



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTUDIO PARA CALIBRACIÓN DE MOLINOS.

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

OCIEL ALEJANDRO GUTIÉRREZ GUTIÉRREZ.

SANTIAGO DE CHILE

ABRIL 2011



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTUDIO PARA CALIBRACIÓN DE MOLINOS.

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

OCIEL ALEJANDRO GUTIÉRREZ GUTIÉRREZ.

PROFESOR GUÍA:

ALEJANDRO FRANCISCO FONT FILAX

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

ROGER ABDÓN BUSTAMANTE PLAZA

MARCO ANTONIO BÉJAR VEGA

SANTIAGO DE CHILE

ABRIL 2011

ESTUDIO PARA CALIBRACIÓN DE DEFORMACIONES EN MOLINOS.

Chile es un país minero por excelencia, requiriendo procedimientos y equipos eficientes. Dentro de los equipos más utilizados se encuentran los molinos de bolas y SAG (Semi Autogenous Grinding), a los cuales se les exige una disponibilidad mayor al 90%.

La disponibilidad de los molinos se ve afectada por los procesos de mantención, recambio de revestimientos (liners) y corrección de la alineación del engrane corona-piñón. Este último es un proceso iterativo consistente en agregar o quitar lanas de calibración por debajo de los descansos del eje piñón según corresponda y soltando o reapretando las bases de los contraejos, complicando el alineamiento con embrague. Este proceso es lento y complicado operacionalmente, involucrando inexactitudes en las correcciones por la deformación del molino en condición de operación. Dichas correcciones quedan a juicio del personal encargado de las labores, pudiendo llevar a errores e imprecisiones que aumentan el tiempo de ejecución de la faena y poniendo en riesgo a mediano y largo plazo la vida útil del engrane.

El principal objetivo de esta memoria fue generar una metodología para mejorar el procedimiento de alineamiento aplicado en la actualidad, incorporando una calibración de desplazamientos asociados a la condición de operación de un molino, con tal de disminuir los tiempos de detención y así reducir los costos de mantención.

La metodología consiste principalmente en construir un modelo computacional del molino, considerando la posición de la carga interna y la fuerza transmitida por el motor en operación y con esto determina las deformaciones en la zona de engrane del molino en operación ocasionadas por la carga interna por medio del método de elementos finitos, para así asociar a dichas deformaciones un grado de corrección del engrane y lograr calibrar de manera teórica el engrane.

El modelo computacional construido permite analizar distintas condiciones de operación, bajo la aplicación de condiciones de borde adecuadas y simplificaciones de la geometría. Obteniéndose resultados que permiten comprender cómo se deforma el molino bajo condición de operación y como varía dicha deformación bajo distintas condiciones de carga. Los resultados muestran la importancia de considerar los desplazamientos, dados por las deformaciones en los procesos de alineamiento.

De las distintas simulaciones realizadas bajo distintos estados de carga, fue posible observar el aumento progresivo en los desplazamientos de la corona en el sector de engrane. Cabe señalar que para las condiciones de operación de mayor carga se obtuvieron desplazamientos mayores a las tolerancias máximas permitidas en la dirección radial de la corona en la zona de contacto con el piñón, disminuyendo la distancia entre centros del engrane. Estos valores hacen resaltar la importancia de determinar con precisión dichos desplazamientos en los procedimientos de alineación realizados en la actualidad.

Finalmente la metodología de alineamiento propuesta permite obtener de manera precisa, los desplazamientos netos que se deben realizar al engrane en el procedimiento de alineación.

ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN.	1
2. MOLINOS, SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO Y ALINEAMIENTO.	2
2.1 MOLINOS.	2
2.2 PROCEDIMIENTO DE ALINEAMIENTO.	2
3. MOTIVACIÓN.	6
4. OBJETIVOS.	6
4.1 OBJETIVO GENERAL.	6
4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.	6
5. ALCANCES.	6
6. METODOLOGÍA DE TRABAJO.	7
7. RECOPIACIÓN Y ANÁLISIS DE ANTECEDENTES.	9
7.1 COMPONENTES DE UN MOLINO DE BOLAS.	9
7.2 VARIABLES DE OPERACIÓN.	10
7.2.1 <i>Velocidad crítica.</i>	10
7.2.2 <i>Nivel de llenado y masa del material retenido.</i>	11
7.2.3 <i>Ángulo de levantamiento de la carga.</i>	12
7.2.4 <i>Dimensiones del medio de molienda.</i>	13
7.2.5 <i>Tasas de desgastes del medio de molienda y los liners.</i>	13
7.2.6 <i>Características de Operación del Molino de Bolas a Estudiar.</i>	14
7.3 TOLERANCIAS EN EL ENGRANE.	15
7.3.1 <i>Error de distancia entre ejes ($\pm fa$).</i>	15
7.3.2 <i>Paralelismo entre ejes.</i>	16
7.3.3 <i>Alineamiento de las caras del engrane.</i>	17
7.4 PROBLEMAS A CAUSA DEL MAL ALINEAMIENTO.	17
7.5 LAINAS DE CALIBRACIÓN.	18
7.6 RUNOUT MOLINO DE BOLAS.	19
7.6.1 <i>Runout axial.</i>	19
7.6.2 <i>Runout radial (plano YZ).</i>	20
8. DETERMINACIÓN DE CARGAS.	22
8.1 DETERMINACIÓN DE CARGAS VERTICALES.	22
8.2 DETERMINACIÓN DE FUERZA EJERCIDA POR CARGA INTERNA EN EL MOLINO.	24
8.2.1 <i>Determinación de la potencia necesaria para poner en movimiento la carga interna del molino.</i>	25
8.2.2 <i>Determinación de cargas en el engrane.</i>	27
9. CONSTRUCCIÓN MODELO CAD.	29
10. RESULTADOS.	33
10.1 ENMALLADO.	33
10.2 FIJACIÓN DE CARGAS.	34
10.2.1 <i>Condiciones de borde.</i>	34
10.2.2 <i>Aplicación de cargas.</i>	35
10.3 RESULTADOS DE SIMULACIONES.	36
10.3.1 <i>Simulación 1 (S1).</i>	36
10.3.2 <i>Simulación 2 (S2).</i>	39
10.3.3 <i>Simulación 3 (S3).</i>	42
10.3.4 <i>Simulación 4 (S4).</i>	45
10.3.5 <i>Simulación 5 (S5).</i>	47
11. ANÁLISIS DE RESULTADOS.	51

12. MÉTODO DE ALINEAMIENTO PROPUESTO.	55
12.1 EJEMPLO MÉTODO DE CALIBRACIÓN.	59
13. CONCLUSIONES.	63
14. BIBLIOGRAFÍA.	64

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 2-1. Corte transversal de un molino de bolas [1].	2
Figura 2-2. Medición de back lash	3
Figura 2-3. Condición de engrane permitidas.	4
Figura 7-1. Molino de bolas a estudiar.	9
Figura 7-2. Componentes Principales Molino de bolas [1].	10
Figura 7-3. Caracterización del movimiento de carga al interior de un molino [2].	11
Figura 7-4. Representación de H y D en un molino giratorio[2].	12
Figura 7-5. Esquema del ángulo de levantamiento[2].	12
Figura 7-6. Liners típicos de un molino SAG [5].	13
Figura 7-7. Dimensiones principales MOLINO DE BOLAS ESTUDIADO.	14
Figura 7-8. Engrane corona – piño, Molino Bolas.	17
Figura 7-9. Parte de un diente fracturado de un engrane corona-piñón.	18
Figura 7-10. Termografía engrane corona piñón Molino de Bolas.	18
Figura 7-11. Lainas de calibración.	19
Figura 7-12. Resultados runout axial.	20
Figura 7-13. Runout radial.	21
Figura 8-1. Esquema de distribución de cargas MOLINO DE BOLAS ESTUDIADO.	22
Figura 8-2. Sistema de referencia utilizado.	25
Figura 8-3. Esquema de dimensiones de carga al interior del molino.	26
Figura 8-4. Fuerzas que actúan sobre un diente de un engranaje helicoidal [15].	28
Figura 9-1. Primer modelo CAD, vista en perspectiva.	29
Figura 9-2. Modelo CAD analizado, vista en perspectiva.	32

Figura 10-1. Enmallado de la geometría.	33
Figura 10-2. Restricciones fijas del modelo.	34
Figura 10-3. Restricciones fijas del modelo.	34
Figura 10-4. Esquema de aplicación de cargas.....	35
Figura 10-5. Esquema de posiciones de medición.	36
Figura 10-6. Desplazamientos generales del molino.....	37
Figura 10-7. Desplazamientos eje X.....	37
Figura 10-8. Desplazamientos eje Y.....	38
Figura 10-9. Desplazamientos eje Z.	38
Figura 10-10. Desplazamientos generales del molino.....	39
Figura 10-11. Desplazamientos eje X.	40
Figura 10-12. Desplazamientos eje Y.	40
Figura 10-13. Desplazamiento eje Z.	41
Figura 10-14. Desplazamientos generales del molino.....	42
Figura 10-15. Desplazamientos eje X.	43
Figura 10-16. Desplazamientos eje Y.	43
Figura 10-17. Desplazamientos eje Z.....	44
Figura 10-18. Desplazamientos generales del molino.....	45
Figura 10-19. Desplazamientos eje X.	46
Figura 10-20. Desplazamientos eje Y.	46
Figura 10-21. Desplazamientos eje Z.....	47
Figura 10-22. Desplazamientos generales del molino.....	48
Figura 10-23. Desplazamientos eje X.	48
Figura 10-24. Desplazamientos eje Y.	49

Figura 10-25. Desplazamientos eje Z.....	49
Figura 11-1. Desplazamientos promedio bajo distintos estados de carga.	51
Figura 11-2. Gráficos de desplazamientos Simulación 2, eje X.....	52
Figura 11-3. Gráficos de desplazamientos Simulación 2, eje Y.....	52
Figura 11-4. Gráfico de desplazamientos Simulación 2, eje Z.....	53
Figura 11-5. Gráficos de desplazamientos Simulación 5, eje X.....	53
Figura 11-6. Gráficos de desplazamientos Simulación 5, eje Y.....	53
Figura 11-7. Gráfico de desplazamientos Simulación 5, eje Z.....	54
Figura 12-1. Sistema referencial.....	56
Figura 12-2. Proceso de desplazamiento de descansos e instalación de lanas.	58
Figura 12-3. Representación espacial de las posiciones 1 (azul) y posición 2 (roja), previa a la corrección.	62
Figura 12-4. Representación espacial de las posiciones 1 (azul) y posición 2 (roja), corregida...	62

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 7-1. Tolerancia de distancia entre centros, $\pm fa$	15
Tabla 7-2. Tolerancias de paralelismo de ejes.....	16
Tabla 7-3. Tolerancias de paralelismo de ejes.....	16
Tabla 7-4. Resultados Runout Radial.....	21
Tabla 8-1. Resumen de cargas en el molino.....	24
Tabla 8-2. Fuerzas transmitidas en el engrane.	28
Tabla 10-1. Desplazamientos de los dientes de engrane.	39
Tabla 10-2. Desplazamiento promedio de los dientes.....	39
Tabla 10-3. Desplazamientos de los dientes de engrane.	41
Tabla 10-4. Desplazamiento promedio de los dientes.....	41
Tabla 10-5. Desplazamientos de los dientes de engrane.	44
Tabla 10-6. Desplazamiento promedio de los dientes.....	44
Tabla 10-7. Desplazamientos de los dientes de engrane.	47
Tabla 10-8. Desplazamiento promedio de los dientes.....	47
Tabla 10-9. Desplazamientos de los dientes de engrane.	50
Tabla 10-10. Desplazamiento promedio de los dientes.....	50
Tabla 12-1. Datos de posición final y desplazamientos de Simulación 2.	59
Tabla 12-2. Datos de posición final y desplazamientos de Simulación 5.	60

1. INTRODUCCIÓN.

La deformación de molinos tiene una gran influencia en la calidad del engrane piñón-corona. El mal engrane se manifiesta por un aumento de la temperatura y desgaste prematuro de las piezas, generando entre otros problemas el desalineamiento del engrane; esto implica realizar correcciones y reparaciones incurriendo en pérdidas de producción y aumento de costos de mantención. Los molinos tienen una tasa de utilización superior al 90%, esta tasa hace que sean un elemento crítico en la disponibilidad total, tanto en los procesos de molienda convencional como en la molienda SAG (semi-autogeneous grinding).

Actualmente el alineamiento se resuelve con un control periódico de perfiles de temperatura de los elementos en operación; cuando se determina que el desalineamiento es inaceptable se procede a la detención del molino y al posterior alineamiento, además se aprovechan las detenciones programadas por cambio de componentes y también cuando se cambia el piñón.

El procedimiento de alineamiento es iterativo, consiste en un control periódico de perfiles de temperatura de los elementos en operación; cuando se determina que el desalineamiento es inaceptable se procede a la detención del molino y al posterior alineamiento, agregando o quitando lanas de calibración por debajo de los descansos del eje piñón según corresponda y soltando o reapretando las bases de los contraejos, lo que a su vez complica el alineamiento del embrague y los motores.

Este proceso es lento y complicado desde el punto de vista operacional, dado que involucra un grado de inexactitud debido a que la mayoría de las correcciones del alineamiento llevan consigo una incertidumbre asociada a la corrección impuesta por la condición de operación, que en la mayoría de los casos depende del juicio del personal encargado de las labores, pudiendo llevar esto a errores e imprecisiones que aumenten el tiempo de ejecución de la faena y pongan en riesgo a mediano y largo plazo la vida útil del engrane.

Una contribución a la mejora de este procedimiento representa un aumento sustancial en la disponibilidad de los molinos, acotando los tiempos de detención y disminuyendo los costos de mantención.

Es por esto, que en esta memoria se presenta una metodología que permita determinar las deformaciones del molino en operación ocasionadas por la carga dentro de este por medio del desarrollo del método de elementos finitos, para así asociar a dichas deformaciones un grado de corrección del engrane y lograr calibrar de manera teórica el engrane, mejorando el proceso aplicado en la actualidad, eliminando la incertidumbre asociada a la corrección que por condición de operación del experto y disminuyendo los tiempos de ejecución de las labores.

2. MOLINOS, SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO Y ALINEAMIENTO.

2.1 Molinos.

El proceso de molienda generalmente se inicia con el traslado del mineral sulfurado desde la stockpile, hasta la etapa de molienda primaria, a través de correas transportadoras. La molienda húmeda se efectúa en Molinos Semiautógenos o SAG y Molinos de Bolas, para lo cual se dosifica agua de proceso al mineral que ingresa a los equipos.

La pulpa proveniente de los Molinos SAG es enviada a una etapa clasificación en un Harnero de pebbles (guijarros), donde son separados los bolones tipo pebbles y enviados al Chancador de pebbles, el cual los reducirá de tamaño para ingresarlos nuevamente a los Molinos SAG. La pulpa de bajo-tamaño de salida del Harnero de Pebbles es enviada a una segunda clasificación en Baterías de Hidrociclones del área de molienda. El material que ya ha alcanzado las dimensiones adecuadas, denominado bajo-tamaño u “overflow”, es enviado a un cajón distribuidor para iniciar el proceso de flotación; en cambio, el material de sobre-tamaño o “underflow” es dirigido a la etapa de molienda secundaria en Molinos de Bolas. Desde los Molinos de Bolas la pulpa es reenviada a la etapa de clasificación en Baterías de Hidrociclones.

El mecanismo de funcionamiento del molino de bolas es básicamente dejar caer bolas de acero y rocas de mineral sobre el material producto de la rotación del molino (ver Figura 2). La rotación del molino se logra por la acción de un motor eléctrico de tipo síncrono del orden de 9000[HP] para el caso seleccionado.

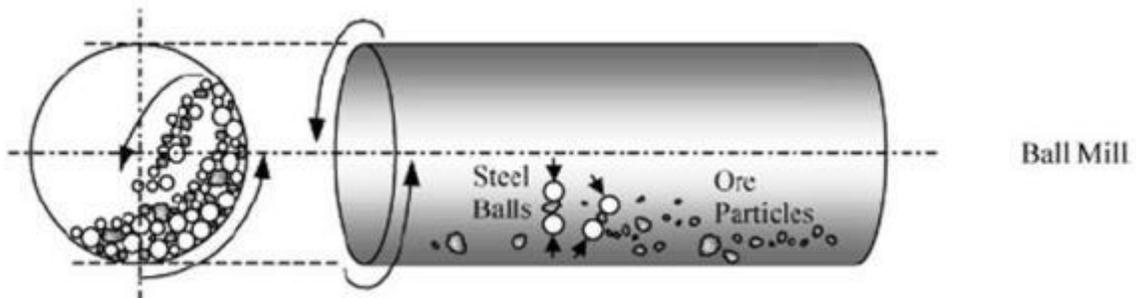


Figura 2-1. Corte transversal de un molino de bolas [1].

2.2 Procedimiento de Alineamiento.

Como se mencionó anteriormente, el proceso de alineamiento es iterativo y complejo, el cual consiste en al menos los siguientes pasos:

1. Detención del molino y bloqueo de sistemas de puesta en marcha.

El molino debe estar completamente detenido y sin fuerzas residuales que ocasionen movimientos inesperados que pongan en riesgo al personal. Además se procede el bloqueo de los sistemas de puesta en marcha de los equipos involucrados, por parte del personal que participa en las labores del alineamiento.

2. Retiro de los sistemas de protección del engrane.

Se retiran los sistemas de protección para poder acceder completamente a la zona de engrane corona piñón.

3. Lectura y registro de las condiciones iniciales de alineamiento del conjunto embrague – piñón

Se realiza el registro de las condiciones iniciales de alineamiento para futuros análisis.

4. Medición del back lash.

Con el piñón fuertemente cargado sobre la cara de contacto de la corona, se mide el claro de contacto (contact lash) y el claro libre (back lash) a ambos lados del engrane (izquierda y derecha), la diferencia entre ambos lados debe ser cero.

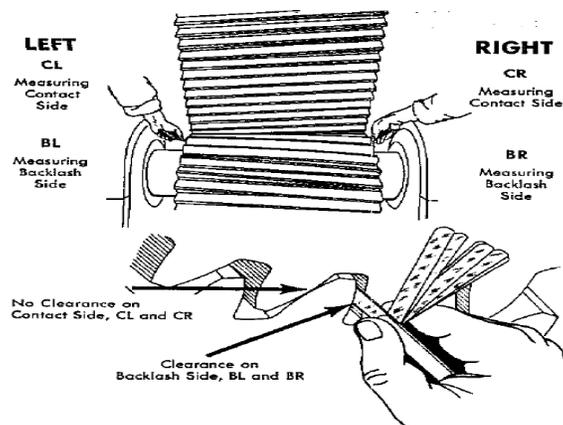


Figura 2-2. Medición de back lash

5. Comprobación de la coincidencia de los diámetros de paso.

Se debe comprobar que los diámetros de paso no se superponga, con tal de evitar la interferencia de dientes en el engrane.

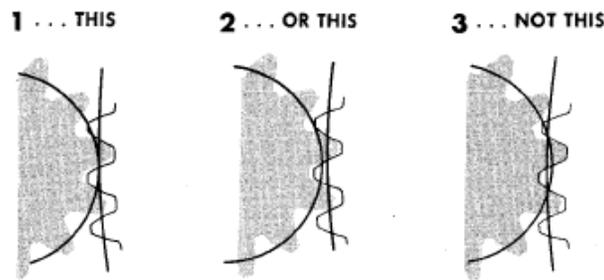


Figura 2-3. Condición de engrane permitidas.

6. Ajuste del piñón.

Es necesario evaluar las lecturas obtenidas en varias posiciones antes de proceder a cualquier intento de mejorar un alineamiento. Además se debe considerar en la corrección de la posición del piñón las deformaciones producidas por la condición de operación del molino, esto generalmente es a juicio del experto.

7. Desplazamientos de los descansos

Se deben desplazar los descansos de los rodamientos para poder instalar o retirar las lanas de calibración para lograr un alineamiento de los ejes de los engranes y una correcta distancia entre centros, respetando las tolerancias establecidas. Los desplazamientos son del orden de milímetro.

8. Instalación o retiro de lanas de nivelación.

La instalación de lanas aunque aparentemente es un proceso simple tiene ciertas precauciones que deben observarse para un buen resultado.

- Las lanas deben ser de una superficie acorde al tamaño del descanso y de una sola pieza por lado.
- No es aceptable la instalación de una gran cantidad de lanas en forma sucesiva formando un sándwich. El ideal es no utilizar más de tres lanas, una sobre la otra.
- Al instalar varias lanas, es recomendable que la de menor espesor quede entre las más gruesas para protegerla.
- Las lanas a utilizar deben estar totalmente sanas, su superficie debe ser lisa, sin golpes, pliegues, rayas, rebabas o aristas.
- Las lanas deben estar absolutamente limpias tanto como las superficies de la placa base y del descanso.

9. Apriete de pernos.

Una vez corregida la ubicación del piñón, se vuelve a apretar los pernos de anclaje del descanso y de la tapa del piñón.

10. Verificación de contacto uniforme.

Después de efectuado el alineamiento preliminar del piñón y con los descansos apretados, se realiza una verificación de el contacto de los dientes, para asegurar un alineamiento exitoso.

Esto se hace aplicando una muy fina capa de azul de Prusia a las caras de 5 o 6 dientes del piñón, previamente limpios, asegurándose que toda la superficie de los dientes ha quedado cubierta de pigmento a todo lo ancho del diente. Se gira el piñón varias veces hacia adelante o hacia atrás para lograr marcas de contacto en los dientes de la corona. La marca de contacto en la corona podrá ser irregular, pero deberá estar presente en a lo menos un 80% de su ancho.

11. Verificación en condición de operación.

Una vez realizado la primera corrección del alineamiento es necesario verificar mediante termografía si esta es adecuada a la condición de operación del molino. Si la diferencia de temperatura entre los extremos de los dientes es mayor a 10°C se procede a realizar un nuevo ajuste al alineamiento.

12. Corrección del alineamiento conjunto motor – embrague – piñón.

Una vez alineado el engrane corona piñón, se debe realizar la corrección de la alineación del conjunto motor – embrague – piñón.

Como se muestra, el proceso de alineamiento es un proceso complejo e iterativo que se realiza para obtener una condición de alineamiento lo más cercana al óptimo posible, con tal lograr el aumento en la vida útil del engrane y reducir los costos de mantención y los asociados a la pérdida de producción de un equipo que no está en operación. Es por esto que la disminución en los tiempos de este proceso, que pueden tomar varias horas de trabajo (5 a 8 horas aproximadamente), dependiendo de la experiencia de los ingenieros encargados del trabajo, genera una contribución sustancial al sistema productivo disminuyendo los costos mencionados anteriormente y aumentando la disponibilidad del equipo, así como también disminuyendo el riesgo de la operación.

3. MOTIVACIÓN.

Un aporte para simplificar las operaciones del proceso de alineamiento sería disponer de una metodología que permitiera calcular las deformaciones y desplazamientos del molino en condición de operación, bajo diferentes estados de carga, para así poder determinar la relación entre los desplazamientos en operación con respecto a los desplazamientos bajo una condición de carga estática del molino; lo que permitiría agregar o sacar laines sin un proceso iterativo o al menos más directo.

Se considero que el método de elementos finitos es una herramienta que permite calcular ambos tipos de deformaciones y generar las curvas adecuadas.

4. OBJETIVOS.

Con fines dirigidos al desarrollo de la memoria, los objetivos planteados son los siguientes.

4.1 Objetivo General.

Establecer una metodología que permita calcular las deformaciones y desplazamientos del molino en condición de operación, bajo diferentes estados de carga, para determinar los desplazamientos netos de la zona de engrane para tomarlos en cuenta en el ajuste de laines, con el fin de mejorar y disminuir los tiempos de ejecución del procedimiento de alineamiento actual.

4.2 Objetivos Específicos.

- Conocer y analizar las deformaciones del un molino de bolas en la zona de engrane bajo distintos estados de carga y condiciones de operación.
- Establecer la importancia de considerar las deformaciones y desplazamientos de un molino de bolas bajo condición de operación en el proceso de alineamiento del engrane helicoidal.
- Determinar los desplazamientos netos del engrane que se deben realizar en el proceso de alineamiento, considerando la condición de operación del molino.

5. ALCANCES.

Este estudio se limitará a la modelación del estado de operación del molino en un estado pseudo-dinámico considerando que la carga interna se modelará como una fuerza distribuida en la

superficie interna del molino con respecto a la geometría que adopta la carga en estado de operación, además se construirá y utilizará un modelo CAD simplificado del molino con tal de lograr la simulación computacional.

6. METODOLOGÍA DE TRABAJO.

Para el desarrollo del tema se estableció una metodología de trabajo para cumplir con las etapas que involucra la elaboración de una memoria. Aquí se presenta una metodología de trabajo, la cual consta de las siguientes etapas:

1. Búsqueda, recopilación y análisis de antecedentes.

Para el desarrollo de la memoria se recopilaron los antecedentes para conocer tanto las variables de funcionamiento del molino, como los antecedentes asociados a calibraciones de operación de engranes corona-piñón. Además se expondrán los aspectos teóricos y técnicos asociados al desarrollo del tema de memoria con tal de abarcar y profundizar a cabalidad el problema a resolver.

2. Determinación de las variables más relevantes del sistema.

Etapas cruciales y de vital importancia para el desarrollo del trabajo en cuanto a que en esta se obtiene la determinación de las distintas variables que definen y acotan el problema a solucionar, como lo son la velocidad crítica, el estado de cargas, etc.

3. Aspectos relevantes en la construcción del modelo 3D simplificado.

Una vez definido el molino de estudio, se procede a la construcción de un modelo 3D considerando una geometría simplificada en función de crear un conjunto de partes y piezas que permitan importar la geometría de conjunto al software de modelación de elementos finitos resguardando que las simplificaciones realizadas no afecten la validez de los resultados.

4. Simulación del modelo.

En esta etapa se realizará tanto la importación e implementación del modelo 3D en el software de elementos finitos, como la simulación del estado estático como del estado estático equivalente al estado de operación. Además se realizará un análisis de sensibilidad de este último estado para distintas condiciones de carga.

5. Análisis de los resultados.

Como su nombre lo indica, en esta etapa se procederá al análisis de los resultados obtenidos de los distintos procesos de simulación con tal de determinar los grados de deformación asociados a cada estado de operación simulado.

6. Determinación de los desplazamientos para calibrar diferentes estados de carga.

Ya con los resultados de las simulaciones analizadas se procederá a definir una metodología para establecer los desplazamientos netos que deben realizarse para la corrección del engrane para los distintos estados de carga y la metodología de aplicación correspondiente.

7. RECOPIACIÓN Y ANÁLISIS DE ANTECEDENTES.

Dado que en la minería se utilizan distintos tipos de molinos giratorios, entre ellos; molinos de bolas, molinos de barras, molinos SAG y molinos AG, se ha acotado y definido un tipo de molino para realizar el estudio de deformaciones y determinar las calibraciones necesarias para los distintos estados de carga. Sin que por ello el enfoque utilizado pierda generalidad. Para esto se contó con información facilitada al alumno en la realización de su Práctica Profesional. Esta información hizo posible disponer de planos de montaje, condiciones de operación, informes de condiciones y características técnicas del molino de bolas de una planta concentradora de cobre, el cual será el objeto de estudio de esta memoria.



Figura 7-1. Molino de bolas a estudiar.

Típicamente estos molinos se caracterizan por tener una relación largo/diámetro entre 0.5 y 3.5, esto debido al tipo de movimiento del mineral que se tiene que generar en el interior del molino.

En este capítulo se expondrá además las condiciones mecánicas que debe cumplir un buen engrane.

7.1 Componentes de un Molino de Bolas.

A continuación se muestra un esquema en corte de molino de bolas en la cual se muestra parte de los componentes más importantes de este equipo.

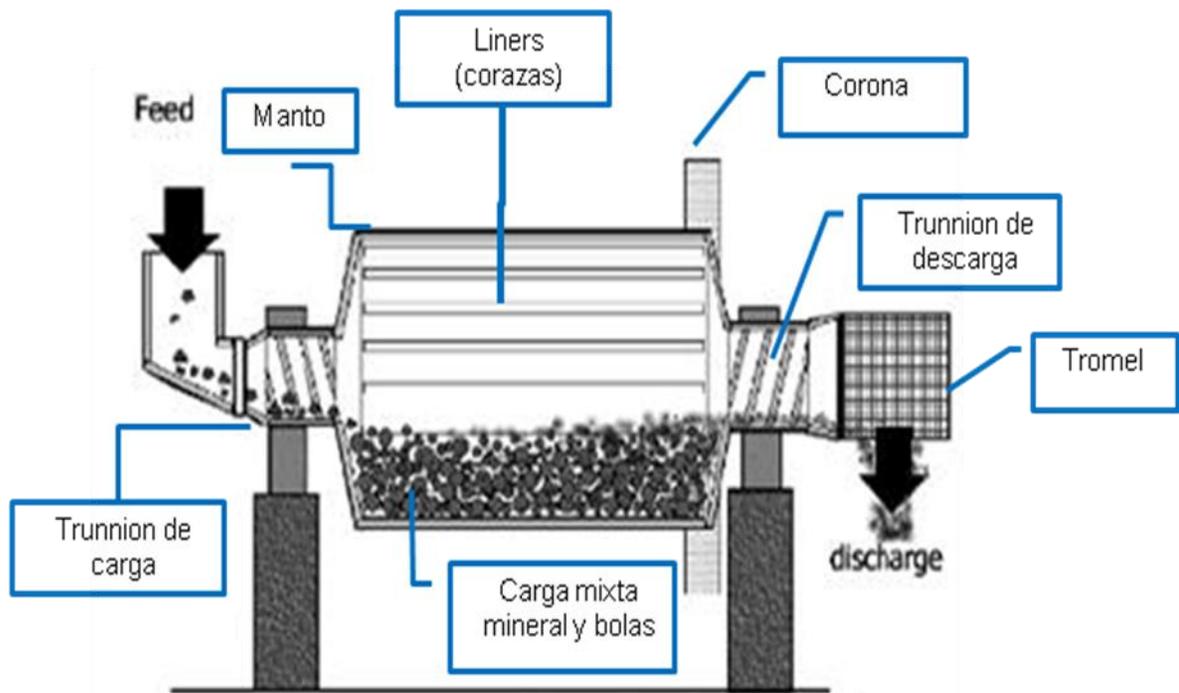


Figura 7-2. Componentes Principales Molino de bolas [1].

Los Liners (corazas) son los elementos encargados de levantar la carga para que esta caiga en cascada y se derrame.

7.2 Variables de operación.

7.2.1 Velocidad crítica.

La velocidad crítica (N_c) es la velocidad mínima a la cual carga interna centrifuga, dejando de producirse el movimiento deseado en el interior del molino (Figura 7-3). La siguiente relación determina esta velocidad crítica [2]:

$$N_c = \frac{76,63}{\sqrt{D - d'}}$$

Donde:

- N_c = Velocidad Crítica (rpm)
- D = Diámetro interno del molino (pies).
- d' = Diámetro del medio de molienda (bolas de acero).

La velocidad de operación del molino debe ser menor a la velocidad crítica, situándose un rango de operación de los molinos de bolas entre 65% y 80% de N_c [2], típicamente valores cercanos a 10[rpm].

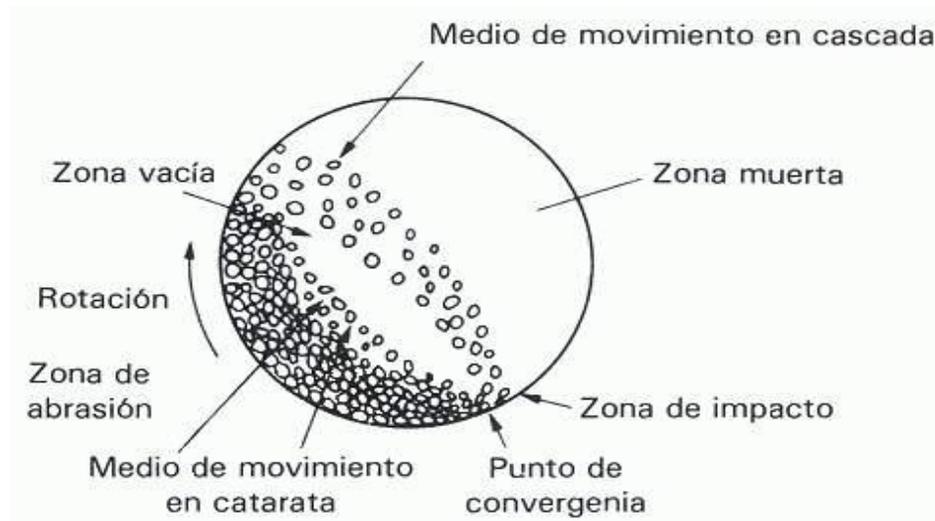


Figura 7-3. Caracterización del movimiento de carga al interior de un molino [2].

7.2.2 Nivel de llenado y masa del material retenido.

El nivel de llenado total (J_t) es el porcentaje de la sección transversal que ocupa tanto la carga de bolas como el mineral. Este está determinado por la siguiente relación [2]:

$$J_t = k * \frac{H}{D} * 100\%$$

Donde:

- H es la altura vertical entre el lecho de molienda y la coraza superior de molino
- D es diámetro interior del molino.
- k es una constante que toma valores entre 1,13 y 1,23 dependiendo del tipo de molino. Usualmente 1,13 para molinos de bolas [2].

Valores típicos para el nivel de llenado para molinos de bolas varía entre 40% - 45% [2], además alrededor del 30% de la carga es agua, esta es agregada con tal de mejorar la eficiencia de molienda y la circulación del material en el interior del molino.

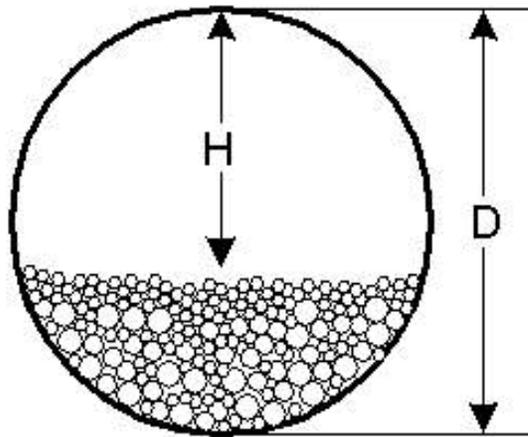


Figura 7-4. Representación de H y D en un molino giratorio[2].

Otro factor importante es el nivel de llenado de bolas de acero, J_B , usualmente este nivel varía de 6 a 12% del volumen total. Controlado en relación a la tasa de desgaste de las bolas y el suministro de bolas al molino conocido.

7.2.3 Ángulo de levantamiento de la carga.

El ángulo de levantamiento (α) es el ángulo dinámico que toma la carga en el estado de operación (ver Figura 7-5), 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. Valores típicos de este parámetro son $30^\circ - 40^\circ$ para molinos de bolas y de $40 - 60^\circ$ para molinos SAG.

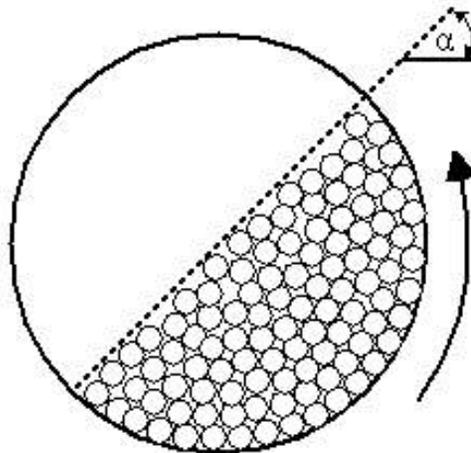


Figura 7-5. Esquema del ángulo de levantamiento[2]

7.2.4 Dimensiones del medio de molienda.

Para el caso de los molinos bolas el medio de molienda es el material mediano (<2”) del mineral con un porcentaje de bolas de acero que ayudan a la molienda, el porcentaje típico bolas varía entre un 6% a un 12% del total de la carga. El tamaño de las bolas usualmente va de 4” a 5” [2].

Los liners pueden ser de tres tipos, i) completamente de caucho, ii) completamente de acero o fundición y iii) de caucho con un revestimiento de acero. La geometría de estos varía según el mineral y el grado de molienda que se quiera conseguir, típicamente el liner está compuesto por dos partes, una zona que actúa como coraza y otra que actúa como levantador de la carga (ver Figura 7-6).

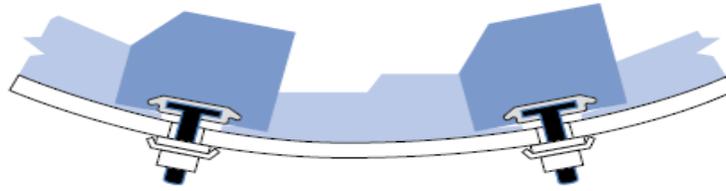


Figura 7-6. Liners típicos de un molino SAG [5].

Las dimensiones de estos recubrimientos varían entre 40[mm] y 400[mm] en la zona del levantador y entre 40[mm] y 200[mm] en la zona de la coraza [5].

7.2.5 Tasas de desgastes del medio de molienda y los liners.

La tasa de desgaste del medio de molienda como de los liners (revestimientos) y bolas del molino influyen en el peso del molino dado la variación de este en el tiempo debido al desgaste. Estas dos variables dependen del tipo de molino como del tipo de material que se desea procesar. Para bolas de aceros y revestimientos del mismo material, las tasas de desgastes están dadas por las siguientes expresiones [2]:

$$D_{t_{bolas}} = 0,35(A_i - 0,015)^{0,33} \left[\frac{lb_{acero}}{kWh} \right]$$

$$D_{t_{revestimientos}} = 0,026(A_i - 0,015)^{0,3} \left[\frac{lb_{acero}}{kWh} \right]$$

Donde A_i es el índice de abrasión del mineral y es función de las propiedades físicas y químicas del mineral y de las condiciones de operación, que para el caso de mineral de cobre $A_i = 0,147$ [1].

Si bien hay una disminución del tamaño de los medios de molienda en el tiempo, su constante sustitución hace que esta variación en tamaño no representen una variable importante en el nivel de carga interna de los molinos.

7.2.6 Características de Operación del Molino de Bolas a Estudiar.

A continuación se darán a conocer las características y condiciones de operación del MOLINO DE BOLAS ESTUDIADO que será objeto de este estudio:

- Velocidad de Operación, N (ver sección 7.2.1): 13,7[rpm] (80% de de la velocidad crítica)
- Porcentaje de llenado, J_t (ver sección 7.2.2): 45%
- Ángulo de inclinación de la carga, α (ver sección 7.2.3): 30°
- Radio interior, r : 3,1[m]
- Masas:
 - Manto y tapas(2): 74,3[ton]
 - Trunnions(2): 75,9[ton]
 - Corona: 79,8[ton]
 - Revestimientos: 226,6[ton]
 - Carga de bolas: 483,7[ton]
 - Carga de pulpa de mineral: 142,9[ton]
 - **Peso total: 1.083,2[ton]**
- Dimensiones principales:

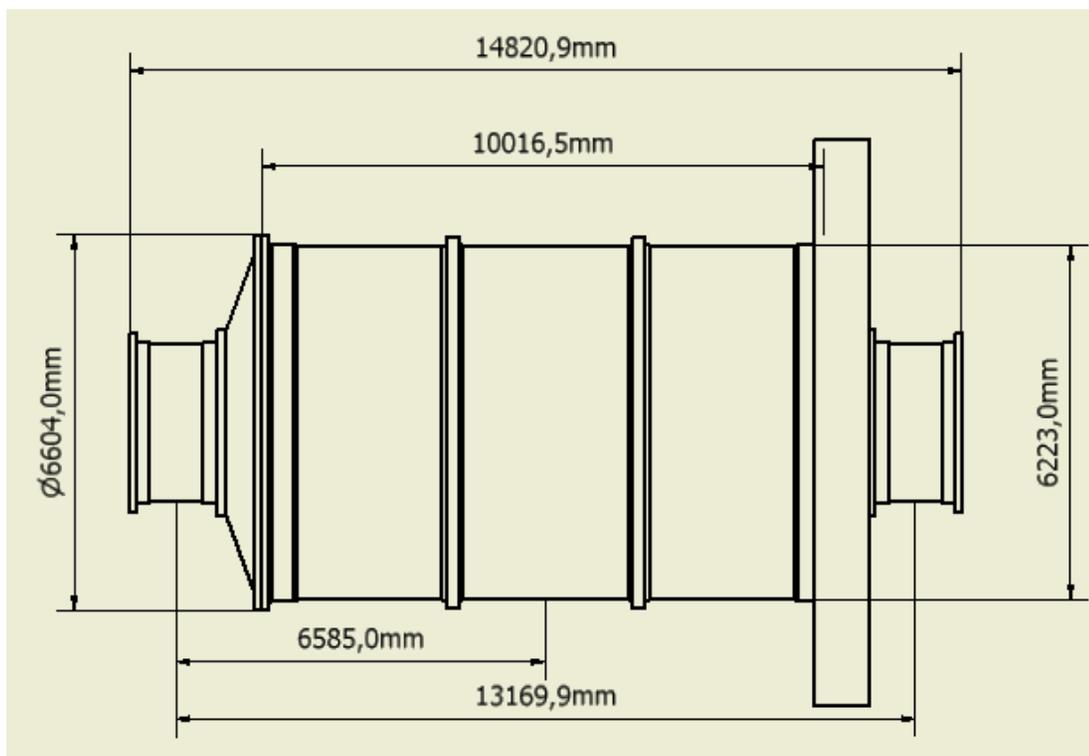


Figura 7-7. Dimensiones principales MOLINO DE BOLAS ESTUDIADO.

7.3 Tolerancias en el engrane.

Las tolerancias en los engranajes juegan un rol fundamental en el correcto funcionamiento de un sistema de transmisión, estas tolerancias están dadas según las especificaciones de fabricación y de montaje de los engranes. Si bien las tolerancias de diseño y fabricación del engrane son de una importancia relevante, no son un tema a tratar en este trabajo debido a que el alcance de este no pretende llegar a las etapas de diseño y fabricación de los elementos, sino más bien a las etapas de montaje y mantención de los sistemas de engranaje, por lo que se dará un énfasis en esa dirección a lo que son las tolerancias de los engranajes.

Si bien el juego entre dientes es indispensable para el buen funcionamiento de un engrane, con tal de absorber cualquier inexactitud de fabricación y/o dilataciones producto del aumento de temperatura, se debe controlar que debido a este juego no se produzca interferencia entre los dientes o choques que generen fisuras y grietas en el dentado, para evitar una disminución prematura en la vida útil del engrane.

En las siguientes secciones se dan a conocer los parámetros más importantes en el control de tolerancias de montaje de un engrane.

7.3.1 Error de distancia entre ejes ($\pm f_a$).

El error de distancia entre centros es la diferencia entre la distancia entre centros efectiva realizada y la teórica de funcionamiento. Estas distancias entre centros, son medidas en un plano perpendicular a la dirección de los ejes pasando por el centro de la longitud del diente. La tolerancia de distancia entre centros se dispone simétricamente respecto de la línea cero, que es la correspondiente a la distancia entre centros teórica.

Para determinar dicho error, según la norma ISO N°1.328, es necesario conocer la calidad del engrane, definido en base al acabado superficial del diente y velocidad tangencial de operación, definiéndose doce clases de precisión, numeradas en una escala discreta de 1 a 12 por orden de precisión decreciente. El caso analizado corresponde a un engrane de dientes rectificadas que tiene una velocidad tangencial de 7[m/s] aproximadamente, definiéndose una calidad, según la norma citada, de 8 para este engranaje según los parámetros mencionados.

Una vez definida la clase del engrane, el error de distancia entre centros queda definido por la siguiente tabla:

Tabla 7-1. Tolerancia de distancia entre centros, $\pm f_a$

Clase de Precisión	1 y 2	3 y 4	5 y 6	7 y 8	9 y 10	11 y 12
f_a	½ IT 4	½ IT 6	½ IT 7	½ IT 8	½ IT 9	½ IT 11

Fuente: Engranajes, José Campabadal [16].

Donde IT es el índice de transmisión definido en base a la distancia teórica entre centros y el índice de calidad del engrane, por lo que par un engrane de calidad 8 se tiene una tolerancia f_a de:

$$f_a = \pm \frac{1}{2} IT 8 = \pm \frac{1}{2} * 532[\mu m] = 266[\mu m]$$

Con $IT 8 = 532[\mu m]$ para una distancia entre centros de 5,38[m] del engranaje analizado, según extrapolación realizada con datos presentados en la bibliografía utilizada, “Engranajes” de José Campabadal [16].

7.3.2 Paralelismo entre ejes.

Se define en base al plano formado por el eje rotación de un engranaje y el eje de rotación teórico del segundo, midiéndose la *Desviación* ($f_{\epsilon\delta}$) que está definida como el corrimiento vertical con respecto al plano mencionado y la *Inclinación* ($f_{\epsilon\beta}$) que está definida como el corrimiento horizontal con respecto al mismo plano.

Estas tolerancias vienen dadas por:

Tabla 7-2. Tolerancias de paralelismo de ejes.

Tolerancia de error de inclinación $f_{\epsilon\beta}$	F_B
Tolerancia de error de desviación $f_{\epsilon\delta}$	$\frac{1}{2} F_B$

Fuente: “Engranajes”, José Campabadal [16].

Donde F_B es la tolerancia de distorsión dada por la calidad del engrane (calidad 8) y la longitud del diente, siendo esta tolerancia de distorsión de 73,683 $[\mu m]$ para el engranaje analizado. Por lo que las tolerancias de paralelismo entre ejes son:

Tabla 7-3. Tolerancias de paralelismo de ejes.

Tolerancia de error de inclinación $f_{\epsilon\beta}$	73,683 $[\mu m]$
Tolerancia de error de desviación $f_{\epsilon\delta}$	36,842 $[\mu m]$

7.3.3 Alineamiento de las caras del engrane.

Dado las dimensiones (diámetro de paso y ancho de cara) de los engranes corona-piñón de los molinos giratorios en general, este parámetro no cobra mucha importancia en un rango amplio. El “Manual de engranajes: diseño, manufactura y aplicación de engranajes” de D. Dudley [14] sugiere que para engranajes con un ancho nominal de cara mayor a 12[in], con ambos engranes de igual ancho, el porcentaje máximo de falta de contacto entre las caras de los engranes es de 20%, pero no más allá de 1/8[in] (3,175[mm]).

7.4 Problemas a causa del mal alineamiento.

Una de las consecuencias más graves que se pueden originar debido a una mala alineación del engrane es la generación de grietas, las que derivan en fractura de los dientes. Esto es un problema que se puede superar debido a la relación de contacto que tiene estos engranes (aproximadamente 2,5), la cual permite que no se pierda el engrane a falta de una sección de diente.

El problema se agrava al generarse grietas en dientes contiguos, las que pueden provocar fracturas de dientes consecutivos, produciéndose así golpeteo entre los dientes, e incluso perder el engrane debido a la fractura de dientes consecutivos, terminando en una falla catastrófica del sistema de transmisión.



Figura 7-8. Engrane corona – piñón, Molino Bolas.



Figura 7-9. Parte de un diente fracturado de un engrane corona-piñón.

Otro de los problemas típicos producidos por problemas en alineamiento es el aumento de temperatura a lo largo del engrane, generándose pick de temperatura en la zona donde se concentra un mayor contacto debido a los desplazamientos de la corona dados por la condición de operación. Esto se aprecia en las siguientes imágenes correspondientes a termografías del engrane corona-piñón, donde se puede apreciar un aumento de temperatura en el lado de alimentación del molino.

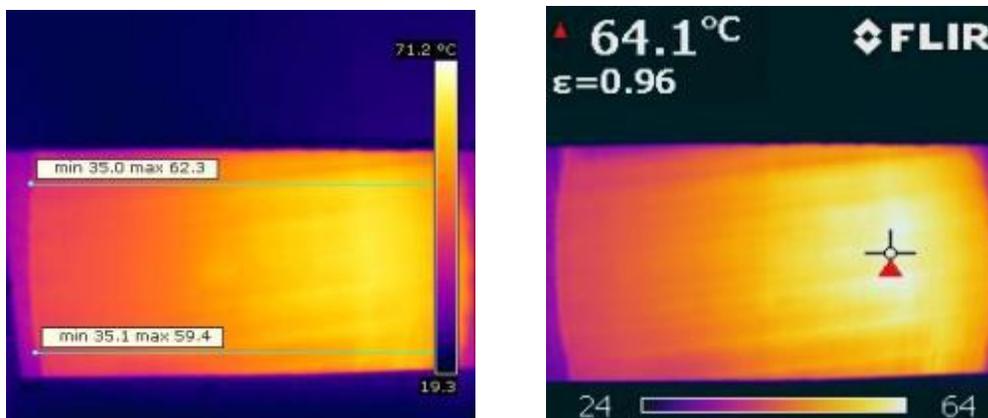


Figura 7-10. Termografía engrane corona piñón Molino de Bolas.

7.5 Lainas de calibración.

Las laines de calibración o láminas de ajuste son láminas generalmente metálicas utilizadas para realizar ajustes milimétricos para favorecer la alineación entre sistemas rotores principalmente.

En el caso de alineamiento de los sistemas de transmisión de corona piñón de los molinos de bolas, estas laines se utilizan para lograr un ajuste fino entre el piñón y la corona, obteniendo correcciones en el ajuste del paralelismo de los ejes de rotación de los engranes. Las laines se colocan bajo los descansos de piñón para lograr un corrimiento vertical de este. El ajuste horizontal se logra mediante los pernos de ajuste del descanso del piñón

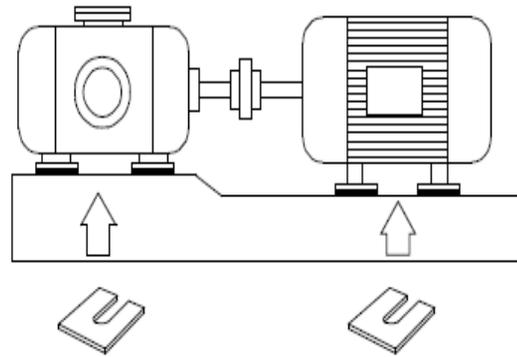


Figura 7-11. Lainas de calibración.

Los espesores de las laines van desde los 0,05 a 4[mm], lo cuál indica la importancia de los pequeños desplazamiento en la calidad del engrane.

7.6 Runout molino de bolas.

El runout es la cantidad de desplazamiento total, a lo largo del eje de rotación o en el plano radial, por el cual la rotación de una máquina giratoria se desvía de sus ejes. El runout es un método de medición de la variación del plano normal a su eje de una pieza giratoria o de su grado de deformación radial según el método de medición realizada. Con el runout, es posible medir el alabeo y la excentricidad, de mecanismos giratorios.

El conocimientos de estos valores, junto con la condiciones de carga y operación en la cuales se miden dichos valores, serán de vital importancia para realizar aplicaciones de la metodología objeto de este trabajo. Los desplazamientos medidos tanto en el runout axial como en el radial se deben considerar junto con los desplazamientos obtenidos de las modelaciones del molino estudiado y los desplazamientos generados por la deformación permanente del molino dado por su alabeo y excentricidad.

7.6.1 Runout axial

A continuación se presentan el runout axial del molino que fueron facilitados al estudiante durante la realización de su práctica profesional, cuyos valores se presentan en valor absoluto.

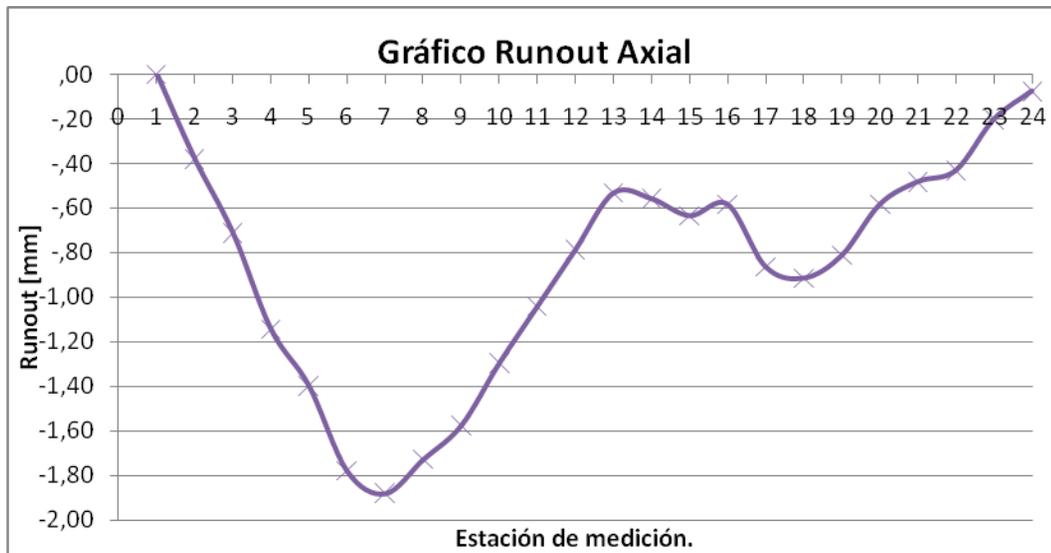


Figura 7-12. Resultados runout axial.

Tabla 7-. Resultados runout axial

Número de estación	Lectura del indicador [mm]	Número de estación	Lectura del indicador [mm]
1	0	13	-0,53
2	-0,38	14	-0,56
3	-0,71	15	-0,64
4	-1,14	16	-0,58
5	-1,40	17	-0,86
6	-1,78	18	-0,91
7	-1,88	19	-0,81
8	-1,73	20	-0,58
9	-1,57	21	-0,48
10	-1,30	22	-0,43
11	-1,04	23	-0,20
12	-0,79	24	-0,08

Fuente: Metso Minerals

7.6.2 Runout radial (plano YZ).

A continuación se presentan el runout radial del molino que fueron facilitados al estudiante durante la realización de su práctica profesional.

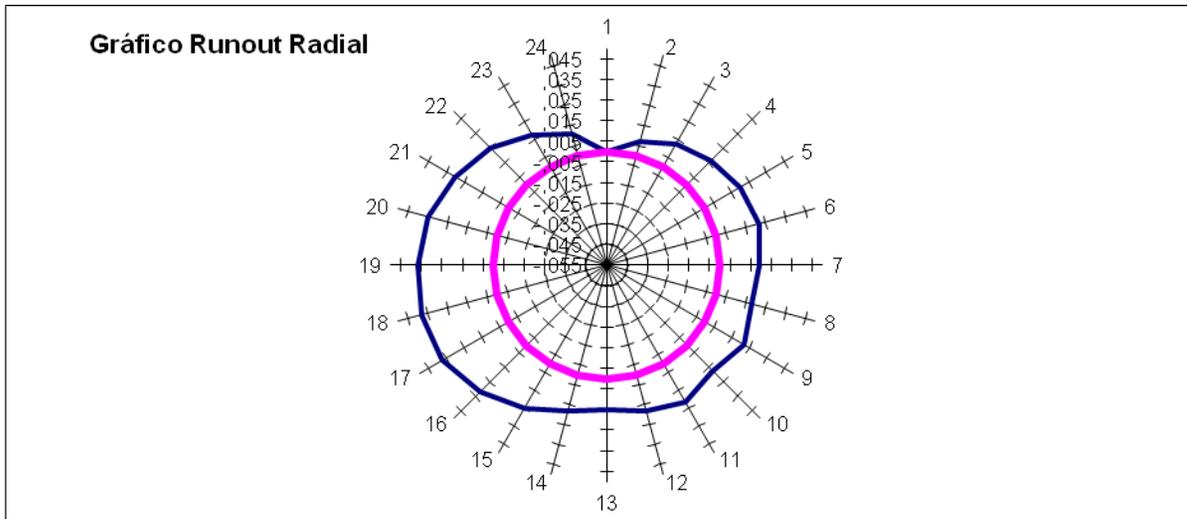


Figura 7-13. Runout radial.

Tabla 7-4. Resultados Runout Radial

Número de estación	Lectura del indicador [mm]	Número de estación [mm]	Número de estación
1	,000	13	,015
2	,007	14	,018
3	,013	15	,025
4	,017	16	,032
5	,020	17	,037
6	,022	18	,038
7	,019	19	,037
8	,018	20	,035
9	,022	21	,030
10	,018	22	,025
11	,022	23	,018
12	,018	24	,011

Fuente: Metso Minerals.

8. DETERMINACIÓN DE CARGAS.

8.1 Determinación de cargas verticales.

A continuación se determinaran las cargas a las cuales está sometido el molino, exceptuado la carga transmitida por el piñón a la corona, la cual será calculada más adelante. En términos generales se puede confeccionar el siguiente diagrama de cuerpo libre:

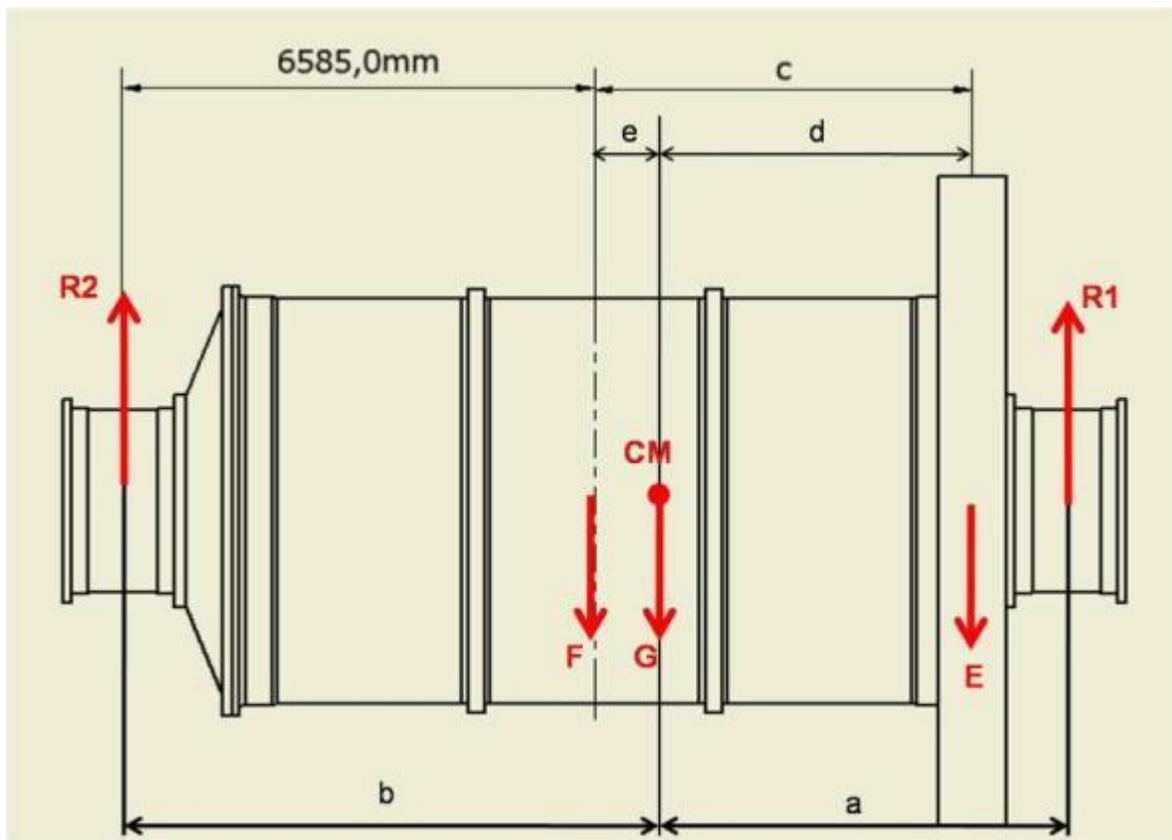


Figura 8-1. Esquema de distribución de cargas MOLINO DE BOLAS ESTUDIADO

Dónde:

- G es el peso total del molino incluyendo corona en [kN]
- F es el peso del molino sin corona en [kN]
- E es el peso de la corona en [kN]
- R_1 y R_2 son las reacciones sobre los descansos en [kN]

Se puede apreciar que la fuerza F representa el peso del molino sin corona, encontrándose esta fuerza en el eje de simetría del molino. Sin embargo, al considerar la corona el eje de simetría deja de contener al centro de masa y este se desplaza una distancia “e” hacia el lado de la corona, además la carga ya no es F si no que se representa como G=F+E.

Realizando una simple sumatoria de momentos en un punto específico se pueden obtener los valores de “a” y “b”, considerando que la distancia del eje de simetría a la corona, representada en el esquema por “c”, es de 5,27[m] y los valores de peso de la corona y carga total del molino son los presentados en la sección 7.2.6.

Por lo tanto se tiene que:

$$\sum M_{Corona} = 0 \Rightarrow d = \frac{Fc}{G}$$

$$d = 4,88[m]$$

De lo anterior se desprende el valor de “e” con lo que se pueden obtener las distancias del centro de los descansos al punto donde se consideró concentrada la masa en el caso con corona, con lo cual:

$$e = c - d = 0,39[m]$$

$$a = c - e = 6,20[m]$$

$$b = c + e = 6,97[m]$$

Luego de lo anterior se pueden obtener las reacciones en los descansos realizando una nueva sumatoria de torques, con lo cual se tiene que:

$$R1 = G \left(\frac{b}{a+b} \right) = 5.620[kN]$$

$$R1 = G \left(\frac{b}{a+b} \right) = 4.995[kN]$$

Como resumen, el molino está sometido a las siguientes cargas:

Tabla 8-1. Resumen de cargas en el molino.

Fuerzas	Valor [kN]
E (peso de la corona)	782
F (peso molino sin corona)	9.833
G (peso molino con corona)	10.615
R1	5.620
R2	4.995

Fuente: Elaboración propia.

8.2 Determinación de fuerza ejercida por carga interna en el molino.

Para obtener la fuerza radial generada por el movimiento de la carga de bolas y pulpa en el interior del molino es necesario calcular la fuerza centrífuga ejercida por estas, y además considerar el peso de estas mismas cargas ejercidas sobre las superficies de los liners del molino.

La fuerza centrífuga ejercida por la masa de bolas y pulpa de mineral viene dada por la siguiente expresión:

$$F_c = m_{procesada} * r * \left(\frac{2\pi * N_{molino}}{60} \right)^2$$

$$= 626.600[kg] * 3,12[m] * \left(2 * \pi * \frac{13,7[rpm]}{60} \right)^2 = 4.006,26[kN]$$

Donde,

- $m_{procesada}$: es la masa combinada de bolas y pulpa de mineral, 626,6[tn]
- r : es el radio interno del molino, 3,12[m].
- N_{molino} : es la velocidad angular de molino en 13,7[rpm].

Esta fuerza será ingresada en el modelo computacional mediante sus componentes verticales y horizontales según el ángulo de levantamiento de la carga, α , por lo que la descomposición está dada por las siguientes expresiones, según el sistema de referencia utilizado, presentado en la siguiente figura:

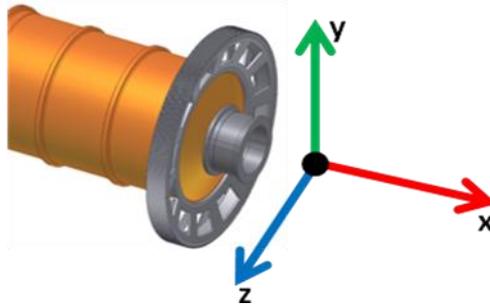


Figura 8-2. Sistema de referencia utilizado.

$$\text{Componente vertical de } F_c \equiv F_{cy} = F_c * \sin(\alpha) = 4.006,26[kN] * \sin(30^\circ) = 3.469,53[kN]$$

$$\begin{aligned} \text{Componente horizontal de } F_c \equiv F_{cz} &= F_c * \cos(\alpha) = 4.006,26[kN] * \cos(30^\circ) \\ &= 2.003,13[kN] \end{aligned}$$

Por lo que las componentes totales de las fuerzas generadas por la carga interna son:

$$F_y = F_{cy} + m_{procesada} * g = 3.469,53[kN] + 626.600[kg] * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 9.610,21[kN].$$

$$F_z = F_{cz} = 2.003,13[kN].$$

8.2.1 Determinación de la potencia necesaria para poner en movimiento la carga interna del molino.

Para el cálculo de la potencia es necesario calcular previamente los siguientes parámetros:

- La altura de la carga con respecto al centro del molino, H_B , dada por:
-

$$H_B = r * (1 - \cos(\theta)) = 3,12[m] * (1 - \cos(60^\circ)) = 1,56[m]$$

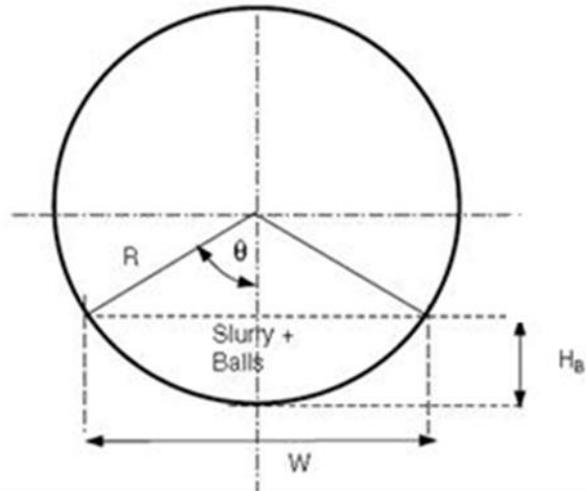


Figura 8-3. Esquema de dimensiones de carga al interior del molino.

Donde θ es el ángulo de apertura entre la superficie de llenado del molino y el centro de este, según el porcentaje de llenado del molino (45%) mencionado en la sección 7.2.6, este ángulo es de 60° .

- La distancia entre el eje del molino y el centro de masa de la carga se obtiene según la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{\varnothing_{molino}}{2} \right) - H_b + \frac{4H_b}{3\pi} = \frac{6,2[m]}{2} - 1,56[m] + 4 * \frac{1,56[m]}{3\pi} = 2,23[m]$$

Dónde:

L es la distancia entre el centro de giro del molino y el centro de gravedad del material siendo procesado, en [m].

- \varnothing_{molino} corresponde al diámetro del molino, 6,2[m].
- H_b corresponde a la altura de la carga en reposo dentro del molino, en [m].

En base a lo anterior se obtiene la potencia según la siguiente expresión:

$$P_{molino} = m_{procesada} \cdot g \cdot \cos(90 - \alpha) \cdot \left(\frac{2\pi * N_{molino}}{60} \right)^2 \cdot L$$

Como el ángulo de elevación de la carga utilizado es $\alpha = 30^\circ$, se obtiene que:

$$P_{molino} = 8.876,88[HP]$$

8.2.2 Determinación de cargas en el engrane.

Para calcular los esfuerzos generados por la transmisión de potencia desde el engranaje a la corona se hace necesario recordar los siguientes conceptos y ecuaciones [15]:

- La carga transmitida al engranaje responde a la siguiente relación:

$$W = \frac{60000 \cdot P_{molino}}{\pi \cdot d_p \cdot \omega_{motor}}$$

Donde:

- P_{molino} es la potencia del molino calculada anteriormente, 8.876,88[HP]
 - d_p es el diámetro de paso del piñón, 30,44[in] según planos de montaje.
 - ω_{motor} es la velocidad angular del motor 176,5 rpm (18,5 [rad/s]).
- La descomposición de la carga transmitida W está dada por las siguientes expresiones [15]:

$$W_{\perp} = W \sin(\phi_{\perp})$$

$$W_{\perp} = W \cos(\phi_{\perp}) \cos(\psi)$$

$$W_{\perp} = W \cos(\phi_{\perp}) \sin(\psi)$$

Donde:

- W corresponde a la fuerza neta transmitida en [kN].
- W_r corresponde a la fuerza radial transmitida en [kN]

- W_t corresponde a la fuerza tangencial transmitida en [kN].
- W_a corresponde a la fuerza axial transmitida en [kN].
- ϕ_n es el ángulo de presión normal, 20° según planos de montaje.
- ψ es el ángulo de hélice, $8,2^\circ$ según planos de montaje.

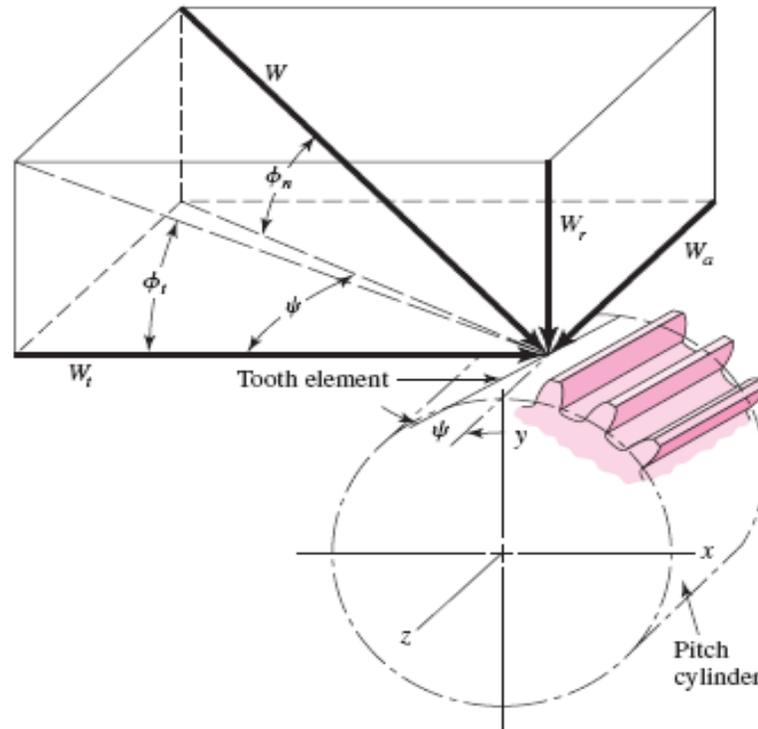


Figura 8-4. Fuerzas que actúan sobre un diente de un engranaje helicoidal [15].

Por lo tanto, con lo anteriormente presentado se tienen los siguientes valores para las fuerzas transmitidas en el engrane:

Tabla 8-2. Fuerzas transmitidas en el engrane.

Fuerza	Simbología	Valor [kN]
Fuerza Total	W	995,93
Fuerza Radial	W_r	340,63
Fuerza Axial	W_a	133,48
Fuerza Tangencial	W_t	926,30

Fuente: Elaboración propia.

9. CONSTRUCCIÓN MODELO CAD.

Para la construcción de modelo en 3D del molino se utilizaron los datos geométricos disponibles en los planos de montaje del molino estudiado que fueron facilitados al alumno memorista y del Informe “Mill Structural Analysis [10]” elaborado por Allis Mineral System el año 1994 para Minera Escondida.

Como primera instancia se construyó un modelo realizando una representación detallada de cada uno de los componentes principales del molino, además se utilizó la herramienta generadora de engranajes del programa de modelamiento CAD utilizado para construir el engrana corona-piñón con los datos presentados anteriormente.

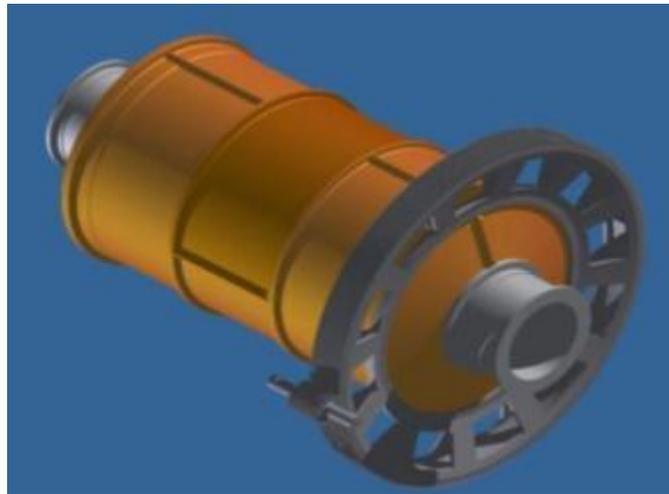


Figura 9-1. Primer modelo CAD, vista en perspectiva.

Con el modelo anteriormente presentado no fue posible realizar el enmallado debido a la complejidad de la geometría del conjunto de partes y piezas del modelo, por consiguiente tampoco fue posible realizar el análisis de tensión, por lo cual se procedió a realizar simplificaciones en los elementos con tal de reducir el número de estos y las complejidades geométricas.

Para elaborar este modelo se construyeron siete elementos principales, con las siguientes simplificaciones:

1. El segmento de tapa fue llevado a una tapa completa sin los elementos de unión entre los dos segmentos de tapa del primer modelo construido.
2. El manto del cilindro se construyó de una sola pieza.
3. Se eliminó el piñón, el cual es reemplazó por la fuerza transmitida a la corona por el motor a través del piñón, W , distribuida sobre tres dientes de la corona.

4. Los revestimientos laterales fueron modelados como un sólido completo.

Los elementos construidos son los siguientes:

1. Trunnion: Material: Acero de baja aleación, alta resistencia.

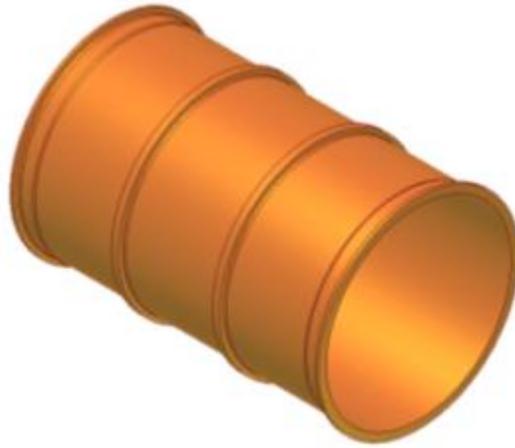


Se construyó un trunnion segmentado para facilitar la definición de las condiciones de borde.

2. Segmento de Tapa: Material: Acero de baja aleación, alta resistencia.



3. Segmento de Manto Lateral: Material: Acero de baja aleación, alta resistencia.



4. Conjunto Corona-Piñon: Material Fundición Gris Gr ASTM 60-40-18



5. Liners: Material Fundición Gris



A continuación se aprecia una imagen del modelo simplificado.

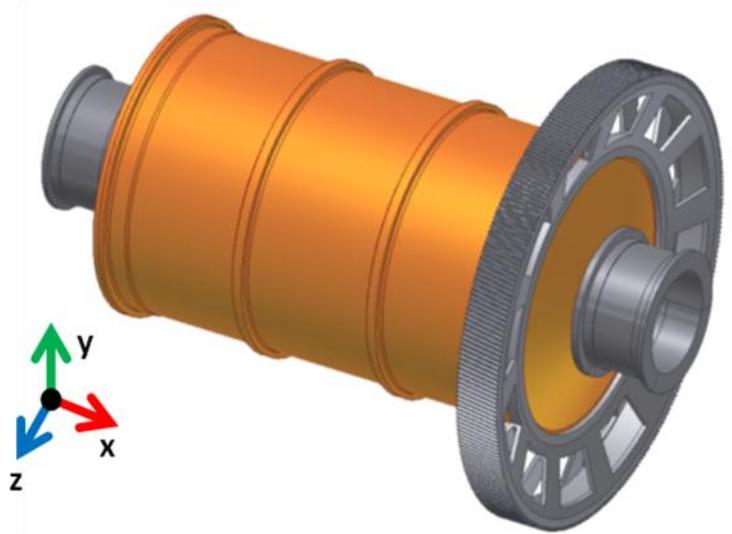


Figura 9-2. Modelo CAD analizado, vista en perspectiva.

10. RESULTADOS.

A continuación se presentan los resultados de las simulación realizadas, para la cual se utilizaron las condiciones de operación presentadas en la sección 7.2.6 y las cargas determinadas en el capítulo 8. Para esta primera simulación se utilizó el modulo de análisis de tensiones del programa CAD utilizado y un ordenador personal con las siguientes características:

- Procesador doble núcleo 2.00GHz
- Sistema operativo de 32 bits.
- Memoria RAM: 2GB.

10.1 Enmallado.

Una vez finalizada la simplificación del modelo, se precedió a realizar el enmallado, para los cual se utilizaron elementos triangulares definidos por el programa de simulación utilizado. La simulación se realizó mediante una interpolación lineal con elementos de primer orden. El trabajo de investigación “Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra” (el cual señala que este tipo de elementos presenta ventajas en cuanto al costo computacional con respecto a otro tipo de elementos 3D) con un enmallado más fino en las zonas de la corona y las tapas con tal de obtener mejores resultados en las zonas de interés para el estudio. El enmallado consiste en:

- Número de Nodos: 182.357
- Número de Elementos: 90.713

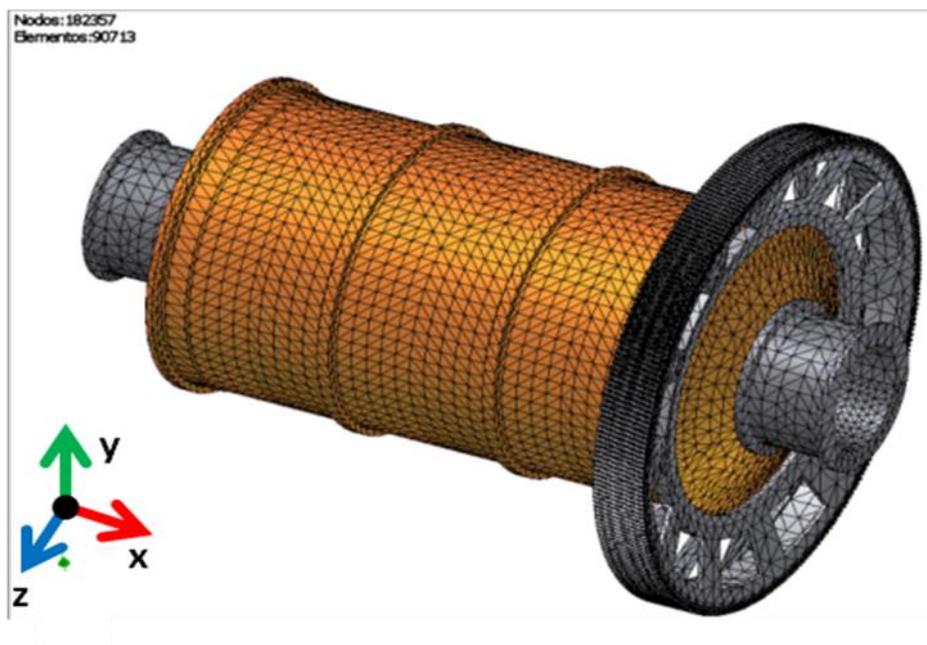


Figura 10-1. Enmallado de la geometría.

10.2 Fijación de cargas.

10.2.1 Condiciones de borde.

Se consideraron las siguientes restricciones en el trunnion, consideradas como restricciones de movimiento para la simulación, situadas sobre líneas de la geometría construida.

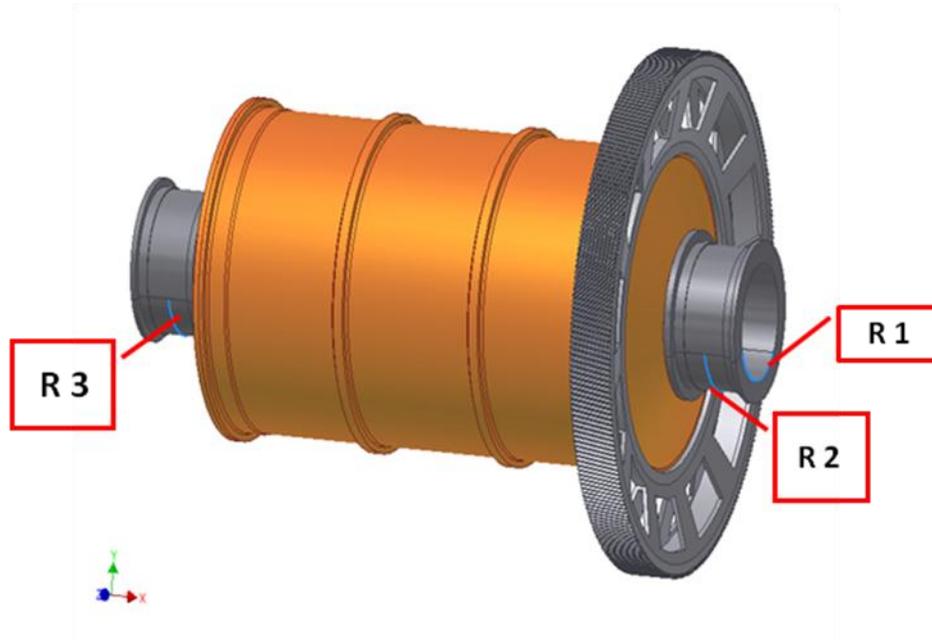


Figura 10-2. Restricciones fijas del modelo.

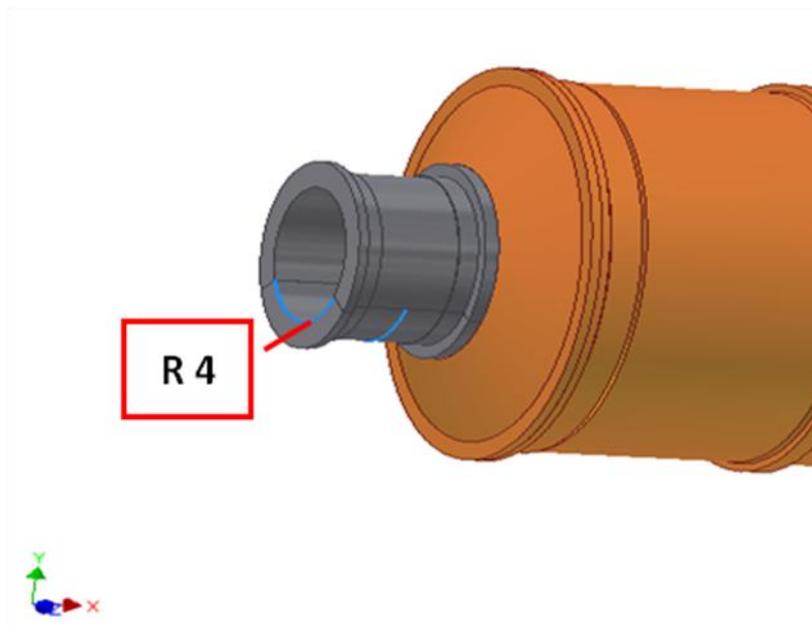


Figura 10-3. Restricciones fijas del modelo.

Donde,

- R 1 es una restricción de desplazamientos con $X=Z=0$ [mm]
- R 2 y R 3 son restricciones de desplazamientos con $Y=0$ [mm]
- R 4 es una restricción de desplazamiento con $Z=0$ [mm]

Estas restricciones se originan debido a la naturaleza del ajuste de los cojinetes hidráulicos que soporta el molino en las superficies de contacto del trunnion.

10.2.2 Aplicación de cargas.

Las cargas aplicadas a los modelos fueron:

- La fuerza resultante de la carga ejercida por la pulpa y las bolas, ver la sección 7.2.6 se aplica en una sección angular de la superficie de contacto de los liners según el ángulo de inclinación de la carga en operación (30°), es la fuerza generada por la condición de operación normal del molino.
- La carga ejercida por la transmisión de potencia en el engrane W, aplicada en tres dientes de igualmente distribuida, ver sección 8.2
- El peso propio del molino vacío.
- Además se consideraron modelaciones con distintas combinaciones de estas cargas y con reducciones de la carga de bolas y pulpa en 25% y 50% para poder analizar los distintos estados de carga del molino.
- También se consideró un modelo para la condición de carga estática (solo fuerza vertical de la carga interna del molino)

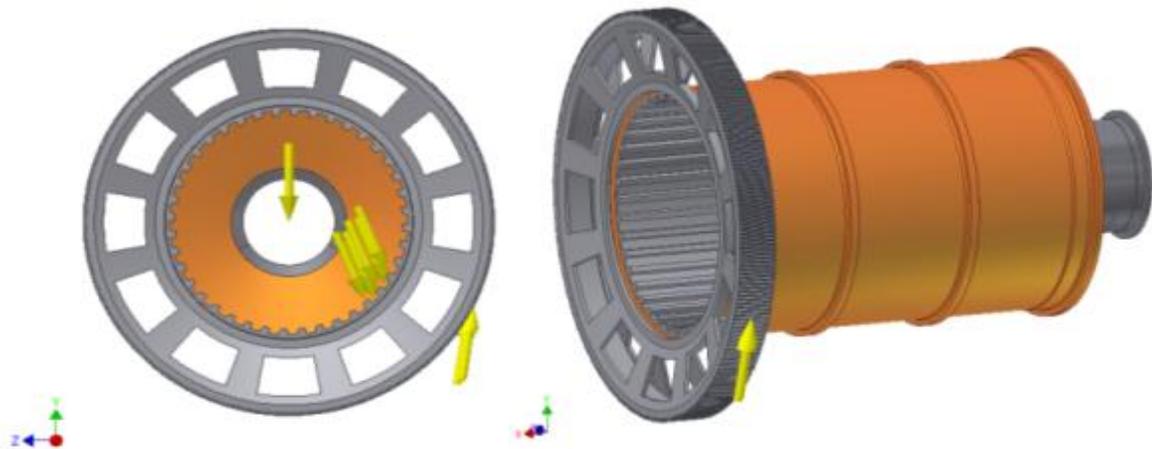


Figura 10-4. Esquema de aplicación de cargas.

10.3 Resultados de simulaciones.

Los desplazamientos en de los dientes se obtendrán de la medición en los extremos de los dientes, en el lado de descarga (posición 1) y de carga (posición 2) de la corona, como se aprecia en la siguiente figura.

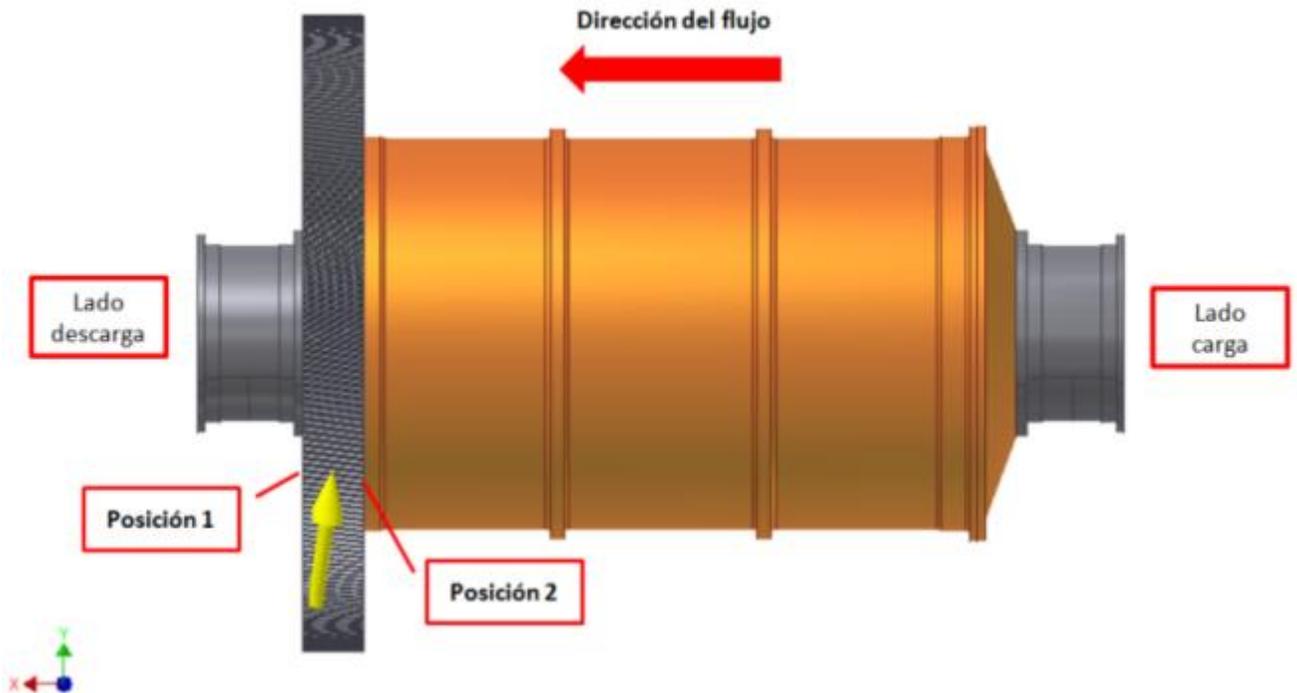


Figura 10-5. Esquema de posiciones de medición.

10.3.1 Simulación 1 (S1).

La simulación número 1 consideró sólo la aplicación en el modelo de la fuerza de gravedad, con tal de observar cómo influye el peso propio del molino en los desplazamientos originados en los dientes de contacto del engrane.

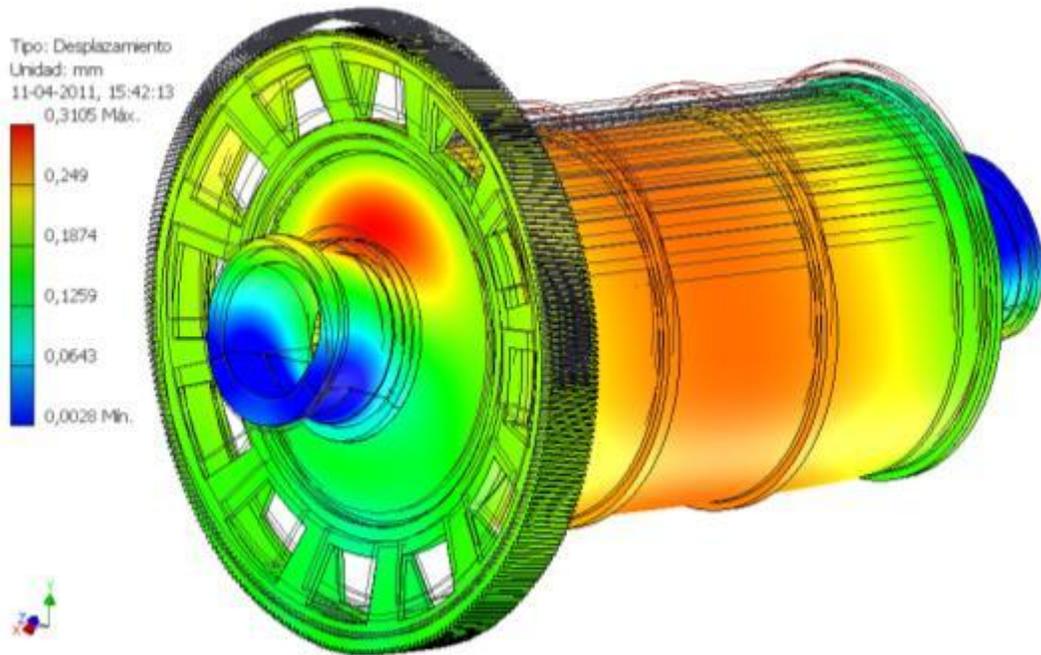


Figura 10-6. Desplazamientos generales del molino.

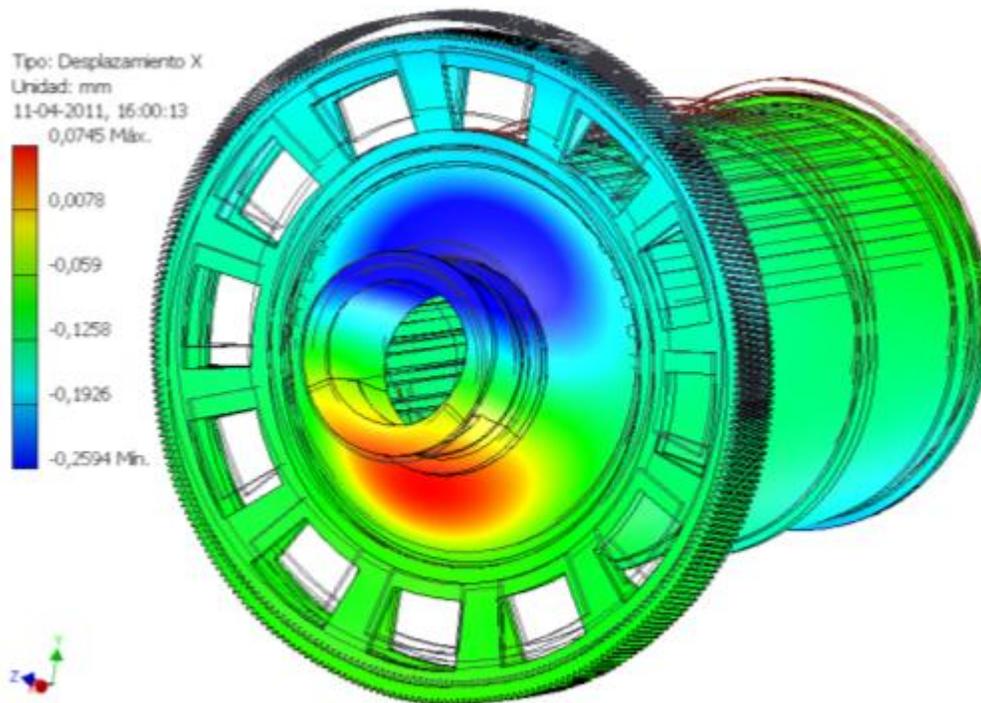


Figura 10-7. Desplazamientos eje X.

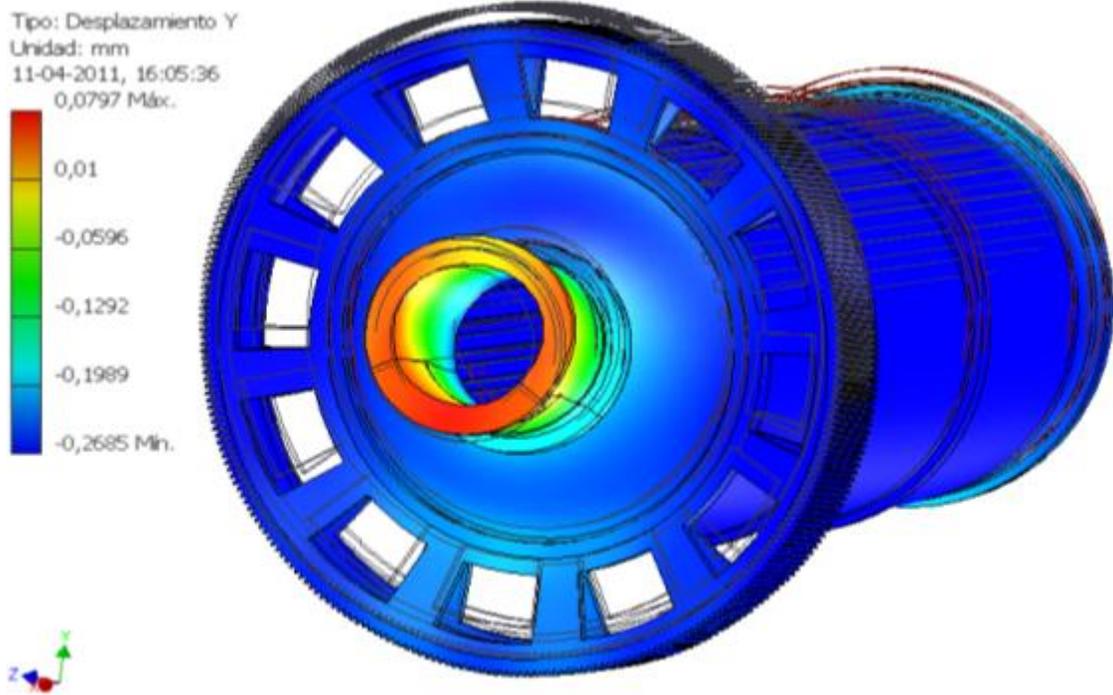


Figura 10-8. Desplazamientos eje Y.

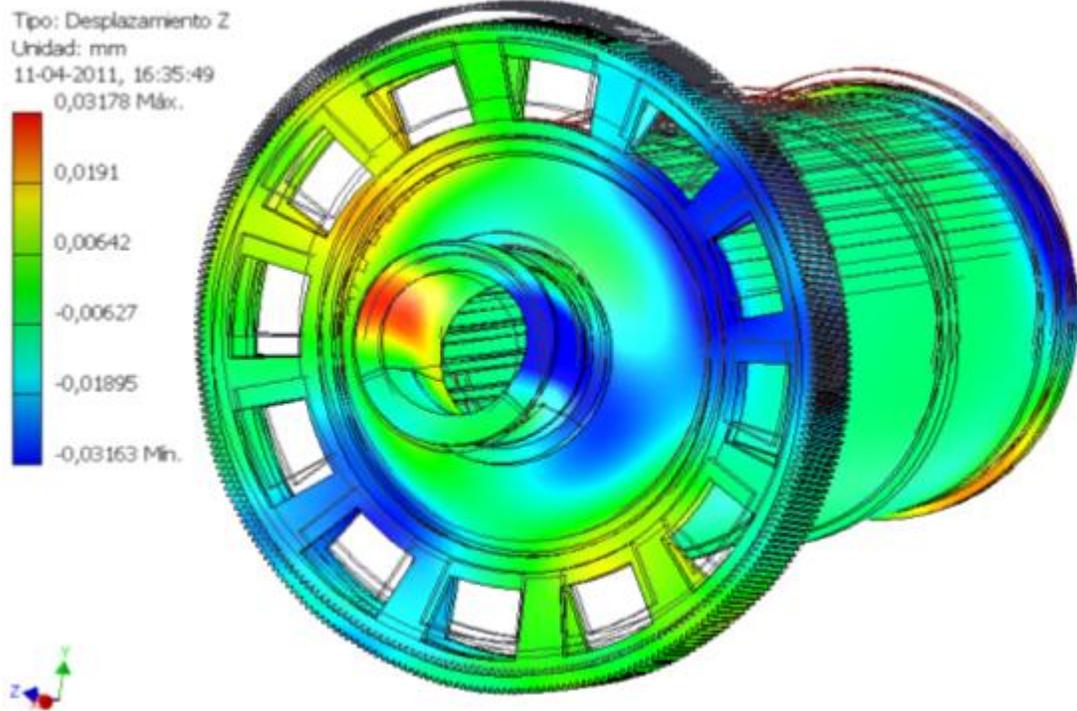


Figura 10-9. Desplazamientos eje Z.

Tabla 10-1. Desplazamientos de los dientes de engrane.

Diente 1	ΔX [mm]	ΔY [mm]	ΔZ [mm]
1	-0,0749	-0,2003	-0,00198
2	-0,0738	-0,2091	-0,0004
Diente 2			
1	-0,074	-0,2004	-0,00169
2	-0,0729	-0,2089	-0,0011
Diente 3			
1	-0,0731	-0,2005	-0,00119
2	-0,0719	-0,2087	-0,00203

Tabla 10-2. Desplazamiento promedio de los dientes.

Promedio	Posición 1	Posición 2
ΔX [mm]	-0,074	-0,073
ΔY [mm]	-0,2004	-0,2089
ΔZ [mm]	-0,00162	-0,00117

10.3.2 Simulación 2 (S2).

La simulación 2 consideró la modelación del molino considerando peso propio y carga de pulpa y bolas vertical simulando la condición del molino en un estado de reposo, similar a la condición en la cual se realizan los procedimientos de alineación del engrane.

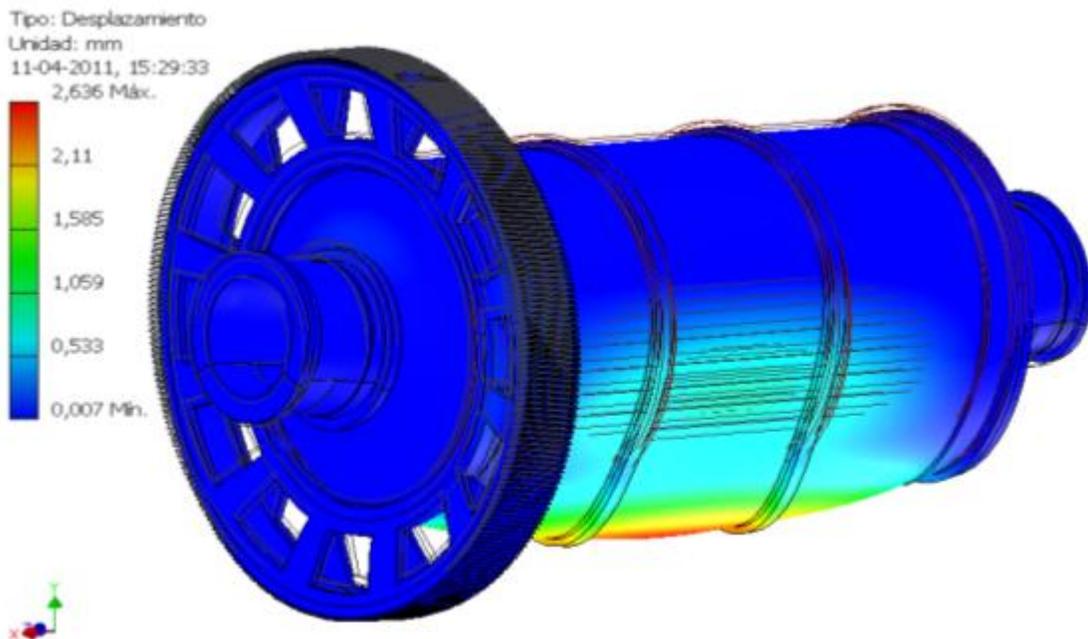


Figura 10-10. Desplazamientos generales del molino.

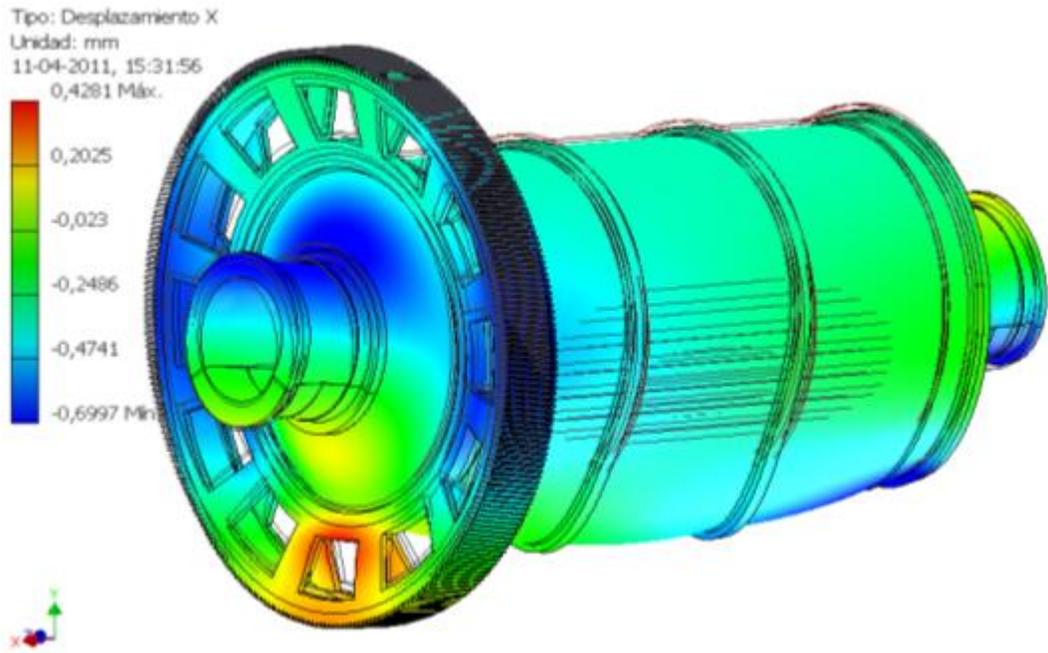


Figura 10-11. Desplazamientos eje X.

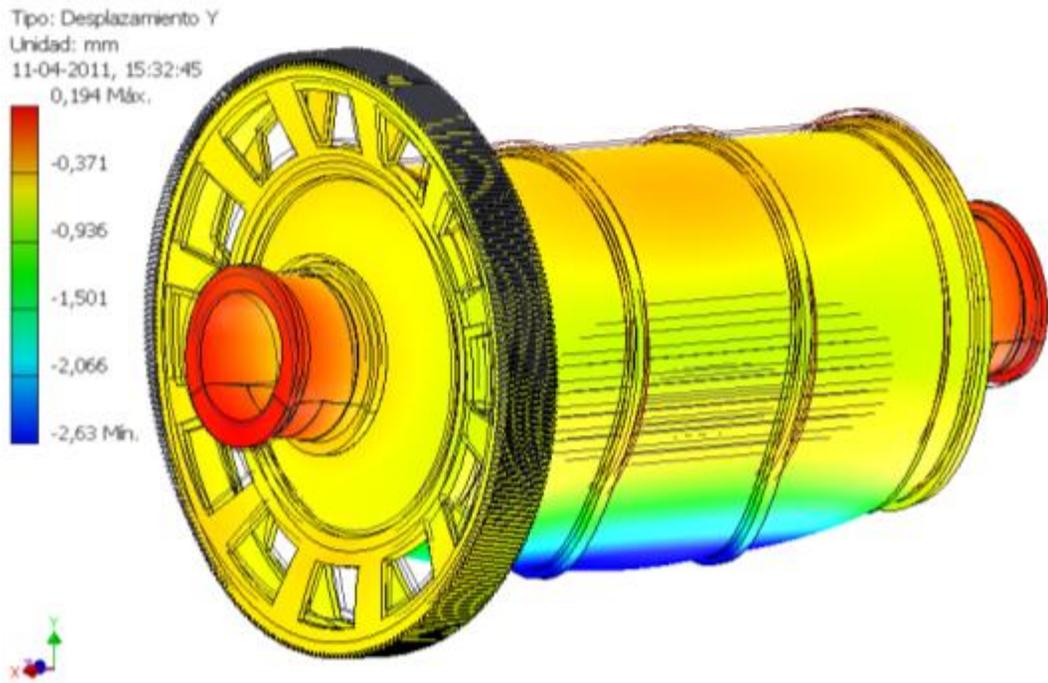


Figura 10-12. Desplazamientos eje Y.

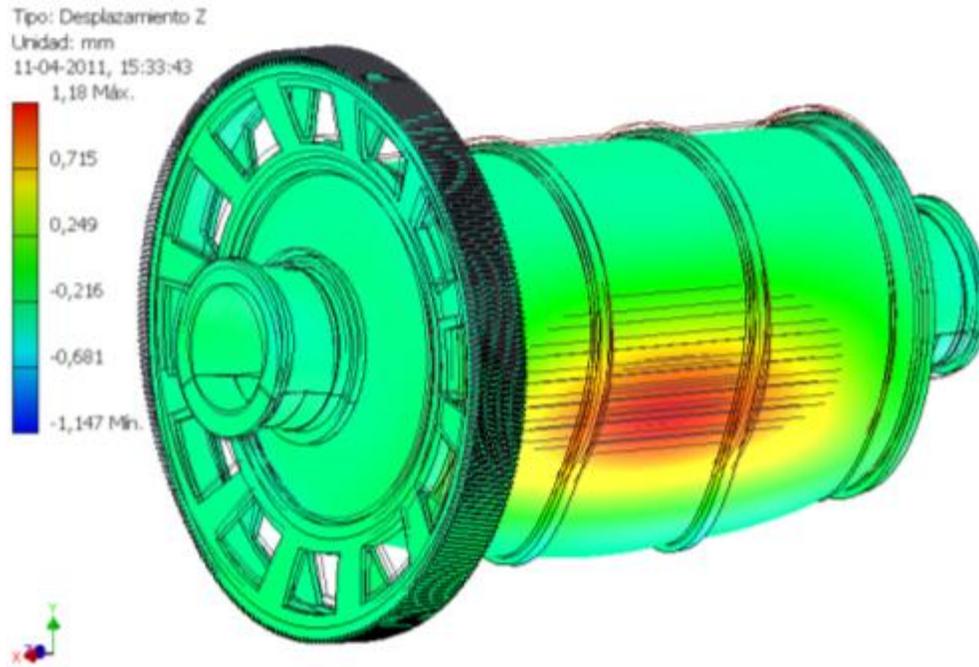


Figura 10-13. Desplazamiento eje Z.

Tabla 10-3. Desplazamientos de los dientes de engrane.

Diente 1	ΔX [mm]	ΔY [mm]	ΔZ [mm]
1	-0,3038	-0,388	-0,006
2	-0,2888	-0,478	-0,055
Diente 2			
1	-0,2924	-0,387	-0,006
2	-0,275	-0,479	-0,057
Diente 3			
1	-0,2801	-0,386	-0,005
2	-0,2621	-0,48	-0,059

Tabla 10-4. Desplazamiento promedio de los dientes.

Promedio	Posición 1	Posición 2
ΔX [mm]	-0,2921	-0,2753
ΔY [mm]	-0,387	-0,479
ΔZ [mm]	-0,00567	-0,057

10.3.3 Simulación 3 (S3).

La simulación número 3 consideró la modelación del molino en condición de operación al 50%, carga ejercida por la carga interna sobre los liners, con una inclinación de 30°, además de la fuerza transmitida por el piñón a la corona.

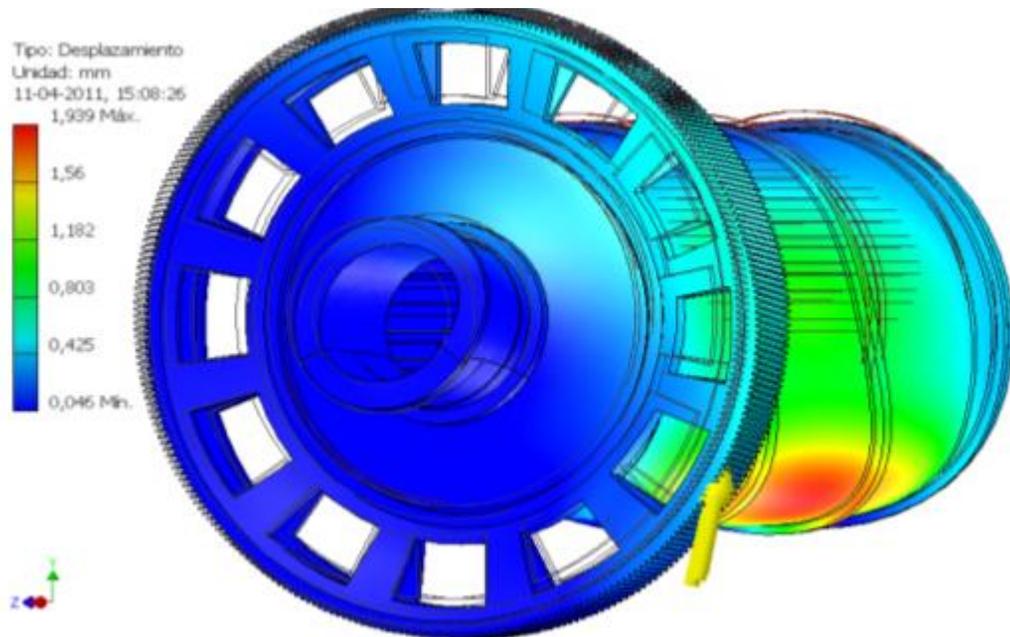


Figura 10-14. Desplazamientos generales del molino.

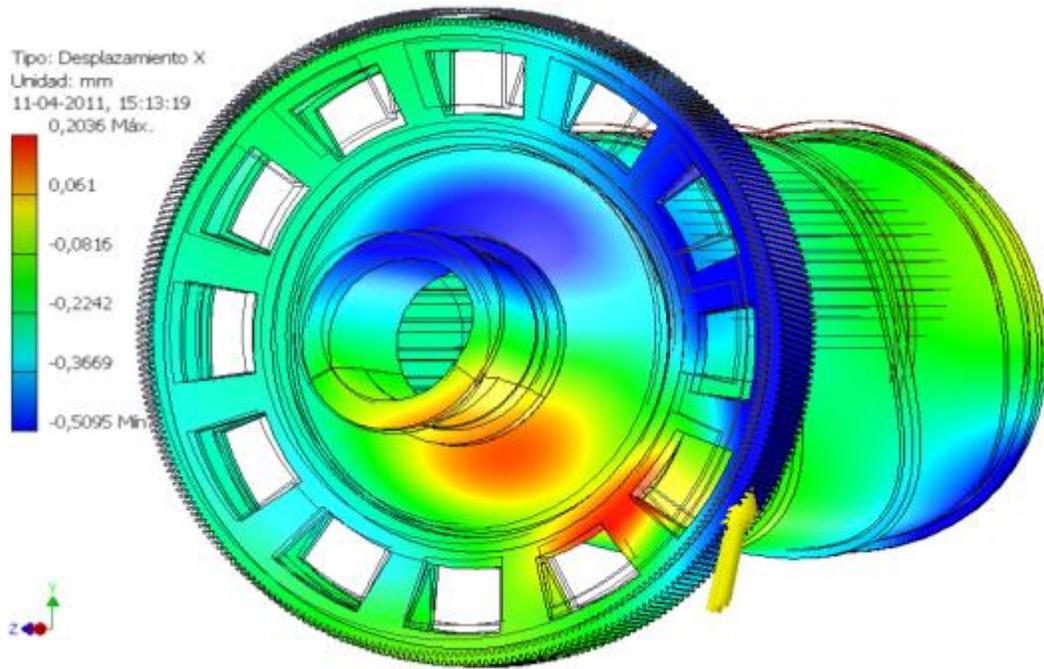


Figura 10-15. Desplazamientos eje X.

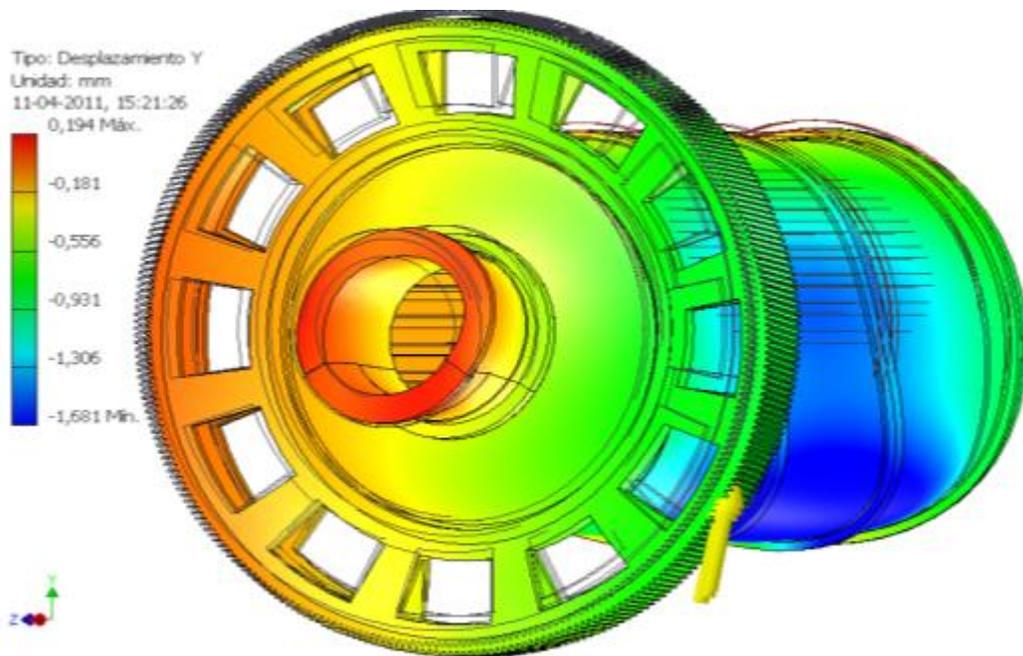


Figura 10-16. Desplazamientos eje Y.

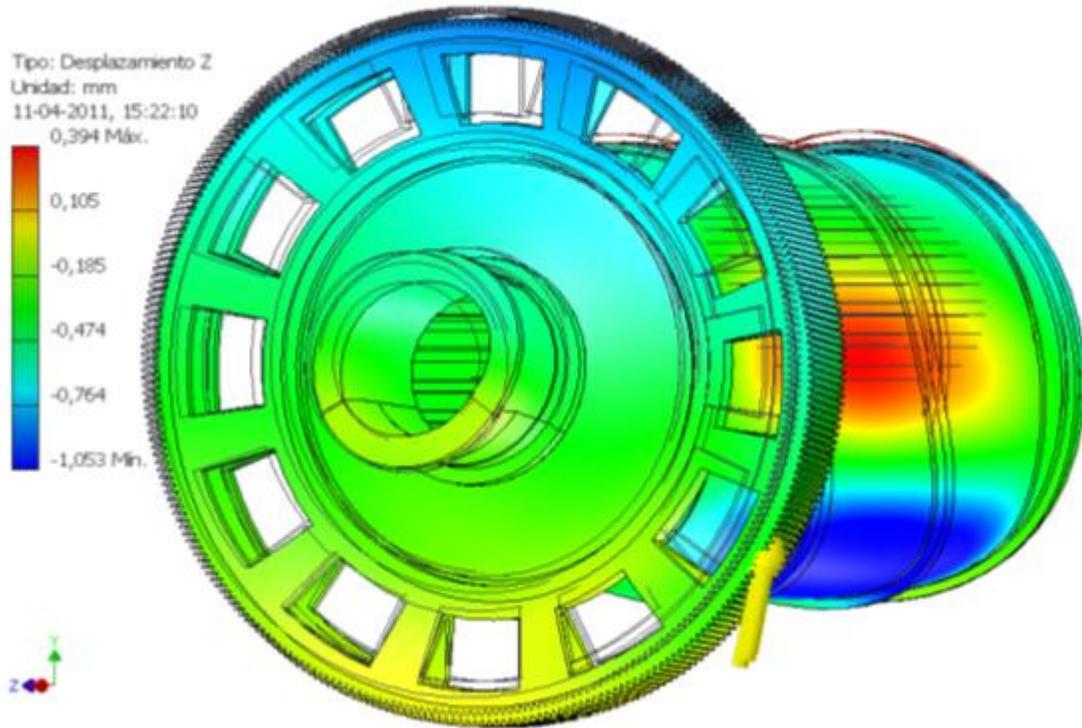


Figura 10-17. Desplazamientos eje Z.

Tabla 10-5. Desplazamientos de los dientes de engrane.

Diente 1	ΔX [mm]	ΔY [mm]	ΔZ [mm]
1	-0,4122	-0,582	-0,206
2	-0,4093	-0,556	-0,022
Diente 2			
1	-0,4054	-0,577	-0,199
2	-0,4011	-0,549	-0,028
Diente 3			
1	-0,397	-0,573	-0,193
2	-0,3917	-0,544	-0,034

Tabla 10-6. Desplazamiento promedio de los dientes.

Promedio	Posición 1	Posición 2
ΔX [mm]	-0,4049	-0,4007
ΔY [mm]	-0,5773	-0,5497
ΔZ [mm]	-0,1993	-0,0280

10.3.4 Simulación 4 (S4).

La simulación número 4 consideró la modelación del molino en condición de operación al 75%, carga ejercida por la carga interna sobre los liners, con una inclinación de 30°, además de la fuerza transmitida por el piñón a la corona.

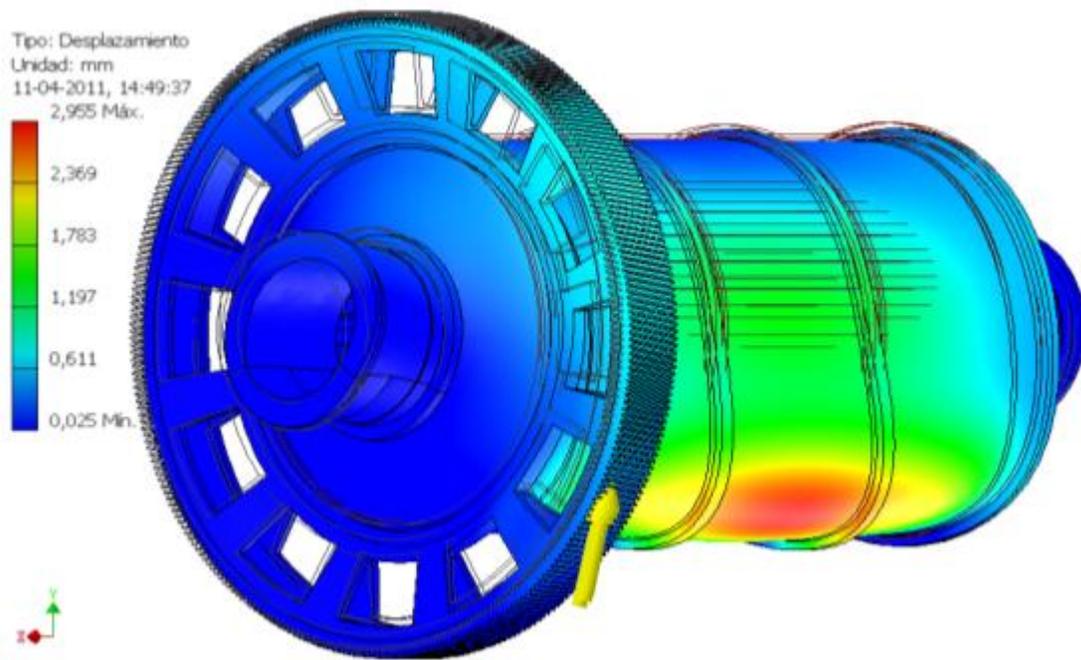


Figura 10-18. Desplazamientos generales del molino.

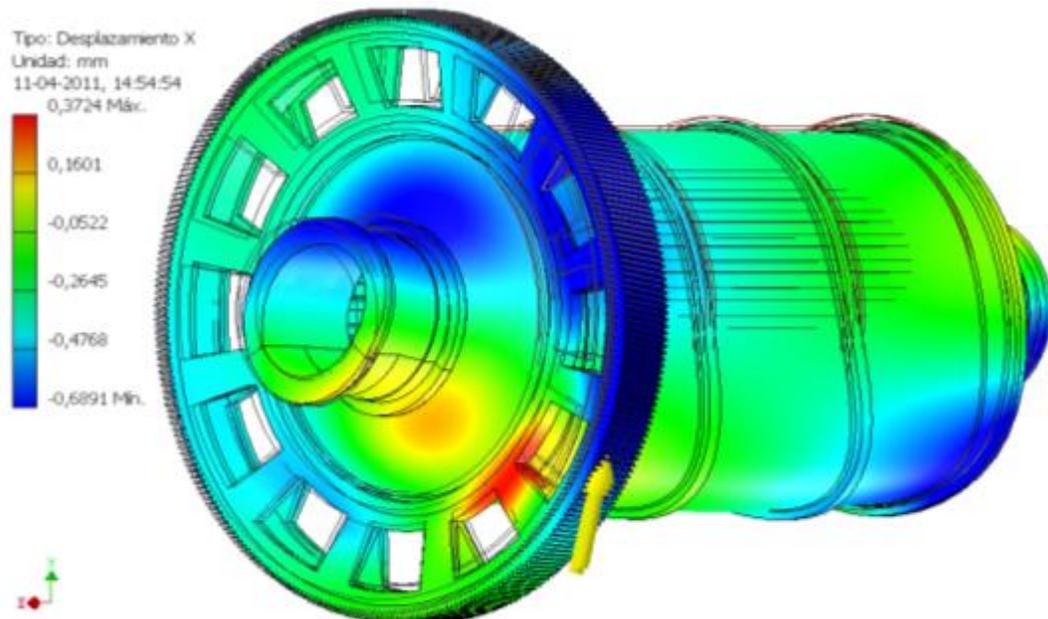


Figura 10-19. Desplazamientos eje X.

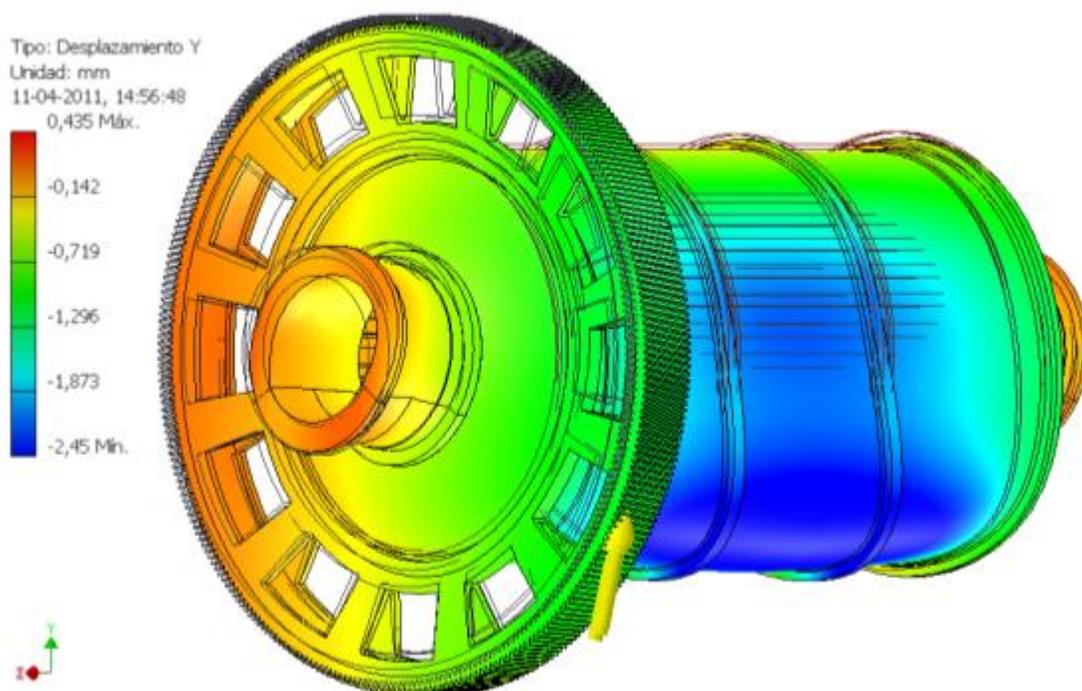


Figura 10-20. Desplazamientos eje Y.

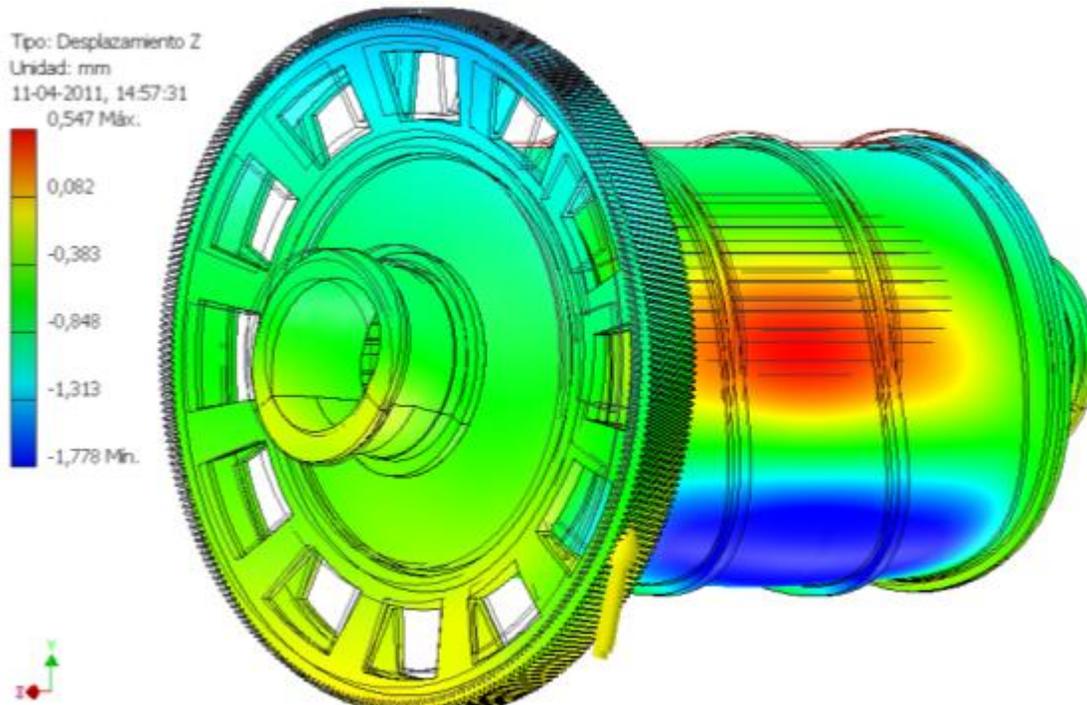


Figura 10-21. Desplazamientos eje Z.

Tabla 10-7. Desplazamientos de los dientes de engrane.

Diente 1	ΔX [mm]	ΔY [mm]	ΔZ [mm]
1	-0,4773	-0,792	-0,332
2	-0,4637	-0,768	-0,032
Diente 2			
1	-0,4713	-0,784	-0,323
2	-0,4528	-0,757	-0,021
Diente 3			
1	-0,4601	-0,778	-0,314
2	-0,4391	-0,75	-0,012

Tabla 10-8. Desplazamiento promedio de los dientes.

Promedio	Posición 1	Posición 2
ΔX [mm]	-0,4696	-0,4519
ΔY [mm]	-0,7847	-0,7583
ΔZ [mm]	-0,323	-0,0217

10.3.5 Simulación 5 (S5).

La simulación número 5 consideró la modelación del molino en condición de operación al 100%, carga ejercida por la carga interna sobre los liners, con una inclinación de 30, además de la fuerza transmitida por el pion a la corona.

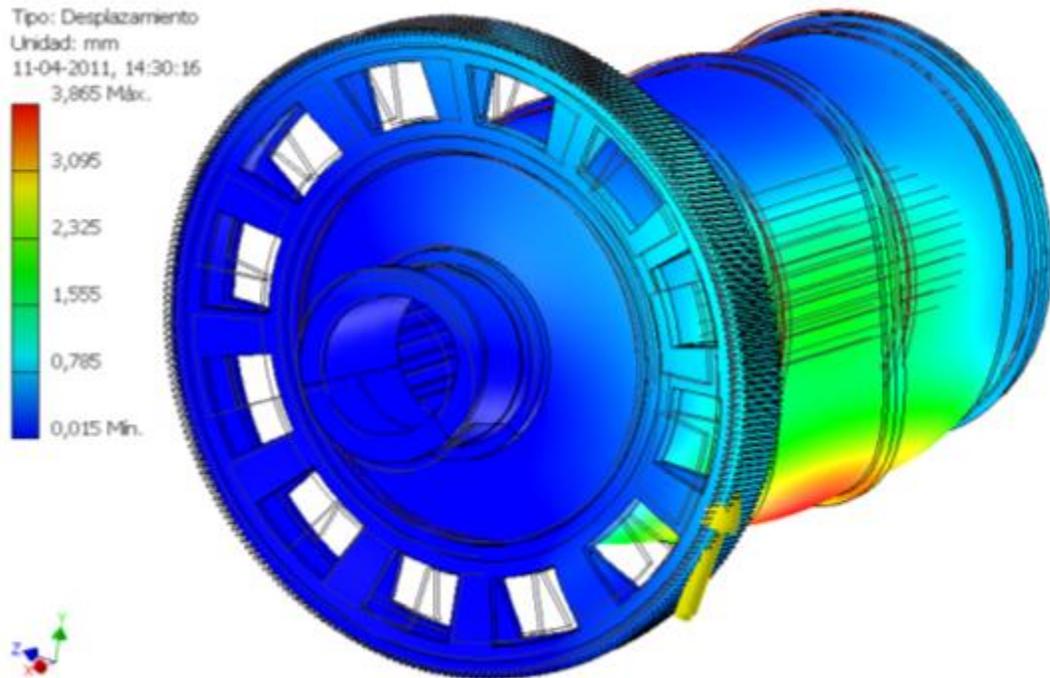


Figura 10-22. Desplazamientos generales del molino.

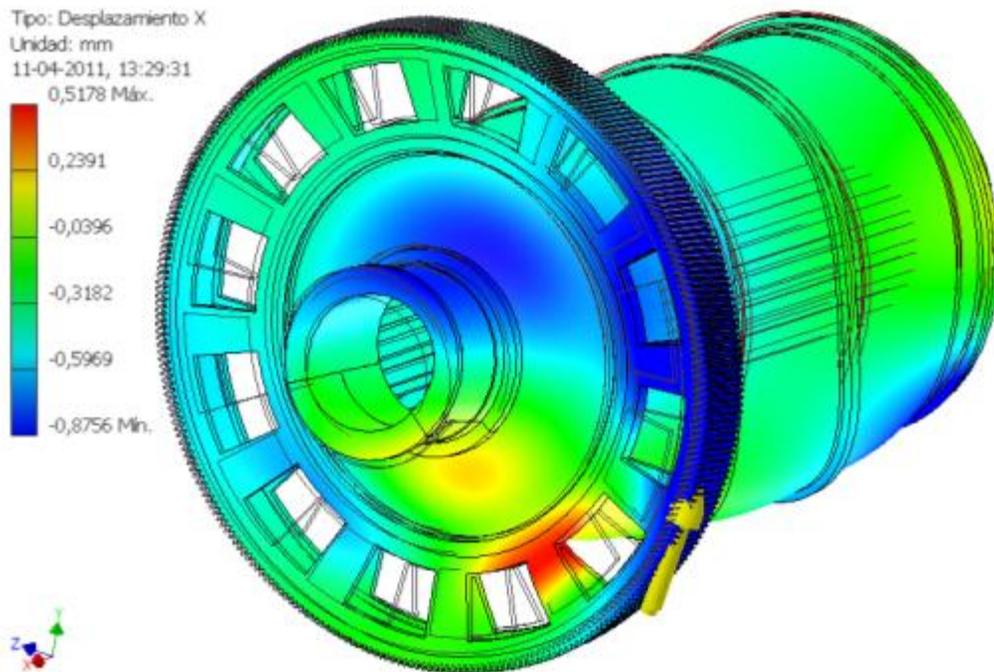


Figura 10-23. Desplazamientos eje X.

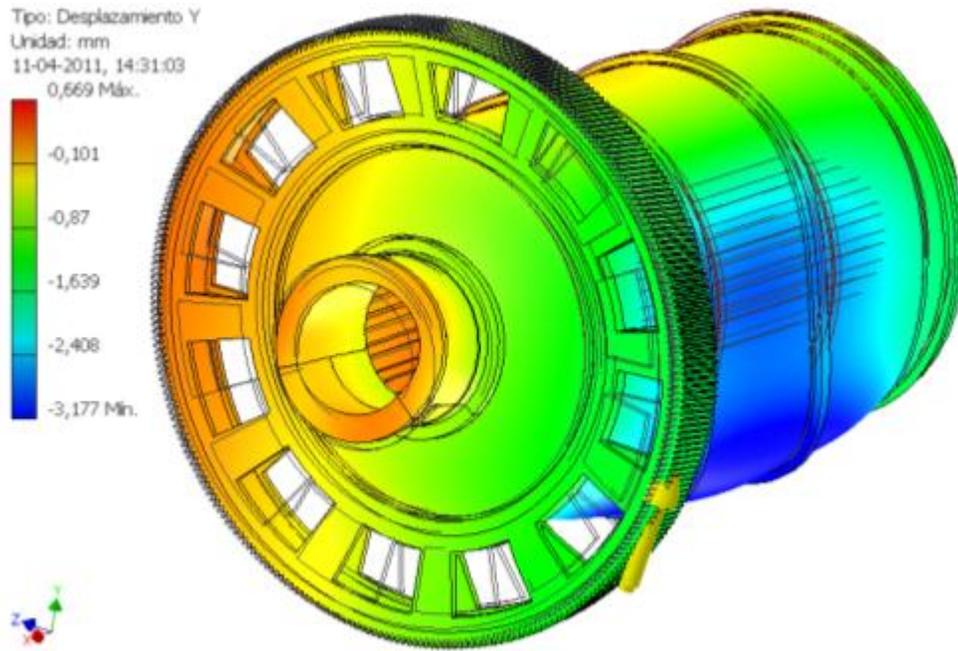


Figura 10-24. Desplazamientos eje Y.

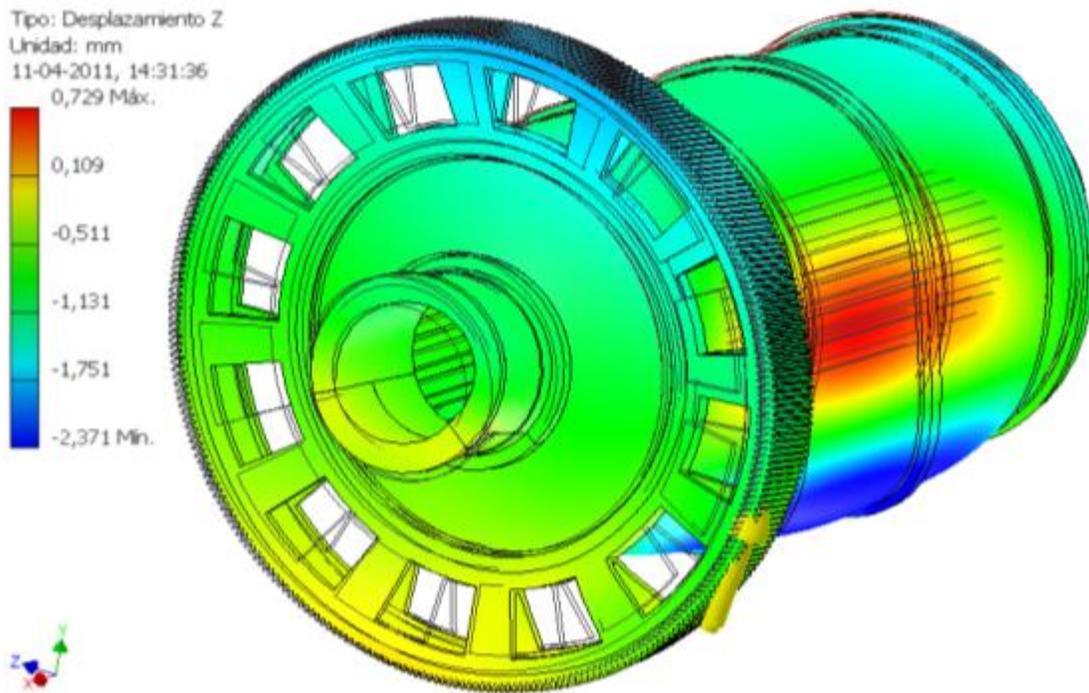


Figura 10-25. Desplazamientos eje Z.

Tabla 10-9. Desplazamientos de los dientes de engrane.

Diente 1	ΔX [mm]	ΔY [mm]	ΔZ [mm]
1	-0,6184	-0,988	-0,44
2	-0,6006	-0,955	-0,043
Diente 2			
1	-0,6076	-0,978	-0,43
2	-0,5698	-0,941	-0,029
Diente 3			
1	-0,5879	-0,971	-0,418
2	-0,5545	-0,932	-0,017

Tabla 10-10. Desplazamiento promedio de los dientes.

Promedio	Posición 1	Posición 2
ΔX [mm]	-0,605	-0,575
ΔY [mm]	-0,979	-0,943
ΔZ [mm]	-0,429	-0,027

11. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

De las simulaciones mencionadas (S1, S2, S3, S4 y S5) correspondiente a los estados de carga es posible observar el aumento progresivo en los desplazamientos de la corona en el sector de engrane corona - piñón. En el siguiente gráfico se observa la magnitud de los desplazamientos promedio¹ de las distintas simulaciones en la zona de transmisión del engrane, notoriamente los desplazamientos en el eje vertical del molino (eje Y) son los de mayor magnitud, esto originado por las cargas verticales del peso propio del molino, la carga ejercida por el peso de la pulpa de mineral, la carga de bolas y la componente vertical de la fuerza centrífuga.

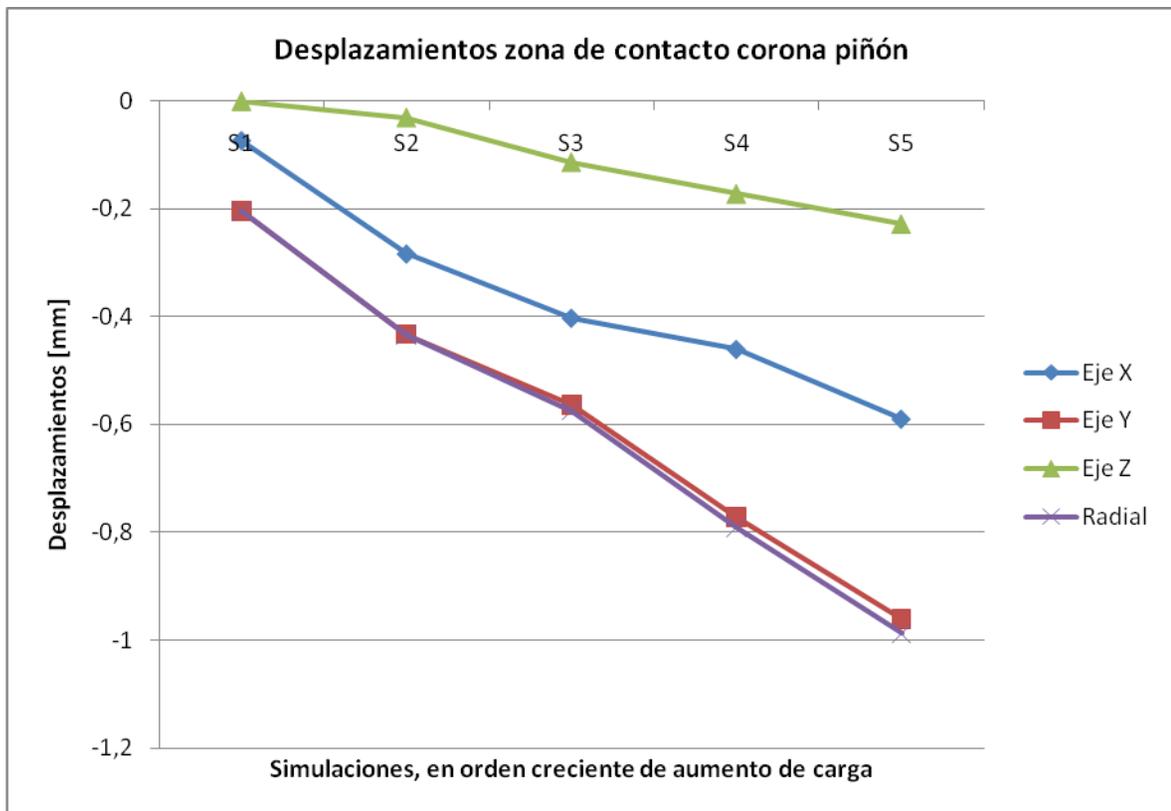


Figura 11-1. Desplazamientos promedio bajo distintos estados de carga.

Como se observa en el gráfico, tanto el desplazamiento vertical, como el horizontal en el plano de la corona son negativos lo que origina un desplazamiento neto en sentido radial hacia el piñón, este comportamiento tiende a disminuir la distancia entre centros lo que puede provocar

¹ Es el promedio aritmético de los desplazamientos en los tres dientes y las dos posiciones de medición para cada dirección, situadas en los extremos de los dientes, ver Figura 10-5.

interferencia en el engranaje, aumentando la probabilidad de producir un despuntado de los dientes del engrane, generación de grietas y futuras fracturas, etc.

Además es interesante observar que los promedios² de los desplazamientos en todas las direcciones se ubican en valores muy cercanos a los valores de desplazamientos del diente medio, diente 2, esto indica que realizar la corrección de alineamiento utilizando el diente 2 como referencia para especificar los desplazamientos de corrimiento es un buen indicador. Lo anterior se puede apreciar en los siguientes gráficos.

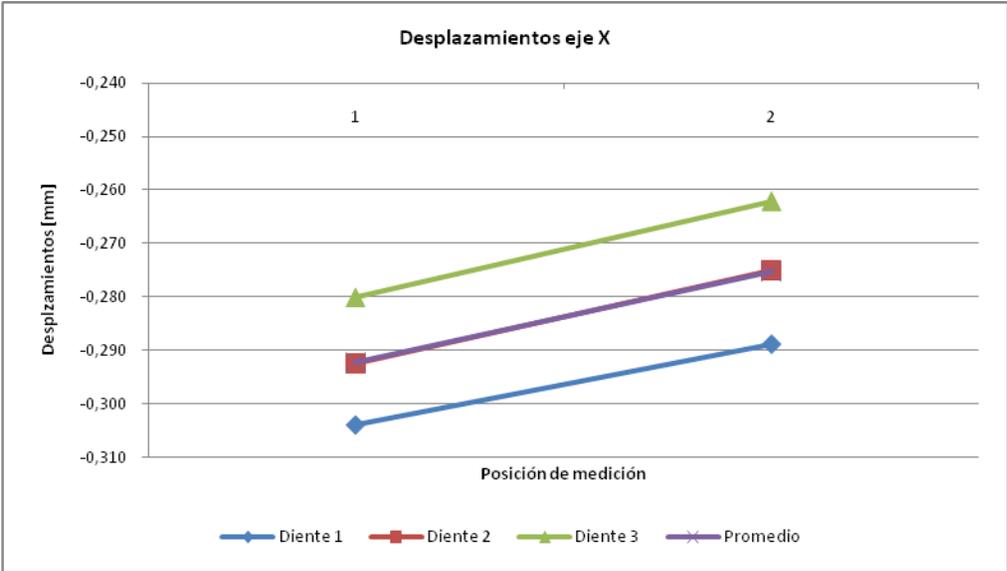


Figura 11-2. Gráficos de desplazamientos Simulación 2, eje X.

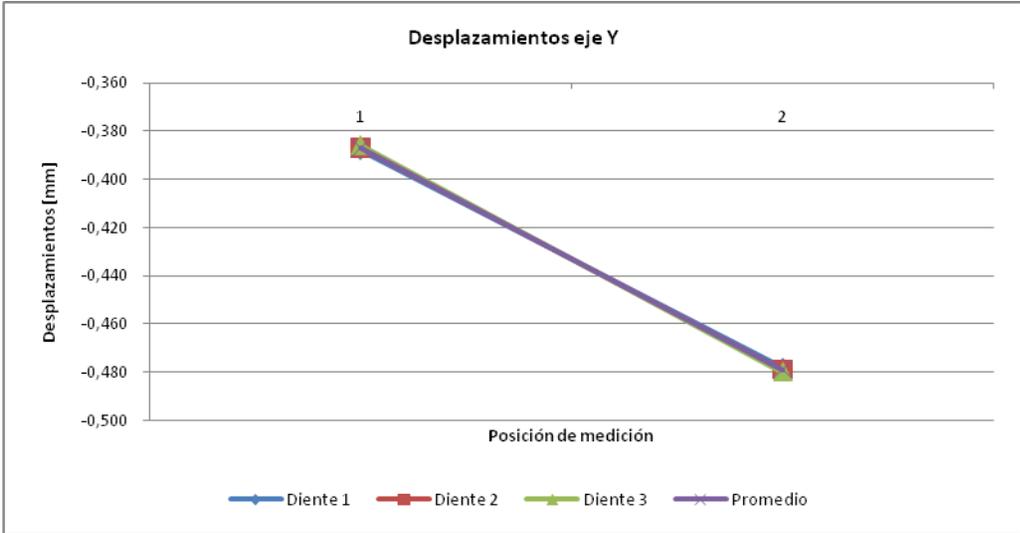


Figura 11-3. Gráficos de desplazamientos Simulación 2, eje Y.

² Es el promedio aritmético de los desplazamientos de los tres dientes para cada posición de medición (posición 1 y posición 2) según dirección (X, Y, Z).

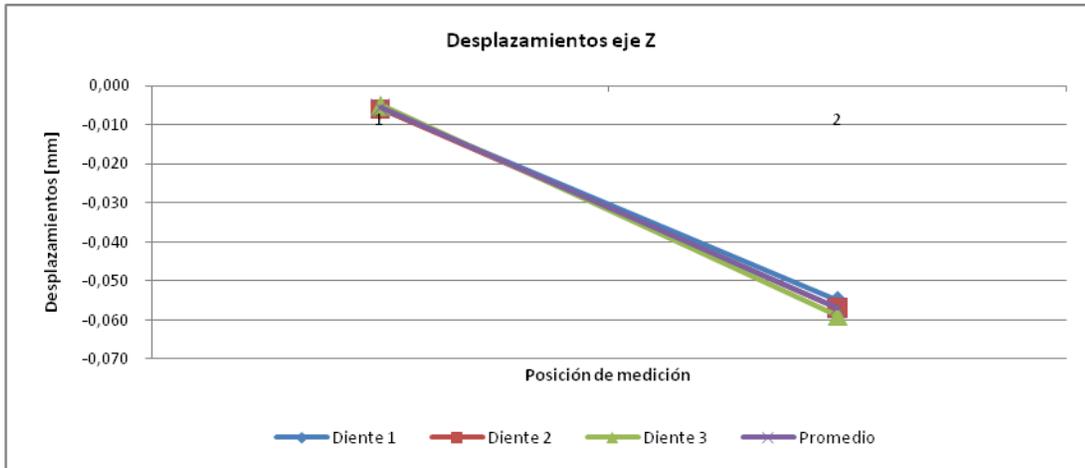


Figura 11-4. Gráfico de desplazamientos Simulación 2, eje Z.

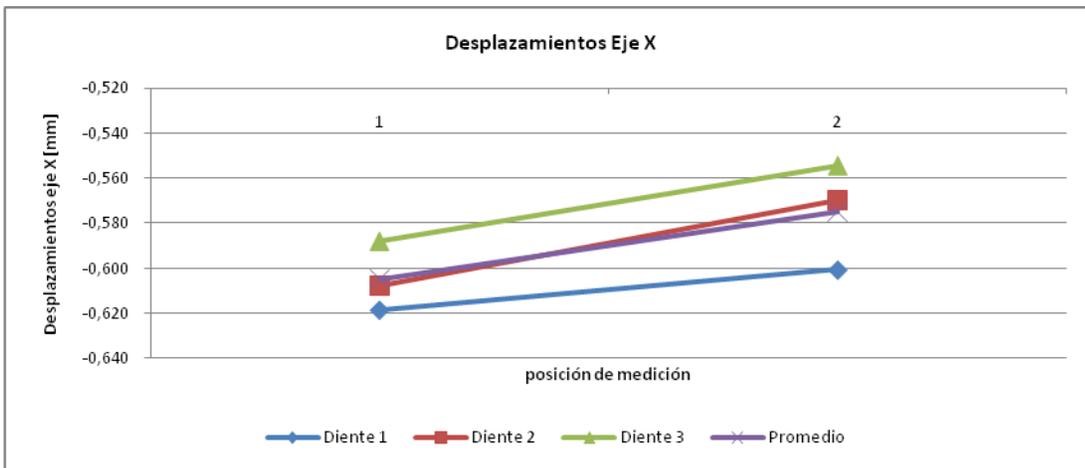


Figura 11-5. Gráficos de desplazamientos Simulación 5, eje X.

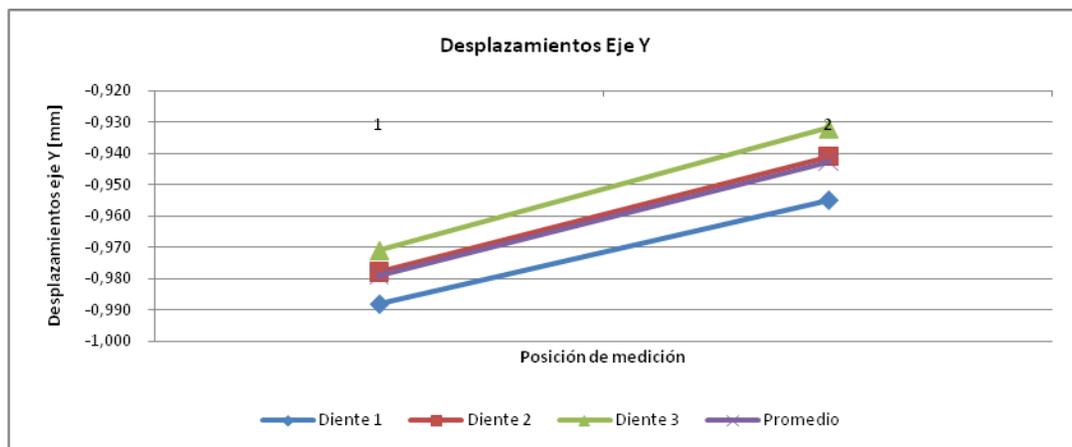


Figura 11-6. Gráficos de desplazamientos Simulación 5, eje Y.

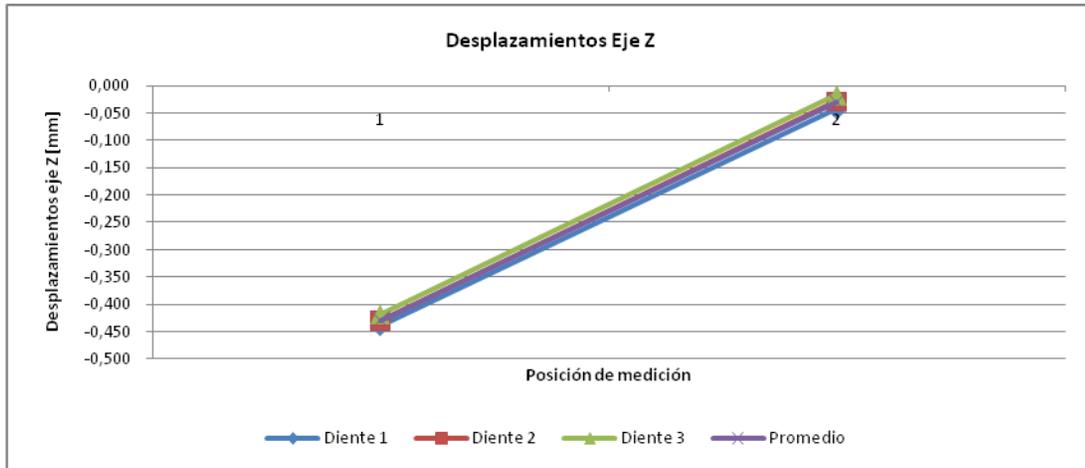


Figura 11-7. Gráfico de desplazamientos Simulación 5, eje Z.

Otra observación importante es que si bien los desplazamientos en el eje X siguen la misma tendencia de desplazamiento bajo la condición de operación, tanto en el eje Y como en el Z se puede apreciar que hay un cambio en la tendencia ya que se pasa de mayores desplazamientos en la posición 2 a la 1, este comportamiento se puede atribuir a la aplicación de la fuerza de transmisión del engrane a los dientes de la corona.

Lo anterior tiene una relación directa con el procedimiento que se realiza en la actualidad, ya que dicho cambio de desplazamientos no se considera, por lo cual dicho cambio en los desplazamientos es una condición importante que es considerada en la metodología propuesta.

Cabe señalar que los desplazamientos obtenidos para las distintas condiciones de operación analizadas se obtuvieron desplazamientos mayores a las tolerancias permitidas, por lo que esto lleva a inferir la importancia de considerar dichos desplazamientos en los procedimientos de alineación realizados en la actualidad.

12. MÉTODO DE ALINEAMIENTO PROPUESTO.

El procedimiento de alineación propuesto consiste en los siguientes pasos:

1. Contar con un runout axial y radial del molino para conocer los desplazamientos de la corona asociados a la fabricación, montaje y estado de carga al momento de medición del runout. Se deben conocer las condiciones de carga bajo la cual se realizó la medición del runout. A estos desplazamientos se les denominará como:

$$\Delta P_{\text{runout}} = (\Delta X_{\text{runout}}, \Delta Y_{\text{runout}}, \Delta Z_{\text{runout}})$$

2. Determinar, mediante una simulación computacional, aplicando del método de elementos finitos, posición final y desplazamientos de la zona del engrane (posición de medición 1 y 2 en el diente 2), ver Figura 10-5 . Para la condición de carga en la cual se realizó la medición del runout. A estos desplazamientos se les denominará como:

$$P_{11} = (X_{11}, Y_{11}, Z_{11}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{11} = (\Delta X_{11}, \Delta Y_{11}, \Delta Z_{11})$$

$$P_{12} = (X_{12}, Y_{12}, Z_{12}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{12} = (\Delta X_{12}, \Delta Y_{12}, \Delta Z_{12})$$

3. Determinar los desplazamientos propios de la deformación de la corona generados por la fabricación y montaje de la corona, esto es:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{propio}} &= \Delta P_{\text{runout}} - \Delta P_{11} = (\Delta X_{\text{runout}}, \Delta Y_{\text{runout}}, \Delta Z_{\text{runout}}) - (\Delta X_{11}, \Delta Y_{11}, \Delta Z_{11}) \\ &= (\Delta X_{\text{propio}}, \Delta Y_{\text{propio}}, \Delta Z_{\text{propio}}) \end{aligned}$$

Notar que la diferencia sólo se realiza con el desplazamiento de la posición 1, ya que el runout radial sólo se mide en el lado descarga de la corona, lo que corresponde a la posición de medición 1.

4. Determinar, mediante simulaciones computacionales aplicando del método de elementos finitos, los desplazamientos originados por la condición de operación normal en la cual se encuentra el molino durante un período de operación permanente (condición pseudo-dinámica: carga desplazada y fuerza de transmisión del engrane, ejemplo Simulación 5). A estos desplazamientos se les denominará como:

$$P_{21} = (X_{21}, Y_{21}, Z_{21}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{21} = (\Delta X_{21}, \Delta Y_{21}, \Delta Z_{21})$$

$$P_{22} = (X_{22}, Y_{22}, Z_{22}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{22} = (\Delta X_{22}, \Delta Y_{22}, \Delta Z_{22})$$

5. Determinar los desplazamientos netos necesarios para calibrar la condición de operación, con la condición de carga estática o en la cual se realizó el runout. Para esto se tiene que:
- Sea $\overline{P_{11}P_{12}}$ el segmento originado por la posición de los puntos de medición 1 y 2 del diente 2 bajo la simulación de condición de carga durante el registro del runout, representado por la línea azul de la Figura 12 .
 - Sea $\overline{P_{21}P_{22}}$ el segmento originado por los desplazamientos de las posiciones de medición 1 y 2 del diente 2 medidos bajo la simulación de condición de operación normal (Ejemplo: Simulaciones 3, 4 o 5), representado por la línea roja de la Figura 12-1.

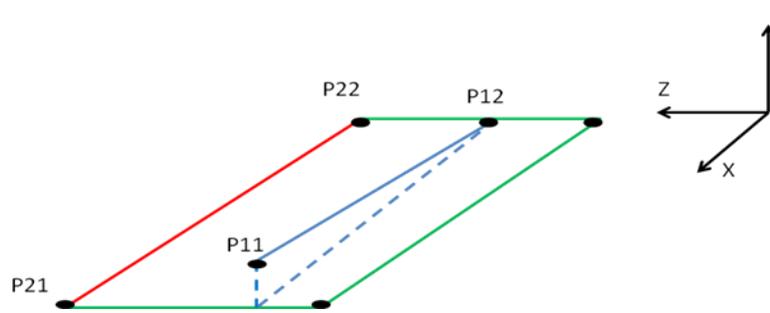


Figura 12-1. Sistema referencial.

Por lo tanto, para desplazar el segmento $\overline{P_{11}P_{12}}$ a la posición del al segmento $\overline{P_{21}P_{22}}$, es necesario desplazar el punto P_{11} a P_{21} y el P_{12} a P_{22} . Esto se consigue realizando la siguiente operación:

$$P_{11} \rightarrow P_{21} = (X_{11} - \Delta X_{11} + \Delta X_{21}, Y_{11} - \Delta Y_{11} + \Delta Y_{21}, Z_{11} - \Delta Z_{11} + \Delta Z_{21})$$

$$P_{12} \rightarrow P_{22} = (X_{12} - \Delta X_{12} + \Delta X_{22}, Y_{12} - \Delta Y_{12} + \Delta Y_{22}, Z_{12} - \Delta Z_{12} + \Delta Z_{22})$$

Por lo que los desplazamientos netos de los puntos en el plano YZ son:

$$\delta P_{11} = (\Delta X_{21} - \Delta X_{11}, \Delta Y_{21} - \Delta Y_{11}, \Delta Z_{21} - \Delta Z_{11})$$

$$\delta P_{12} = (\Delta X_{22} - \Delta X_{12}, \Delta Y_{22} - \Delta Y_{12}, \Delta Z_{22} - \Delta Z_{12})$$

6. Agregar los desplazamientos propios del molino a los desplazamientos netos calculados. Esto es:

$$\delta P_1 = \delta P_{11} + \Delta P_{\text{propio}}$$

$$\delta P_2 = \delta Z + \Delta P_{\text{propio}}$$

Estos desplazamientos indicarán las correcciones que se deben realizar para alinear el engrane a la condición de operación normal.

7. Considerar que al agregar o quitar laines en las bases genera desplazamientos distintos en los puntos del engrane debido a que se desplaza y pivota el eje completo a una cierta distancia de los puntos de medición. Se denominan:

$$\Delta P_{\text{geométrico}} = (\Delta X_{\text{geométrico}}, \Delta Y_{\text{geométrico}}, \Delta Z_{\text{geométrico}})$$

Estos valores dependen de la posición relativa entre los puntos donde se colocarán las laines y los puntos de medición del piñón

Nota: Al agregar una laina, por ejemplo, al lado de carga del piñón se desplaza los dos puntos de medición, por lo que se recomienda hacer un esquema para el cálculo.

8. Agregar a los desplazamientos netos calculados en el punto 6 los desplazamientos asociados a las diferencias geométricas originado por la distancia entre los puntos de medición y las bases de los contraejos, definidos en el punto 7. Esto es:

$$\delta P_{\text{total 1}} = \delta P_1 + \Delta P_{\text{geométrico}} = \delta P_{11} + \Delta P_{\text{propio}} + \Delta P_{\text{geométrico}}$$

$$\delta P_{\text{total 2}} = \delta P_2 + \Delta P_{\text{geométrico}} = \delta P_{12} + \Delta P_{\text{propio}} + \Delta P_{\text{geométrico}}$$

Estos valores indican los desplazamientos totales que se deben realizar en la base de los contraejos para alinear el engrane considerando la condición de operación normal.

9. Finalmente, determinar la cantidad de laines de ajuste vertical que se añadirán o sacarán, en relación a la dirección Y según el desplazamiento calculado en el punto 7, debajo de cada descanso y el movimiento horizontal que se tiene que proporcionar mediante el ajuste de los pernos de apriete de los descansos, con respecto a los desplazamientos totales en la dirección Z calculados en el punto 7, para lo cual es importante conocer el paso de estos pernos para determinar la cantidad de giros necesarios para lograr el ajuste requerido.



Figura 12-2. Proceso de desplazamiento de descansos e instalación de laines.

10. Determinar si el corrimiento axial (Δ) entre las caras del piñón y la corona es superior al definido por condiciones de tolerancias, ver sección Alineamiento de las caras del engrane., para definir si es necesario una corrección en este eje. Si no fuera necesario un corrimiento axial, el desplazamiento en ese eje es 0.
11. Controlar mediante termografía del perfil de temperaturas del engrane para corregir posible diferencias, la diferencia de temperaturas permitidas entre los extremos de los dientes del engrane es de 10°C , si se supera este valor se debe volver a corregir.

La metodología propuesta debe ser complementaria con la metodología utilizada actualmente, con tal de cumplir con las condiciones de verificación del alineamiento impuesta por el fabricante y los procedimientos de trabajo seguro establecidos por la compañía dueña del molino.

12.1 Ejemplo método de calibración.

Se realizará un ejemplo simplificado de determinación de desplazamientos para corregir el alineamiento, en base a los análisis de datos de la simulación 2 (molino parado, condición de carga vertical y peso propio) y la simulación 5 (condición de operación al 100%).

Se utilizará la simulación 2 como la simulación de la condición de medición del runout, esto porque no fue posible obtener las condiciones originales de medición del runout presentado en la sección Runout molino de bolas..

Como la estación de medición número 9 de los runout presentados en la sección Runout molino de bolas. coincide aproximadamente con la posición del engrane, los desplazamientos medidos en los mencionados runout son:

Tabla 12-1. Rounout zona de engrane.

Estación de medición	Runout axial (eje X) [mm]	Runout radial [mm]
9	-1,57	0,22

Fuente: Metso Minerals.

Como el piñón se encuentra a -30° medidos desde la línea horizontal que pasa por el centro del molino hasta la el diente número 2 del engrane corona-piñón, se tienen los siguientes desplazamientos en el plano de la corona:

$$\Delta Y_{runout} = Runout_{radial} * \text{sen}(-30^\circ) = -0,11$$

$$\Delta Z_{runout} = Runout_{radial} * \text{s}(-30^\circ) = -0,19$$

Los datos obtenidos para estas simulaciones son las siguientes:

Tabla 12-2. Datos de posición final y desplazamientos de Simulación 2.

	Posición	X[mm]	ΔX [mm]	Y[mm]	ΔY [mm]	Z[mm]	ΔZ [mm]
Diente 2	1	-0,292	-0,292	2634,753	-0,387	-4557,239	-0,006
	2	-975,275	-0,275	2522,619	-0,479	-4446,001	-0,057

Estos datos corresponden a la condición a corregir (condición 1), es decir los puntos y desplazamientos:

$$P_{11} = (X_{11}, Y_{11}, Z_{11}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{11} = (\Delta X_{11}, \Delta Y_{11}, \Delta Z_{11})$$

$$P_{12} = (X_{12}, Y_{12}, Z_{12}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{12} = (\Delta X_{12}, \Delta Y_{12}, \Delta Z_{12})$$

Tabla 12-3. Datos de posición final y desplazamientos de Simulación 5.

	Posición	X[mm]	ΔX [mm]	Y[mm]	ΔY [mm]	Z[mm]	ΔZ [mm]
Diente 2	1	-0,608	-0,608	2634,162	-0,978	-4557,663	-0,43
	2	-975,57	-0,57	2537,044	-0,941	-4445,973	-0,029

Estos datos corresponden a los valores (condición 2) a que se debe corregir la condición anterior sin cargas en operación, o sea:

$$P_{21} = (X_{21}, Y_{21}, Z_{21}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{21} = (\Delta X_{21}, \Delta Y_{21}, \Delta Z_{21})$$

$$P_{22} = (X_{22}, Y_{22}, Z_{22}) \quad \text{y} \quad \Delta P_{22} = (\Delta X_{22}, \Delta Y_{22}, \Delta Z_{22})$$

La corrección se realizará en base a la posición y desplazamientos del diente 2 como se mencionó anteriormente debido a que este representa de mejor manera los desplazamientos promedios, por lo que tienen los siguientes resultados, aplicando la metodología propuesta:

$$P_{11} \rightarrow P_{21} = (X_{11} - \Delta X_{11} + \Delta X_{21}, Y_{11} - \Delta Y_{11} + \Delta Y_{21}, Z_{11} - \Delta Z_{11} + \Delta Z_{21})$$

$$P_{11} \rightarrow P_{21} = (-0,292 + 0,292 - 0,608; 2634,7 + 0,387 - 0,978; -4557,239 + 0,006 - 0,430) [\text{mm}]$$

$$P_{11} \rightarrow P_{21} = (-0,608; 2634,162; -4557,663) [\text{mm}]$$

Por lo que los desplazamientos netos del punto P_{11} son:

$$\delta P_{11} = (\Delta X_{21} - \Delta X_{11}, \Delta Y_{21} - \Delta Y_{11}, \Delta Z_{21} - \Delta Z_{11})$$

$$\delta P_{11} = (-0,608 + 0,292, -0,978 + 0,387, -0,430 + 0,006) [\text{mm}]$$

$$\delta P_{11} = (-0,316, -0,591, -0,424) [\text{mm}]$$

De igual forma se proceda para el punto P_{12} , obteniéndose:

$$P_{12} \rightarrow P_{22} = (-975,275, 2522,157, -4445,973) [\text{mm}]$$

$$\delta P_{12} = (-0,295, -0,462, 0,028) [\text{mm}]$$

Ahora se determina el desplazamiento propio de la corona,

$$\begin{aligned}
\Delta P_{\text{propio}} &= \Delta P_{\text{runout}} - \Delta P_{11} \\
&= (-1,57, -0,11, -0,19) - (-0,292, -0,387, -0,006) [\text{mm}] \\
&= (-1,278, -0,277, -0,184) [\text{mm}]
\end{aligned}$$

Por lo que los desplazamientos totales para las distintas posiciones que se requieren para alinear el molino considerando la condición de operación, son los siguientes:

$$\begin{aligned}
\delta P_{\text{total 1}} &= \delta P_1 + \Delta P_{\text{geométrico}} = \delta P_{11} + \Delta P_{\text{propio}} + \Delta P_{\text{geométrico}} \\
&= (-0,316, -0,591, -0,424) + (-1,278, -0,277, -0,184) + (0, 0, 0) \\
&= (-1,594, -0,868, -0,608) [\text{mm}]
\end{aligned}$$

Se considera que $\Delta P_{\text{geométrico}}$ en este caso es 0 para facilitar los cálculos.

De la misma forma, se tiene que:

$$\begin{aligned}
\delta P_{\text{total 2}} &= \delta P_2 + \Delta P_{\text{geométrico}} = \delta P_{11} + \Delta P_{\text{propio}} + \Delta P_{\text{geométrico}} \\
&= (-0,295, -0,462, 0,028) + (-1,278, -0,277, -0,184) \\
&= (-1,573, -0,739, -0,156) [\text{mm}]
\end{aligned}$$

Por lo que se tiene que de bajar (eje Y) la posición 1 en 0,868[mm] y de debe desplazar horizontalmente (desplazarse en la dirección -Z 0,608[mm]. La posición 2 debe bajar en 0,739[mm] y de debe desplazar horizontalmente e en la dirección -Z en 0,156[mm].

La siguientes figuras muestran la condición 1 (línea azul) generada por la simulación 2 y la condición 2 (línea roja) generada por la simulación 3.

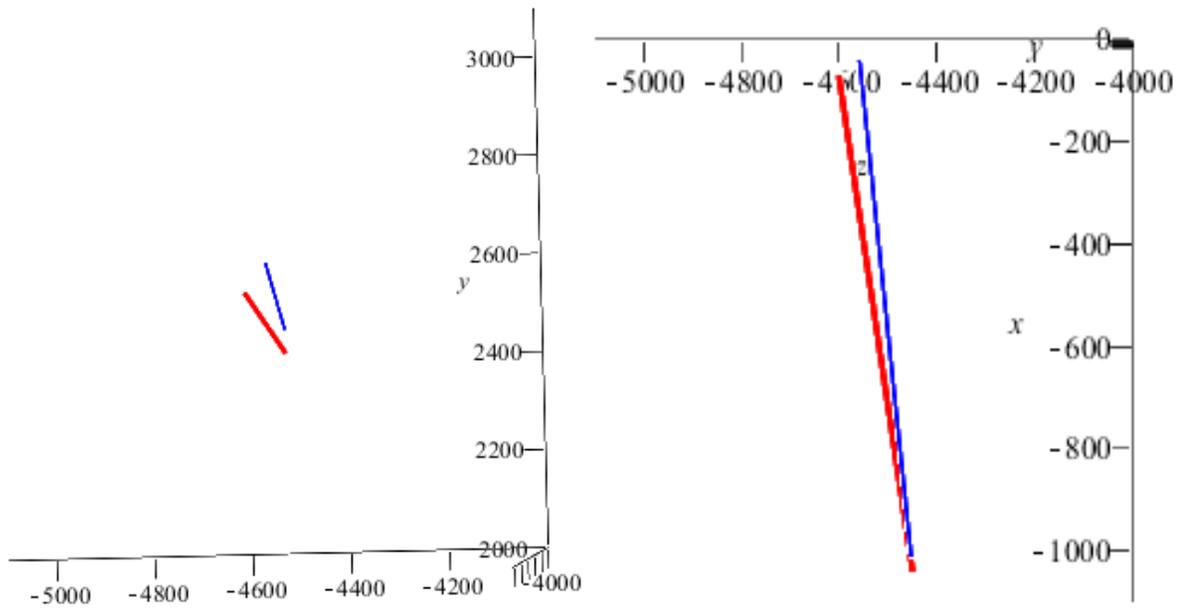


Figura 12-3. Representación espacial de las posiciones 1 (azul) y posición 2 (roja), previa a la corrección.

Por lo que aplicando el modelo, esto es llevando la curva de la condición 1 a la condición 2, se tiene lo siguiente.

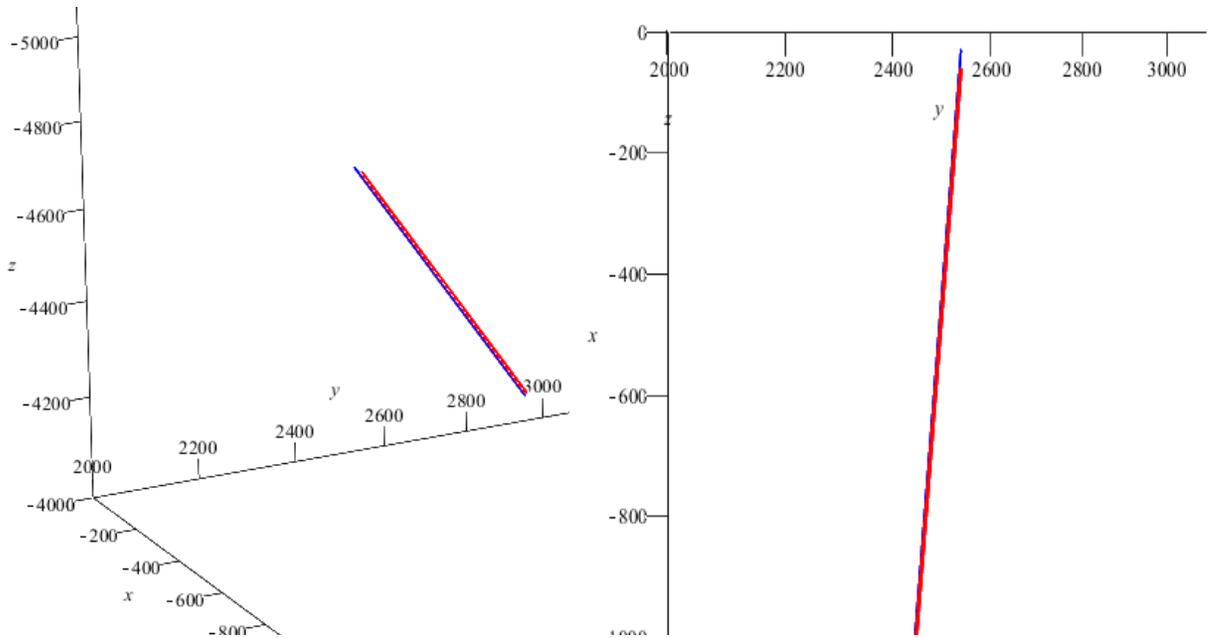


Figura 12-4. Representación espacial de las posiciones 1 (azul) y posición 2 (roja), corregida.

13. CONCLUSIONES.

El desarrollo de esta memoria permitió determinar las deformaciones y desplazamientos del molino bajo distintas condiciones de operación y se logró conocer como varían estos desplazamientos con respecto a la posición de la carga interna y al nivel de operación del molino. Dentro de los anterior, también permitió conocer el cambio en la tendencia y en la magnitud de los desplazamiento de los dientes al aplicar la fuerza de transmisión en los ejes Y y Z, principalmente. Esto es un aporte significativo debido a que en la actualidad, el personal que realiza las labores no conoce de manera cuantitativa el efecto de la aplicación de dicha carga en los desplazamientos de la corona.

Una contribución importante de este trabajo es que permite apreciar la importancia del alineamiento del engrane piñón corona de un molino de bolas, ya que errores o desviaciones en el alineamiento generan pérdidas de eficiencia en la transmisión de potencia, disminución de la vida útil de los componentes a través de desgastes dispares, generación de grietas con posibilidad de producir fracturas de los dientes. Lo anterior aumenta los tiempos de falla de los equipos aumentando los costes de operación y disminuyendo la disponibilidad del equipo, incurriendo en cuantiosas pérdidas económicas por disminución de la producción. Todo esto se produce principalmente por los desplazamientos determinados en el plano de la corona, estos originan un desplazamiento radial mayor a la tolerancia permitida, reduciendo la distancia entre ejes y dando origen a los problemas anteriormente mencionados.

Como ya se señaló, el proceso de alineamiento es de vital importancia para prolongar la vida útil del equipo y aumentar el nivel de disposición de este, por lo que una contribución a disminuir y los tiempos de ejecución y mejorar el proceso tiene un gran impacto. En este sentido las simulaciones realizadas han permitido determinar los desplazamientos de los dientes de engrane a distintos niveles de carga, lo que permitió definir cuáles son los desplazamientos que se deben realizar para poder considerar la condición de operación como variable del proceso de alineación. He ahí la contribución más importante, debido a que el procedimiento de alineamiento actual, considera la apreciación de un experto que asigne un desplazamiento adicional debido a la condición de operación, lo que lleva en muchos casos aumentar el número de iteraciones para poder realizar una alineación adecuada.

La metodología propuesta tiene la ventaja de generar resultados precisos en un tiempo reducido, en base al correcto registro de las condiciones de operación y monitoreo del molino, lo que disminuye la incertidumbre y contribuye a la disminución de iteraciones para lograr un alineamiento adecuado, estimándose una disminución aproximada de 2 horas en con respecto al proceso estándar aplicado en la actualidad.

Si bien el desarrollo de este trabajo permite obtener resultados de buena calidad en base a las tolerancias permitidas en el engrane, queda abierta la posibilidad de realizar mejoras en cuanto a la modelación de las cargas aplicadas, pudiendo incorporarse un análisis de la distribución real de la carga interna en el molino con tal de incorporar en forma más realista la fuerza ejercida por esta carga.

14. BIBLIOGRAFÍA.

- [1]. A. Gupta, D. S. Yan (2006). "Mineral Processing Design and Operations, An Introduction". First Edition, ELSEVIER, UK.
- [2]. Casalli, Aldo, "Procesos de Conminución (Apuntes del Curso)", Universidad de Chile.
- [3]. Tapia, Jaime, "Teoría Y Técnicas De Molienda", Universidad Arturo Prat.
- [4]. Gabriel Barrientos, Luis Espejo. "Evaluación de las cargas de impacto en el interior de un molino SAG". Universidad de Concepción, Chile.
- [5]. Weir Minerals (2007). "Mill Lining Systems", USA.
- [6]. "Manual de Instrucciones para la Construcción y Operación: Molinos de Bolas 20'-0" x 33'-6" ", Fluor Daniel Chile S.A, Proyecto de Colada Concentrada de Escondida Proyecto de Expansión Fase III, 1995, Santiago, Chile.
- [7]. S. Banisi, M. Hadizadeh. "3-D liner wear profile measurement and analysis in industrial SAG mills". University of Kerman, Iran
- [8]. Kenneth H. Huebner, Earl A. Thornton (1982). "The Finite Element Method for Engineers". Second Edition, JOHN WILEY & SONS, Canadá.
- [9]. Klaus-Jurgen Bathe. "Finite Element Procedure", Primera Edición, Prentice-Hall, 1996, Estados Unidos.
- [10]. Erke Wang, Thomas Nelson, Rainer Rauch. Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra. 2004, International ANSYS Conference Proceedings, Munich, Alemania.
- [11]. Charles C. Golembewki, "Estructural Analysis Minera Escondid 20'x33,5'Ball Mill", Allis Mineral System, Grinding Division, 1994, New York, Estados Unidos.
- [12]. ANSI/AGMA 6005-B89 (R1996), Power Rating for Helical and Herringbone Gearing for Rolling Mill Service, American Gear Manufacturers Association, Estados Unidos.
- [13]. ANSI/AGMA 6004-F88 (R1996), Gear Power Rating for Cylindrical Grinding Mills, Kilns, Coolers, and Dryers , American Gear Manufacturers Association, Estados Unidos.
- [14]. Dudley, Darle W. "Manual de engranajes: , manufactu , Primera Edi. 1962, Estados Unidos.
- [15]. Shigley J., "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8ª Edición, 2006, Estados Unidos.
- [16]. Campabadal, José. "Engranajes", Primera Edi. 1969, Barcelona, España.