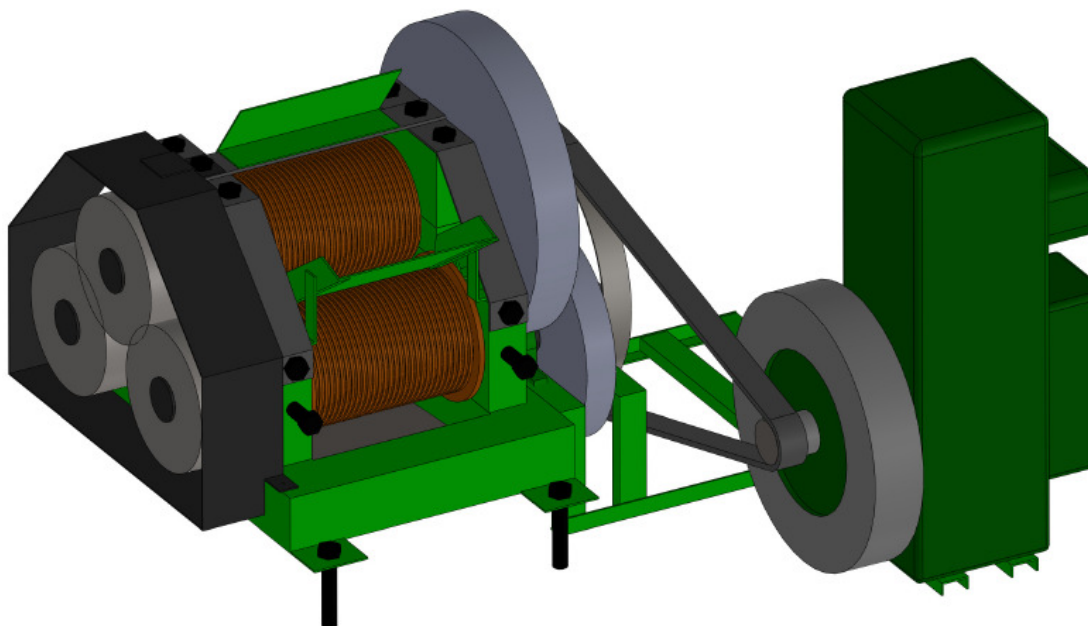


Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón



DISEÑO DE LA MÁQUINA DE MOLIENDA DE CAÑA

Caracas, febrero de 2019.

TABLA DE CONTENIDO

	Página
LISTA DE TABLAS	iii
LISTA DE FIGURAS	iv
Capítulo I	ii
1. RESUMEN GERENCIAL	iii
Capítulo II	1
2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA	2
2.1. Ajuste:	2
2.2. Velocidad:	2
2.3. Ubicación:	2
2.4. Capacidad de procesamiento máxima (C):	3
Capítulo III	5
3. DISEÑO DE LA MÁQUINA DE MOLIENDA DE CAÑA	6
3.1. Análisis de las fuerzas en las masas	6
3.2. Potencia de diseño de la máquina (Pd)	6
3.3. Estructura soporte (virgen y base, ver Figura 2)	8
3.4. Masas o rodillos	14
3.5. Ejes	20
3.6. Engranajes	23
3.7. Rodamientos	25
3.8. Despiece de la máquina de molienda de caña	25
Capítulo IV	28
4. LISTA DE MATERIALES	29
Capítulo V	32
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	33

LISTA DE TABLAS

	Página
Tabla 1. Condiciones de carga en la estructura soporte considerando 3 cañas	9
Tabla 2. ciclos de vida vs. esfuerzo alternante (acero A-36)	12
Tabla 3. Desempeño de la estructura soporte bajo cargas estáticas y alternantes.....	14
Tabla 4. Condiciones de carga en el rodillo motriz considerando 3 cañas	15
Tabla 5. Desempeño del rodillo motriz bajo cargas estáticas y alternantes	19
Tabla 6. Desempeño del eje del rodillo motriz bajo cargas estáticas y alternantes.....	23
Tabla 7. Características de los engranajes de la caja reductora	24
Tabla 8. Características de los engranajes laterales de la máquina de molienda.....	24
Tabla 9. Características de los rodamientos	25
Tabla 10. Leyenda del despiece de la máquina de molienda de caña	26
Tabla 11. Lista de precios de materiales y costo unitario de la máquina de molienda.....	31

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1. Molino simplificado de tres masas.....	2
Figura 2. Moledora de tres rodillos	3
Figura 3. Esquema de Fuerzas en los rodillos	6
Figura 4. Esquema del diseño con las partes que componen la estructura soporte	8
Figura 5. Mallado y condiciones de borde de la estructura soporte	9
Figura 6. Distribución de esfuerzos Von-Mises en la estructura soporte considerando 3 cañas	10
Figura 7. Distribución del desplazamiento total en la estructura soporte considerando 3 cañas	10
Figura 8. Distribución de los factores de seguridad en la estructura soporte considerando 3 cañas	11
Figura 9. Distribución de los factores de seguridad por carga estática en la estructura soporte considerando 6 cañas	11
Figura 10. Distribución de los factores de seguridad por cargas alternantes en la estructura soporte considerando 3 cañas.....	12
Figura 11. Vida útil en la estructura soporte considerando 3 cañas	13
Figura 12. Vida útil en la estructura soporte considerando 6 cañas	13
Figura 13. Rodillo motriz	14
Figura 14. Mallado y condiciones de borde del rodillo motriz.....	15
Figura 15. Distribución de esfuerzos Von-Mises en el rodillo motriz considerando 3 cañas	16
Figura 16. Distribución del desplazamiento total en el rodillo motriz considerando 3 cañas	16
Figura 17. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz considerando 3 cañas	17
Figura 18. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz considerando 6 cañas	17

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

Figura 19. Distribución de los factores de seguridad por cargas alternantes en el rodillo motriz considerando 3 cañas	18
Figura 20. Vida útil del rodillo motriz considerando 3 cañas	18
Figura 21. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz con cargas alternantes considerando 6 cañas	19
Figura 22. Condiciones de borde y de carga ejercidas en el eje del rodillo motriz	20
Figura 23. Distribución de esfuerzos Von-Mises en el eje del rodillo motriz considerando 3 cañas	20
Figura 24. Distribución de los factores de seguridad en el eje del rodillo motriz considerando 3 cañas	21
Figura 25. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz considerando 6 cañas	21
Figura 26. Distribución de los factores de seguridad por cargas alternantes en el eje del rodillo motriz considerando 3 cañas.....	22
Figura 27. Vida útil del eje del rodillo motriz considerando 3 cañas	22
Figura 28. Distribución de los factores de seguridad en el eje del rodillo motriz con cargas alternantes considerando 6 cañas	23
Figura 29. Despiece de la máquina de molienda de caña junto a la caja reductora y motor	25
Figura 30. Vista frontal del diseño	27
Figura 31. Vista anterior del diseño	27

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

Capítulo I

Resumen Gerencial

1. RESUMEN GERENCIAL

El presente trabajo muestra el diseño de una máquina de molienda de caña con una capacidad operacional máxima de 3,3 T/h (procesamiento máximo de 4 cañas a la vez). Los factores de seguridad en el diseño indican que la estructura, rodillos, ejes y engranajes, pueden funcionar con una carga máxima de aplastamiento de 6 cañas de 50 mm de diámetro c/u, considerando una vida útil de la estructura de por lo menos 13 años con una jornada laboral de 8 horas diarias y 260 días laborables al año, sin embargo, el rodamiento SKF 6015 ubicado en el cajetín superior (rodillo motriz) permite una carga máxima equivalente a 4 cañas a la vez con un factor de seguridad mínimo de 1,18.

Las especificaciones técnicas de la máquina de molienda de caña son las siguientes:

- Capacidad operacional máxima: 3300 kg/h
- Potencia del motor: 9 Hp
- Velocidad máxima del motor: 1800 rpm
- Factor de seguridad mínimo del diseño: 1,18
- Vida útil de la máquina: > 13 años (considerando una jornada laboral de 8 horas diarias y 260 días laborales al año.
- Dimensiones de la máquina considerando caja reductora y motor:
 - Altura: 615 mm (61,5 cm)
 - Largo: 1358 mm (~1,4 m)
 - Ancho: 1165 mm (~1,2 m)
- Peso aproximado de la máquina sin incluir el motor: 600 kg.

Los costos de materiales considerando una producción en serie indican que, con un aproximado de 1900 USD se pueden obtener casi en su totalidad los materiales y equipos (motor) requeridos exceptuando las barras de las ruedas dentadas.

Se sugiere incluir los costos de los materiales faltantes (barras de las ruedas dentadas, electrodos de soldadura, entre otros) y la estimación de costos de fabricación de la máquina a fin de cotejar con los precios de máquinas similares en el mercado y evaluar su rentabilidad.

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

Capítulo II

Principio de funcionamiento

2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA

El grado de eficiencia en la operación del molino depende de la manera en que se manejan las principales variables operativas como son: ajuste, velocidad, ubicación, capacidad de procesamiento, alimentación y mantenimiento.

2.1. Ajuste:

El porcentaje de extracción de jugo con respecto al peso total de la caña puede variar entre el 40 y 65%. En la Figura 1 se representa en forma simplificada un molino de tres masas. El par formado por la masa recibidora y la masa central se denomina "Par Quebrador" y el formado por la masa repasadora y la masa central se denomina "Par Repasador".

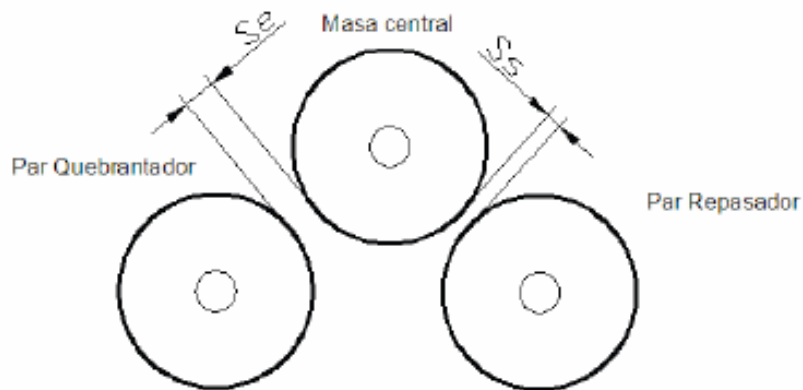


Figura 1. Molino simplificado de tres masas

Para la máquina de molienda se recomienda una separación "Se" entre 8 a 15 mm y una separación "Ss" entre 2 a 4 mm.

2.2. Velocidad:

La velocidad del molino es un factor importante a tener en cuenta, ya que, velocidades altas disminuyen la extracción y causan problemas de desgaste excesivo en la máquina; mientras que velocidades bajas causan pérdidas innecesarias de tiempo, esto permite un buen nivel de extracción sin reducir en forma significativa la capacidad de la molienda. Una velocidad recomendada para los cilindros se encuentra entre 8 y 15 rpm.

2.3. Ubicación:

El molino deberá estar ubicado en un lugar alto, para que el jugo extraído fluya por gravedad.

La Figura 2 muestra un esquema de las partes principales que componen la máquina moledora de tres rodillos

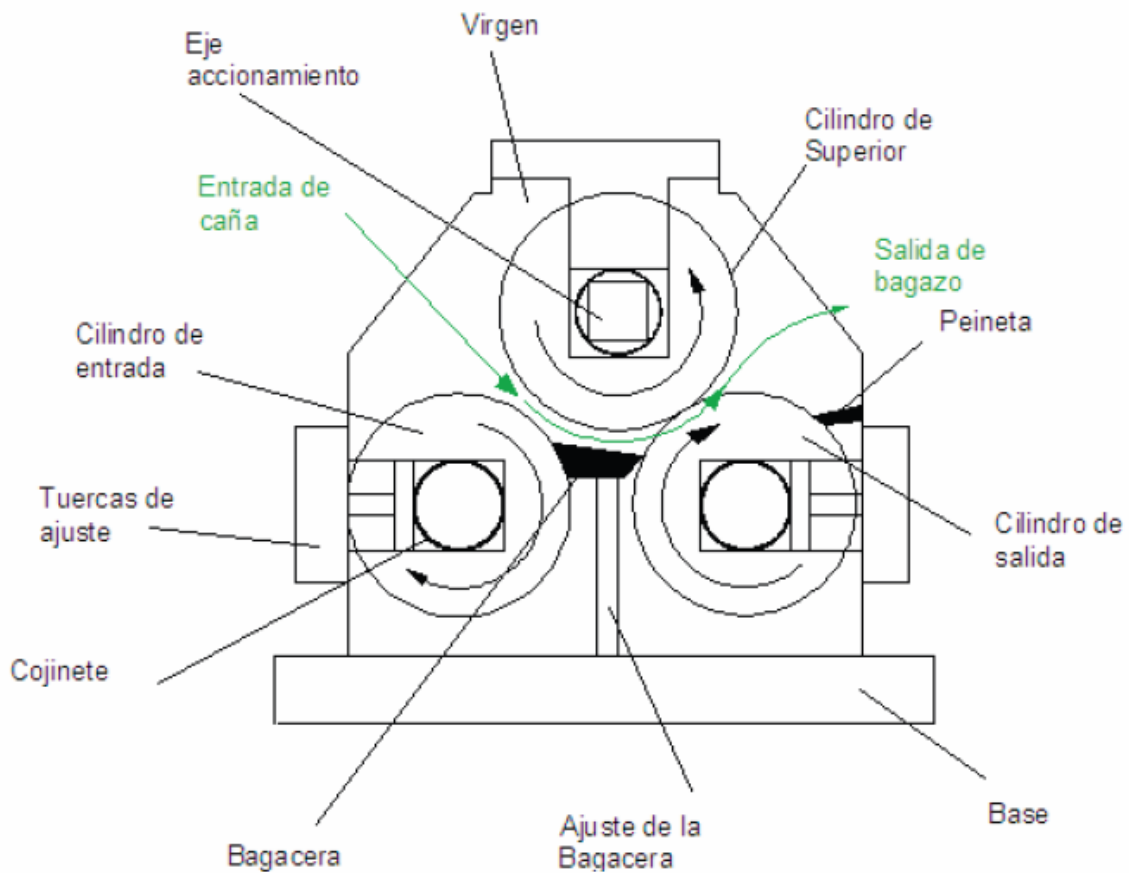


Figura 2. Moledora de tres rodillos

2.4. Capacidad de procesamiento máxima (C):

Una forma práctica de determinar la capacidad de procesamiento máxima de una máquina de molienda es conociendo la densidad de la caña panelera, su diámetro, la dimensión de los rodillos y su velocidad de rotación.

La densidad de la caña (ρ) depende de la cantidad de azúcar presente en el tallo, se estima que en los Andes venezolanos debido al clima y los nutrientes de los suelos, la caña es mucho más densa que en los llanos, sin embargo, para efectos del análisis de la capacidad de procesamiento se considerará un valor promedio equivalente a 880 kg/m³.

Se considerará un diámetro de la caña (D_c) de 0,05 m, así como un diámetro de rodillos (D_r) de 0,215 m y una velocidad de rotación de los rodillos (n) de 12 rpm.

La Ecuación (1) muestra la relación de los parámetros anteriormente descritos que permiten la estimación de la capacidad de procesamiento de la máquina de molienda (C) por la cantidad de cañas suministradas a la máquina a la vez (c).

$$C = 0.18c\rho\pi^2 D_r D_c^2 \quad (1)$$

Donde

C Capacidad de procesamiento del molino en Toneladas de Caña por Hora [TCH]

ρ densidad de la caña = 880 kg/m³

c cantidad de cañas suministradas a la máquina = 1

n Velocidad de rotación de los cilindros en rpm = 12

D_c Diámetro de la caña s, en m = 0,05

D_r Diámetro de los cilindros, en m = 0,215

La capacidad de procesamiento (C) de la máquina de molienda es de aproximadamente 0,84 Toneladas por hora por caña. El rodillo tiene 300 mm de longitud, por lo que puede admitir físicamente una cantidad máxima de 6 cañas a la vez (considerando un diámetro de caña de 50 mm); en tal sentido, la capacidad máxima de procesamiento considerando la limitación física de la maquina es de 5 T/h. El presente diseño considerará una capacidad de carga de por lo menos 2,5 T/h, es decir, tres cañas de procesamiento a la vez.

Capítulo III

Diseño de la máquina de molienda de caña

3. DISEÑO DE LA MÁQUINA DE MOLIENDA DE CAÑA

3.1. Análisis de las fuerzas en las masas

Según datos experimentales (Trujillo M., et al., 2008), la carga requerida para la compactación de una caña de 50 mm de diámetro (h_o) es de $Q = 7,64$ kN/caña a la entrada y de $Q = 11,86$ kN/caña a la salida. La Figura 3 muestra el esquema de fuerzas en los rodillos.

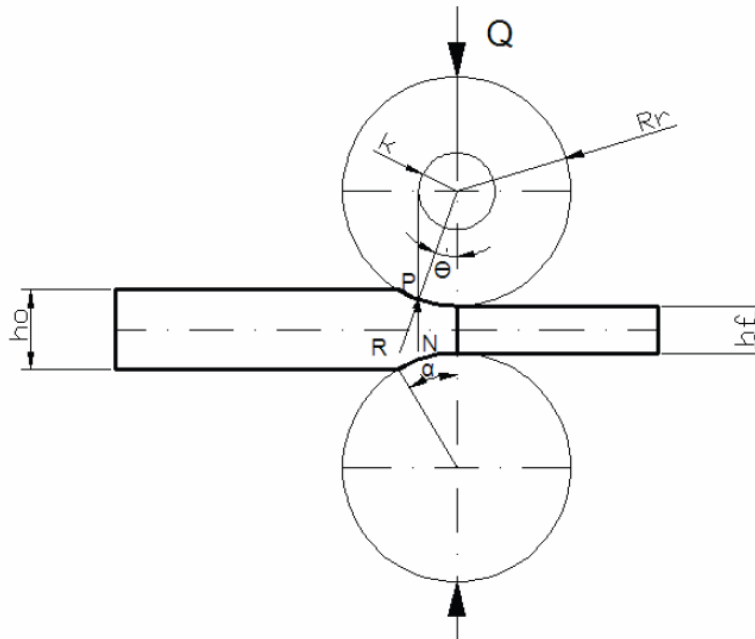


Figura 3. Esquema de Fuerzas en los rodillos

La carga de compresión se distribuye sobre el arco de contacto formado por el ángulo α , el cual tiene un valor de $39,2^\circ$, considerando un radio del rodillo de 107 mm y un diámetro inicial de la caña (h_o) de 50 mm.

3.2. Potencia de diseño de la máquina (P_d)

La potencia de la máquina de molienda se determinará considerando que se pueda procesar hasta 6 cañas a la vez, considerando el espacio físico de los rodillos y un diámetro promedio de la caña de 50 mm.

3.2.1. Potencia de los molinos

Está conformada por la potencia necesaria para mover el molino y la potencia requerida para aplastar la caña

Donde:

P Potencia consumida por el molino

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

- L Largo de los cilindros
- D Diámetro de los cilindros
- n Velocidad de rotación de los cilindros
- Q Carga sobre el cilindro superior en toneladas
- K Espesor mínimo de bagazo comprimido
- q Carga fibrosa del molino en kg/m²
- δ Densidad del bagazo comprimido kg/m³
- ζ Carga fibrosa específica, q/D, en kg/m³
- H Diámetro de la caña, en m

a. Potencia consumida por la compresión del bagazo

$$P_1 = 0,5 Q n D \sqrt{\frac{\zeta}{\delta \cdot f}}$$

$$P_1 = 1,7634 \text{ Hp}$$

b. Potencia consumida por la fricción entre los ejes y los soportes

$$P_2 = 0,7 f_1 Q n D$$

Donde

f₁ coeficiente de fricción para los rodamientos

$$P_2 = 0,5 \text{ Hp}$$

c. Potencia consumida por el movimiento que se da a los conductores intermedios

$$P_3 = 1,9 L n D$$

$$P_3 = 1,368 \text{ Hp}$$

La potencia total consumida por el molino es de 3,63 Hp

3.2.2. Potencia consumida por los engranajes

$$P_4 = \frac{P_{molido}}{\rho}$$

Donde

ρ Rendimiento de cada par de engranajes multiplicado por la fricción en los rodamientos = $0,98 \times 0,98 \times 0,96 = 0,922$

$$P4 = 3,94 \text{ Hp}$$

La potencia nominal (P_n) es la suma de la potencia de los molinos más la potencia consumida por los engranajes

$$P_n = 7,57 \text{ Hp}$$

La potencia de diseño de la máquina es equivalente a 1,2 veces la potencia calculada o nominal

$$P_d = 9,08 \text{ Hp}$$

3.3. Estructura soporte (virgen y base, ver Figura 2)

La estructura soporte se caracteriza por mantener los rodillos en su posición durante el proceso de extracción de los jugos de la caña. Para el diseño se seleccionó como material de construcción tubo estructural rectangular y cuadrado a fin de sustituir el empleo de plancha de acero o posible uso de fundición debido a los altos costos que estos conllevan.

La Figura 4 muestra las partes que componen el diseño de la estructura soporte

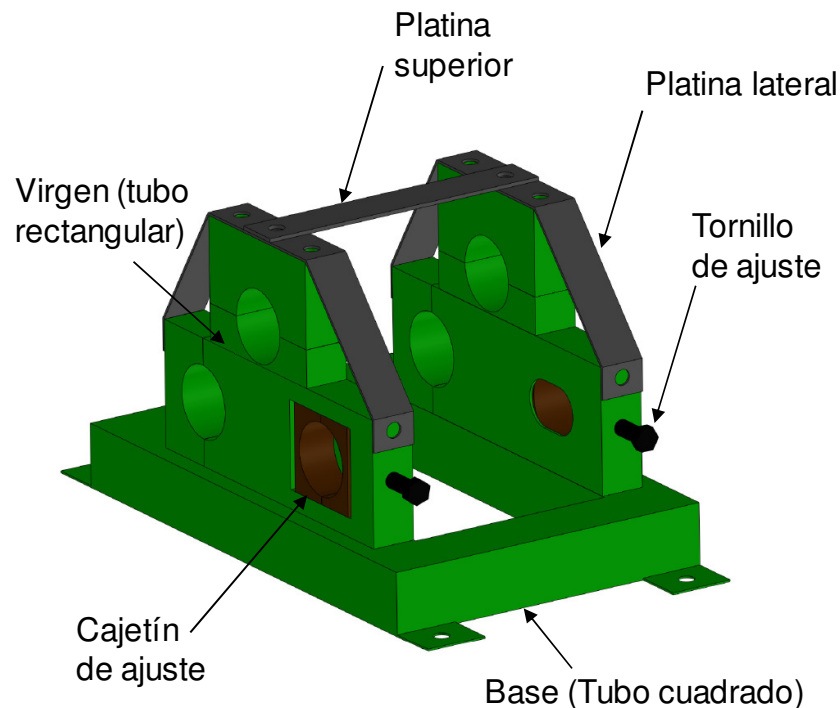


Figura 4. Esquema del diseño con las partes que componen la estructura soporte

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

A fin de evaluar el comportamiento del diseño de la estructura soporte con los tubos estructurales (cuadrados y rectangulares) como materiales de su construcción, se realizó un análisis mediante el método de elementos finitos considerando los escenarios de cargas estáticas y alternantes.

a. Escenario de análisis por cargas estáticas:

La Tabla 1 muestra las condiciones de carga en la estructura soporte considerando la operación de la máquina con el procesamiento de tres cañas a la vez (2,5 T/h).

Tabla 1. Condiciones de carga en la estructura soporte considerando 3 cañas

Ubicación	Rodillo	Carga [N/caña]	Carga en soporte [N]
salida	Superior	11860	17790
	inferior	11860	17790
entrada	Superior	7640	11460
	inferior	7640	11460

Para el modelo numérico de elementos finitos se empleó la mitad de la estructura soporte para su análisis, considerando simetría, a fin de reducir el costo computacional. Para el mallado se utilizaron 440.814 elementos tetraédricos y 776.585 nodos.

La Figura 5 muestra el mallado y las condiciones de borde y de cargas empleadas en el modelo numérico.

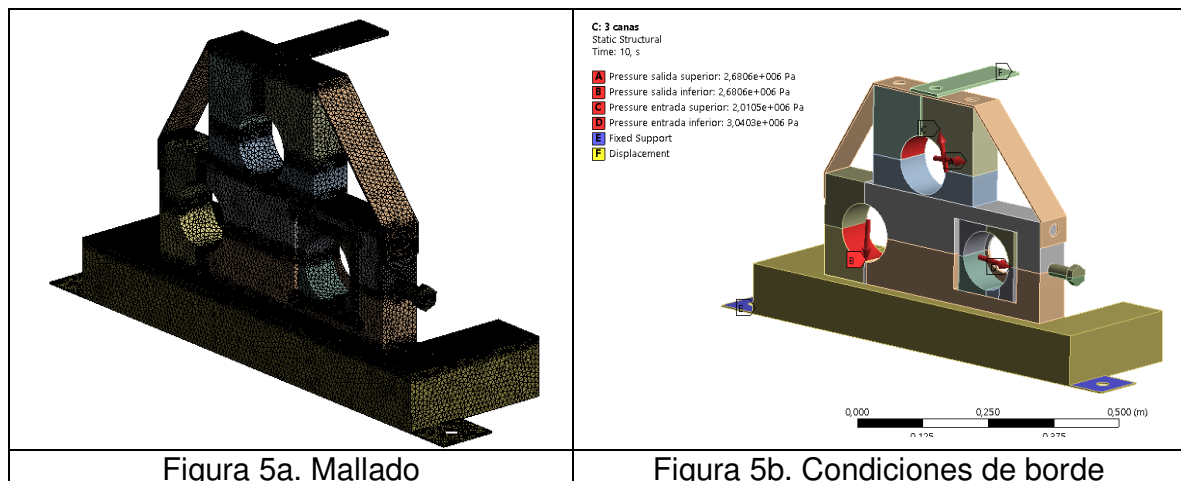


Figura 5a. Mallado

Figura 5b. Condiciones de borde

Figura 5. Mallado y condiciones de borde de la estructura soporte

La Figura 6 muestra la distribución de esfuerzos Von-Mises en la estructura soporte considerando una carga equivalente al aplastamiento de 3 cañas. Se observa un esfuerzo máximo de 61 MPa (8,8 ksi) que representa un 24,4% de la resistencia a la fluencia del material de construcción A-36 ($S_y = 250$ MPa, 36 ksi).

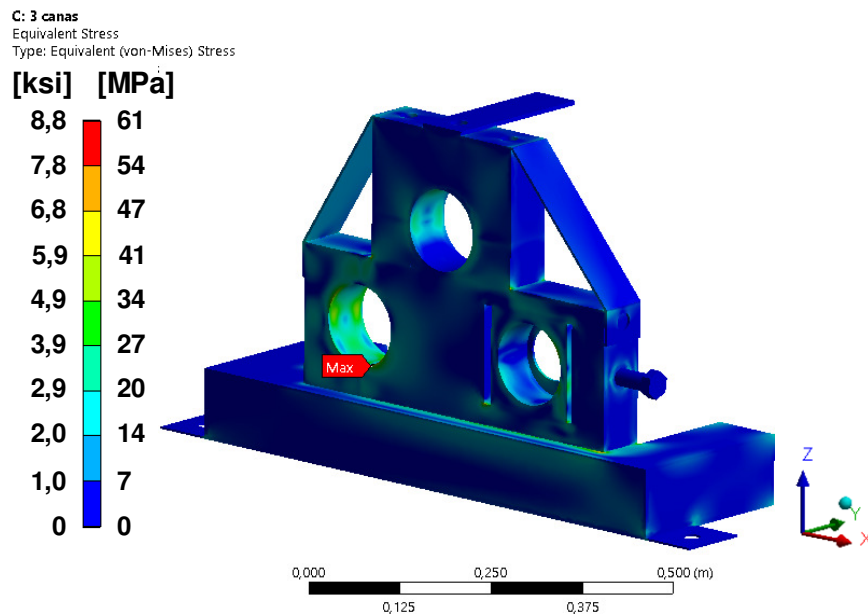


Figura 6. Distribución de esfuerzos Von-Mises en la estructura soporte considerando 3 cañas

La Figura 7 muestra la distribución de desplazamientos totales de la estructura soporte durante su funcionamiento considerando una carga equivalente al aplastamiento de 3 cañas. Se observa una deformación elástica máxima de 8 centésimas de milímetro ubicada en la sección superior.

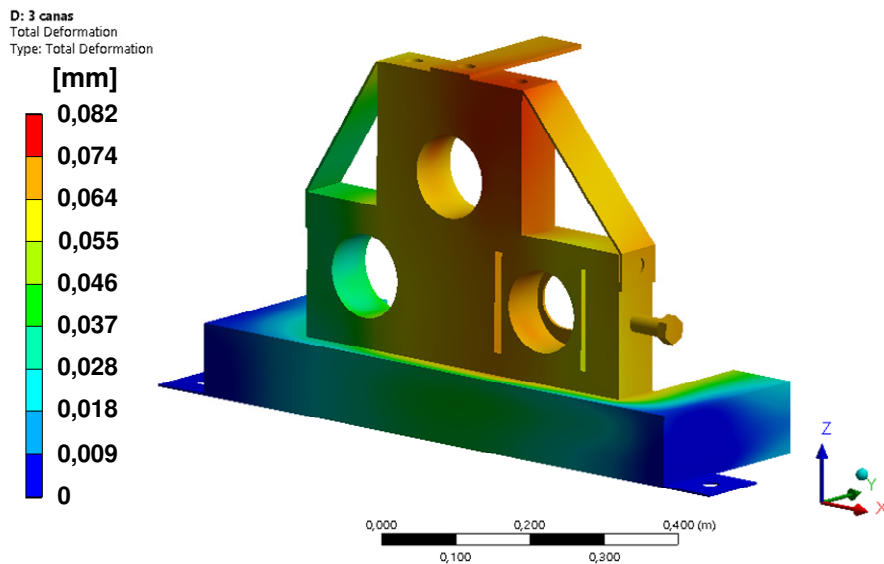


Figura 7. Distribución del desplazamiento total en la estructura soporte considerando 3 cañas

La Figura 8 presenta la distribución de los factores de seguridad de la estructura soporte considerando la carga de aplastamiento de tres cañas.

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

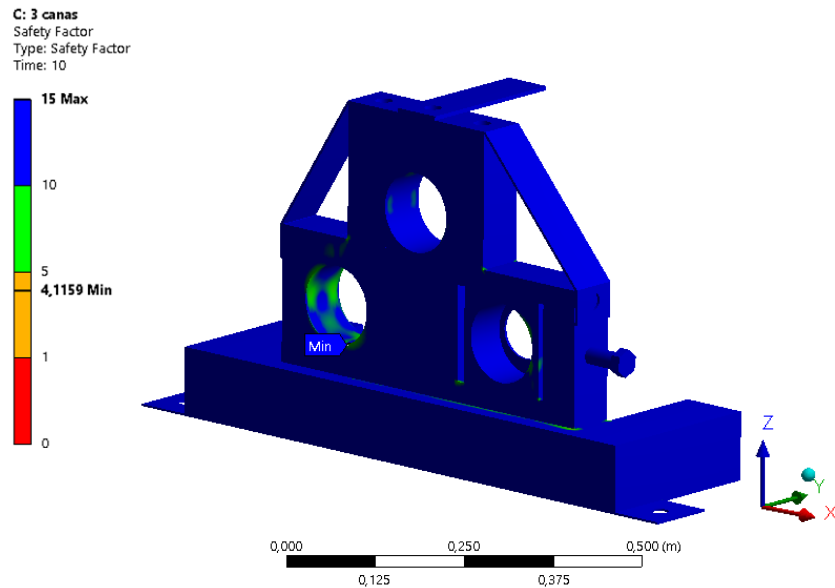


Figura 8. Distribución de los factores de seguridad en la estructura soporte considerando 3 cañas

En la Figura 8 se observa que el mínimo factor de seguridad es de 4,12 y se encuentra ubicado en la sección soporte del rodamiento inferior de salida de la caña. Los resultados demuestran que, bajo el escenario de cargas estáticas, la estructura soporte es apta para funcionar con la carga equivalente al aplastamiento de tres cañas (capacidad de la máquina = 2,5 T/h). La Figura 9 muestra la distribución de los factores de seguridad de la estructura soporte con una carga máxima equivalente al aplastamiento de 6 cañas a la vez. Los resultados demuestran que dicha carga (6 cañas) corresponden a la máxima carga soportada por la estructura (considerando la longitud de los rodillos, 30 cm).

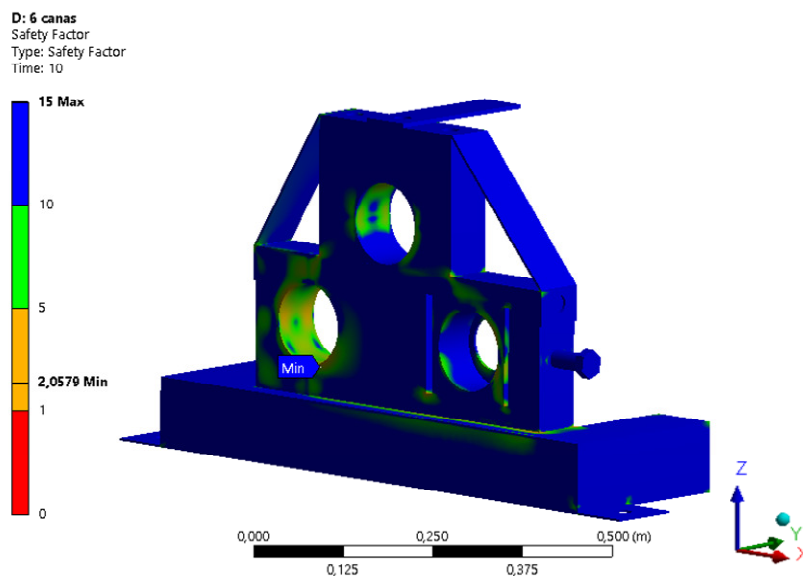


Figura 9. Distribución de los factores de seguridad por carga estática en la estructura soporte considerando 6 cañas

b. Escenario de análisis por cargas alternantes:

La evaluación por medio de cargas alternantes permitirá determinar la vida útil de la estructura soporte bajo fatiga. La Tabla 2 muestra la relación de ciclos de vida con respecto al esfuerzo alternante para un acero estructural A-36.

Tabla 2. ciclos de vida vs. esfuerzo alternante (acero A-36)

Ciclos	Esfuerzo alternante (psi)
10	580006
20	410022
50	274992
100	204938
200	155045
2000	63962
1,E+04	38000
2,E+04	31038
1,E+05	20015
2,E+05	16534
1,E+06	12502
2,E+06	12100
5,E+06	11500
1,E+07	11100
2,E+07	10800
5,E+07	10300
1,E+08	9900

Fuente: ASME Sección VIII División 3, 2017

La Figura 10 muestra el factor de seguridad de la estructura soporte considerando cargas alternantes según la teoría de Soderberg (criterio conservador) para una condición de aplastamiento de 3 cañas.

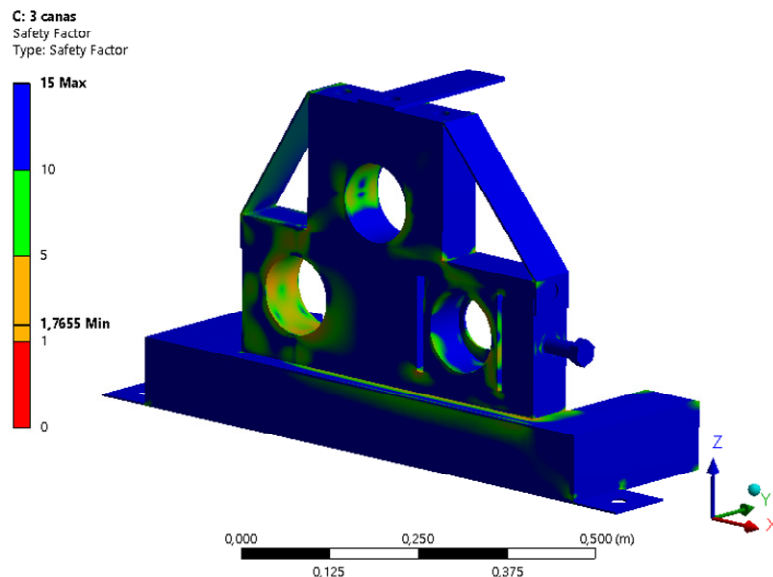


Figura 10. Distribución de los factores de seguridad por cargas alternantes en la estructura soporte considerando 3 cañas

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

La Figura 11 presenta vida útil de la estructura soporte considerando la carga equivalente del aplastamiento de 3 cañas.

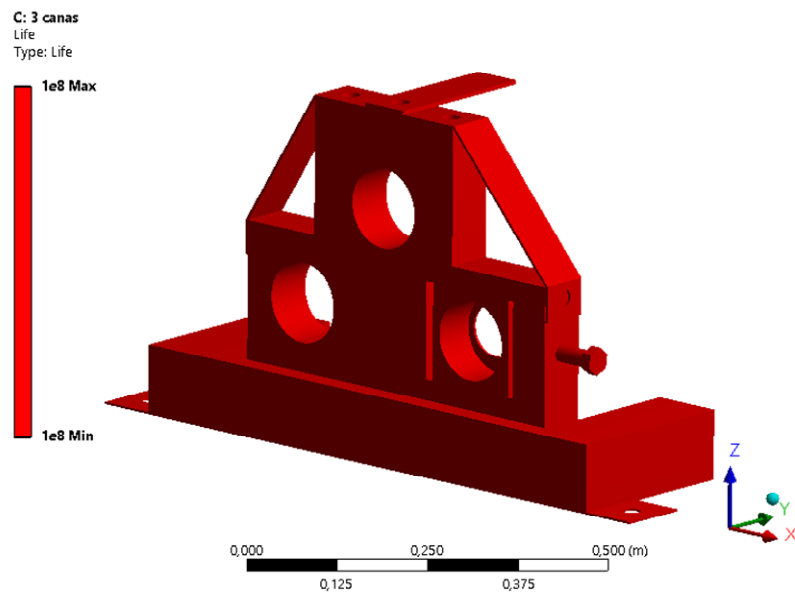


Figura 11. Vida útil en la estructura soporte considerando 3 cañas

La Figura 12 presenta la vida útil de la estructura soporte considerando una carga alternante equivalente al aplastamiento de 6 cañas.

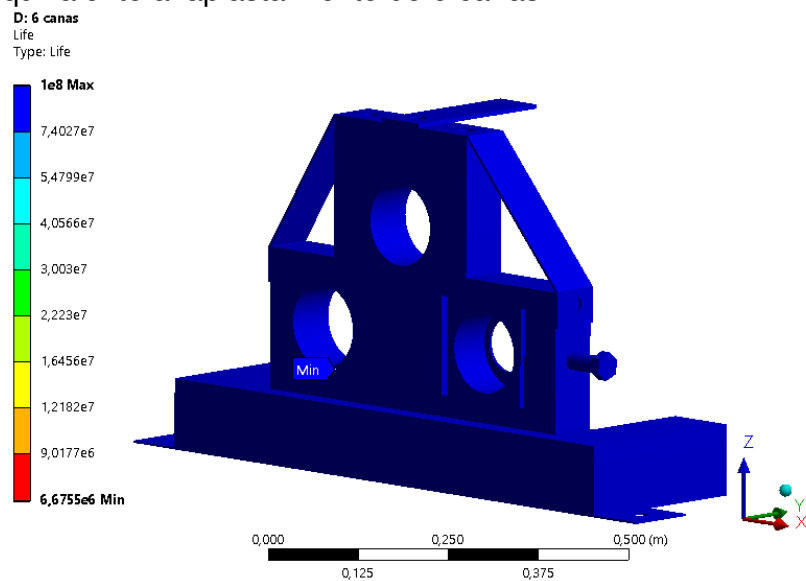


Figura 12. Vida útil en la estructura soporte considerando 6 cañas

Un ciclo operacional corresponde al intervalo de tiempo de la molienda de una longitud de caña completa (aproximadamente 2 metros), dicha longitud representa 2,96 vueltas del rodillo, conociendo que la velocidad rotacional del rodillo es de 12 rpm, se tiene que un día laboral (8 horas) representa 1945,96 ciclos.

Para un año con 260 días laborales (5 días la semana), la Tabla 3 muestra en resumen los factores de seguridad y vida útil de la estructura soporte, para cada una de los escenarios analizados

Tabla 3. Desempeño de la estructura soporte bajo cargas estáticas y alternantes

Cantidad de cañas	Capacidad de proceso [TCH]*	Factor de seguridad con carga estática	Factor de seguridad con carga alternante	Vida útil con carga alternante [años]
3	2,5	4,12	1,77	>198
6	5	2,06	0,98	13

*TCH = Toneladas de Caña por Hora

3.4. Masas o rodillos

Una aproximación adecuada entre el diámetro (D) y la longitud (L) de las masas es $L = 1,5 D$. en tal sentido, se empleará un tubo de 215,9 mm (8 1/2 pulgadas) de diámetro externo y 300 mm (~12 pulgadas) de longitud (ver Figura 13). Los diseños convencionales de máquinas de molienda involucran rodillos con barras macizas, sin embargo, la opción de emplear tubo con un espesor de 12,5 mm puede ser considerada a fin de disminuir los costos de fabricación.

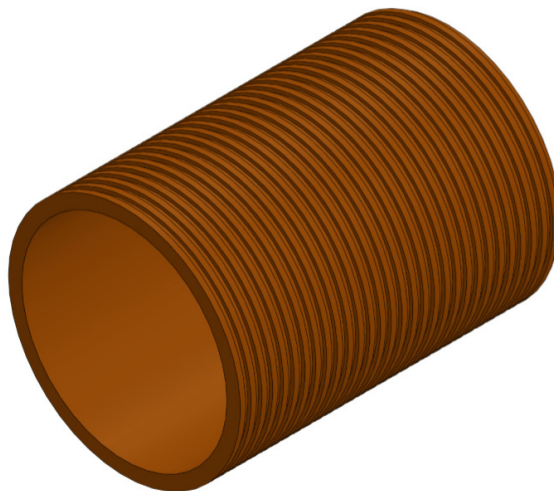


Figura 13. Rodillo motriz

Para evitar que exista un resbalamiento de la caña en los rodillos se realizan ranuras en los mismos que normalmente son de 3 a 5 mm.

A fin de evaluar el comportamiento del diseño de los rodillos con tubo como materiales de construcción, se realizó un análisis mediante el método de elementos finitos considerando los escenarios de cargas estáticas y dinámicas.

a. Escenario de análisis por cargas estáticas:

La Tabla 4 muestra las condiciones de carga en el rodillo motriz (rodillo crítico con mayor cantidad de cargas) considerando la operación de la máquina con el procesamiento de tres cañas a la vez (2,5 T/h).

Tabla 4. Condiciones de carga en el rodillo motriz considerando 3 cañas

Ubicación	Carga [N]
Salida	35580
Entrada	22920

Para el modelo numérico de elementos finitos se empleó la mitad del rodillo motriz para su análisis, considerando simetría, a fin de reducir el costo computacional. Para el mallado se utilizaron 93.666 elementos hexaédricos y 442.682 nodos.

El tubo es hecho de un acero de baja aleación, sin embargo, por no poseer datos de su resistencia mecánica, se realizó el análisis con un acero estructural cuyas propiedades mecánicas son inferiores.

La Figura 14 muestra el mallado y las condiciones de borde y de cargas empleadas en el modelo numérico. Se observa en la Figura 14b el empleo de la condición de simetría ("Displacement"), en donde se restringió el desplazamiento del modelo sólo en el eje axial.

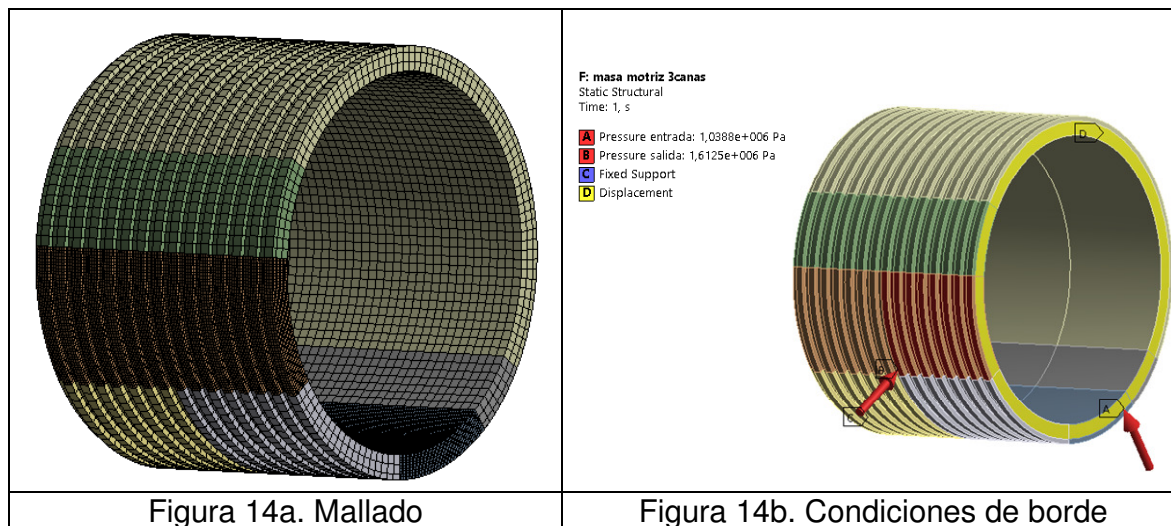


Figura 14. Mallado y condiciones de borde del rodillo motriz

La Figura 15 muestra la distribución de esfuerzos Von-Mises en el rodillo motriz considerando una carga equivalente al aplastamiento de 3 cañas. Se observa un esfuerzo máximo de 19 MPa (2,76 ksi).

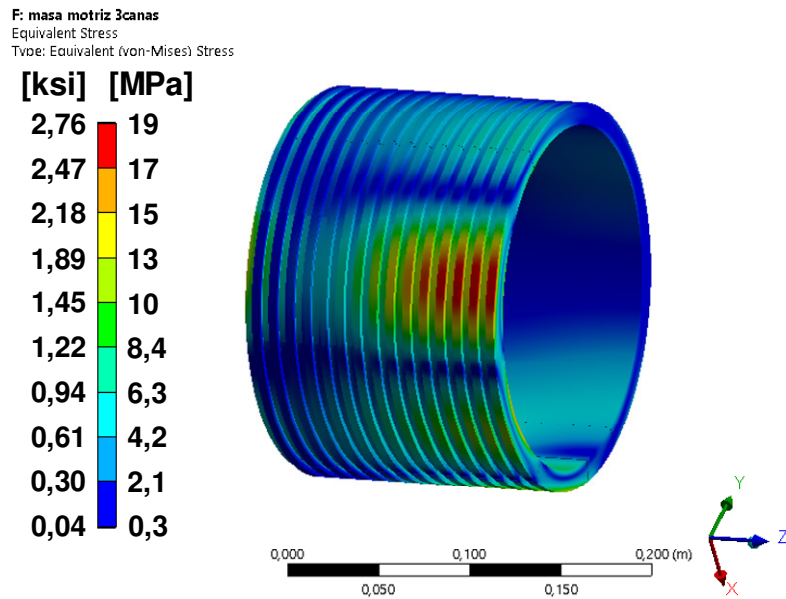


Figura 15. Distribución de esfuerzos Von-Mises en el rodillo motriz considerando 3 cañas

La Figura 16 muestra la distribución de desplazamientos totales del rodillo motriz durante su funcionamiento considerando una carga equivalente al aplastamiento de 3 cañas. Se observa una deformación elástica máxima de 17 milésimas de milímetro ubicada en la sección media del tubo.

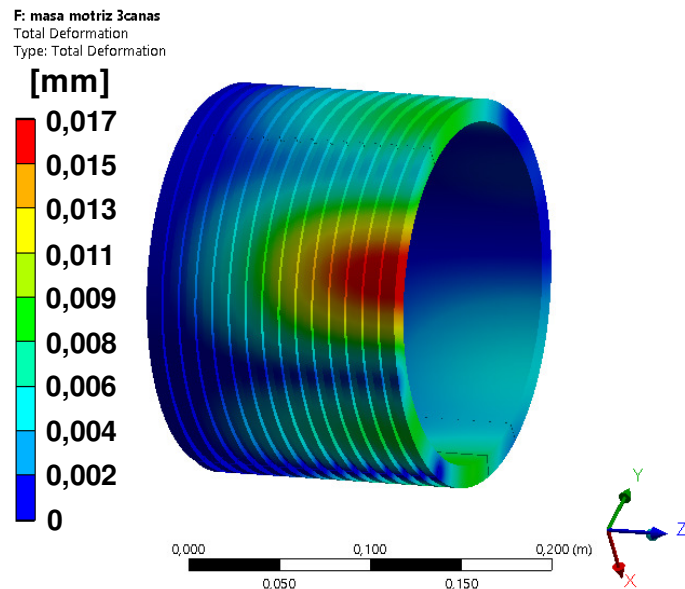


Figura 16. Distribución del desplazamiento total en el rodillo motriz considerando 3 cañas

Considerando el tubo hecho de un acero estructural ($S_y = 250$ MPa, 36 ksi), la Figura 17 muestra la distribución de factores de seguridad en el rodillo motriz.

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

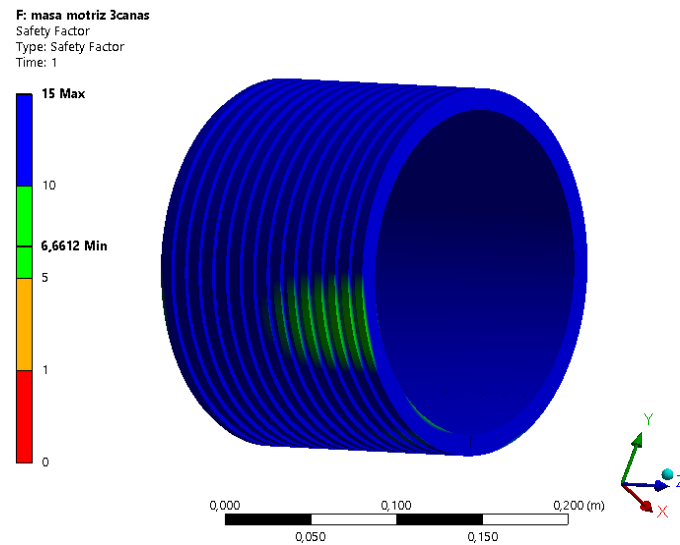


Figura 17. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz considerando 3 cañas

En la Figura 17 se observa que el mínimo factor de seguridad es de 6,66 y se encuentra ubicado en la sección media del tubo. Los resultados demuestran que, bajo el escenario de cargas estáticas, el rodillo motriz y en general todos los rodillos son aptos para funcionar con la carga equivalente al aplastamiento de tres cañas (capacidad de la máquina = 2,5 T/h).

La Figura 18 muestra la distribución de los factores de seguridad del rodillo motriz con una carga máxima equivalente al aplastamiento de 6 cañas a la vez. Los resultados demuestran que bajo dicha carga (6 cañas) de igual manera los rodillos son aptos para funcionar considerando el escenario estático.

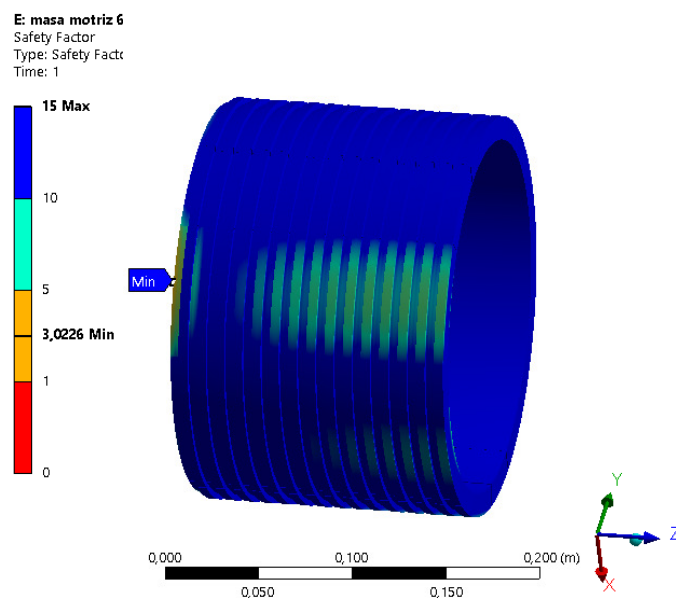


Figura 18. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz considerando 6 cañas

b. Escenario de análisis por cargas alternantes:

La evaluación por medio de cargas alternantes permitirá determinar la vida útil de los rodillos bajo cargas alternantes (fatiga).

La Figura 19 muestra el factor de seguridad del rodillo motriz considerando cargas alternantes según la teoría de Soderberg (criterio conservador) para una condición de aplastamiento de 3 cañas.

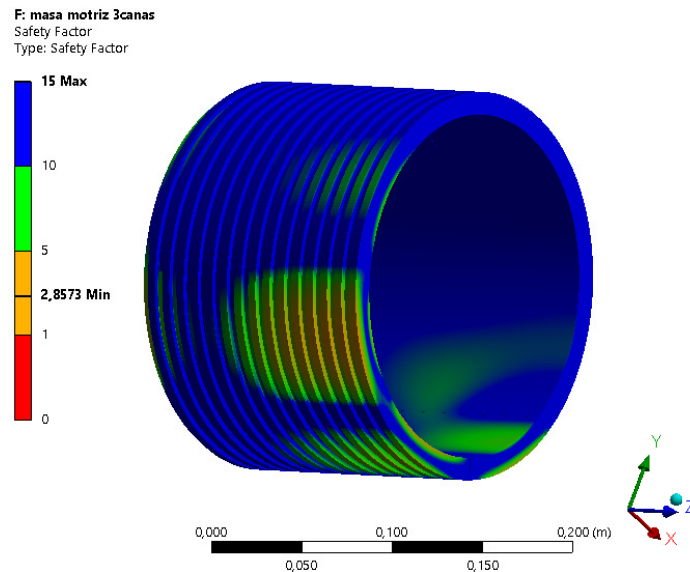


Figura 19. Distribución de los factores de seguridad por cargas alternantes en el rodillo motriz considerando 3 cañas

La Figura 20 presenta vida útil del rodillo motriz considerando la carga equivalente del aplastamiento de 3 cañas.

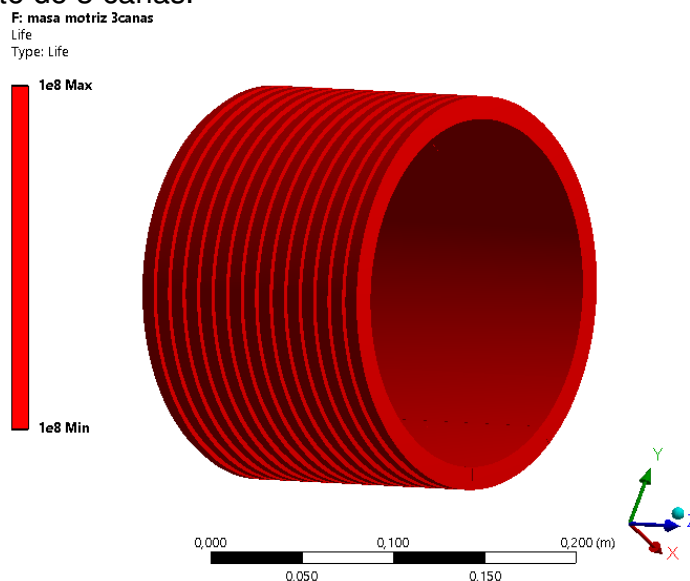


Figura 20. Vida útil del rodillo motriz considerando 3 cañas

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

La Figura 21 presenta la distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz considerando una carga alternante equivalente al aplastamiento de 6 cañas.

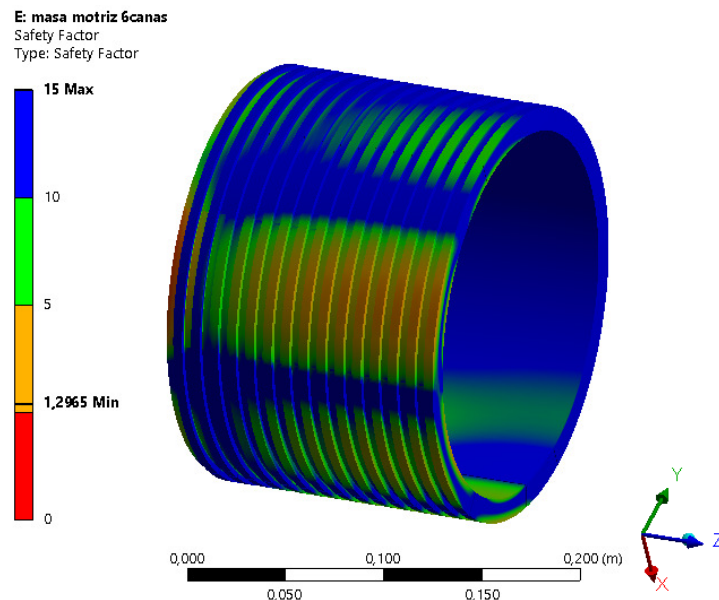


Figura 21. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz con cargas alternantes considerando 6 cañas

Un ciclo operacional equivale a una vuelta del rodillo, conociendo que la velocidad rotacional del rodillo es de 12 rpm, se tiene que un día laboral (8 horas) representa 5.760 ciclos.

Para un año con 260 días laborales (5 días la semana), la Tabla 5 muestra en resumen los factores de seguridad y vida útil del rodillo motriz, para cada una de los escenarios analizados.

Tabla 5. Desempeño del rodillo motriz bajo cargas estáticas y alternantes

Cantidad de cañas	Capacidad de proceso [TCH]*	Factor de seguridad con carga estática	Factor de seguridad con carga alternante	Vida útil con carga alternante [años]
3	2,5	6,7	2,9	>67
6	5	3	1,3	>67

*TCH = Toneladas de Caña por Hora

Verificado el desempeño del rodillo bajo cargas estáticas y alternantes, se recomienda incrementar la dureza superficial de los rodillos a fin de disminuir su desgaste durante su funcionamiento.

3.5. Ejes

3.2.1. Eje del rodillo motriz

Es el eje con mayor sollicitud de cargas en la máquina, estará sometido a cargas combinadas de torsión y flexión, de igual manera estará sometido a cargas alternantes durante la compresión de la caña. Se seleccionó un acero 1020 laminado en frío que tiene las siguientes características:

Resistencia a la fluencia $S_y = 393 \text{ MPa}$ (56 ksi)

Resistencia a la tensión $S_u = 469 \text{ MPa}$ (67 ksi)

Módulo de elasticidad $E = 207 \text{ GPa}$ (30 Mpsi)

Diámetro $D = 750 \text{ mm}$

La Figura 22 presenta las condiciones de borde y de carga ejercidas en el eje del rodillo motriz.

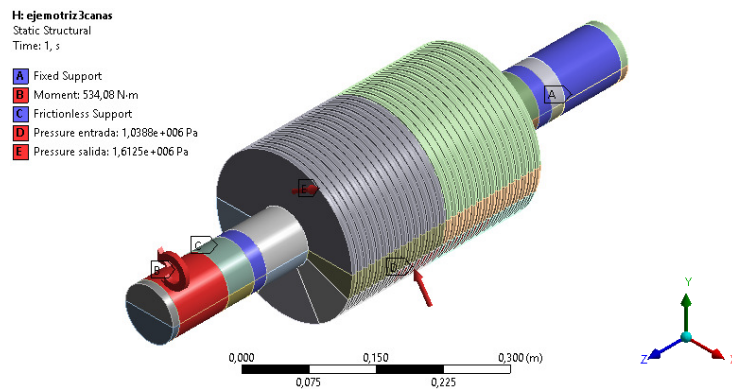


Figura 22. Condiciones de borde y de carga ejercidas en el eje del rodillo motriz

La Figura 23 muestra la distribución de esfuerzos Von-Mises en el eje del rodillo motriz considerando una carga equivalente al aplastamiento de 3 cañas. Se observa un esfuerzo máximo de 36 MPa (5,2 ksi).

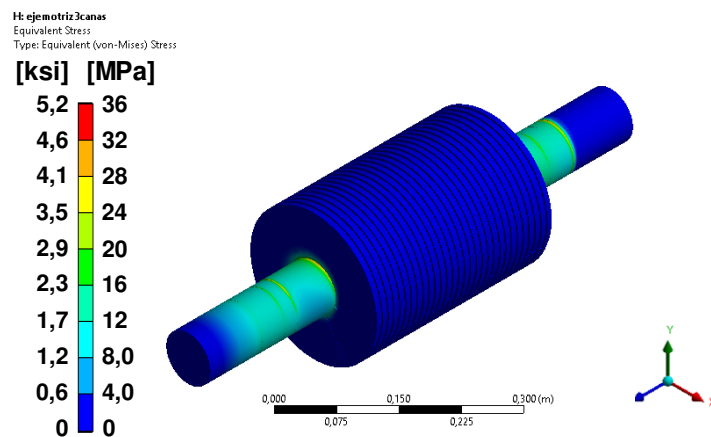


Figura 23. Distribución de esfuerzos Von-Mises en el eje del rodillo motriz considerando 3 cañas

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

Considerando el eje hecho de un acero AISI 1020 ($S_y = 250 \text{ MPa}$, 36 ksi), la Figura 24 muestra la distribución de factores de seguridad en el eje del rodillo motriz.

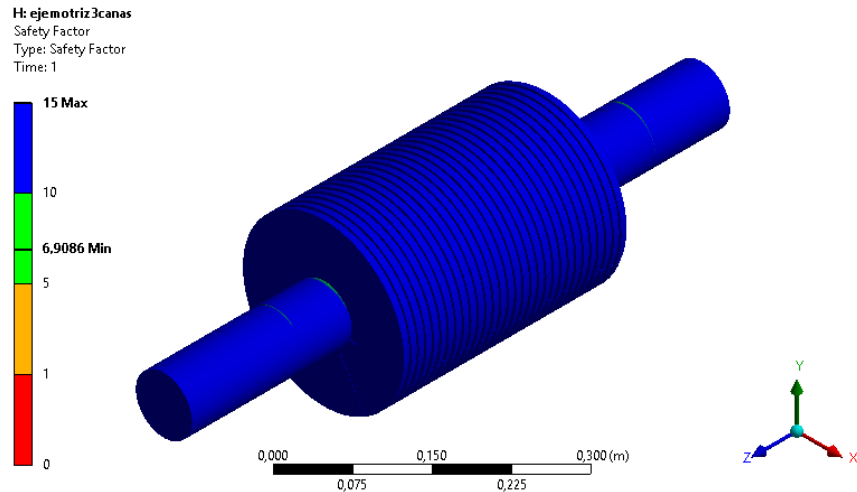


Figura 24. Distribución de los factores de seguridad en el eje del rodillo motriz considerando 3 cañas

En la Figura 24 se observa que el mínimo factor de seguridad es de 6,91 y se encuentra ubicado en la unión del eje con el rodillo. Los resultados demuestran que, bajo el escenario de cargas estáticas, el eje del rodillo motriz y en general todos los ejes de los rodillos son aptos para funcionar con la carga equivalente al aplastamiento de tres cañas (capacidad de la máquina = 2,5 T/h).

La Figura 25 muestra la distribución de los factores de seguridad del eje del rodillo motriz con una carga máxima equivalente al aplastamiento de 6 cañas a la vez. Los resultados demuestran que bajo dicha carga (6 cañas) de igual manera los rodillos son aptos para funcionar considerando el escenario estático.

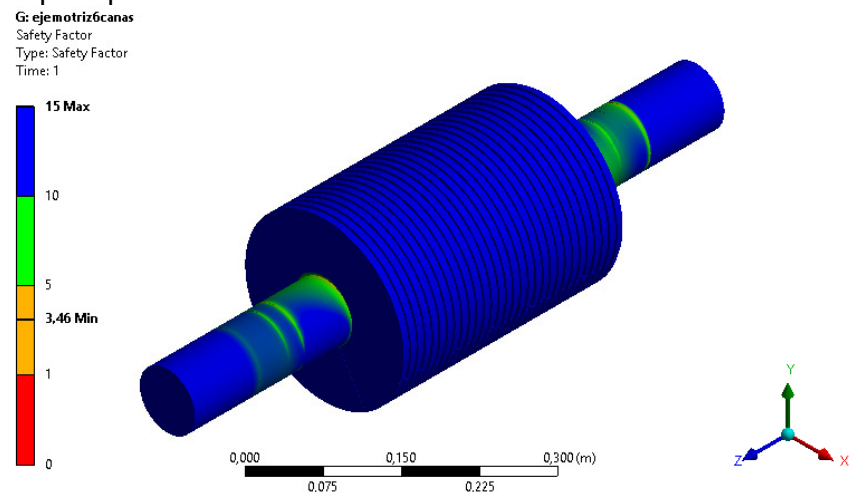


Figura 25. Distribución de los factores de seguridad en el rodillo motriz considerando 6 cañas

a. Escenario de análisis por cargas alternantes:

La evaluación por medio de cargas alternantes permitirá determinar la vida útil de los rodillos bajo cargas alternantes (fatiga).

La Figura 26 muestra el factor de seguridad del eje del rodillo motriz considerando cargas alternantes según la teoría de Soderberg (criterio conservador) para una condición de aplastamiento de 3 cañas.

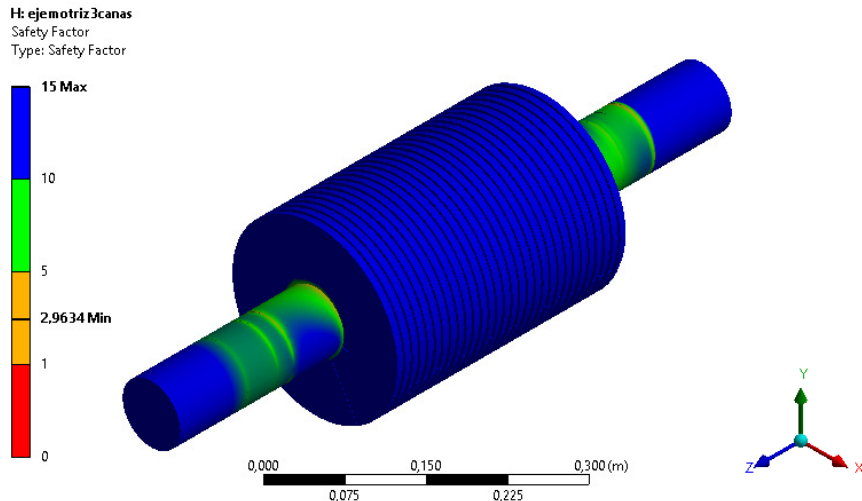


Figura 26. Distribución de los factores de seguridad por cargas alternantes en el eje del rodillo motriz considerando 3 cañas

La Figura 27 presenta vida útil del rodillo motriz considerando la carga equivalente del aplastamiento de 3 cañas.

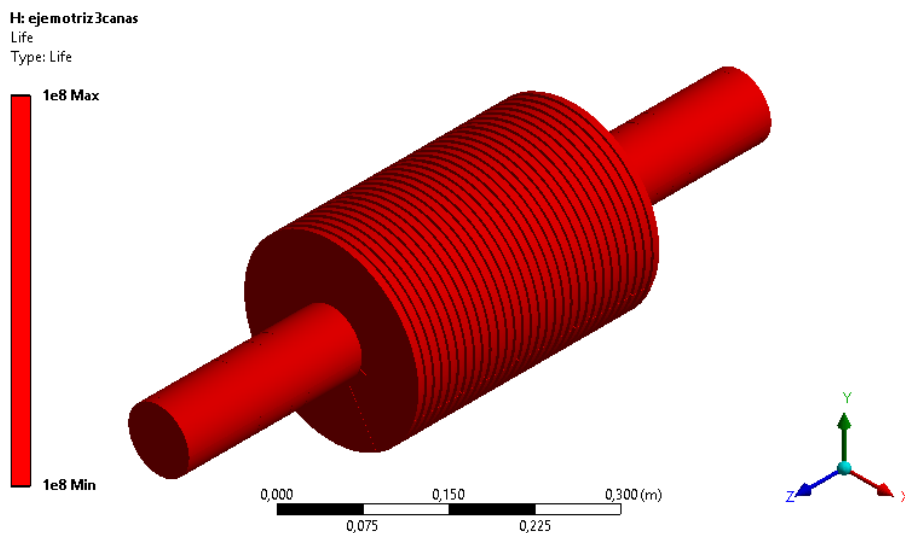


Figura 27. Vida útil del eje del rodillo motriz considerando 3 cañas

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

La Figura 28 presenta la distribución de los factores de seguridad en el eje del rodillo motriz considerando una carga alternante equivalente al aplastamiento de 6 cañas.

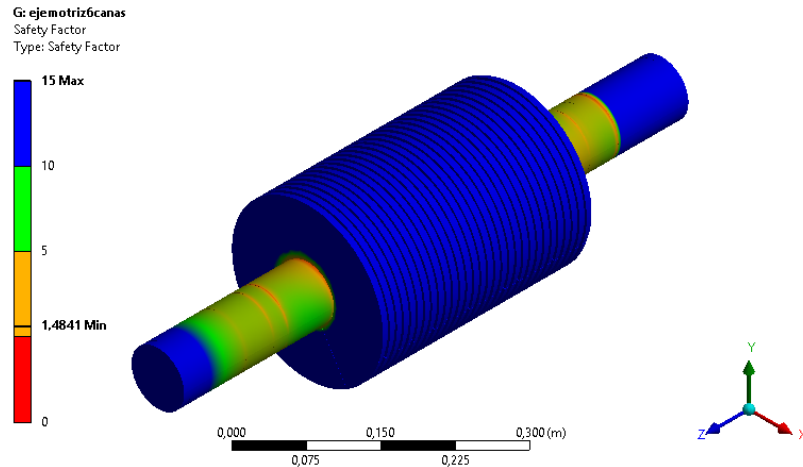


Figura 28. Distribución de los factores de seguridad en el eje del rodillo motriz con cargas alternantes considerando 6 cañas

Un ciclo operacional equivale a una vuelta del rodillo, conociendo que la velocidad rotacional del rodillo es de 12 rpm, se tiene que un día laboral (8 horas) representa 5.760 ciclos.

Para un año con 260 días laborales (5 días la semana), la Tabla 6 muestra en resumen los factores de seguridad y vida útil del eje del rodillo motriz, para cada una de los escenarios analizados.

Tabla 6. Desempeño del eje del rodillo motriz bajo cargas estáticas y alternantes

Cantidad de cañas	Capacidad de proceso [TCH]*	Factor de seguridad con carga estática	Factor de seguridad con carga alternante	Vida útil con carga alternante [años]
3	2,5	6,91	2,96	>67
6	5	3,46	1,48	>67

*TCH = Toneladas de Caña por Hora

3.6. Engranajes

Considerando que la potencia de diseño estimada de la máquina de molienda es de 9,1 HP, se seleccionan los engranajes con un factor de seguridad de 1,5; es decir, tomando en cuenta una transmisión de potencia de 14 HP y considerando las velocidades rotacionales de cada una de las ruedas dentadas. La Tabla 7 muestra las características en el sistema métrico de los engranajes correspondientes a la caja reductora de la máquina de molienda.

Tabla 7. Características de los engranajes de la caja reductora

Numero de rueda dentada	Cantidad de ruedas dentadas	N	n (rpm)	m (mm)	D (mm)	a (mm)	b (mm)	p (mm)	P (1/mm)	t (mm)	F (mm)	De (mm)	Di (mm)	h (mm)	ϕ
4	1	16	300	4,5	72	4,5	5,63	14,137	0,222	7,07	54	81	60,8	10,13	20
3	1	80	60	4,5	360	4,5	5,63	14,137	0,222	7,07	54	369	349	10,13	20
2	1	16	60	6,5	104	6,5	8,13	20,420	0,154	10,21	78	117	87,8	14,63	20
1	1	80	12	6,5	520	6,5	8,13	20,420	0,154	10,21	78	533	504	14,63	20

La Tabla 8 muestra las características en el sistema métrico de los engranajes laterales de la máquina de molienda, se seleccionó un diente de 35 mm de profundidad considerando un ancho de cara del diente inferior al normalizado. Esta selección se llevó a cabo para permitir el ajuste del rodillo de entrada sin perjudicar significativamente el esfuerzo en los dientes entre los engranajes.

Tabla 8. Características de los engranajes laterales de la máquina de molienda

Cantidad de ruedas dentadas	N	n (rpm)	m (mm)	D (mm)	a (mm)	b (mm)	p (mm)	P (1/mm)	t (mm)	F (mm)	De (mm)	Di (mm)	h (mm)	ϕ
3	14	12	15,571	218	15,6	19,5	48,92	0,0642	24,5	90	249,1	179,1	35	20

Donde:

- N Número de dientes de la rueda dentada (engranaje)
- n Velocidad de rotación del engranaje
- m Módulo métrico
- D Diámetro primitivo
- a Cabeza (Adendo)
- b Raíz o pie (Dedendo)
- p Paso circunferencial
- P Paso diametral
- t Espesor del diente
- F Ancho de cara del diente
- De Diámetro externo del engranaje
- Di Diámetro interno del engranaje
- h Profundidad del diente
- ϕ Angulo de presión

La dureza mínima requerida en los engranajes es de 200 HB, que equivale a una resistencia a la tracción de 95,7 ksi para la rueda dentada crítica (piñón de 104 mm de diámetro, ver Tabla 5). En tal sentido se puede seleccionar el material ASTM A-396-55T clase 120 -90 -02 (fundición de hierro dúctil) con una resistencia mínima a la tracción de 120 ksi, de dicho material se puede obtener un mínimo de dureza de 165 NBD hasta 350 NBD, pudiendo ser endurecidos por los métodos de flama o de inducción hasta grados de dureza de 450 NBD (Dudley D., 1973, pág. 365).

3.7. Rodamientos

La Tabla 9 muestra las características de los rodamientos empleados en el diseño

Tabla 9. Características de los rodamientos

Rodamiento	Tipo	Masa [kg]	Carga estática [kN]	Carga dinámica [kN]	Cantidad
6015	Rodamiento rígido de bola	0,65	33,5	41,6	6
61812	Rodamiento rígido de bola	0,11	11,4	11,9	2
61808	Rodamiento rígido de bola	0,032	3,75	4,49	2

Considerando las cargas descritas en el capítulo II, El rodamiento 6015 que soporta el rodillo motriz permite solo una carga equivalente a 4 cañas a la vez con un factor de seguridad de 1,19 considerando una carga estática. En tal sentido, la capacidad máxima de operación de la máquina de molienda es de 3,3 T/h.

3.8. Despiece de la máquina de molienda de caña

La Figura 29 muestra el despiece de la máquina de molienda de caña junto a la caja reductora y motor.

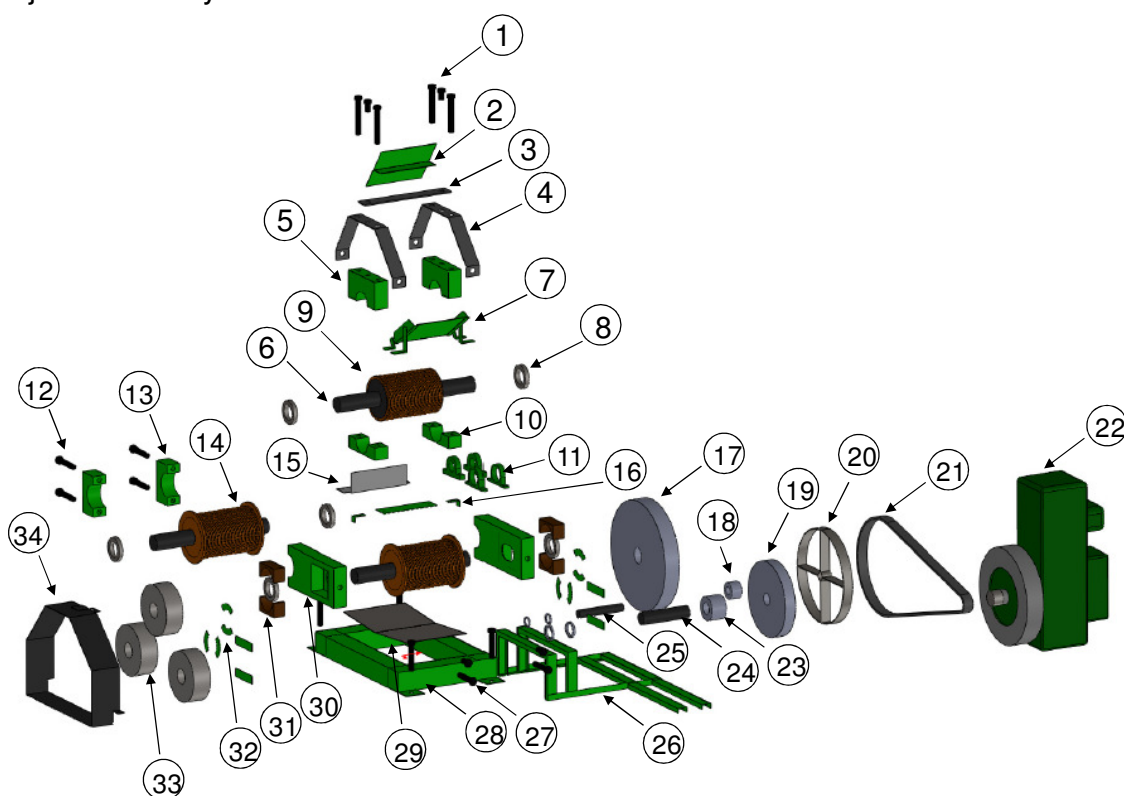


Figura 29. Despiece de la máquina de molienda de caña junto a la caja reductora y motor

La Tabla 10 presenta la leyenda de la Figura 29.

Tabla 10. Leyenda del despiece de la máquina de molienda de caña

Item	Descripcion	Cantidad
1	Tornillo de rodamiento superior	4
2	Bandeja superior de salida de la caña	1
3	Platina de soporte superior	1
4	Platina de soporte lateral	2
5	Cajetin superior de rodamiento superior	2
6	Eje de rodillo motriz	3
7	Bandeja de entrada de la caña	1
8	Rodamiento 6015	6
9	Rodillo motriz	1
10	Cajetin inferior de rodamiento superior	2
11	Chumaceras tipo puente	4
12	Tornillo de rodamiento rodillo seguidor de salida	4
13	Cajetin de rodamiento rodillo seguidor de salida	2
14	Rodillo seguidor de salida	1
15	Bandeja inferior de salida de la caña	1
16	Bandeja deflectora de la caña	1
17	Rueda dentada 1 de caja reductora	1
18	Rueda dentada 4 de caja reductora	1
19	Rueda dentada 3 de caja reductora	1
20	Polea seguidora	1
21	Banda de transmision de poleas	1
22	Motor diesel 9 Hp, 1800 rpm	1
23	Rueda dentada 2 de caja reductora	1
24	Eje de ruedas dentadas 2 y 3	1
25	Eje de rueda dentada 4 y polea seguidora	1
26	Estructura base de caja reductora y motor	1
27	Tornillo de ajuste de rodillo seguidor de entrada	2
28	Estructura base de maquina de molienda de caña	1
29	Bandeja recolector del jugo de caña	1
30	Estructura soporte lateral de rodillos seguidores	2
31	Cajetin de rodillo seguidor de entrada	2
32	Reten de rodamientos en estructura soporte	12
33	Ruedas dentadas laterales	3
34	Guardapolvo de ruedas dentadas laterales	1

Las Figuras 30 y 31 exhiben el diseño de la máquina de molienda de caña una vez ensamblado considerando la vista frontal y anterior respectivamente.

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

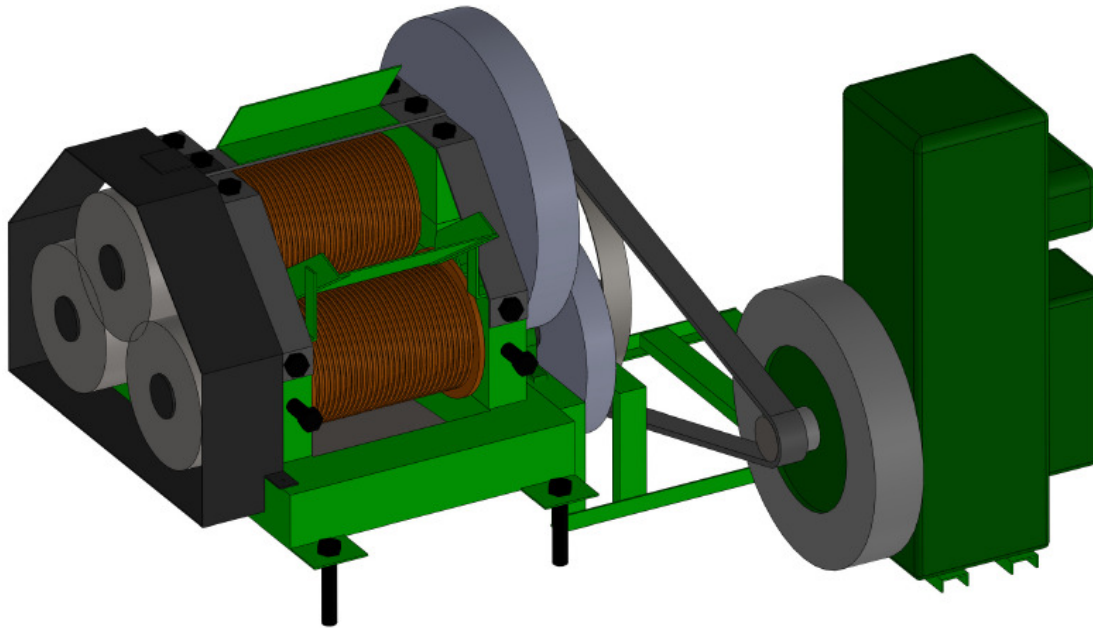


Figura 30. Vista frontal del diseño

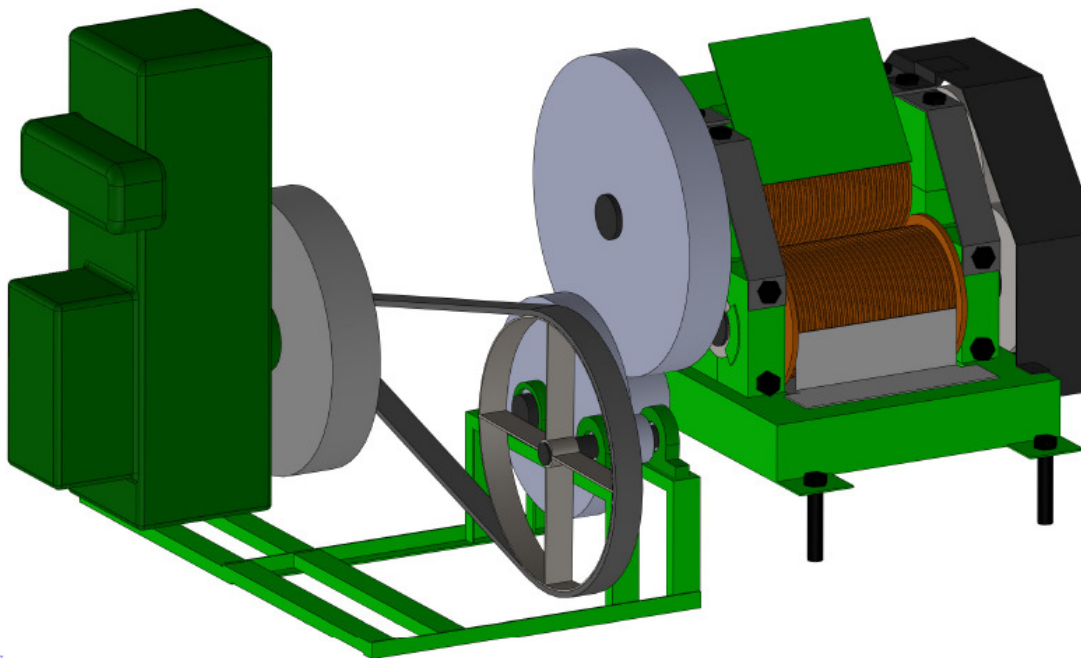


Figura 31. Vista anterior del diseño

Capítulo IV

Lista de materiales para la construcción de la máquina

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

4. LISTA DE MATERIALES

1. TUBO CUADRADO (Base soporte)

Lado (mm)	Espesor (mm)	Longitud (m)
100x100	3	2,68 (exacto)

2. TUBO RECTANGULAR (Soporte laterales)

Lado (mm)	Espesor (mm)	Longitud (m)
200x70	4,3	1,61 (exacto)

3. TUBO CIRCULAR (Rodillos)

Diámetro	Espesor	Longitud
215 mm (8 ½ pulgada)	12,5 mm (1/2 pulgada)	910 mm (36 pulgadas)

4. BARRA CIRCULAR (Ejes)

Diámetro	Espesor	Longitud (mm)	Material
75 mm	Maciza	1003	AISI 1020
60 mm	Maciza	252	AISI 1020
40 mm	Maciza	240	AISI 1020

5. PLANCHA DISCOS (Refuerzo de masas y Pestaña de masa seguidoras)

Diámetro	Espesor	Cantidad	Área (m2)
190 mm	10 mm	8 discos	0,29
250 mm	10 mm	4 discos	0,145

6. RODAMIENTO DE BOLAS RIGIDA denominación SKF

Denominación	Diámetro externo (mm)	Diámetro interno (mm)	Ancho (mm)	Cantidad
6015	115	75	20	6
61812	78	60	10	2
61808	52	40	7	2

7. LAMINAS Camisas de rodamientos

Se debe hacer la media luna (media circunferencia) del tubo con lámina de 181 mm (18,1 cm) de ancho x 61,4 mm de largo y 6 mm de espesor con acero estructural A-36. Se deben hacer en total 8 mitades de circunferencia.

Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)	Área (m2)
61,4	1448	6	0,089

8. LAMINA Bandeja inferior (Recolector de jugo)

Ubicación de la lámina	Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)	Área (m2)
Bandeja inferior (Recolector de jugo)	332	620	2,5	0,206
Bandeja de entrada de la caña	290	235	2,5	0,068
Bandeja superior de salida de la caña	300	325	2,5	0,098
Bandeja inferior de salida de la caña	360	194	2,5	0,070
Bandeja deflectora	80	290	2,5	0,023
Guardapolvo ruedas dentadas laterales	150	2034	2,5	0,305

9. PLATINA

Ubicación de la platina	Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)
Soporte superior y lateral	70	2638	4
Polea seguidora	50	2477	4

10. PERFIL “L”

Ubicación	L (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)
Bandeja de entrada de la caña	50 X 50	235	3
Estructura soporte de la caja reductora	30 X 30	1230	3,5

11. PERFIL “U” Estructura soporte de la caja reductora

U (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)
50 X 25	2900	3,5

12. TORNILLOS

Diámetro nominal y paso de la rosca	Longitud (mm)	Cantidad
M20 x 2.5	170	16

13. BARRA ruedas dentadas

Rueda dentada	Diámetro (mm)	Ancho (mm)	Material
1	533	78	ASTM A-396-55T clase 120 -90 -02
2	117	78	ASTM A-396-55T clase 120 -90 -02
3	389	54	ASTM A-396-55T clase 120 -90 -02
4	81	54	ASTM A-396-55T clase 120 -90 -02
Laterales	249,1	270	ASTM A-396-55T clase 120 -90 -02

Elaborado por: Gabriel Arcángel Vivas Chacón

Tabla 11. Lista de precios de materiales y costo unitario de la máquina de molienda

Item	Material	Cantidad requerida	Unidad	Precio unitario				Costo Unitario [USD]
				[USD/m2]	[USD/m]	[USD/kg]	[USD/Unid.]	
Tubo								
1.1	Cuadrado 100 x 100	2,68	m		5,8			15,46
1.2	Rectangular 200 x 70	1,61	m		13,3			21,47
1.3	Circular De = 8 1/2 in, e = 1/2 in	0,91	m				44	40,00
Sub-total								76,93
Barra AISI 1020								
2.1	Circular D=75 mm	1,003	m			2,0		69,57
2.2	Circular D=60 mm	0,252	m			2,0		11,19
2.3	Circular D=40 mm	0,24	m			2,0		4,74
Sub-total								85,49
Plancha A-36								
3.1	Refuerzo de rodillos, e=10mm	0,29	m2	70				20,22
3.2	Pestaña de rodillos seguidores, e=10mm	0,144	m2	70				10,11
Sub-total								30,32
Rodamiento								
4.1	SKF 6015	6					31,25	187,50
4.2	SKF 61812	2					15	30,00
4.3	SKF 61808	2					8	16,00
Sub-total								233,50
Lamina A-36								
5.1	Camisa de rodamientos, e = 6mm	0,089	m2	30,5				2,71
5.2	Recolector de jugo, e = 2,5 mm	0,206	m2	15,9				3,27
5.3	Bandeja de entrada, e = 2,5 mm	0,068	m2	15,9				1,08
5.4	Bandeja de salida superior, e = 2,5 mm	0,098	m2	15,9				1,55
5.5	Bandeja de salida inferior, e = 2,5 mm	0,07	m2	15,9				1,11
5.6	Deflectora de caña, e = 2,5 mm	0,023	m2	15,9				0,36
5.7	Guardapolvo, e = 2,5 mm	0,305	m2	15,9				4,83
Sub-total								14,92
Platina A-36								
6.1	Soporte superior lateral, ancho = 70 mm	2,638	m		7			18,47
6.1	Polea seguidora, ancho = 50 mm	2,477	m		6			14,86
Sub-total								33,33
Perfil A-36								
7.1	"L" (Bandeja de entrada de la caña)	0,235	m		5,5			1,29
7.2	"L" (Estructura soporte de la caja reductora)	1,23	m		5,5			6,77
7.3	"U" (Estructura soporte de la caja reductora)	2,9	m		5,5			15,95
Sub-total								24,01
8	Pernos M20 x 2.5	20					1,51	30,23
Barra ASTM A-396-55T clase 120 -90 -02 (Hierro fundido)								
9.1	Rueda dentada 1 D=0,533 m	0,078	m					
9.2	Rueda dentada 2 D=0,117 m	0,078	m					
9.3	Rueda dentada 3 D=0,389 m	0,054	m					
9.4	Rueda dentada 4 D=0,081 m	0,054	m					
9.5	Rueda dentada lateral D=0,2491 m	0,27	m					
Sub-total								
10	Banda de transmision	2					15	30,00
11	Motor 9 Hp, 1800 rpm	1					1300	1300,00
12	Pintura anticorrosiva	3	lt				3	9,00
13	Thiner	2	lt				1	2,00
TOTAL [USD]								1869,72

Capítulo V

Conclusiones y recomendaciones

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La máquina de molienda de caña es de diseño y construcción sencillo, considerando que se pueden localizar en el mercado nacional todos los materiales necesarios y un taller mecánico básico cuenta con los equipos y máquinas herramientas requeridos para su fabricación.

Los factores de seguridad en el diseño indican que la estructura, rodillos, ejes y engranajes, pueden funcionar con una carga máxima de aplastamiento de 6 cañas de 50 mm de diámetro c/u, considerando una vida útil de la estructura de por lo menos 13 años con una jornada laboral de 8 horas diarias y 260 días laborables al año, sin embargo, el rodamiento SKF 6015 ubicado en el cajetín superior (rodillo motriz) permite una carga máxima equivalente a 4 cañas a la vez con un factor de seguridad mínimo de 1,18; en tal sentido la capacidad operacional máxima de la máquina es de 3,3 T/h.

Los costos de materiales considerando una producción en serie indican que, con un aproximado de 1900 USD se pueden obtener casi en su totalidad los materiales y equipos (motor) requeridos exceptuando las barras de las ruedas dentadas.

Incluir en los costos unitarios, los costos correspondientes a las barras de las ruedas dentadas y un estimado de los costos de fabricación de la máquina, a fin de cotejar su valor con máquinas similares en el mercado.