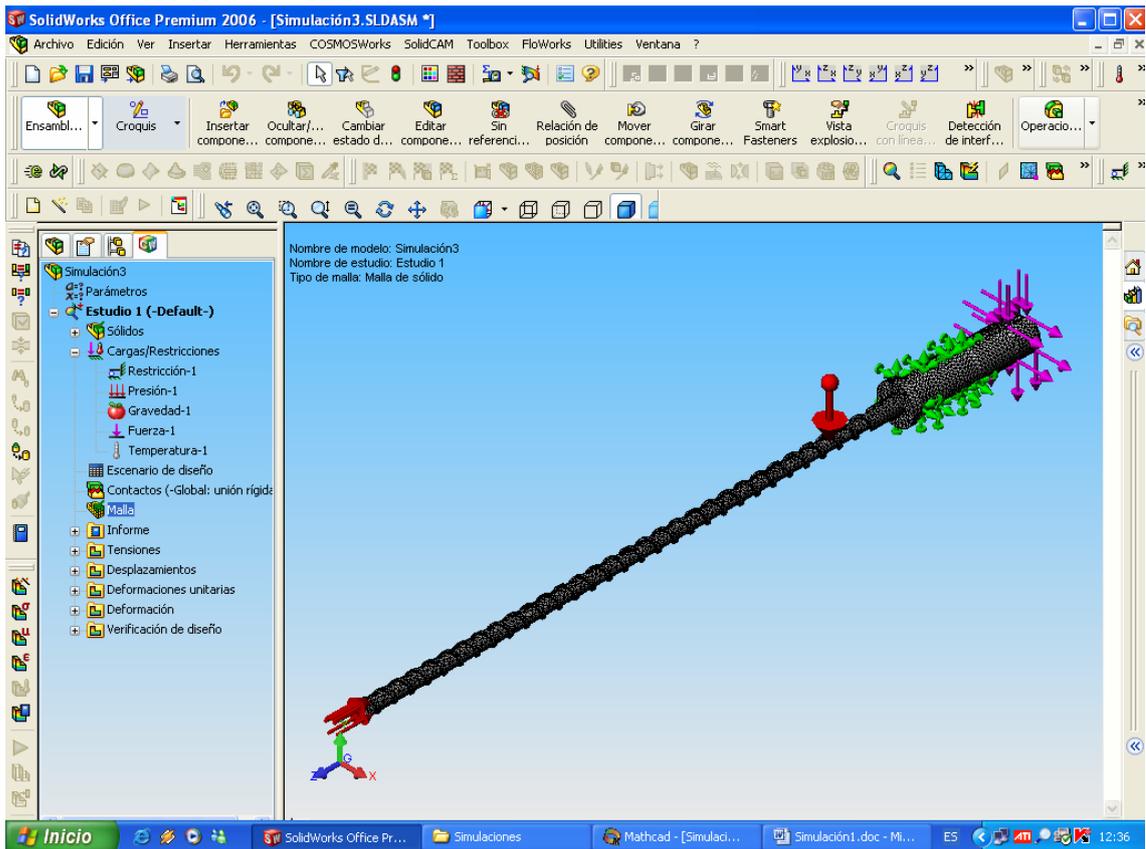


Fig. 4.25b Mallado (presión estática máxima)

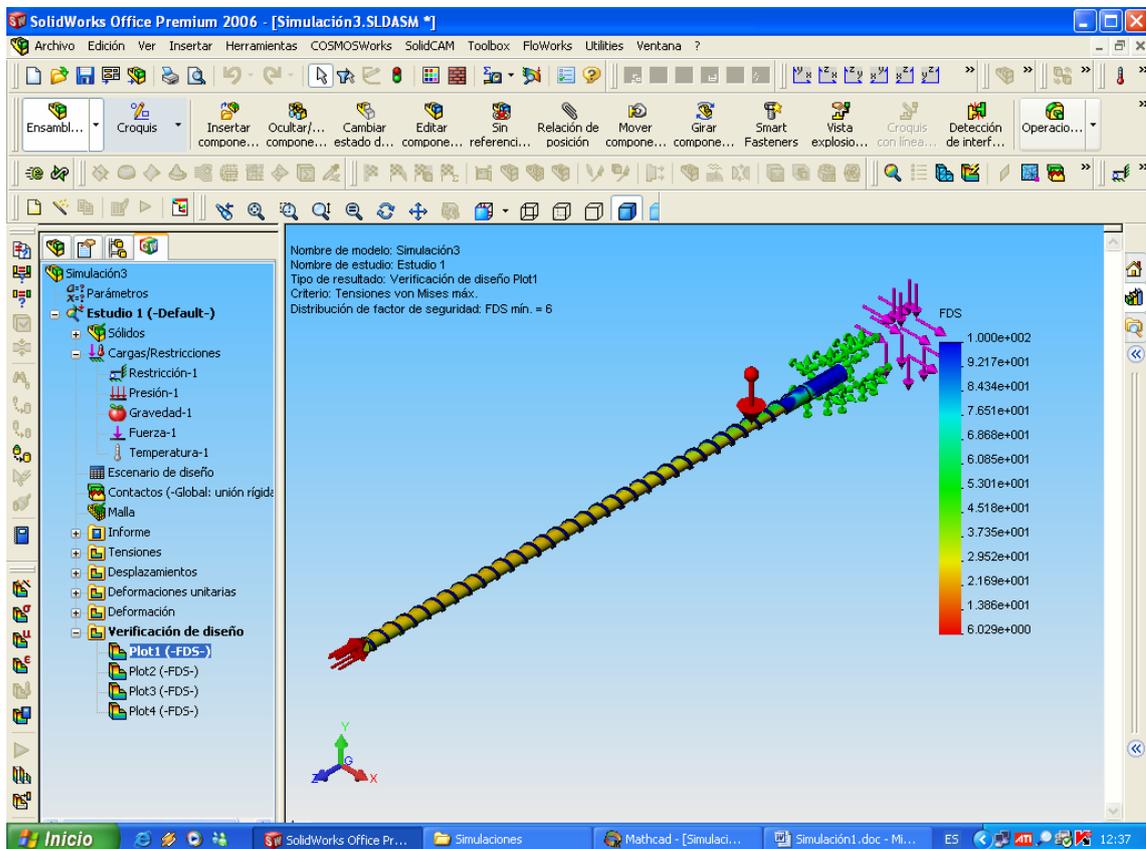


Fig. 4.25c Verificación de diseño – Tornillo (presión estática máxima)

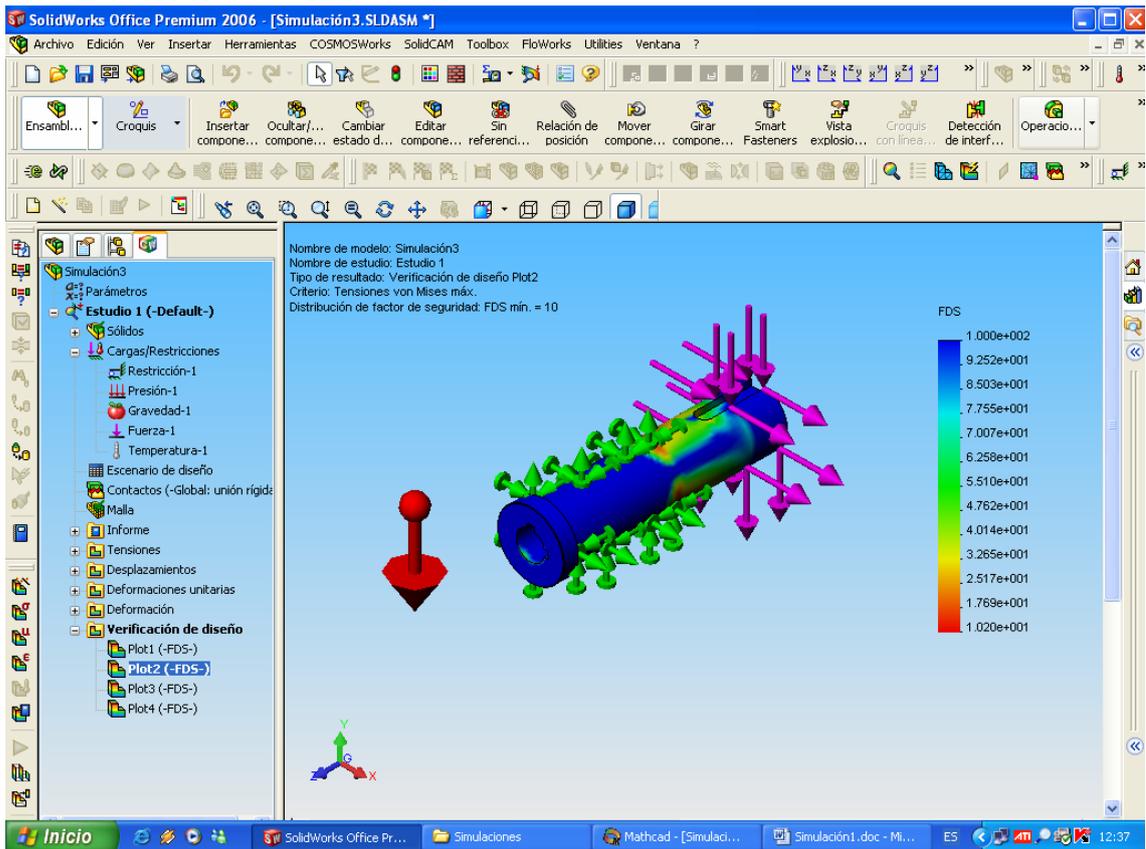


Fig. 4.25d Verificación de diseño – Eje Motriz (presión estática máxima)

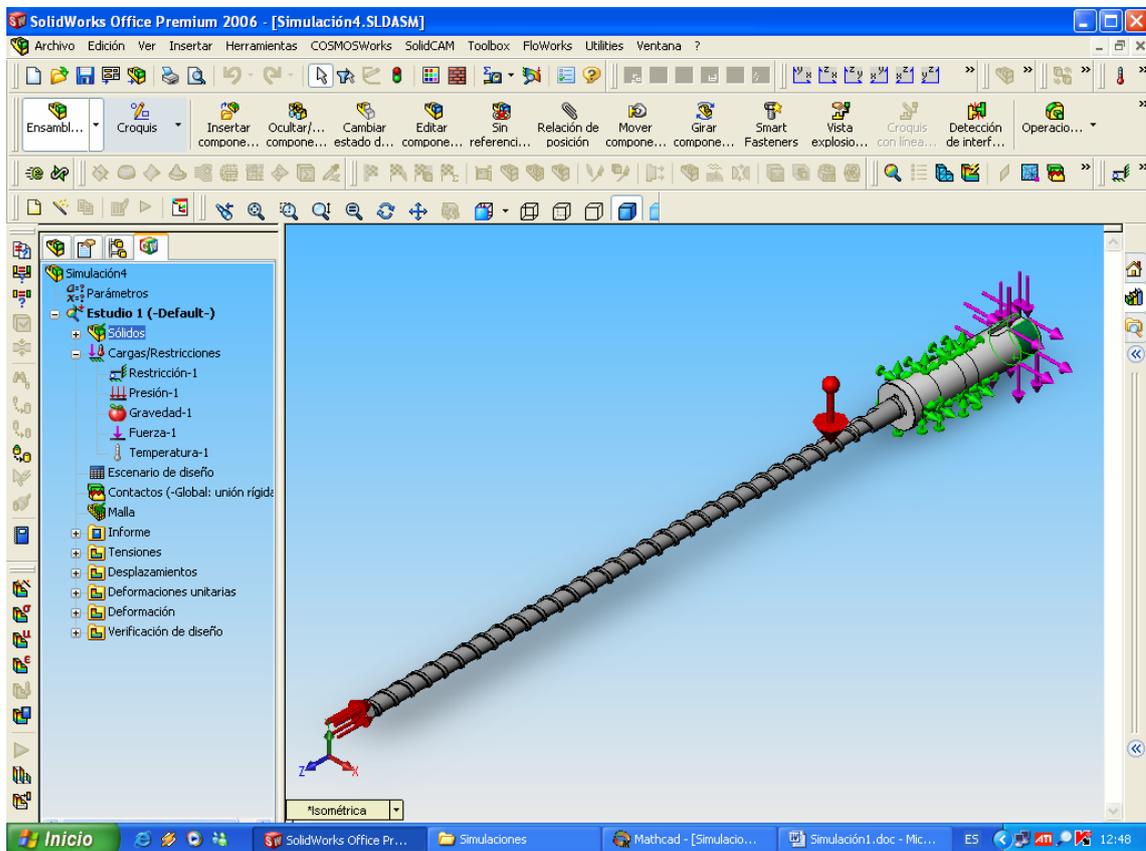


Fig. 4.26a Modelación, restricciones y cargas (caída de presión normal)

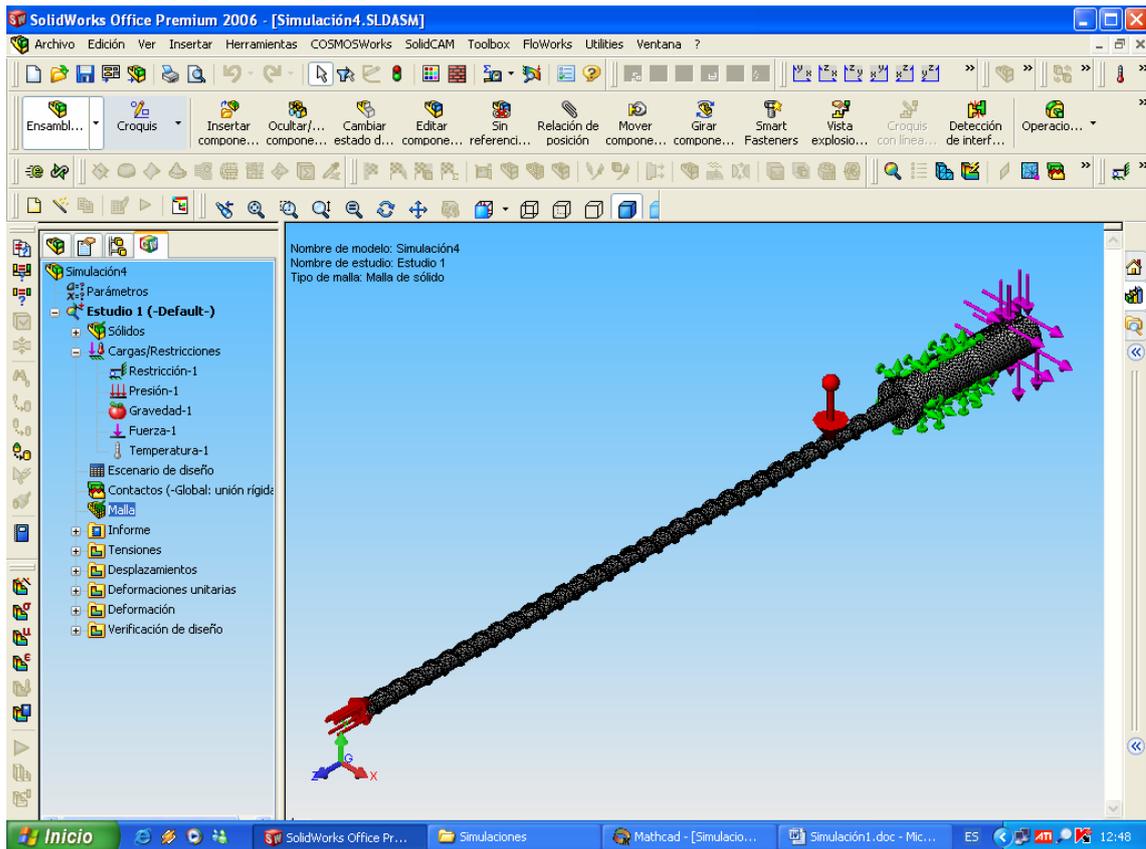


Fig. 4.26b Mallado (caída de presión normal)

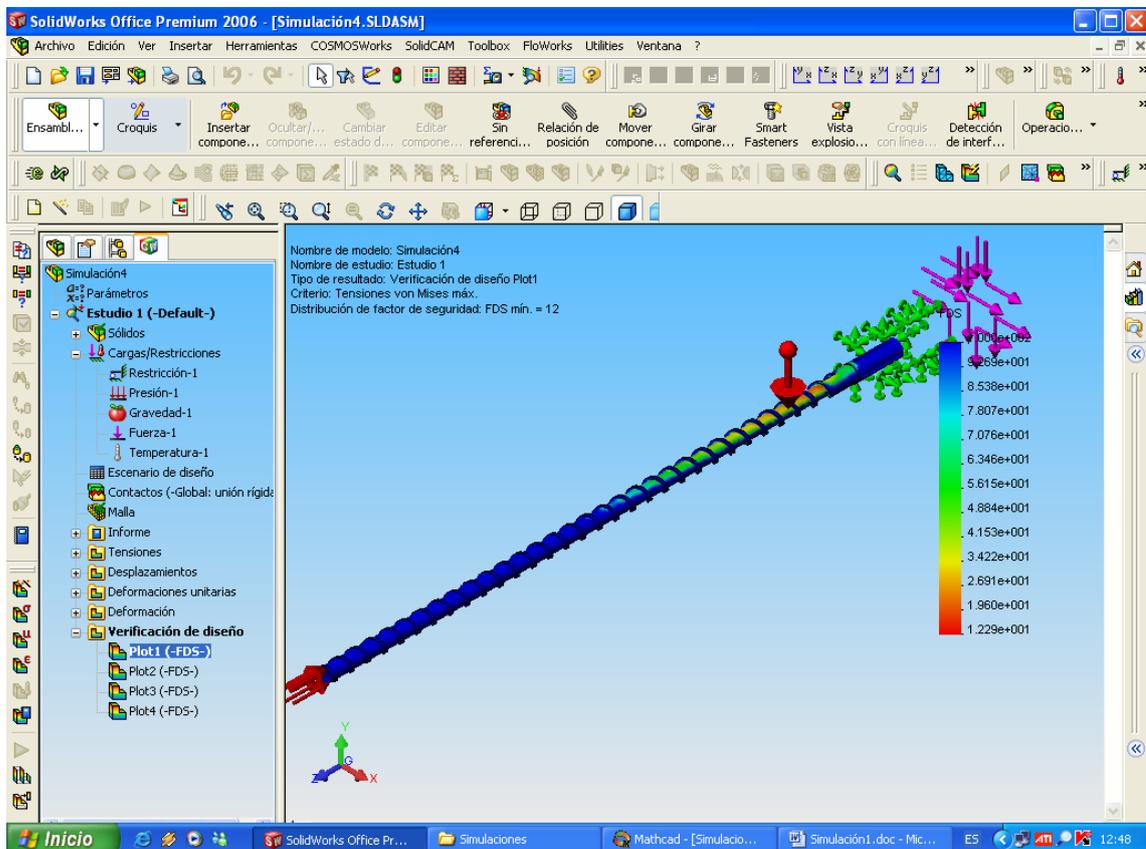


Fig. 4.26c Verificación de diseño – Tornillo (caída de presión normal)

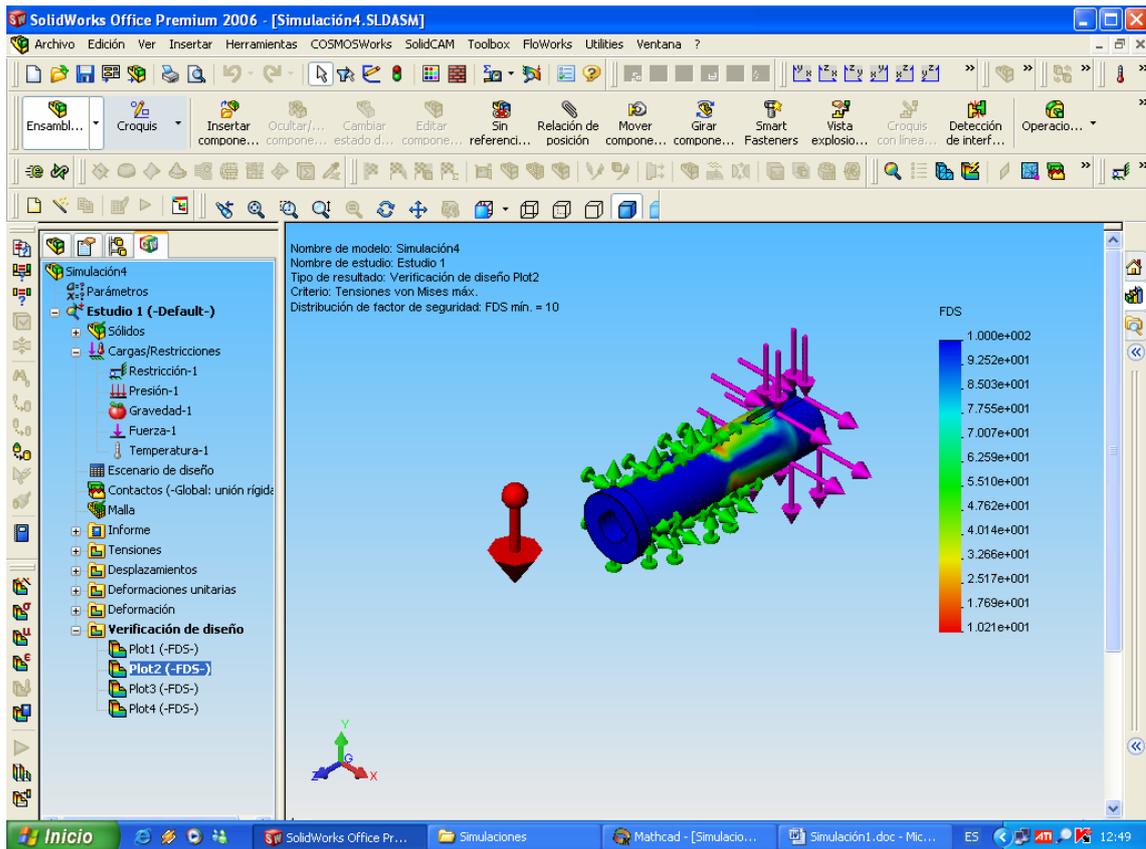


Fig. 4.26d Verificación de diseño – Eje Motriz (caída de presión normal)

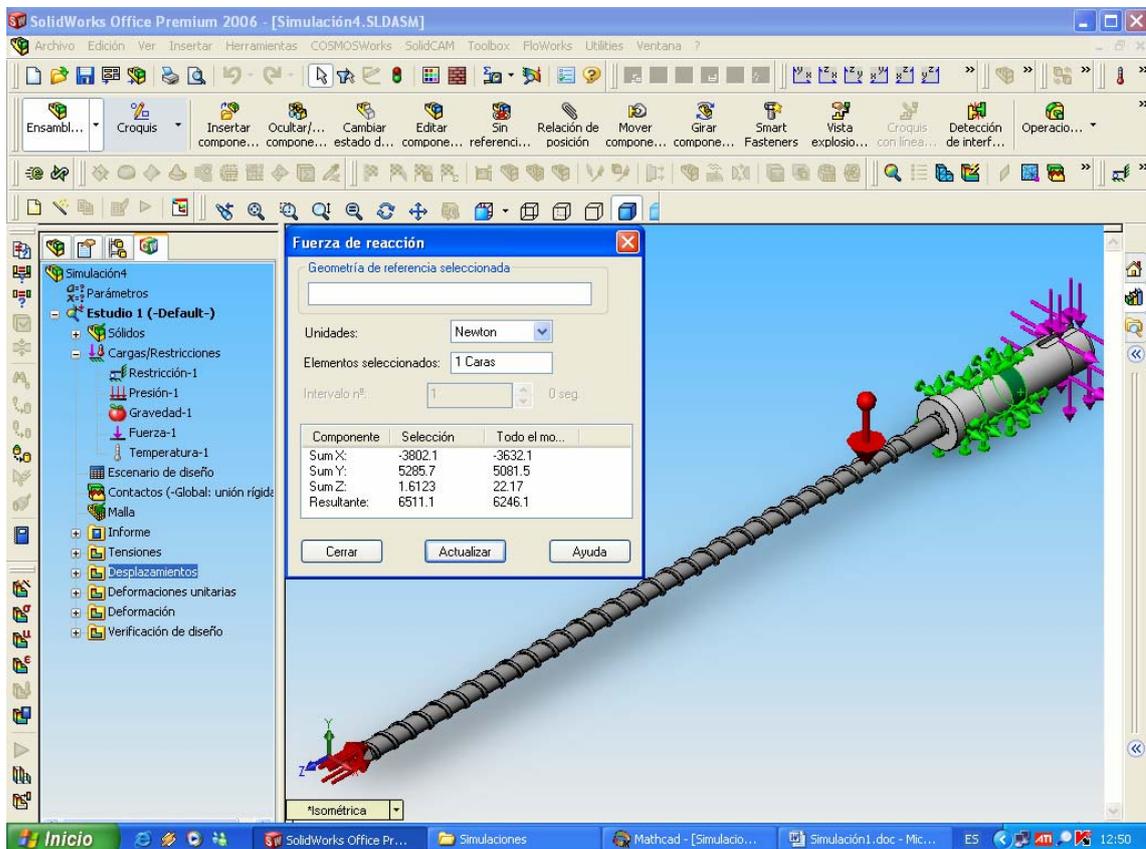


Fig. 4.27 Reacciones rodamiento de rodillos cilíndrico (caída de presión normal)

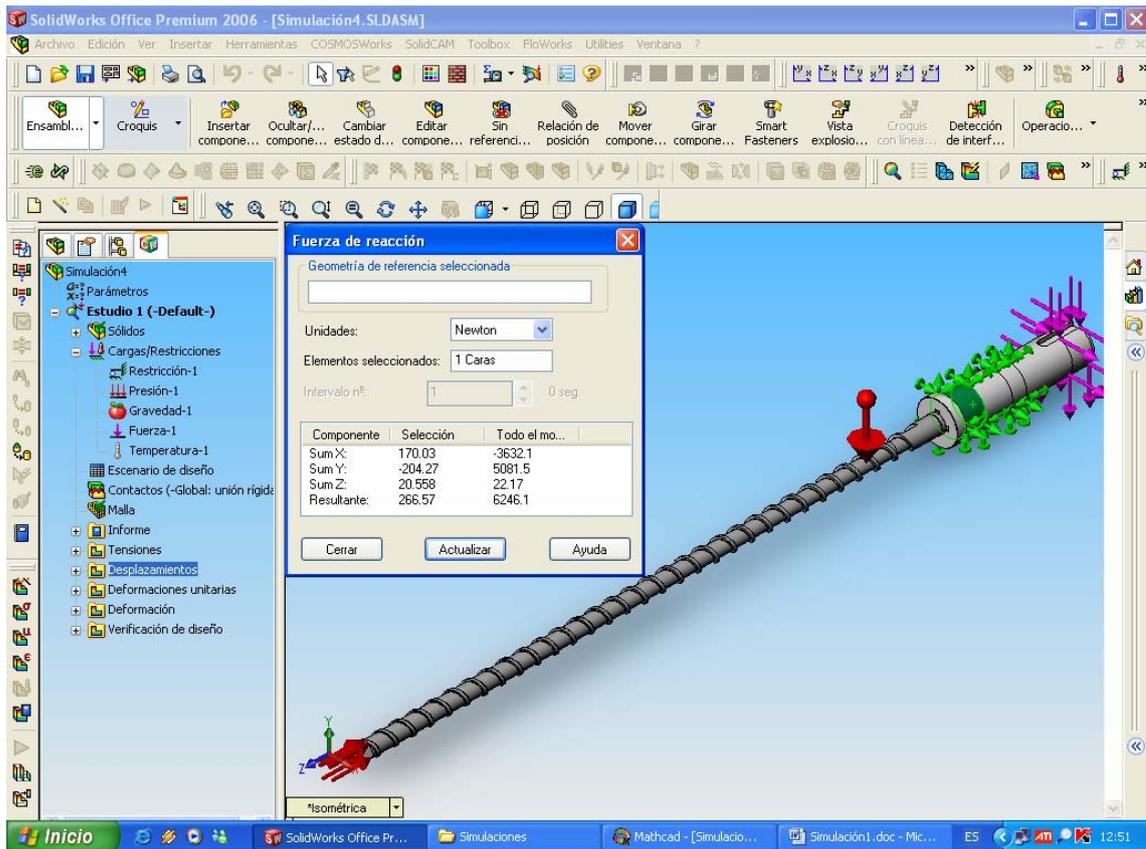


Fig. 4.28 Reacciones rodamiento de rodillos cónico (caída de presión normal)

Carga equivalente en rodamientos:

Rodamiento de rodillos cilíndrico SKF - NU 210 EC

$F_x := 3802.1 \text{ N}$ Carga radial

$F_y := 5285.7 \text{ N}$ Carga radial

$P_q := \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ Carga radial equivalente

$P_q = 6.511 \times 10^3 \text{ N}$

Rodamiento de rodillos cónico SKF - T7FC 050

$F_x := 170.0 \text{ N}$ Carga radial

$F_y := 204.2 \text{ N}$ Carga radial

$F_z := 22.17 \text{ N}$ Carga axial

$$R_q := \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad \text{Carga radial equivalente}$$

$$R_q = 265.775 \quad \text{N}$$

$$\frac{F_z}{R_q} = 0.083$$

$$\frac{F_z}{R_q} < e := 0.88$$

$$P_q := R_q$$

$$P_q = 265.775 \quad \text{N} \quad \text{Carga equivalente dinámica}$$

$$Y_o := 0.4$$

$$P_o := 0.5 \cdot R_q + Y_o \cdot F_z \quad \text{Carga equivalente estática}$$

$$P_o = 141.756 \quad \text{N}$$

$$C := 10800 \quad \text{N} \quad \text{Capacidad dinámica}$$

$$C_o := 13700 \quad \text{N} \quad \text{Capacidad estática}$$

$$L := \left(\frac{C}{P_q} \right)^{\frac{10}{3}}$$

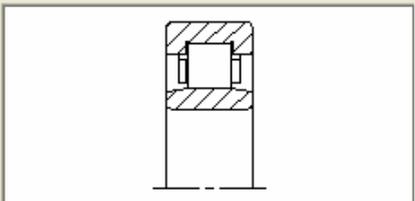
$$L = 4.97 \times 10^8 \quad \text{Vida básica en millones de ciclos}$$

$$n = 15 \quad \text{rpm}$$

$$H := \frac{L \cdot 10^6}{n} \cdot \frac{1}{60}$$

$$H = 5.522 \times 10^{11} \quad \text{Vida básica en horas}$$

Calculadora de rodamientos - Rodamiento de rodillos cilíndricos NU 210 EC



Unidades
 EE.UU. SI

SKF
 Rodamiento de rodillos cilíndricos

NU 409
 NU 2309 EC
 NU 1010
NU 210 EC
 NU 2210 EC
 NU 310 EC
 NU 410
 NU 2310 EC
 NU 1011 EC
 NU 211 EC
 NU 2211 EC

Confiabilidad
 L(10) = 90%

Capacidad
 Calculada Introducir capacidad

Calibre 50 mm
 Diámetro exterior 90 mm
 Nº de rodillos 20
 Diámetro de rodillo 10.200000 mm
 Capacidad 37139.126519 N

Carga
 Carga equivalente 6511 N

Vida básica
 Vida en revs. 331.599067 × 10⁶ revs.
 Velocidad 15 r/min
 Vida en horas 368443.407655 hrs.

Fig. 4.29 Vida en ciclos y horas del rodamiento de rodillos cilíndrico

Adicionalmente se realizó una simulación de calentamiento del sistema extrusor considerando un estado transitorio, con termostatos situados en los mismos puntos donde se encuentran las termocuplas en el proceso real. Para esta simulación se consideró una temperatura operativa de 260 °C, obteniendo los siguientes resultados:

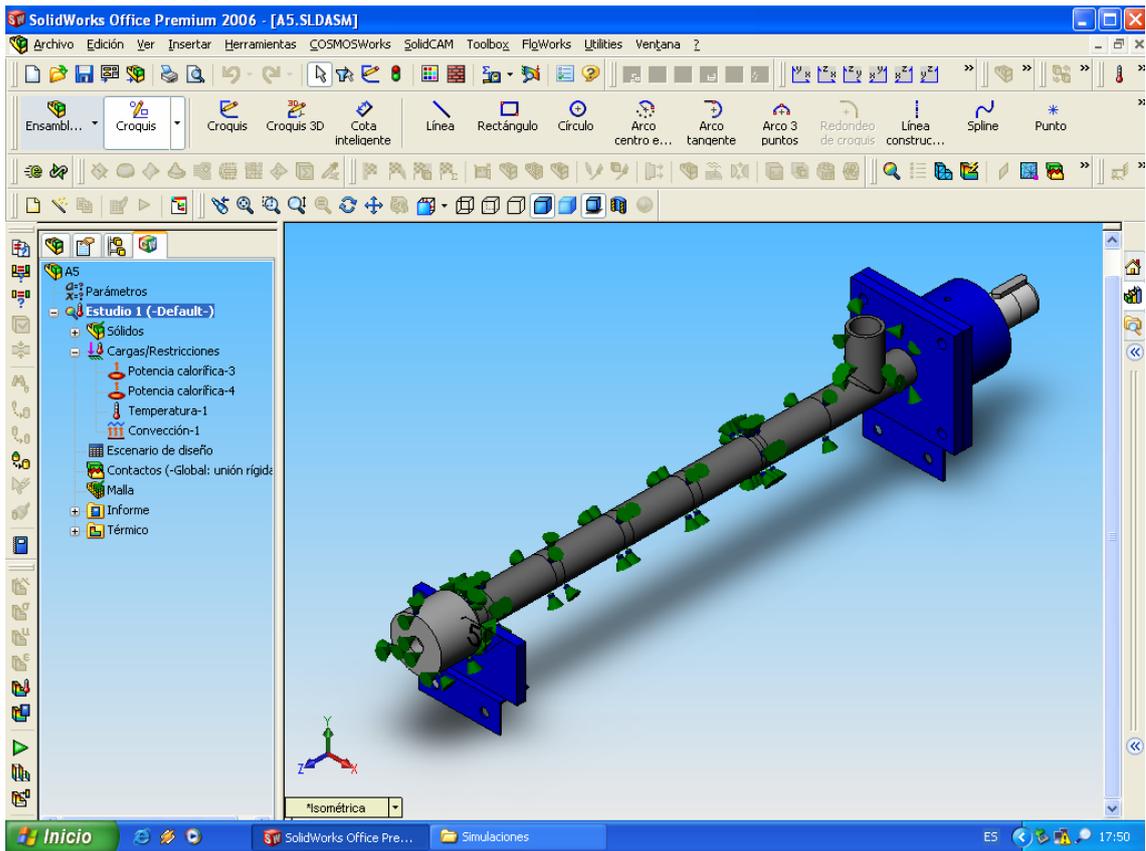


Fig. 4.30a Modelación sistema extrusor, cargas de potencia calorífica y convección

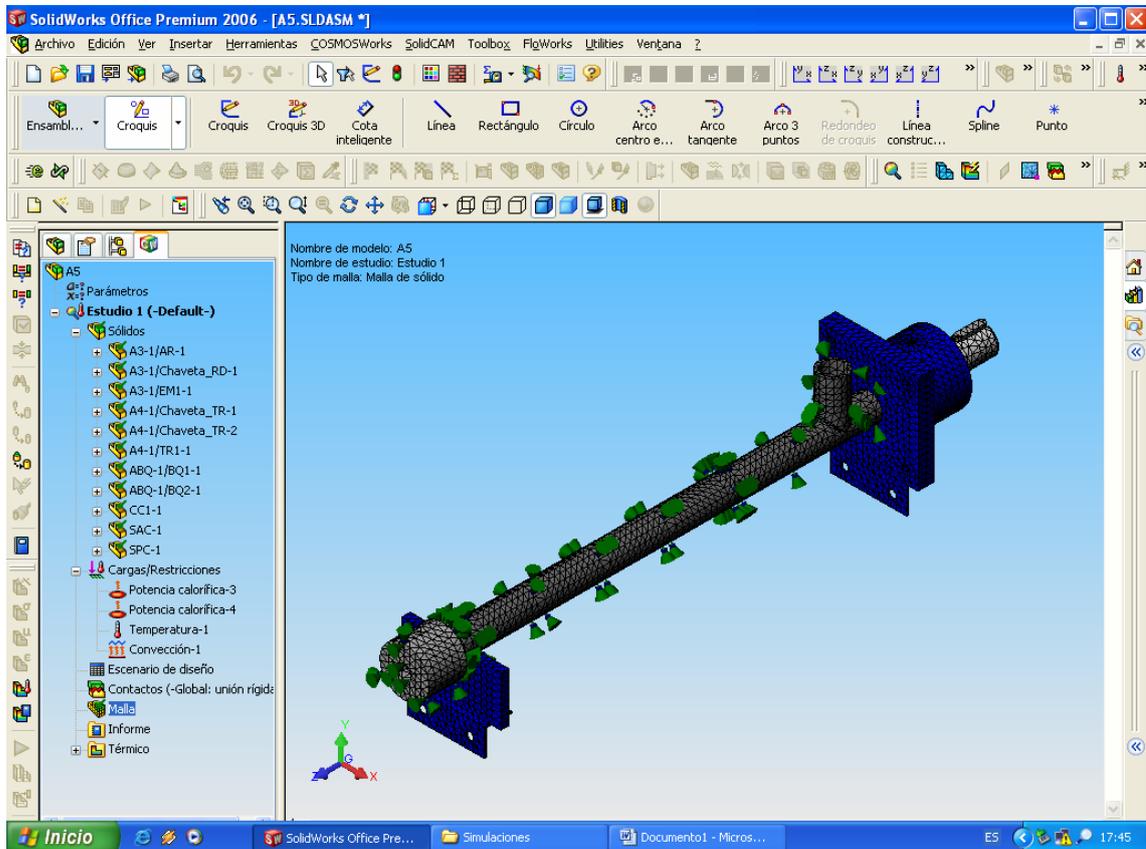


Fig. 4.30b Mallado sistema extrusor

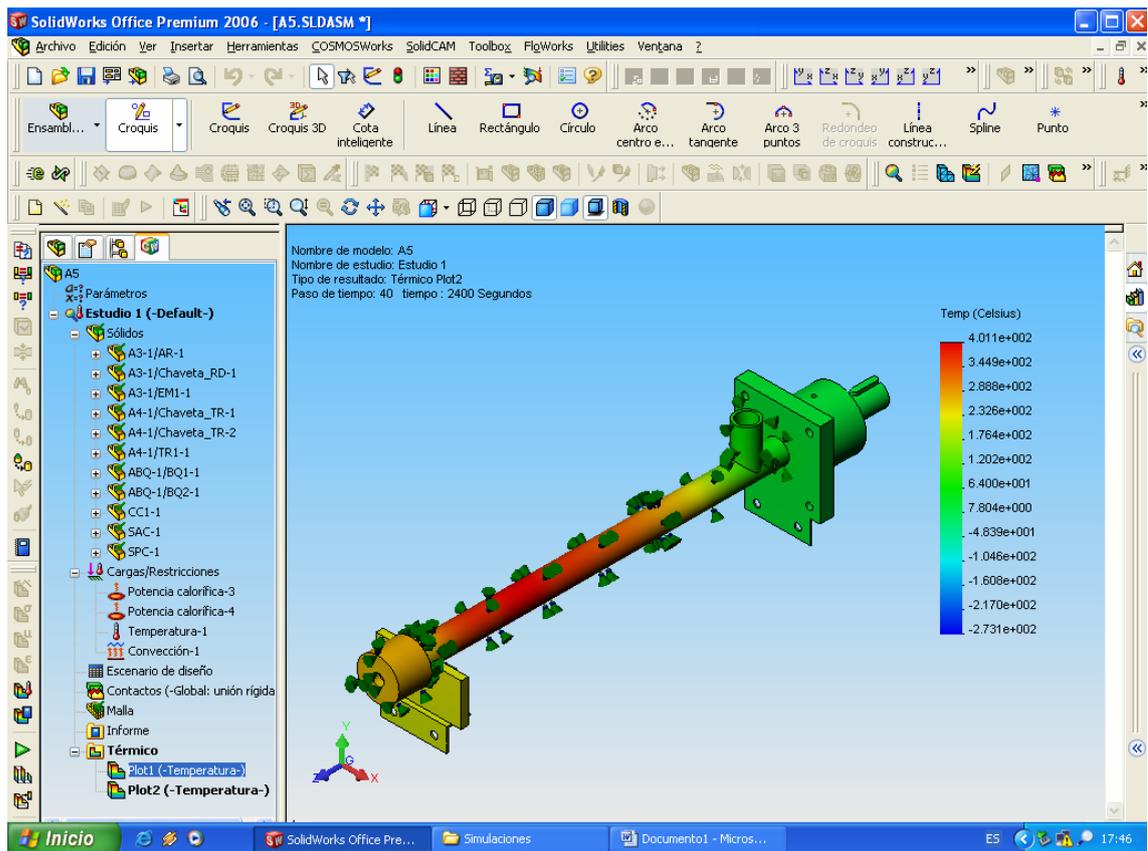


Fig. 4.30c Temperaturas resultantes luego de 40 minutos de calentamiento

Finalmente se verificó la resistencia de los elementos mecánicos sometidos a presión interna. Para estas simulaciones se utilizó la mayor presión calculada, cuyo valor corresponde a 50.53 MPa, obteniendo los siguientes resultados:

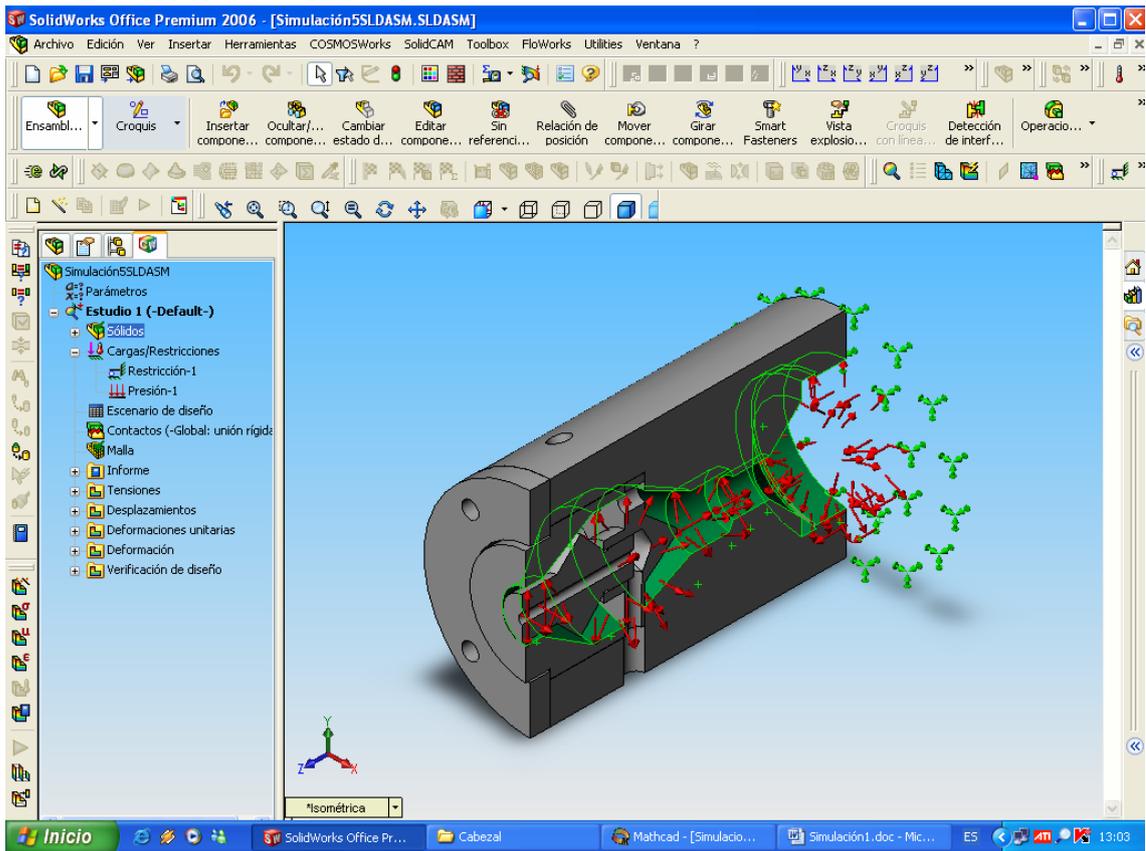


Fig. 4.31a Cabezal de extrusión – Modelación, cargas y restricciones

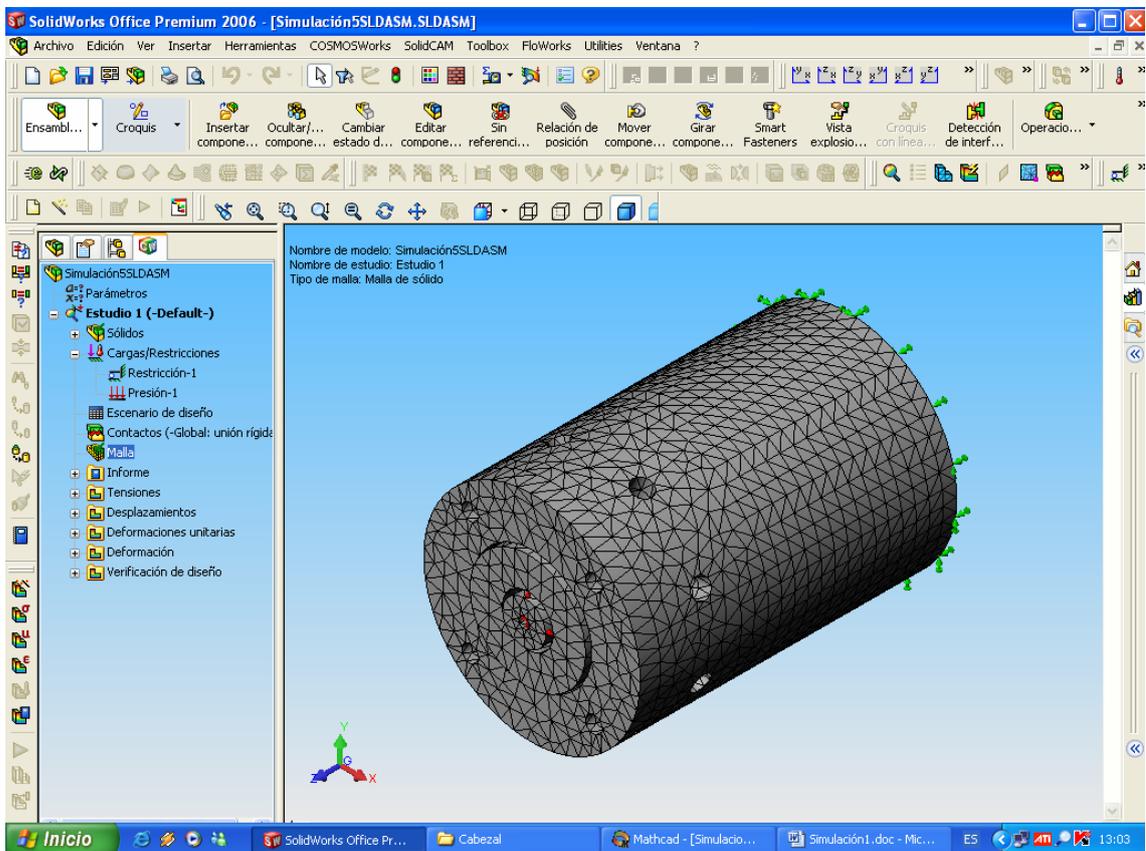


Fig. 4.31b Cabezal de extrusión - Mallado

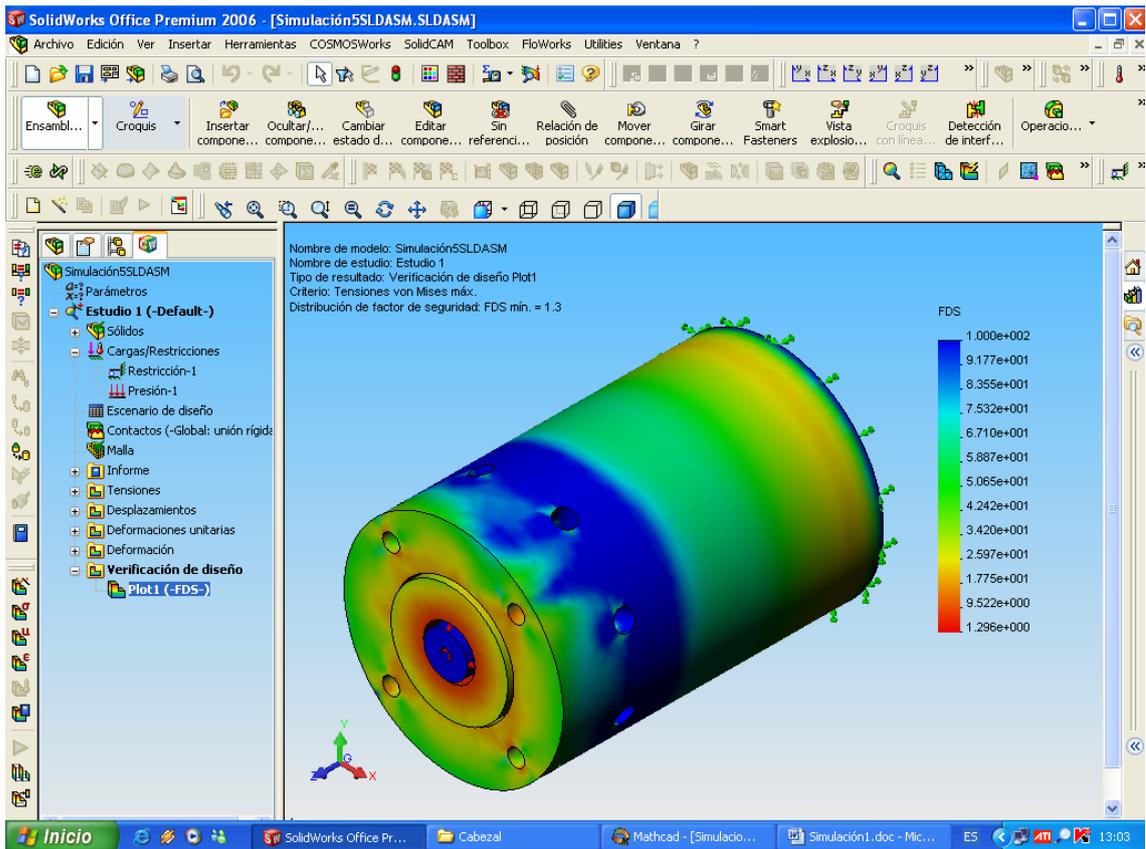


Fig. 4.31c Cabezal de extrusión – Verificación de diseño

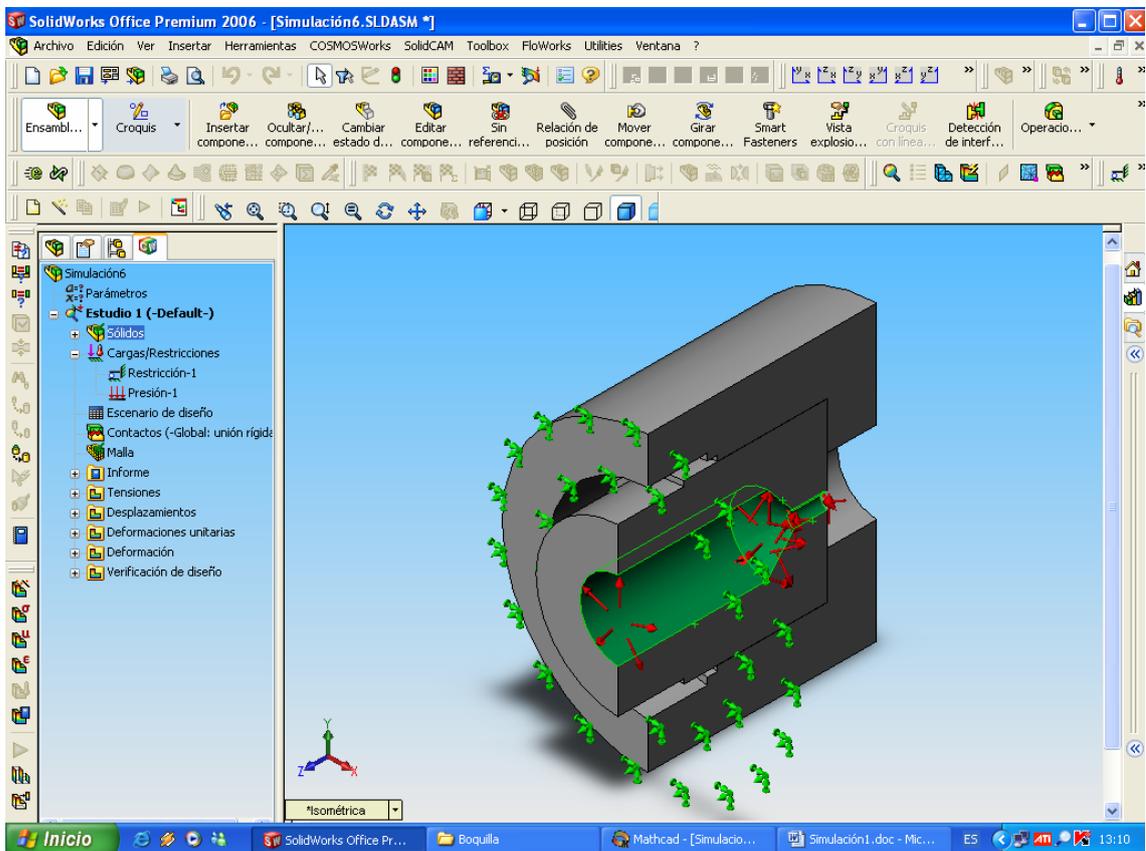


Fig. 4.32a Boquilla de extrusión – Modelación, cargas y restricciones

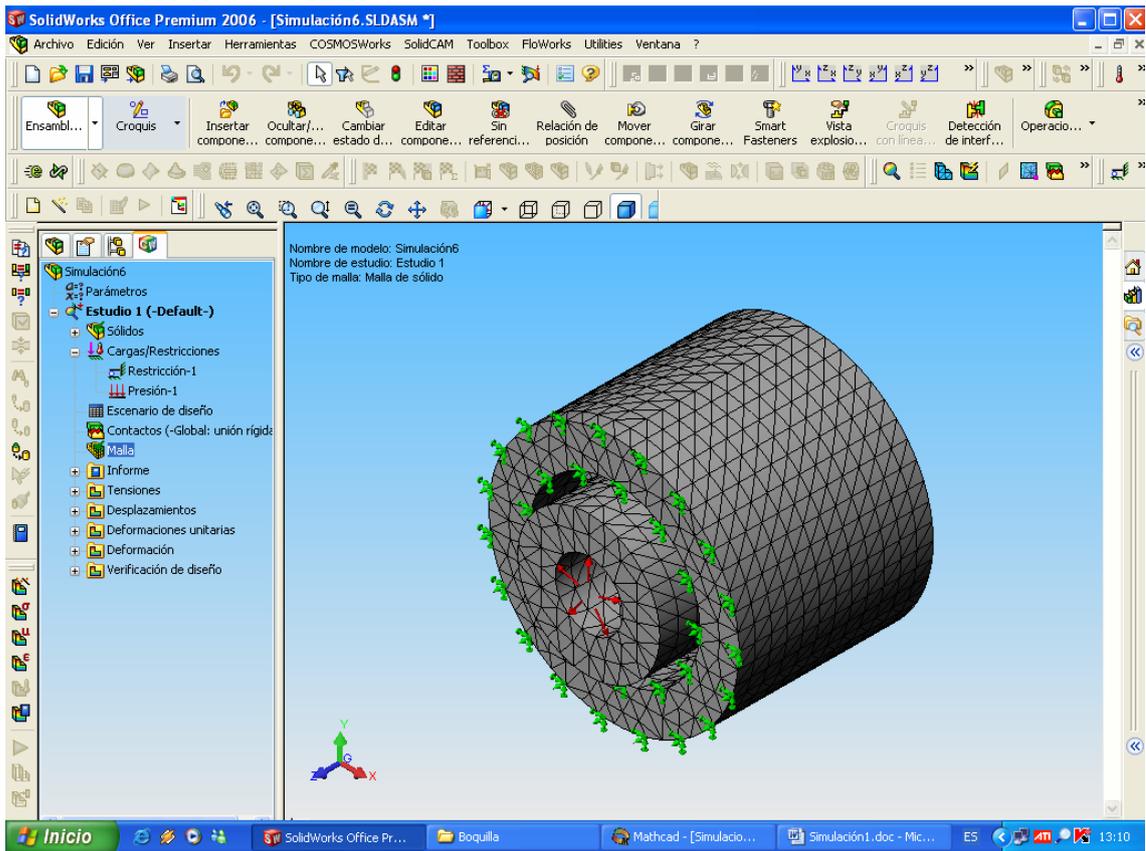


Fig. 4.32b Boquilla de extrusión - Mallado

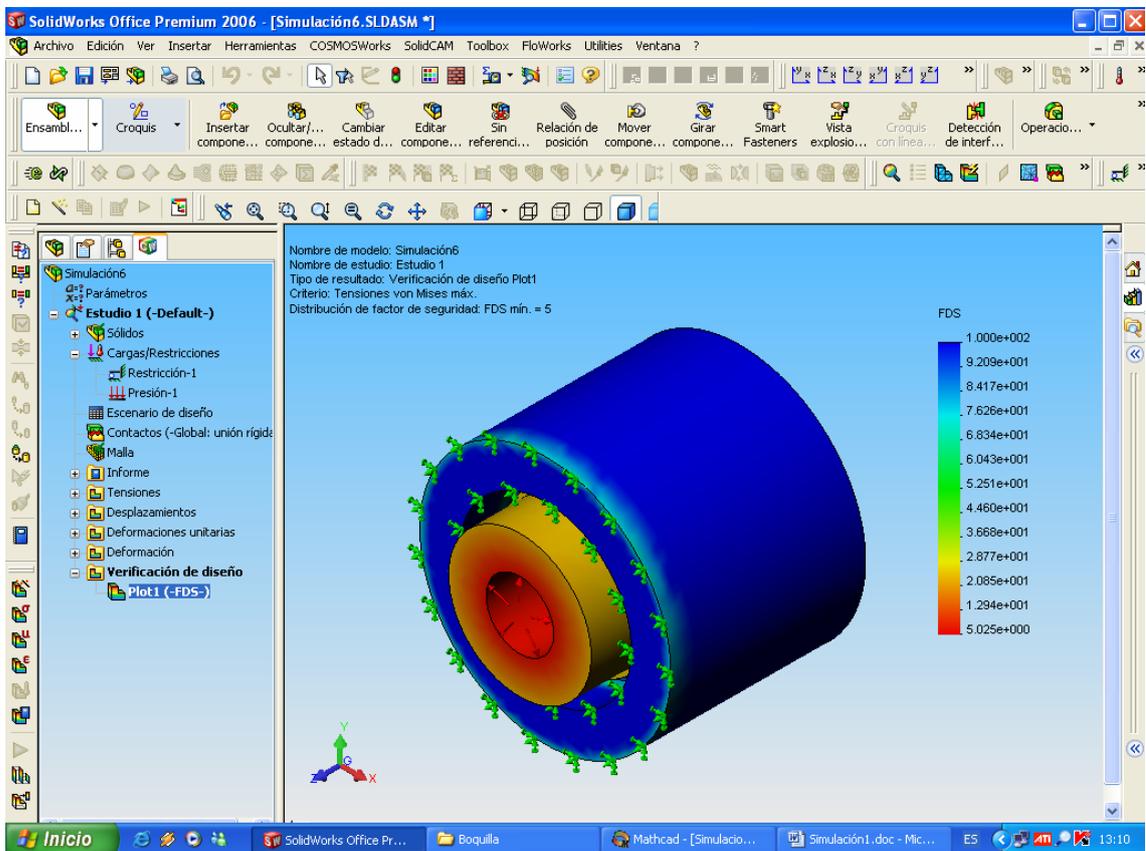


Fig. 4.32c Boquilla de extrusión – Verificación de diseño

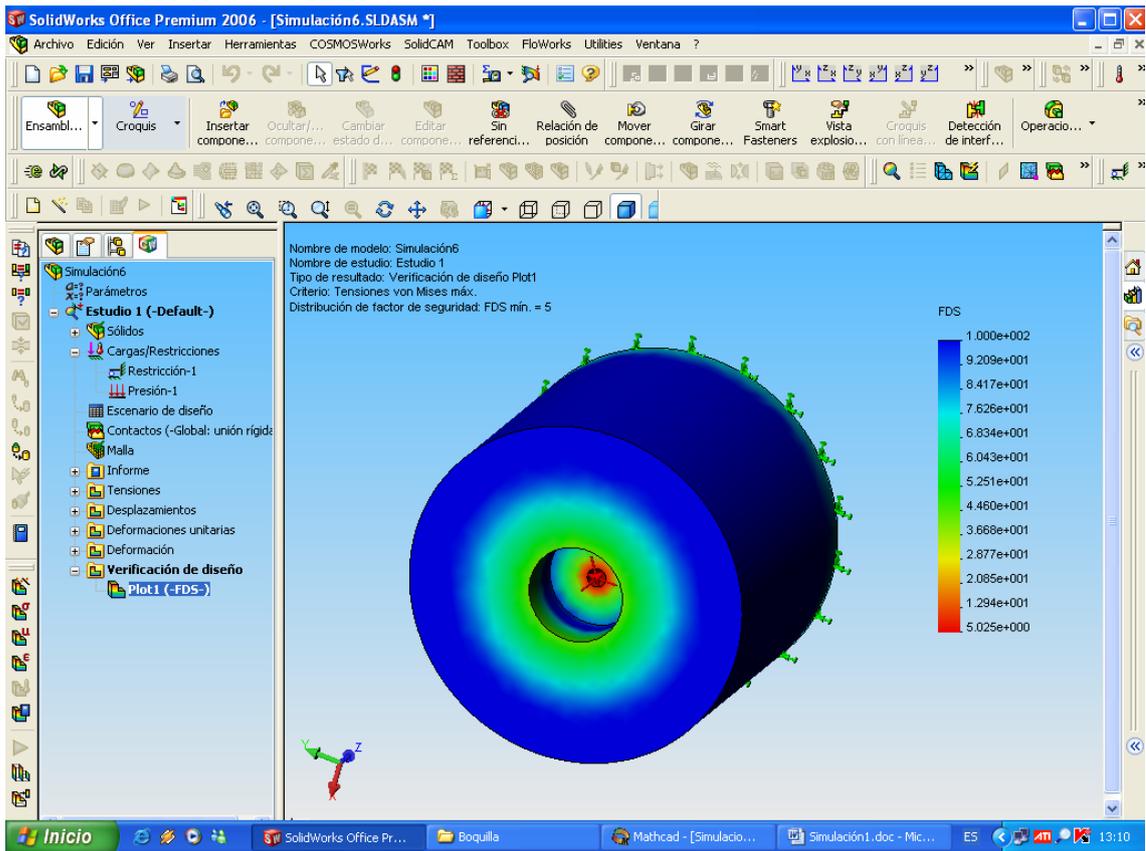


Fig. 4.32d Boquilla de extrusión – Verificación de diseño

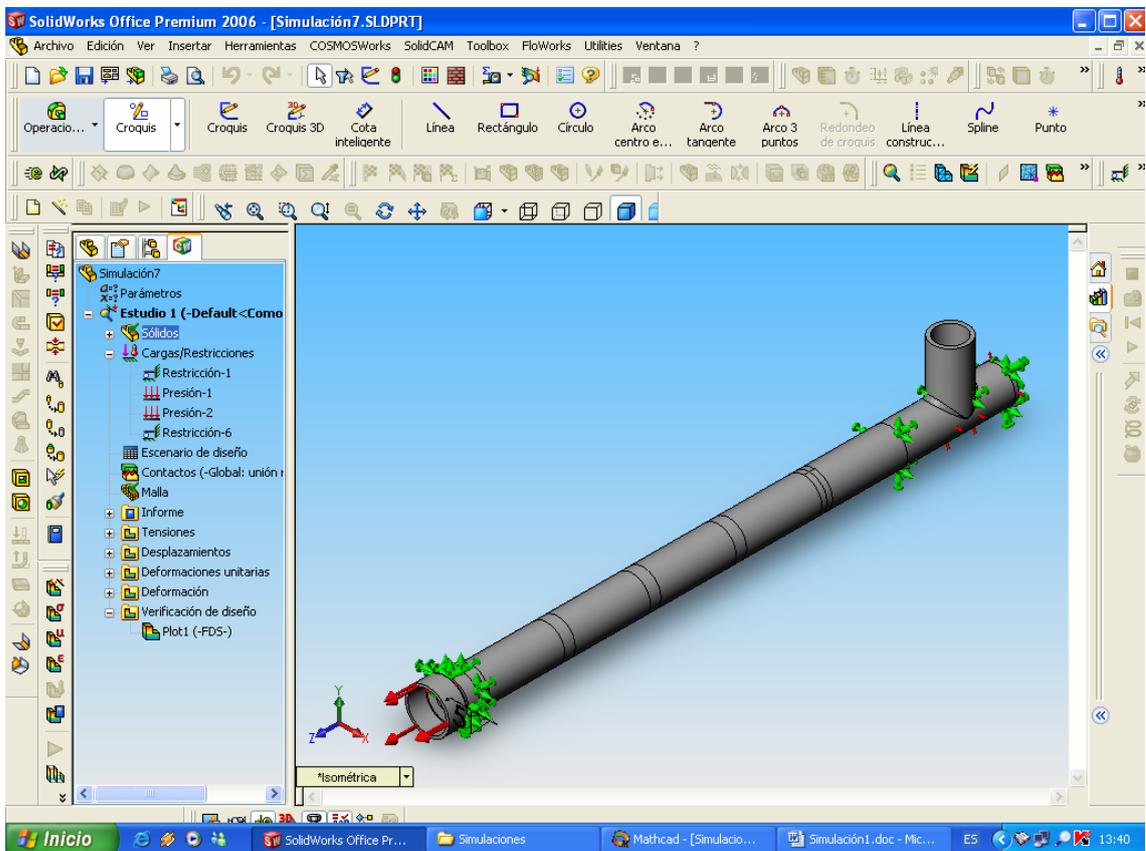


Fig. 4.33a Camisa – Modelación, cargas y restricciones

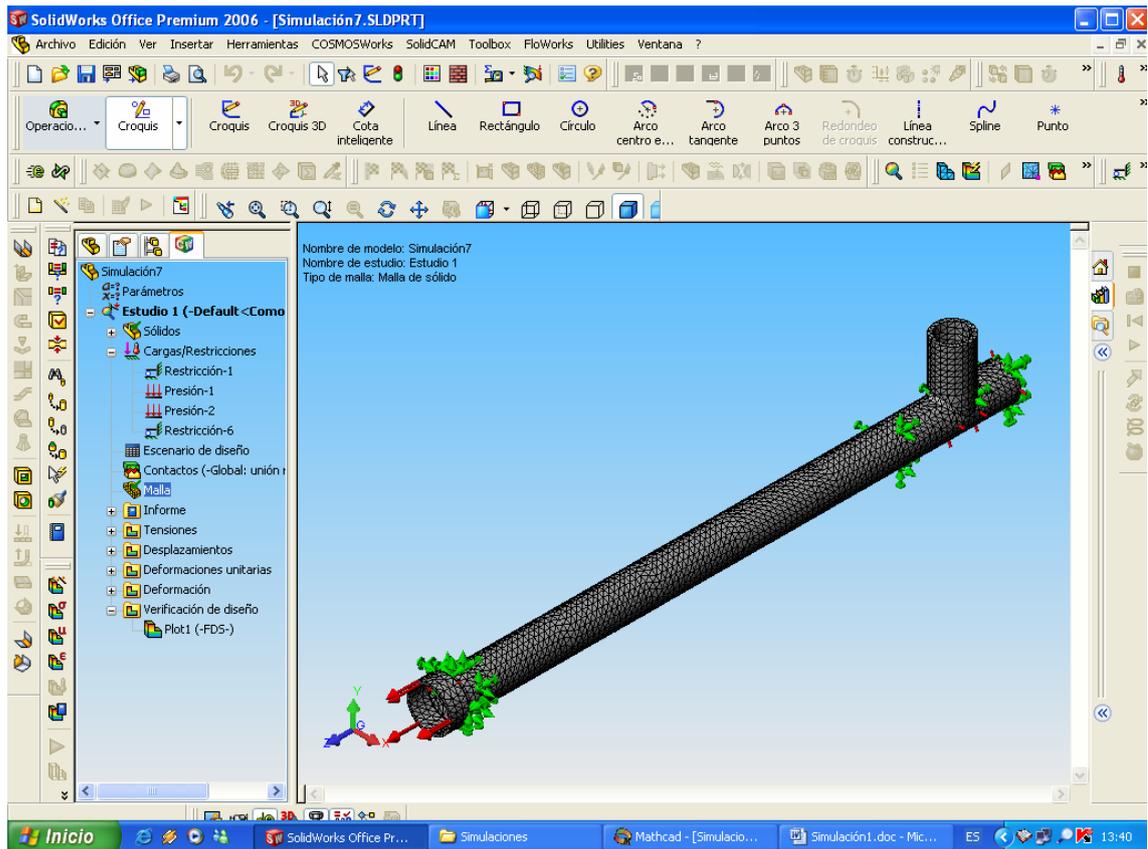


Fig. 4.33b Camisa – Mallado

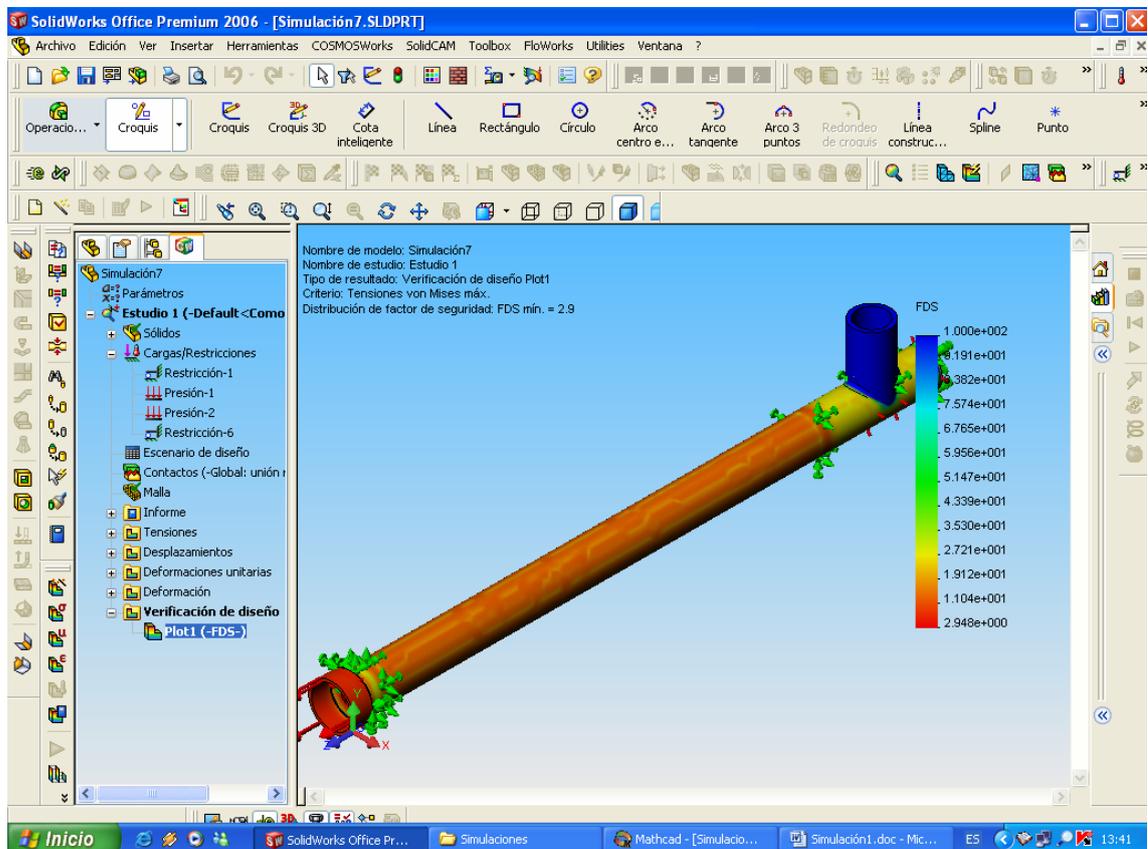


Fig. 4.33c Camisa – Verificación de diseño

SUMARIO (MATERIALES):

Tabla 4.1 Materiales utilizados

Ord.	ELEMENTO	MATERIAL
1	Tornillo extrusor	DF-2
2	Cilindro o camisa	DF-2
3	Soportes de la camisa	A 36
4	Protección – camisa	A 36
5	Protección – catalinas	A 36
6	Tolva – base	A 36
7	Panel metálico	A 36
8	Boquilla de extrusión	AISI 4337
9	Cabezal de extrusión	AISI 4337
10	Estructura – soporte	A 36
11	Eje motriz	AISI 4337
12	Chavetas	AISI 1045

En los tornillos extrusores de diámetros más pequeños (2.5" o menos) se debe prestar atención especial a la profundidad del canal en la sección de alimentación para reducir el riesgo de falla por torsión debido a la sobrecarga de torque en el tornillo. Algunas veces es recomendable fabricar los tornillos pequeños en acero inoxidable, o en otro material de alta resistencia a la cedencia, para reducir el riesgo de este tipo de falla.

Como regla general, la sección de alimentación de un tornillo no debería ser superior a:

$$Fd_{\max} = 0.2 \cdot (\phi_{\text{TORNILLO}}) \quad (4.22)$$

Esto es para tornillos que tengan un diámetro igual o inferior a 2.5". Si el diseño del tornillo requiriera una zona de alimentación superior a este valor de Fd_{max} , deben hacerse los cálculos de torque correspondientes. Es recomendable un factor de seguridad de 2 con respecto a la resistencia a la cedencia para realizar el diseño del tornillo.

Para el caso del presente proyecto, la profundidad de la zona de alimentación es igual a 3.65 mm, valor que representa aproximadamente el 15% del diámetro del tornillo (\varnothing 23.8 mm), razón por la cual no excede el valor de la profundidad de alimentación máxima (4.76 mm). Bajo estas circunstancias se ha considerado viable descartar los cálculos y simulaciones de torsión en el tornillo extrusor.

4.5 SELECCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS NECESARIOS PARA LA MÁQUINA EXTRUSORA

4.5.1 COMPONENTES ELÉCTRICOS

Dentro de los componentes eléctricos se realizó la siguiente selección:

- 1 Braker trifásico de 50 A

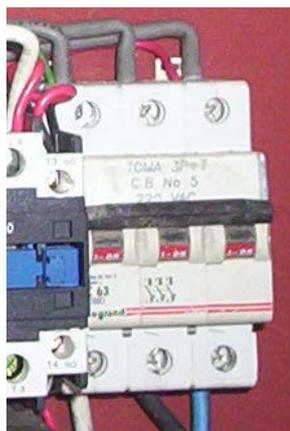


Fig. 4.34 Braker

- 3 Contactores trifásicos de 30 A

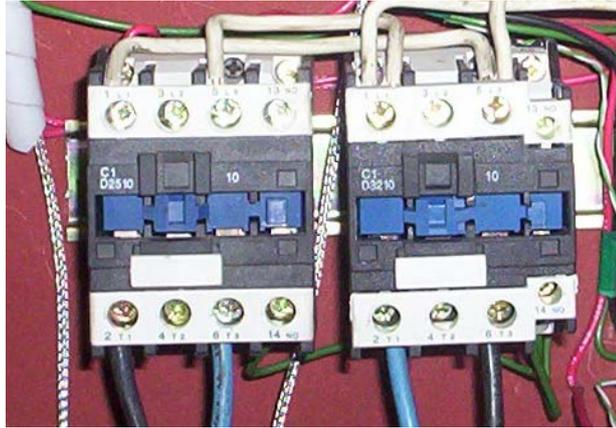


Fig. 4.35 Contactores trifásicos

- 1 Pulsador ON/OFF con luz indicadora

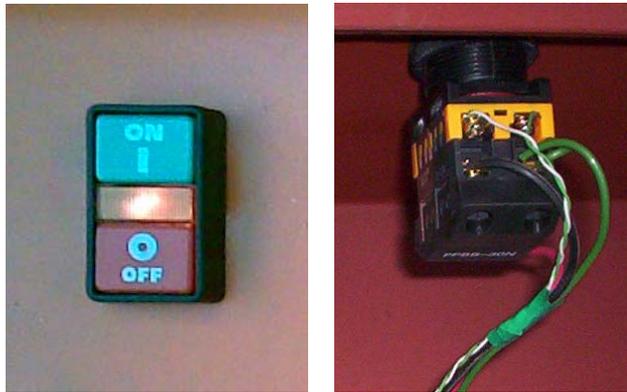


Fig. 4.36 Pulsador ON/OFF

- 2 Interruptores para mando de circuitos de calefacción



Fig. 4.37 Interruptores

- 1 Protección de motor con selector de amperaje

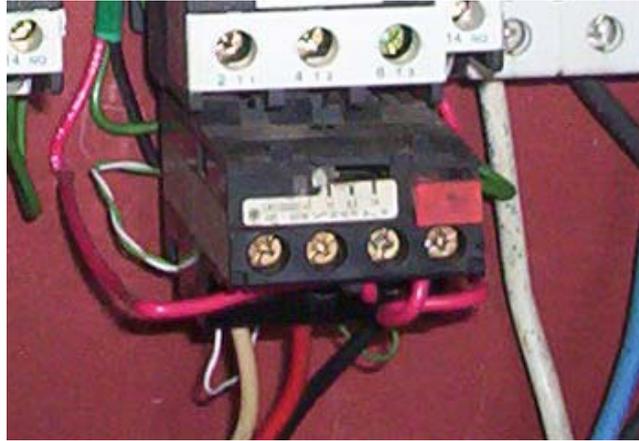


Fig. 4.38 Protección de motor

- 6 Bandas calefactoras (5 bandas – 700 W / 1 banda – 400 W)

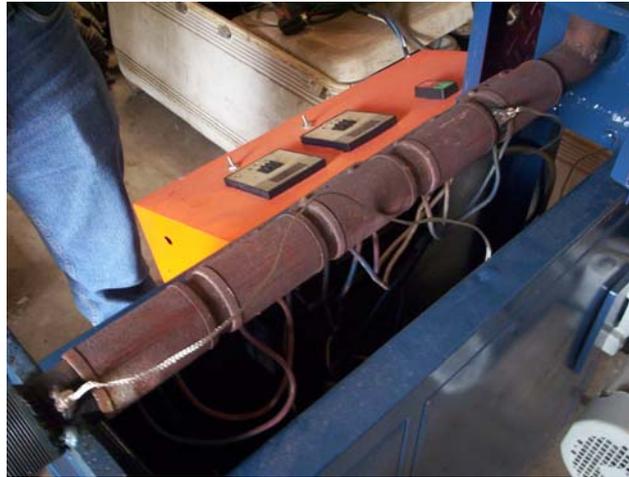


Fig. 4.39 Bandas calefactoras

- 1 Motorreductor helicoidal trifásico Leroy Somer 1.5 HP, 480 V, 60 Hz, 1680 rpm, 2.4 A, reducción 3.91.



Fig. 4.40 Motorreductor

Para la capacidad de producción de 1 Kg/h se requiere de una potencia que se encuentra entre 0.2 – 0.3 KW, sin embargo se seleccionó un motor de mayor capacidad para que la máquina extrusora pueda trabajar con diferentes polímeros y tasas de producción. Además el hecho de escoger un motor con una potencia superior a 1 HP simplifica la búsqueda y selección de un variador de frecuencia, el cual servirá para regular la velocidad de giro del tornillo extrusor.

4.5.2 CONTROLES ELÉCTRICO – ELECTRÓNICOS

Dentro de los controles eléctrico – electrónicos se realizó la siguiente selección:

- 2 Controladores digitales de temperatura Camsco TC – 96N



Fig. 4.41 Controladores digitales de temperatura

- 2 Termocuplas tipo J (Hierro – Constantán)



Fig. 4.42 Termocupla

- 1 Variador de frecuencia Danfoss Delta 2 HP



Fig. 4.43 Variador de frecuencia