



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y DEFORMABILIDAD EN UN TRUNNION DE MOLINO PARA FABRICACIÓN Y MONTAJE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PABLO CRISTÓBAL GONZÁLEZ RETAMAL

PROFESOR GUÍA
ALEJANDRO FRANCISCO FONT FILAX

MIEMBROS DE LA COMISIÓN
RUBÉN FERNÁNDEZ URRUTIA
RODRIGO BENAVIDES SOTO

SANTIAGO DE CHILE

2019

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL
TÍTULO DE: INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: PABLO CRISTÓBAL GONZÁLEZ RETAMAL
FECHA: 12/07/2019
PROFESOR GUÍA: ALEJANDRO FONT FILAX

ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y DEFORMABILIDAD EN UN TRUNNION DE MOLINO PARA FABRICACIÓN Y MONTAJE

Chile es el mayor productor y exportador de cobre en el mundo, es más, representó el 30% de la producción mundial durante el año 2015¹. Según indicadores económicos aporta con un 13,5% del PIB², de lo anterior se desprende la importancia de que el proceso de producción no se detenga.

Los molinos de bolas son importantes en la conminución de mineral dentro del proceso productivo de la minería, estos se apoyan en soportes estructurales llamados trunnions que rotan sobre una cama de aceite a presión para reducir el desgaste e históricamente se fabrican con fundición gris.

El objetivo de este trabajo fue estudiar la factibilidad técnica de utilizar un trunnion de repuesto fabricado de acero estructural A36 con planchas cilindradas y soldadas entre sí, incluyendo rellenos interiores de soldadura para satisfacer las especificaciones de forma y ajuste. Para lo anterior se realizó un estudio de influencia de las dimensiones y tensiones en la vida a la fatiga de este.

Por otro lado, se estudió una solución para la deformación de la tapa del molino cuando se desmontó el trunnion que falló y así corregir el alabeo de esta para obtener una unión tal que las caras de la tapa y del trunnion estén dentro de las tolerancias especificadas en el diseño original y lograr el montaje con tolerancias de ajuste adecuadas.

Para este trabajo se utilizó un estudio teórico numérico donde fue necesario el uso de un software CAD y un programa de elementos finitos para obtener los estados de esfuerzos. Para lo anterior se obtuvieron los antecedentes específicos necesarios para modelar las cargas a las que está sometido el molino en su estado de operación, se modeló la pieza CAD y luego se obtuvo el estado de esfuerzos. Además, mediante el mismo método se obtuvieron las deformaciones de la tapa al desmontar el trunnion que falló, lo que implicó modelar una solución al problema de alabeo.

Con los esfuerzos obtenidos se utilizaron criterios de falla por fatiga para esfuerzos variables en estructuras soldadas. Además, se hizo el estudio de las deformaciones y como solucionar este problema en la tapa del molino al momento de montar el nuevo trunnion.

Se modelaron trunnions cuyos espesores son de 150 [mm], 138 [mm], 130 [mm], 125 [mm], 120 [mm] y 100 [mm], presentando respectivamente una vida a la fatiga de 2.498 años, 193 años, 64 años, 27 años, 12 años y 1,2 años.

En cuanto a las deformaciones sufridas por la tapa en el montaje del nuevo trunnion, se llegó a reducir hasta en un 99% la deformación radial de la pieza y reducir en un 82% la amplitud del alabeo en la tapa para lograr interferencias aceptables al ajustar la nueva pieza en la tapa.

¹ Obtenido de la página del Consejo Minero. <http://dev.consejominero.cl/chile-pais-minero/>

² Promedio de 7 años consecutivos hasta el 2015, obtenidos del sitio web Sociedad Nacional de Minería. Indicadores Económicos, PIB minería.. http://www.sonami.cl/index.php?option=com_content&view=article&id=221&Itemid=109

Agradecimientos

Al culminar este importante ciclo en mi vida quiero dar gracias a todos los que han sido parte de mi formación en cuanto a valores, principios y conocimiento, lo que me han convertido en la persona que soy ahora y que marcarán mi vida en mi futuro profesional.

Agradezco a Dios por su amor al darme la oportunidad de tener una familia con padres y hermanos que han sido un ejemplo en mi vida. También agradezco su guía en las decisiones que he tomado hasta hoy, lo que me permitió conocer a mi amada esposa Ámbar.

Doy gracias a mi madre Magdalena por su constante ejemplo de esfuerzo y sacrificio proveniente de una mujer que tuvo que dividirse en sus responsabilidades como madre y profesional, siendo siempre preocupada por todos los detalles respecto a mi formación como persona y como futuro profesional. Agradezco a mi padre Pedro por su ejemplo, siendo un hombre de pocas palabras, sus acciones hablan más por él. Además, agradecer a mi abuela Delia o como le gustaba que le dijéramos sus nietos, “La mamita”, por su ejemplo de vida y cuidados que siempre atesoraré en mi corazón.

Quiero dar gracias a mi amada Ámbar por su apoyo incondicional en todo el proceso que viví en los últimos años de universidad, por sus constantes palabras de aliento y principalmente sus acciones, permitiendo que todo fuera más fácil en este camino.

Agradezco a mis suegros Javier y Solange por su comprensión y apoyo desde el momento en que tuve la oportunidad de casarme con su hija, siendo mis segundos padres.

Finalmente quiero agradecer a todos mis amigos de la iglesia, de la universidad y de la vida que han sido parte de este camino. Mención honrosa a Cristóbal, Bastián y Diego, amigos con los cuales se hizo ameno este trayecto en la universidad.

Tabla de contenido

1. Introducción	1
2. Objetivos	2
i) Objetivo general	2
ii) Objetivos específicos.....	2
3. Antecedentes	3
3.1 Antecedentes Molino de bolas.....	3
3.2 Modelación de presión de la carga en el molino	5
3.3 Modelación de reacciones en trunnion	5
3.4 Enfoque de falla por fatiga	5
3.4.1 Límite de resistencia a la fatiga	6
3.4.2 Resistencia a la fatiga	6
3.4.3 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	7
3.4.4 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables.....	8
3.4.5 Combinación de modos de carga.....	8
3.5 Soldadura.....	9
3.5.1 Especificaciones Soldadura	9
3.5.2 Resistencia a la fatiga de uniones soldadas	11
3.5.2.1 Esfuerzo nominal	11
3.5.2.2 Curvas S-N.....	12
3.5.2.3 Criterios de diseño.....	14
3.5.3 Rotación de tensor de esfuerzos.....	15
3.6 Propiedades mecánica acero estructural A-36.....	16
4. Metodología	17
4.1 Modelo CAD trunnion.....	18
4.1.1 Manto	18
4.1.2 Tapas.....	18
4.1.3 Corona.....	19
4.1.4 Trunnion.....	20
4.2 Cargas y reacciones en el molino	22
4.2.1 Peso del Molino (W_m)	22
4.2.2 Presión en los trunnions.....	23
4.2.3 Fuerza sobre corona.....	24
4.2.4 Fuerzas asociadas a la carga interna del molino (W_c).....	25
4.3 Modelo FEA – Vida a la fatiga del trunnion	26
4.3.1 Importación Modelo CAD y modificación de la geometría	26
4.3.2 Sistemas de referencia	27
4.3.3 Validación Resultados	28
4.4 Modelo FEA - Estudio de deformaciones en la tapa.....	28
4.4.1 Modelo CAD - Estudio de deformaciones en la tapa	28
4.4.2 Sistema de referencia	30
4.4.3 Validación Resultados	31
5. Resultados – Resistencia a la fatiga del trunnion	32
5.1 Cargas y reacciones en el molino	32
5.1.1 Peso del Molino (W_m)	32
5.1.2 Presión en los trunnions.....	32
5.1.3 Fuerza sobre corona.....	33
5.1.4 Fuerzas asociadas a la carga interna del molino (W_c).....	33

5.2	Modelo FEA	34
5.2.1	Condiciones de Borde	34
5.2.2	Condiciones de carga	35
5.3	Resultados obtenidos	39
5.3.1	Vida a la fatiga trunnion de descarga.....	39
6.	Resultados – Deformación en la tapa.....	47
6.1.1	Condiciones de Borde	47
6.1.2	Condiciones de carga	47
6.2	Resultados obtenidos	49
6.2.1	Condición de deformación inicial.....	49
6.2.2	Modelos con carga de 150 - 200 [kN]	51
7.	Discusión.....	54
8.	Conclusiones.....	56
9.	Bibliografía.....	57
10.	Anexos.....	58
	Anexo A: Clases FAT para acero y aluminio.....	58
	Anexo B: Dimensiones principales del trunnion de descarga y materiales a utilizar por cada pieza según planos originales	62
	Anexo C: Cálculo de Reacciones	64
	Anexo D: Dimensiones trunnion soldado.....	66
	Anexo E: Rango de esfuerzo en el punto de inflexión, con sus pendientes correspondientes (si está arriba o abajo del punto de inflexión), y valor del factor C para amplitud constante.	67

1. Introducción

Chile es el mayor productor y exportador de cobre en el mundo, de hecho, representó el 30% de la producción mundial durante el año 2015¹. Además, según indicadores económicos aporta con un 13,5% del PIB².

El proceso de conminución de mineral juega un papel importante dentro del procesamiento del cobre, dentro de este proceso se encuentra la molienda convencional en la cual participan los molinos de bolas (ver Figura 1.1). Dentro de los componentes del molino se encuentran los trunnion, que son estructuras soportantes que permiten la rotación del molino al girar sobre una cama de aceite a presión (se presenta un esquema del trunnion en la Figura 1.2)



Figura 1.1: Molino de bolas

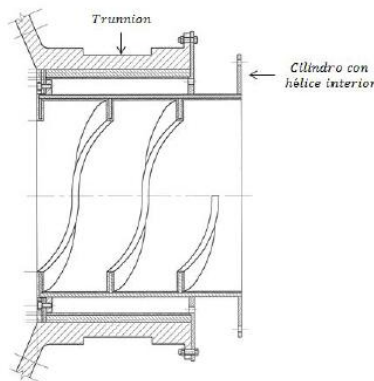


Figura 1.2: Esquema de un trunnion en el molino de bolas

De lo anterior, se entiende la importancia de reducir los costos y tiempos al mínimo en caso de falla de un componente. El caso que se evalúa en la presente tesis es el reemplazo por un trunnion manufacturado en Chile mediante planchas de acero A36 en vez de utilizar fundición gris que es lo usual, siendo este último importado.

El método anterior ya que en una mina ocurrió una falla crítica de uno de los trunnions, y se necesitó reducir el tiempo de recambio al mínimo, por lo cual se fabricó un trunnion mediante planchas cilindradas de acero A36 de manera urgente, teniéndose escaso tiempo para modelar y simular la solución, obteniéndose una solución “gruesa” que resistió a las solicitaciones y cumplió con las especificaciones de diseño.

En la presente memoria se realiza este estudio de manera de obtener resultados para la resistencia y deformaciones del trunnion del molino basado en los planos de fabricación y modelo CAD de la fabricación provisoria. Además, se realiza el estudio de las deformaciones de la tapa del molino durante el desmontaje del trunnion que falló. Para esto se cuenta con las tolerancias, especificaciones de diseño y el modelo CAD, en este último es necesario rediseñar el trunnion de acuerdo con los espesores en este estudio.

Para realizar esta labor se requieren principalmente los antecedentes específicos en cuanto a las cargas que presenta el molino, los procedimientos correctos de soldadura y los criterios de falla por fatiga. Con lo anterior se procede a modelar mediante elementos finitos y cumplir con los criterios establecidos por la teoría y normas respectivas.

2. Objetivos

i) Objetivo general

- Evaluar la factibilidad técnica de un trunnion de repuesto fabricado de acero estructural A36 con planchas cilindradas y soldadas entre sí e incluyendo rellenos interiores de soldadura y solucionar el problema de alabeo de la tapa del molino al momento de realizar el desmontaje del trunnion que falló.

ii) Objetivos específicos

- Evaluar las cargas que presenta el molino.
- Rediseñar el trunnion del modelo CAD entregado de acuerdo con las tolerancias y especificaciones de diseño.
- Estudiar mediante FEA la vida a la fatiga del trunnion de repuesto.
- Analizar mediante FEA las deformaciones de la tapa al desmontar el trunnion que falló.
- Estudiar una solución que corrija las deformaciones de la tapa para tener un correcto montaje del trunnion de repuesto.

3. Antecedentes

En esta sección se presentan los aspectos más relevantes sobre el molino de bolas, la teoría de fatiga y los modelos para la presión de la carga y las reacciones de los trunnions.

3.1 Antecedentes Molino de bolas

Los criterios de diseño presentados en esta sección se obtienen de las recomendaciones de Ashok Gupta y Denis Yan en su texto de diseño de procesamiento de minerales [1]. En la Figura 3.1 se muestran los componentes principales en un molino de bolas, donde los trunnions cumplen la función de actuar como soportes y giran sobre aceite a alta presión, los liners, corazas y lifters permiten dar rigidez al cuerpo del molino y a la vez permiten dar protección al impacto producido por la caída de la carga mixta. Finalmente se menciona la corona donde por medio de un piñón, se produce el movimiento rotatorio del equipo.

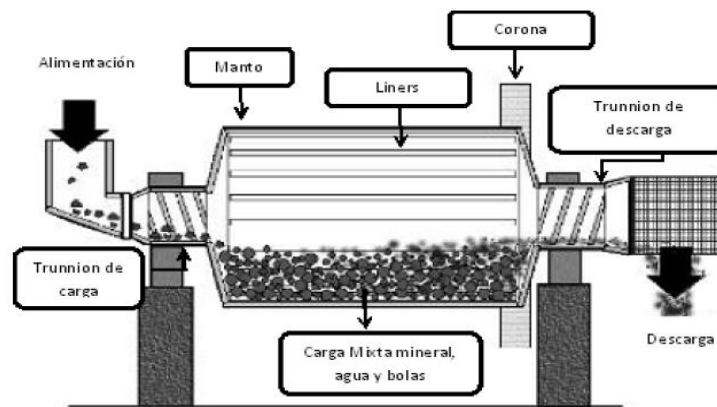


Figura 3.1: Elementos típicos en un molino de bolas

En la Figura 3.2 se muestran tres tipos de molinos de bolas según su tipo de descarga. Es de interés el de tipo overflow o sobrelleando, que permite un tamaño de partícula de salida menor a 106 [µm] de diámetro. Además, para este tipo de molino la carga no debe sobrepasar el 45% del volumen total del equipo.

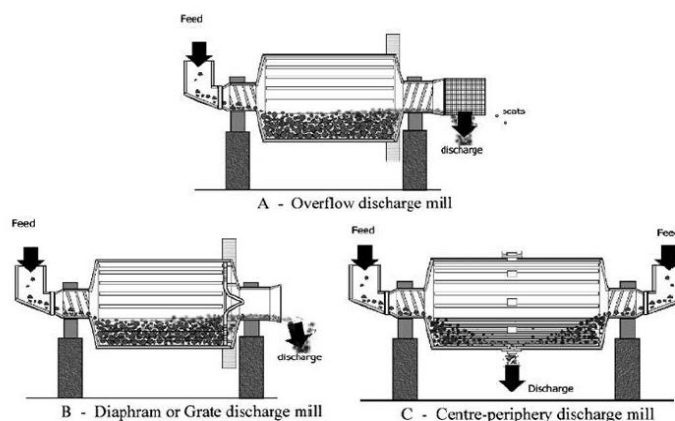


Figura 3.2: Tipos de molinos de bolas según tipo de descarga

La fracción volumétrica de la parte ocupada por las bolas respecto del volumen total del molino se designa con J_B , mientras que la fracción ocupada por las rocas y mineral se designa con J_R . La relación que se recomienda utilizar cumple la siguiente razón:

$$\frac{J_B}{J_R} = 0,4 \quad \text{Ec. (3.1)}$$

El ángulo de levantamiento de la carga (Figura 3.3), es el ángulo dinámico que toma la carga en el estado de operación. Este ángulo está determinado por la densidad de la pulpa, la velocidad de rotación del molino, la distribución de tamaños de los medios de molienda y la geometría de los lifters de carga. [5]

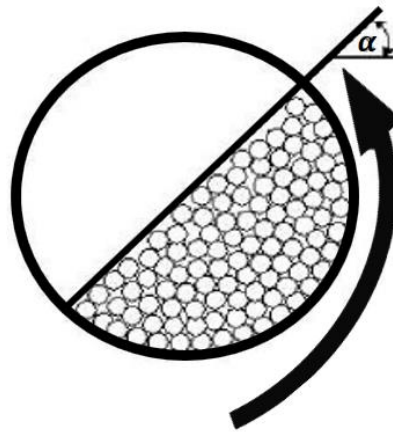


Figura 3.3: Ángulo de levantamiento de la carga

Se define la altura de carga como la máxima altura medida desde el fondo del molino hasta el nivel de la mezcla cuando la carga no está en movimiento, en la Figura 3.4 está representada por H_B . La medida de altura de carga es un buen método para estimar el volumen de carga y está dada por la Ecuación 3.2.

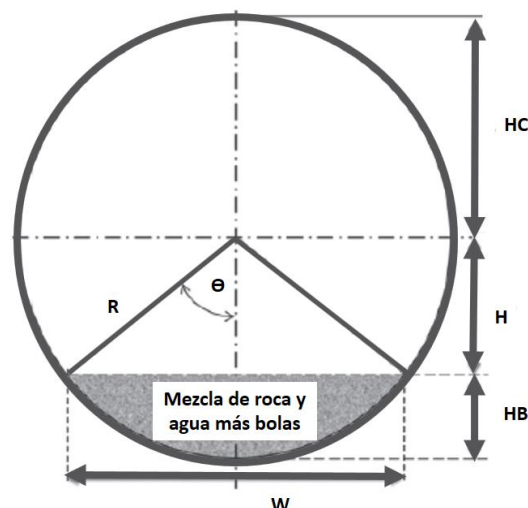


Figura 3.4: Altura de carga

$$H_B = \frac{D}{2} (1 - \cos\theta) \quad \text{Ec. (3.2)}$$

3.2 Modelación de presión de la carga en el molino

Para efectos de modelación de la carga se considera como un fluido equivalente respetando la proporción de bolas y mineral presentada en la sección 3.1, modelándose como una presión de fluido dentro un cuerpo rígido rotando [3]. Esta se basa en la ecuación general:

$$-\nabla P + \rho \vec{g} = \rho \vec{a} \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Donde $-\nabla P$ es el gradiente de presión, \vec{g} el vector de aceleración de gravedad, ρ la densidad del fluido y \vec{a} la aceleración que sufre el cuerpo rígido que contiene al fluido.

3.3 Modelación de reacciones en trunnion

De la memoria realizada por Ignacio Bustos [5] las reacciones en los trunnions que equilibran las fuerzas del molino se modelan como presiones. Según la teoría presentada por Stachowiak [4], la presión para este tipo de cojinetes se puede modelar como presión parabólica dependiente de parámetros como la viscosidad del aceite, el espesor de la película de aceite, entre otras. En general, las ecuaciones presentadas son de diseño, y lo que buscan es encontrar los lubricantes adecuados para cumplir con los requerimientos de diseño.

Solo se utilizará la información del tipo de distribución que siguen las presiones, o sea parabólicas, y se utiliza una ecuación que cumpla esta condición cuyos parámetros sean tales que se cumpla la magnitud de las reacciones a modelar.

$$P = P_o - \frac{P_o}{\pi^2} (\pi - 2\theta)^2 \quad \text{Ec. (3.4)}$$

Donde P_o es el valor máximo de la presión alcanzado, y θ es la coordenada en $\hat{\theta}$ en el sistema de referencia polar o cilíndrico para el caso de tres dimensiones.

Dada la forma de la ecuación 3.4, se puede observar que la presión es cero para los ángulos $\theta = \{0, \pi\}$, por lo tanto, se aprecia que la presión actúa sobre la mitad del área exterior del trunnion, presentando un comportamiento esperado para este tipo de cojinetes parciales.

3.4 Enfoque de falla por fatiga

En esta sección se presentan los aspectos relevantes de la teoría de la fatiga presentada en el texto Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [2]. Por fatiga se entiende al fenómeno de falla por esfuerzos repetidos o fluctuantes menores a la resistencia última para un número determinado de ciclos.

3.4.1 Límite de resistencia a la fatiga

En la literatura, se puede encontrar una gran cantidad de información acerca de ensayos con viga rotatoria o ensayos de tensión simple de muestras tomadas a la misma barra, con el fin de tener una relación entre la resistencia a la tensión y el límite de resistencia a la fatiga. Las conclusiones acerca de ellos permiten plantear una simplificación para el caso de los aceros en la estimación del límite de resistencia a la fatiga, que viene dado por:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 1.400 \text{ [MPa]} \\ 700 \text{ [MPa]} & S_{ut} > 1.400 \text{ [MPa]} \end{cases} \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Donde S_{ut} representa la resistencia a la tensión mínima, y la $'$ en S'_e alude a que la resistencia a la fatiga es para una muestra de viga rotativa.

3.4.2 Resistencia a la fatiga

En esta sección se presenta una aproximación del diagrama S-N para la región de altos ciclos, que parte desde los 10^3 ciclos comúnmente.

La resistencia a la fatiga de una probeta con un número específico de ciclos, $(S_{F'})_N$, se puede expresar como:

$$(S_{F'})_N = \sigma_{F'}(2N)^b \quad \text{Ec. (3.6)}$$

A los 10^3 ciclos

$$(S_{F'})_{10^3} = \sigma_{F'}(2 \cdot 10^3)^b = fS_{ut} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

Donde f es la fracción de S_{ut} representada por $(S_{F'})_{10^3}$ ciclos y $\sigma_{F'}$ es el coeficiente de resistencia a la fatiga. Despejando f se obtiene:

$$f = \frac{\sigma_{F'}(2 \cdot 10^3)^b}{S_{ut}} \quad \text{Ec. (3.8)}$$

Ahora bien, para el parámetro $\sigma_{F'}$ se puede calcular mediante una aproximación SAE para aceros con $H_B \leq 500$ dada por:

$$\sigma_{F'} = S_{ut} + 345 \text{ [MPa]} \quad \text{Ec. (3.9)}$$

Para calcular b , se sustituye la resistencia a la fatiga S'_e y los ciclos correspondientes N_e en la ecuación 3.2, y se despeja b .

$$b = -\frac{\log(\sigma_{F'}/S'_e)}{\log(2N_e)} \quad \text{Ec. (3.10)}$$

Por otra parte, se puede estimar f mediante el gráfico de la Figura 6-18 de [1], para cada valor de S_{ut} . Para un componente real, S_e pasa a ser S_e , que es menor que $0,5S_{ut}$, siendo la ecuación de la forma:

$$S_f = aN^b \quad \text{Ec. (3.11)}$$

donde N son los ciclos hasta la falla están definidas por los puntos 10^3 , $(S'_f)_{10^3}$ y 10^6 , S_e con $(S'_f)_{10^3} = fS_{ut}$. Al sustituir estos dos puntos en la ecuación 4.11, se obtiene:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. (3.12)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad \text{Ec. (3.13)}$$

3.4.3 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Debido a que las condiciones de laboratorio son controladas y bien definidas, es claro que el límite de resistencia a la fatiga de una componente real difiere del obtenido en el laboratorio.

Según lo presentado en Shigley [2], fue Marín quien identificó factores que cuantifican efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La ecuación propuesta por Marín es de acuerdo a la ecuación 4.14. En [2] se describe detalladamente a que corresponde cada factor y la forma de calcularlos.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. (3.14)}$$

Dónde:

- k_a : factor de modificación de la condición superficial
- k_b : factor de modificación del tamaño
- k_c : factor de modificación de la carga
- k_d : factor de modificación de la temperatura
- k_e : factor de confiabilidad
- k_f : factor de modificación de efectos varios
- S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

3.4.4 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables

Estudian la resistencia a la fatiga de partes sometidas a esfuerzos variables. Frecuentemente, estos esfuerzos adoptan un patrón sinusoidal debido a la naturaleza rotatoria de las máquinas, los cuales presentan un máximo y mínimo único dentro del ciclo. Luego, si se denominan a estos esfuerzos σ_{min} y σ_{max} , se construye una componente uniforme y alternante como:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}' + \sigma_{min}'}{2} \quad \text{Ec. (3.15)}$$

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{max}' - \sigma_{min}'|}{2} \quad \text{Ec. (3.16)}$$

Donde σ_m es la componente de intervalo medio del esfuerzo y σ_a es la componente de la amplitud del esfuerzo.

Los criterios de falla por fatiga representan un lugar geométrico que separa dos regiones que se pueden catalogar de seguras y de falla. Los criterios típicamente utilizados se muestran en la Figura 3.5 los cuales están bien desarrollados y presentados por Budynas[2].

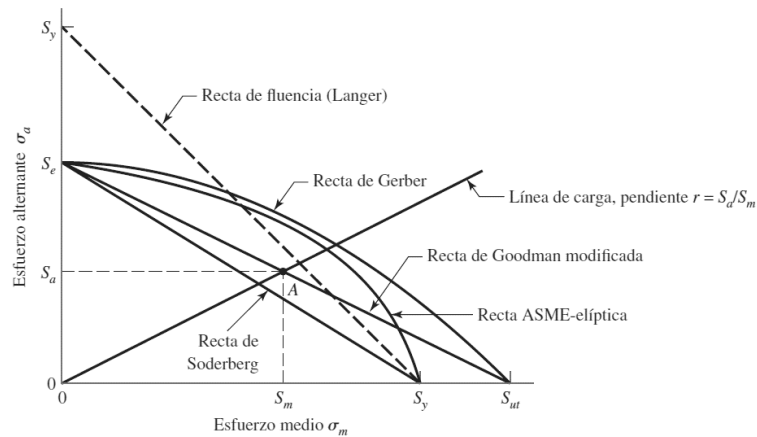


Figura 3.5: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla

3.4.5 Combinación de modos de carga

Cuando un elemento está sometido a una mezcla de cargas, por ejemplo, axial, de flexión y torsión, el problema de fatiga se puede tratar satisfactoriamente al igual que en el caso estático, con el método de energía de distorsión que conlleva al cálculo de un esfuerzo equivalente de von Mises [2].

El esfuerzo de von Mises para el caso general de un sistema de coordenadas cartesiano sigue la ecuación 3.17.

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} \quad \text{Ec. (3.17)}$$

Al igual que para cargas simples, se procede a calcular dos elementos de esfuerzo: uno para los esfuerzos alternantes y unos para los esfuerzos medios para cada tipo de esfuerzo, es decir, para esfuerzos axiales, esfuerzos por flexión y esfuerzos por torsión. Luego, se selecciona uno de los criterios de falla expuestos en la sección 3.4.4 para realizar el análisis de fatiga. La fluencia al primer ciclo puede ser tratada con el esfuerzo máximo de Von Mises.

Finalmente, el esfuerzo de Von Mises se compara con el de tensión admisible de la plancha cilindrada y soldada.

3.5 Soldadura

3.5.1 Especificaciones Soldadura

Para las especificaciones de la soldadura a usar, se toma como base el código AWS D1.1, el cual detalla los requerimientos necesarios para fabricar estructuras de acero [10]. En su parte C se detallan los requerimientos que se aplican a miembros no tubulares y a conexiones sujetas a una carga cíclica de frecuencia y magnitud suficiente para iniciar el craqueo y la falla por fatiga.

A continuación, se mencionan las consideraciones que presenta el código:

- Para los miembros que tienen secciones transversales simétricas, las soldaduras de conexión deben estar dispuestas simétricamente alrededor del eje del miembro, o se debe hacer un margen apropiado para la distribución asimétrica de tensiones
- Las soldaduras de ranura en las esquinas y las uniones en T deben reforzarse con soldaduras de filete con tamaños de pie no menores al 25% del grosor de la parte más delgada unida, pero no deben exceder las 3/8 pulg. (10 mm).
- Las soldaduras de ranura, hechas de un solo lado, están prohibidas, si las soldaduras están hechas:
 - Sin ningún respaldo.
 - Con respaldo, que no sea acero, que no haya sido calificado de acuerdo con la sección 4 del código.
- Las soldaduras de ranura intermitentes están prohibidas.
- Las soldaduras de filete intermitentes, excepto lo dispuesto en 2.30.1 del código, están prohibidas.

En cuanto al material de aporte se considera lo mostrado en la tabla 3.1 donde se especifica el material de aporte utilizado según material base y tipo de soldadura para la precalificación de soldadura.

Tabla 3.1: Precalificación para combinación de metal base y metal de relleno
Prequalified Base Metal—Filler Metal Combinations for Matching Strength^{7, 9} (see 3.3)

Group	Steel Specification Requirements				Filler Metal Requirements					
	Steel Specification ^{1, 2}	Minimum Yield Point/Strength		Tensile Range		Process	AWS Electrode Specification ³	Electrode Classification ¹⁰		
		ksi	MPa	ksi	MPa					
I	ASTM A 36 ⁴		36	250	58–80	400–550	SMAW	A5.1	E60XX, E70XX	
	ASTM A 53	A5.5	35	240	60 min	415 min		A5.5 ⁶	E70XX-X	
	ASTM A 106	Grade B	35	240	60 min	415 min	SAW	A5.17	F6XX-EXXX, F6XX-ECXXX, F7XX-EXXX, F7XX-ECXXX	
	ASTM A 131	Grades A, B, CS, D, DS, E	34	235	58–71	400–490				
	ASTM A 139	Grade B	35	241	60 min	414 min				
	ASTM A 381	Grade Y35	35	240	60 min	415 min				
	ASTM A 500	Grade A	33	228	45 min	310 min	GMAW	A5.23 ⁶	F7XX-EXXX-XX, F7XX-ECXXX-XX	
		Grade B	42	290	58 min	400 min				
		ASTM A 501		36	250	58 min	400 min	FCAW	A5.18	ER70S-X, E70C-XC, E70C-XM (Electrodes with the -GS suffix are excluded)
		ASTM A 516	Grade 55	30	205	55–75	380–515			
			Grade 60	32	220	60–80	415–550			
		ASTM A 524	Grade I	35	240	60–85	415–586			
			Grade II	30	205	55–80	380–550	A5.28 ⁶	ER70S-XXX, E70C-XXX	
		ASTM A 529		42	290	60–85	415–585			
		ASTM A 570	Grade 30	30	205	49 min	340 min	A5.29 ⁹	E6XT-X, E6XT-XM, E7XT-X, E7XT-XM (Electrodes with the -2, -2M, -3, -10, -13, -14X, and -GS suffix are excluded)	
			Grade 33	33	230	52 min	360 min			
			Grade 36	36	250	53 min	365 min			
			Grade 40	40	275	55 min	380 min			
			Grade 45	45	310	60 min	415 min			
		ASTM A 573	Grade 65	35	240	65–77	450–530	A5.29 ⁹	E6XTX-X, E6XTX-XM, E7XTX-X, E7XTX-XM	
		Grade 58	32	220	58–71	400–490				
	ASTM A 709	Grade 36 ⁴	36	250	58–80	400–550	A5.29 ⁹	E6XTX-X, E6XTX-XM, E7XTX-X, E7XTX-XM		
	API 5L	Grade B	35	240	60	415				
	ABS	Grades A, B, D, CS, DS			58–71	400–490	A5.29 ⁹	E6XTX-X, E6XTX-XM, E7XTX-X, E7XTX-XM		
		Grade E ⁵			58–71	400–490				

Para el caso del acero estructural A 36 la nota 4 especifica que solo se deben usar electrodos con bajo contenido de hidrógeno cuando se suelda acero ASTM A 36 de más de 1 pulg. (25 mm) de espesor para estructuras cargadas cíclicamente.

En las Figuras 3.6 y 3.7 se muestra la geometría de soldaduras tope tipo doble V y de bisel doble de acuerdo a lo indicado por el código.

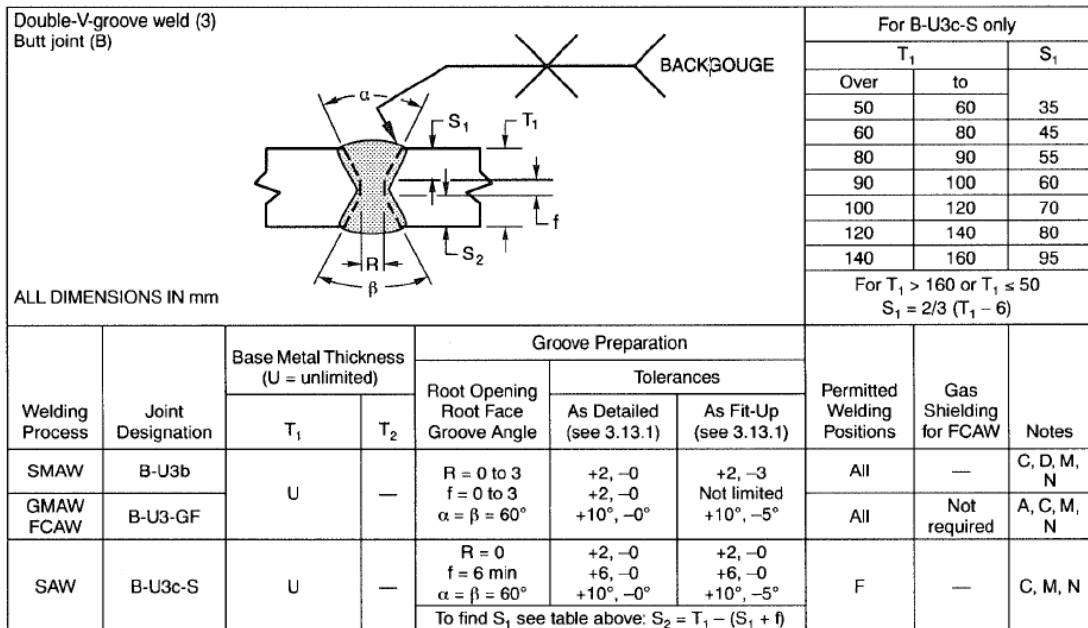


Figura 3.6: Soldadura Tipo doble V, a tope

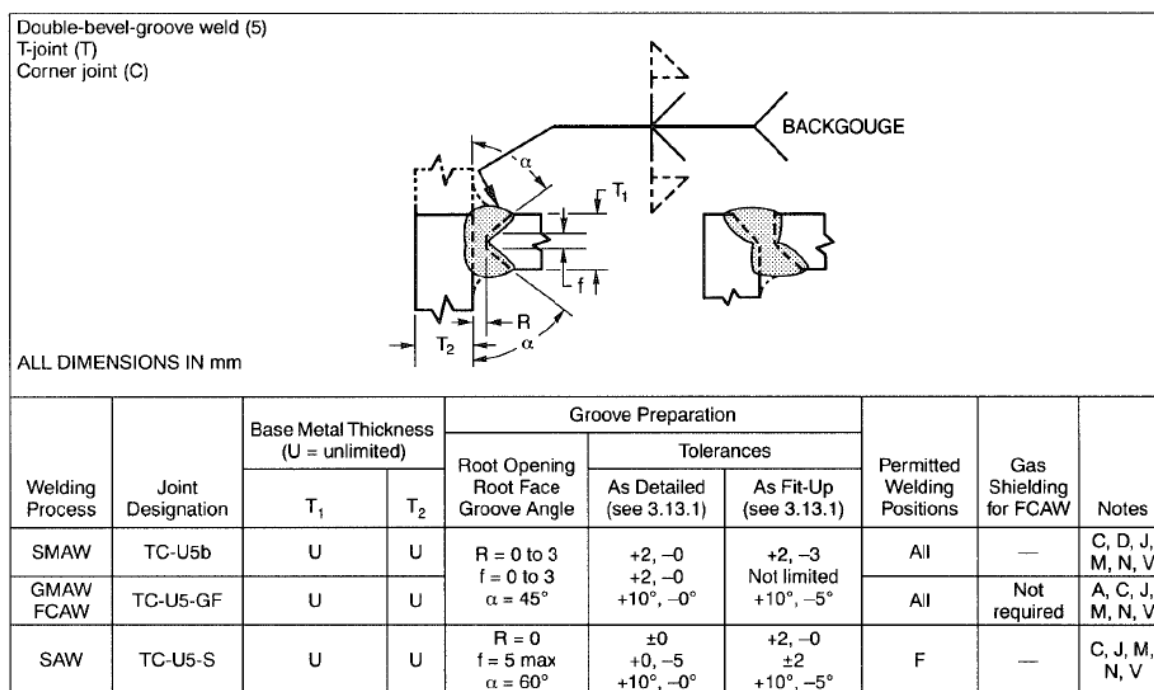


Figura 3.7: Soldadura a tope con doble bisel, unión T

3.5.2 Resistencia a la fatiga de uniones soldadas

3.5.2.1 Esfuerzo nominal

En componentes simples, la tensión nominal se puede determinar utilizando teorías elementales de mecánica estructural basadas en el comportamiento lineal-elástico. La tensión nominal es la tensión promedio en la garganta de la soldadura.

La tensión nominal σ_w o τ_w en el cuello de la soldadura a para una soldadura de longitud l_w y una fuerza F en la soldadura se define por la ecuación 3.18.

$$\sigma_w \text{ o } \tau_w = \frac{F}{A_w} = \frac{F}{a \cdot l_w} \quad \text{Ec. (3.18)}$$

Dónde:

σ_w : Tensión normal nominal

τ_w : Tensión de corte nominal

F : Fuerza normal o de corte

a : Espesor garganta de soldadura

l_w : largo de soldadura

Si se utiliza el método de elementos finitos, el mallado puede ser simple y basto. Se debe tener cuidado para asegurar que todos los efectos de concentración de tensión a partir del detalle estructural de la unión soldada se excluyan al calcular la tensión nominal.

3.5.2.2 Curvas S-N

De acuerdo a la AWS [9], la evaluación de la fatiga de los detalles estructurales clasificados y las juntas soldadas se basa en el rango de tensión nominal. En la mayoría de los casos, los detalles estructurales se evalúan sobre la base del rango máximo de tensión principal en la sección donde se considera el posible agrietamiento por fatiga. Sin embargo, también se proporciona orientación para la evaluación de los detalles cargados con cizallamiento, en función del rango máximo del esfuerzo de corte.

Se proporcionan curvas S-N separadas para tener en cuenta los rangos de tensión normal o cortante, como se ilustra en las Figuras 3.8 y 3.9. Se debe tener cuidado para garantizar que el estrés utilizado para la evaluación de la fatiga sea el mismo que se indica en las tablas de los detalles estructurales clasificados.

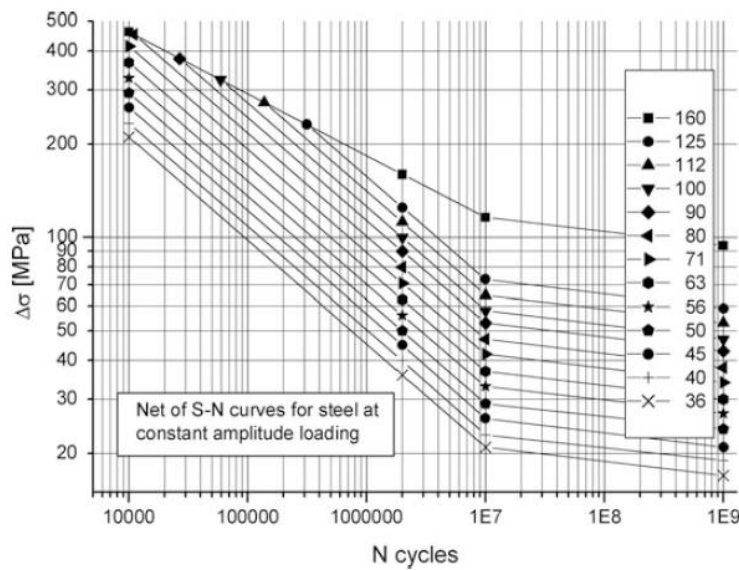


Figura 3.8: Esquema esfuerzos normal sobre soldadura de ranura

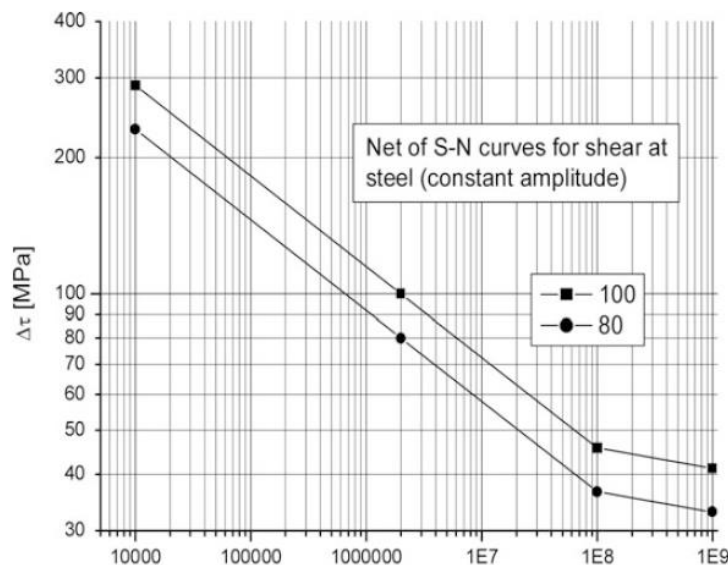


Figura 3.9: Esquema esfuerzos de corte sobre soldadura de ranura

Las curvas de fatiga se basan en investigaciones experimentales representativas [9] y, por lo tanto, incluyen los efectos de:

- Concentraciones locales de tensión debidas a la geometría de la soldadura.
- Imperfecciones de soldadura compatibles con los estándares de fabricación normales.
- Dirección de carga.
- Altas tensiones residuales.
- Condiciones metalúrgicas.
- Proceso de soldadura (soldadura por fusión, a menos que se indique lo contrario).
- Procedimiento de inspección (NDT), si se especifica.
- Tratamiento posterior a la soldadura, si se especifica.

Cada curva S-N de resistencia a la fatiga se identifica por la resistencia a la fatiga característica del detalle en [MPa] a 2 millones de ciclos. Este valor es la clase de la fatiga (FAT) que depende del tipo de soldadura y el tipo de carga entre otros, ver Anexo A para ver tabla con las distintas clases.

La pendiente de las curvas S-N de resistencia a la fatiga para los detalles evaluados en base a las tensiones normales es $m = 3$ (Figura 3.8) si no se indica expresamente lo contrario. Se supone que la amplitud constante del punto de inflexión corresponde a $N = 10^7$ ciclos.

La pendiente de las curvas de resistencia a la fatiga para los detalles evaluados sobre la base de los esfuerzos de corte (Figura 3.9) es $m = 5$, pero en este caso el punto de inflexión corresponde a $N = 10^8$ ciclos.

El supuesto convencional es que las curvas S-N terminan en un límite de fatiga, por debajo del cual no se producirá una falla, o en cuyo caso la curva S-N se convierte en una línea horizontal. Tradicionalmente, este límite de fatiga de amplitud constante (CAFL), también denominado "punto de inflexión", se define en términos de la resistencia a la fatiga correspondiente en la curva S-N con $N = 10^7$, que es el supuesto más común. Sin embargo, los datos experimentales indican que no existe un CAFL y que la curva S-N debería continuar sobre la base de una disminución adicional en el rango de tensión de alrededor del 10% por cada factor de 10 en términos de ciclos [9], que corresponde a una pendiente de $m = 22$.

Este problema solo es relevante si se espera que un diseño presente grandes número de ciclos de tensión, por ejemplo, en piezas de máquinas soldadas rotativas. que es el caso que se presenta en este estudio.

Mientras tanto, las curvas S-N características basadas en la tensión nominal se presentan con la extrapolación más allá de 10^7 ciclos en una pendiente de $m = 22$ en las Figuras 3.8 y 3.9.

Las descripciones de los detalles estructurales solo incluyen información parcial sobre el tamaño, la forma y la calidad de la soldadura. Los datos se refieren a una calidad estándar como se indica en los códigos y procedimientos de soldadura estándar. Para calidades más altas o más bajas, las condiciones de la soldadura pueden especificarse y deben verificarse por prueba.

3.5.2.3 Criterios de diseño

Para la resistencia a la fatiga de uniones soldadas se consideran las recomendaciones dadas por el Instituto Internacional de Soldadura (IIW). En esta sección se presentan las sugerencias dadas por este código para el caso de fatiga multiaxial para uniones soldadas.

Si las tensiones normales y de corte ocurren simultáneamente, se considerará su efecto combinado, para hacer este estudio se consideran los siguientes criterios [9]:

- Si el rango de tensión de corte nominal es inferior al 15% del rango de tensión normal o si la suma de daños por fatiga debida al rango de tensión de corte es inferior al 10% que la debida al rango de tensión normal, el efecto de la tensión de corte puede ignorarse.
- Si las tensiones normales y de corte varían simultáneamente en fase, o si el plano de la tensión principal máxima no cambia significativamente ($<20^\circ$) durante el ciclo, se debe utilizar el rango del esfuerzo máximo principal. En la tabla 3.2 se muestra un resumen de los criterios a considerar.

Tabla 3.2: Resumen de criterios de resistencia a la fatiga para uniones soldadas, se considera amplitud de carga constante.

Tipo de carga	Esfuerzos normal y de corte	Procedimiento de evaluación	Suma de daño especificado D o valor de comparación CV
Amplitud Constante	Proporcional	Evaluación en base al máximo esfuerzo principal o $\left(\frac{\Delta\sigma_{S,d}}{\Delta\sigma_{R,d}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_{S,d}}{\Delta\tau_{R,d}}\right)^2 \leq CV$	CV= 1,0
	No correlacionado	$\left(\frac{\Delta\sigma_{S,d}}{\Delta\sigma_{R,d}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_{S,d}}{\Delta\tau_{R,d}}\right)^2 \leq CV$	CV= 0,5

Dónde:

$\Delta\sigma_{S,d}$: Amplitud de carga normal equivalente (de acuerdo al caso que se presente)

$\Delta\sigma_{R,d}$: Amplitud de resistencia normal

$\Delta\tau_{S,d}$: Amplitud de carga al corte equivalente

$\Delta\tau_{R,d}$: Amplitud de resistencia al corte

Para el caso de amplitud constante y considerando el criterio de la amplitud del esfuerzo principal máximo, se consideran los siguientes criterios de diseño para la evaluación de la vida a la fatiga.

- Verificación en términos de Ciclos

Una tensión de diseño de amplitud constante $\Delta\sigma_{S,d}$ o una tensión equivalente de amplitud constante $\Delta\sigma_{eq,S,d}$ se da en el lado de la carga y una clase de resistencia a la fatiga de diseño modificado FAT_d ($\Delta\sigma_{R,d}$) se da en la resistencia. A partir de ambos, el número de ciclos de vida se puede calcular como:

$$N_{calc} = 2 * 10^6 * \left(\frac{\Delta\sigma_{R,d}}{\Delta\sigma_{S,d}} \right)^m \text{ or } N_{calc} = 2 * 10^6 * \left(\frac{\Delta\sigma_{R,d}}{\Delta\sigma_{eq,S,d}} \right)^m \quad \text{Ec. (3.19)}$$

$$N_{calc} > N_{spec} \quad \text{Ec. (3.20)}$$

- Verificación en términos de carga

Para una carga de amplitud constante, el rango de tensión de resistencia de diseño $\Delta\sigma_{R,d}$ se determina en el número requerido o especificado de ciclos de tensión N_{spec} . El siguiente criterio de fatiga debe ser verificado para cumplir con el código:

$$\Delta\sigma_{S,d} = \Delta\sigma_{S,k} * \gamma_F \leq \Delta\sigma_{R,d} = \frac{\Delta\sigma_{R,K}}{\gamma_M} \quad \text{Ec. (3.21)}$$

Dónde:

$\Delta\sigma_{S,d}$: Amplitud de carga normal equivalente (en este caso amplitud del esfuerzo principal máximo)

$\Delta\sigma_{R,d}$: Amplitud de resistencia normal

γ_F : Factor de seguridad para la carga (se considera igual a 1)

γ_M : Factor de seguridad para la resistencia (se considera igual a 1)

En la mayoría de los casos el uso de los datos conservadores de resistencia a la fatiga que figuran en las presentes recomendaciones, con $\gamma_M = 1$ debe ser adecuado para el diseño o evaluación de componentes o estructuras de calidad de fabricación normal, que se inspeccionarán regularmente en servicio.

3.5.3 Rotación de tensor de esfuerzos

Si se requiere rotar un tensor de esfuerzos en un ángulo dado, se utilizan las ecuaciones 3.22 – 3.27 correspondientes al tensor de esfuerzos visto desde el nuevo sistema de ejes coordenados.

Lo anterior se puede apreciar en la figura 3.10, donde los ejes x e y rotan para transformarse en los ejes x' e y', direcciones en la cuales se evaluará el tensor de esfuerzos.

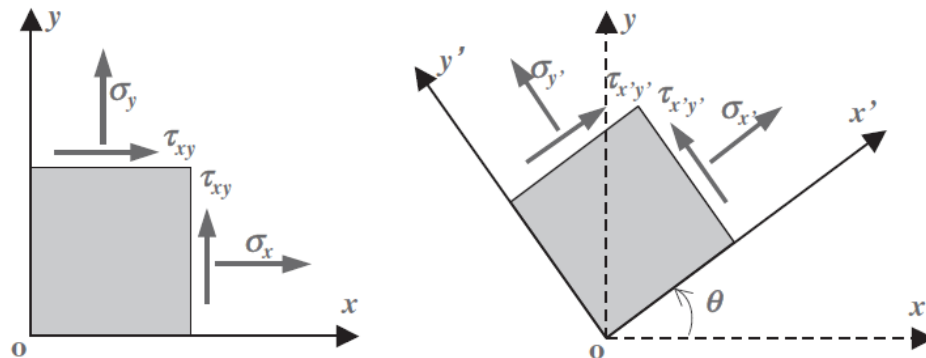


Figura 3.10: Esquema esfuerzos de corte sobre soldadura de ranura

$$\sigma_{x'} = \sigma_x \cos^2 \theta + \tau_{xy} \sin 2\theta + \sigma_y \sin^2 \theta \quad \text{Ec. (3.22)}$$

$$\sigma_{y'} = \sigma_x \sin^2 \theta - \tau_{xy} \sin 2\theta + \sigma_y \cos^2 \theta \quad \text{Ec. (3.23)}$$

$$\sigma'_z = \sigma_z \quad \text{Ec. (3.24)}$$

$$\tau_{x'y'} = -\frac{1}{2} \sigma_x \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta + \frac{1}{2} \sigma_y \sin 2\theta \quad \text{Ec. (3.25)}$$

$$\tau_{x'z'} = \tau_{xz} \cos \theta + \tau_{yz} \sin \theta \quad \text{Ec. (3.26)}$$

$$\tau_{y'z'} = -\tau_{xz} \sin \theta + \tau_{yz} \cos \theta \quad \text{Ec. (3.27)}$$

3.6 Propiedades mecánica acero estructural A-36

Las propiedades mecánicas para el acero estructural se toman de la biblioteca que tiene Ansys Workbench en la información de ingeniería.

Tabla 3.3: Propiedades mecánicas Acero estructural

Módulo de Young [GPa]	200
Coficiente de Poisson	0,3
Resistencia a la fluencia [Mpa]	250
Resistencia a la última tracción [Mpa]	460

4. Metodología

En esta sección se describe la metodología a utilizar para el análisis de resistencia y deformabilidad del trunnion de repuesto basado en los planos de fabricación originales y el modelo CAD del repuesto provisorio; así como el uso de planchas de acero estructural ASTM A36 cilindradas, soldadas y el uso de rellenos de soldadura interiores. En la figura 4.1 se muestra un resumen.

1. Se procede a calcular los valores de las fuerzas correspondientes al peso del molino, la fuerza ejercida sobre la corona por el piñón y la presión que ejerce la carga dentro del molino sobre este. Este último caso es muy importante debido a que esta presión depende del ángulo de levantamiento de carga, por lo cual se tendrán estados de esfuerzos cíclicos con un máximo y un mínimo, los que se estudiarán mediante elementos finitos.
2. Se procede a rediseñar el trunnion en el modelo CAD de acuerdo con los procesos de cilindrado y soldadura utilizados en este trabajo. Para esto es importante considerar los espesores disponibles comercialmente y también procesos de relleno o desbaste según sea necesario.
3. Se procede a realizar el estudio de vida a la fatiga mediante elementos finitos y la teoría apropiada para juntas soldadas.
4. Se verifica que el modelo cumpla con las tensiones admisibles de soldadura presentadas en los antecedentes tal que cumpla con los criterios de resistencia a la fatiga y con las tolerancias permitidas para las deformaciones de acuerdo con las especificaciones técnicas del diseño. Para lo anterior se iterarán varios espesores de planchas de acuerdo con los que se encuentran disponibles comercialmente, de las cuales se escogerán la mejor solución técnica.
5. Posteriormente se procede a hacer el estudio mediante elementos finitos de las deformaciones en la tapa del molino al desmontar el trunnion que falló, esto ya que la tapa se alabea. De esta manera se busca una solución con elementos finitos para corregir este alabeo dentro de las interferencias aceptadas y tener una unión flangeada mediante caras paralelas con el trunnion de repuesto de acuerdo con las especificaciones de diseño y así lograr un correcto apriete de los pernos.

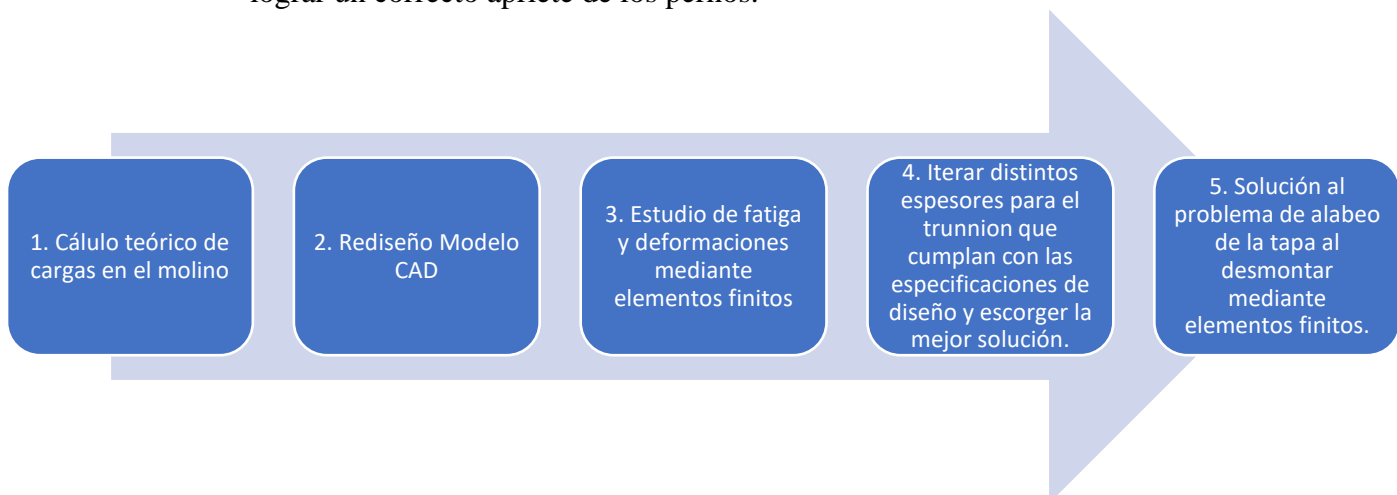


Figura 4.1: Resumen de la metodología a utilizar en el estudio

A continuación, se presenta al detalle la metodología utilizada para el modelo CAD, las cargas que presenta el molino y el modelo FEA.

4.1 Modelo CAD trunnion

4.1.1 Manto

El manto o casco del molino es fabricado con acero estructural (ver figura 4.2 y Anexo B), tiene un diámetro externo en los sectores de unión a las tapas de 5.900 [mm], el diámetro externo a lo largo del cuerpo es de 5614 [mm] y tiene un diámetro interior de 5.486 [mm], presentando un largo total de 8.534 [mm] (Ver figura 4.3).

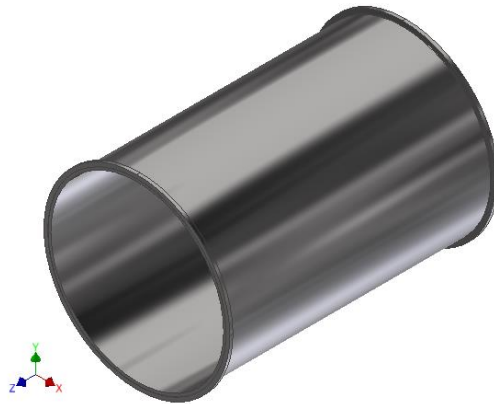


Figura 4.2: CAD del manto o casco del molino de bolas

Para efectos del modelo, al manto se le agrega el peso de los liners interiores, los cuales no se dibujan por simplicidad de la geometría del modelo al momento de ingresarlo a elementos finitos. Para esto se considera aumentar la densidad de la pieza tal que su peso sea el del casco más los liners interiores. La densidad de esta pieza se calcula en 20.707 [kg/m³].

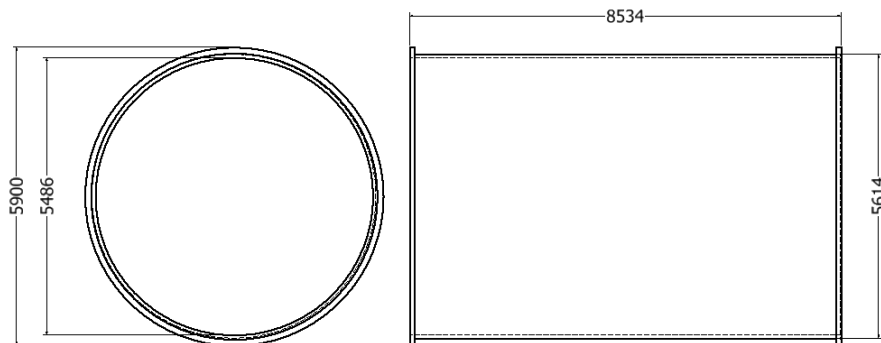


Figura 4.3: Dimensiones generales del manto del molino

4.1.2 Tapas

Las tapas del molino están modeladas en acero estructural (ver Figura 4.4 y Anexo B) considerando una densidad de 7.870 [Kg/m³] al momento de ingresar el modelo a elementos finitos.

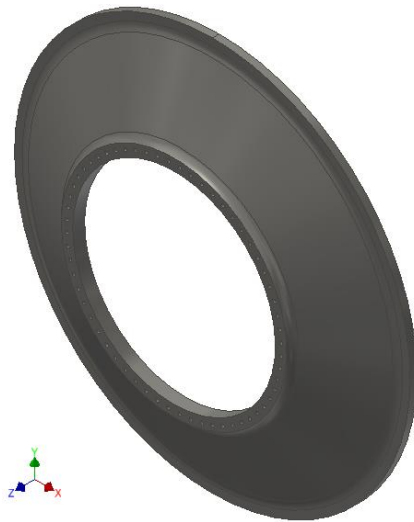


Figura 4.4 CAD de las tapas del molino de bolas

Como se muestra en la Figura 4.5, de acuerdo a los planos originales del molino y al modelo CAD disponible la unión apernada y el diámetro menor de las tapas presentan un diámetro externo de 3.360 [mm] y un diámetro interior de 3.022 [mm]. En cuanto al diámetro externo de las tapas es de 5.900 [mm] y su largo total de 673 [mm].

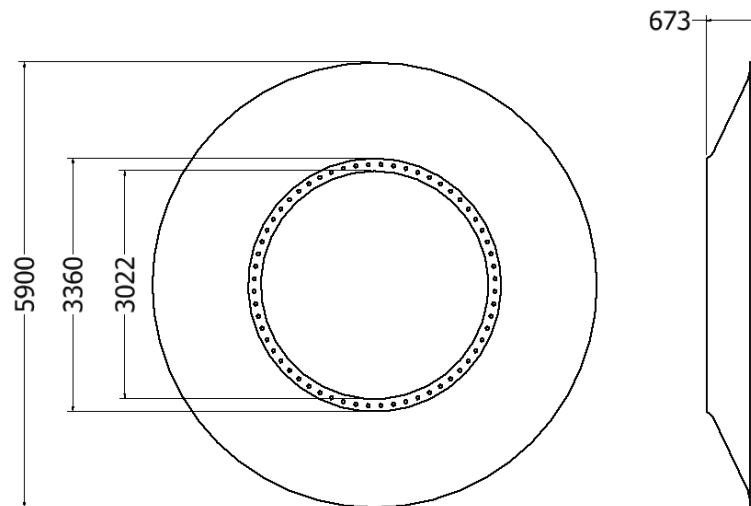


Figura 4.5: Dimensiones generales de las tapas del molino

4.1.3 Corona

La corona del molino se modela en acero estructural (ver figura 4.6 y Anexo B). Se considera una densidad de 7.870 [Kg/m³] al ingresar la pieza al modelo de elementos finitos. Junto a lo anterior se considera la simplificación de los dientes ya que, debido a su tamaño y geometría, pueden generar un refinamiento de malla innecesario para el caso en estudio.



Figura 4.6 CAD de la corona del molino de bolas

Por lo anterior el diámetro de la corona se considera como el diámetro de paso de la corona, siendo de 7.984 [mm] (ver Figura 4.7). Al hacer esta simplificación, se debe generar un borde de contacto en el sector donde la corona interactúa con el piñón a un ángulo $\lambda=60^\circ$ (ver figura 4.5) de manera de poder aplicar la carga correspondiente en este lugar.

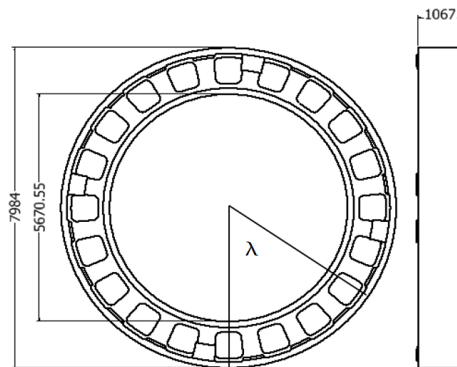


Figura 4.7: Dimensiones generales de la corona del molino

4.1.4 Trunnion

El trunnion (ver Figura 4.8) se modela con acero estructural ASTM A36, considerando una densidad de $7.870 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$. Para efectos de ingresar al modelo a elementos finitos se debe tener en cuenta cotas de montaje que no se pueden modificar. De esta manera se hace las siguientes consideraciones (ver figura 4.9):

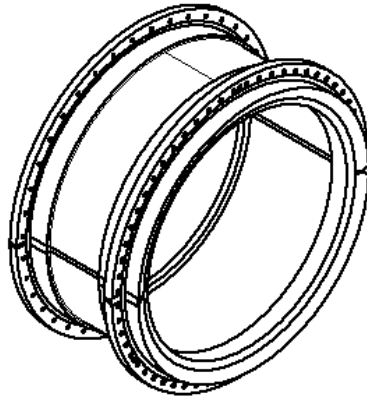


Figura 4.8: Trunnion nuevo del molino de bolas

- Se considera fijo el diámetro exterior del cuerpo del trunnion, el cual mide 3.022 [mm]
- El largo del trunnion también se considera fijo, siendo de 1.513 [mm]
- Se consideran rellenos interiores de soldadura de ancho 314 [mm] y 280 [mm] de manera de cumplir con la cota de montaje entre el trunnion, la tapa de descarga y el trommel dadas por los planos, teniendo esas secciones un diámetro fijo de 2.615 [mm].
- El espesor “e” es variable, modificándose solamente el diámetro interior en la zona media. Éste es variable a medida que se hacen las diferentes iteraciones. Es importante mencionar que el máximo espesor al comenzar las iteraciones será de 150 [mm] debido a que es una plancha que se puede encontrar comercialmente. [11]
- En cuanto a la geometría de la soldadura se consideran las aconsejadas para la precalificación de esta según el código AWS D1.1 [10]. Para esto se consideran soldaduras a tope tipo doble V y de bisel doble de acuerdo a lo que se muestra en el Anexo D.

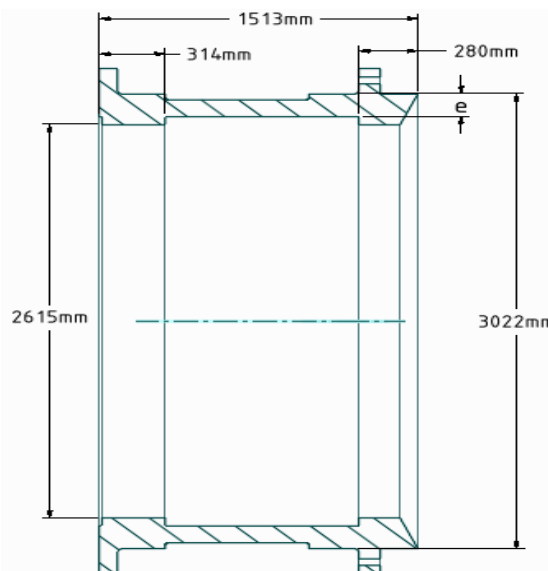


Figura 4.9: Corte trunnion nuevo del molino de bolas

Para efectos del estudio, se considera tanto el material base como el material de soldadura como una sola pieza, esto ya que el modelo de elementos finitos trabaja en el rango elástico lineal considerando esfuerzos y deformaciones de acuerdo al módulo de Young correspondiente al material. Para el caso de las soldaduras de unión y relleno, al ser de acero, presentan prácticamente el mismo módulo de Young que el acero estructural.

Por otro lado, al considerarse solamente soldaduras a tope a lo largo del cuerpo del molino y en la unión con los flanges, las zonas de contacto están a lo largo de toda la sección del material base, por lo que estas “no se ven” dentro del modelo, es decir, no tiene relevancia modelarlas como elementos independientes ya que el comportamiento será el mismo.

4.2 Cargas y reacciones en el molino

En esta sección se presentan las cargas que actúan sobre el molino. En la figura 4.10 se presenta la ubicación de cada una de estas vistas desde el plano YZ, dónde:

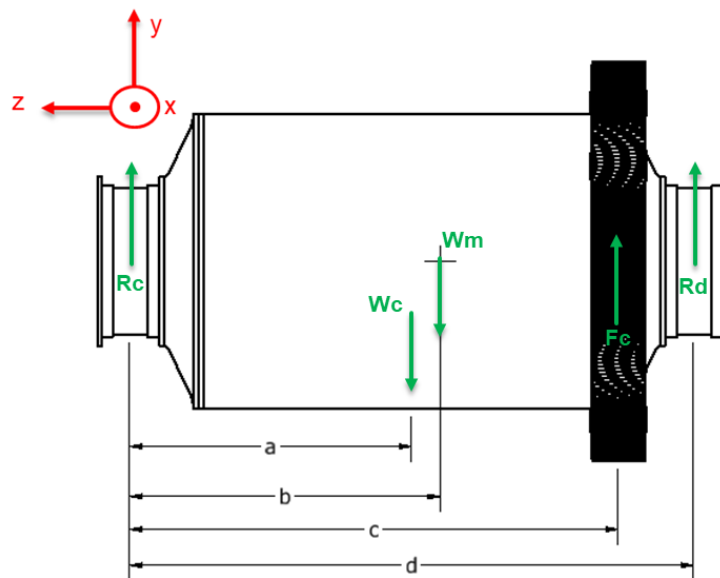


Figura 4.10: Cargas que actúan sobre el molino

Dónde:

W_c : Peso de la carga en el molino

R_c : Reacción en el trunnion de carga

R_d : Reacción en el trunnion de descarga

W_m : Peso Total del molino

F_c : Fuerza que ejerce el piñón sobre la corona.

4.2.1 Peso del Molino (W_m)

Corresponde a la suma de los pesos de todas las partes modeladas del molino y que se muestran en la sección 4.1. En la Tabla 4.1 se muestra un detalle del peso de cada componente.

Tabla 4.1: Pesos de los componentes del molino de bolas

Descripción	Cantidad	Material	Densidad [Kg/m3]	Masa unidad [Kg]	Masa Total [Kg]
Tapa	2	Acero carbono	7.870	24.574	49.148
Manto	1	Acero carbono	7.870	83.842	83.842
Trunnion alimentación	1	Acero carbono	7.870	21.172	19.408
Trunnion descarga	1	Acero carbono	7.870	21.172	21.172
Corona	1	Acero carbono	7.870	41.800	41.800
Interiores Manto	1	Acero carbono	7.870	123.264	123.264

4.2.2 Presión en los trunnions

La presión ejercida por el aceite (ver Figura 4.11) que se encuentra entre los descansos y el trunnion se modela como una presión parabólica de acuerdo lo explicado en la sección 3.2. Siguiendo el procedimiento presentado por Bustos [5], se tiene que la presión en el trunnion se calcula por la ecuación 4.1.

$$P_o = \frac{R_o \pi^2}{16L_t R_t} \quad \text{Ec. (4.1)}$$

Dónde:

P_o : Presión máxima en el trunnion de carga (c) o descarga (d) según corresponda

R_o : Reacción en el trunnion de carga (c) o descarga (d) según corresponda

L_t : Largo de la superficie de apoyo sobre el aceite

R_t : Radio externo de la superficie de apoyo sobre el aceite

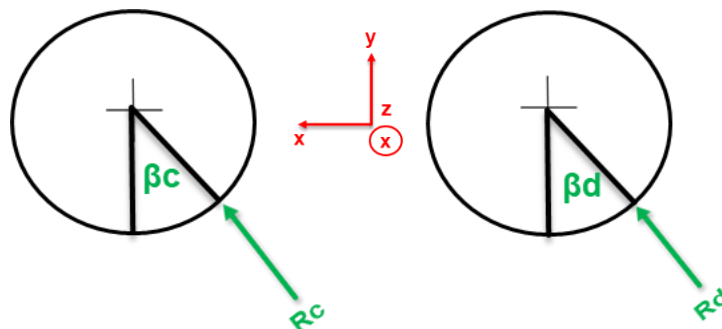


Figura 4.11: Ángulos de rotación de las reacciones en los trunnions de carga y descarga

4.2.3 Fuerza sobre corona

Para el cálculo de la fuerza sobre la corona se conocen los siguientes datos de operación del molino y de contacto de los dientes helicoidales (Tabla 4.2)

Tabla 4.2: Datos de operación

Ángulo de hélice (ψ)	8 [°]
Ángulo de presión (Φ_n)	25 [°]
Diámetro de paso (D_p)	7,984 [m]
Potencia (H)	4.550.000 [W]
Velocidad de operación (ω)	1,26 [rad/s]
Ángulo de incidencia (λ)	1,26 [rad/s]

Luego se utilizan las siguientes ecuaciones que gobiernan el cálculo de las cargas sobre la corona (Ver Figura 4.12):

$$H = T\omega = \left(\frac{W_t D_p}{2}\right)\omega \quad \text{Ec. (4.2)}$$

$$W_r = W \sin \Phi_n \quad \text{Ec. (4.3)}$$

$$W_t = W \cos \Phi_n \cos \psi \quad \text{Ec. (4.4)}$$

$$W_a = W \cos \Phi_n \sin \psi \quad \text{Ec. (4.5)}$$

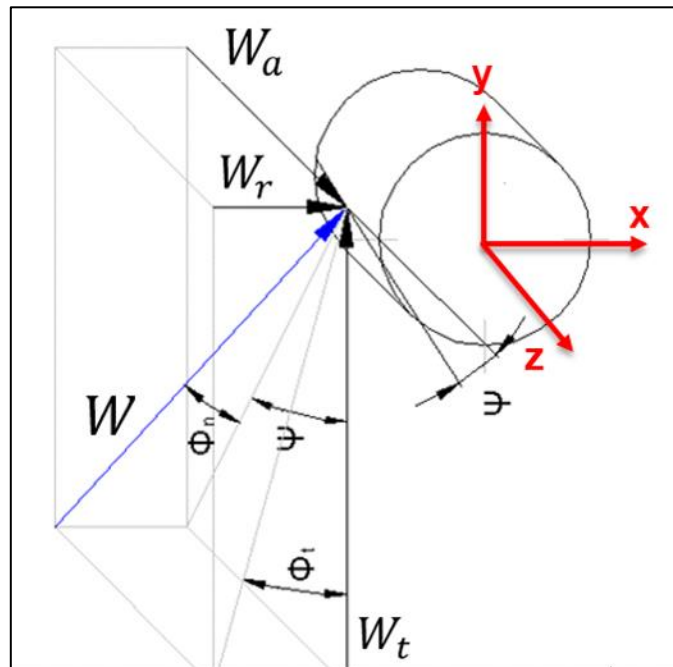


Figura 4.12: Componentes de la carga sobre la corona

4.2.4 Fuerzas asociadas a la carga interna del molino (W_c)

La fuerza ejercida por la carga corresponde al peso de las bolas más el mineral que se está procesando, los datos entregados para obtener la magnitud de esta carga son los siguientes:

$$\rho_R = 1.680 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\rho_B = 8.201 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$V_{carga} = 71,11 [m^3]$$

$$J_R = 0,4$$

$$J_B = 0,6$$

También es importante mencionar que el porcentaje de volumen de la carga respecto del volumen interno del molino (considerando solamente la carga sobre el manto) corresponde a un 35%. Lo que permite obtener la altura de carga H_B .

La carga es ingresada al modelo de elementos finitos como presión ejercida sobre el interior del manto. Para realizar esto se utiliza la ecuación 4.6, que modela la presión de un fluido dentro de un cuerpo rígido en movimiento [3], este resultado viene de [5].

$$P(z') = \rho_e(a_{z'} + g \cos(\alpha)) * (z' + R1) \quad \text{Ec. (4.6)}$$

Donde ρ_e es la densidad de la pulpa equivalente, $a_{z'}$ es la aceleración lineal en la dirección \hat{k}' que debería tener el molino para que la superficie del nivel de la pulpa tome el ángulo de levantamiento α y z' está en la dirección \hat{k}' , coordenada que se encuentra rotada en un ángulo α del sistema global. Esta ecuación se utiliza con z' entre $[-R3, -R1]$ de acuerdo a la Figura 4.13.

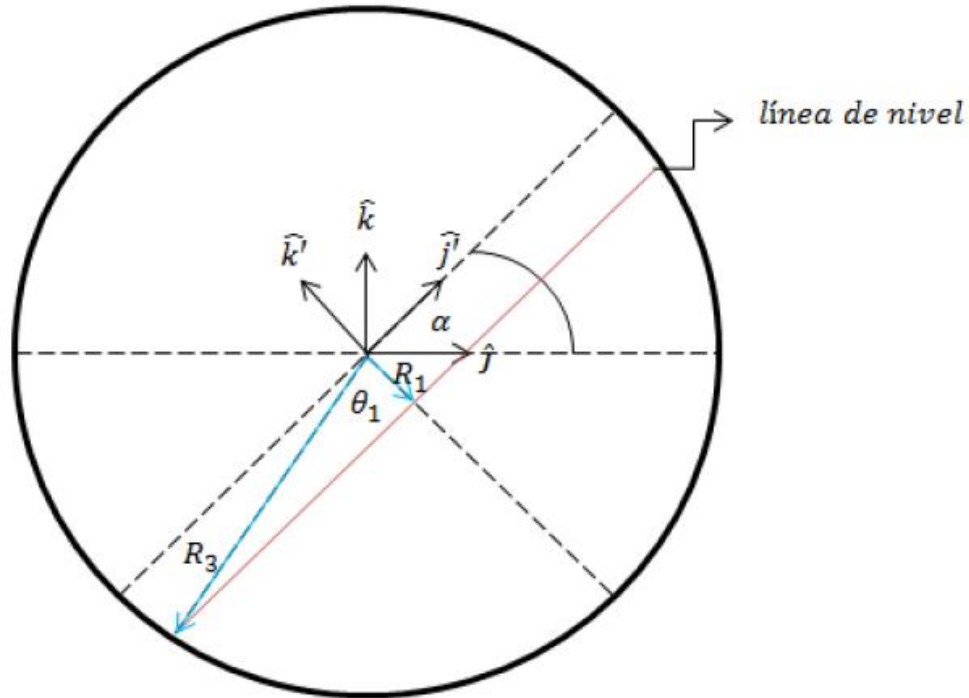


Figura 4.13: Sistema de ejes coordenados rotados [5]

4.3 Modelo FEA – Vida a la fatiga del trunnion

En esta sección se presentan el modelo FEA utilizado para el estudio de vida a la fatiga del trunnion. Es importante recalcar que para efectos del modelo utilizado la soldadura “no se ve”, mostrándose todo el trunnion como una sola pieza.

Lo anterior es debido a que los módulos de Young del material depositado y del material base son prácticamente los mismos y también porque solamente se utiliza soldadura a tope con penetración completa para las soldaduras del cuerpo del trunnion y de sus flanges.

4.3.1 Importación Modelo CAD y modificación de la geometría

El modelo CAD es dibujado en Autodesk Inventor desde el cual se exporta en un formato compatible para ser utilizado en Workbench Ansys. El formato escogido es STEP, desde el cual se mantiene la geometría tal como se modela en Inventor.

En la parte superior de la figura 4.14 se muestra el modelo en Inventor y en la parte inferior se muestra el modelo abierto en el módulo de SpaceClaim, que permite modificar la geometría en Ansys Workbench.

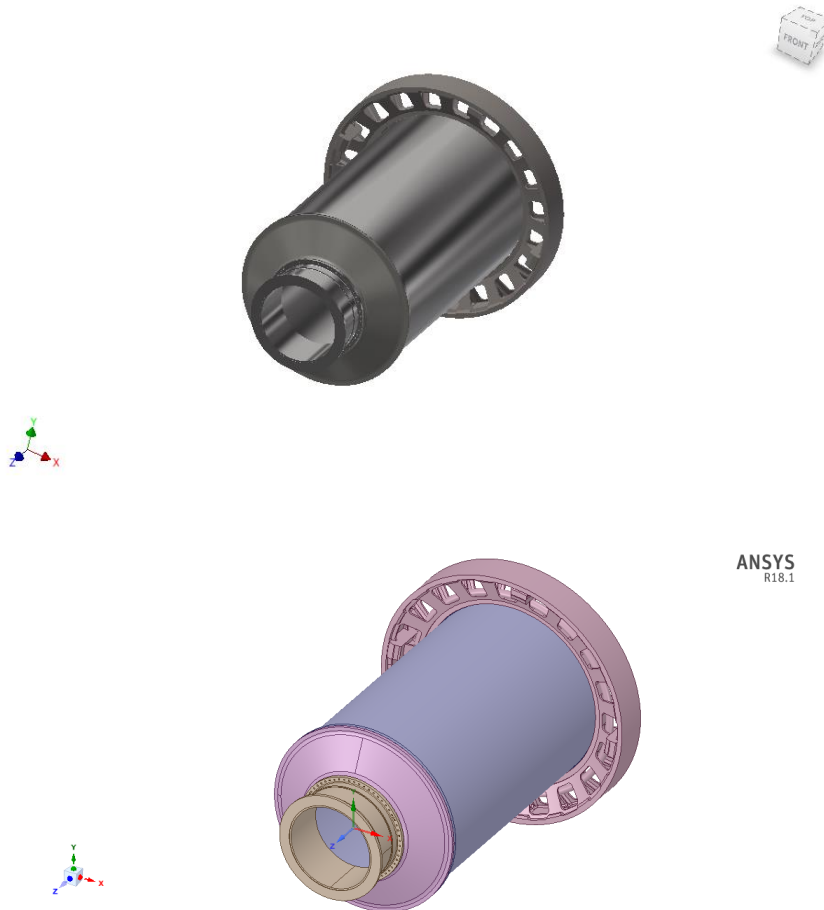


Figura 4.14: Modelo CAD molino de bolas

Una vez se importa el modelo completo desde Inventor, se utiliza SpaceClaim para modificar el espesor del trunnion. En cuanto a la preparación de la geometría, se utiliza el módulo DesignModeler de Ansys para generar áreas y bordes para evaluar los estados de carga en esos sectores.

4.3.2 Sistemas de referencia

Ansys tiene la opción de visualizar los resultados tanto en coordenadas cartesianas como en coordenadas cilíndricas. Es importante recalcar que el sistema global de coordenadas es cartesiano, y a partir de este se ubican los distintos sistemas de coordenadas utilizados en este estudio.

En resumen, se utilizaron cuatro sistemas coordenados:

- Sistema cartesiano global
- Coordenadas cilíndricas rotadas en β_c para el trunnion de carga
- Coordenadas cilíndricas rotadas en β_d para el trunnion de descarga
- Sistema cartesiano rotado en α para la carga

Estos sistemas son fundamentales para que las condiciones de carga se apliquen de forma correcta de acuerdo a los cálculos que se realizan teóricamente, ya que estos sistemas se pueden rotar de acuerdo a los ángulos correspondientes a cada caso.

4.3.3 Validación Resultados

En cada uno de estos se varía el espesor del trunnion de acuerdo a la cota “e” de la Figura 4.15.

Primeramente, se obtienen resultados para la geometría con espesor de 150 [mm] ya que es el máximo espesor que se encuentra comercialmente, considerando que es fabricado con acero A36. Luego se va reduciendo el espesor del cuerpo hasta llegar a un espesor de 100 [mm].

Para validar los resultados obtenidos se considera que el esfuerzo de Von Mises debe converger a una solución con un error relativo menor al 5% para todos los casos, se utiliza la herramienta de convergencia aplicada solamente al trunnion de descarga, que corresponde a la pieza de interés en este estudio.

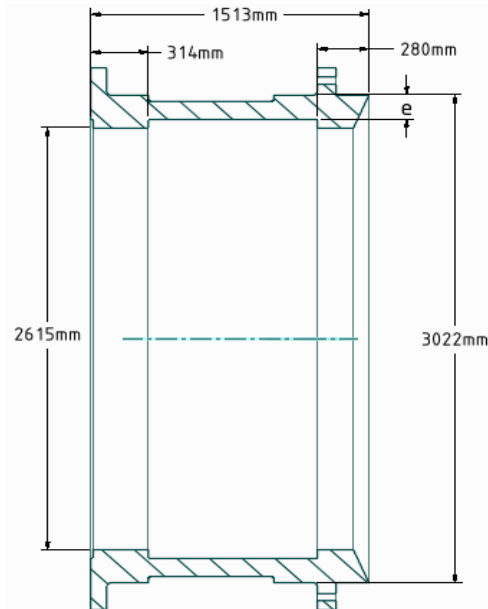


Figura 4.15: Cotas fijas y espesor variable trunnion soldado

4.4 Modelo FEA - Estudio de deformaciones en la tapa

En esta sección se presenta el modelo FEA utilizado para el estudio de las deformaciones de la tapa. Las deformaciones estudiadas serán las que presenta el trunnion en la coordenada radial (eje x de la figura 4.19) que tienen que ver con las tolerancias aceptadas en la fabricación del trunnion, de manera que este pueda insertarse.

También se hará el estudio de las deformaciones en el eje Z, que tienen que ver con el alabeo que sufre la tapa y que genera un problema al momento de realizar el apriete de los pernos, ya que se necesitan que las superficies en contacto estén idealmente a caras paralelas.

4.4.1 Modelo CAD - Estudio de deformaciones en la tapa

El modelo CAD para el estudio de las deformaciones presenta las mismas dimensiones que para el estudio de la vida a la fatiga trunnion, tanto en las dimensiones del molino como en la carga. (Ver Figura 4.16).

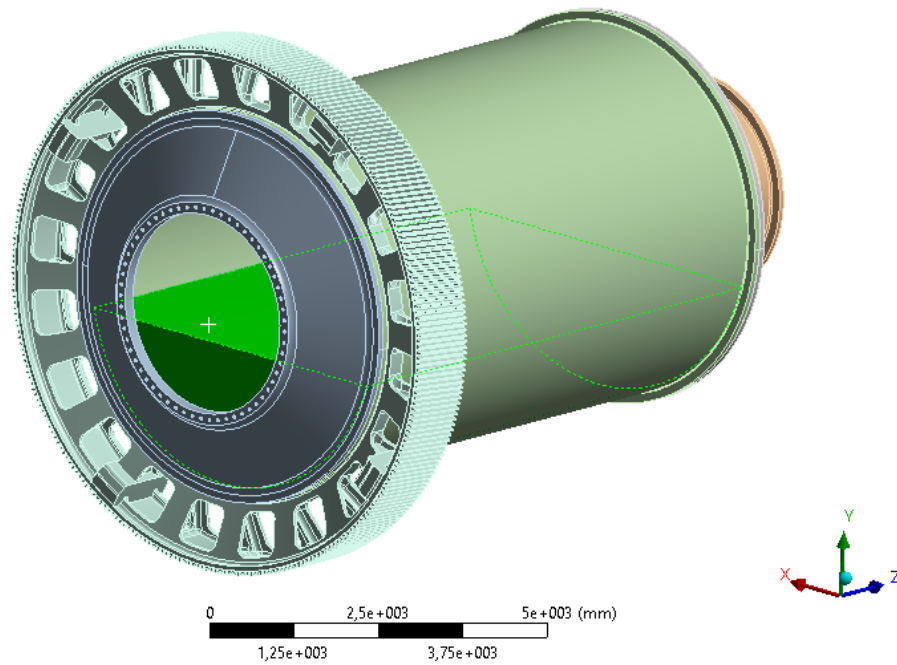


Figura 4.16: Modelo CAD para el estudio de las deformaciones

Además, se consideran apoyos en el molino donde se sostiene al sacar el trunnion de descarga del molino de bolas, tal como se muestra resaltado en azul en la Figura 4.17.

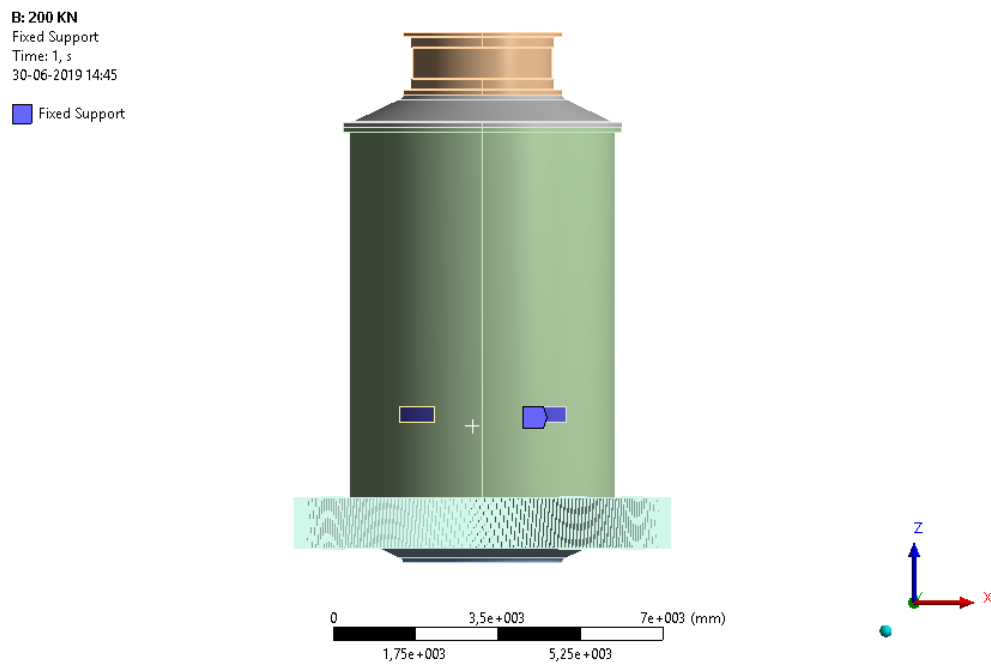


Figura 4.17: Simplificación de apoyos al sacar el trunnion de descarga

Por último, se consideran los soportes mostrados en la Figura 4.18 ubicados en la tapa del molino donde se aplicará un carga mediante una gata hidráulica para corregir la deformación que esta adquirió al desmontar el trunnion que falló. Esta corrección es necesaria para lograr un montaje suave del trunnion nuevo.

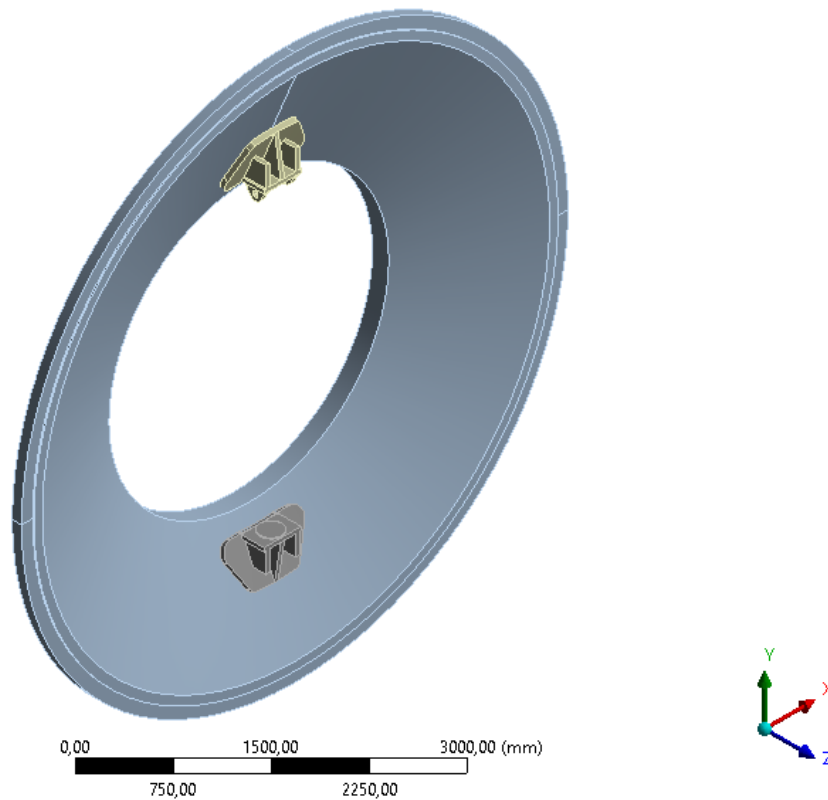


Figura 4.18: Sistema de soportes para evitar la deformación de la tapa

4.4.2 Sistema de referencia

Se trabaja principalmente con un sistema de referencia cilíndrico que permite medir las deformaciones en el diámetro del borde donde se inserta el trunnion (eje X figura 4.19) y las deformaciones del alabeo de la tapa (eje Z figura 4.19).

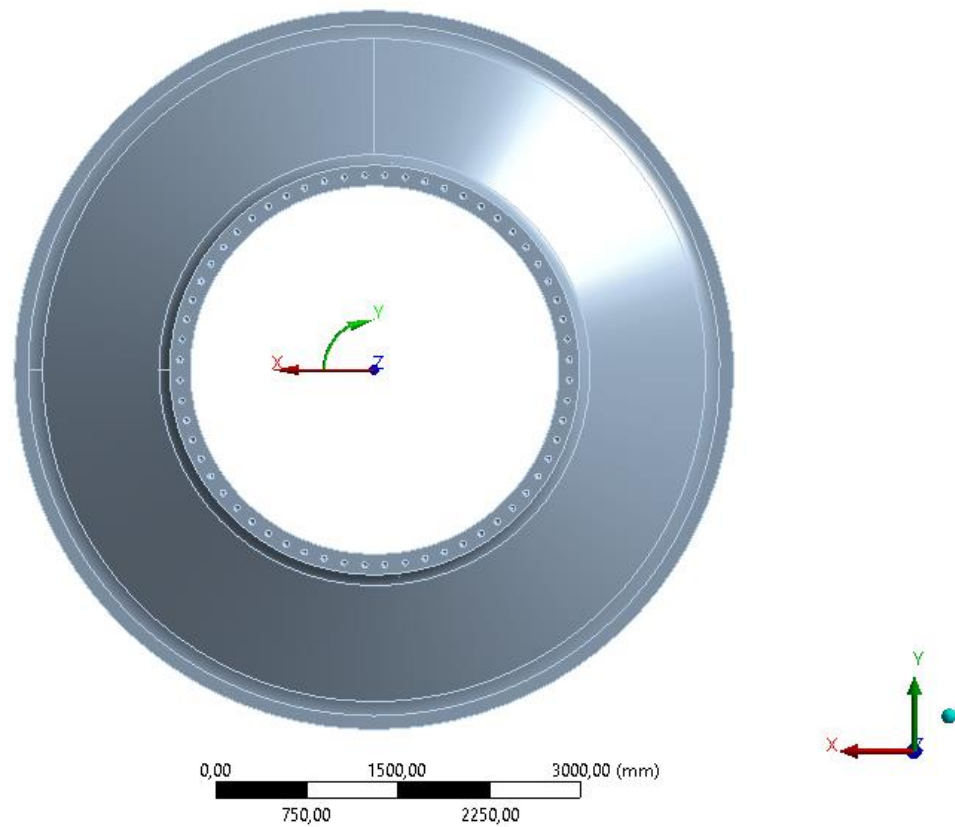


Figura 4.19: coordenadas cilíndricas de referencia para el estudio de las deformaciones

4.4.3 Validación Resultados

Para validar los resultados obtenidos se considera que la deformación total en la tapa del trunnion debe converger a una solución con un error relativo menor al 5% para todos los casos, se utilizó la herramienta de convergencia aplicada solamente a la tapa en la zona de descarga, que corresponde a la pieza de interés en este estudio.

5. Resultados – Resistencia a la fatiga del trunnion

5.1 Cargas y reacciones en el molino

En esta sección se presentan los resultados del cálculo de las magnitudes de cada una de las cargas.

5.1.1 Peso del Molino (W_m)

En base a las masas presentadas en la sección 4.2.1 y considerando la gravedad como $g = 9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]$ se tiene que el peso total del molino corresponde a:

$$W_c = 3.339 [kN]$$

5.1.2 Presión en los trunnions

De la geometría de los trunnions y las reacciones calculadas en el Anexo C se tienen los siguientes resultados para el trunnion de carga y de descarga (Ver Figura 5.1):

$$R_c = 3.224 [kN]$$

$$R_d = 3.019 [kN]$$

$$\beta_c = 0,20^\circ$$

$$\beta_d = 1,37^\circ$$

$$L_t = 0,658 [m]$$

$$R_t = 1,473 [m]$$

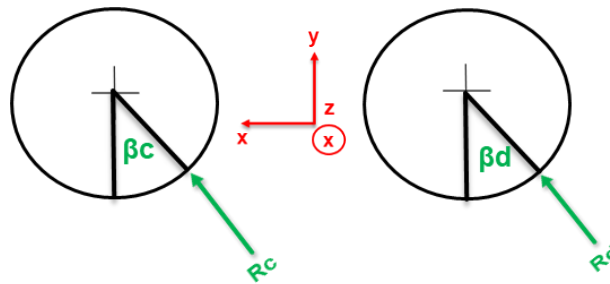


Figura 5.1: Ángulos de rotación de las reacciones en los trunnions de carga y de descarga

Teniéndose estos datos, se procede a calcular las presiones, obteniéndose los siguientes valores.

$$P_c = 2,05 [Mpa]$$

$$P_d = 1,92 [Mpa]$$

La distribución parabólica se esquematiza en la Figura 5.2.

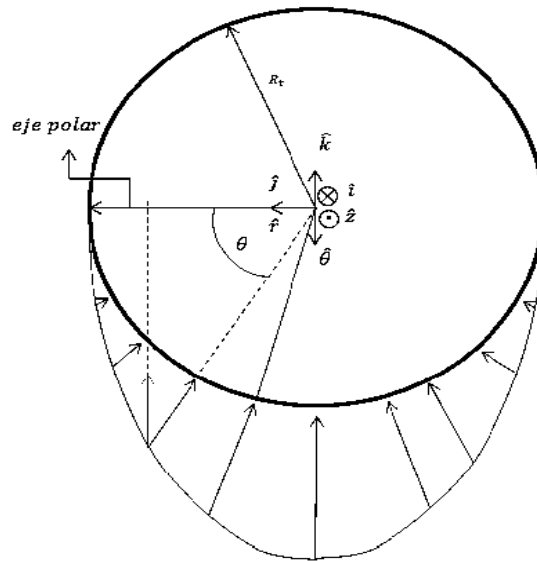


Figura 5.2: Distribución parabólica de presión [5]

5.1.3 Fuerza sobre corona

Resolviendo las ecuaciones presentadas en la sección 4.2.3 se tienen los siguientes resultados:

$$T = 3.620.775 \text{ [Nm]}$$

$$W_t = 907 \text{ [kN]}$$

$$W_r = 427 \text{ [kN]}$$

$$W_a = 127 \text{ [kN]}$$

$$W = 1011 \text{ [kN]}$$

La carga axial representa el 12,6% de la carga total ejercida por el piñón sobre la corona. Además, al compararse este valor con la menor de las reacciones, en este caso, con la del trunnion de descarga, se tiene que es un 4,2% de esta. Considerando lo anterior se decide despreciar esta carga para los efectos de este trabajo.

5.1.4 Fuerzas asociadas a la carga interna del molino (W_c)

Con lo presentado en la sección 4.2.4 se calcula la masa de bolas, la masa de mineral, la masa total y la densidad equivalente, obteniéndose los siguientes resultados respectivamente:

$$M_R = 47.786 \text{ [kg]}$$

$$M_B = 349.904 \text{ [kg]}$$

$$M_{Total} = 397.690 \text{ [kg]}$$

$$\rho_e = 5.593 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Como el porcentaje de volumen de la carga respecto del volumen interno del molino (considerando solamente la carga sobre el manto) corresponde a un 35%, se obtiene una altura de carga H_B de 2.101,63 [mm] como se muestra en la figura 5.3.

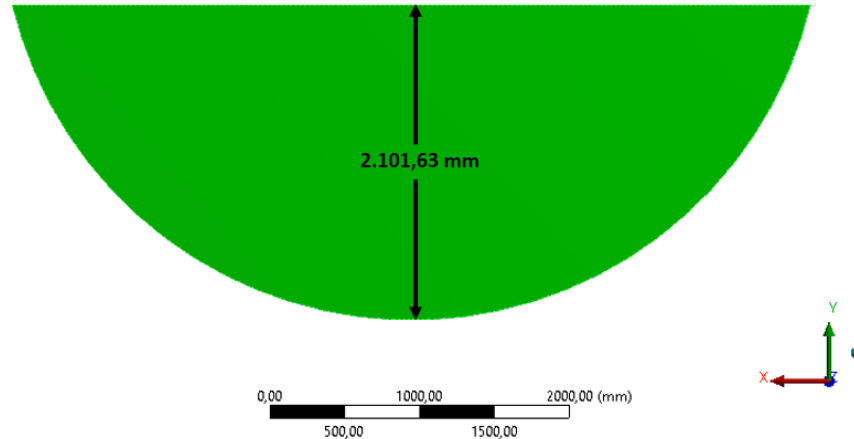


Figura 5.3: Altura de carga H_B

De acuerdo a los resultados del Anexo C se tiene el ángulo de levantamiento $\alpha = 37,7^\circ$.

5.2 Modelo FEA

5.2.1 Condiciones de Borde

En las figuras 5.4 y 5.5 se muestran las condiciones de borde utilizadas para el modelo, con estas se busca restringir el movimiento en la dirección de los tres ejes coordenados. Estas se aplican en bordes que unen la tapa con el manto del molino.

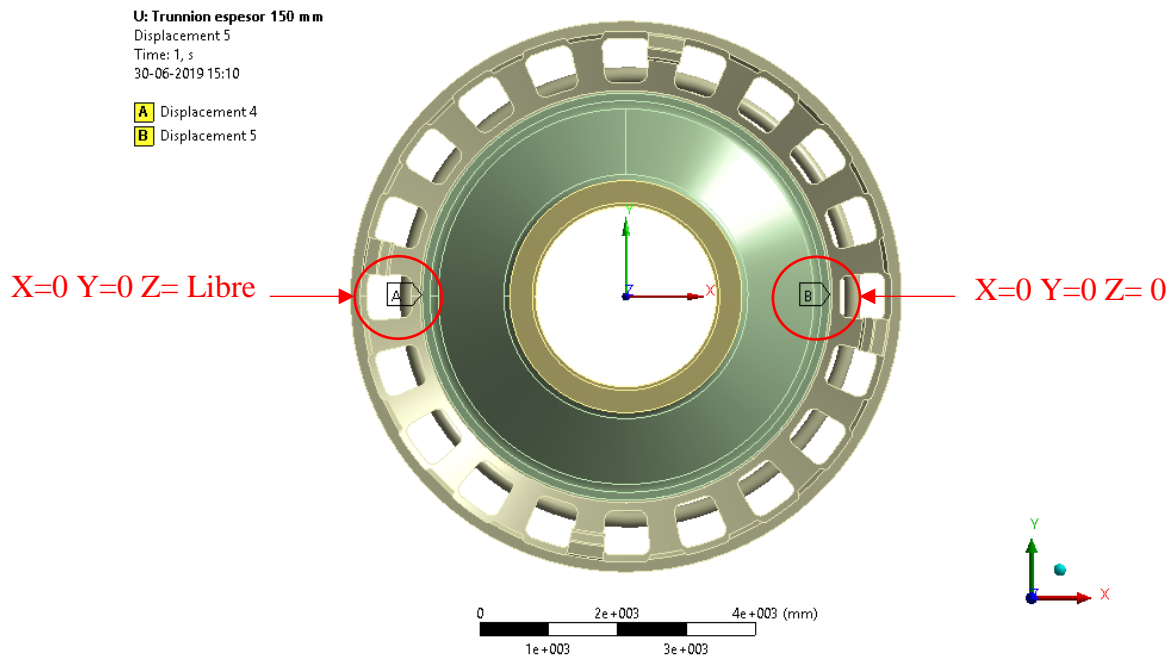


Figura 5.4 Condiciones de borde por el lado del trunnion de carga

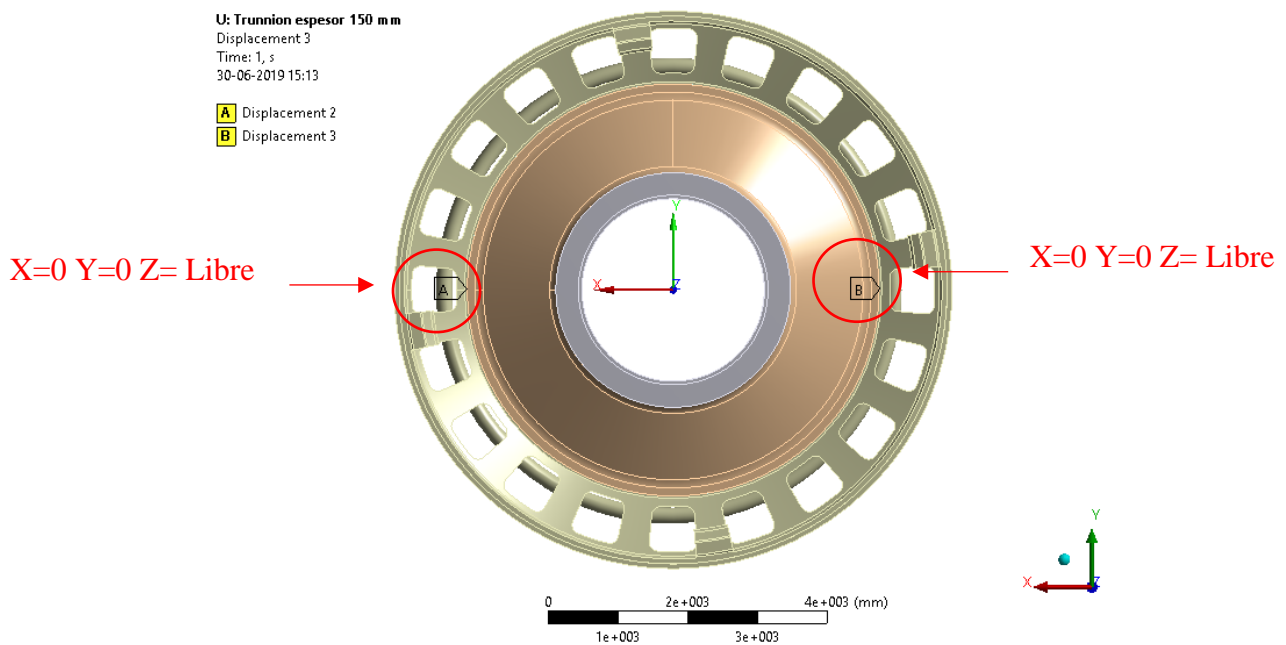


Figura 5.5: Condiciones de borde por el lado del trunnion de descarga

5.2.2 Condiciones de carga

Como se menciona en la sección 4.2.2 las condiciones de carga referentes a la presión en el trunnion de carga, la presión en el trunnion de descarga y la presión ejercida por la carga sobre el molino se aplican de acuerdo a sus sistemas de coordenadas cilíndricos y cartesiano respectivos, los cuales se rotaron de acuerdo a los ángulos obtenidos del equilibrio estático del molino (Ver Anexo C).

A continuación, se presentan las cargas aplicadas en el modelo de elementos finitos.

5.2.2.1 Gravedad de la Tierra

Se ingresa la gravedad de la Tierra en la dirección $-Y$ del sistema global de coordenadas, con esto el modelo considera los pesos de todas las piezas del molino. (ver Figura 5.6)

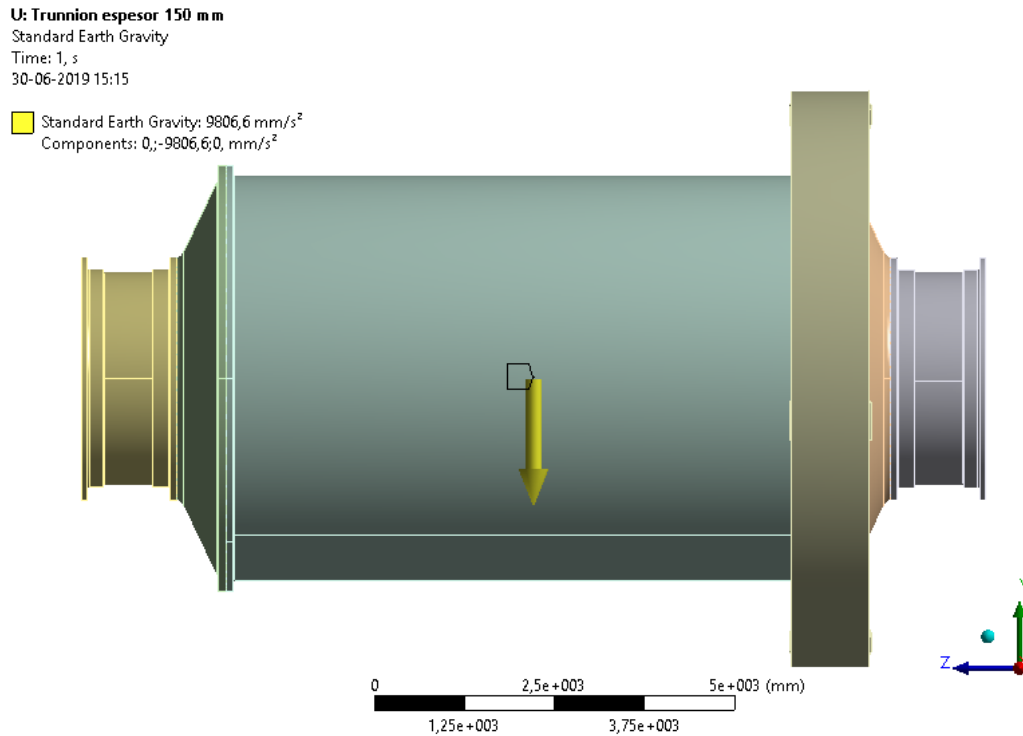


Figura 5.6: Fuerza de gravedad

5.2.2.2 Presión en el trunnion de carga

La presión ejercida por el aceite a alta presión sobre el trunnion se aplica sobre la cara externa de este (ver figura 5.7), considerando que esta presión se encuentra normal a la superficie. Esta presión se encuentra rotada de acuerdo al ángulo β_c , teniendo un valor mínimo de 0 en la zona superior (azul) y un valor máximo de 2,05 [MPa] en la zona inferior (rojo). Para obtener los valores de esta presión a lo largo de la superficie, se ingresa la ecuación obtenida del modelo teórico.

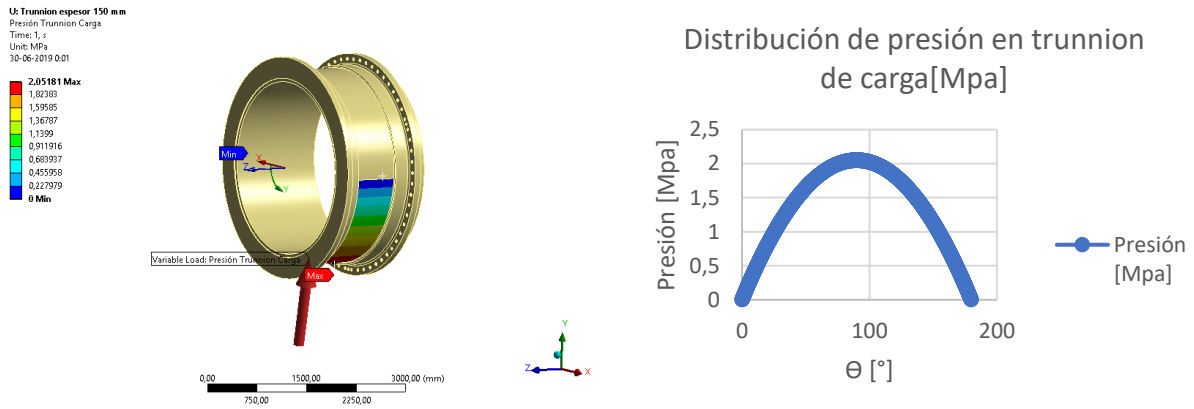


Figura 5.7: Condición de carga por el lado del trunnion de carga

5.2.2.3 Presión en el trunnion de descarga

Al igual que en el caso anterior, la presión ejercida por el aceite a alta presión sobre el trunnion se aplica sobre la cara externa de este (ver figura 5.8), considerando que esta presión se encuentra normal a la superficie.

Esta presión se encuentra rotada de acuerdo al ángulo β_d teniendo un valor mínimo de 0 en la zona superior (azul) y un valor máximo de 1,92 [MPa] en la zona inferior (rojo). Para obtener los valores de esta presión a lo largo de la superficie, se ingresa la ecuación obtenida del modelo teórico.

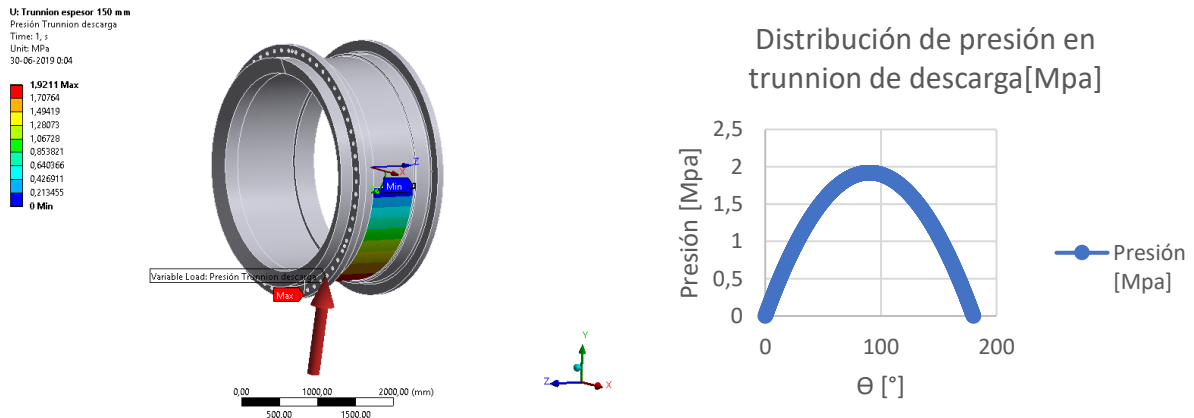


Figura 5.8: Condición de carga por el lado del trunnion de descarga

5.2.2.4 Presión de la carga sobre el molino

La presión ejercida por la carga de bolas más pulpa se ingresa mediante la ecuación 4.1 obtenida del modelo teórico, en este caso como la ecuación se calcula en base a un sistema cartesiano rotado, se utiliza este tipo de sistema de referencia, obteniéndose los valores mostrados en la figura 5.21 a lo largo de la superficie, donde el mínimo es prácticamente cero en la parte superior (azul) y alcanza un valor máximo de 0,097 [MPa] en la zona inferior (rojo).

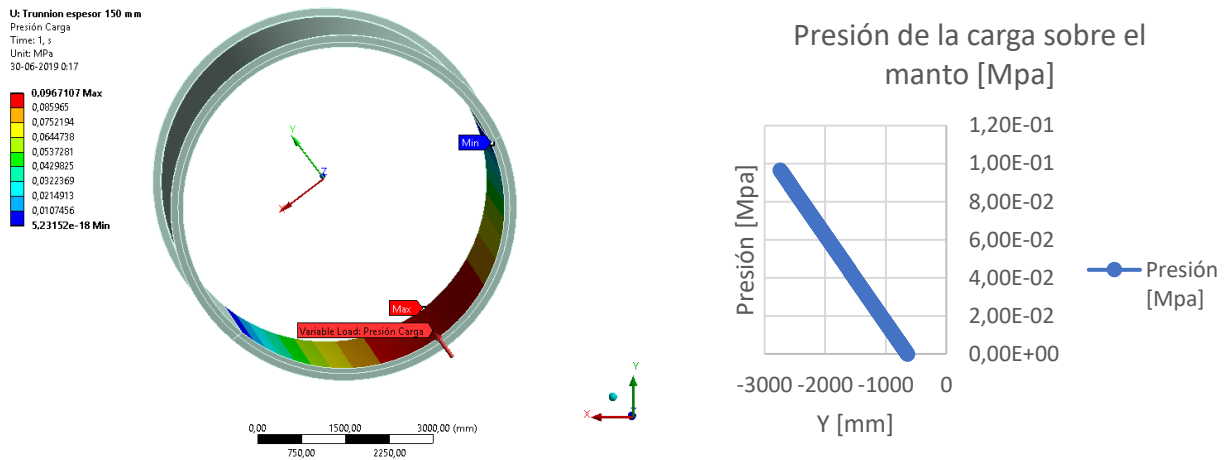


Figura 5.9: Condición de carga producida por la pulpa al interior del molino

5.2.2.5 Carga del piñón sobre la corona

Se aplica como una carga puntual a lo largo de un borde que simula ser la región de contacto entre el piñón y la corona, esta carga tiene un módulo de 1.002,5 [kN], resultante de las fuerzas tangencial y radial en un engrane tipo helicoidal. (Figura 5.10)

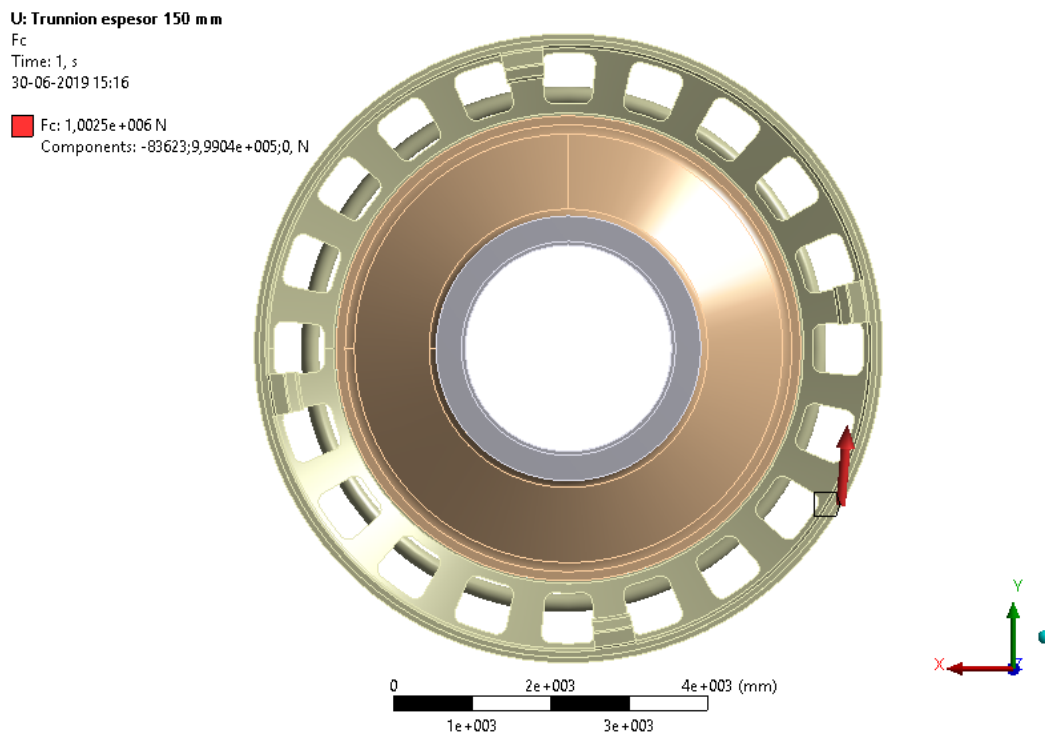


Figura 5.10: Condiciones de carga del piñón sobre la corona

5.3 Resultados obtenidos

5.3.1 Vida a la fatiga trunnion de descarga

En la Figura 5.11 se muestra el esfuerzo de Von Mises obtenido para el trunnion con un espesor de 150 [mm] una vez que el modelo convergió a un resultado de acuerdo al criterio del 5% de error relativo. Este alcanza un valor máximo de 43,83 [MPa] ubicado en el bisel del flange donde se realiza la unión con la tapa del molino.

Se observa que el trunnion en gran parte presenta un estado de cargas mucho menor a este valor máximo y se generan concentraciones de esfuerzos en el bisel antes mencionado.

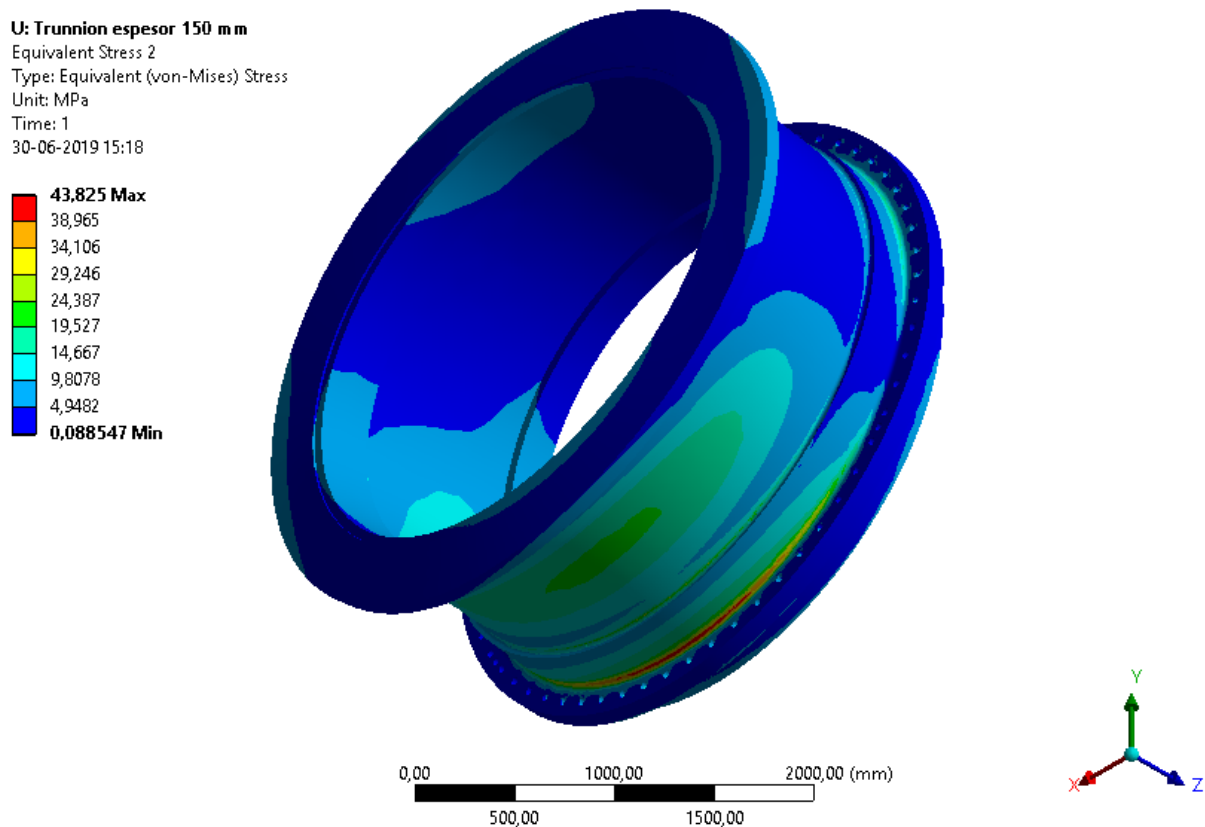


Figura 5.11: Esfuerzo de Von mises en trunnion de descarga

De la Figura 5.12 se observa que al aumentar la cantidad de elementos de 588.487 a 691.117 el esfuerzo varía en 1,14%, cumpliendo con el criterio de validación de resultados en el modelo FEA.

Habiéndose cumplido con el criterio de estabilidad de la solución, se procede a seleccionar una sección de corte tal que tenga la mayor amplitud de carga. Se hace esto ya que al ser una pieza que solamente estará rotando, el estado de cargas en una sección de corte en el plano XY (ver Figura 5.13) se repetirá cada vez que dé una vuelta completa, generándose un ciclo de carga que es el que se toma en cuenta para este estudio.

Equivalent Stress 2	Change [%]	Nodes	Elements
43,33		925.531	588.487
43,825	1,1364%	1.071.914	691.117

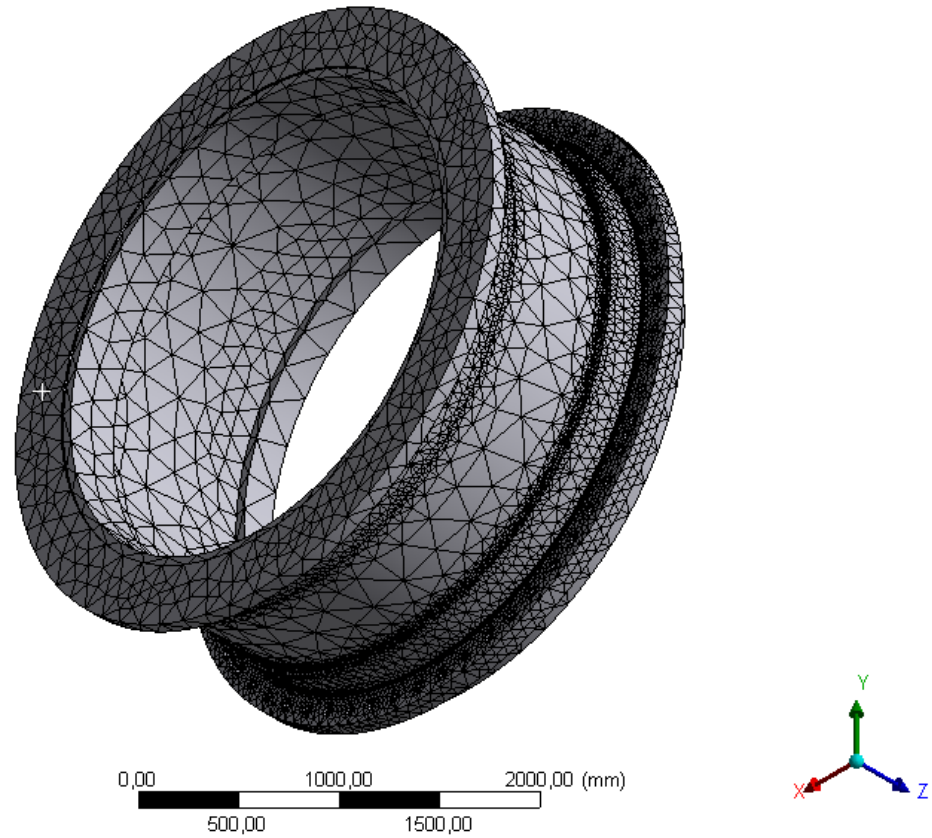


Figura 5.12: Convergencia de la solución y mallado.

Se escoge la sección de corte que presenta la mayor amplitud de carga que en este caso coincide con la sección que presenta el máximo esfuerzo de Von Mises (ver Figura 5.13).

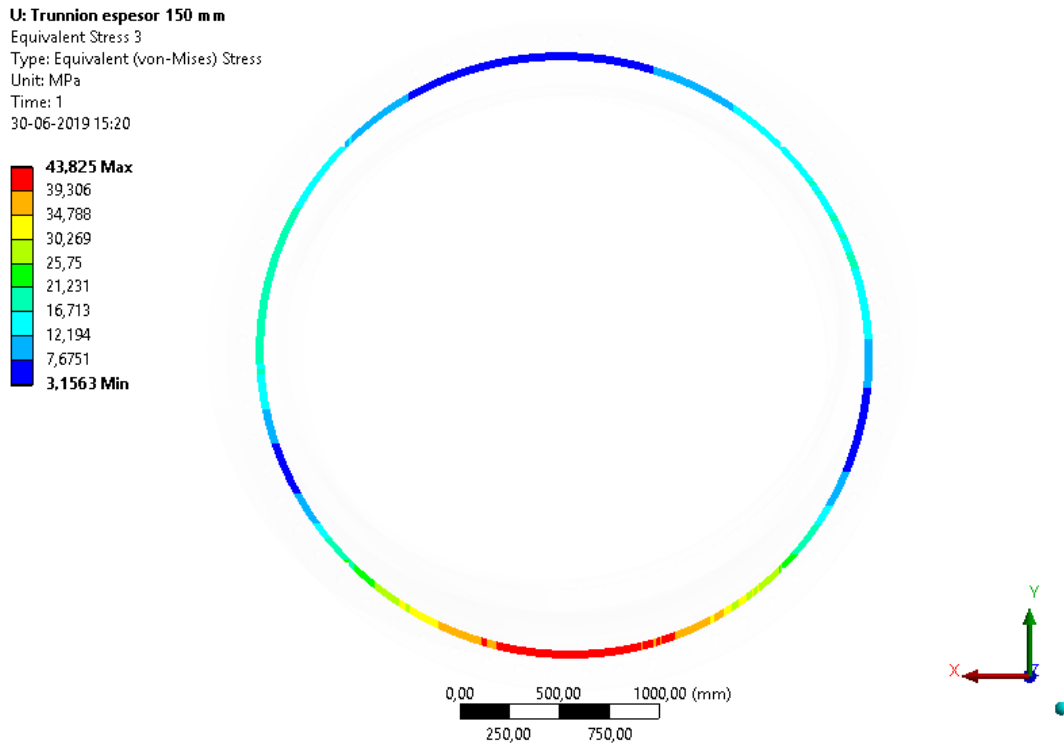


Figura 5.13: Esfuerzo de Von Mises, corte de máxima carga y máxima amplitud de carga

De la figura 5.14 se muestra los esfuerzos normales y de corte a los que está sometida la sección de corte con mayor sollicitación, donde las direcciones corresponden al sistema coordenado cilíndrico asignado al trunnion. Se tiene que la máxima amplitud de carga se obtiene en el eje z en el caso de los esfuerzos normales, con un valor de 60,7 [MPa].

En el caso de los esfuerzos de corte, se tiene que la máxima amplitud se da para $\Delta\tau_{rz}$ con un valor de 27,3 [Mpa]. Ver en Tabla 5.1 las amplitudes de carga para cada tipo de esfuerzo. Es importante notar que utilizando este sistema de referencia los esfuerzos normales y corte no se encuentran en fase.

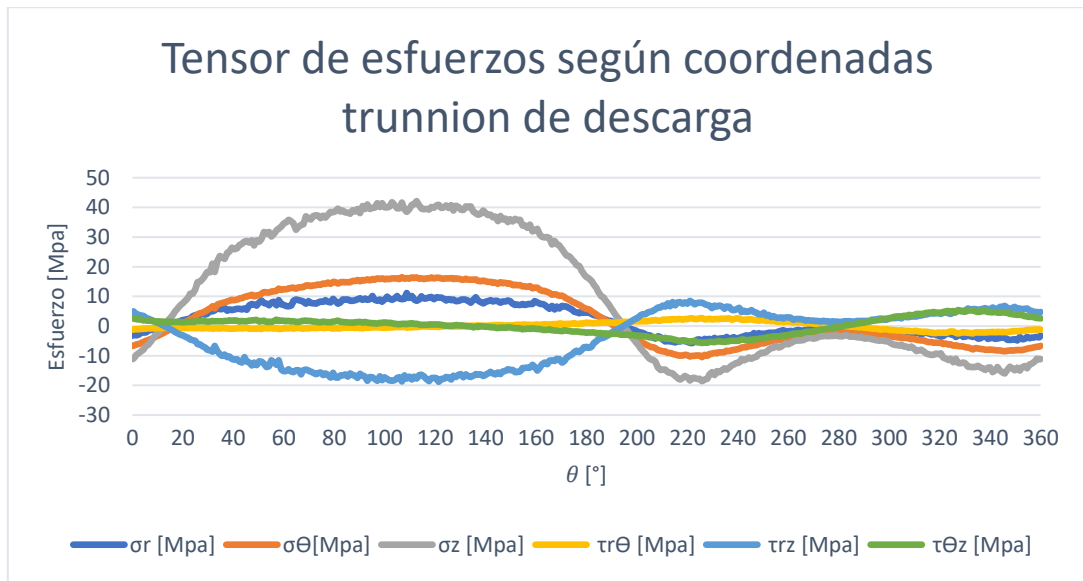


Figura 5.14: Tensor de esfuerzos en coordenadas cilíndricas

Tabla 5.1: Amplitud de tensor de esfuerzos en coordenadas cilíndricas

$\Delta\sigma_r$ [Mpa]	$\Delta\sigma_\theta$ [Mpa]	$\Delta\sigma_z$ [Mpa]	$\Delta\tau_{r\theta}$ [Mpa]	$\Delta\tau_{rz}$ [Mpa]	$\Delta\tau_{\theta z}$ [Mpa]
16,9	26,9	60,7	5,2	27,3	11,0

Dado que la máxima amplitud de carga se obtiene en una sección inclinada del bisel, es necesario rotar los ejes coordenados para obtener las cargas longitudinales y normales a la soldadura en el bisel. El punto de máxima amplitud de carga se encuentra a 10 [mm] de la cara interior del flange y por lo tanto el ángulo de rotación medido corresponde a $36,87^\circ$.

Para el análisis de las tensiones locales en el sector inclinado de la soldadura, Ansys permite la entrega del tensor de esfuerzos en el sistema de coordenadas local escogido, en este caso corresponde al sistema de coordenadas cilíndricas asociado al trunnion de descarga y en particular como se indica en el párrafo siguiente.

En la sección de análisis se procede a obtener los esfuerzos normales y de corte los cuales están en las direcciones de acuerdo con el sistema de coordenadas cilíndrico asignado al trunnion de descarga, donde el eje X corresponde al eje radial r, el eje Y corresponde a la coordenada angular Θ y el eje Z a la coordenada axial z (ver Figura 5.15). Con esta convención se facilita la rotación del eje r y del eje z permitiendo la utilización de las ecuaciones 3.22 - 3.27 correspondientes a la rotación del tensor de esfuerzos en el bisel. (Ver figura 5.16)

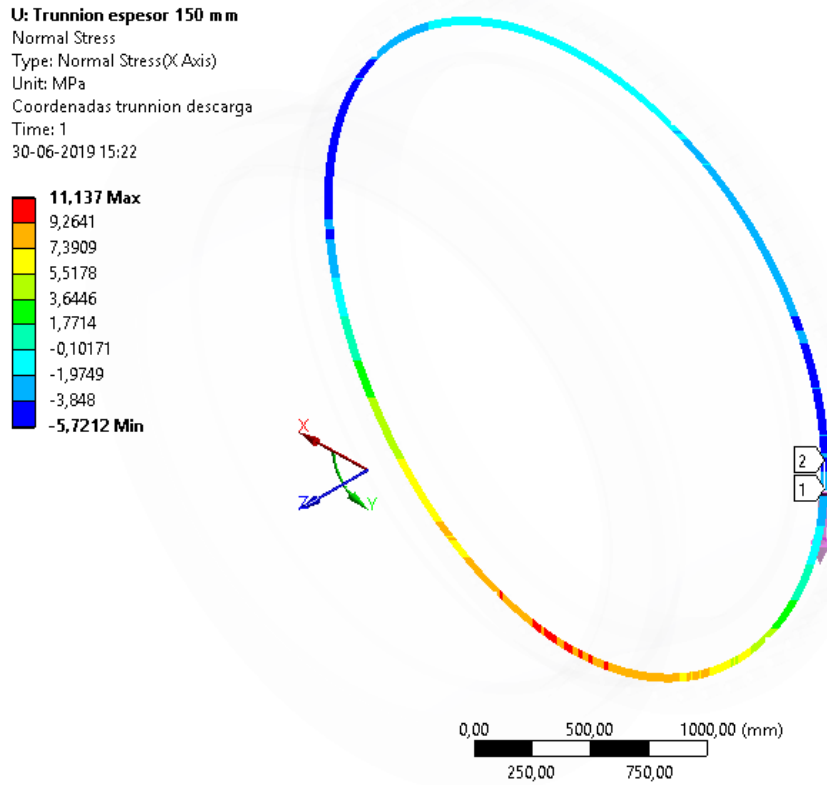


Figura 5.15: Esfuerzo σ_r visto desde coordenadas cilíndricas del trunnion descarga

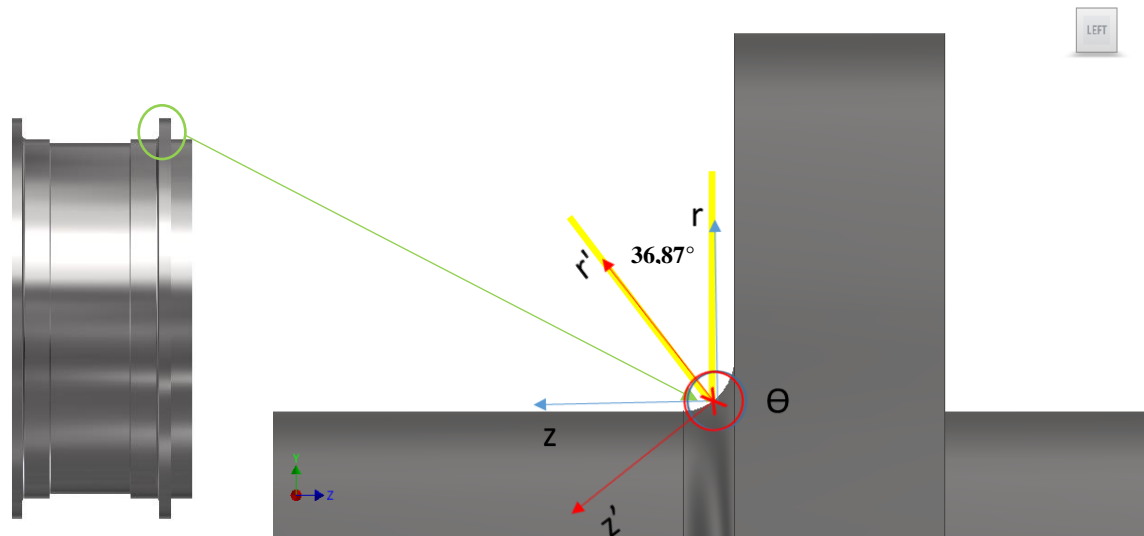


Figura 5.16: Ángulo de rotación para obtener cargas normales y longitudinales a la soldadura en bisel

Aplicando las ecuaciones de rotación se genera un nuevo estado de cargas ahora haciendo coincidir el nuevo eje radial (r') con la normal a la soldadura en el bisel y el nuevo eje vertical (z') con la dirección axial de la soldadura en el bisel. Habiendo hecho esta rotación de las cargas, se obtienen los valores mostrados en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2: Amplitud de tensor de esfuerzos en coordenadas cilíndricas rotadas en bisel

$\Delta\sigma_{r'}$ [Mpa]	$\Delta\sigma_{\theta}$ [Mpa]	$\Delta\sigma_{z'}$ [Mpa]	$\Delta\tau_{r'\theta}$ [Mpa]	$\Delta\tau_{r'z'}$ [Mpa]	$\Delta\tau_{\theta z'}$ [Mpa]
9,2	26,9	69,7	3,1	15,7	11,9

Luego se aplican los criterios de diseño presentados en la sección 3.5.2.3 donde se desprecian $\tau_{r'\theta}$ y $\tau_{\theta z'}$ ya que la amplitud del primero es menor que el 15% de la amplitud del máximo esfuerzo normal, y en los dos casos generan un daño menor al 10% del que genera la amplitud del esfuerzo normal máximo. De esta manera se cumplen los criterios para despreciarlos (Ver tabla 5.3).

Tabla 5.3: Criterios para despreciar esfuerzos de corte

Descripción	$\Delta\tau_{r'\theta}$ [Mpa]	$\Delta\tau_{r'z'}$ [Mpa]	$\Delta\tau_{\theta z'}$ [Mpa]
Criterio Razón normal-corte	4,4%	22,5%	17,1%
Criterio Daño	0,4%	10,5%	6,1%

Habiendo hecho esta simplificación, se tiene el estado de cargas mostrado en la Figura 5.17, donde se observa que todos los esfuerzos están fase, por lo que se puede aplicar el criterio del esfuerzo principal máximo para el estudio de la vida a la fatiga para el trunnion soldado.

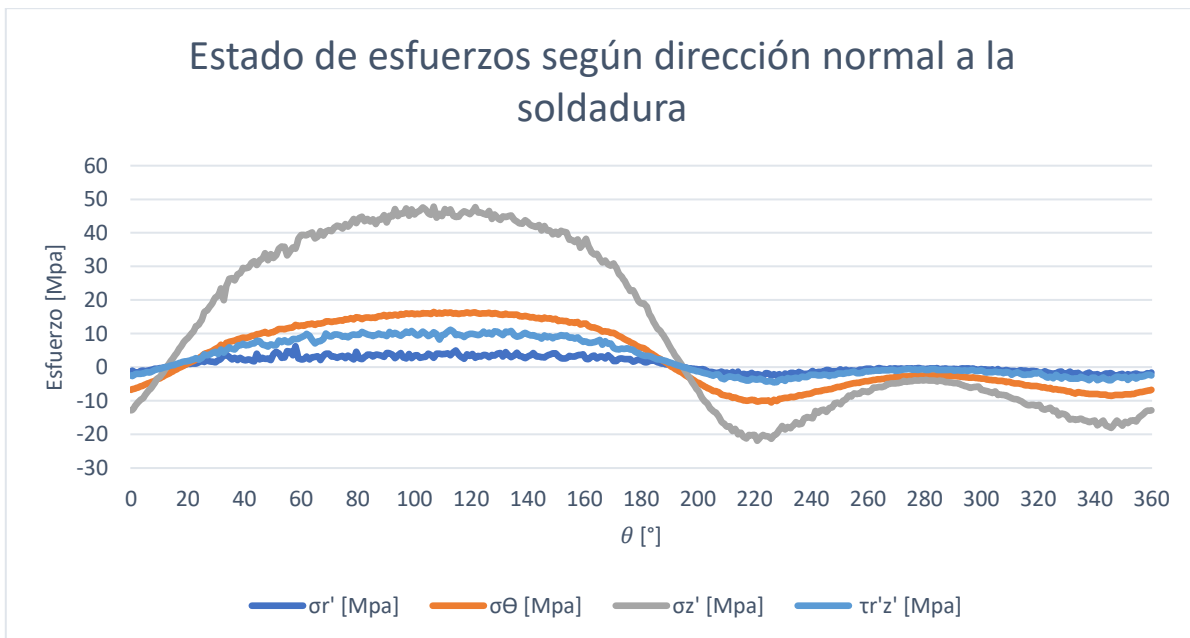


Figura 5.17: Tensor de esfuerzos en coordenadas giradas respecto a la soldadura en el bisel

Para la selección de la curva S-N a utilizar se considera la clase FAT 125, correspondiente a soldadura automática o semiautomática sin detenciones a lo largo de la soldadura, con cargas en la dirección de depósito de la soldadura. Se considera esta clase ya que la amplitud máxima de esfuerzos corresponde al esfuerzo que se aplica en esa dirección.

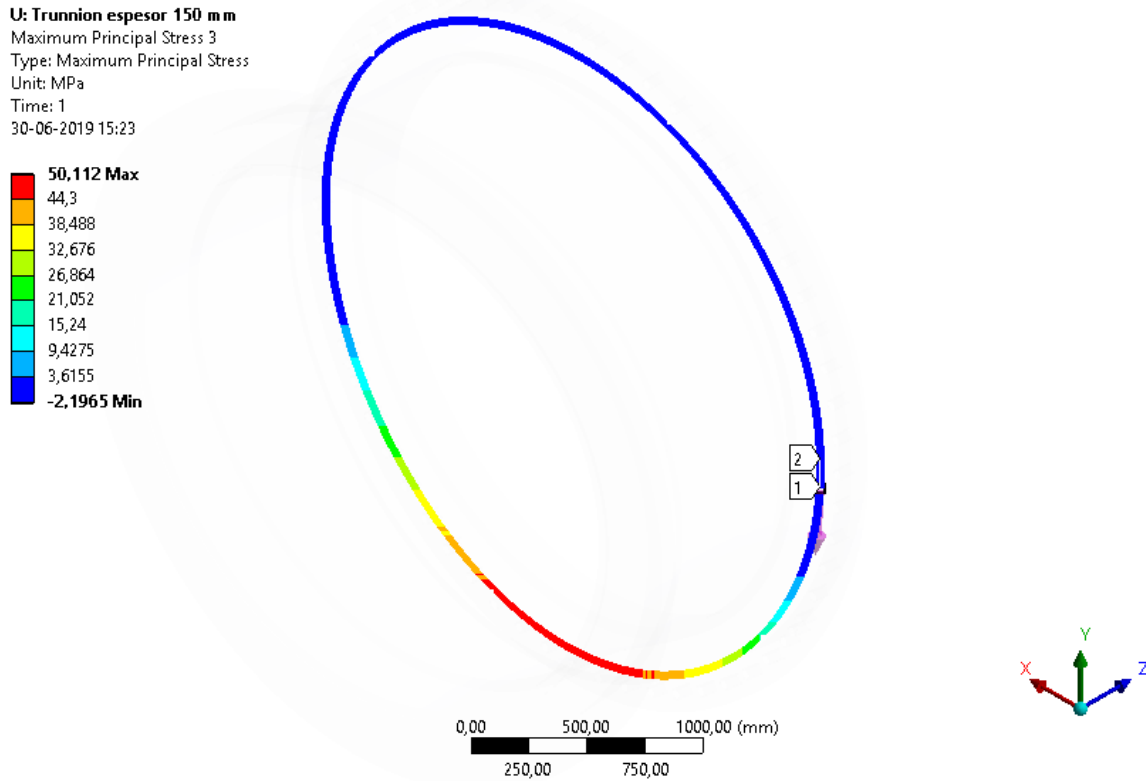


Figura 5.18: Máximo esfuerzo principal en sección estudiada

Finalmente, se tiene que se cumplen los criterios para el diseño de vida a la fatiga ya que la amplitud del esfuerzo principal máximo es menor a la amplitud del esfuerzo para obtener una vida de 15 años correspondientes a 9×10^7 ciclos aproximadamente.

El trunnion soldado con un espesor de 150 mm tiene una vida de 2×10^{10} ciclos que corresponde a una vida de 2.498 años, considerando que el trunnion opera a 12 RPM, las 24 horas del día, los 365 días del año (Ver tabla 5.4).

Tabla 5.4: Resultado criterios de diseño.

$\Delta\sigma$ principal máximo	N_{calc}	RPM	Años	N_{spec}	σ_R	γ_M
52,3	2×10^{10}	12,0	15,0	9×10^7	66,0	1,0

Para los otros espesores del trunnion se cumplen las mismas condiciones mencionadas anteriormente, las cuales son:

1. Los estados de carga en la dirección de los ejes coordenados del trunnion de descarga no están en fase.
2. El ángulo de rotación sigue siendo $36,87^\circ$ ya que el estado de esfuerzo máximo de Von mises tiene la misma ubicación en el bisel.
3. Al rotar el estado de cargas en la dirección de la soldadura en el bisel se desprecian los estados de carga $\tau_{r'\theta}$ y $\tau_{\theta z}$ de acuerdo al criterio de diseño presentado en la sección

3.5.2.3. De esta manera los esfuerzos restantes quedan en fase permitiendo aplicar el criterio del esfuerzo principal máximo.

Considerando lo anterior, se presenta el resumen de los resultados (Ver tabla 5.5) obtenidos para los diferentes espesores dados al trunnion de manera de seleccionar el espesor mínimo tal que cumpla con la vida que se requiere en esta pieza, según sea como pieza definitiva (vida a 15 años) o pieza de repuesto (vida a 6 meses como mínimo).

Tabla 5.5: Resumen resultados

Espesor [mm]	$\Delta\sigma$ principal máximo	N_{calc}	Vida [Años]
150	52,3	$2 * 10^{10}$	2.498
138	58,76	$1 * 10^9$	193
130	61,79	$4 * 10^8$	64
125	64,22	$2 * 10^8$	27
120	66,75	$7 * 10^7$	12
100	79,3	$8 * 10^6$	1,2

6. Resultados – Deformación en la tapa

6.1.1 Condiciones de Borde

Las condiciones de borde que se utilizan son del tipo fixed support, estas se aplican en el sector del descanso en el trunnion de carga y en los soportes nuevos colocados para mantener el molino levantado al momento de hacer el recambio por el trunnion nuevo (Ver Figura 6.1)

B: 200 KN
Fixed Support 2
Time: 1, s
30-06-2019 15:31

A Fixed Support
B Fixed Support 2

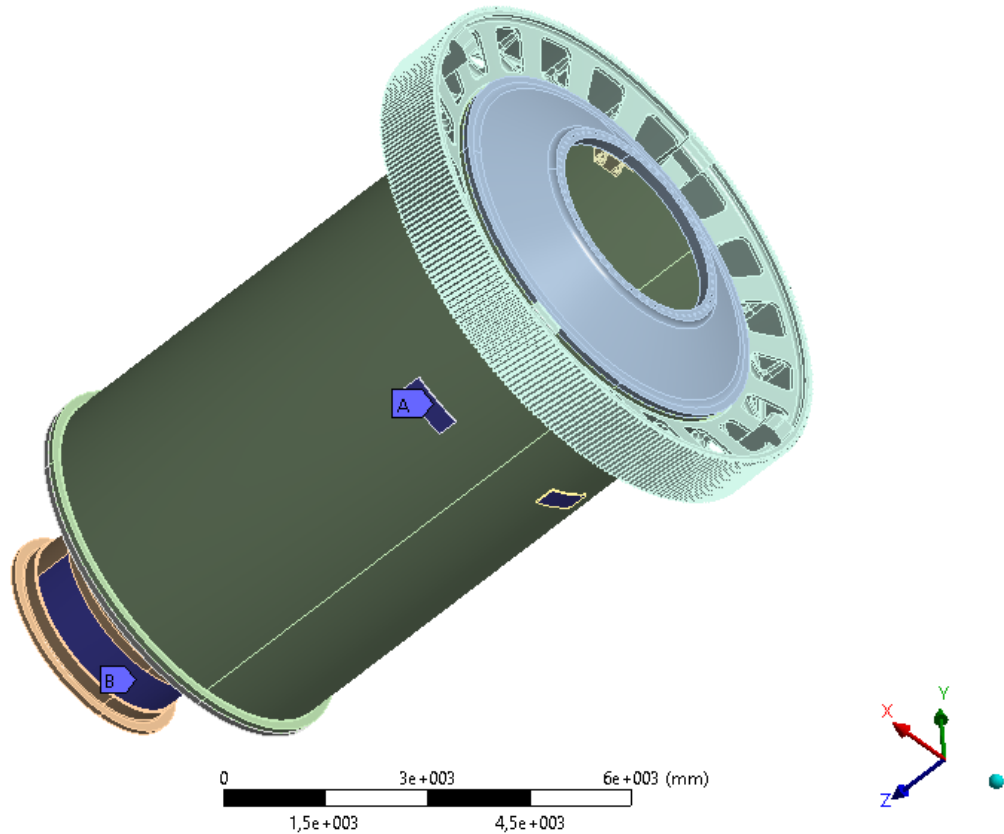


Figura 6.1: Condiciones de borde del modelo

6.1.2 Condiciones de carga

En cuanto a las condiciones de carga, se consideran fuerzas de entre 150 [kN] y 200 [kN] que simulan la carga ejercida por una gata hidráulica que evitará la deformación de la tapa.

Estas cargas se aplican sobre los soportes en la tapa, donde en el soporte inferior se aplica la carga en su totalidad en la dirección $-Y$ del sistema global de coordenadas y en el soporte superior se aplica la mitad de la carga en cada oreja en dirección del eje Y , de esta manera se tiene una fuerza en equilibrio estático. (ver Figura 6.2)

Es importante señalar que para el caso inicial no se consideran las cargas en los soportes de la tapa, solamente se considera la fuerza de gravedad.

B: 200 KN
Force 3
Time: 1, s
30-06-2019 15:34

A Force: 1,e+005 N
B Force 2: 1,e+005 N
C Force 3: 2,e+005 N

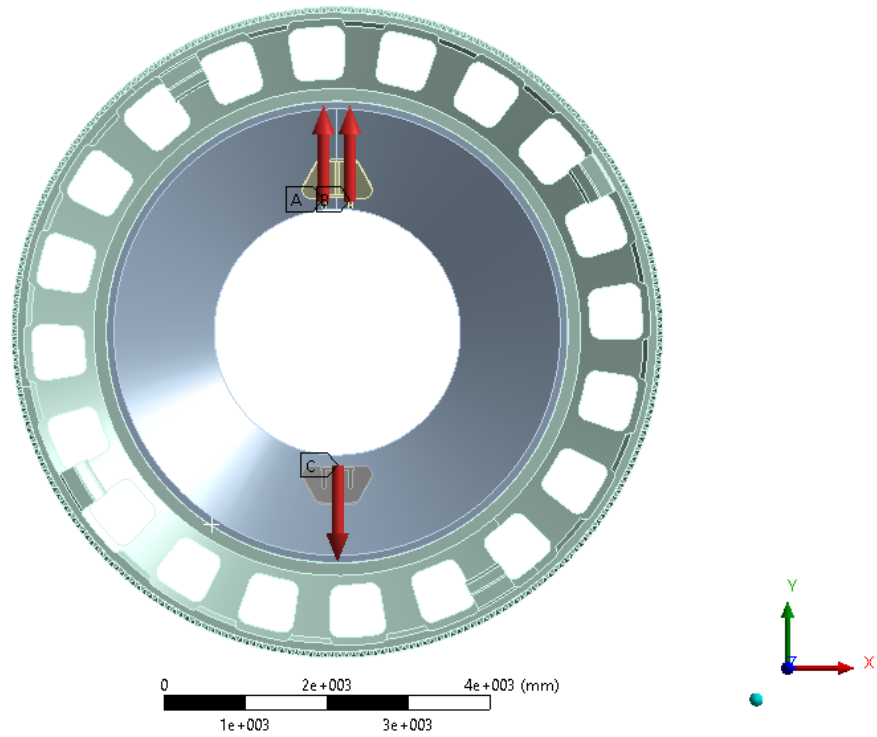


Figura 6.2: carga ejercida por la gata hidráulica

También se considera la fuerza de gravedad en la dirección -Y, considerándose así el peso propio del molino y el peso de la carga que queda dentro del molino, ya que esta no se vacía. (Figura 6.3)

B: 200 KN
Standard Earth Gravity
Time: 1, s
30-06-2019 15:35

Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
Components: 0,-9806,6,0, mm/s²

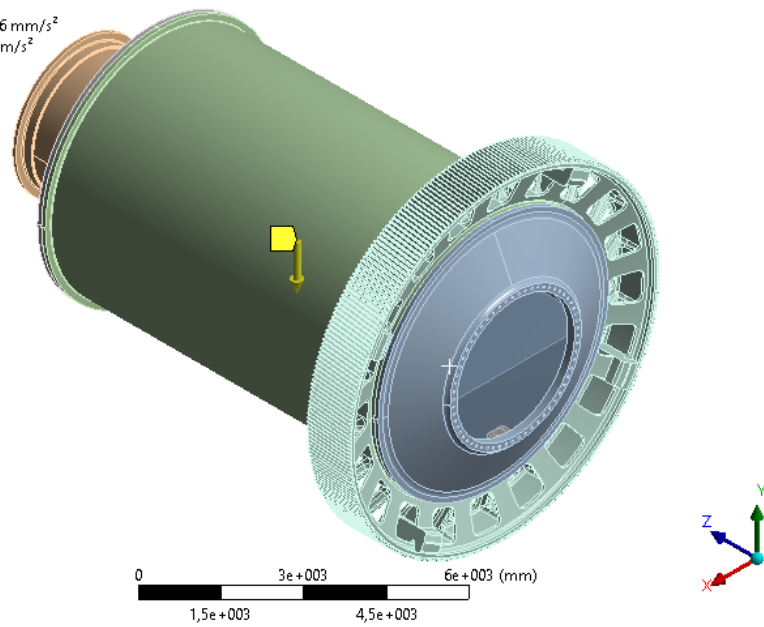


Figura 6.3: Fuerza de gravedad

6.2 Resultados obtenidos

6.2.1 Condición de deformación inicial

A continuación, se presentan los resultados de las deformaciones obtenidas para la condición inicial cuando se soporta el molino para extraer el trunnion. En la Figura 6.4 se muestra la deformación total de la tapa, luego en la Figura 6.5 se muestra la deformación axial en el anillo interior en donde se inserta el trunnion, en donde se tiene una deformación máxima de 0,015 [mm] y una deformación mínima de -0,053 [mm] presentando una amplitud de alabeo de 0,067[mm].

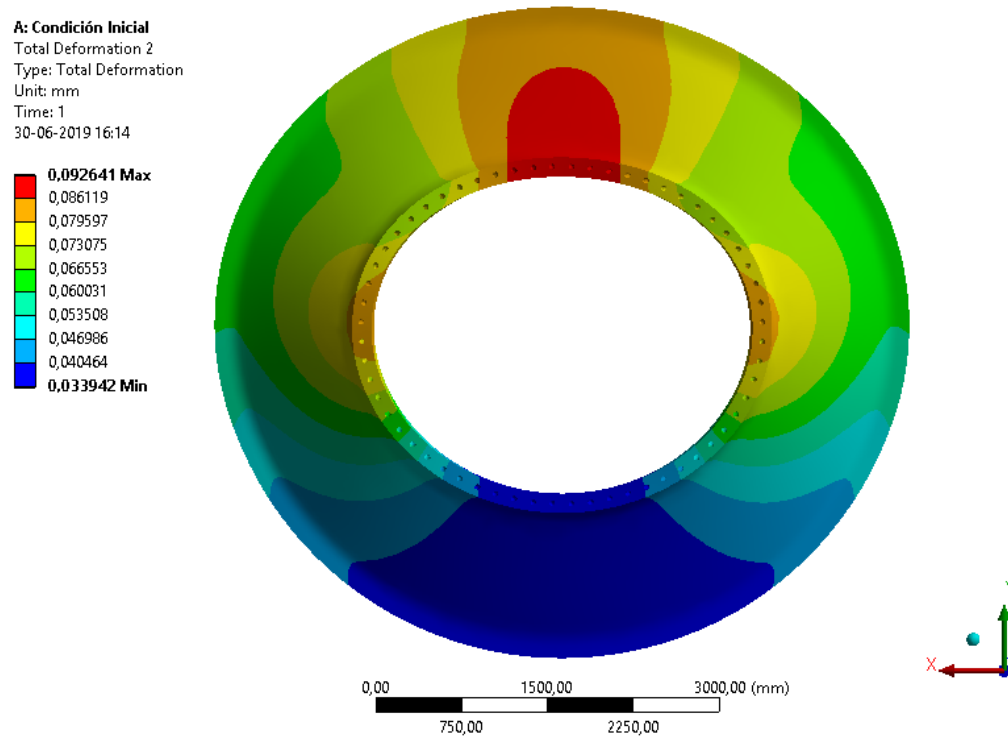


Figura 6.4: Deformación total de la tapa

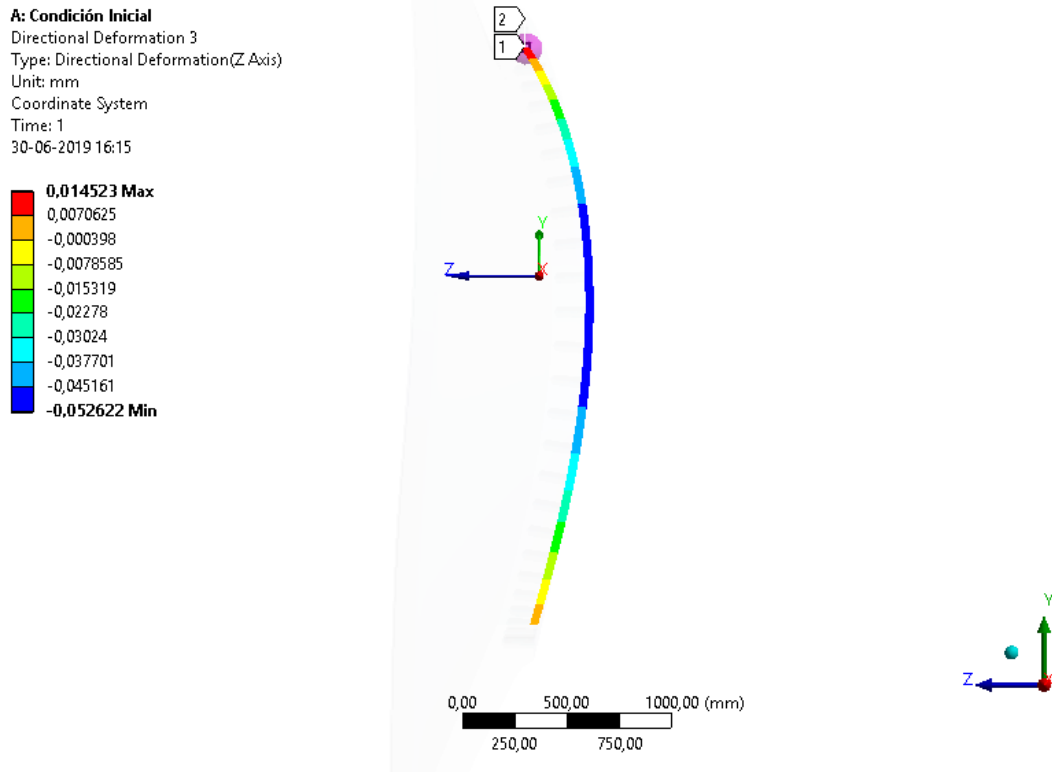


Figura 6.5: Deformación en dirección axial

En la figura 6.6 se muestra el desplazamiento radial (eje X) que presenta el mismo anillo interior mencionado antes presentando un valor máximo de 0,043 [mm] y un valor mínimo de -0,091 [mm]. Para efectos de obtener la deformación en el diámetro se toman los desplazamientos de dos puntos de medición separados en 180°, luego la suma de sus desplazamientos corresponderá a la deformación que sufre el diámetro en esa posición.

Por ejemplo, para la posición 0° (marcado con la etiqueta 1 en la Figura 6.6) se tiene un desplazamiento de -0,0915 [mm] y para la posición 180° se tiene un desplazamiento de 0,035 [mm]. Luego la suma de estos desplazamientos da un total de -0,057 [mm], que es la deformación del diámetro en esa dirección. Para obtener una medición de la ovaladura de la tapa, se toma la diferencia entre la deformación vertical y la deformación horizontal.

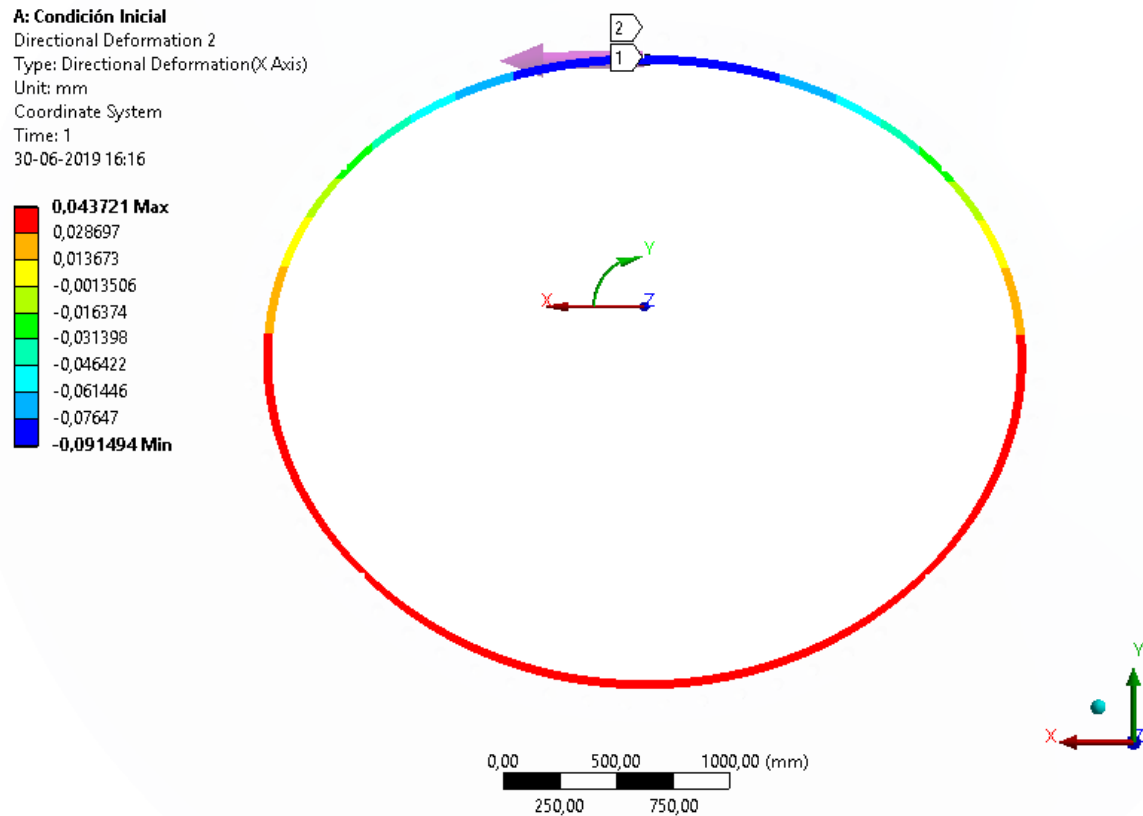


Figura 6.6: Desplazamientos en dirección radial X

6.2.2 Modelos con carga de 150 - 200 [kN]

Para el modelo con la carga de 200 [kN] se presentan los resultados obtenidos para la deformación axial en la figura 6.7, obteniéndose un valor máximo de -0,00037 [mm] y un valor mínimo de -0,019 [mm], obteniéndose una amplitud de alabeo de 0,0191 [mm].

Para los desplazamientos radiales mostrados en la Figura 6.8 se tiene que la amplitud de la deformación radial entre el eje horizontal y vertical es de 0,035 [mm]. Donde se sigue la misma metodología que para el caso inicial para obtener la deformación del diámetro.

B: 200 KN
 Directional Deformation 3
 Type: Directional Deformation(Z Axis)
 Unit: mm
 Coordinate System
 Time: 1
 30-06-2019 16:17

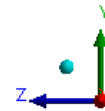
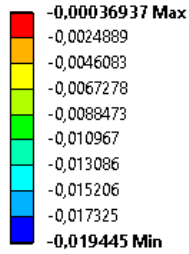


Figura 6.7: Deformación en la dirección axial Z

B: 200 KN
 Directional Deformation 2
 Type: Directional Deformation(X Axis)
 Unit: mm
 Coordinate System
 Time: 1
 30-06-2019 16:18

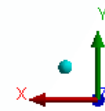
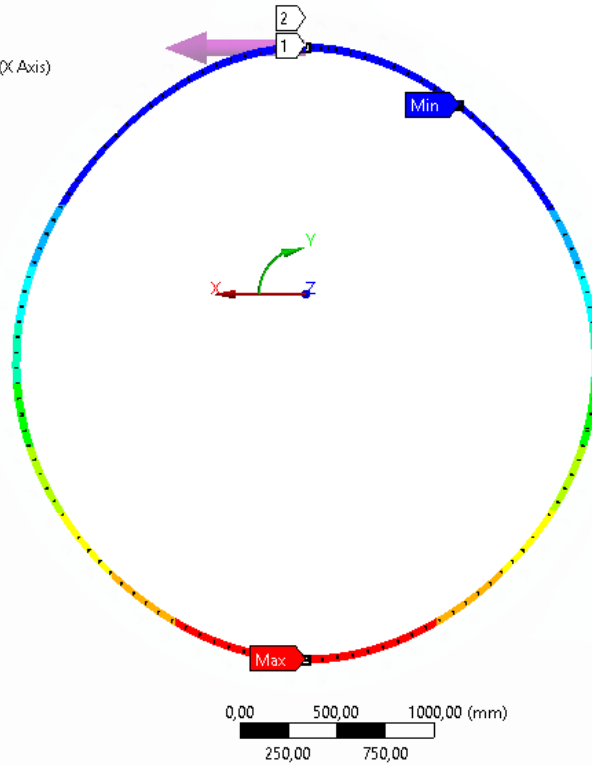
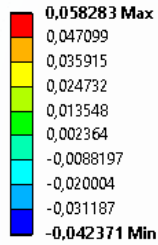


Figura 6.8: Desplazamientos en la dirección radial X

En todos los casos se sigue la misma metodología obteniéndose los resultados mostrados en las tablas 6.1 y 6.2 para la deformación axial y la deformación radial del diámetro respectivamente (suma de deformaciones en el eje horizontal y vertical). El error relativo se hace respecto a la deformación del caso inicial, donde el signo negativo indica una reducción en la deformación y el positivo, un aumento de la deformación.

Tabla 6.1: Deformación en la dirección axial (eje Z)

Descripción	Condición inicial	150 KN	160 KN	170 KN	190 KN	200 KN
Máximo [mm]	0,0145	-0,0046	-0,0043	-0,0036	-0,0017	-0,0004
Mínimo [mm]	-0,0526	-0,0190	-0,0168	-0,0159	-0,0183	-0,0194
Amplitud [mm]	0,0671	0,0143	0,0125	0,0123	0,0166	0,0191
Error relativo	-	79%	81%	82%	75%	72%

Tabla 6.2: Deformación del diámetro en la dirección radial (eje X)

Descripción	Condición inicial	150 KN	160 KN	170 KN	190 KN	200 KN
Desplazamiento eje vertical [mm]	-0,057	0,001	0,005	0,009	0,016	0,020
Desplazamiento eje horizontal [mm]	0,067	0,003	-0,001	-0,004	-0,011	-0,015
Deformación radial [mm]	0,124	0,002	0,006	0,013	0,028	0,035
Error relativo	-	99%	96%	90%	78%	72%

7. Discusión

En el modelo CAD modelado en Inventor se realizan varias simplificaciones para evitar un refinamiento excesivo de malla en zonas que no son de interés, dentro de esta categoría se encuentran los interiores del manto del molino y los dientes de la corona.

En los interiores del manto se tiene que su espesor es mucho menor si lo comparamos con su longitud, por lo que el mallado sería respecto a su espesor, requiriendo un gasto computacional innecesario para los propósitos del estudio. Por otro lado, los dientes de la corona, al ser significativamente menores en tamaño respecto a las otras piezas del molino provocaría la misma situación, necesitándose un refinamiento de malla innecesario.

El peso del molino incluye todas las piezas listadas en la tabla 4.1, de aquí es necesario considerar que, para el caso del peso de los interiores del manto, debido a que no se dibujan en el modelo CAD, el peso de estos se considera en el manto del molino aumentando su densidad.

La presión en los trunnions se modela mediante una ecuación parabólica que permite ingresar la carga en el modelo como una distribución y no como una carga puntual en el centro de presión, permitiendo una mayor precisión en el comportamiento del modelo. Aun así, es importante recordar que esto es un supuesto principalmente geométrico utilizado por Bustos [5].

Por otro lado, la presión ejercida por la carga sobre el molino se modela como un fluido dentro de un cuerpo rígido rotando por la misma razón que la presión sobre los trunnions. De esta manera se tiene una mayor presión en la zona con mayor concentración de bolas y pulpa en el centro y se hace cero al llegar al nivel de superficie del fluido.

Lo anterior es posible realizarlo ya que el módulo estructural del WorkBench Ansys permite ingresar de forma amigable las ecuaciones que rigen cada distribución de presión, permitiendo también rotar los ejes coordenados de acuerdo a los ángulos de rotación calculados para cada caso. Además, tiene la versatilidad de que permite trabajar tanto en coordenadas polares como en coordenadas cartesianas.

Para el caso de estudio de vida a la fatiga, las condiciones de borde que se utilizan en el modelo FEA tienen como objetivo principal el de fijar el molino en el espacio en las tres direcciones del sistema cartesiano global, de esta manera se puede obtener la solución del modelo.

En cuanto a la metodología presentada por el IIW [9], si bien se tiene que considerar el esfuerzo nominal en la soldadura, para este trabajo se considera una carga mayor debido que se consideran las concentraciones de esfuerzos debido a la geometría de la pieza.

Si bien se toma γ_F con valor unitario, ya se está considerando un estado de cargas mayor para el análisis, dando un factor de seguridad al estudio que, si bien no se cuantifica en este caso, se podría hacer una comparación con el esfuerzo nominal para generar este factor de seguridad en la carga.

Por otro lado, las curvas S-N presentadas en el código [9] consideran los defectos comunes de la soldadura dependiendo de su geometría y como esté trabajando. Para este trabajo, se considera una soldadura longitudinal cargada en esta misma dirección, perteneciendo a la clase FAT 125. Esta consideración se toma principalmente ya que la mayor amplitud del estado de esfuerzos corresponde a $\Delta\sigma_z'$.

Para la iteración de los espesores se considera inicialmente 150 [mm] ya que es el espesor máximo disponible comercialmente en Chile [11], aun así, por dificultades que pueden surgir para el cilindrado de las planchas en el mercado local, se realizan iteraciones para espesores menores hasta llegar a 100 [mm], del cual se sabe que se pueda cilindrarse en el país. Además, respecto a las tensiones residuales debido al cilindrado, se hace el supuesto de que se realiza un tratamiento térmico previo para aliviarlas.

Respecto a las propuestas de solución, estas dependerán de la tecnología de cilindrado disponible como ya se mencionó anteriormente, la seguridad que se le quiera dar a la propuesta respecto de su vida a la fatiga y la función que se le requiera dar a la pieza, es decir, si se usará solamente como pieza de repuesto de emergencia hasta que llegue el trunnion nuevo o si se utilizará como pieza definitiva cumpliendo con la vida requerida de 15 años de operación.

Para el caso en que se utiliza el trunnion de repuesto de emergencia, se debe tener en cuenta para las inspecciones que para aplicaciones de alto ciclaje, la mayor parte de la vida del material corresponde al proceso de iniciación, por lo que es necesario estar atento al momento en que aparezca el inicio de una grieta, ya que esto indica que queda la menor parte de la vida de la pieza correspondiente a la etapa de propagación. [12]

La decisión de selección se basa tanto en aspectos técnicos como económicos, ya que por ejemplo al utilizar un trunnion como repuesto de emergencia, se deberá realizar una parada en las faenas cuando se instale el trunnion de emergencia y cuando se instale el trunnion definitivo más adelante en el tiempo, dependiendo de la vida a la fatiga que tenga la pieza de emergencia. Por el otro lado, al utilizar un repuesto definitivo solamente sería necesaria una sola parada de planta. Aun así, la evaluación económica está fuera de los alcances de este estudio, considerándose solamente el criterio técnico para seleccionar.

En cuanto a las deformaciones sufridas por la tapa del trunnion en el montaje del nuevo trunnion, se obtienen resultados satisfactorios llegando a reducir hasta en un 99% la deformación en el diámetro de la pieza y reducir en un 82% la amplitud del alabeo en la tapa.

8. Conclusiones

Mediante los antecedentes específicos recopilados se logra modelar las cargas de presión en el trunnion y la presión que ejerce la carga dentro del molino calculando sus expresiones teóricas. Además, se logra ingresar estas cargas de forma apropiada al modelo FEA de acuerdo a los ángulos de rotación para cada carga y cumpliendo con lo calculado teóricamente.

Con lo anterior se logra estudiar la factibilidad técnica de un trunnion fabricado con acero estructural A36 y soldado de acuerdo al Anexo D tal que cumpla con las tolerancias y especificaciones de diseño, cuyo espesor puede ser de 150 [mm], 138 [mm], 130 [mm], 125 [mm], 120 [mm] o 100 [mm], presentando respectivamente una vida a la fatiga de 2.498 años, 193 años, 64 años, 27 años, 12 años y 1,2 años utilizando las recomendaciones del IIW y el análisis de elementos finitos.

Los resultados anteriores están sujetos a que se use un buen procedimiento de soldadura, es por esto que se usan las recomendaciones dadas por el AWS D1.1 para definir su geometría y otras especificaciones, en las que se considera el hecho de que se está preparando una soldadura para cargas cíclicas. Aun así, todas las especificaciones se tomaron para soldadura entre piezas no tubulares, por lo que en caso de que el lector encuentre una norma que se adecúe mejor a los requerimientos presentados (soldadura para cilindros de grandes espesores), es recomendable utilizarla.

Se selecciona el trunnion con espesor de 125 [mm] en caso de escoger un repuesto definitivo, el cual presenta una vida a la fatiga de 27 años y que cumple con el criterio de diseño requerido de tener 15 años de vida. En caso de escoger un trunnion como reemplazo de emergencia, se selecciona el trunnion con espesor de 100 [mm] el cual presenta una vida de 1,2 años, siendo mayor a los 6 meses requeridos para que llegue el nuevo trunnion. Estas selecciones se hacen principalmente por el ahorro de material, reducción de peso y su correspondiente reducción de consumo de potencia, teniendo como trunnions seleccionables solamente los casos que se iteraron.

Utilizando elementos finitos y el modelo para dar solución al problema de alabeo y deformación radial, se logra reducir las deformaciones hasta una amplitud de 0,0123 [mm] y 0,002 [mm] respectivamente, teniendo una reducción del 82% para el caso del alabeo y de un 99% para la deformación radial respecto de la situación inicial. Los resultados anteriores se obtienen al aplicar una carga de 170 [kN] para alabeo y 150 [kN] para la deformación radial.

Los resultados obtenidos para las deformaciones en la tapa serán aceptables siempre y cuando las amplitudes de las deformaciones estén por debajo de las tolerancias aceptadas para la fabricación del trunnion en el caso de las deformaciones radiales y las tolerancias permitidas en el apriete de pernos en el caso de la amplitud del alabeo, ya que este último requiere que las caras estén paralelas para tener un buen ajuste y los pernos trabajen de forma apropiada.

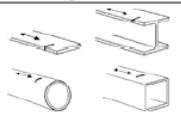
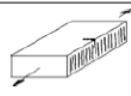

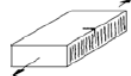

9. Bibliografía

- [1] GUPTA, A. Y YAN, D. S. Mineral Processing Design and Operations, an Introduction. First edition, ELSEVIER, UK 2006.
- [2] BUDYNAS, R. G. Y NISBETT, J.K. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8a ed. México. D.F., McGraw-Hill, 2008.
- [3] MUNSON, B. Y YOUNG, D. Fundamentals of Fluid Mechanics. Sixth Edition. USA. Jhon Wiley & Sons, Inc. 2009.
- [4] STACHOWIAK, G. Y BATCHELOR, A. Engineering Tribology. 4ta ed. Australia. Butterworth Heinemann. 2014.
- [5] IGNACIO BUSTOS, Estudio de riesgo para fisura en trunnion de un molino, 2016.
- [6] ISO 9692, Apéndice 1.
- [7] PABLO RINGEGNI, Cálculo de uniones soldadas, 2013.
- [8] DIETER RADAJ, Design and analysis of fatigue resistant welded structures, 1990.
- [9] IIW, Recommendations for fatigue design of welded joints and components, 2014.
- [10] AWS, Structural welding code-Steel, 2000
- [11] MULTIACEROS, Planchas gruesas acero A-36/ Aceros A-572 GR 50,
[En línea] <http://multiaceros.cl/portfolio-item/planchas-acero/>
- [12] MUHAMMAD WAQAS, JENS BERGSTROM Y CHRISTER BURMAN. Very high cycle fatigue crack initiation mechanisms in different engineering alloys. 2016






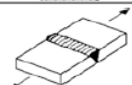
10. Anexos

Anexo A: Clases FAT para acero y aluminio.

Table 3.1 Fatigue resistance values for structural details in steel and aluminium assessed on the basis of nominal stresses

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
100	Unwelded parts of a component				
111		Rolled or extruded products, components with machined edges, seamless hollow sections m = 5 Steel: A higher FAT class may be used if verified by test or specified by applicable code Al.: AA 5000/6000 alloys AA 7000 alloys	160	71 80	No fatigue resistance of any detail to be higher at any number of cycles Sharp edges, surface and rolling flaws to be removed by grinding. Any machining lines or grooves to be parallel to stresses
121		Machine gas cut or sheared material with subsequent dressing, no cracks by inspection, no visible imperfections m = 3	140	—	All visible signs of edge imperfections to be removed. The cut surfaces to be machined or ground, all burrs to be removed No repair by welding refill Notch effects due to shape of edges shall be considered
122		Machine thermally cut edges, corners removed, no cracks by inspection m = 3	125	40	Notch effects due to shape of edges shall be considered
123		Manually thermally cut edges, free from cracks and severe notches m = 3	100	—	Notch effects due to shape of edges shall be considered
124		Manually thermally cut edges, uncontrolled, no notch deeper than 0.5 mm m = 3	80	—	Notch effects due to shape of edges shall be considered

(continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
200	Butt welds, transverse loaded				
211		Transverse loaded butt weld (X-groove or V-groove) ground flush to plate, 100 % NDT	112	45	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <5 % of plate thickness Proved free from significant defects by appropriate NDT
212		Transverse butt weld made in shop in flat position, NDT weld reinforcement <0.1 A thickness	90	36	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <5 % of plate thickness
213		Transverse butt weld not satisfying conditions of 212, NDT Al.: Butt weld with toe angle ≤ 50° Butt welds with toe angle > 50°	80	32 25	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <10 % of plate thickness
214		Transverse butt weld, welded on non-fusible temporary backing, root crack	80	28	Backing removed, root visually inspected Misalignment <10 % of plate thickness
215		Transverse butt weld on permanent backing bar	71	25	Misalignment <10 % of plate thickness
216		Transverse butt welds welded from one side without backing bar, full penetration Root checked by appropriate NDT including visual inspection NDT without visual inspection No NDT	71 63 36	28 20 12	Misalignment <10 % of plate thickness

(continued)

Table 3.1 (continued)

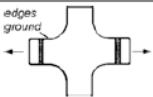
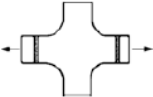
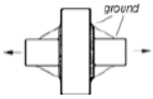
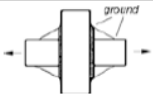
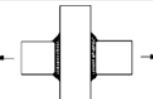
No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
217		Transverse partial penetration butt weld, analysis based on stress in weld throat sectional area, weld overflow not to be taken into account	36	12	The detail is not recommended for fatigue loaded members Assessment by notch stress or fracture mechanics is preferred
221		Transverse butt weld ground flush, NDT, with transition in thickness and width Slope 1:5 Slope 1:3 Slope 1:2	112 100 90	45 40 32	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of loading. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges to be ground flush in direction of stress Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Sect. 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection < 5 % of plate thickness
222		Transverse butt weld made in shop, welded in flat position, weld profile controlled, NDT, with transition in thickness and width: Slope 1:5 Slope 1:3 Slope 1:2	90 80 72	32 28 25	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Sect. 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection < 5 % of plate thickness
223		Transverse butt weld, NDT, with transition on thickness and width Slope 1:5 Slope 1:3 Slope 1:2	80 71 63	25 22 20	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress Misalignment due to deliberate thickness step to be considered, see Sect. 3.8.2. Additional misalignment due to fabrication imperfection < 10 % of plate thickness

(continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
224		Transverse butt weld, different thicknesses without transition, centres aligned In cases, where weld profile is equivalent to a moderate slope transition, see no. 222	71	22	Misalignment < 10 % of plate thickness If centers are deliberately misaligned, this misalignment has to be considered, see Sect. 3.8.2
225		Three plate connection, potential cracking from root	71	22	Misalignment < 10 % of plate thickness
226		Transverse butt weld flange splice in built-up section welded prior to the assembly, ground flush, with radius transition, NDT	100	40	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress
231		Transverse butt weld splice in rolled section or bar besides flats, ground flush, NDT	80	28	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress
232		Transverse butt weld splice in circular hollow section, welded from one side, full penetration, potential failure from root root inspected by NDT no NDT	71 36	28 12	Welded in flat position Axial misalignment < 5 % of wall thickness
233		Tubular joint with permanent backing	71	28	Full penetration weld
234		Transverse butt weld splice in rectangular hollow section, welded from one side, full penetration, root crack root inspected by NDT, t >= 8 mm root inspected by NDT, t < 8 mm no NDT	71 56 36	28 25 12	Welded in flat position


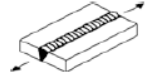
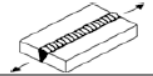
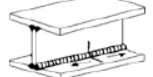


(continued)

Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
241		Transverse butt weld ground flush, weld ends and radius ground, 100 % NDT at crossing flanges, radius transition	100	40	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress Welded from both sides. No misalignment
242		Transverse butt weld made in shop at flat position, weld profile controlled, NDT, at crossing flanges, radius transition	90	36	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges ground flush in direction of stress Welded from both sides. Misalignment < 5 % of plate thickness
243		Transverse butt weld at intersecting flange, weld ground flush, NDT, at crossing flanges with welded triangular transition plates, weld ends ground Crack starting at butt weld For crack of continuous flange see details 525 and 526	80	32	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Plate edges ground flush in direction of stress Welded from both sides. Misalignment < 10 % of plate thickness
244		Transverse butt weld at intersecting flange, NDT, at crossing flanges, with welded triangular transition plates, weld ends ground Crack starting at butt weld For crack of continuous flange see details 525 and 526	71	28	Plate edges ground flush in direction of stress Welded from both sides. Misalignment < 10 % of plate thickness
245		Transverse butt weld at intersecting flange Crack starting at butt weld For crack of continuous flange see details 525 and 526	50	20	Welded from both sides. Misalignment < 10 % of plate thickness

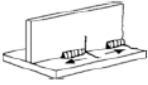
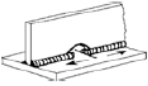
(continued)

Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
300	Longitudinal load-carrying welds				
311		Automatic longitudinal seam welds without stop/start positions in hollow sections with stop/start positions	125 90	50 36	
312		Longitudinal butt weld, both sides ground flush parallel to load direction, or continuous automatic longitudinal butt weld without start/stop positions proved free from significant defects by appropriate NDT	125	50	
313		Longitudinal butt weld, without stop/start positions, NDT with stop/start positions	112 90	45 36	
321		Continuous automatic longitudinal fully penetrated K-butt weld without stop/start positions (based on stress range in flange) NDT	125	50	No stop-start position is permitted except when the repair is performed by a specialist and inspection is carried out to verify the proper execution of the weld
322		Continuous automatic longitudinal double sided fillet weld without stop/start positions (based on stress range in flange)	112	45	
323		Continuous manual longitudinal fillet or butt weld (based on stress range in flange)	90	36	

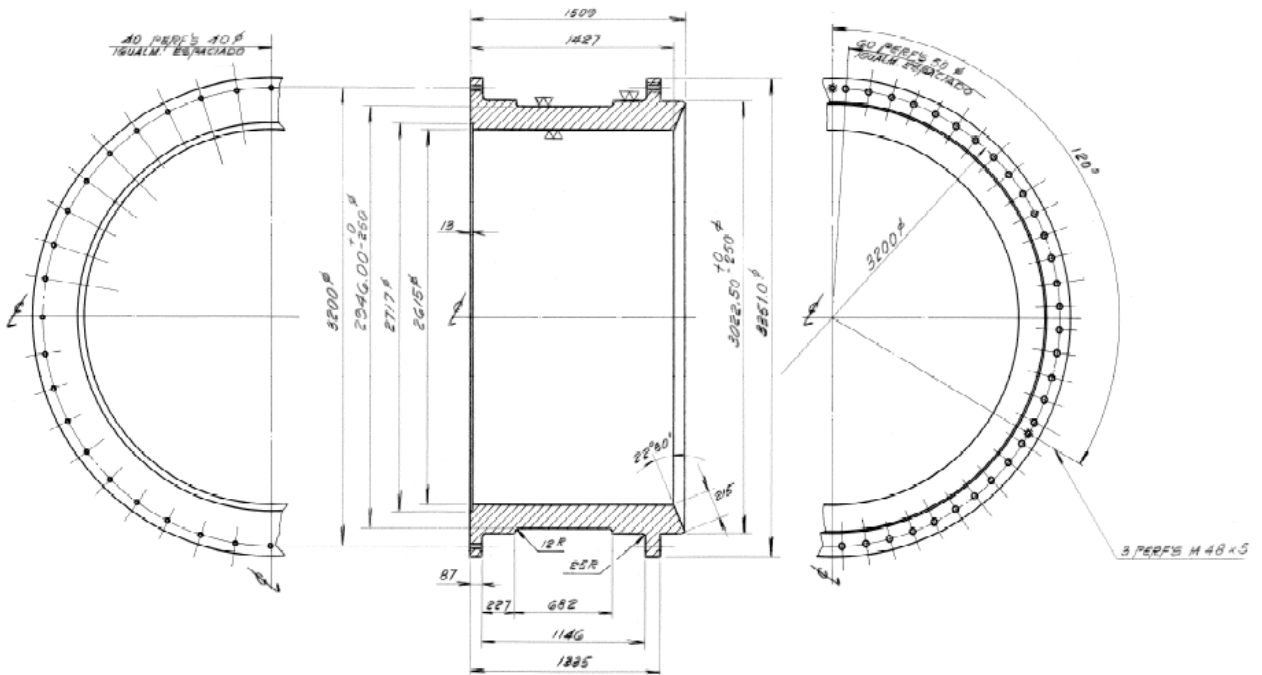
(continued)

Table 3.1 (continued)

No.	Structural Detail	Description (St. = steel; Al. = aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and remarks
324		Intermittent longitudinal fillet weld (based on normal stress in flange σ and shear stress in web τ at weld ends) $\tau/\sigma = 0$ 0.0–0.2 0.2–0.3 0.3–0.4 0.4–0.5 0.5–0.6 0.6–0.7 >0.7	80 71 63 56 50 45 40 36	32 28 25 22 20 18 16 14	Analysis based on normal stress in flange and shear stress in web at weld ends Representation by formula: Steel: FAT = $80 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 36 Alum.: FAT = $32 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 14
325		Longitudinal butt weld, fillet weld or intermittent weld with cope holes (based on normal stress in flange σ and shear stress in web τ at weld ends), cope holes not higher than 40 % of web $\tau/\sigma = 0$ 0.0–0.2 0.2–0.3 0.3–0.4 0.4–0.5 0.5–0.6 >0.6	71 63 56 50 45 40 36	28 25 22 20 18 16 14	Analysis based on normal stress in flange and shear stress in web at weld ends Representation by formula: Steel: FAT = $71 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 36 Alum.: FAT = $28 \cdot (1 - \Delta\tau/\Delta\sigma)$ but not lower than 14

(continued)

Anexo B: Dimensiones principales del trunnion de descarga y materiales a utilizar por cada pieza según planos originales



TRUNNION DESCARGA
 16-100488-A
 ACERO FUND. ASTM A 27 - GRADO 70-40
 FUND. SUPERFICIE A

LISTA DE COMPONENTES

POSICION	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL	IDENTIFIC.
1	1	TROMMEL	ACERO	IG- 107323-1
2	1	TROMMEL AHILLO	ID	IG- 107324-1
3	1	TRUNNION LINER DESCARGA	ID	IG- 107325-1
4	1	ANILLO	GOMA	IG- 107326-1
5	1	SELLO	ID	IG- 107326-2
6	2	ANILLO DE FIJACION	ACERO	IG- 107326-3
7	1	TRUNNION LINER ALIMENTAC.	ID	IG- 107327-1
8	1	CASCO	ID	IG- 108963-A
9	2	TAPA	ID	IG- 108964-A
10	2	TAPA REGISTRO	ID	IG- 108965-1
11	20	ESPARRAGO	AC SAE 1035	IG- 108965-2
12	1	TRUNNION ALIMENTACION	ACERO FUND	IG- 109487-A
13	1	TRUNNION DESCARGA	ID	IG- 109488-A
14	1	SELLO	POLIURETANO	SSY-152303-A
15	6	SECTOR	AC./ POLIURETANO	SSY-152304-51
		CHUTE ALIMENTADOR		IGB- 99142
18		80-PER 1 1/2-GUNC 2A x 7"	AC ASTM A449	
19		150-PER 1 1/2-GUNC 2A x 1 1/2" x 1/4"H	ID	
20		90-PER 1 1/2-GUNC 2A x 15 1/2" x 9/16"H	ID	
21		30-PER 1 1/4-GUNC 2A x 2 1/2"	ID	
22		120-PER M48 x 5 x 220 9/16 HILO	ACERO	DIN 931 CLASE 8.8
23		6-PER M48 x 5 x 300	ID	ID
24		320-TUERCA 1 1/2-GUNC 2B	AC ASTM 563 GRB	
25		17-TUERCA 1/2-13 UNC 2B	ID	
26		20-TUERCA M36 x 4	ACERO	DIN 934
27		240-CONT. TUERCA 1/2-13 UNC 2B	AC ASTM 563 GRB	
28		20-CONT. TUERCA M36 x 4	ACERO	DIN 934
29		580-GOLILLA PL 1/2" φ STD	AC ASTM F436	
30		30-GOLILLA PL 1/4" φ STD	ID	
31		17-GOLILLA PL 1/2" φ STD	ID	
32		120-GOLILLA PL M48 φ STD	ACERO	DIN 126
33		6-PER HEX 1 1/2-13 UNC x 3/4"	ID	SAE Gr.2
34		12-PER HEX 1 1/2-13 UNC x 3/4" <small>OPUERCA Y GOL. PL. Y PER.</small>	AC. INOX.	AISI 316

Anexo C: Cálculo de Reacciones

Para el cálculo de las reacciones se supone un caso estático, de donde se obtienen las ecuaciones (1) -(5):

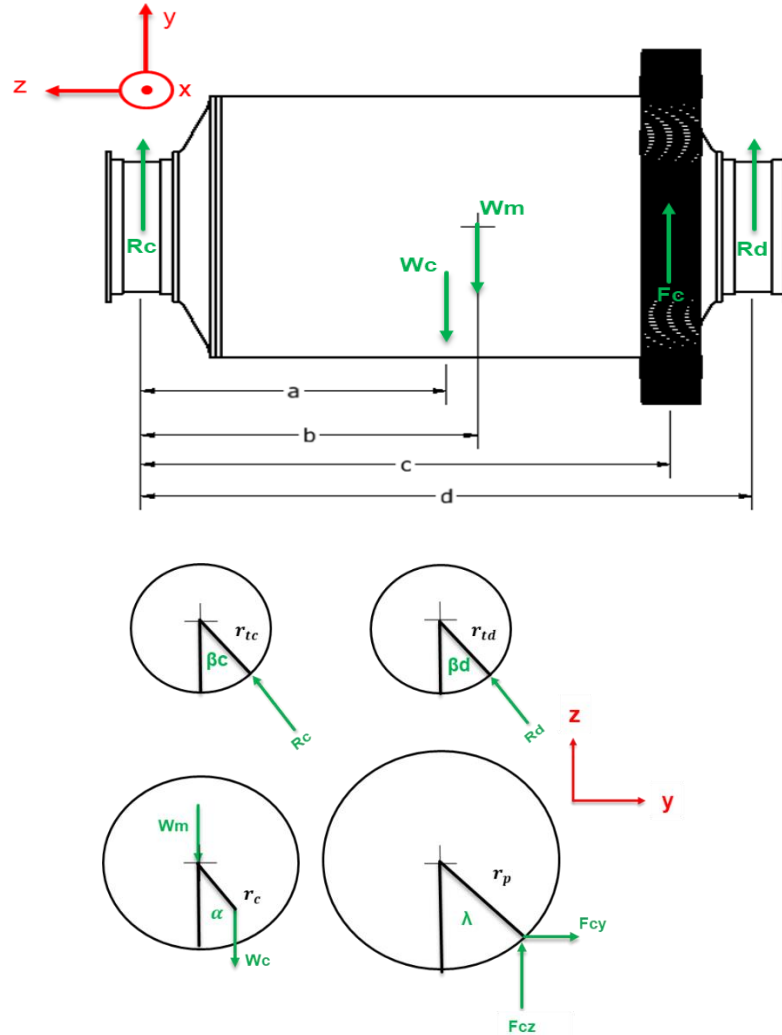


Figura A.1: Distribución de cargas en el molino

$$\sum Fz = 0 \rightarrow Rc - Wc - Wm + Fcy + Rd = 0 \quad \text{Ec. (1)}$$

$$\sum Fy = 0 \rightarrow -Rc * \text{sen}(\beta c) - Rd * \text{sen}(\beta d) + Fcy = 0 \quad \text{Ec. (2)}$$

$$\sum My = 0 \rightarrow -a * Wc - b * Wm + c * Fcz + d * Rd \cos(\beta d) = 0 \quad \text{Ec. (3)}$$

$$\sum Mz = 0 \rightarrow -c * Fcy + d * Rd * \text{sen}(\beta d) = 0 \quad \text{Ec. (4)}$$

$$\sum Mx = 0 \rightarrow rp * Fct - rc * \text{sen}(\alpha) * Wc = 0 \quad \text{Ec. (5)}$$

Datos de entrada:

$$Wc = 3.901.337 [N]$$

$$Wm = 3.339.304 [N]$$

$$Fcy = -83.623 [N]$$

$$Fcz = 999.042 [N]$$

$$rp = 1,52 [m]$$

$$rc = 3,99 [m]$$

De la ecuación (5) se tiene que:

$$\alpha = 37,7^\circ$$

De las ecuaciones (1) -(4) se obtiene que:

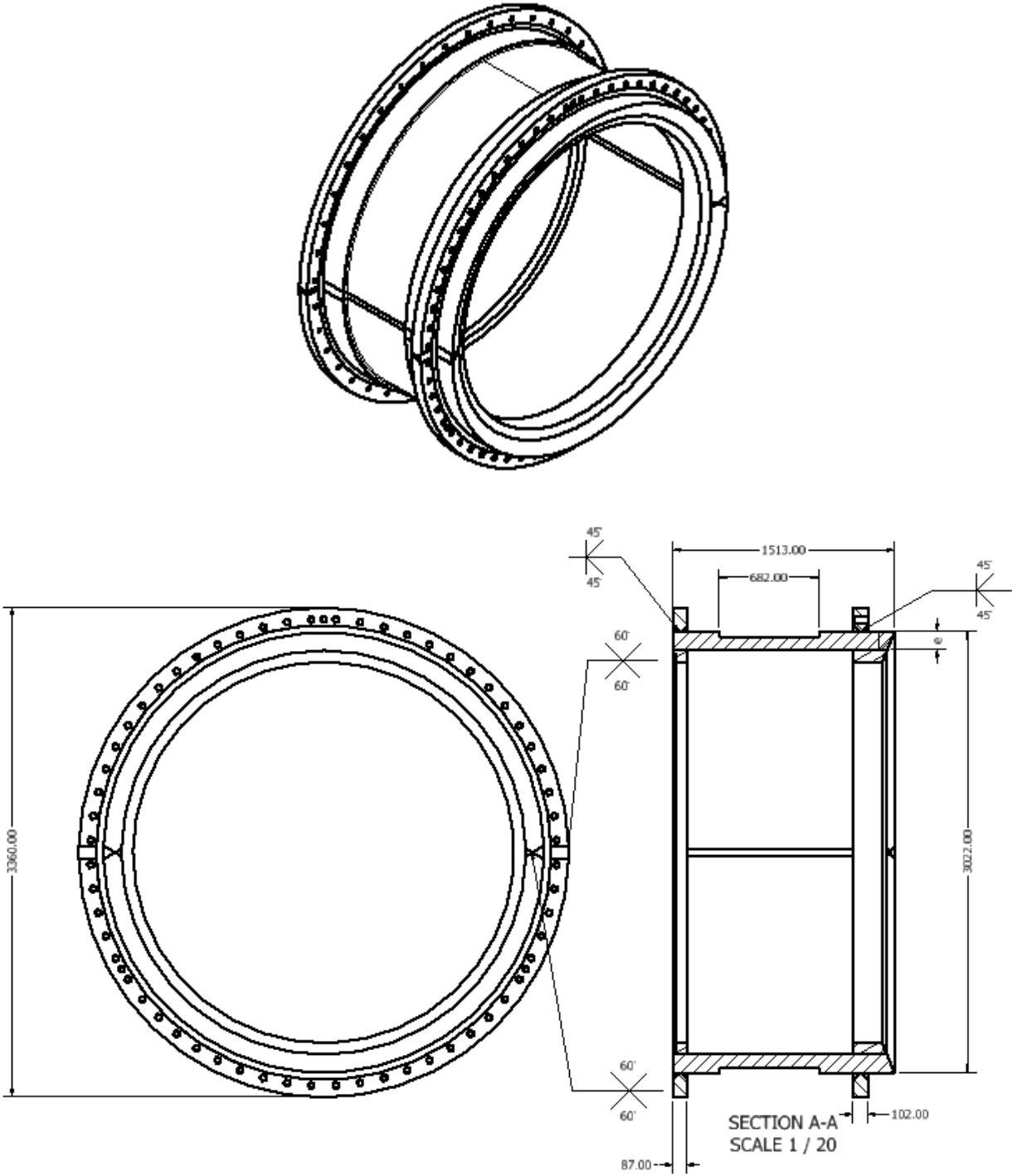
$$Rc = 3.223.936 [N]$$

$$Rd = 3.018.55 [N]$$

$$\beta c = 0,2^\circ$$

$$\beta d = 1,37^\circ$$

Anexo D: Dimensiones trunnion soldado



Anexo E: Rango de esfuerzo en el punto de inflexión, con sus pendientes correspondientes (si está arriba o abajo del punto de inflexión), y valor del factor C para amplitud constante.

Table 4.2 FAT data, stress range at knee point of S-N curve, constants of S-N curves and constants for constant and variable amplitude loading (Palmgren-Miner summation)

Stress ranges		Values of constant C: $N = C/\Delta\sigma^m$ or $N = C/\Delta\tau^m$		
FAT class [MPa]	Stress range at knee point	For stress ranges above knee point	For stress ranges below knee point	
Welded structural details under normal stress:				
$\Delta\sigma$ at 2E + 6 cycles	$\Delta\sigma$ at 1E + 7 cycles	m = 3	Constant amplitude m = 22	Variable amplitude m = 5
125	73.1	3.906E + 12	1.014E + 48	2.091E + 16
112	65.5	2.810E + 12	9.064E + 46	1.207E + 16
100	58.5	2.000E + 12	7.541E + 45	6.581E + 15
90	52.7	1.458E + 12	7.583E + 44	4.046E + 15
80	46.8	1.024E + 12	5.564E + 43	2.245E + 15
71	41.5	7.158E + 11	3.954E + 42	1.236E + 15
63	36.9	5.001E + 11	2.983E + 41	6.800E + 14
56	32.8	3.512E + 11	2.235E + 40	3.773E + 14
50	29.3	2.500E + 11	1.867E + 39	2.141E + 14
45	26.3	1.823E + 11	1.734E + 38	1.264E + 14
40	23.4	1.280E + 11	1.327E + 37	7.016E + 13
36	21.1	9.331E + 10	1.362E + 36	4.143E + 13
32	18.7	6.554E + 10	9.561E + 34	2.299E + 13
28	16.4	4.390E + 10	5.328E + 33	1.179E + 13
25	14.6	3.125E + 10	4.128E + 32	6.691E + 12
22	12.9	2.130E + 10	2.710E + 31	3.531E + 12
20	11.7	1.600E + 10	3.163E + 30	2.192E + 12
18	10.5	1.166E + 10	2.925E + 29	1.295E + 12
16	9.4	8.192E + 09	2.563E + 28	7.184E + 11
14	8.2	5.488E + 09	1.270E + 27	3.685E + 11
12	7.0	3.456E + 09	3.910E + 25	1.705E + 11